

T.C.
BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**ALÜMİNYUM 6060 ALAŞIMININ ÜÇ NOKTA EĞME YÜKLEMESİ ALTINDAKİ
KARAKTERİSTİĞİNİN FARKLI PROSES PARAMETRELERİ İLE DENEYSEL VE
NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

DEVİRAN DEMİR

TEZ DANIŞMANI
DOÇ. DR. EMRE ESENER

İKİNCİ DANIŞMANI
DR. ÖĞR. ÜYESİ BORA ŞENER

BİLECİK, 2023

10565446

T.C.
BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**ALÜMİNYUM 6060 ALAŞIMININ ÜÇ NOKTA EĞME YÜKLEMESİ ALTINDAKİ
KARAKTERİSTİĞİNİN FARKLI PROSES PARAMETRELERİ İLE DENEYSEL VE
NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

DEVİRAN DEMİR

TEZ DANIŞMANI
DOÇ. DR. EMRE ESENER

İKİNCİ DANIŞMANI
DR. ÖĞR. ÜYESİ BORA ŞENER

BİLECİK, 2023

10565446

BEYAN

“Alüminyum 6060 Alaşımının Üç Nokta Eğme Yükleme Altındaki Karakteristiğinin Farklı Proses Parametreleri ile Deneysel ve Nümerik Olarak İncelenmesi” adlı yüksek lisans tezinin hazırlık ve yazımı sırasında bilimsel araştırma ve etik 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, aksinin tespit edileceği muhtemel durumlarda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Bu çalışmanın, Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP), TÜBİTAK veya benzeri kuruluşlarca desteklenmesi durumunda; projenin ve destekleyen kurumun adı proje numarası ile birlikte, ETİK KURUL onayı alınması durumunda ise ETİK KURUL tarih karar ve sayı bilgilerinin beyan edilmesi gerekmektedir.	
DESTEK ALINMIŞTIR	DESTEK ALINMAMIŞTIR X
Destek alındı ise;	
Destekleyen kurum;	
Desteğin Türü	Proje Numarası
1- BAP (Bilimsel Araştırma Projesi)	
2- TÜBİTAK	
Diğer;.....	
ETİK KURUL onayı var ise;	
ETİK KURUL karar tarih/sayı:	/.....

Devran DEMİR

.../.../2023

İmza

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının gerçekleşmesinde yardımlarını, görüşlerini ve değerli bilgilerini hiçbir zaman benden esirgemeyen değerli danışmanım Sayın Doç. Dr. Emre ESENER'e katkı ve emeklerinden dolayı kendisine teşekkürü bir borç bilirim.

İkinci danışmanım Sayın Dr. Öğr. Üyesi Bora ŞENER'e de çalışmalarım süresince göstermiş olduğu destek ve ilgilerinden dolayı teşekkür ederim.

Çalışmalarım süresince hayatım boyunca sabırları ile birlikte hem maddi hem de manevi desteklerini benden esirgemeyen ve her zaman yanımda duran aileme teşekkür ederim.



ÖZET

ALÜMİNYUM 6060 ALAŞIMININ ÜÇ NOKTA EĞME YÜKLEMESİ ALTINDAKİ KARAKTERİSTİĞİNİN FARKLI PROSES PARAMETRELERİ İLE DENEYSEL VE NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ

Bu çalışmada, 6060 alüminyum alaşımı profil yapılarının üç nokta eğme yükü altındaki deformasyon davranışları deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Bu doğrultuda, özellikle otomobillerde çarpışmalara karşı güvenliği arttırmak amacıyla kullanılan çarpışma kritik profil yapılarının kullanımı incelenmiştir. Tez çalışması kapsamında, yamuk ve elips olmak üzere iki farklı kesit geometrisine sahip olan AA6060 alaşımı 100mm, 160mm ve 200mm mesnet aralıkları ve 5mm ve 10mm zımba yarıçapları kullanılarak üç nokta eğme deneyleri gerçekleştirilmiştir ve deneysel çalışmalar sonucunda kuvvet-uzama eğrileri ile et kalınlığındaki değişimler deneysel olarak elde edilmiştir. Deneysel çalışmalar sonucunda mesnetler arası mesafeler arttığında malzemenin eğilmesi için gerekli olan kuvvetin daha az olduğu, kesit geometrilerinin farklılıkları nedeniyle yamuk profilin eğilmesi için gerekli olan kuvvetin elips profilli kesit geometrisine sahip profile göre daha fazla olduğu tespit edilmiştir. Çalışmanın ikinci adımında ise Piecewise Linear Plasticity, 3-Parameter Barlat, σ - tabanlı Hill-48 ve r - tabanlı Hill-48 plastisite modelleri kullanılarak sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiş ve kuvvet-uzama eğrileri, kalınlık değerleri ve şekillendirilmiş ürün formları deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalar sonucunda ise kuvvet-uzama eğrilerinin ve ürün formlarının deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Darbe kirişi, Alüminyum alaşımları, Sonlu elemanlar analizleri, Üç nokta eğme

ABSTRACT

INVESTIGATION OF THE CHARACTERISTICS OF AA6060 ALLOY UNDER THREE POINT BENDING USING EXPERIMENTAL AND NUMERICAL METHODOLOGIES WITH DIFFERENT PROCESS PARAMETERS

In this study, the deformation behavior of 6060 aluminum alloy profile structure under three-point bending load was investigated experimentally and numerically. In this respect, the use of crash-critical profile structures, which are used to increase safety against collisions, especially in automobiles, are examined. Within the scope of the thesis, three-point bending tests were carried out using AA6060 alloy, which has two different cross-section geometries, trapezoidal and elliptical, with 100mm, 160mm and 200mm support spans and 5mm and 10mm punch radius has been obtained experimentally. As a result of the experimental studies, it has been determined that the force required for bending of the material is less when the distances between the supports spans increase, and the force required for the bending of the trapezoidal profile is higher than the profile with the elliptical profile section geometry due to the differences in the section geometries. In the second step of the study, finite element analyses were performed using Piecewise Linear Plasticity, 3-parameter Barlat, σ -based Hill-48 and r -based Hill-48 plasticity models, and force-elongation curves, thickness values and shaped product forms were compared with the experimental results. σ -based Hill-48 and r -based Hill-48 plasticity models, and force-elongation curves, thickness values and shaped product forms were compared with the experimental results. As a result of the comparisons, it was determined that the force-elongation curves and product forms were compatible with the experimental results.

Keywords: Impact beam, aluminium alloy, finite element analysis, three point bending

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖN SÖZ	i
ÖZET	ii
ABSTRACT	iii
İÇİNDEKİLER	iv
TABLolar LİSTESİ	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	vi
KISALTMALAR VE SİMGELER LİSTESİ	xii
1.GİRİŞ	1
2.PROFİL YAPILARI	9
3.SONLU ELEMANLAR ANALİZİ	17
4.UYGULAMA ÇALIŞMASI	24
4.1 DeneySEL Çalışmalar	24
4.2 Sonlu Elemanlar Analizleri.....	36
5.DEĞERLENDİRME	64
KAYNAKÇA	66

TABLÖLAR LİSTESİ

Sayfa

Tablo 4.1 Üç nokta eğme deneyi hesaplama parametreleri	37
Tablo 4.2 Alüminyum 6060 alaşımının mekanik özellikleri	38



ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 Meydana gelen kazaların oranları	1
Şekil 1.2 A) Ön ve B) yan çarpışmada araçların sahip olduğu yapı	2
Şekil 1.3 NCAP Standartına göre gerçekleştirilen yandan çarpma testi	3
Şekil 1.4 Yan kapı darbe kirişinin üç nokta eğme benzetimi	3
Şekil 1.5 Darbeye maruz kalmış darbe kirişi.....	4
Şekil 1.6 Araç üzerinde darbe kirişleri.....	5
Şekil 1.7 a) Dairesel b) Panel geometriye sahip darbe kirişleri	7
Şekil 2.1 Farklı kesit geometrisine sahip profiller	9
Şekil 2.2 Ekstrüzyon prosesi.....	9
Şekil 2.3 Dairesel kesit geometrisine sahip profil üretim aşamaları.....	10
Şekil 2.4 İnce cidarlı profillere uygulanan yükleme tipleri ve araç üzerinde bulunan elemanlara gelen yük tipleri.....	11
Şekil 2.5 Eksenel yükleme şematik gösterimi	12
Şekil 2.6 Eğik yükleme şematik gösterimi	12
Şekil 2.7 Yanal yükleme şematik gösterimi	13
Şekil 2.8 Üç nokta eğme düzeneği.....	14
Şekil 2.9 Üç nokta eğme durumunda malzeme üzerinde oluşan gerilme dağılımı.....	14
Şekil 2.10 Meydana gelen gerilme türlerinin eleman üzerinde oluşturduğu kırışmalar ve konumları	15
Şekil 2.11 Örnek bir elemanın kesit formunda meydana gelen değişiklik.....	15
Şekil 2.12 Geri esneme şematik gösterimi	16
Şekil 3.1 Örnek Sonlu Elemanlar Modeli.....	18
Şekil 3.2 Yandan çarpışma testine ait a) sonlu elemanlar modeli ve b) meydana gelen hasar	19
Şekil 3.3 Sonlu eleman analizinde kullanılan eleman tipleri a) Tek boyutlu b) iki boyutlu ve c) üç boyutlu	20

Şekil 3.4 Sonlu elemanlar analizi iş akış şeması	21
Şekil 4.1. Üç nokta eğme deneyi test düzeneği	24
Şekil 4.2 Deney numunelerine ait kesit geometrileri	25
Şekil 4.3 İki farklı kesit geometrisine sahip deforme olmamış profiller.....	25
Şekil 4.4 Elips kesit geometrisinin R5 zımba yarıçapı için farklı mesnet mesafelerinde deforme olmuş formları.....	26
Şekil 4.5 Yamuk kesit geometrisinin R5 zımba yarıçapı için farklı mesnet mesafelerinde deforme olmuş formları	26
Şekil 4.6 Yamuk kesit geometrisinin R10 zımba yarıçapı için farklı mesnet mesafelerinde deforme olmuş formları.....	27
Şekil 4.7 Yamuk kesit geometrisinin R10 zımba yarıçapı için farklı mesnet mesafelerinde deforme olmuş formları	27
Şekil 4.8. Elips geometrisi S100 mesnet mesafesinde yırtılma formu a) R5 zımba yarıçapı ve b) R10 zımba yarıçapı.....	28
Şekil 4.9. Elips geometrisi S100 mesnet mesafesi ve R5 zımba yarıçapı için elde edilen grafik	29
Şekil 4.10. Elips geometrisi S160 mesnet mesafesi ve R5 zımba yarıçapı için elde edilen grafik	29
Şekil 4.11. Elips geometrisi S200 mesnet mesafesi ve R5 zımba yarıçapı için elde edilen grafik	30
Şekil 4.12. Elips geometrisi S100 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı için elde edilen grafik	30
Şekil 4.13. Elips geometrisi S160 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı için elde edilen grafik	31
Şekil 4.14. Elips geometrisi S200 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı için elde edilen grafik	31
Şekil 4.15. Elips geometrisi S100 mesnet mesafesi ve R5 zımba yarıçapı için elde edilen grafik	32

Şekil 4.16. Elips geometrisi S160 mesnet mesafesi ve R5 zımba yarıçapı için elde edilen grafik	32
Şekil 4.17. Elips geometrisi S200 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı için elde edilen grafik	33
Şekil 4.18. Elips geometrisi S100 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı için elde edilen grafik	33
Şekil 4.19. Elips geometrisi S160 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı için elde edilen grafik	34
Şekil 4.20. Elips geometrisi S200 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı için elde edilen grafik	34
Şekil 4.21. Elips geometrisi farklı mesnet mesafeleri ve R5 zımba yarıçapı için elde edilen grafik.....	35
Şekil 4.22. Elips geometrisi farklı mesnet mesafeleri ve R10 zımba yarıçapı için elde edilen grafik.....	35
Şekil 4.23. Yamuk geometrisi farklı mesnet mesafeleri ve R10 zımba yarıçapı için elde edilen grafik.....	36
Şekil 4.24. Yamuk geometrisi farklı mesnet mesafeleri ve R10 zımba yarıçapı için elde edilen grafik.....	36
Şekil 4.25. a) Elips ve b)Yamuk geometrileri için sonlu elemanlar modeli.....	37
Şekil 4.26. S100 mesnet mesafesi ve R5 zımba yarıçapı elips kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması.....	39
Şekil 4.27. S160 mesnet mesafesi ve R5 zımba yarıçapı elips kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması.....	39
Şekil 4.28. S200 mesnet mesafesi ve R5 zımba yarıçapı elips kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması.....	40
Şekil 4.29. S100 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı elips kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması	40
Şekil 4.30. S160 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı elips kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması	41

Şekil 4.31. S200 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı elips kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması	41
Şekil 4.32. Elips kesit geometrisine sahip profilin S100 mesnet aralığı ve R5 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması	42
Şekil 4.33. Elips kesit geometrisine sahip profilin S160 mesnet aralığı ve R5 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması	43
Şekil 4.34. Elips kesit geometrisine sahip profilin S200 mesnet aralığı ve R5 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması	44
Şekil 4.35. Elips kesit geometrisine sahip profilin S100 mesnet aralığı ve R10 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması.....	45
Şekil 4.36. Elips kesit geometrisine sahip profilin S160 mesnet aralığı ve R10 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması.....	46
Şekil 4.37. Elips kesit geometrisine sahip profilin S200 mesnet aralığı ve R10 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması.....	47
Şekil 4.38. S100 mesnet mesafesi ve R5 zımba yarıçapı yamuk kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması	48
Şekil 4.39. S160 mesnet mesafesi ve R5 zımba yarıçapı yamuk kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması	48
Şekil 4.40. S200 mesnet mesafesi ve R5 zımba yarıçapı elips yamuk geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması	49
Şekil 4.41. S100 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı yamuk kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması	49
Şekil 4.42. S160 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı yamuk kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması	50
Şekil 4.43. S200 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı yamuk kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması	50
Şekil 4.44. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin S100 mesnet aralığı ve R5 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması.....	41
Şekil 4.45. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin S160 mesnet aralığı ve R5 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması.....	52

Şekil 4.46. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin S200 mesnet aralığı ve R5 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması.....	53
Şekil 4.47. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin S100 mesnet aralığı ve R10 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması.....	54
Şekil 4.48. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin S160 mesnet aralığı ve R10 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması.....	55
Şekil 4.49. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin S200 mesnet aralığı ve R10 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması.....	56
Şekil 4.50. Kesilen elips kesit geometrisine sahip profiller	57
Şekil 4.51. Kesilen yamuk kesit geometrisine sahip profiller	57
Şekil 4.52. Kesit geometrisi alınan profillerin et kalınlığı ölçümü için seçilen noktalar	58
Şekil 4.53. Elips kesit geometrisine sahip profilin et kalınlıkları arasındaki ilişkinin S160 mesnet aralığı ve R5 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması	59
Şekil 4.54. Elips kesit geometrisine sahip profilin et kalınlıkları arasındaki ilişkinin S160 mesnet aralığı ve R10 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması	59
Şekil 4.55. Elips kesit geometrisine sahip profilin et kalınlıkları arasındaki ilişkinin S200 mesnet aralığı ve R5 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması	60
Şekil 4.56. Elips kesit geometrisine sahip profilin et kalınlıkları arasındaki ilişkinin S200 mesnet aralığı ve R10 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması	60
Şekil 4.57. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin et kalınlıkları arasındaki ilişkinin S100 mesnet aralığı ve R5 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması	61
Şekil 4.58. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin et kalınlıkları arasındaki ilişkinin S100 mesnet aralığı ve R10 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması	61

Şekil 4.59. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin et kalınlıkları arasındaki ilişkinin S160 mesnet aralığı ve R5 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması	62
Şekil 4.60. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin et kalınlıkları arasındaki ilişkinin S160 mesnet aralığı ve R10 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması	62
Şekil 4.61. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin et kalınlıkları arasındaki ilişkinin S200 mesnet aralığı ve R5 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması	63
Şekil 4.62. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin et kalınlıkları arasındaki ilişkinin S200 mesnet aralığı ve R10 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması	63

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

FMVSS214S: Federal Motor Araç Güvenlik Standartları

NHTSA: Ulusal Karayolu Trafiği Güvenliği İdaresi

NCAP: Yeni Araba Değerlendirme Programı

C-NCAP: Çin Yeni Araç Değerlendirme Programı

DP: Çift Fazlı Çelikler

AHSS: İleri Yüksek Mukavemetli Çelikler

f : Bilinen Yük Vektörü

k : Sabitler Matrisi

u : Büyüklük Alanı

σ : Akma Gerilmesi Değeri

σ_0 : Hadde yönünde ki akma gerilmesi değeri

σ_{45} : Hadde yönüne 45 derecedeki akma gerilmesi değeri

σ_{90} : Hadde yönüne 90 derecedeki akma gerilmesi değeri

σ_{12} : Çift Eksenli Akma Gerilmesi Değeri

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

$\sigma_{12}, \sigma_{23}, \sigma_{31}$: Kayma Akma Gerilmeleri

r : Anizotropi Katsayısı

r_0 : Hadde yönünde ki anizotropi değeri

r_{45} : Hadde yönüne 45 derecedeki anizotropi değeri

r_{90} : Hadde yönüne 90 derecedeki anizotropi değeri

F, G, H, L, M ve N: Anizotropi katsayılarına ve akma gerilmelerine bağlı sabitler

M: Malzemenin kristal kafes yapısına bağlı üstel

a, c, h, k1, k2, p: Barlat-89 plastisite modeline bağlı katsayılar

SIGY, ϵ_{eff} , P , C , σ_y , s : Parça Boyunca Lineer Plastisite Sabitleri

PBLP: Parça Boyunca Lineer Plastisite

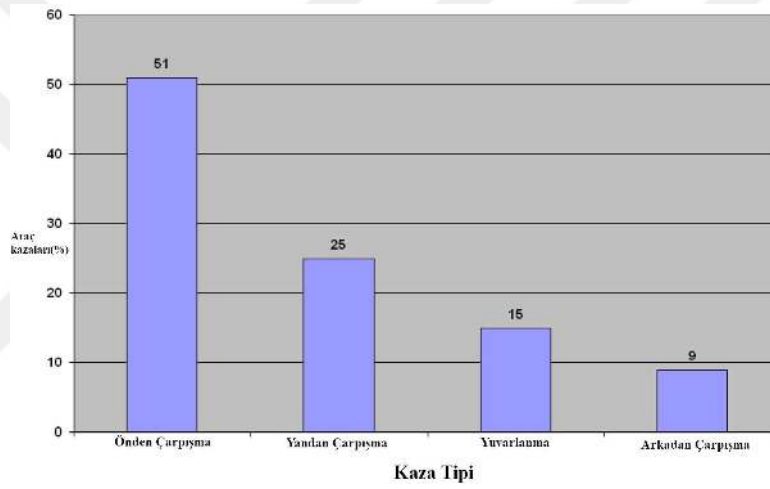
R: Zımba Yarı Çapı

S: Mesnet Mesafeleri



1. GİRİŞ

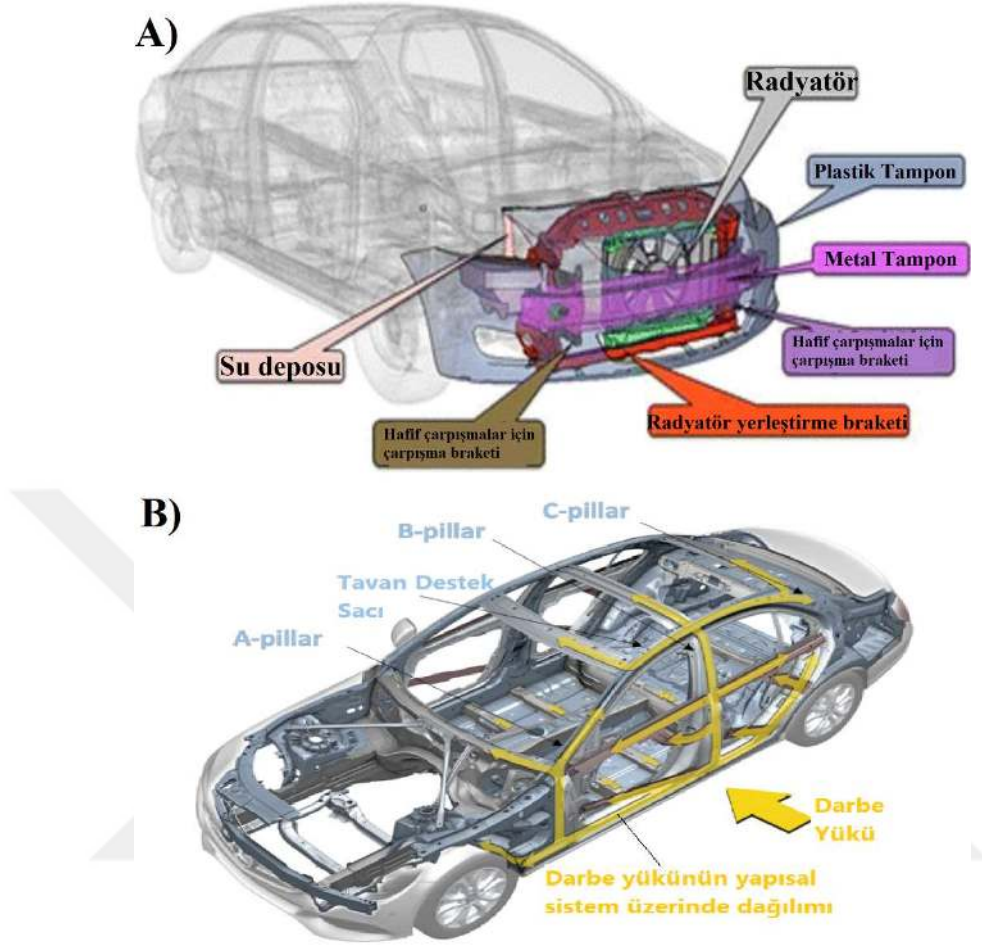
Son yıllarda dünyanın eğilimi çarpışmalara karşı daha dirençli, daha hafif ve daha tasarruflu yakıt kullanılan araçlara doğru yönelmiştir. Bu amaçla otomobil üreticileri araç parçalarının çarpışma anında yüksek mukavemet özelliklerini koruyarak hafifletilmesi ve karbondioksit emisyonlarını azaltması gibi özellikler üzerinde çalışmaktadırlar (Li vd., 2014). Önden ve yandan çarpma gibi otomobil kazaları dünya genelinde sıklıkla meydana gelmektedir, araba kazalarıyla ilgili birçok rapor, yandan çarpmanın önden çarpmadan sonra ikincil büyük kaza oranına sahip olduğunu göstermektedir (Sookchanchai vd., 2021). Şekil 1.1'de kaza tiplerinin araç kazalarına oranı verilmiştir.



Şekil 1.1 Meydana gelen kazaların oranları

Kaynak: (Lankarani M.H., 2002).

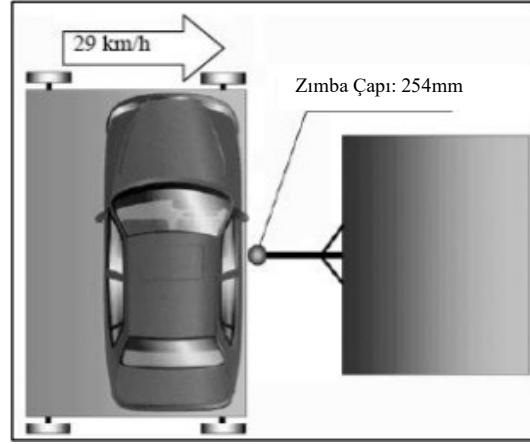
Bu nedenle otomobil üreticileri hava yastıkları, enerji emici direksiyon kolonları ve yan kapı darbe kirişleri gibi çarpışma esnasında güvenliği arttıran bileşenler üretmişlerdir (Shaharuzaman vd., 2018). Kazalarla ilgili birçok raporun aksine yandan çarpmalar önden çarpmalara göre kaza esnasında yolcu ile yan tarafındaki boşluk minimum olduğundan dolayı daha tehlikelidir, bu durum önden çarpışmalarda çarpmanın enerjisini emmeye yardımcı tampon, motor vb. bileşenlerin bulunmasından kaynaklıdır (Nemani ve Arakerimath, 2015). Şekil 1.2'de bir otomobilin ön ve yan çarpışmada mevcut bileşenleri verilmiştir.



Şekil 1.2 A) Ön ve B) yan çarpışmada araçların sahip olduğu yapı

Kaynak: (Sonawane C.R vd.; Lexology 2023)

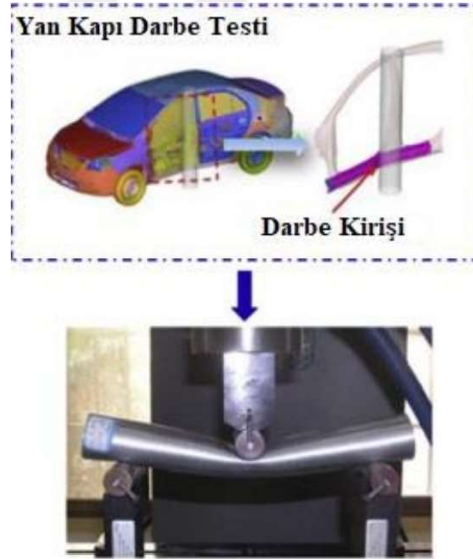
Bundan dolayı 1960 yıllarının başlangıcında araştırmacılar otomobil yan kapısı ile yolcu bölmesi arasındaki minimum boşluk nedeniyle yan taraftan meydana gelebilecek olan çarpışmaların dayanıksızlığını önlemek amacıyla ilk kez General Motors tarafından yan kapının içerisine bir kiriş yerleştirildi. 1970'lerden beri statik Federal Motor Araç Güvenlik Standartları 214 (FMVSS214S) araç üreticileri tarafından yandan çarpışma durumları için kullanılması zorunlu hale geldi. Ancak bu durum yandan çarpışma durumlarında büyük bir etki sağlayamadı. 1979'da Ulusal Karayolu Trafik Güvenliği İdaresi (NHTSA) aracın yan tarafında belirli bir hızda deforme edebilir bariyer etkisini de içeren dinamik bir FMVSS214S standardı geliştirdi (Shaharuzaman vd., 2018). Bu yılda NHTSA, otomobil üreticilerinin araçlarının güvenliğini iyileştirmeye teşvik eden anlamlı ve anlık karşılaştırmalı güvenlik bilgileri geliştirerek ve uygulayarak yolcu güvenliğini artırmak için Yeni Araba Değerlendirme Programını (NCAP) oluşturdu (NHTSA, 2007). Şekil 1.3'te NCAP standartına göre yapılmış olan yandan çarpışma test düzeneğinin şematik gösterimi verilmiştir.



Şekil 1.3 NCAP Standartına göre gerçekleştirilen yandan çarpma testi

Kaynak: (Nemani, 2015)

Yan kapı darbe kirişi gibi yan gövde elemanların tasarımları önden ve arkadan çarpmaya göre yandan çarpışma sırasında enerjiyi absorbe ederken aynı zamanda rijitliğini koruyabilen yan gövde elemanlarının düzenlenmesi oldukça karmaşıktır. Kaza esnasında yan kapı darbe kirişine gelecek olan hasar üç nokta eğme düzeneğine benzetilebilir. Şekil 1.4'te üç nokta eğme düzeneğinin benzetimi verilmiştir.



Şekil 1.4 Yan kapı darbe kirişinin üç nokta eğme benzetimi

Kaynak: (Sun vd., 2016)

Bu elemanlar yandan çarpışma esnasında hem güvenlik sağlaması hem de ön ve arka çarpışma durumlarında enerji dağılımını daha düzgün ve etkin bir şekilde dağıtmak için kullanılırlar (Cerniauskas vd., 2010). Darbe kirişleri çarpışma esnasında yan kapıda meydana gelecek deformasyon ile birlikte oluşan kinetik enerjiyi absorbe ederek yolcu bölmesindeki

yolculara verilen zararı azaltmak amacıyla kullanılır (Tanabe vd., 1995). Şekil 1.5'te örnek bir araç üzerinde darbeye maruz kalmış darbe kirişi gösterilmiştir.

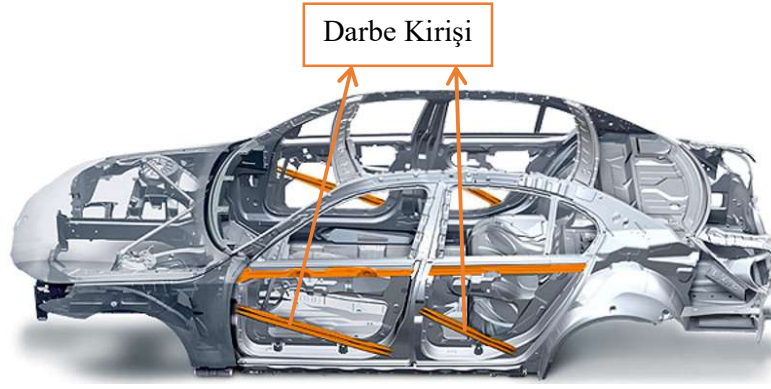


Şekil 1.5 Darbeye maruz kalmış darbe kirişi

Kaynak: (Firehouse, 2000)

Araçların ağırlıklarının azaltılabilmesi için 3 önemli yöntem vardır, bunlardan biri araç parçalarını yapılarına göre tekrardan tasarlamaktır, bir diğeri malzeme kalınlıklarını inceltmek ve yapısal profillerde içi boş profilleri tercih etmektir bir diğeri ise genel olarak kullanılan çelik grubu malzemelerin daha hafif malzemelerle alüminyum alaşımı, yüksek mukavemetli çelikler ve kompozit gibi malzemelerle tekrardan düzenlemektir. Bu yöntemlerden iki ve üçüncü yöntem birinci yönteme göre yapısal değişim olmayacağından dolayı daha etkili ve kullanışlıdır (Abdollah ve Hassan, 2013). Genel olarak darbe kirişlerinin yapısal tasarımı yapılırken üretiminin soğuk şekillendirme ile gerçekleştirilir. Ancak maliyet, zaman ve kütsel azalma avantajlarından dolayı geleneksel üretimin yerine sıcak şekillendirme tercih edilebilir (Li vd., 2014). Zhou ve arkadaşları AA6111 alüminyum alaşımı ile yaptıkları bir çalışmada (Zhou vd., 2014) AA6111 alaşımının oda sıcaklığına göre yüksek sıcaklıklarda mükemmel bir kalite ve HFQ prosesinde geleneksel soğuk şekillendirmeye göre daha iyi özellik gösterdiklerini bildirmişlerdir, bunun yanı sıra Xu ve arkadaşları yaptıkları bir çalışmada (Xu vd., 2014) ileri yüksek mukavemetli çelik grubundan olan B1500HS serisi malzemenin kapı kirişi olarak üretimini yüksek sıcaklıklarda gerçekleştirmişlerdir ve sıcak üretiminden sonra elde ettiği yüksek akma gerilmesi değerinden ötürü yan kapı darbe kirişi olarak kullanılmasını C-NCAP (Çin-Yeni Araç Değerlendirme Programı) testinden tam puan alarak kullanılabileceğini bildirmişlerdir.

Darbe kirişlerden yüksek dayanım ve enerji absorbe edebilme yeteneği beklenir ki bu özellikler geleneksel metallerde nadiren bulunur çünkü genellikle yüksek dayanıma sahip olan metaller düşük tokluğa sahiptir (Lim ve Lee, 2002). Şekil 1.6'da örnek bir araç üzerinde darbe kirişleri gösterilmiştir.



