

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÇENTİKLİ VE HOMOJEN MALZEMELERİN ÇEVİRİMSSEL
DEFORMASYONLARININ MODELLENMESİ VE SONLU
ELEMENLAR ANALİZLERİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Toros Arda AKŞEN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIMI VE İMALAT
Tez Danışmanı : Prof. Dr. Mehmet FIRAT

Haziran 2017

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

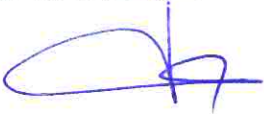
ÇENTİKLİ VE HOMOJEN MALZEMELERİN ÇEVİRİMSEL
DEFORMASYONLARININ MODELLENMESİ VE SONLU
ELEMENLAR ANALİZLERİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Toros Arda AKŞEN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIMI VE İMALAT

Bu tez 21.06.2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.



Prof. Dr.
Mehmet FIRAT
Jüri Başkanı



Yrd. Doç. Dr.
Osman Hamdi METE
Üye



Yrd. Doç. Dr.
Emre ESENER
Üye

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Toros Arda AKŞEN

28.06.2017

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimin boyunca değerli bilgi ve tecrübeleriyle bana yol gösteren, araştırmalarımın bütün aşamalarında bana olan desteğini esirgemeyen değerli danışman hocam Prof. Dr. Mehmet FIRAT'a teőekkürlerimi sunarım.

Bana sonsuz sabır gösteren, çalışmalarım süresince beni teővik eden ve desteğini benden asla esirgemeyen eőim Gülfer AKŞEN'e, annem İffet BERKTAŐ'a teşekkür ederim.

Tez savunmam sırasında beni sabırla dinleyen değerli jüri üyelerine teőekkürlerimi sunarım. Ayrıca iş yoğunluklarına rağmen tez savunma sınavımda beni dinlemeye gelen değerli hocalarım Doc. Dr. Ahmet Çağatay ÇİLİNGİR'e ve Yrd. Doc. Dr. Murat ÖZSOY'a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ	vi
TABLolar LİSTESİ	x
ÖZET	xi
SUMMARY	xii
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
1.1. Literatür Araştırması	3
1.2. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı	11
BÖLÜM 2.	
DENEYSEL VE ANALİTİK YÖNTEMLER	13
2.1. Mekanik Testler	13
2.1.1. Çekme testi	14
2.1.2. Burulma testi	20
2.1.3. Çevrimsel testler	23
2.2. Sonlu Elemanlar Yöntemi	26
2.3. Mekaniğin Temel Denklemleri	26
BÖLÜM 3.	
PEKLEŞME MODELLERİ	29
3.1. İzotropik Pekleşme Kuralı	30

3.2. Kinematik Pekleşme Kuralı	32
3.2.1. Lineer kinematik pekleşme kuralı	33
3.2.2. Multilineer kinematik pekleşme kuralı	34
3.2.3. Nonlineer kinematic pekleşme kuralı	35
BÖLÜM 4.	
SAYISAL UYGULAMALAR	40
4.1. Deney Numunesinin Boyutlandırılması ve Modellenmesi	40
4.2. Akma Eğrisi Kullanılarak Hollomon Parametrelerinin Elde Edilmesi	46
4.3. Sınır Şartlarının Uygulanması ve Test Simülasyonlarının Sonuçları ...	51
4.4. Çentik Etkisi ve Dairesel Çentikli Numune	62
BÖLÜM 5.	
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	75
KAYNAKLAR	77
EKLER	80
ÖZGEÇMİŞ	90

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

∇	: Operatör denklem
A	: Numunenin ölçüm bölgesinin anlık kesit alanı
A_0	: Numunenin ölçüm bölgesinin orjinal kesit alanı
ASTM	: American Society for Testing Materials
AISI	: American Iron Steel Institute
$c^{(i)}, r^{(i)}, \chi^{(i)}$: Öteleme tensör bileşen parametreleri
D	: Çekme test numunesinde ölçüm yapılan bölgenin çapı
dp	: Eşdeğer plastik gerinim artımı
$d\epsilon^{p}_{ij}$: Plastik gerinim artımı
E	: Elastisite modülü
F	: Uygulanan kuvvet
G	: Kaymadaki elastisite modülü
H, h	: Pekleşme modülü
J	: Polar atalet momenti
K	: Teorik gerilme – yığılma faktörü, mukavemet katsayısı
L	: Test numunesinin anlık boyu
L_0	: Test numunesinin ilk boyu
$L^{(i)}$: Öteleme tensörünün birim tensörü
M_T	: Döndürme momenti
n	: Pekleşme üsteli
R	: Fatura geçiş radyusu
SAE	: Society of Automotive Engineers
SEY	: Sonlu elemanlar Yöntemi
α	: Öteleme tensörü
$\gamma_{müh}$: Mühendislik kayma gerinimi
ΔL	: Uzama miktarı

$\dot{\epsilon}$: Gerinim hızı
$\epsilon_{\text{gerçek}}, \epsilon_T$: Gerçek gerinim
ϵ_{ij}	: Gerinim tensörü
$\epsilon_{\text{müh}}$: Mühendislik gerinimi
ϵ^e	: Elastik gerinim
ϵ^p	: Plastik gerinim
θ	: Dönme açısı
σ_{ak}	: Akma gerilmesi
$\sigma_{\text{gerçek}}$: Gerçek gerilme
σ_{ij}	: Gerilme tensörü
$\sigma_{\text{müh}}$: Mühendislik gerilmesi
$\bar{\sigma}, \sigma_{eş}$: Eşdeğer Gerilme
τ	: Kayma gerilmesi
\emptyset	: Burulma açısı

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Yüzeyle paralel kesme zorlamasına maruz kalan prizmatik malzeme	4
Şekil 1.2. Barkey'in üzerinde çalıştığı dairesel çentikli numune	5
Şekil 1.3. Barkey'in üzerinde çalıştığı SAE şaftı ve yükleme koşulları	6
Şekil 1.4. Çekme yüklemesi altındaki ince plaka	7
Şekil 1.5. Dairesel çentikli çubuğun yükleme koşulları ve çentik kökü gerinim bileşenleri	8
Şekil 1.6. a) Burulmaya ve eksenel yüklemeye maruz kalan dairesel çentikli numune, b) Düzlem yorulma yüklemesine maruz kalan, simetrik 2 adet V çentikli numune	10
Şekil 2.1. Mühendislik gerilme – gerinim grafiği	15
Şekil 2.2. Çekme testi numunesi	15
Şekil 2.3. Çekme testinin uygulaması	16
Şekil 2.4. Orantı sınırı ve akma gerilmesi	17
Şekil 2.5. Mühendislik gerilme – gerinim grafiği ile gerçek gerilme – gerinim grafiğinin karşılaştırılması	19
Şekil 2.6. Dairesel bir çubuğun burulması	21
Şekil 2.7. Burulma testinin uygulaması	22
Şekil 2.8. Sabit çevrimsel gerinimde gerilme – gerinim döngüsü	24
Şekil 2.9. Yalın ve çevrimsel zorlamalar altında elde edilen gerilme – gerinim eğrilerinin karşılaştırılması	25
Şekil 2.10. a) Çevrimsel çekme – basma testinin uygulanması, b) Çevrimsel burulma testinin uygulanması.....	25
Şekil 3.1. İki boyutta Von Mises ve Tresca akma kriterlerinin karşılaştırılması ...	29
Şekil 3.2. İzotropik pekleşme	30
Şekil 3.3. Bilineer izotropik malzeme modelinde malzemenin plastik davranışı ..	31
Şekil 3.4. Multilineer izotropik malzeme modelinde malzemenin plastik davranışı	31

Şekil 3.5. Nonlinear izotropik malzeme modelinde malzemenin plastik davranışı	32
Şekil 3.6. Kinematik pekleşme	32
Şekil 3.7. İzotropik pekleşme ve kinematic pekleşme modellerinde gerilme – gerinim eğrileri	33
Şekil 3.8. Linear kinematik pekleşme kuralına göre gerilme – gerinim eğrisi	34
Şekil 3.9. Mroz modeline göre akma yüzeyleri	35
Şekil 3.10. Armstrong ve Frederic nonlinear kinematic pekleşme modeli.	36
Şekil 3.11. Dengelenmiş çevrimsel gerilme – gerinim eğrisi	38
Şekil 4.1. Deney numunesinin ölçüleri	41
Şekil 4.2. Çeyrek numuneyi oluşturan çizgilerin iki boyutta gösterilişi	42
Şekil 4.3. Çeyrek numunenin Ansys yazılımı kullanılarak oluşturulan alanı	43
Şekil 4.4. Çeyrek numunenin iş düzlemi kullanılarak bölünmesi	43
Şekil 4.5. Çeyrek numunede iki boyutta oluşturulan ağ yapısı	44
Şekil 4.6. Çeyrek numunenin alanının ve ağ yapısının yansıtılmasıyla elde edilen yarım model	45
Şekil 4.7. Ansys yazılımı kullanılarak oluşturulan 3 boyutlu deney numunesi	46
Şekil 4.8. 16MnCr5 çeliğinin oda sıcaklığında ve diğer sıcaklıklarda elde edilmiş akma eğrileri	47
Şekil 4.9. Eğri uydurma yöntemiyle Hollomon parametrelerinin elde edilmesi ...	48
Şekil 4.10. Modeldeki düğüm noktalarının silindirik koordinatlara taşınması, a) Ön görünüş, b) Üst görünüş	51
Şekil 4.11. Çekme testi analizi için uzama miktarı – zaman grafiği	52
Şekil 4.12. Çevrimsel çekme - basma testi analizi için uzama,kısalma miktarı – zaman grafiği	52
Şekil 4.13. Çekme testi ve çevrimsel çekme – basma testi için sınır şartlarının gösterimi	53
Şekil 4.14. Burulma testi ve çevrimsel burulma testi için sınır şartlarının gösterimi	53
Şekil 4.15. Burulma testi için dönme açısı – zaman grafiği	56
Şekil 4.16. Çevrimsel burulma testi için dönme açısı – zaman grafiği	56
Şekil 4.17. Sonuçlar elde etmek için seçilen düğüm noktasının gösterimi	57

Şekil 4.18. Lineer çekme testi analizinden elde edilen gerilme – gerinim grafiği .	58
Şekil 4.19. Çekme testi analizinden elde edilen gerilme – gerinim grafiği	58
Şekil 4.20. Çekme testi analizinden elde edilen gerçek gerilme – eşd. plastik gerinim grafiği	59
Şekil 4.21. Çevrimsel çekme – basma analizinden elde edilen gerilme – gerinim grafiği	59
Şekil 4.22. Burulma testi analizinden elde edilen gerilme – gerinim grafiği	60
Şekil 4.23. Çevrimsel burulma testi analizinden elde edilen gerilme – gerinim grafiği	60
Şekil 4.24. Dairesel çentikli numunenin çentik bölgesindeki gerilme dağılımı	62
Şekil 4.25. Barkey çentikli çubuğu üzerinde sınır şartlarının gösterimi	63
Şekil 4.26. Dairesel çentikli numuneye uygulanan sınır şartlarının gösterimi	65
Şekil 4.27. Dairesel çentikli numune için oluşturulan ağ yapısı	66
Şekil 4.28. a) Orantısal yüklemenin gösterimi, b) Orantısal olmayan yüklemenin gösterimi	67
Şekil 4.29. Test 1’de orantısal yüklemde nominal aksenal gerilmenin zamana bağlı grafiği	67
Şekil 4.30. Test 1’de orantısal yüklemde nominal kayma gerilmesi için gerekli teğetsel kuvvetin bağlı grafiği	68
Şekil 4.31. Test 2’de orantısal olmayan kutu tipi yüklemde nominal aksenal gerilmenin zamana bağlı grafiği	68
Şekil 4.32. Test 2’de orantısal olmayan kutu tipi yüklemde nominal kayma gerilmesi için gerekli teğetsel kuvvetin bağlı grafiği	69
Şekil 4.33. Test 3’de orantısal olmayan kutu tipi yüklemde nominal aksenal gerilmenin zamana bağlı grafiği	69
Şekil 4.34. Test 3’de orantısal olmayan kutu tipi yüklemde nominal kayma gerilmesi için gerekli teğetsel kuvvetin bağlı grafiği	70
Şekil 4.35. Test 4’de orantısal olmayan zig - zag tipi yüklemde nominal aksenal gerilmenin zamana bağlı grafiği	70
Şekil 4.36. Test 4’de orantısal olmayan zig - zag tipi yüklemde nominal kayma gerilmesi için gerekli teğetsel kuvvetin bağlı grafiği	71

Şekil 4.37. Test 1’de orantısız yükleme için sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen aksel gerinim – kayma gerinim grafiği ve Barkey’in elde etmiş olduğu deneysel sonuçlar	72
Şekil 4.38. Test 2’de orantısız olmayan kutu tipi yükleme için sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen aksel gerinim – kayma gerinim grafiği ve Barkey’in elde etmiş olduğu deneysel sonuçlar	72
Şekil 4.39. Test 3’de orantısız olmayan kutu tipi yükleme için sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen aksel gerinim – kayma gerinim grafiği ve Barkey’in elde etmiş olduğu deneysel sonuçlar	73
Şekil 4.40. Test 4’de orantısız olmayan zig – zag tipi yükleme için sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen aksel gerinim – kayma gerinim grafiği ve Barkey’in elde etmiş olduğu deneysel sonuçlar	73

TABLULAR LİSTESİ

Tablo 4.1. ASTM'nin önerdiği dairesel kesitli çekme testi numunesinin ölçüleri	41
Tablo 4.2. 16MnCr5 çeliğinin mekanik özellikleri ve plastisite kodu için gereken diğer veriler	49
Tablo 4.3. Plastisite kodu kullanılarak oluşturulan Chaboche parametreleri	49
Tablo 4.4. Plastisite kodu kullanılarak oluşturulan gerilme – gerinim değerleri (bir kısmı)	50
Tablo 4.5. SAE 1070 çeliğinin mekanik özellikleri	64
Tablo 4.6. Barkey'in yapmış olduğu testlerdeki nominal genlik değerleri	66

ÖZET

Anahtar kelimeler: Pekleşme modelleri, kinematik pekleşme, izotropik pekleşme, çevrimsel plastisite, dairesel çentikli numune

Bu çalışmada, dairesel çentikli bir numunede orantısal ve orantısız olmayan yüklemeler altında çentik kökündeki gerinimler incelenmiştir.

ASTM standartlarına göre boyutlandırıldıktan sonra, bir sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak modellenen çekme testi numunesinin, sırasıyla çekme testi, çevrimsel çekme – basma testi, burulma testi ve çevrimsel burulma testi analizleri gerçekleştirilmiştir. Test numunesinin malzemesi 16MnCr5 çeliği olarak belirlenmiştir. Analizlerde malzemenin plastik davranışını tanımlamak için, Mises izotropik pekleşme modeli ve Chaboche kinematik pekleşme modeli olmak üzere iki farklı pekleşme modeli kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre kinematik pekleşme modeli kullanılarak gerçekleştirilen çevrimsel testlerin analizlerinde Bauschinger etkisini modellenebilmiştir ancak izotropik pekleşme modeli kullanılarak gerçekleştirilen çevrimsel testlerin analizlerinde gerinim bozunum davranışı ve Bauschinger etkisi modellenememiştir. Bunun yanında iki pekleşme modeli de yalnız yüklemeler altında birbirleriyle uyumlu sonuçlar vermiştir.

Bir sonraki adımda, dairesel çentikli silindirik bir numune, aynı sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak modellenmiştir. Numunenin malzemesi SAE 1070 çeliği olarak belirlenmiş olup ilk olarak sadece aksel yük uygulanarak çentik kökündeki aksel gerilme yığılma faktörü ve sadece burulma yükü uygulanarak çentik kökündeki çevresel gerilme yığılma faktörü elde edilmiştir. Sonrasında, bulunan gerilme yığılma faktörlerinin önceki zamanlarda yapılan deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen değerlerle uyumlu olduğu görülmüştür. Son olarak aynı numunede Chaboche kinematik pekleşme modeli kullanılarak orantısal ve orantısız olmayan yüklemeler altında çentik kökündeki gerinim davranışları incelenmiştir. Sonuçlar, önceden gerçekleştirilen deneysel çalışmaların sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Araştırmada elde edilen bulgulara göre, Chaboche kinematik pekleşme modeli kullanılarak gerçekleştirilen analizlerde, çevrimsel yüklemeler altında malzemenin davranışının oldukça iyi bir şekilde tahmin edilebildiği görülmüştür.

MODELING OF CYCLIC MATERIAL DEFORMATIONS OF THE HOMOGENEOUS AND NOTCHED MATERIALS AND THE FINITE ELEMENT ANALYSIS

SUMMARY

Keywords: Hardening types, kinematic hardening, isotropic hardening, cyclic plasticity, circumferentially notched bar

In this study, notch root strains of a circumferentially notched bar have been investigated under proportional and nonproportional loadings.

After determining the dimensions of the tension test specimen according to ASTM standards, modeling of the test specimen has been realized using a finite element software. Respectively the tension, the cyclic tension – compression, the torsion and the cyclic torsion tests of the specimen have been simulated by FEM. Material has been determined as 16MnCr5 steel and to determine materials plastic behavior, two different hardening types which are Mises isotropic hardening and Chaboche kinematic hardening rules have been used. The results obtained according to the hardening types have been compared. According to the results, under cyclic loading kinematic hardening type could capture the Bauschinger effect unlike isotropic hardening. Under monotonic loadings, the results obtained from different hardening types have been accord with each other.

The circumferentially notched bar of Barkey has been modeled using the same finite element software. The material of the notched bar has been determined as SAE 1070 steel. First, under axial loading and torsional loading separately, axial stress concentration factor and the torsional stress concentration factor have been determined. Axial and torsional stress concentration factors obtained have been accord with the results obtained from the experiments which realized before. Finally under proportional and nonproportional loading the notch root strains have been investigated and assessed.

According to the findings obtained in this research, it was concluded that under cyclic loadings materials plastic behaviour can be predicted properly in Ansys analysis using Chaboche kinematic hardening rule.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Günümüzde otomotiv sektöründe yaşanan gelişmeler ulaşımı daha güvenli ve konforlu bir hale getirmiştir. Bu gelişmelerde araştırma – geliştirme faaliyetleri ile birlikte gelişen malzeme teknolojisinin de payı büyüktür. Tüm bu gelişmelerin yanında, insanların beklentilerinin de yükselmesi, bu sektörde bir rekabet ortamı yaratmıştır. Otomobil firmaları bu rekabet ortamına ayak uydurabilmek için emniyet ve konfor parametrelerinin yanında, kullanılan malzemelerin maliyetlerini de göz önünde bulundurmak durumunda kalmışlardır. Bu nedenle farklı malzeme alternatifleri doğrultusunda söz konusu malzemelerden imal edilen makine elemanlarının, üzerlerine gelecek yükü emniyetli bir şekilde taşıyıp taşıyamayacaklarını anlayabilmek için gerçekleştirilen testlerin önemi artmıştır.

Bir otomobilin çalışması esnasında, otomobili oluşturan makine elemanları eş zamanlı olarak birçok farklı zorlamaya maruz kalmaktadır. Söz konusu zorlamalar otomobilin olağan çalışması durumunun dışında, insan ve çevre faktörlerine göre de değişiklik göstermektedir. Örneğin otomobilin düz bir otobanda gitmesi ile engebeli ve eğimli bir yolda gitmesi durumunda aynı makine elemanı üzerine etkiyecek yük farklılık gösterebilmektedir. Bunun yanı sıra sürücünün otomobili kullanım hızı ve devri de söz konusu makine parçaları üzerine etkiyecek yükü değiştirebilmektedir.

Makine elemanlarına etkiyen yükler statik yükler ve dinamik yükler olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Statik yükler zamana bağlı olarak şiddeti, yönü ve uygulama noktası değişmeyen yükler olup, şiddetinin malzemenin dayanım noktasını aşması durumunda malzemede ayrılma kırılmasına yol açar. Dinamik yükler ise şiddeti, yönü veya uygulama noktası zamana bağlı olarak değişen yüklerdir. Tam değişken

yükler, titreşimli yükler, dinamik yüklere örnektir. Dinamik yüklere maruz kalan bir makine elemanı belirli bir çevrimden sonra yorulur ve bunun devamında kırılma meydana gelir [1]. Bunun sebebi, dinamik yüklemeler altında malzemede oluşan bir mikro çatlakın zamanla ilerleyerek makro çatlakla dönüşmesi ve bunun sonucunda malzemenin işlev göremez hale gelmesidir [2]. Bu yüklemeler akma gerilmesinden daha düşük değerlerde olmalarına karşın malzemenin yorulma dayanımından yüksek ise belirli bir çevrimden sonra malzemede yorulma kırılması olarak bilinen hasarı meydana getirmektedir [1]. Ayrıca dinamik yüklemelerde titreşim problemi ortaya çıkmaktadır. Söz konusu titreşimlerin insanlar üzerinde sağlık ve konfor açısından olumsuz etkileri vardır. Bunun yanı sıra her titreşimin bir frekansı vardır ve frekans değeri kritik değere ulaştığında rezonansa sebep olmaktadır. Rezonans ise makine elemanları üzerinde istenmeyen gerilme ve deformasyonlara sebep olmaktadır [1].

Makine elemanlarının mukavemetini etkileyen bir diğer parametre ise geometrik düzensizliklerin neden olduğu teorik gerilme-yığılma faktörüdür. Geometrik düzensizliklerin bulunduğu bölgelerde kuvvet çizgileri yön değiştirmekte ve sıklaşmaktadır [1]. Bu sebeple uygulanan yük altında, çentik gibi geometrik düzensizliklerin bulunduğu bölgelerde ölçülen gerilme değerleri, çentiğin olmadığı durumda aynı bölgede ölçülecek olan nominal gerilme değerlerinden daha yüksek olmaktadır. Bu etki teorik gerilme yığılma faktörü olarak bilinmekte olup, çentik bölgesinde ölçülen maksimum gerilmenin, nominal gerilmeye oranıdır [2]. Makine elemanlarının millere ve akslara montajlanabilmesi amacıyla, çoğu zaman millerin ve aksların üzerinde faturalar, kama yuvaları oluşturulmaktadır. Mil faturaları ve kama yuvaları da birer geometrik düzensizliktir ve çentik etkisi yaratır. Dolayısıyla istenmeyen bir etki olan çentik etkisi çoğu zaman bir zorunluluktur [1].

Dinamik zorlamalarda ise çentik etkisi ciddi önem arz etmektedir. Çentik malzemeyi gevreklettiği gibi malzemenin yorulma dayanımını da olumsuz yönde etkilemektedir. Dinamik zorlamalarda çentik etkisi doğrudan sayısal bir metotla elde edilememektedir ancak statik zorlamada elde edilen gerilme yığılma faktörü ile bir benzeşim kurularak yaklaşık bir değer elde edilebilmektedir [1, 2]. Bu benzeşim

çentik hassasiyeti sayesinde kurulmakta olup 4. bölümde biraz daha detaylı şekilde anlatılacaktır.

Çevrimsel zorlamalar altında malzemenin plastik davranışını belirlemek için maliyeti yüksek test düzeneklerinin hazırlanması gerekmektedir. Gelişen bilgisayar sistemleri sayesinde sonlu elemanlar yazılımları kullanılarak, çok daha az maliyetle söz konusu testler sayısal olarak bilgisayar ortamında gerçekleştirilebilmektedir. Bilgisayar ortamında gerçekleştirilen bu analizlerin sonuçları, sonlu elemanlar yazılımlarının kendi kabullerinden dolayı gerçek deney sonuçlarıyla birebir örtüşmemektedir ancak günümüzde SEY ile deneysel sonuçlara yakın sonuçlar elde edilebilmektedir.

1.1. Literatür Araştırması

Dinamik zorlamalar altında makine elemanlarında meydana gelen gerilme ve deformasyonlar, araştırmacılar için büyük bir öneme sahiptir. Son yıllarda özellikle çentikli parçalarda çentik bölgesinde meydana gelen gerilmelerin incelenmesi üzerine birçok çalışma mevcuttur. Bunlar arasında ilk olarak 1950 yılında Stowell, içinde dairesel bir delik bulunan levhada, tek eksenli çekme zorlamasında, bölgesel olarak elastik ve plastik gerilme ve gerinimlerin belirlenmesi üzerine çalışmış ve bir ilişki kurmuştur. Toplam şekil değişimi teorisine göre izotropik bir malzeme için düzlem gerilme durumunda bir elastik-plastik gerilme konsantrasyon faktörü önermiştir. Burada K_T şu şekilde (Denklem 1.1) ifade edilmektedir [3].

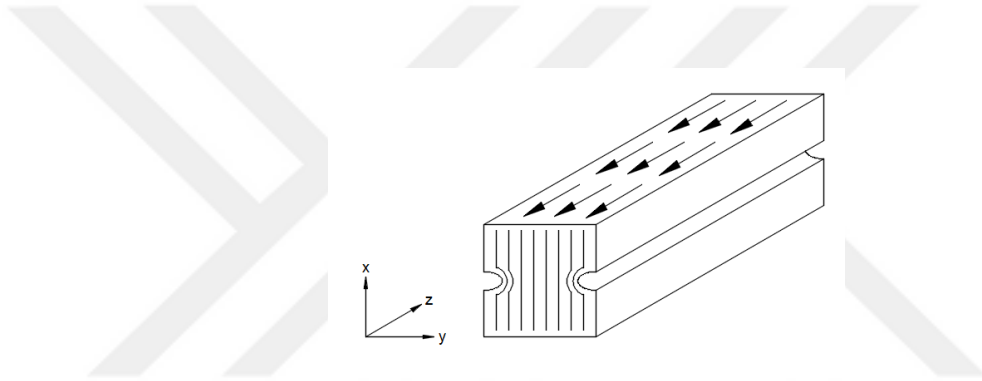
$$K_T = \frac{\sigma_{maks}}{\sigma_{nom}} \quad (1.1)$$

1961 yılında Neuber, keskin çentikli, üst yüzeye paralel kayma zorlamasına maruz kalan bir malzemede (Şekil 1.1.) kayma gerilmesinin dağılımını incelemiştir. Geometrik şekilleri aynı, birisi elastik, diğeri ise elastik olmayan keskin çentikli iki

malzemeyi incelemiş ve iki malzemenin aynı toplam gerinim enerjisine sahip olduğunu kaydetmiştir. Ayrıca elastik gerilme yoğunluk faktörü, elasto – plastik gerilme faktörü ve gerinim faktörleri arasında bir ilişki kurmuştur [4]. (Denklem 1.2)

$$K_Y = \sqrt{(K_T \cdot K_\epsilon)} \quad (1.2)$$

Bu ifadede K_Y gerilme yoğunluk faktörü, K_ϵ gerinim faktörü olarak tanımlanmaktadır [4, 7].

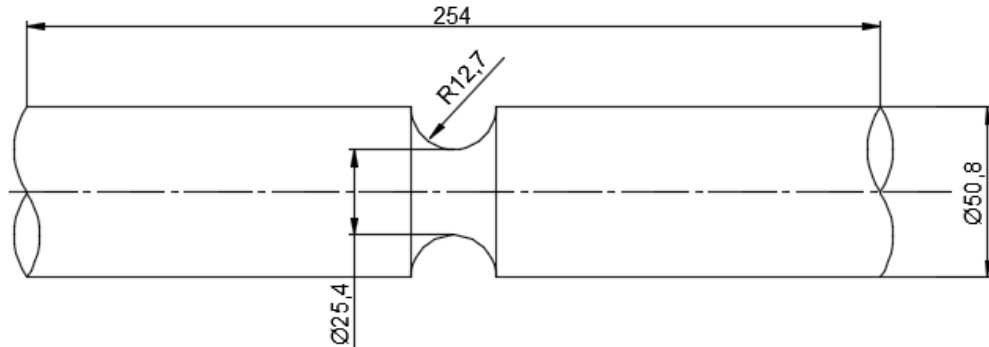


Şekil 1.1. Yüzeyle paralel kesme zorlamasına maruz kalan prizmatik malzeme [4, 7]

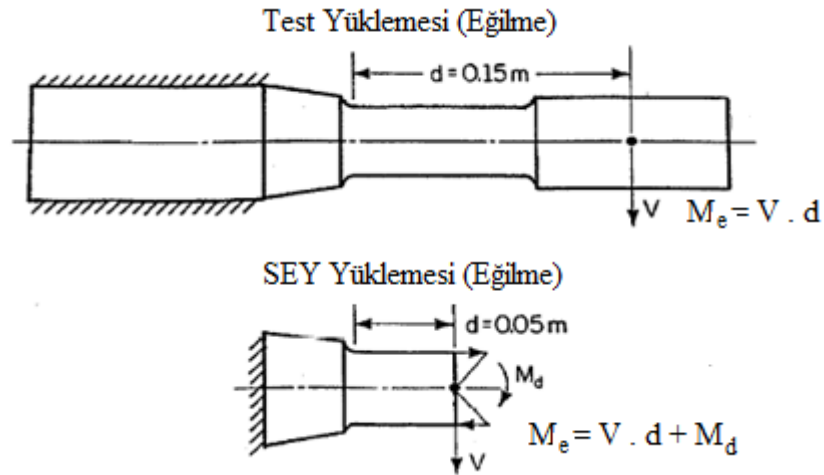
1969 yılında Crews Jr. 2024-T3 alüminyum alaşımlı malzeme, SAE 4130 ve AISI 4130 çeliklerinden imal edilen aynı geometrilere sahip çentikli numunelerde, çevrimsel yüklemeler altında çentik kökündeki elastik, plastik gerilme ve gerinimleri Neuber [4] ve modifiye Stowell [35] denklemleriyle hesaplayarak elde etmiş ve deneysel sonuçlarla kıyaslamıştır. Çalışmada elastik gerilme konsantrasyon faktörlerini 2, 4 ve 6 olarak almıştır. Maksimum nominal değeri sabit olduğunda bölgesel gerilme – gerinim davranışlarının aynı olduğunu tespit etmiştir. 2024-T3 çeliği için ters yönlü yüklemelerde 15 çevrimde bölgesel gerilme davranışının sabitlendiğini tespit etmiştir. 4130 çeliği ile yapmış olduğu bir çevrimsel testte bölgesel gerilme aralığının biraz azaldığını ancak 30 döngüde sabitlenemediğini kaydetmiştir. Ters yönlü yüklemelerde ilk çevrimde, Neuber [4] ve modifiye Stowell [35] denklemlerini kullanarak hesaplanan bölgesel gerilme – gerinim değerlerinin

deneysel çalışmalarla uyumlu sonuçlar verdiğini de kaydetmiştir. Ayrıca 2024-T3 malzemesi için ilk 30 çevrimde her bir döngüde Neuber denklemi [4] kullanarak hesaplanan bölgesel çevrimsel gerilme sonuçlarının deneysel olarak elde edilen sonuçlarla uyumlu olduğunu kaydetmiştir [5].

1993 yılında Barkey çok eksenli yüklemeler altında çentik kökündeki elasto – plastic gerinimleri hesaplamak amacıyla yaklaşık bir hesap yöntemi geliştirmiş ve bu yöntemle çentik kökünde elde etmiş olduğu gerinim sonuçlarını, sonlu elemanlar yöntemiyle hesaplanan gerinim sonuçlarıyla karşılaştırmıştır. Bu hesap yöntemi anizotropik metal malzemeler için plastisite teorisinde nominal gerilme ile çentik gerinim arasında doğrudan bağlantı kuran gerilme uzayında akma yüzeyini tanımlamıştır. Barkey'in geliştirmiş olduğu bu metot kullanılarak oransal ve orantısız olmayan çevrimsel yüklemeler için elde edilen sonuçların, dairesel çentiğe sahip çelik shaft için elde edilen deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu tespit edilmiştir. Bunun yanında bu metot kullanılarak elde edilen sonuçların, çeşitli malzeme özelliği ve geometrisi kullanılarak yürütülen sonlu elemanlar analiz sonuçları ile de uyumlu olduğu kaydedilmiştir [6].



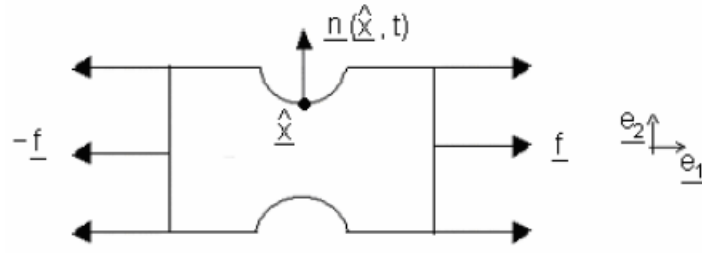
Şekil 1.2. Barkey'in üzerinde çalıştığı dairesel çentikli numune [6]



Şekil 1.3. Barkey'in üzerinde çalıştığı SAE şaftı ve yükleme koşulları [6]

2003 yılında Fırat, Barkey'in üzerinde çalışmış olduğu çevresel çentige sahip dairesel çubuğu modellemiş, birleşik eksenel yükler ve burulma yükleri altında sonlu elemanlar analizlerini gerçekleştirmiştir. Elastik ve elasto plastik çentik kökü deformasyonlarını daha önceki çalışmalarda elde edilen verilerle kıyaslamış ve uyumlu sonuçlar elde etmiştir. Ayrıca Fırat Alüminyum otomobil jantının yorulma ömrünü hesaplamada nonlinear kinematik pekleşme bünye denklemlerinden Chaboche kinematik pekleşme modelini [27, 28] sonlu elemanlar analizlerinde kullanmış, elde etmiş olduğu sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırarak uyumlu olduklarını kaydetmiştir [7].

