

T.C.
BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**DAİRESEL KESİTLİ BORU ELEMANLARIN MEKANİK YÜK ALTINDAKİ
DAVRANIŞLARININ DENEYSEL VE NÜMERİK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

OĞUZ CAN KARAHAN

TEZ DANIŞMANI
DR.ÖĞR. ÜYESİ EMRE ESENER

BİLECİK, 2021

10395388

T.C.
BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**DAİRESEL KESİTLİ BORU ELEMANLARIN MEKANİK YÜK ALTINDAKİ
DAVRANIŞLARININ DENEYSEL VE NÜMERİK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

OĞUZ CAN KARAHAN

TEZ DANIŞMANI
DR.ÖĞR. ÜYESİ EMRE ESENER

BİLECİK, 2021

10395388

BEYAN

“Dairesel Kesitli Boru Elemanların Mekanik Yük Altındaki Davranışlarının Deneysel ve Nümerik İncelenmesi” adlı yüksek lisans/doktora/sanatta yeterlik tezi/dönem projesinin hazırlık ve yazımı sırasında bilimsel ahlak kurallarına uyduğumu, başkalarının eserlerinden yararlandığım bölümlerde bilimsel kurallara uygun olarak atıfta bulunduğumu, kullandığım verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı, tezin herhangi bir kısmının Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunulmadığını beyan ederim.

Bu çalışmamın, Bilimsel Araştırmalar Projeleri (BAP), TÜBİTAK veya benzeri kuruluşlarca desteklenmesi durumunda; projenin ve destekleyen kurumun adı proje numarası ile birlikte beyan edilmelidir.	
DESTEK ALINMIŞTIR	DESTEK ALINMAMIŞTIR
Destek alındı ise;	
Destekleyen Kurum:	
Desteğin Türü	Proje Numarası
1- BAP (Bilimsel Araştırma Projesi)	
2- TÜBİTAK	
Diğer;	

Oğuz Can KARAHAN

....../....../2021

imza

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının gerçekleştirilmesinde, yardımlarını ve görüşlerini hiçbir zaman esirgemeyen değerli danışmanım Sayın Dr.Öğr. Üyesi Emre ESENER'e katkı ve emekleri için teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Bu tez çalışması ve tüm hayatım boyunca her zaman desteklerini hissettiğim aileme sonsuz teşekkür ederim.

Oğuz Can KARAHAN

..../...../ 2021



ÖZET

DAİRESEL KESİTLİ BORU ELEMANLARIN MEKANİK YÜK ALTINDAKİ DAVRANIŞLARININ DENEYSEL VE NÜMERİK İNCELENMESİ

Bu çalışmada otomobillerde can güvenliğini arttırmak amacıyla kapı takviye kirişi olarak kullanılan çift fazlı çelik boruların eğme yükü altındaki davranışı deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Bu kapsamda DP500 ve DP800 kalitelerinde çift fazlı çelik malzeme kullanılmıştır. Her iki malzeme için de 100 mm ve 180 mm mesnet aralığında üç nokta eğme deneyleri gerçekleştirilmiş ve kuvvet-uzama eğrileri ile et kalınlığındaki değişim deneysel olarak tespit edilmiştir. Deneysel çalışma sonucunda mesnet aralığı küçüldükçe malzemenin eğilmesi için daha fazla kuvvet gerektiği görülmüştür. Çalışmanın ikinci aşamasında ise Power Law, Hill-48, Yoshida-Uemori plastisite modelleri kullanılarak sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiş ve kuvvet-uzama eğrileri, kalınlık değerleri ve ürün formları deneysel sonuçlarla kıyaslanmıştır. Kıyaslamalar sonucunda ise kuvvet-uzama eğrilerinin ve ürün formlarının deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Kapı takviye kirişi, Çift fazlı çelik, Sonlu elemanlar analizi, Üç nokta eğme

ABSTRACT

INVESTIGATION OF CIRCULAR TUBE BEHAVIORS UNDER MECHANICAL LOADINGS USING EXPERIMENTAL AND NUMARICAL METHODOLOGIES

In this study, the behavior of double-phase steel pipes used as door reinforcement beams under bending load was experimentally and numerically investigated in order to increase life safety in automobiles. In this context, double-phase steel material of DP500 and DP800 qualities was used. Three point bending tests were carried out for both materials between 100 mm and 180 mm support range and the thickness change was determined experimentally by force-stock curves. As a result of the experimental study, it was seen that the smaller the support gap, the more force is required for the material to bend. In the second phase of the study, finite element analyzes were performed using Power Law, Hill-48, Yoshida-Uemori plasticity models, and force-elongation curves, thickness values and product forms were compared with the experimental results. As a result of the comparisons, it has been determined that the force-extension curves and product forms are compatible with the experimental results.

Keywords: Door impact beam, Dual phase steel, Finite element analyses, Three point bending

İÇİNDEKİLER

	Sayfa No
ÖNSÖZ.....	i
ÖZET.....	ii
ABSTRACT	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
TABLolar LİSTESİ.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	vi
KISALTMALAR VE SİMGELER LİSTESİ.....	ix
1. GİRİŞ.....	1
2. BORU PROFİLLERİN İNCELENMESİ	7
3. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ	16
4. UYGULAMA ÇALIŞMASI	28
4.1 Malzemenin Mekanik Özelliklerinin Belirlenmesi.....	29
4.2.Deneysel Çalışma	30
4.3. Sonlu Elemanlar Analizi	35
5. DEĞERLENDİRME.....	45
KAYNAKLAR.....	47

TABLÖLAR LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 4.1. Malzemenin mekanik özellikleri	30
--	----



ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 1.1. Araçların oluşturulduğu yapısal bileşenler	1
Şekil 1.2. Araçların yan tarafına uygulanan güvenlik testleri	2
Şekil 1.3. Araçların kapılarının iç bölüme monte edilen yan kapı destek kirişinin	3
Şekil 1.4. Araçların kapılarına yerleştirilen kiriş tipleri	4
Şekil 2.1. Örnek boru elemanları	7
Şekil 2.2. Dikişsiz boru imalat süreci	7
Şekil 2.3. Dikişli boru imalat süreci	8
Şekil 2.4. Boru elemanın maruz kaldığı yük tipleri ve araç üzerindeki elemanlara gelen yük tipleri	9
Şekil 2.5. a) Eksenel yüke maruz kalan bir otomobilin şekilsel gösterimi b) Eksenel yüke maruz kalan bir otomobil	9
Şekil 2.6. a) Eğik yülemeye maruz kalan bir otomobilin şekilsel gösterimi b) Eğik yülemeye maruz maruz kalan bir otomobil	10
Şekil 2.7. Baskı plakaları altında zorlanmış boru numuneleri	10
Şekil 2.8. 3 nokta eğmeye uğrayan bir yan kapı takviye kirişi	11
Şekil 2.9. Üç nokta eğme	12
Şekil 2.10. Örnek bir boru profilinin 3 nokta eğmede şekillendirme gösterimi	12
Şekil 2.11. Gerilme türlerinin eleman üzerinde oluşturduğu kırışmalar	13
Şekil 2.12. Borularda görülen kırışma kusuru	13
Şekil 2.13. Eğilme sırasında malzemenin kesit formunda meydana gelen değişim	14
Şekil 2.14. Geri esnemenin şematik olarak gösterimi	15
Şekil 3.1. Sonlu elemanlara bölünmüş bir otomobil kapısı	16
Şekil 3.2. Tek boyutlu eleman örneği	17
Şekil 3.3. İki boyutlu eleman örneği	18
Şekil 3.4. Üç boyutlu eleman örneği	18

Şekil 3.5. a) Boyutu büyük bir ağ atanarak tanımlanan geometri b) Boyutu daha küçük bir ağ atanarak tanımlanan geometri	19
Şekil 3.6. a) Çekme testi şekilsel gösterimi b) Çekme testinden elde edilen Kuvvet-Uzama grafiği	20
Şekil 3.7. Mühendislik ve gerçek gerilme-gerinim eğrisi	21
Şekil 3.8. Gerilme gerinim grafiği üzerinde akma eğrisinin elde edilmesi	22
Şekil 3.9. a) İzotropik pekleşmede akma yüzeyinin değişimi b) Kinematik pekleşmede akma yüzeyinin değişimi	23
Şekil 3.10. Bauschinger etkisinin grafik üzerinde gösterimi	23
Şekil 3.11. Tresca ve Von Mises akma yüzeylerinin şekilsel gösterimi.....	25
Şekil 3.12. Anizotropi tahmini için alınan numunelerin şekilsel gösterimi.....	25
Şekil 3.13. Yoshida & Uemori plastite akma yüzeyleri	27
Şekil 3.14. Sınır yüzeyi	28
Şekil 4.1. Malzemelerin mekanik özelliklerini belirlemek için kullanılan çekme cihazı	29
Şekil 4.2. Dairesel kesitli boruların parçalara ayrılması	31
Şekil 4.3. a) Dairesel kesitli boruların çapları ve üç nokta eğme operasyonu gösterimi b) Deneyde numunelerin eğme öncesi ve sonrası	32
Şekil 4.4. DP500 kalite malzemelerin üç nokta eğme operasyonunda eğilmiş formları	32
Şekil 4.5. DP800 kalite malzemelerin üç nokta eğme operasyonunda eğilmiş formları	32
Şekil 4.6. DP 500 kalite malzemenin üç nokta eğme deneyinden elde edilen sonuçlar	33
Şekil 4.7. DP500 kalite malzemedan 100, 180 mm mesnet aralığındaki kuvvet uzama değerlerinin karşılaştırılması	33
Şekil 4.8. DP 800 kalite malzemenin üç nokta eğme deneyinden elde edilen sonuçlar	34
Şekil 4.9. DP800 kalite malzemedan 100, 180 mm mesnet aralığındaki kuvvet uzama değerlerinin karşılaştırılması	35
Şekil 4.10. Sonlu elemanlar modeli	35
Şekil 4.11. DP 500 kalite malzemenin deneysel ve sonlu elemanlar ortamında farklı plastite modelleriyle kuvvet-uzama grafiklerinin karşılaştırılması	36

Şekil 4.12. DP 500 kalite malzemenin S-100 mesnet aralığının deneysel ve sonlu elemanlar ortafındaki görüntülerinin karşılaştırılması	37
Şekil 4.13. DP 500 kalite malzemenin S-180 mesnet aralığının deneysel ve sonlu elemanlar ortafındaki görüntülerinin karşılaştırılması	38
Şekil 4.14. DP 800 kalite malzemenin deneysel ve sonlu elemanlar ortamında farklı plastite modelleriyle kuvvet-uzama grafiklerinin karşılaştırılması	39
Şekil 4.15. DP 800 kalite malzemenin S-100 mesnet aralığının deneysel ve sonlu elemanlar ortafındaki görüntülerinin karşılaştırılması	40
Şekil 4.16. DP 800 kalite malzemenin S-180 mesnet aralığının deneysel ve sonlu elemanlar ortafındaki görüntülerinin karşılaştırılması	41
Şekil 4.17. a) Malzemelerin deformasyona uğramış kesit görüntüsünün elde edilişi b) Örnek kesit görüntüsü	42
Şekil 4.18. Kesitlerden üzerinden alınan altı adet noktanın konumları	42
Şekil 4.19. DP 500 kalite malzemenin deneysel ve sonlu elemanlar ortamında farklı plastite modelleriyle elde edilen deformasyona uğrayan kesitlerin et kalınlıklarının karşılaştırılması	43
Şekil 4.20. DP 500 kalite malzemenin deneysel ve sonlu elemanlar ortamında farklı plastite modelleriyle elde edilen deformasyona uğrayan kesitlerin et kalınlıklarının karşılaştırılması	44

KISALTMALAR VE SİMGELER LİSTESİ

a,c,h: Anizotropi katsayısına bağlı parametreler

B, c, Rsat, K, b, h: Yoshida-Uemori malzeme model parametreleri

ϵ_1 : Majör birim Şekil değiştirme oranı

ϵ_2 : Minör birim Şekil değiştirme oranı

ϵ_{ij} : Deviatorik gerilme tensörü

ϵ_p : Plastik gerinim

F: Çekme kuvveti

σ : Gerilme

σ_y : Akma gerilmesi

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$: Asal gerilmeler

$\sigma_{12}, \sigma_{23}, \sigma_{31}$: Kayma akma gerilmesi

K: Mukavemet katsayısı

n: Pekleşme üsteli

O: Akma yüzeyi merkez noktası

ΔR : Düzlemsel anizotropi

t: Kullanılan sacın kalınlığı

AHSS: Gelişmiş yüksek mukavemetli çelik

DP: Çift fazlı çelik

HSS: Yüksek mukavemetli çelik

1. GİRİŞ

Günümüzde araçların sayılarındaki artış nedeniyle trafik kazaları ve buna paralel olarak ölüm ve yaralanmaların sayılarında da artış gözlemlenmiştir. Bundan dolayı, araçlardaki güvenlik önlemlerinin daha yüksek seviyelere çıkarılması insanlar tarafından talep edilmiştir. Güvenlik önlemlerinin yeterli seviyelere getirildiğinde ölüm ve yaralanmaların büyük bir kısmının kontrol altına alınabileceği görülmektedir (Tarlochan vd., 2013: 5). Bu nedenden dolayı araçların yolcu güvenliğini arttırmak için taşıtların yapısı Şekil 1.1.'deki gibi beyaz gövde (Body in white) ve taşıt gövde iskeleti (Body on frame) konstrüksiyonu olarak üretilmektedir. Beyaz gövde yapısı yalnızca hafif olmakla kalmayıp, birim ağırlıkta taşıt gövde iskeleti yapısında daha yüksek dayanım sağlamaktadır. Taşıt gövde iskeletinin yapısında, ön taraftan arkaya doğru uzanan kirişler bulunmaktadır. Bu kirişler taşıtın ihtiyacı olan dayanımı sağlamakla birlikte ve temel olarak yükü taşıyan elemandır. Beyaz gövde bileşenleri farklı bir yerde toplanılarak taşıt gövde iskeletine monte edilmektedir. Beyaz gövde, taşıt gövde iskeleti ile entegre bir yapıdır, kaplama panelleri (tavan , çeyrek paneller ve döşeme tavaşı gibi) ve bölmelerden (zemin kirişleri, tavan rayları, A direkleri ve B direkleri, kapı takviye kolları vb.) oluşmaktadır (Mallick, 2010: 5).



a)Beyaz gövde (nanosteelco,2019)

b)Taşıt gövde iskeleti (artmorrison,2019)

Şekil 1.1. Araçların oluşturulduğu yapısal bileşenler

Kaynak: (nanosteelco, artmorrison , 2019: 1).

Günümüzdeki araçlarda can güvenliğinin sağlanması için birçok standardın uygulanması gerekmektedir. Fakat can güvenliğini sağlarken kaza sırasındaki çarpışmalarda elemanın deformasyona uğrama şekli de can güvenliği açısından önemlidir. Araçlar tasarlanırken birçok özelliği üreticiler tarafından belirlenmektedir. Ancak kaza ve yaralanmaları önleyecek güvenlik önlemlerini standartlara uygun olarak tasarlamaları gerekmektedir. Araç kazaları için alınan güvenlik önlemleri aktif ve pasif güvenlik olarak ikiye ayrılmaktadır. Aktif güvenlik sistemleri kaza olmadan müdahale eden sistemlerdir. Bu güvenlik

önlemleri kazalardan kaçınmaya yardımcı olabilecek ve çarpışmayı engellemek için geliştirilen (ABS, çekiş kontrolü vb.) sistemlerdir. Pasif güvenlik sistemleri ise kaza anında yolcuların can güvenliğini korumak için tasarlanan (yan kapı kırımları, emniyet kemeri, hava yastığı, darbeyi absorbe eden kolonlar vb.) sistemlerdir. Pasif güvenlik sistemleri, ölümleri büyük oranda azaltmayı hedefleyen sistemlerdir. Araçların pasif güvenlik sistemleri ABD' de NCAP veya Avrupa' daki EURO NCAP gibi testlerden geçmektedir. Bu çarpışma testlerine örnek olarak Şekil 1.2.'deki gibi aracın yan bölümüne belirli hızlarda yapılan çarpışma testleridir. Bu testler yasal şartlara uygun olarak geliştirilen laboratuvarlarda yapılmaktadır. Testler kamuya açık olmasından dolayı araçlar bu standartlara göre tasarlanmaktadır. Bu standartlar altında yapılan testler sonucunda aracın gösterdiği güvenlik seviyesine göre diğer araçlar ile arasında derecelendirme yapılmaktadır.



Şekil 1.2. Araçların yan tarafına uygulanan güvenlik testleri

Kaynak: (euroncap, 2019: 1).

Araçlar, kazalarda can güvenliği göz önüne alınarak araca gelen yükün kinetik enerjisini absorbe edecek şekilde tasarlanmaktadır. Bu tasarımlarda yolcu ile deformasyona uğrayan eleman arasında ki mesafe önemlidir. Çünkü yan kapı kırımları gibi bir elemanın büyük yükler altında deformasyona uğradığında yolcu ile teması daha kolay olabilmektedir. Bu da ağır yaralanmalara yol açabilmektedir. Tasarımlarda bu gibi parametreler dikkate alınmalıdır (Deb, 2010: 332).

Araçların tasarımlarında bu parametrelere dikkat edilmesine rağmen ön ve yan bölümden yapılan kazalar kritiktir. Araç kazalarında ki ölüm ve yaralanmalarda, birinci sırada ön bölümden ve ikinci sırada yan bölümden yapılan kazalar gelmektedir. Bu iki bölümden yapılan çarpışmalar trafik kazalarında ölüm ve yaralanmaların başlıca nedeni olarak görülmektedir (Nemani vd., 2015: 103). Bu nedenle otomotiv sektöründeki gelişmeler ağırlıklı olarak çarpışma direnci yüksek ve hafifletilmiş araçlar üzerine gerçekleşmektedir (Li vd., 2014:

1787). 1960'lı yıllarda yapılan araştırmalar, trafik kazalarında sürücü yanı yolcu tarafındaki kompartıman alanında önden çarpışmaya kıyasla kapı ile yolcu arasındaki mesafenin kısa olması nedeni ile yan çarpışmaların daha savunmasız olduğunu göstermiştir (Shaharuzaman vd., 2018: 19). Bu nedenle, ilk olarak General Motors firması yolcu bölmesine ve yolculara gelebilecek darbe şiddetini azaltmak adına otomobillerinin yan kapılarına bir destek kirişi eklemiştir (Lim, 2002: 215).

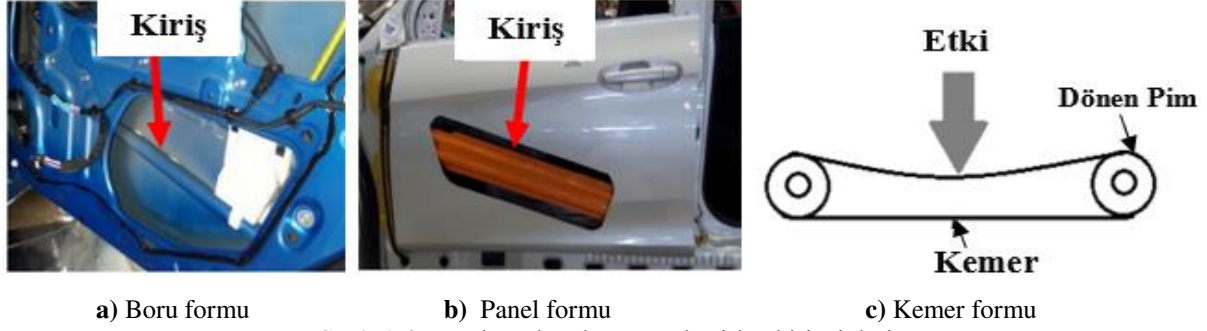
Yan kapıya eklenen destek kirişi, birçok donanım ve elemanın bulunduğu taşıt kapısına monte edilmektedir. Örnek bir yan kapı destek kirişi şekil 1.3'de görölmektedir. Bu eleman; diğer elemanlar ve donanımlarla birlikte dar bir alanda monte edileceğinden yan kapı destek kirişinin optimize edilmesi gerekmektedir.



şekil 1.3. Araçların kapılarının iç bölüme monte edilen yan kapı destek kirişinin

Kaynak: (iffmag.mdmpublishing, 2019: 1).

Yan kapı destek kirişinin en önemli görevi, gelen deformasyonu kontrol altına alıp ve enerjiyi absorbe ederek can güvenliğini sağlamaktır. Bu eleman yapılan testlerde de göröldüğu gibi genellikle 3 nokta eğme deformasyon tipine maruz kalmaktadır. Eleman, genellikle yük dağılımını sağlamakla birlikte kiriş hasara uğradığında yolcuların üzerine gelen yükün hızını destek kirişi azaltmaktadır. Fakat yolcuların zarar görmesine sebep olabilecek çatlak ve hasarı önlemek için malzeme bileşeni sünek olarak seçilmelidir. Yan kapıya konulan destek kirişinin maksimum yüke dayanıklılığı ve enerjiyi absorbe etme gibi iki özelliği taşıması gerekmektedir (Shaharuzaman vd., 2018: 15).



