



**DARBE EMİCİ YAPILARIN ÇARPIŞMA  
AÇISINDAN TOPOĞRAFYA OPTİMİZASYONU İLE  
TASARIMI**

**Ahmet Serdar ÖNAL**



T.C.  
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DARBE EMİCİ YAPILARIN ÇARPIŞMA AÇISINDAN TOPOĞRAFYA  
OPTİMİZASYONU İLE TASARIMI**

**Ahmet Serdar ÖNAL**

Prof. Dr. Necmettin KAYA  
(Danışman)

DOKTORA TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2018  
Her Hakkı Saklıdır

## TEZ ONAYI

Ahmet Serdar ÖNAL tarafından hazırlanan “Darbe emici yapıların çarpışma açısından topoğrafya optimizasyonu ile tasarımı” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman** : Prof. Dr. Necmettin KAYA

**Başkan** : Prof. Dr. Necmettin KAYA  
B.U.Ü. Mühendislik Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

**Üye** : Doç. Dr. Fatih KARPAT  
B.U.Ü. Mühendislik Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

**Üye** : Dr. Öğr. Üyesi Erol SOLMAZ  
B.U.Ü. Mühendislik Fakültesi,  
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

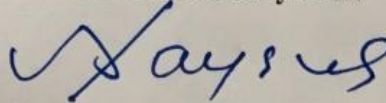
**Üye** : Doç.Dr. Hüseyin LEKESİZ  
B.T.Ü. Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

**Üye** : Dr. Öğr. Üyesi Erdem UZUNSOY  
B.T.Ü. Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım



Prof. Dr. Ali BAYRAM

Enstitü Müdürü

9/12/2018

## BİLİMSEL ETİK BİLDİRİM

**B.U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;**

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumun da ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

**beyan ederim.**

**09/10/2018**

**Ahmet Serdar ÖNAL**

## ÖZET

Doktora Tezi

### DARBE EMİCİ YAPILARIN ÇARPIŞMA AÇISINDAN TOPOĞRAFYA OPTİMİZASYONU İLE TASARIMI

**Ahmet Serdar ÖNAL**

Bursa Uludağ Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Prof. Dr. Necmettin KAYA

Bu tez çalışması ile araçlar üzerindeki darbe emici yapıların çarpışma açısından topoğrafya optimizasyonu ile yeniden tasarlanarak çarpışma performansı kapasitelerinin artırılmasına yönelik bir yöntem geliştirilmesi amaçlanmıştır. Tez çalışması kapsamında, topoğrafya optimizasyonu, literatürde ilk kez darbe emen yapıların tasarımında kullanılmıştır. Topoğrafya optimizasyonu ile çarpışma darbe emicilerin ilk tepki kuvveti ve çarpışma kinetik enerji absorpsiyon oranları sayısal olarak optimize edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Çarpışma, topoğrafya optimizasyonu, darbe emici

**2018, x + 86 sayfa.**

## **ABSTRACT**

PhD Thesis

### **DESIGN OF ENERGY ABSORPTION STRUCTURES WITH TOPOGRAPHY OPTIMIZATION**

**Ahmet Serdar ÖNAL**

Bursa Uludağ University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

**Supervisor:** Prof. Dr. Necmettin KAYA

With this thesis, it's aimed to develop a methodology to the re-design with topography optimization for improve crash performance capacity of the energy absorbing structures on the vehicles. Under thesis study, topography optimization was used for the first time to the design of shock absorbing structures at the literature. With the topography optimization, crash absorber's first reaction force and crash kinetic energy absorption rates were numerically optimized.

**Key words:** Crash, topography optimization, crash absorber.

**2018, x + 86 pages.**

## ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Tez konusunun seçimi, tezin düzenlenmesi ve sonuçların değerlendirilmesi sırasında yol gösteren, kıymetli hocam Prof. Dr. Necmettin KAYA' ya, teşekkürü bir borç bilirim. Tez çalışmasıyla ilgili görüş ve önerileriyle katkı sağlayan sayın Dr. Öğr. Üyesi Erol SOLMAZ ve Doç. Dr. Fatih KARPAT' a teşekkür ederim.

Son olarak bugünlere gelmemi sağlayan, beni her konuda destekleyen, bana güvenen, her zaman yanımda olan canım anneme, babama ve kardeşime sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

**Ahmet Serdar ÖNAL**  
**09/10/2018**

## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

ÖZET.....	i
ABSTRACT .....	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR .....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	x
1. GİRİŞ .....	1
1.1. Araçlarda Çarpışma.....	2
1.2. Çarpışma Test Regülasyon ve Metotları .....	3
1.3. Araçlarda Güvenlik Sistemleri .....	6
1.4. Çarpışma Darbe Emicileri .....	7
1.5. Darbe Emici Yapıların Analizi İçin Kullanılan Simülasyon Programları.....	9
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	10
3. MATERYAL VE YÖNTEM .....	16
3.1. Araçlarda Çarpışma Analizleri İçin Kullanılan Sonlu Elemanlar Yöntemleri .....	17
3.2. Deneysel Tasarım Metodolojileri .....	18
3.2.1. Tam faktöriyel deneysel tasarım metodolojisi.....	19
3.2.2. Latin hiperküp deneysel tasarım metodolojisi .....	20
3.3. Optimizasyon Yöntemleri .....	21
3.4. Yapısal Optimizasyon Yöntemleri.....	21
3.4.1. Topoloji optimizasyonu.....	21
3.4.2. Topometri optimizasyonu.....	22
3.4.3. Topoğrafya optimizasyonu .....	22
3.4.4. Şekil optimizasyonu .....	23
3.4.5. Kesit optimizasyonu.....	23
3.5. Evrimsel Algoritmalar.....	23
3.5.1. Genetik algoritmalar.....	24
3.5.2. Diferansiyel gelişim algoritması .....	25
3.5.3. Global cevap yüzey metodu (GCYM) .....	25
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	28
4.1. Farklı Kesitlerin Darbe Emme Özelliklerinin Karşılaştırılması .....	28
4.1.1. Çarpışmanın modellenmesinde kullanılan parametreler .....	32
4.1.2. Çarpışma analizi sonuçları.....	33
4.2. Darbe Emici Geometrilerin Birleştirilmesinde Kullanılan Punta Kaynağı Ve Katlanma Tetikleyici Geometrilerin Çarpışma Performansına Etkilerinin Analizi .....	40
4.2.1. Çarpışma analizi yapılan darbe emici geometriler.....	40
4.2.2. Çarpışmanın modellenmesinde kullanılan parametreler .....	40
4.2.3. Optimizasyon çalışmaları .....	42
4.3. Darbe Emicilerin Topoğrafya Optimizasyonu .....	46
4.3.1. Çarpışma analizi yapılan darbe emici geometri.....	46
4.3.2. Çarpışmanın modellenmesinde kullanılan parametreler .....	46
4.4. Optimizasyon Çalışmaları .....	48



4.5. Farklı Kalitedeki Çelik Sacların Çarpışma Performansına Etkilerinin Analizi ve Topoğrafya Optimizasyonu.....	52
4.5.1. Çarpışma analizi yapılan darbe emici geometri.....	53
4.5.2. Çarpışmanın modellenmesinde kullanılan parametreler .....	53
4.5.3. Optimizasyon çalışmaları .....	55
4.6. Malzeme Şekil Değiştirme Hızının Topoğrafya Optimizasyonuna Etkisi.....	60
4.6.1. Çarpışma analizi yapılan darbe emici geometri.....	60
4.6.2. Çarpışmanın modellenmesinde kullanılan parametreler .....	60
4.6.3. Optimizasyon çalışmaları .....	64
4.7. Çok Amaçlı Topoğrafya Optimizasyonu İle İdeal Çarpışma Darbe Emici Geometrinin Belirlenmesi .....	67
4.7.1. Çarpışma analizi yapılan darbe emici geometri.....	68
4.7.2. Çarpışmanın modellenmesinde kullanılan parametreler .....	68
4.7.3. Optimizasyon çalışmaları .....	70
5. SONUÇ .....	73
KAYNAKLAR.....	77
EKLER.....	79
EK1 Darbe Emici Yapıların Analizlerinde Kullanılan Simülasyon Programlarına Yönelik Yapılan Literatür Çalışması .....	80
ÖZGEÇMİŞ.....	85

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### Simgeler

$d$	Punta Çekirdek Çapı
$\delta$	Deformasyon Miktarı
$E$	Elastisite Modülü
$E_{abs}$	Absorbe Edilen Kinetik Enerji
$\dot{\epsilon}$	Şekil Değiştirme Hızı
$\dot{\epsilon}_0$	Referans Şekil Değiştirme Hızı
$\bar{\epsilon}$	Efektif Plastik Gerilme
$\dot{\bar{\epsilon}}$	Efektif Plastik Gerilme Oranı
$F$	Tepki Kuvveti
$F_d$	Dinamik Sürtünme Katsayısı
$F_{max}$	İlk Tepki Kuvveti
$F_{ort}$	Ortlama Tepki Kuvveti
$F_s$	Statik Sürtünme Katsayısı
$f(x)$	Amaç Fonskiyonu
$G$	Girinti
$g(x)$	Kısıt Fonskiyonu
$L$	Seviye Sayısı
$m$	Rijit Duvar Kütlesi
$n$	Parametre Sayısı
$N$	Nominal
$P$	Çıkıntı
$Q_i, C_i, q$	Gerilme Sertleşme Katsayıları
$\rho$	Yoğunluk
$R$	Gözlem Değeri
$\sigma_{ak}, \sigma_0$	Akma Mukavemeti
$\bar{\sigma}$	Eşdeğer Gerilme
$S$	Parametre Seviyesi
$x$	Her Bir Flanştaki Punta Sayısı
$v$	Rijit Duvar Hızı
$\nu$	Poisson Oranı
$y$	Katlanma Tetikleyici Sayısı

### Kısaltmalar

ANCAP	Avustralya Yeni Araç Değerlendirme Programı
ASEAN NCAP	Güneydoğu Asya Ülkeleri Yeni Araç Değerlendirme Programı
CAD	Bilgisayar Destekli Tasarım
C-NCAP	Çin Yeni Araç Değerlendirme Programı
CFE	Çarpışma Kuvveti Verimi
DGA	Diferansiyel Gelişim Algoritması
DP	Çift Fazlı Çelik
TD	Tasarım Değişkeni
Euro NCAP	Avrupa Yeni Araç Değerlendirme Programı

FE	Sonlu Elemanlar
GA	Genetik Algoritmalar
GCYM	Global Cevap Yüzey Metodu
GEO	Geometri
Global NCAP	Global Yeni Araç Değerlendirme Programı
HLDI	Otoyol Kayıpları Veri Enstitüsü
IHSS	Karayolları ve Güvenliği Sigorta Enstitüsü
İÇDE	İdeal Çarpışma Darbe Emici
JNCAP	Japonya Yeni Araç Değerlendirme Programı
KNCAP	Kore Yeni Araç Değerlendirme Programı
Latin NCAP	Latin Amerika Ve Karayipler Yeni Araç Değerlendirme Programı
MIROS	Malezya Yol Güvenliği Araştırma Enstitüsü
MOLIT	Arazi, Altyapı ve Ulaştırma Bakanlığı
NHTSA	Karayolları Ulusal Trafik Güvenliği İdaresi
NCAP	Yeni Araç Değerlendirme Programı
Optimum GEO	Optimum Geometri
U.S. NCAP	Amerika Birleşik Devletleri Yeni Araç Değerlendirme Programı

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1. 2017 yılında meydana gelen ölümlü-yaralanmalı trafik kazalarının oluş şekline göre türleri (Anonim 2018). ....	3
Şekil 1.2. Araçlarda kullanılan ön ve arka darbe emiciler .....	7
Şekil 1.3. Bazı araçlarda kullanılan darbe emici yapılar ( Altın 2017) .....	8
Şekil 1.4. Tepki kuvveti-deformasyon grafiği.....	8
Şekil 1.5. Darbe emici yapıların analizlerinde kullanılan simülasyon programları .....	9
Şekil 3.1. Topoğrafya optimizasyonu için kullanılan akış şeması .....	16
Şekil 3.2. Düğüm noktalarının morphing ile + yönde hareket ettirilmesi .....	17
Şekil 3.3. Bir sistemin veya prosesin genel modeli ( Montgomery 2013).....	18
Şekil 3.4. Tepki kuvveti-deformasyon grafiği.....	23
Şekil 3.5. Genetik algoritma akış şeması .....	24
Şekil 3.6. Diferansiyel gelişim algoritması akış şeması .....	25
Şekil 3.7. GCYM akış şeması (Pajot 2016) .....	26
Şekil 4.1. Kare profil $a= 50$ mm, $R= 5$ mm, $L=350$ mm .....	29
Şekil 4.2. Dikdörtgen profil geometrik ölçüleri .....	29
Şekil 4.3. Altıgen profil geometrik ölçüleri .....	29
Şekil 4.4. Kısmi şişirme profili.....	30
Şekil 4.5. Kısmi boşaltma (çökertme) profili .....	31
Şekil 4.6. Sürekli şişirme profili.....	31
Şekil 4.7. Sürekli boşaltma (çökertme) profili .....	32
Şekil 4.8. Çarpışma kinetik enerjisi değişimi (Enerji kJ/ Zaman s) .....	33
Şekil 4.9. Tepki kuvveti değişimi (kN).....	33
Şekil 4.10. Rijit duvar hızı değişimi (mm/s) .....	34
Şekil 4.11. Deformasyon miktarı (mm) .....	34
Şekil 4.12. Çarpışma kinetik enerjisi değişimi (Enerji kJ/ Zaman s) .....	35
Şekil 4.13. Deformasyon miktarı (mm) .....	35
Şekil 4.14. Rijit duvar hızındaki değişim (mm/s).....	36
Şekil 4.15. Tepki kuvvetindeki değişimler (kN ) .....	36
Şekil 4.16. Çarpışma kinetik enerjisi değişimi (Enerji kJ/ Zaman s) .....	37
Şekil 4.17. Deformasyon miktarı (mm) .....	38
Şekil 4.18. Rijit duvar hızındaki değişim (mm/s).....	38
Şekil 4.19. Tepki kuvvetindeki değişimler (kN ) .....	39
Şekil 4.20. Simülasyonda kullanılan darbe emici geometriler.....	40
Şekil 4.21. Rijit duvar özellikleri ve simülasyon sonlu elemanlar modeli .....	41
Şekil 4.22. 4-hekza katı eleman punta modeli.....	42
Şekil 4.23. Kullanıcı ara yüzü ve optimizasyon sonuçları.....	44
Şekil 4.24. Deforme olmamış, deformasyon karakteristikleri ve kesit görünüşü (deformasyon zamanı = 15 ms).....	44
Şekil 4.25. Katlanma kolaylaştırıcı profilsiz ve profilli tasarımların kinetik enerji karşılaştırması .....	45
Şekil 4.26. Katlanma kolaylaştırıcı profilsiz ve profilli geometrilerin tepki kuvveti karşılaştırması .....	45
Şekil 4.27. Simülasyonda kullanılan darbe emici geometri .....	46

Şekil 4.28. Rijit duvar özellikleri ve simülasyon sonlu elemanlar modeli .....	47
Şekil 4.29. 8-hekza katı eleman punta modeli.....	48
Şekil 4.30. Tasarım değişkeni seviye değerleri .....	48
Şekil 4.31. Optimum darbe emici tasarım değişkenleri seviyeleri .....	51
Şekil 4.32. Deforme olmamış, deformasyon karakteristikleri ve kesit görünüşü (deformasyon zamanı = 7 ms) .....	51
Şekil 4.33. Nominal ve optimum tasarımların kinetik enerji karşılaştırması.....	52
Şekil 4.34. Nominal ve optimum tasarımların tepki kuvveti karşılaştırması.....	52
Şekil 4.35. Simülasyonda kullanılan darbe emici geometri.....	53
Şekil 4.36. Rijit duvar özellikleri ve simülasyon sonlu elemanlar modeli .....	53
Şekil 4.37. DP 600, DP 800 ve DP 1000 için gerçek gerilme gerinim değerleri .....	55
Şekil 4.38. DP 600, DP 800 ve DP 1000 tepki kuvveti- zaman grafikleri.....	56
Şekil 4.39. Absorbe edilen kinetik enerji D-Force saçılım grafiği.....	58
Şekil 4.40. Analizlerde kullanılan darbe emici geometri.....	60
Şekil 4.41. Rijit duvar özellikleri ve simülasyon sonlu elemanlar modeli .....	60
Şekil 4.42. HCT600X+Z için kullanılan gerçek gerilme gerinim değerleri (Anonim 2017). .....	62
Şekil 4.43. DP 800 için kullanılan gerçek gerilme gerinim değerleri .....	63
Şekil 4.44. HF1050-1500 için kullanılan gerçek gerilme gerinim değerleri (Anonim 2017) .....	63
Şekil 4.45. Tasarım değişkenlerinin oluşturulması .....	64
Şekil 4.46. Tasarım değişkenlerinin sonlu elemanlar modeli üzerindeki konumları .....	64
Şekil 4.47. HCT600X+Z absorbe edilen enerji miktarı-CFE saçınım grafiği .....	65
Şekil 4.48. DP800 absorbe edilen enerji miktarı-CFE saçınım grafiği .....	66
Şekil 4.49. HF1050-1500 için absorbe edilen enerji miktarı-CFE saçınım grafiği.....	67
Şekil 4.50. Analizlerde kullanılan darbe emici geometri.....	68
Şekil 4.51. Rijit duvar özellikleri ve simülasyon sonlu elemanlar modeli .....	68
Şekil 4.52. DP 800 için kullanılan gerçek gerilme gerinim değerleri .....	70
Şekil 4.53. Tasarım değişkeni mesafeleri .....	70
Şekil 4.54. DP 800 için enerji absorbe miktarı CFE saçınım grafiği .....	71

## ÇİZELGELER DİZİNİ

### Sayfa

Çizelge 1.1. NCAP'ler tarafından kullanılan yeni araç test değerlendirme test metotları (Anonim 2018). .....	5
Çizelge 1.2. Aktif ve pasif güvenlik sistemleri .....	7
Çizelge 3.1. 2 Parametre 3 seviye için tam faktöriyel deneysel tasarım tablosu .....	20
Çizelge 4.1. Rijit duvar modellenmesinde kullanılan parametreler ve değerleri .....	32
Çizelge 4.2. DP 600 malzeme için kullanılan parametreler ve değerleri.....	32
Çizelge 4.3. Profil kesiti etkisi .....	37
Çizelge 4.4. Profil üzerinde yapılan çökertme ve şişirmelerin etkisi .....	39
Çizelge 4.5. Rijit duvar modellenmesinde kullanılan parametreler ve değerleri .....	41
Çizelge 4.6. DP 600 malzeme için kullanılan parametreler ve değerleri.....	41
Çizelge 4.7. Tasarım değişkenleri ve seviyeleri .....	42
Çizelge 4.8. Simülasyon veri seti ve elde edilen bulgular .....	42
Çizelge 4.9. Rijit duvar modellenmesinde kullanılan parametreler ve değerleri .....	47
Çizelge 4.10. DP 600 malzeme için kullanılan parametreler ve değerleri.....	47
Çizelge 4.11. Tasarım değişkeni seviye değerleri .....	48
Çizelge 4.12. Nominal geometri çarpışma performansı değerleri.....	49
Çizelge 4.13. Simülasyon veri seti ve elde edilen bulgular .....	49
Çizelge 4.14. Optimum darbe emici tasarım değişkenleri seviyeleri .....	50
Çizelge 4.15. Rijit duvar modellenmesinde kullanılan parametreler ve değerleri .....	54
Çizelge 4.16. DP 600, DP 800 ve DP 1000 için kullanılan parametreler ve değerleri... 54	
Çizelge 4.17. DP 600, DP 800 ve DP 1000 için absorbe edilen kinetik enerji ve $F_{max}$ .. 56	
Çizelge 4.18. Tasarım değişkenleri ve seviyeleri .....	57
Çizelge 4.19. Optimum darbe emicilerin tasarım değişkenleri seviyeleri .....	58
Çizelge 4.20. Absorbe edilen kinetik enerji ve ilk tepki kuvvetleri .....	58
Çizelge 4.21. Ön görülen sac kalınlığı ve absorbe edilen kinetik enerji miktarları .....	59
Çizelge 4.22. Rijit duvar modellenmesinde kullanılan parametreler ve değerleri .....	61
Çizelge 4.23. HCT600X+Z için kullanılan parametreler ve değerleri ( Anonim 2017). 61	
Çizelge 4.24. DP 800 için kullanılan malzeme parametre değerleri ( Tarigopula ve ark. 2006). .....	62
Çizelge 4.25. HF1050-1500 için kullanılan malzeme parametre değerleri ( Anonim 2017).....	63
Çizelge 4.26. Tasarım değişkeni seviyeleri.....	64
Çizelge 4.27. HCT600X+Z için optimum GEO sonuçları - nominal parça karşılaştırması .....	65
Çizelge 4.28. DP800 için optimum GEO sonuçları - nominal parça karşılaştırması .....	66
Çizelge 4.29. HF1050-1500 için optimum GEO - nominal parça karşılaştırması .....	67
Çizelge 4.30. Rijit duvar modellenmesinde kullanılan parametreler ve değerleri .....	69
Çizelge 4.31. DP 800 için kullanılan malzeme parametre değerleri ( Tarigopula ve ark. 2006). .....	69
Çizelge 4.32. Optimum parça tasarım değişkeni seviyeleri.....	72
Çizelge 4.33. DP800 için optimum - nominal parça karşılaştırması .....	72

## 1. GİRİŞ

Dünya arenasında var olduğu ilk günden beri insanoğlu, çevresindeki canlı-cansız varlıkları bir yerden bir yere taşıma amacıyla birçok araç geliştirmiştir. Kara taşıt teknolojisinde devrim niteliğindeki ilk buluş tekerleğin icadıdır. Kronolojik sıralamaya bakıldığında bu buluşu, buharın makinalarda kullanımı takip etmektedir.

Günümüzde otonom ve akıllı araç sistemleri, malzeme ve üretim teknolojileri çağ gereksinimlerinden çok hızlı bir şekilde gelişim göstermektedir. Bunun yanısıra araçlarda yakıt olarak kullanılan petrol yerini; gelecek dünyanın taşıtlarında hidrojen, elektrik, hibrit sistemlerine bırakacaktır.

Global araç piyasasındaki rekabet araç teknolojisini her geçen gün gerek müşteri tercihleri gereksede yasal zorunlukların artması sebebiyle sürekli gelişme ve inovasyona zorlamaktadır. Bu rekabet ortamında müşteri taleplerine hızlı cevap veren teknolojiler, araç entegrasyonunu hızlandırmak için uygulanan simülasyon teknikleri ve doğrulama süreçlerinde geliştirilen yazılımlar sayesinde; otomotiv sektörü dünya dinamizmine yön vermektedir.

Taşıt Endüstrisi ve ülkeler için teknoloji çağın ilerisinde seyretmesine rağmen kazalar tüm dünyanın çözilemeyen sorunlarının başında yer almaktadır. Bu sorunu en aza indirmek adına, çarpışma anında araçlarının çarpışma performanslarını değerlendirmek ve iyileştirmek amacıyla çeşitli sistemler geliştirilmektedir. Gerek çarpışmayı önleyen (aktif güvenlik sistemleri) gerekse de çarpışmanın şiddetini azaltan (pasif güvenlik sistemleri) üzerine birçok çalışma yapılmaktadır.

Önden çarpışma anında; yaşam hacminde oluşan çarpışmaya bağlı etkilerin azaltılması için tampon arka kısımlarında pasif güvenlik elemanlarından olan çarpışma darbe emicileri kullanılmaktadır.

Araçlarda çarpışma esnasında meydana gelen maksimum tepki kuvvetinin, sürücü ve yolcu güvenliği açısından yüksek olması istenmez. Bunun sebebi çarpışma anında yapıda maksimum tepki kuvveti ortalama tepki kuvvetinden çok fazla olması araçta ani bir ivmelenmeye neden olur. Oluşan bu kuvvet, kontrolsüz bir şekilde aracın diğer kısımlarına iletilmesine yol açar. Kontrolsüz bir şekilde ilerleyen tepki kuvveti hem

aracın bütünlüğünü hem de yolcu güvenliğini tehlikeye atarak yolcuların yaralanma riskini artırır. Ani ivmelenmeden dolayı meydana gelecek olan bu yaralanma riski ve derecesi maksimum tepki kuvvetinin artışına bağlı olarak önemli oranda değişmektedir.

Literatürde çarpışma esnasında enerjiyi absorbe eden darbe emicilerin özellikle enerji absorpsiyonunda imal edildiği sac metal, kompozit ve hibrit malzeme türlerinin, profil kesit geometrilerinin, kesit kalınlıklarının, üretim safhalarında meydana gelen şekillendirme geçmişlerinin dayanımlarına etkilerinin ve darbe emici yapılar üzerine açılan olukların (kanalların) enerji absorpsiyonu üzerine etkilerinin araştırdığı görülmüştür.

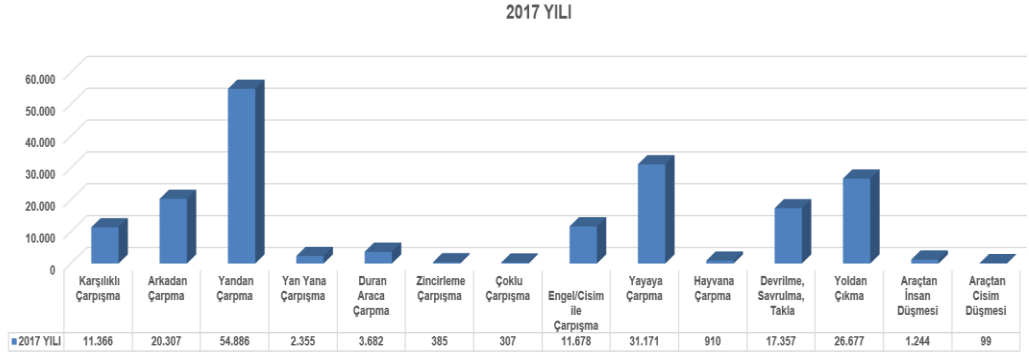
Topoğrafya optimizasyonu genellikle yapının rijitliğini veya doğal frekanslarını maksimize etmek için sac yapı üzerindeki girinti-çıkıntı bölgelerin geometrisini ve dağılımı belirlemek için kullanılan bir yapısal optimizasyon yöntemidir.

Bu tez çalışması kapsamında; topoğrafya optimizasyonu ilk kez darbe emici yapıların tasarımında kullanılmıştır. Bu amaçla pasif güvenlik elemanı olarak kullanılan darbe emici yapılarda, önden çarpışma anında meydana gelen tepki kuvveti ve çarpışma kinetik enerjisi absorpsiyonu miktarları sayısal olarak incelenerek topoğrafya optimizasyonları gerçekleştirilmiştir.

### **1.1. Araçlarda Çarpışma**

Çarpışma, bir cismin diğer bir cisimle ani teması olarak adlandırılmaktadır. Araçlarda çarpışma ise, bir aracın başka bir araçla, canlı ve/veya cansız bir varlık ile teması sonucu meydana gelen etkileşim kaza/çarpışma olarak tanımlanmaktadır. İlk ölümcül trafik kazası 1869 yılında İrlandalı Fizikçi Mary Ward'in ölümü ile Parsonstown İrlanda'da olmuştur. Ülkemizde ilk ölümcül kaza ise İstanbul'da 1912 yılında meydana gelmiştir. Meydana gelen kazalar ülkeler tarafından kayıt altına alınmaktadır. Ülkemizde 2017 yılında meydana gelen ölümlü-yaralanmalı trafik kazalarının oluş şekline göre türleri aşağıdaki gibidir.





**Şekil 1.1.** 2017 yılında meydana gelen ölümlü-yaralanmalı trafik kazalarının oluş şekline göre türleri (Anonim 2018).

Araçlarda çarpışma önden, yandan, takla atma, yayaya çarpma gibi birçok farklı durum için incelenmektedir. Tez çalışması kapsamında çarpışma darbe emicilerin önden tam çarpışma durumlarındaki koşullarına göre sayısal olarak incelenerek ilk kez topoğrafya optimizasyonunun darbe emici yapılar üzerinde uygulanabilirliği gösterilmiştir.

## 1.2. Çarpışma Test Regülasyon ve Metotları

Yeni araçların güvenlik seviyeleri dünya genelinde her bir ülkenin / birliğin kendi kurmuş olduğu organizasyonlarca değerlendirilmektedir. Bu sayede dünya genelinde yeni araç değerlendirme programları (NCAP) tarafsız olarak araçların güvenliklerini ve kullanıcı bilgilerini değerlendirerek araç müşterilerine alabilecekleri en güvenli araçları seçmelerini sağlamaktadırlar (Anonim 2018).

Global yeni araç değerlendirme programı (Global NCAP), 2011 yılında NCAP' ler arasındaki işbirliği için uluslararası bir platform olarak hizmet etmek ve gelişimlerini dünya çapında tanıtmak amacıyla kurulmuştur (Anonim 2018).

Avustralya yeni araç değerlendirme programı (ANCAP), 1992 yılında kurulmuş Avustralya ve Yeni Zelanda yeni otomobil pazarlarını temsil eden bağımsız bir araç güvenliği değerlendirme organizasyonudur (Anonim 2018).

Güneydoğu Asya ülkeleri yeni araç değerlendirme programı (ASEAN NCAP), 2011 yılında Malezya Yol Güvenliği Araştırma Enstitüsü (MIROS) ve Global NCAP iş birliği ile araç güvenliği standartlarını yükseltmek, tüketici bilincini artırmak ve böylece

bölgedeki daha güvenli araçlar için pazarı teşvik etmek amacıyla kurulmuş bir araç güvenliği değerlendirme organizasyonudur (Anonim 2018).

Çin yeni araç değerlendirme programı (C-NCAP), 2006 yılında Çin Otomotiv Teknolojisi ve Araştırma Merkezi tarafından araç teknolojisinin gelişimini teşvik etmek ve daha yüksek bir güvenlik konsepti oluşturmak; yüksek standart, adil ve nesnel araç çarpışma güvenliği değerlendirme yöntemi oluşturmak amacıyla kurulmuş bir araç güvenliği değerlendirme organizasyonudur (Anonim 2018).

Avrupa Yeni Araç Değerlendirme Programı (Euro NCAP), 1997 yılında kurulmuş otomotiv endüstrisinden bağımsız, kar amacı gütmeyen ve 7 Avrupa Ülkesi hükümeti ( Fransa, Almanya, İsveç, Hollanda, İngiltere, Lüksemburg ve İspanya Katalonya Bölgesi) tarafından desteklenen uluslararası bir araç güvenliği değerlendirme organizasyonudur (Anonim 2018).

Japonya yeni araç değerlendirme programı (JNCAP), 1995 yılında otomobil kullanıcılarının daha güvenli araç seçebileceği ve otomobil üreticilerini daha güvenli araçlar geliştirmeye teşvik edeceği ortamı yaratarak daha güvenli araçların kullanımını teşvik etmek amacıyla Ulusal Otomotiv Güvenliği ve Mağdurları Yardım Ajansı tarafından kurulmuştur (Anonim 2018).