2007 yılında Mattos ve arkadaşları elastik ve plastik deformasyonların meydana geldiği çekme gerilmesi altında çentikli metal levhalarda gerilme konsantrasyonunun belirlenmesi için basitleştirilmiş bir teknik üzerinde çalışmışlardır. Projeksiyon tekniği olarak bilinen bu yöntem, tanımlanan gerinim değeri için gerilme konsantrasyon analizini tek eksenli elasto – plastisite modeline indirgemiş olup, aynı zamanda çentik kökünde maksimum plastik gerinimin alt sınırının belirlenmesine olanak sağlamıştır. Yüksek çevrimlerde bu yöntemin önermiş olduğu algoritmalar sayesinde çözüm süresinin birkaç saniyeye kadar indiği kaydedilmiştir. Ayrıca bu yöntem elasto – viskoplastisite davranışına uyarlanmıştır [8]. (Denklem 1.3, 1,4 ve 1.5)



Şekil 1.4. Çekme yüklemesi altındaki ince plaka [8]

$$\dot{X} = a \cdot \dot{\epsilon}_{11}^p - b \cdot X \cdot \dot{p}; X(t = 0) = 0 \quad (1.3)$$

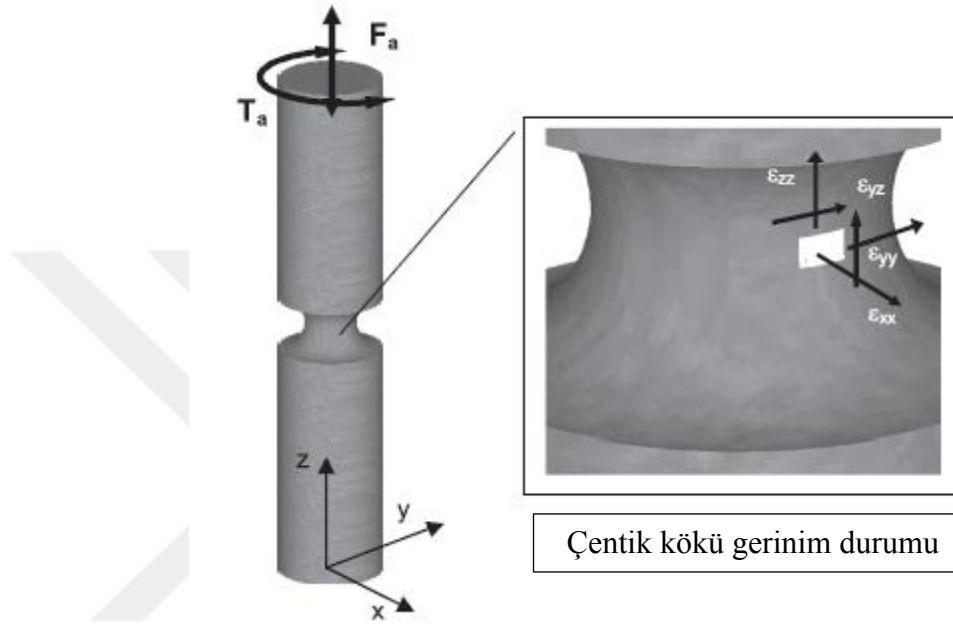
$$\dot{Y} = v_2 \cdot (v_1 + \sigma_y - Y) \cdot \dot{p}; Y(t = 0) = \sigma_y \quad (1.4)$$

$$\emptyset = |\sigma_{11} - X| - Y \leq 0; p \geq 0; \emptyset \cdot \dot{p} = 0; p(p = 0) = 0 \quad (1.5)$$

Çalışmada önerilen bu yöntemde ‘p’ biriken plastik gerinim, ‘X’ kinematik pekleşmeyle ilişkili yardımcı değişken ve ‘Y’ izotropi ile ilgili yardımcı değişkendir [8].

2012 yılında Fırat, metal malzemelerin çevrimsel deformasyon modellenmesi için kullanılabilen, hızdan bağımsız bir plastisite modelini tanıtmış ve küçük gerinim plastisite yaklaşımıyla sonlu elemanlar uygulamasını gerçekleştirmiştir. Sayısal olarak elde edilen gerilme – gerinim plastisite denklemlerinin sonuçları için artımlı, implisit – iteratif bir algoritma uygulamış ve bunu bir sonlu elemanlar yazılımının içine de taşımıştır. Bu hesaplamalı modeli, dairesel çentikli numunede orantısal ve orantısal olmayan çevrimsel birleşik aksenal ve kayma yüklemeleri altında uygulamış, hesaplanan çentik kökü deformasyonlarını gerinimler cinsinden deneysel çalışmalarla kıyaslamıştır. Bütün yükleme şartlarını, elastik ve plastik çentik kökü deformasyonları için simüle etmiştir. Hesaplanan gerinim döngülerinin deneysel çalışmalarla uyumlu sonuçlar verdiğini ve testin yükleme yönüne bakılmaksızın daha

önceden ölçülen kayma geriniminin, aksel gerinim ile nitelik olarak uygun sonuçlar verdiğini tespit etmiştir. Ayrıca aksel gerinimler için meydana gelen ortalama hatanın, kayma geriniminde meydana gelen ortalama hatadan daha düşük olduğunu da kaydetmiştir [9].



Şekil 1.5. Dairesel çentikli çubuğun yükleme koşulları ve çentik kökü gerinim bileşenleri [9]

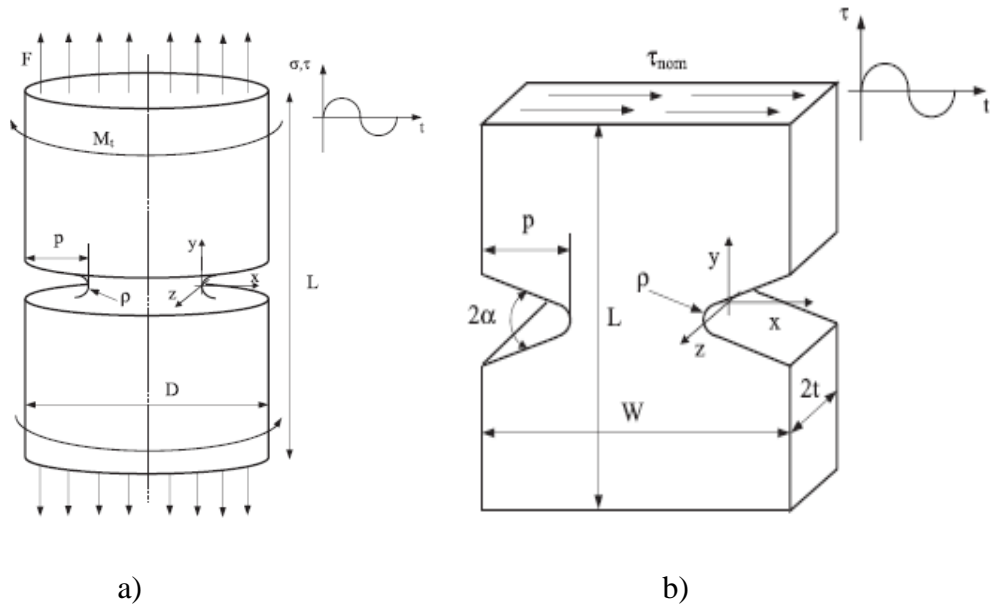
2013 yılında Glinka ve İnce yapmış olduğu çalışmada, analitik çok eksenli bir çentik analiz modelini, lineer elastik sonlu elemanlar gerilme çözümlerini de kullanarak çok eksenli orantısız olmayan yüklemelere maruz kalan çentik bileşenlerinin elastik-plastik çentik kökü malzeme davranışını tahmin etmek amacıyla geliştirmeye çalışmışlardır. Çok eksenli elasto – plastik çentik analiz modelinin tahmininin hassasiyetini belirlemek amacıyla, Barkey'in de araştırmalarında kullandığı [6] SAE 1070 çeliğini kullanarak elde ettiği deneysel sonuçlarla karşılaştırmış olup, yeni modelin uyumlu sonuçlar verdiğini kaydetmişlerdir. Ayrıca 6 farklı, orantısız olmayan yükleme yönü için deneysel sonuçlarla hesaplamış olduğu gerinim değerlerini kıyaslamış, lineer elastik sonlu elemanlar gerilme verilerini de kullanarak elastik – plastik gerilme ve gerinim model tahminlerini gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak orantısız olmayan çok eksenli yüklemeler altında çentik bileşenleri için çentik

kökü gerilme ve gerinim davranışını tahmin etmek amacıyla etkili bir yaklaşım sunmuşlardır [10].

2016 yılında Gates ve Fatemi yapmış olduğu çalışmada, nonlinear bir kinematik pekleşme kuralını, Tanaka'nın [11] orantısız olmayan parametresi ile birleştirerek, karmaşık çok eksenli yüklemeler altında malzeme davranışını tespit etmeyi amaçlayan bir hesaplama metodu elde etmeye çalışmışlardır. Bu çalışmalarında daha önceden yapılan sabit ve değişken genlikli çok eksenli yükleme değerlerini kullanarak gerilme–gerinim verilerini oluşturmuşlardır. Çalışmada dengeli hal üzerine yoğunlaşmışlar ancak, zamana bağlı etkileri de orantısız olmayan yüklemelerdeki değişimlerden dolayı göz önüne almışlardır. Gates ve Fatemi çalışmanın sonucunda basitleştirilmiş, zamana bağlı bir pekleşme formülü ve ilgili malzeme sabitlerinin belirlenmesi için yeni bir hesaplama metodu önermişlerdir. Yalın gerilme – gerinim eğrisini, çevrimsel gerilme – gerinim eğrisini ve 90° faz dışı eşdeğer gerilme gerinim eğrisini kullanarak malzeme katsayılarını elde etmişlerdir. İlk olarak sabit genlikli sonuçları temel alarak yürütülen iki test için bütün gerilme – gerinim tahminlerinin deneysel çalışmalara oranla %-5 ila %2,2 arasında olduğunu, orantısız olmayan pekleşme durumunu ihmal ettiklerinde ise hata aralığının %-12,2 ila %-1,9 aralığında olduğunu kaydetmişlerdir. Orantısız olmayan pekleşme durumunu dahil ettiklerinde ise gerilme–gerinim tahminindeki ortalama hatanın %5 civarına düştüğünü kaydetmişler ve bunlara bağlı olarak önerilen bu metotla malzemenin davranışının hassas bir şekilde belirlendiğini kaydetmişlerdir. Gerilme – gerinim üzerine yapılan tahminlerde kararlı hal için maksimum hatanın yapılan bütün testler için %16 civarında olduğunu ancak ortalama hatanın herhangi bir yüklemeye %2'nin altında kaldığını kaydetmişlerdir [12].

2016 yılında Campagnolo ve arkadaşları çentik kökü etrafında artan 3 boyutlu etkiler ile artımlı çevrimsel plastisite arasında bir bağlantı kurmaya çalışmışlardır. Bu çalışmada düzlem kayma yüklemesine maruz kalan ince bir plakada dairesel çentik kökünde artan üç eksenli gerilme ve gerinim dağılım etkilerini incelemişlerdir. İlk olarak artımlı çevrimsel plastisite işleyişinin doğruluğunu birkaç defa yapılan iki

boyutlu burulma ve çok eksenli gerilme–burulma analizleriyle doğrulamışlardır. Çalışmada yapılan teorik tahminler sonlu elemanlar elastik – plastik analiz sonuçlarıyla kıyaslanmış ve yakın sonuçlar elde edilmiştir. Campagnolo ve arkadaşları daha sonra bu yaklaşımı düzlem dinamik kayma yüklemesi altında sonlu bir kalınlığa sahip iki adet simetrik ve dairesel V çentikli levhanın çentik kökünde artan 3 boyutlu etkilerini incelemek amacıyla ileri seviyeye taşımışlardır. Kalınlık boyunca gerilme yoğunluğunun değişimini lineer elastik statik sonlu elemanlar analizleriyle elde etmişler ve problemde üç eksenli durum için artımlı çevrimsel plastisite prosedürünü dahil etmişlerdir. Buna bağlı olarak kalınlık boyunca farklı noktalardaki gerçek gerilme – gerinim durumunu 3 boyutlu elastik – plastik sonlu elemanlar analizlerinin sonuçlarıyla kıyaslamışlar ve uyumlu sonuçlar elde etmişlerdir. Çentik köküne etki eden yakınsama döngüleri ile ortalama gerinim enerji yoğunluğu arasındaki oranın değişimini de değerlendirmek amacıyla farklı nominal gerilme genlikleri uygulanarak analizler yapmış olup, nominal olarak uygulanan gerilmenin yüksek değeri için bu oranın asimptotik sabit bir değere yöneldiğini kaydetmişlerdir [13].



Şekil 1.6. Burulmaya ve aksenal yüklemeye maruz kalan dairesel çentikli numune, b) Düzlem yorulma yüklemesine maruz kalan, simetrik 2 adet V çentikli numune [13]

Çentikli parçalarda çentik bölgesi üzerine yapılan birçok çalışma daha mevcuttur. Bu bölümde, bu alanda yapılan çalışmalar derlenmiştir. Görüldüğü üzere çentikli parçalarda çentik geometrisinin değişmesi, yükün orantısal olması veya olmaması gibi durumlarda malzeme davranışının incelenmesi araştırmacılara geniş bir çalışma alanı sunmaktadır. Çünkü kullanım alanına göre çentik geometrileri, yükleme şekilleri, parçalara etkiyen yüklerin şiddeti, her zaman değişkenlik göstermektedir. Bu tez çalışmasında da orantısal ve orantısal olmayan yüklemeler altında dairesel çentikli bir numunede çentik kökünde meydana gelen deformasyonlar, gerinimler cinsinden incelenmiştir.

1.2. Tez Çalışmasının Amacı ve Kapsamı

Bu tez çalışmasının amacı sonlu elemanlar yöntemiyle dairesel çentikli bir malzemede sadece elastik deformasyona sebep olacak aksenal ve burulma yüklemeleri altında çentik kökünde meydana gelen gerilme yığılma faktörlerini elde etmek ve Chaboche kinematik pekleşme modelini kullanarak orantısal - orantısal olmayan yüklemeler altında çentik kökündeki gerinim davranışını incelemektir. Sonrasında elde edilen veriler Barkey'in [6] elde etmiş olduğu deneysel sonuçlarla karşılaştırılacaktır. Tez çalışması bu kapsamda 5 ana bölümden oluşmaktadır.

Tez çalışmasının 2. bölümünde malzemenin mekanik özelliklerinin elde edilebilmesi için gerçekleştirilen mekanik testler anlatılmış, sonlu elemanlar yönteminden bahsedilmiş ve mekaniğin temel denklemleri hakkında bilgi verilmiştir.

Tez çalışmasının 3. bölümünde, akma yüzeyi kavramından ve pekleşme modellerinden bahsedilmiştir. Ayrıca Chaboche kinematik pekleşme parametrelerinin nasıl hesaplandığı anlatılmıştır.

Tez çalışmasının 4. bölümünde ilk olarak izotropik ve kinematik pekleşme modellerini karşılaştırmak amacıyla sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak deney numunesinin yalın ve çevrimsel yüklemeler altında malzeme davranışı incelenmiştir. Kullanılan deney numunesinin ASTM standartlarına göre boyutlandırılması, modellenmesi ve 16MnCr5 sementasyon çeliğinin pekleşme parametrelerinin nasıl belirleneceği anlatılmıştır. Sonrasında bir sonlu elemanlar yazılımında Chaboche kinematik pekleşme modeli kullanılarak, malzemesi SAE 1070 çeliği olarak belirlenen dairesel çentikli numunede çentik kökündeki gerinim davranışı incelenmiş ve sonuçlar aynı numune üzerinde gerçekleştirilen deneysel çalışmaların sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Tez çalışmasının 5. bölümünde çevrimsel yüklemeler altında elde edilen çentik kökü gerinim davranışları doğrultusunda sonuçlar değerlendirilmiş ve öneriler sunulmuştur.

BÖLÜM 2. DENEYSEL VE ANALİTİK YÖNTEMLER

Bu bölümde, tez çalışmasında kullanılan yöntemler açıklanmıştır. Bu yöntemler, genel olarak deneysel yöntem ve sayısal yöntem olarak sınıflandırılabilir. Deneysel yöntem olarak mekanik testler, sayısal yöntem olarak ise sonlu elemanlar metodu ele alınmıştır. Ayrıca bu bölümde mekaniğin temel denklemlerinden denge denklemi, bünye denklemi ve kinematik denklemden de bahsedilmiştir.

2.1. Mekanik Testler

Mekanik testler, malzemenin belirli zorlanmalar karşısındaki davranışını incelemek ve mekanik özelliklerini elde etmek amacıyla yapılmaktadır. Günümüzde malzemenin mekanik özelliklerini belirlemek için en çok kullanılan test çekme testidir [14]. Çekme testi sonucunda malzemeye ait mekanik özelliklerin birçoğu elde edilebilmektedir ancak söz konusu mekanik özellikler çevrimsel zorlamalar altında malzemenin davranışını belirlemede yetersiz kalmaktadır. Bu sebeple malzemenin dinamik zorlamalar altındaki davranışlarını inceleyebilmek için çevrimsel testlere ihtiyaç duyulmaktadır.

Tez çalışmasının bu bölümünde malzemenin mekanik özelliklerini elde etmek amacıyla günümüzde yaygın olarak kullanılan çekme testi, burulma testi ve çevrimsel testler anlatılmıştır.

2.1.1. Çekme testi

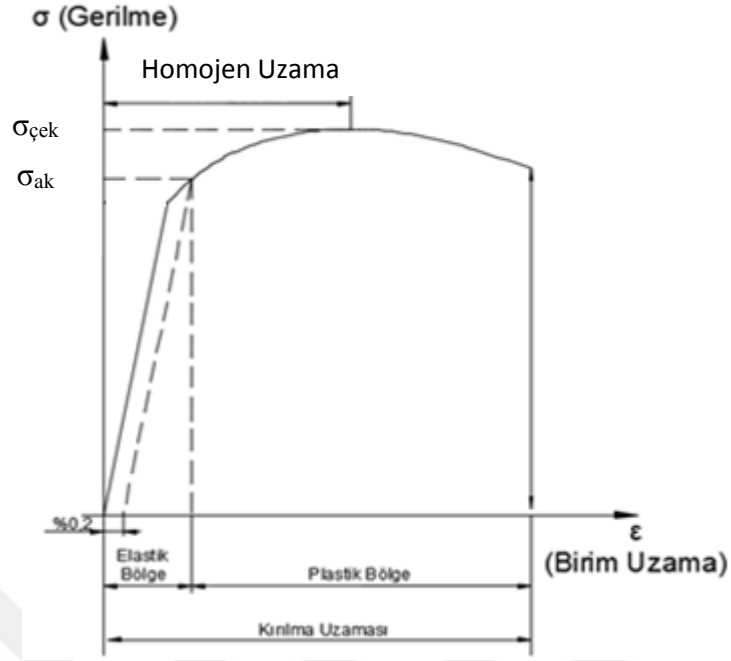
Çekme testi malzemenin temel mukavemet bilgilerinin yani malzemenin mekanik özelliklerinin belirlenmesini sağlar. Kuvvet kontrollü ve deplasman kontrollü olmak üzere iki farklı şekilde gerçekleştirilebilmektedir. Malzeme tek eksenli bir çekme yüküne maruz kalır. Bu çekme yükü malzeme kopana kadar devam eder. Bu esnada malzemeye uygulanan yük ve malzemedeki uzama miktarları ölçülür ve mühendislik gerilme–gerinim eğrisi oluşturulur. Gerilme en genel anlamda, malzemeye uygulanan dış yükler altında malzemenin iç yapısının gösterdiği direnç olarak tanımlanabilir [14]. Buna göre mühendislik gerilmesi şu şekilde (Denklem 2.1) ifade edilmektedir.

$$\sigma_{\text{müh}} = \frac{F}{A_0} \quad (2.1)$$

Bu ifadede F terimi uygulanan kuvvet, A_0 terimi numunenin ilk durumdaki kesit alanıdır. Mühendislik gerinim değeri ise aşağıdaki eşitlikten (Denklem 2.2) hesaplanabilmektedir.

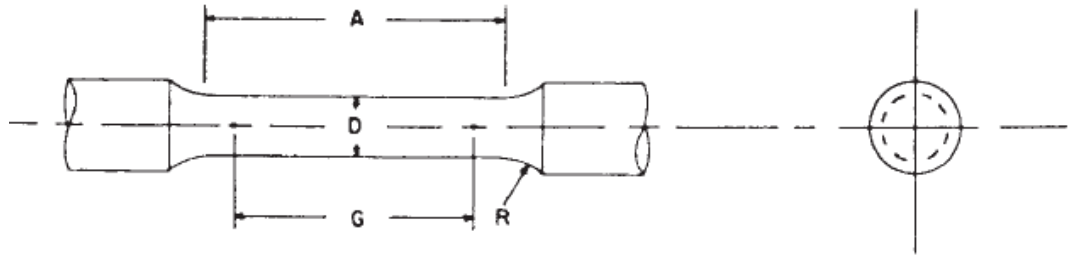
$$\epsilon_{\text{müh}} = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (2.2)$$

Bu ifadede de ΔL uzama miktarı, L_0 numunenin ilk boyudur. Sünek bir malzeme için örnek bir mühendislik gerilme – gerinim eğrisi Şekil 2.1.’de gösterilmiştir [14].



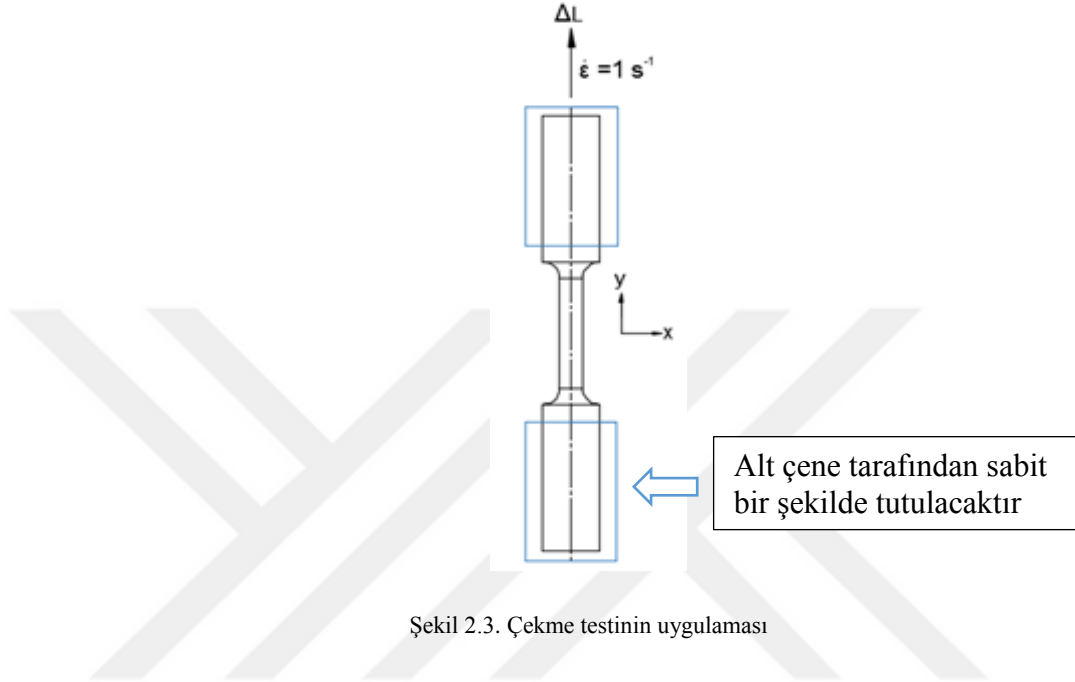
Şekil 2.1. Mühendislik gerilme – gerinim grafiği [14]

Çekme testi, yaygın olarak gerçekleştirilen bir mekanik test olduğu için ASTM tarafından standartlaştırılmıştır. Sonuçların, herkesin yararlanabileceği bir düzende olması için, çekme testinde kullanılan numunelerin boyutları da standartlaştırılmıştır. Çekme testinde kullanılan numuneler dikdörtgen kesitli veya dairesel kesitli olabilmektedir. Şekil 2.2.'de dairesel bir çekme testi numunesine ait şematik örneği gösterilmektedir [15].



Şekil 2.2. Çekme testi numunesi [15]

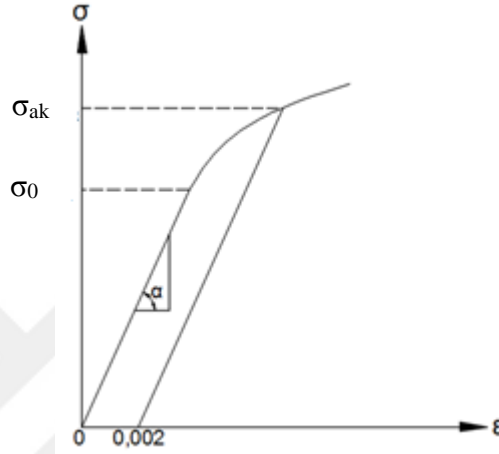
Şekil 2.2.'de D numunenin ölçüm yapılacak bölümünün uzunluğunun çapını, G ölçüm mesafesini veya ilk boyu, R fatura geçiş radyusunu, A ise radyusların başlangıç noktaları arasındaki mesafeyi temsil etmektedir [15].



Şekil 2.3.'te çekme testinin uygulaması gösterilmektedir. Numunenin alt ucu, çekme test cihazının alt çenesi tarafından tutulur; numunenin üst ucu ise test cihazının üst çenesi vasıtasıyla çekmeye zorlanır. Çekme süreci sabit hızda gerçekleşir ve numune kopana kadar devam eder.

Çekme testi sonucunda elde edilen mekanik özellikler orantı sınırı, elastisite modülü, akma gerilmesi, maksimum çekme gerilmesi, kopma gerilmesi, yüzde uzama gibi özelliklerdir. Uygulanan yük altında malzemede mikro ölçekte dahi herhangi bir plastik deformasyonun gerçekleşmediği, malzemenin sadece elastik deformasyona maruz kaldığı en yüksek sınır, orantı sınırı olarak bilinmektedir [14]. Bu sınıra kadar malzemenin gerilme – gerinim eğrisinin eğimi sabittir.

Elastisite modülü malzemenin rijitliğinin bir ölçüsü olup, genel anlamda birim uzama başına düşen gerilmedir. Ayrıca mühendislik gerilme – gerinim eğrisinin orantı sınırına kadar olan bölümünün eğimidir. Atomların birbirleriyle olan bağ kuvvetiyle ilgili olup, ısı işlemlerden çok etkilenmez ancak sıcaklık artışından doğrudan etkilenir ve hızlı şekilde düşer [14].



Şekil 2.4. Orantı sınırı ve akma gerilmesi [14]

Şekil 2.4.'te örnek bir malzemeye ait mühendislik gerilme – gerinim eğrisinde orantı sınırı ve akma sınırı gösterilmiştir. σ_0 orantı sınırını, σ_{ak} akma gerilmesini veya akma sınırını ifade etmektedir. Akma gerilmesi, çekme testinde uygulanan yük altında kalıcı şekil değişimi meydana gelmeden dayanabildiği en yüksek sınırdır. Malzemede meydana gelen gerilme akma sınırına ulaştığında malzemede mikro ölçekte de olsa plastik deformasyon gerçekleşir ve yük boşaltıldığında dahi artık malzeme ilk durumuna dönemez. Bu sınır, plastik gerinimin %0,2 olduğu değer kabul edilmektedir ve aşağıdaki eşitlik kullanılarak (Denklem 2.3) hesaplanmaktadır [14].

$$\sigma_{ak} = \frac{F(\epsilon_p=0,2)}{A_0} \quad (2.3)$$

Bu ifadede $F_{(\epsilon_p=0,2)}$ malzemede %0,2 lik plastik gerinime sebep olan yükü temsil etmektedir. Bir diğer özellik olan maksimum gerilme veya maksimum çekme gerilmesi, sünek bir malzemede meydana gelebilecek maksimum gerilmeyi temsil etmektedir. Bu değer aşıldıktan sonra malzeme boyun verir ve boyun verdiği bölgede üç eksenli gerilmeler oluşur [14]. Maksimum çekme gerilmesi aşağıdaki ifadeden (Denklem 2.4) hesaplanabilir.

$$\sigma_{\text{çek}} = \frac{F_{\text{maks}}}{A_0} \quad (2.4)$$

Numune boyun verme noktasına kadar zorlandığında hacmi sabitliğinden dolayı homojen bir uzama gösterecektir. Homojen deformasyonda hacim eşitliği şu şekilde (Denklem 2.5) ifade edilmektedir.

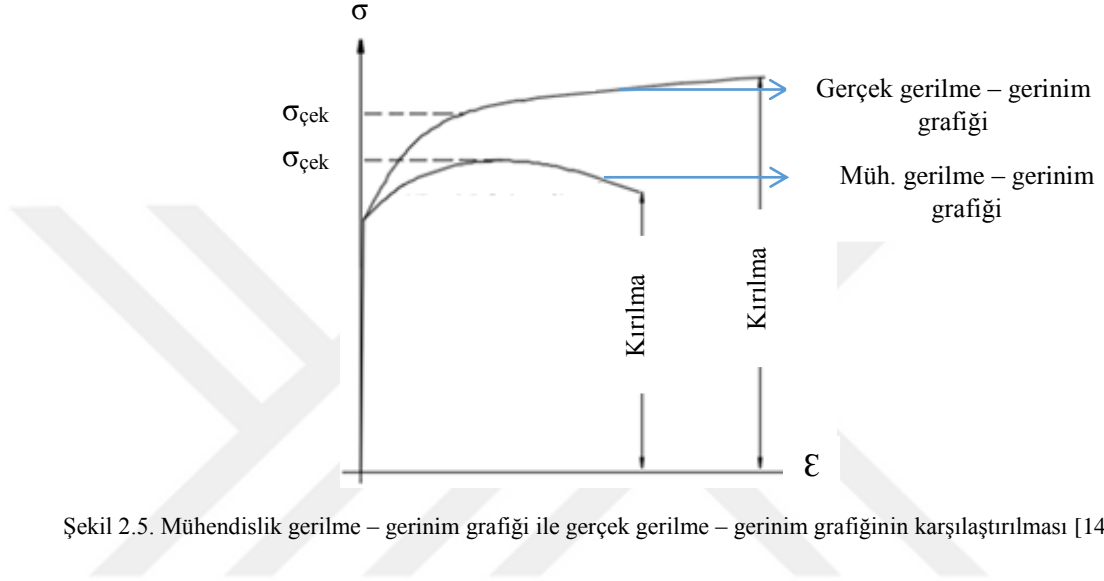
$$A_0 \cdot L_0 = A \cdot L \quad (2.5)$$

Yukarıdaki ifade maksimum çekme gerilmesinin meydana geldiği boyun verme noktasına kadar geçerlidir. Bu noktadan sonra malzeme boyun vereceği ve boyun verme bölgesinde üç eksenli gerilmeler oluşacağı için homojen deformasyon ortadan kalkacaktır. Yukarıdaki ifade de A_0 ve L_0 sırasıyla numunenin ilk kesit alanı ve ilk boyu (ölçüm uzunluğunun ilk boyu) , A ve L sırasıyla numunenin anlık kesit alanı ve anlık boyudur. Numunenin anlık boyuna veya kesit alanına göre hesaplanan gerinim ve gerilme değerleri sırasıyla gerçek gerinim, gerçek gerilme olarak ifade edilir. Buna göre gerçek gerinim değeri aşağıdaki eşitlik kullanılarak (Denklem 2.6) hesaplanmaktadır [14].

$$\epsilon_{\text{gerçek}} = \int_{L_0}^L \frac{dL}{L} = \ln\left(\frac{L}{L_0} + 1\right) \quad (2.6)$$

Gerçek gerilme ise aşağıdaki eşitlik kullanılarak (Denklem 2.7) ifade edilmektedir.

$$\sigma_{\text{gerçek}} = \frac{F}{A} = \frac{F}{A_0} \cdot \left(\frac{\Delta L}{L} + 1 \right) \quad (2.7)$$



Şekil 2.5. Mühendislik gerilme – gerinim grafiği ile gerçek gerilme – gerinim grafiğinin karşılaştırılması [14]

Şekil 2.5.'te mühendislik gerilme – gerinim eğrisini ve gerçek gerilme – gerinim eğrisini karşılaştırmak amacıyla örnek bir şematik gösterilmiştir. Mühendislik gerilmesi ve gerinimi hesaplanırken numunenin ilk boyu ve ilk kesit alanı dikkate alınmaktadır. Ancak malzeme uzamaya başladığında numunenin kesit alanı hacim sabitliğinden dolayı azalmaktadır ve malzemede meydana gelen gerilme değeri, hesaplanan mühendislik gerilme değerinden daha fazla olmaktadır.

Tek eksenli yüklemeye maruz kalan bir malzemede akma gerilmesine kadar gerilme – gerinim arasında lineer bir ilişki mevcuttur. Bu ilişki Hooke Kanunu olarak bilinmektedir. Hooke kanunu şu şekilde (Denklem 2.8) ifade edilmektedir [14].