Şekil 1.4. Araçların kapılarına yerleştirilen kiriş tipleri

Kaynak: (Shaharuzaman vd., 2018: 22).

Bu destek kirişi Şekil 1.4.'de gösterildiği gibi boru, panel ve kemer formunda bulunabilmektedir. Boru ve panel formu kemer formuna kıyasla daha yaygın uygulanmaktadır (Yoon vd., 2016: 83).

Bu elemanlar deformasyona karşı dirençli olması gerektiğinden dolayı destek kirişi malzemelerinin de çarpışma direnci yüksek, mukavemetli ve buna paralel olarak yüksek tokluğa sahip olması beklenilmektedir. Bu doğrultuda otomotiv sektörü bu ihtiyaçları karşılayabilecek malzemeler arayışı içerisine girmişlerdir. Otomobillerin gövde yapısı ve panellerinde çeliğin kullanımının mekanik özelliklerinden dolayı diğer malzemelere nazaran daha faydalı olacağı düşünülmektedir. Bu faydalar arasında en önemli parametre çeliğin yüksek elastite modülüdür. Yapısal malzemeler de yaklaşık 207 GPa elastite modülüne sahip çelikler, otomobil uygulamaları için genellikle tercih edilmektedir (Frómeta vd., 2019: 205). Çelik malzeme grubu ağırlık/dayanım oranlarıyla birlikte değerlendirildiğinde demir dışı malzemelere göre kritik çarpışmalar açısından daha öne çıkmaktadır. Çelik endüstrisinde de özellikle gelişmiş yüksek mukavemetli çeliklerin (AHSS) üretilmesi sonrasında bu çelikler otomotiv sektöründeki yerlerini almaya başlamıştır (Pavlina vd., 2008:243).

Gelişmiş yüksek mukavemetli çelikler, otomotiv endüstrisinde son yıllarda artan güvenlik standartlarını karşılamak amacıyla daha fazla kullanılmaktadır. Bu çelikler yüksek mukavemet ve enerji absorbe etme özelliğini sunmaktadır. Araç bileşenleri yüksek dayanım gerektirdiğinden dolayı üreticiler tarafından gelişmiş yüksek mukavemetli çelikler önemli bir malzeme haline gelmiştir (Frómeta vd., 2019: 318).

Gelişmiş yüksek mukavemetli çeliklerin çarpışma yükü altında ki davranışını, çekme ve akma gerilmeleri gibi standart mukavemet değerlerinin tam olarak yansıtmadığı görülmüştür. Bundan dolayı gelişmiş yüksek mukavemetli çeliklerin çarpışma yükü altındaki dayanımını iyi bir şekilde tanımlamak için eksenel ve eğme yükü uygulanarak çalışmalar yapılmıştır (Wagner,

2019: 5). Eğme yükü altında VDA 238-100 standartlarına göre uygulanan 3 nokta eğme testi uygulanmıştır. Buradan eğilme açısı veya düzlem gerilime durumunda ki kopma gerilmesi gibi gerilmeler elde edilmiştir. Bu yöntem önden ve yandan çarpışma testlerindeki katlanma ve eğilme esnasında AHSS kalitelerinde meydana gelen eğilmenin performansını tahmini için etkili bir yöntem olduğu gösterilmiştir (Frómeta vd., 2019: 329).

Darbe yükünden dolayı oluşan deformasyon bölgesinde, enerjinin absorbe olmasında malzemenin seçimi ve kesit geometrisi önemlidir. Birim ağırlıkta alüminyum, aynı akma dayanımına sahip çeliğe göre daha yüksek enerji absorbe etme özelliği göstermektedir. Malzemenin et kalınlığı artırılarak da enerjinin absorbe olması artırılabilir. Ancak bu ağırlığın artmasına neden olacağından dolayı tercih edilmemektedir. Bundan dolayı daha yüksek akma mukavemetine sahip bir malzeme seçmek gerekmektedir (Mallick, 2010: 29). Gelişmiş yüksek mukavemetli çelikler arasından da çift fazlı çelik olarak isimlendirilen çelik grubu ağırlık/dayanım oranlarından ve montajda kaynak edilebilirliklerinin iyi olmasından dolayı diğer AHSS çeliklere göre daha fazla tercih edilmeye başlanılmıştır (Pavlina vd., 2008: 244). Çift fazlı (DP) çelikler, içerisinde ferrit ve martenzit fazlarını barındıran bir çelik grubu olup iç yapısında sert martensitin fazı yumuşak bir ferrit matrisi içinde tane sınırlarına yakın bölgelerde adacıklar şeklinde bulunmaktadır. Bu sayede dayanımı yüksek olmakla birlikte deformasyon kabiliyeti de geliştirilmiş bir çelik grubu elde edilmiştir. DP çeliklerden daha önce kullanılmaya başlanılan yüksek mukavemetli düşük alaşımlı (HSLA) çelik grubuna göre çift fazlı çelikler aynı dayanım değerlerinde daha fazla deformasyon kabiliyeti göstermektedir (Oliver, 2010: 2068).

Euro NCAP ve Federal Motorlu Taşıt Güvenliği Standardı-214 (FMVSS) gibi uygunluk standartlarının kullanılması ile otomobillerde yolcuların güvenliğinin üretici insiyatifinden alınarak belirli standartlara dayandırılması ve bu standartlar altında yan çarpışma testlerinin yapılması ile birlikte araç üreticilerinin de bu anlamda önlemler alması kaçınılmaz olmuştur. Yandan çarpışma testlerinde rijit sayılabilecek bir eleman aracın yan bölgesi ile belirli hızlarda çarpıştırılması ile gerçekleştirilmektedir (Ghadianlou ve Abdullah, 2013: 28). Bu çarpışma etkisi sonucunda kapı içerisinde bulunan yan kapı takviye kirişleri eğilme zorlamasına maruz kalmaktadır (Lim, 2002: 216). Yük şartlarına göre, kirişlerin eğilmesi temelde basit eğilme ve üç noktalı eğilme olarak iki şekilde sınıflandırılabilir. Gerçek çarpışma vakalarında ise basit eğilme davranışı ile çok sık karşılaşmamaktadır. Bu durumda eğilme davranışlarının incelenmesinde üç nokta eğme testinin kullanılması yapının yük altındaki temsili açısından daha yakın bir benzetim sağlamaktadır (Kayacan, 2015: 4). Literatürde genellikle kapı takviye

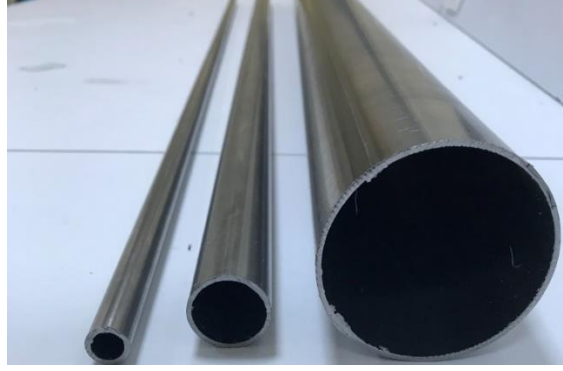
kirişı olarak kare, dikdörtgen, boru ve profil kesitli ürünlerin kullanıldığı görülmektedir (Sadighi vd., 2019: 5; Guo vd., 2019: 68; Nikkhah vd., 2019: 140). Bununla birlikte ise özellikle gelişmiş yüksek mukavemetli çeliklerin üç nokta eğme davranışları açısından yapılan çalışmalara bakıldığında boşluklu profillerle (boru vb.) ilgili çalışmaların yalnızca hidro şekillendirme açısından değerlendirildiği görülmüştür (Pavlina vd., 2008: 245; Huand ve Zhang, 2018: 466).

Yukarıda anlatılanlar ışığında, araçlarda yan bölümden yapılan kazalar ölüm ve yaralanmaların sebebi olarak ikinci sırada yer aldığı görülmektedir. Bu yüzden kazalarda yan kapı takviye kirişı önemli bir beyaz gövde bileşeni olarak karşımıza çıkmaktadır. Yan kapı takviye kirişı diğer bileşenlere nazaran yolcu ile arasındaki mesafenin az olması nedeniyle elemanı daha özel kılmaktadır. Bu kapsamda düşünüldüğünde böyle bir eleman için yüksek tokluk ve iyi bir enerji absorbe kabiliyetine sahip bir eleman tasarlamak gerekmektedir. Bu özellikler malzemenin geometrisine ve malzemeye bağlı olduğu düşünülmektedir. Bu bağlamda yapılan literatür taramasında boru elemanlardan dairesel kesitli borunun enerjiyi kare kesitli borulara göre daha iyi absorbe ettiği görülmüştür. Araştırmalar sonucunda yan kapı takviye kirişı olarak tasarlanmış ve ticari anlamda da otomotiv sektöründe gelişmiş yüksek mukavemetli çelik kategorisinde çift fazlı çeliklerin kullanıldığı öğrenilmiştir. Çift fazlı çelikler yan kapı takviye kirişı olarak dairesel kesitli boru şeklinde de üretilmektedir. Otomotivler belirlenen standartlara uygun laboratuvarlarda test edildiği bilinmektedir. Bu testlerde yan kapı takviye kirişinin üç nokta eğme yükü altında deforme olduğu görüşmüştür. Testler sonucunda derecelendirme yapılan araçların testten geçmesinde yan kapı takviye kirişı önemli bir rol oynamaktadır.

Bu tez kapsamında kapı takviye kirişı olarak kullanılan dairesel kesitli boru tipte DP500 ve DP800 kalitelerine sahip malzemelerin üç nokta eğme altındaki mekanik davranışları incelenmiştir. Bu anlamda şekillendirme kuvvetlerinin 3 nokta eğme altındaki farklı mesnet aralıklarına bağlı değişimleri ve eğilme sonrasındaki şekillendirilebilirlikleri deneysel ve nümerik olarak değerlendirilmiştir.

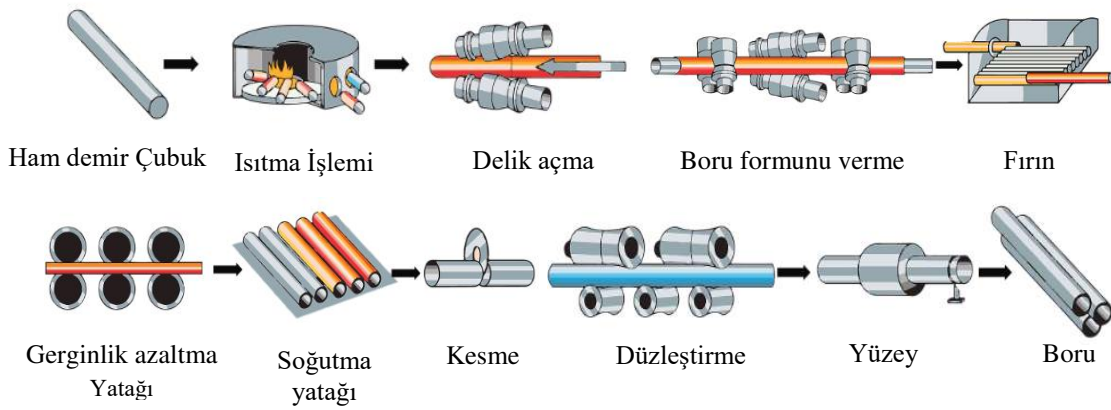
2. BORU PROFİLLERİN İNCELENMESİ

Boru profiller, belirli kesit formuna ve üniform et kalınlığına sahip bir ürün olarak tanımlanmaktadır. Boru profiller genellikle Şekil 2.1.'deki gibi dairesel kesit formuna sahiptir.



Şekil 2.1. Örnek boru elemanları

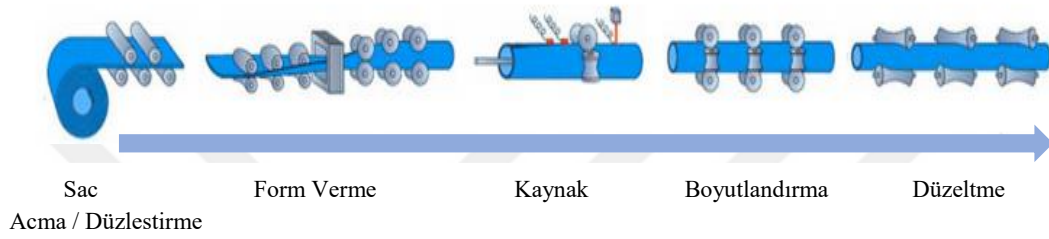
Borular imalat yöntemlerine göre dikişli ve dikişsiz olarak ikiye ayrılmaktadırlar. Dikişsiz boruların imalat aşamaları Şekil 2.2.'de gösterildiği gibi, ham demir çubuğun yüksek sıcaklıkta ısıtma operasyonu ile başlamaktadır. Isıtılan ham demire mandrel veya delici bir çubuk yardımıyla delik açıldıktan sonra kesit formu verilmektedir. Gerilme giderme işlemlerinden de geçtikten sonra soğutulup kesilmektedir. Son olarak düzleştirme ve yüzey işlemi operasyonlarından geçerek ürün oluşturulmaktadır. Bu yöntem sünek boru üretmek amacıyla kullanılan en genel yöntemdir. Dikişsiz borunun, homojenliği yüksek olduğundan dolayı iç basınca ve burulmaya karşı iyi bir performans sergilediği bilinmektedir (Hashmi, 2006: 6).



Şekil 2.2. Dikişsiz boru imalat süreci

Kaynak: (sparkelectrodes, 2020: 1).

Dikişli boru ise, bir sac metal plakanın istenilen ebatlarda Şekil 2.3.'deki gibi haddeleme merdaneleri yardımıyla boru formu verilene kadar adım adım bükülmesi sonrasında büküm noktalarının uçlarının birleştiği noktada kaynak edilmesi sonucunda boru formu verilmektedir. Bu süreçte merdanelerin hareketi ile sac boru formuna gelene kadar devamlı deforme olmaktadır. Bu aşamada çekme ve basma yükü sürekli olarak uygulandığından Bauschinger etkisi görülmektedir. Bu etki borunun akma gerilmesinin ilk kesilen sac plakadan daha farklı bir değer almasına neden olmaktadır. Ayrıca boruların mekanik özellikleri kaynak işleminden de etkilenmektedir (Lee vd., 2017: 308).

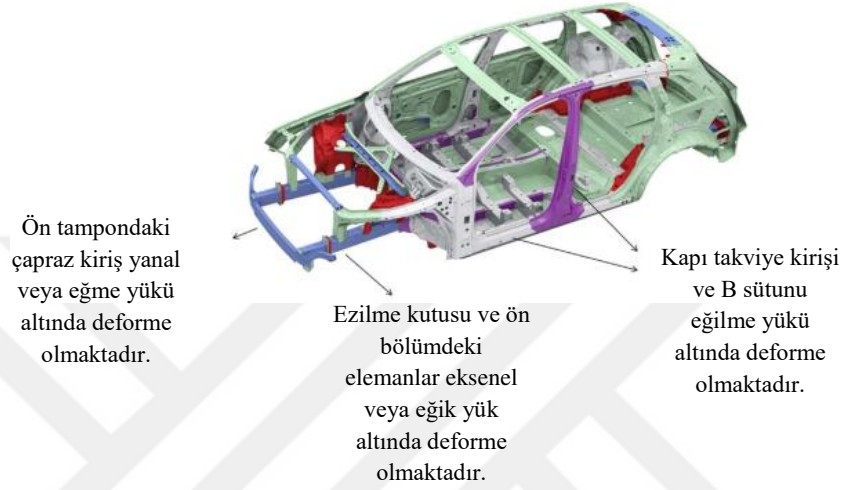
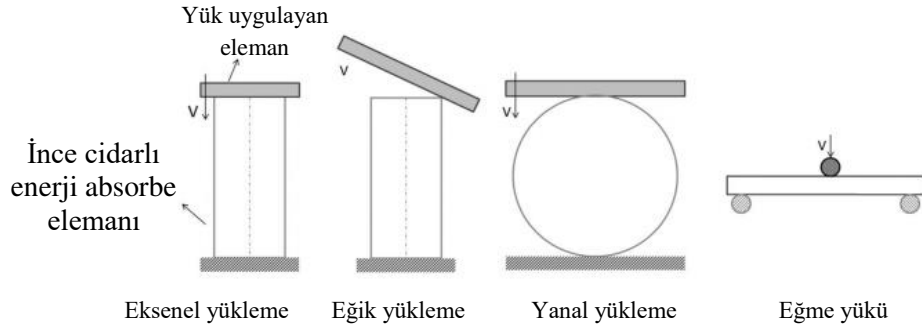


Şekil 2.3. Dikişli boru imalat süreci

Kaynak: (Lee, 2017: 244).

Borular yapısal eleman olarak otomotiv, uçak gibi birçok endüstride kullanılmaktadır (Shim vd, 2016: 200). Boruların hafiflik, yüksek mukavemet ve iyi şekillendirilebilirlik özellikleri otomotiv sektöründe kullanımını artırmaktadır. Otomobil kazalarında kaza sırasında yolcuyla korumak için gelen darbeyi absorbe etmek gerektiğinden dolayı can güvenliğinin artırılması düşüncesiyle otomobilin yapısal elemanları bu kapsamda araştırılmaktadır (Koyama ve Toyooka, 2000: 56). Bundan dolayı enerjiyi absorbe edecek elemanın tasarımı önemlidir. Boru elemanlar yaygın olarak dairesel kesitlidir (Tarlochan vd., 2013: 14). Genellikle dairesel kesitli borular, diğer kesit profillerine göre yükü daha iyi bir şekilde absorbe ettiği bilinmektedir (Baroutaji vd., 2017: 150).

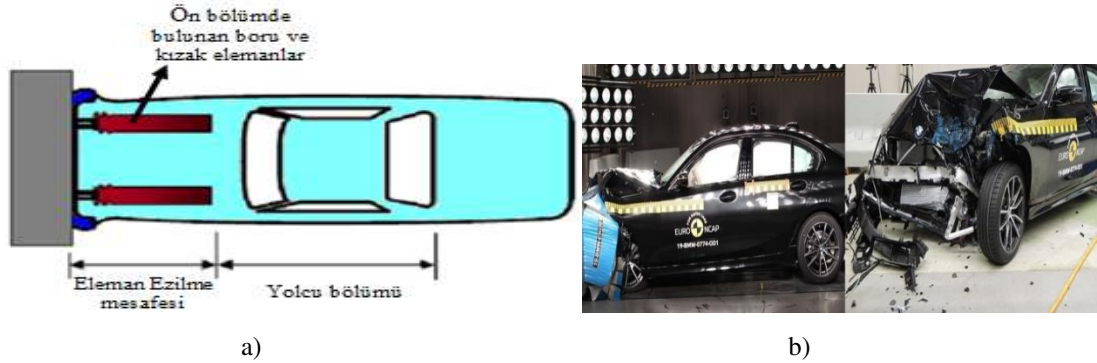
Enerjiyi absorbe eden elemanın akma gerilmesi ve deformasyon sertleşmesi gibi mekanik özellikleri çarpışmalarda önemlidir. Boru elemanın çarpışmalarda sergileyeceği performansa mekanik özelliklerinin dışında geometrisi, yükleme tipi, deforme olma şekli de kaza sırasında önemli faktörler olarak öne çıkmaktadır. Bu faktörler, plastik deformasyona maruz kalan elemanın tasarımını ve boyutunu belirlemektedir. Temelde bir boru çoğunlukla Şekil 2.4.'deki gibi aksel, eğik, yanal ve eğme yüküne maruz kalmaktadır (Baroutaji vd., 2017: 140).



Şekil 2.4. Boru elemanın maruz kaldığı yük tipleri ve araç üzerindeki elemanlara gelen yük tipleri

Kaynak: (Baroutaji vd., 2017: 138).