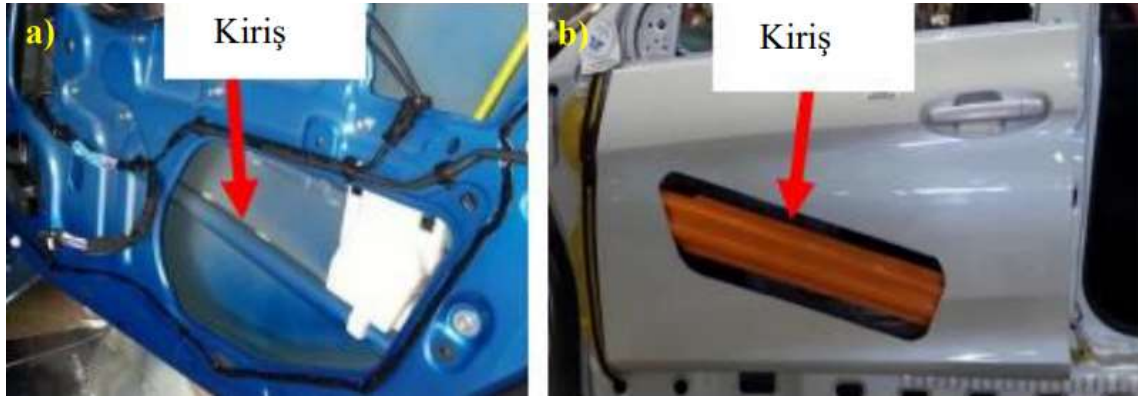
Şekil 1.6 Araç üzerinde darbe kirişleri

Kaynak: (Intersport, 2018)

Genel olarak yan kapı darbe kirişleri kesit geometrisi ve kullanılan malzeme olarak iki grupta incelenebilir. Ağırlık/mukavemet oranları ile birlikte çelik malzeme grubu değerlendirildiğinde, kritik çarpışmalar açısından demir dışı malzemelere göre öne çıkmaktadır. Çelik sektöründe özellikle ileri yüksek mukavemetli çeliklerin (AHSS) üretimi ile birlikte çelikler otomotiv sektöründe yerini almaya başlamıştır. Gelişmiş yüksek mukavemetli çelikler arasında çift fazlı çelikler (DP) ağırlık/mukavemet oranı ve montajda iyi kaynak edilebilirliği nedeniyle diğer AHSS çeliklerine göre daha fazla tercih edilmeye başlanmıştır (Karahana ve Esener, 2021). Ancak araç içerisinde çelik grubunun kullanımı, aracın ağırlığını arttırmakta ve süneklik için düşük sınır sıcaklıklarına sahip olmaları gibi problemleri beraberinde getirmektedir. Hızlı üretim yöntem ve teknolojilerinin gelişmesi ile birlikte hafif alüminyum ve kompozit malzemelerinin otomobil endüstrisinde giderek artan bir popülerlik kazanmıştır (Cerniauskas vd., 2010). Yapılan araştırmalar kompozit malzemelerin kullanımı araç güvenliğini arttırmasıyla birlikte araç ağırlığının azaldığını da göstermiştir. Kompozit malzemeler yüksek darbe enerji absorpsiyonu ve mükemmel sönümlenme özelliklerinin yanı sıra yüksek mukavemet özelliklerine sahiptir (Farhaninejad, vd. 2012). Kompozit malzemelerin bu özelliği kazalardaki yaralanma oranlarının azaltmak amacıyla etkin bir şekilde kullanılabileceği anlaşılmaktadır. Pawar ve arkadaşları yaptıkları bir çalışmada (Pawar ve Mankar), dikdörtgen kesite sahip cam epoksi elyaf ile güçlendirilmiş olan kompozit bir yan kapı darbe kirişin yüksek mukavemetli çelik grubuna göre dış güçlere karşı daha dayanımlı olduğunu ve %41,4 ağırlık azalmasına neden olduğunu bildirmişlerdir. Veeraswamy ve arkadaşları yaptıkları bir çalışmada (Veeraswamy ve Venkatasudheerbabu, 2016), aynı kesit geometrisine sahip olan yan kapı darbe kirişinde çelik grubu ve kompozit malzeme grubunu karşılaştırmışlardır ve kompozit malzemenin yaklaşık %65 ağırlık azalmasına, çelik

grubundaki malzemeye göre daha efektif bir şekilde enerji absorbe edebildiğini ve FMVSS214 çarpışma standartına göre daha etkin bir şekilde kullanılabileceğini bildirmişlerdir.

Çarpışma kirişinin yapısal ağırlığını güvenlikten ödün vermeden azaltmanın bir başka yolu ise yüksek ağırlık/mukavemet oranının iyi olmasından dolayı alüminyum alaşımlarını kullanmaktır. Alüminyum alaşımları, maliyet, işlenebilirlik, korozyon direnci ve geri dönüşüm yönünden avantajları, hızla gelişmekte olan otomotiv endüstrisinde kullanımının her geçen yıl daha da artmasına neden olmuştur. Alüminyumun tercih edilmesinin diğer nedeni ise, araç tasarımı alanında en önemli husus olan yolcu güvenliğidir. Çarpma sırasında ortaya çıkan enerji yolcular tarafından değil darbe kirişleri tarafından absorbe edilir. Hem taşıt ağırlığını azaltma, hem de güvenlik önlemlerini iyileştirmek için alüminyum alaşımları otomotiv sektöründe tercih edilmektedir (Doruk vd., 2016). Abdollah ve arkadaşları yaptıkları bir çalışmada (Abdollah ve Hassan, 2013) AA6061T6 ve AISI4340 karşılaştırmışlardır, alüminyum serisi malzemenin yüksek süneklik özelliğinden dolayı kullanılan çelik malzemeye göre daha yüksek enerji absorbe etme yeteneği olduğunu bildirmişlerdir. Yüksek basınçlı dökümlerde magnezyum alaşımlarının avantajlarından dolayı otomotiv sektöründe aktarma organları uygulamalarında daha yaygın hale gelmiştir ancak oda sıcaklığındaki sınırlı şekillendirilebilirlik özelliklerinden dolayı presleme gibi geleneksel otomotiv şekillendirme işlemlerinde kendilerine yer bulamazlar. Bu özelliklerinden dolayı çelik için tasarlanmış bileşenlerde daha hafif magnezyum alaşımlarının direkt olarak kullanılmasını zorlaştırır. Hilditch ve arkadaşları yaptıkları çalışmada (Hilditch vd., 2009) alüminyum alaşımı olan AA6063 ve magnezyum alaşımı olan AZ31 malzemelerini incelemişlerdir. AZ31 magnezyum alaşımı benzer akma dayanımına sahip olan AA6063 malzemesinden önemli ölçüde daha iyi yük taşıma kapasitesi ve enerji absorbe etme yeteneğine sahip olduğunu bildirmişlerdir. Ancak hafif malzemeler seçmek çözümün bir parçasıdır, yapısal elemanların tasarımı kütleyi en aza indirirken güvenlik gereksinimlerini de dikkate almalıdır, enerji kontrollü bir şekilde absorbe edilmeli, yolculara uygulanacak kuvveti sınırlandırmalı ve burkulma gibi hatalardan kaçınılmalıdır (Bilston vd., 2019). Darbe kirişlerinde genel olarak dairesel kesit geometri kullanılmaktadır. Dairesel geometrinin yanı sıra panel şekline sahip kesit geometrileride kullanılmaktadır, Şekil 1.7’de dairesel ve panel kesit geometrisine sahip darbe kirişleri verilmiştir.



Şekil 1.7 a) Dairesel b) Panel geometriye sahip darbe kirişleri

Kaynak: (Shaharuzaman M.A. vd. 2018)

Panel kesit geometrisi açık profile sahip geometri olduğundan dolayı kapalı geometriye sahip olan dairesel kesit geometrisine göre farklılık gösterir, bunun dışında iki geometrinin üretim süreci de farklıdır. Panel kesitine sahip geometri sac metalin kalıplar aracılığı ile basılarak üretilmesi ile oluşur, ancak dairesel kesit geometrisi esas olarak boru profil haddesi ile dikişsiz bir şekilde üretilir (Shaharuzaman vd., 2018). Nemani ve arkadaşları yaptıkları bir çalışmada (Nemani ve Arakerimath, 2015) şapka ve M şekline sahip kesit geometrilerinin genel olarak kullanılan dairesel kesitli geometriye göre daha fazla enerji absorbe edebildiğini ve şapka şekline sahip olan kesit geometrisinin karşılaştırılan üç kesit geometrisine göre en iyi enerji absorbe edebilme yeteneğine sahip olduğunu bildirmişlerdir. Nichit ve arkadaşları yaptıkları bir çalışmada (Nichit ve Battu, 2017) dairesel, kare, I tipi ve C-tipi kesit geometrilerini karşılaştırmışlardır ve kare ve I-tipi şekle sahip kesit geometrilerinin genel olarak kullanılan dairesel kesitli geometriye göre daha fazla eğme kuvveti gerektirdiğini, I-tipi kesit geometrisine sahip darbe kirişinin maksimum eğme kuvveti gerektirdiğini, eğer I-tipi kesit geometrisi dairesel geometrinin yerine kullanılırsa darbe kirişinin ağırlığını %17 oranda azalttığını ve yük taşıma kapasitesini %34 arttırdığını, eğer kare kesitli geometri kullanılırsa darbe kirişinin ağırlığını %10 oranda azalttığını ve yük taşıma kapasitesinin %24 oranda arttırdığını ve kare kesitli geometrinin bulunabilirliğinden dolayı daha iyi bir seçenek olacağını bildirmişlerdir. Abdollah ve arkadaşları yaptıkları bir çalışmada (Abdollah ve Hasan, 2013) AA6061-T6 alüminyum alaşımını dairesel, kare, I-tipi ve C-tipi kesit geometrileri kullanarak incelemişlerdir ve sonlu elemanlar analizinin sonucu olarak kare kesitli geometrinin yüksek eğme yüküne sahip olduğundan dolayı tercih edilebileceğini bildirmişlerdir. Bilston ve arkadaşları farklı kesit geometrilerine sahip kirişlerin üç nokta eğme altında davranışlarını incelemişlerdir (Bilston

vd., 2019) ve içi boş olan tüplere göre içi güçlendirilmiş olan tüplerin daha yüksek enerji absorbe etme yeteneğinin olduğunu bildirmişlerdir.

Yukarıda anlatılanlar ışığında, günümüzde araç kazalarında meydana gelen ölüm ve yaralanmaların sebebi önden çarpışmadan sonra %25 gibi bir oranla ikinci sırada yandan çarpışma yer aldığı görülmektedir. Bu yüzden yan kapı darbe kırıışleri yandan çarpışma sırasında yolcu ile temas mesafesinin az olması, çarpışma esnasında araç üzerindeki enerji dağılımında yer oynaması gibi önemli sebeplerden dolayı araçlarda özel ve önemli bir eleman haline gelmiştir. Bu kapsamda, bu amaçla kullanılacak önemli bir eleman için yüksek enerji absorbe yeteneği ve şekillendirilebilirlik özelliklerini kapsayan tasarımın gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Bu özelliklerin optimizasyonunun malzeme özelliği ve kesit geometrisine bağlı olarak gerçekleştirilebileceği düşünülmektedir. Bu kapsamda araştırmalar sonucunda farklı kesit geometrilerinin sıklıkla tercih edilen dairesel kesit geometrisine göre olumlu bir yönde optimizasyon gerçekleştirebileceği görülmüştür, otomotiv sektöründe sıklıkla tercih edilen çelik grubunun araç ağırlığına etkisi ve düşük süneklik özelliklerinden dolayı araştırmacıları farklı bir malzeme bulmaya itmiştir ve bu kapsamda daha düşük ağırlığa sahip alüminyum alaşımlarının incelendiği ve çelik grubuna göre daha iyi süneklik ve enerji absorpsiyonu sağladığı görülmüştür. Belirli standartlar çerçevesinde gerçekleştirilen bu çalışmalar, çarpışma esnasında yan kapı kırıışinde meydana gelen üç nokta eğme yükü altında deforme edilerek gerçekleştirilir.

Bu tez kapsamında yan kapı takviye kırıışi olarak kullanılabilme potansiyelini değerlendirebilmek amacıyla farklı kesit geometrilerine sahip (yamuk ve elips) alüminyum 6060 serisi alaşımlarının 3 nokta eğme altındaki mekanik davranışları incelenmiştir. Bu kapsamda 3 nokta eğme altında farklı mesnet aralıklarına ve farklı zımba çaplarına bağlı değişimleri ve eğilme sonrasındaki şekillendirilebilirlikleri deneysel ve numerik olarak değerlendirilmesi amaçlanmıştır.

2. PROFİL YAPILARI

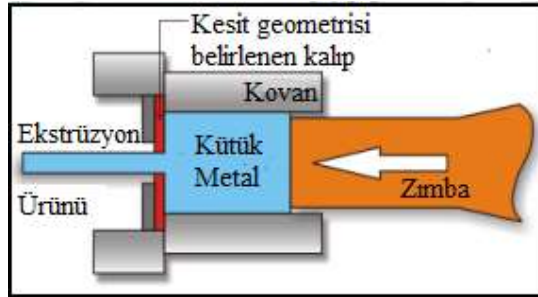
Profiller, uzunlukları boyunca belirli bir kesit formuna ve uniform et kalınlığına sahip, haddelenerek, çekilerek veya preslenerek elde edilen ürün formlarıdır. Şekil 2.1’de farklı kesit geometrilerine sahip profiller verilmiştir.



Şekil 2.1 Farklı kesit geometrisine sahip profiller

Kaynak: (Eagdemir, 2017)

Profiller imalat yöntemlerine göre dikişli ve dikişsiz olarak ikiye ayrılmaktadır. Dikişsiz profil imalatında, genellikle tercih edilen yöntem ekstrüzyon yöntemidir. Ekstrüzyon yönteminde, kütük bir metal kovan içerisine yerleştirilerek itici bir zımba yardımı ile iş parçası üzerine kuvvet uygulayarak istenilen profilin kesit geometrisine sahip kalıp içerisinden geçirilerek elde edilen bir plastik şekillendirme işlemidir. Şekil 2.2’de ekstrüzyon prosesinin şematik çizimi verilmiştir. Dikişsiz profillerin, homojenliği yüksek olduğundan dolayı iç basınca ve burulmaya karşı iyi bir performans sergilediği bilinmektedir (Hashmi, 2006: 6).

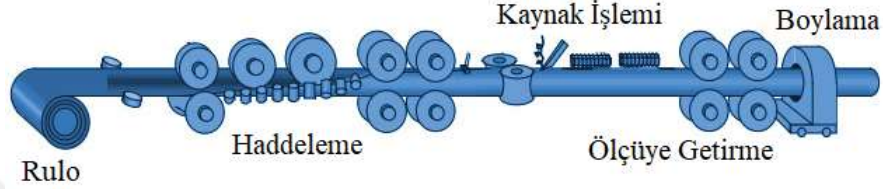


Şekil 2.2 Ekstrüzyon prosesi

Kaynak: (Balıkesir Üniversitesi, 2022)

Dikişli profil imalatında ise, bir sac metal plakanın istenilen ebatlarda haddeleme merdaneleri yardımıyla istenilen kesit geometrisi formu verilene kadar adım adım bükülmesi

sonucunda büküm noktalarının uçlarının birleştiği noktada kaynak edilmesi sonucunda istenilen kesit geometrisi elde edilmektedir. Dikişli profil imalatında, sac metal uzunluğu boyunca çekme ve basma yüklerine sürekli olarak maruz kalarak deforme olmaktadır (Gehring vd., 2009), bu plastik şekil değişimi neticesinde çekme ve basma yüklerinden dolayı malzemenin akma gerilmesi değeri sac metalden farklılık göstermektedir. Şekil 2.3'te dairesel kesit geometrisine sahip dikişli profil üretim yöntemi verilmiştir.

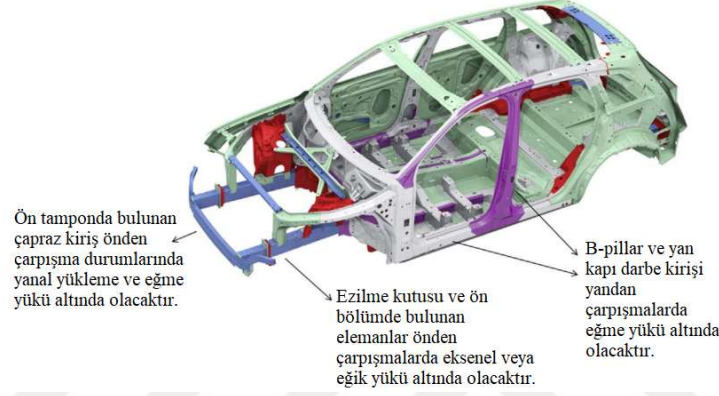
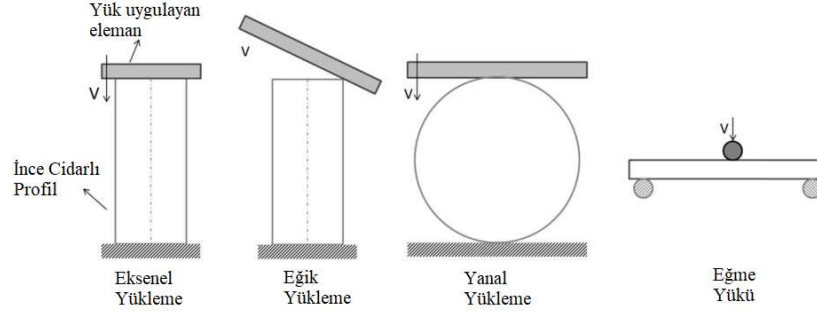


Şekil 2.3 Dairesel kesit geometrisine sahip profil üretim aşamaları

Kaynak: (The process piping, 2018)

İnce cidarlı profiller yapısal eleman olarak otomotiv, uçak gibi birçok endüstride sıklıkla tercih edilmektedirler. İnce cidarlı profiller hafiflik, yüksek mukavemet ve iyi şekillendirilebilirlik özelliklerinden dolayı otomotiv sektöründe sıklıkla kullanılmaktadırlar. Bu elemanlar çarpışma esnasında hem güvenlik sağlaması hem de çarpışma esnasında meydana gelecek deformasyon ile birlikte oluşan kinetik enerjiyi absorbe ederek yolcu bölmesindeki yolculara verilen zararı azaltmak amacıyla kullanılır (Tanabe vd., 1995; Cerniauskas vd., 2010). Bundan dolayı enerjiyi absorbe edecek elemanın tasarımı ve malzeme seçimi önemli birer parametrelerdir.

Çarpışmalarda enerjiyi absorbe eden elemanların akma gerilmesi ve deformasyon serletmesi gibi mekanik özellikleri önemli parametrelerdendir, malzeme özelliklerinin dışında profilin kesit geometrisi, yükleme tipi ve deforme olma şekli de çarpışma sırasında önemli birer parametre olarak gösterilmektedir. Bu faktörler, plastik şekillendirmeye maruz kalan elemanın tasarımını ve boyutunu belirlemektedir. Genel olarak bir profil çoğunlukla eksenel, eğik, yanal ve eğme yüklerine maruz kalmaktadır (Baroutaji vd., 2017). Şekil 2.4'de yükleme tiplerine ait şematik gösterim verilmiştir.



Şekil 2.4 İnce cidarlı profillere uygulanan yükleme tipleri ve araç üzerinde bulunan elemanlara gelen yük tipleri

Kaynak: (Baroutaji vd., 2017)

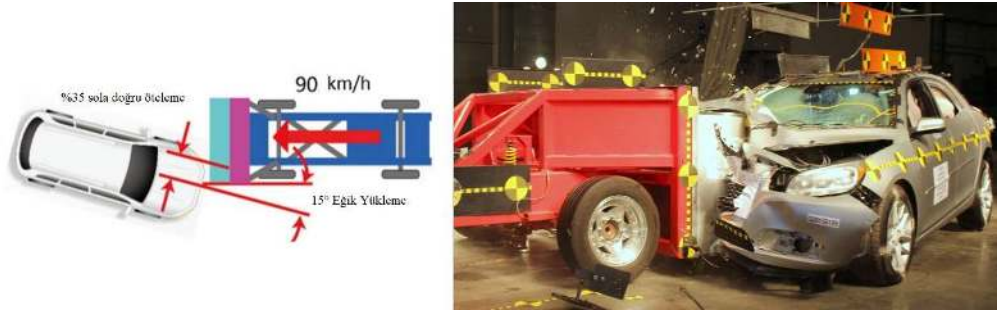
Yukarıda anlatılan yükleme tipleri sırayla incelendiğinde eksenel yüklemede, boru bileşenleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Genellikle bu yükleme tipi araçların ön çarpışmadan dolayı meydana gelen darbe sonucunda görülmektedir. Ön çarpışma bileşenleri tampon ve ezilme kutuları olmak üzere iki parçadan oluşmaktadır. Tampon, aracın dış plastik tampon parçasının içerisinde bulunan sac metal malzemedir. Ezilme kutusu ise, metal tampona kaynak ile monte edilen ve çarpışma esnasında açığa çıkan kinetik enerjiyi absorbe eden bileşendir (Doruk vd., 2016). Şekil 2.5'te eksenel yüklemenin şematik gösterimi verilmiştir.



Şekil 2.5 Eksenel yükleme şematik gösterimi

Kaynak: (Wagner vd., 2016)

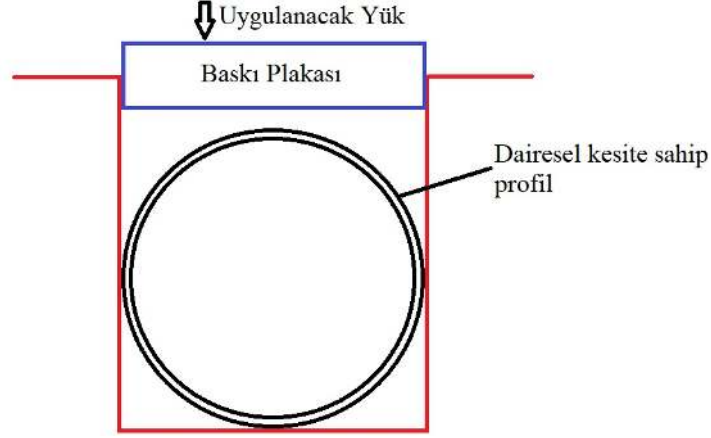
Ancak, enerjiyi absorbe edecek eleman nadiren tek başına eksenel veya eğik yüklemeye maruz kalır. Çarpışma esnasında ise elemanlar hem eksenel hem de eğik yüklemeye maruz kalmaktadır. Otomotiv sektöründe, tampon sisteminin 30°'lik bir açı ile gelen yüke dayanabilmesi gerekmektedir. Gerçekleştirilen çalışmalarda eğik yükleme durumu için dikdörtgen ve dairesel kesitli profiller alternatif olarak sunulmuştur. Bu kapsamda dairesel kesitli profil çarpışma esnasında meydana gelen eksenel ve eğilme yüküne karşı iyi bir tepki vermektedir (Reyes vd., 2004). Şekil 2.6'da eğik yükleme tipinin şematik gösterimi verilmiştir.



Şekil 2.6 Eğik yükleme şematik gösterimi

Kaynak: (Reichert, vd., 2020)

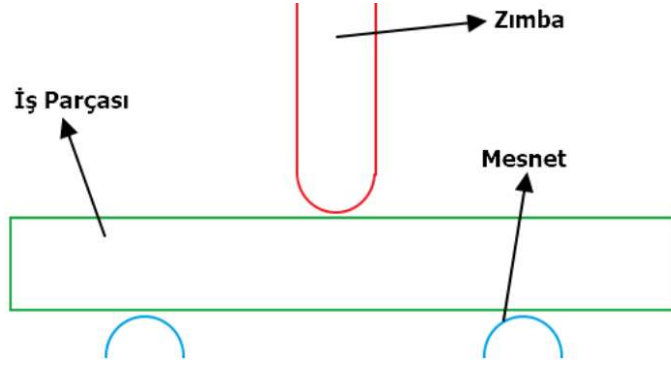
Yanal yükleme, profillerin boyu boyunca yanal olarak deformasyona maruz kalmasıdır. Yanal yükleme tipi açısından önden çarpışmalarda çapraz kirişe gelen yükler için de geliştirilebilir. Yanal deformasyona uğrayan elemanlar tek gözlü veya çok gözlü olabilmektedir (Baroutaji vd., 2017). Şekil 2.7'de yanal yüklemeye ait şematik çizim verilmiştir.



Şekil 2.7 Yanal yükleme şematik gösterimi

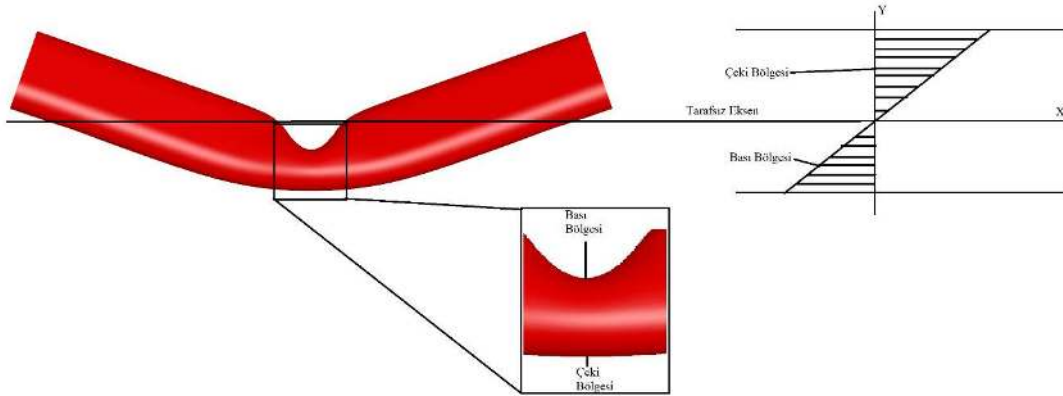
Kaynak: (Baroutaji vd., 2017)

Son olarak araçlarda yaygın olarak görülen yükleme tiplerinden biriside üç nokta eğme durumudur. Yan kapı takviye kirişi, tamponun çapraz kirişi ve yan bölümdeki diğer elemanlar çarpışma esnasında elemanlar eğilme ve 3 nokta eğme davranışı sergilemektedirler (Baroutaji vd., 2017). Bu elemanlar arasından genellikle üç nokta eğmeye uğrayan eleman kapı takviye kirişidir. Kapı takviye kirişi, çarpışma esnasında yolcu ile temas noktası arasında düşük mesafe bulunduğundan dolayı daha da önem kazanmaktadır. Yükleme durumlarına göre kirişlerin eğilmesi temel olarak basit eğme ve üç nokta eğme olarak iki gruba ayrılabilir. Ancak gerçek çarpışma durumlarında basit eğilme davranışı yaygın değildir (Huang ve Zhang, 2018). Bundan dolayı malzemelerin eğilme özelliklerini belirlemek amacıyla üç nokta eğme veya dört nokta eğme deneyi tercih edilmektedir. Üç nokta eğme testi, iki mesnet arasına sabit bir şekilde konumlandırılan ve parça tutucu bir aparat kullanılmadan iş parçasının tam ortasına etki edecek bir kuvvet uygulanarak meydana getirilen plastik şekil değişimidir. Eğilme davranışı aksel yüklemeye nazaran daha karmaşıktır. Çünkü elemanın davranışını belirleyen etkenler (yükün elemana nereden uygulandığı, zımba geometrisi, zımba hızı vb.) üç nokta eğmeyi karmaşık hale getirmektedir (Wang vd., 2016). Şekil 2.8’de üç nokta eğme düzeneğinin şematik çizimi verilmiştir.



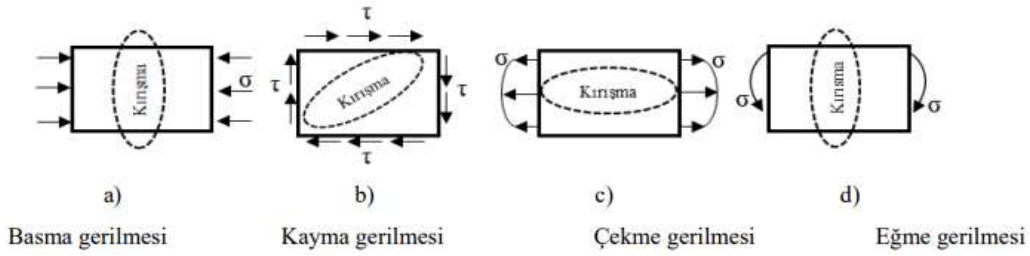
Şekil 2.8 Üç nokta eğme düzeneği

Üç nokta eğme durumunda zimba malzemeyi deforme ederken üst yüzeylerde basma, alt yüzeylerde ise çekme yükü altındadır (Saha, 2016) ve bu iki yükü birbirinden ayıran bir tarafsız eksen mevcuttur. Üç nokta eğme davranışı kesitlerdeki kesme kuvvetlerinin ve eğilme momentlerinin de farklı olması sebebiyle basit eğilmeye göre daha karmaşıktır. Şekil 2.9’da örnek olarak ince cidarlı bir profilin eğme yükü altında maruz kaldığı gerilme dağılımı verilmiştir.



Şekil 2.9 Üç nokta eğme durumunda malzeme üzerinde oluşan gerilme dağılımı

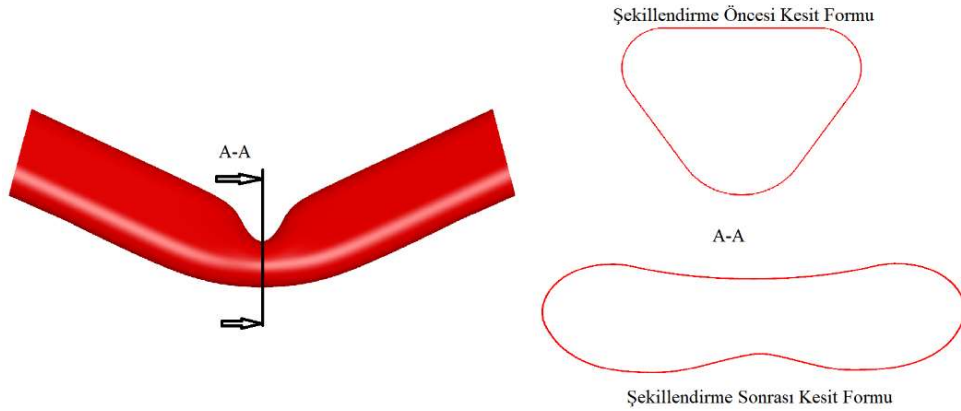
Eğilme parametreleri ile alakalı olarak profillerde genellikle kırışma, et kalınlığında değişim veya kesit bozukluğu ve geri esneme kusurları görülmektedir (Simonetto vd., 2018). Kırışma, genellikle basma, kayma, çekme, eğme yükleri altında oluşan gerilmelerden dolayı oluşmaktadır (Du vd., 2020). Kırışma; malzeme özelliklerine, geometrisine, sınır koşullarına, yükleme tipi ve temas koşulları gibi birçok parametreden etkilenmektedir (He vd., 2012). Farklı yük tiplerine göre değişkenlik gösteren kırışmanın konumu ve şekli Şekil 2.10’da verilmiştir.



Şekil 2.10 Meydana gelen gerilme türlerinin eleman üzerinde oluşturduğu kırışmalar ve konumları

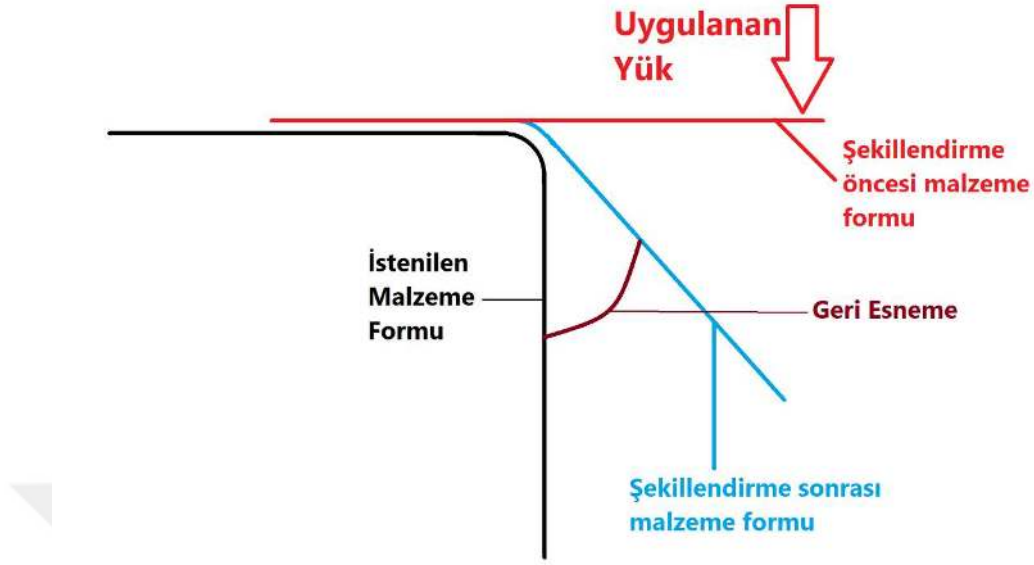
Kaynak: (Du vd., 2020)

Kesit bozukluğu ve et kalınlığında ki değişimde, eğme yüklemesi altında oluşan tarafsız eksen merkezinin üst ve alt tarafında meydana gelen gerilme türü farklılık göstermektedir. Malzeme eğilmeye maruz kaldığı zaman, malzemenin üst yüzeyde basma ve alt yüzeyde ise çekme gerilmesi meydana gelmektedir. Malzemeye eğme işlemi uygulandıktan sonra çekme tarafında et kalınlığında incelme ve basma tarafında kalınlaşma görülmektedir. Şekil 2.11’de örnek bir profil elemana ait malzemenin kesit formunda meydana gelen değişiklik verilmiştir.