Karayolları ve Güvenliği Sigorta Enstitüsü (IHSS), 1959 yılında kurulmuş motorlu araç kazalarından kaynaklanan ölümleri, yaralanmaları ve maddi zararları azaltmaya adanmış bağımsız kar amacı gütmeyen bir bilimsel ve eğitim organizasyonudur. Otoyol Kayıpları Veri Enstitüsü (HLDI) ise 1972 yılında ABD yollarındaki çoğu arabanın; SUV, kamyonet ve motosiklet modellerinde sigorta kaybı bilgilerini toplamak, analiz etmek ve yayınlamak için IIHS' nin bir kuruluşu olarak düzenlenmiştir (Anonim 2018).

Kore yeni araç değerlendirme programı (KNCAP), 1999 yılında Arazi, Altyapı ve Ulaştırma Bakanlığı (MOLIT) tarafından motorlu taşıtların güvenliğini çeşitli testler yaparak değerlendirmek ve böylece tüketicilerin araçların güvenlik dereceleri hakkında bilgilendirilmesini sağlayarak üreticilerin daha güvenli araçlar üretmesine teşvik edilmesini sağlamak amacıyla kurulmuştur (Anonim 2018).

Latin Amerika ve Karayipler yeni araç değerlendirme programı (Latin NCAP), farklı otomobil modellerinin piyasada sunduğu güvenlik seviyeleri hakkında tüketicilere bağımsız ve şeffaf bilgiler sunarak taşıt üreticilerini Latin Amerika ve Karayipler bölgesinde satışa sundukları araçların güvenlik performansını iyileştirmek için üreticileri teşvik etmek amacıyla kurulmuştur. 2010 yılında ortak girişim olarak faaliyete başlayan organizasyon 2014 yılında tüzel kişilik olarak kurulmuştur (Anonim 2018).

Amerika Birleşik Devletleri yeni araç değerlendirme programı (U.S. NCAP), 1978 yılında Karayolları Ulusal Trafik Güvenliği İdaresi (NHTSA) tarafından kurulmuştur. Organizasyon kuruluşundan ve evriminden bu yana, NHTSA'nın ABD yollarında hayat kurtarması ve yaralanmaları önleme misyonunu gerçekleştirmesine önemli ölçüde katkıda bulunmuştur (Anonim 2018).

Çizelge 1.1'de de NCAP'ler tarafından yeni araç test değerlendirmeleri yapılırken kullanılan test metotları sunulmaktadır.

**Çizelge 1.1.** NCAP'ler tarafından kullanılan yeni araç test değerlendirme test metotları (Anonim 2018).

Test Organizasyonu	Test Methodu	Değerlendirme Metodu
NHTSA	<ul style="list-style-type: none"> <li>Tam önden çarpışma testi</li> <li>Yandan çarpışma testi</li> <li>Devrilme testi</li> <li>ESC yerleştirilmesi ve yan perde hava yastığı ekipmanı</li> <li>Çocuk araç koltuğu kullanılabilirliği değerlendirmesi</li> </ul>	Yolcu yaralanmaları 5 seviyede değerlendirilir (Değerlendirme sonucu ★ ile skalandırılır 5 ★ en iyiyi temsil etmektedir).
IIHS	<ul style="list-style-type: none"> <li>Açılı önden çarpışma testi</li> <li>SUV Yandan çarpışma testi</li> <li>Arkadan çarpışma için boyun yaralanması koruması testi</li> <li>Tavan dayanımı testi</li> <li>ESC ekipmanı yerleştirilmesi</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Genel değerlendirme vücut deformasyonu ve yolcu yaralanmalarına göre 4 seviyenin seçilmesi ile Yüksek güvenlik seçimleri ile yapılır.</li> </ul>
Euro NCAP	<ul style="list-style-type: none"> <li>Açılı önden çarpışma testi</li> <li>Yandan çarpışma testi</li> <li>Direğe karşı yandan çarpışma testi</li> <li>Arkadan çarpışmalarda boyun koruması testi</li> <li>Yaya baş ve bacak koruması performansı testi</li> <li>ESC ekipmanı oranı değerlendirmesi</li> <li>Emniyet kemeri hatırlatıcısının sürücü, ön yolcu ve arka koltuklara yerleştirilmesi</li> <li>Hız sabitleyicisinin yerleştirilmesi</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Genel değerlendirme testlerden elden edilen sonuçlara göre yapılır (Değerlendirme sonucu ★ ile skalandırılır 5 ★ en iyiyi temsil etmektedir).</li> </ul>

**Çizelge 1.1.** NCAP'ler tarafından kullanılan yeni araç test değerlendirme test metotları (devam).

<b>KNCAP</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Tam önden çarpışma testi</li> <li>• Açılı önden çarpışma testi</li> <li>• Yandan çarpışma testi</li> <li>• Yaya baş ve bacak koruması performans testi</li> <li>• Arkadan çarpışma için boyun yarananması koruması testi</li> <li>• Fren performans testi</li> <li>• Devrilme testi</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Yolcuların yarananmalarına bağlı olarak 5 seviyede değerlendirilir. (Değerlendirme sonucu ★ ile skalandırılır 5 ★ en iyiyi temsil etmektedir).</li> </ul>
<b>C-NCAP</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Tam önden çarpışma testi</li> <li>• Açılı önden çarpışma testi</li> <li>• Yandan çarpışma testi</li> <li>• Emniyet kemeri hatırlatıcısı yerleştirilmesi, ISO-FIX bağlantı noktası değerlendirmesi</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Vücut deformasyonu ve yolcu yarananmalarına göre değerlendirilir (Değerlendirme sonucu ★ ile skalandırılır 5 ★+ en iyiyi temsil etmektedir).</li> </ul>
<b>ASEAN NCAP</b>	Açılı önden çarpışma testi	Vücut deformasyonu ve yolcu yarananmalarına göre değerlendirilir ( Değerlendirme sonucu ★ ile skalandırılır 5 ★+ en iyiyi temsil etmektedir).
<b>JNCAP</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>* Tam önden çarpışma testi</li> <li>* Açılı önden çarpışma testi</li> <li>* Yandan çarpışma testi</li> <li>* Arkadan çarpışma için boyun yarananması koruması testi</li> <li>* Yaya baş ve bacak koruması performans testi</li> <li>* Yolcu koltuğu emniyet kemeri hatırlatıcısı (PSBR) değerlendirme testi</li> </ul>	Çarpışma Güvenliği Performans değerlendirmesi soldaki belirtilen testlerin yapılması ile 0 dan 208'e kadar yapılan puanlandırma ile gerçekleştirilir. (Puanlandırma sonucu ★ ile skalandırılarak 5 ★ en iyiyi temsil etmektedir.)
<b>Latin NCAP</b>	Açılı önden çarpışma testi	Vücut deformasyonu ve yolcu yarananmalarına göre değerlendirilir ( Değerlendirme sonucu ★ ile skalandırılır 5 ★+ en iyiyi temsil etmektedir).
<b>ANCAP</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Açılı önden çarpışma testi</li> <li>• Yandan çarpışma testi</li> <li>• Yaya baş ve bacak koruması performans testi</li> <li>• ESC ekipmanı yerleştirilmesi</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Vücut deformasyonu ve yolcu yarananmalarına göre genel değerlendirme yapılır. (Değerlendirme sonucu ★ ile skalandırılır 5 ★ en iyiyi temsil etmektedir).</li> </ul>

### 1.3. Araçlarda Güvenlik Sistemleri

Günümüz araçlarında aktif ve pasif olmak üzere iki farklı güvenlik sistemi kullanılmaktadır. Aktif güvenlik sistemleri kazanın oluşma olasılığını önlemek için geliştirilen önleme sistemleridir. Pasif güvenlik sistemleri ise kaza anında kazanın şiddetini ve etkilerini azaltmak için geliştirilmiş sistemlerdir.

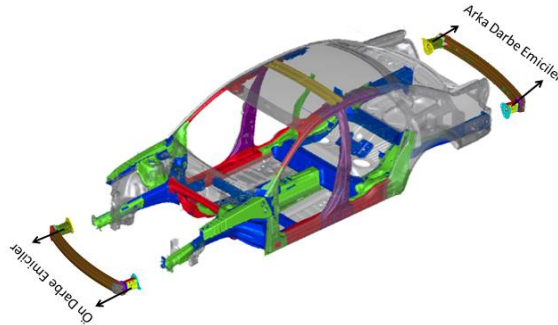
Çizelge 1.2’ de araçlarda kullanılan aktif ve pasif güvenlik sistemlerinden bazıları belirtilmiştir.

**Çizelge 1.2.** Aktif ve pasif güvenlik sistemleri

<b>Aktif Güvenlik Sistemleri</b>	<b>Pasif Güvenlik Sistemleri</b>
Çarpışma Önleyiciler	Darbe Bölgeleri ve Emniyet Kafesleri
Tekerlekler ve Frenler	Ön Darbe Koruması
Anti-Kilitlenme Fren Sistemleri (ABS)	Yanal Darbe Koruması
Uyku ve Yorgunluk Tespit Sistemleri	Emniyet Kemerleri
Çekiş Kontrolü ve Dört Tekerlekten Çekiş	Hava Yastıkları
Yol Tutuşu ve Denge	Koltuklar
Sesli İkaz Sistemleri	Koltuk Başlıkları
Görüş Açısı ve Görünürlük	Güvenli Araç İçi
Ayar ve Konfor	Yük Sınırlayıcı
Sürücünün Dikkatini Dağıtan Unsurların En Aza İndirgenmesi	Yangın Önleme ve Koruması
Kör Nokta ve Lastik Basınç Uyarı Sistemleri	Dağılmayan (patlamayan) camlar

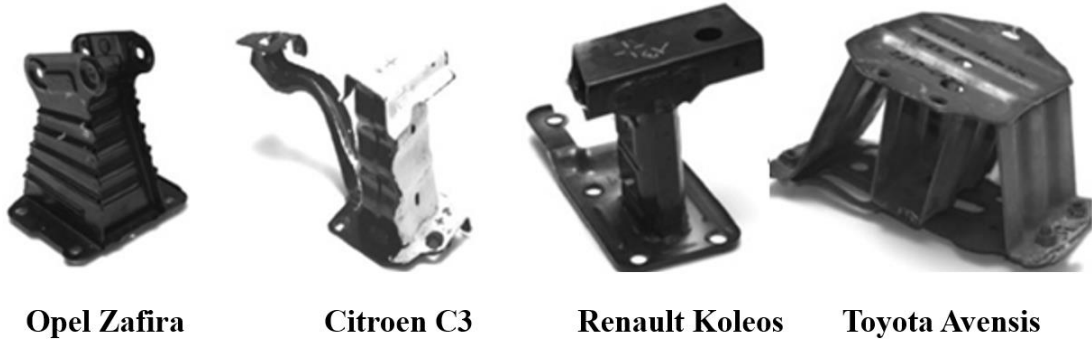
#### 1.4. Çarpışma Darbe Emicileri

Pasif güvenlik elemanlarından olan çarpışma darbe emiciler çarpışma esnasında araçta meydana gelen deformasyonun yolcu kabine etkilerini azaltır ve aracın sahip olduğu kinetik enerjiyi plastik deformasyona uğrayarak belli bir oranda sönmürler. Araçlarda tamponların arka kısmında kullanılırlar. Şekil 1.2’ de bir araç üzerine kullanılan ön ve arka darbe emiciler gösterilmektedir.



**Şekil 1.2.** Araçlarda kullanılan ön ve arka darbe emiciler

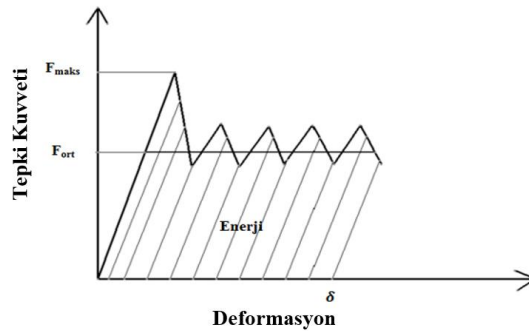
Araçlar üzerinde kullanılan darbe emici yapılar incelendiğinde metal, kompozit, hibrit, mekanik ve hidrolik darbe emici yapıların kullanıldığı görülmektedir. Yaygın olarak ise araçlarda metal darbe emici yapılar tercih edilmektedir. Şekil 1.3 'te bazı araçlarda kullanılan darbe emici yapılar gösterilmektedir.



**Şekil 1.3.** Bazı araçlarda kullanılan darbe emici yapılar ( Altın 2017)

Darbe emiciler, ilk darbeyi aldıkları anda deformasyona karşı tepki gösterirler, bu tepki kuvvet belli bir değeri aşınca yapı üzerinde yerel burkulmalar başlar. Şekil 1.4' de tipik bir darbe emici için tepki kuvveti-deformasyon grafiği verilmiştir. İlk çarpma anında darbe emicilere aksel yönde gelen tepki kuvveti en yüksek değerine ulaşır ( $F_{max}$ ), daha sonra ortalama bir değer ( $F_{ort}$ ) etrafında salınmaya başlar. Bu sırada yapı yerel burkulmalar ile iç içe katlanarak kısalır (Öztürk ve Kaya 2008). Darbe emici yapılarda meydana gelen en yüksek (ilk tepki kuvveti) kuvvet ile ortalama tepki kuvveti çarpışma darbe emicinin çarpışma kuvveti veriminin (CFE) göstergesidir. Bu sebeple ideal bir çarpışma darbe emici yapıda CFE' nin yüksek olması beklenir.

$$CFE = \frac{F_{ort}}{F_{max}} \quad (1)$$



**Şekil 1.4.** Tepki kuvveti-deformasyon grafiği

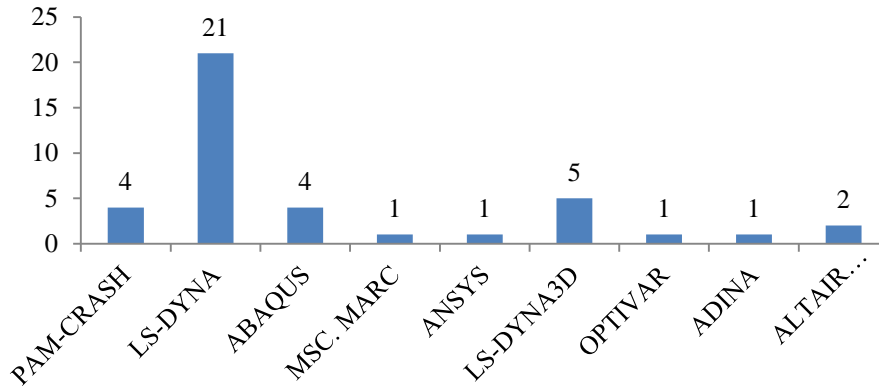
Tepki kuvveti- deformasyon grafiğinin altında kalan eğrinin alanı çarpışma darbe emici tarafından absorbe edilen enerji miktarını (E) göstermektedir.

$$E_{\text{abs}} = \int_0^{\delta} F(\delta) d\delta \quad (2)$$

Darbe emicilerin plastik deformasyonu sırasında oluşan ortalama tepki kuvvetinin yüksek olması, absorbe edilen enerji miktarının fazla olduğu anlamına gelir, ancak çarpışmanın hemen başına oluşan ilk tepki kuvvetinin yüksek olması araç bütünlüğü ve yolcu güvenliği açısından istenmez. Bu yüzden lokal burkulmaların, daha düşük tepki kuvvetlerinde başlaması için burkulmaları başlatacak çevresel veya simetrik geometrik çukurluk ve girintiler profil üzerinde oluşturulur.

### 1.5. Darbe Emici Yapıların Analizi İçin Kullanılan Simülasyon Programları

Literatürde darbe emici yapıların analizlerinde kullanılan simülasyon programlarına ait gerçekleştirilen literatür çalışması EK 1’de sunulmaktadır.



**Şekil 1.5.** Darbe emici yapıların analizlerinde kullanılan simülasyon programları

İncelenen literatür çalışmalarının 21’inde LS-DYNA, 5’inde LS-DYNA3D, 4’ünde ABAQUS yine 4’ünde PAM-CRASH, 2’sinde ALTAIR OPTISTRUC, 1’er çalışmada da MSC. MARC, ANSYS, OPTIVAR ve ADINA programlarının kullanıldığı görülmüştür.

## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Literatürde darbe emici yapılar üzerinde gerçekleştirilen birçok çalışma yapıldığı görülmüştür.

Lee ve ark. (2001) çalışmalarında, gerçek sonuçlara daha yakın çarpma simülasyon sonuçları elde etmek için montajı oluşturan parçaların form verme proseslerindeki geçmişlerini incelemişlerdir. Bu amaçla mevcut durumu tanımlayan birkaç ön şekillendirilmiş parçadan oluşan bütün yapıyı içeren değişkenleri, bütün yapının tutarlı bire bir bölümlenmesini korumak için bir ağdan ( meshten) bir diğer ağa (meshe) aktarmak gerektiğini belirtmişlerdir. Bu işlemi, şekillendirme sonrasında yapıyı yeniden meshleyerek ve mevcut mekanik özelliklerini aktararak gerçekleştirmişlerdir. Bu tarz aktarma işlemlerini gerçekleştirirken sayısal bir hatanın kaçınılmaz olduğuna değinerek yaklaşımlarının sonuçlarını bu nedenle hesaplamalarla karşılaştırmışlardır. Form verme analizleri için ESFORM simülasyon programını, çarpışma simülasyonu içinse LS-DYNA3D programını kullanmışlardır. Yöntemlerinin performansını şekillendirme işleminin geçmişinin çarpışma simülasyonlarının yapısal yanıtlarında belirleyici bir etkiye sahip olduğunu çeşitli örneklerle desteklemişlerdir. Mevcut durumun aktarımı ile çıkan hatalara rağmen, yapmış oldukları örneklerde oluşan bu hataların yapının ön geçmişini hesaba katmadan oluşan hatalarla karşılaştırıldığında oldukça küçük olduğunu belirtmişlerdir.

Shahbeyk ve ark. (2004) çalışmalarında, punta kaynağı hatası, flanş lokasyonu, sac metal parça kalınlığı, köpük panel temas alanında yapıştırıcı bulunması ve alüminyum köpük dolgunun bükme çarpma performansına etkisi ile boş ve köpük dolgulu kutu kirişlerin çökme mekanizmalarını simülasyon bazlı incelemişleridir. PAM-CRASH™ açık kodlu sonlu elemanlar programını 150 farklı kesitte lineer olmayan analizleri yapmak için kullanmışlardır. Kutu kirişlerde flanş lokasyonunun; punta kaynağı kuvvetini, kutu kiriş enerji sönümlenme kapasitesini ve kesitlerin davranışlarını kontrol ettiğini gözlemlemişlerdir.

Reyes ve ark. (2002) çalışmalarında, AA6060 kare alüminyum ekstrüzyon kolanların yarı statik eğik yükleme durumundaki darbe dayanımlarını deneysel ve nümerik olarak incelemişleridir. Nümerik çalışmalarını LS-DYNA sonlu elemanlar programını



kullanarak yapmışlardır. Kare kolonları bir uçlarından klempleyerek eğik yükleme şartlarını, kolonun merkez düzleminde farklı açılarda (5°, 15° ve 30°) kuvvetler uygulayarak gerçekleştirdiklerini belirtmişlerdir. Kolon duvar kalınlığı için ise 1,9 mm ve 2,46 mm' lik 2 farklı kalınlık kullanmışlardır. Her bir duvar kalınlığı ve yükleme açısı kombinasyonunu 3 tekrar ile 18 test ile gerçekleştirmişlerdir. 5°'lik yük açısında enerji absorpsiyonunun büyük ölçüde azaldığını, artan yük açıları içinse absorbe edilen enerji miktarının düzleşme eğilimi göstererek azaldığını belirtmişlerdir. Faktöriyel analizlerde en baskın giriş parametresinin kalınlık olduğunu; yükleme açısıyla doğru orantılı bir etki gösterdiğini söylemişlerdir.

Lim ve ark. (2004) çalışmalarında, 4 farklı modeldeki asimetrik şapka tipi numunelerin statik ve dinamik ezilme testlerinde darbe dayanımını kaynak yöntemi, flanş genişliği ve punta kaynak adımı parametrelerinin değişimine göre incelemişlerdir. Deneysel analizlerden ezilme yükü, mesafeler tarafından absorbe edilen enerji, ortalama yük ve penetrasyon derinliği verilerini sağlamışlardır. Şapka tipi numune malzemesi olarak soğuk haddelenmiş SPRC35 kodlu çekme mukavemeti 350 MPa olan 1,4 mm kalınlığındaki sac levhaları kullanmışlardır. Kaynak yöntemi olarak punta kaynağı ve lazer kaynağı yöntemlerini kullanmışlardır. Statik ve dinamik testlerde 18 mm flanş genişliğindeki lazer kaynaklı numunelerin 6 mm flanş genişliğine sahip lazer kaynaklı numunelerden daha iyi enerji absorbe ettiğini belirtmişlerdir. Flanş genişliğinin statik testlerde ilk tepe yükünü ve absorbe edilen enerjiyi büyük ölçüde etkilediğini, dinamik testlerde ise absorbe edilen enerji ve penetrasyon derinliğini etkileyip tepe yükünde kayda değer etkisinin bulunmadığını söylemişlerdir. Punta kaynaklı numunelerde punta sayısı arttıkça absorbe edilen enerji miktarının önemli ölçüde artıp maksimum penetrasyon derinliğinin azaldığını belirtmişlerdir. Aynı kaynak alanına sahip lazer kaynaklı numunelerle punta kaynaklı numuneler karşılaştırıldığında lazer kaynaklı numunelerle punta kaynaklı numunelerin ilk tepe yükü, absorbe edilen enerji ve ortalama yük miktarlarının statik test sonuçlarında kayda değer bir fark olmadığını görmüşlerdir. Dinamik test sonuçlarında ise lazer kaynaklı numunelerin punta kaynaklı numunelerden daha iyi çarpışma performansı sergilediklerini söylemişlerdir. Deformasyona uğramış geometrilerin dinamik ve statik test sonuçları göstermiştir ki birbirleriyle aynı enerji absorbe miktarına sahip iki numunenin rastgele çökme modu sergilediklerini belirtmişlerdir. Eksenel çökme modlarındaki rastgelelik ve şapka tipi

tünel elemanların test koşullarındaki küçük bozukluklar, enerji absorpsiyon profili montaj ve yükleme koşullarındaki sıralı çöküş modunda belirgin farklara neden olabileceği gibi sonuçlara yol açacağını vurgulamışlardır. Elde edilen test sonuçlarına göre asimetrik şapka tipi tünel elemanların çarpışma performansı açısından tasarımlarında çökme modu ve enerji absorpsiyon profillerindeki büyük sapma miktarları olasılığına dikkat edilmesini belirtmişlerdir.

Mahdi ve ark. (2006) çalışmalarında, pamuk elyafı /propilen oluklu kolonların enerji absorpsiyonu karakteristiklerini nümerik olarak incelemişlerdir. Sonlu elemanlar analizlerini ABAQUS/Explicit programını kullanarak parametrik değişikliklerin kolonun enerji absorpsiyonu üzerindeki etkilerini incelemek için kullanmışlardır. Simülasyon süreçlerinde kolonları düz kolon, farklı oluk açılı oluklu kolon ve yüksek miktarda oluk yüzeyi bulunan kolonlar olmak üzere üç farklı geometride modellemişlerdir. Geliştirilmiş uygun bir kompozit malzeme ile birlikte bir kabuk üretici boyunca oluklar meydana getirerek enerji cihazı birimlerinin çarpışma performansının artırılabilmesini deneysel olarak kanıtlandığını belirtmişlerdir. Bunun nedenini, kabuk üretici boyunca meydana getirilen olukların, kolon üretici boyunca önceden belirlenmiş bir bölgede ilk ezilmenin oluşmasına zorlamasından kaynaklandığına dayandırmışlardır. 5° oluk açısına sahip kolonun ezilmede en yüksek miktarda enerji absorpsiyonu sağladığını söylemişlerdir. 25 oluklu kolonun istikrarlı, aşamalı ve kontrollü bir şekilde çöktüğünü bu sayede enerjii büyük miktarda dağıtabildiğini, oluk sayısının artırılması ile ezilme işleminde kolonun enerji absorbe kapasitesinin artırılacağını böylece kolonun daha öngörülebilir şekilde çökmeye maruz kalacağını belirtmişlerdir. Oluklu kolonların ezilme davranışının kolon kalınlığından etkilendiğini kolon çapının kalınlığa oranının artışının kolon tarafından absorbe edilen toplam enerjinin azalmasına neden olduğunu söylemişlerdir.

Yamashita ve ark. (2007) çalışmalarında, kenar sayısı 3, 4, 5, 6 ve 7 olan poligonal kolonların, aksel yöndeki yarı statik ve dinamik yükleme koşullarındaki poligonal yüzeylerin ve duvar kalınlığının çevrimsel burkulmanın gerçekleştiği ezilme davranışlarına etkilerini incelemişlerdir. Kolonları A5056 alüminyum alaşımı çubuklardan imal ettiklerini söylemişlerdir. Ezilme mukavemetini kolonun enerji emme kapasitesinin bir göstergesi olarak hesaplamışlardır. Poligonal kenar sayısı arttıkça

enerji absorbe kapasitesinin arttığını, kenar sayısının 6'dan fazla olduğunda hemen hemen en üst seviyeye ulaştığını belirtmişlerdir. Karşılaştırma için dairesel bir kolonu test etmişlerdir. Deneylede kullandıkları kolonlardan çok fazla çeşit için sayısal simülasyonlar yapmışlar ve bu simülasyonları dinamik açık sonlu elemanlar kodlu DYNA3D programı ile yapmışlardır. Hesaplanan ezilme eğilimlerinin deneylede örtüşüğünü, ancak deneyledeki küçük kusurlar sebebiyle çökme modunda farklılıklar meydana geldiğini belirtmişlerdir. Deformasyon tipinin ince duvarlı kolonda daha düzensiz olduğunu söylemişlerdir. Dairesel kolonun ezilmesinin karışık bir burkulma modu davranışı gösterdiğini, bunun çökmenin simetrik moddan asimetric moda geçişine neden olduğu söylemişlerdir.

Tarigopula ve ark. (2006) çalışmalarında, yüksek mukavemetli çeliklerden olan 1,2 mm kalınlığında DP 800 kalite malzemeden imal ettikleri şapka kısmı punta kaynaklı ince cidarlı kare kolonların yarı statik ve dinamik aksenal ezilme testlerini ve analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Analiz programı olarak açık kodlu doğrusal olmayan sonlu elemanlar kodu olan LS-DYNA programını kullanmışlardır. Yarı statik ve dinamik testlerini ezilme davranışını, deformasyon kuvvetini ve enerji absorpsiyon miktarlarını değerlendirmek amacıyla 600 kg darbe yükünde 5, 10 ve 15 m/s hızlarında yapmışlardır. Kesitler de meydana gelen karakteristik çökme modlarını ve enerji absorbe değerlerini inceleyerek elde ettikleri bulguları literatürde gerçekleştirilen yüksek mukavemetli çeliklerle ilgili çalışmalarla karşılaştırmışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre; dinamik yükler altında numunelerin genellikle düzenli bir ilerlemeyle katlandıklarını, bazı numunelerde ise uç ezilme aşamasında düzensiz katlanmalar meydana geldiğini gözlemlemişlerdir. Test sonrası inceledikleri numunelerde yüksek darbe hızlarında katlanma modellerinde daha sık düzensizliklerle karşılaştıklarını vurgulamışlardır. Punta kaynakları üzerinde ise bazı numunelerde yarı statik testler sırasında kısmi kopmalar gözlemlediklerini söylemişlerdir. Gerçekleştirdikleri parametrik çalışmalar sonucunda enerji absorpsiyon kapasitesinin akma mukavemeti, sac kalınlığı ve darbe hızıyla doğru orantılı olduğunu belirtmişlerdir.

Chen ve ark. (2009), çalışmalarında sonlu elemanlar metodu ile dairesel kolonlarda radyal olukların ezilme davranışına etkilerini incelemişlerdir. Nümerik çalışmalarını radyal oluklu profil ve köşeli radyal oluklu profil olmak üzere iki farklı geometriye

sahip oluklu profilleri kullanarak yapmışlardır. Ezilme davranışlarını karşılaştırmak için ayrıca oluksuz bir dairesel profili de ayrıca incelemişlerdir. Sonlu elemanlar analiz paket programı MSC. Marc'ı kullanarak oluklu profillerin elastoplastik deformasyonlarını analiz etmişlerdir. Lineer olmayan davranışları formüle etmek için güncellenmiş Lagrange metodunu, lineer olmayan denklemleri çözmek için de Newton-Rapson metodunu kullanmışlardır. Ezilme sırasında katlanmaların dalga boyu uzunlaştığında ve katlanmalar dalga boyunun merkezinde toplandığında radyal oluklu profillerin ezilme modlarının oluksuz profillere göre daha kararsız olduğunu söylemişlerdir. Öte yandan profillerin uzunluğu ve çapları aynı alındığında radyal oluklu profillerin iyi enerji absorbe kapasitesi sergilediklerini belirtmişlerdir.

Kong ve ark. (2011), çalışmalarında bir araç koltuğu altı helezon yayının tasarımında yayın ağırlığını, sapma noktasının maksimum yer değiştirmesi ve esneklik kısıtlarına bağlı olarak azalmak amacıyla topoloji ve topografya optimizasyonlarını yapmışlardır. Topografya optimizasyonunu, topoloji optimizasyonu ile optimize edilmiş modeli maksimum deplasmanı azaltarak yayı güçlendirmek amacıyla uygulamışlardır. Topografya ile deplasmanın % 27 oranında iyileştirildiğini söylemişlerdir.

Trung ve Dejie (2015), çalışmalarında topografya optimizasyonu ile katlanmış plakaların yapısal akustik radyasyon gücü kontrol problemini incelemişlerdir. Katlanmış plakaların topografya optimizasyonunda amaç fonksiyonu olarak plakaların doğal frekansının birinci modunun maksimizasyonunu seçmişlerdir. Yapmış oldukları sayısal analiz sonuçlarına göre plakaların katlanma açısı değiştiğinde akustik radyasyon gücünün ve ses basıncı değerinin değiştiğini, topografya optimizasyonu ile de katlanmış bir plakanın akustik radyasyon gücü ve ses basıncı seviyesinin artırabileceğini belirtmişlerdir.