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (2.8)$$

Metallerde meydana gelen gerilme değeri akma gerilmesini aştıktan sonra malzeme pekleşmektedir. Malzeme pekleştikten sonra plastik bölgede gerilme ve gerinim arasında nonlineer bir ilişki başlar [14]. Bu bölgede, gerilme ve gerinim arasındaki ilişki Hollomon eşitliği ile (Denklem 2.9) ifade edilmektedir.

$$\sigma_{\text{gerçek}} = K \cdot \epsilon_p^n \quad (2.9)$$

Burada K malzemenin mukavemet katsayısı, n pekleşme üsteli, ϵ_p plastik gerinimdir. Akma gerilmesinden itibaren plastik bölgedeki gerçek gerilme – gerçek gerinim eğrisi akma eğrisi olarak adlandırılmaktadır. Ancak akma eğrisi çizilirken gerçek gerinim plastik gerinim cinsinden (Denklem 2.10) ifade edilir [14].

$$\epsilon_p = \epsilon_T - \epsilon_e \quad (2.10)$$

Yukarıdaki ifadede ϵ_T toplam gerinim veya gerçek gerinim, ϵ_e elastik gerinimdir. Elastik gerinim değeri Hooke kanunu kullanılarak (Denklem 2.11) hesaplanabilmektedir.

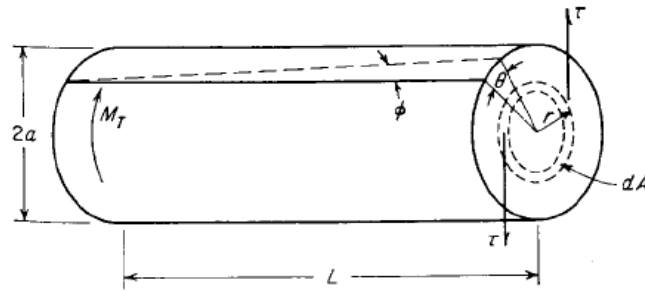
$$\epsilon_e = \frac{\sigma_{\text{gerçek}}}{E} \quad (2.11)$$

2.1.2. Burulma testi

Burulma testi mühendislik açısından çok önemli bir testtir. Malzemenin kayma elastisite modülü, kayma akma gerilmesi gibi mekanik özelliklerinin belirlenmesini sağlar [14]. Bu özellikler çekme testinden elde edilen değerler kullanılarak yaklaşık olarak tahmin edilebilmektedir ancak söz konusu özelliklerin tam olarak saptanması

burulma testi ile mümkündür. Burulma zorlaması malzemede kayma gerilmesine sebep olan bir zorlama şeklidir [2].

Şekil 2.6.'da burulma zorlamasına maruz kalan dairesel kesitli bir çubuğa ait örnek bir şematik gösterilmiştir.



Şekil 2.6. Dairesel bir çubuğun burulması [14]

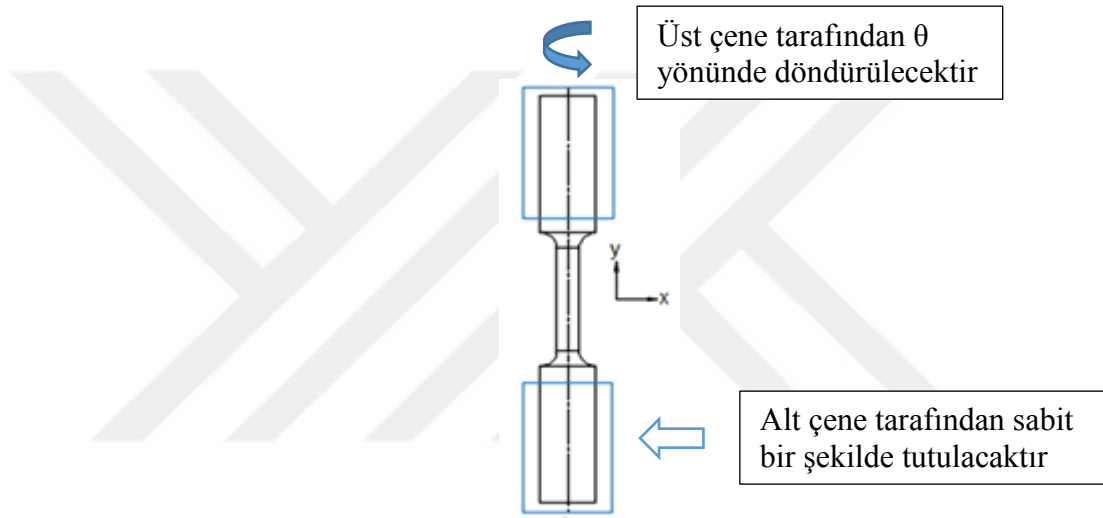
Burulma zorlamasına maruz dairesel bir çubukta, burulma gerilmesi yüzeyde maksimum değere ulaşmaktadır ve aşağıdaki ifadeden (Denklem 2.12) hesaplanabilmektedir [14].

$$\tau = \frac{M_T \cdot r}{J} \quad (2.12)$$

Bu ifadede r çubuğun yarıçapı, J polar atalet momentidir. Şekil 2.7. incelendiğinde dönme açısı ve burulma açısının farklı terimler olduğu anlaşılmaktadır. Dönme açısı troytometre ile ölçülmektedir ve radyan cinsinden ifade edilmektedir [14]. Burulma açısı, ise dönme açısına, dairesel kesitli parçanın uzunluğuna ve kesitin çapına bağlı olan bir terimdir. Burulma açısı, mühendislik kayma gerinimi ve dönme açısındaki ilişki şu şekilde (Denklem 2.13) ifade edilmektedir [14].

$$\gamma = \tan \theta = \frac{r \cdot \theta}{L} \quad (2.13)$$

θ terimi burulma açısını, r dairesel çubuğun yarıçapını, L çubuğun boyunu ve θ dönme açısını temsil etmektedir. Şekil 2.7.'de burulma testinin uygulaması görülmektedir. Test cihazının alt çenesi, numunenin alt ucunu sabit bir şekilde tutarken, üst çenesi de numunenin üst ucunu tutar ve malzeme kopana kadar döndürür.



Şekil 2.7. Burulma testinin uygulanması

Elastik sınırlar içerisinde kayma gerilmesi - kayma gerinim eğrisi lineerdir ve Hooke kanunu geçerlidir. Kayma akma gerilmesi aşıldıktan sonra burulma testinde de çekme testinde olduğu gibi gerilme - gerinim eğrisi arasındaki ilişki doğrusal olmayacaktır. Oransallık sabiti aynı zamanda kaymadaki elastisite modülüdür ve aşağıdaki şekilde (Denklem 2.14) ifade edilmektedir [14].

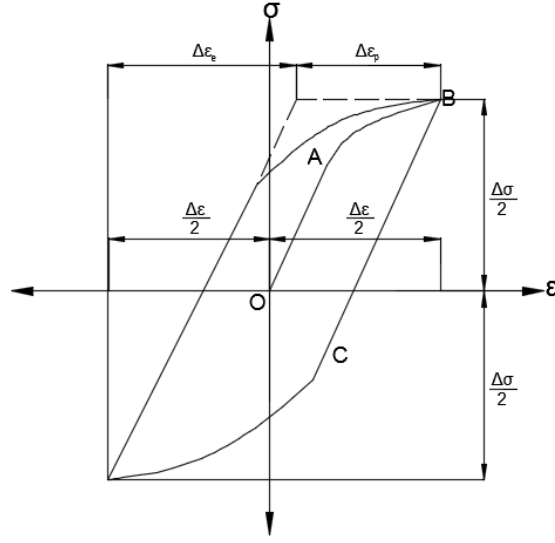
$$G = \frac{M_T \cdot L}{J \cdot \theta} \quad (2.14)$$

2.1.3. Çevrimsel testler

Çevrimsel testler genel olarak malzemenin çevrimsel parametrelerini elde etmek, yorulma ömrünü, yorulma dayanımını belirlemek, çentikli numunelerde dinamik zorlamalar altında çentiklerdeki gerilme yığılma faktörlerini belirlemek ve Bauschinger etkisini gözlemlemek için gerçekleştirilmektedir. Bu tez kapsamında yorulma hesabı yapılmamıştır, malzemenin çevrimsel parametreleri elde edilmeye ve Bauschinger etkisi modellenmeye çalışılmıştır.

Akma gerilmesinin üzerinde bir çekme yüküne maruz kalan numuneye, çekme yükü kaldırılıp basma yükü uygulandığında, numunede ilk çekme yükü uygulandığı durumunda karşılaşılan akma sınırından daha düşük bir gerilme değerinde akma gözlemlenmektedir. Bu etki Bauschinger etkisi olarak tanımlanmaktadır [16, 23]. Bauschinger etkisi çevrimsel gerilme – gerinim ilişkisinin karakteristiğini ve çevrimsel zorlamalarda her bir çevrimdeki enerji dağılımını belirtmektedir [17]. Bauschinger etkisi çevrimsel zorlamaların temelidir ve sıradan izotropik pekleşme modellerinin kullanılmasıyla gözlemlenmemektedir [17].

Çevrimsel zorlamalar genellikle deplasman kontrollü olmakla birlikte farklı yükleme seviyelerinde elde edilen sabit döngülerin kaydedilmesiyle çevrimsel plastisitenin karakteri belirlenmektedir. Her bir yük değerinde sabit bir gerilme – gerinim davranışı elde edilene kadar yük tekrarlanır. Yükleme aralığı ise her seferinde arttırılarak her bir yük değeri için uygun sabit döngü elde edilir ve kaydedilir. Ayrıca her bir yük değerinde ayrı bir numune kullanılır [14].

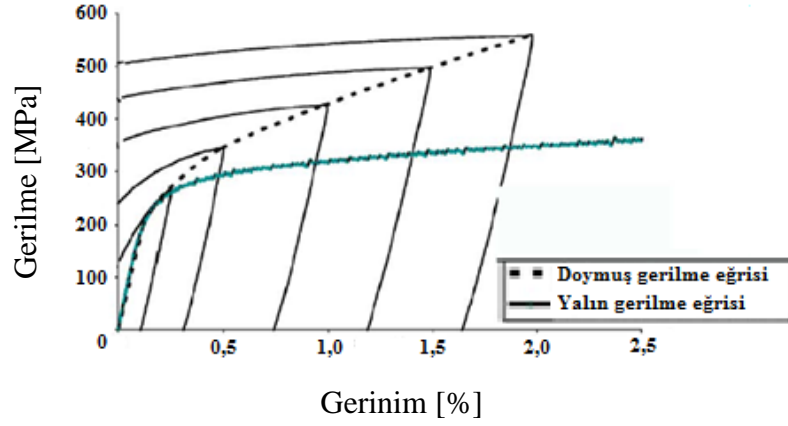


Şekil 2.8. Sabit çevrimsel gerinimde gerilme - gerinim döngüsü [14]

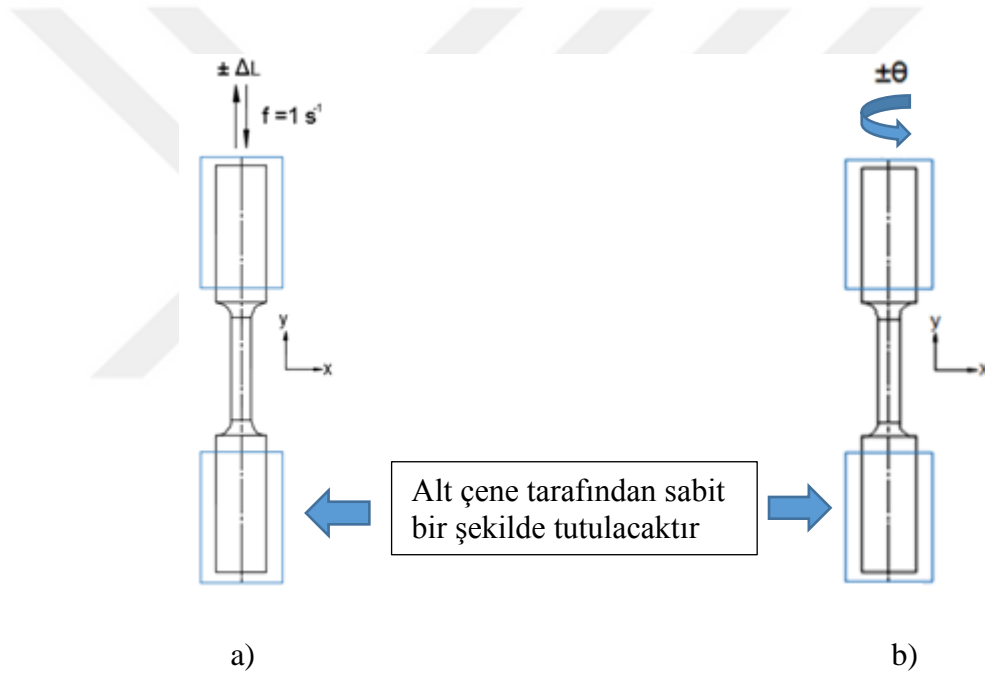
Şekil 2.8.'de bir malzemenin çevrimsel zorlamadaki gerilme - gerinim eğrisi görülmektedir. Ramberg - Osgood çevrimsel zorlamalar altında, malzemedeki gerilme ve gerinim ilişkisini şu şekilde (Denklem 2.15) ifade etmiştir [14, 17].

$$\Delta\varepsilon = \Delta\varepsilon_e + \Delta\varepsilon_p = \frac{\Delta\sigma}{E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \quad (2.15)$$

Bu ifadede K' çevrimsel mukavemet katsayısı, n' çevrimsel pekleşme üstelidir. Şekil 2.9.'da yalın yükleme sonucu elde edilen malzeme davranışı ile çevrimsel yükleme sonucu elde edilen malzeme davranışının karşılaştırılması ile ilgili örnek bir malzemeye ait şematik gösterilmiştir. Burada doymuş gerilme - gerinim eğrisi çevrimsel zorlamalar sonucu elde edilen gerilme - gerinim grafiğinde her bir çevrimin köşe noktalarının birleştirilmesi ile elde edilebilmektedir [17].



Şekil 2.9. Yalın ve çevrimsel zorlamalarda elde edilen gerilme - gerinim eğrilerinin karşılaştırılması [17]



Şekil 2.10. a) Çevrimsel çekme – basma testinin uygulanması, b) Çevrimsel burulma testinin uygulanması

Şekil 2.10.'da çevrimsel çekme – basma ve çevrimsel burulma testlerinin uygulamaları görülmektedir. Çevrimsel çekme – basma testinde numunenin bir yönde belirli bir mesafe kadar çekilmesi, ardından ters yönde aynı mesafenin iki katı kadar basılması ve tekrardan çekilerek ilk duruma gelmesi bir çevrim olarak tanımlanmaktadır. Çevrimsel burulma testinde ise numunenin bir yönde belirli bir açı kadar; ardından ters yönde aynı açının iki katı kadar dönmesi ve tekrardan ilk duruma gelmesi bir çevrim olarak tanımlanmaktadır.

2.2. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi, analitik olarak çözümü zor olan problemlerin, çok küçük elemanlara bölünerek çözülmesi esasına dayanan sayısal bir yöntemdir. Sonlu elemanlar adı verilen bu küçük elemanlar birbirleriyle temas halindedir ve bir ağ sistemini meydana getirirler. Problemin gerektirdiği denklemler her bir elemanda eş zamanlı olarak çözülmektedir [14]. Bu nedenle düzgün bir ağ yapısı oluşturmak sonuçların doğruluğu açısından önemlidir. Sonlu elemanlar yönteminde önemli hususlardan bir diğeri ise ağ yapısını oluşturan elemanların türleridir. SEY birçok eleman alternatifini sunmaktadır. Söz konusu elemanlar, analizin tek boyutta, iki boyutta veya 3 boyutta gerçekleştirilebilmesine göre çeşitlilik göstermektedir [18].

2.3. Mekaniğin Temel Denklemleri

Denge denklemi, bünye denklemi ve kinematik denklem birlikte mekaniğin temel denklemlerini oluşturur. Tezin bu bölümünde mekaniğin temel denklemleri ele alınacaktır ancak mekaniğin temel denklemlerine geçmeden önce bazı kavramları açıklamak gerekir. Bu kavramlar skalar, vektör ve tensör kavramlarıdır. Tensörler, vektörler, skalar büyüklükler ve diğer tensörler arasındaki ilişkiyi belirten büyüklükler olarak tanımlanabilir. 2. dereceden bir tensörün iki farklı yön ile ilişkisi, kendisine ait şiddeti vardır ve bir sistemi tanımlar [19]. Vektör 1. dereceden, skalar 0. dereceden tensördür [34]. Skalarlar herhangi bir yöne bağımlı değildir, bu nedenle sabit bir değerle gösterilir. Öte yandan vektörler ve tensörler yöne bağlı olup matris düzeninde de ifade edilebilir. Vektörler en genel halde üç boyutta (Denklem 2.17) ifade edilebilir.

$$f_i = \underline{f} = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \end{bmatrix} \quad (i=1,2,3) \quad (2.16)$$

Bu ifadede 1,2 ve 3 rakamları bir kartezyen koordinat takımındaki doğrultuları ifade etmektedir. Bunun dışında vektörler ve tensörler baz vektörler cinsinden de ifade edilebilir. Baz vektörler, uzayda yönü ve doğrultusu değişmeyen, uzayı tanımlayan vektörlerdir. Bir vektör baz vektörler cinsinden şu şekilde (Denklem 2.18) ifade edilebilmektedir [34].

$$\vec{f} = \underline{f} = f_1 \cdot \underline{e}_1 + f_2 \cdot \underline{e}_2 + f_3 \cdot \underline{e}_3 = \sum_{i=1}^3 f_i \cdot \underline{e}_i = f_i \cdot \underline{e}_i \quad (2.17)$$

Bu ifadede e_i birim vektör uzayında kartezyen koordinat sisteminin eksen takımını temsil etmektedir. İkinci dereceden tensörlere gerilme tensörü örnek verilebilir. Gerilme tensörü matris formunda şu şekilde (Denklem 2.19) ifade edilebilir [33].

$$\underline{\underline{\sigma}} = \sigma_{ij} = \begin{bmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{21} & \sigma_{22} & \sigma_{23} \\ \sigma_{31} & \sigma_{32} & \sigma_{33} \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

Gerilme tensörünün baz vektörler cinsinden ifadesi ise (Denklem 2.20) şu şekildedir [34].

$$\underline{\underline{\sigma}} = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \sigma_{ij} \cdot \underline{e}_i \cdot \underline{e}_j = \sigma_{ij} \cdot \underline{e}_i \cdot \underline{e}_j \quad (2.19)$$

Mekaniğin temel denklemlerinden denge denklemi, cisme etki eden bütün kuvvetlerin bileşkesinin, cismin kütlesiyle, ivmesinin çarpımına eşitliğini temsil eder ve şu şekilde (Denklem 2.21) ifade edilmektedir [34].

$$\nabla \underline{\underline{\sigma}} + \underline{f} = \rho \cdot \underline{a} \quad (2.20)$$

Yukarıdaki ifadede \underline{f} gerilme vektörü, $\underline{\nabla}$ operatör denklem, ρ yoğunluk, \underline{a} ivme vektörünü temsil etmektedir. Statik problemlerde eşitliğin sağ tarafı 0 olmaktadır. Burada operatör denklem şu şekilde (Denklem 2.22) tanımlanmaktadır [34].

$$\underline{\nabla} = \frac{\partial}{\partial x_1} \cdot \underline{e}_1 + \frac{\partial}{\partial x_2} \cdot \underline{e}_2 + \frac{\partial}{\partial x_3} \cdot \underline{e}_3 \quad (2.21)$$

Bünye denklemi gerilme ile gerinim arasındaki ilişkiyi belirtmektedir ve şu şekilde (Denklem 2.23) ifade edilmektedir.

$$\underline{\underline{\sigma}} = C_u : \underline{\underline{\varepsilon}} \quad (2.22)$$

Burada $\underline{\underline{\varepsilon}}$ ifadesi gerinim tensörünü, C_u ifadesi rijitlik sabitini temsil etmektedir. Gerinim tensörü ise şu şekilde (Denklem 2.24) ifade edilebilir [14].

$$\varepsilon_{ij} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} & \varepsilon_{12} & \varepsilon_{13} \\ \varepsilon_{21} & \varepsilon_{22} & \varepsilon_{23} \\ \varepsilon_{31} & \varepsilon_{32} & \varepsilon_{33} \end{bmatrix} \quad (2.23)$$

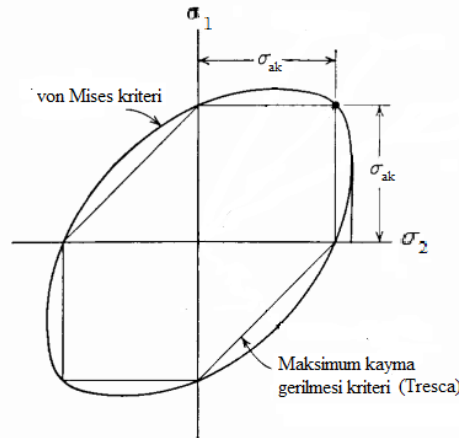
Son olarak kinematik denklem ise gerinim tensörü ile deplasman arasındaki ilişkiyi belirtmekte olup şu şekilde (Denklem 2.25) ifade edilmektedir [34].

$$\underline{\underline{\varepsilon}} = \frac{1}{2} \cdot (\underline{\nabla} \underline{u} + \underline{u} \underline{\nabla}) \quad (2.24)$$

BÖLÜM 3. PEKLEŞME MODELLERİ

Tek eksenli çekme testinde akma gerilmesi üzerinde bir zorlanmaya maruz kalan malzemede kalıcı deformasyon meydana gelir ve malzeme pekleşir. Pekleşen malzemede plastik deformasyonun devam etmesi için malzemede meydana gelen gerilmenin de artması gerekmektedir [14]. Tez çalışmasının bu bölümünde temel pekleşme modelleri ele alınmış, Chaboche kinematik pekleşme modelinin parametrelerinin hesap yöntemi anlatılmıştır [7, 24, 25].

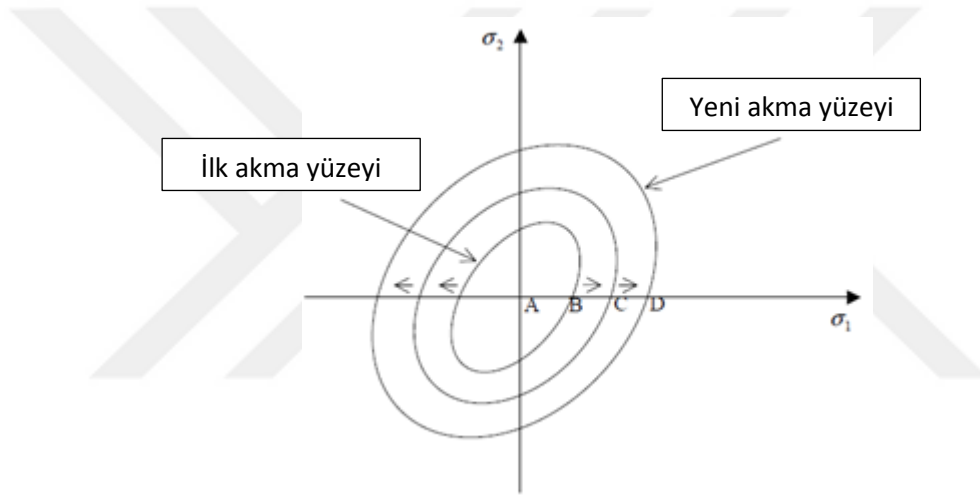
Malzemenin pekleşme davranışını modellemek için günümüzde birçok yöntem mevcuttur. Bu yöntemler temelde izotropik ve kinematik pekleşme modelleri olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Bu modeller temelde akma yüzeyi kavramına dayanmaktadır. Akma yüzeyi gerilme uzayında malzemenin plastik deformasyona uğramadan zorlanabileceği maksimum sınırı temsil etmektedir [17]. Şekil 3.1.'de Von Mises kriterine ve Tresca maksimum kayma gerilmesi kriterine göre akma yüzeylerinin karşılaştırıldığı örnek bir şematik gösterilmiştir.



Şekil 3.1. İki boyutta Von Mises ve Tresca akma kriterlerinin karşılaştırılması [14]

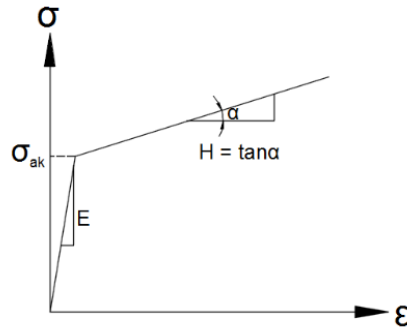
3.1. İzotropik Pekleşme Kuralı

İzotropik pekleşme kuralı akma yüzeyinin ölçüsüyle doğrudan ilgilidir. Bu pekleşme kuralına göre akma yüzeyi genişleyebilir ancak hareket edemez [16, 17]. Bu özelliğinden dolayı, sıradan izotropik pekleşme modelleri çevrimsel zorlamalar altında malzemenin plastik davranışını modellemekte yetersiz kalmaktadır [17]. Şekil 3.2.'de izotropik pekleşme modelinde akma yüzeyinin genişlemesine ait örnek bir şematik gösterilmektedir.



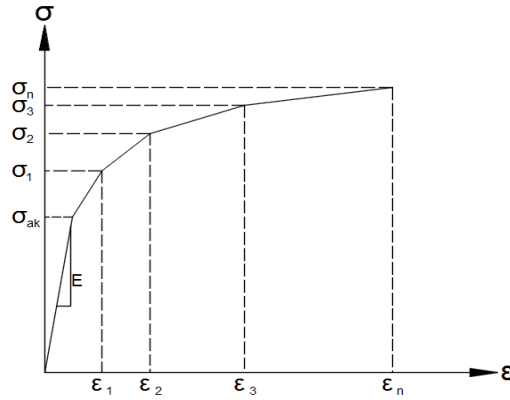
Şekil 3.2. İzotropik pekleşme [16]

Malzemenin elastik davranışını tanımlamak için elastisite modülü ve Poisson oranı yeterlidir ancak malzemenin plastik davranışını tanımlamak biraz daha kompleks bir problemdir. Mises izotropik pekleşme kuralına göre malzemenin plastik davranışı 3 farklı şekilde tanımlanabilmektedir. İlk yöntem bilineer izotropik pekleşme modeli olarak bilinmekte olup bu modele göre malzemenin plastik davranışı gerilme – gerinim eğrisi üzerinde tek bir lineer çizgi ile ifade edilmektedir. Şekil 3.3.'te bilineer izotropik malzeme modeline ait örnek bir gerilme – gerinim eğrisi şematiği gösterilmektedir.



Şekil 3.3. Bilineer izotropik malzeme modelinde malzemenin plastik davranışı

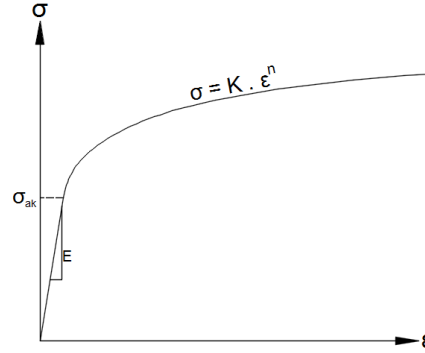
Bilineer izotropik malzeme modelinde, malzemenin plastik davranışını modellemek için akma gerilmesi ve tanjant modülü yeterli olmaktadır. Bir diğer yöntem olan multilineer izotropik malzeme modeline göre, malzemenin plastik davranışı gerilme – gerinim eğrisinde, her biri farklı pekleşme modülüne sahip, birden fazla lineer çizgi ile tanımlanmaktadır. (Şekil 3.4.)



Şekil 3.4. Multilineer izotropik malzeme modelinde malzemenin plastik davranışı

Multilineer izotropik malzeme modelinde, malzemenin çekme testinden elde edilmiş plastik bölgedeki gerilme – gerinim verilerinin tanımlanması gerekmektedir ancak bu verileri tek tek bir sonlu elemanlar yazılımına girmek zaman alan bir süreçtir. Bu sebeple Microsoft Excel veya muadili bir program vasıtasıyla malzemenin çekme testi verilerini kullanarak eğri uydurma yöntemiyle malzemenin mukavemet katsayısı ile

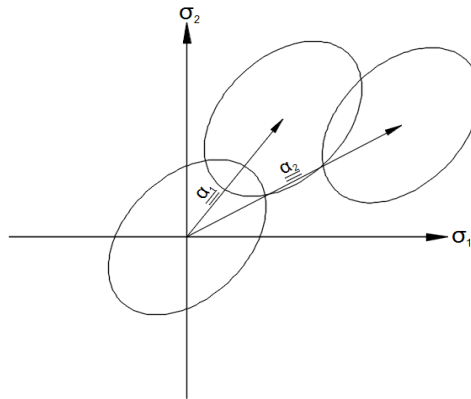
pekleşme üsteli değerlerini elde etmek ve bu parametreleri tanımlayarak malzemenin plastik davranışını belirlemek mümkündür. Bu model nonlineer izotropik malzeme modeli olarak bilinmektedir ve malzemenin plastik bölgesi bir eğri olarak tanımlanmaktadır. (Şekil 3.5.)



Şekil 3.5. Nonlineer izotropik malzeme modelinde malzemenin plastik davranışı

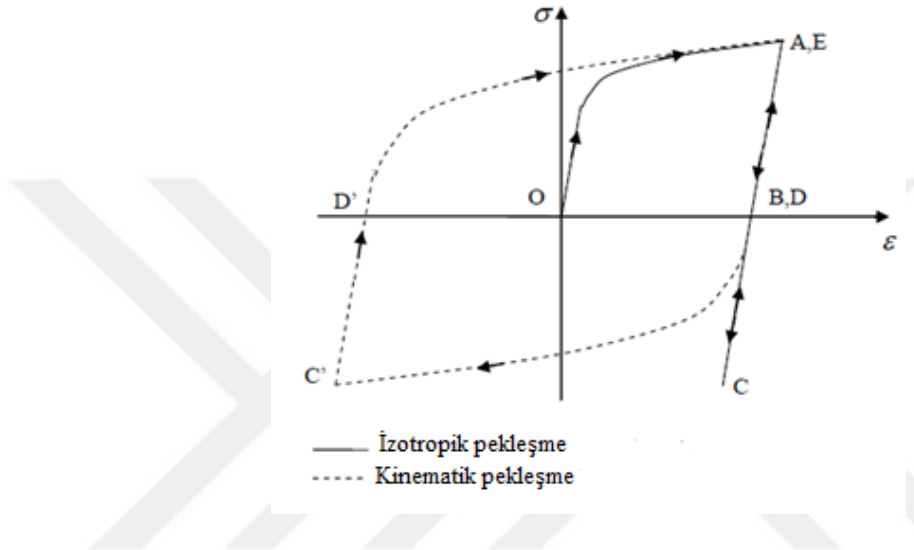
3.2. Kinematik Pekleşme Kuralı

Akma yüzeyinin gerilme uzayında yer değiştirebildiği pekleşme modeli kinematik pekleşme modeli olarak adlandırılmaktadır [17].



Şekil 3.6. Kinematik pekleşme [16]

Şekil 3.6.'da kinematik pekleşme kuralında öteleme tensörü olarak da bilinen akma yüzey merkezlerinin yer değişimi " $\underline{\alpha}$ " gösterilmiştir [17]. Kinematik pekleşme modelleri Bauschinger etkisini modelleyebilmektedir. Şekil 3.7.'de örnek bir malzeme üzerinde izotropik pekleşme modeliyle kinematik pekleşme modelinin karşılaştırılması gösterilmektedir.



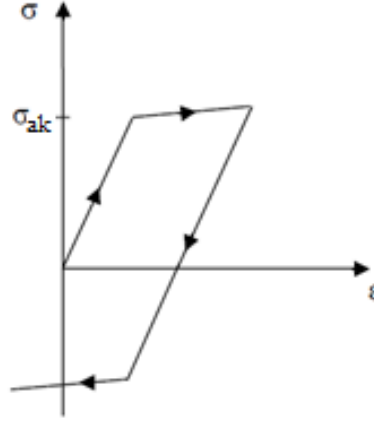
Şekil 3.7. İzotropik pekleşme ve kinematik pekleşme modellerinde gerilme – gerinim eğrileri

3.2.1. Lineer kinematik pekleşme kuralı

Prager tarafından 1956 yılında önerilmiş olan ilk pekleşme kuralı akma yüzeyinin yer değişimine dayanıyordu. Öteleme tensörü ile ilgili en basit yaklaşım olan bu model akma yüzeyinin plastik birim şekil değişimi doğrultusunda yer değiştirdiği üzerinde duruyordu ve öteleme tensörü ile plastik gerinim arasında lineer bir ilişki olduğunu varsayıyordu [7, 17, 20]. Pragerin önermiş olduğu bu model şu şekilde (Denklem 3.2) ifade edilmektedir [7].

$$d\underline{\alpha} = a_p \cdot d\underline{\epsilon}^p \quad (3.1)$$

Bu ifadede “ $\underline{d\alpha}$ ” akma yüzeyi öteleme tensörü (back stress) artımı, a_p malzeme veya oransallık sabiti, “ $\underline{d\varepsilon^p}$ ” plastik birim şekil değişimi artımıdır [7]. Lineer kinematik pekleşme kuralı üzerine başka çalışmalar da mevcuttur.