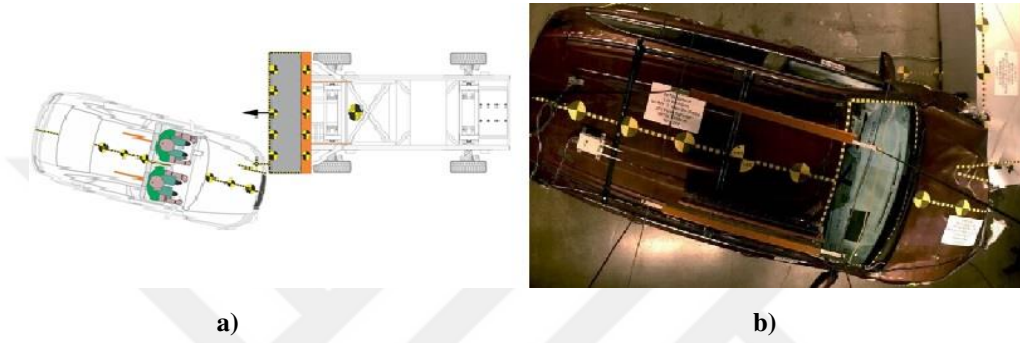
Yukarıda bahsedilen yükleme tipleri sırayla incelendiğinde eksenel yüklemede, boru bileşenleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Genellikle bu yükleme tipi Şekil 2.5.'de gösterildiği gibi araçların ön bölgeden aldıkları darbe sonucunda görülmektedir. Borular yandan gelen darbelere göre eksenel yüklemede daha iyi enerji absorbe etme kapasitesine sahiptir. Bunun nedeni ise boruya gelen yükü absorbe etmek için elemanın daha fazla plastik deformasyona uğrayacak şekilde tasarlanmasıdır. (Baroutaji vd., 2017: 151).



Şekil 2.5. a) Eksenel yüke maruz kalan bir otomobilin şekilsel gösterimi **b)** Eksenel yüke maruz kalan bir otomobil

Kaynak: (Baroutaji vd., 2017: 160; euroncap, 2020: 1).

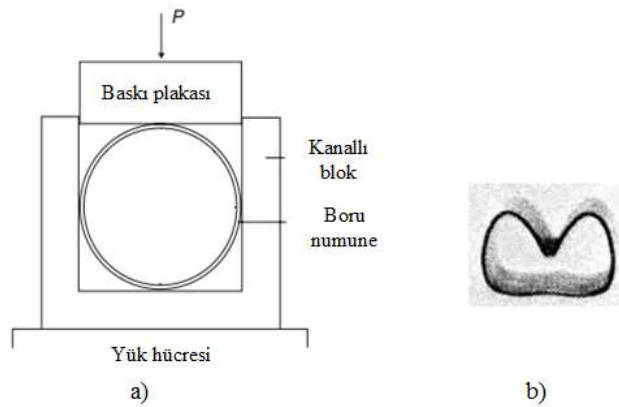
İkinci olarak eğik yükleme tipinde ise Şekil 2.6.'da gösterildiği gibi elemanlar çarpışma esnasında sadece aksenal veya eğilme tipi deformasyonuna maruz kalması az görülen bir vakadır. Eğik yükleme iki farklı yükleme tipinden oluşmaktadır. Otomotiv sektöründe, tamponun 30°'lik bir açı ile gelen yüke dayanabilmesi gerektiği düşünülmektedir. Bunun için konik dikdörtgen ve konik dairesel borular alternatif olarak sunulmuştur. Bu kapsamda konik dairesel borular gelen aksenal ve eğilme yüküne karşı iyi bir tepki vermektedir (Reyes vd., 2004: 1650). Bu yükleme tipinde koniklik açısı ve et kalınlığının artırılması ile beraber içi dolu mil kullanıldığında iyi bir performans elde edilebilmektedir (Ahmad vd., 2010: 480).



Şekil 2.6. a) Eğik yülemeye maruz kalan bir otomobilin şekilsel gösterimi **b)** Eğik yülemeye maruz maruz kalan bir otomobil

Kaynak: (calspan, kineticcorp, 2020: 1).

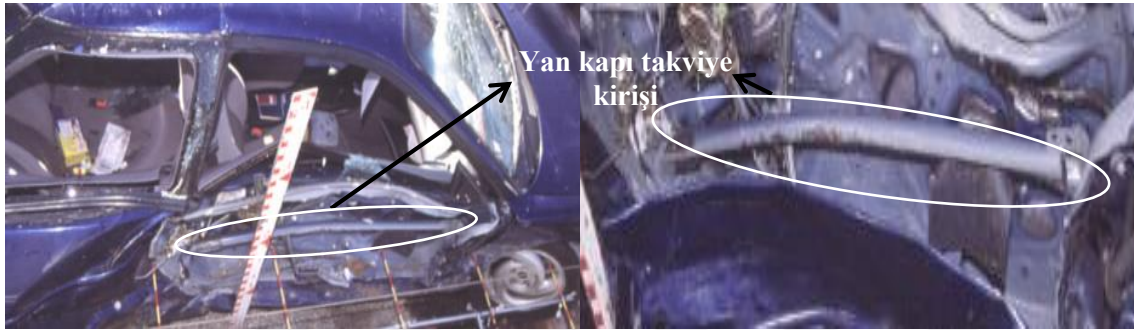
Üçüncü bir yükleme tipi olan yanal yükleme Şekil 2.7. 'deki gibi boru elemanının yanal olarak deformasyona maruz kalmasıdır. Yanal yükleme tipi açısından otomobil tamponları çapraz kirişe gelen yükler için de geliştirilmektedir. Yanal deformasyona uğrayan elemanlar tek gözlü veya çok gözlü olabilmektedir (Baroutaji vd., 2017: 156).



Şekil 2.7. Baskı plakaları altında zorlanmış boru numuneleri a) Test düzeneği **b)** Boru numunenin test sonrası formları

Kaynak: (Lu ve Yu, 2003: 300).

Son olarak araçlarda yaygın olarak görülen yükleme tiplerinden biriside üç nokta eğme deformasyonudur. Yan kapı takviye kirişi, tamponun çapraz kirişi ve yan bölümdaki diğer elemanlar çarpışma esnasında eğilme ve 3 nokta eğme davranışı sergilemektedirler (Baroutaji vd., 2017: 148). Son yirmi yıl içerisinde ince cidarlı elemanların genellikle aksenel yük altındaki davranışları incelenmiştir. Daha sonra araştırmalar sonucunda araçların eğilme davranışına karşı başarısız olduğu görülmüştür (Guo ve Yu, 2011: 90). Bu elemanlardan biriside Şekil 2.8. 'deki genellikle 3 nokta eğmeye uğrayan kapı takviye kirişidir. Kapı takviye kirişi kaza esnasında yolcu ile arasında düşük mesafe bulunması nedeniyle daha da önem kazanmaktadır. Bu yüzden araç gövdesi oluşturulurken ince cidarlı elemanların eğilmeye karşı davranışları özel olarak araştırılmalıdır (Baroutaji vd., 2017: 151).



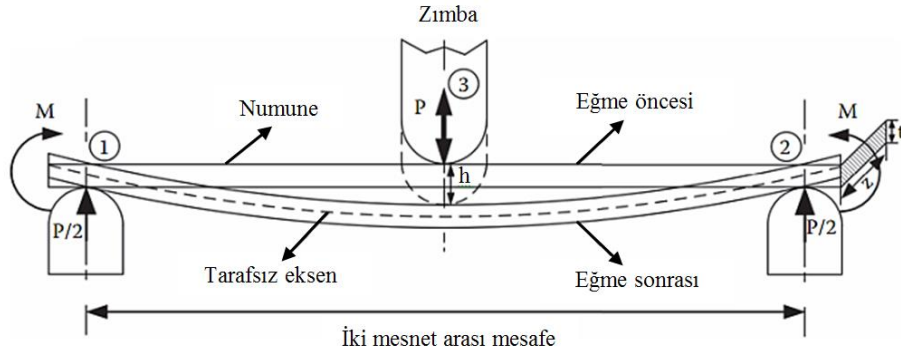
Şekil 2.8. 3 nokta eğmeye uğrayan bir yan kapı takviye kirişi

Kaynak: (Acierno ve Kaufman,1998: 4).

Yükün uygulanma durumuna göre kirişler genellikle saf ve 3 nokta eğme olarak iki şekilde eğilmeye maruz kalmaktadırlar. Gerçek hayatta ise eğilme vakalarında saf eğilme çok az görülmektedir ve eğilme momenti bütün kesitlerde aynı olduğundan 3 nokta eğmeye göre daha basittir (Huang ve Zhang, 2018: 470). Eğilme davranışında ilk olarak dikdörtgen kesitli bir borunun saf eğilme davranışı üzerine bir çalışma yapıldığı bilinmektedir. Daha sonra saf eğilme üzerine teoriler geliştirilmiştir. Bu teoriler gerçekte kazalarda saf eğilme çok az görüldüğünden dolayı ince cidarlı elemanlar üzerinde çok etkili olamamaktadır (Huang ve Zhang, 2019: 240). Eğilme davranışı aksenel yüklemeye nazaran daha karmaşıktır. Çünkü elemanın davranışını belirleyen etkenler (yükün elemana nereden uygulandığı, zımba ve geometrisi, zımba hızı vb.) üç nokta eğmeyi karmaşık hale getirmektedir (Wang vd., 2016: 290).

Gerçek hayatta genellikle karşılaşılan 3 nokta eğme ise borunun iki tane destek ve bir tane yük noktası olmak üzere üç farklı noktadan etkilenmesidir. Şekil 2.9. 'da gösterildiği gibi 1 ve 2'nolu elemanlar destek elemanlarının konumu ve 3'nolu eleman ise yük uygulayan zımbanın konumunu göstermektedir. Yükün 3'nolu konumdan "h" mesafesi kadar uygulanması

parçanın deformasyona uğramasını sağlamaktadır. Zimba malzemeyi deforme ederken üst yüzeyde basma, alt yüzeyde ise çekme yükü altındadır (Saha, 2016: 200). 3 nokta eğme davranışı kesitlerdeki kesme kuvvetlerinin ve eğilme momentlerinin de farklı olması sebebiyle basit eğilmeye göre daha karmaşıktır. Bununla birlikte, borulardaki eğme problemlerinin karmaşıklığı nedeniyle, boru formdaki kirişlerin deformasyonu ve enerji absorbe etme yetenekleri üzerine teorik analiz azdır. (Huang ve Zhang, 2018: 472).



Şekil 2.9. Üç nokta eğme (Saha, 2016)

Kaynak: (Saha, 2016: 256).

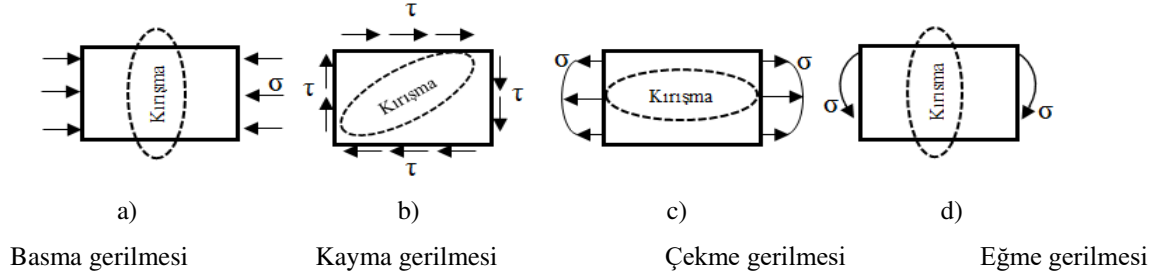
Üç nokta eğme mekanizması Şekil 2.10'daki gibi ilk olarak boru eleman zimba ile sıkıştırılır ve boru eğilmeye başlamasından oluşmaktadır. İkinci aşamada, zimba boru içine tam olarak girmektedir. Daha sonra zimba tam olarak boruya girdiğinde kanatlar havalanmaya başlamaktadır. Kanatların havalanması gerçek bir kazada boru elemanının montaj noktasını deforme eden bir olaydır. İnce cidarlı tüplerin 3 nokta eğilmede eğilme nedeniyle oluşan hasar ve kusurlar araştırma konusu olarak çalışılmaktadır. Bir noktadan etki eden yüke maruz kalan silindirik elemanın deneysel olarak incelenmesi ilk olarak Morris tarafından yapılmıştır (Morris, 1971: 40).



Şekil 2.10. Örnek bir boru profilinin 3 nokta eğmede şekillendirme gösterimi

Kaynak: (Tan vd.,2016: 440).

Eğilme parametreleri ile alakalı olarak borularda genellikle kırışma, et kalınlığında değişim veya kesit bozukluğu ve geri esneme kusurları görülmektedir (Simonetto vd., 2018: 700). İlk olarak kırışma kusuru Şekil 2.11'deki gibi uygulanan yük tipine göre kırışmanın konumu ve şekli değişiklik göstermektedir. Genellikle kırışma basma, kayma, çekme, eğme yükleri altında oluşan gerilmeden dolayı oluşmaktadır (Du vd., 2020:400).



Şekil 2.11. Gerilme türlerinin eleman üzerinde oluşturduğu kırışmalar

Kaynak: (Du vd., 2020: 2).

Boru cidarlarında basınç akma kapasitesinin üstüne çıktığı zaman yüzeyde kırışmalar meydana gelmektedir. Örnek bir dairesel boru bükme uygulamasında meydana gelen kırışma Şekil 2.12'de gösterilmiştir. Borularda eğilme veya basma yükü ana neden olarak görülmektedir (Chegeni vd., 2019: 150). Bükme işleminde dairesel borunun basmaya uğrayan cidarı iç ve dış basınca maruz kalmaktadır. Bu etki kritik bir değerde borunun şekillendirme sınırını ve bükülmenin kalite seviyesini belirlemektedir. Kırışma; malzeme özelliklerine, geometrisine, sınır koşullarına, deformasyona uğrama tipi ve temas koşulları gibi birçok parametreden etkilenmektedir (He vd., 2012: 10).

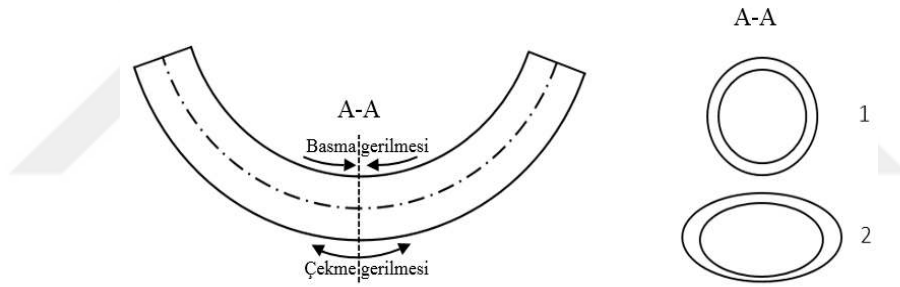


Şekil 2.12. Borularda görülen kırışma kusuru

Kaynak: (He vd., 2012: 5).

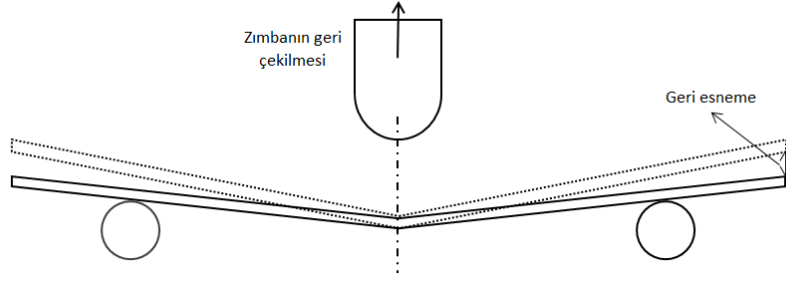
İkinci bir kusur olarak kesit bozukluğu ve et kalınlığındaki değişimdir. Eğmede merkez tarafsız eksen olduğundan dolayı tarafsız eksenin iç ve dış tarafından etki eden gerilme türü birbirinden farklıdır. Malzeme eğilmeye maruz kaldığı zaman, Şekil 2.13'de gösterildiği gibi malzemenin üst yüzeyde basma ve alt yüzeyde ise çekme gerilmesi meydana gelmektedir

(Kuhn ve Medlin, 2000: 998). Malzemeye eğme işlemi uygulandıktan sonra Şekil 2.13'deki A-A kesitinde 2 numaralı formdaki gibi alt cidarda et kalınlığında incelme ve üst cidarda kalınlaşma görülmektedir. Aynı zamanda kesit formunda da bozulmalar meydana gelmektedir (He vd., 2012: 8). Hacmin korunumu yasasına göre malzemenin plastik deformasyon altında hacmi sabit kalmaktadır. Hacmin korunumu yasasına dayanarak malzemenin kesitinde oluşan et kalınlığı ve şekil değişimi incelenmektedir. Et kalınlığındaki değişim kesitin ilk ve deformasyona uğramış formları karşılaştırılarak görülebilir. Eğme yükü altında borular deformasyona uğradığında kesiti genellikle elipse benzer bir şekil almaktadır. Elipse benzeyen kesitin alanı ilk kesit alanından büyükse et kalınlığında incelme meydana gelmektedir. Kesit alanları birbirine eşit ise et kalınlığında bir değişim söz konusu olmamaktadır. Bu nedenle elemanın ilk ve deformasyona uğramış kesitlerindeki şekil değişikliğini inceleyerek malzemenin et kalınlığındaki azalma ve yırtılma tahmin edilebilmektedir (Kalpakjian, 2000: 72). Et kalınlığı değişiminin bir boru elemanın mukavemetini etkilediğinden dolayı önemlidir. (He vd., 2012: 5).



Şekil 2.13. Eğilme sırasında malzemenin kesit formunda meydana gelen değişim.

Malzemelerde yaygın olarak görülen geri esneme malzemenin üzerine zımbanın etki etmesiyle malzemede elastik enerji depolanmaktadır. Zımbanın kaldırılması ile yükün boşaldığında Şekil 2.14'deki gibi elastik enerji deplasman olarak geri dönmektedir. Deformasyon mesafesi arttığında geri esnemenin azaldığı görülmüştür (Aslan ve Karaağaç, 2014: 260). Aynı deformasyon mesafesinde et kalınlığının artmasıyla geri esneme oranı azalmaktadır. Geri esneme şekil verme işlemi bittikten sonra ortaya çıkan ve ürünü şeklindeki değişikliğe yol açan istenmeyen bir etken olarak görünmektedir (Sofuoğlu vd., 2017: 660).



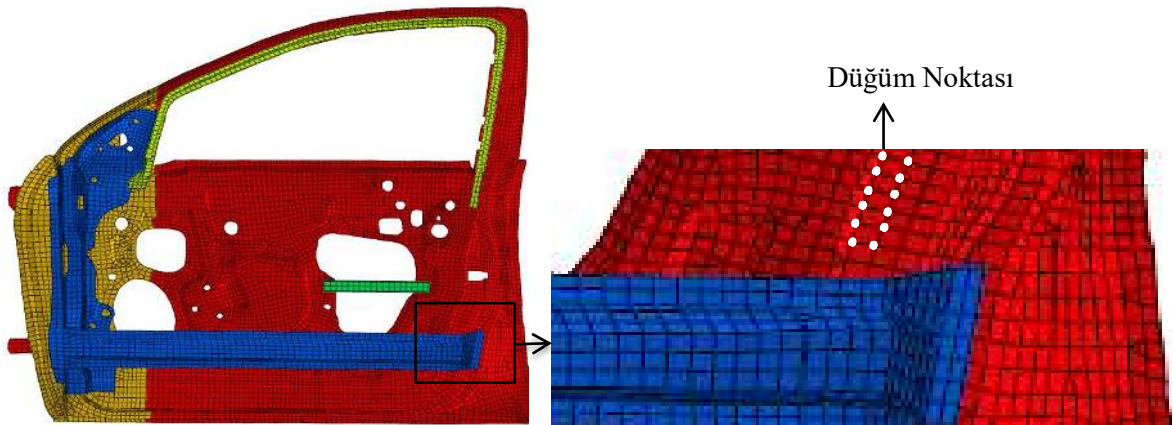
Şekil 2.14. Geri esnemenin şematik olarak gösterimi.

Özet olarak boru profilleri, endüstride için önemli bir üründür. Dikişli borular piyasada daha yaygın olarak kullanılmaktadır. Borular sağladığı hafiflik ve yüksek mukavemet özelliklerinden dolayı otomotiv sektöründe genellikle tercih edilmektedir. Farklı kesitte borular bulunmasına rağmen dairesel ve kare kesitli boruların kullanımı yaygındır. Literatürde dairesel kesitli borular kare kesitli borulara göre enerjiyi daha iyi absorbe ettiği bilgisi bilinmektedir. Otomobil sektöründe borular araçlarda genellikle yan kapı takviye kirişi, ezilme kutusu gibi kazalarda can güvenliğini doğrudan etkileyen kritik noktalar için tasarlandığından dolayı önemlidir. Borular kritik noktalara konulan elemanlar olduğu için uğradığı deformasyon şekli ile kusur ve hasarlar üzerinde yapılan çalışmalar önemli olmaktadır. Örneğin, yan kapı destek kirişi genellikle üç nokta eğmeye maruz kalmaktadır. Bu bağlamda elemanda kırışma, deformasyona uğrayan kesitte şekil değişimi ve geri esneme gibi kusurlar görülebilmektedir. Bu kusurlar kaza sırasında malzemenin performansını etkilemektedir. Malzemenin üç nokta eğme altında sergilediği performansı inceleyerek yapılacak olan tasarımın can güvenliğini daha da arttıracak şekilde tasarlanabileceği görülmüştür.

3. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

Sonlu elemanlar yöntemi günümüzde endüstride bir öngörü sağlamak için kullanılan sayısal bir yöntemdir. Bu yöntem mühendislikte birçok alanda (katı mekanik, sıvı akışı, ısı transferi, elektrik, manyetik vb.) uygulanabilmektedir. Bu alanda temel ihtiyaç olan bilgisayar donanım ve maliyetindeki gelişmeler de bu yöntemin kullanılmasını kolaylaştırmıştır (Bhavikatti, 2005: 5). Sonlu elemanlar yönteminin avantajı deforme olmuş bir parçada hızları, deformasyon sonrası şekillerini, gerilmeleri veya gerilme dağılımları gibi verileri elde edilebilmektedir. Ayrıca, verileri bilgisayara girildikten sonra bu veriler üzerinde değişiklik yapılmasına imkan sağlamaktadır (Kobayashi vd., 1989: 4). Sonlu elemanlar yöntemi ilk olarak bir uçak tasarımında gövde gerilme analizi için kullanılmıştır (First ve Dan Belytschko, 2007: 20).

Bu yöntemde geometri, uygulanan yükler, sınır koşulları birebir modellenmektedir. Sonlu elemanlar yönteminde daha doğru sonuçlar elde etmek için bazı bilinmeyenlere ulaşmak gerekmektedir. Bu bilinmeyenler mühendislik problemlerinde karşımıza çıkan ana bilinmeyenler veya alan değişkenleridir. Bunlar katı mekanikteki yer değiştirmeler, akışkanlar mekaniğindeki hızlar, elektrik mühendisliğindeki elektriksel ve manyetik potansiyeller ve ısı akış problemlerindeki sıcaklıklar gibi birçok bilinmeyen bulunmaktadır. Sonlu elemanlar yönteminde çözülecek olan problem istenilen sıklıkla sonlu parçalara bölünür ve bölünen parçaların herbirine sonlu eleman denilmektedir. Problem elemanlara bölündüğünde oluşan kesişim noktalarına düğüm veya düğüm noktası adı verilmektedir. Bu durum Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Bilinmeyen alan değişkeni, her bir sonlu eleman için fonksiyonlar ile ifade edilmektedir. Bilinmeyen alan değişkenini düğüm noktasının değiştirdiği alan olarak tek bir bilinmeyene indirgenmektedir (Bhavikatti, 2005: 6).



Şekil 3.1. Sonlu elemanlara bölünmüş bir otomobil kapısı

Kaynak: (Simulia, 2014: 11.3.2–8).

Problem düğüm bilinmeyenine kadar indirildikten sonra elemanların genel ve yapısal özellikleri matematiksel olarak bir araya getirilir.

$$[k] \{\delta\} = \{F\} \quad (3.1)$$

Matematiksel olarak bu ilişki Denklem 3.1'deki şekildedir. Denklem 3.1'de $[k]$ rijitlik matrisi, $\{\delta\}$ elemanın düğüm noktasının deplasman vektörü, $\{F\}$ düğüm kuvvet vektörüdür. (Bhavikatti, 2005: 3).

Sonlu elemanlar analizi diferansiyel çözüm mantığından dolayı elle çözümü mümkün olmakla birlikte günümüzdeki problemler oldukça karmaşık olduğundan dolayı elle çözümü çok zaman alacağından dolayı bilgisayar ortamında çözümü gerçekleştirilmektedir. Öncelikle probleme başlarken bir geometriye ihtiyaç duyulmaktadır. Bu geometri tek boyutlu, iki boyutlu, üç boyutlu olarak sonlu elemanlar analizi için tasarlanmaktadır. Sonlu elemanlar yönteminde eleman seçimi genellikle probleme uygulanan gerçek yükleme koşullarına ve istenilen hasssiyet seviyesine göre belirlenmektedir. Elemanın boyutunun (tek, iki veya üç boyutlu) belirlenmesi gereklidir (Logan, 2011: 9).

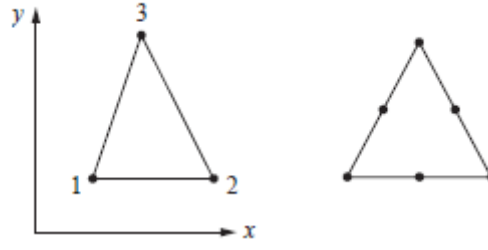
Tek boyutlu elemanlar çubuk ve kiriş elemanlardan oluşmaktadır. Bu elemanlar bir çizgi ile temsil edilmektedir. Elemanlar enine bir kesit alana sahiptir. Bu elemanlar kafes yapıları ve çerçeve tipi yapıların modellenmesinde kullanılır. Doğrusal eleman olarak adlandırılmaktadırlar. Tek boyutlu eleman örneği Şekil 3.2'de görülmektedir.



Şekil 3.2. Tek boyutlu eleman örneği

Kaynak: (Logan, 2011: 10).

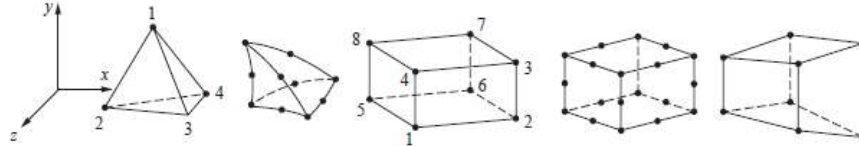
İki boyutlu elemanlar genellikle düzlem oluşturan elemanlardır. Düzleme gelen yükler altında incelenmektedir. Genellikle üçgen elemanlardan oluşmaktadır. Temelde iki boyutlu elemanlar doğrusal elemanların oluşturduğu bir düzlemi ifade etmektedir. Üçgen elemanlar üç, altı, dokuz düğüm noktası barındırabilmektedir. Burada düğüm sayısı interpolasyon derecesine göre belirlenmektedir. İki boyutlu eleman örneği Şekil 3.3'de görülmektedir.



Şekil 3.3. İki boyutlu eleman örneği

Kaynak: (Logan, 2011: 10).

Üç boyutlu elemanlar üçgen piramit başta olmak üzere dört ve altı yüzeye sahiptir. Üç boyutlu problemlerin çözümünde kullanılır. Tek boyutlu eleman örneği Şekil 3.4’de görülmektedir.

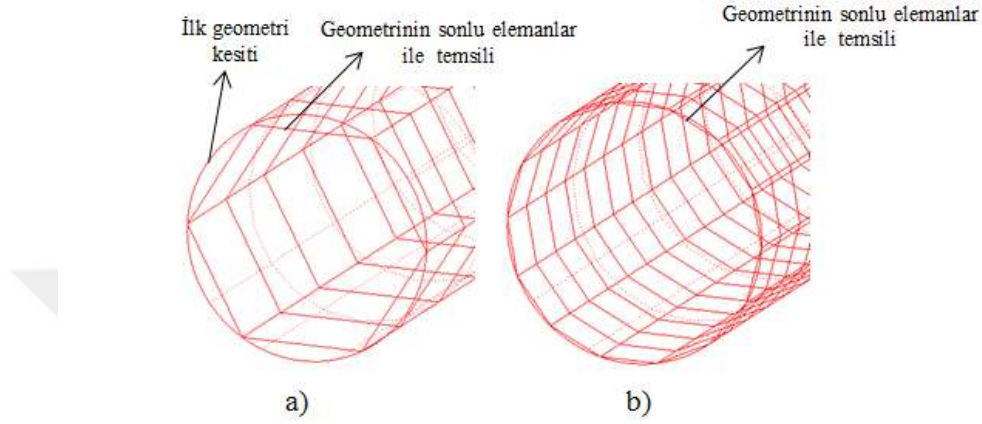


Şekil 3.4. Üç boyutlu eleman örneği

Kaynak: (Logan, 2011: 10).

Sonra bu geometriyi sonlu eleman sayısına bölmek için ağ yapısı (meshing) atanmaktadır. Ağ atama işlemi geometriyi istenilen boyutta parçalara bölerek sonlu elemanları oluşturmaktadır. Ağ atama işlemi sonlu elemanlar analizinde püf noktalardan birisidir. Çünkü atanan ağ geometriyi temsil etmektedir. Otomobil ve uçak sanayisinde kullanılan elemanlar genellikle karmaşık formladırlar. Bu elemanlar daki küçük radyüs geçişleri gibi noktaları temsil etmek için ağ boyutunu iyi vermek gerekmektedir. Eğer boyutu büyük bir ağ atanırsa geometriyi Şekil 3.5 a’daki gibi tam olarak temsil edememektedir. Ancak boyutu küçük bir ağ yapısı atandığında daha fazla eleman ile geometri Şekil 3.5 b’deki gibi daha iyi bir şekilde temsil etmektedir. Daha fazla sonlu elemanın düğüm noktası için deplasman hesaplanacağından hassasiyet belirli bir noktaya kadar attırılmaktadır. Daha sonra problemin fiziksel özelliklerine ve istenilen sonuca uygun malzeme modeli seçilmektedir. Malzeme modeli seçimi sonuç açısından önemli bir parametredir. Çünkü malzeme modelleri genellikle alanlara göre matematiksel olarak modellenmektedir. Yanlış malzeme modeli seçiminde hem istediğimiz parametrelerle karşılaşamayabiliriz. Örneğin; bir malzemeyi termal analiz yapmak için sönümlleme için modellenmiş malzeme modeli seçtiğimizde hem elimizdeki özelliklerle hem de matematiksel olarak da termal analiz için modellenmediğinden yanlış bir seçim olacaktır. Malzeme modellerinde istenilen malzeme özellikleri girilmektedir. Malzeme modellerinde

istenilen malzeme özelliklerinin eksiksiz ve doğru değerler girilmesi problemin doğruluğu için önemlidir (Liu ve Quek, 2013: 300). Daha sonraki adımda ise probleme sınır koşulları uygulanmaktadır. Denklemlerinde çözülmesi ile düğüm noktasındaki bilinmeyenler bulunmaktadır. Elde edilen bu düğüm noktasındaki bulunan değerler kullanılarak istenilen gerilmeler, şekil değişimleri, momentler hesaplanmaktadır.



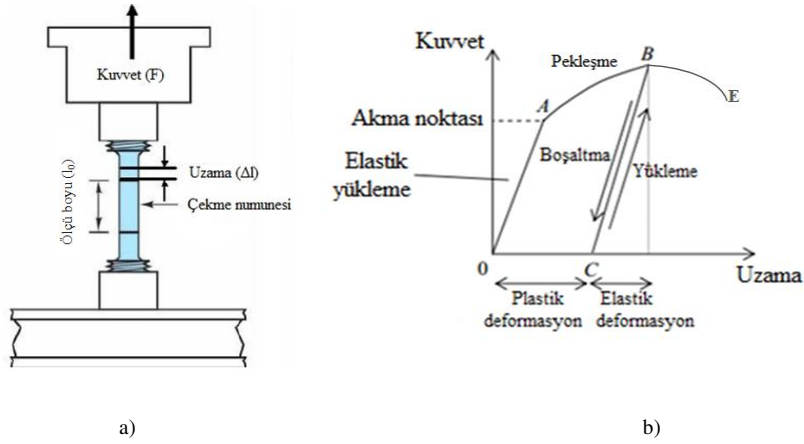
Şekil 3.5. a) Boyutu büyük bir ağ atanarak tanımlanan geometri **b)** Boyutu daha küçük bir ağ atanarak tanımlanan geometri

Bu gerilmeler ve şekil değiştirmeler elastik ve plastik deformasyon sonucu ortaya çıkmaktadır. Elastik deformasyon doğrusal (Lineer) bir deformasyon davranışı olduğundan matematiksel olarak modellemek daha kolay olmaktadır. Plastik deformasyon doğrusal olmayan (Non-Lineer) davranış sergilediğinden ve akma gerilmesinin üstünde çıktığından dolayı matematiksel olarak modellemek zorlaşmaktadır (Kelly, 2013: 242).

Bu şekilde karmaşık olarak yüklenen ve plastik deformasyona uğrayan bir malzemenin davranışını daha iyi anlamak ve malzemenin yük altındaki mekanik özellikleri elde edilmesi gerekmektedir. Bunun için genellikle Şekil 3.6 a’da gösterildiği gibi çekme testi yapılmaktadır. Çekme testinden Şekil 3.6 b’deki gibi Kuvvet-uzama eğrisi elde edilmektedir.

Bu testte malzeme Şekil 3.6 b’ de gösterildiği gibi akma noktasına (A) kadar elastik deformasyona uğramaktadır. Akma noktasının üstüne B noktasına doğru çıkıldığında malzeme plastik deformasyona uğramaktadır. Akma noktasının üstünde uygulanan yük boşaltıldığında malzeme elastik gerilmelerin etkisinden kurtulur. Sadece malzeme üzerinde etki eden plastik gerilmeler kalmaktadır. Buda kalıcı olarak şekil değişimine sebep olmaktadır. Malzeme üzerinde A noktasından B noktasına kadar plastik deformasyon meydana gelmesi için gittikçe daha fazla yük gerekmektedir. Fazla yük gereksinimi pekleşmeden kaynaklanmaktadır. B

noktasında malzeme boyun vermeye başlamaktadır. E noktasında ise kopmaktadır. (Kelly, 2013: 244).



Şekil 3.6. a) Çekme testi şekilsel gösterimi **b)** Çekme testinden elde edilen Kuvvet-Uzama grafiği

Kaynak: (Sönmez, 2015: 29).

Çekme testinden Kuvvet- Uzama grafiği elde edildikten sonra malzemeyi plastik deformasyona maruz bırakan gerilme ve gerinimler elde edilmelidir. Bunun için öncelikle grafik boyuttan bağımsız hale getirilerek gerilme-gerinim eğrisi elde edilmektedir. Öncelikle burada Denklem 3.2'deki gibi kuvvet (F) malzemenin ilk kesit alanına (A₀) bölünerek mühendislik gerilmesi elde edilmektedir.

$$\sigma_m = \frac{F}{A_0} \quad (3.2)$$

Burada malzeme üzerinde çekme gerçekleşirken kesit alanı sürekli değişeceğinden gerçek gerilmeyi bulmak için Denklem 3.3'deki gibi kuvvet (F) mevcut kesit alana (A) bölünerek gerçek gerilme elde edilmektedir.

$$\sigma_g = \frac{F}{A} \quad (3.3)$$

Malzemenin kesit alanı değiştiği gibi uzunluğuda değişmektedir. Malzemenin ilk boyu l₀ ve maximum uzaması ise l olarak tanımlanmaktadır. Malzemenin bu değişimi Denklem 3.4'deki gibi ifade edilmektedir. Burada mühendislik gerinimini (ε_m) yani birim uzunluktaki değişimi ifade etmektedir.

$$\varepsilon_m = \frac{\Delta l}{l_0} = \frac{l - l_0}{l_0} = \frac{l}{l_0} - 1, \quad \frac{l}{l_0} = \varepsilon_m + 1 \quad (3.4)$$

Gerçek gerinme değeri ise ilk uzunluktan maximum uzamaya kadar sürekli değişim halindedir. Burada dl uzunluğunda oluşan bir değişiklik d_ε = dl/l ile Denklem 3.5'deki gibi tanımlanmaktadır.

$$\varepsilon_g = \int_0^{\varepsilon} d\varepsilon = \int_{l_0}^l (dl/l) = \ln(l/l_0) = \ln(1 + \varepsilon_m) \quad (3.5)$$

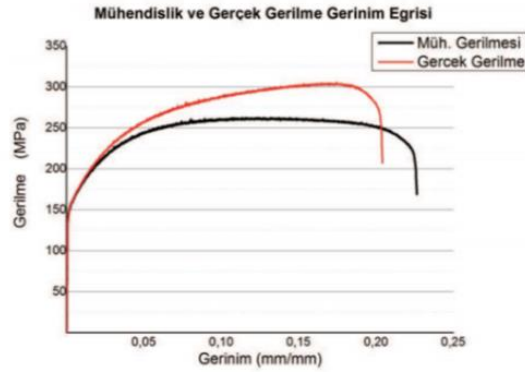
Daha sonra Denklem 3.6'daki gibi hacmin korunumu yasasından faydalarak Denklem 3.7'deki gibi gerçek gerilme değeri bulunmaktadır.

$$A_0 \cdot l_0 = A \cdot l \quad (3.6)$$

$$\sigma_g = \frac{F \cdot l}{A_0 \cdot l_0} \quad (3.7)$$

$$\sigma_g = \sigma_m (1 + \varepsilon_m)$$

Değerler bulunduktan sonra mühendislik ve gerçek gerilme-gerinim değerleriyle Şekil 3.7'deki gibi iki eğri elde edilmektedir. Mühendislik gerilme-gerinim hesaplamalarında malzemenin A_0 değeri sabit kabul edildiğinden dolayı bir fark ortaya çıkmaktadır.



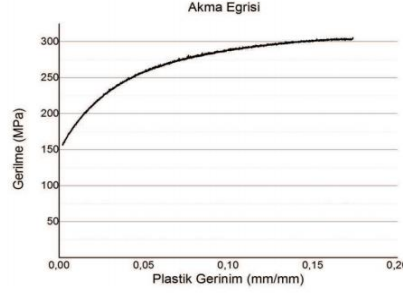
Şekil 3.7. Mühendislik ve gerçek gerilme-gerinim eğrisi

Kaynak: (Sönmez, 2015: 29).

Malzemenin plastik olarak davrandığı plastik bölgeyi elde etmek için grafiğin hiçbir elastik özellik barındırmaması gerekmektedir. Gerilmede akma noktası ile maximum gerilme arasındaki değerler alınmaktadır. Gerinim içerisinde hem elastik hemde plastik gerinim bulunduğundan Denklem 3.8'deki gibi toplam gerinimden elastik gerinimi çıkartarak elde edilmektedir.

$$\varepsilon_p = \varepsilon_t - \varepsilon_e \quad (3.8)$$

Daha sonra bu değerler bulunduğu Şekil 3.8'deki gibi plastik bölgedeki akma eğrisini elde edilmektedir. Plastik bölge ile ilgili parametreler bulunmaktadır.



Şekil 3.8. Gerilme gerinim grafiği üzerinde akma eğrisinin elde edilmesi

Kaynak: (Sönmez, 2015: 30).

Malzeme deformasyona uğrarken iki tipte gerilme ile deforme olmaktadır. Bunlar hidrostatik ve deviatorik gerilmelerdir. Hidrostatik gerilme malzemenin her yönden eşit seviyede gerilmeye uğramasıdır. Bu gerilme türü asal bir gerilme türüdür. Deviatorik gerilme ise malzemenin her yönden eşit seviyede gerilmeye maruz kalmadığı durumdur. Malzemenin plastik deformasyona uğratan gerilme türüdür (Slater, 1977: 91).

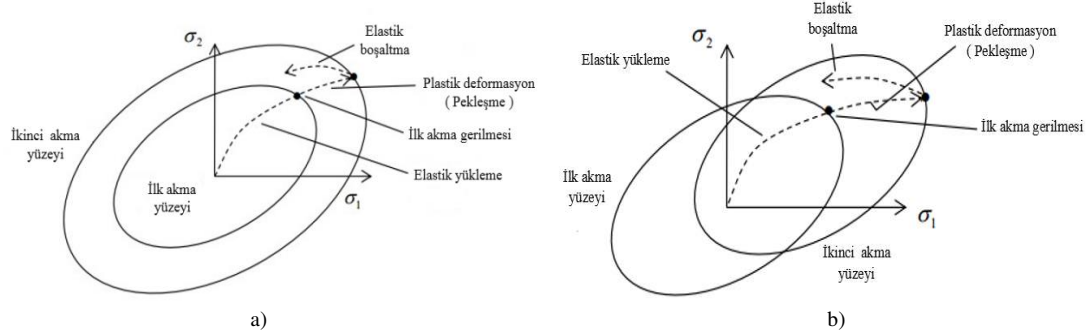
Deformasyona uğrayan bir elemanın gerilme ve gerinim arasındaki ilişkiyi kurmak gerekmektedir. Elastik bölgede bu ilişkiyi Denklem 3.9'daki gibi Hook kanunu ile lineer olarak doğrudan kurulmaktadır. Burada E elastite modülünü temsil etmektedir. Plastik deformasyonda ise gerilme ve gerinim arasındaki ilişkiyi kurmak daha karmaşıktır. Malzemenin plastik davranışı akma kriteri, akma kuralı, pekleşme kuralı üzerine kuruludur. Akma kriteri, malzeme akmaya başladığı zamanda ki gerilme bileşenleri arasındaki bağlantıyı açıklamaktadır. İkinci olarak akma kuralı, gerilme ve gerinim oranı arasındaki ilişkiyi sağlamaktadır. Son olarak malzeme şekil değiştirirken akmanın ilerlemesini tahmin etmek için pekleşme kuralına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu pekleşme kuralları plastite modellerine göre, izotropik ve kinematik olarak farklılık göstermektedirler (Slater, 1977 : 92).

$$\sigma = E\varepsilon \quad (3.9)$$

Plastik deformasyona maruz kalan malzemelerin akma yüzeylerinde pekleşmeden dolayı boyutunda yada konumunda değişiklikler olmaktadır. İzotropik pekleşmede akma yüzeyinde plastik akış oldukça Şekil 9 a'daki gibi yüzey her yönden eşit miktarda şekil değiştirdiği varsayımını kabul etmektedir. (Chen ve Han, 2007: 240).