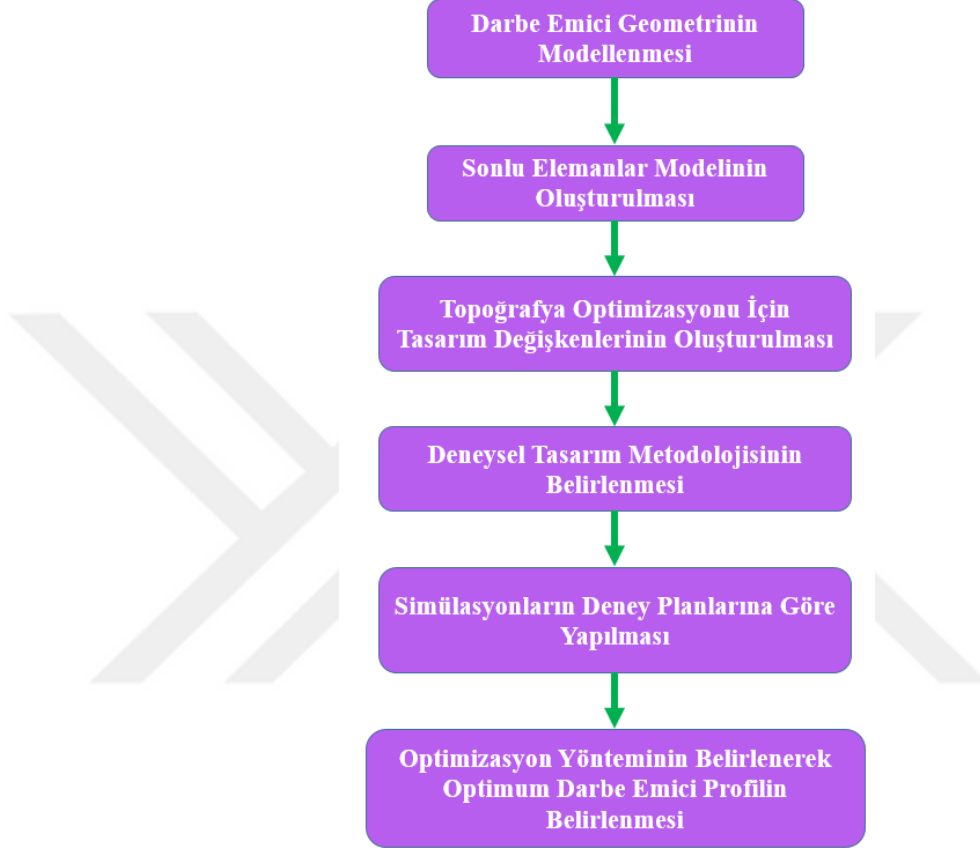
Zhao ve Jiao (2017), çalışmalarında topografya optimizasyonu ile bir otomobil emniyet kemeri braketini üzerinde meydana getirecek takviye profil dağılımıyla braketin gerilme enerjisinin azaltılmasını incelemişlerdir. Amaç fonksiyonu olarak gerilme enerjisinin minimizasyonunu, topografya optimizasyonu için ana kısıt olarak takviye profillerin minimum genişliğini 5 mm, tendon açısını 60° ve çekiş yüksekliğini de 2 mm olarak almışlardır. Topografya optimizasyonu ile braketin maksimum deformasyonunun % 36,7, maksimum gerilmenin ise % 17,6 oranında düşürüldüğünü söylemişlerdir.

Dutta (2016), çalışmasında araç kapısı i panelinin yan rüzgar etkisiyle yanal eğilmesinin topoğrafya optimizasyonu ile azaltılmasını incelemiştir. Amaç fonksiyonu olarak mod 3 frekansının maksimizasyonunu seçmiştir. Topoğrafya optimizasyonu ile panel üzerinde meydana getirilen takviyelerle panelin mod 3 frekansının %10 oranında arttığını buna karşın yanal eğilmesinin ve kanat kısmındaki titreşiminin azaltıldığını belirtmiştir.

Literatürde arpışma esnasında enerjiyi absorbe eden darbe emicilerin imal edildiği malzeme türlerinin, profil kesitlerinin, üretim safhalarında meydana gelen şekillendirme geçmişlerinin ve darbe emici yapılar üzerine açılan olukların (kanalların) enerji absorpsiyonu üzerine etkilerinin araştırıldığı görölmüştür. Topoğrafya optimizasyonunun ise genellikle sac levhaların rijitliğini veya doğal frekanslarını maksimize etmek için kullanılmaktadır. Yapılan bu tez çalışması ile literatürde ilk kez topoğrafya optimizasyonu darbe emen yapıların tasarımında çarpışma performansı kapasitelerinin artırılmasına yönelik kullanılmıştır.

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

Şekil 3.1’ de genel olarak tez çalışması kapsamında topoğrafya optimizasyonu için kullanılan akış şeması sunulmaktadır.

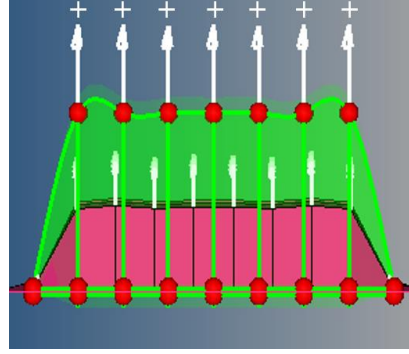


Şekil 3.1. Topoğrafya optimizasyonu için kullanılan akış şeması

Öncelikle darbe emici yapıların geometrik modelleri CAD programları ile hazırlanır. CAD programı ile oluşturulan darbe emici yapının sonlu elemanlar modeli sonlu elemanlar programları vasıtasıyla oluşturulur. Oluşturulan sonlu elemanlar modelleri üzerinde topoğrafya optimizasyonunda kullanılmak üzere morphing metodu kullanılarak düğüm noktaların hareket ettirilmesi ile tasarım değişkenleri tanımlanır.

Morphing methodu ile belirli bir alanda ki düğüm noktaları istenilen yön ve miktarda hareket ettirilerek topoğrafik değişimlerin elde edilmesine olanak sağlamaktadır. Tez çalışması kapsamında düğüm noktaları noktanın bulunduğu yüzeye dik yönde + ve –

yönde hareket ettirilerek tasarım değişkenleri oluşturulmuştur. Şekil 3.2’ de düğüm noktalarının morphing ile + yönde hareket ettirilmesi gösterilmiştir.



**Şekil 3.2.** Düğüm noktalarının morphing ile + yönde hareket ettirilmesi

Topoğrafya optimizasyonuna uygun hale getirilen darbe emici yapı için tasarım değişkenlerinin etkisini tespit amacıyla uygun deneysel tasarım metodolojisi belirlenir. Belirlenen deneysel tasarım metodolojisine göre çarpışma simülasyonları gerçekleştirilir. Optimizasyon yöntemi belirlenerek darbe emici yapının topoğrafya optimizasyonu ile optimum profili bulunur.

### **3.1. Araçlarda Çarpışma Analizleri İçin Kullanılan Sonlu Elemanlar Yöntemleri**

Araç çarpışmaları geometrik ve malzeme gibi birçok doğrusal olmayan faktörün olduğu, büyük deformasyon ve yer değiştirmeleri barındıran tipik süreçlerdir. Bu sebeple doğrusal olmayan sonlu elemanlar (FE) modelleri yapısal çarpışma dayanımı analizi gibi araç güvenliği analizi alanında en çok tercih edilen modellerdir.

Genellikle detaylı bir FE modeli aracın CAD ( bilgisayar destekli tasarım ) modelinin ayrıştırılması, malzeme spesifikasyonlarının belirlenmesi ile oluşturulur. Böylelikle sürekli bir problem sonlu serbestlik derecelerinde basit problemlere indirgenebilir. Malzeme bilgisi ile sonlu elemanlar fonksiyonları minimum toplam potansiyel enerji veya virtüel iş prensibine göre oluşturulur. Oluşturulan fonksiyonlar sınır şartları ile çözülerek nodal deplasmanlar ve eleman gerilmeleri elde edilir. Araçların doğrusal olmayan FE modeli analizleri için en çok tercih edilen yöntem açık sonlu elemanlar analizi yöntemidir (Wei 2017).

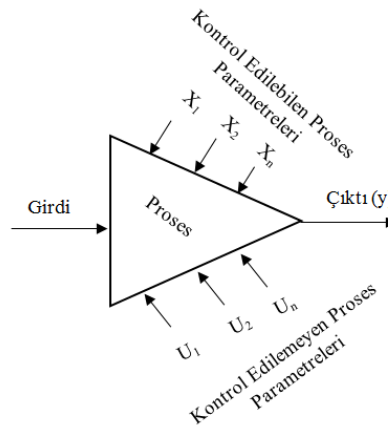
Sonlu elemanlar (FE) yöntemleri ile bir sistemin simülasyonun yapılıp sonuçlarının incelenmesi üç adımdan oluşmaktadır. Bunlar;

- i) Sonlu elemanlar modelinin oluşturulması: Ağ yapının, sınır şartlarının, yüklerin ve kısıtların tanımlanması aşamalarından oluşur.
- ii) Sonlu elemanlar modelinin çözümü: Sonlu elemanlar fonksiyonlarını belirlenen çözücü ile çözülerek veri dosyalarının oluşturulmasıdır.
- iii) Sonuçların incelenmesi: Veri dosyalarının incelenerek sonuçların görselleştirilmesine olanak sağlayan aşamadır (Wei 2017).

Tez çalışması kapsamında sonlu elemanlar modelinin oluşturulması için Hypermesh yazılımı, sonlu elemanlar modelinin çözümü ve sonuçların incelenmesi için LS-DYNA yazılımı kullanılmıştır.

### 3.2. Deneysel Tasarım Metodolojileri

Deneysel tasarım metodolojileri birçok farklı alanda geniş bir kullanıma sahiptir. 1920'lerde temelleri Ronald A. Fisher tarafından ortaya atılan deneysel tasarım metodolojileri, bilim adamları ve mühendislerin ürün tasarımı ve geliştirmesinde, proses geliştirme ve iyileştirme faaliyetlerinde tercih ettikleri etkin bir yöntemdir. Bir sistemde, süreçte veya proste değişkenlerin (faktörlerin) sürecin çıktısına etkilerini tespiti amacıyla yapılan çalışmaların belir bir sistematığe göre yapılarak elde edilen bulguların incelenmesine olanak sağlayan yöntemler deneysel tasarım metodolojileri olarak adlandırılmaktadır ( Montgomery 2013).



**Şekil 3.3.** Bir sistemin veya prosesin genel modeli ( Montgomery 2013)



Mühendislik tasarımı açısından yeni ürünlerin geliştirilmesi ve iyileştirilmesinde hayati öneme sahip olan deneysel tasarım metodolojileri üretilen ürünlerin daha kısa sürede tasarlanıp geliştirilerek daha az maliyette üretilmesine ve yüksek performanslı ürün elde edilmesine olanak sağlar ( Montgomery 2013).

Deneysel tasarımdaki temel ilkeler, deneylerde ölçülen sonucu etkileyebilecek fakat birincil öncelikte olmayan faktörlerin ortaya çıkardığı sorunlara çözüm olup, deneylerin verimliliğini arttırmayı sağlarlar (Telford 2007). Bu temel ilkeler;

- i. Rastgeleleştirme: Deney sonuçlarını saptıran bilinmeyen etkilerin ortadan kaldırılması için kullanılan bir yöntemdir.
- ii. Çoğaltma: Deneydeki örneklem sayısının artırarak deneyin doğruluğunu yükseltmek için kullanılan bir yöntemdir.
- iii. Bloklama: Deneylerde birincil öncelikte olmayan fakat ölçülen sonucu etkileyebilecek etkileri olduğu bilenen faktörlerin kaldırılarak deney doğruluğunu yükseltmek için kullanılan bir yöntemdir.
- iv. Ortogonalite: Deney tasarımındaki faktörlerin birbirinden bağımsız olarak değişmesi verilerin daha kolay yorumlanmasını sağlar. Bir deneydeki ortogonalite, faktör etkisinin birbiriyle ilintisiz olmasına ve dolayısıyla daha kolay yorumlanması için kullanılan bir yöntemdir.
- v. Faktöriyel Deney: Prosese etki eden her faktöre ve faktörlerin kombinasyonuna bağlı etkilerinin tahmin edildiği bir yöntemdir. Faktöriyel tasarımlar geometrik olarak yapılandırılarak tüm faktörleri aynı anda ve ortogonal olarak değiştirmeye olanak sağlarlar (Telford 2007).

### **3.2.1. Tam faktöriyel deneysel tasarım metodolojisi**

En az iki veya daha fazla parametrenin (n adet ) ve bunlara ait iki veya daha fazla seviyelerinin (L adet ) tüm olası kombinasyonların tam denemesi ( $L^n$  adet) ve tekrarının yapıldığı, parametrelerin birbirlerinden bağımsız olarak eşit sayıda gözlem değeriyle etkilerini incelemeye olanak sağlayan deneysel tasarım metodolojisidir (Telford 2007, Baynal ve ark. 2011, Gökçe ve Taşgetiren 2009). Parametre sayısının sınırlı olduğunda (1-5 parametre) kullanılan bir deneysel tasarım metodudur (Baynal ve ark. 2011). Tam faktöriyel deneylerin analizinde bir parametrenin deney üzerindeki etkisini hesaplamak

için ANOVA ( Varyasyon Analizi) ve regresyon analizi yöntemleri kullanılmaktadır (Gökçe ve Taşgetiren 2009). 3 parametrelili 3 seviyeli bir deneysel tasarım  $3^3 = 27$  adet deneme yapılmasını gerektirmektedir. Çizelge 3.1’ de 2 parametre 3 seviye için yapılması gereken deneysel tasarım tablosu sunulmaktadır. TD<sub>1</sub>, TD<sub>2</sub> parametreleri, S<sub>1</sub>, S<sub>2</sub>, S<sub>3</sub> notasyonları bu parametrelere ait seviyeleri, R<sub>1</sub>, R<sub>2</sub>, R<sub>3</sub>, R<sub>4</sub>, R<sub>5</sub>, R<sub>6</sub>, R<sub>7</sub>, R<sub>8</sub>, R<sub>9</sub> bu deneyler sonucunda elde edilen gözlem sonucu değerlerini temsil etmektedir.

**Çizelge 3.1.** 2 Parametre 3 seviye için tam faktöriyel deneysel tasarım tablosu

Deney No	TD <sub>1</sub>	TD <sub>2</sub>	Gözlem Değeri
1	S <sub>1</sub>	S <sub>1</sub>	R <sub>1</sub>
2	S <sub>1</sub>	S <sub>2</sub>	R <sub>2</sub>
3	S <sub>1</sub>	S <sub>3</sub>	R <sub>3</sub>
4	S <sub>2</sub>	S <sub>1</sub>	R <sub>4</sub>
5	S <sub>2</sub>	S <sub>2</sub>	R <sub>5</sub>
6	S <sub>2</sub>	S <sub>3</sub>	R <sub>6</sub>
7	S <sub>3</sub>	S <sub>1</sub>	R <sub>7</sub>
8	S <sub>3</sub>	S <sub>2</sub>	R <sub>8</sub>
9	S <sub>3</sub>	S <sub>3</sub>	R <sub>9</sub>

### 3.2.2. Latin hiperküp deneysel tasarım metodolojisi

Örnekleme kümesi içerisinde tasarım değişkenlerinin rastgele homojen dağıtım ile elde edilen Latin Hiperküp Örnekleme veya Latin Hiperküp dizayn McKay ve Ark. tarafından 1979 yılında ortaya atılmıştır ( McKay ve ark.2009). Metod bir çıktının ortalamalarını, varyanslarını ve dağılım fonksiyonlarını tahminde rastgele örneklemeden ve tabakalı örneklemeden daha tutarlıdır. Giriş değişkenlerinin her birinin temsil edilen örnekleme uzayının tüm bölümlerine sahip olmasını sağlar. L adet tasarım değişkeni içeren bir deneysel tasarımda her bir değişkenin değer aralığı, birbiri üstüne binmeyecek şekilde ve eşit olasılığa dayalı olacak n parçaya bölünür. Her tasarımın değişkeninin sahip olduğu yoğunluk fonksiyonlarına bağlı olarak, method her bir aralıktan n adet rastgele değer seçer. Her bir tasarım değişkeni için seçilen n adet eşit ihtimalli kombinasyon, n x L boyutlu girdi vektörü elde edilinceye kadar devam eder. Elde edilen n x L boyutlu girdi vektörü Latin Hiperküp örneklemesini oluşturur (Bayrak ve Akgül 2009).

### 3.3. Optimizasyon Yöntemleri

En geniş anlamı ile optimizasyon bir problemin en ideal çözümünü bulma işlemidir. Aşağıda genel bir optimizasyon problemi yapısı sunulmaktadır.

Amaç:  $\max / \min f(x)$

Tasarım Değişkenleri : TD1, TD2,TD3,...

Kısıt:  $g(x),h(x)$

Optimizasyon işlemi tasarım değişkenlerine ( TD1, TD2, TD3...) bağlı olarak verilen kısıtlar ( $g_1, g_2, \dots$ ) içerisinde amaç fonksiyonunu ( $f(x)$ ) maksimize veya minimize hale getirme işlemidir. Amaç fonksiyonu da tasarım değişkenlerine bağlı olarak ifade edilir.

### 3.4. Yapısal Optimizasyon Yöntemleri

Yapısal optimizasyon, optimum tasarımları bulmak için matematik ve mekaniği birleştiren bir optimizasyon disiplini. Yapıların farklı özelliklere göre optimizasyonu için beş farklı optimizasyon yöntemi geliştirilmiştir:

- 1- Topoloji Optimizasyonu
- 2- Topometri Optimizasyonu
- 3- Topoğrafya Optimizasyonu
- 4- Şekil Optimizasyonu
- 5- Kesit Optimizasyonu' dur.

#### 3.4.1. Topoloji optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu teorisi, rijitliği maksimum yapan tasarım uzayındaki boşluk ve katı bölgelerin konfigürasyonunu araştırır. Yeni ürün tasarımında veya mevcut ürünün ağırlığının azaltılması amacıyla taslak ürün boyutlarının kabaca elde edilmesidir. Tasarımın en hafif ağırlıkta, ancak istenen kısıtları da sağlayacak şekilde hacminin belirli bölgelerde azaltılması sağlanır.

### **3.4.2. Topometri optimizasyonu**

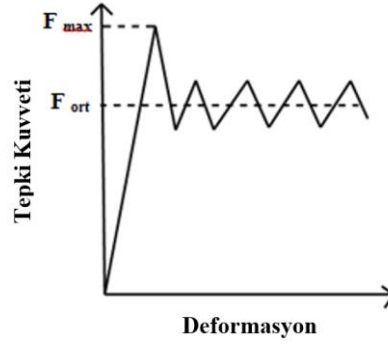
Topometri optimizasyonu belirli bir alan içerisindeki elamanların boyutsal optimum dağılımlarını elde etmeye olanak sağlar. Her bir elaman tasarım aşamasında bağımsız olarak tasarlanır. Elamanlardan beklenen özelliklerin optimum dağılımı amaçlanır. Parçadan beklenen özelliklerin elde edilmesi için ilave edilmesi gereken malzemenin en uygun yerini bulmada da kullanılmaktadır.

### **3.4.3. Topoğrafya optimizasyonu**

Kabuk veya iki boyutlu elamanlarda kullanılan topoğrafya optimizasyonu şekil optimizasyonun gelişmiş bir şeklidir. Bu yöntemle yapının rijitliğini veya doğal frekanslarını maksimize etmek için yapı üzerindeki güçlendirici takviyelerin belirlenen bir bölge içerisindeki dağılımı belirlenir. Topoğrafya optimizasyonunda kullanılan yaklaşım topoloji optimizasyonu metodunda kullanılan yaklaşıma benzerdir. Ancak topoğrafya optimizasyonun da şekil değişkenleri yoğunluk değişkenleri yerine kullanılmaktadır (Darge ve ark. 2014).

Gerçekleştirilen bu tez çalışmasında ise topoğrafya optimizasyonu literatürde belirtilen kullanımlarının dışında çarpışma performansını artırmaya yönelik olarak maksimum enerji emme kapasitesine sahip, aynı zamanda ilk tepki kuvvetlerinin düşük olduğu darbe emici tasarımında girinti ve çıkıntılarının konfigürasyonunu belirleme amaçlı olarak kullanılmıştır.

Enerji emme kapasitesinin artması çarpışma açısından istenilen bir özellikken ilk tepki kuvvetinin yüksek olması yolcu yaralanma derecesi ve araç bütünlüğünü olumsuz yönde etkileyeceğinden istenmeyen bir durumdur. Tepki kuvvetinin ortalama bir değer etrafında Şekil 3.4' de ki gibi bir salınım sergilemesi istenmektedir.



**Şekil 3.4.** Tepki kuvveti-deformasyon grafiği

Bu sebeple topoğrafya optimizasyonu ile yüzeyde meydana getirilen burkulma tetikleyici yapıların oluşturulması ilk tepki kuvvetinin azaltılması için tasarımcılara önemli bir avantaj sunmaktadır.

#### **3.4.4. Şekil optimizasyonu**

Şekil optimizasyon modeli, yapısal sistemlerde, en uygun şekli bulmayı hedefler, her bir bağlantı noktası için ağ yapı üzerinde en uygun yer belirlenir. Model üzerindeki geometrik ölçüler değiştirilir.

#### **3.4.5. Kesit optimizasyonu**

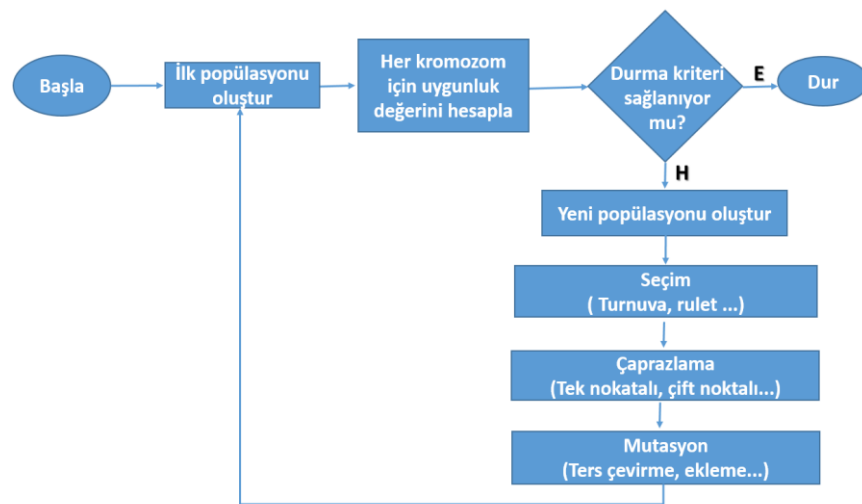
Kesit optimizasyon modeli, yapılarda, dizayn edilebilir herhangi bir eleman için (çubuk, kabuk ya da kompozit gibi) en uygun kesit boyutlarını bulmayı hedefler.

### **3.5. Evrimsel Algoritmalar**

Temel optimizasyon yöntemlerinin dezavantajlarından biri global optimum yerine lokal optimuma yakalanmalarıdır. Genetik algoritmalar (GA), diferansiyel gelişim algoritmaları (DGA) ve parçacık sürüsü optimizasyon algoritmaları optimizasyon problemlerinde lokal optimumlar yerine global optimumları bulmak için geliştirilmiş evrimsel algoritmalar (Kaya 2014).

### 3.5.1. Genetik algoritmalar

Stokastik optimizasyon yöntemlerinden olan genetik algoritmalar (GA) doğadaki canlıların genetik kalıtım ve doğal seleksiyonlarından esinlenerek John Holland tarafından 1975 yılında ortaya atılmıştır. Geleneksel yöntemlerle çözülemeyen veya çözülmesi zor problemlerin çözümlerinde tercih edilmektedirler ( Gülsün ve ark. 2009). Doğal seçim ilkesine dayanan bir sayısal optimizasyon yöntemi olan GA bir başlangıç nesliyle, çaprazlama ve mutasyon gibi doğal seçim operatörlerini kullanmaktadırlar. Çözüm uzayında rastgele oluşturulan n kromozomlu başlangıç popülasyonu ile her bir kromozom için  $f(x)$  uygunluk fonksiyonu hesaplanır. Hesaplanan uygunluk değerine göre, seleksiyon veya seçim diye adlandırılan adımda; popülasyondan iki tane kromozom çaprazlama amacıyla seçilir. Bu adımda turnuva, rulet vb. olarak seçim işlemi gerçekleştirilmektedir. Seleksiyon adımında seçilen ve ebeveyn kromozom olarak da adlandırılan 2 kromozom çaprazlama oranına göre yeni bireyler oluşturmak üzere tek noktalı veya çift noktalı olarak çaprazlama işlemine tabi tutulurlar. Kromozom üzerindeki bazı dizilerin yerleri ile oynanarak pozisyona göre veya sıraya göre belirli bir mutasyon oranına göre değişiklikler yapılır. Oluşturulan bu yeni popülasyonun eskileriyle yer değiştirir. Akış şeması Şekil 3.5’ te ki gibi olan genetik algoritmalar durma kriteri sağlanırsa durur ve popülasyondaki en iyi çözümü alır yoksa işlem durma kriterine ulaşıncaya kadar devam eder ( Bolat ve ark. 2004).

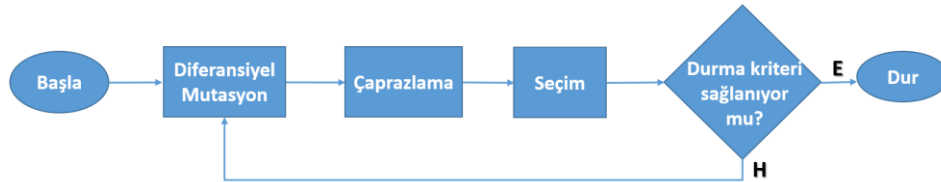


Şekil 3.5. Genetik algoritma akış şeması

### 3.5.2. Diferansiyel gelişim algoritması

Storn ve Price tarafından geliştirilen diferansiyel gelişim algoritması, vektör popülasyonu içindeki bilgileri kullanarak arama alanını değiştirme fikrine dayanmaktadır (Truong Vu 2012). Diğer evrimsel algoritmalarda olduğu gibi diferansiyel gelişim algoritması (DGA) popülasyon tabanlı bir yapıya sahiptir. DGA genellikle iyi tanımlanmış bir sayısal aralıktan çekilen sadece bir kaç kontrol değişkenini gerektirir. Dış olasılık yoğunluk fonsiyonuna başvurmadan seçilen ortalama ve standart sapmalarla yeni vektörler oluşturması DGA'nın kolay kullanımına katkıda bulunur (Storn ve Price 1997).

DGA gerçek kodlanmış bir sistem ve yeni bir diferansiyel mutasyon operatörü kullanarak başlangıç noktası problemine saldırırlar. Algoritmanın ana stratejisi popülasyonun diğer bireyleri arasındaki vektörel farkları hesaplayarak yeni bireyler oluşturmaktır. Şekil 3.6' da ki gibi başlangıç, diferansiyel mutasyon, çaprazlama ve seçim adımlarından oluşmaktadır. İterasyonun başında rastgele oluşturulan popülasyon vektörleri sırasıyla mutasyon, çaprazlama ve seçim operatörleri ile geliştirilir. Diferansiyel mutasyon ve çaprazlama yeni vektörleri (deneme vektörlerini) , seçim ise bir sonraki nesilde yeni oluşturulan vektörlerin bir sonraki iterasyonda yaşayabildiğini belirlemede kullanılır (Kaya 2014).

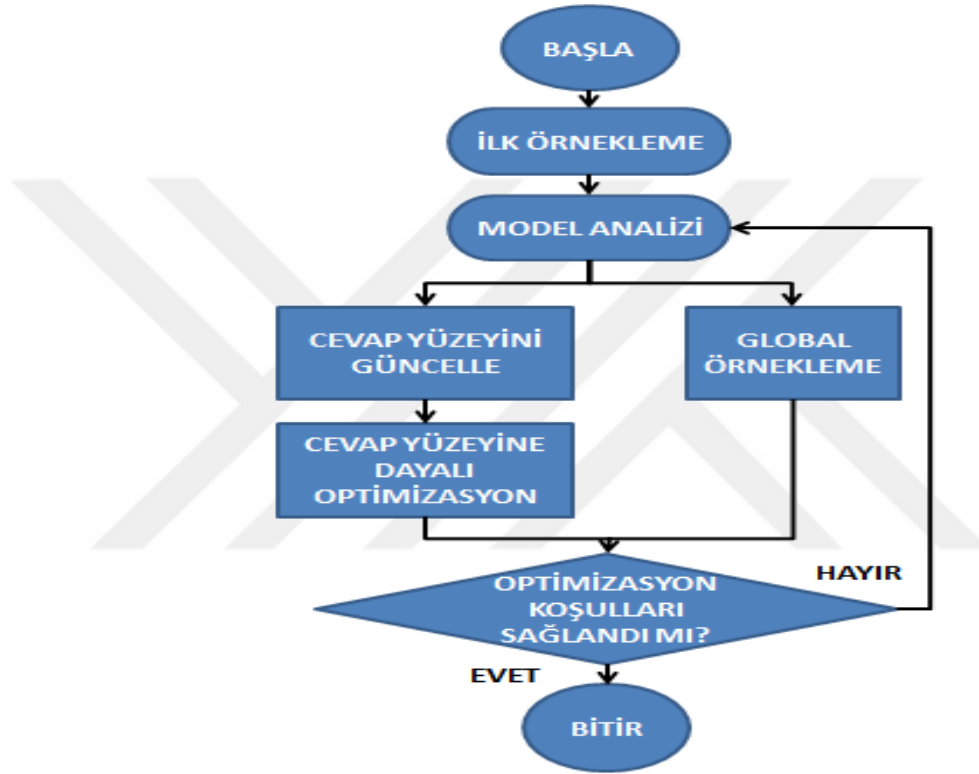


Şekil 3.6. Diferansiyel gelişim algoritması akış şeması

### 3.5.3. Global cevap yüzey metodu (GCYM)

- Optimizasyon problemlerinin büyük bir çoğunluğuna uygulanabilmektedir.
- Tek amaçlı veya birden fazla amaçlı, sürekli, ayrık veya karışık değişken içeren optimizasyon problemlerinde kullanılabilir.
- Tek amaçlı veya birden fazla amaçlı optimizasyon problemlerinde diğer yöntemlere göre daha iyi performans sergilenmektedir.

- Her iterasyonda cevap yüzey metodu tabanlı optimizasyon algoritması ile birden fazla tasarım üretir.
- Ek tasarımlar lokal arama etkinliği ve küresel arama kapasitesi üzerinde iyi bir denge sağlamak için global oluşturulur.
- Bir iterasyonda üretilen tüm tasarımlar paralel olarak çözülebilir.
- Her iterasyonda cevap yüzeyinin adaptif olarak güncellenmesi ile yeni oluşturulan tasarımlarla orijinal modelin yakınsaması iyileştirilir (Luo 2016).



**Şekil 3.7.** GCYM akış şeması (Pajot 2016)

- Global cevap yüzey metodunda ilk iterasyon sonraki iterasyonlardan özgündür.
- İlk iterasyonda başlangıç cevap yüzeyine veri oluşturmak için bir deneysel tasarım şablonu oluşturulur.
- GCYM düşük sayıdaki verilerden cevap yüzeyi oluşturmak için geliştirilmiş metotlar kullanmaktadır.
- Global arama özellikleri sebebi ile GCYM keşfedici optimizasyon algoritmaları kategorisinde yer almaktadır.



- Yöntem tipik olarak gradyan tabanlı algoritmalar gibi sayısal yakınsama özelliği göstermemektedir.
- İterasyon içinde çözülmüş optimizasyon problemi sayısal yakınsama tarafından kontrol edilirken GCYM bu yakınsama kriterini kullanmaz. Aynı ekstremler GCYM’de birden fazla ardışık iterasyonla elde edilebilir (Pajot 2016).