Şekil 3.8. Lineer kinematik pekleşme modeline göre gerilme – gerinim eğrisi [17]

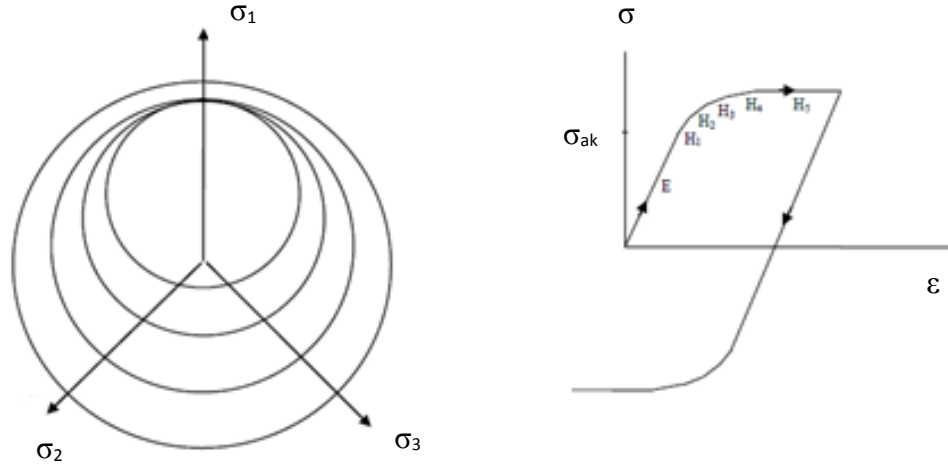
Şekil 3.8.’de lineer kinematik pekleşme kuralına göre malzeme davranışı görülmektedir.

3.2.2. Multilineer kinematik pekleşme kuralı

1969 yılında Mroz, çoklu yüzey modeli olarak da bilinen multilineer kinematik pekleşme modelini ortaya atmıştır. Bu modele göre gerilme – gerinim eğrisi bölümlere ayrılmıştır ve malzemenin pekleşmesi lineer bölüt boyunca gerçekleşmektedir. Her bir bölütte sabit ancak diğer bölütlerden farklı bir pekleşme modülü mevcuttur. Gerilme – gerinim eğrisi birden fazla nokta ile genellenmiştir. Her bir eğrideki pekleşme modülü şu şekilde (Denklemler 3.3) ifade edilmektedir [17,21].

$$H = \frac{d\sigma}{d\varepsilon^p} \quad (3.3)$$

Şekil 3.9.'da Mroz'un önermiş olduğu malzeme modeline göre akma yüzeyleri gösterilmiştir.



Şekil 3.9. Mroz modeline göre akma yüzeyleri [17]

3.2.3. Nonlinear kinematik pekleşme kuralı

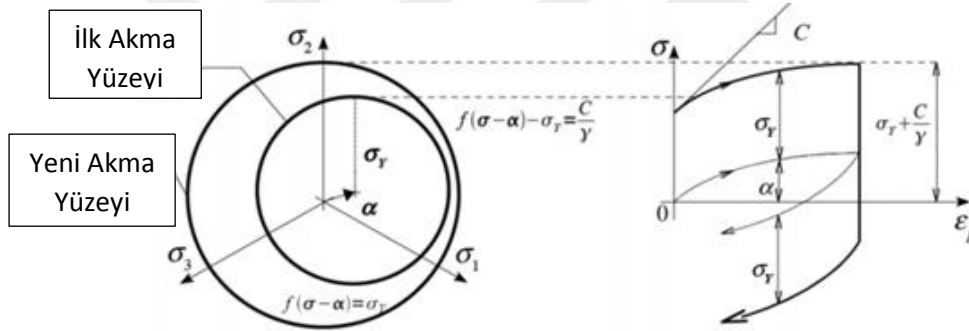
Nonlinear kinematik malzeme modelleri üzerine birçok çalışma mevcuttur. Bu başlık altında Armstrong – Frederic [22] ve Chaboche [7, 24, 25] kinematik pekleşme modelleri irdelenmiştir.

1966 yılında Armstrong ve Frederic, çok eksenli zorlanma durumlarında Bauschinger etkisini modellemek amacıyla akma yüzeyinin gerilme uzayında hareket etmesine dayanan başka bir kinematik pekleşme modelini ortaya atmıştır. Bu model, bir tanesi normal akma yüzeyi, diğeri gerilme uzayında sabit varsayılan limit yüzey olmak üzere iki farklı akma yüzeyini ve değişken bir pekleşme modülünü kapsamaktadır. Armstrong ve Frederic'in önermiş olduğu modelin matematiksel ifadesi (Denklem 3.4) şu şekildedir .[16, 22, 23].

$$d\underline{\underline{\alpha}} = \frac{2}{3} \cdot C \cdot d\underline{\underline{\varepsilon}}^p - \gamma \cdot \underline{\underline{\alpha}} \cdot dp \quad (3.4)$$

Bu ifadede ‘‘C’’ ve ‘‘ γ ’’ malzeme parametreleri olup, ‘‘dp’’ eşdeğer plastik gerinim artımı olarak tanımlanmaktadır [7]. Akma yüzeyi öteleme tensörü artımı, akma yüzeyi merkeziyle dolaylı olarak ilişkilidir. Bu sebeple bu model nonlinear kinematik pekleşme modeli olarak bilinmektedir [23]. Eşdeğer plastik gerinim artımı ise şu şekilde (Denklem 3.5) ifade edilmektedir [7].

$$dp = \sqrt{\frac{2}{3} \cdot d\underline{\underline{\varepsilon}}^p \cdot d\underline{\underline{\varepsilon}}^p} \quad (3.5)$$



Şekil 3.10. Armstrong ve Frederic nonlinear kinematik pekleşme modeli [23]

Şekil 3.10.'da Armstrong ve Frederic'in önerdiği pekleşme modeline göre akma yüzeyi, sınır yüzeyi ve öteleme tensörü gösterilmiştir.

1983 yılında Chaboche ve Rousselier, Armstrong ve Frederic tarafından önerilen kinematik pekleşme kuralında, akma yüzeyi öteleme tensörünü, her birisi farklı pekleşme özelliğine sahip öteleme tensör bileşenlerinin seri açılımı olarak (Denklem 3.6 ve 3.7) ifade etmiştir [7, 24, 25].

$$\underline{\underline{\alpha}} = \sum_{i=1}^m \underline{\underline{\alpha}}^{(i)} \quad (3.6)$$

$$d\underline{\underline{\alpha}}^{(i)} = \frac{2}{3} \cdot C \cdot d\underline{\underline{\varepsilon}}^p - \gamma \cdot \underline{\underline{\alpha}} \cdot dp \quad (3.7)$$

Burada $\underline{\underline{\alpha}}^{(i)}$ i. öteleme tensörü bileşeni, C ve γ malzeme katsayılarıdır. Birçok metalde sonucun doğru kabul edilmesi için beş adet öteleme tensörü bileşeninin kullanılması yeterli görülmektedir [7].

Jiang ve Sehitoglu, her bir öteleme tensörünün artımını şu şekilde (Denklem 3.8) ifade etmiştir [7, 27, 28, 30].

$$d\underline{\underline{\alpha}}^{(i)} = c^{(i)} \cdot r^{(i)} \cdot \left[\underline{\underline{n}} - \left(\frac{\Pi \underline{\underline{\alpha}}^{(i)} \Pi}{r^{(i)}} \right)^{\chi^{(i)+1}} \cdot \underline{\underline{L}}^{(i)} \right] \cdot dp \quad ; (i = 1, 2, \dots, m) \quad (3.8)$$

Yukarıdaki ifadede $c^{(i)}$, $r^{(i)}$ ve $\chi^{(i)}$ herhangi bir öteleme tensörü bileşeni ile ilişkili skalar parametrelerdir. $\underline{\underline{L}}^{(i)}$ herhangi bir öteleme tensörü bileşeninin birim tensörü olup şu şekilde (Denklem 3.9) ifade edilmektedir [7, 30].

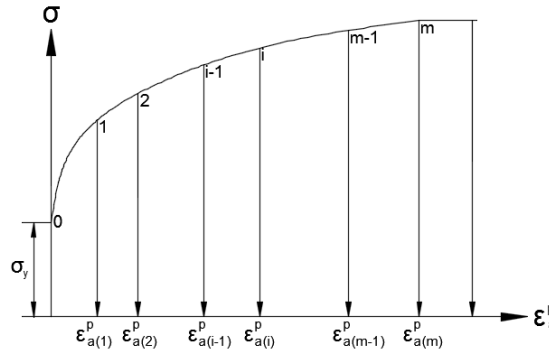
$$\underline{\underline{L}}^{(i)} = \frac{\underline{\underline{\alpha}}^{(i)}}{\sqrt{\underline{\underline{\alpha}}^{(i)} : \underline{\underline{\alpha}}^{(i)}}} \quad ; (i=1,2,3,\dots,m) \quad (3.9)$$

Plastik pekleşme modülü fonksiyonu şu şekilde (Denklem 3.10) tanımlanmaktadır [27, 28, 30].

$$h = \sum_{i=1}^m c^{(i)} \cdot r^{(i)} \cdot \left[1 - \left(\frac{\Pi \alpha^{(i)} \Pi}{r^{(i)}} \right)^{\chi^{(i)+1}} \cdot \underline{\underline{L}}^{(i)} : \underline{\underline{n}} \right] \cdot dp \quad ; (i = 1, 2, \dots, m) \quad (3.10)$$

$\chi^{(i)}$ parametresi ‘çevrimsel gerinim birikim üssü’ olarak adlandırılmaktadır ve dengelenmiş orantısal zorlamalarda önemli bir etkisi yoktur [7, 26, 27, 28, 29, 30]. $c^{(i)}$, $r^{(i)}$ parametreleri ise dengelenmiş çevrimsel yüklemelerde, malzemenin davranışını belirlenmesinde büyük bir öneme sahiptir. $c^{(i)}$, $r^{(i)}$ parametrelerini hesaplamak için, farklı gerinim genliklerine sahip çekme – basma testleri gerçekleştirilir ve döngüler karalı bir hale geldiğinde, elde edilen çevrimsel gerilme – gerinim eğrilerinin tepe noktaları birleştirilir. Akma gerilmesi ile çekme gerilmesi arasında belirli sayıda nokta belirlenir. Bu noktalardan seçilen iki nokta arasındaki eğim şu (Denklem 3.11) şekilde hesaplanabilmektedir [7, 17, 30].

$$H_{(i)} = \frac{\sigma_{a(i)} - \sigma_{a(i-1)}}{\epsilon_{a(i)}^p - \epsilon_{a(i-1)}^p} \quad ; (i = 1, 2, \dots, m) \quad (3.11)$$



Şekil 3.11. Dengelenmiş çevrimsel gerilme – gerinim eğrisi [7]

Bu hesaplamalarda malzemedeki gerilme değeri, akma gerilmesine ulaştığında malzemedeki plastik gerinim değeri de sıfır kabul edilmektedir. Ayrıca son belirlenen nokta ile bu değerden sonra gelen nokta arasındaki eğim de sıfır kabul edilmektedir.

(Şekil 3.11.) Buna göre $c^{(i)}$ ve $r^{(i)}$ parametreleri şu şekilde (Denklem 3.12 ve 3.13) hesaplanabilmektedir [7].

$$c^{(i)} = \sqrt{\frac{2}{3}} \cdot \frac{1}{\varepsilon_{a(i)}^p} \quad (i = 1, 2, \dots, m) \quad (3.12)$$

$$r^{(i)} = \frac{2}{3} \cdot \frac{H^{(i)} - H^{(i+1)}}{c^{(i)}} \quad (i = 1, 2, \dots, m) \quad (3.13)$$



BÖLÜM 4. SAYISAL UYGULAMALAR

Bu bölümde Ansys yazılımı kullanılarak ASTM standartlarına [15] göre ölçüleri belirlenen bir çekme testi numunesi modellenmiş, 16MnCr5 çeliğinin akma eğrisinden elde edilen plastisite parametreleri kullanılmak suretiyle izotropik ve kinematik pekleşme parametreleri tanımlanarak numunenin çekme testi, burulma testi ve çevrimsel testleri simüle edilmiş, sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sonrasında Chaboche kinematik pekleşme modeli kullanılarak orantısız ve orantısız olmayan yüklemeler altında, malzemesi SAE 1070 çeliği olarak belirlenmiş olan dairesel çentikli numunede, çentik kökündeki gerinim davranışları incelenmiştir.

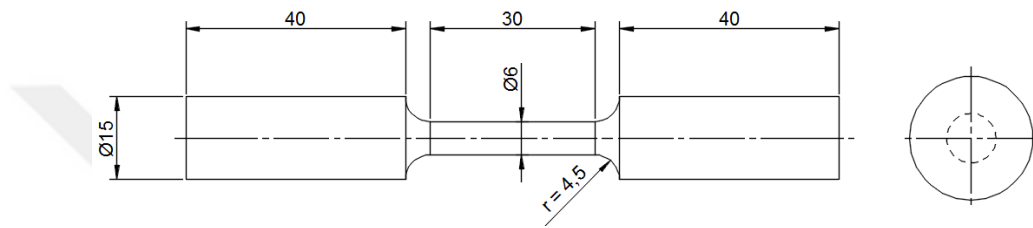
4.1. Deney Numunesinin Boyutlandırılması ve Modellenmesi

Deney numunesi boyutlandırılırken ASTM standartlarından, çekme deneyi ile ilgili bölüm (E8 – 04) referans alınmış olup, boyutlandırmada MTS çekme - burulma test cihazının sınırlamaları da göz önünde bulundurulmuştur [15].

Numunenin dairesel kesitli olacağı planlanmıştır. ASTM standartlarının önermiş olduğu dairesel kesitli çekme testi numune boyutları Tablo 4.1.'de gösterilmiştir [15].

Tablo 4.1. ASTM'in önerdiği dairesel kesitli çekme testi numunesinin ölçüleri [15]

Boyutlar [mm]	Standart Oransal Olarak Küçültülmüş Numuneler Numune				
	Num. 1	Num. 2	Num. 3	Num. 4	Num. 5
Ölçüm Uzunluğu	50	36	24	16	10
Fatura Radyusu	12,5	9	4,5	4	2,5
Çap	10	8	6	4	2
Toplam Uzunluk	56	45	30	20	16

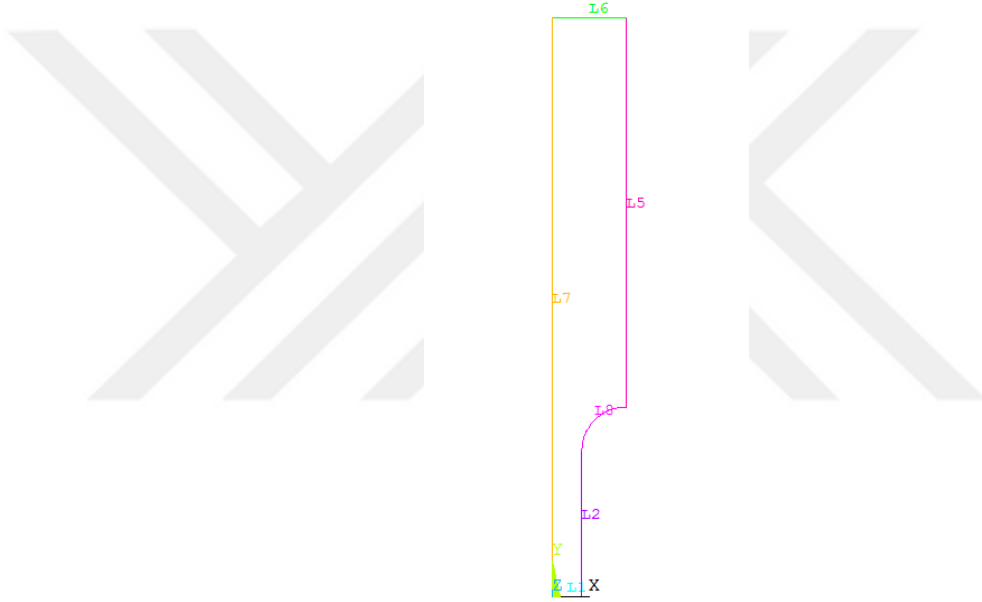


Şekil 4.1. Deney numunesinin ölçüleri

Çekme – burulma test cihazının çenelerinin tutacağı, numunenin çapının fazla olduğu bölümlerin uzunluğu 40 mm olarak belirlenmiştir. Bunun sebebi çenelerin 35 mm'den daha kısa uzunlukta tutma yapamamasıdır. Sakarya Üniversitesi envanterinde bulunan çekme - burulma test cihazının çeneleri sabit olarak 19 mm çapındaki dairesel yüzeyleri tutabilmektedir ancak sıkıştırma takozları (Wedge set) ile bu problem aşılabilmektedir. Üniversite envanterinde bu takozlardan 2 tane bulunmakta ve 5,8 mm ile 16,5 mm arasındaki bütün çaplara kalibre edilebilmektedir. Bu değerler ışığında 3 numaralı test numunesi seçilmiştir.

Şekil 4.1.'de gösterilen deney numunesi Ansys yazılımında modellenmiştir. Geometri aksenal simetrik olduğundan dolayı numunenin iki boyutta çeyreği modellenmiş, daha sonra elde edilen bu alan aynalanmış ve düğüm noktaları birleştirilmiştir. Son olarak numune eksen etrafında 360° döndürülerek üç boyutlu model oluşturulmuştur.

Çekme test numunesini modellenirken analizin türü statik olarak ayarlanmıştır. İki boyutta oluşturulacak olan çeyrek model için 4 düğüm noktalı dörtgen eleman “quad182” seçilmiştir. Model, daha sonra üç boyuta dönüştürüleceği için 8 düğüm noktalı prizmatik dörtgen eleman “solid185” de eklenmiştir. Malzeme özelliklerinde ise ilk olarak elastik özellikler eklenmiş olup elastisite modülü 210000 MPa, Poisson oranı değeri 0,3 olarak yazılıma girilmiştir. Daha sonrasında ölçüler doğrultusunda noktalar koordinat sistemine göre oluşturulmuş ve çizgilerle bağlanmıştır. (Şekil 4.2.)



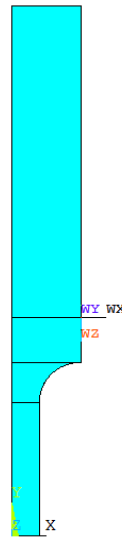
Şekil 4.2. Çeyrek numuneyi oluşturan çizgilerin iki boyutta gösterilişi

Şekil 4.3.’de çeyrek numunenin 2 boyutta oluşturulmuş alanı görülmektedir.



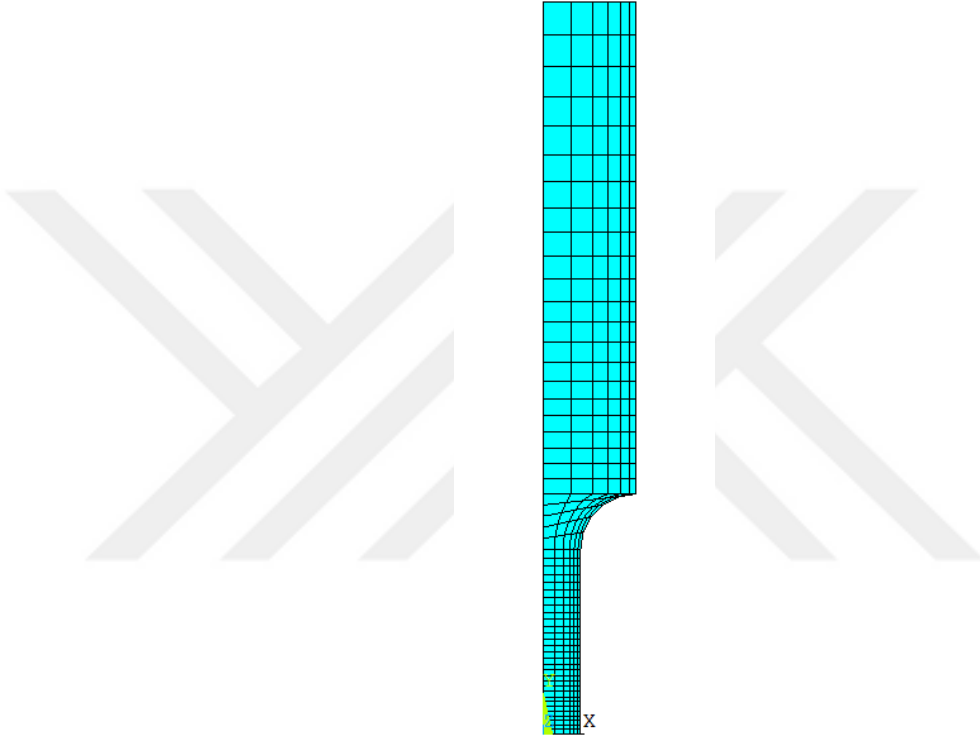
Şekil 4.3. Çeyrek numunenin Ansys yazılımı kullanılarak oluşturulan alanı

Test cihazının tutacağı bölgeyi belirtmek ve radyus bölgesinde oluşturulacak ağ yapısının düzgün olmasını sağlamak için, model belirli noktalardan iş düzlemi kullanılarak alanlara bölünmüştür. Bu işlem için ‘alanı iş düzlemi ile böl’ komutu kullanılmıştır. MTS çekme – burulma test cihazının üst çenesi, modelin en üst noktasından itibaren 35 mm uzunluğa sahip bölgeyi tutabilmektedir. Bu sebeple numune, çenenin tutacağı bölgenin sınırından, radyusun başlangıç noktasından ve bitiş noktasından iş düzlemi kullanılarak bölünmüştür. (Şekil 4.4.)



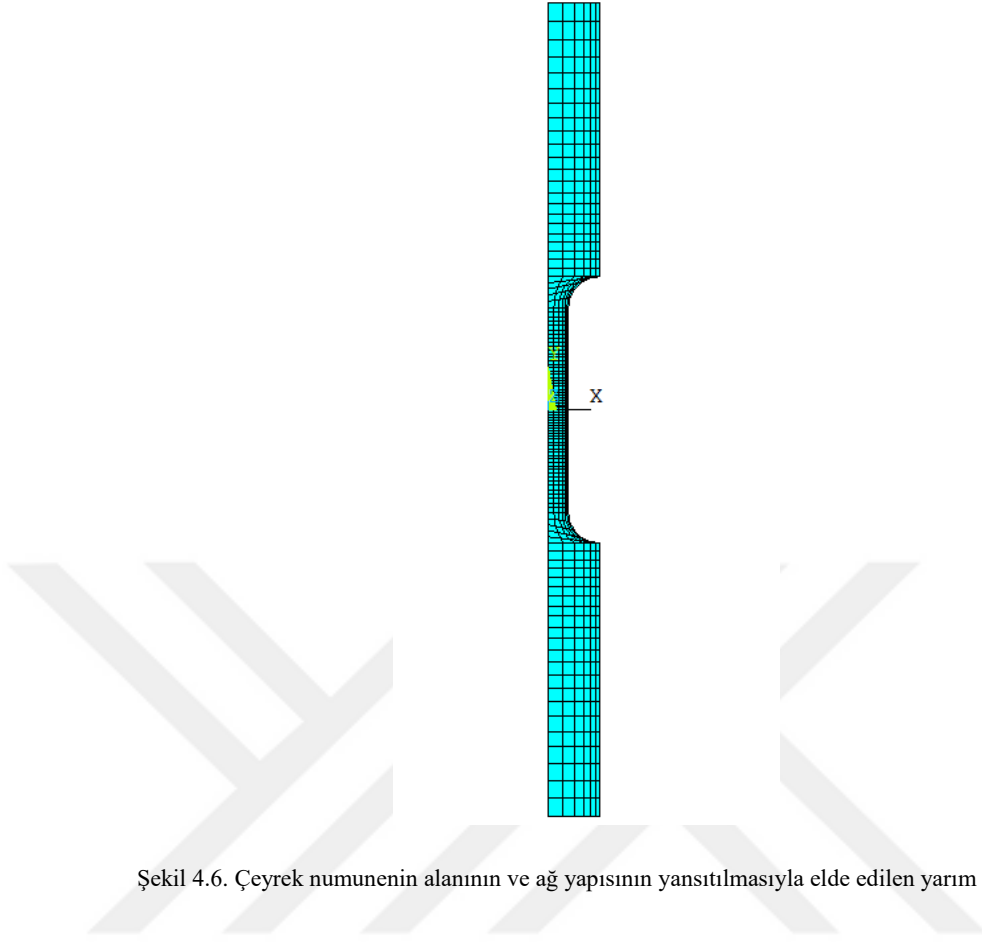
Şekil 4.4. Çeyrek numunenin iş düzlemi kullanılarak bölünmesi

İki boyutta, numunenin çeyreği oluşturulduktan sonra ağ yapısı oluşturulmuştur. Elemanlar yüzeyde ve ölçüm aralığında bulunan bölgelerde sıklaştırılmış, çenelerin tutmuş olduğu bölgelerde ise seyreltilmiştir. Ölçümün yapılacağı bölgede (Ölçüm uzunluğu) ağ yapısının daha yoğun olması gerekmektedir çünkü çekme testinde numunenin ölçüm bölgesindeki bir kesitten kopacağı varsayılmaktadır.



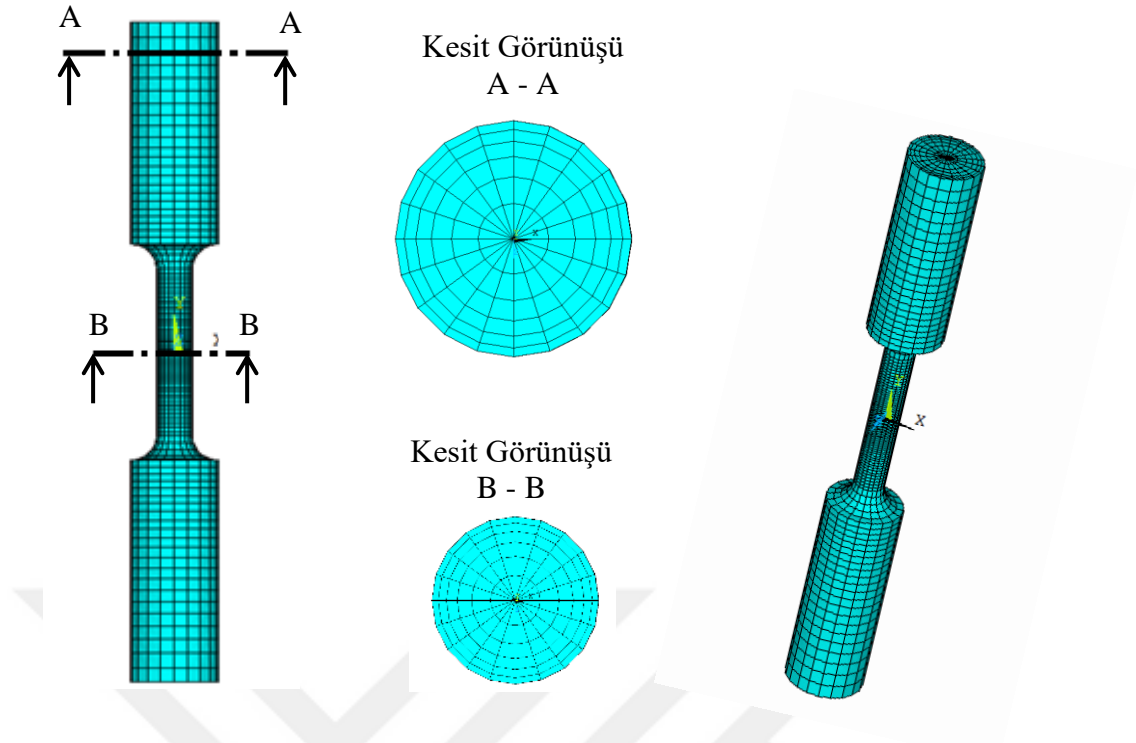
Şekil 4.5. Çeyrek numunede iki boyutta oluşturulan ağ yapısı

Şekil 4.5.'te çeyrek numune için oluşturulan ağ yapısı gösterilmiştir. Oluşturulan bu ağ yapısı ve alanlar, 'alanı yansıt' komutu ile $x - z$ düzleminde yansıtılmıştır. Daha sonrasında 'birleştir' komutu ile düğüm noktaları ve elemanlar birleştirilmiştir. (Şekil 4.6.)



Şekil 4.6. Çeyrek numunenin alanının ve ağ yapısının yansıtılmasıyla elde edilen yarım model

Elde edilen modele dairesel ekstrüzyon işlemi uygulanarak 3 boyutlu model oluşturulmuştur. Bunun için ‘‘eleman ekstrüzyon özellikleri’’ seçeneğinden eleman tipi ‘‘solid185’’ olarak ayarlanmıştır. Ekstrüzyon yöntemiyle oluşturulan katının ayrılacağı her bir segmentin bölüneceği sıra eleman sayısı 5 olarak ayarlanmış ve son olarak katı model oluşturulduktan sonra 2 boyutlu modelin silinmesi seçeneği aktif edilmiştir. Belirlenen düzenlemeler yapıldıktan sonra ‘‘eksen etrafında alanı ekstrüde et’’ komutu ile model dairesel olarak döndürülmüştür. Bu işlemde modelin bütün alanları seçilmiş, döndürmek eksenini belirtmek için yine modelin en alt soldaki ve en üst soldaki düğüm noktaları seçilmiştir. Model 360 derece döndürülmüş olup 4 segmente ayrılmıştır. Şekil 4.7.’de oluşturulan 3 boyutlu model gösterilmiştir.



Şekil 4.7. Ansys yazılımı kullanılarak oluşturulan 3 boyutlu deney numunesi

4.2. Akma Eğrisi Kullanılarak Hollomon Parametrelerinin Elde Edilmesi

Hollomon eşitliği, tek eksenli bir çekme testinden elde edilen gerçek gerilme – gerçek gerinim eğrisinin plastik bölgesinde yapılan çalışmalarda kullanılmakta olan bir eşitliktir. Genel anlamda malzemenin plastik şekil değişimine devam etmesi için gerekli olan gerilme değerini ifade etmektedir [14]. Hollomon eşitliğinde iki tarafın logaritmasının alınmasıyla şu şekilde (Denklem 3.1) ifade edilebilmektedir.

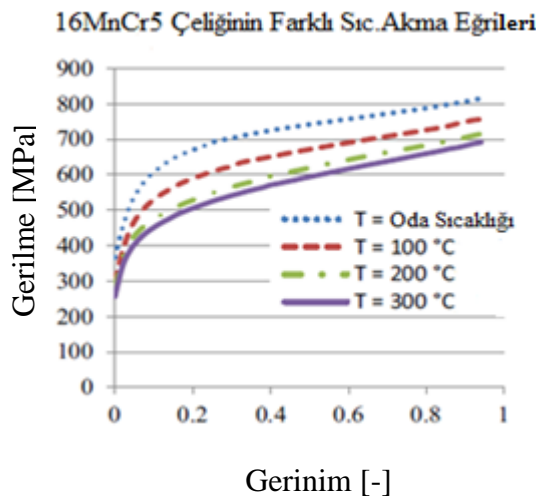
$$\log \sigma_{\text{gerçek}} = \log K + n \cdot \log(\epsilon_p) \quad (4.1)$$

Çekme testinde sünek bir malzeme, maksimum çekme gerilmesine kadar zorlandığında boyun verir. Boyun verme bölgesinde oluşan üç eksenli gerilmelerden ve malzemenin kesitinin daralmasından dolayı söz konusu bölgede meydana gelen

gerilme değeri daha da yükselmektedir [7]. Dolayısıyla bu noktadan sonra malzemenin gerilme – gerinim davranışını incelemek zorlaşmaktadır.

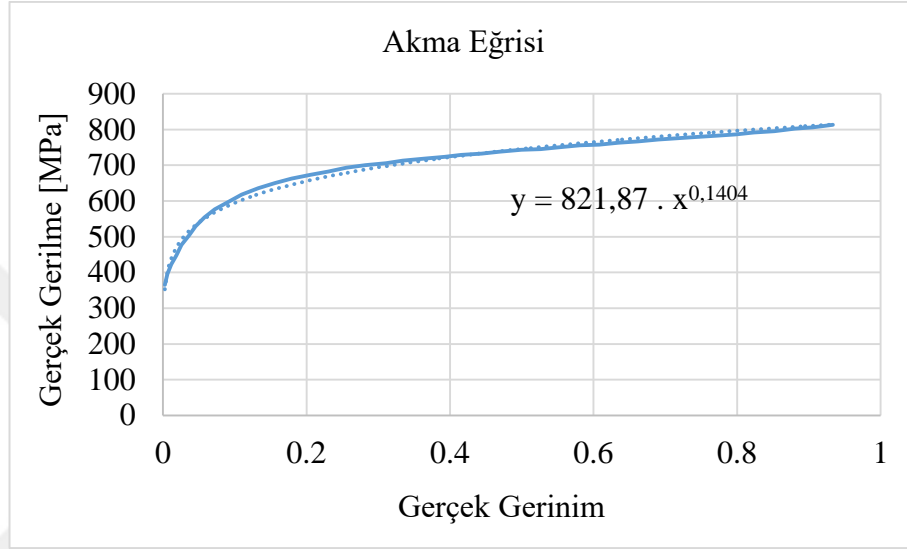
Sünek bir malzemede, akma gerilmesinden itibaren homojen uzama sınırına kadar yani maksimum çekme gerilmesi değerine kadar olan gerçek gerilme – gerçek plastik gerinim değerlerinden elde edilen akma eğrisinin, Microsoft Excel programında eğri uydurma yöntemi ile matematiksel ifadesi üstel biçimde elde edilebilmektedir. Mukavemet katsayısı ve pekleşme üsteli değerleri, eğri uydurma yöntemiyle elde edilen matematiksel ifadedeki değerlerin Hollomon eşitliği ile bir benzeşiminin kurulması yoluyla elde edilebilmektedir. Bir diğer yol ise akma eğrisinin grafiğini logaritmik olarak çizdirmektir. Bu durumda elde edilen eğri düz bir çizgi şeklinde görülmektedir. Hollomon eşitliğindeki parametreler eğri uydurma yöntemiyle elde edilen matematiksel ifadeden yine elde edilebilirler.