İzotropik pekleşme bazı malzemeler için uygun olsada yükleme şeklinde akma yüzeyi düzgün bir şekilde genişlediği için kendine özgü kalmaktadır. Çünkü çoğu malzemenin sergilediği Bausehinger etkisine cevap verememektedir. Bausehinger etkisine cevap veren kinematik pekleşmede, plastik deformasyon sırasında akma yüzeyinin, şeklini ve yönünü

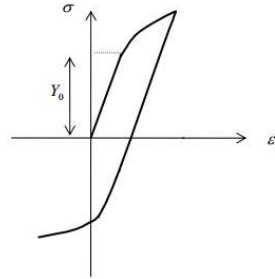
koruyarak Şekil 3.9 b'deki yalnızca konumunu değiştirmektedir. Bu pekleşme kuralı, Bauschinger etkisinin daha kolay hesaplanmasını temin etmektedir (Chen ve Han, 2007: 242).



Şekil 3.9. a) İzotropik pekleşmede akma yüzeyinin değişimi b) Kinematik pekleşmede akma yüzeyinin değişimi

Kaynak: (Kelly, 2013: 302).

Bauschinger etkisi, bir numunenin önce çekme ve daha sonra basma yükü altında plastik deformasyona uğratıldığında malzemenin akma gerilmeleri birbiriyle aynı olmadığı durumu ifade eder. Burada basma yükündeki akma gerilmesi çekme yükündeki akma gerilmesinden daha büyük olacaktır. Akma gerilmesindeki bu değişime Bauschinger etkisi denilmektedir. Bu etki Şekil 3.10' da gösterildiği gibi akma noktasını (Y_0) geçtikten bir miktar sonra basma yüküne maruz kalarak gerçek bir malzemenin tepkisini göstermektedir.



Şekil 3.10. Bauschinger etkisinin grafik üzerinde gösterimi

Kaynak: (Kelly, 2013: 246).

Plastik davranışı modelleyen plastisite modelleri izotropik malzeme-izotropik pekleşme, anizotropik malzeme-izotropik pekleşme ve anizotropik malzeme-kinematik pekleşme kabulü yapan modeller olarak üç ana grupta incelenmiştir.

İlk olarak izotropik malzeme-izotropik pekleşme kabulü yapan Power-Law plastite modelidir. Bu model Denklem 3.10'daki gibi Holloman ifadesi ile tanımlanmaktadır. Plastik şekil değişimi akma eğrisinin tamamına bağlı iken, elastik şekil değişimi yalnızca akma eğrisi

üzerinde elastik bölgedeki gerilme–gerinim durumuna bağlıdır. Bu durum Denklem 3.10’daki gibi gerilme ile plastik gerinim arasındaki ilişkiyi temsil etmektedir.

$$\sigma = K. \epsilon^n \quad (3.10)$$

Denklem 3.10’da K mukavemet katsayısını ve n ise pekleşme üstelini temsil etmektedir (Was, 2016: 400). İzotropik malzeme ve izotropik pekleşme kabulü yapan en yaygın ve eski bir akma kriteri olan Denklem 3.11’deki gibi Tresca(1864) akma kriteridir. Bu kriterde malzemenin elastik bölgeden plastik bölgeye geçmesi için maximum kayma gerilmesini geçmesi gerekmektedir. Tresca’nın akma yüzeyi Şekil 8’deki gibi poligon şeklindedir.

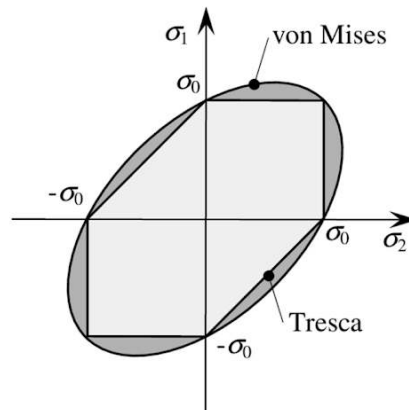
$$\max \left\{ \frac{1}{2} |\sigma_1 - \sigma_2|, \frac{1}{2} |\sigma_2 - \sigma_3|, \frac{1}{2} |\sigma_3 - \sigma_1| \right\} = k \quad (3.11)$$

Tresca akma kriteri Denklem 11’de $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ asal gerilmelerdir. Ayrıca k değeri çekme testinden belirlenmektedir. Akma değerinin yarısına eşittir. İzotropik malzeme-izotropik pekleşme kabulü yapan farklı bir kriterde J_2 olarak adlandırılan Denklem 3.12’deki gibi Von Mises(1913) kriteridir. Bu kriterde hidrostatik gerilmeler plastik akmaya neden olmamaktadır. Elastik bölgeden plastik bölgeye geçmek için elastik enerjinin belli bir kritik değeri aşması gerekmektedir. Von Mises akma kriterinin akma yüzeyi Şekil 8’deki gibi elips bir formdadır. Burada ifade edilen J_2 Denklem 3.13’deki gibi deviatorik gerilmenin ikinci bileşenidir (Esener, 2015: 40).

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2\sigma_y^2 \quad (3.12)$$

$$J_2 = S_{ij}S_{ij} = \frac{2}{3}\sigma_y^2 \quad (3.13)$$

S_{ij} deviatorik gerilme tensörünü ve σ_y ise deviatorik gerilmeyi temsil etmektedir. Tresca ve Von Mises akma kriteri arasındaki fark Şekil 3.11’de görülmektedir. Tresca akma kriterinde akma daha erken başlamaktadır (Çınar, 2006: 5).



Şekil 3.11. Tresca ve Von Mises akma yüzeylerinin şekilsel gösterimi

Kaynak: (Bocko vd., 2017: 7).

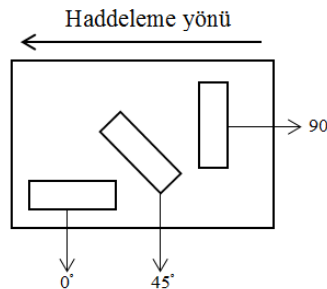
İzotropik malzeme modelinde malzemenin pekleşme parametresinin sınırlı olarak hesaplandığı tespit edilmiştir. Malzeme plastik deformasyona uğradığında malzeme özellikleri yöne göre farklılık göstermektedir. Malzemenin bu şekilde sergilediği davranışa anizotropi denilmektedir. Anizotropi normal (r) ve düzlemsel (Δr) olarak ikiye ayrılmaktadır. Normal anizotropi malzemenin çekilebilirliğinin ve incelmeye karşı gösterdiği direncin bir ölçüsüdür. Düzlemsel anizotropi ise derin çekme ve benzeri operasyonlarda kulaklanmanın bir ölçüsüdür. Böylece gerilme-gerinim arasındaki ilişkisi farklı yönlerde değişmektedir. Bir sacın anizotropik davranışını için 1948'de Jackson, Smith ve Lankford ve 1949'da Dorn tarafından teoriler önerilmiştir. Haddemele yönünde deforme olan bir malzeme deformasyon sırasında anizotropisi değişebilir. Haddelenmiş bir sac levha varsayılarak, bir noktadaki anizotropinin ana eksenleri sacın haddemele yönünde, sacın genişlik ve kalınlık yönündedir (Slater, 1977: 350).

$$r = \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_3} \quad r = \frac{\ln \frac{b}{b_0}}{\ln \frac{t}{t_0}} \quad (3.15)$$

Denklem 3.15'de ε_2 genişlik yönündeki ve ε_3 kalınlık yönündeki gerinim değerlerini ifade etmektedir. Sac metal malzemelerde genişlik ve kalınlık arasındaki boyut farkının çok olmasından dolayı uzunluk ile ölçülmektedir. Burada elastik gerinimlerin ihmal edilebilir olduğu ve metalin sıkıştırılmaz olduğu varsayımı ile Denklem 3.16'daki gibi 3 yöndeki anizotropinin toplamı sıfırdır (Slater, 1977: 380).

$$\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 = 0, \quad -(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) = \varepsilon_3 \quad (3.16)$$

Genellikle 3 noktadan numune alınarak yapılan anizotropi tahmini Şekil 3.12'deki gibi haddemele yönüne 0° , 45° ve 90° olarak kesilen numunelerden elde edilmektedir.



Şekil 3.12. Anizotropi tahmini için alınan numunelerin şekilsel gösterimi.

3 yönde numuneler alındıktan sonra anizotropilerin ortalaması Denklem 3.17'deki gibi normal ve düzlemsel anizotropi için hesaplanmaktadır.

$$r_{normal} = \frac{r_0 + r_{45} + r_{90}}{4}, \Delta r = \frac{r_0 - 2r_{45} + r_{90}}{2} \quad (3.17)$$

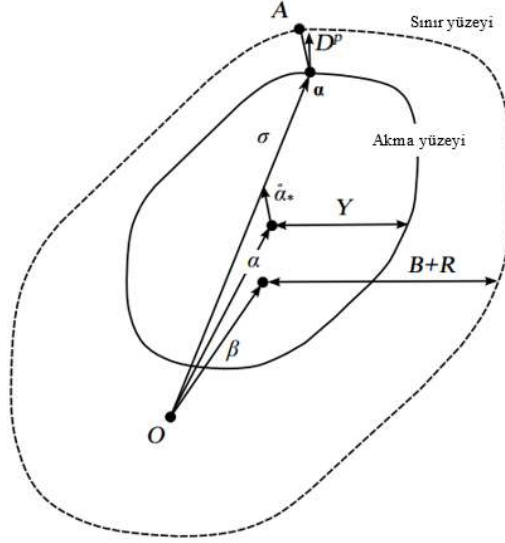
Yaygın olarak kullanılan bir başka model de anizotropik malzeme-izotropik pekleşme kabulü yapan Hill-48 plastite modelidir. Bu model üç ortogonal simetri düzlemini karşılıklı olarak ele almaktadır. Düzlemlerin kesişim noktaları anizotropinin ana noktaları olarak bilinmektedir. Bu akma kriteri izotropik akma kriteri olan Von Mises kriterini ilerleterek anizotropik bir akma kriteri geliştirilmiştir. Bu akma kriteri Denklem 3.18'deki gibi ifade edilmektedir.

$$F(\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + G(\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 + H(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + 2L\sigma_{23}^2 + 2M\sigma_{31}^2 + 2N\sigma_{12}^2 - 1 = 0 \quad (3.18)$$

Denklem 3.18'de F, G, H, L, M, N anizotropinin karakteristik parametreleridir. σ_{11} , σ_{22} , σ_{33} asal gerilmeleri ve σ_{12} , σ_{23} , σ_{31} kayma gerilmelerini temsil etmektedir. Burada Bauschinger etkisi kabulü yapılmadığından dolayı doğrusal parametreleri kapsamamaktadır. Anizotropinin ana eksenleri referans eksenleri olarak kabul edildiğinde bu form geçerli olmaktadır (Hill, 1998). F, G, H, N katsayıları Denklem 3.19'deki gibi Lankford parametreleri (r_0 , r_{45} , r_{90}) ile hesaplanmaktadır (Çınar, 2006: 20).

$$F = \frac{r_0}{r_{90}(1+r_0)}, G = \frac{1}{(1+r_0)}, H = \frac{r_0}{1+r_0}, N = \frac{(r_0+r_{90})(1+2r_{45})}{2r_{90}(1+r_0)} \quad (3.19)$$

Endüstride yaygın olarak kullanılan yakın zamanlarda geliştirilen bir kinematik pekleşme kabulü yapan Yoshida & Uemori plastite modelidir. Bu modelde Şekil 10'daki gibi akma yüzeyi ve sınır yüzeyi olarak iki yüzeye ihtiyaç duyulmaktadır. Deformasyon sırasında akma yüzeyinin boyutu sabit kalıp, merkezi değişmektedir. Sınır yüzeyi ise boyutsal ve konumsal olarak değişiklik göstermektedir. Model; Şekil 3.10'da gösterildiği gibi α^* akma yüzeyinin merkezi ve α ise sınır yüzeyinin merkezidir. β ise yüzeylerin merkezleri arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Y ise akma yüzeyinin boyutunu temsil etmektedir. B + R, sınır yüzeyinin boyutunu ve R ise izotropik sertleşmeyle ilişkilidir (Yoshida & Uemori, 2002). Endüstride özellikle AHSS tipi sac malzemeler için geri esneme tahmininde önemli avantajlar sağlamaktadır (LSTC, 2002: 750).



Şekil 3.13. Yoshida & Uemori plastite akma yüzeyleri

Kaynak: (LSTC, 2002: 754).

Akma yüzeyi ile sınırlayıcı yüzey arasındaki ilişkinin kinematik olarak ilişkisi Denklem 3.20’de ifade edilmektedir.

$$a_* = a - \beta$$

$$a_* = c \left[\left(\frac{a}{Y} \right) (\sigma - a) - \sqrt{\frac{a}{a_*}} a_* \right] \varepsilon^{-p} \quad (3.20)$$

$$a = B + R - Y,$$

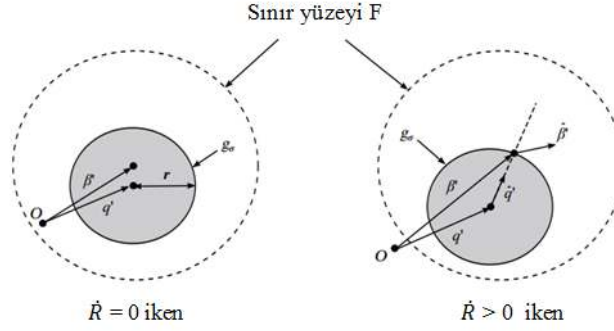
Sınır yüzeyinin boyutunun ve konumunun değişikliği Denklem 3.21’deki gibi tanımlanmaktadır.

$$\dot{R} = k(R_{sat} - R)\dot{\varepsilon}^p,$$

$$\dot{\beta}' = k \left(\frac{2}{3} b D - \beta' \dot{\varepsilon}^p \right), \quad (3.21)$$

$$\sigma_{bound} = B + R + \beta$$

Denklemlerle ifade edilen boyut ve konum değiştirmenin şekilsel olarak ifadesi Şekil 3.11’deki gibidir.



Şekil 3.14. Sınır yüzeyi

Kaynak: (LSTC, 2002: 754).

Modelin önemli bir özelliği de Elastite modülü Bausenger etkisi ile değiştiğinden dolayı Yoshida-Umerio bu durumu Denklem 3.22'deki gibi tanımlamaktadır.

$$E = E_0 - (E_0 - E_A)[1 - \exp(-\zeta \varepsilon^p)] \quad (3.22)$$

Burada E_0 malzemenin başlangıçtaki Elastite modülünü temsil etmektedir. ve E_A ve ζ ise Elastite modülünün değişimini kontrol etmektedir. Bu nedenle, Y-U modeli 9 parametre (Y , B , C , R_{sat} , k , b , m , E_A ve ζ) ile tanımlanabilir (Sönmez, 2016: 30).

Abedrabbo ve arkadaşları çalışmalarında araçlarda çarpışmaya dayanıklı olacağı düşünülen malzemeleri incelemiştir. Bu tüp malzemeler hidroformlama ile elde edilmiştir. Hidroformlamanın verdiği et kalınlığının incelenmesi gibi değişimlerin etkisi üzerinde durulmuştur. Farklı kesitte incelenen malzemeler Power-Law ve Johnson-Cook plastite modelleri ile sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir. Bu araştırma sonucunda DP kalite malzemelerin enerji absorpsiyonunun iyi olduğu görülmüştür. Hidroformlamadan dolayı et kalınlığında azalmanın meydana gelmesi enerji absorpsiyonuna doğrudan etkisi bulunmaktadır.

Huang ve Zhang yaptıkları çalışmada tüplerin üç nokta eğme altında deneysel ve nümerik olarak incelemiştir. Yaptıkları çalışma sonucunda tüpler yanal darbelerde girinti çökmesi ve eğilme olarak iki türlü enerji dağılım mekanizmasına sahip olduğunu görülmektedir. Makalede kare tüplerde girinti çökmesini incelemektedirler. Ve çalışmaları sonucunda mesnetler arası uzaklığın, malzeme et kalınlığının, zımba çapının etkisinin yüksek, kesit boyutunun ise az bir etkiye sahip olduğu görülmektedir. Elde ettikleri bu sonuçları nümerik sonuçlarla doğrulamışlardır.

4. UYGULAMA ÇALIŞMASI

Bu tezde 3 nokta eğmeye maruz kalan yan kapı destek kirişi malzemesi deneysel ve sonlu elemanlar ortamında incelenmiştir. Sonlu elemanlar ortamında Power Law, Hill-48,

Yoshida & Umerio plastite modelleri ile yapılan simülasyon sonuçları deneysel olarak yapılan çalışmalar ile karşılaştırılmıştır. Burada farklı destek aralıklarında malzemenin gösterdiği davranış gözlemlenmiştir. Malzeme olarak DP500 ve DP800 dairesel kesitli boru eleman kullanılmıştır. Farklı plastite modellerinde meydana gelen kusurları doğru tahmin edebilme seviyeleri incelenmiştir.

4.1 Malzemenin Mekanik Özelliklerinin Belirlenmesi

Sac metal malzemeler veya sac metalden imal edilen ürünler (boru vb.) deformasyona uğradığında geri esneme, kesitlerinde şekil bozukluğu, yırtılma, kırılma gibi kusurlar meydana gelmektedir. Bu kusurların daha önceden tahmin edilmesi ve bu kusurlar dikkate alınarak tasarım yapılması önemlidir. Çünkü, bu kusurlara dikkat edilmediği takdirde montajda problemler yaşanabilmektedir. Bundan dolayı kusurların önceden tahmin edilmesi maliyet açısından önemlidir. Kusurların önceden tahmin edilmesinde plastite modelleri içinde malzeme özelliklerinin belirlenmesi gerekmektedir. Malzemelerin mekanik özelliklerinin belirlenmesinde başlıca yorulma, basma ve çekme deneyleri yapılmaktadır. Genellikle tercih edilen deney çekme deneyi olarak görülmektedir. Bu deney belirli standartlara uygun olarak hazırlanan numunenin iki çene arasını ortalayarak tutturulduktan daha sonra numune kopana kadar çekilmesi işlemidir.



Şekil 4.1. Malzemelerin mekanik özelliklerini belirlemek için kullanılan çekme cihazı

Kaynak: (starteknik, 2020: 1).

Çekme işlemi gerçekleşirken yük hücreleri vasıtasıyla kuvvetler, ekstensometre ile uzama verileri elde edilebilmektedir. Daha sonra kuvvet-uzama değerleri üzerinden gerilme-gerinim verileri elde edilerek malzemeye ait mekanik özellikler hesaplanmaktadır. Bu çalışmada kullanılan DP500 ve DP600 malzemelerin mekanik özellikleri Power Law, Hill-48, Yoshida & Umerio plastite modelleri için Tablo 4.1'deki gibidir.

Tablo 4.1. Malzemenin mekanik özellikleri

Malzeme Mekanik Özellikleri		
	DP500	DP800
POWER LAW PLASTİTE MODELİ		
Mukavemet Katsayısı (K)	731.1 MPa	1333 MPa
Pekleşme	0.138	0.19
Akma Gerilmesi	351 MPa	523 MPa
Elastite Modülü	207 GPa	207 GPa
HİLL-48 PLASTİTE MODELİ		
Akma Gerilmesi	351 MPa	523 MPa
Elastite modülü	207 GPa	207 GPa
Pekleşme	0.138	0.19
Ortalama Anizotropi	0.995	0.9
Mukavemet Katsayısı	731.1 MPa	1333 MPa
YOSHIDA-UEMORI PLASTİTE MODELİ		
B	407 MPa	366 MPa
b	196.2 MPa	416 MPa
h	0.753	0.41
C	248.7	51
M	1.005	-
m	-	51.1
R _{sat}	1.84 MPa	137 MPa

Kaynak:(Zang vd., 2011: 5; Yin vd., 2015: 3).