## 4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu tez çalışmasında;

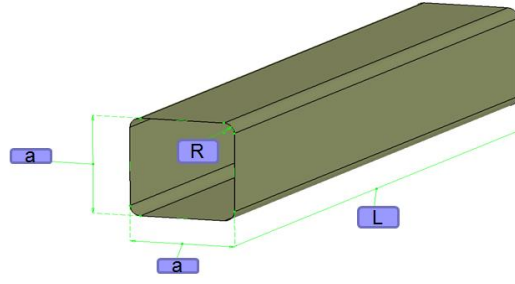
- Farklı kesitlerin darbe emme özelliklerinin karşılaştırılması,
  - Darbe emici geometrilerin birleştirilmesinde kullanılan punta kaynağı ve katlanma tetikleyici geometrilerin çarpışma performansına etkilerinin analizi,
  - Darbe emicilerin topoğrafya optimizasyonu,
  - Farklı kalitedeki çelik sacların çarpışma performansına etkilerinin analizi ve topoğrafya optimizasyonu,
  - Malzeme şekil değiştirme hızının topoğrafya optimizasyonuna etkisi,
  - Çok Amaçlı Topoğrafya optimizasyonu ile ideal çarpışma darbe emici geometrinin belirlenmesi,
- faaliyetleri gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmaların detayları aşağıdaki bölümlerde verilmektedir.

### 4.1. Farklı Kesitlerin Darbe Emme Özelliklerinin Karşılaştırılması

Çarpışma analizlerinde kullanılan darbe emicilerin kesit geometrilerinin darbe emicinin performansına etkilerini değerlendirmek için gerçekleştirilen simülasyon çalışmalarında aynı uzunluğa sahip ( $L=350$  mm) dikdörtgen, kare ve altıgen kesitli profiller kullanılmıştır.

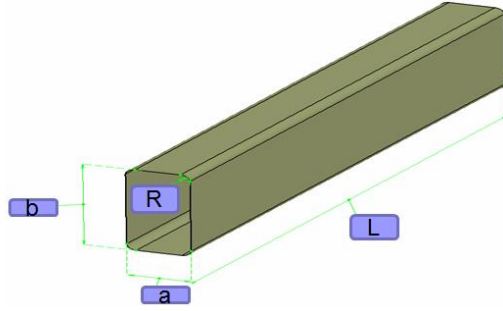
Çarpışma darbe emici yapılar eşit ağırlıklara sahip olacak şekilde geometrik boyutları tespit edilmiştir. Analizlerde kesit karşılaştırmalarının tutarlı bir şekilde yapılabilmesi için profil hacimleri  $V=875.000$  mm<sup>3</sup> değerini verecek şekilde belirlenerek modellenmişlerdir

Şekil 4.1’de kare profil için modellemede kullanılan geometrik ölçüler ( $a = 50$  mm,  $R = 5$  mm ve  $L = 350$  mm) sunulmuştur.



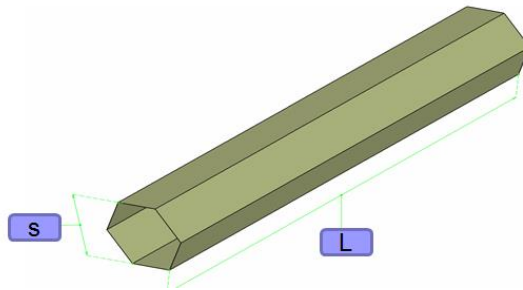
**Şekil 4.1.** Kare profil  $a = 50$  mm,  $R = 5$  mm,  $L = 350$  mm

Şekil 4.2' de dikdörtgen profil için modellemede kullanılan geometrik ölçüler ( $a = 33,8$  mm,  $b = 73,96$  mm,  $R = 5$  mm ve  $L = 350$  mm) sunulmuştur.



**Şekil 4.2.** Dikdörtgen profil geometrik ölçüleri

Şekil 4.3' de altıgen profil için modellemede kullanılan geometrik ölçüler ( $S = 53,7$  mm ve  $L = 350$  mm) sunulmuştur.

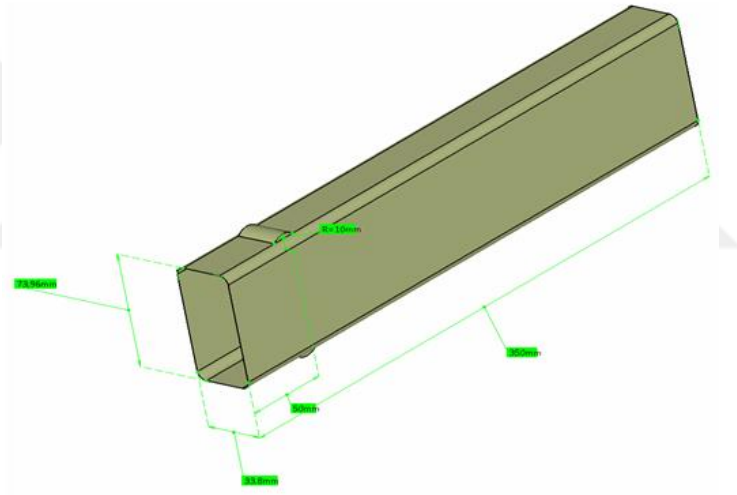


**Şekil 4.3.** Altıgen profil geometrik ölçüleri

İncelenen bir diğer geometrik etki olan ve topoğrafya optimizasyonunun amacını oluşturan, yüzeyde yapılan şişirme veya çökelmelerin enerji emme performansına etkisini ön değerlendirme yapmak için çarpışma analizleri yapılmıştır. Yapıdaki topoğrafik değişimler CAD geometri üzerinde gerçekleştirilmiştir.

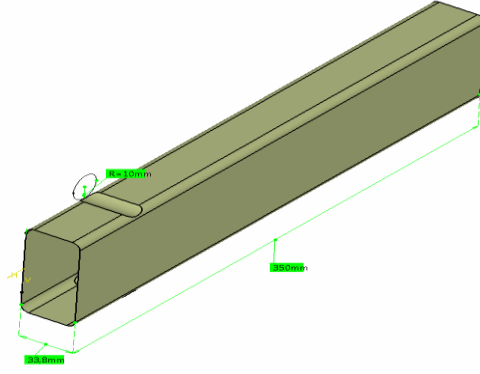
Dikdörtgen kesite sahip profil ölçüleri kullanılarak ( $a = 33,8$  mm,  $b = 73,96$  mm,  $R = 5$  mm ve  $L = 350$  mm) çarpışmanın meydana geldiği yüzeyden 50 mm mesafede kısmi ve/veya sürekli şişirme ve boşaltma (çökertme) profilleri oluşturulmuştur.

Kısmi şişirme profili, çarpışmanın meydana geldiği kısımdan 50 mm uzaklıkta  $R = 10$  mm yarıçapında daire eleman profili ile oluşturulan ve profilin b yüzeyine simetrik olarak aynı mesafedeki 2 yüzeyinde geometrik olarak yarım silindir şeklindeki yüzeyde, meydana getirilen şişirme şeklinde Şekil 4.4' te belirtildiği gibi tasarlanmıştır.



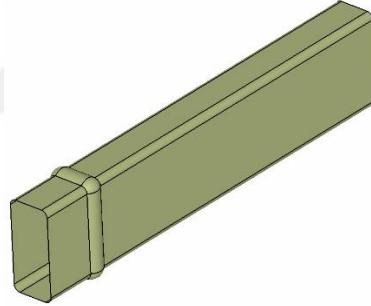
**Şekil 4.4.** Kısmi şişirme profili

Şekil 4.5 'te belirtildiği gibi kısmi boşaltma profili, çarpışmanın meydana geldiği kısımdan 50 mm uzaklıkta  $R = 10$  mm yarıçapında daire eleman profili ile oluşturulmuştur. Profilin b yüzeyine simetrik olarak aynı mesafedeki 2 yüzeyinde geometrik olarak yarım silindir şeklindeki, yüzeyde meydana getirilen boşaltma (çökertme) şeklindeki profildir.



**Şekil 4.5.** Kısmi boşaltma (çökertme) profili

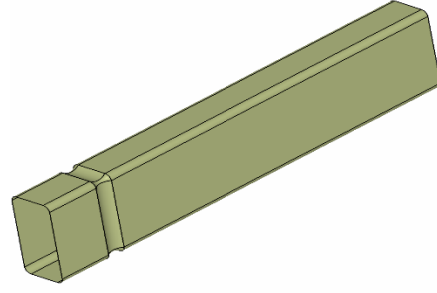
Sürekli şişirme profili çarpışmanın meydana geldiği kısımdan 50 mm uzaklıkta  $R= 10$  mm yarıçapında daire eleman profili ile oluşturulan ve profilin b ve a yüzlerine simetrik olarak aynı mesafedeki 4 yüzeyinde geometrik olarak yarım silindir şeklindeki, yüzeyde meydana getirilen sürekli şişirme şeklinde Şekil 4.6’ da belirtildiği gibi tasarlanmıştır.



**Şekil 4.6.** Sürekli şişirme profili

Şekil 4.7 ’de belirtildiği gibi, sürekli boşaltma (çökertme) profili, çarpışmanın meydana geldiği kısımdan 50 mm uzaklıkta  $R= 10$  mm yarıçapında daire eleman profili ile oluşturulmuştur.

Profilin b ve a yüzlerine simetrik olarak aynı mesafedeki 4 yüzeyinde geometrik olarak yarım silindir şeklindeki, yüzeyde meydana getirilen sürekli boşaltma (çökertme) şeklindeki profildir.



**Şekil 4.7.** Sürekli boşaltma (çökertme) profili

#### 4.1.1. Çarpışmanın modellenmesinde kullanılan parametreler

Çarpışmanın sonlu elemanlar modellemesi HyperMesh programında gerçekleştirilmiştir. Model üzerinde sınır şartlarına ilave olarak kendi kendine temas tanımlanmıştır. Rijit duvar modellenmesinde kullanılan parametreler ve değerleri Çizelge 4.1' de sunulmaktadır.

**Çizelge 4.1.** Rijit duvar modellenmesinde kullanılan parametreler ve değerleri

Parametre	Kısaltma	Değer	Birim
Rijit Duvar Hızı	v	15600	mm/s
Rijit Duvar Kütlesi	m	0,36	t
Dinamik Sürtünme Katsayısı	$F_D$	0,08	
Statik Sürtünme Katsayısı	$F_S$	0,008	

Malzeme olarak 1mm kalınlığındaki DP600 malzeme seçilmiştir. Çizelge 4.2'de DP 600 malzeme için alınan parametreler ve değerleri sunulmaktadır. Malzemenin modellenmesinde LS-DYNA MAT\_24 malzeme kartı kullanılmıştır.

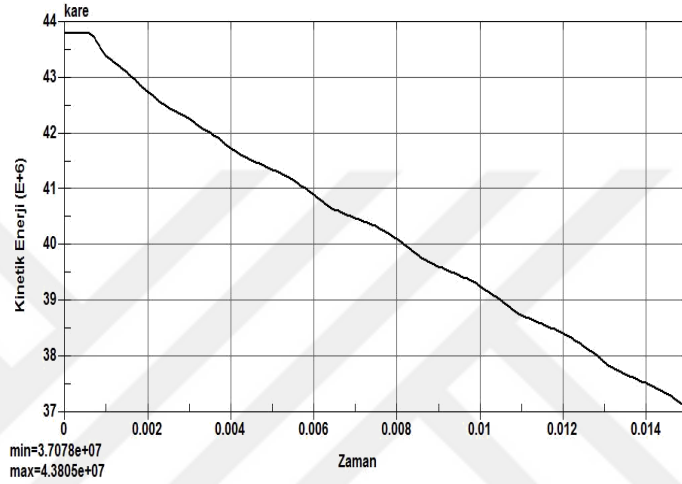
**Çizelge 4.2.** DP 600 malzeme için kullanılan parametreler ve değerleri

Parametre	Kısaltma	Değer	Birim
Yoğunluk	$\rho$	$7,85 \cdot 10^{-9}$	ton/mm <sup>3</sup>
Akma Mukavemeti	$\sigma_{ak}$	390	MPa
Elastisite Modülü	E	210000	MPa

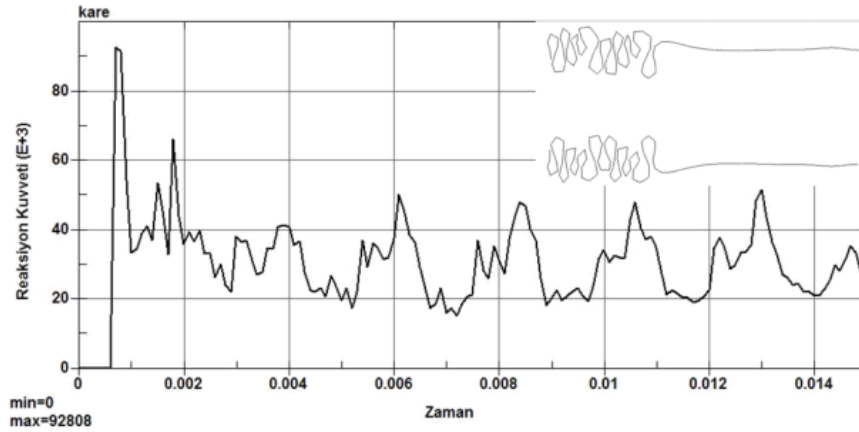
## 4.1.2. Çarpışma analizi sonuçları

### 4.1.2.1. Kesit profil geometrisinin etkisi

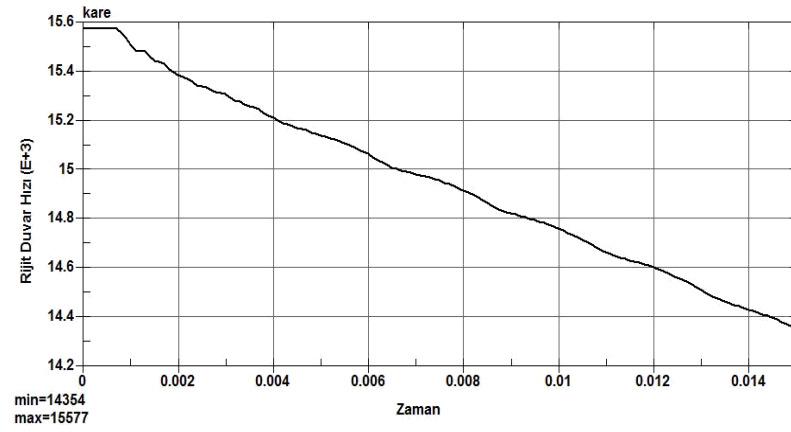
Her bir profil için kinetik enerji değişimi, tepki kuvveti değişimi, rijit duvar hızı değişimi ve deformasyon miktarları analiz edilerek sonuçlar kaydedilmiştir. Aşağıda Şekil 4.8, Şekil 4.9, Şekil 4.10 ve Şekil 4.11’ de kare profil için ilgili değerler örnek olarak verilmektedir.



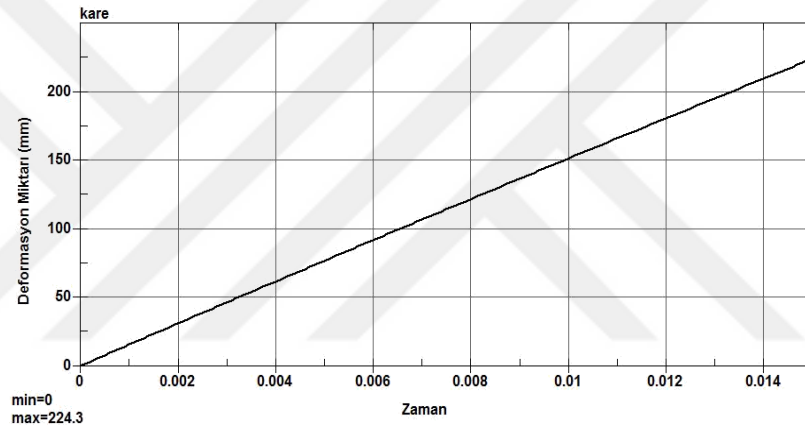
Şekil 4.8. Çarpışma kinetik enerjisi değişimi (Enerji kJ/ Zaman s)



Şekil 4.9. Tepki kuvveti değişimi (kN)



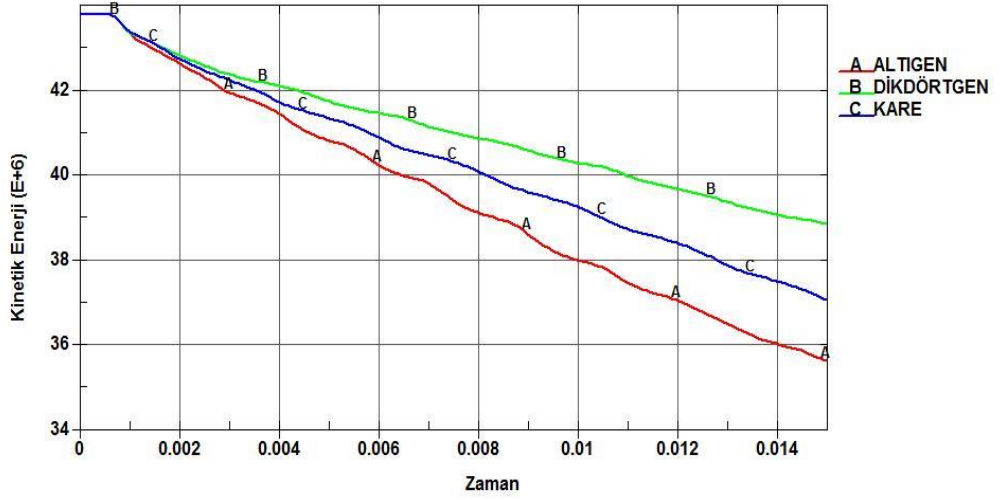
**Şekil 4.10.** Rijit duvar hızı değişimi (mm/s)



**Şekil 4.11.** Deformasyon miktarı (mm)

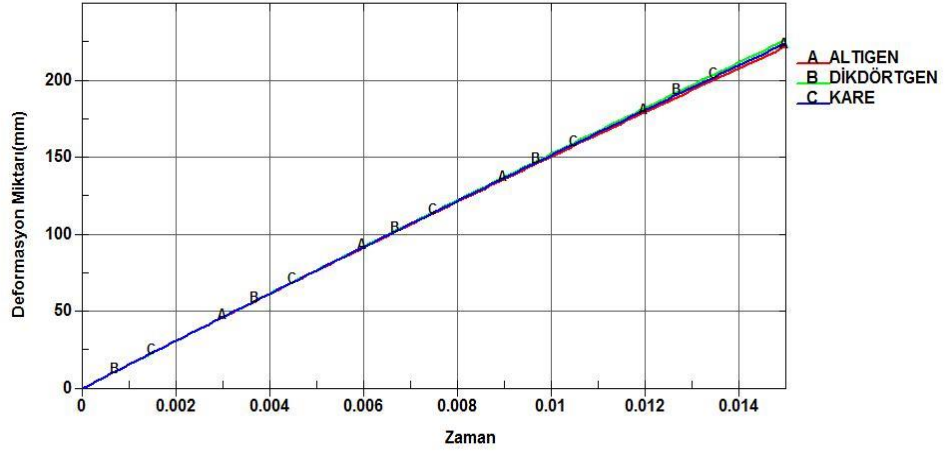
Şekil 4.12' de kare profil, dikdörtgen profil ve altıgen profildeki kinetik enerji değişimleri karşılaştırılmıştır. En fazla kinetik enerji değişiminin altıgen kesite sahip profile meydana geldiği tespit edilmiştir. Bu kesiti sırasıyla kare ve dikdörtgen kesitli profillerin takip ettiği görülmüştür.





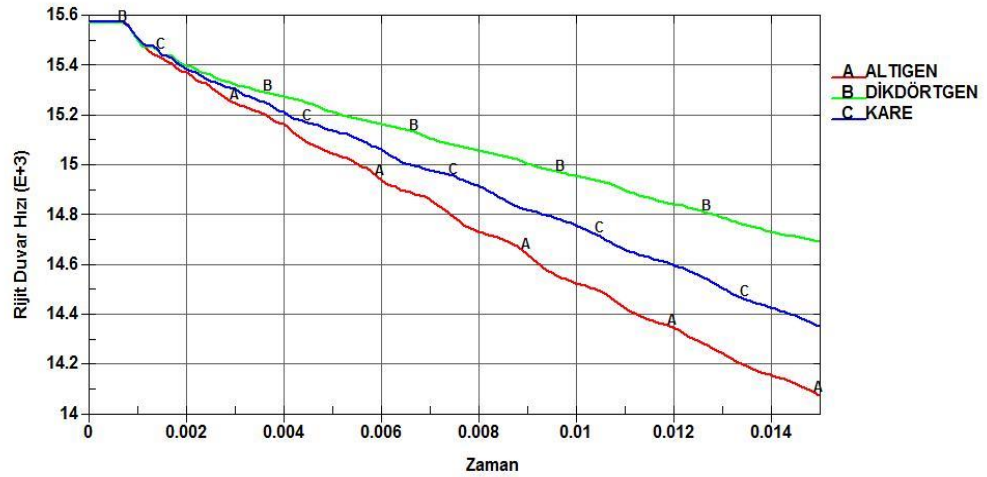
**Şekil 4.12.** Çarpışma kinetik enerjisi değişimi (Enerji kJ/ Zaman s)

Şekil 4.13' te kare profil, dikdörtgen profil ve altıgen profildeki deformasyon miktarları karşılaştırılmıştır. En fazla deformasyonun altıgen kesite sahip profillerde meydana geldiği tespit edilmiştir.



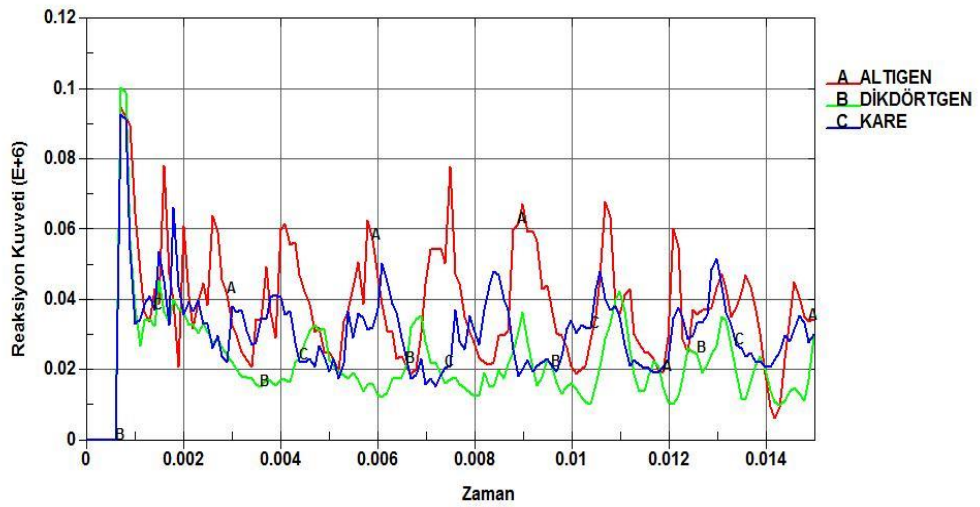
**Şekil 4.13.** Deformasyon miktarı (mm)

Şekil 4.14'te Kare profil, dikdörtgen profil ve altıgen profildeki rijit duvar hızındaki değişim karşılaştırılmıştır. Rijit duvar hızında en fazla değişimin altıgen kesite sahip profillerde meydana geldiği tespit edilmiştir.



**Şekil 4.14.** Rijit duvar hızındaki değişim (mm/s)

Şekil 4.15'te kare profil, dikdörtgen profil ve altıgen profildeki tepki kuvvetindeki değişimler karşılaştırılmıştır. En büyük tepki kuvvetinin dikdörtgen kesite sahip profillerde meydana geldiği görülmüştür.



**Şekil 4.15.** Tepki kuvvetindeki değişimler (kN )

Çizelge 4.3' te yapılan ön simülasyon çalışmalarından elde edilen bulgular sunulmaktadır. En yüksek enerji absorpsiyonu ve buna paralel olarak en yüksek deformasyon altıgen kesitli profille, en düşük tepki kuvveti ise kare kesitli profilde elde edilmiştir. En yüksek tepki kuvveti, en az deformasyon ve enerji absorpsiyonu ise dikdörtgen kesitli profilde elde edilmiştir.

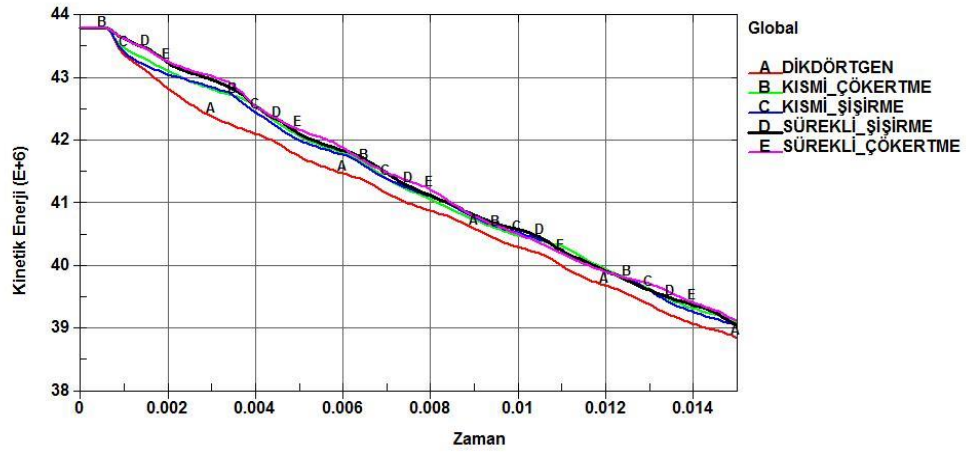
**Çizelge 4.3.** Profil kesiti etkisi

Kesit Profili	Toplam Absorbe Edilen Enerji (kJ)	Deformasyon Miktarı (mm)	Maksimum Tepki kuvveti (kN)	Rijit Duvar Hızındaki Değişim (mm/s)
Kare	6,7	125,7	92,8	1223,6
Dikdörtgen	5	123,5	100,5	883,7
Altıgen	8,2	127,9	94,5	1502,3

#### 4.1.2.2. Topoğrafik değişimlerin etkisi

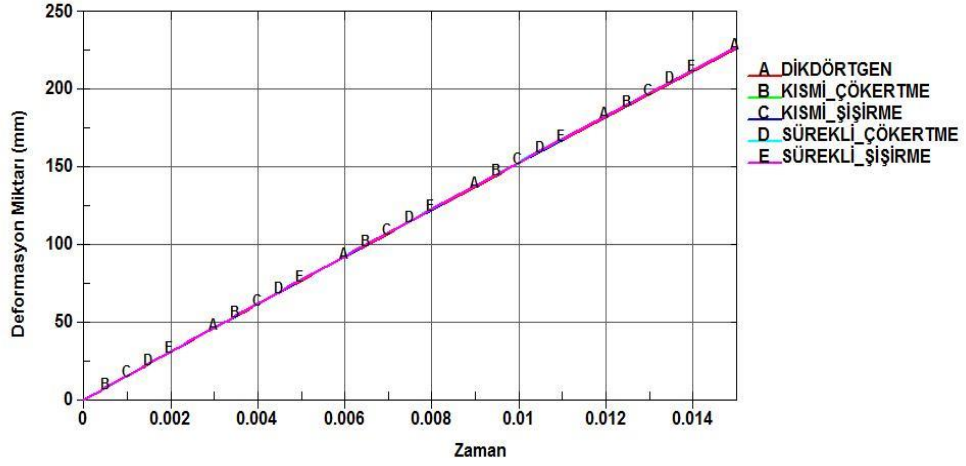
Yapılan simülasyonlarda çarpışma açısından diğer kesitlere göre daha düşük performans sergileyen dikdörtgen kesite sahip profil geometrisi üzerinde CAD ortamında oluşturulan çökertme ve şişirme topoğrafik değişimlerinin çarpışma performanslarına etkileri analiz edilmiştir.

Şekil 4.16'da yapıda CAD ortamında oluşturulan topoğrafik değişimlerin çarpışma kinetik enerjisine etkileri sunulmaktadır. En fazla kinetik enerji değişiminin kısmi şişirme yapılan kesitte meydana geldiği tespit edilmiştir. Bu kesiti sırasıyla sürekli şişirme, kısmi çökertme ve sürekli çökertme yapılan kesitler takip etmiştir.



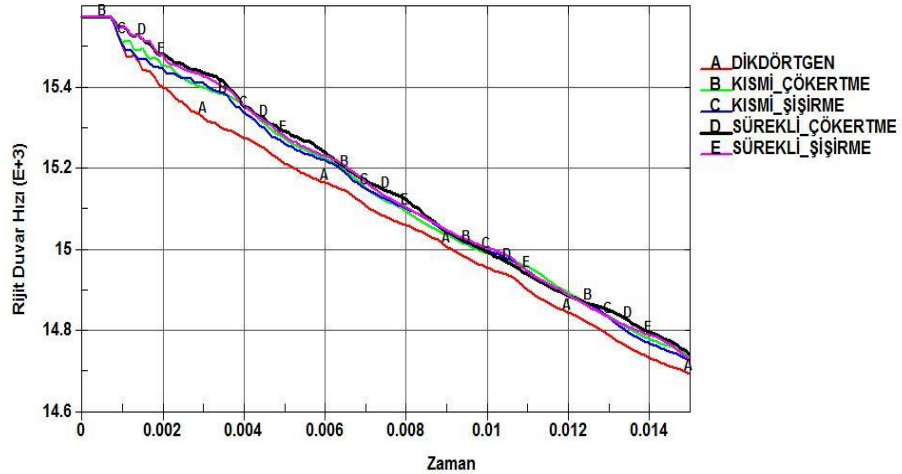
**Şekil 4.16.** Çarpışma kinetik enerjisi değişimi (Enerji kJ/ Zaman s)

Şekil 4.17’de dikdörtgen kesite sahip profil üzerinde yapılan şişirme ve çökertmelerin profilin deformasyon miktarlarına etkileri karşılaştırılmıştır. En fazla deformasyonun kısmi şişirme yapılan profilde meydana geldiği tespit edilmiştir.