Bu tez çalışmasında test numunesinin malzemesi 16MnCr5 sementasyon çeliği olarak belirlenmiştir. Jonas Walder ve arkadaşları [31] farklı sıcaklıklarda 16MnCr5 çeliğinin akma eğrisini elde etmiştir. Gerinim hızını 1 s^{-1} olarak belirlemiş olmakla birlikte akma eğrileri grafiği Şekil 4.8.'de gösterilmiştir.



Şekil 4.8. 16MnCr5 çeliğinin oda sıcaklığında ve farklı sıcaklıklarda elde edilmiş akma eğrileri [31]

16MnCr5 çeliğine ait oda sıcaklığındaki akma eğrisi verileri kullanılarak Microsoft Excel programında eğri uydurma yöntemiyle gerekli mukavemet katsayısı ve pekleşme üsteli değerlerinin elde edilmesi Şekil 4.9.'da gösterilmiştir. Buna göre mukavemet katsayısı ‘‘K’’ değeri 821,9 MPa, pekleşme üsteli değeri ‘‘n’’ 0,1404 olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.9. Eğri uydurma yöntemiyle Hollomon parametrelerinin elde edilmesi

Gerekli plastisite parametreleri elde edildikten sonra, bir kod kullanılarak malzemenin plastisite parametreleri Ansys yazılımına tanımlanmıştır. Plastisite adı verilen bu kod, malzemenin izotropik ve kinematik pekleşme modellerine göre ihtiyaç duyulan parametreleri Ansys programı içerisinde hesaplayarak, tüm bu verileri yazılıma tanımlamaktadır. Bu kod kullanılarak izotropik pekleşme modeli için gereken gerçek gerilme – gerçek gerinim değerleri ve kinematik pekleşme modeli için gereken Chaboche parametreleri hesaplanmış ve Ansys yazılımına tanımlanmıştır. Tüm bu işlemler için, plastisite koduna malzemenin genel mekanik özelliklerinin yanında, plastisite parametreleri, gerinim aralığı ve akma eğrisini tanımlayan nokta sayısı girilmiştir. Akma gerilmesi, akma eğrisinin başladığı gerilme değeri olarak belirlenmiştir. Gerinim aralığı, malzemenin çok uzayamayacağı düşünülerek 0,2 olarak belirlenmiştir [32]. 16MnCr5 çeliğinin mekanik özellikleri ve koda girilen diğer veriler Tablo 4.2.'de verilmiştir.

Tablo 4.2. 16MnCr5 çeliğinin oda sıcaklığındaki mekanik özellikleri ve plastisite kodu için gereken diğer veriler

Elastisite Modülü [MPa]	210000
Poisson Oranı	0,3
Akma Gerilmesi [MPa]	360
Mukavemet Katsayısı [MPa]	821,9
Pekleşme Üsteli	0,1404
Gerinim Aralığı	0,2
Akma Eğrisi Tanımlama Noktası	100
Öteleme Tensör Bileşen Sayısı	5

Plastisite kodu kullanılarak elde edilen Chaboche parametreleri Tablo 4.3.'te gösterilmektedir.

Tablo 4.3. Plastisite kodu kullanılarak oluşturulan Chaboche parametreleri

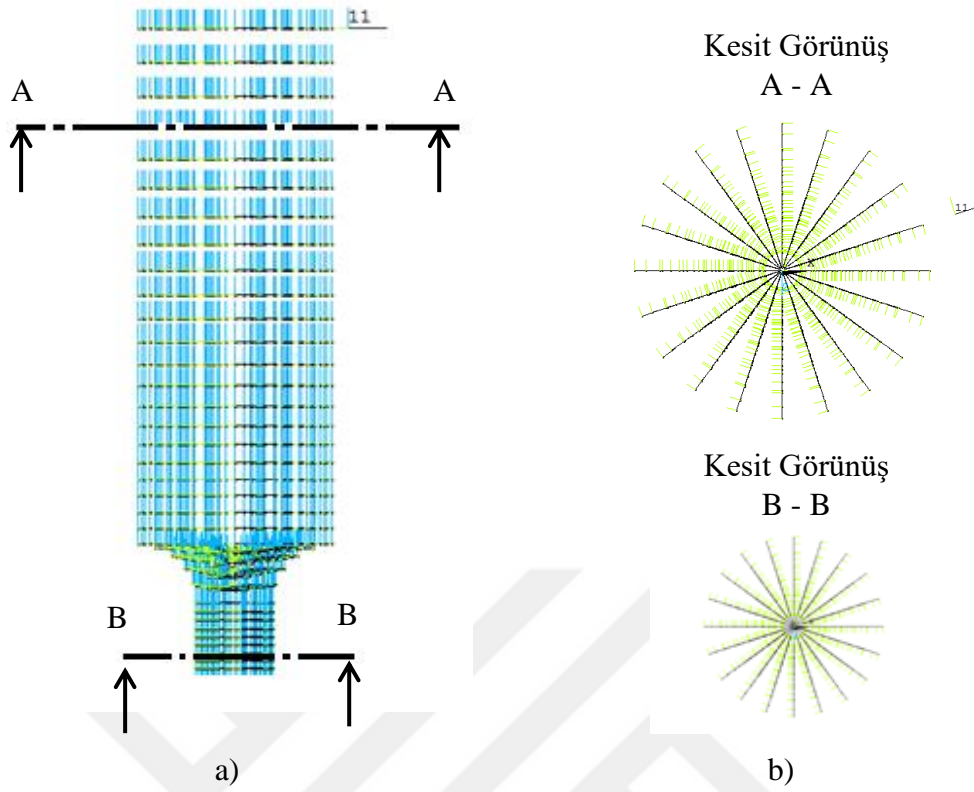
c_1	7430,1
r_1	93,583
c_2	1922,9
r_2	20,897
c_3	627,6
r_3	6,601
c_4	239,59
r_4	2,4972
c_5	208,02
r_5	1,0682

Malzeme akma gerilmesine kadar zorlandığında mikro ölçekte bir plastik deformasyon meydana gelir [14]. Bu tez çalışması kapsamında sonlu elemanlar yöntemi ile gerçekleştirilen analizlerde akma gerilmesinde meydana gelen mikro ölçekteki plastik gerinim değeri ihmal edilmiştir. Plastisite kodu kullanılarak elde edilen gerilme – gerinim değerleri Tablo 4.4.'te gösterilmektedir.

Tablo 4.4. Plastisite kodu kullanılarak oluşturulan gerilme – gerinim değerleri (Bir kısmı)

Gerinim	Gerilme [MPa]
0,001714	360
0,001882	362,9567
0,002058	365,9133
0,002243	368,87
0,002438	371,8267
0,002642	374,7834
0,002857	377,74
0,003081	380,6967
0,003317	383,6534
0,003564	386,6101
0,003824	389,5667
0,004095	392,5234
0,004379	395,4801
0,004677	398,4368
0,004988	401,3934
0,005314	404,3501
0,005654	407,3068
0,00601	410,2635
0,006382	413,2201
0,006771	416,1768
0,007177	419,1335
0,007601	422,0902
0,008044	425,0468
0,008506	428,0035
0,001714	360
0,001882	362,9567
0,002058	365,9133
0,002243	368,87
0,002438	371,8267

Mises izotropik pekleşme ve Chaboche kinematik pekleşme modelleri için gereken parametreler Ansys yazılımına tanımlandıktan sonra çekme, çevrimsel çekme – basma, burulma ve çevrimsel burulma test simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Burulma, çevrimsel çekme basma ve çevrimsel burulma testleri için düğüm noktaları silindirik koordinatlara taşınmış olup, sınır şartları silindirik koordinatlara göre belirlenmiştir. Deney numune modelinin düğüm noktalarının silindirik koordinat sistemine taşınmış hali Şekil 4.10.'da gösterilmiştir.



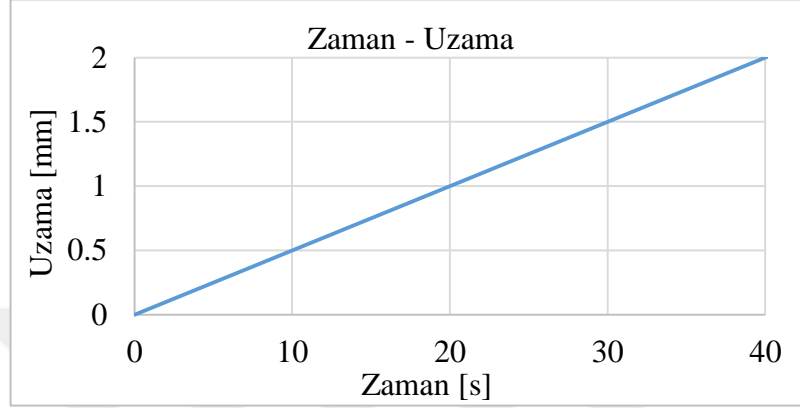
Şekil 4.10. Modeldeki düğüm noktalarının silindirik koordinat sistemine taşınması. a) Ön görünüş, b) Üst görünüş

Şekil 4.10.'da mavi renk z eksenini, sarı renk radyal eksenini ve siyah renk r eksenini temsil etmektedir.

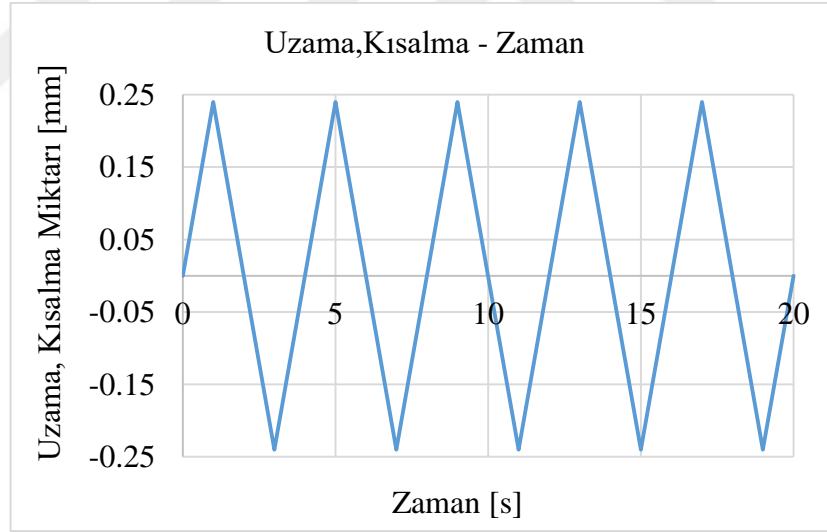
4.3. Sınır Şartlarının Uygulanması ve Test Simülasyonlarının Sonuçları

Deney numunesine mekanik testlerin sonlu elemanlar analizleri için, deplasman sınır şartları uygulanmıştır. Numunenin alt ucunda, sabit çenenin tutacağı yüzey üzerinde bulunan düğüm noktaları her yönde sabitlenmiştir. Numunenin üst ucunda ise, hareketli çenenin tutacağı yüzey üzerindeki düğüm noktalarına y yönünde deplasman sınır şartı verilmiştir. 16MnCr5 çeliğinin yüzde uzama değeri 0,9 ile 0,11 arasında değişmektedir [32]. Bu sebeple çekme testi için gerinim değeri 0,8 mm olarak kabul edilmiştir. Çevrimsel yüklemeler için gerinim değeri 0,01 olarak alınmıştır. Yalın yüklemeler ve çevrimsel yüklemelerde deplasman değerleri, gerinim ve deplasman arasındaki ilişkiden (Denklemler 2.9) hesaplanmaktadır. Sırasıyla çekme testi ve

çevrimsel çekme – basma testi analizlerinde uygulanacak deplasman sınır şartlarında uzama miktarlarının zamana bağlı değişimi Şekil 4.11.’de ve Şekil 4.12.’de gösterilmiştir.



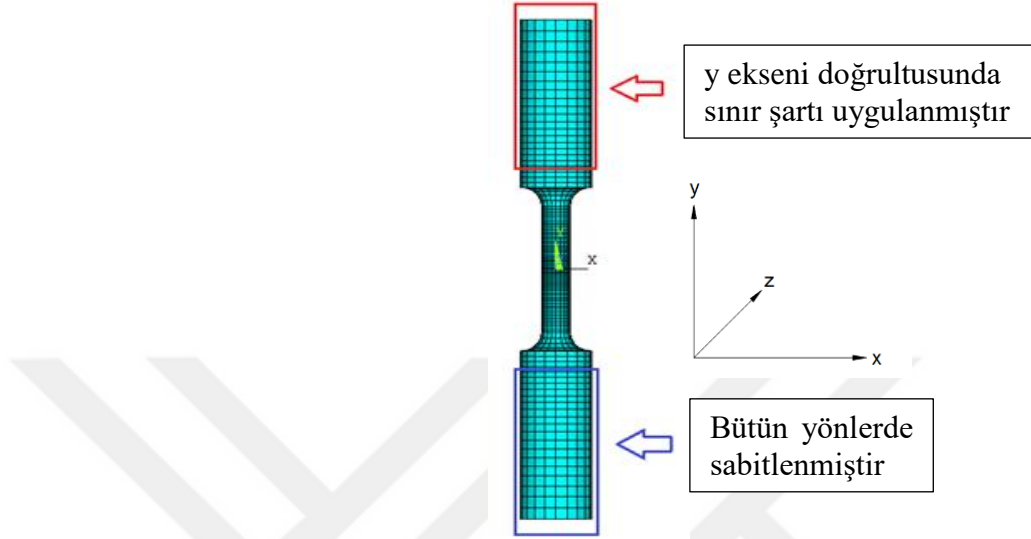
Şekil 4.11. Çekme testi analizi için uzama miktarı – zaman grafiği



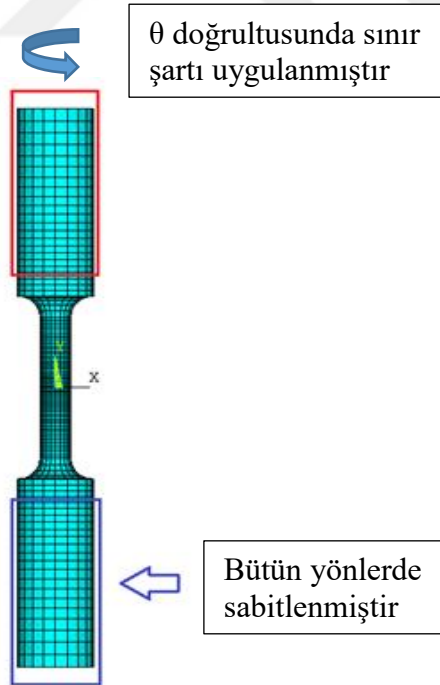
Şekil 4.12. Çevrimsel çekme - basma testi analizi için uzama,kısalma miktarı – zaman grafiği

Uygulanan sınır şartları Şekil 4.13.’te ve Şekil 4.14’te modellenmiş numune üzerinde gösterilmiştir. Sınır şartları Şekil 4.13.’te ve Şekil 4.14.’te gösterilen numunelerde kutu içine alınan bölgelerde sadece yan yüzeylerdeki düğüm noktaları seçilerek uygulanmıştır. Burulma testi için gerekli açı değeri, çevrimsel çekme – basma

testinin ilk yükleme anındaki sonuçlarına göre plastik iş eşitliğinden yola çıkılarak deneme yanılma yoluyla belirlenmiştir.



Şekil 4.13. Çekme testi ve çevrimsel çekme – basma testi için sınır şartlarının gösterimi



Şekil 4.14. Burulma testi ve çevrimsel burulma testi için sınır şartlarının gösterimi

Plastik iş eşitliği en genel haliyle aşağıdaki eşitlik kullanılarak (Denklem 4.2 ve 4.3) ifade edilmektedir.

$$dW = \underline{\underline{\sigma}} : d\underline{\underline{\varepsilon}}^p = \sigma_{ij} \cdot d\varepsilon_{ij}^p \quad (4.2)$$

$$dW = \sigma_{11} \cdot d\varepsilon_{11}^p + \sigma_{22} \cdot d\varepsilon_{22}^p + \sigma_{33} \cdot d\varepsilon_{33}^p + 2 \cdot (\sigma_{12} \cdot d\varepsilon_{12}^p + \sigma_{23} \cdot d\varepsilon_{23}^p + \sigma_{13} \cdot d\varepsilon_{31}^p) \quad (4.3)$$

Çekmeye maruz kalan bir parça üzerinde sonsuz küçük bir elemanı göz önüne alalım. Bu durumda plastik iş eşitliği şu şekilde (Denklem 4.4) ifade edilebilir.

$$dW = \sigma_{ij} \cdot d\varepsilon_{ij}^p = \sigma_{22} \cdot d\varepsilon_{22}^p \quad (4.4)$$

Plastik iş eşitliği, bir elemanın burulma durumu için yazılırsa bu durumda aşağıdaki (Denklem 4.5) ifade elde edilir.

$$dW = \sigma_{ij} \cdot d\varepsilon_{ij}^p = 2 \cdot \sigma_{r\theta} \cdot d\varepsilon_{r\theta}^p = \tau_{r\theta} \cdot 2 \cdot d\varepsilon_{r\theta}^p = \tau_{r\theta} \cdot \gamma_{r\theta}^p = \tau_{12} \cdot \gamma_{12}^p \quad (4.5)$$

Von Mises eşdeğer gerilme hipotezine göre çekme durumundaki gerilme, ve burulma durumundaki gerilme arasında bir eşitlik yazılabilir. (Denklem 4.6 ve 4.7)

$$\bar{\sigma} = \sqrt{3} \cdot \tau \quad (4.6)$$

$$\sigma_{22} = \sqrt{3} \cdot \tau_{12} \quad (4.7)$$

Plastik iş eşitliğine göre çekme testindeki plastik iş, burulma testindeki plastik işe eşitlenirse aşağıdaki ifade (Denklem 4.8) elde edilir.

$$\sigma_{22} \cdot \varepsilon_{22}^p = \tau_{12} \cdot \gamma_{12}^p \quad (4.8)$$

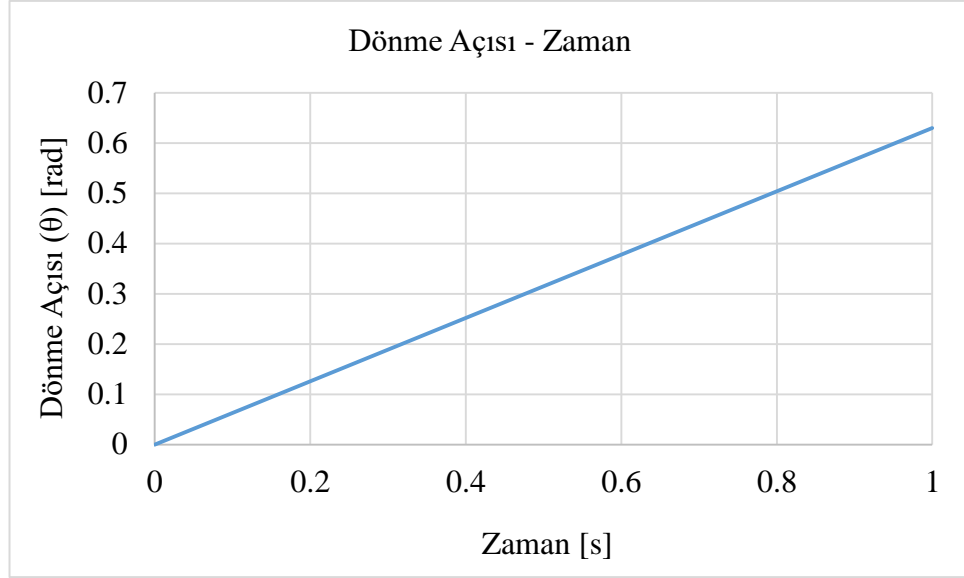
Buna eşitliğe göre çekme testinde meydana gelen gerinim ile mühendislik kayma gerinimi arasında bir bağıntı elde etmek mümkündür. Eşitlik 4.7 ve eşitlik 4.8 birlikte çözümlerse aşağıdaki ifade (Denklem 4.9) elde edilir.

$$\gamma_{12}^p = \sqrt{3} \cdot \varepsilon_{22}^p \quad (4.9)$$

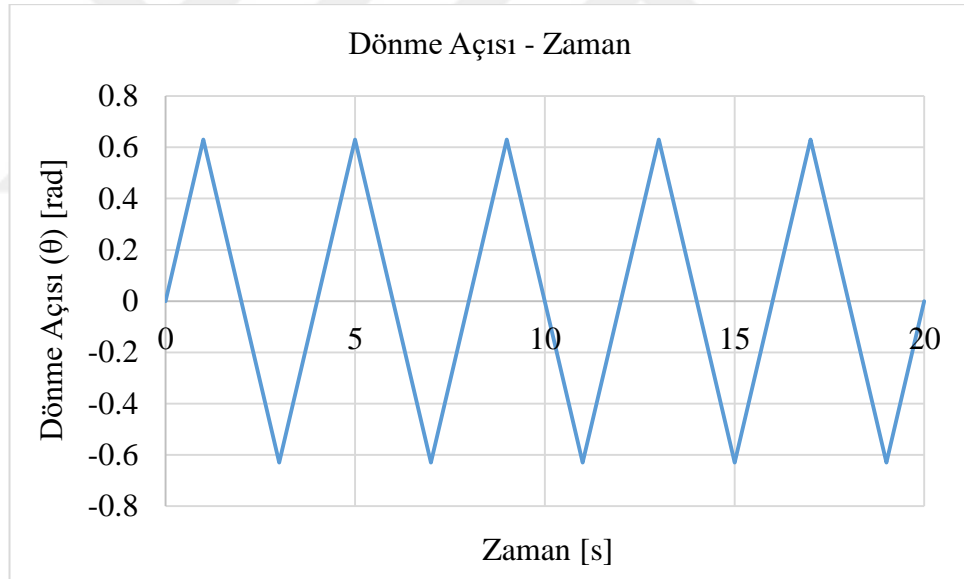
Elde edilen bu eşitlikler Hollomon eşitliğinde yerine konularak burulma testi için bir akma eğrisi elde etmek mümkündür. Buna göre eşitlik 4.9 ve eşitlik 4.6, eşitlik 2.12' de yerine yazılırsa kayma gerilmesi aşağıdaki şekilde (Denklem 4.10) ifade edilebilir.

$$\tau = K \cdot \frac{\gamma^n}{\sqrt{3}^{n+1}} \quad (4.10)$$

Burulma testi için gerinim değerini elde etmek amacıyla plastik iş eşitliği kullanılarak birçok deneme yapılmış ve dönme açısı 0,63 radyan olarak elde edilmiştir. Buna göre düzenlenen deplasman – zaman grafikleri Şekil 4.15.'te ve 4.16.'da gösterilmiştir.



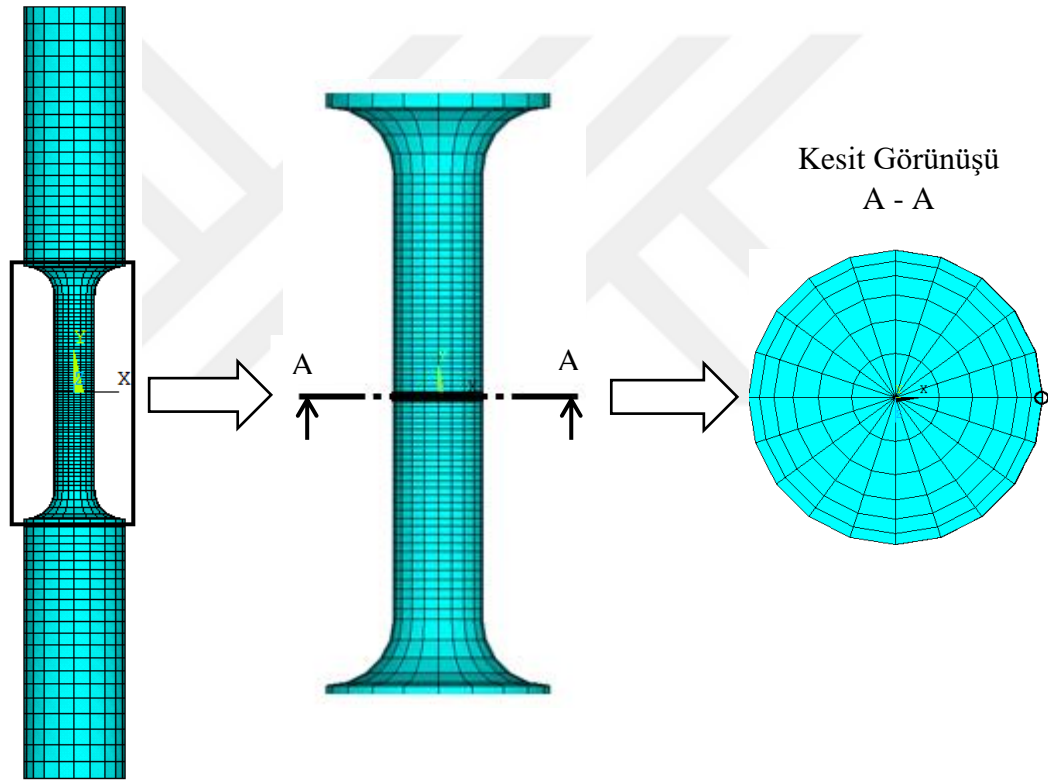
Şekil 4.15. Burulma testi için dönme açısı – zaman grafiği (Üst çeneye uygulanmıştır)



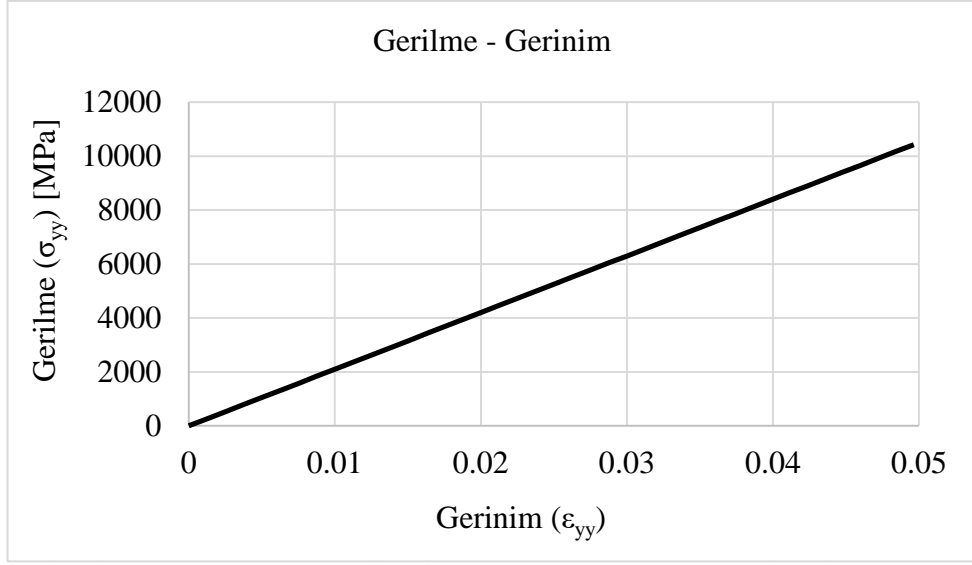
Şekil 4.16. Çevrimsel burulma testi için dönme açısı – zaman grafiği (Üst çeneye uygulanmıştır)

Şekil 4.17.'de sonuçları elde etmek için seçilen düğüm noktası gösterilmiştir. İlk olarak SEY ile malzemede herhangi bir plastik parametre belirlenmeden lineer bir analiz gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.18.'de büyük gerinimler varsayımıyla gerçekleştirilen lineer çekme testi analizinden elde edilen gerilme – gerinim grafiği gösterilmektedir. Daha sonra multilineer izotropik (Multi-izot) ve kinematik

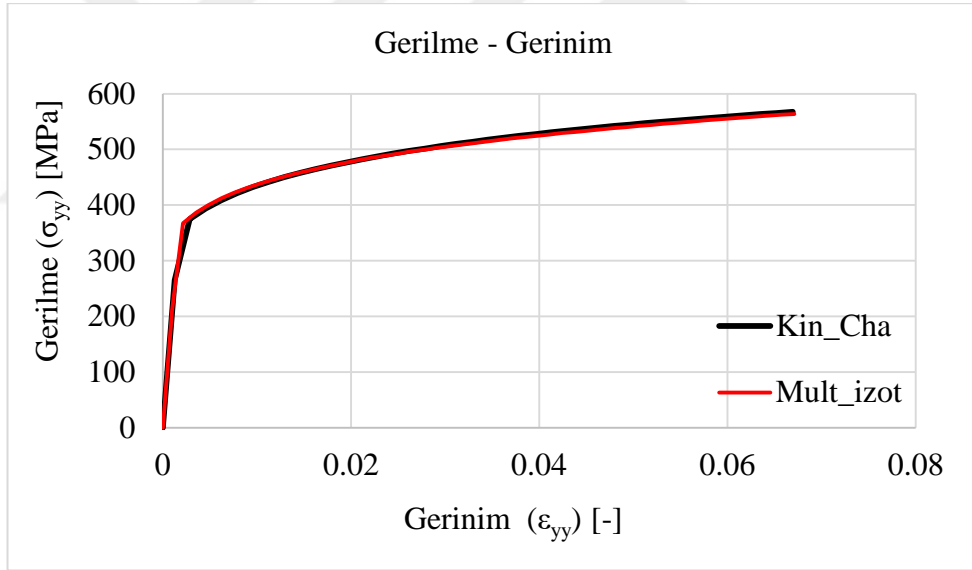
pekleşme (Kin-Cha) parametreleri ayrı ayrı tanımlanarak çekme, çevrimsel çekme – basma, burulma ve çevrimsel burulma testlerinin analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.19’da çekme testi analizinden elde edilen gerilme – gerinim grafikleri, Şekil 4.20.’de çekme testi analizinden elde edilen gerçek gerilme – eşdeğer plastik gerinim grafikleri, Şekil 4.21.’de çevrimsel çekme – basma yüklemeleri altında elde edilen gerilme – gerinim grafikleri, Şekil 4.22.’de burulma testi analizinden elde edilen gerilme – gerinim grafikleri ve Şekil 4.23.’te çevrimsel burulma yüklemesi altında elde edilen gerilme – gerinim grafiği gösterilmiştir.