Şekil 2.11 Örnek bir elemanın kesit formunda meydana gelen değişiklik

En sık karşılaşılan ve en önemli problem geri esnemedir. Geri esneme malzemenin elastikiyet özelliğinden dolayı, şekillendirme işlemi sonrasında malzemenin eski haline dönme isteğidir. Bu nedenle profilin geometrisinde bir miktar değişim meydana gelir. Şekil 2.12’de geri esnemenin şematik gösterimi verilmiştir.



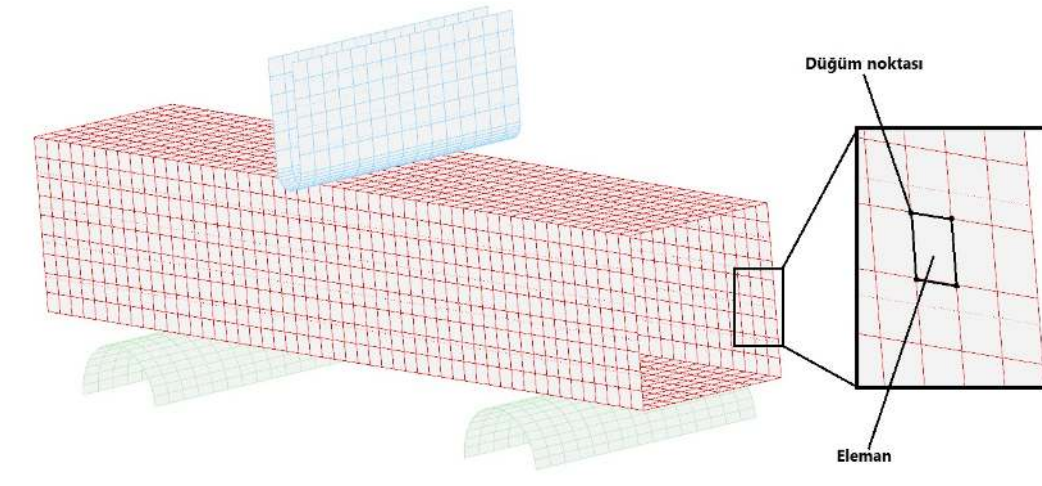
Şekil 2.12 Geri esneme şematik gösterimi

Yukarıda anlatılanlar ışığında, ince cidarlı profiller sağladığı hafiflik ve yüksek mukavemet özelliklerinden dolayı birçok endüstride sıklıkla tercih edilmektedirler. Otomotiv sektöründe ise ince cidarlı profiller genellikle yan kapı darbe kirişi, ezilme kutusu gibi enerjiyi absorbe eden ve yolcunun can güvenliğini sağlayan bileşenlerde kullanılmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında yan kapı darbe kirişi incelenecektir. Yan kapı darbe kirişi, genellikle üç nokta eğme yüklemesine maruz kalmaktadır. Dolayısıyla, yan kapı darbe kirişi üzerinde kırılma, şekil değişikliği ve geri esneme gibi kusurlar görülebilmektedir. Yapılan çalışmalar sonucunda malzemenin üç nokta eğme altında sergilediği performans incelenerek yapılacak olan profil elemanın seçimi can güvenliğinin sağlanması konusunda etkili olacağı düşünülmektedir.

3. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

Analitik çözümlerinin elde edilemediği birçok mühendislik problemi bulunmaktadır. Birçok mühendislik problemi karmaşık olduğundan dolayı analitik yöntemler ile çözmek zordur. Analitik çözümler ancak basitleştirilmiş bazı özel durumlar için elde edilebilir. Analitik bir çözümün elde edilememesi, temel denklemin karmaşık yapısından veya sınır ve başlangıç şartlarındaki zorluklardan kaynaklanabilmektedir. Bu tür problemlerin çözülebilmesi için sayısal yöntemler ortaya çıkmıştır. Yaygın olarak kullanılan iki sayısal yöntem bulunmaktadır bunlar, sonlu farklar yöntemi ve sonlu elemanlar yöntemidir. Sonlu farklar yönteminin anlaşılması ve basit problemlere uygulanması kolay olmasına rağmen, karmaşık geometriye veya sınır şartlarına sahip problemlere uygulanması zordur (Moaveni, 2015). Karmaşık bir yapıya sahip mühendislik problemlerinde sonlu elemanlar yöntemi kullanılmaktadır. Bu yöntem, ilk olarak 1950 yılında havacılık endüstrisinde kullanılmaya başlanmıştır. İlk kullanıcılar Boeing, Bell Aerospace ve Rolls Royce firmaları olmuştur. Yöntemin ana fikrini oluşturan ilk makale 1956 yılında Turner ve arkadaşları tarafından yayınlanmıştır (Güler, 2015).

Sonlu elemanlar yöntemi plastik şekillendirme uygulamaları gibi karmaşık gerilmelere sahip problemleri çözmek adına sonlu eleman olarak adlandırılan daha küçük ve daha basit parçalara bölmektedir. Sonlu elemanlar analizi çalışma prensibi; karmaşık problemleri daha basit alt problemlere indirgeyerek, her birinin kendi içerisinde çözülmesi ile tüm çözümün elde edildiği sayısal bir analize dayanmaktadır (Yıldız, 2004). Bu sayısal analiz tekniğinde modelleme, geometrilerin eleman olarak adlandırılan küçük sonlu parçalarına ayrılması yöntemiyle yapılmaktadır. Elemanların birbirlerine bağlandıkları noktalara düğüm noktası ve tüm bu sisteme ise ağ yapısı denilmektedir. Şekil 3.1’de örnek bir sonlu eleman modeli verilmiştir. Sonlu eleman yönteminde ilk olarak karmaşık geometrinin sonlu eleman ağı örülmekte, daha sonra sınır ve yükleme koşulları tanımlanmakta ve en son malzeme özelliklerine göre çözüm yapılmaktadır (Seyedi, 2019).

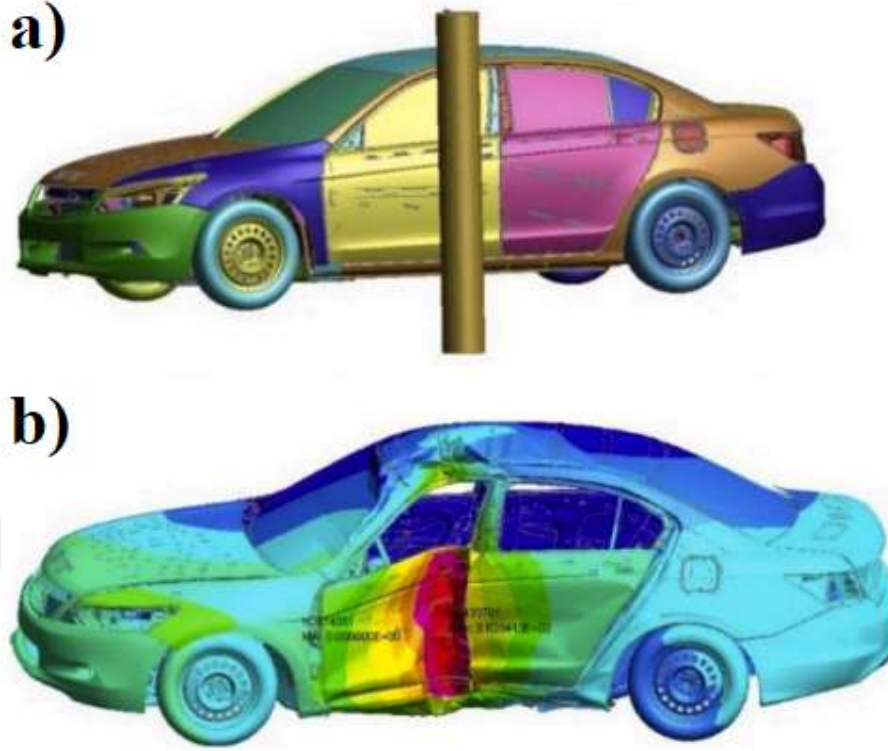


Şekil 3.1 Örnek Sonlu Elemanlar Modeli

Sonlu elemanlar analizi temelde sanal iş prensibine dayalı olarak çalışmaktadır. Sonlu elemanlar analizin de modellemesi yapılacak olan bir problemin çözümü için oluşturulan sonlu elemanlar denklemleri elemanların düğüm noktalarında meydana gelen yer değiştirmelerin çözümlerinin elde edilmesi ile tespit edilmektedir. Bu düğüm noktalarında ki değerlerin hesaplanabilmesi adına bir denklem takımı oluşturulmuştur. Bu denklem takımı, matris formunda ifade edilebilen bir doğrusal cebirsel denklemi içermektedir. Sonlu elemanlar analizinin temel denklemi Denklem (3.1)'de verilmiştir.

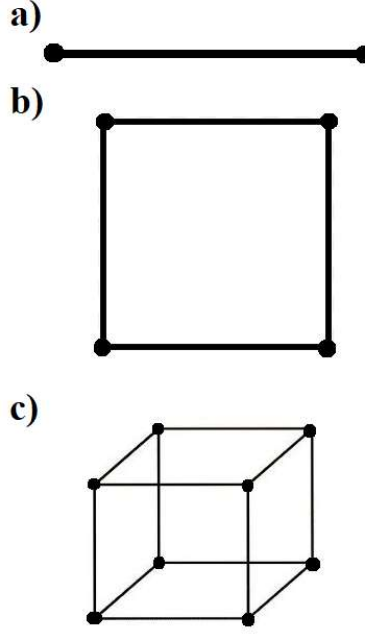
$$[f] = [k][u] \quad (3.1)$$

Burada $[f]$ bilinen yük vektörünü, $[k]$ sabitler matrisini ve $[u]$ büyüklük alanının düğüm noktasındaki bilinmeyen değerlerini temsil etmektedir. Daha temel bir tanımlama ile f sınır şartlarını (etkiyen yükler vb.), k sistemin yapısını (katı, akışkan, gaz, malzeme özellikleri), u ise aranılan düğüm noktaları üzerindeki değerleri (gerilme, deformasyon vb.) temsil etmektedir. Sonlu elemanlar probleminin çözülerek u matrisinin bulunabilmesi için dışarıdan etkiyen sınır koşullarının ve sistemi temsil eden k matrisinin verilmesi gerekmektedir. Bu temele dayanarak sonlu elemanlar yazılımı ile kuvvet hesabı ya da deplasman hesabı gibi çeşitli mühendislik hesaplamaları yapılabilmektedir. Şekil 3.2'de örnek bir sonlu eleman analizi verilmiştir.



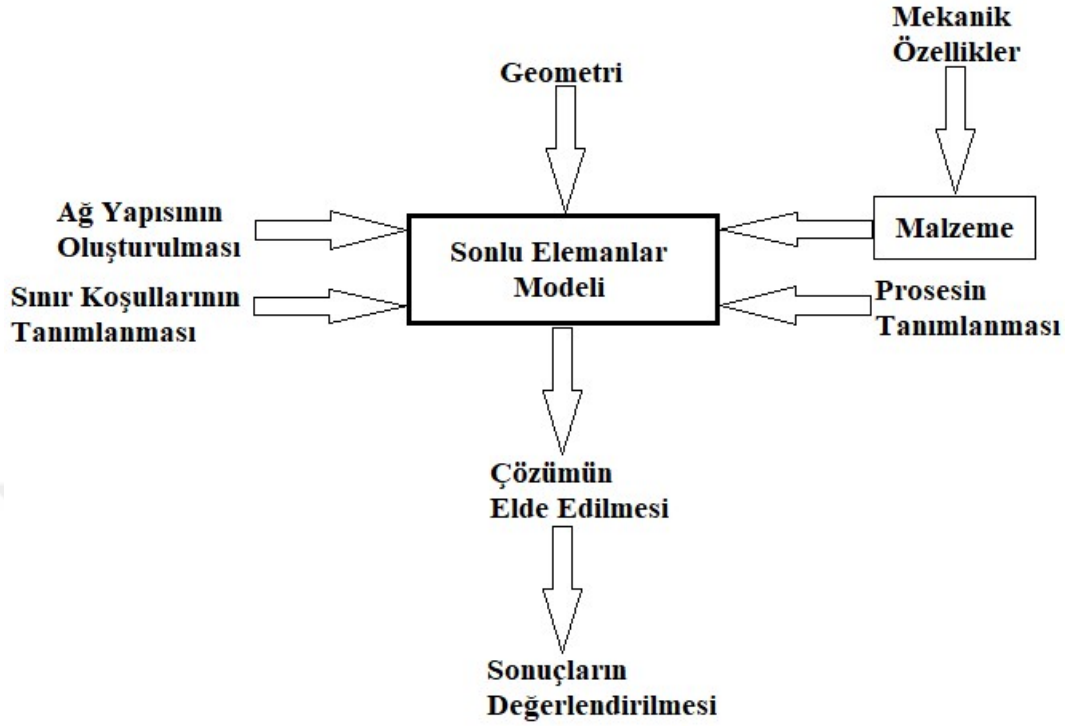
Şekil 3.2 Yandan çarpışma testine ait a) sonlu elemanlar modeli ve b) meydana gelen hasar

Sonlu elemanlar analizi ile yapılan mühendislik hesaplamalarının doğruluğu, doğrudan tahmin sonuçları ile ilişkilidir. Dolayısıyla, yapılan tahminlerin hassas sonuçlar vermesi son derece önem arz etmektedir. Sonlu elemanlar analizi tahmin hassasiyeti ise genel olarak malzeme davranışının modellenmesine ve hesaplama parametrelerine bağlıdır. Bu hesaplama parametreleri; eleman boyutu, eleman formülasyonu, integrasyon nokta sayısı ve zaman adımı büyüklüğüdür. Bu parametrelerden eleman boyutu hesaplama parametresi, sonlu elemanlar analizlerinde problemin durumuna göre tek boyutlu, iki boyutlu, üç boyutlu elemanlar olarak kullanılmaktadır (Çetin, 2007). Tek boyutlu elemanlar, tek boyutlu olarak ifade edilebilen problemlerin çözümünde kullanılmakta olup genellikle çubuk ve kiriş elemanları ifade etmek için kullanılmaktadırlar. İki boyutlu elemanlar, düzlemsel problemlerinin çözümünde kullanılırlar. Bu grubun temel elemanı üç düğümlü üçgen elemandır. Üçgen elemanlar, altı, dokuz ve daha fazla düğüm noktası ile temsil edilebilirler. Üç boyutlu elemanlar, üç boyutlu problemlerin çözümünde kullanılmakta olup bu grubun temel elemanı üçgen piramittir. Bununla birlikte olmakla dikdörtgenler prizması veya altı yüzeye sahip elemanlar üç boyut problemlerin çözümünde kullanılan eleman tipleridir (Kılıç, 2009). Şekil 3.3'te eleman tipleri verilmiştir.



Şekil 3.3 Sonlu eleman analizinde kullanılan eleman tipleri a) Tek boyutlu b) iki boyutlu ve c) üç boyutlu

Sonlu elemanlar analizlerinde eleman tipinin yanı sıra eleman boyutu da çok önemlidir. Çünkü oluşturulacak olan temsili model geometriyi temsil etmektedir. Sonlu elemanlar hesaplamalarında ağ yapısı oluşturulurken küçük eleman boyutu seçilmesi, çözüm hassasiyetini arttırmaktadır. Böylece ince bir ağ yapısı elde edilmektedir. Fakat eleman boyutlarının küçülmesi, çözüm süresinin artmasına neden olmaktadır. Bu nedenle, oluşturulacak olan model üzerinde optimum bir tasarım gerçekleştirmek sonlu elemanlar analizinde kendisine önemli bir yer bulmaktadır. Şekil 3.4’te sonlu elemanlar analizine ait akış şeması verilmiştir.



Şekil 3.4 Sonlu elemanlar analizi iş akış şeması

İşlemlerinin sonlu elemanlar analizlerini gerçekleştirebilmek için şekillendirme işlemini ve malzemeyi tanımak ve özellikleri hakkında bilgi sahibi olmak öncelikli şartlardır (Yelek, 2019). Şekillendirme işlemlerinin sonlu elemanlar analizlerinde, malzeme davranışının doğru ve hassas bir şekilde tanımlanması gerekmektedir. Şekillendirme işlemlerinde, malzemede meydana gelen plastik deformasyonların modellenmesi için malzeme davranışını tanımlayan plastisite modellemesi yapılmaktadır.

Bu çalışma kapsamında, malzemenin plastik davranışı modelleyen plastisite modelleri izotropik malzeme-izotropik pekleşme (parça boyunca lineer plastisite) ve anizotropik malzeme-izotropik pekleşme (Barlat-89, Hill-48 ve r Tabanlı Hill) kabulü yapan modeller olarak iki ana grupta incelenmiştir. Günümüzde en sık kullanılan plastisite modeli Hill-48 modelidir, 1948 yılında R.Hill, von-Mises kriterini bir anizotropik akma kriteri olarak geliştirmiştir. Malzemeyi anizotropik olarak kabul eden ve günümüzde hala en sık kullanılan plastisite modeli R.Hill tarafından ortaya atılmıştır (Hill, 1948). r Tabanlı Hill ise malzemenin üç yöndeki anizotropi değerleri ile geliştirilmiş olan düzlemsel anizotropik Hill-48 modelidir. Hill-48 akma kriteri basit, ortotropik, anizotropi durumunu tanımlamaktadır. Buna göre her noktada karşılıklı dik olan üç simetri düzlemi vardır. Bu üç düzlemin kesişimi anizotropinin asal eksenleridir. Bu asal eksenler kartezyen koordinatlarda referans eksenler olarak seçilebilir. Kriter bir ikinci dereceden fonksiyon olarak şu şekilde yazılabilir (Hill, 1948);

$$2f(\sigma_{ij}) = F(\sigma_y - \sigma_z)^2 + G(\sigma_z - \sigma_x)^2 + H(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 2L\tau_{yz}^2 + 2M\tau_{zx}^2 + 2N\tau_{xy}^2 = 1 \quad (3.2)$$

Burada f, akma fonksiyonu, F, G, H, L, M, N malzemenin anizotropi parametrelerine bağlı katsayılar ve x, y, z asal anizotropik eksenlerdir. Sac metallerin kalınlık boyutu genişlik ve boylarına göre çok küçük kaldığından dolayı düzlem gerilme problemi olarak incelenebilir. Düzlem gerilme durumu için ise Hill 48 akma kriteri şu hali alır (Hill, 1948);

$$(G + H)\sigma_x^2 - 2H\sigma_x\sigma_y + (H + F)\sigma_y^2 + 2N\tau_{xy}^2 = 1 \quad (3.3)$$

$$\frac{H}{G} = \sigma_0 \quad \frac{H}{F+G} = \sigma_{45} \quad \frac{H}{F} = \sigma_{90} \quad (3.4)$$

$$F = \frac{r_0}{r_{90}(1+r_0)} \quad G = \frac{1}{1+r_{90}} \quad H = \frac{r_0}{1+r_{90}} \quad N = \frac{(r_0+r_{90})(2r_{45}+1)}{(2r_{90})(1+r_0)} \quad (3.5)$$

Anizotropik malzeme kabulü yapan bir başka model, Barlat-89 modeli Barlat ve Lian tarafından 1989 yılında geliştirilmiştir ve akma yüzeyi malzemenin anizotropik parametrelerine bağlı olarak elde edilmektedir. Düzlem gerilme problemleri için Barlat-89 modeli en genel formuyla Denklem (3.6)'daki gibi ifade edilmektedir (Kılıç vd., 2019).

$$2\sigma_y^m = a|K_1 + K_2|^m + a|K_1 - K_2|^m + c|K_2|^m \quad (3.6)$$

Burada σ_y akma gerilmesidir. K_1 ve K_2 farklı yönlerdeki akma gerilmelerine bağlı parametrelerdir. Bu denklemde bulunan m üsteli ise malzemenin kristal kafes yapısı ilgilidir. Barlat-89 modeline göre yüzey merkezli kübik malzemeler için m değeri 8, hacim merkezli kübik malzemeler için ise m değeri 6 olarak kullanılması önerilmektedir (Worswick vd., 2000). Barlat-89 modeline ait denklemdeki K_1 ve K_2 değerleri Denklem (3.7)'deki gibi hesaplanmaktadır (Kılıç vd., 2019).

$$K_1 = \frac{\sigma_{11} + h\sigma_{22}}{2}, K_2 = \left[\left(\frac{\sigma_{11} - h\sigma_{22}}{2} \right)^2 + P^2 \sigma_{12}^2 \right]^{1/2} \quad (3.7)$$

a, c ve h ise anizotropi katsayılarına bağlı parametrelerdir ve deneysel olarak elde edilen anizotropi (r_0, r_{90}) değerleri kullanılarak Denklem (3.8)'deki gibi hesaplanmaktadır (Kılıç vd., 2019).

$$a = 2 - c = 2 - 2\sqrt{\frac{r_0}{(1+r_0)} \cdot \frac{r_{90}}{(1+r_{90})}}, h = \sqrt{\frac{r_0}{(1+r_0)} \cdot \frac{(1+r_{90})}{r_{90}}} \quad (3.8)$$

Son malzeme modeli olan ve izotropik malzeme-izotropik pekleşme kabulü yapan parça boyunca lineer plastisite malzeme modeli ise, zaman adımlı çözümler için hesaplamalı malzeme modelinin ilk versiyonudur. Bu malzeme modelinde, malzemenin elastik kısmı elastisite modülü ve poisson oranı ile temsil edilir. Malzememin plastik deformasyon kısmı ise plastik gerinim-gerilme eğrisi ile tanımlanmaktadır. Bu eğri elde edilirken temel malzeme testleri(çekme testi) uygulanarak elde edilir ve deney sekiz kez farklı gerinim oranları ile

tekrarlatılarak eğriler elde edilir. Ancak, sekiz adet test numunesinin hazırlanması ve farklı gerinim oranları ile testlerinin gerçekleştirilmesi zaman ve maliyet açısından istenmeyecek bir durumdur. Dolayısıyla bu durumu ortadan kaldırmak adına akma gerilmesini, gerinim oranına faktörle ölçeklendiren Cowper ve Symonds modeli kullanılarak plastik gerinim-gerilme eğrisi elde edilebilir. Denklem 3.9’da bu modele ait eşitlik verilmiştir (LS-DYNA, 2018).

$$1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{C}\right)^{\frac{1}{P}} \quad (3.9)$$

Burada ϵ gerinim oranıdır. Farklı gerinim oranlarında elde edilecek olan farklı akma gerilmesi (eğer başlangıçta kabul edilen akma gerilmesi değeri $SIGY > 0$ ise) değerleri başlangıçta elde edilen akma gerilmesi değerinin gerinim oranına bağlı olarak Cowper ve Symonds modeli ile çarpılmasıyla elde edilir. Bu şekilde elde edilen akma gerilmesine ait eşitlik Denklem 3.10’da verilmiştir (LS-DYNA, 2018).

$$\sigma_y(\epsilon_{eff}^p, \epsilon_{eff}^{p1}) = \sigma_y^s(\epsilon_{eff}^p) + SIGY \times \left(\frac{\epsilon_{eff}^{p1}}{C}\right)^{\frac{1}{P}} \quad (3.10)$$

Ancak $SIGY = 0$ ise Denklem 3.10’da verilen eşitlik şu şekli alır.

$$\sigma_y(\epsilon_{eff}^p, \epsilon_{eff}^{p1}) = \sigma_y^s(\epsilon_{eff}^p) \left[1 + \left(\frac{\epsilon_{eff}^{p1}}{C}\right)^{\frac{1}{P}}\right] \quad (3.11)$$

Yukarıda anlatılanların ışığında, Sonlu elemanlar yöntemi metal şekillendirme işlemlerinin simülasyonların da zaman ve maliyetten kazanmak, meydana gelebilecek problemlerin önceden tahmini gibi beraberinde getirdiği birçok avantajından dolayı uygulamalarda sıklıkla tercih edilmektedir.

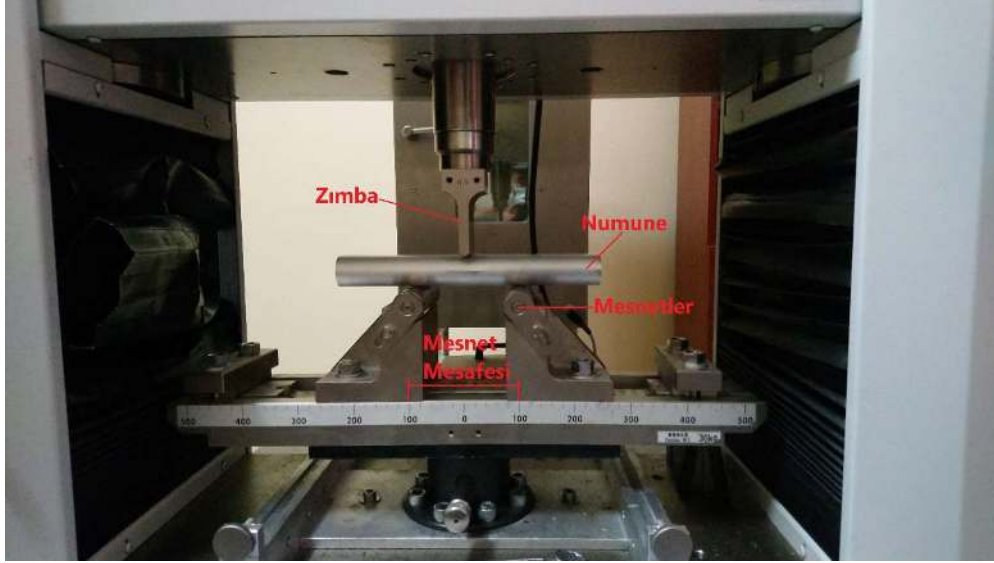
Bu tez çalışmasında, Parça boyunca lineer plastisite, Barlat-89, Hill-48 ve r tabanlı Hill-48 modelleri kullanılarak AA6060 alüminyum alaşımı için gerekli olan tüm mekanik özellikler belirlenmiş ve plastisite modellerinin hassasiyetinin incelenmesi amaçlanmıştır.

4. UYGULAMA ÇALIŞMASI

Bu tez çalışmasında; alüminyum 6060 malzemesinin üç nokta eğme yüklemesi altındaki davranışı farklı proses parametreleriyle incelenmiştir. Bu doğrultuda iki farklı kesit geometrisi, üç farklı mesnet mesafesi ve iki farklı zımba yarı çapı proses parametreleri olarak kullanılmıştır. Ayrıca tüm prosesler Parça boyunca lineer plastisite, Barlat-89, Hill-48 ve r -tabanlı Hill-48 malzeme modelleri kullanılarak sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiş ve malzeme modellerinin eğilme davranışının tahmin performansı incelenmiştir.

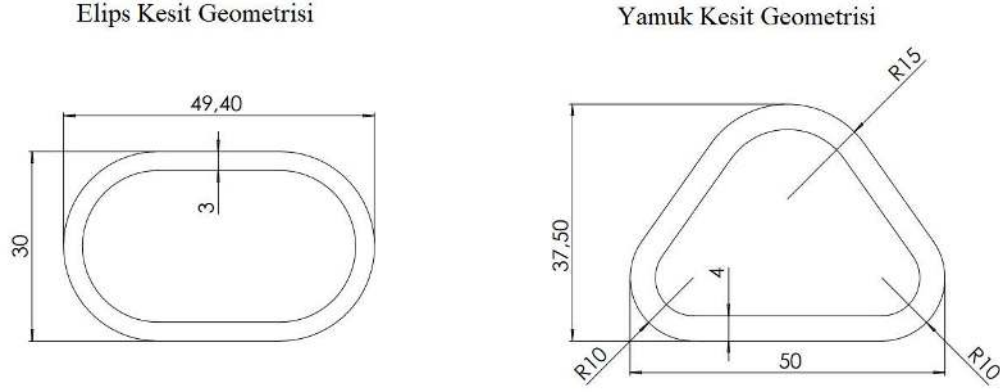
4.1 Deneysel Çalışmalar

Tez çalışmasının bu kısmında, malzemenin eğilme davranışını belirlemek adına üç nokta eğme deneyleri gerçekleştirilmiştir. Üç nokta eğme deneyine ait test düzeneği Şekil 4.1’de verilmiştir.



Şekil 4.1. Üç nokta eğme deneyi test düzeneği

Deneylerde kullanılan mesnetlerin yarıçapı 15mm’dir. Deneyler 20mm/dak sabit hız ve 40 mm sabit şekillendirme mesafesi kullanarak gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar, Şekil 4.2’de ölçüleri belirtilen yamuk ve elips kesit geometrisine sahip 250mm uzunluğunda bulunan ekstrüzyon ürünleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir.



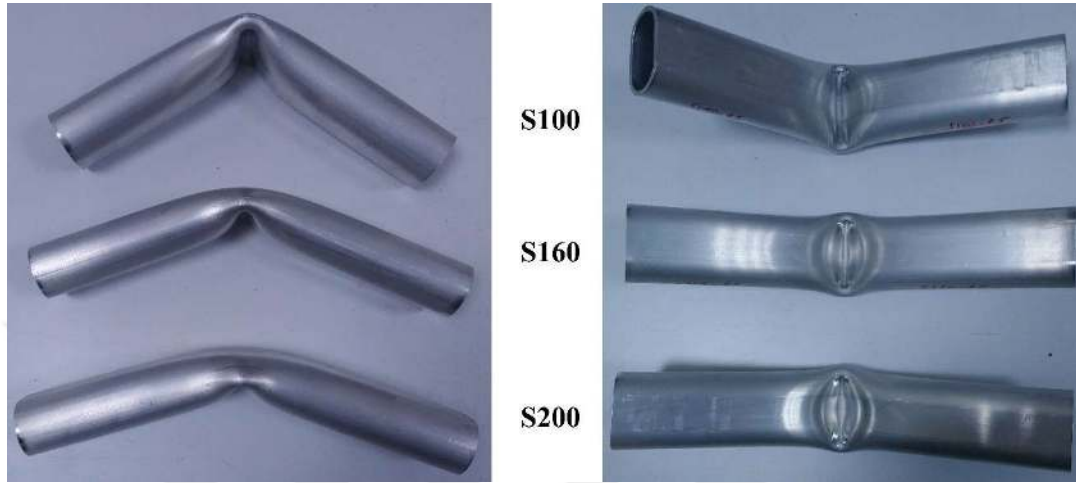
Şekil 4.2. Deney numunelerine ait kesit geometrileri

Deneyler sabit boy, sabit şekillendirme hızı ve sabit şekillendirme mesafesi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. İki farklı kesite sahip profillerin testleri üç farklı mesnet aralığında (S: 100 mm, 160 mm ve 200 mm) ve iki farklı zımba yarıçapı (R: 5 mm ve 10 mm) kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Tez çalışmasının bundan sonraki bölümlerin de 100 mm mesnet aralığı S100, 160 mm mesnet aralığı S160 ve 200 mm mesnet aralığı S200 olarak ve 5 mm zımba yarıçapı R5 ve 10 mm zımba yarıçapı R10 olarak adlandırılmıştır. Her bir kesit için üç farklı mesnet mesafesinde ve iki farklı zımba yarıçapında ve her destek aralığında zımba yarıçaplarına göre iki tekrarlı olarak gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.3'te iki farklı kesit geometrisine sahip profillerin deforme olmamış halleri verilmiştir.



Şekil 4.3. İki farklı kesit geometrisine sahip deforme olmamış profiller

Üç nokta eğme deneyi sonrasında R5 zımba yarıçapı için farklı destek aralıklarında deforme olmuş farklı kesit geometrilerine sahip profillerin karşılaştırmalı görselleri Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'te verilmiştir.



Şekil 4.4. Elips kesit geometrisinin R5 zımba yarıçapı için farklı mesnet mesafelerinde deforme olmuş formları

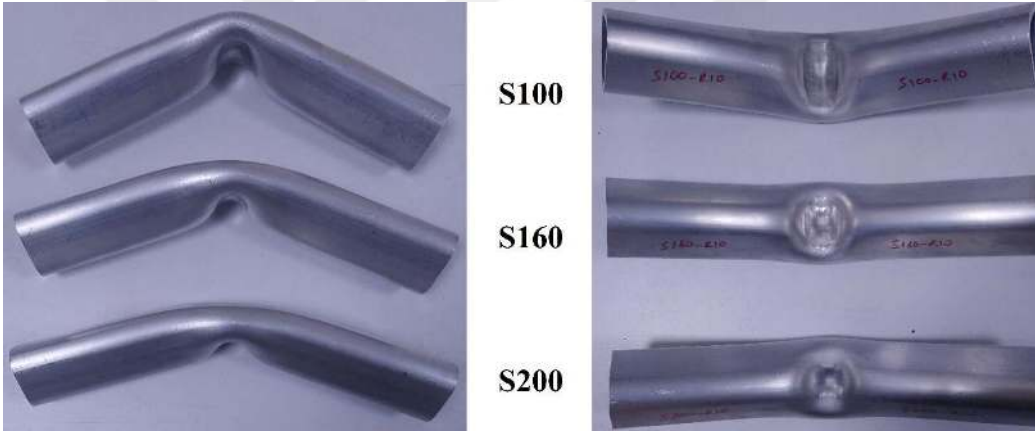


Şekil 4.5. Yamuk kesit geometrisinin R5 zımba yarıçapı için farklı mesnet mesafelerinde deforme olmuş formları

Üç nokta eğme deneyi sonrasında R10 zımba yarıçapı için farklı destek aralıklarında deforme olmuş farklı kesit geometrilerine sahip profillerin karşılaştırmalı görselleri Şekil 4.6 ve Şekil 4.7'de verilmiştir.