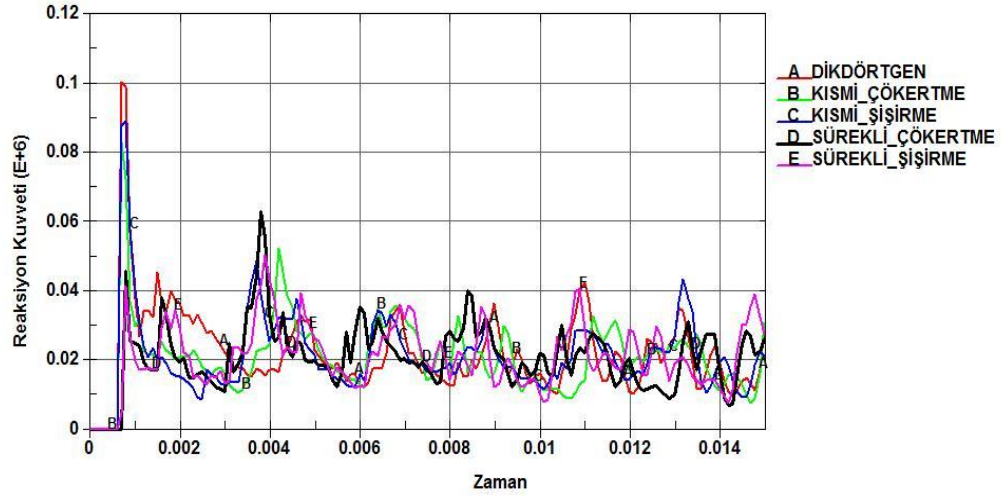
Şekil 4.17. Deformasyon miktarı (mm)

Şekil 4.18’ de dikdörtgen kesite sahip profil üzerinde yapılan şişirme ve çökertmelerin rijit duvar hızındaki değişime etkileri karşılaştırılmıştır. Rijit duvar hızında en fazla değişimin sürekli çökertme (boşaltma) yapılan profilde meydana geldiği tespit edilmiştir.



Şekil 4.18. Rijit duvar hızındaki değişim (mm/s)

Şekil 4.19’da dikdörtgen kesite sahip profil üzerinde yapılan şişirme ve çökertmelerin çarpışma tepki kuvvetindeki değişimlere etkileri karşılaştırılmıştır. İlk tepki tepki kuvvetinin en yüksek nominal (kısmi ve/veya sürekli şişirme ve boşaltma (çökertme) yapılmayan) dikdörtgen kesitte, en az ilk tepki tepki kuvvetinin ise sürekli şişirme yapılan profilde meydana geldiği tespit edilmiştir.



Şekil 4.19. Tepki kuvvetindeki değişimler (kN )

Yapılan simülasyonlarda dikdörtgen kesit üzerinde yapılan şişirme ve çökertmelerin çarpışma performansına etkileri Çizelge 4.4’ te ki gibidir.

Çizelge 4.4. Profil üzerinde yapılan çökertme ve şişirmelerin etkisi

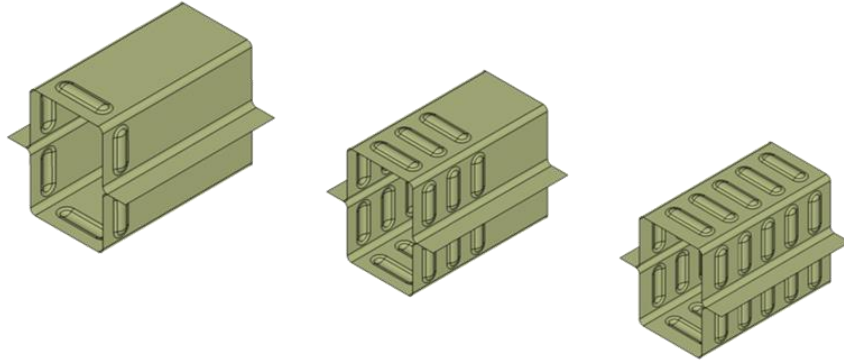
Kesit Profili	Toplam Absorbe Edilen Enerji (kJ)	Deformasyon Miktarı (mm)	Maksimum Tepki kuvveti (kN)	Rijit Duvar Hızındaki Değişim (mm/s)
Dikdörtgen	5	123,5	100,5	883,7
Kısmi Çökertme	4,71	122,8	83	839
Kısmi Şişirme	4,76	122,9	89	848
Sürekli Çökertme	4,68	122,6	63	834
Sürekli Şişirme	4,74	122,7	50	845

## 4.2. Darbe Emici Geometrilerin Birleştirilmesinde Kullanılan Punta Kaynağı Ve Katlanma Tetikleyici Geometrilerin Çarpışma Performansına Etkilerinin Analizi

Tez çalışmasının bu bölümünde çarpışma darbe emici geometrilerin birleştirilmesinde kullanılan punta kaynağı ve katlanma tetikleyici geometrilerin çarpışma performansına etkileri incelenmiştir. Çarpışma simülasyonlarında kullanılan darbe emici yapılar ve üzerlerinde oluşturulan katlanma tetikleyici geometriler CATIA programında yüzey olarak modellenmiştir. Modellenen darbe emiciler HyperMesh programında çarpma analizi koşullarına göre sonlu elemanlar modelleri oluşturularak LS-DYNA programında çarpışma simülasyonları gerçekleştirilmiştir.

### 4.2.1. Çarpışma analizi yapılan darbe emici geometriler

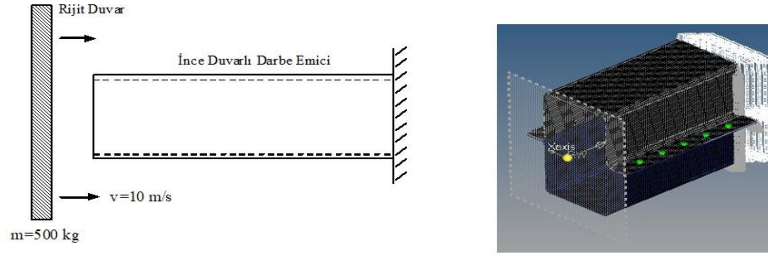
Çarpışma analizlerinde kullanılan darbe emicilerin kesit geometrileri, uzunluk ve kalınlıkları aynı alınmıştır. çift şapka geometri olarak tasarlanmıştır. Darbe emici yapının alt ve üst parçalar birbirlerine göre tam simetrik modellenerek punta ile birleştirildiği kabul edilmiştir. Simülasyonlarda kullanılan darbe emici yapılar CAD ortamında Şekil 4.20' deki gibi tasarlanmıştır.



Şekil 4.20. Simülasyonda kullanılan darbe emici geometriler

### 4.2.2. Çarpışmanın modellenmesinde kullanılan parametreler

Çarpışmanın sonlu elemanlar modellemesi HyperMesh programında gerçekleştirilmiştir. Model üzerinde sınır şartlarına ilave olarak kendi kendine temas tanımlanmıştır.



**Şekil 4.21.** Rijit duvar özellikleri ve simülasyon sonlu elemanlar modeli

Rijit duvarın modellenmesinde kullanılan parametreler ve değerleri Çizelge 4.5' te sunulmaktadır.

**Çizelge 4.5.** Rijit duvar modellenmesinde kullanılan parametreler ve değerleri

Parametre	Kısaltma	Değer	Birim
Rijit Duvar Hızı	v	10000	mm/s
Rijit Duvar Kütlesi	m	0,5	t
Dinamik Sürtünme Katsayısı	$F_D$	0,03	-
Statik Sürtünme Katsayısı	$F_S$	0,03	-

Malzeme olarak 1mm kalınlığındaki DP600 malzeme seçilmiştir. Çizelge 4.6' da DP 600 malzeme için alınan parametreler ve değerleri sunulmaktadır. Malzemenin modellenmesinde LS-DYNA MAT\_24 malzeme kartı kullanılmıştır.

**Çizelge 4.6.** DP 600 malzeme için kullanılan parametreler ve değerleri

Parametre	Kısaltma	Değer	Birim
Yoğunluk	$\rho$	$7,85 \cdot 10^{-9}$	ton/mm <sup>3</sup>
Akma Mukavemeti	$\sigma_{ak}$	390	MPa
Elastisite Modülü	E	210000	MPa

Simülasyonda kullanılan darbe emici yapılar birbirlerine punta kaynağı ile puntalanarak birleştirilmiştir. Puntalar Von -Mises Elasto-plastik malzeme modelini kullanan LS-DYNA MAT\_100 hasar hatası seçeneği aktif edilerek 4-hekza katı eleman olarak Şekil 4.22'deki gibi modellenmiştir. Tüm puntaların çekirdek çapları 4 mm ve birbirlerine olan mesafeleri eşit olarak alınmıştır.





**Şekil 4.22.** 4-hekza katı eleman punta modeli

### 4.2.3. Optimizasyon çalışmaları

Cevap Yüzey metoduna girdi oluşturmak için değişken olarak darbe emici yapılar üzerinde meydana getirilen katlanma kolaylaştırıcı profil ve punta sayısının değişimine bağlı bir deney seti hazırlanmıştır. Tasarım değişkenleri ve seviyeleri Çizelge 4.7’ de sunulmaktadır.

**Çizelge 4.7.** Tasarım değişkenleri ve seviyeleri

Sembol	Optimizasyon Parametresi	Seviye		
		3	5	7
x	Her bir Flanştaki Punta Sayısı	3	5	7
y	Katlanma Tetikleyici Sayısı	1	3	5

Tam faktöriyel olarak hazırlanan deney setinde değişkenlerinin değişiminin absorbe edilen enerji ve çarpışma anında meydana gelen ilk tepki kuvvetine etkileri gözlemlenmiştir.

2 değişken 3 seviye 9 deney noktası için gerçekleştirilen simülasyon veri seti ve elde edilen bulgular Çizelge 4.8’ de sunulmaktadır.

**Çizelge 4.8.** Simülasyon veri seti ve elde edilen bulgular

Simülasyon No	Flanş Punta Sayısı	Katlanma Tetikleyici Sayısı	Absorbe Edilen Enerji (kJ)	Meydana Gelen İlk Tepki Kuvveti (kN)
1	3	1	7,11	148,24
2	5	1	7,03	148,58
3	7	1	7,43	149
4	3	3	7,87	139,64
5	5	3	7,62	139,67
6	7	3	8,33	139,94
7	3	5	7,99	140,74
8	5	5	7,98	140,98
9	7	5	8,31	141,44



Simülasyon veri setinden elde edilen bulgularla eğri uydurma yöntemine göre absorbe edilen enerji ve meydana gelen ilk tepki kuvveti için cevap yüzey denklemleri oluşturulmuştur.

Elde edilen yaklaşık polinomial fonksiyonlar aşağıdaki gibidir.

$$E_{abs}(x, y) = 0.07325*x^2 - 0.0755*y^2 + 0.0000625*x*y - 0.640687*x + 0.678354*y + 7.76135 \quad (4.1)$$

$$F(x, y) = 0.0216667*x^2 + 1.27004*y^2 - 0.0038125*x*y - 0.0587292*x - 9.4896*y + 156.538 \quad (4.2)$$

$E_{abs}$ : Absorbe Edilen Enerji

F: Tepki kuvveti

x: Punta Sayısı

y: Katlanma Kolaylaştırıcı Profil sayısı

Elde edilen denklemler optimizasyon probleminin tanımında kullanılmıştır.

Optimizasyon Problemi;

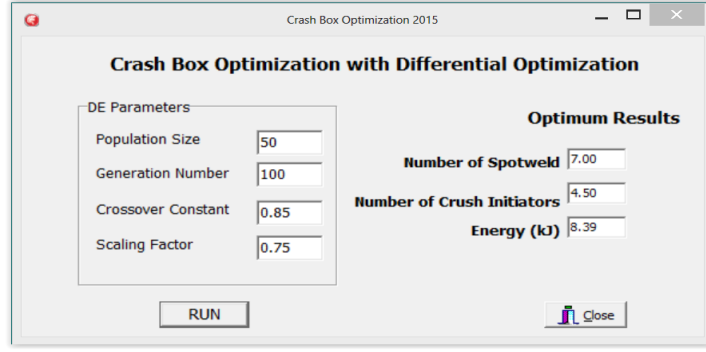
Amaç Fonksiyonu : maksimum  $E_{abs}$

Kısıt Fonksiyonu :  $F \leq 140$  kN

Tasarım Değişkenleri :  $3 \leq x \leq 7$

$$1 \leq y \leq 5$$

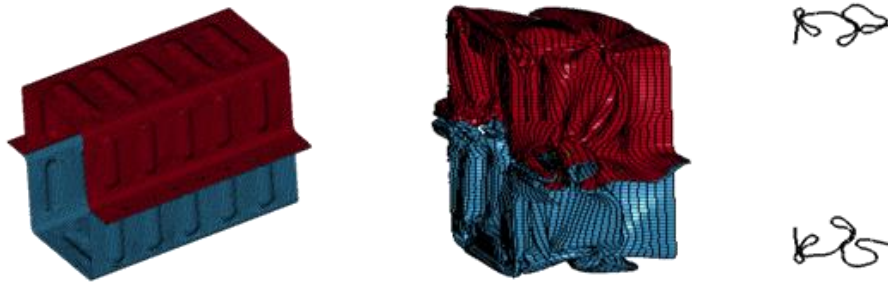
Pascal programlama dilinde bir diferansiyel gelişim optimizasyon kodu geliştirilmiş ve iki test fonksiyonu ile doğrulanmıştır. Doğrulanmış diferansiyel gelişim kodunda optimizasyon problemi çözülmüştür. Geliştirilen programın ara yüzü ve optimizasyon sonuçları Şekil 4.23' te ki gibidir.



**Şekil 4.23.** Kullanıcı ara yüzü ve optimizasyon sonuçları

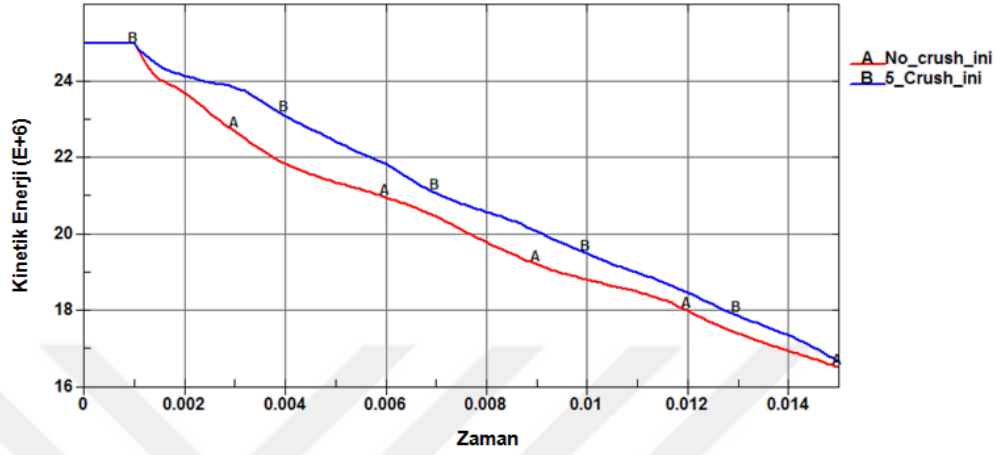
Optimizasyon için kullanılan diferansiyel gelişim koduna göre her bir flanş için punta sayısı 7 ve katlanma kolaylaştırıcı profil sayısı 4,5 olarak bulunmuştur. Katlanma kolaylaştırıcı profil sayısının 4 veya 5 seçilebileceği görülmektedir. En ideal profil sayısını tespit etmek için her iki alternatif analiz edilerek absorbe edilen enerji ve tepki kuvvetine göre karşılaştırılmıştır. Punta sayısı 7 ve katlanma kolaylaştırıcı profil sayısı 5'in en iyi sonucu verdiği tespit edilmiştir. Bir başka optimum sonuç ise Çizelge 4.8' de elde edilen bulgulara göre punta sayısı 7 ve katlanma kolaylaştırıcı profil sayısı 3'tür.

Diferansiyel gelişim koduna göre bulunan optimum tasarımın deforme olmamış, deformasyon zamanı 15 ms için deformasyon karakteristikleri ve kesit görünüşü Şekil 4.24' te sunulmaktadır.



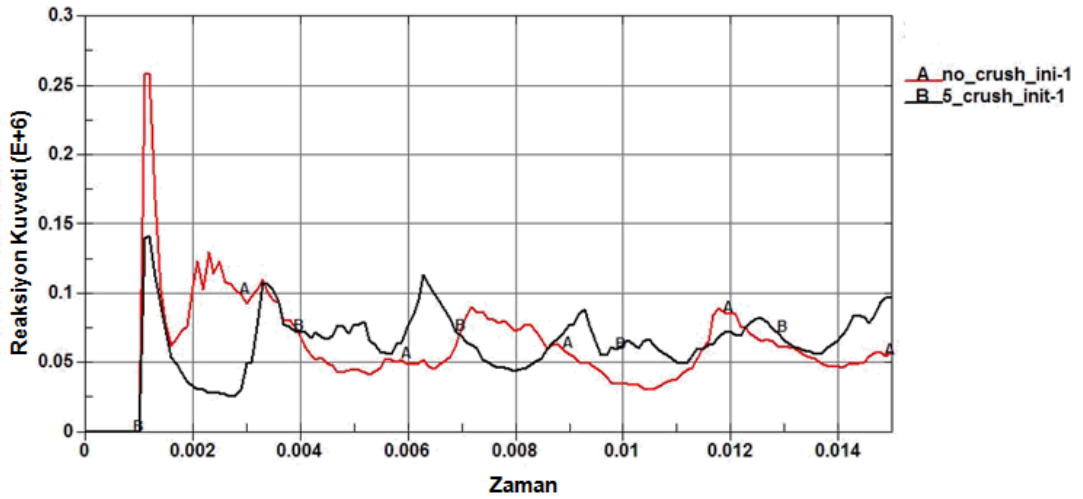
**Şekil 4.24.** Deforme olmamış, deformasyon karakteristikleri ve kesit görünüşü (deformasyon zamanı = 15 ms)

Katlanma kolaylaştırıcı profilli ve profilsiz tasarımların kinetik enerji değişimleri neredeyse aynı kalmaktadır. Katlanma kolaylaştırıcı profilsiz ve profilli tasarımların kinetik enerji karşılaştırması Şekil 4.25' te sunulmaktadır.



Şekil 4.25. Katlanma kolaylaştırıcı profilsiz ve profilli tasarımların kinetik enerji karşılaştırması

Katlanma kolaylaştırıcı profillerle maksimum tepki kuvveti 259,40 kN' dan 141,44 kN' a düşürülmüştür.



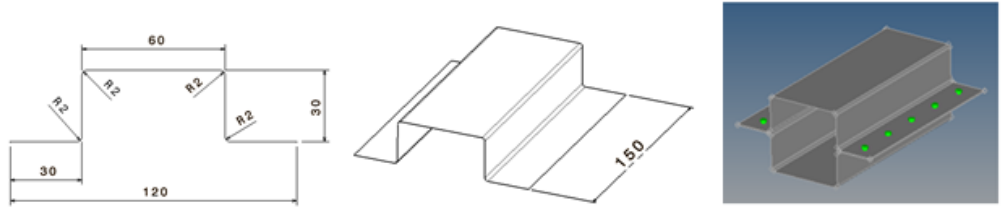
Şekil 4.26. Katlanma kolaylaştırıcı profilsiz ve profilli geometrilerin tepki kuvveti karşılaştırması

### 4.3. Darbe Emicilerin Topoğrafya Optimizasyonu

Çarpışma simülasyonların da kullanılan darbe emici yapılar CATIA programında yüzey olarak modellenmiştir. Modellenen darbe emiciler HyperMesh programında çarpma analizi koşullarına göre sonlu elemanlar modelleri oluşturulmuştur. Oluşturulan sonlu elemanlar modeli üzerinde Hypermorph modülü ile katlanma kolaylaştırıcı profiller tasarım değişkeni olarak tanımlanmıştır. HyperStudy programı ise belirlenen sınırlar içinde tasarım değişkenlerini sonlu elemanlar modeli üzerinde güncelleyerek LS-DYNA programında çarpışma simülasyonlarının yapılması, kısıt ve amaç fonksiyonlarına göre optimizasyon işlemlerinin yapılmasında deneysel tasarım ve optimizasyon adımlarında kullanılmıştır.

#### 4.3.1. Çarpışma analizi yapılan darbe emici geometri

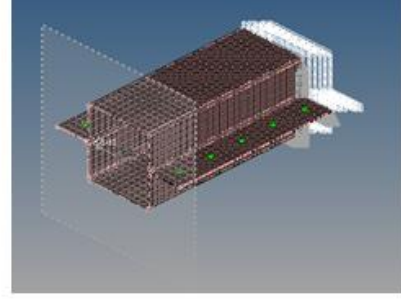
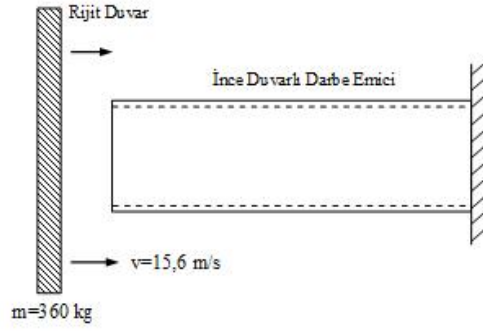
Çarpışma analizlerinde kullanılan darbe emici Şekil 4.27’de verilen ölçülere göre çift şapka geometri olarak tasarlanmıştır. Darbe emici yapılar iki parçalı olarak alt ve üst parçalar birbirlerine göre tam simetrik modellenmiştir.



Şekil 4.27. Simülasyonda kullanılan darbe emici geometri

#### 4.3.2. Çarpışmanın modellenmesinde kullanılan parametreler

Çarpışmanın sonlu elemanlar modellemesi HyperMesh programında gerçekleştirilmiştir. Model üzerinde sınır şartlarına ilave olarak kendi kendine temas tanımlanmıştır. Rijit duvar özellikleri ve simülasyon sonlu elemanlar modeli Şekil 4.28’de ki gibi oluşturulmuştur.



**Şekil 4.28.** Rijit duvar özellikleri ve simülasyon sonlu elemanlar modeli

Rijit duvar özelliklerinin modellenmesinde kullanılan parametreler ve değerleri Çizelge 4.9’ da sunulmaktadır.

**Çizelge 4.9.** Rijit duvar modellenmesinde kullanılan parametreler ve değerleri

Parametre	Kısaltma	Değer	Birim
Rijit Duvar Hızı	v	15600	mm/s
Rijit Duvar Kütle	m	0,36	t
Dinamik Sürtünme Katsayısı	$F_D$	0,03	-
Statik Sürtünme Katsayısı	$F_S$	0,03	-

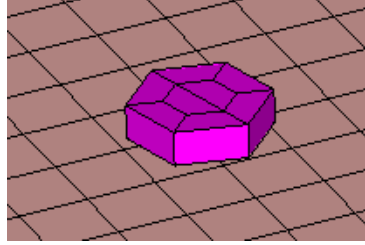
Malzeme olarak 1mm kalınlığındaki DP600 malzeme seçilmiştir. Çizelge 4.10’ da DP 600 malzeme için alınan parametreler ve değerleri sunulmaktadır. Malzemenin modellenmesinde LS-DYNA MAT\_24 malzeme kartı kullanılmıştır.

**Çizelge 4.10.** DP 600 malzeme için kullanılan parametreler ve değerleri

Parametre	Kısaltma	Değer	Birim
Yoğunluk	$\rho$	$7,85 \cdot 10^{-9}$	ton/mm <sup>3</sup>
Akma Mukavemeti	$\sigma_{ak}$	390	MPa
Elastisite Modülü	E	210000	MPa

Simülasyonda kullanılan darbe emici yapılar birbirlerine punta kaynağı ile puntalanarak birleştirilmiştir. Her bir flanşa 5 punta olmak üzere toplam 10’ar punta ile birleştirilmiştir. Puntalar Von –Mises Elasto-plastik malzeme modelini kullanan LS-DYNA MAT\_100 hasar hatası seçeneği aktif edilerek 8-hekza katı eleman olarak

Şekil 4.29’ da ki gibi modellenmiştir. Tüm puntaların çekirdek çapları 4 mm ve birbirlerine olan mesafeleri eşit olarak alınmıştır.



Şekil 4.29. 8-hekza katı eleman punta modeli

#### 4.4. Optimizasyon Çalışmaları

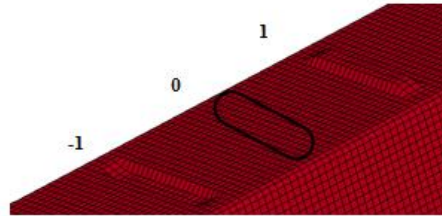
Sonlu elemanlar modeli hazırlanan darbe emici yapının çarpışma performansını incelemek için HyperMesh yazılımında morphing ile 8 adet tasarım değişkeni tanımlanmıştır.

Tanımlanan 8 adet tasarım değişkeni 3’er seviye seçilmiştir. Çizelge 4.11’de tasarım değişkeni seviye değerleri sunulmaktadır.

Çizelge 4.11. Tasarım değişkeni seviye değerleri

	Çökertme	Nominal	Şişirme
Tasarım Değişkeni Seviyeleri	-1	0	1

Tasarım değişkeni seviye değerlerinin sonlu elemanlar modeli üzerindeki görünüşü ise Şekil 4.30’de sunulmaktadır.



Şekil 4.30. Tasarım değişkeni seviye değerleri

Çalışmada öncelikle HyperStudy programı darbe emici üzerinde herhangi bir tasarım değişkeni olmadan (nominal geometride) yapının çarpışma davranışı nominal analiz ile incelenmiştir. Analiz sonucunda nominal geometri çarpışma performansı değerleri Çizelge 4.12’de sunulmuştur.

**Çizelge 4.12.** Nominal geometri çarpışma performansı değerleri

	Her Bir Flanştaki Punta Sayısı	Toplam Punta Sayısı	$E_{abs}$ (kJ)	$F_{max}$ (kN)
Nominal geometri	5	10	7.74	225.8

Darbe emici yapı üzerinde meydana getirilen katlanma kolaylaştırıcı profillerin çarpışma performansına etkisini incelemek için HyperStudy programında global cevap yüzey metoduna göre yapının optimizasyonu verilen amaç ve kısıt fonksiyonlarına göre yaptırılmıştır.

Optimizasyon Problemi;

Amaç Fonksiyonu : maksimum  $E_{abs}$

Kısıt Fonksiyonu :  $F \leq 160$  kN

$E_{abs}$ : Absorbe Edilen Enerji

F: Tepki kuvveti

8 değişken 3 seviye 50 deney noktası için gerçekleştirilen simülasyon veri seti ve elde edilen bulgular Çizelge 4.13’te sunulmaktadır.

**Çizelge 4.13.** Simülasyon veri seti ve elde edilen bulgular

No	TD1	TD2	TD3	TD4	TD5	TD6	TD7	TD8	Amaç	Kısıt
1	0	0	0	0	0	0	0	0	7.74	225.8
2	-1	-1	-1	0	-1	1	-1	-1	6.24	161.8
3	1	-1	1	1	-1	0	1	1	6.79	160.1
4	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	6.60	161.9
5	-1	-1	-1	1	-1	-1	-1	1	6.60	160.5
6	-1	-1	1	1	1	-1	-1	1	6.58	161.3
7	-1	-1	1	-1	-1	-1	1	-1	6.48	160.6
8	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	6.44	159.4
9	1	1	1	1	1	1	-1	-1	6.30	159.4
10	-1	-1	1	-1	1	1	1	-1	6.42	159.9
11	1	0	1	0	-1	-1	1	0	6.79	159.5

**Çizelge 4.13.** Simülasyon veri seti ve elde edilen bulgular (devam)

12	1	-1	1	1	-1	-1	1	1	6.86	159.6
13	1	0	0	0	-1	-1	1	1	6.81	159.5
14	-1	1	-1	1	-1	0	1	1	6.27	176.9
15	1	-1	1	1	-1	-1	0	1	6.86	159.6
16	1	-1	1	0	-1	-1	-1	1	6.70	159.6
17	1	0	1	1	-1	-1	-1	1	6.63	159.5
18	1	1	-1	-1	-1	1	-1	1	5.82	160.8
19	1	-1	0	1	0	-1	-1	0	6.12	208.6
20	-1	1	-1	-1	1	-1	-1	1	6.08	161.3
21	1	-1	0	1	-1	-1	-1	0	6.23	159.6
22	1	1	1	-1	-1	1	-1	-1	6.37	160.8
23	1	0	1	0	-1	-1	1	1	6.79	159.5
24	1	1	-1	-1	-1	1	1	-1	6.36	160.8
25	1	-1	0	0	-1	-1	1	1	6.53	159.6
26	-1	1	0	0	1	1	1	-1	6.73	159.9
27	0	0	1	1	-1	-1	1	1	6.74	178.8
28	-1	1	1	-1	-1	1	-1	1	6.13	176.6
29	0	-1	0	0	0	0	-1	1	6.78	225.7
30	1	-1	0	-1	1	-1	1	-1	6.30	160.8
31	0	0	0	1	-1	0	1	0	6.60	179.1
32	-1	1	1	1	0	-1	-1	-1	5.95	209.5
33	1	-1	0	1	0	0	-1	0	5.78	209.8
34	1	-1	-1	0	1	1	1	1	6.17	159.4
35	0	-1	1	1	-1	0	-1	0	5.99	179.0
36	1	1	-1	1	1	0	-1	1	6.46	159.9
37	1	0	0	1	0	0	1	1	6.37	209.7
38	-1	-1	-1	1	1	0	0	-1	6.24	160.4
39	0	-1	1	0	0	-1	1	1	7.01	225.4
40	-1	-1	0	-1	1	-1	-1	-1	6.06	161.3
41	1	0	1	0	-1	0	1	0	6.70	160.1
42	-1	1	-1	-1	0	-1	1	0	5.89	209.5
43	0	0	1	1	-1	0	-1	1	6.52	179.1
44	0	-1	1	-1	-1	1	0	-1	5.70	179.8
45	1	0	1	0	-1	-1	-1	1	6.77	159.5
46	-1	1	-1	-1	0	1	-1	0	6.45	209.5
47	1	0	0	0	-1	-1	-1	0	6.83	159.5
48	-1	1	0	1	1	-1	0	1	6.72	161.3
49	1	0	1	0	-1	-1	0	1	6.74	159.5
50	-1	0	1	1	1	1	-1	0	6.63	159.9

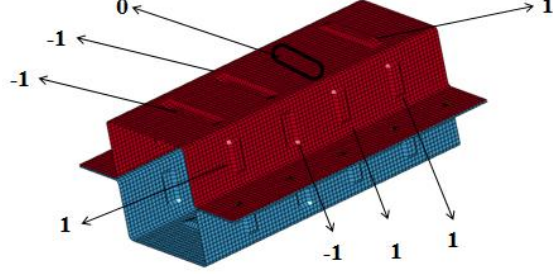
Gerçekleştirilen optimizasyon çalışması sonucunda optimum darbe emici tasarım değişkenleri seviyeleri Çizelge 4.14’te sunulmuştur.

**Çizelge 4.14.** Optimum darbe emici tasarım değişkenleri seviyeleri

	TD1	TD2	TD3	TD4	TD5	TD6	TD7	TD8	Enerji	Kuvvet
Optimum	1	-1	1	1	-1	-1	0	1	6,86	159,60

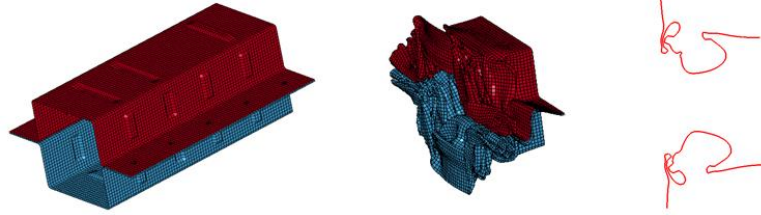


Optimum darbe emici tasarım değişkeni seviye değerlerinin sonlu elemanlar modeli üzerindeki görünüşü ise Şekil 4.31’de sunulmaktadır.