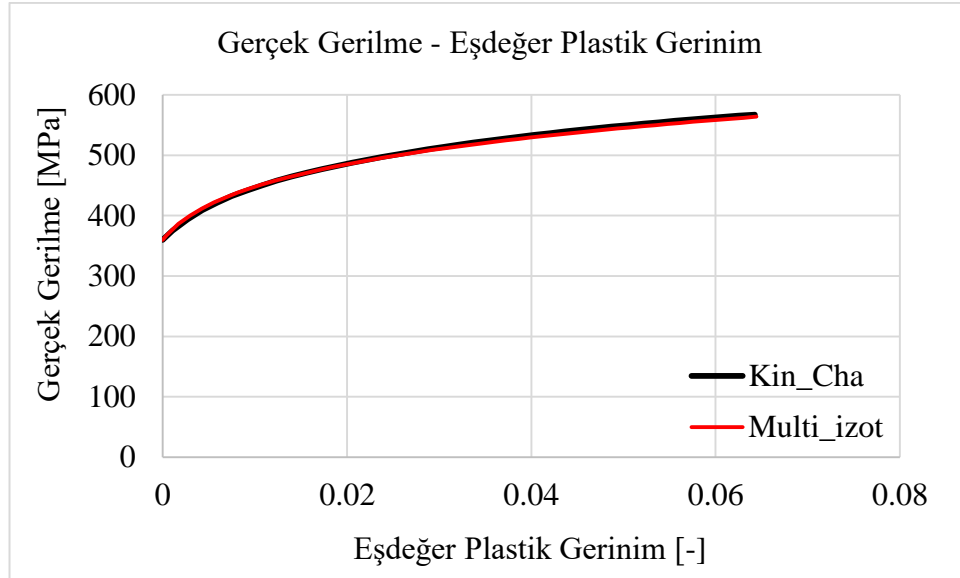
Şekil 4.17. Sonuçları elde etmek için seçilen düğüm noktasının gösterimi



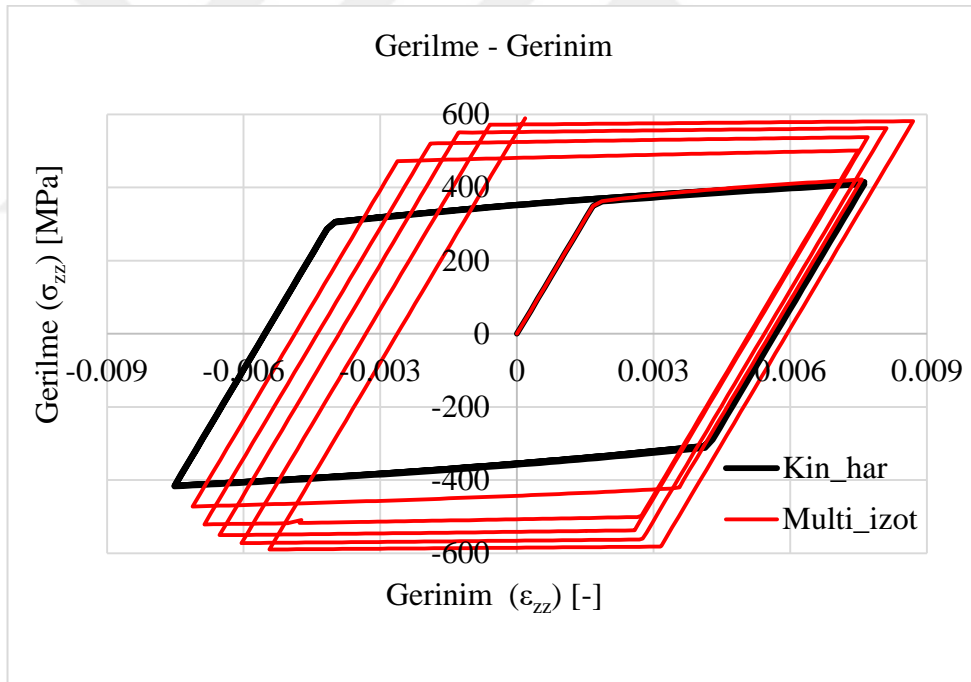
Şekil 4.18. Lineer çekme testi analizinde elde edilen gerilme – gerinim grafiği



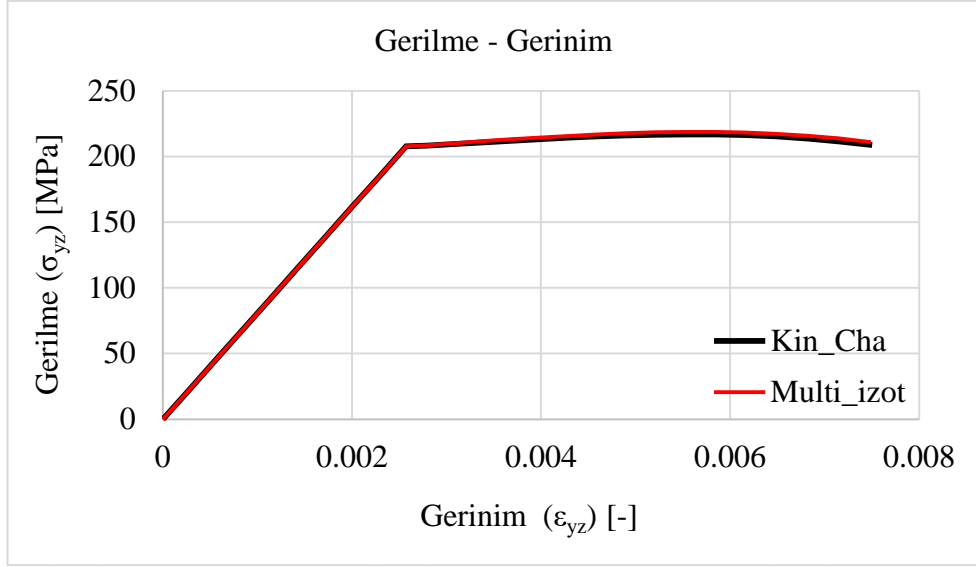
Şekil 4.19. Çekme testi analizinde elde edilen gerilme – gerinim grafiği



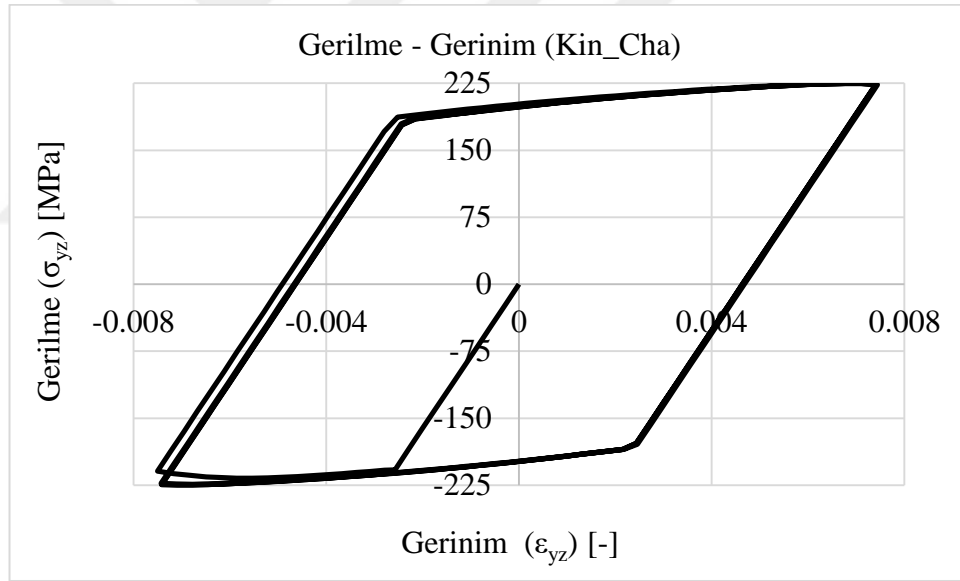
Şekil 4.20. Çekme testi analizinde elde edilen gerçek gerilme – eşd. plastik gerinim grafiği



Şekil 4.21. Çevrimsel çekme – basma analizinden elde edilen gerilme – gerinim grafiği



Şekil 4.22. Burulma testi analizinden elde edilen gerilme – gerinim grafiği



Şekil 4.23. Çevrimsel burulma testi analizinden elde edilen gerilme – gerinim grafiği (Kin_Cha)

Lineer çekme testi analizinde Şekil 4.17.'de gösterilen düğüm noktası için elde edilen gerilme değeri, pekleşme modelleri kullanılarak tekrarlanan çekme analizlerinde elde edilen gerilme değerlerine oranla çok daha yüksek değerlere ulaşmıştır. Bunun sebebi herhangi bir pekleşme özelliğinin tanımlanmamasıdır. Pекleşme tanımlandığında pekleşme modülü de tanımlanmış olur ve bu değer metaller için elastisite modülünden çok daha düşük olacaktır. Ancak herhangi bir

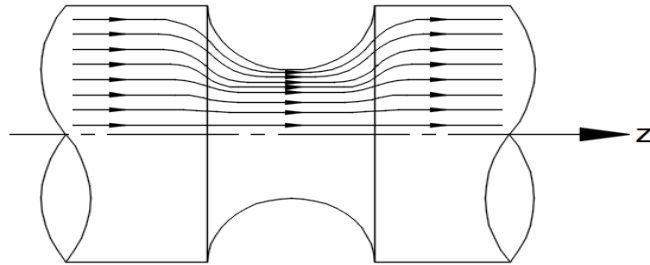
pekleşme özelliği tanımlanmadığından Hooke Kanunu geçerliliğini bu analiz için korumuştur ve gerilme – gerinim arasında lineer bir ilişki mevcuttur. Daha sonrasında plastisite kodu kullanılarak plastik parametreler elde edilmiş; çekme, burulma ve çevrimsel testlerin analizleri gerçekleştirilmiştir. Çekme testinden elde edilen gerilme - gerinim sonuçları kinematik ve izotropik pekleşme kuralları için birbiri ile uyumlu olup, eşitlik 2.12. kullanılarak analitik olarak elde edilen gerilme sonuçlarıyla da uyumluluk göstermektedir. Şekil 4.17.'de belirtilen düğüm noktası için gerilme değeri analitik olarak 558,74 MPa elde edilmiştir. Söz konusu düğüm noktası için sırasıyla multilineer ve kinematik pekleşme modellerine göre nümerik olarak elde edilen gerilme değerleri 563,78 MPa ve 567,46 MPa'dır. Çevrimsel çekme basma testi sonuçlarına göre kinematik pekleşme modeli kullanılarak Bauschinger etkisi modellenenmiş olup, gerinim bozunum davranışını da düzgün bir şekilde gösterilebilmiştir. Multilineer izotropik pekleşme modeli malzemenin davranışını çevrimsel zorlamalar altında modellemekte yetersiz kalmıştır. Bunun sebebi olağan izotropik pekleşme modellerinin Bauschinger etkisini modelleyememesidir [16]. Bunun yanında Ansys programının büyük gerinim algoritmasının özelliğinden dolayı da çevrimsel zorlamalar altında izotropik pekleşme modeli gerinim bozunum davranışını düzgün bir şekilde modelleyememiştir. Sonuçlar Ek A' da gösterilmiştir.

Çevrimsel çekme basma testi analizinin 1. saniyesinde (çekme durumu) elde edilen gerinim değeri kullanılarak plastik iş eşitliğince birkaç deneme yapılmayla burulma testi için gerinim değeri ve burulma açısı elde edilmiştir. Bu açı değeri zamana bağlı sınır şartı olarak düzenlenmiş olup burulma ve çevrimsel burulma testlerinin analizleri gerçekleştirilmiştir. Bununla birlikte çevrimsel çekme – basma testinin 1. saniyesinde elde edilen eşdeğer gerilme değeri ile burulma testinden elde edilen eşdeğer gerilme değerleri birbirine yakın bulunmuştur. İki pekleşme modeli de kullanılarak gerçekleştirilen burulma testi analizi için elde edilen sonuçlar birbiriyle uyumludur. Bununla birlikte çevrimsel burulma testi için sadece kinematik pekleşme kuralı kullanılmış olup düzgün bir çevrimsel burulma davranışı elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar Ek A' da gösterilmiştir. Bu çalışmalarda amaç sonuçların gerçekliğini sınamak değil, düzgün bir malzeme davranışı elde edebilmektir.

4.4. Çentik Etkisi ve Dairesel Çentikli Numune

Makine elemanları üzerinde belirli sebeplerden ötürü çentik etkisi meydana getiren süreksizlikler mevcuttur. Bu çentikler imalattan kaynaklı istenmeyen süreksizlikler olabildiği gibi aynı zamanda makine parçalarının birbirine bağlanabilmesi açısından bir zorunluluk da olabilmektedir. Örneğin döküm yapılırken iç yapıda meydana gelen boşluklar malzemenin mekanik özelliklerini kötü etkilemektedir ve istenmeyen bir geometrik düzensizliktir. Bununla birlikte bir dişliyi veya herhangi bir makine elemanını mile veya aksa montajlamak için milde oluşturulan fatura, kama yuvası gibi süreksizlikler malzemenin mukavemetini olumsuz yönde etkilemesine rağmen, gerekli olabilmektedir [1].

Geometrik süreksizliklerin yani çentik etkisinin olduğu bölgelerde kuvvet çizgileri yön değiştirmektedir ve bu bölgelerde ölçülen gerilme değerleri, olması gereken nominal değerlerden daha yüksektir. Geometrik düzensizliğin etkisi çentik geometrisine ve zorlanma şekline bağlı olmakla birlikte gerilme yığılma faktörü olarak da bilinmektedir ve kesitte meydana gelen maksimum gerilmenin, aynı kesitte çentiğin olmadığı durumda meydana gelecek olan nominal gerilmeye oranıdır [1, 2]. Şekil 4.24.'te çentikli numuneye ait örnek bir şematik gösterilmiştir. Şematikte kuvvet çizgilerinin sıklaştığı görülmektedir.



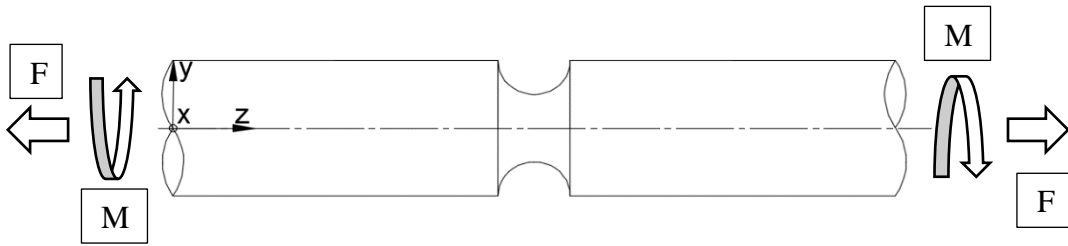
Şekil 4.24. Dairesel çentikli numunenin çentik bölgesindeki gerilme dağılımı [1]

Statik zorlamalar için emniyet gerilmesi hesaplanırken teorik gerilme – yığılma faktörü K_t değeri kullanılmaktadır. Ancak dinamik zorlamalar için çentik faktörü olarak bu değer kullanılamaz. Dinamik zorlamalarda çentik hassasiyeti kullanılarak çentik etkisi aşağıdaki ifadeden (Denklem 4.11) hesaplanabilmektedir [1, 2].

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) \quad (4.11)$$

Bu ifadede K_f dinamik zorlamalar için çentik faktörü, q çentik hassasiyetidir [1, 2].

Bu bölümde Barkey'in üzerinde çalıştığı dairesel çentikli numunenin çevrimsel birleşik yüklemeler altında malzeme davranışı, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar Barkey'in yapmış olduğu deneysel çalışmaların sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Numunenin ölçüleri birinci bölümde Şekil 1.2.'de gösterilmiştir. Şekil 4.25.'te numunenin zorlanma şekli temsili olarak gösterilmektedir.



Şekil 4.25. Barkey çentikli çubuğu üzerinde sınır şartlarının gösterimi

Dairesel çentikli numunenin malzemesi SAE 1070 çeliği olarak belirlenmiş olup numunenin mekanik özellikleri Tablo 4.5.'te gösterilmiştir.

Tablo 4.5. SAE 1070 çeliğinin mekanik özellikleri [6-7]

Akma Gerilmesi [MPa]	353,15
Elastisite Modülü [MPa]	210000
Poisson Oranı	0,3
Çev. Mukavemet Katsayısı [MPa]	1736
Çev. Pekleşme Üsteli	0,199

Eksenel zorlamalarda ve çevresel zorlamalarda gerilme yığılma faktörleri sırasıyla 4.12 ve 4.13'deki eşitlikler kullanılarak hesaplanmaktadır [7].

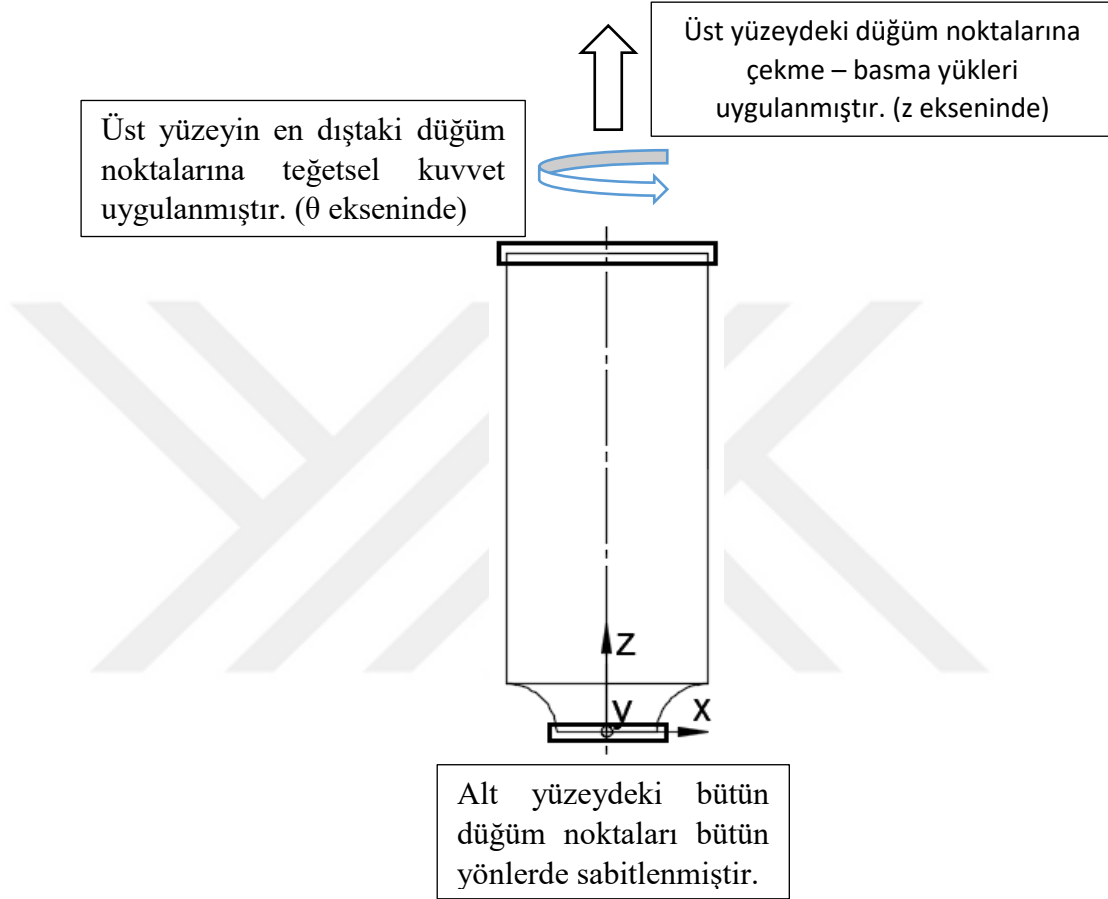
$$K_{zz} = \frac{\sigma_{zz}}{S_{zz}} \quad (4.12)$$

$$K_{yz} = \frac{\sigma_{yz}}{S_{yz}} \quad (4.13)$$

Yukarıdaki eşitliklerde “ σ_{zz} ” ve “ σ_{yz} ” sırasıyla çentik kökünde meydana gelen maksimum aksenal gerilme ve maksimum kayma gerilmesi, “ S_{zz} ” ve “ S_{yz} ” sırasıyla çentik kökünde meydana gelen nominal aksenal gerilme ve nominal kayma gerilmesidir.

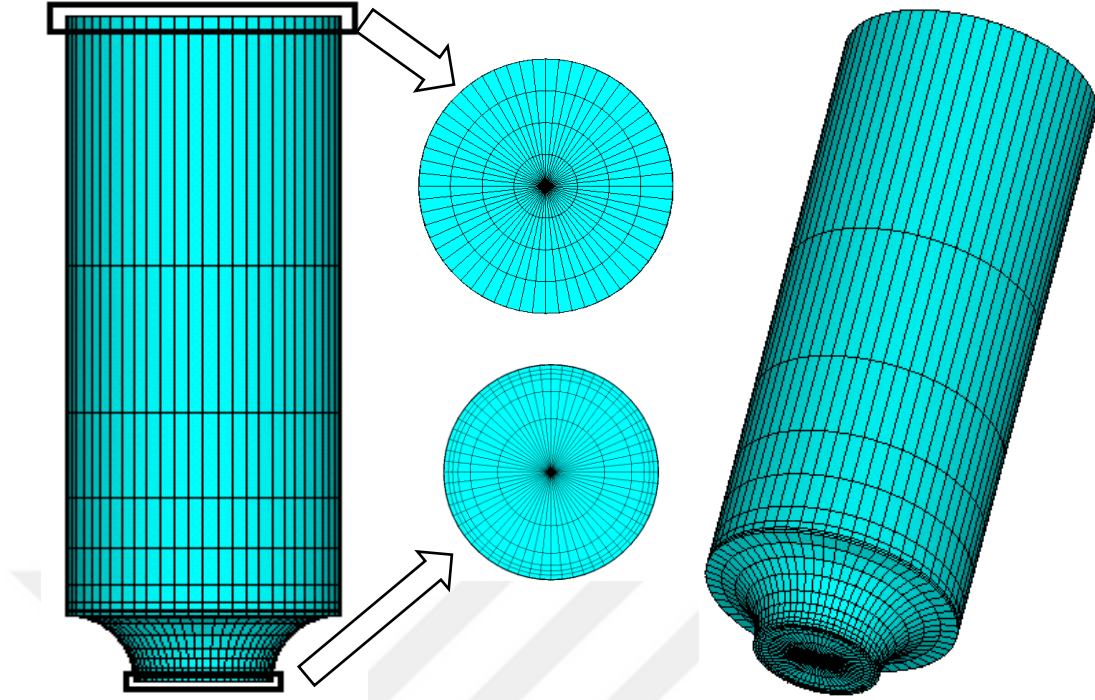
Numuneye ilk olarak, çentik kökünde nominal olarak 100 MPa aksenal gerilme meydana getirecek olan aksenal yük uygulanmıştır. Uygulanan kuvvet sonucunda çentik kökünde elastik olarak 139,971 MPa gerilme elde edilmiştir. Eşitlik 4.14 kullanılarak aksenal zorlama için gerilme yığılma faktörü 1,4 elde edilmiştir. Daha sonra çentik kökünde nominal olarak 62 MPa burulma gerilmesi meydana getirecek çevresel kuvvet, düğüm noktalarına uygulanmış olup çentik kökünde elastik olarak 72,404 MPa burulma gerilmesi meydana geldiği görülmüştür. Eşitlik 4.15 kullanılarak burulma zorlaması için gerilme - yığılma faktörü değeri 1,1678 olarak elde edilmiştir. Sonuçlar Ek B’ de gösterilmiştir. Bu değerler önceden gerçekleştirilen deneysel çalışmaların sonuçlarıyla da uyumluluk göstermektedir [6].

Dairesel çentikli numune aksenal simetrik olduğu için bilgisayarın çözüm süresini de azaltmak amacıyla, parçanın sadece üst bölgesi modellenmiştir. Üst modele uygulanan sınır şartları Şekil 4.26.'da gösterilmektedir.



Şekil 4.26. Dairesel çentikli numuneye uygulanan sınır şartlarının gösterimi

Modellenmiş çentikli numunenin ağ yapısı Şekil 4.27.'de gösterilmektedir. Eleman tipi olarak solid185 kullanılmış olup, burulma gerilmesi yüzeyde maksimum değere ulaşacağı için, yüzeyde ve hasarın çentik bölgesinde gerçekleşeceği düşünüldüğünden çentik bölgesinde elemanlar yoğunlaştırılmıştır.

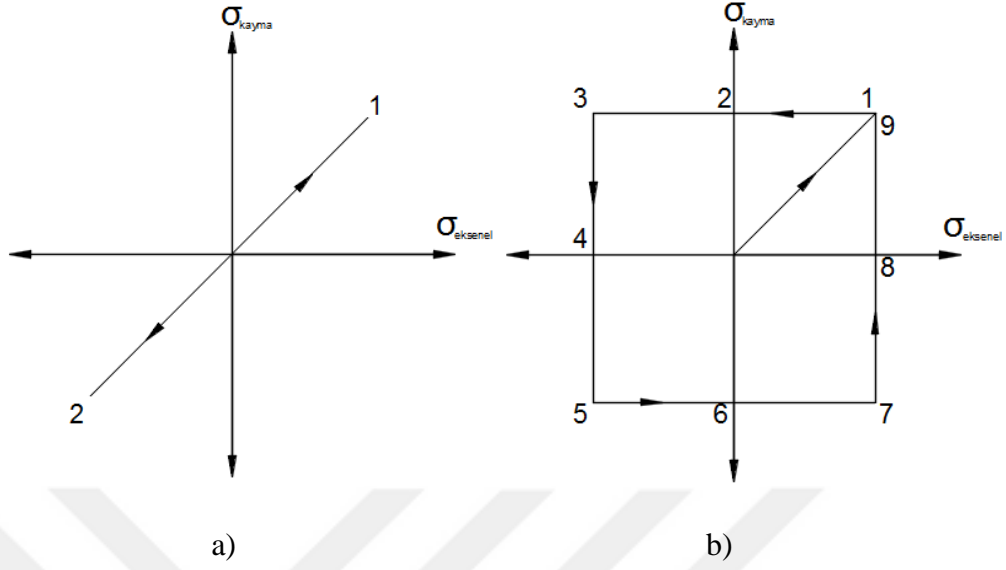


Şekil 4.27. Dairesel çentikli numune için oluşturulan ağ yapısı

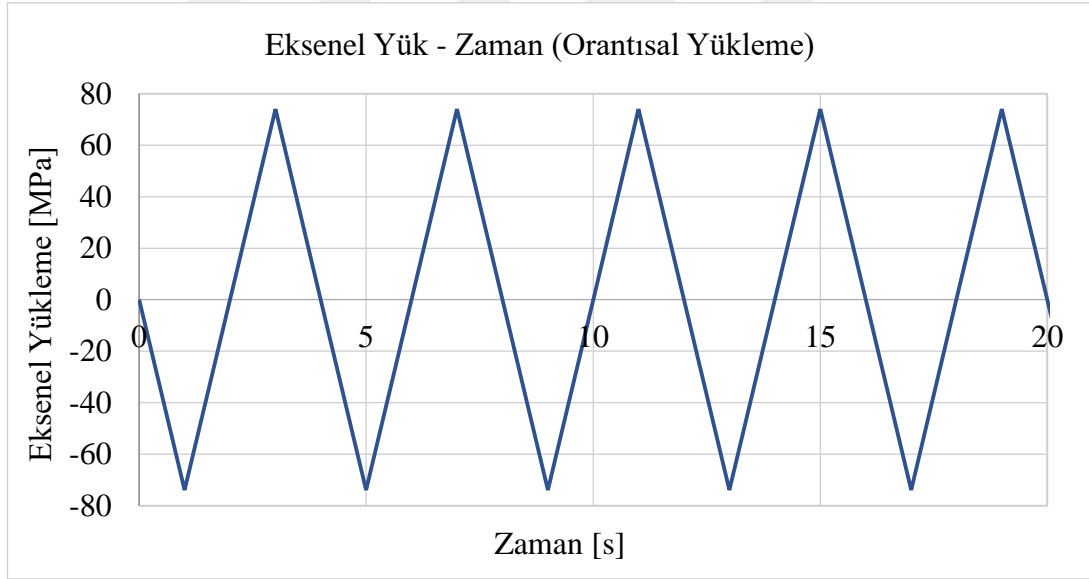
Çevrimsel zorlamalar, orantısız birleşik çekme – basma, burulma yüklemeleri, orantısız olmayan kutu tipi ve zig – zag tipi birleşik çekme – basma, burulma yüklemeleri olarak farklı şekillerde gerçekleştirilmiştir. Orantısız ve orantısız olmayan yükleme durumlarında çentik kökünde oluşan nominal aksel gerilmeler ve nominal kayma gerilmeleri Tablo 4.6.’da, yükleme yolları ve zamana bağlı grafikleri ise Şekil 4.28.’de gösterilmiştir [6, 7]. Şekil 4.29, 4.30, 4.31, 4.32, 4.33, 4.34, 4.35 ve 4.36.’da orantısız yükleme, orantısız olmayan kutu tipi ve zig – zag tipi yüklemelerde numuneye uygulanan aksel yükün ve kayma gerilmesi için uygulanan teğetsel yükün zamana bağlı grafikleri gösterilmektedir.

Tablo 4.6. Barkey’in yapmış olduğu testlerdeki nominal genlik değerleri [6]

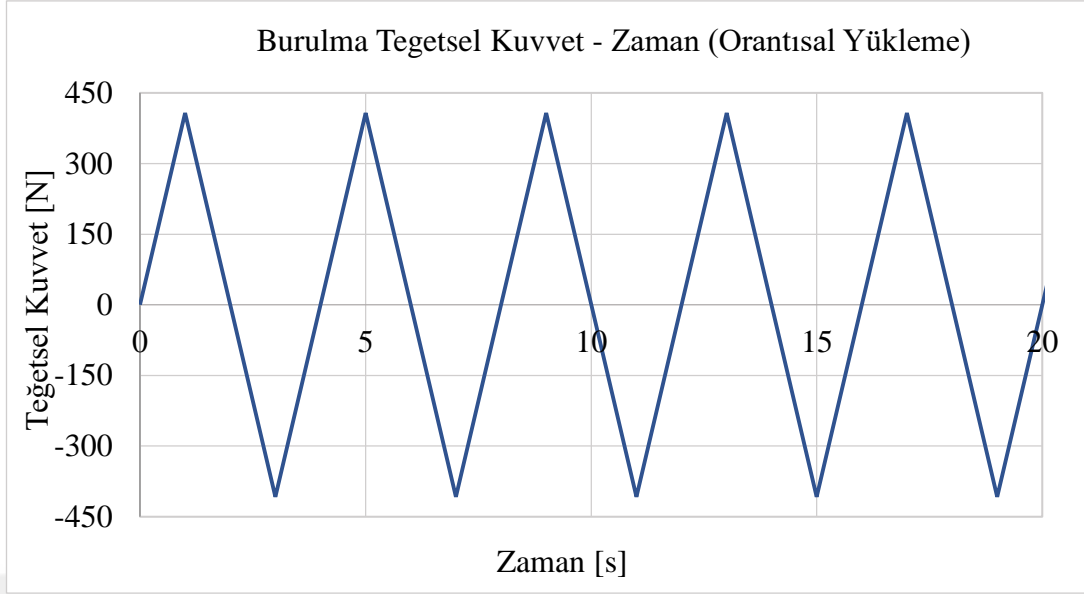
TEST No	Nominal aksel gerilme (MPa)	Nominal kayma gerilmesi (MPa)	Yükleme Durumu
1	296	193	Orantısız Yükleme
2	100	62,5	Orantısız Olmayan Yükleme (Kutu)
3	296	193	Orantısız Olmayan Yükleme (Kutu)
4	296	193	Zig – Zag Tipi Yükleme



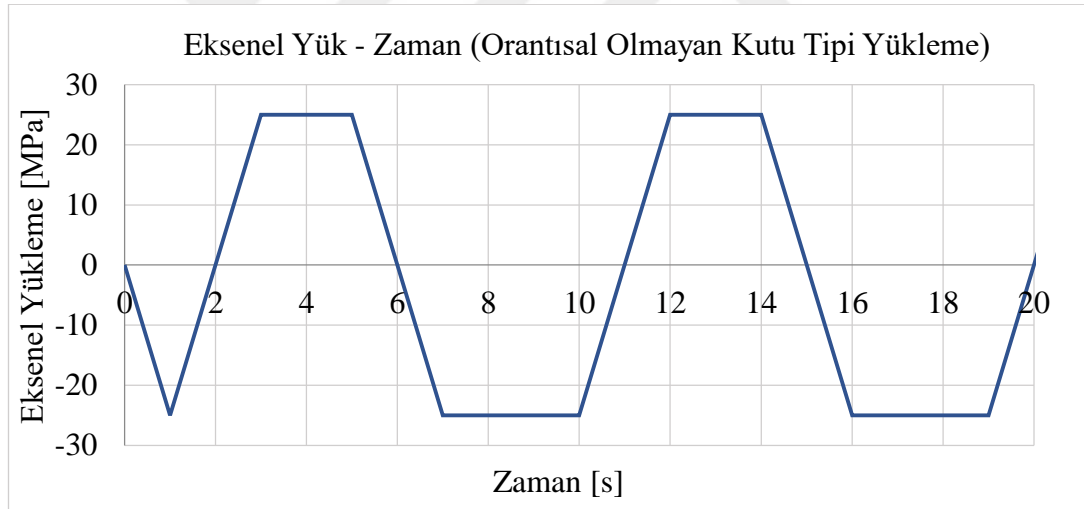
Şekil 4.28. a) Orantısal yüklemenin gösterimi, b) Orantısal olmayan kutu tipi yüklemenin gösterimi [7]



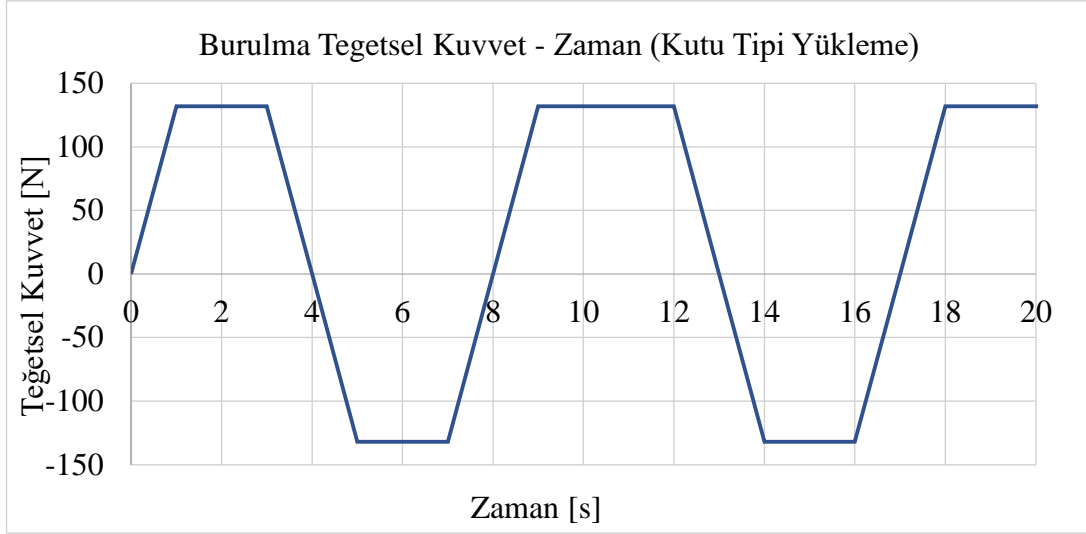
Şekil 4.29. Test 1'de orantısal yüklemde nominal eksenel yükün zamana bağlı grafiği (Numunenin üst yüzeyine uygulanmıştır)