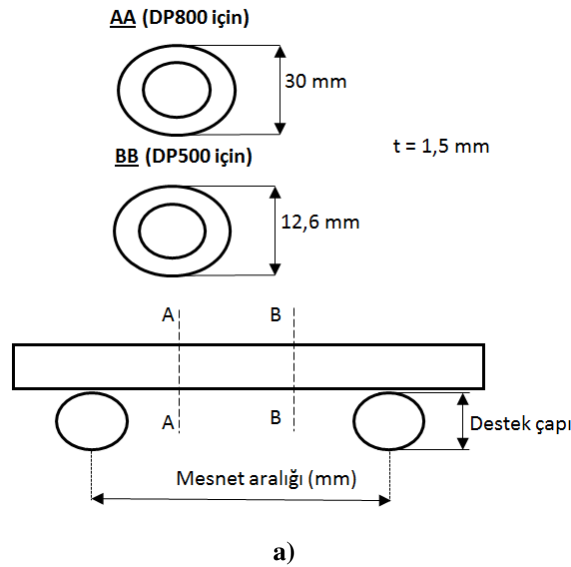
4.2.Deneysel Çalışma

Deneysel çalışmalar öncelikle Şekil 4.2'deki gibi 1000 mm uzunluğunda bulunan dairesel kesitli boruların 250 mm uzunluğunda testere tezgahında parçalara bölünmüştür. Testere tezgahı Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Bölünen parçaların çapakları eğelenerek alınıp üç nokta eğme için hazır hale getirilmiştir. Burada DP500 12.6 mm çapa ve DP800 ise 30 mm çapa sahiptir. Her iki malzemedede 1.5 mm et kalınlığında imal edilmiştir.



Şekil 4.2. Dairesel kesitli boruların parçalara ayrılması

100 kN kapasiteli Shimadzu marka AG-X modeli tezgaha üç nokta eğme aparatı takılarak yapılmıştır. Deneyde kullanılan tezgah Şekil 4.3 b’de gösterilmektedir. Tezgahda kullanılan 3 nokta eğme aparatında kullanılan destekler farklı çalışma aralığına ayarlanabilmektedir. Tezgahta uç yarıçapı 5 mm olan bir zımba ve desteklerin çapı ise 30 mm’ dir. Çalışmalar da 100 mm, 180 mm olarak farklı mesnet aralıkları incelenmiştir. Deney iki tekrarlı olarak yapılmıştır. Zımba hızı 10 mm/dk ve malzemeye uygulanan deplasman ise 50 mm’ dir. DP500 ve DP800 kalitede malzemelere bu parametreler uygulanmıştır.

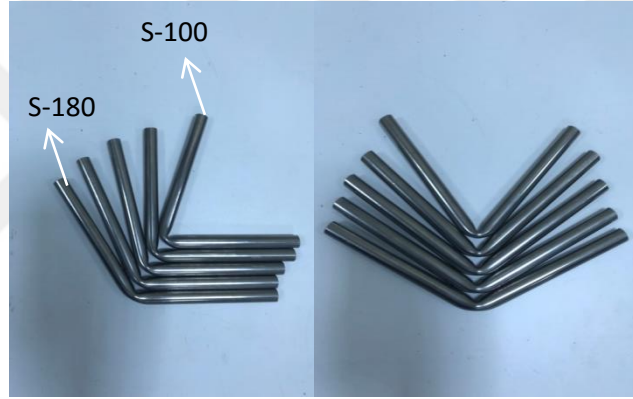




b)

Şekil 4.3. a) Dairesel kesitli boruların çapları ve üç nokta eğme operasyonu gösterimi b) Deneyde numunelerin eğme öncesi ve sonrası.

3 nokta eğme altındaki eğilmeye uğrayan DP500 kalitedeki malzemenin numuneleri Şekil 4.4’de gösterilmiştir.



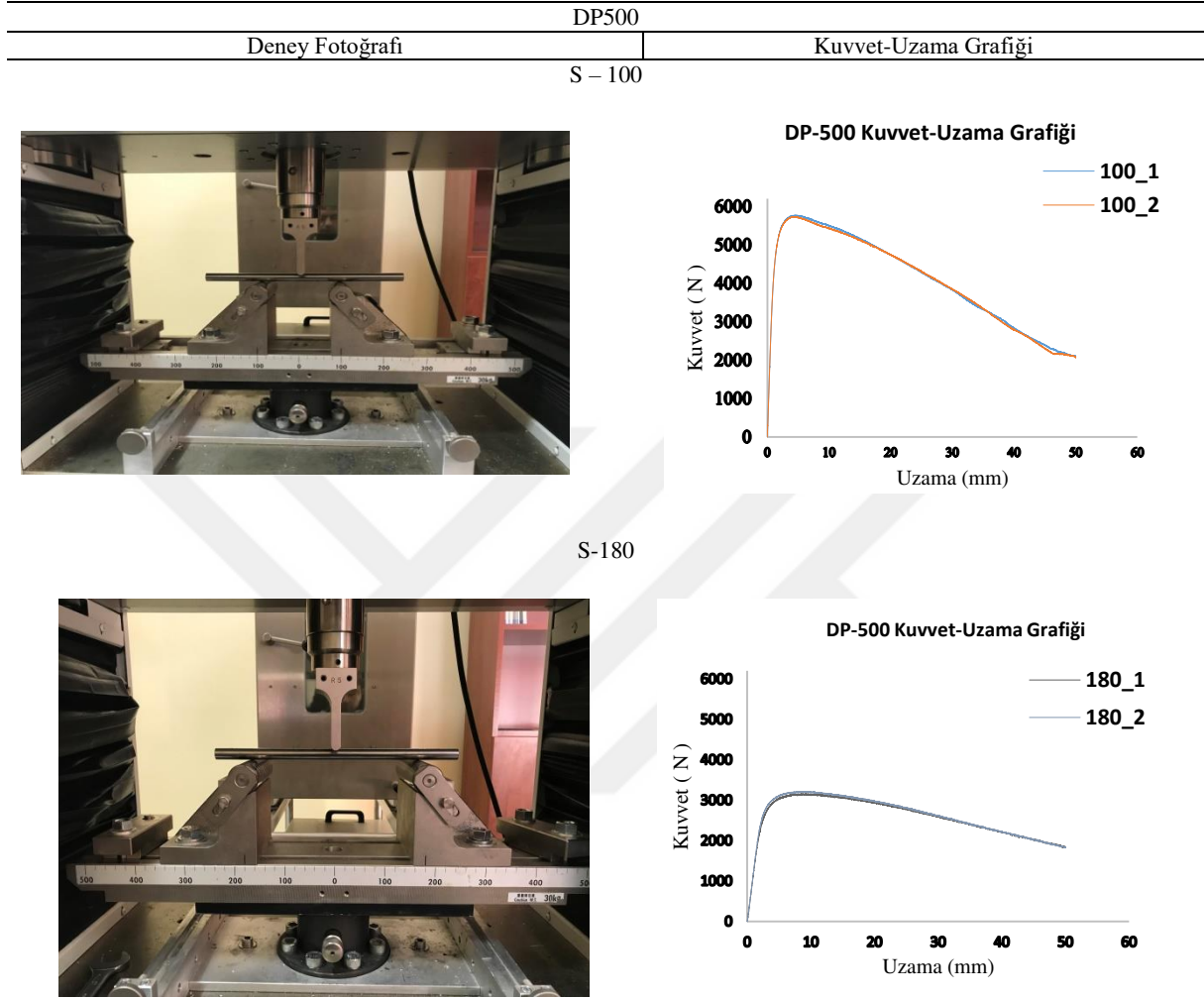
Şekil 4.4. DP500 kalite malzemelerin üç nokta eğme operasyonunda eğilmiş formları.

3 nokta eğme altındaki eğilmeye uğrayan DP800 kalitedeki malzemenin numuneleri Şekil 4.5’ de gösterilmiştir



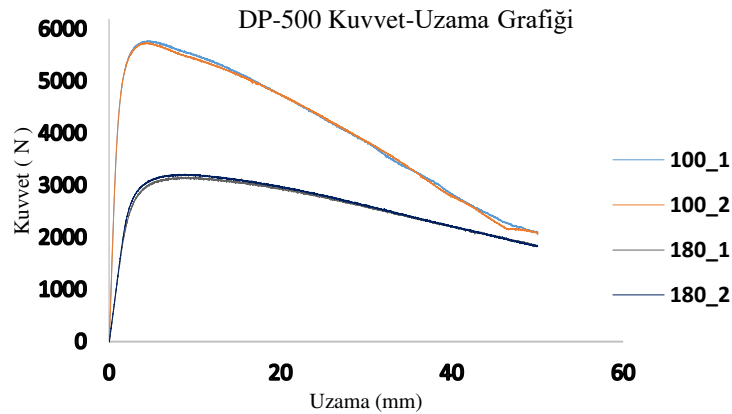
Şekil 4.5. DP800 kalite malzemelerin üç nokta eğme operasyonunda eğilmiş formları.

DP500 kalite malzemelerin üç nokta eğme altında iki adet tekrarlı deneyden elde edilen verilerin kuvvet-uzama grafiği Şekil 4.6’da sunulmuştur. İki kere tekrar edilen deneyde çizdirilen grafikler birbiriyle üst üste gelerek birbirini doğruladığı görülmektedir.



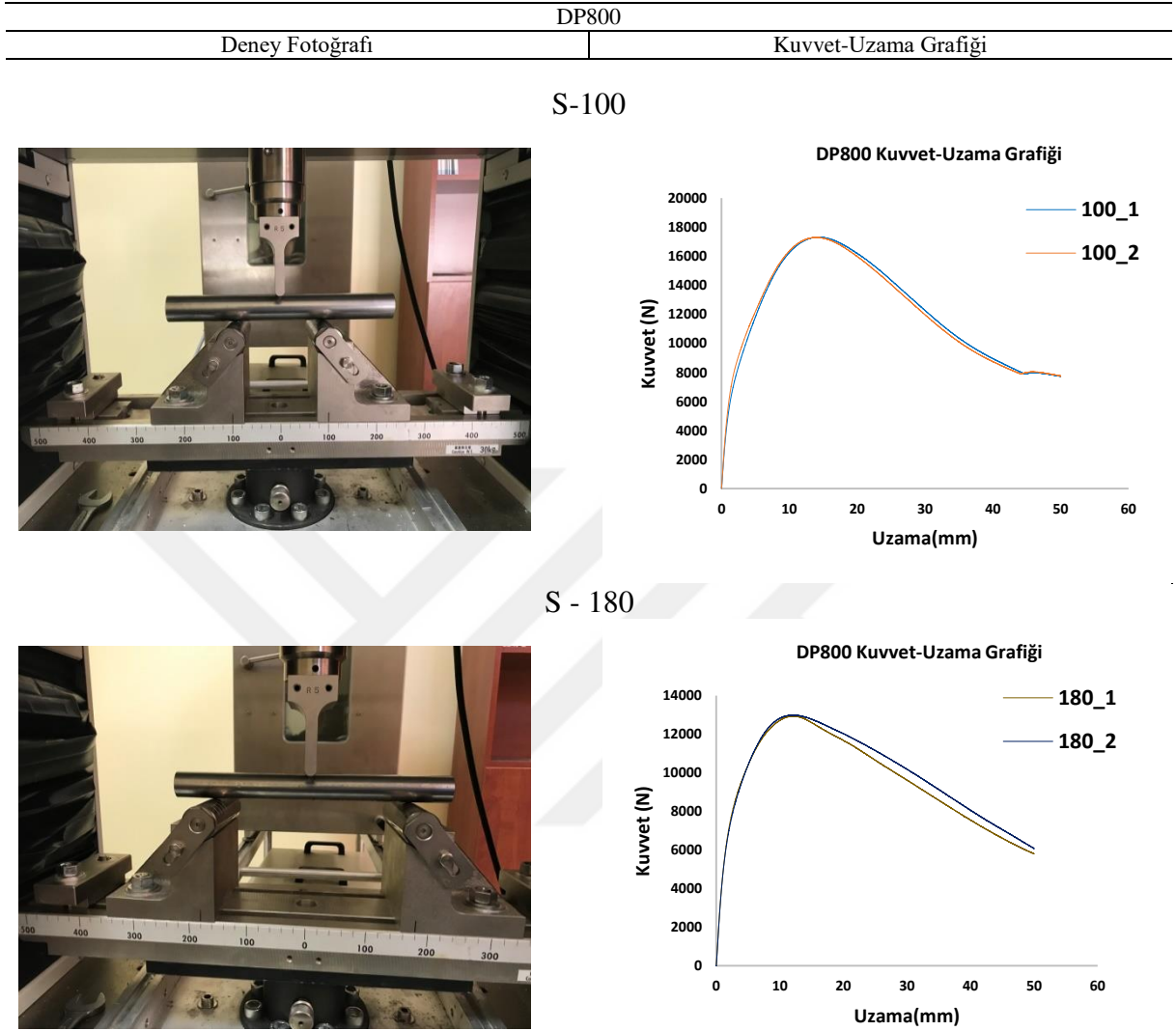
Şekil 4.6. DP 500 kalite malzemenin üç nokta eğme deneyinden elde edilen sonuçlar.

DP500 kalite malzemelerin üç nokta eğme altında destek mesafelerinin grafik üzerinde etkisini ve aralarındaki farkı görmek adına Şekil 4.7’deki gibi gösterilmiştir.



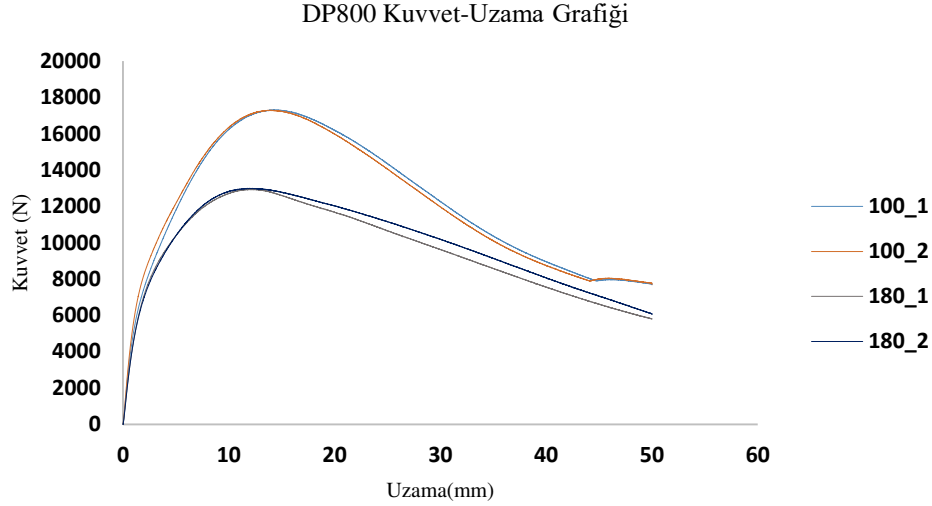
Şekil 4.7. DP500 kalite malzemeden 100, 180 mm mesnet aralığındaki kuvvet uzama değerlerinin karşılaştırılması.

DP800 kalite malzemelerin üç nokta eğme altında iki adet tekrarlı deneyden elde edilen verilerin kuvvet-uzama grafikleri Şekil 4.8’de sunulmuştur.



Şekil 4.8. DP 800 kalite malzemenin üç nokta eğme deneyinden elde edilen sonuçlar.

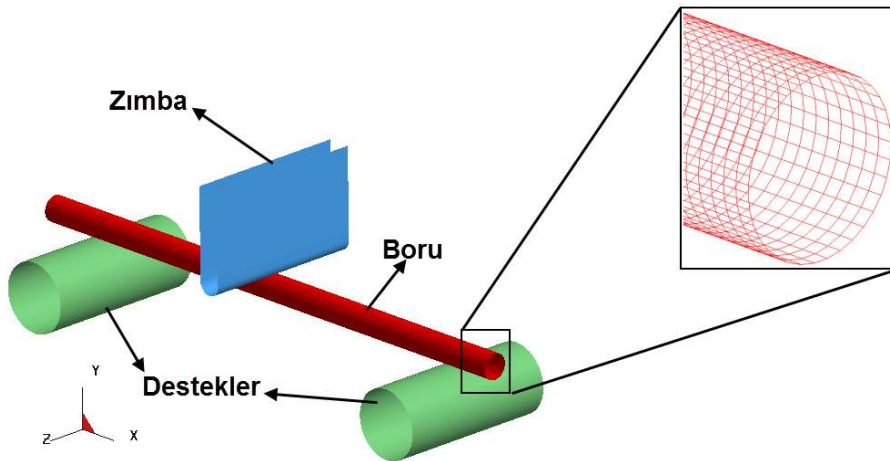
DP800 kalite malzemelerin üç nokta eğme altında destek mesafelerinin grafik üzerinde etkisini ve aradaki farkı Şekil 4.9’da gösterilmiştir.



Şekil 4.9. DP800 kalite malzemeden 100, 180 mm mesnet aralığındaki kuvvet uzama değerlerinin karşılaştırılması.

4.3. Sonlu Elemanlar Analizi

Çalışmanın bu kısmında deneysel olarak yapılan işlem sonlu elemanlar ortamında yapılmıştır. Burada Power Law, Hill-48, Yoshida Umerio plastite modelleri kullanılarak DP500 ve DP800 malzemeleri incelenmiştir. Sonlu elemanlar analizleri için Ls-Dyna ticari yazılım kullanılmıştır. Yazılımda tüm kalıp elemanları kabuk eleman, zımba ve destekler rijit eleman olarak modellenmiştir. Sonlu elemanlar modelinde zımba geometrisinde 392 adet, destek elemanlarda toplam 1008, boru geometrisinde ise DP500’de 8500, DP800’de 22500 kabuk eleman atanmıştır. Eleman boyutu ise 1mm olarak boyutlandırılmıştır. Boru malzemenin eleman boyutu ve 3 nokta eğme prosesi Şekil 4.10’da gösterilmiştir.

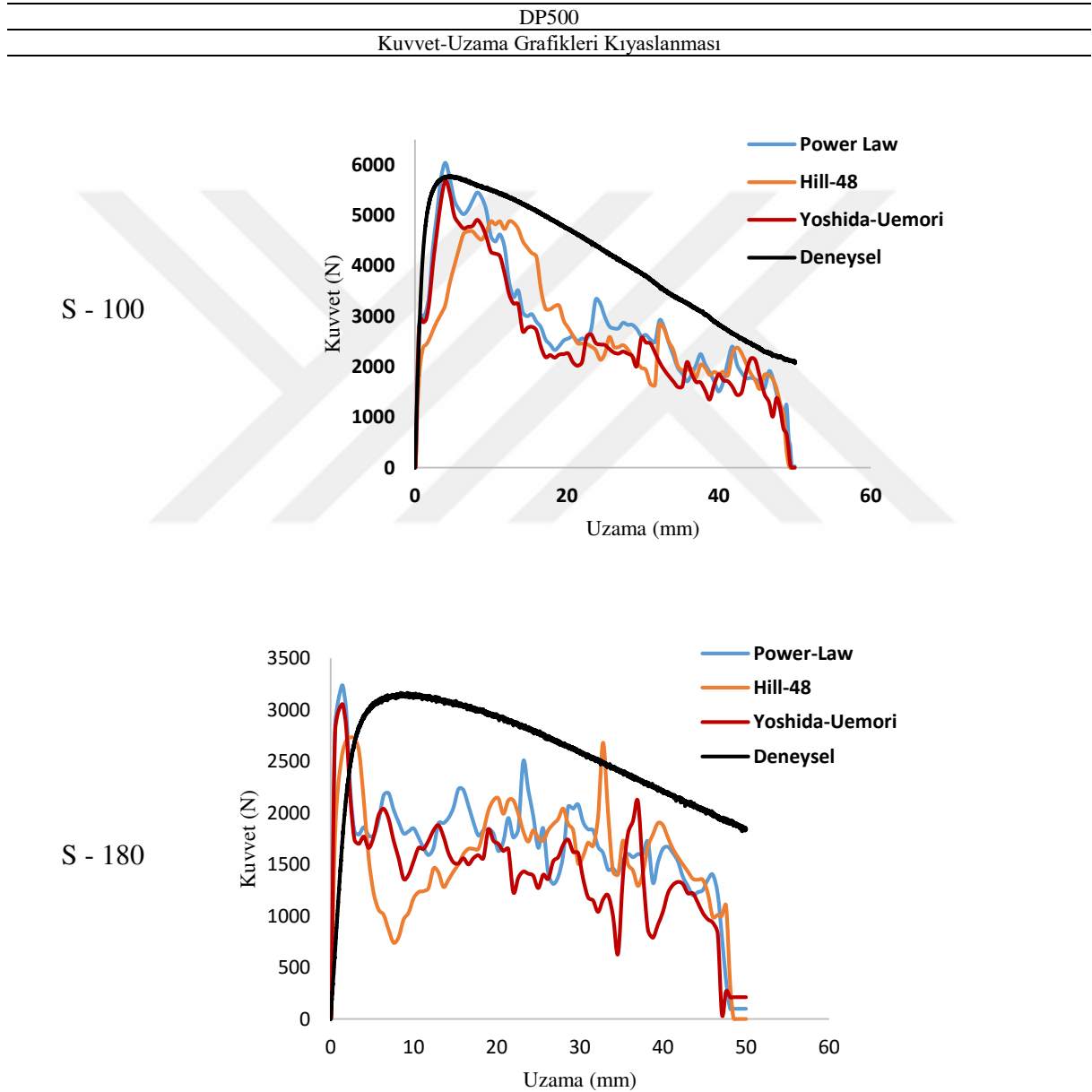


Şekil 4.10. Sonlu elemanlar modeli.