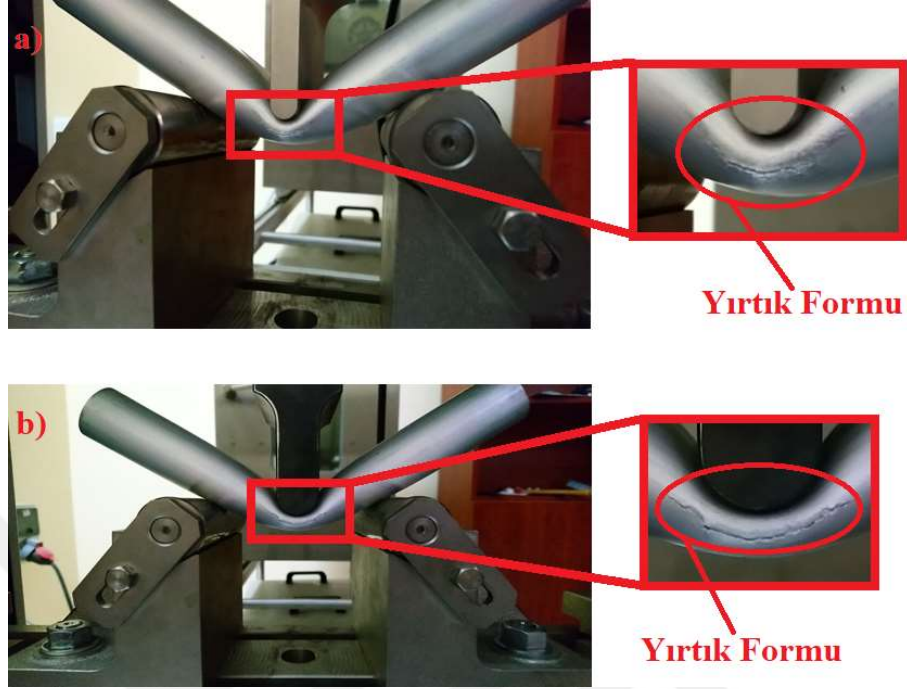


Şekil 4.6. Elips kesit geometrisinin R10 zımba yarıçapı için farklı mesnet mesafelerinde deforme olmuş formları



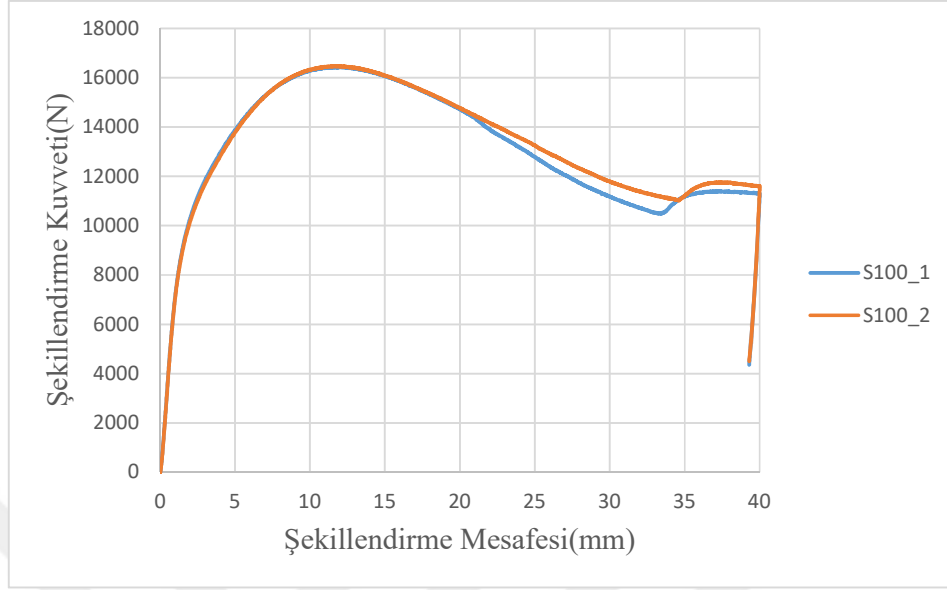
Şekil 4.7. Yamuk kesit geometrisinin R10 zımba yarıçapı için farklı mesnet mesafelerinde deforme olmuş formları

Mesnet aralıkları S100 mesafesindeyken R5 ve R10 zımba yarıçaplarının her ikisinde de profil üzerinde yırtılma hasarı gözlemlenmiştir, yırtılma hasarı ise şekil 4.8’de verilmiştir.

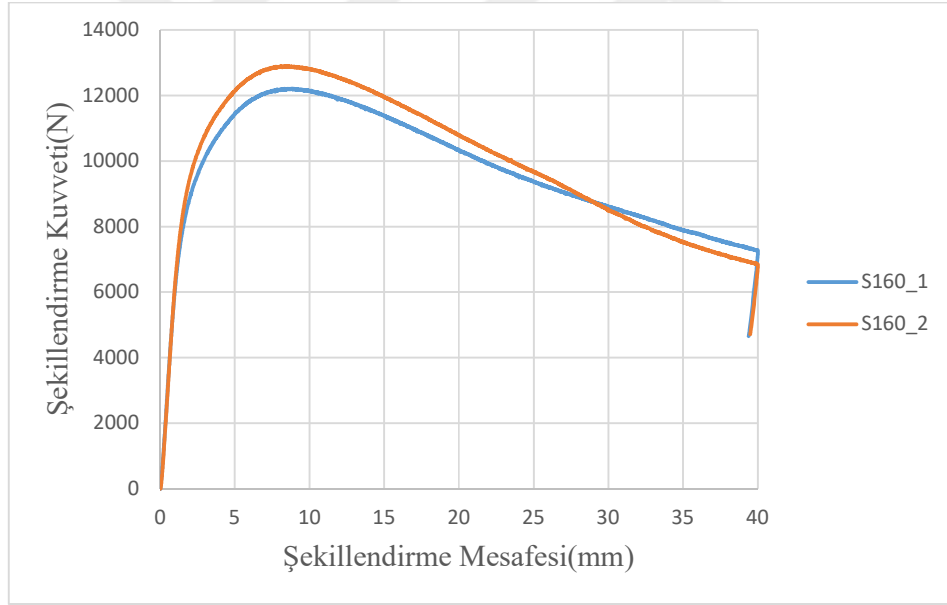


Şekil 4.8. Elips geometrisi S100 mesnet mesafesinde yırtılma formu a) R5 zımba yarıçapı ve b) R10 zımba yarıçapı

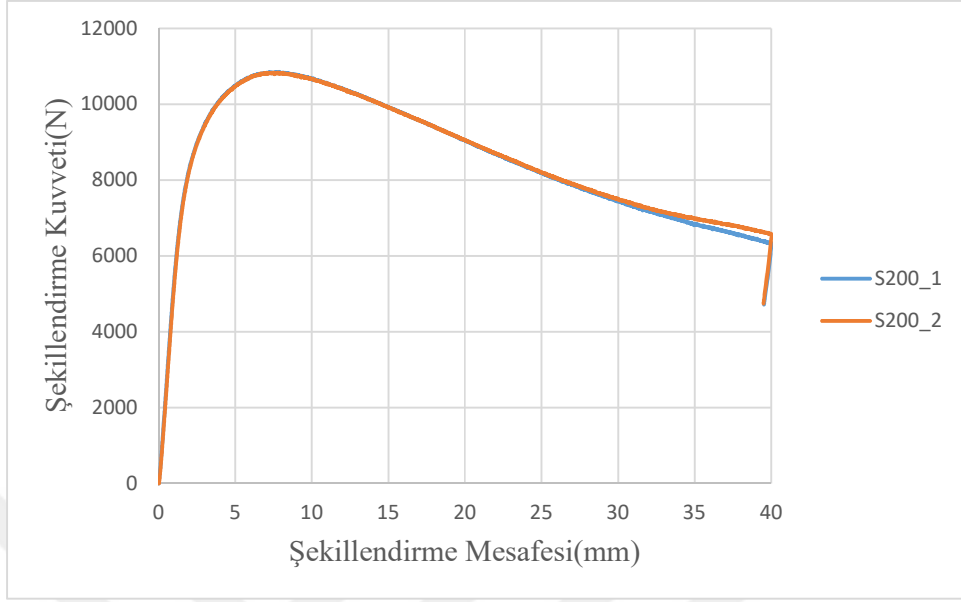
Üç nokta eğme deneyi sonucunda test cihazından elde edilen yük değerleri ve strok değerleri alınarak şekillendirme kuvveti – şekillendirme mesafesi grafikleri elde edilmiştir. Elips geometrisi için elde edilen kuvvet-uzama eğrileri R5 zımba yarıçapı için Şekil 4.9 – 4.11 ve R10 zımba yarıçapı için Şekil 4.12 – 4.14’te verilmiştir. İki tekrar olarak gerçekleştirilen deneyler sonucunda elde edilen verilerin birbirini doğruladığı tespit edilmiştir. Dolayısıyla, çalışmanın bundan sonraki aşamalarında birinci tekrar ile ilerlemeye karar verilmiştir.



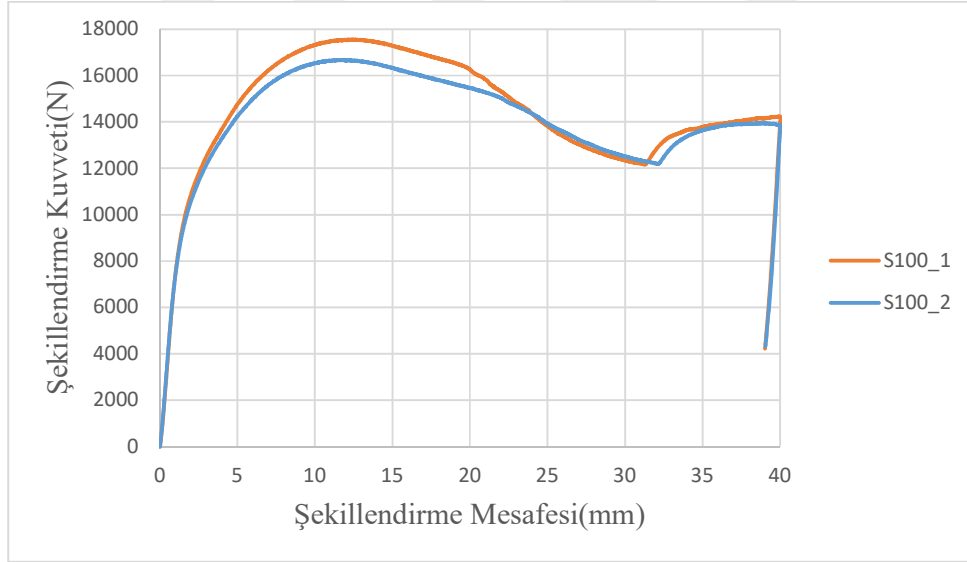
Şekil 4.9. Elips geometrisi S100 mesnet mesafesi ve R5 zımba yarıçapı için elde edilen grafik



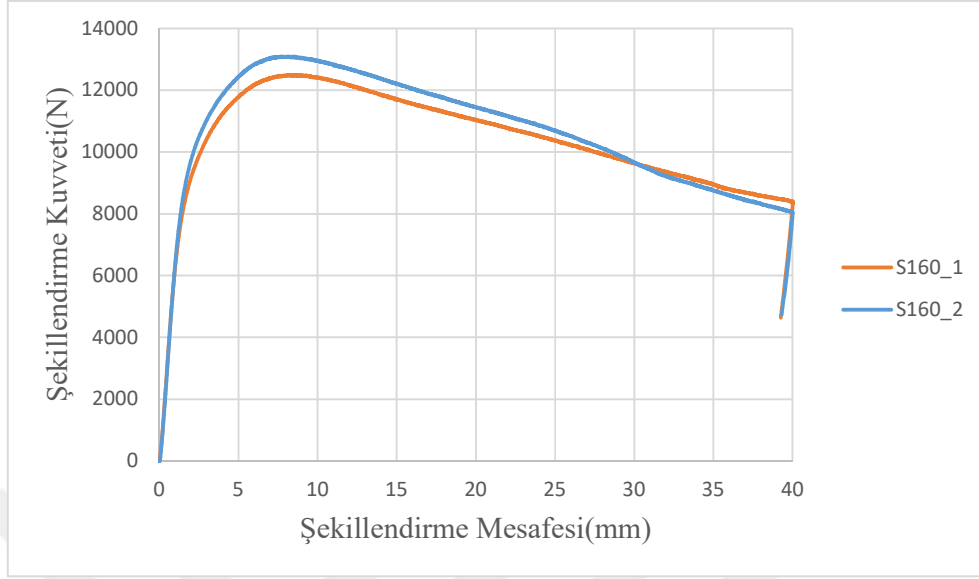
Şekil 4.10. Elips geometrisi S160 mesnet mesafesi ve R5 zımba yarıçapı için elde edilen grafik



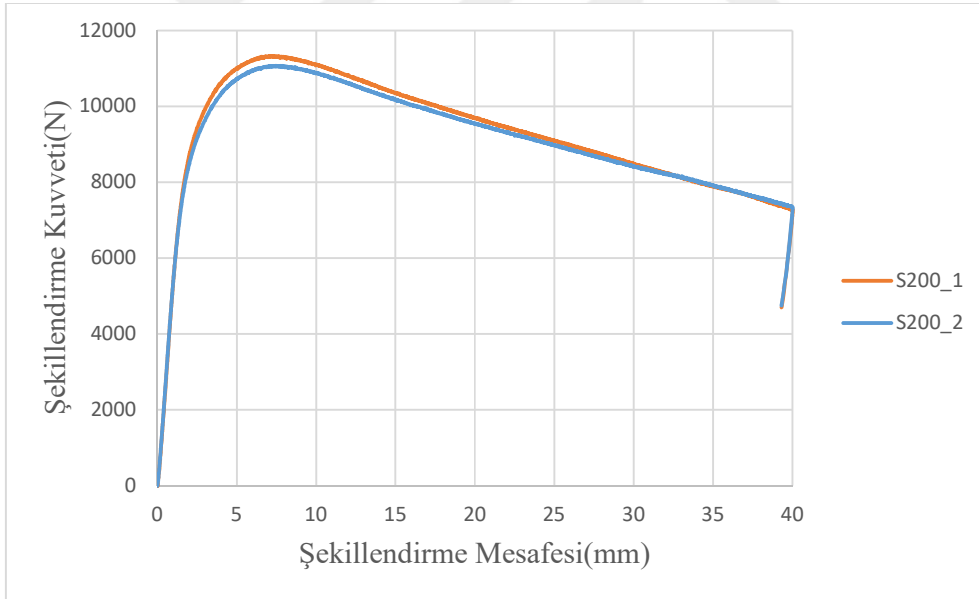
Şekil 4.11. Elips geometrisi S200 mesnet mesafesi ve R5 zımba yarıçapı için elde edilen grafik



Şekil 4.12. Elips geometrisi S100 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı için elde edilen grafik

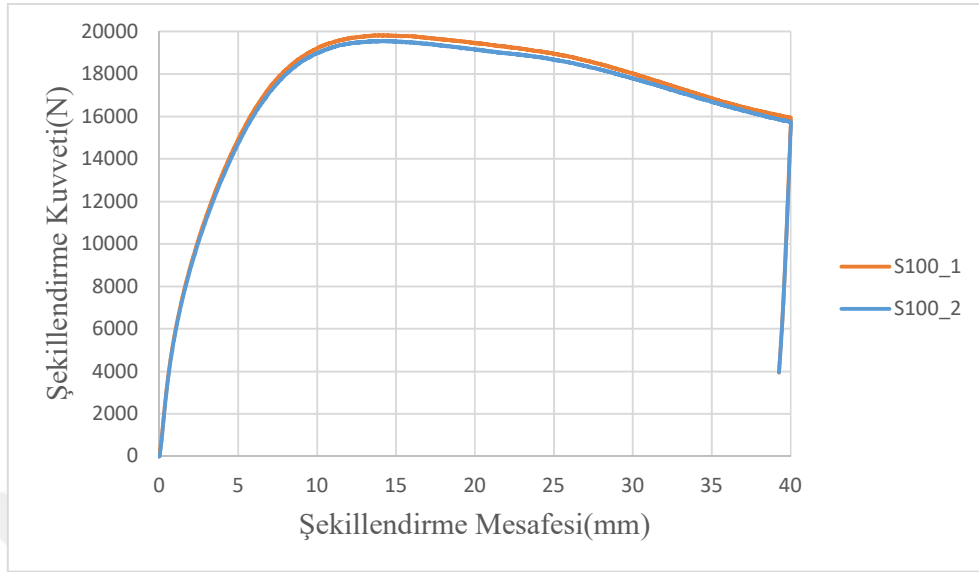


Şekil 4.13. Elips geometrisi S160 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı için elde edilen grafik

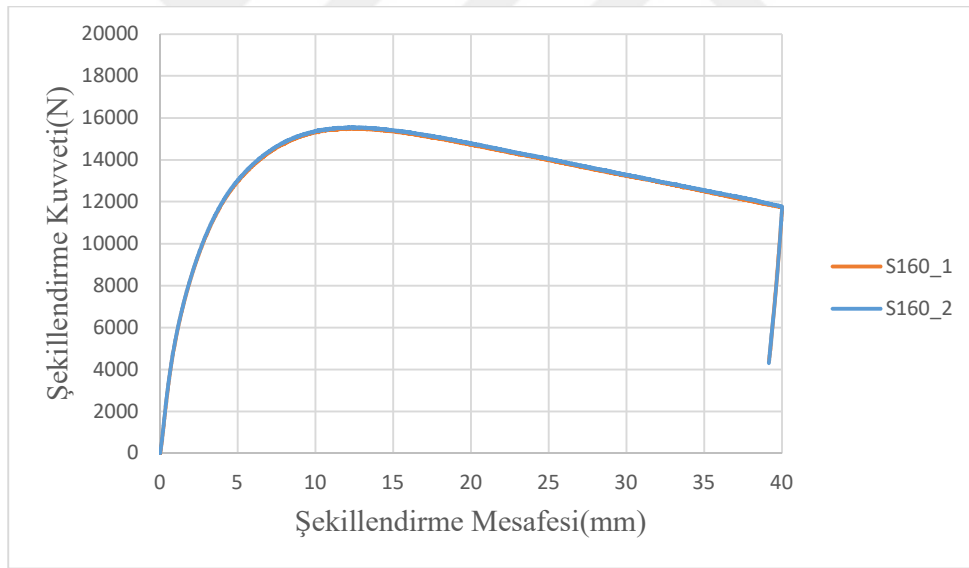


Şekil 4.14. Elips geometrisi S200 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı için elde edilen grafik

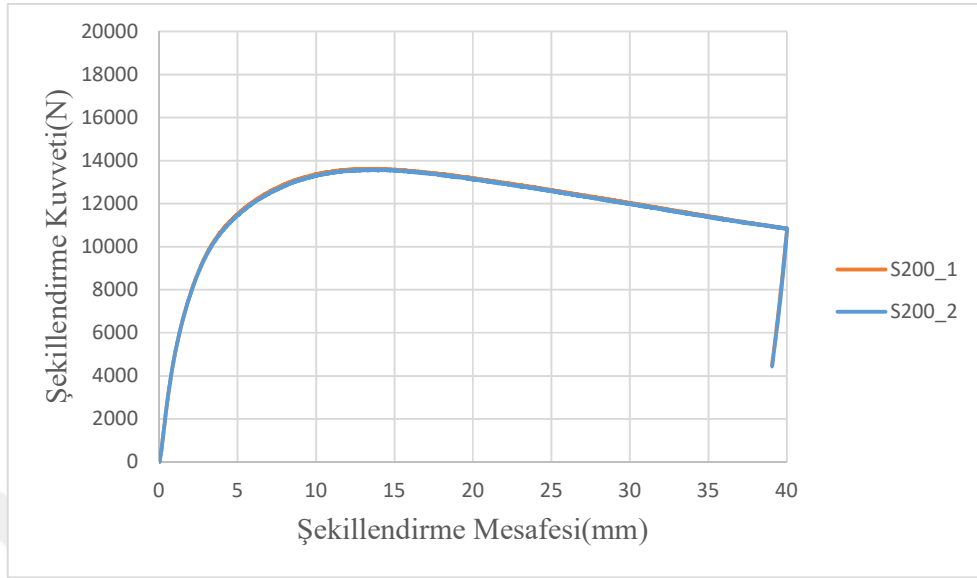
Yamuk geometrisi için elde edilen kuvvet-uzama eğrileri R5 zımba yarıçapı için Şekil 4.15 – 4.17 ve R10 zımba yarıçapı için Şekil 4.18 – 4.20’de verilmiştir. İki tekrar olarak gerçekleştirilen deneyler sonucunda elde edilen verilerin birbirini doğruladığı tespit edilmiştir. Dolayısıyla, çalışmanın bundan sonraki aşamalarında birinci tekrar ile ilerlemeye karar verilmiştir.



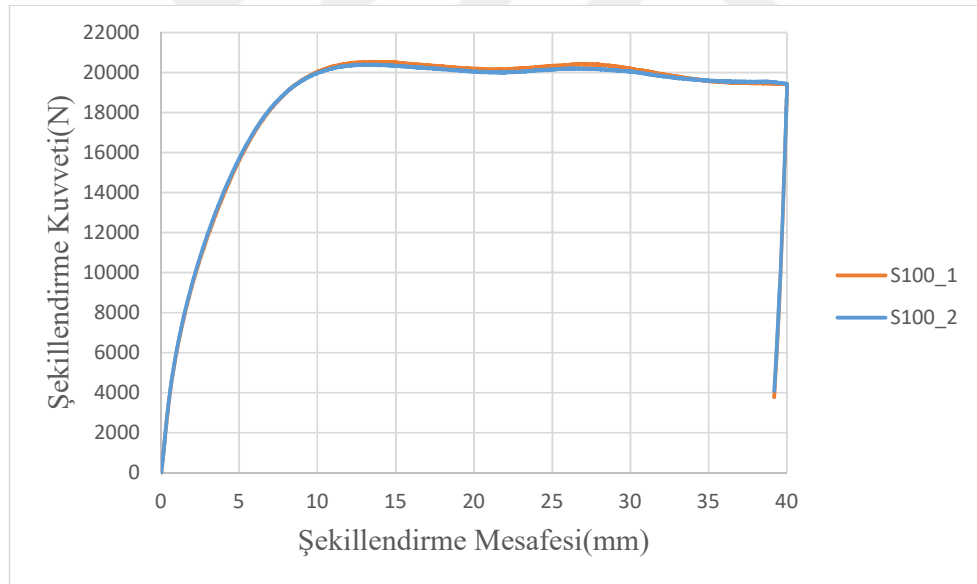
Şekil 4.15. Elips geometrisi S100 mesnet mesafesi ve R5 zımba yarıçapı için elde edilen grafik



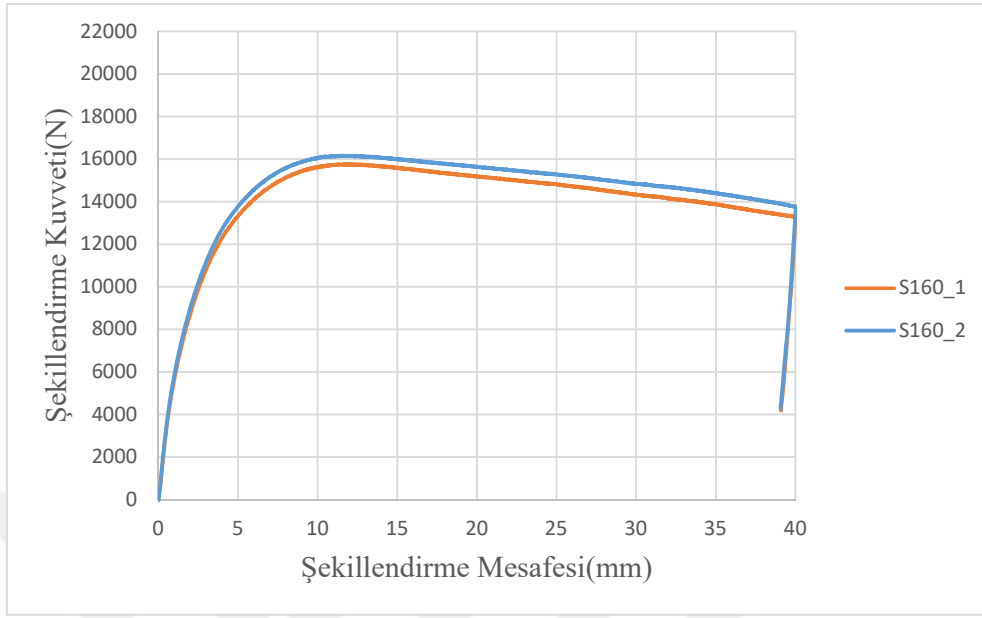
Şekil 4.16. Elips geometrisi S160 mesnet mesafesi ve R5 zımba yarıçapı için elde edilen grafik



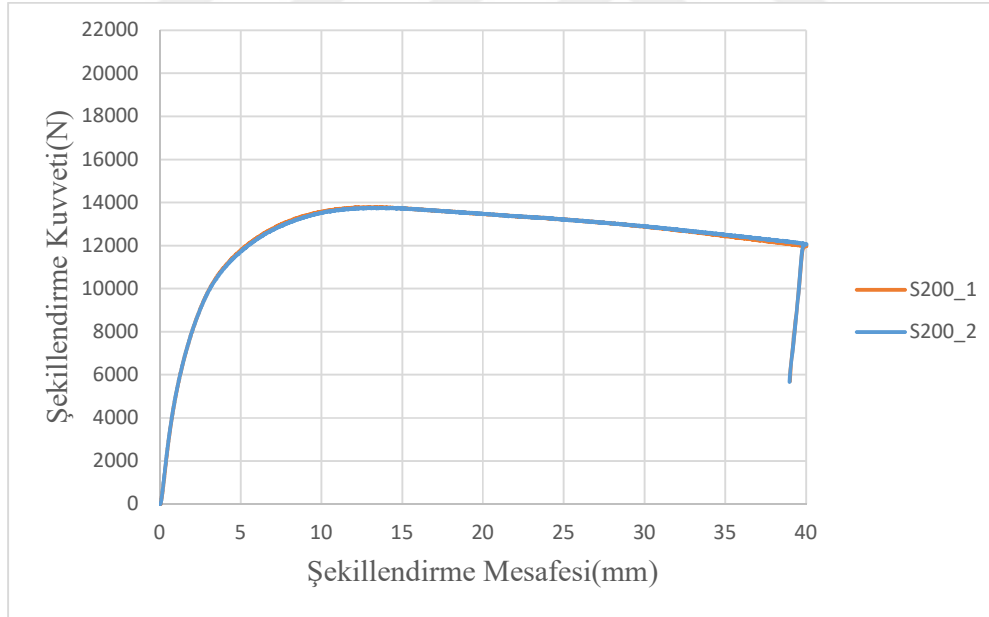
Şekil 4.17. Elips geometrisi S200 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı için elde edilen grafik



Şekil 4.18. Elips geometrisi S100 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı için elde edilen grafik



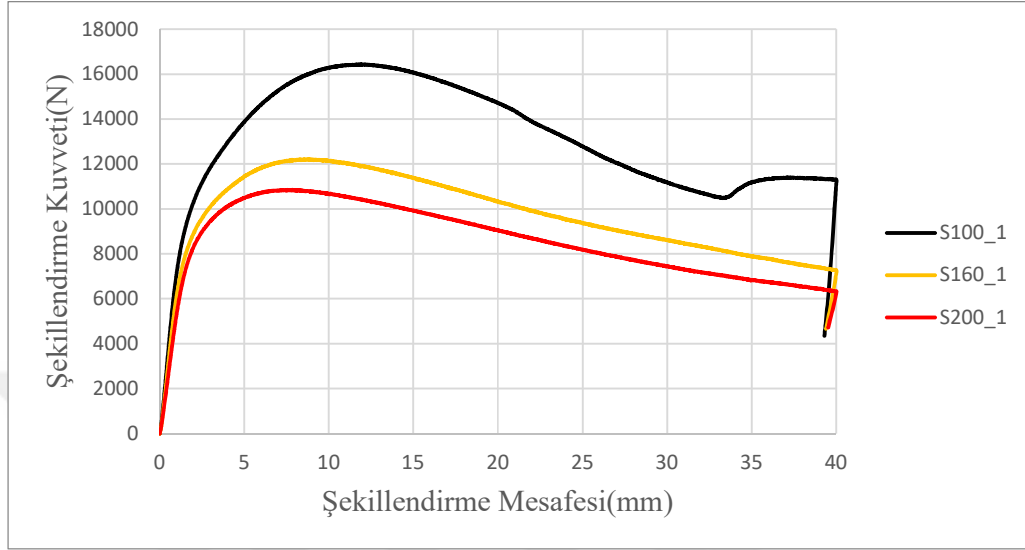
Şekil 4.19. Elips geometrisi S160 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı için elde edilen grafik



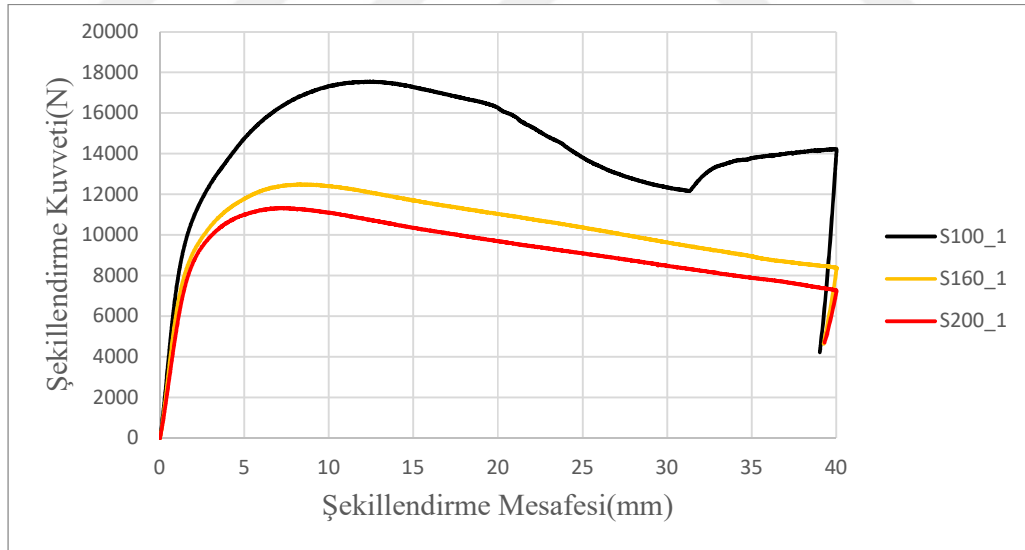
Şekil 4.20. Elips geometrisi S200 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı için elde edilen grafik

Ayrıca mesnet mesafesinin kuvvet-uzama eğrisine etkisini incelemek amacıyla iki farklı kesit geometrisi R5 zımba yarıçapı ve R10 zımba yarıçapı için S100, S160 ve S200 mesnet aralıklarına sahip eğriler ayrı bir grafik olarak Şekil 4.21 – Şekil 4.24'te verilmiştir. Artan zımba yarıçaplarının şekillendirme kuvveti üzerinde baskın bir etkisinin olmadığı gözlemlenmiştir. Ancak, artan mesnet mesafeleri ile birlikte şekillendirme kuvveti üzerinde

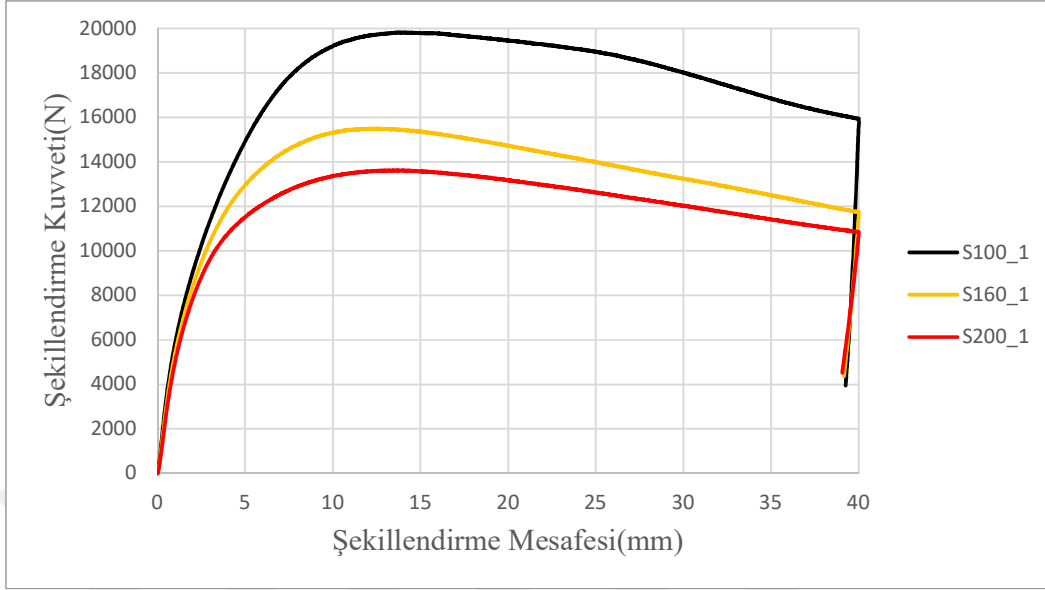
azalma meydana geldiği gözlemlenmiştir bu etkinin momentten kaynaklı olduğu düşünülmektedir.