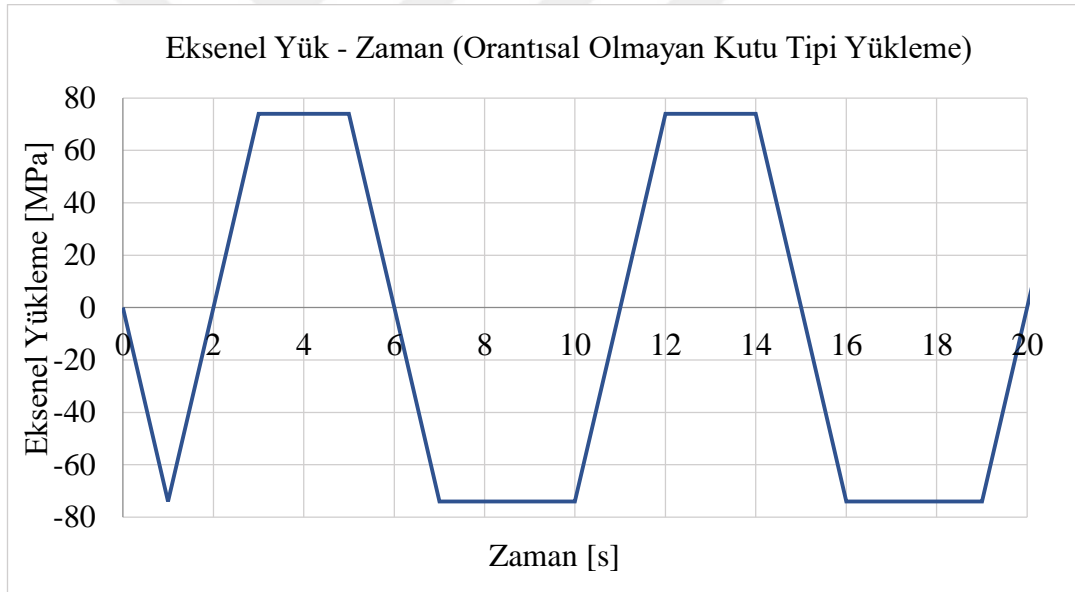
Şekil 4.30. Test 1’de orantısal yüklemede nominal kayma gerilmesi için gerekli teğetsel kuvvetin zamana bağlı grafiği (Bir adet düğüm noktası içindir. Üst yüzeyin çevresinde bu sınır şartının uygulandığı toplam 60 adet düğüm noktası mevcuttur)



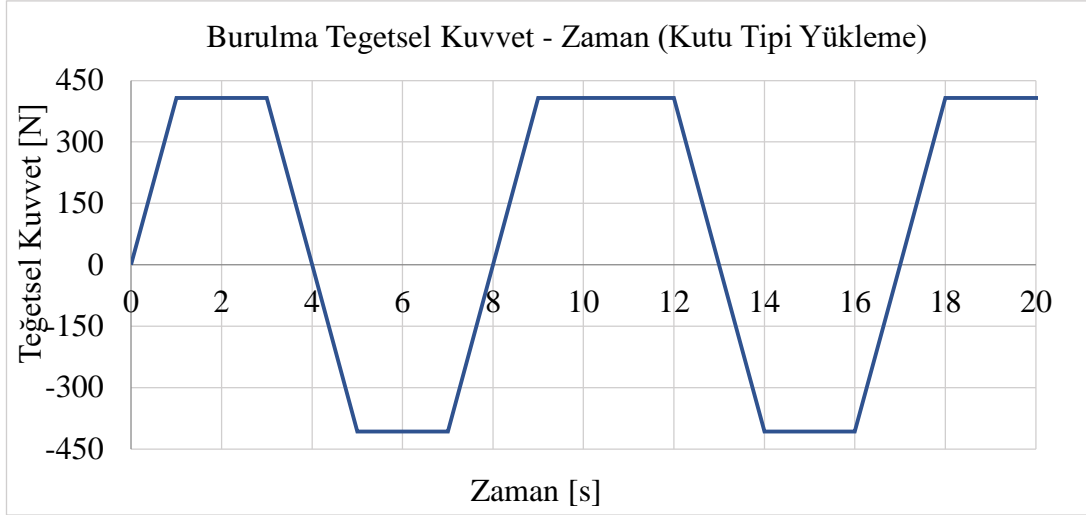
Şekil 4.31. Test 2’de orantısal olmayan kutu tipi yüklemede nominal eksenel yükün zamana bağlı grafiği (Numunenin üst yüzeyine uygulanmıştır)



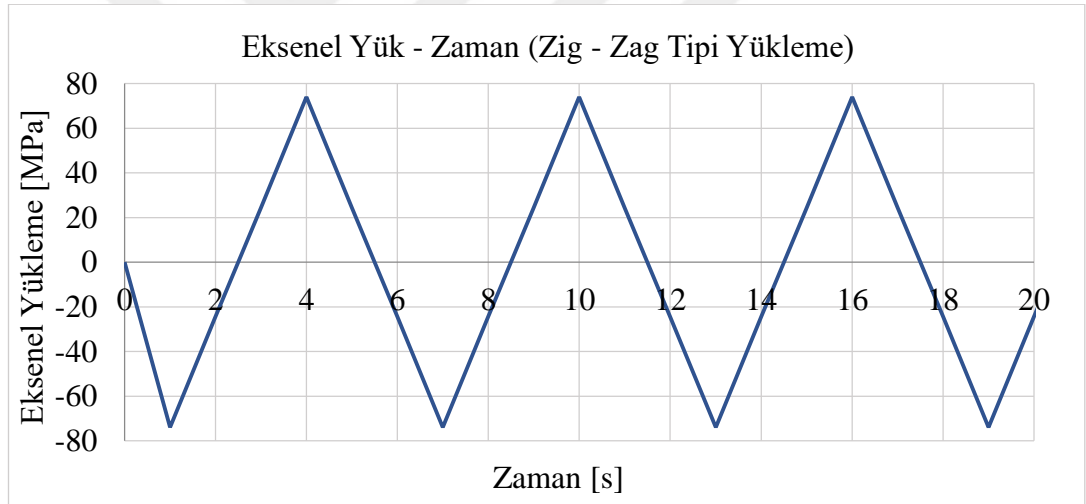
Şekil 4.32. Test 2’de orantısız olmayan kutu tipi yüklemde nominal kayma gerilmesi için gerekli teğetsel kuvvetin zamana bağlı grafiği (Bir adet düğüm noktası içindir. Üst yüzeyin çevresinde bu sınır şartının uygulandığı toplam 60 adet düğüm noktası mevcuttur)



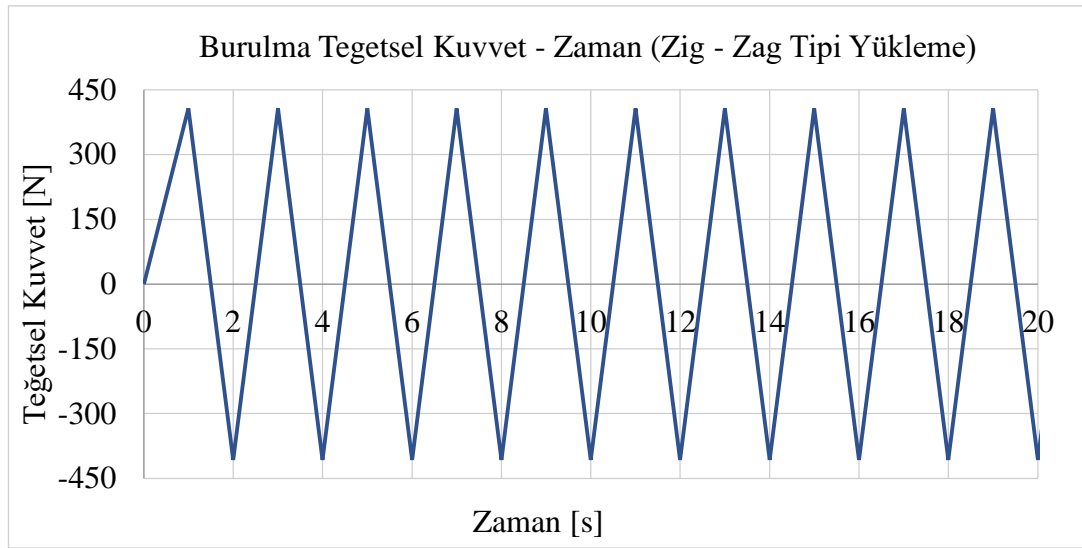
Şekil 4.33. Test 3’de orantısız olmayan kutu tipi yüklemde nominal eksenel yükün zamana bağlı grafiği (Numunenin üst yüzeyine uygulanmıştır)



Şekil 4.34. Test 3'de orantısız olmayan kutu tipi yüklemde nominal kayma gerilmesi için gerekli teğetsel kuvvetin zamana bağlı grafiği (Bir adet düğüm noktası içindir. Üst yüzeyin çevresinde bu sınır şartının uygulandığı toplam 60 adet düğüm noktası mevcuttur)

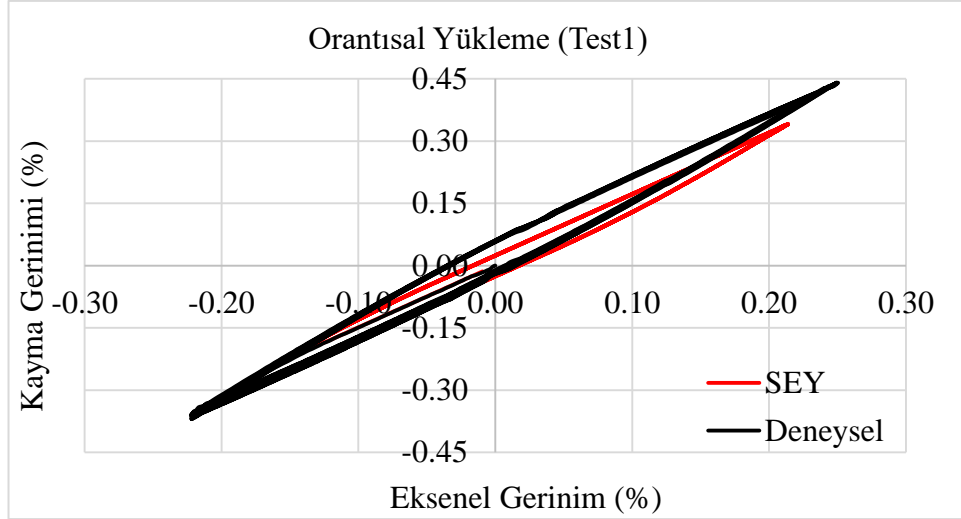


Şekil 4.35. Test 4'de orantısız olmayan zig - zag tipi yüklemde nominal eksenel yükün zamana bağlı grafiği (Numunenin üst yüzeyine uygulanmıştır)

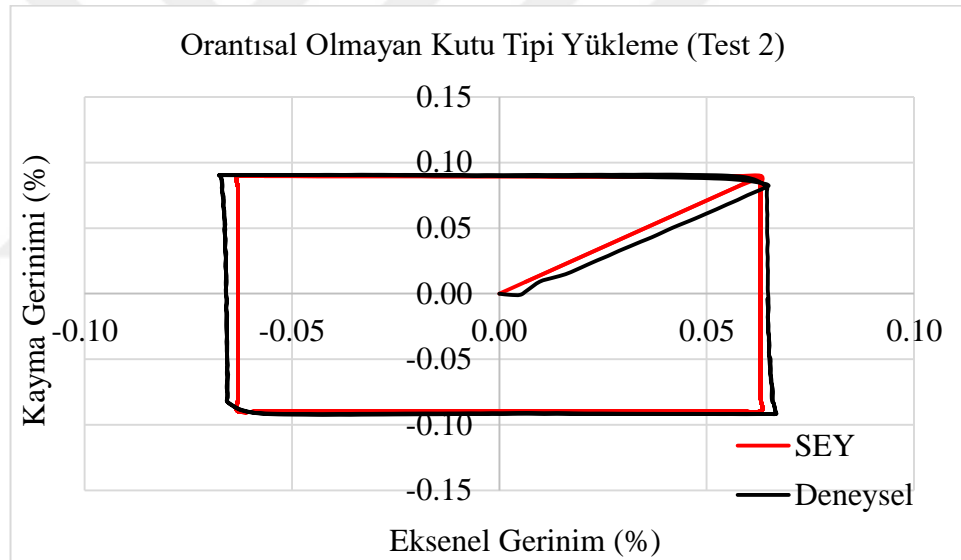


Şekil 4.36. Test 4’de orantısız olmayan zig - zag tipi yüklemde nominal kayma gerilmesi için gerekli teğetsel kuvvetin zamana bağlı grafiği (Bir adet düğüm noktası içindir. Üst yüzeyin çevresinde bu sınır şartının uygulandığı toplam 60 adet düğüm noktası mevcuttur)

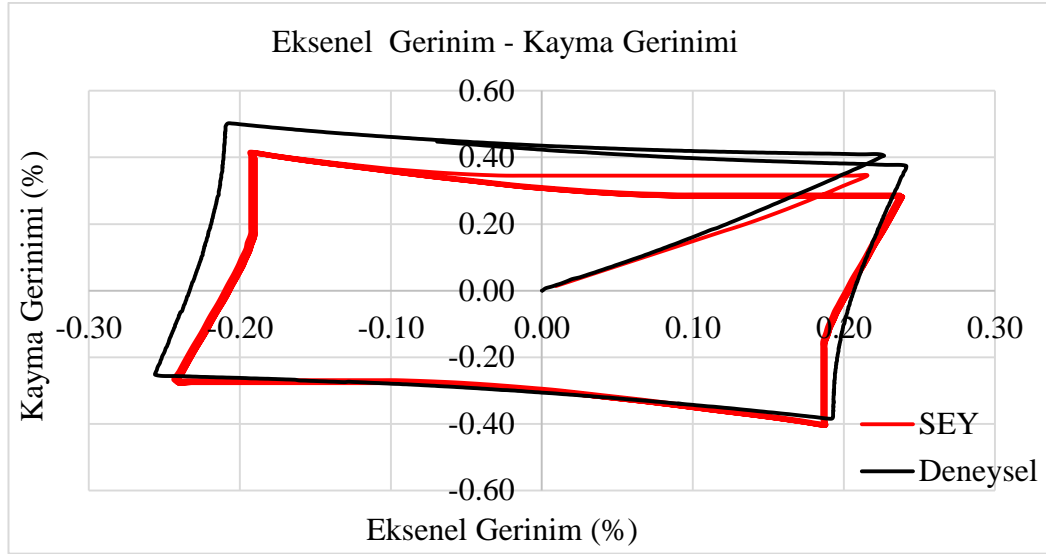
Belirlenen sınır şartları doğrultusunda sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak sayısal çözümler elde edilmiştir. Analiz sonuçlarını elde etmek için çentik kökünde, yüzeyde bir düğüm noktası seçilmiştir. Seçilen düğüm noktası için bütün testlerde kayma geriminin, aksenal gerinime göre değişimi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar 1. test için Şekil 4.37, 2. test için Şekil 4.38. , 3. test için Şekil 4.39. ve 4. test için Şekil 4.40.’ta gösterilmektedir. Oluşturulan grafiklerde yatay eksen çentik kökünde meydana gelen aksenal gerinimi, dikey eksen çentik kökünde meydana gelen kayma gerinimini temsil etmektedir.



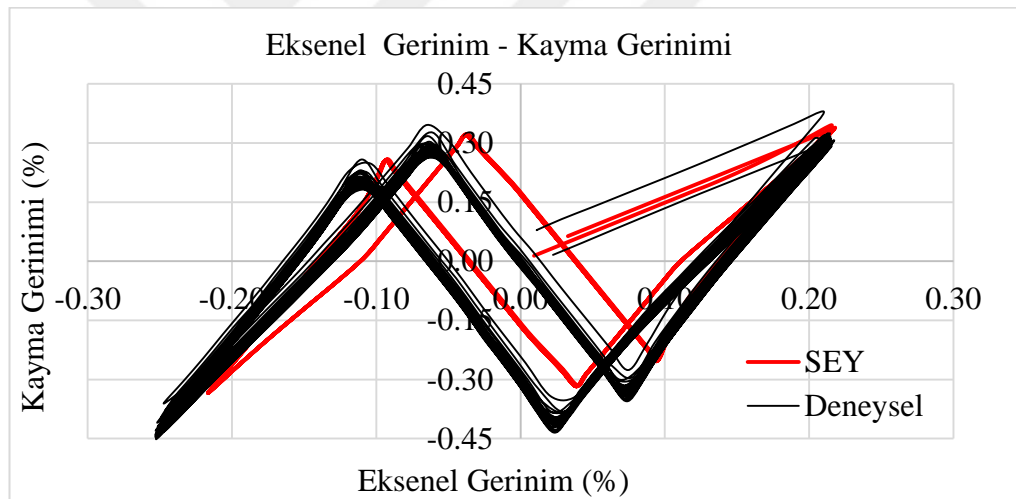
Şekil 4.37. Test 1'de orantısal yükleme için sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen eksenel gerinim – kayma gerinimi grafiği ve Barkey'in elde ettiği deneysel sonuçlar



Şekil 4.38. Test 2'de orantısal olmayan kutu tipi yükleme için sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen eksenel gerinim – kayma gerinimi grafiği ve Barkey'in elde ettiği deneysel sonuçlar



Şekil 4.39. Test 3’de orantısız olmayan kutu tipi yükleme için sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen eksenel gerinim – kayma gerinimi grafiği ve Barkey’in elde etmiş olduğu deneysel sonuçlar



Şekil 4.40. Test 4’de orantısız olmayan zig - zag tipi yükleme için sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen eksenel gerinim – kayma gerinimi grafiği ve Barkey’in elde etmiş olduğu deneysel sonuçlar

Test 1’de eksenel gerinim – kayma gerinimi grafiğinin izlemiş olduğu profil, orantısız yüklemdeki nominal eksenel gerilme – nominal kayma gerilme grafiğinin izlemiş olduğu profile benzerlik göstermektedir. Çentik kökündeki gerilme değeri akma gerilmesini aştığı için plastik deformasyonlar meydana gelmiştir ve deneysel sonuçlara göre sapmalar gözlenmiştir. Ancak SEY ile elde edilen eksenel gerinim – kayma gerinim grafiği, deneysel sonuçların grafiği ile uyumludur. Yüklemin belirli bölümlerinde çentik kökü gerinim davranışı çok yakın tahmin edilmiştir. Eksenel

gerinimlerde fark maksimum %12 olmakla birlikte genel olarak hata bu değerin çok daha altındadır. Bu testte kayma gerinimlerindeki hata değerlerinin, eksenel gerinimlerdeki hata değerlerinden daha yüksek olduğu gözlemlenmektedir.

Test 2’de orantısal olmayan kutu tipi yükleme için çentik kökünde meydana gelen gerilme değeri, akma gerilmesinden düşük olduğu için plastik gerinim meydana gelmemiştir. Bu sebeple eksenel gerinim - kayma gerinimi grafiği lineer bir profil izlemekle birlikte Barkey’in deneysel olarak elde etmiş olduğu sonuçlarla da uyumludur.

Test 3’te orantısal olmayan kutu tipi yükleme için çentik kökünde meydana gelen gerilme değeri, malzemenin akma gerilmesinden daha yüksektir ve kalıcı deformasyonlar meydana gelmiştir. Bu sebeple eksenel gerinim - kayma gerinimi grafiği lineer profilin dışına çıkıp nonlineer bir profil izlemiş ve deneysel sonuçlara göre sapmalar gözlemlenmiştir. Ancak sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak elde edilen profil deneysel sonuçlarla uyumludur. Şekil 4.28.’de gösterilen kutu tipi yükleme grafiğinde 5. ve 9. noktalar arasındaki yükleme yollarında çentik kökü gerinim davranışı çok yakın tahmin edilmiş olup belirli bölümlerde sonlu elemanlar çözümleriyle deneysel sonuçların çakıştığı gözlemlenmiştir. Bu testte eksenel gerinimlerde hata oranı maksimum %9’ çıkmaktadır ve genel olarak hata değeri bu değerin altındadır. Kayma gerinimlerinde meydana gelen hata değerleri ise eksenel gerinimlerde meydana gelen hata değerlerine oranla daha yüksektir.

Test 4’te orantısal olmayan zig - zag tipi yükleme için çentik kökünde meydana gelen eksenel gerinim – kayma gerinim grafiği Barkey’in deneysel sonuçlarına göre sapmalar göstermiştir ancak izlediği profil deneysel sonuçlarla uyumludur. Deneysel sonuçlardan elde edilen eksenel gerinim – kayma gerinimi grafiğinin daha kalın olduğu ve geç yakınsadığı gözlemlenmiştir. Bu durum ise sayısal olarak elde edilen sonuçlarla deneysel sonuçlar arasındaki farkı etkilemektedir. Eksenel gerinimdeki hata değeri en fazla %12’e çıkmaktadır ve genel olarak hata bu değerin altındadır.

BÖLÜM 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında dairesel çentikli numunenin çevrimsel zorlamalar altında çentik kökünde meydana gelen gerinim davranışları incelenmiştir. Öncelikle deney numunesi üzerinde yapılan analizlerde multilineer izotropik pekleşme yöntemi ve kinematik pekleşme yöntemi ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Pekleşme parametreleri bir kod aracılığıyla elde edilmiş, gerçekleştirilen çekme ve burulma testlerinin analizlerinde iki pekleşme modeli için birbiriyle uyumlu sonuçlar bulunmuştur. Deney numunesinin çevrimsel yüklemeler altındaki uygulamalarının analizlerinde ise bu iki pekleşme modeli arasındaki farklar belirginleşmiştir çünkü multilineer izotropik pekleşme modeli çevrimsel zorlamalarda önemli olan gerinim bozunumu davranışı ve Bauschinger etkisi davranışını modelleyememiştir. Ansys'in öngördüğü büyük gerinim algoritmasından dolayı gerilme – gerinim davranışında sapmalar giderek artmıştır. Bunun yanında kinematik pekleşme modeli kullanılarak elde edilen sonuçlarda söz konusu davranışlar modellenebilmiştir. Daha sonra sırasıyla sadece elastik deformasyona sebep olacak eksenel yük ve burulma yükü uygulanarak, dairesel çentikli numunede çentik kökündeki gerilme yığılma faktörleri elde edilmiştir. Sonuçların önceden yapılan deneysel çalışmaların sonuçlarıyla uyumlu olduğu kaydedilmiştir. Son olarak sonlu elemanlar yöntemi ile dairesel çentikli numunede kinematik pekleşme modeli kullanılarak belirli çevrimsel yüklemeler altında çentik kökünde meydana gelen gerinim davranışları incelenmiş ve sonuçlar, Barkey'in söz konusu numune üzerindeki çalışmaları sonucu elde ettiği deneysel verilerle kıyaslanmıştır [6].

Dairesel çentikli numunede Chaboche kinematik pekleşme modeli kullanılarak orantısız ve orantısız olmayan yüklemeler altında çentik kökünde elde edilen gerinim değerleri, deneysel olarak elde edilmiş olan verilerle uyumludur ancak sonlu

elemanlar yönteminin kendi bünyesinde barındırdığı kabuller nedeniyle sonuçlar arasında farklar ve dolayısıyla hatalar görülebilmektedir. Çentik kökünde meydana gelen gerilme değerinin akma sınırını aşmadığı durumda, gerinim profilleri lineer bir yol izleyerek neredeyse birbiriyle örtüşmekte; öte yandan plastik deformasyonlar meydana gelmeye başladığında sonuçlarda sapmalar gözlemlenmektedir. Bu sapmaların sebep olduğu hataların, kayma gerinimlerinde biraz daha yüksek olduğu da görülmüştür. SEY ile elde edilen sonuçların, deneysel sonuçlarla uyumlu olması, malzemenin çentik kökü davranışının nitelik olarak modellenebildiğini göstermektedir. Elde edilen sonuçların büyük bir bölümünde, çentik kökü davranışı çok az bir hatayla modellenebilmiştir. Ayrıca Chaboche kinematik pekleşme parametrelerinin hesaplanması, hassasiyet isteyen bir süreçtir. Bu parametrelerin bir kod kullanılarak hesaplanabilmesi ve elde edilen bu değerlerin Ansys yazılımına hassas bir şekilde tanımlanabilmesi, bu tez çalışmasının bir diğer artısıdır.

Bundan sonra yapılacak çalışmalarda Chaboche kinematik pekleşme kuralı kullanılarak farklı dinamik yüklemeler altında aynı malzeme veya farklı çelikler için yorulma ömrü hesaplamaları yapılabilir. Bu hesaplamalarda Chaboche modeli diğer kinematik pekleşme modelleriyle veya deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak söz konusu numuneler için yorulma ömürleri incelenebilir ve yorulma ömrü hesabında bu modelin ne kadar uyumlu sonuçlar verdiği araştırılabilir. Bu alanda yapılmış çalışmalar da mevcuttur [7]. Ancak gelişen malzeme teknolojisi araştırmacılara birçok malzeme alternatifi ve sınırsız bir çalışma sahası sunmaktadır. Özellikle otomotiv endüstrisinde bu alanda yapılacak çalışmalara gelecekte daha çok ihtiyaç duyulabilir. Çünkü mekanik testlerde, mekanik özellikleri elde edilmek istenen malzemeden imal edilen bir numune üzerinde yüklemeler yapılırken, SEY' de makine elemanları modellenip, gerçek şartlardaki yükler belirlenebilmekte ve sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilebilmektedir. Bu çalışmaların artması, otomotiv endüstrisinde ve diğer birçok alanda test maliyetlerinin azalmasını sağlayabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Bozacı, A., Makine Elemanları, 1. Cilt. Çağlayan Kitabevi Yayınları, 1-84, 2012.
- [2] Shigley, J., E., Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill Company, New York, 204-346, 2015.
- [3] Stowell, E., Z., Stress and strain concentration at a circular hole in an infinite plate. NACA Tech. Report 2073, 1950.
- [4] Neuber, H., Theory of stress concentration for shear strained prismatic bodies with arbitrary stress – strain law. Journal of Applied Mechanics, 28, 544-550, 1961.
- [5] Crews, J., H., Elastoplastic stress – strain behaviour at notch roots in sheet specimens under constant – amplitude loading. NASA Technical Note, Langley Research center, D-5253, 1969.
- [6] Barkey, M., E., Calculation of notch strains under multiaxial nominal loading. University of Illinois, College of Engineering at Urbana-Champaign, Doktora Tezi, 1993.
- [7] Firat, M., Lineer olmayan kinematik pekleşme bünye denklemlerinin yorulma ömrü tahmininde uygulanması. Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Bölümü, Doktora Tezi, 2003.
- [8] Mattos H., C., Neto, C., G., Santos, L., B., Simplified analysis of stress and strain histories in notched metallic parts undergoing cyclic inelastic deformation using projection techniques. Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 173-184, 2007.
- [9] Firat, M., Cyclic plasticity modeling and finite element analyzes of a circumferentially notched round bar under combined axial and torsial loadings. Materials and Design, 34, 842-857, 2012.
- [10] Ince, A., Glinka, G., A numerical method for elasto-plastic notch-root stress-strain analysis. The Journal of Strain Analysis for Engineering Design, 48(4), 229-244, 2013.

- [11] Tanaka, E., A nonproportionality parameter and a cyclic viscoplastic constitutive model taking into account amplitude dependences and memory effects of isotropic hardening. *European Journal of Mechanics A/Solids*, 13(2), 155-173, 1994.
- [12] Gates N., R., Fatemi, A., A Simplified cyclic plasticity model for calculating stress-strain response under multiaxial non-proportional loadings. *European Journal of Mechanics A/Solids*, 59, 344-355, 2016.
- [13] Campagnolo, A., Berto, F., Marangon, C., Cyclic plasticity in three-dimensional notched components under in-phase multiaxial loading at $R=-1$. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, 81, 76-88, 2016.
- [14] Dieter, G., E., *Mechanical Metalurgy*, McGraw-Hill Company, Singapore, 1-348, 1988.
- [15] Standart test methods for tension testing of metallic materials E8-04. ASTM International, West Conshohocken, PA, 2003.
- [16] Araújo, M., C., Nonlinear kinematic hardening model for multiaxial cyclic plasticity. Universidade Federal do Piauí - Louisiana State University, The Department of Civil and Environmental Engineering, Yüksek Lisans Tezi, 2002.
- [17] Dahlberg, M., Segle P., Evaluation of models for cyclic plasticity deformation – a literature study. *Inspecta Technology AB*, 2010.
- [18] Ansys user programers guide. Release 15.0, Ansys Inc., Canonsburg PA, 2013.
- [19] Kolecki, J., C., *An introduction to tensors for students of physics and engineering*, NASA, Cleveland, Ohio, 2002.
- [20] Prager, W., A new method of analyzing stresses and strains in work-hardening plastic solids. *Journal of Applied Mechanics*, 23, 493-496, 1956.
- [21] Mroz, Z., An attempt to describe the behaviour of metals under cyclic loads using a more general work-hardening model. *Acta Mechanica*, 7(2,3), 199-212, 1969.
- [22] Frederick, C., Armstrong, P., J., A mathematical representation of the multiaxial Bauschinger effect, *Materials at High Temperature*, 24(1), 1-26, 2007(İlk basım 1967).

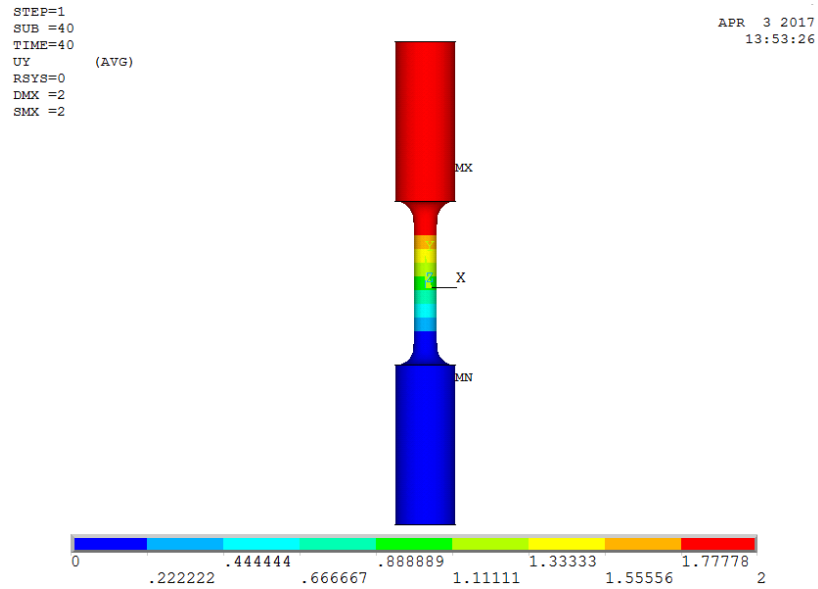
- [23] Halama, R., Sedlák, J., Šofer, M., Phenomenological Modelling of cyclic plasticity. *Numerical Modelling InTech*, 15, 329-354, 2012.
- [24] Chaboche, J., L., Rousselier, G., On the plastic and viscoplastic constitutive equations, part 1: Rules developed with interval variable concept. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 105, 153-158, 1983.
- [25] Chaboche, J., L., Rousselier, G., On the plastic and viscoplastic constitutive equations, part 2: Application of interval variable concepts to the 316 stainless steel. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 105, 159-164, 1983.
- [26] Jiang, Y., *Cyclic plasticity with an Emphasis on ratcheting*. University of Illinois, Doktora Tezi, 1993.
- [27] Jiang, Y., Sehitoglu, H., Cyclic ratcheting of 1070 steel under multiaxial stress states. *International Journal of Plasticity*, 10(5), 579-608, 1994.
- [28] Jiang, Y., Sehitoglu, H., Multiaxial cyclic ratcheting under multiple step loading. *International Journal of Plasticity*, 10(8), 849-870, 1994.
- [29] Jiang, Y., Sehitoglu, H., Comments of Mroz multiple surface type plasticity models. *International Journal of Solids and Structure*, 33(7), 1053-1068, 1996.
- [30] Jiang, Y., Sehitoglu, H., Modelling of cyclic ratcheting plasticity, part 1: development of constitutive relations. *Journal of Applied Mechanics*, 63, 720-725, 1996.
- [31] Walder, J., Wellekotter, J., Felde, A., Liewald, M., Bonten, C., Numerical investigations for simultaneously processing metal and plastic using impact extrusion. *MATEC Web of conferences*, 80, 1-6, 2016.
- [32] <http://www.hascelik.com/tr/celik-hakkinda/segmentasyon-celikleri/72/>, Erişim tarihi: 23.05.2017.
- [33] Martinec, Z., *Continuum mechanics*. Charles universitesi Jeofizik Bolumu Ders Notları, Prag, 1-179, 2003.
- [34] Karaoğlu, B., *Fizik ve muhendislikte matematik yontemler*. 6. Baskı, Sekin Kitabevi Yayınları, 1-312, 2012.
- [35] Hardrath, H., F., Ohman, L., A study of elastic and plastic stress concentration factors due to notches and fillet in flat plates. *NACA Tech. Report 2566*, 1953.