Sonlu elemanlar analizleri kapsamında kalınlık yönünde 7 adet integrasyon kullanılmıştır. Analizler farklı plastite modelleri ile yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda

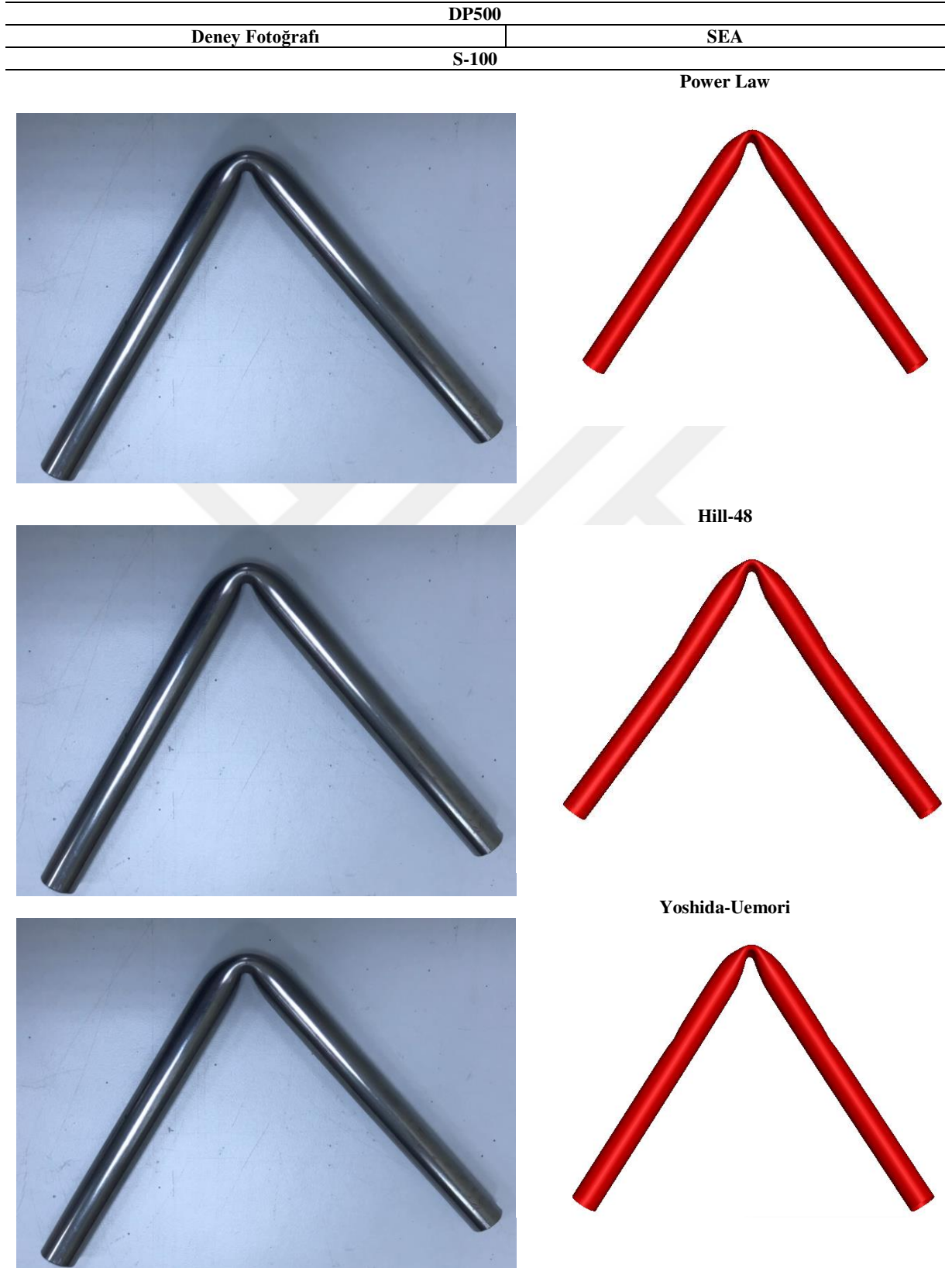
farklı destek mesafelerine göre kuvveti, malzeme formunun değişimi ile ilgili grafikler ve görüntüler elde edilmiştir. Yapılan analizler sonucunda farklı destek mesafelerinde şekillendirme sonrası malzeme formları gösterilmiştir

Üç nokta eğme operasyonundan elde edilen kuvvet-uzama grafikleri, Power Law, Hill-48, Yoshida-Uemori plastite modelleri ile sonlu elemanlar ortamından elde edilen kuvvet-uzama grafikleri DP500 kalite için Şekil 4.11’de karşılaştırılmıştır.

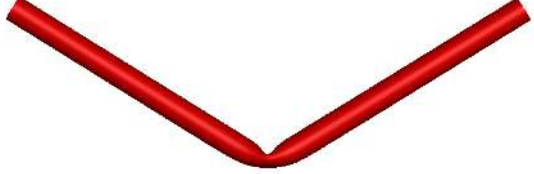
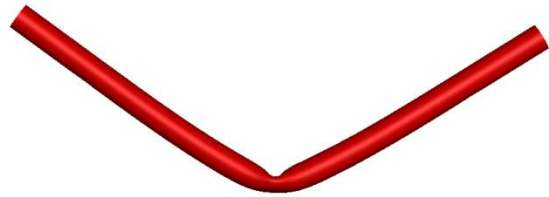


Şekil 4.11. DP 500 kalite malzemenin deneysel ve sonlu elemanlar ortamında farklı plastite modelleriyle kuvvet-uzama grafiklerinin karşılaştırılması.

DP500 kalite malzemenin sonlu elemanlar ve deneysel olarak elde edilen parçaların görüntüleri Şekil 4.12 ve Şekil 4.13’de karşılaştırılmıştır.



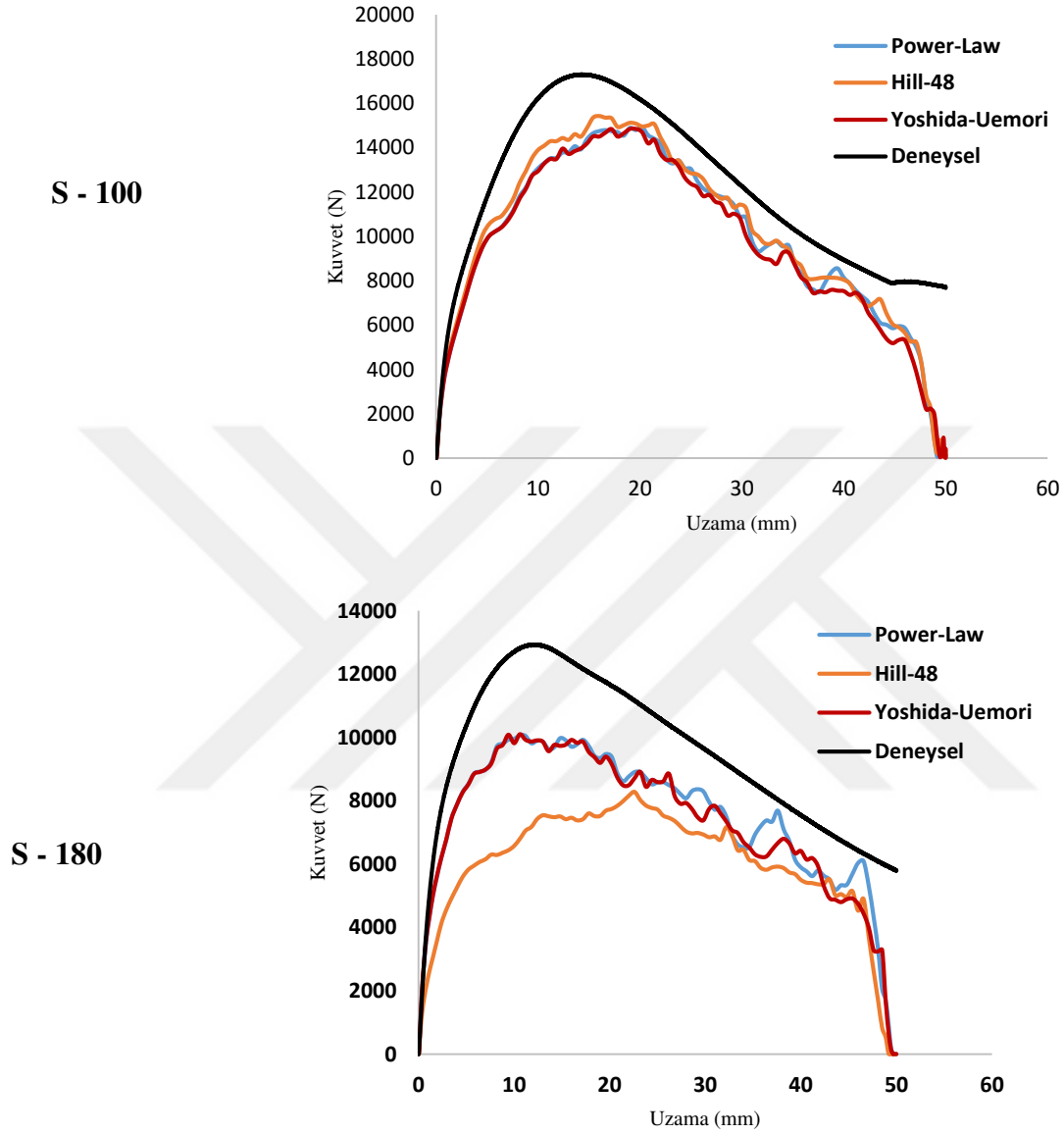
Şekil 4.12. DP 500 kalite malzemenin S-100 mesnet aralığının deneysel ve sonlu elemanlar ortafındaki görüntülerinin karşılaştırılması.

DP500	
Deney Fotoğrafi	SEA
S-180	
Power Law	
	
Hill-48	
	
Yoshida-Uemori	
	

Şekil 4.13. DP 500 kalite malzemenin S-180 mesnet aralığının deneysel ve sonlu elemanlar ortafındaki görüntülerinin karşılaştırılması.

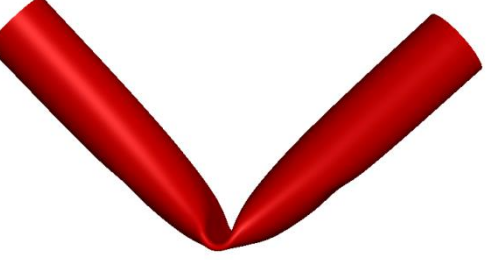
Üç nokta eğme operasyonundan elde edilen kuvvet-uzama grafikleri, Power Law, Hill-48, Yoshida-Uemori plastite modelleri ile sonlu elemanlar ortamından elde edilen kuvvet-uzama grafikleri DP800 kalite için Şekil 4.14’de karşılaştırılmıştır.

DP800
Kuvvet-Uzama Grafikleri Kıyaslanması



Şekil 4.14. DP 800 kalite malzemenin deneysel ve sonlu elemanlar ortamında farklı plastite modelleriyle kuvvet-uzama grafiklerinin karşılaştırılması

DP800 kalite malzemenin sonlu elemanlar ve deneysel olarak elde edilen parçaların görüntüleri Şekil 4.15 ve Şekil 4.16’da karşılaştırılmıştır.

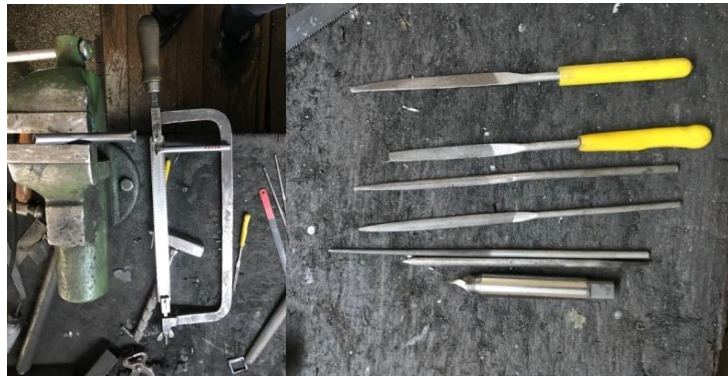
DP800	
Deney Fotoğrafi	SEA
S-100	
Power Law	
	
Hill-48	
	
Yoshida-Uemori	
	

Şekil 4.15. DP 800 kalite malzemenin S-100 mesnet aralığının deneysel ve sonlu elemanlar ortafındaki görüntülerinin karşılaştırılması.

DP800	
Deney Fotoğrafi	SEA
S-180	Power Law
	
	
	

Şekil 4.16. DP 800 kalite malzemenin S-180 mesnet aralığının deneysel ve sonlu elemanlar ortafındaki görüntülerinin karşılaştırılması.

Dairesel borulara üç nokta eğme işlemi uygulandıktan sonra zımbanın elemana temas ettiği noktadan numunelerin deformasyona uğrayan kesitindeki form değişikliğini gözlemlemek için el testeresi ile kesilmiştir. Kesilen numune Şekil 4.17 a’deki gibidir. Kesilen bu numunelerin çapaklarının alınması için saatçi eğesiyle Şekil 4.17 b’deki gibi eğelenmiştir.



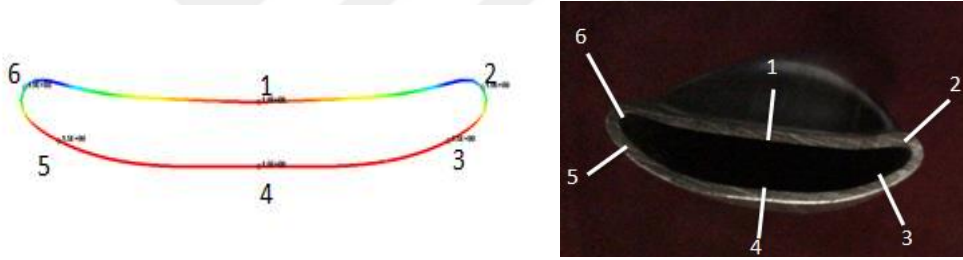
a)



b)

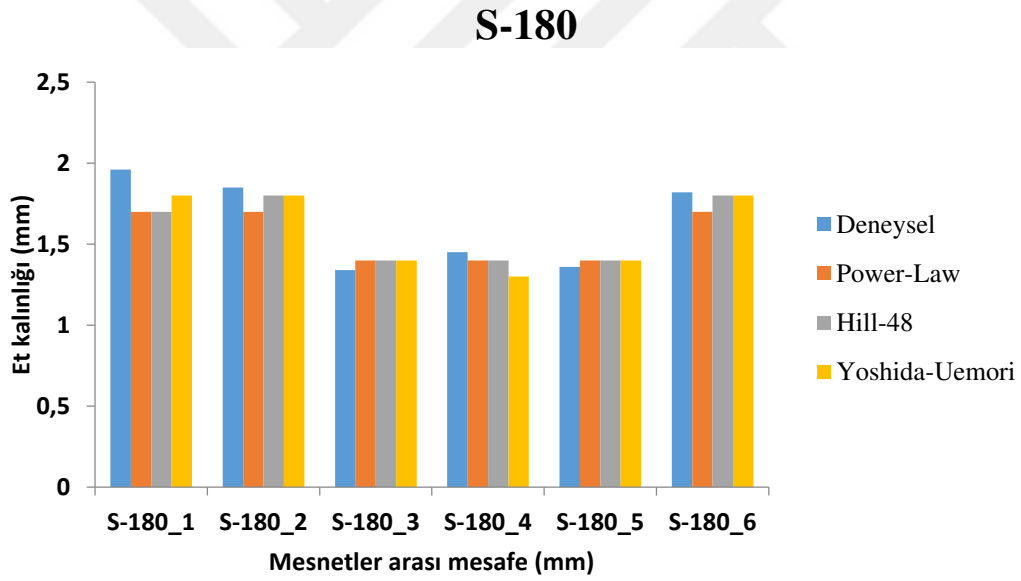
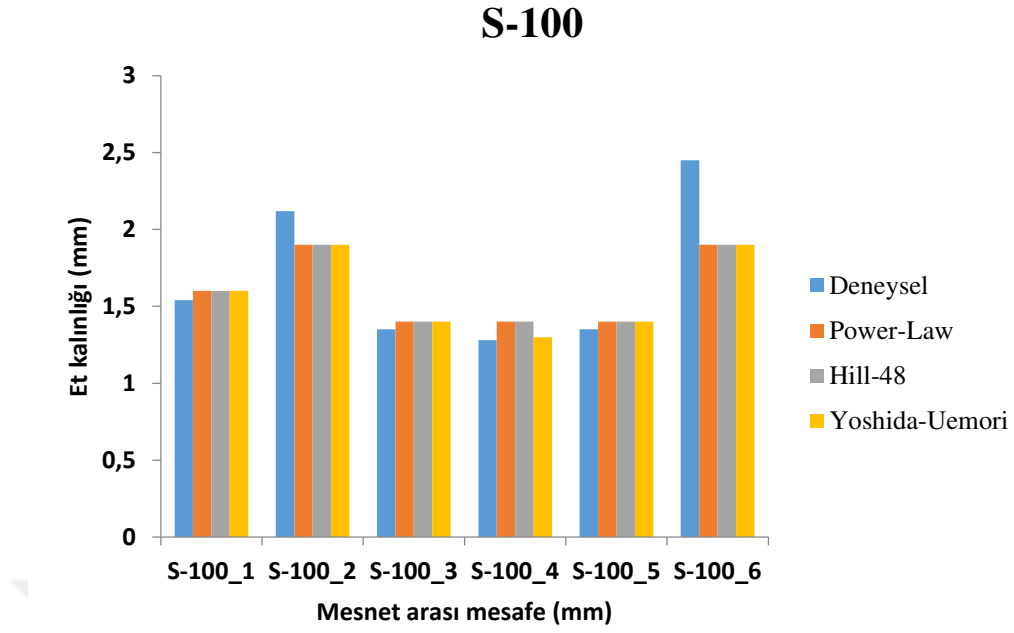
Şekil 4.17. a) Malzemelerin deformasyona uğramış kesit görüntüsünün elde edilişi **b)** Örnek kesit görüntüsü

Bu adımda ise elde edilen kesitler üzerinde altı adet nokta belirlenerek kumpas ile et kalınlıkları ölçülmüştür. Noktaların konumları Şekil 4.18 'de gösterilmiştir. Bu noktalardan alınan değerler Power Law, Hill-48, Yoshida-Uemori plastite modellerinden elde edilen değerlerle karşılaştırılmıştır. Kıyaslamalar Şekil 4.19 ve Şekil 4.20'de gösterilmiştir.