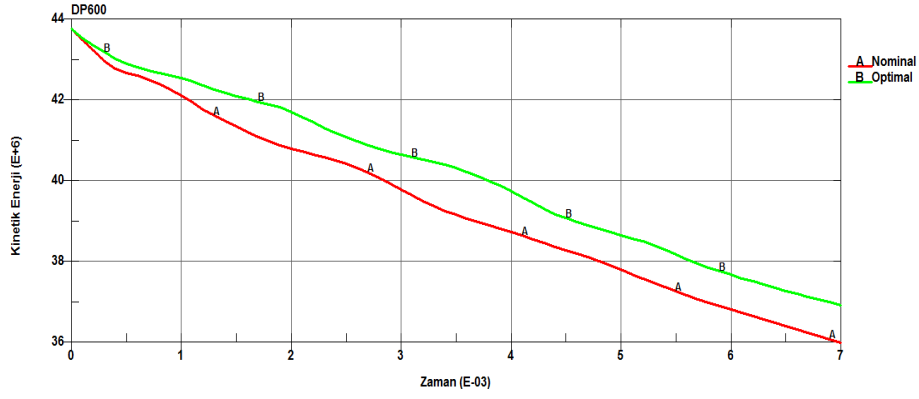
**Şekil 4.31.** Optimum darbe emici tasarım değişkenleri seviyeleri

Gerçekleştirilen optimizasyon çalışması sonucunda bulunan optimum tasarımın deforme olmamış, deformasyon zamanı 7 ms için deformasyon karakteristikleri ve kesit görünüşü Şekil 4.32’te sunulmaktadır.



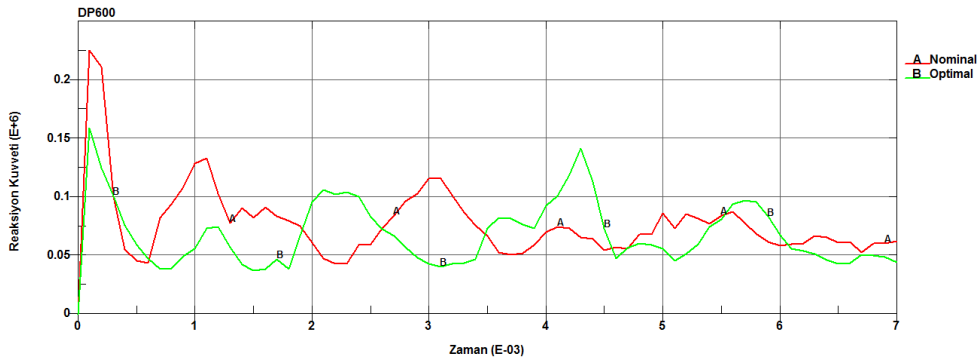
**Şekil 4.32.** Deforme olmamış, deformasyon karakteristikleri ve kesit görünüşü (deformasyon zamanı = 7 ms)

Nominal tasarımın enerji absorbsiyonu miktarı 7,74 kJ iken optimum tasarımda bu değer 6,86 kJ’ a inmiőtir.



**Şekil 4.33.** Nominal ve optimum tasarımların kinetik enerji karşılaştırması

Katlanma kolaylaştırıcı profillerle optimum geometride maksimum tepki kuvveti 225,8 kN' dan 159,6 kN' a düşürülmüştür.



**Şekil 4.34.** Nominal ve optimum tasarımların tepki kuvveti karşılaştırması

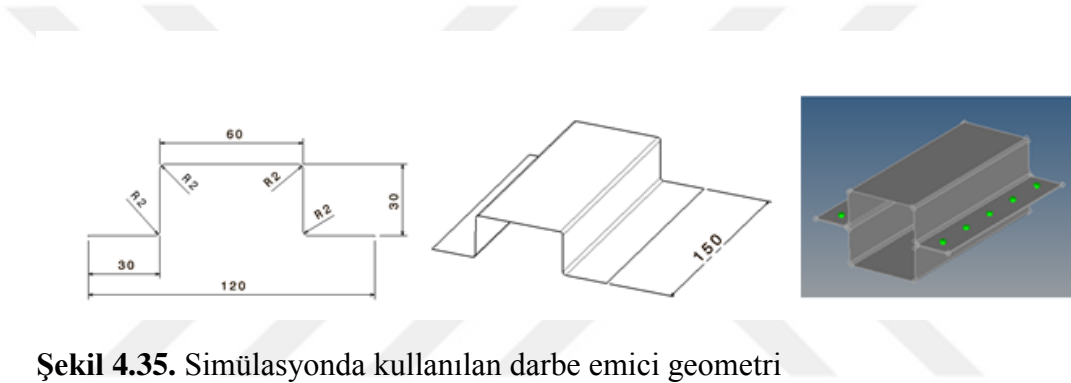
#### 4.5. Farklı Kalitedeki Çelik Sacların Çarpışma Performansına Etkilerinin Analizi ve Topoğrafya Optimizasyonu

Araçlar üzerinde kullanılan farklı kalitedeki çelik sacların çarpışma darbe emici yapılarıdaki performansları sayısal olarak incelenmiştir. Çift fazlı çelik ailesinden DP 600, DP 800 ve DP 1000 kalite çeliklerden hazırlanan sayısal modeller üzerinden gerçekleştirilen bu çalışmalar sonucunda enerji emme performansı diğerlerine göre daha yüksek olan DP 1000 kalite çelik topoğrafya optimizasyonuna tabi tutularak çarpışma ilk tepki kuvveti azaltılmıştır.

Topoğrafya optimizasyonu tamamlanarak ideal çarpışma tetikleyici konfigürasyonu belirlenen DP 1000 darbe emici yapının farklı kalınlıklardaki enerji emme performansı kalınlık optimizasyonu ile irdelenerek yapının DP 600 ve DP 800 kalite çeliklere göre araçlarda sağlayacağı hafifletme olasılığı tespit edilmiştir.

#### 4.5.1. Çarpışma analizi yapılan darbe emici geometri

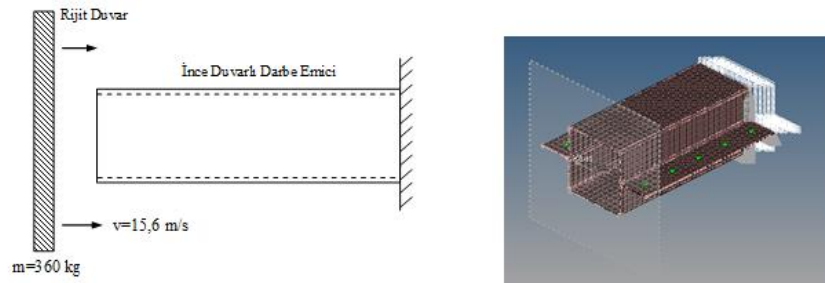
Farklı kalite DP malzemelerin çarpışma performanslarını tespit için darbe emici Şekil 4.35' te belirtilen ölçülere göre çift şapka geometri olarak tasarlanmıştır. Darbe emici yapının alt ve üst parçalar birbirlerine göre tam simetrik modellenerek punta ile birleştirildiği kabul edilmiştir.



Şekil 4.35. Simülasyonda kullanılan darbe emici geometri

#### 4.5.2. Çarpışmanın modellenmesinde kullanılan parametreler

Çarpışmanın sonlu elemanlar modellemesi HyperMesh programında gerçekleştirilmiştir. Model üzerinde sınır şartlarına ilave olarak kendi kendine temas tanımlanmıştır.



Şekil 4.36. Rijit duvar özellikleri ve simülasyon sonlu elemanlar modeli

Sonlu elemanlar modeli 2 x 2 mm dörtgen 13500 Belytschko-Tsay kabuk eleman ( Eleman formülasyonu 2) ve 13832 düğüm noktası kullanılarak modellenmiştir. Rijit duvarın modellenmesinde kullanılan parametreler ve değerleri Çizelge 4.15'te sunulmaktadır. Her 3 malzeme içinde kullanılan sınır şartları aynıdır.

**Çizelge 4.15.** Rijit duvar modellenmesinde kullanılan parametreler ve değerleri

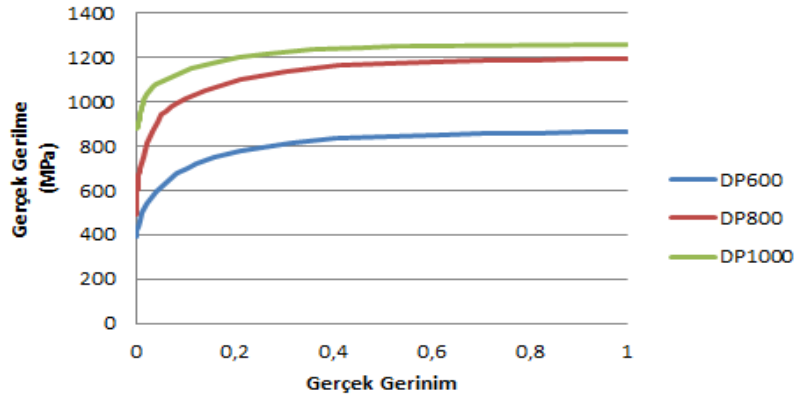
Parametre	Kısaltma	Değer	Birim
Rijit Duvar Hızı	v	15600	mm/s
Rijit Duvar Kütlesi	m	0,36	t
Dinamik Sürtünme Katsayısı	$F_D$	0,1	
Statik Sürtünme Katsayısı	$F_S$	0,1	

Malzeme kalınlıkları 2 mm seçilmiştir. Çizelge 4.16'da DP 600, DP 800 ve DP 1000 malzemeler için alınan mekanik özellikler ve değerleri sunulmaktadır. Malzemelerin gerilme hızları dikkate alınmamıştır. Malzeme modeli olarak MAT\_24 piecewise ve lineer plastik malzeme kartı kullanılmıştır.

**Çizelge 4.16.** DP 600, DP 800 ve DP 1000 için kullanılan parametreler ve değerleri

Malzeme	Yoğunluk ( $\text{ton/mm}^3$ )	Akma Mukavemeti (MPa)	Elastisite Modülü (MPa)	Poisson Oranı	Kalınlık (mm)
DP600	$7,85 \cdot 10^{-9}$	390	210000	0,3	2
DP800	$7,85 \cdot 10^{-9}$	495	210000	0,3	2
DP1000	$7,85 \cdot 10^{-9}$	878	210000	0,3	2

Malzemeler için kullanılan gerçek gerilme gerinim değerleri Şekil 4.37'de sunulmaktadır.



**Şekil 4.37.** DP 600, DP 800 ve DP 1000 için gerçek gerilme gerinim değerleri

Simülasyonda kullanılan darbe emici yapılar birbirlerine punta kaynağı ile puntalanarak birleştirilmiştir. Her bir flanşta 5 punta olmak üzere toplam 10'ar punta ile birleştirilmiştir. Puntalar Von –Mises Elasto-plastik malzeme modelini kullanan LS-DYNA MAT\_100 hasar hatası seçeneği aktif edilerek 8-hekza katı eleman olarak modellenmiştir.

Tüm puntaların çekirdek çapları Denklem 4.3' e göre 5,65 mm ve birbirlerine olan mesafeleri eşit olarak alınmıştır.

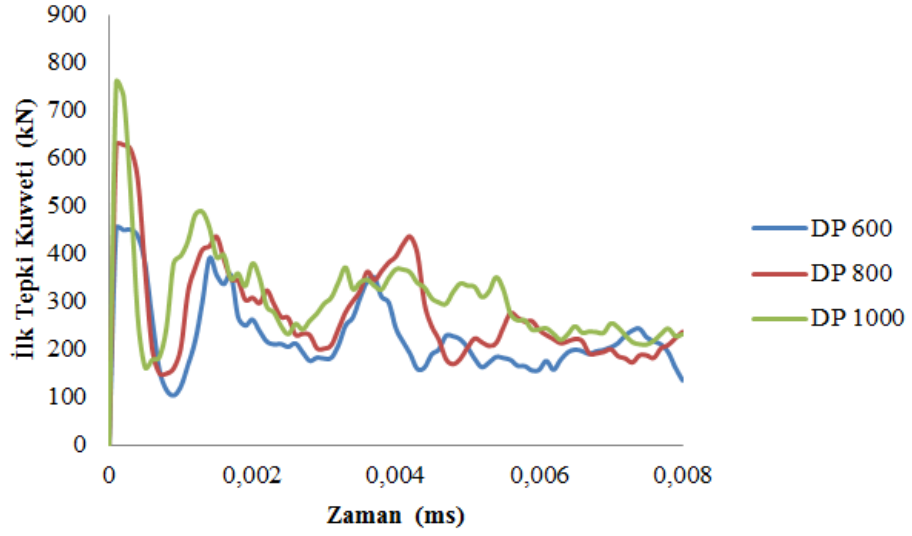
$$d = 4 \cdot \sqrt{t} \quad (4.3)$$

t: Sac kalınlığı

d: Punta çekirdek çapı

#### 4.5.3. Optimizasyon çalışmaları

DP 600, DP 800 ve DP 1000 kalite çeliklerin çarpışma performanslarını tespit için darbe emiciler numerik olarak analiz edilmiştir. Şekil 4.38' de analiz edilen malzemelere ait tepki kuvveti zaman grafikleri sunulmaktadır.



**Şekil 4.38.** DP 600, DP 800 ve DP 1000 tepki kuvveti- zaman grafikleri

Kinetik enerji absorbe miktarları ve ilk tepki kuvveti ( $F_{max}$ ) değerleri Çizelge 4.17’de ki gibidir.

**Çizelge 4.17.** DP 600, DP 800 ve DP 1000 için absorbe edilen kinetik enerji ve  $F_{max}$

Çelik Kalitesi	Absorbe Edilen Kinetik Enerji (kJ)	İlk Tepki Kuvveti (kN)
DP600	23,45	450,54
DP800	27,74	628,17
DP1000	30,09	758,61

En yüksek ilk tepki kuvveti ve enerji absorbe kapasitesine sahip olan DP 1000 malzeme topoğrafya optimizasyonuna tabi tutulmuştur.

Bu amaçla sonlu elemanlar modeli hazırlanan darbe emici yapının çarpışma performansını incelemek için topoğrafya optimizasyonu, morphing metodu ile düğüm noktalarının hareket ettirilmesi ile geometride meydana getirilen 8 adet tasarım değişkenin tanımlanmasıyla oluşturulan yapı üzerinde gerçekleştirilmiştir.

Tanımlanan tasarım değişkenleri 3’er seviye ve ayrıık olarak seçilmiştir. Çizelge 4.18’de tanımlanan tasarım değişkenleri ve seviyeleri sunulmaktadır.

**Çizelge 4.18.** Tasarım değişkenleri ve seviyeleri

Parametre	Seviye	TD1	TD2	TD3	TD4	TD5	TD6	TD7	TD8
Girinti	1	x	x	x	x	x	x	x	x
Nominal Geometri	0	x	x	x	x	x	x	x	x
Çıkıntı	-1	x	x	x	x	x	x	x	x

Tasarım değişkeni seviyeleri -1 yüzeyde morphing ile oluşturulan girintileri, 0 nominal (morphing edilmemiş hali), 1 ise morphing metodu ile yüzeyde meydana getirilen çıkıntıları temsil etmektedir.

Darbe emici yapı üzerinde meydana getirilen katlanma kolaylaştırıcı profillerin çarpışma performansına etkisini incelemek için HyperStudy programında çok amaçlı genetik algoritma ile göre yapının optimizasyonu aşağıda verilen amaç ve kısıt fonksiyonlarına göre yaptırılmıştır. Çok amaçlı genetik algoritma baskın olmayan tasarımlara göre çok amaçlı optimizasyon problemlerini çözen gelişmiş bir genetik algoritma çeşididir (Anonim 2013).

#### Optimizasyon Problemi

Amaç Fonksiyonları : maksimum E

minimum D-Force

Tasarım Değişkenleri : TD1, TD2, TD3, TD4, TD5, TD6, TD7, TD8

Kısıtlar :  $-1 < TD's < 1$

Burada;

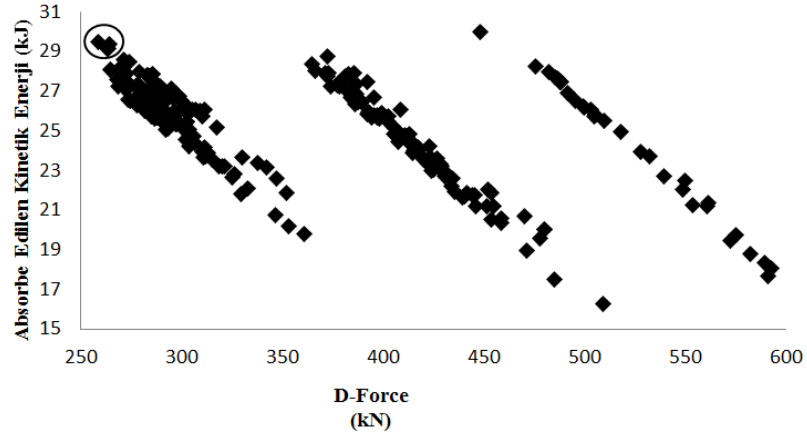
E : Absorbe Edilen Kinetik Enerji

$F_{max}$  : İlk Tepki Kuvveti

$F_{mean}$  : Ortalama Tepki kuvveti

$$D-Force = F_{max} - F_{mean} \quad (4.4)$$

8 değişken 3 seviye gerçekleştirilen 267 deney noktası için elde edilen absorbe edilen kinetik enerji D-Force saçılım grafiği Şekil 4.39'da ki gibidir.



**Şekil 4.39.** Absorbe edilen kinetik enerji D-Force saçılım grafiği

Şekil 4.39'a göre yüksek enerji emme ve düşük çarpışma kuvvetine sahip 4 farklı optimum darbe emici geometrisi olduğu tespit edilmiştir. Optimum darbe emicilerin tasarım değişkenleri seviyeleri Çizelge 4.19' da belirtildiği gibidir.

**Çizelge 4.19.** Optimum darbe emicilerin tasarım değişkenleri seviyeleri

	TD1	TD2	TD3	TD4	TD5	TD6	TD7	TD8
Optimum Geometri 1	-1	-1	1	1	0	-1	0	-1
Optimum Geometri 2	0	0	0	1	0	0	0	0
Optimum Geometri 3	-1	-1	0	1	0	0	1	0
Optimum Geometri 4	-1	-1	1	1	0	-1	0	0

Optimum geometrilerin absorbe ettikleri kinetik enerji ve ilk tepki kuvvetleri Çizelge 4.20'de belirtildiği gibidir. Optimum geometrilerden diğerlerine göre en düşük ilk tepki kuvvetinde ve daha iyi enerji absorbe eden Optimum Geometri 4 üzerin de kesit optimizasyonu çalışması gerçekleştirilmiştir.

**Çizelge 4.20.** Absorbe edilen kinetik enerji ve ilk tepki kuvvetleri

	Absorbe Edilen Kinetik Enerji (kJ)	İlk Tepki Kuvveti (kN)
Optimum Geometri 1	29,15	557,410
Optimum Geometri 2	30,10	754,644
Optimum Geometri 3	29,38	560,754
Optimum Geometri 4	29,42	557,408



Kesit optimizasyonu, optimum geometri 4 için Çizelge 4.21’de belirtildiği gibi 8 farklı sac kalınlığı ile gerçekleştirilmiştir. Punta kaynak çapının sac kalınlığının değişimiyle değişmediği kabul edilerek tüm kalınlıklar için punta çapının 5,65 mm olduğu kabul edilmiştir.

**Çizelge 4.21.** Ön görülen sac kalınlığı ve absorbe edilen kinetik enerji miktarları

No	Sac Kalınlığı ( t mm)	Absorbe Edilen Kinetik Enerji (kJ)
1	0,8	8
2	1	11,08
3	1,2	14,25
4	1,4	17,64
5	1,6	21,55
6	1,8	25,32
7	2	29,42
8	2,2	32,64

Çizelge 4.21’e göre sac kalınlığına bağlı enerji absorbe miktarını belirten ve doğruluk derecesi % 99,81 olan, aşağıdaki lineer denklem tanımlanmıştır. Burada t sac kalınlığını ve  $E_{abs}$  ise absorbe edilen enerji miktarını temsil etmektedir.

$$E_{abs} = 17,93t - 6,92 \quad (4.5)$$

Topoğrafya optimizasyonu gerçekleştirilmiş DP 1000 kalite darbe emici yapının Çizelge 4.17’de belirtilen DP 600 ve DP 800 kalite darbe emicilerle aynı oranda kinetik enerji miktarlarını absorbe ettiği sac kalınlıkları Denklem 4.5 ile belirlenmiştir.

Çizelge 4.21’e göre 23,45 kJ kinetik enerji absorbe edebilmek için 2 mm kalınlığında DP 600 darbe emici gerekirken aynı miktarda enerji absorpsiyonu topoğrafya optimizasyonu gerçekleştirilen DP 1000 darbe emicilerle 1,69 mm kalınlığında yapılabilmektedir.

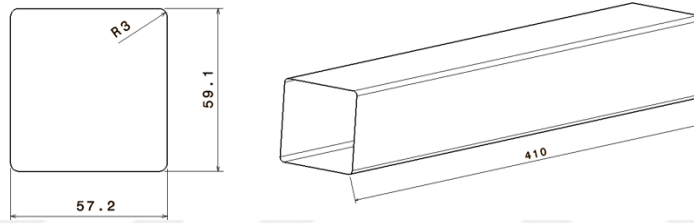
Yine Çizelge 4.21’e göre, 27,74 kJ kinetik enerji absorbe eden 2 mm kalınlığında DP 800 darbe emici ile aynı miktarda enerji absorpsiyonu topoğrafya optimizasyonu gerçekleştirilen DP 1000 darbe emicilerle 1,93 mm sac kalınlığında yapılabileceği tespit edilmiştir.

#### 4.6. Malzeme Şekil Değişirme Hızının Topoğrafya Optimizasyonuna Etkisi

Malzeme şekil değişirme hızının topoğrafya optimizasyonuna etkisini tespiti amacıyla; 3 farklı malzeme seçilmiştir. Seçilen malzemelerin şekil değişirme hızları da dikkate alınarak zamana bağlı şekil değişirme hızları malzeme kartlarına tanımlanmıştır. Malzemeler üzerinde topoğrafya optimizasyonuna göre optimum tasarım değişkenlerinin seviyeleri tespit edilmiştir.

##### 4.6.1. Çarpışma analizi yapılan darbe emici geometri

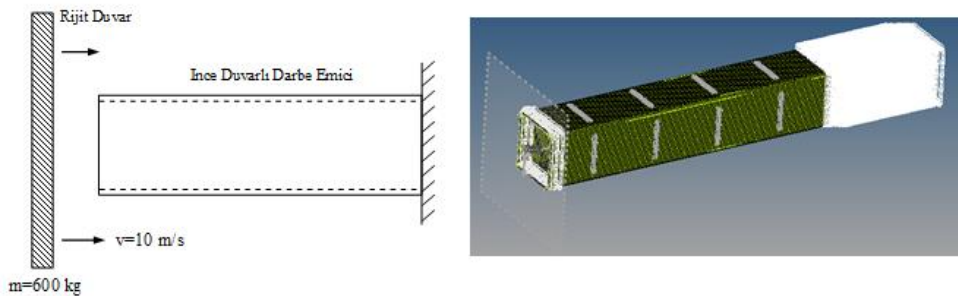
Kullanılan darbe emici geometri, Tarigopula ve ark 2006 da gerçekleştirdikleri çalışmalarında, dinamik çarpışma test numunesi ds04 için belirtilen 59,1 x 57,2 x 410 mm ölçülerinde 1,18 mm kalınlığında Şekil 4.40'ta ki gibi modellenmiştir.



Şekil 4.40. Analizlerde kullanılan darbe emici geometri

##### 4.6.2. Çarpışmanın modellenmesinde kullanılan parametreler

Çarpışmanın sonlu elemanlar modellemesi HyperMesh programında gerçekleştirilmiştir. Model üzerinde sınır şartlarına ilave olarak kendi kendine temas tanımlanmıştır.



Şekil 4.41. Rijit duvar özellikleri ve simülasyon sonlu elemanlar modeli

Sonlu elemanlar modeli 2 x 2 mm dörtgen 24190 Belytschko-Tsay kabuk eleman ( Eleman formülasyonu 2) ve 24308 düğüm noktası kullanılarak modellenmiştir. Ayrıca integrasyon sayısı 5 seçilmiştir.

Rijit duvarın modellenmesinde kullanılan parametreler değerleri Çizelge 4.22’ de sunulmaktadır.

**Çizelge 4.22.** Rijit duvar modellenmesinde kullanılan parametreler ve değerleri

Parametre	Kısaltma	Değer	Birim
Rijit Duvar Hızı	v	10000	mm/s
Rijit Duvar Kütleli	m	0,6	t
Dinamik Sürtünme Katsayısı	F <sub>D</sub>	0,3	
Statik Sürtünme Katsayısı	F <sub>S</sub>	0,3	

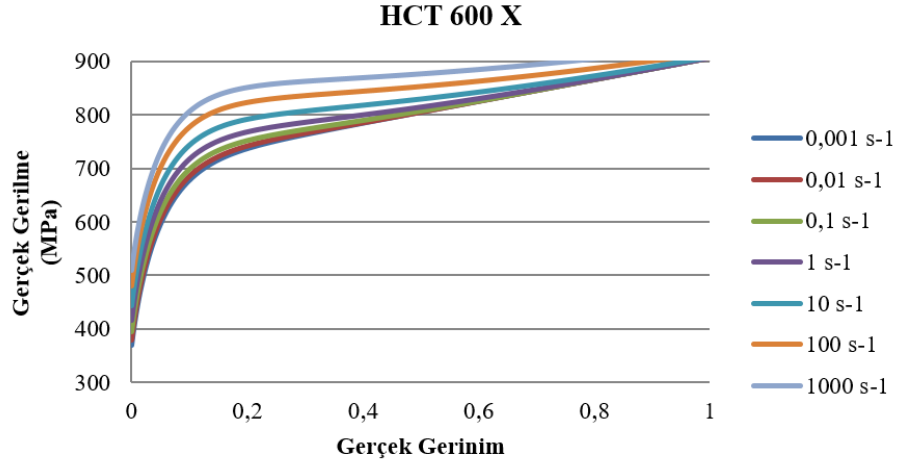
Çalışmada 3 farklı malzeme kullanılmıştır. Kullanılan malzemeler HCT600 X, DP800 ve HF1050-1500’dir. Her 3 malzeme içinde kullanılan sınır şartları aynıdır. Malzemelerin gerilme hızları dikkate alınmıştır. Malzeme modeli olarak MAT\_24 piecewise ve lineer plastik malzeme kartı kullanılmıştır.

HCT600X+Z için kullanılan parametreler ve değerleri Çizelge 4.23’te sunulmaktadır.

**Çizelge 4.23.** HCT600X+Z için kullanılan parametreler ve değerleri ( Anonim 2017).

Malzeme	Yoğunluk (ton/mm <sup>3</sup> )	Akma Mukavemeti (MPa)	Elastisite Modülü (MPa)	Poisson Oranı	Kalınlık (mm)
HCT600 X	7,8 10 <sup>-9</sup>	369,6	205000	0,3	1,18

HCT600X+Z için kullanılan gerçek gerilme gerinim değerleri Şekil 4.42’de sunulmaktadır.



**Şekil 4.42.** HCT600X+Z için kullanılan gerçek gerilme gerinim değerleri (Anonim 2017).

DP800 malzeme değerleri Tarigopula ve ark. (2006), tarafından gerçekleştirilen çalışmada malzemenin gerilme ve gerilme oranına bağlı sertleşme için geliştirdikleri Denklemden 4.6 ‘dan türetilmiştir.

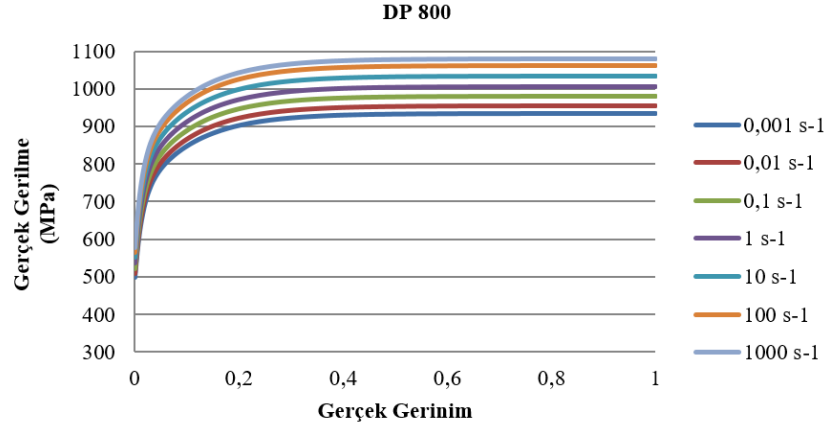
$$\bar{\sigma} = \left( \sigma_0 + \sum_{i=1}^2 Q_i (1 - \exp(-C_i \bar{\epsilon})) \right) \left( 1 + \frac{\bar{\epsilon}}{\bar{\epsilon}_0} \right)^q \quad (4.6)$$

DP800 malzeme için kullanılan parametreler ve değerleri Çizelge 4.24’ te sunulmaktadır.

**Çizelge 4.24.** DP 800 için kullanılan malzeme parametre değerleri ( Tarigopula ve ark. 2006).

E (GPa)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\sigma_0$ (MPa)	$\nu$	$Q_1$ (MPa)	$C_1$	$Q_2$ (MPa)	$C_2$	$\bar{\epsilon}_0$ (1/s)	$q$	Kalınlık (mm)
195	7850	495	0,33	200	76	233	10	0,001	0,0116	1,18

DP 800 için kullanılan gerçek gerilme gerinim değerleri Şekil 4.43’te sunulmaktadır.



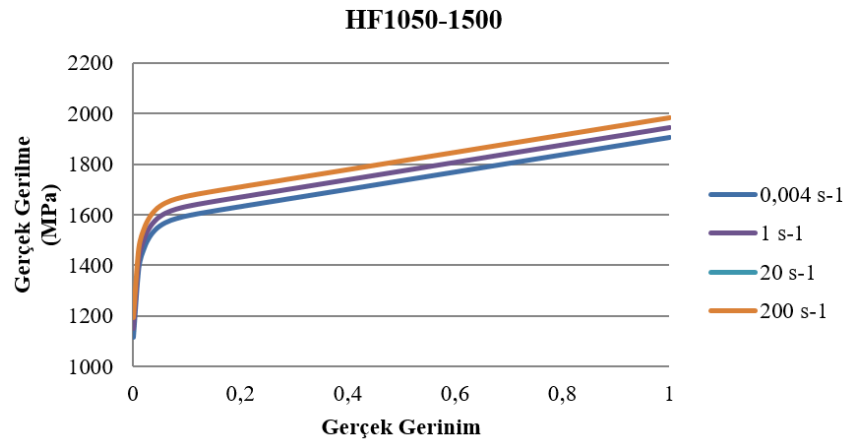
**Şekil 4.43.** DP 800 için kullanılan gerçek gerilme gerinim değerleri

HF1050-1500 malzeme için ise malzeme değerleri araç sonlu elemanlar modelinden alınmıştır ( Anonim, 2017). HF1050-1500 malzeme için kullanılan parametreler ve değerleri Çizelge 4.25' te sunulmaktadır.