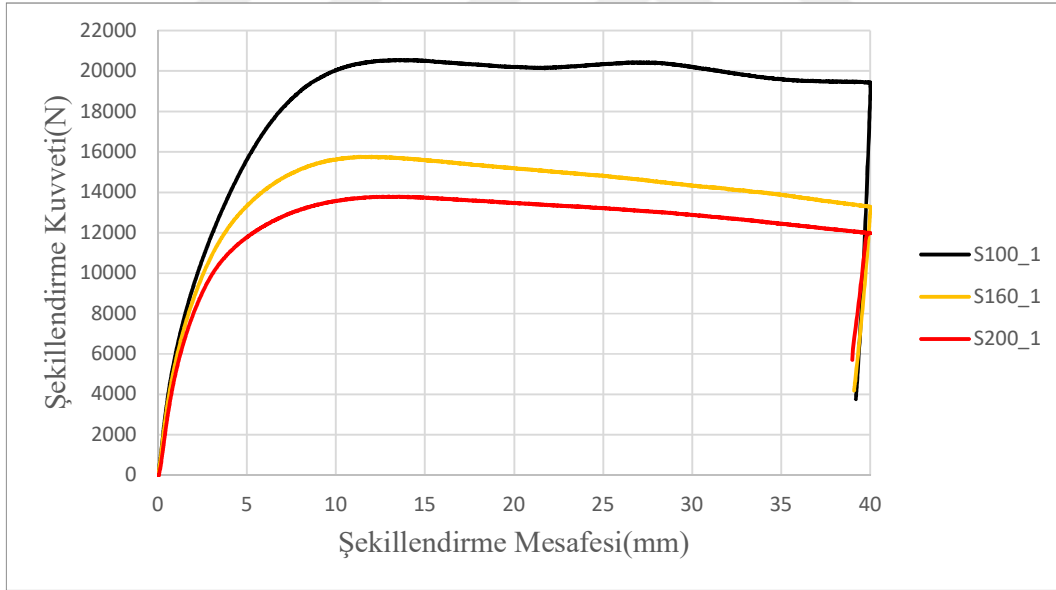
Şekil 4.21 Elips geometrisi farklı mesnet mesafeleri ve R5 zımba yarıçapı için elde edilen grafik



Şekil 4.22. Elips geometrisi farklı mesnet mesafeleri ve R10 zımba yarıçapı için elde edilen grafik



Şekil 4.23. Yamuk geometrisi farklı mesnet mesafeleri ve R10 zımba yarıçapı için elde edilen grafik

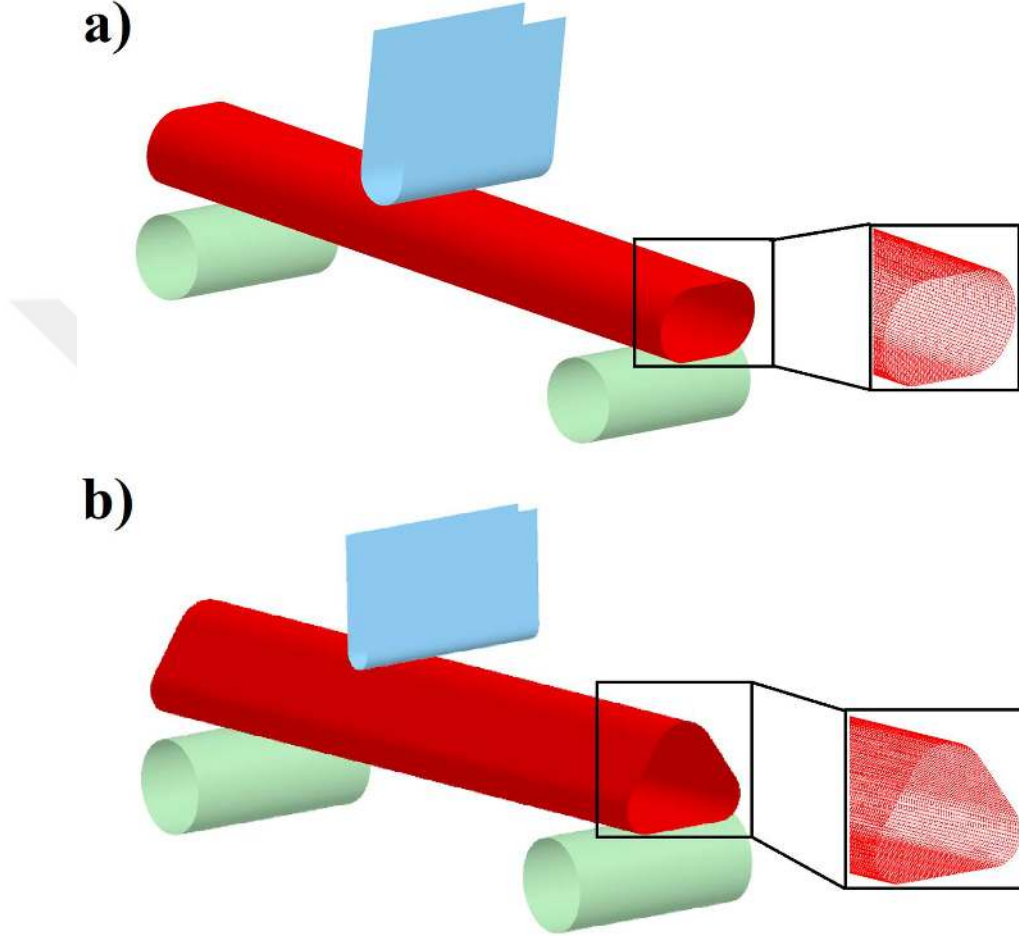


Şekil 4.24. Yamuk geometrisi farklı mesnet mesafeleri ve R10 zımba yarıçapı için elde edilen grafik

4.2 Sonlu Elemanlar Analizleri

Tez çalışmasının bu aşamasında deneysel olarak gerçekleştirilen işlemler sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak simüle edilmiştir. Sonlu elemanlar modelini oluşturmak için Dynaform paket yazılımı kullanılmıştır. Bütün hesaplamalar profil üzerinden yapıldığından ve kalıp elemanları rijit olarak kabul edildiğinden dolayı profilin ağ yapısı kalıp elemanlarına göre

daha hassas oluşturulmuştur. Şekil 4.25'te elips ve yamuk kesit geometrisine sahip profillerin sonlu elemanlar modelleri ve sonlu elemanlar modeline ait hesaplama parametreleri Tablo 4.1'de verilmiştir.



Şekil 4.25. a) Elips ve b)Yamuk geometrileri için sonlu elemanlar modeli

Tablo 4.1. Üç nokta eğme deneyi hesaplama parametreleri

Parametre	Değer
Elips Kesit Geometrisi	
Sac Eleman Boyutu	1 mm
Sac Eleman Sayısı	30500
Eleman Formülasyonu	Tam integrasyonlu kabuk eleman
İntegrasyon Nokta Sayısı	7
Yamuk Kesit Geometrisi	
Sac Eleman Boyutu	1 mm
Sac Eleman Sayısı	32000
Eleman Formülasyonu	Tam integrasyonlu kabuk eleman
İntegrasyon Nokta Sayısı	7

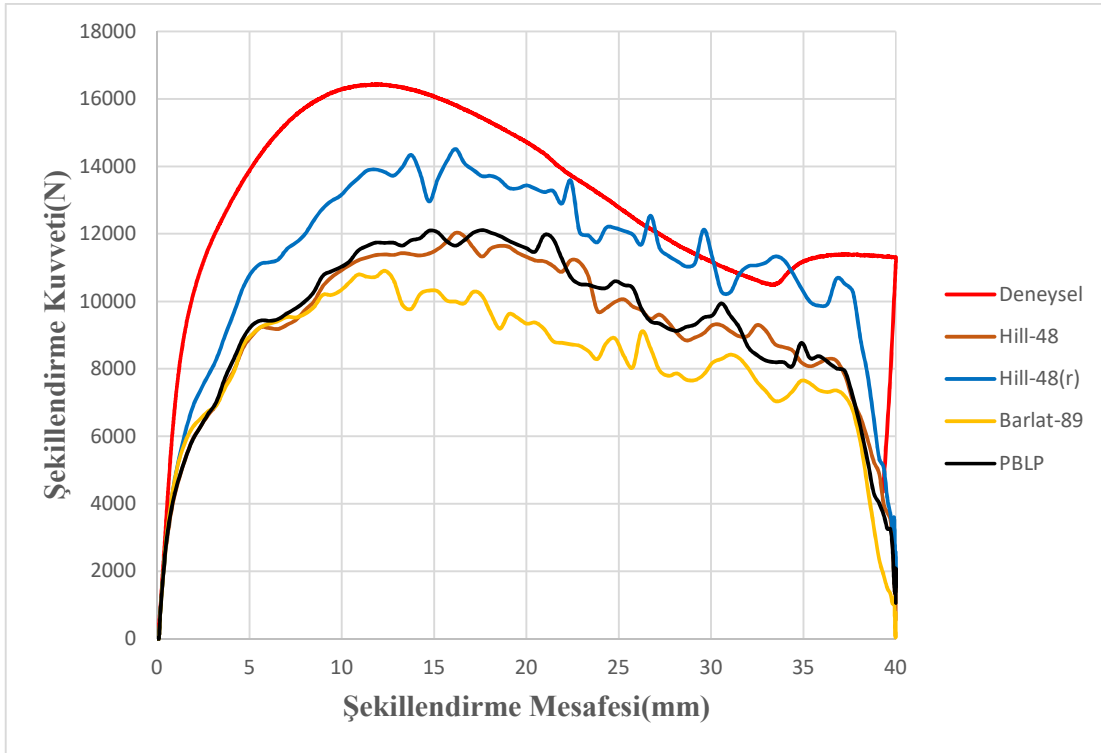
Malzeme olarak alüminyum alaşımı 6060 yamuk ve elips kesit geometrisine sahip ekstrüzyon ürünü olan profiller kullanılmıştır. Alüminyum 6060 alaşımına ait malzemenin mekanik özellikleri kullanılan malzeme modeli parametrelerine göre Tablo 4.2’de verilmiştir.

Tablo 4.2. Alüminyum 6060 alaşımının mekanik özellikleri

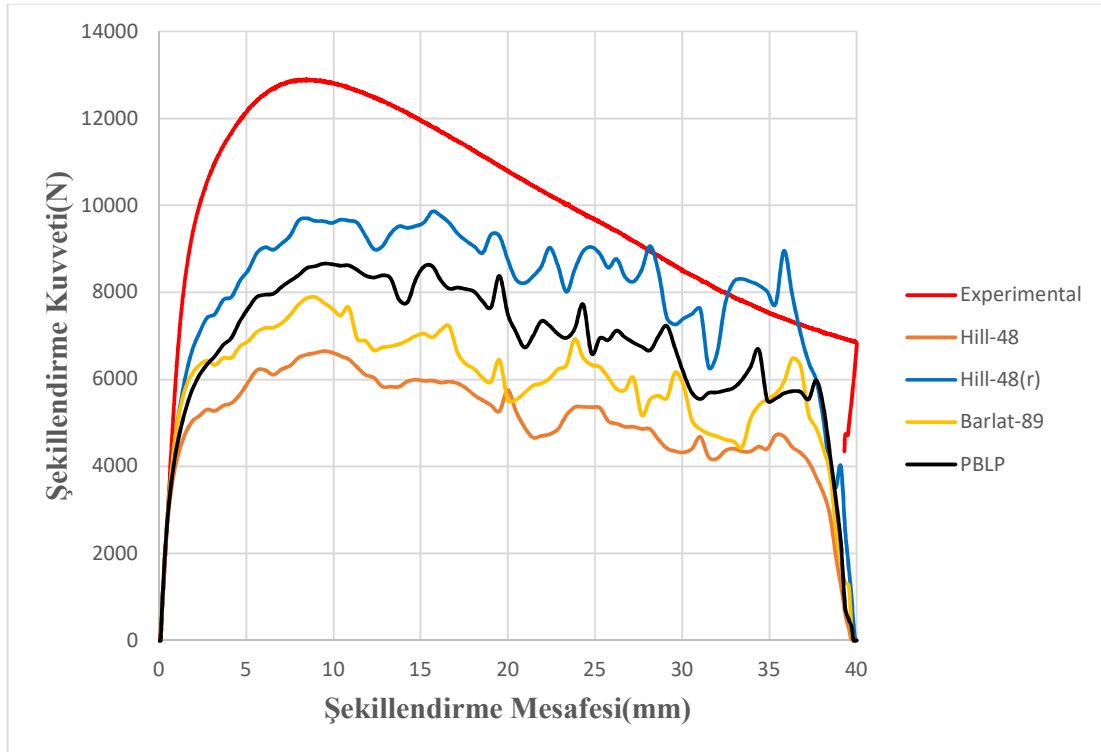
AA6060 Alaşımı Malzeme Özellikleri			
Parça Boyunca Lineer Plastisite (PBLP)		Hill-48	
Elastisite Modülü(GPa)	51	Elastisite Modülü(GPa)	51
Poisson Oranı	0.33	Poisson Oranı	0.33
Akma Gerilmesi(MPa)	111.8	Akma Gerilmesi(MPa)	111.8
Kayma Modülü(MPa)	128.61	Mukavemet Katsayısı(MPa)	128.61
-	-	R	0.6275
Barlat-89		Hill-48(r)	
Elastisite Modülü(GPa)	51	Elastisite Modülü(GPa)	51
“Pekleşme Kuralı	4	Poisson Oranı	0.33
a (MPa)	128.61	Pekleşme Kuralı	3
c	16.64	r_0	0.492
m	8	r_{45}	0.367
r_0	0.492	r_{90}	1.277
r_{45}	0.367	ϵ_0	0.002
r_{90}	1.277	-	-
b	0.002	-	-

Kaynak: (Liao J. vd. 2014)

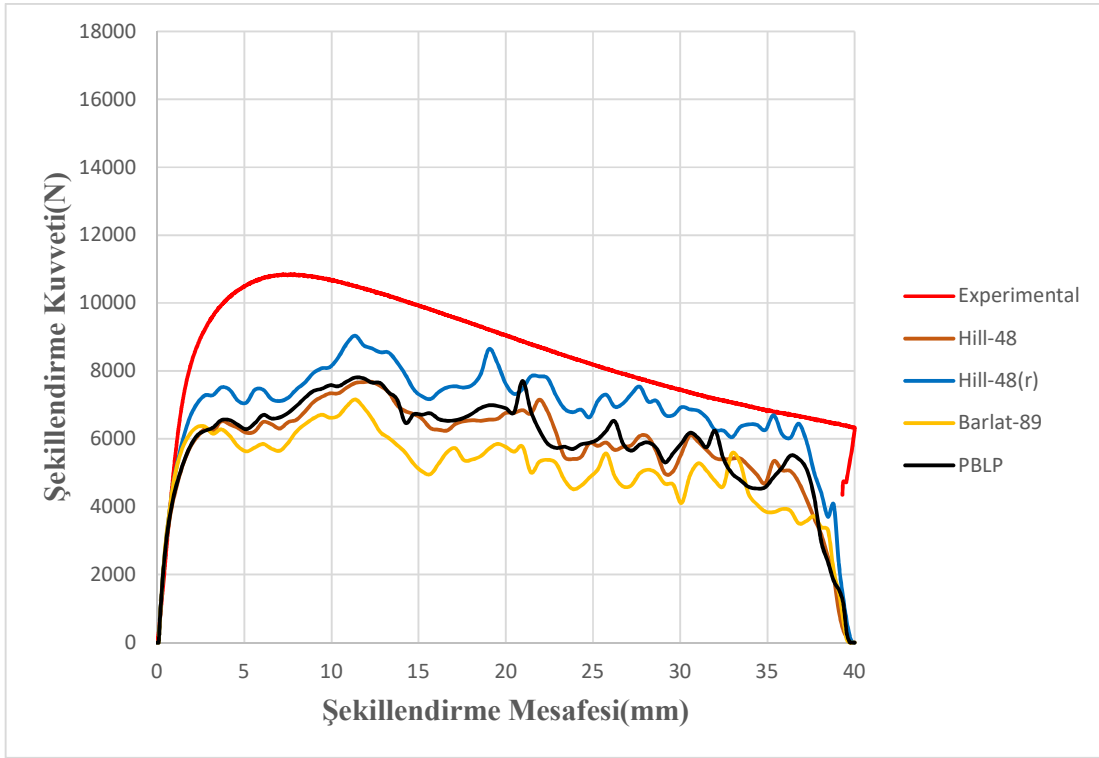
Sonlu elemanlar analizleri ile birlikte numerik olarak kuvvet-uzama eğrileri ve eğilmeye uğramış profil formları elde edilmiştir. Üç nokta eğme analizleri sonucunda elips kesit geometrisi için elde edilen kuvvet-uzama eğrileri farklı malzeme modelleri ile birlikte deneysel çalışma ile karşılaştırılması Şekil 4.26 – 4.31’de verilmiştir.



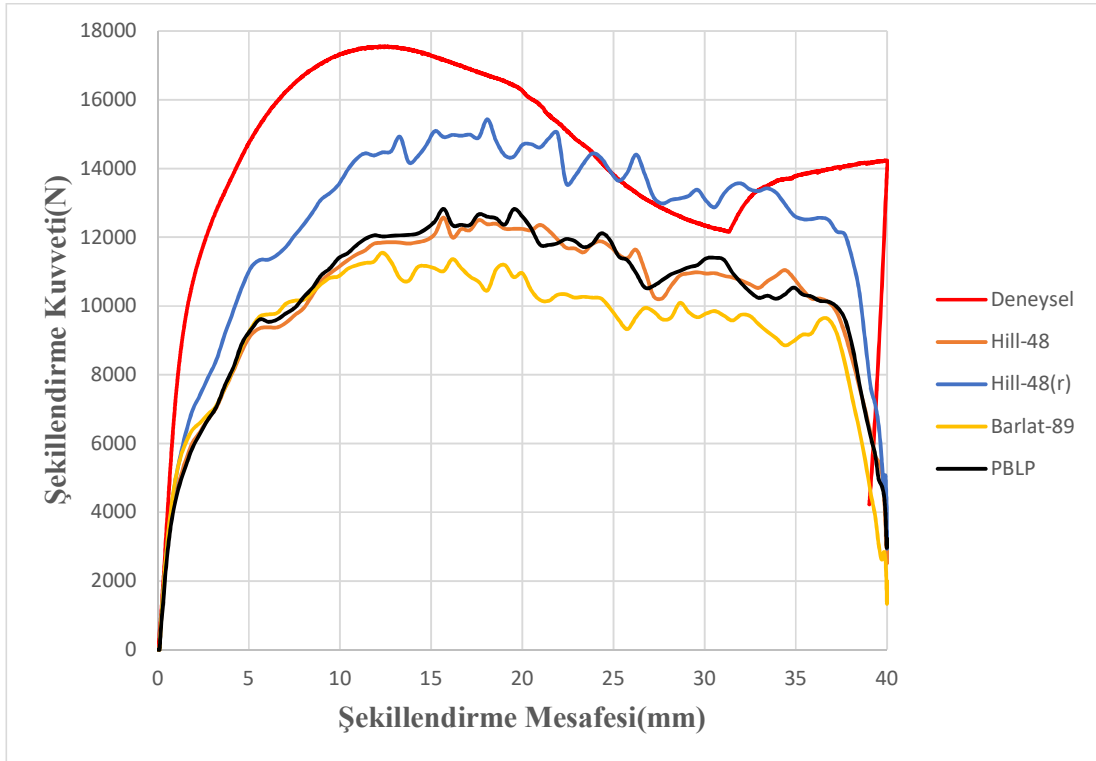
Şekil 4.26. S100 mesnet mesafesi ve R5 zımba yarıçapı elips kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması



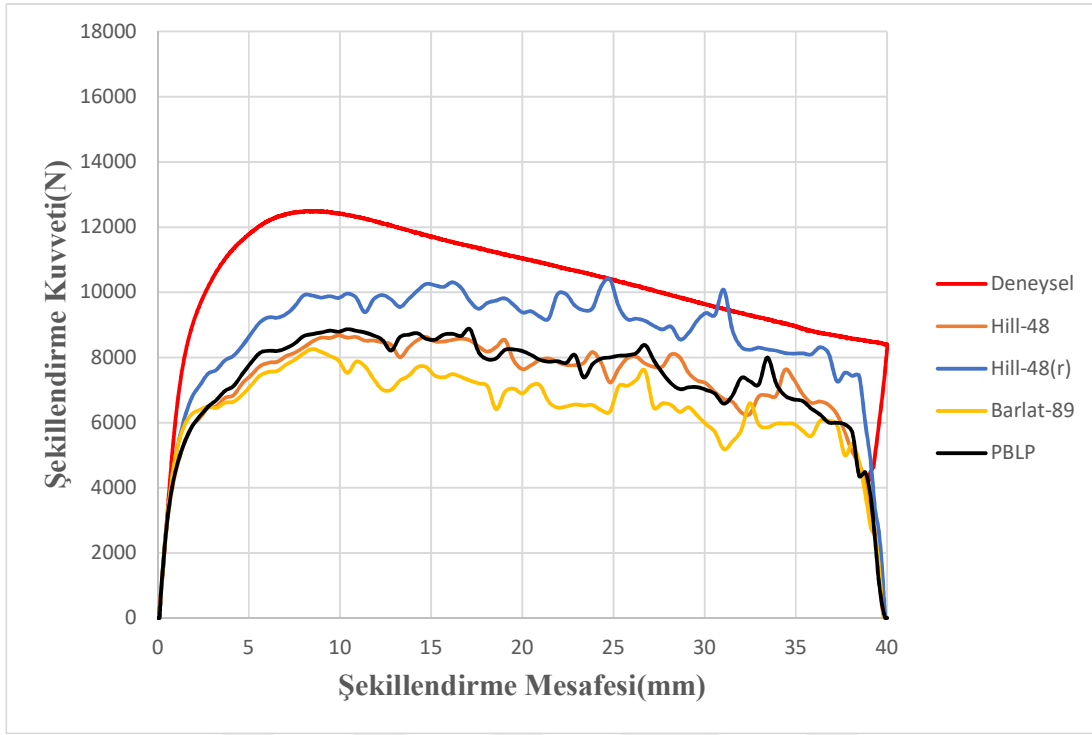
Şekil 4.27. S160 mesnet mesafesi ve R5 zımba yarıçapı elips kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması



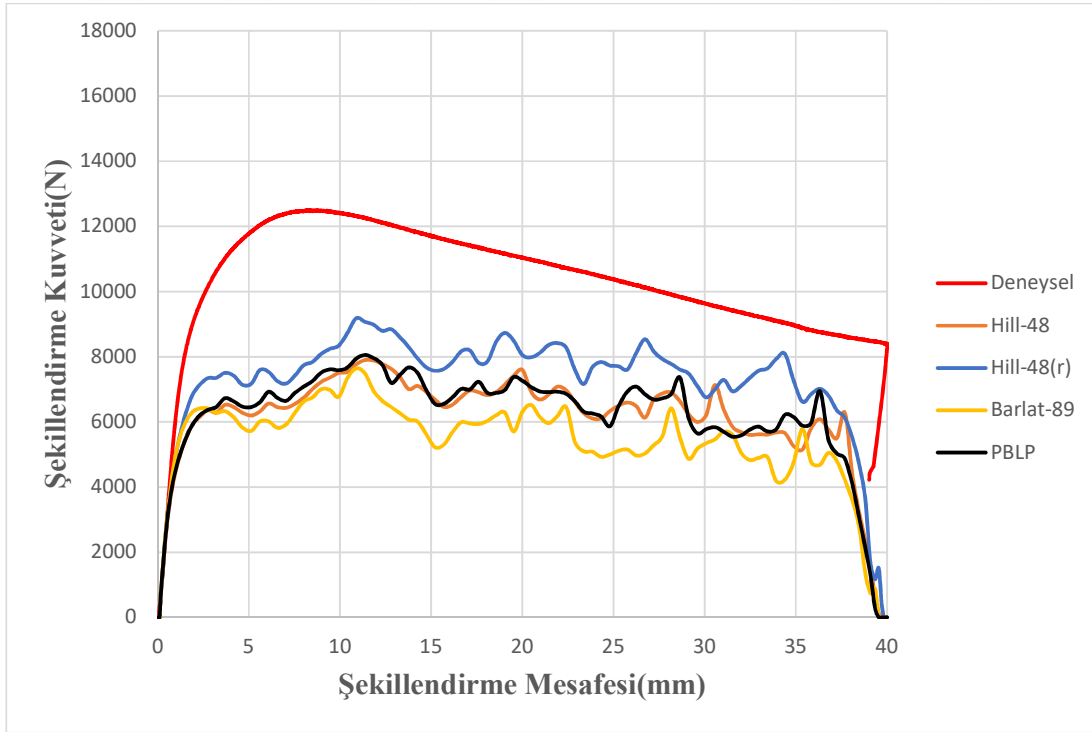
Şekil 4.28. S200 mesnet mesafesi ve R5 zımba yarıçapı elips kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması



Şekil 4.29. S100 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı elips kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması

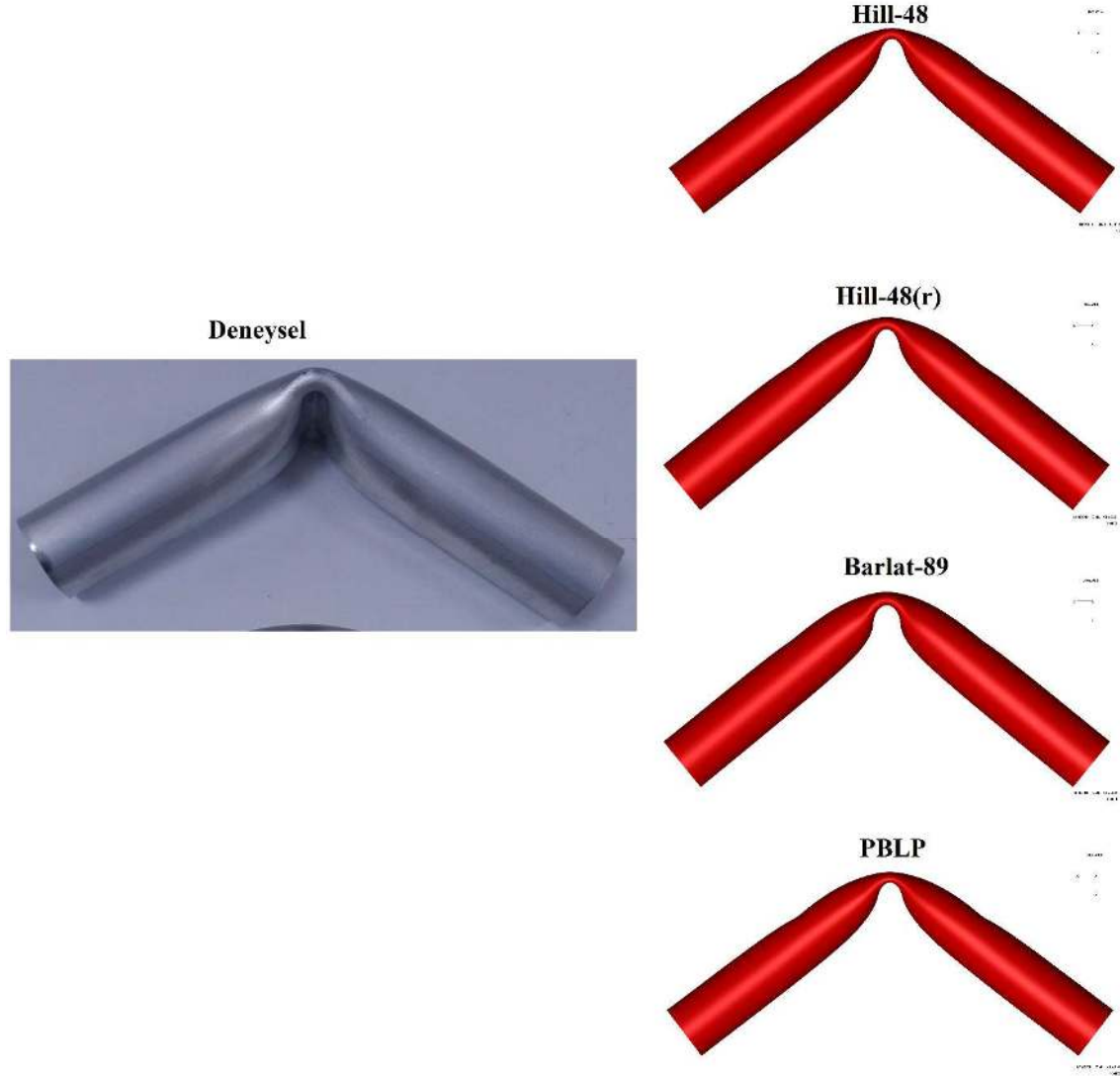


Şekil 4.30. S160 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı elips kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması

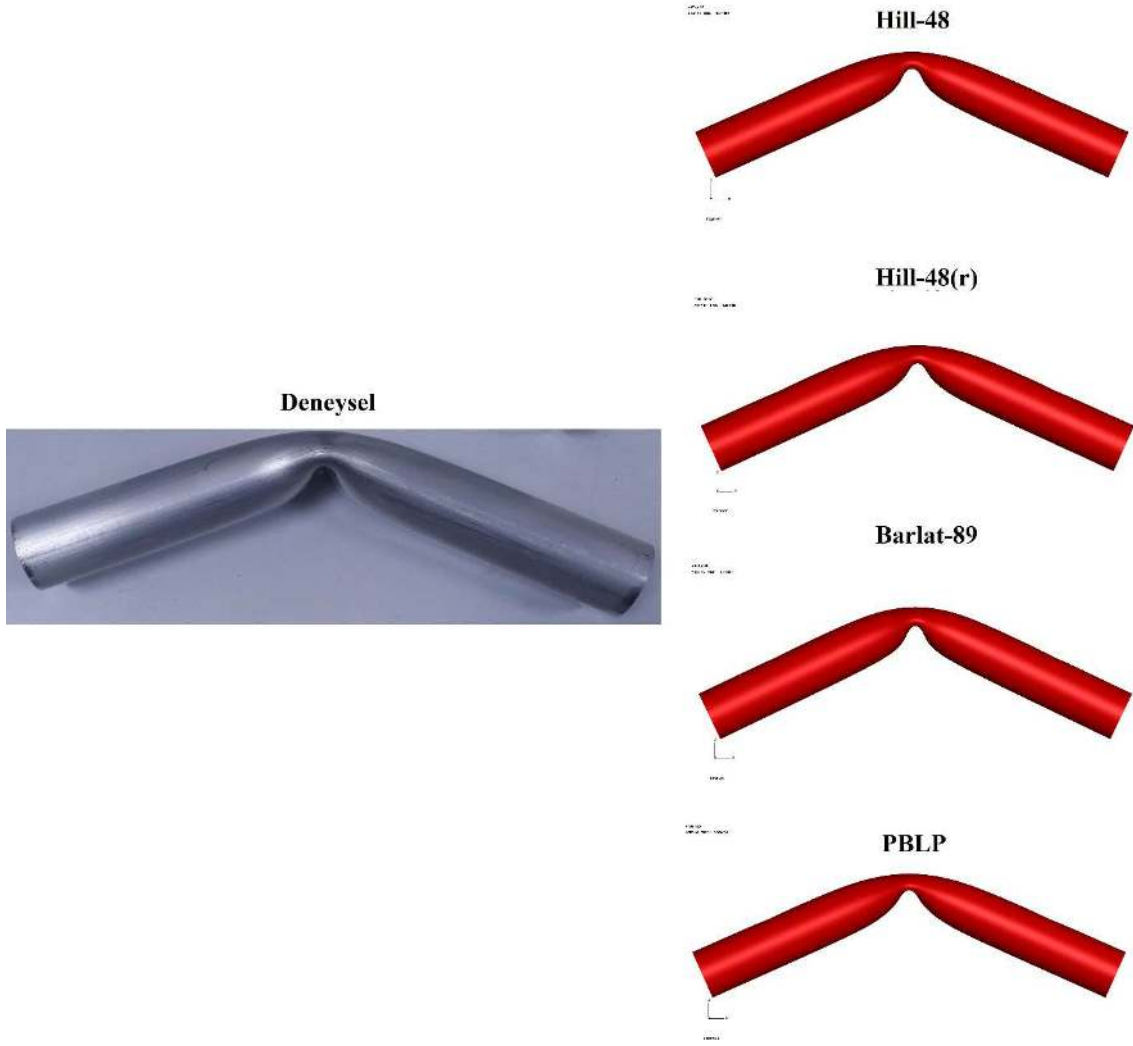


Şekil 4.31. S200 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı elips kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması

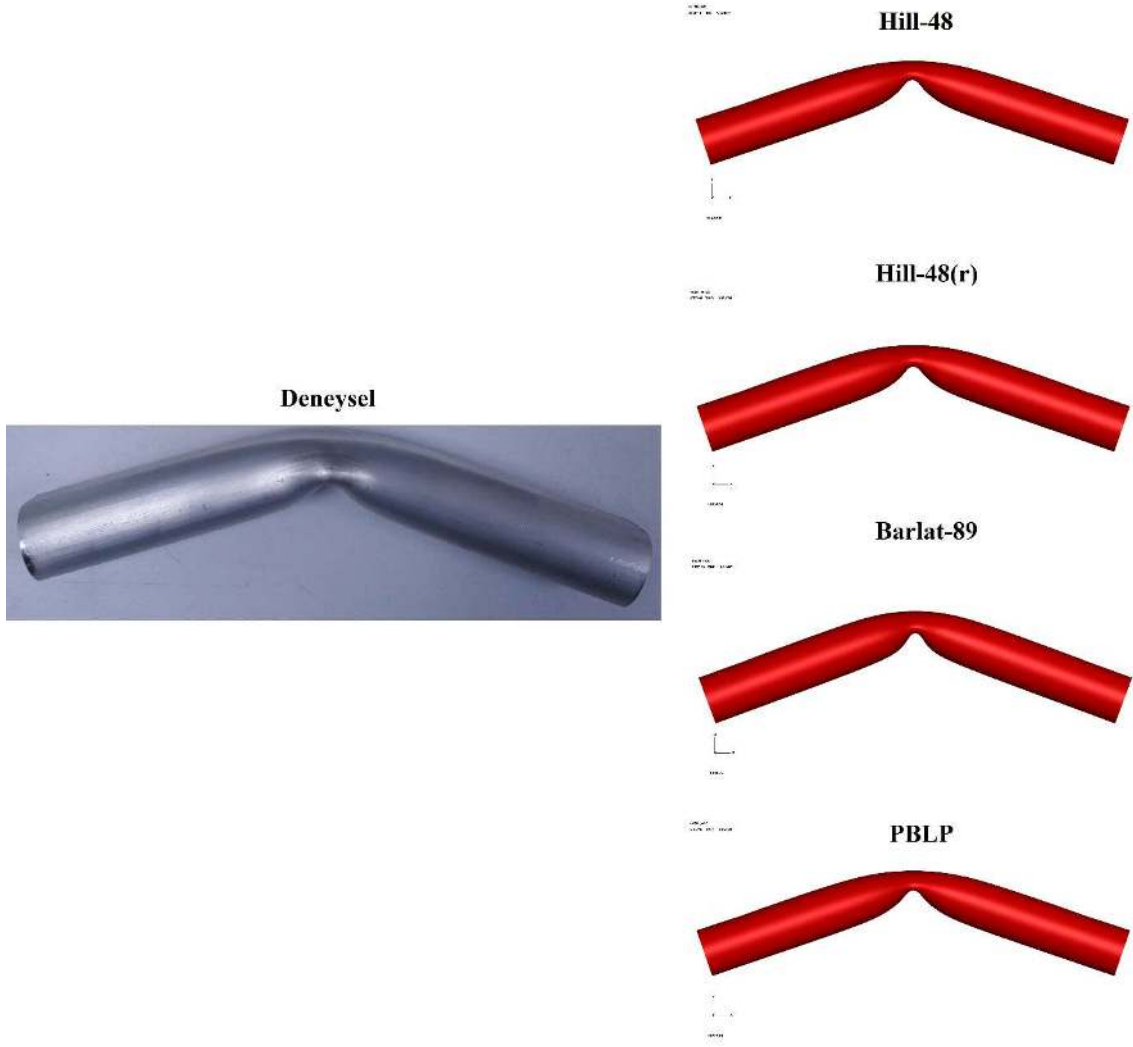
Elips kesit geometrisine sahip profilin sonlu elemanlar analizi sonucunda deforme olmuş formu ile deneysel olarak elde edilen malzeme formları R5 zımba yarı çapı için farklı mesnet aralıkları ile birlikte Şekil 4.32 – 4.34’te ve R10 zımba yarıçapı için farklı mesnet aralıkları ile birlikte sırasıyla Şekil 4.35 – 4.37’de verilmiştir.



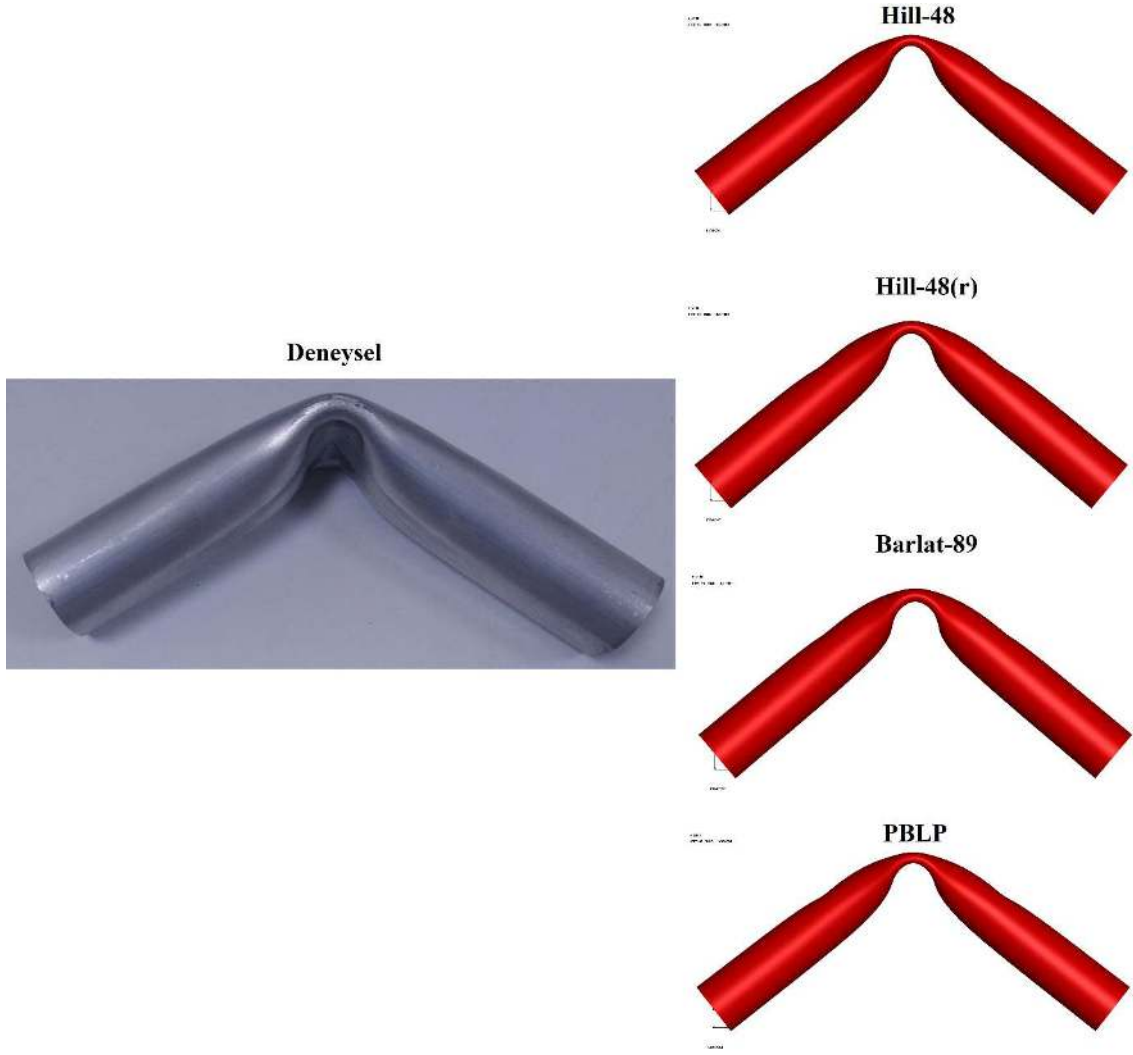
Şekil 4.32. Elips kesit geometrisine sahip profilin S100 mesnet aralığı ve R5 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması



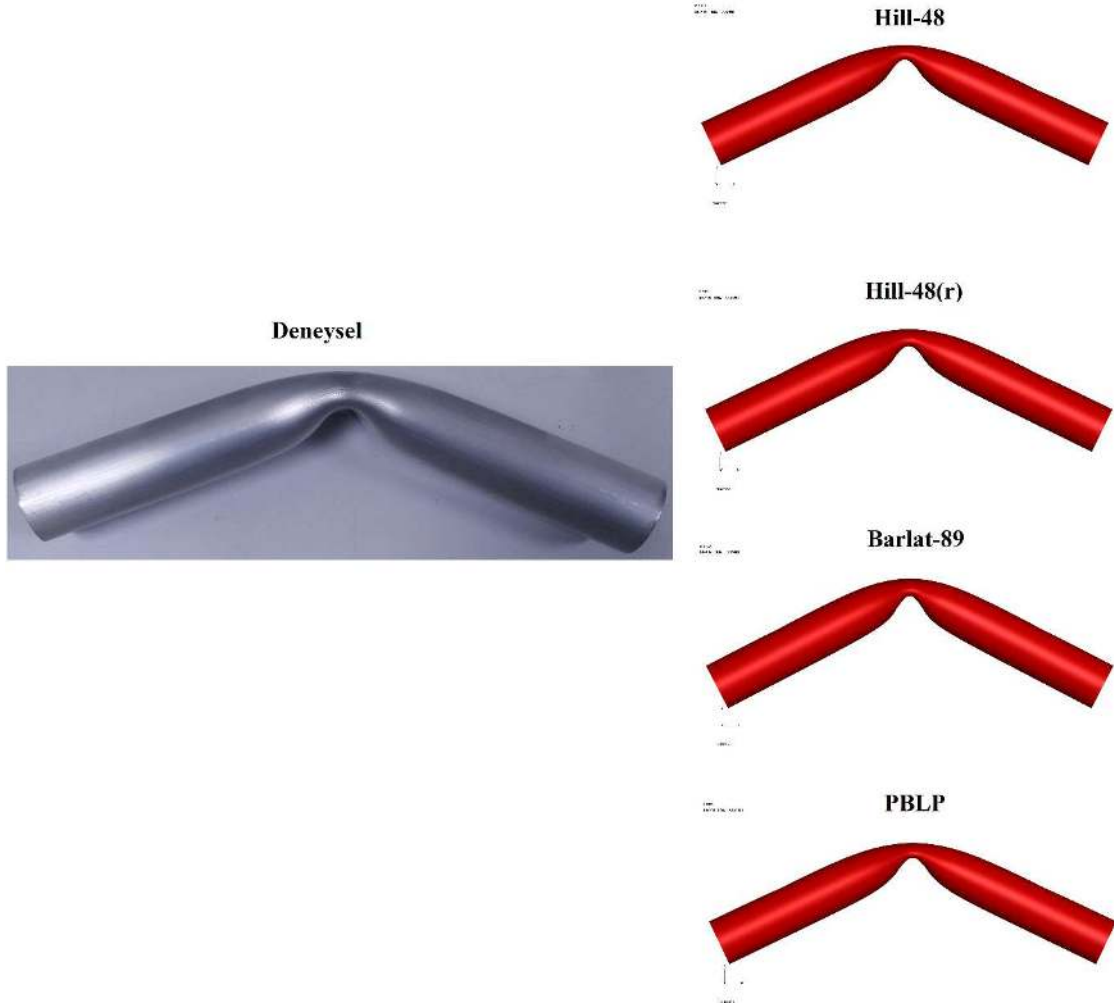
Şekil 4.33. Elips kesit geometrisine sahip profilin S160 mesnet aralığı ve R5 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması



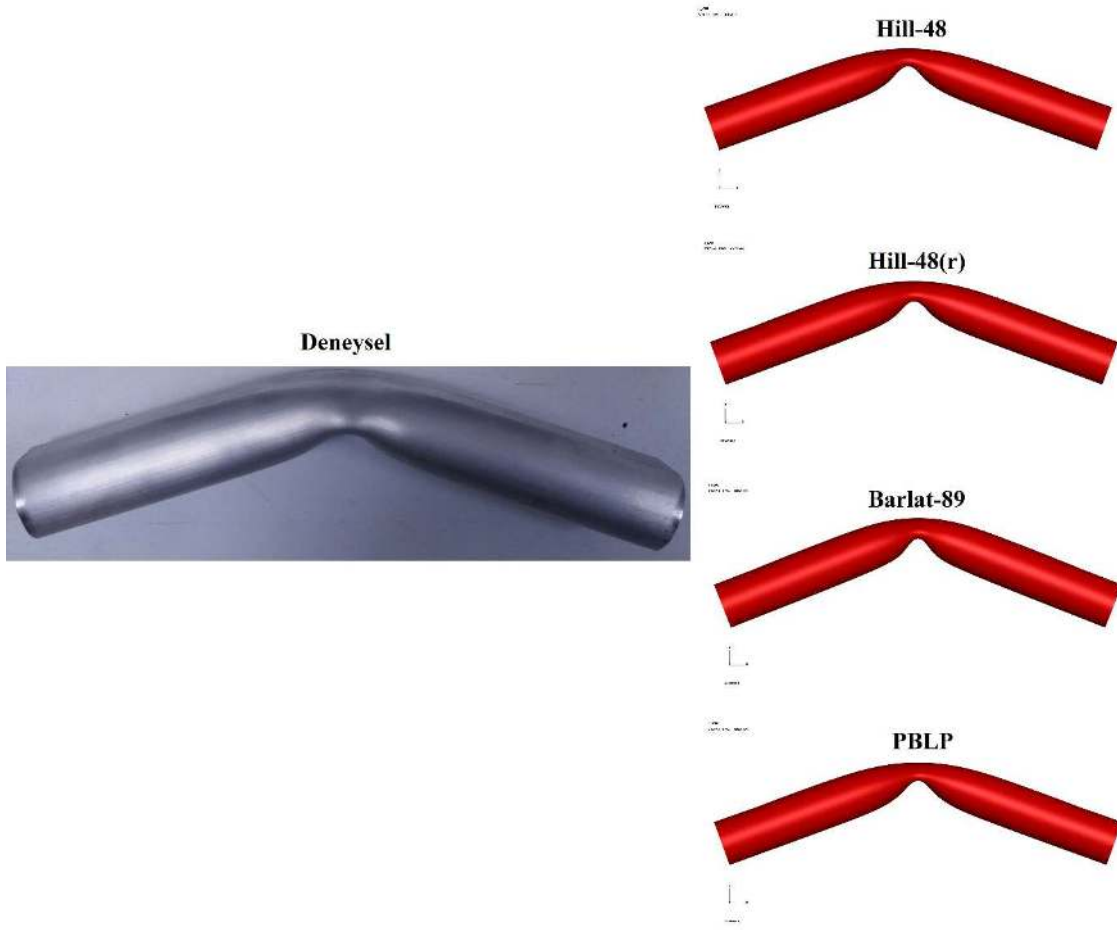
Şekil 4.34. Elips kesit geometrisine sahip profilin S200 mesnet aralığı ve R5 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması



Şekil 4.35. Elips kesit geometrisine sahip profilin S100 mesnet aralığı ve R10 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması

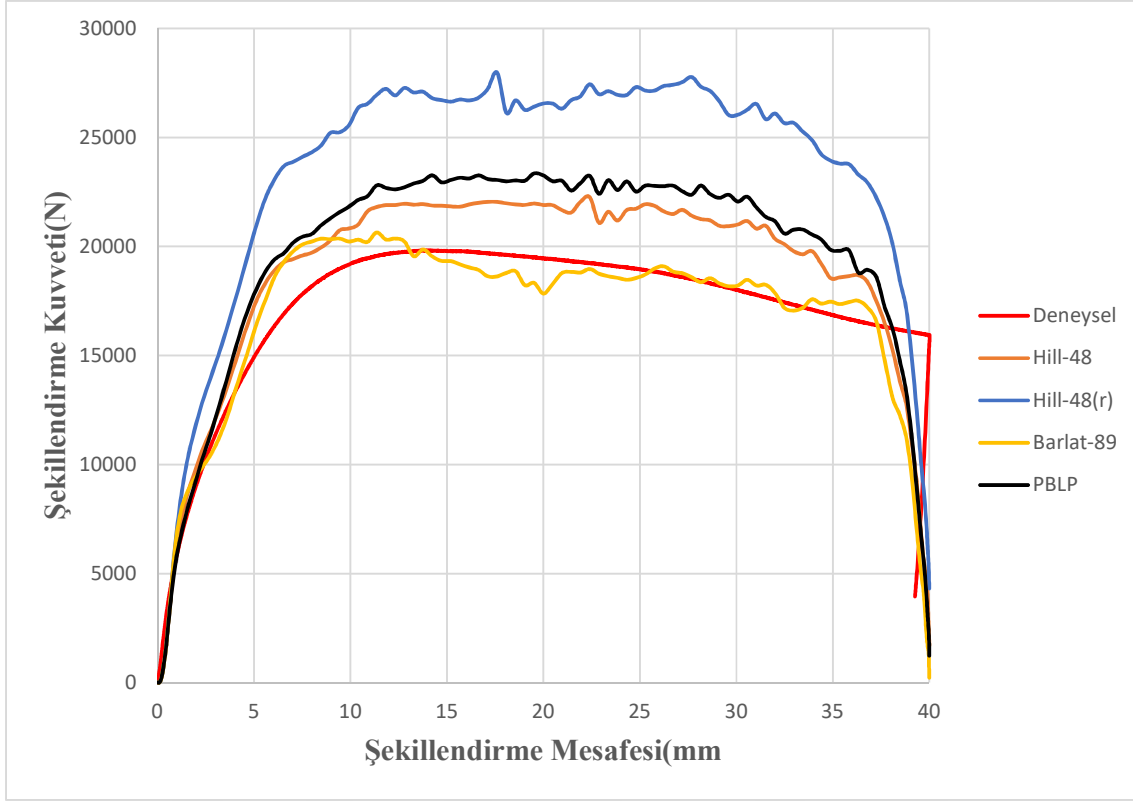


Şekil 4.36. Elips kesit geometrisine sahip profilin S160 mesnet aralığı ve R10 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması

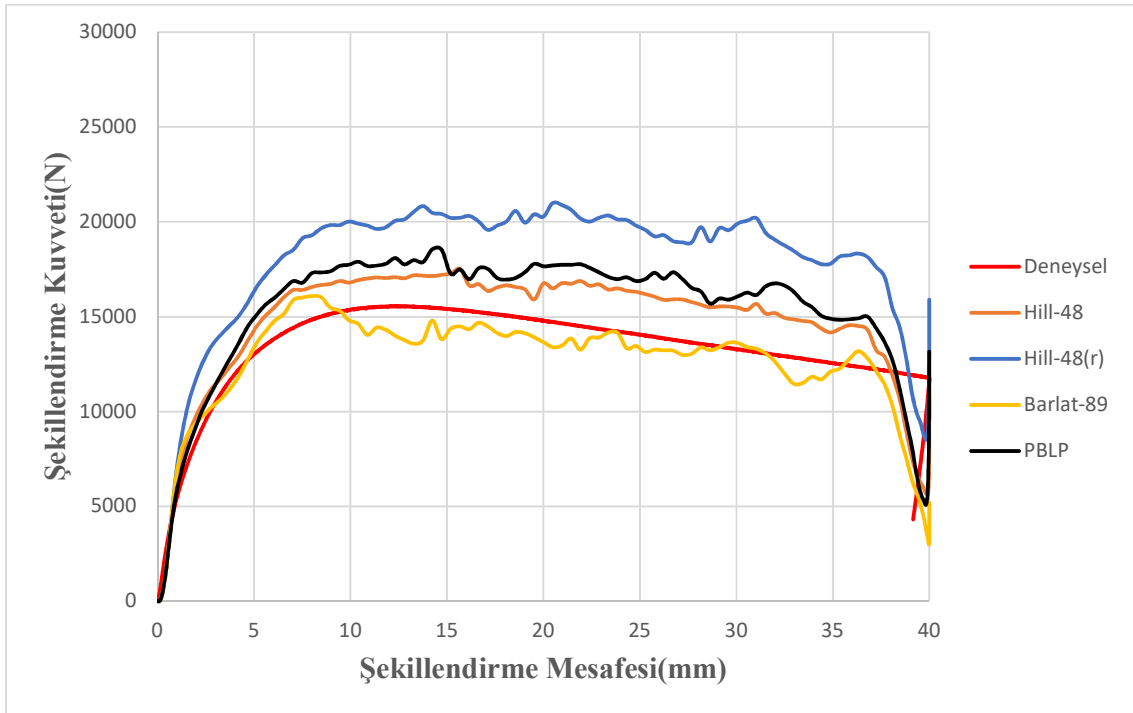


Şekil 4.37. Elips kesit geometrisine sahip profilin S200 mesnet aralığı ve R10 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması

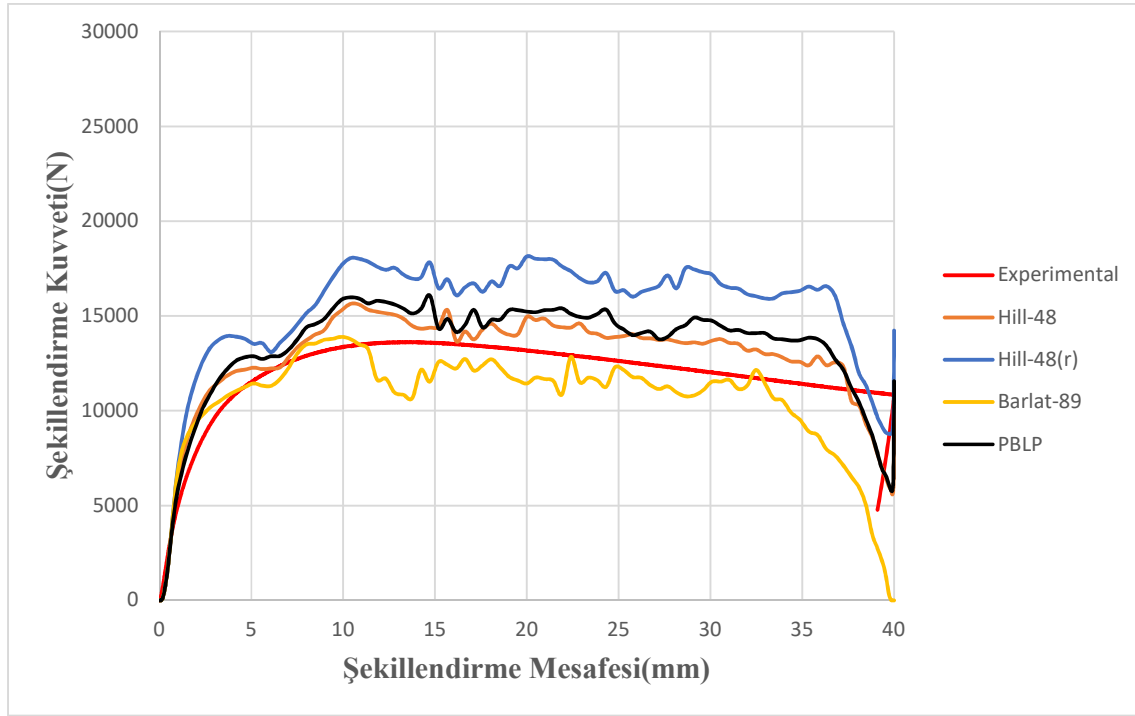
Üç nokta eğme analizleri sonucunda yamuk kesit geometrisi için elde edilen kuvvet-uzama eğrileri farklı malzeme modelleri ile birlikte deneysel çalışma ile karşılaştırılması Şekil 4.38 – 4.43’te verilmiştir.



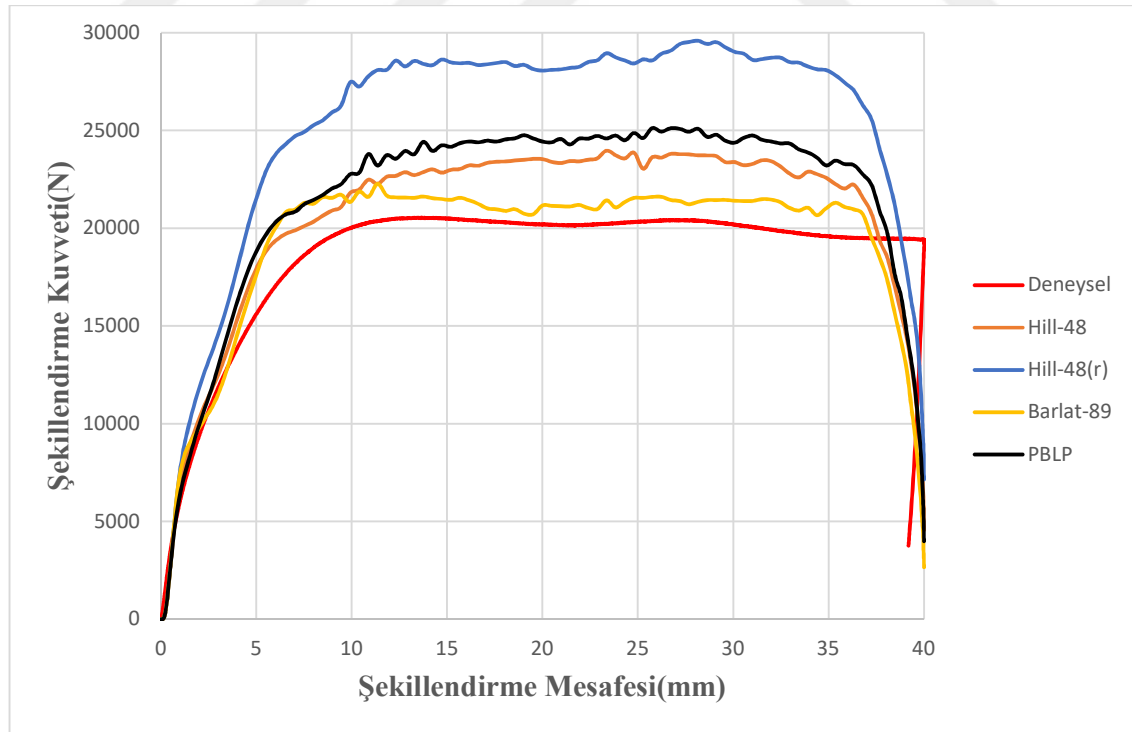
Şekil 4.38. S100 mesnet mesafesi ve R5 zımba yarıçapı yamuk kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması



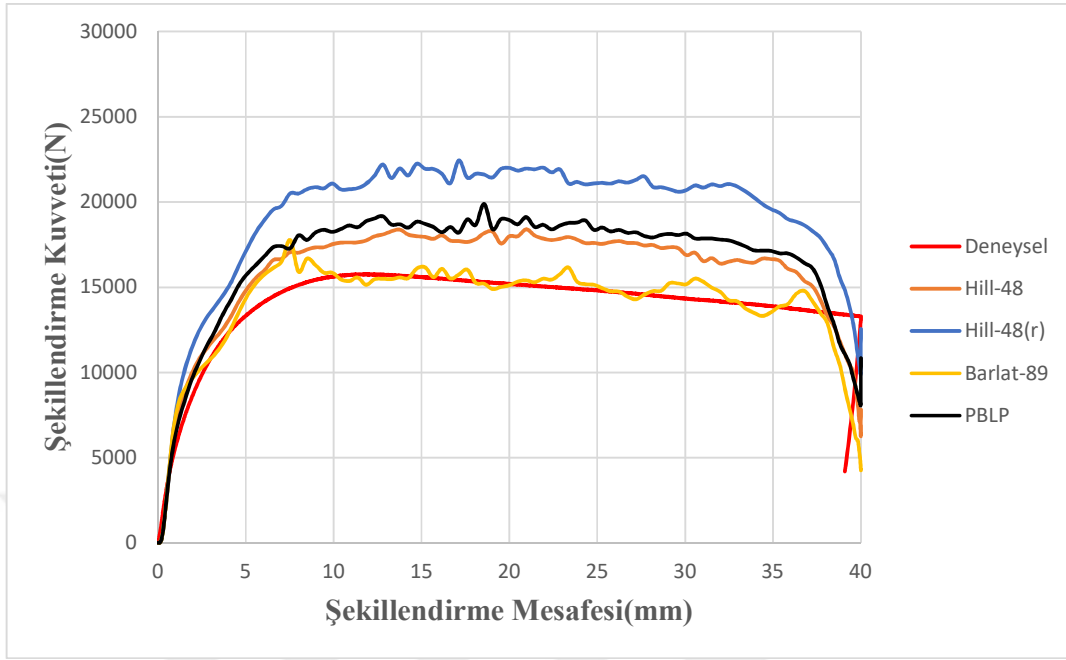
Şekil 4.39. S160 mesnet mesafesi ve R5 zımba yarıçapı yamuk kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması



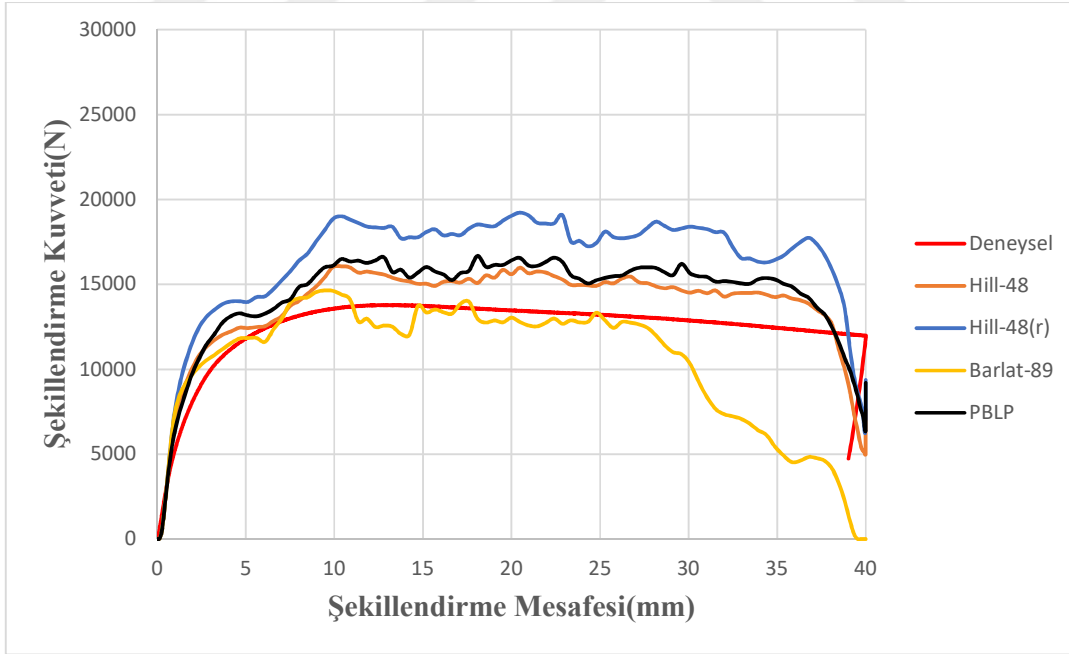
Şekil 4.40. S200 mesnet mesafesi ve R5 zımba yarıçapı yamuk kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması



Şekil 4.41. S100 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı yamuk kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması



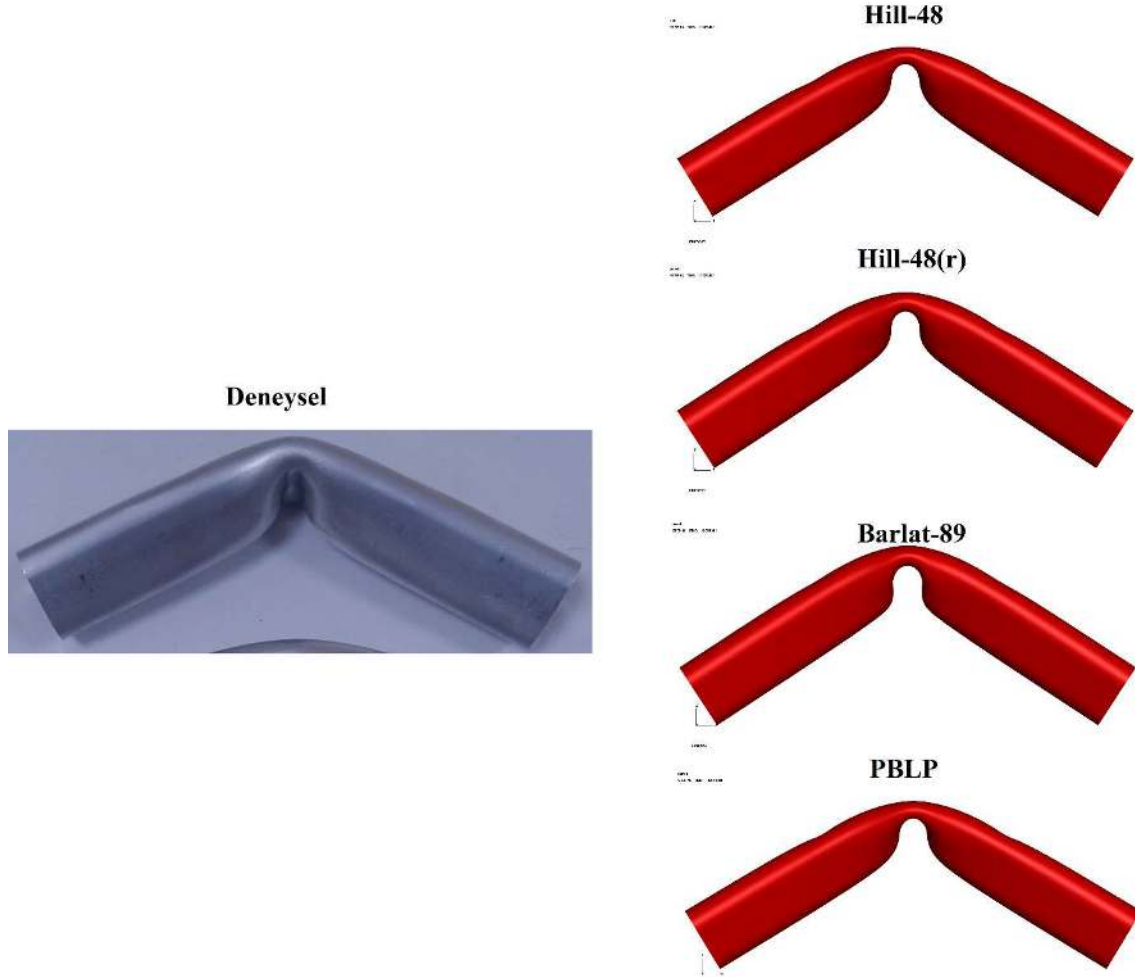
Şekil 4.42. S160 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı yamuk kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması



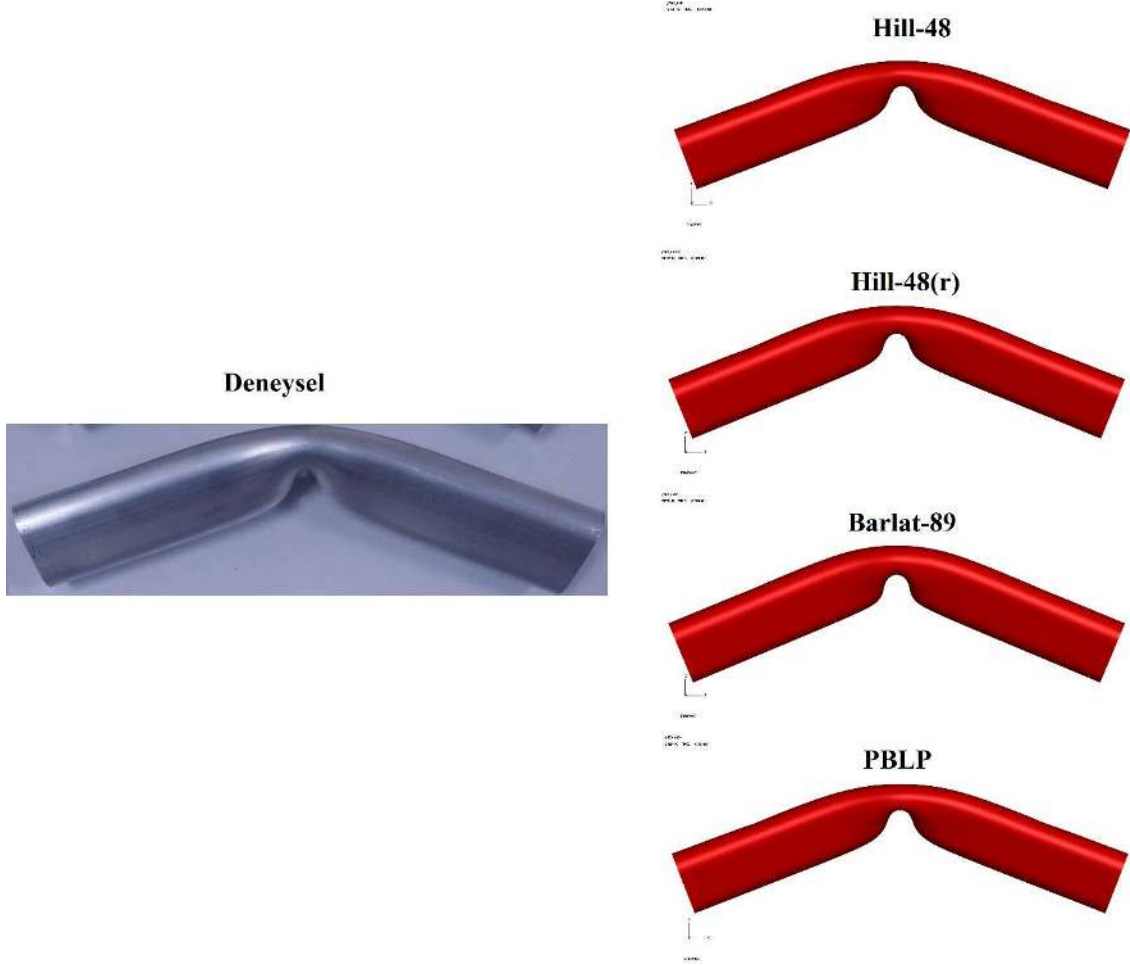
Şekil 4.43. S200 mesnet mesafesi ve R10 zımba yarıçapı yamuk kesit geometrisinin Şekillendirme Kuvveti – Şekillendirme Mesafesi karşılaştırılması

Yamuk kesit geometrisine sahip profilin sonlu elemanlar analizi sonucunda deforme olmuş formu ile deneysel olarak elde edilen malzeme formları R5 zımba yarıçapı için farklı

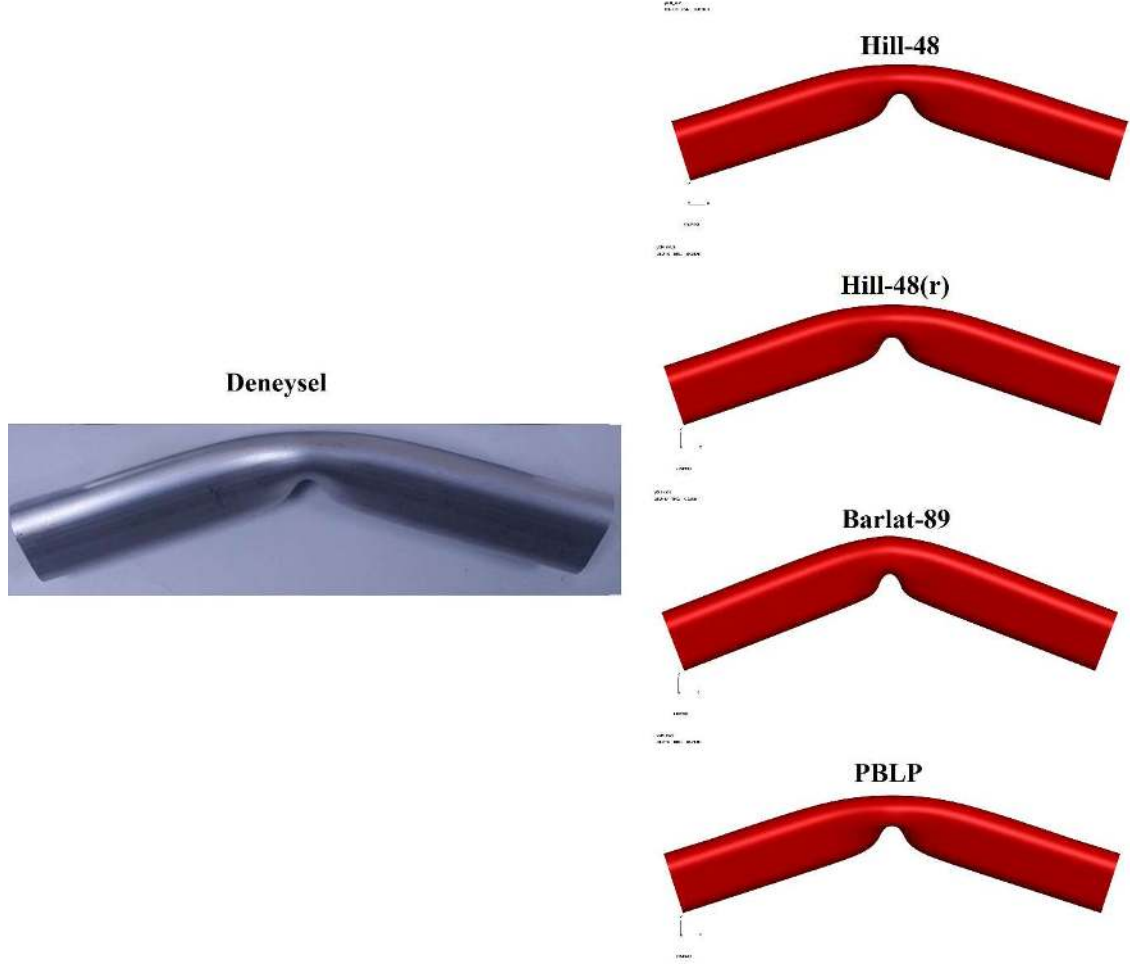
mesnet aralıkları ile birlikte Şekil 4.44 – 4.46’da ve R10 zımba yarıçapı için farklı mesnet aralıkları ile birlikte sırasıyla Şekil 4.47 – 4.49’da verilmiştir.



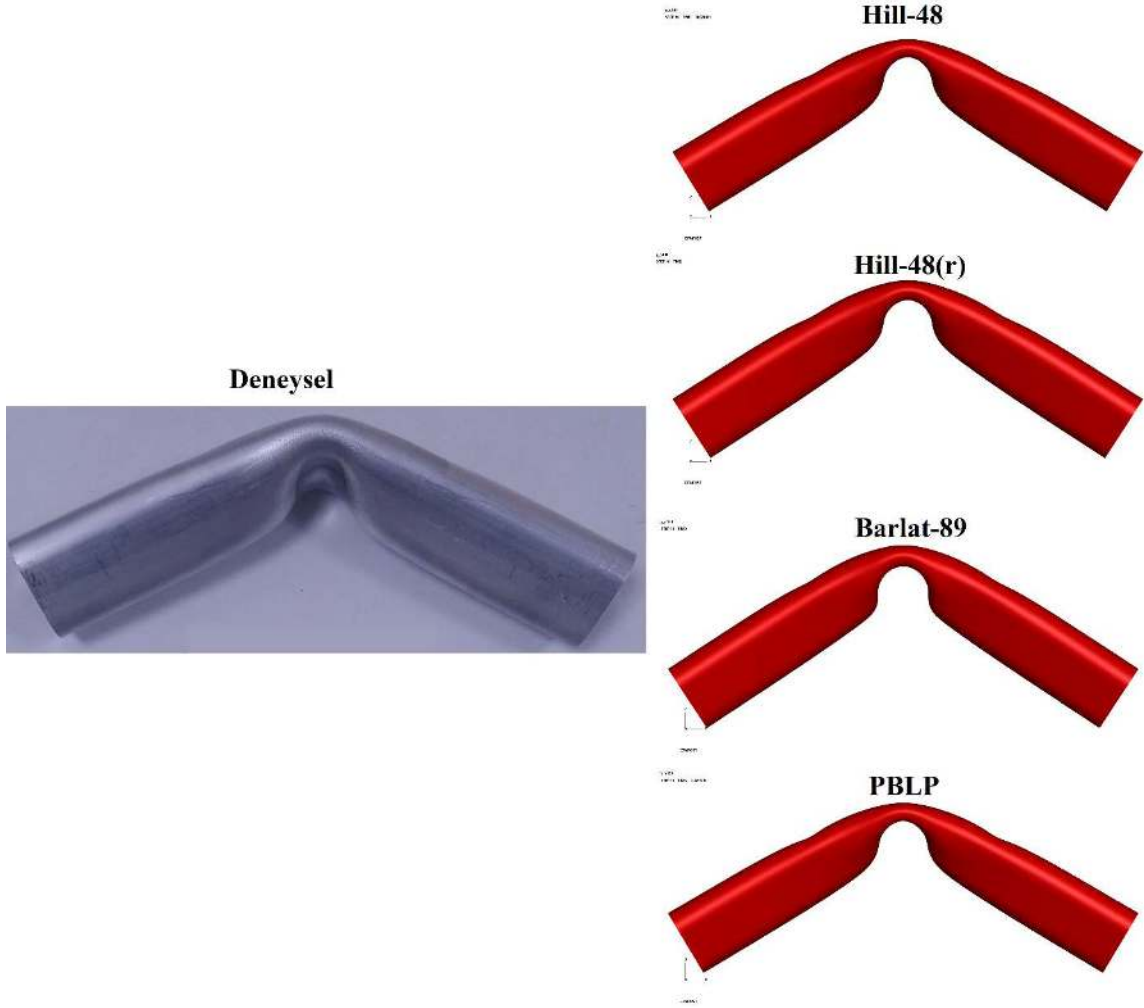
Şekil 4.44. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin S100 mesnet aralığı ve R5 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması



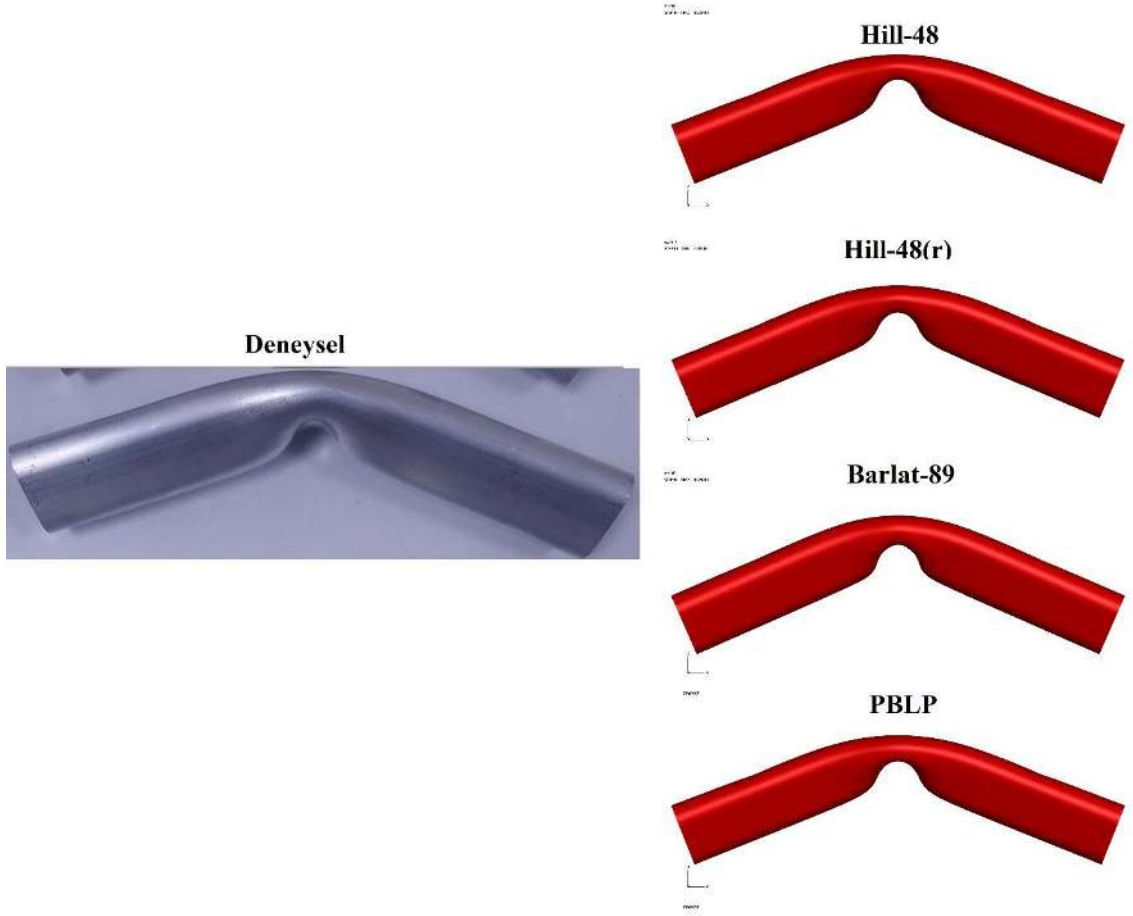
Şekil 4.45. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin S160 mesnet aralığı ve R5 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması



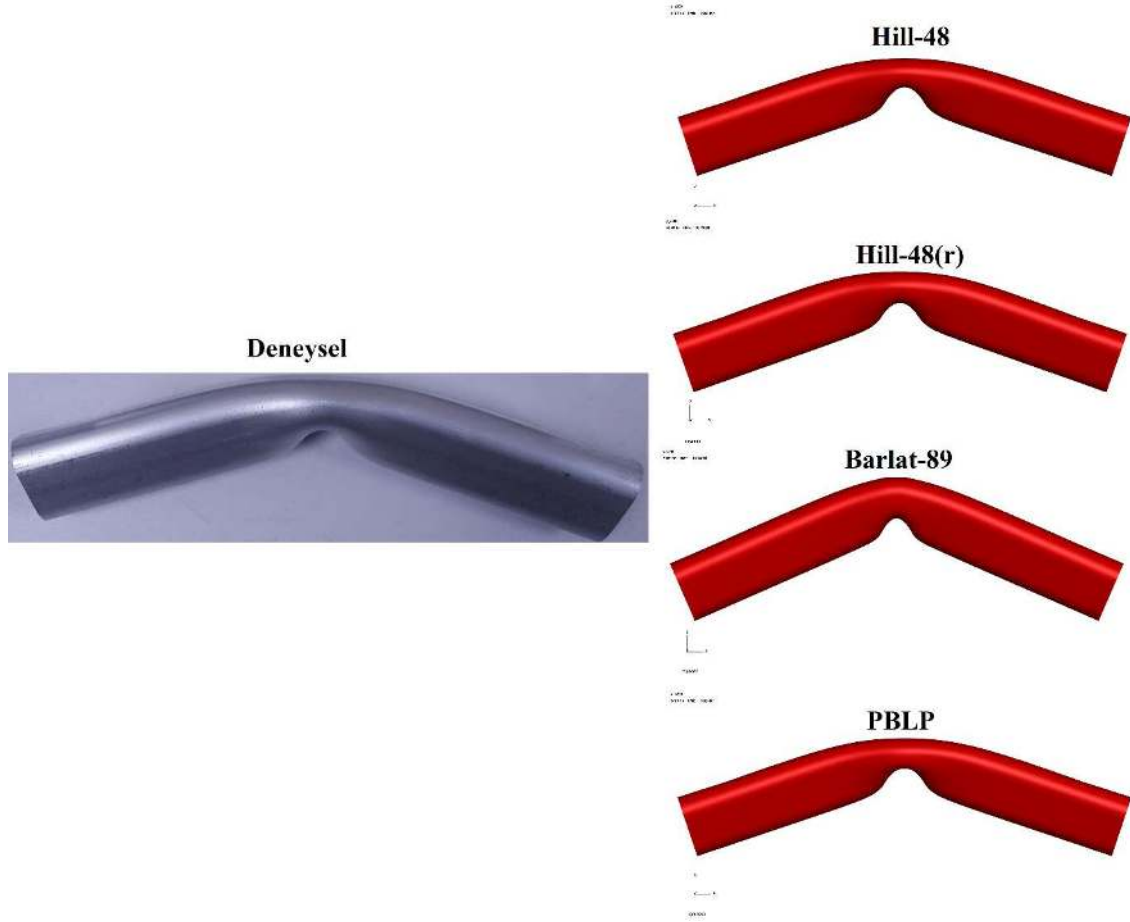
Şekil 4.46. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin S200 mesnet aralığı ve R5 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması



Şekil 4.47. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin S100 mesnet aralığı ve R10 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması

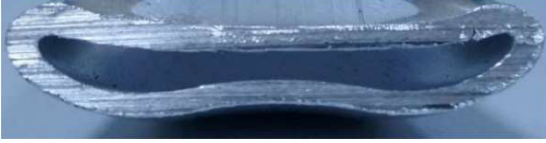
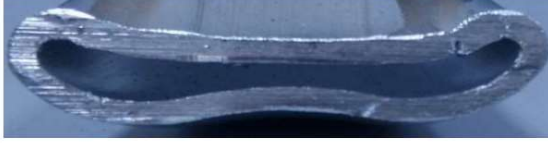


Şekil 4.48. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin S160 mesnet aralığı ve R10 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması

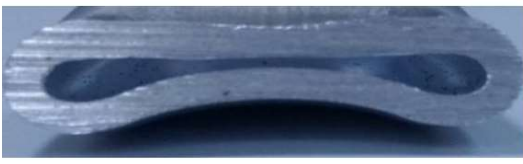
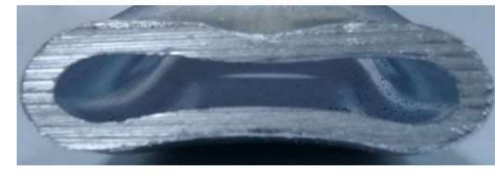
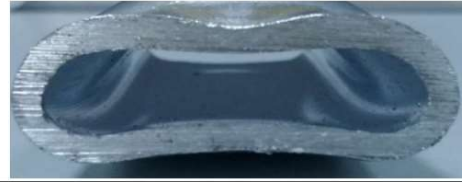


Şekil 4.49. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin S200 mesnet aralığı ve R10 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması

Üç nokta eğme deneyleri sonucunda deforme olmuş numuneler, zımbanın profillere temas ettiği noktadan kesitindeki form değişikliği ve et kalınlığı farklılıklarını tespit etmek amacıyla testere makinesi ile kesilmiştir. Kesilen elips kesit geometrisine sahip numuneler Şekil 4.50’de (Elips kesit geometrisinde S100 mesnet aralığında yırtılma formu gözlemlendiği için kesit geometrileri alınmamıştır) ve yamuk kesit geometrisine sahip numuneler farklı mesnet ve zımba yarıçapları ile birlikte Şekil 4.51’de verilmiştir.

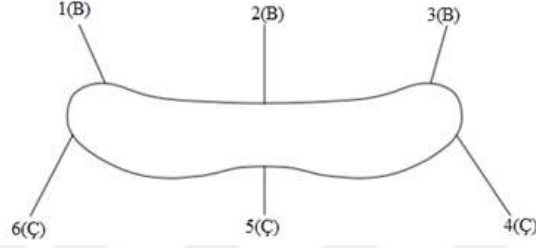
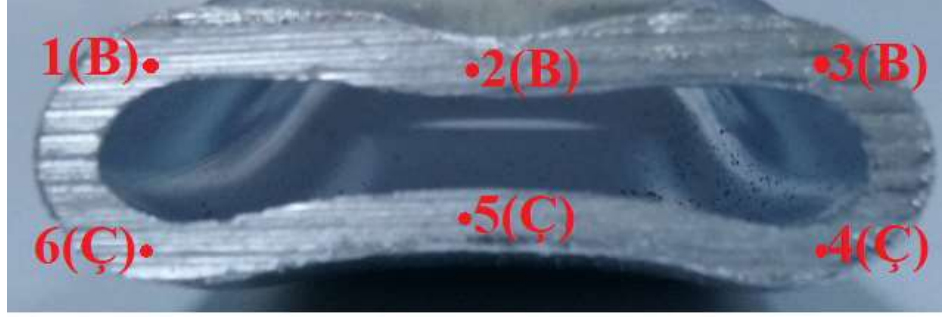
Elips Kesit Geometrileri	
R5	R10
S100	
Yırtılma gerçekleştiği için kesit alınamadı.	Yırtılma gerçekleştiği için kesit alınamadı.
S160	
	
S200	
	

Şekil 4.50. Kesilen elips kesit geometrisine sahip profiller

Yamuk Kesit Geometrileri	
R5	R10
S100	
	
S160	
	
S200	
	

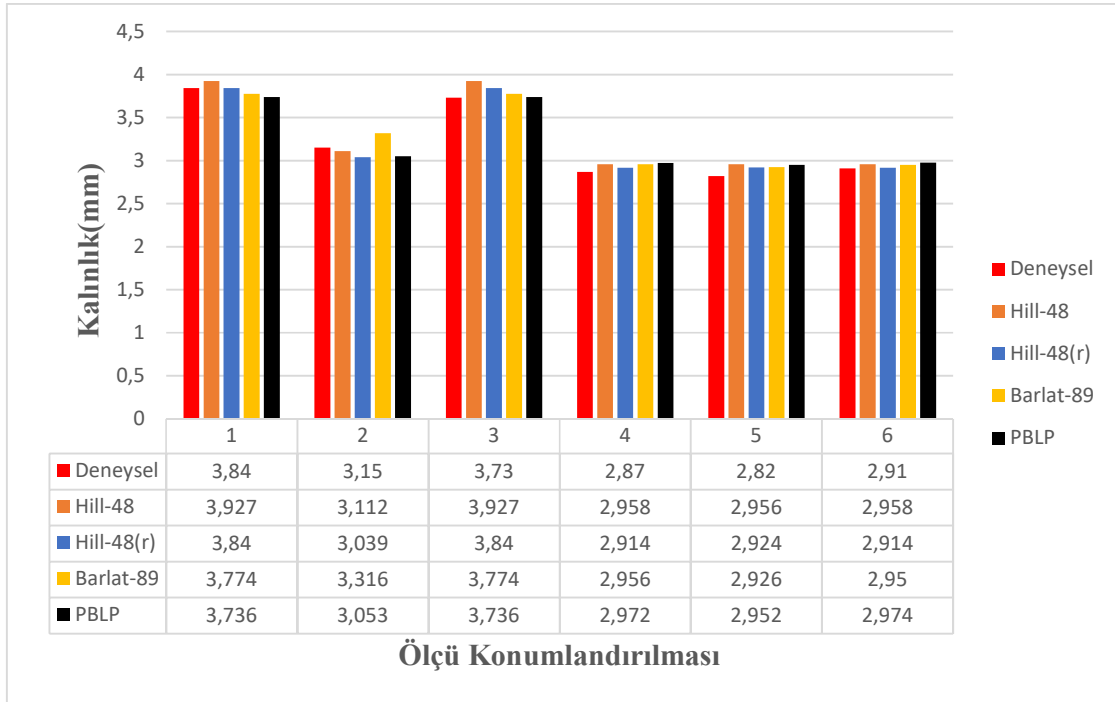
Şekil 4.51. Kesilen yamuk kesit geometrisine sahip profiller

Bu amaç doğrultusunda, kesim işleminden sonra elde edilen kesit geometrisi üzerinde üçü bası ve üçü de çeki olmak üzere toplam 6 nokta belirlenip kumpas yardımı ile birlikte belirlenen bu noktaların et kalınlık değerleri ölçülmüştür. Belirlenen noktalar Şekil 4.52’de verilmiştir.

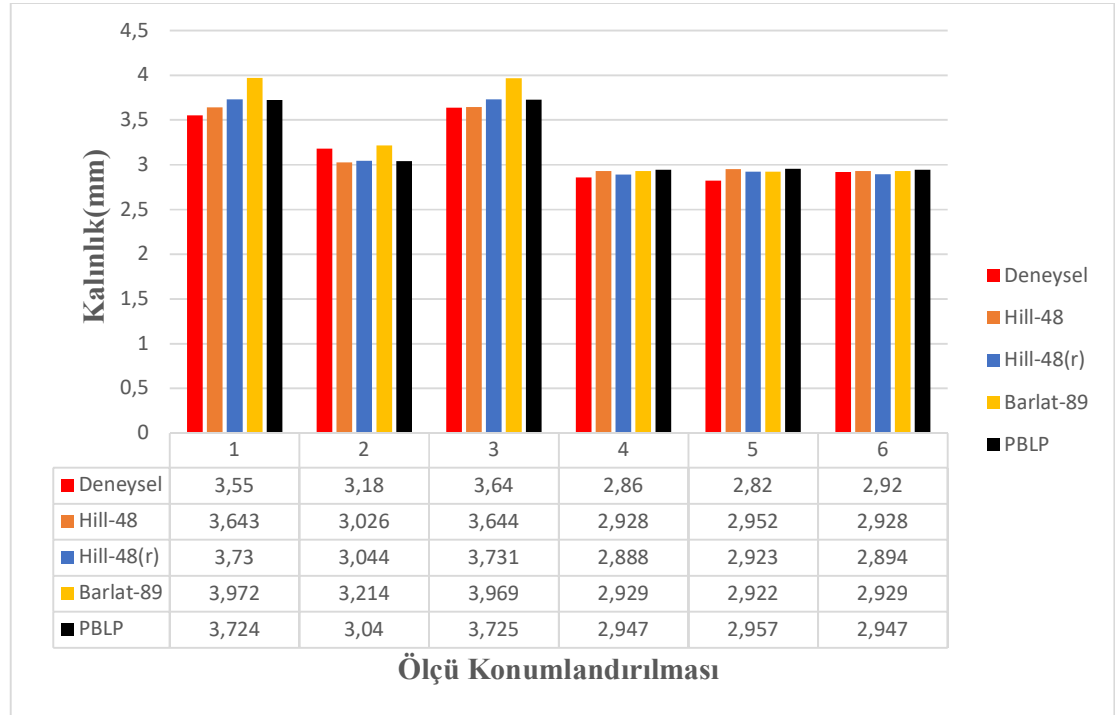


Şekil 4.52. Kesit geometrisi alınan profillerin et kalınlığı ölçümü için seçilen noktalar

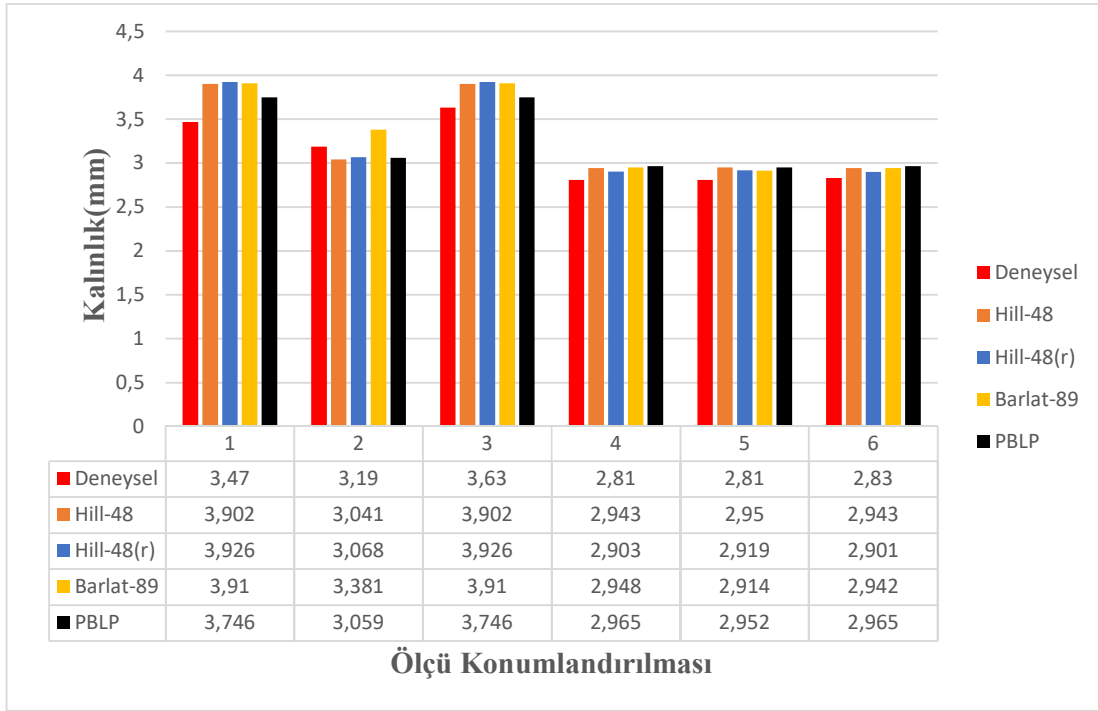
Deneysel olarak elde edilen bu değerler sonlu elemanlar yöntemi ile de incelenip elips kesit geometrisi için Şekil 4.53 - Şekil 4.56'da ve yamuk kesit geometrisi için Şekil 4.57 – 4.62'de verilmiştir. Elips kesit geometrisi için mesnet aralığı S100 iken her iki zımba yarıçapında yırtılma formu gözlemlendiğinden dolayı malzemenin et kalınlıkları arasındaki ilişki S100 mesnet aralığında değerlendirilmemiştir.