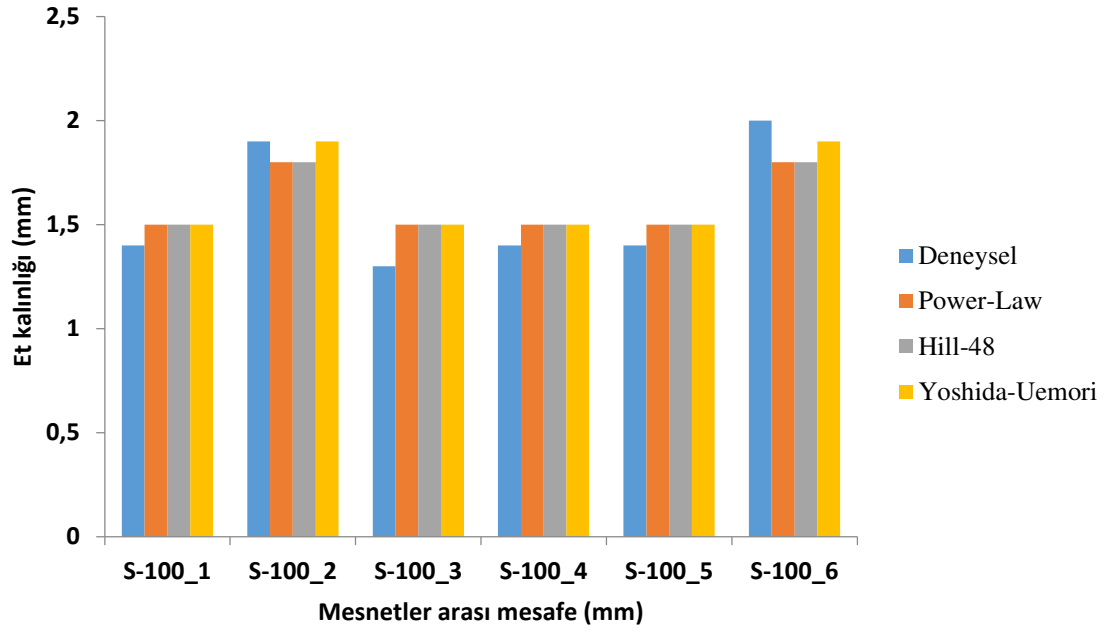
Şekil 4.18. Kesitlerden üzerinden alınan altı adet noktanın konumları

DP500
Et kalınlığının Kıyaslanması

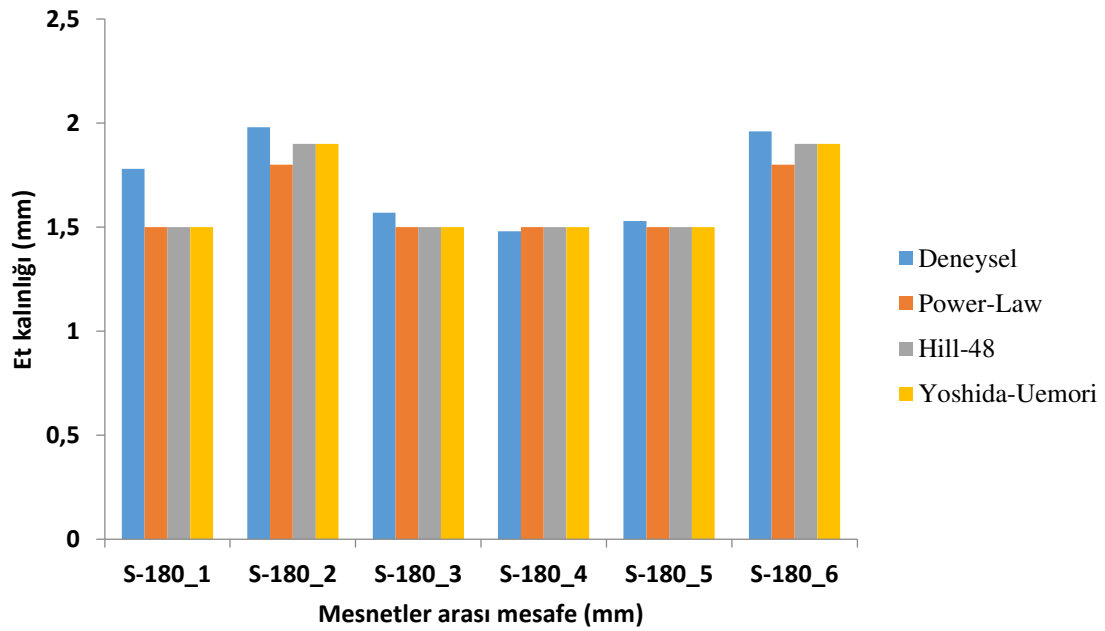


Şekil 4.19. DP 500 kalite malzemenin deneysel ve sonlu elemanlar ortamında farklı plastite modelleriyle elde edilen deformasyona uğrayan kesitlerin et kalınlıklarının karşılaştırılması.

S-100



S-180



Şekil 4.20. DP 500 kalite malzemenin deneysel ve sonlu elemanlar ortamında farklı plastite modelleriyle elde edilen deformasyona uğrayan kesitlerin et kalınlıklarının karşılaştırılması.

5. DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada sac metal malzemeden üretilen dairesel kesitli borular sonlu elemanlar ortamında ve deneysel olarak incelenmiştir. Sonlu elemanlar ortamında plastik davranışını inceleyen malzeme modelleri arasından deneysel sonuçlara yakın olan tahmini bulmak hedeflenmiştir. Yüksek mukavemet ve iyi uzama kabiliyetinden dolayı otomobil parçalarında kullanılan Çift Fazlı (DP) çelikler çalışmada kullanılmıştır. Yan kapı destek kirişi olarak da kullanılan DP kalite malzemelerin otomobillerde can kayıpları açısından ikinci sırada geldiği bilinmektedir. Yapılan araştırmalar ve testlerde yan kapı destek kirişi genellikle üç nokta eğme'ye maruz kaldığı görülmüştür. Bu sebepten dolayı dairesel kesitli DP500 ve DP800 kalite malzemeler üzerinde üç nokta eğme deneyleri yapılmıştır. Çalışmada 100 mm ve 180 mm destek mesafeleri arasında deneysel ve sonlu elemanlar ortamında yapılmıştır. Ayrıca sonlu elemanlar analizlerinde malzemeler ve prosesler için üç farklı malzeme modeli kullanılmıştır. Bu malzeme modelleri izotropik malzeme-izotropik pekleşme kabulü yapan Power Law, anizotropik malzeme - izotropik pekleşme kabulü yapan Hill-48 ve anizotropik malzeme - kinematik pekleşme kabulü yapan Yoshida-Uemori sonlu elemanlar çözümünde kullanılmıştır. Tezde LS-DYNA sonlu elemanlar ticari yazılımı kullanılmıştır. Tezden elde edilen deneysel ve analiz sonuçları karşılaştırılmıştır.

Karşılaştırmalar neticesinde gerçeğe yakın bir sonuç alabilmek için sonlu elemanlar analizinde gerçeğe uygun geometrik model, atanacak ağın hassasiyeti, gerekli malzeme parametrelerinin tam olarak tanımlanması, eleman boyutu ve tipi belirlenmelidir. Plastite modeli seçiminde araştırarak proses için en uygun model tanımlanmalıdır. Deneylerde aynı destek aralığına sahip DP500 ve DP800 eğmek için gerekli olan kuvvetler farklıdır. DP800 kalitedeki malzemeyi eğmek için daha fazla kuvvet gerekmektedir. Ayrıca destekler arası mesafe arttıkça malzemeler daha az kuvvetle eğildiği görülmüştür. Bunun nedeni ise momentin etkisinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Ayrıca destek mesafeleri arttıkça eğilen malzemenin iki kolu arasındaki açı değeri artmaktadır.

Sonlu elemanlar sonuçlarında ise deneye en yakın sonuç Yoshida-Uemori ile tahmin edilmiştir. Fakat Power Law modeliyle de sonuç Yoshida-Uemori modeline yakın sonuçlar elde edilmiştir. Malzemelerde herhangi bir kopma ve yırtılma görülmemiştir.

Tez çalışmasında özet olarak tasarımı veya imalatı yapılacak bir elemanın sonlu elemanlar analizi ile doğru parametreler eşliğinde tahmin edilmesi düşünülmektedir. Sonlu elemanlar ortamında farklı malzeme seçimi ve prosesler yapılabildiğinden deneme-yanılma

yolluyla yapılabilecek maliyet ve zaman açısından önemli hale gelmektedir. Tezde kullanılan Yoshida-Uemori kinematik pekleşme modeli bausenger etkisini baz alarak çözümü gerçekleştirmesinden dolayı daha iyi tahmin edebilme kabiliyetine sahip olduğu fikir edilmektedir. Sonlu elemanlarda plastite modellerinde malzeme geometrileri arasında farklılık görülmektedir. Bunun nedeni ise modellerin özünde olan kabuller olduğu düşünülmektedir. Sonuç olarak sonlu elemanlar analizinde bir elemanın herhangi bir deplasman mesafesinde eğilmesi için gerekli olan kuvvet büyüklüğü gerçeğe yakın olarak tespit edilmiştir.



KAYNAKLAR

- A.J. Morris** (1971). Experimental investigation into the effects of indenting a cylindrical shell by a load applied through a rigid boss, *J. Mech. Eng. Sci.* 13 36–46.
- Acierno, Kaufman** 1998. Crash Injury Mechanisms in Vehicle Mismatch Collisions
- Ahmad, Z., Thambiratnam, D. P., & Tan, A. C. C.** (2010). Dynamic energy absorption characteristics of foam-filled conical tubes under oblique impact loading. *International Journal of Impact Engineering*, 37(5), 475-488
- Alghamdi, A. A. A.** (2001). Collapsible impact energy absorbers: an overview. *Thin-walled structures*, 39(2), 189-213.
- ASLAN, Y., & KARAAĞAÇ, İ.** (2014). V BÜKMEDE GERİ ESNEME DAVRANIŞLARI Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji, 2(3), 255-263.
- Baroutaji, A., Sajjia, M., & Olabi, A. G.** (2017). On the crashworthiness performance of thin-walled energy absorbers: recent advances and future developments. *Thin-Walled Structures*, 118, 137-163.
- Bhavikatti, S. S.** (2005). Finite element analysis. New Age International. 1-7
- Bocko, J., Delyová, I., Sivák, P., & Tomko, M.** (2017). Selection of a Significant Numerical Model of Plasticity for the Purpose of Numerical Analysis of Plastic Reinforcement. *American Journal of Mechanical Engineering*, 5(6), 334-340.
- Calpsan** (2019). New Car Assessment Program. [Erişim: 10.05.2019 <https://www.calpsan.com/portfolio/ncap-changes-2019/>]
- Chegeni, B., Jayasuriya, S., & Das, S.** (2019). Effect of corrosion on thin-walled pipes under combined internal pressure and bending. *Thin-Walled Structures*, 143, 106218.
- Chen, W. F., & Han, D. J.** (2007). Plasticity for structural engineers. J. Ross Publishing. 242-244
- Çınar, G.** (2006). Effects of anisotropy on formability in sheet metal forming (Doctoral dissertation).

Deb, A. (2010). Crashworthiness design issues for lightweight vehicles. Woodhead Publishing. In *Materials, Design and Manufacturing for Lightweight Vehicles* (pp. 332-356)..

Du, B., Xie, J., Li, H., Zhao, C., Zhang, X., & Yuan, X. (2020). Determining factors affecting sheet metal plastic wrinkling in response to nonuniform tension using wrinkling limit diagrams. *Thin-Walled Structures*, 147, 106535

Esener, E. (2015). Plastik Şekil Verme Proseslerinde Form ve Şekillendirme Hatalarının Telafi Edilmesi. Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.

Euroncap (2019). Yan Darbe. [Erişim: 16.04.2019, <https://www.euroncap.com/tr/ara%C3%A7-guevenli%C4%9Fi/derecelerin-a%C3%A7%C4%B1klamalar%C4%B1/yeti%C5%9Fkin-yolcukorumas%C4%B1/yandan-%C3%A7arpmalar/yan-darbe/>]

First, J. Dan Belytschko, Ted. (2007) *A First Course in Finite Element*. Edisi pertama.

Frómeta, D., Lara, A., Molas, S., Casellas, D., Rehrl, J., Suppan, C., ... & Calvo, J. (2019). On the correlation between fracture toughness and crash resistance of advanced high strength steels. *Engineering Fracture Mechanics*, 205, 319-332.

Ghadianlou, A., & Abdullah, S. B. (2013) “Crashworthiness design of vehicle side door beams under low-speed pole side impacts”, *Thin-Walled Structures*, 67, pp. 25-33.

Guillow, S. R., Lu, G., & Grzebieta, R. H. (2001). Quasi-static axial compression of thin-walled circular aluminium tubes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 43(9), 2103-2123.

Guo, L., & Yu, J. (2011). Dynamic bending response of double cylindrical tubes filled with aluminum foam. *International journal of impact engineering*, 38(2-3), 85-94.

Guo, L., Liu, Y., Fu, F., Huang, H. (2019) “Behavior of axially loaded circular stainless steel tube confined concrete stub columns”, *Thin-Walled Structures*, 139, pp. 66-76.

Gupta, N. K., Sekhon, G. S., & Gupta, P. K. (2005). Study of lateral compression of round metallic tubes. *Thin-walled structures*, 43(6), 895-922.

Hashmi, M. S. J. (2006). Aspects of tube and pipe manufacturing processes: meter to nanometer diameter. *Journal of Materials Processing Technology*, 179(1-3), 5-10.

- He, Y., Heng, L., Zhang, Z., Mei, Z. H. A. N., Jing, L. I. U., & Guangjun, L. I.** (2012). Advances and trends on tube bending forming technologies. *Chinese Journal of Aeronautics*, 25(1), 1-12.
- Hill, R.** (1998). *The mathematical theory of plasticity* (Vol. 11). Oxford university press. -318)
- Huang, Z., & Zhang, X.** (2018). Three-point bending collapse of thin-walled rectangular beams. *International Journal of Mechanical Sciences*, 144, 461-479.
- Huang, Z., & Zhang, X.** (2019). Three-point bending of thin-walled rectangular section tubes with indentation mode. *Thin-Walled Structures*, 137, 231-250.
- İffmag.mdm publishing** (2019). New car technology. [Erişim: 15.03.2019 <https://iffmag.mdm publishing.com/new-car-technology-part-1/>]
- Jun, T. S., Song, W. H., Park, J. Y., & Hur, D. C.** (2018). A comparison of mechanical properties and residual stresses of line pipes sized by expansion and compression process. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 163, 1-7.
- Kalpakistan, S.** (2000). *Mechanical Testing for Metalworking Processes*. Materials Park, OH: ASM International, 2000., 70-78.
- Kayacan, R.** (2015) "3 Nokta Eğme Deney Raporu", Süleyman Demirel Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Isparta, Türkiye.
- Kelly, P.** (2013). *Solid Mechanics Part II: Engineering Solid Mechanics* small strain. The University of Auckland. 241-243-246-301:303
- Kobayashi, S., Oh, S. I., & Altan, T.** (1989). *Metal forming and the finite-element method* (Vol. 4). Oxford University Press on Demand.1-5
- Koyama, Y., & Toyooka, T.** (2000). High Strength and High Elongation Tubular Products" HISTORY Steel Tube" with Good Bendability. KAWASAKI STEEL TECHNICAL REPORT-ENGLISH EDITION-, 55-57.
- Kuhn, H., & Medlin, D.** (2000). *Asm handbook. volume 8: Mechanical testing and evaluation*. ASM International, Member/Customer Service Center, Materials Park, OH 44073-0002, USA, 2000. 998.

- Lee, J., Kim, D., Quagliato, L., Kang, S., & Kim, N.** (2017). Change of the yield stress in roll formed ERW pipes considering the Bauschinger effect. *Journal of Materials Processing Technology*, 244, 304-313.
- Li, M. F., Chiang, T. S., Tseng, J. H., & Tsai, C. N.** (2014) “ Hot stamping of door impact beam. *Procedia Engineering*”, 11th International Conference on Technology of Plasticity, 19-24 October 2014, Nagoya Congress Center, Nagoya, Japan, pp. 1786-1791.
- Lim, T. S.** (2002) “Mechanically fastened composite side-door impact beams for passenger cars designed for shear-out failure modes”, *Composite structures*, 56, 2, pp 211-221.
- Liu, G. R., & Quek, S. S.** (2013). *The finite element method: a practical course*. Butterworth-Heinemann.
- Livermore Software Technology Corporation (LSTC).** (2002). *LS-DYNA Keyword User's Manual, Volume II, Material Models*.
- Logan, D. L.** (2011). *First course in finite element method*, si. Mason, OH: South-Western, Cengage Learning.
- Lu, G., & Yu, T. X.** (2003). *Energy absorption of structures and materials*. Elsevier.
- M. A., Gürgen, S., Çakır, F. H., & Orak, S.** (2017). Springback behavior of AA6082T6 tubes in three-point bending operation. *Procedia Engineering*, 182, 658-664.
- Mallick, P. K.** (2010). *Overview* . Woodhead Publishing , 1-32.
- Nikkhah, H., Baroutaji, A., Olabi, A. G.** (2019) “Crashworthiness design and optimisation of windowed tubes under axial impact loading”, *Thin-Walled Structures*, 142, pp. 132-148.
- Oliver, C.** (2010) “ Dual Phase Steel Characterization for Tube Bending and Hydroforming Applications”, University of Windsor, Mechanical, Automotive & Materials Engineering, MSc Thesis.
- Pavlina, E. J., Van Tyne, C. J., Hertel, K.** (2008) “Hydraulic bulge testing of dual phase steel tubes produced using a novel processing route”, *Journal of materials processing technology*, 201,1-3, pp. 242-246.
- Radha Krishna Nemani, D., & Arakerimath, R.** (2015) “Taguchi Based Design Optimization of Side Impact Beam for Energy Absorption”, *International Journal for Advanced Research in Engineering and Technology*, 3, pp.100-104.

- Reyes, A., Hopperstad, O. S., & Langseth, M.** (2004). Aluminum foam-filled extrusions subjected to oblique loading: experimental and numerical study. *International journal of solids and structures*, 41(5-6), 1645-1675
- Sadighi, A., Eyvazian, A., Asgari, M., Hamouda, A. M.** (2019) “A novel axially half corrugated thin-walled tube for energy absorption under Axial loading”, *Thin-Walled Structures*, 145, 106418.
- Saha, P. K.** (2016). *Aerospace manufacturing processes*. CRC Press.
- Shaharuzaman, M. A., Sapuan, S. M., Mansor, M. R., & Zuhri, M. Y. M.** (2018). Passenger car’s side door impact beam: a review. *Journal of Engineering and Technology*, 9(1), 1-22.
- Shim, D. S., Kim, K. P., & Lee, K. Y.** (2016). Double-stage forming using critical pre-bending radius in roll bending of pipe with rectangular cross-section. *Journal of Materials Processing Technology*, 236, 189-203.
- Simonetto, E., Venturato, G., Ghiotti, A., & Bruschi, S.** (2018). Modelling of hot rotary draw bending for thin-walled titanium alloy tubes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 148, 698-706.
- Simulia, D. S.** (2014). *Abaqus 6.14 EXAMPLE PROBLEMS GUIDE VOLUME II: OTHER APPLICATIONS AND ANALYSES*
- Slater, R. C.** (1977). *Engineering and Plasticity: Theory and Application to Metal Forming Processes*. Macmillan International Higher Education. 90-92
- Sofuoğlu, M. A., Gürgen, S., Çakır, F. H., & Orak, S.** (2017). Springback behavior of AA6082T6 tubes in three-point bending operation. *Procedia Engineering*, 182, 658-664.
- Sönmez, E.** (2015). Metal şekillendirme işleminde geri esneme tahmininin deneysel ve sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmesi.
- Sparkelectrodes** (2019). *QUALITY ASSURANCE*. [Erişim: 15.03.2019 <http://www.sparkelectrodes.co.in/quality-assurance>]
- Tan, K. S., Wong, S. V., & Megat Ahmad, M. M. H.** (2016). DEVELOPMENT OF HIGH FIDELITY FINITE ELEMENT MODEL OF MOTORCYCLE TELESCOPIC FRONT FORK. *International Journal of Simulation Modelling (IJSIMM)*, 15(3).

- Tarlochan, F., Samer, F., Hamouda, A. M. S., Ramesh, S., & Khalid, K.** (2013). Design of thin wall structures for energy absorption applications: enhancement of crashworthiness due to axial and oblique impact forces. *Thin-Walled Structures*, 71, 7-17.
- Wagner, L., Larour, P., Lackner, J., Schauer, H., & Berger, E.** (2019, November). Characterizing axial crash foldability of AHSS & UHSS sheets by means of L-profile compression tests. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 651, No. 1, p. 012014). IOP Publishing.
- Wang, Z., Li, Z., & Zhang, X.** (2016). Bending resistance of thin-walled multi-cell square tubes. *Thin-Walled Structures*, 107, 287-299.
- Was, G. S.** (2016). *Fundamentals of radiation materials science: metals and alloys*. springer. 587
- Yin, Q., Tekkaya, A. E., & Traphöner, H.** (2015). Determining cyclic flow curves using the in-plane torsion test. *CIRP Annals*, 64(1), 261-264.
- Yoon, T. H., Kim, H., Heo, C., & Kwon, J.** (2016). An experiment and FE simulation for the development of a SPFC1180 AHSS one-body door impact beam about a car side collision. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 17(1), 81-89.
- Yoshida, F., & Uemori, T.** (2002). A model of large-strain cyclic plasticity describing the Bauschinger effect and workhardening stagnation. *International journal of plasticity*, 18(5-6), 661-686.
- Youtube** (2019). 2012 Honda CR-V | Frontal Oblique Offset (35% Overlap, Driver) Crash Test by NHTSA. [Erişim: 15.05.2019 https://www.youtube.com/watch?v=X5u_uFfDV0]
- Yuan, L., & Kyriakides, S.** (2014). Liner wrinkling and collapse of bi-material pipe under bending. *International Journal of Solids and Structures*, 51(3-4), 599-611.
- Zang, S. L., Thuillier, S., Le Port, A., & Manach, P. Y.** (2011) “ Prediction of anisotropy and hardening for metallic sheets in tension, simple shear and biaxial tension”, *International Journal of Mechanical Sciences*, 53, 5, pp. 338-347.