**Çizelge 4.25.** HF1050-1500 için kullanılan malzeme parametre değerleri ( Anonim 2017).

Malzeme	Yoğunluk (ton/mm <sup>3</sup> )	Akma Mukavemeti (MPa)	Elastisite Modülü (MPa)	Poisson Oranı	Kalınlık (mm)
HF1050-1500	7,85 10 <sup>-9</sup>	1050	210000	0,3	1,18

HF1050-1500 için kullanılan gerçek gerilme gerinim değerleri Şekil 4.44'te sunulmaktadır.

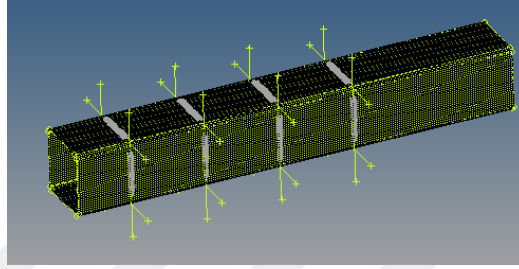


**Şekil 4.44.** HF1050-1500 için kullanılan gerçek gerilme gerinim değerleri (Anonim 2017)

### 4.6.3. Optimizasyon çalışmaları

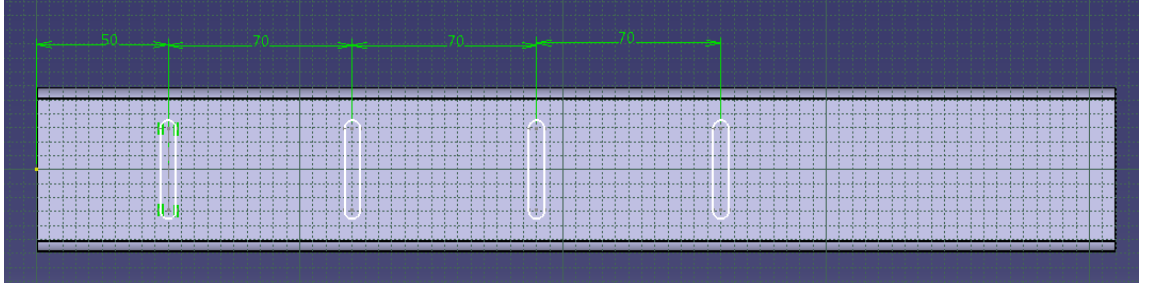
Enerji absorbe emici yapıların topoğrafya optimizasyonu için aşağıdaki adımlar izlenmiştir;

- 1) Sonlu elamanlar modeli üzerinde 4 farklı tasarım değişkeni mesh morphing yöntemi ile 3 mm yarıçaplı küresel elaman kullanılarak Şekil 4.45'te belirtildiği gibi parçanın yüzeylerine simetrik olarak konumlandırılmıştır.



Şekil 4.45. Tasarım değişkenlerinin oluşturulması

Şekil 4.46'da tanımlanan tasarım değişkenlerinin sonlu yapı üzerindeki yerleri belirtilmiştir.



Şekil 4.46. Tasarım değişkenlerinin sonlu elemanlar modeli üzerindeki konumları

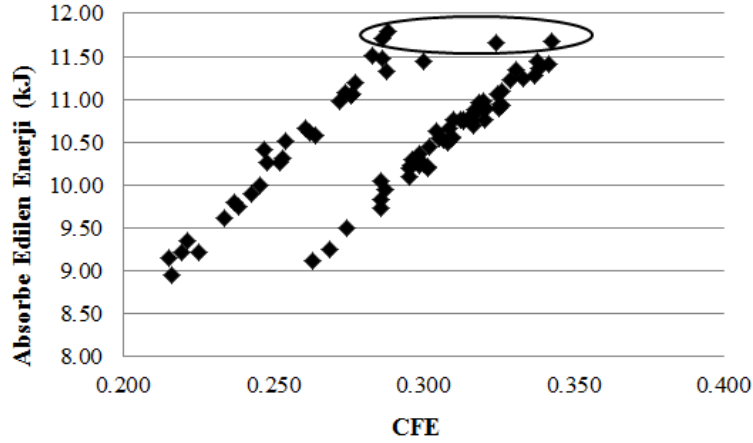
- 2) Tanımlanan tasarım değişkenleri 3'er seviye seçilmiştir. Çizelge 4.26'da tasarım değişkeni seviyeleri belirtilmiştir.

Çizelge 4.26. Tasarım değişkeni seviyeleri

Girinti	Nominal	Çıkıntı
G	N	P

3) Tam faktöriyel deneysel tasarım metodolojisine göre her bir malzeme için 81'er adet simülasyon için deney planları hazırlanmış ve simülasyonları yapılmıştır.

Şekil 4.47'de HCT600X+Z için 81 adet simülasyon sonucunda absorbe edilen enerji miktarının CFE' ye göre değişimine yönelik saçınım grafiği sunulmaktadır. 4 deney seti değerinin diğer simülasyonlardan daha iyi sonuç verdiği tespit edilmiştir.



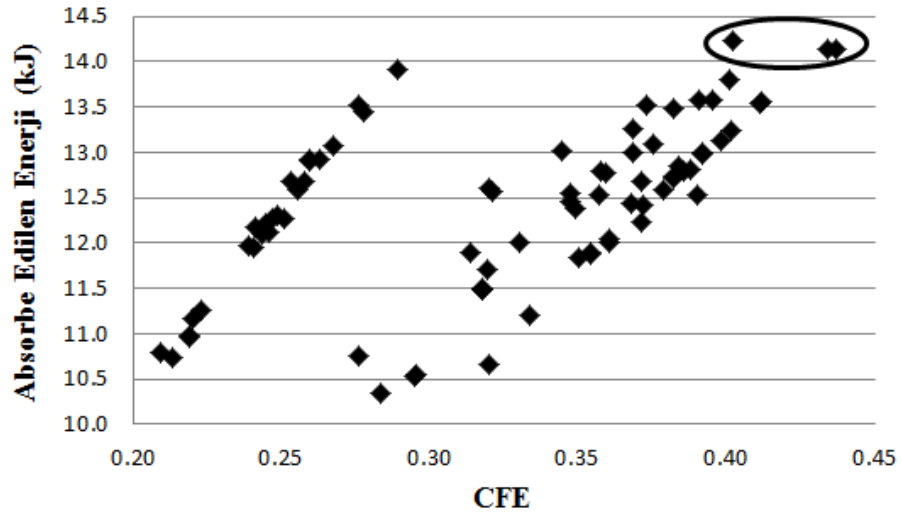
**Şekil 4.47.** HCT600X+Z absorbe edilen enerji miktarı-CFE saçınım grafiği

Nominal parçanın enerji absorbe miktarı ve CFE değeri ile deneysel tasarım çalışmalarında tespit edilen 4 en iyi deney seti değeri için enerji absorbe ve CFE oranındaki değişim Çizelge 4.27'de sunulmaktadır.

**Çizelge 4.27.** HCT600X+Z için optimum GEO sonuçları - nominal parça karşılaştırması

Parça No	Absorbe Edilen Enerji (kJ)	CFE	Nominal Parçaya Göre Enerjideki Artış %	Nominal Parçaya Göre CFE 'deki Artış %
Nominal Parça	9,21	0,220	-	-
Optimum GEO1	11,79	0,288	28	31
Optimum GEO2	11,71	0,286	27,1	30
Optimum GEO3	11,41	0,342	23,9	55
Optimum GEO4	11,67	0,343	26,7	56

Şekil 4.48'de DP800 için 81 adet simülasyon sonucunda absorbe edilen enerji miktarının CFE' ye göre değişimine yönelik saçınım grafiği sunulmaktadır. 3 simülasyonun diğer simülasyonlardan daha iyi sonuç verdiği tespit edilmiştir.



**Şekil 4.48.** DP800 absorbe edilen enerji miktarı-CFE saçınım grafiği

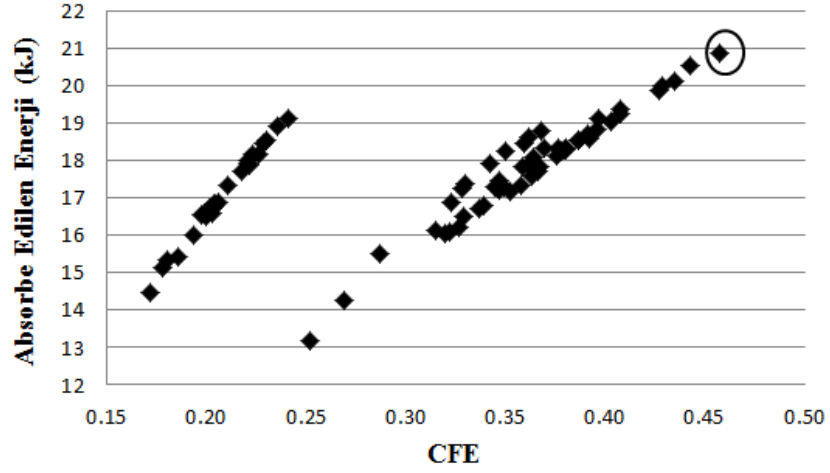
Nominal parçanın enerji absorbe miktarı ve CFE değeri ile deneysel tasarım çalışmalarında tespit edilen 3 en iyi deney seti değeri için enerji absorbe ve CFE oranındaki değişim Çizelge 4.28’de sunulmaktadır.

**Çizelge 4.28.** DP800 için optimum GEO sonuçları - nominal parça karşılaştırması

Parça No	Absorbe Edilen Enerji (kJ)	CFE	Nominal Parçaya Göre Enerjideki Artış %	Nominal Parçaya Göre CFE ‘deki Artış %
Nominal Parça	11,258	0,223	-	-
Optimum GEO1	14,238	0,402	26,47	80
Optimum GEO2	14,145	0,434	25,64	95
Optimum GEO3	14,144	0,437	25,63	96

Şekil 4.49’da HF1050-1500 için 81 adet simülasyon sonucunda Enerji absorbe miktarının CFE’ ye göre değişimine yönelik saçınım grafiği sunulmaktadır. 1 simülasyonun diğer simülasyonlardan daha iyi sonuç verdiği tespit edilmiştir.





**Şekil 4.49.** HF1050-1500 için absorbe edilen enerji miktarı-CFE saçınım grafiği

Nominal parçanın enerji absorbe miktarı ve CFE değeri ile deneysel tasarım çalışmalarında tespit edilen 1 en iyi deney seti değeri için enerji absorbe ve CFE oranındaki değişim Çizelge 4.29’da sunulmaktadır.

**Çizelge 4.29.** HF1050-1500 için optimum GEO - nominal parça karşılaştırması

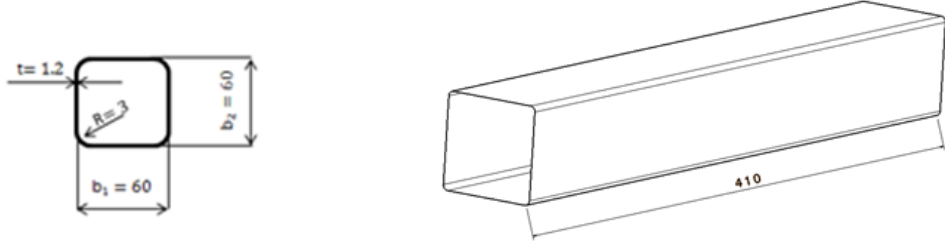
Parça No	Absorbe Edilen Enerji (kJ)	CFE	Nominal Parçaya Göre Enerjideki Artış %	Nominal Parçaya Göre CFE ‘deki Artış %
Nominal Parça	16,58	0,2	-	-
Optimum GEO	20,88	0,46	26	130

#### 4.7. Çok Amaçlı Topoğrafya Optimizasyonu İle İdeal Çarpışma Darbe Emici Geometrinin Belirlenmesi

Darbe emici yapılardan maksimum enerji absorpsiyonu ve çarpışma kuvveti verimi elde edilmesi için, belirlenen darbe emici yapı 3 farklı duruma göre çok amaçlı optimizasyon işlemine tabi tutularak topoğrafya optimizasyonu ile optimum tasarım değişkeni seviyeleri tespit edilmiştir.

#### 4.7.1. Çarpışma analizi yapılan darbe emici geometri

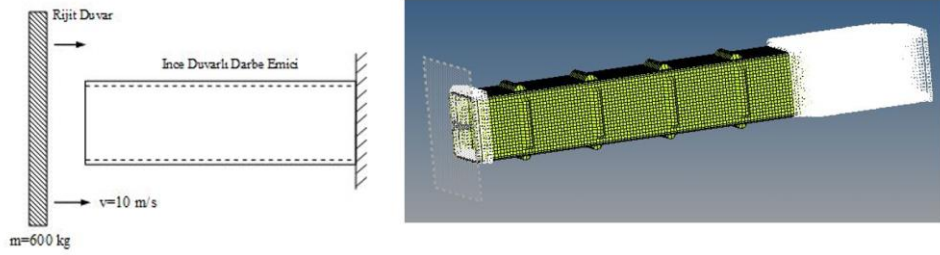
Gerçekleştirilen çalışmalarda kullanılan darbe emici geometri, Tarigopula ve ark 2006'da gerçekleştirdikleri çalışmalarında, simülasyonlar için belirtilen 60 x 60 x 410 mm ölçülerinde ve 1,2 mm kalınlığında Şekil 4.50'de ki gibi tasarlanmıştır.



Şekil 4.50. Analizlerde kullanılan darbe emici geometri

#### 4.7.2. Çarpışmanın modellenmesinde kullanılan parametreler

Çarpışmanın sonlu elemanlar modellemesi HyperMesh programında gerçekleştirilmiştir. Model üzerinde sınır şartlarına ilave olarak kendi kendine temas tanımlanmıştır.



Şekil 4.51. Rijit duvar özellikleri ve simülasyon sonlu elemanlar modeli

Sonlu elemanlar modeli 3 x 3 mm dörtgen 11316 Belytschko-Tsay kabuk eleman ( Eleman formülasyonu 2) ve 11408 düğüm noktası kullanılarak modellenmiştir.

Hourglass modları fiziksel olmayan, gerilme veya gerinim meydana getirmeyen sıfır enerji modlarıdır. Hourglass modları sadece tam integre olmamış (tek integrasyon noktalı) katı, kabuk ve kalın kabuk elemanlarda meydana gelir (Anonim 2018). Mesh

üzerinde zig zag bir deformasyon görüntüsü şeklindedir ve elemanın global yanıtta daha yüksek bir salınım sergilemelerine neden olur. (El-Shiekh, 2002). Hourglass etkisi tam integre olmuş elemanlar kullanılarak, tek nokta yüklerden kaçınılması, eleman boyutları küçültülerek, mesh yapısını iyileştirilerek, global elastik dayanım eklenerek, parçaların kütle viskozitesini global olarak iyileştirilerek azaltılabilir (Suman, 2018). Rijitlik tipi Hourglass (Tip 5) kartı tanımlanmıştır.

Rijit duvarın modellenmesinde kullanılan parametreler değerleri Çizelge 4.30'da sunulmaktadır.

**Çizelge 4.30.** Rijit duvar modellenmesinde kullanılan parametreler ve değerleri

Parametre	Kısaltma	Değer	Birim
Rijit Duvar Hızı	v	10000	mm/s
Rijit Duvar Kütlesi	m	0,6	t
Dinamik Sürtünme Katsayısı	F <sub>D</sub>	0,3	
Statik Sürtünme Katsayısı	F <sub>S</sub>	0,3	

DP800 malzeme değerleri Tarigopula ve ark. (2006), tarafından gerçekleştirilen çalışmada malzemenin gerilme ve gerilme oranına bağlı sertleşme için geliştirdikleri Denklemden 4.6 'dan türetilmiştir.

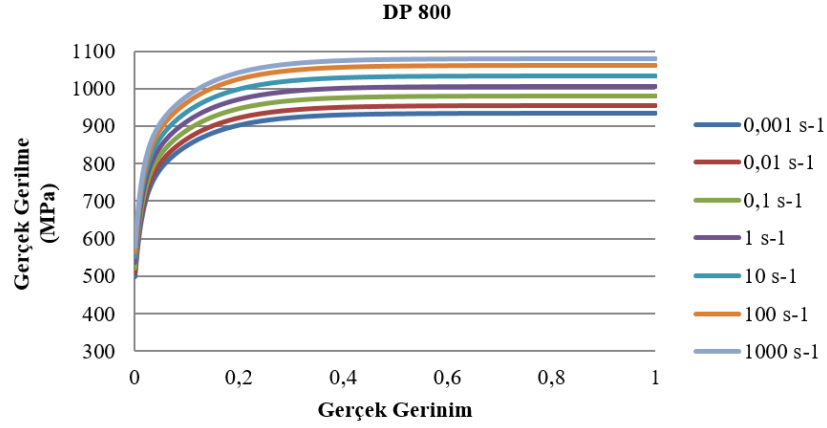
$$\bar{\sigma} = \left( \sigma_0 + \sum_{i=1}^2 Q_i (1 - \exp(-C_i \bar{\epsilon})) \right) \left( 1 + \frac{\dot{\bar{\epsilon}}}{\dot{\bar{\epsilon}}_0} \right)^q \quad (4.6)$$

DP800 malzeme için kullanılan parametreler ve değerleri Çizelge 4.24'te sunulmaktadır.

**Çizelge 4.31.** DP 800 için kullanılan malzeme parametre değerleri ( Tarigopula ve ark. 2006).

E (GPa)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\sigma_0$ (MPa)	v	Q <sub>1</sub> (MPa)	C <sub>1</sub>	Q <sub>2</sub> (MPa)	C <sub>2</sub>	$\dot{\bar{\epsilon}}_0$ (1/s)	q	Kalınlık (mm)
195	7850	495	0,33	200	76	233	10	0,001	0,0116	1,2

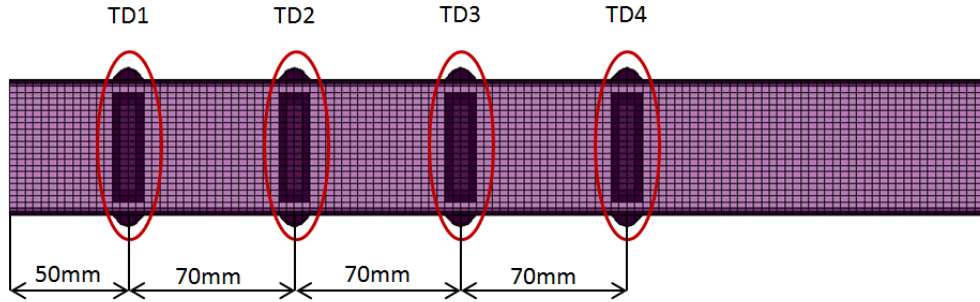
DP 800 için kullanılan gerçek gerilme gerinim değerleri Şekil 4.52’de sunulmaktadır.



Şekil 4.52. DP 800 için kullanılan gerçek gerilme gerinim değerleri

#### 4.7.3. Optimizasyon çalışmaları

Sonlu elamanlar modeli üzerinde 4 farklı tasarım değişkeni, mesh morphing yöntemi ile 5 mm küresel eleman kullanılarak sonlu elemanlar yapısı üzerinde Şekil 4.53’te ki gibi tasarlanmıştır.



Şekil 4.53. Tasarım değişkeni mesafeleri

Latin Hiper Küp deneysel tasarım metodolojisine göre 200 adet deney noktası için simülasyon işlemleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen bulgular çok amaçlı optimizasyon problemi haline aşağıdaki gibi dönüştürülmüştür.

Amaç Fonksiyonları : maksimum E

maksimum CFE

Tasarım Değişkenleri: TD1, TD2, TD3, TD4

Kısıtlar :  $-5 < TD1, TD2, TD3, TD4 < 5$

Burada;

E : Darbe emici tarafından absorbe edilen çarpışma kinetik enerjisi

CFE : Çarpışma kuvveti verimi

Çok amaçlı çarpışma optimizasyonu skalar ağırlıklandırma yönetime göre tek amaçlı optimizasyon problemine dönüştürülerek 3 farklı durum için optimum tasarım değişkenleri seviyeleri incelenmiştir.

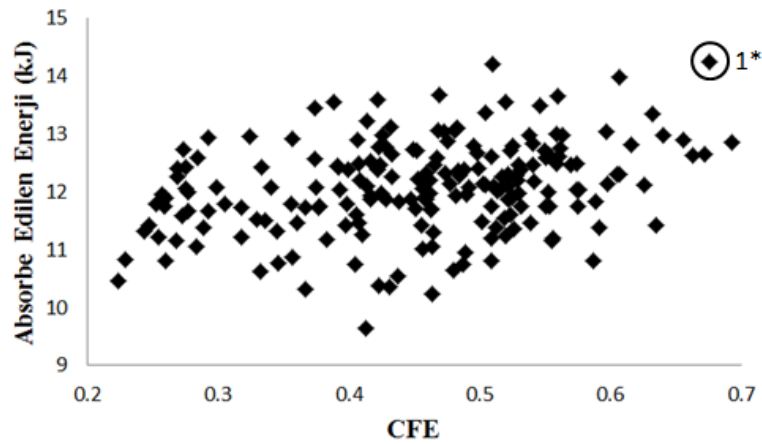
Amaç Fonksiyonu: İdeal Çarpışma Darbe Emici (İÇDE)

**Durum 1:** Maksimum İÇDE=  $0,5 E + 0,5 CFE$

**Durum 2:** Maksimum İÇDE=  $0,75 E + 0,25 CFE$

**Durum 3:** Maksimum İÇDE=  $0,25 E + 0,75 CFE$

Şekil 4.54'te DP 800 için 200 adet simülasyon sonucunda Enerji absorbe miktarının CFE' ye göre değişimine yönelik saçılım grafiği sunulmaktadır.



Şekil 4.54. DP 800 için enerji absorbe miktarı CFE saçılım grafiği

Şekil 4.54'de 1\* ile belirtilen 127.deney setinin sırasıyla 0,994 / 0,997 / 0,99 değerleri ile en yüksek İÇDE değerlerine sahip olan optimum deney parametresi seti olduğu tespit edilmiştir. Optimum parça tasarım değişeni seviyeleri Çizelge 4.31'de sunulmaktadır.

**Çizelge 4.32.** Optimum parça tasarım değişeni seviyeleri

Optimum Parça	Tasarım Değişkeni Seviyeleri			
	TD1 (mm)	TD2 (mm)	TD3 (mm)	TD4 (mm)
İterasyon 127	3,585	1,565	3,205	-2,605

Nominal parçanın enerji absorbe miktarı ve CFE değeri ile optimizasyon çalışması sonucunda tespit edilen optimum parçanın enerji absorbe ve CFE oranındaki değişim Çizelge 4.32'de sunulmaktadır.

**Çizelge 4.33.** DP800 için optimum - nominal parça karşılaştırması

Parça No	Absorbe Edilen Enerji (kJ)	CFE	Maksimum Tepki Kuvveti (kN)	Nominal Parçaya Göre Enerjideki Artış %	Nominal Parçaya Göre CFE 'deki Artış %
Nominal Parça	10,27	0,22	193	-	-
Optimum Parça	14,24	0,67	88,78	38.7	205

## 5. SONUÇ

Gerçekleştirilen bu tez çalışması ile araçlar üzerindeki darbe emici yapıların çarpışma açısından topoğrafya optimizasyonu ile yeniden tasarlanarak çarpışma performansı kapasitelerinin artırılmasına yönelik bir yöntem geliştirilmesi amaçlanmıştır.

Bu amaçla öncelikle çarpışma darbe emici yapıların eşit ağırlıklara sahip olacak şekilde geometrik boyutları tespit edilerek çarpışma analizlerinde kullanılan darbe emicilerin kesit geometrilerinin, darbe emicinin çarpışma performansına etkileri incelenmiştir. Aynı ağırlık ve hacme sahip farklı kesit geometrilerine sahip darbe emicilerin çarpışma performanslarının farklı davranışlar sergilediği görülmüştür. Buna bağlı olarak da enerji absorpsiyonu ve ilk tepki kuvveti değerleri açısından da birbirlerine göre değişiklikler göstermektedir. İncelenen kare, dikdörtgen ve altıgen kesitli darbe emicilerden en yüksek enerji absorbe eden yapının altıgen kesite sahip modelde, en düşük ilk tepki kuvvetinin ise kare kesite sahip modelde elde edilmiştir. Diğer kesitlere göre daha düşük performans sergileyen dikdörtgen kesite sahip profil geometrisi üzerinde CAD ortamında oluşturulan çökertme ve şişirmelerle (topoğrafik değişimlerin) çarpışma performanslarına etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar göstermiştir ki dikdörtgen kesit üzerinde yapılan şişirme ve çökertmeler çarpışma performansı açısından değerlendirildiğinde, ilk tepki kuvvetini ( $F_{max}$ ) azaltırken absorbe edilen enerji miktarında (E) düşürmüştür.

Yapılan bir başka çalışmada ise araçlarda en çok kullanılan kaynak yöntemlerinden olan elektrik direnç nokta kaynağı (punta) ve katlanma tetikleyici geometrilerin çarpışma performansına etkileri incelenmiştir. Çift şapka olarak CAD ortamında modellenen darbe emici geometri üzerinde sayısal olarak gerçekleştirilen çalışmalar sonucunda darbe emiciler üzerinde CAD ortamında yapılan katlanma kolaylaştırıcı profiller çarpışma anında meydana gelen ilk tepki kuvvetini büyük bir oranda düşürerek enerji absorpsiyonunu neredeyse değiştirmedeği görülmüştür.

Tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen bir diğer çalışmada darbe emici yapı CAD ortamında çift şapka geometri olarak tasarlanmıştır. Sonlu elemanlar modelinde Hypermorph modülü ile katlanma kolaylaştırıcı profiller tasarım değişkeni olarak tanımlanıp topoğrafya optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon çalışmaları

sonucunda darbe emiciler üzerine yapılan katlanma kolaylaştırıcı profiller enerji absorpsiyonu miktarını % 11,34 azaltmasına karşın meydana gelen ilk tepki kuvvetini olumlu yönde % 29,32 oranında azalttığı tespit edilmiştir.

Araçlar üzerinde kullanılan farklı kalitedeki çelik sacların çarpışma darbe emici yapılarıdaki performansları sayısal olarak incelemek amacıyla tez çalışması kapsamında incelenen çift fazlı çelik ailesinden DP 600, DP 800 ve DP 1000 kalite çeliklerden hazırlanan numerik modeller simüle edilmiştir. Elde edilen bulgular göstermiştir ki malzemenin mekanik özellikleri arttıkça ilk tepki kuvveti ve kinetik enerji absorbe miktarları artmaktadır. En fazla enerji absorbe eden DP 1000 kalite çelik model ideal çarpışma topoğrafya optimizasyonu ile optimize edilerek katlanma tetikleyici konfigürasyonu belirlenmiştir. Optimize edilen darbe emici yapının farklı kalınlıklardaki enerji emme performansı, kalınlık optimizasyonu ile irdelenerek yapının DP 600 ve DP 800 kalite çeliklere göre araçlarda sağlayacağı hafifletme olasılığı tespit edilmiştir. Topoğrafya optimizasyonuna göre elde edilen yüksek enerji emme ve düşük çarpışma kuvvetine sahip 4 farklı optimum darbe emici geometriden seçilen optimum geometri 4 konfigürasyonu üzerinde tanımlanan 8 farklı sac kalınlığı değerine göre sac kalınlığına bağlı enerji absorbe miktarını belirten ve doğruluk derecesi % 99,81 olan, aşağıdaki lineer denklem tanımlanmıştır. Elde edilen denklemle topoğrafya optimizasyonu işlemi gerçekleştirilen DP 1000 malzemedan yapılan çift şapka darbe emicilerin DP 600'den yapılan darbe emicilerden % 18, DP 800 darbe emicilerdense % 3 oranında daha hafif olabileceği tespit edilmiştir. Maliyet açısından incelendiğinde ise kalıp operasyonu sayısı eşit olduğu kabul edilerek sadece sac fiyatına bağlı olarak; DP 1000 malzemedan yapılan çift şapka darbe emicilerin DP 600'den yapılan darbe emicilerden % 45, DP 800 darbe emicilerdense % 18 oranında daha pahalı olacaktır.

Malzeme şekil değiştirme hızının topoğrafya optimizasyonuna etkisini tespiti amacıyla gerçekleştirilen simülasyon çalışmalarında topoğrafya optimizasyonu için 3 farklı malzeme seçilmiştir. Tam faktöriyel deneysel tasarım metodolojisine göre her bir malzeme için 81'er adet farklı simülasyon işlemi gerçekleştirilerek nominal parçaya göre simülasyon sonuçlarından elde edilen en iyi sonuçlarla CFE ve enerji absorpsiyonu karşılaştırmaları yapılmıştır. HCT600X+Z malzeme için topoğrafya optimizasyonu sonucunda 4 deney seti simülasyon sonucunun diğer simülasyon sonuçlarından CFE ve



enerji absorpsiyonu açısından daha iyi olduğu tespit edilmiştir. Optimum GEO1 ‘in nominal geometriye göre enerji absorpsiyon miktarının % 28 oranında, CFE oranının ise % 31 daha fazla olduğu, Optimum GEO2‘ nin nominal geometriye göre enerji absorpsiyon miktarının % 27,1 oranında, CFE oranının ise % 30 daha fazla olduğu, Optimum GEO3‘ ün nominal geometriye göre enerji absorpsiyon miktarının %23,9 oranında, CFE oranının ise % 55 daha fazla olduğu, Optimum GEO4‘ ün nominal geometriye göre enerji absorpsiyon miktarının % 26,7 oranında, CFE oranının ise % 56 daha fazla olduğu belirlenmiştir. DP800 malzeme için topoğrafya optimizasyonu sonucunda 3 deney seti simülasyon sonucunun diğer simülasyon sonuçlarından CFE ve enerji absorpsiyonu açısından daha iyi olduğu tespit edilmiştir. Optimum GEO1 ‘in nominal geometriye göre enerji absorpsiyon miktarının % 26,47 oranında, CFE oranının ise % 80 daha fazla olduğu, Optimum GEO2‘ nin nominal geometriye göre enerji absorpsiyon miktarının % 25,64 oranında, CFE oranının ise % 95 daha fazla olduğu, Optimum GEO3‘ ün nominal geometriye göre enerji absorpsiyon miktarının %25,64 oranında, CFE oranının ise % 96 daha fazla olduğu görülmüştür. HF1050-1500 malzeme için topoğrafya optimizasyonu sonucunda 1 deney seti simülasyon sonucunun diğer simülasyon sonuçlarından CFE ve enerji absorpsiyonu açısından daha iyi olduğu tespit edilmiştir. Optimum GEO ‘in nominal geometriye göre enerji absorpsiyon miktarının % 26 oranında, CFE oranının ise % 130 daha fazla olduğu görülmüştür.