EKLER

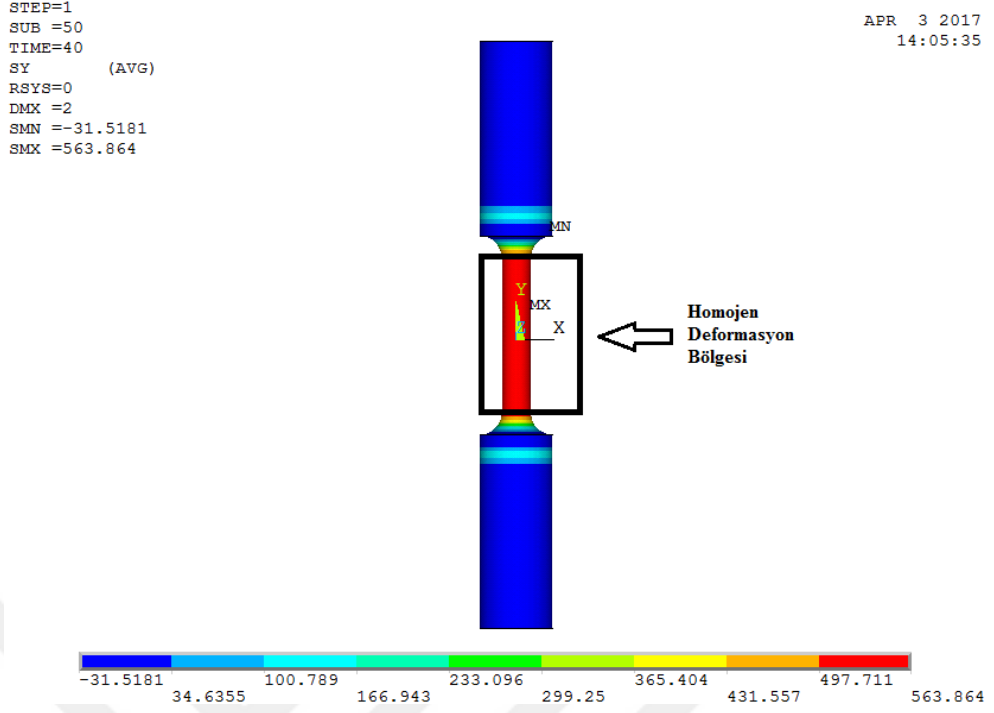
EK-A Çekme Test Numunesinin Mekanik Testlerinin Analiz Sonuçları

Bu bölümde ASTM standartlarına göre modellenmiş çekme testi numunesinin sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak izotropik pekleşme ve Chaboche kinematik pekleşme kurallarına göre elde edilen çekme testi, çevrimsel çekme – basma testi ve burulma testi analizlerinin sonuçları gösterilmiştir.

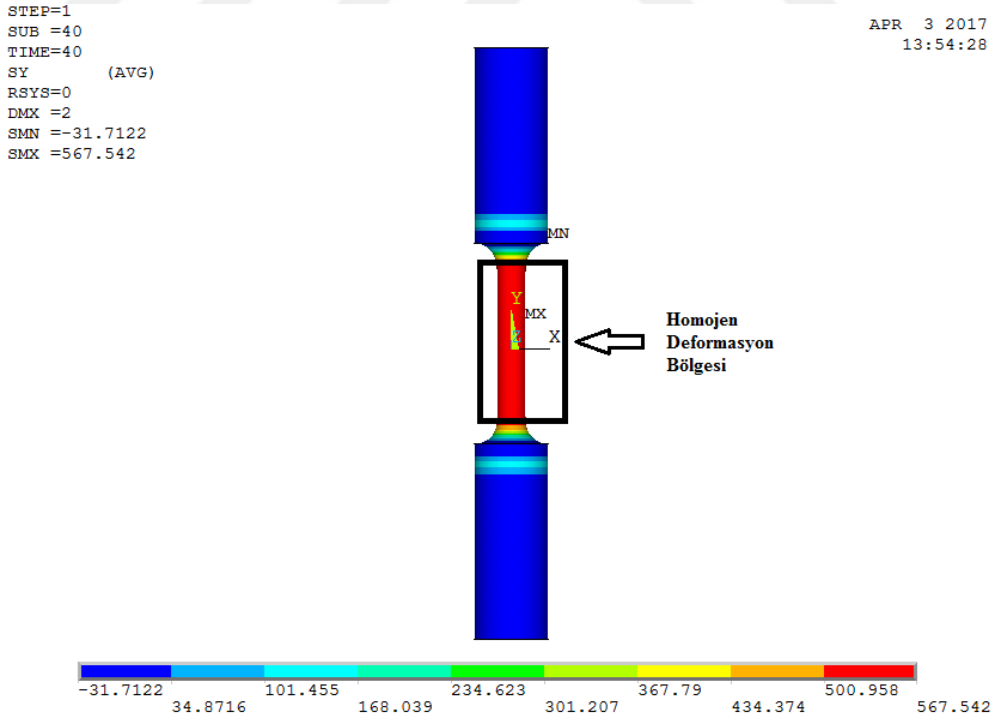
Çekme Testi Analizlerinin Sonuçları



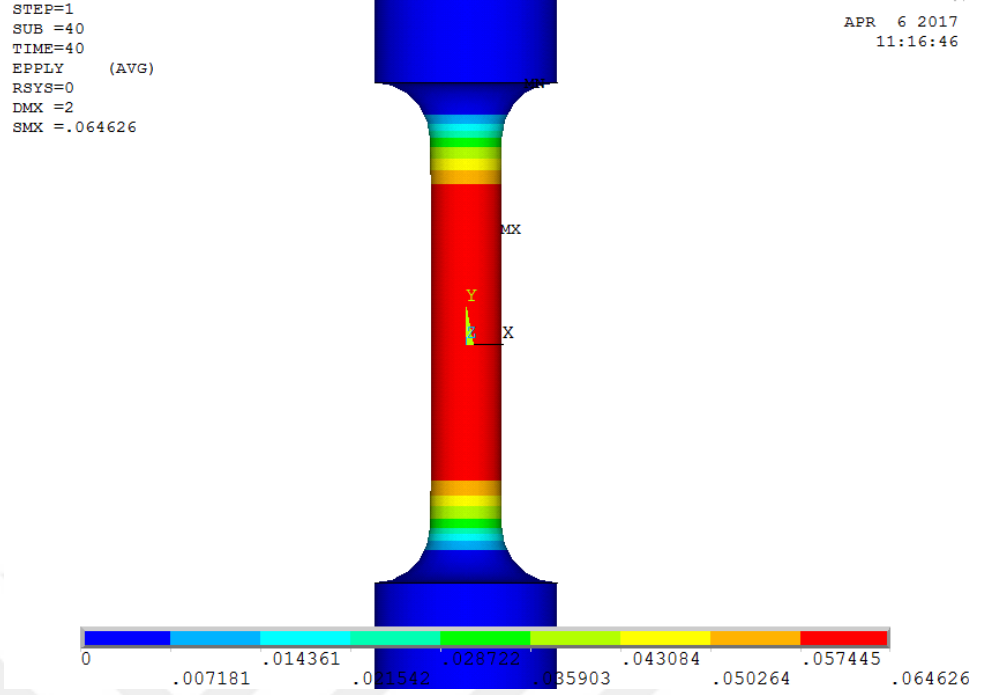
Şekil A.1. Çekme testi numunesinin çekme yönündeki deformasyon sonuçları (mm)



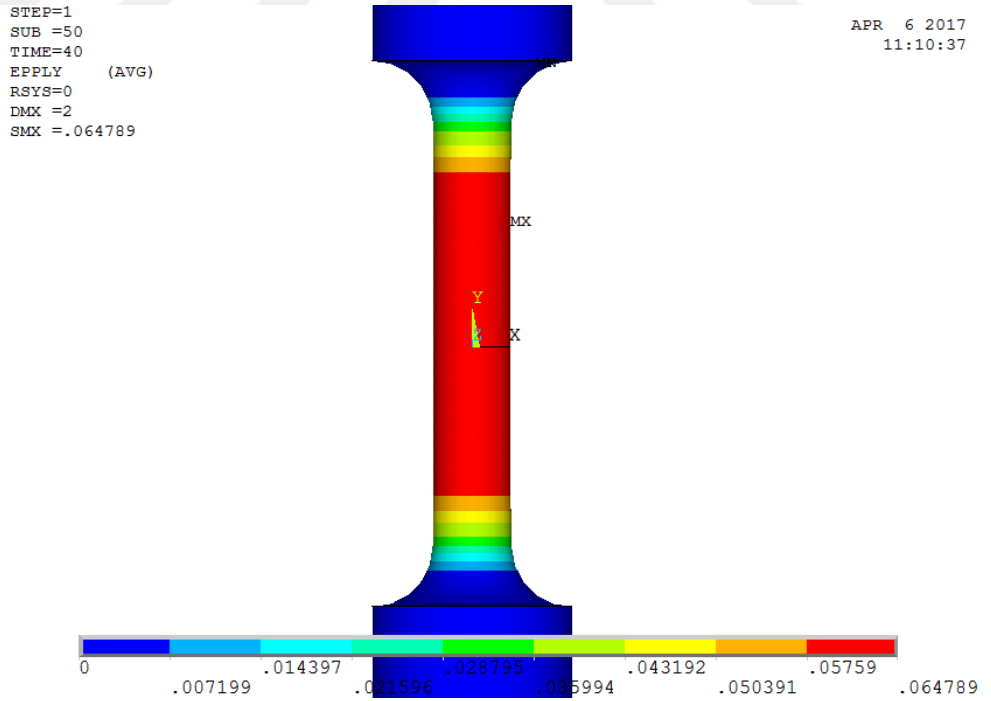
Şekil A.2. Çekme testi numunesinin izotropik pekleşme kuralına göre elde edilen çekme yönündeki (y eksen) gerilme dağılımı (MPa)



Şekil A.3. Çekme testi numunesinin Chaboche kinematik pekleşme kuralına göre elde edilen çekme yönündeki (y eksen) gerilme dağılımı (MPa)



Şekil A.4. Çekme testi numunesinin izotropik pekleşme kuralına göre çekme yönünde (y eksen) elde edilen plastik gerinim dağılımı



Şekil A.5. Çekme testi numunesinin Chaboche kinematik pekleşme kuralına göre çekme yönünde (y eksen) elde edilen plastik gerinim dağılımı

Tablo A.1. Sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak izotropik ve kinematik pekleşme kurallarına göre elde edilen sonuçlar (Veriler Şekil 4.17.'de belirtilen düğüm noktasından alınmıştır)

	Multi_izot	Chaboche_kin
Gerilme (σ_{yy}) [MPa]	563,78	567,46
Plastik Gerinim (ϵ_{yy}^p)	0,0644	0,0643
Toplam Gerinim (ϵ_{yy})	0,067111	0,066958
Eşdeğer Gerilme ($\sigma_{gerçek}$) [MPa]	563,73	567,41
Eşdeğer Plastik Gerinim ($\epsilon^p_{(eş)}$)	0,0644	0,0643

Test numunesinin çevrimsel çekme – basma testi analizlerinin sonuçları

Test numunesinin, izotropik ve kinematik pekleşme modelleri kullanılarak elde edilen gerilme ve gerinim sonuçları sırasıyla Tablo A.2. ve Tablo A.3.'de gösterilmiştir.

Tablo A.2. Sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak izotropik pekleşme kuralına göre elde edilen sonuçlar (Veriler Şekil 4.17.'de belirtilen düğüm noktasından alınmıştır)

Zaman [s]	Gerilme (σ_{yy}) [MPa]	Plastik Gerinim (ϵ_{yy}^p)	Toplam Gerinim (ϵ_{yy})	Von Mises Eşd.Gerilmesi ($\sigma_{gerçek}$) [MPa]	Eşd. Plastik Gerinim ($\epsilon^p_{(eş)}$)
0	0	0	0	0	0
1 (Çekme)	421,85	0,00556	0,00757	421,87	0,00556
3 (Basma)	-472,23	-0,00487	-0,00712	472,27	0,01599
5 (Çekme)	501,03	0,00510	0,00749	501,01	0,02597
7 (Basma)	-521,14	-0,00438	-0,00686	521,22	0,03545
9 (Çekme)	537,74	0,00514	0,00770	537,57	0,04497
11 (Basma)	-550,63	-0,00390	-0,00653	550,68	0,05402
13 (Çekme)	562,57	0,00543	0,00811	562,46	0,06335
15 (Basma)	-572,27	-0,00332	-0,00604	572,27	0,07210
17(Çekme)	581,5	0,00593	0,00870	581,63	0,08135
19 (Basma)	-589,59	-0,00263	-0,00543	589,52	0,08990
20	589,28	-0,00263	0,00018	589,33	0,08990

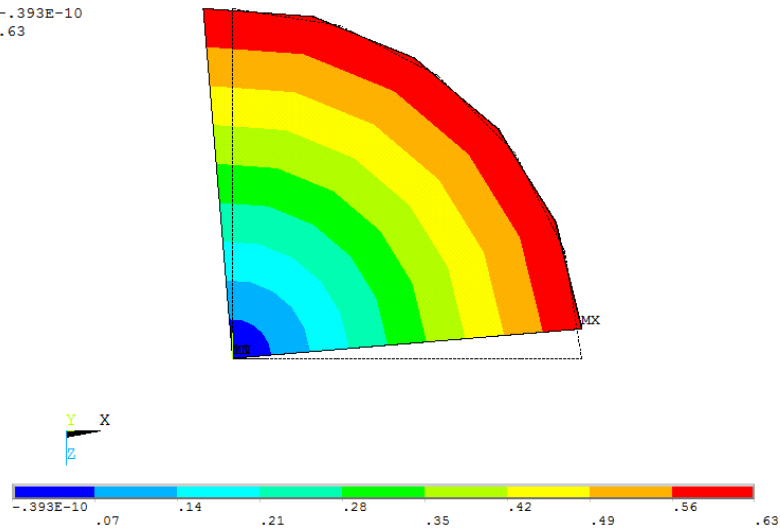
Tablo A.3. Sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak Chaboche kinematik pekleşme kuralına göre elde edilen sonuçlar (Veriler Şekil 4.17.'de belirtilen düğüm noktasından alınmıştır)

Zaman [s]	Gerilme (σ_{yy}) [MPa]	Plastik Gerinim (ϵ_{yy}^p)	Toplam Gerinim (ϵ_{yy})	Von Mises Eşd. Gerilmesi ($\sigma_{gerçek}$) [MPa]	Eşd. Plastik Gerinim (ϵ_{cs}^p)
0	0	0	0	0	0
1 (Çekme)	409,02	0,00568	0,00762	409,04	0,00568
3 (Basma)	-417,23	-0,00553	-0,00752	417,21	0,01688
5 (Çekme)	413,75	0,00563	0,00760	413,72	0,02805
7 (Basma)	-415,39	-0,00554	-0,00752	415,36	0,03923
9 (Çekme)	414,53	0,00563	0,00761	414,51	0,05041
11 (Basma)	-415,03	-0,00554	-0,00752	415	0,06158
13 (Çekme)	414,72	0,00564	0,00762	414,7	0,07276
15 (Basma)	-414,92	-0,00553	-0,00751	414,89	0,08393
17(Çekme)	414,8	0,00565	0,00762	414,78	0,09512
19 (Basma)	-414,86	-0,00553	-0,00750	414,84	0,10629
20	348,9	-0,00204	-0,00037	348,94	0,10978

Test numunesinin burulma analizlerinin sonuçları

STEP=1
SUB =50
TIME=1
UY (AVG)
RSYS=11
DMX =.63
SMN =-.393E-10
SMX =.63

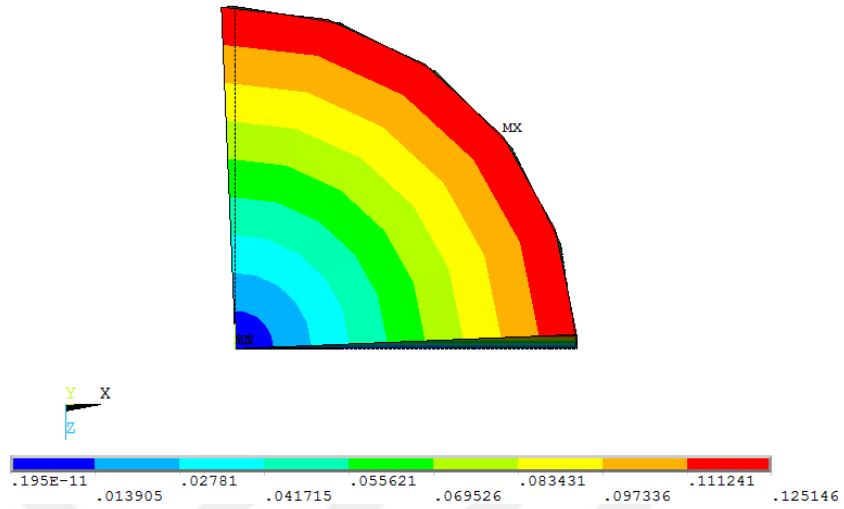
APR 6 2017
10:35:59



Şekil A.6. Test numunesinin üst yüzünün dönme açısı (deformasyon) dağılımı (rad)

STEP=1
SUB =50
TIME=1
UY (AVG)
RSYS=11
DMX =.127363
SMN =.195E-11
SMX =.125146

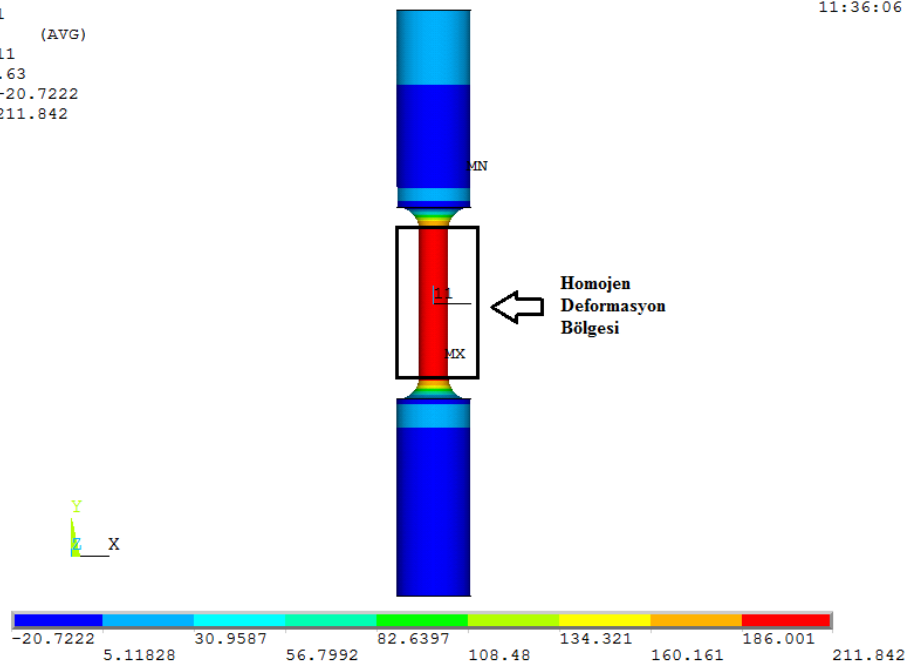
APR 6 2017
10:32:46



Şekil A.7. Test numunesinin merkezinin dönme açısı (deformasyon) dağılımı (rad)

STEP=1
SUB =50
TIME=1
SYZ (AVG)
RSYS=11
DMX =.63
SMN =-20.7222
SMX =211.842

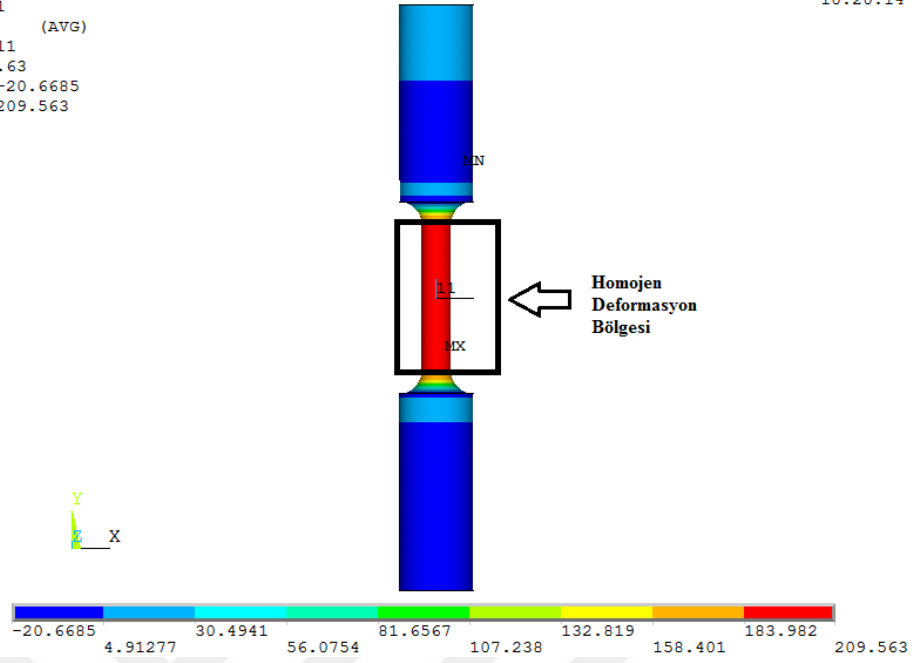
APR 7 2017
11:36:06



Şekil A.8. Test numunesinin izotropik pekleşme kuralına göre elde edilen gerilme dağılımı (Polar koordinatlarda θ z yönünde) (MPa)

STEP=1
SUB =50
TIME=1
SY2 (AVG)
RSYS=11
DMX =.63
SMN =-20.6685
SMX =209.563

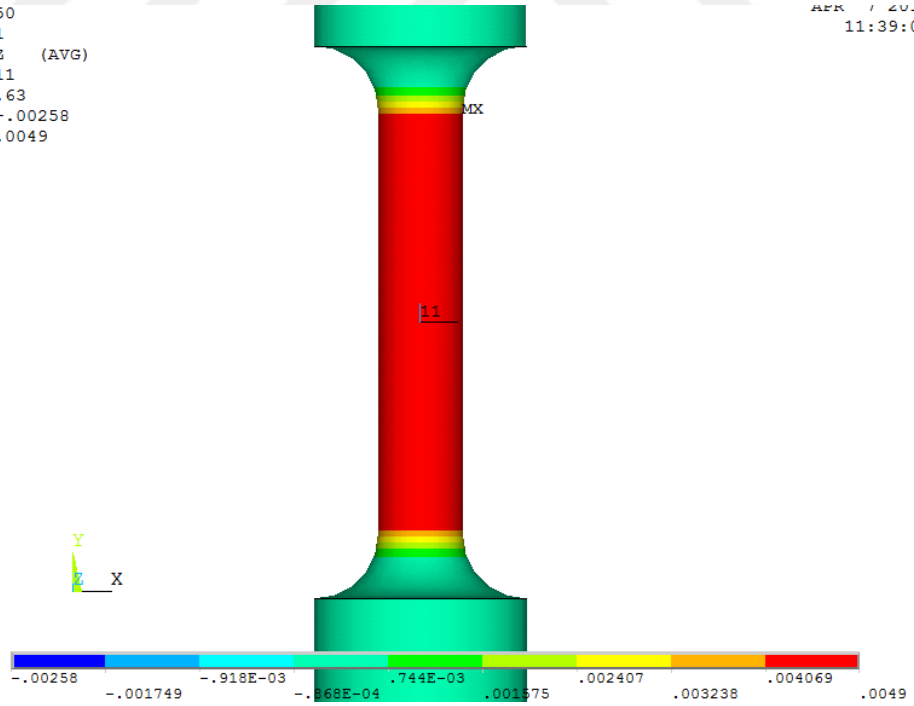
APR 6 2017
10:20:14



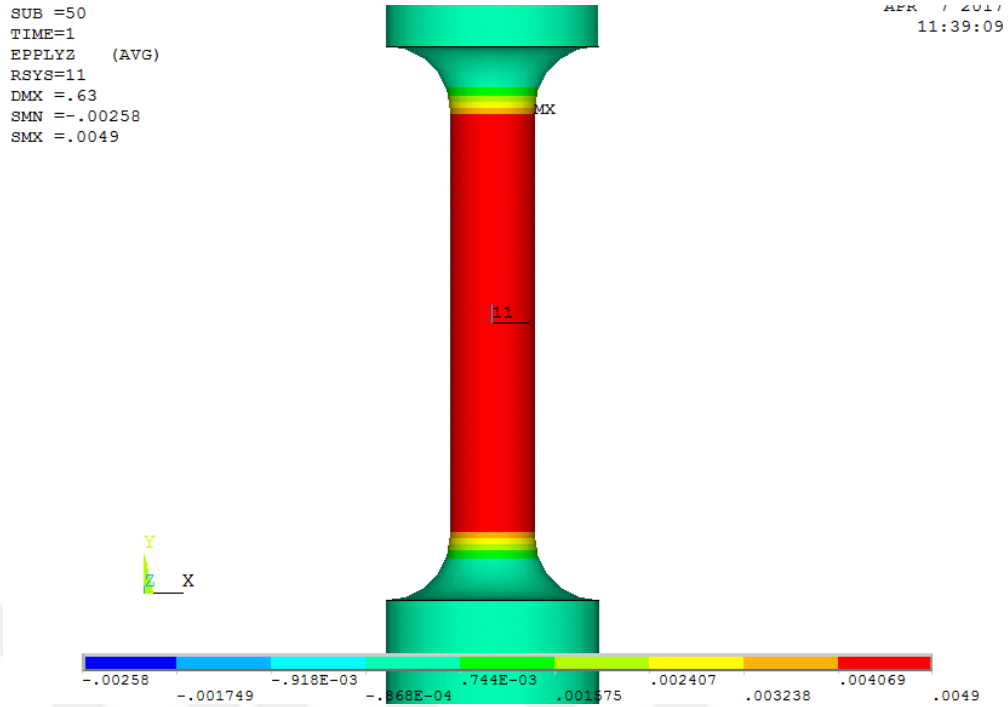
Şekil A.9. Test numunesinin Chaboche kinematik pekleşme kuralına göre elde edilen gerilme dağılımı (Polar koordinatlarda θz yönünde) (MPa)

SUB =50
TIME=1
EPPLYZ (AVG)
RSYS=11
DMX =.63
SMN =-.00258
SMX =.0049

APR 7 2017
11:39:09



Şekil A.10. Test numunesinin izotropik pekleşme kuralına göre elde edilen plastik gerinim dağılımı (Polar koordinatlarda θz yönünde) (MPa)



Şekil A.11. Test numunesinin Chaboche kinematik pekleşme kuralına göre elde edilen plastik gerinim dağılımı (Polar koordinatlarda θz yönünde) (MPa)

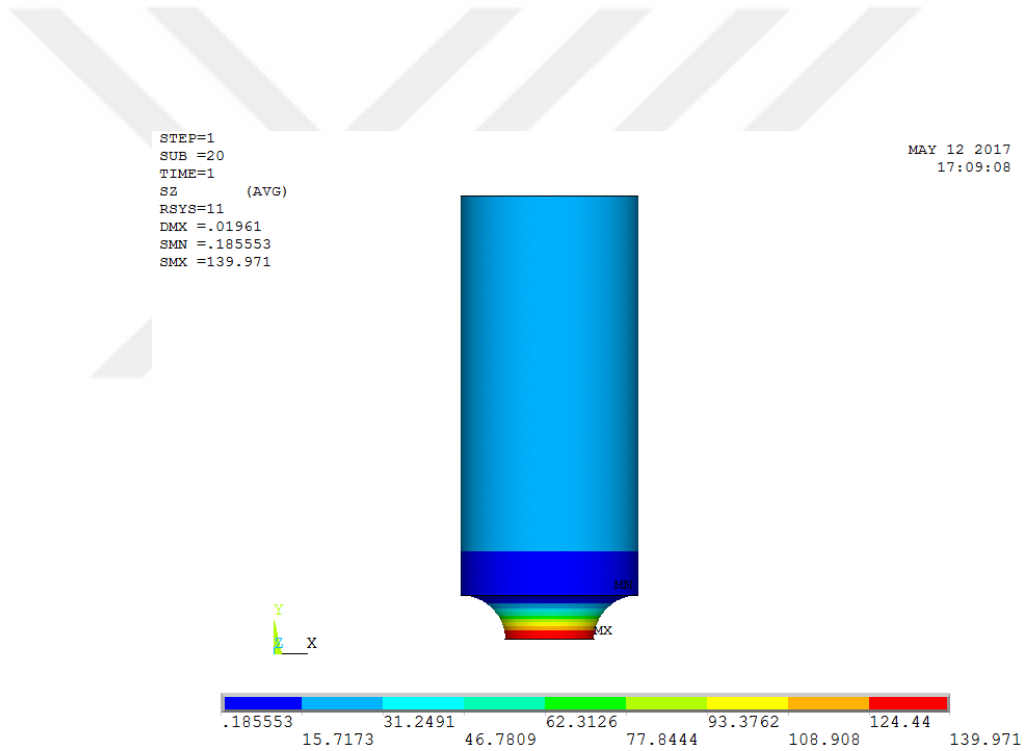
Çekme testi numunesinin, sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak, izotropik pekleşme ve kinematik pekleşme kurallarına göre burulma analizlerinden elde edilen gerilme – gerinim sonuçları Tablo A.4.’de gösterilmiştir.

Tablo A.4. Test numunesinin izotropik pekleşme ve Chaboche kinematik pekleşme kurallarına göre elde edilen burulma testi analizi gerilme – gerinim sonuçları (Veriler Şekil 4.17.’de belirtilen düğüm noktasından alınmıştır)

	Multi_izot	Chaboche_Kinh
Kayma Gerilmesi (τ_{yz}) [MPa]	211,02	209,16
Plastik Kayma Gerinimi (ϵ^p_{yz})	0,0049	0,0049
Mühendislik Kayma Gerinimi (γ^p_{yz})	0,0098	0,0098
Mühendislik Kayma Gerinimi (γ_{yz})	0,015	0,015
Eşdeğer Gerilme ($\sigma_{gerçek}$) [MPa]	398,780	394,380

EK-B Dairesel Çentikli Numunede Eksenel Yükleme ve Burulma Yüklemesi Altında Meydana Gelen Gerilme Dağılımı

Bu bölümde, çentik kökünde, sırasıyla 100 MPa nominal eksenel gerilmesi ve 62 MPa nominal burulma gerilmesi meydana getirecek olan eksenel yüklemenin ve çevresel yüklemenin uygulanması sonucunda numunede meydana gelen gerilme dağılımları gösterilmiştir. Şekil B.1.'de çentik kökünde 100 MPa nominal eksenel gerilme meydana getiren eksenel yükün uygulanması durumunda elde edilen gerilme dağılımı gösterilmiştir.



Şekil B.1. Dairesel çentikli numunenin çentik kökünde nominal 100 MPa eksenel gerilme meydana getiren yükleme altında çentikli numunede meydana gelen gerilme dağılımı (MPa) (Üst yüzeye uygulanan eksenel yük 50670,8 N)

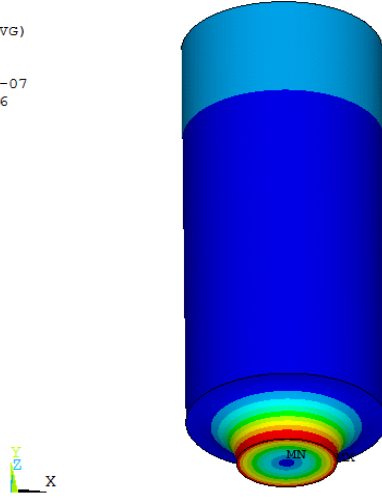
Şekil B.2.'de çentik kökünde 62 MPa nominal burulma gerilmesi meydana getirecek çevresel yükün uygulanması durumunda numunede meydana gelen gerilme dağılımı gösterilmiştir.

```

STEP=1
SUB =20
TIME=1
SYS2 (AVG)
RSYS=11
DMX =.02486
SMN =-.123E-07
SMX =72.4036

```

MAY 12 2017
16:55:20



-.123E-07 8.04484 16.0897 24.1345 32.1794 40.2242 48.2691 56.3139 64.3587 72.4036

Şekil B.2. Dairesel çentikli numunenin çentik kökünde nominal 62 MPa burulma gerilmesi meydana getiren yüklemeye altında çentikli numunede meydana gerilme dağılımı (MPa) (Üst yüzeye uygulanan çevresel yük 7917,6 N)

Dairesel çentikli silindirik numunede, plastisite kodu kullanılarak elde edilen Chaboche parametreleri Tablo B.1.' de gösterilmiştir

Tablo B.1. Plastisite kodu kullanılarak SAE 1070 çeliği için elde edilen Chaboche parametreleri

c_1	73905
r_1	231,15
c_2	6564,9
r_2	29,556
c_3	1639,6
r_3	7,3968
c_4	561,69
r_4	2,5389
c_5	494,7
r_5	0,5

ÖZGEÇMİŞ

Toros Arda AKŞEN, 05.07.1990'da Ankara'da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Ankara'da tamamladı. 2008 yılında Ankara Anadolu Lisesi'nden mezun oldu. 2008 yılında başladığı Uludağ Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nü 2012 yılında bitirdi. 2014 yılında Bursa Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde yüksek lisans eğitimine başladı. 2015 yılında Sakarya Üniversitesi'nde araştırma görevlisi olarak çalışmaya başladı akabinde yüksek lisans eğitimine Sakarya Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde devam etti. Halen Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde araştırma görevlisi olarak görev yapmaktadır.