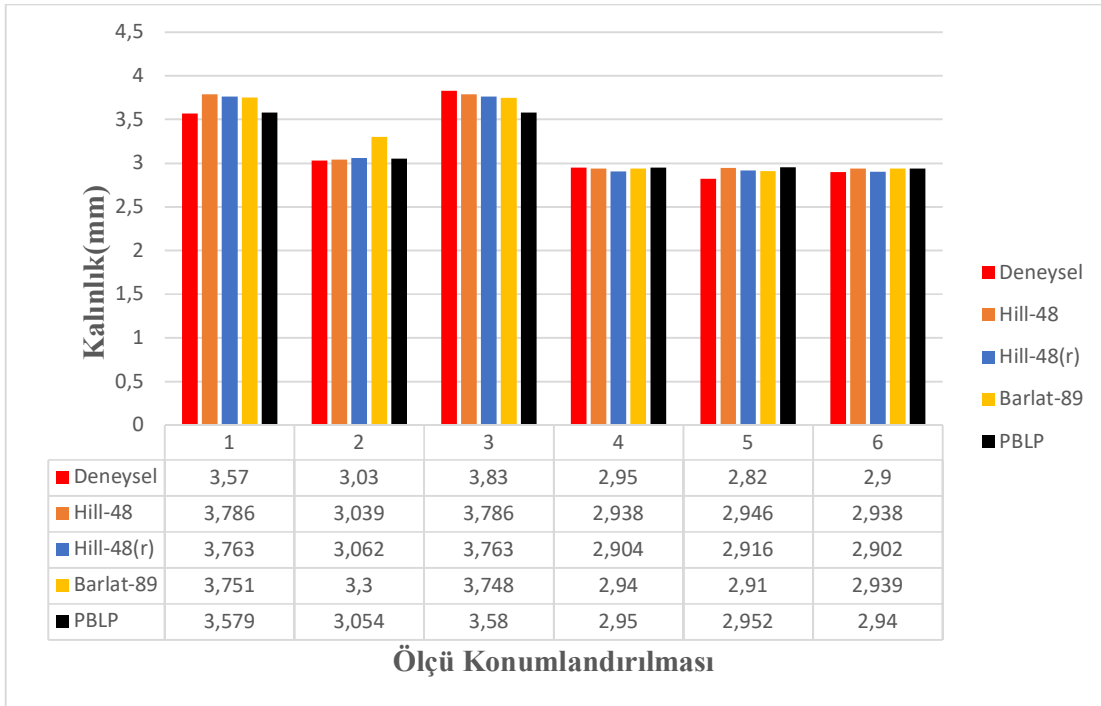
Şekil 4.53. Elips kesit geometrisine sahip profilin et kalınlıkları arasındaki ilişkinin S160 mesnet aralığı ve R5 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması



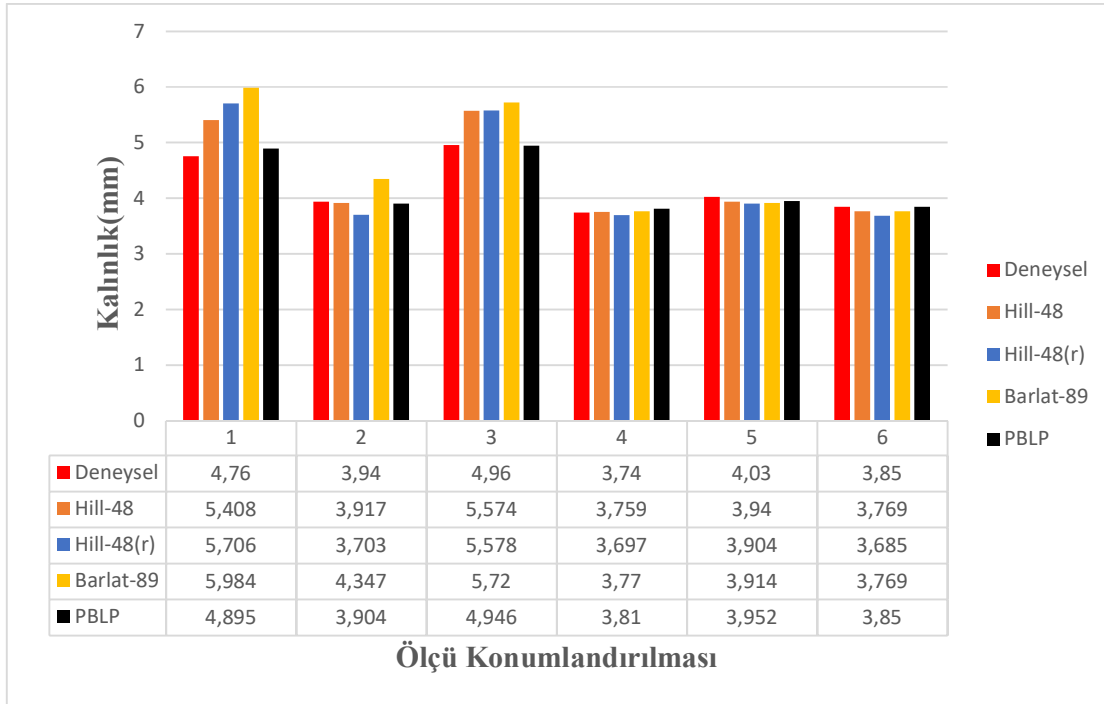
Şekil 4.54. Elips kesit geometrisine sahip profilin et kalınlıkları arasındaki ilişkinin S160 mesnet aralığı ve R10 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması



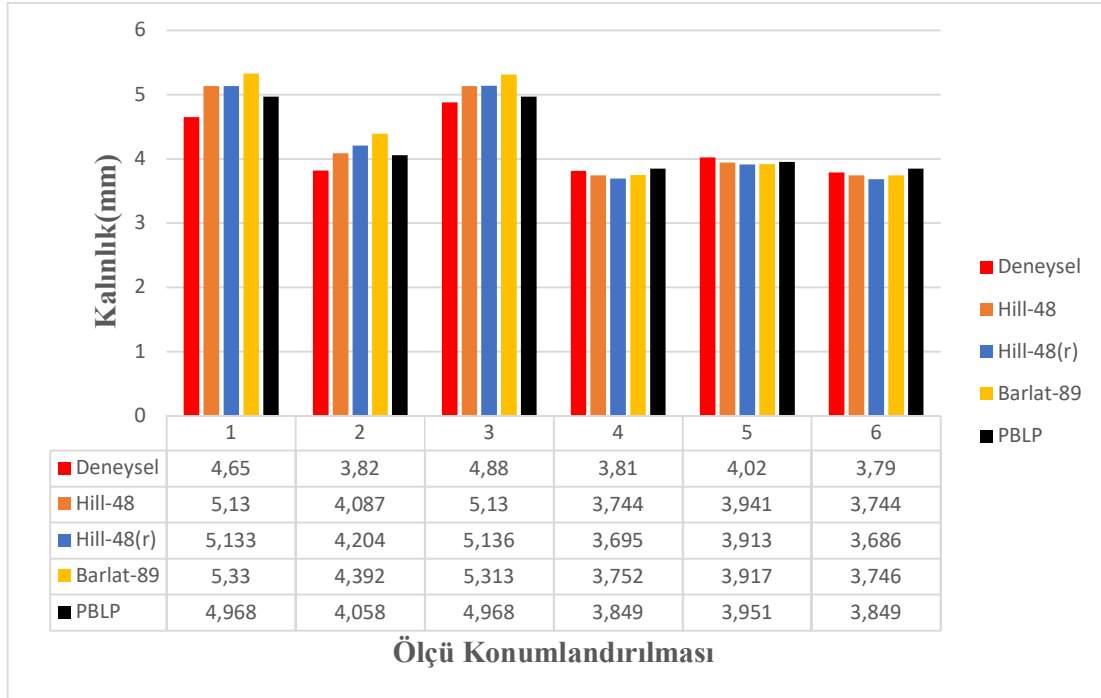
Şekil 4.55. Elips kesit geometrisine sahip profilin et kalınlıkları arasındaki ilişkinin S200 mesnet aralığı ve R5 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması



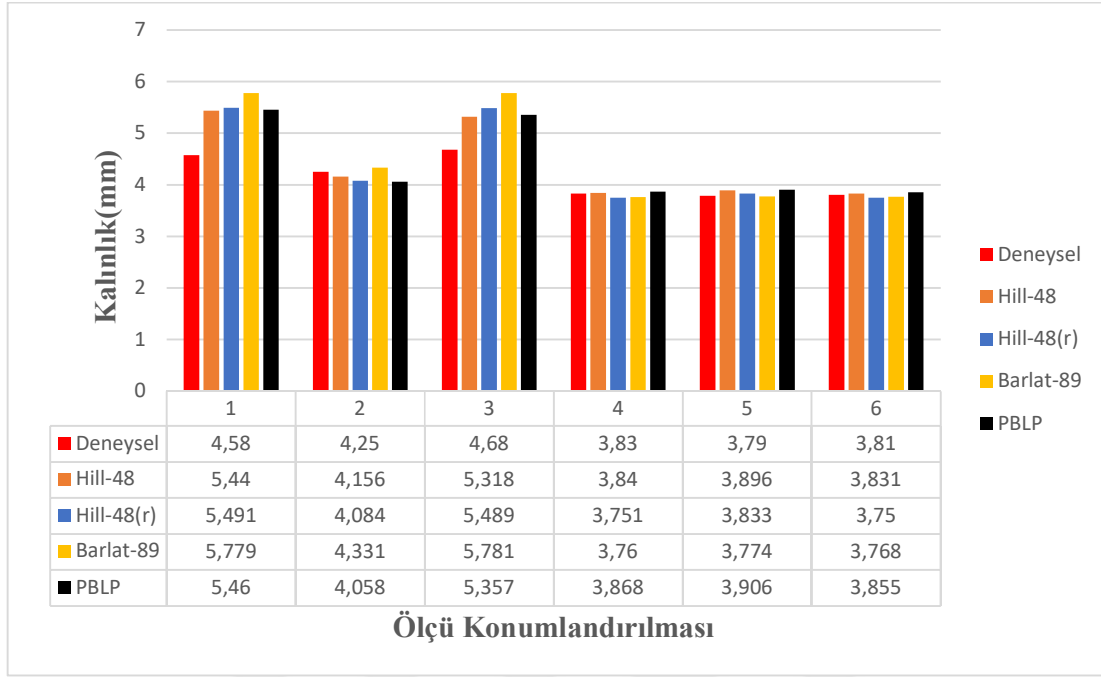
Şekil 4.56. Elips kesit geometrisine sahip profilin et kalınlıkları arasındaki ilişkinin S200 mesnet aralığı ve R10 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması



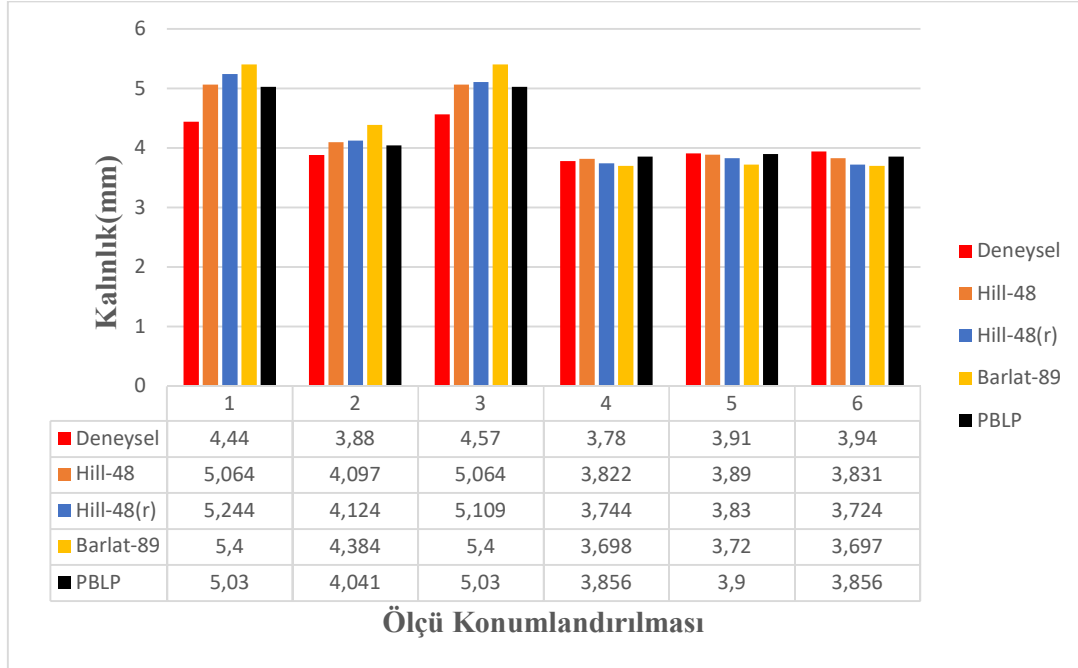
Şekil 4.57. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin et kalınlıkları arasındaki ilişkinin S100 mesnet aralığı ve R5 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması



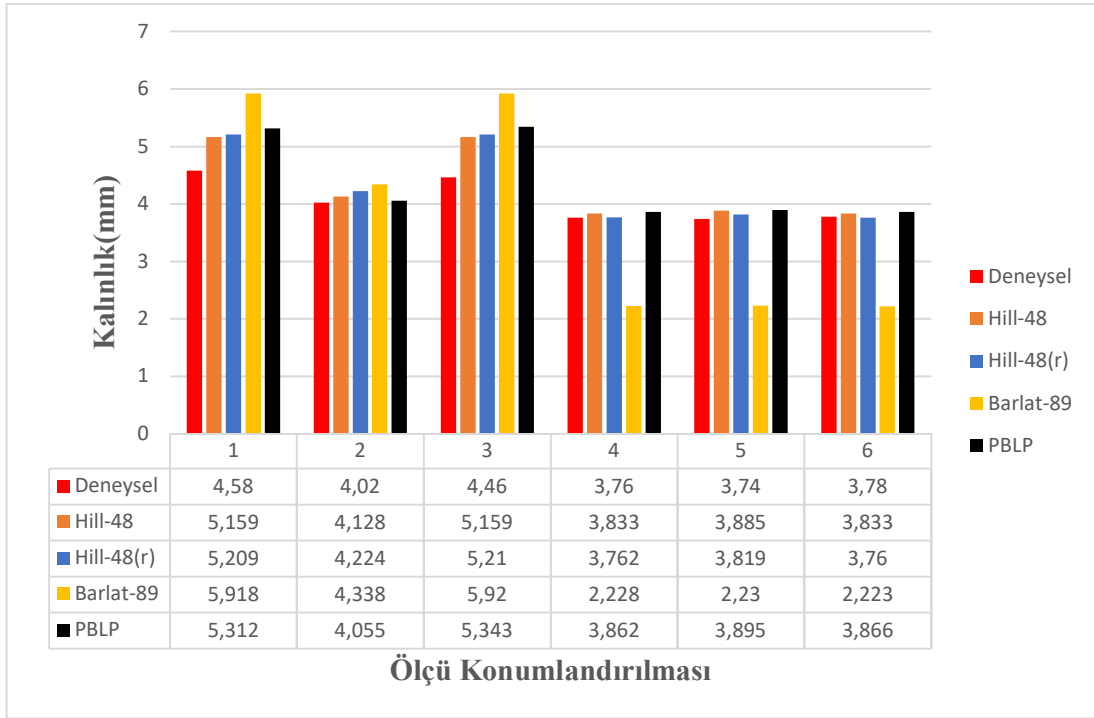
Şekil 4.58. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin et kalınlıkları arasındaki ilişkinin S100 mesnet aralığı ve R10 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması



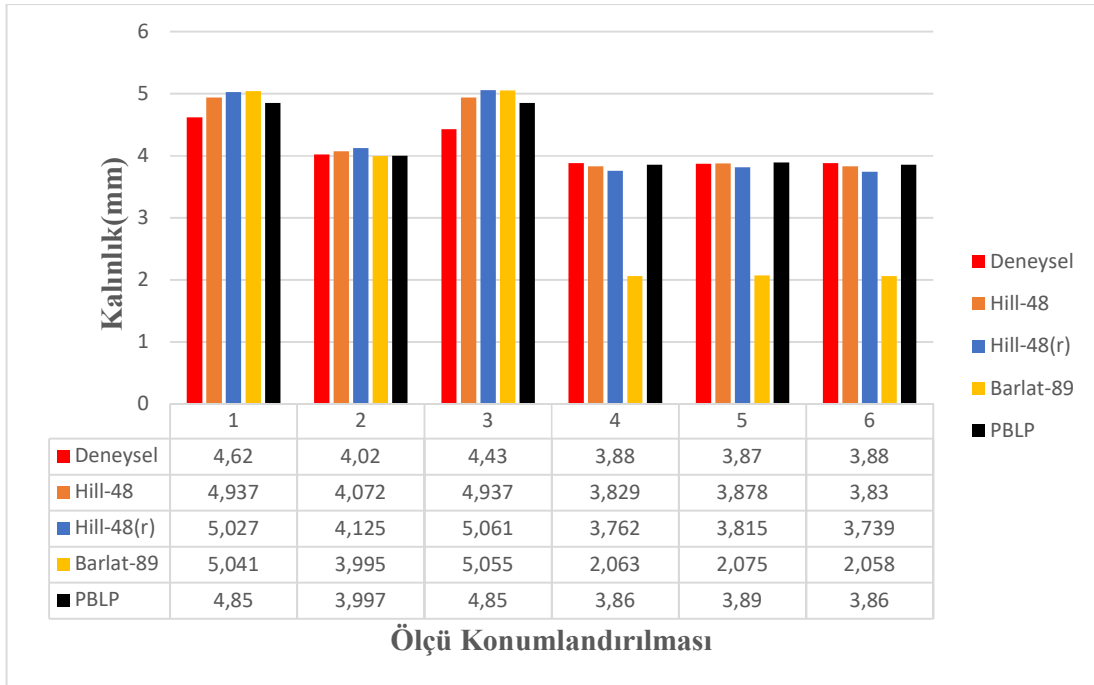
Şekil 4.59. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin et kalınlıkları arasındaki ilişkinin S160 mesnet aralığı ve R5 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması



Şekil 4.60 Yamuk kesit geometrisine sahip profilin et kalınlıkları arasındaki ilişkinin S160 mesnet aralığı ve R10 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması



Şekil 4.61. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin et kalınlıkları arasındaki ilişkinin S200 mesnet aralığı ve R5 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması



Şekil 4.62. Yamuk kesit geometrisine sahip profilin et kalınlıkları arasındaki ilişkinin S200 mesnet aralığı ve R10 zımba yarıçapı ile birlikte deneysel ve sonlu elemanlar analizleri karşılaştırılması

5. DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada ekstrüzyon yöntemi ile üretilen yamuk ve elips kesit geometrisine sahip profiller sonlu elemanlar ortamında ve deneysel olarak incelenmiştir. Düşük ağırlık ve yüksek enerji sönümlene kabiliyetlerinden dolayı çalışma kapsamında alüminyum 6060 serisi alaşım kullanılmış olup yan kapı darbe kirişi olarak kullanılabilirliğinin incelenmesi ve sonlu elemanlar ortamında malzemenin plastik davranışı temsil eden plastisite modellerinin performansının incelenmesi hedeflenmiştir. Yan kapı destek kirişleri gerçekleştirilen araştırmalar ve testlerde genellikle üç nokta eğme'ye maruz kaldığı görülmüştür. Bundan dolayı çalışma kapsamında 100 mm, 160 mm ve 200 mm mesnet mesafeleri, 5 mm ve 10 mm zımba yarıçapları, sabit hız ve sabit şekillendirme mesafesi kullanılarak üç nokta eğme deneyleri gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen deneyler sonucunda, şekillendirme kuvveti – şekillendirme mesafesi verileri, şekillendirme sonrası malzeme formları ve şekillendirme sonrası kesit geometrisinde meydana gelen değişimler elde edilmiştir. Çalışmanın bir sonraki aşamasında gerçekleştirilen deneyleri sonlu elemanlar yöntemi ile simule edebilmek adına LS-DYNA - Dynaform ticari yazılımı kullanılmıştır. Sonlu elemanlar analizlerinde malzemelerin plastik davranışını belirleyebilmek adına 4 farklı malzeme modeli; parça boyunca lineer plastisite, Barlat-89, Hill-48 ve r -tabanlı Hill-48 kullanılarak deneysel ve sonlu elemanlar analizleri sonucunda elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Deneysel çalışmalar neticesinde; aynı mesnet mesafesine sahip elips ve yamuk kesit geometrilerine sahip profillerden yamuk kesit geometrisine sahip profilin şekillendirilmesi için gerekli olan kuvvetin daha yüksek olduğu tespit edilmiştir, bu farkın malzemenin et kalınlığının daha yüksek olduğundan dolayı meydana geldiği düşünülmektedir. Ayrıca mesnetler arasındaki mesafeler arttıkça her iki kesit geometrisine sahip profiller içinde şekillendirme kuvvetinin azaldığı tespit edilmiş olup bunun nedeninin momentin etkisinden olduğu düşünülmektedir. Şekillendirme kuvveti her iki kesit içinde 100 mm mesnet mesafesinde maksimum değere ulaşmış iken minimum değere 200 mm mesnet mesafesinde ulaşmıştır. Şekillendirme sonrası formları olarak incelendiğinde, mesnetler arasındaki mesafe arttıkça eğilmeye maruz kalmış profillerin iki kolu arasındaki açı değeri artmaktadır. Ayrıca artan zımba yarıçapının şekillendirme için gerekli olan kuvvete baskın bir etkisinin olmadığı gözlemlenmiştir.

Sonlu elemanlar analizleri sonucunda elde edilen sonuçlara göre ise, elips kesit geometrisi için r -tabanlı Hill-48 malzeme modelinin en yakın sonucu verdiği tespit edilmiş olup deneysel çalışmalar esnasında meydana gelen yırtılmayı hiçbir malzeme modeli tespit

edememiştir. Yamuk kesit geometrisi için Barlat-89 malzeme modelinin en yakın sonucu verdiği tespit edilmiş olup 200 mm mesnet mesafesinde ise Barlat-89 malzeme modelinin yırtılma riski tahmin ettiği gözlemlenmiştir. Her iki kesit geometrisine sahip profiller için Parça Boyunca Lineer Plastisite ve Hill-48 malzeme modellerinin bir birine yakın sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Et kalınlıkları karşılaştırılması incelendiğinde, yamuk kesit geometrisi için Barlat-89 malzeme modeli hasar tahmin ettiğinden dolayı bası ve çeki bölgelerinde et kalınlıklarında yüksek sapmalar tahmin ettiği tespit edilmiştir ancak Hill-48 malzeme modelinin bası bölgelerinde genel olarak yüksek sapmaları tahmin ettiği gözlemlenmiştir. Genel olarak et kalınlıkları değerlerinde malzeme modelleri bir birlerine yakın sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.

Sonuçlar özetlendiğinde; mesnet mesafesinin artmasının şekillendirme kuvveti üzerinde baskın bir etkisinin olduğunu ancak bu durum zımba yarıçapı için baskın bir etkisi olmadığı yönünde olduğu gözlemlenmiştir.

DeneySEL çalışmalarla birlikte gerçekleştirilen sonlu elemanlar analizleri incelendiğinde sonlu elemanlar analizlerinin doğrulandığı gözlemlenmiştir, sonlu elemanlar analizleri ile birlikte deneme-yanılma yöntemi ile yapılacak olan maliyet, zaman gibi etkenlerdeki kayıpları ortadan kaldırdığından dolayı, uygulamalarda sıklıkla kullanılabilecek önemli bir yöntem haline gelmektedir.

KAYNAKÇA

- A.Farhaninejad et. al.** (2012). Simulation of Square Beam Subjected to Side Impact. *Proceedings of the World Congress on Engineering and Computer Science*, 2, 24-26.
- Abdollah M., F., Hassan R.** (2013). Preliminary Design of Side Door Impact Beam for Passenger Cars Using Aluminium Alloy. *Center of Advanced Research on Energy*, 5(1), 11-18.
- Baroutaji, A., Sajjia, M., & Olabi, A. G.** (2017). c. *Thin-Walled Structures*, 118, 137-163.
- Cerniauskas E., Kersys A., Lukosevicius V., Saproganas J.** (2010). Investigation of Anti intrusion Beams in Vehicle Side Door. *Mechanika*, 6(86): 11-16.
- Çetin, M. S.** (2007). Derin Çekme İle Soğuk Şekillendirmenin Sonlu Elemanlar Metodu Yardımıyla Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Trakya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Edirne.
- Doğan, U.** (2015). *Progresif kalıpla derin çekme süreçlerinin sonlu elemanlar yöntemi ile analizi ve optimizasyonu*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Doruk, E., Başer, T. A., Durgun, İ.** (2015). Taşıt Elemanlarında Kullanılan Alüminyum Alaşımlarının Enerji Sönümleme Yeteneklerinin İncelenmesi, *Türk Otomobil Fabrikası A.Ş.*, Yeni Yalova Yolu Cad. No: 574 Bursa.
- 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.
- Gehring, A., & Saal, H.** (2009). Numerical Analyses of Clod-Formed Thin-Walled Sections with Consideration of Imperfections Due to the Production Process. *Advanced Steel Construction*, 5(2), 151-163.
- Güler, M.** (2015). Sonlu Elemanlar Yöntemi Hakkında Genel Bilgiler. *Ordu Üniversitesi Teknik Dergi*, 5(1), 56-66.
- 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.**, (1948). A theory of the yielding and plastic flow of anisotropic metals. *Proceedings of the Royal Society of London Series A Mathematical and Physical Sciences*, 193, 281-297.
- Huang Z., Zhang X.** (2018). Three-point Bending Collapse of Thin-walled Rectangular Beams. *International Journal of Mechanical Sciences*, 144, 461-479.
- İnternet**, Balıkesir Üniversitesi, <http://w3.balikesir.edu.tr/~ay/lectures/iy2/lecture8.pdf> (07.09.2022).
- İnternet**, Eagdemir, <https://www.eagdemir.com/boru-profiller-urunu-24> (11.09.2022).
- İnternet**, Firehouse, <https://www.firehouse.com/rescue/article/10575275/how-to-open-jammed-doors> (12.09.2022).
- İnternet**, Intersport, <https://intersport.id/automotive/mobil-makin-aman-dengan-side-impact-beam> (18.09.2022).
- İnternet**, Lexology, <https://www.lexology.com/library/detail.aspx?g=e1a72334-a6b1-4882-9b5d-55bda73b2c45> (01.04.2023).
- İnternet**, The Process Piping, <https://www.theprocesspiping.com/introduction-to-welded-pipe-manufacturing> (12.09.2022).
- İnternet**, Yıldız Teknik Üniversitesi, http://www.yildiz.edu.tr/~cdemir/sonlu_elemanlar.pdf (02.09.2022).
- Karahan O. C., Esener E.** (2021). Determining the Behavior of Door Impact Beam Tubes Under Three Point Bending Loading. *International Journal of Automotive Science and Technology*, 5(18), 58-62.
- Kılıç, S.** (2009). *DP600 Çeliğinin Geri Esneme Davranışının İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Niğde Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Niğde.
- Kılıç, S., Öztürk, F., & Toros, S.** (2019). Çelik, Alüminyum ve Titanyum Alaşımlarında Akma Kriteri Performansının Araştırılması. *Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi Uygulamalı Bilimler Dergisi*, 3(1), 1-18.
- Lankarani M.H.** (2002). Design and Analysis of a Composite Beam for Side-impact Protection of Occupants in a Sedan. *Visvesvaraya Technological University*, Yüksek Lisans Tezi.
- Liao J., Xue X., Barlat F. & Gracio J.** (2014). Material Modelling and Springback Analysis for Multi-stage Rotary Draw Bending of Thin-walled Tube Using Homogeneous Anisotropic Hardening Model. *International Conference on Technology of Plasticity*, 1228-1233.

- 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, Nagoya Congress Center, 1786-1791.
- Lim T.S., Lee D.G.** (2002). Mechanically Fastened Composite Side-door Impact Beams for Passenger Cars Designed for Shear-out Failure Modes. *Composite Structures*, 56, 211-221.
- Ls-Dyna Theoretical Manual.** (2018). Livermore Software Technology Corporation.
- Moaveni, S.** (2015). *Sonlu Elemanlar Analizi: Teori ve ANSYS ile Uygulamalar*. Palme Yayıncılık, Ankara, 906.
- Nemani K. R. & Arakerimath R.** (2015). Taguchi Based Design Optimization of Side Impact Beam for Energy Absorption. *International Journal for Advance Research in Engineering and Technology*, 3(9), 100-104.
- Pawar, A. P., & Mankar, S. H.** (1894). Crashworthiness evaluation of low weight recyclable intrusion beam for side impact. *Int. Eng. Res. J.*, **1898**, **2008**.
- Reichert, R., Kan, C.-D.** (2020). Parameter study of the OMDB test procedure. *National Highway Traffic Safety Administration*.
- 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.
- Saha, P. K.** (2016). *Aerospace manufacturing processes*. CRC Press.
- Seyedi, A.** (2019). *Yeni Bir Tramvayın Gövde ve Şasisinin Statik, Dinamik ve Çarpışma Yükleri Altında Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Tasarımı ve Optimizasyonu*. Yüksek Lisans Tezi, Hacettepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- 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), 2180-3811.
- Shaharuzaman M. A., Sapuan S. M., Mansor M. R., Zuhri M. Y. M.** (2018). Composites Side Door Impact Beam: A Review.
- 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.

Sonawane C.R & Shelar L.A. (2018). Strength Enhancement of Car Front Bumper for Slow Speed Impact by FEA Method as per IIHS Regulation. *Journal of The Institution of Engineers*, 99(5), 599-606.

Sookchanchai K. & Hlaih S.S & Uthaisangsuk V. (2021). A Geometrical Parametric Study of Side Door Reinforced Beams Under Lateral Impact Load. *International Journal of Crashworthiness*, 1-16.

Sun G., Pang T., Zheng G., Song J., Li Q. (2016). On Energy Absorption of Functionally Graded Tubes Under Transverse Loading. *International Journal of Mechanical Sciences*, 115: 465-480.

Tanabe H., Yamazaki K., Akada H., Miyasaka A., Iwasaki T. (1995). High-Strength Steel Tubes for Automobile Door Impact Beams. *Nippon Steel Technical*, 55-60.

The New Car Assessment Program Suggested Approaches for Future Program Enhancements, NHTSA, 2007.

Veeraswamy K., Venkatasudheerbabu V. (2016). Design and Analysis of a Composite Beam for Side Impact Protection of a Car Door. *International Research Journal of Engineering and Technology*, 3(2), 464-469.

Wagner M., Jahn A., Beyer E., Balzani D. (2016). Design and Optimization of Steel Car Body Structures via Local Laser-Strengthening. *Scientific Research Publishing*, 8, 276-286.

Wang, Z., Li, Z., & Zhang, X. (2016). Bending resistance of thin-walled multi-cell square tubes. *Thin-Walled Structures*, 107, 287-299.

Wasif, M., Iqbal, S.A., Tufail, M., Karim, H. (2020). Experimental Analysis and Prediction of Springback in V-bending Process of High-Tensile Strength Steel. *Transactions of the Indian Institute of Metals*, 73, 285-300.

Xu H., Zhang M., Gu Z., Li X. (2014). Investigation on Hot Stamping Process for Door Beam of Ultra-High Strength Steel. *International Journal of Engineering Science and Innovative Technology*, 3(1), 384-392

Yelek, H. (2019). *Araç Kayar Kapı Kızağının Gerdirerek Şekillendirme Prosesiyle Üretiminin Sonlu Elemanlar Yöntemi Kullanılarak Doğrulanması*. Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.

Yıldız, H., and Kırılı, O. (2004). Derin Çekme İşleminin Doğrusal Olmayan Sonlu Elemanlar Metodu Yardımıyla Modellenmesi. Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi.10(3):317-326.

Zhou J., Wang B., Lin J., Fu L., Ma W. (2014). Forming Defects in Aluminium Alloy Hot Stamping of Side-door Impact Beam. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, 24, 3611-3620.