Darbe emici yapılardan maksimum enerji absorpsiyonu ve çarpışma kuvveti verimi elde edilmesi için, belirlenen darbe emici yapı 3 farklı duruma göre çok amaçlı optimizasyon işlemine tabi tutularak topoğrafya optimizasyonu ile optimum tasarım değişkeni seviyeleri tespit edilmiştir. Çok amaçlı optimizasyon sonucuna göre optimum parçanın İÇDE değerleri açısından 0,994 / 0,997 / 0,99 değerleri ile 127. Deney setinden elde edildiği tespit edilmiştir. Optimum parçanın nominal geometriye göre enerji absorpsiyon miktarının % 38,7 oranında, CFE oranının ise % 205 daha fazla olduğu görülmüştür.

Bu tez çalışması ile topoğrafya optimizasyonunun, literatürde levha ve sacların doğal frekans ve rijitliğinin güçlendirilmesi dışında bir alanda da kullanılabileceği geliştirilen yöntemle sayısal olarak ispatlanmıştır. Sonuçlar göstermiştir ki topoğrafya optimizasyonu ile darbe emici yapılarda çarpışma anında meydana ilk tepki kuvvetinin

önemli bir oranda azaltılabileceği hatta yüzeyde meydana getirilen topoğrafik değişimlerin uygun yükseklik ve profil yerleşimleri ile enerji emme performansının da artırabileceği tespit edilmiştir.



## KAYNAKLAR

- Altın, M., 2017.** Otomobillerde kullanılan çarpışma kutuları. <http://omd.org.tr/teknik-yazilar/teknik-yazilar-1-otomobillerde-kullanilan-carpisma-kutulari/> (Erişim Tarihi: 05.06.2018.)
- Anonim, 2013.** Altair Hyperstudy Help.
- Anonim, 2017.**  
[www.tatasteeeurope.com/en/markets/transport/automotive/technology/aurora](http://www.tatasteeeurope.com/en/markets/transport/automotive/technology/aurora) (Erişim Tarihi:04.01.2017).
- Anonim,2018.** Hourglass.<http://www.dynasupport.com/howtos/element/hourglass> (Erişim Tarihi:18.04.2018).
- Anonim,2018.** Activities of new car assessment programmes and how they operate in different countries and regions. <http://www.globalncap.org/wp-content/uploads/2017/06/Market-for-Vehicle-Safety.pdf> (Erişim Tarihi: 25.07.2018).
- Anonim,2018.** About us. [http://www.aseancap.org/v2/?page\\_id=2304](http://www.aseancap.org/v2/?page_id=2304) (Erişim Tarihi: 25.07.2018).
- Anonim,2018.** Car Assessment. [http://www.nasva.go.jp/mamoru/en/car\\_search](http://www.nasva.go.jp/mamoru/en/car_search) (Erişim Tarihi: 25.07.2018).
- Baynal, K., Gülkaç, H., Gürsoy, A., Aktel, A., 2011.** Okuma hızını etkileyen önemli faktörlerin deney tasarımı ile optimizasyonu, XI. Üretim Araştırmaları Sempozyumu, 23-24 Haziran 2011, İstanbul.
- Bolat, B., Erol, K.O, İmrak, C.E., 2004.** Mühendislik uygulamalarında genetik algoritmalar ve operatörlerin işlevleri. *Sigma Journal of Engineering and Natural Sciences*, 22( 4):264-271.
- Chen, D.H., Hattori, K., Ozaki, S., 2009.** Axial crushing characteristics of circular tubes with radial corrugation. *Journal of Computational Science and Technology*, 3:437-448.
- Darge, S.,Shilwant, S. C.,Patil, S.R., 2014.** Finite element analysis and topography optimization of lowerarm of double wishbone suspension using Abacus and Optistruct. *Journal of Engineering Research and Applications*, 4(7):112-117.
- Dutta, A., 2016.** Topography optimization of the inner panel of an automobile door. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 3(10):255-260.
- El-Shiekh, F.H.E, 2002.** Finite element simulation of hip joint replacement under static and dynamic loading. *Ph. D. Thesis*, School of Mechanical and Manufacturing Engineering Dublin City University, Dublin, Ireland.
- Gökçe, B., Taşgetiren, S., 2009.** Kalite için deney tasarımı, *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi* 6(1):71-83.
- Gülsün, B., Tuzkaya, G., Duman, C., 2009.** Genetik algoritmalar ile tesis yerleşimi tasarımı ve bir uygulama. *Doğuş Üniversitesi Dergisi*, 10 (1): 73-87.
- Kaya, N., 2014.** Shape optimization of rubber bushing using differential evolution algorithm. *The Scientific World Journal*, Vol. 2014, Article ID 379196, 9 pages, doi:10.1155/2014/379196.
- Kong, Y.S., Abdullah, S., Omar, M.Z., Haris, S.M., 2016.** Topological and topographical optimization of automotive spring lower seat. *Latin American Journal of Solids and Structures* 13: 1388-1405.

- Lee, S. H., Han, C. S., Oh S. I., 2001.** Comparative crash simulations incorporating the results of sheet forming analyses. *Engineering Computations*, 18 (5/6): 744-758.
- Lim, J.H., Kim, J.S., Huh, H., Kim, J., S., 2004.** Arbitrariness of asymmetric hat-type channel members in the axial crush. *Key Engineering Materials*, 274-276:571-576.
- Luo, Z., 2016.** Benchmark of HyperStudy optimization algorithms, [http://www.altairhyperworks.in/ResourceLibrary.aspx?keywords=Benchmark%20of%20HyperStudy%20Optimization%20Algorithms&category=Technical%20Papers&industry=All&altair\\_products=All%20Altair%20Products&partner\\_products=All%20Partner%20Products](http://www.altairhyperworks.in/ResourceLibrary.aspx?keywords=Benchmark%20of%20HyperStudy%20Optimization%20Algorithms&category=Technical%20Papers&industry=All&altair_products=All%20Altair%20Products&partner_products=All%20Partner%20Products). ( Erişim Tarihi: 20.01.2016).
- Mahdi, E., Mokhtar, A.S., Asari, N.A., Elfaki, F., Abdullah, E.J., 2006.** Nonlinear finite element analysis of axially crushed cotton fibre composite corrugated tubes. *Composite Structures*, 75 :39–48.
- Montgomery, C. D., 2013.** Design and analysis of experiments. John Wiley & Sons, Inc., New Jersey, USA, 750 pp.
- Öztürk, İ., Kaya, N., 2008.** Otomobil ön tampon çarpışma analizi ve optimizasyonu. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, Cilt 13(1):119-127.
- Pajot, J., 2016.** Optimum design exploration using global response surface method: rail crush, [http://www.altair.com/ResLibDownload.aspx?file\\_id2=3635&from\\_page=%2FRsourceLibrary.aspx%3Fcategory%3DCase%2520Studies%232408](http://www.altair.com/ResLibDownload.aspx?file_id2=3635&from_page=%2FRsourceLibrary.aspx%3Fcategory%3DCase%2520Studies%232408) (Erişim Tarihi: 20.01.2016).
- Reyes, A., Langseth, M., Hopperstad, O.S., 2002.** Crashworthiness of aluminum extrusions subjected to oblique loading: experiments and numerical analyses. *International Journal of Mechanical Sciences*, 44: 1965–1984.
- Shahbeyk, S., Vafaia, A., Estekanchia, H., E., 2004.** A parametric study of the bending crash performance of empty and metal foam-filled box-beams. *International Journal of Crashworthiness*, 9 (6): 643-652.
- Suman, M.L.J., (2018).** Elements in LS-DYNA, [http://164.100.133.129:81/econtent/Uploads/09\\_Session17and18\\_LS-DYNA2.pdf](http://164.100.133.129:81/econtent/Uploads/09_Session17and18_LS-DYNA2.pdf). (Erişim Tarihi:20.04.2018).
- Tarigopula, V., Langseth, M. Hopperstad, O.S., Clausen, A.H., 2006.** Axial crushing of thin-walled high-strength steel sections. *International Journal of Impact Engineering*, 32: 847–882.
- Telford, J.K., 2007.** A brief introduction to design of experiments. *Johns Hopkins APL Technical Digest*, 27( 3):224-232.
- Trung, C.K., Dejie, Y., 2015.** Control of structural acoustic radiation on topography optimization. *Journal of Automation and Control Engineering* 3(3): 183-190.
- Truong Vu, V., 2012.** A Comparison of particle swarm optimization and differential evolution. *International Journal on Soft Computing (IJSC)*, 3(3):13-30.
- Wei, Z., 2017.** Analysis, modeling and CAE validation of vehicle crashes using advanced signal processing tools. *Ph. D. Thesis*, University of Agder Faculty of Engineering and Science, Grimstad, Norway.
- Yamashita, M., Hattori, T., Nishimura, N., Tange, Y., 2007.** Quasi-static and dynamic axial crushing of various polygonal tubes. *Key Engineering Materials*, 340-341:1399-1404.
- Zhao, F., Jiao, H., 2017.** Topography optimization of automobile seat belt bracket. *Advances in Engineering Research (AER)*, 61:10-14.

## **EKLER**

EK 1 Araç çarpışma analizlerinde kullanılan simülasyon programlarına yönelik yapılan literatür çalışması.....	78
---	----



## EK1 Darbe Emici Yapıların Analizlerinde Kullanılan Simülasyon Programlarına Yönelik Yapılan Literatür Çalışması

No	Kaynağın Künyesi	Kullanılan Yöntem	Model (2B, Shell, Katı Model vs.)	Hazır Yazılım veya Yeni kod	Uygulama Parçası	Deney veya Karşılaştırma
1	<b>Shahbeyk, S., Vafaia, A., Estekanchia, H., E., 2004.</b> A parametric study of the bending crash performance of empty and metal foam-filled box-beams. <i>International Journal of Crashworthiness</i> , 9 (6): 643-652.	Darbe Altında Yükleme Şartları	Shell (Kabuk)	<b>Çarpışma simülasyonu için:</b> PAM-CRASH	Köptük dolgululu kutu kiriş	Simülasyon Karşılaştırma
2	<b>Reyes, A., Langseth, M., Hopperstad, O.S., 2002.</b> Crashworthiness of aluminum extrusions subjected to oblique loading: experiments and numerical analyses. <i>International Journal of Mechanical Sciences</i> , 44: 1965–1984.	Yarı Statik Yükleme Şartları	Shell (Kabuk)	<b>Sonlu elemanlar analizleri için:</b> LS-DYNA	Alüminyum ekstrüzyon profil	Deney, Simülasyon Karşılaştırma
3	<b>Lim, J.H., Kim, J.S., Huh, H., Kim, J., S., 2004.</b> Arbitrariness of asymmetric hat-type channel members in the axial crush. <i>Key Engineering Materials</i> , 274-276:571-576.	Statik ve Dinamik Ezilme Test sonuçlarının Değerlendirilmesi	Deney Numuneleri	-	Asimetrik şapka tipi numune	Deney
4	<b>Mahdi, E., Mokhtar, A.S., Asari, N.A., Elfaki, F., Abdullah, E.J., 2006.</b> Nonlinear finite element analysis of axially crushed cotton fibre composite corrugated tubes. <i>Composite Structures</i> , 75 :39–48.	Eksenel Dinamik Yükleme Şartları	Shell (Kabuk)	<b>Sonlu elemanlar analizleri için:</b> ABAQUS	Pamuk elyafı /propilen oluklu profil	Simülasyon Karşılaştırma
5	<b>Yamashita, M., Hattori, T., Nishimura, N., Tange, Y., 2007.</b> Quasi-static and dynamic axial crushing of various polygonal tubes. <i>Key Engineering Materials</i> , 340-341:1399-1404 .	Eksenel yöndeki yarı statik ve dinamik yükleme koşulları	Katı Model	<b>Sonlu elemanlar analizleri için:</b> DYNA3D	Poligonal profil	Deney, Simülasyon Karşılaştırma
6	<b>Tarigopula, V., Langseth, M., Hopperstad, O.S., Clausen, A.H., 2006.</b> Axial crushing of thin-walled high-strength steel sections. <i>International Journal of Impact Engineering</i> , 32: 847–882 .	Yarı statik ve dinamik eksenel ezilme şartları	Shell (Kabuk)	<b>Statik ve Dinamik Analizler için:</b> LS-DYNA	İnce cidarlı kare profil	Deney, Simülasyon Karşılaştırma
7	<b>Chen, D.H., Hattori, K., Ozaki, S., 2009.</b> Axial crushing characteristics of circular tubes with radial corrugation. <i>Journal of Computational Science and Technology</i> , 3(2):437-448.	Güncelleştirilmiş Lagrange Metodu, Newto-Rapson Metodu	Shell (Kabuk)	<b>Elastoplastik Analizler için:</b> MSC. MARC	Radyal oluklu profil	Simülasyon Karşılaştırma
8	<b>Sohn, S.M., Kim, B.J., Park, K.S., Moon, Y.H., 2007.</b> Evaluation of the crash energy absorption of hydroformed bumper stays. <i>Journal of Materials Processing Technology</i> , 187-188:283-286.	Statik Sıkıştırma ve Darbe Test Sonuçlarının Değerlendirilmesi	Deney Numuneleri	-	Tampon destek parçası	Deney

## EK1 Darbe Emici Yapıların Analizlerinde Kullanılan Simülasyon Programlarına Yönelik Yapılan Literatür Çalışması (devam)

9	<b>Kokkula, S., Hopperstad, O. S., Lademo, O.G., Berstad, T., Langseth, M., 2005.</b> Offset impact behaviour of bumper beam-longitudinal systems: numerical simulations. <i>IJCrash</i> , 11 (4): 317-336.	Adaptif Meshleme	Shell (Kabuk), Solid (Kati)	<b>Çarpışma simülasyonu için:</b> LS-DYNA	Tampon kirişi	Deney, Simülasyon Karşılaştırma
10	<b>Zarei, H.R., Kröger, M., 2006.</b> Multiobjective crashworthiness optimization of circular aluminum tubes. <i>Thin-Walled Structures</i> , 44: 301-308.	D-Optimum Deneysel Tasarım Metodolojisi, Çoklu Çarpışma Dayanımı Optimizasyonu, Cevap Yüzeyi Metodu (RSM)	Shell (Kabuk)	<b>Çarpışma simülasyonu için:</b> LS-DYNA <b>Optimizasyon için:</b> MATLAB	Dairesel alüminyum profil	Deney, Simülasyon Karşılaştırma
11	<b>Yamada, Y., Wen, C.E., Asahina, T., Kato, K., 2005.</b> Compressive Properties and Energy Absorption of Hollow Sphere Aluminum. <i>Materials Science Forum</i> , 475-479:333-336.	Sıkıştırma Test Sonuçlarının Değerlendirilmesi	Deney Numuneleri	-	HMK düzeninde dizilmiş küresel alüminyum bilyeler	Deney
12	<b>Liu, Y., Day, M. L., 2008.</b> Experimental analysis and computer simulation of automotive bumper system under impact conditions. <i>International Journal for Computational Methods in Engineering Science and Mechanics</i> , 9:51-59.	Kendi geliştirdikleri bir yöntemi nümerik ve deneysel sonuçlardan elde ettikleri verilerle doğrulamışlardır	Solid (Kati)	<b>Darbe simülasyonu için:</b> ANSYS	Tampon	Deney, Simülasyon Karşılaştırma
13	<b>Mamalis, A. G., Manolagos, D. E., Spentzas, K. N., Ioannidis, M. B., Koutroubakis, S., Kostazos, P. K., 2009.</b> The effect of the implementation of circular holes as crush initiators to the crushing characteristics of mild steel square tubes: experimental and numerical simulation. 5 (4): 489-501.	Eksenel ezilme şartları	Shell (Kabuk)	<b>Ezilme simülasyonu için:</b> LS-DYNA	Kare profil	Deney, Simülasyon Karşılaştırma
14	<b>Peixinho, N., Jones, N., Pinho, A., 2005.</b> Application of Dual-Phase and TRIP steels on the improvement of crashworthy structures. <i>Materials Science Forum</i> , 502: 181-186.	Cowper-Symonds yapısal denklemi	Shell (Kabuk)	<b>Dinamik ezilme simülasyonu için:</b> LS-DYNA	İnce cidarlı profil	Deney, Simülasyon Karşılaştırma
15	<b>Griskevicius, P., Ziliukas, A., 2003.</b> The crash energy absorption of the vehicles front structures. <i>Transport</i> , XVIII (2):97-101.	Eksenel ezilme şartları	Shell (Kabuk)	<b>Çarpışma simülasyonu için:</b> LS-DYNA	Longeronlar	Simülasyon Karşılaştırma
16	<b>Huh, H., Song, J.H., Kim, K.P., Kim, H.S., 2005.</b> Crashworthiness assessment of auto-body members considering the fabrication histories. <i>Numisheet</i> , CP778 A: 167-172.	Eksenel katlanma şartları	Shell (Kabuk)	<b>Form verme işlemlerinde meydana gelen artk gerilmeler için:</b> ABAQUS/Standard <b>Çarpışma simülasyonu için:</b> LS-DYNA3D	Ön yan panel	Deney, Simülasyon Karşılaştırma

## EK1 Darbe Emici Yapıların Analizlerinde Kullanılan Simülasyon Programlarına Yönelik Yapılan Literatür Çalışması (devam)

17	<b>Kim, K. J., Won, S. T., 2008.</b> Effect of structural variables on automotive body bumper impact beam. <i>International Journal of Automotive Technology</i> , 9(6): 713–717.	Darbe simülasyon sonuçlarına göre karşılaştırma	Solid ( Katı)	<b>Darbe simülasyonu için:</b> LS-DYNA3D	Tampon darbe emici	Simülasyon Karşılaştırma
18	<b>Daneshi, G.H., Hosseinipour, S.J., 2003.</b> Grooves effect on crashworthiness characteristics of thin-walled tubes under axial compression. <i>Materials and Design</i> , 23:611–617.	Eksenel Sıkıştırma Test Sonuçlarının Değerlendirilmesi	Deney Numuneleri	-	Yivli ince cidarlı profil	Deney
19	<b>Hamza, K., Saitou, K., 2004.</b> Crashworthiness design using meta-models for approximating the response of structural members. <i>Cairo University Conference Proceeding of MDP-8, Kahire 4-6 Ocak</i> , 591-601.	Cevap Yüzey Metodu, Meta-Model, Yapay Sinir Ağları, Genetik Algoritmalar, Taboo Arama, Vekil Model	Shell (Kabuk)	<b>Çarpışma simülasyonu için:</b> LS-DYNA	B-Direk	Simülasyon Karşılaştırma
20	<b>Lanzi, L., Castelletti, L.M.L., Anghileri, M., 2004.</b> Multi-objective optimisation of composite absorber shape under crashworthiness requirements. <i>Composite Structures</i> , 65:433-441.	Genetik Algoritma	Shell (Kabuk)	<b>Darbe simülasyonu için:</b> LS-DYNA	Darbe emiciler	Simülasyon Karşılaştırma
21	<b>Fang, H., Rais-Rohani, M., Liu Z., Horstemeyer, M.F., 2005.</b> A comparative study of metamodeling methods for multiobjective crashworthiness optimization. <i>Computers and Structures</i> , 83: 2121–2136.	Çok amaçlı optimizasyon, Cevap Yüzey Metodu	Shell (Kabuk) Solid ( Katı)	<b>Çarpışma simülasyonu için:</b> LS-DYNA	Araç gövdesi	Simülasyon Karşılaştırma
22	<b>Thacker, J.G., Reagan, S.W., Pelletiere, J.A., Pilkey, W.D., Crandall, J.R., Sieveka, E.M., 1998.</b> Experiences during development of a dynamic crash response automobile model. <i>Finite Elements in Analysis and Design</i> , 30: 279-295.	Kendi geliştirdikleri bir yöntemi nümerik ve deneysel sonuçlardan elde ettikleri verilerle doğrulamışlardır	Shell (Kabuk) Solid ( Katı)	<b>Çarpışma simülasyonu için:</b> LS-DYNA	Araç gövdesi	Simülasyon Karşılaştırma
23	<b>Hamza, K., Saitou, K., 2005.</b> Vehicle crashworthiness design via a surrogate model ensemble and a co-evolutionary genetic algorithm. <i>ASME 2005 International Design Engineering Technical Conferences, California, September 24-28</i> .	Yeni bir yöntem.	Shell (Kabuk) Solid ( Katı)	<b>Çarpışma simülasyonu için:</b> PAM-CRASH	Araç gövdesi	Simülasyon Karşılaştırma
24	<b>Lee, K.H.I, Joo, W.S., Song, S.I., Cha, I.R., Park, G.J., 2004.</b> Optimization of an automotive side door beam, considering static requirement. <i>Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers</i> , 218 (1):51-57.	Cevap yüzey metodu, Taguchi metodu.	Shell (Kabuk)	<b>Ezilme simülasyonu için:</b> LS-DYNA	Yan kapı barı	Simülasyon Karşılaştırma



## EK1 Darbe Emici Yapıların Analizlerinde Kullanılan Simülasyon Programlarına Yönelik Yapılan Literatür Çalışması (devam)

25	<b>Williams, B.W., Oliveira, D.A., Simha, C.H.M., Worswick, M.J., Mayer, R., 2007.</b> Crashworthiness of straight section hydroformed Aluminium tubes. <i>International Journal of Impact Engineering</i> , 34 (8): 1451-1464.	Gurson–Tvergaard–Needleman yapısal modeli	Shell (Kabuk)	<b>Darbe simülasyonu için:</b> LS-DYNA	Hifroformlanmış profil	Deney, Simülasyon Karşılaştırma
26	<b>Craig, K. J., Stander, N., Balasubramanyam, S., 2003.</b> Worst-case design in head impact crashworthiness optimization. <i>International Journal for Numerical Methods in Engineering</i> , 57: 795–817.	Ardışık cevap yüzey metodu	Shell (Kabuk)	<b>Darbe simülasyonu için:</b> LS-DYNA	A Direk	Simülasyon Karşılaştırma
27	<b>El Houssini, S., 2006.</b> Front bumper crashworthiness optimization. <i>9th International LS-DYNA Conference, Detroit</i> .	Kendi geliştirdikleri bir yöntem	Shell (Kabuk) Solid ( Katı)	<b>Çarpışma simülasyonu için:</b> LS-DYNA	Ön tampon	Simülasyon Karşılaştırma
28	<b>Kim, H.S., Wierzbicki, T., 2001.</b> Effect of the cross-sectional shape of hat-type cross-sections on crash resistance of an “S”-frame. <i>Thin-Walled Structures</i> , 39: 535–554.	Global arama algoritması	Shell (Kabuk)	<b>Çarpışma simülasyonu için:</b> PAM–CRASH	Ön yan kızak	Simülasyon Karşılaştırma
29	<b>Jenefeldt, F., 2008.</b> Investigating the effects of strengthening the crossbeam in frontal car-to-car impacts. <i>International Journal of Crashworthiness</i> , 13(1): 1-8.	Yapısal iterasyon	Shell (Kabuk) Solid ( Katı)	<b>Çarpışma simülasyonu için:</b> LS-DYNA	Torpedo traversi	Simülasyon Karşılaştırma
30	<b>Cho, Y.B., Bae, C.H., Suh, M.W., Sin, H.C., 2006.</b> A vehicle front frame crash design optimization using hole-type and dent-type crush initiator. <i>Thin-Walled Structures</i> , 44: 415–428.	Homojenleştirme metodu	Solid ( Katı)	<b>Çarpışma simülasyonu için:</b> PAM–CRASH	Ön darbe emiciler	Simülasyon Karşılaştırma
31	<b>Lee, M.H., Kim, H.Y., Oh, S.I., 2006.</b> Crushing test of double hat-shaped members of dissimilar materials with adhesively bonded and self-piercing riveted joining methods. <i>Thin-Walled Structures</i> , 44:381–386.	Eksenel Ezilme Test Sonuçlarının Değerlendirilmesi	Deney Numuneleri	-	Çift şapkalı profil	Deney
32	<b>Yamazaki, K., Han, J., 1998.</b> Maximization of the crushing energy absorption of tubes. <i>Structural Optimization</i> , 16:37-46.	Kendi geliştirdikleri bir yöntem	Shell (Kabuk)	<b>Ezilme simülasyonu için:</b> DYNA3D	Profiller	Simülasyon Karşılaştırma
33	<b>Durif, E., Yan, W., Yamada, Y., Wen, C., 2007.</b> Numerical simulation of the crushing of foam-filled aluminium tubes. <i>Key Engineering Materials</i> , 334-335: 629-632.	Yarı statik ezilme şartları	Solid ( Katı)	<b>Ezilme simülasyonu için:</b> ABAQUS 6.5	Köpük takviyeli alüminyum profil	Simülasyon Karşılaştırma
34	<b>Chiandussi, G., Avallè, M., 2007.</b> Maximisation of the crushing performance of a tubular device by shape optimisation. <i>Computers and Structures</i> , 80: 2425–2432.	Cevap Yüzey Metodu	Shell (Kabuk)	<b>Şekil optimizasyonu için:</b> OPTIVAR	Profiller	Simülasyon Karşılaştırma
35	<b>Zarei, H.R., Kröger, M., 2008.</b> Optimum honeycomb filled crash absorber design. <i>Materials and Design</i> , 29(1):193-204.	Çok tasarımlı optimizasyon	Shell (Kabuk)	<b>Çarpışma simülasyonu için:</b> LS-DYNA	Darbe emici	Deney, Simülasyon Karşılaştırma

## EK1 Darbe Emici Yapıların Analizlerinde Kullanılan Simülasyon Programlarına Yönelik Yapılan Literatür Çalışması (devam)

36	<b>Kazancı, Z., Bathe, K.J., 2012.</b> Crushing and crashing of tubes with implicit time integration. <i>International Journal of Impact Engineering</i> , 42:80-88.	Açık zamanlı entegrasyon	Shell (Kabuk)	Yarı statik ezilme ve çarpışma simülasyonu için: ADINA	Profiller	Deney, Simülasyon Karşılaştırma
37	<b>Cheng, Z.Q., Thacker, J.G., Pilkey, W.D., Hollowell, W.T., Reagan, S.W., Sieveka, E.M., 2001.</b> Experiences in reverse-engineering of a finite element automobile crash model. <i>Finite Elements in Analysis and Design</i> , 37:843-860.	Kendi geliştirdikleri bir yöntem	Shell (Kabuk) Solid ( Katı)	Çarpışma simülasyonu için: LS-DYNA	Araç gövdesi	Simülasyon Karşılaştırma
38	<b>Nakazawa, Y., Tamura, K., Yoshida, M., Takagi, K., Kano, M., 2005.</b> Development of crash-box for passenger car with high capability for energy absorption. <i>VIII International Conference on Computational Plasticity, Barcelona</i> .	Kendi geliştirdikleri bir yöntem	Solid ( Katı)	Çarpışma simülasyonu için: LS-DYNA	Darbe emici	Deney, Simülasyon Karşılaştırma
39	<b>Hou, S., Li, Q., Long, S., Yang, X., Li, W., 2007.</b> Design optimization of regular hexagonal thin-walled columns with crashworthiness criteria. <i>Finite Elements in Analysis and Design</i> , 43(6-7): 555-565.	Cevap Yüzey Metodu	Shell (Kabuk)	Sonlu elemanlar simülasyonu için: LS-DYNA3D Optimizasyon için: MATLAB	İnce cidarlı profiller	Simülasyon Karşılaştırma
40	<b>Rusinek A., Zaera, R., Forquin, P., Klepaczko, J.R., 2008.</b> Effect of plastic deformation and boundary conditions combined with elastic wave propagation on the collapse site of a crash box.	Dinamik yükleme şartları	Shell (Kabuk)	Sonlu elemanlar simülasyonu için: ABAQUS	Darbe emici	Simülasyon Karşılaştırma
41	<b>Kim, S.K., Im, K.H., Kim, Y.N., Park, J. W., Yang, I.Y., Adachi, T., 2003.</b> On the characteristic of energy absorption control in thin walled members for use of vehicular structures. <i>Key Engineering Materials</i> , 233-236: 239-244.	Dinamik ve statik yükleme şartları	Shell (Kabuk)	Enerji absorpsiyonu simülasyonu için: LS-DYNA	Yan panel	Deney, Simülasyon Karşılaştırma

## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ahmet Serdar ÖNAL  
Doğum Yeri ve Tarihi : Pasinler 1983  
Yabancı Dili : İngilizce

### Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lisans : Pamukkale Üniversitesi Makina Mühendisliği 2007  
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi Makina Mühendisliği 2011

### Çalıştığı Kurum/Kuruluşlar ve Yıl

Dekra Endüstriyel Denetim A.Ş. 2010-2011  
Beyçelik Gestamp Kalıp ve Oto Yan San. Paz. Ve Tic. A.Ş. 2011-2016  
Adient Turkey Seating Otomotiv Limited Şirketi 2017-

İletişim(eposta) : serdar\_wx@hotmail.com

### Yayınları

- Önal, A.S., Güler, H., 2012.** Sıcak şekillendirme prosesi. *TMMOB MMO Mühendis ve Makine Dergisi*, cilt 53, sayı 626, s.66-70.
- Önal, A.S., 2012.** Effects of process parameters on mechanical properties at hot stamping process. *Proceedings of IMSP'2012*, pp.467-472.
- Önal, A.S., Eşiyok, F., Karen, İ., 2012.** Sıcak şekillendirme prosesi incelemesi. 6. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 04-05 Haziran, Bursa, Türkiye.
- Eşiyok, F., Karen, İ., Önal, A.S., Sevilgen, G., Kaya, N., Öztürk, F., 2014.** Otomotiv endüstrisinde sıcak şekillendirme uygulamaları: kalıp tasarımı ve optimizasyon. 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 26-27 Mayıs, Bursa, Türkiye.
- Önal, A.S., Kaya, N., 2014.** Sıcak şekillendirilmiş Usibor 1500p- M6 civata projeksiyon punta kaynağı. 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 26-27 Mayıs Bursa, Türkiye.
- Önal, A.S., Kaya, N., 2014.** Spot weldability of hot stamped Al-Si coated 22MnB5 steels with DP600 steels. *Proceedings of IMSP'2014*, pp.473-476.
- Önal, A.S., Kaya, N., 2014.** Effect and optimization of resistance spot welding parameters on the strength of welded hot-stamped parts. *Materials Testing* 56(6), pp.466-471.
- Önal, A.S., Kaya, N., 2015.** Meta-model based optimization of spot-welded crash box using differential evolution algorithm. 10th European LS-DYNA Conference, Würzburg, Germany.
- Önal, A.S., Kaya, N., 2015.** Crash behavior of telescopic crash box with aluminum foam. International Conference and Exhibition on Automobile Engineering, 01-02 September, Valencia, Spain.
- Önal, A.S., Kaya, N., 2016.** Çarpışma darbe emicilerin topoğrafya optimizasyonu ile çarpışma performansının iyileştirilmesi. 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi 26-27 Bursa, Türkiye.
- Önal, A.S., Kaya, N., 2016.** Topography and gauge optimization of vehicle crash boxes. IMSP 2016, 12-14 Ekim, Denizli, Türkiye.

**Önal,A.S., Etemoğlu, A.B., Can, M., , 2017.** Optimization of organic Rankine Cycle systems driven by the low-temperature waste heat sources. *Uludag University Engineering Faculty Journal*, Vol:22 No:2, pp.35-52.

