

TAŞITLARDA ÖNDEN ÇARPIŞMA PERFORMANSINI
ETKİLEYEN ENERJİ YUTUCULARIN OPTİMUM
TASARIMI

Emre DEMİRCİ

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doç. Dr. Ali Rıza YILDIZ

2014



**T.C.
BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TAŞITLARDA ÖNDEN ÇARPIŞMA PERFORMANSINI
ETKİLEYEN ENERJİ YUTUCULARIN OPTİMUM
TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Emre DEMİRCİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**BURSA
Temmuz 2014**

YÜKSEK LİSANS TEZİ ONAY FORMU

“Emre DEMİRCİ” tarafından “Doç. Dr. Ali Rıza YILDIZ” yönetiminde hazırlanan “TAŞITLARDA ÖNDEN ÇARPIŞMA PERFORMANSINI ETKİLEYEN ENERJİ YUTUCULARIN OPTİMUM TASARIMI” başlıklı tez, kapsamı ve niteliği açısından incelenmiş ve **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Sınav Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Ali Rıza YILDIZ

.....

(Bursa Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği)

Prof. Dr. Yusuf Ali KARA

.....

(Bursa Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği)

Doç. Dr. Kenan YILDIRIM

.....

(Bursa Teknik Üniversitesi, Lif ve Polimer Mühendisliği)

Tez Savunma Tarihi: 11/07/2014

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Prof. Dr. Mehmet ÇOPUR

.../ .../2014

İNTİHAL BEYANI

Bu tezde görsel, işitsel ve yazılı biçimde sunulan tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uyularak tarafımdan elde edildiğini, tez içinde yer alan ancak bu çalışmaya özgü olmayan tüm sonuç ve bilgileri tezde kaynak göstererek belgelediğimi, aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim.

Öğrencinin Adı Soyadı: Emre DEMİRCİ

İmzası:

TEŞEKKÜR

Bu tezin hazırlanması sürecinde yol gösteren, bilgi ve tecrübesi ile desteğini esirgemeyen tez danışmanım Doç. Dr. Ali Rıza YILDIZ'a, tez çalışmalarım sırasında maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen kıymetli ailem ve arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca bu çalışmayı 01348.STZ.2012-1 kodlu SANTEZ Projesi kapsamında maddi olarak destekleyen Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'na ve Toksan Oto Yedek Parça İmalat Tic. San. A.Ş. AR-GE Merkezi'ne teşekkür ederim.

Emre DEMİRCİ

İÇİNDEKİLER

sayfa no

Dış Kapak	
İç Kapak	
Tez Sınav Sonuç Formu	
İntihal Beyanı	
Teşekkür	
İçindekiler	v
Şekil Listesi	vii
Çizelge Listesi	x
Sembol ve Kısaltma Listesi	xi
Özet	xii
Abstract	xiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Enerji yutucular	2
1.2 Çarpışma ve Enerji Emilimi İle İlgili Bazı Kavramlar	4
1.2.1 Emilen toplam enerji	4
1.2.2 Özgül enerji emilimi	4
1.2.3 Ortalama ezilme kuvveti ve ortalama ezilme gerilmesi	5
1.2.4 Maksimum (pik) ezilme kuvveti ve ezilme kuvveti verimi	6
1.2.5 Deformasyon verimi	6
1.3 Test Metotları	7
1.3.1 Statik ezilme testi	7
1.3.2 Dinamik darbe testi	7
2. LİTERATÜR ÖZETİ	9
2.1 Enerji Yutucu Tipleri	9
2.2 Deformasyon Biçimleri ve Ezilme Davranışları	11
2.3 Enerji Yutucuların Çarpışma Performanslarına Dair Bazı Çalışmalar	12
3. SONLU ELEMANLAR METODU	15
3.1 Zaman İntegrasyon Yöntemleri	15
3.1.1 Eksplisit (açık) zaman integrasyonu	16
3.1.2 İmplicit (kapalı) zaman integrasyonu	16
3.2 Sonlu Elemanlar Metodunun Doğrulanması	17

4. ENERJİ YUTUCU ÇARPIŞMA ANALİZLERİ	19
4.1 Alternatif Enerji Yutucu Tasarımları	20
4.2 Sonlu Elemanlar Modelinin Hazırlanması	34
4.2.1 Sonlu elemanların oluşturulması	34
4.2.2 Kabuk elemanların özelliklerinin oluşturulması	35
4.2.3 Malzeme modeli	36
4.2.4 Rijit duvar ve sınır şartları	38
4.2.5 Punta kaynak tanımlaması	39
4.3 Enerji Yutucu Modelleri Çarpışma Analizleri ve Sonuçları	40
5. DENEYSEL DİNAMİK DARBE TESTLERİ	53
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	59
KAYNAKLAR	61
EKLER	64
ÖZGEÇMİŞ	65

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa no</u>
Şekil 1.1	Bir taşıtın iskelet yapısı ve enerji yutucular [2] 3
Şekil 1.2	Bir kuvvet-yer değiştirme grafiği örneği 5
Şekil 2.1	Deforme olmuş (a) kare, (b) dikdörtgen, (c) daire, (d) altıgen, (e) sekizgen kesitli enerji yutucular [10] 9
Şekil 2.2	Petek yapıdaki enerji yutucular [14] 10
Şekil 2.3	Enerji yutucularda; (a) aksenal ezilme [16], (b) aksenal yarılma [17] 11
Şekil 2.4	Lokal burkulmaya uğramış bir enerji yutucu [18] 12
Şekil 2.5	Global burkulmaya uğramış bir enerji yutucu [20] 12
Şekil 2.6	Oluklu yapıdaki enerji yutucular [27] 14
Şekil 3.1	Konik enerji yutucu geometrisi ve sonlu elemanlar modeli [22] 18
Şekil 3.2	[22] ve doğrulma çalışmasının kuvvet-yer değiştirme grafikleri 18
Şekil 4.1	Başlangıç modeli enerji yutucu geometrisi (sağdan ve soldan görünüm) 19
Şekil 4.2	Alternatif enerji yutucu model 1 geometrisi 20
Şekil 4.3	Alternatif enerji yutucu model 2 ve model 3 geometrisi 21
Şekil 4.4	Alternatif enerji yutucu model 4 geometrisi 21
Şekil 4.5	Alternatif enerji yutucu model 5 geometrisi 21
Şekil 4.6	Alternatif enerji yutucu model 6 geometrisi 22
Şekil 4.7	Alternatif enerji yutucu model 7 geometrisi 22
Şekil 4.8	Alternatif enerji yutucu model 8 geometrisi 23
Şekil 4.9	Alternatif enerji yutucu model 9 geometrisi 23
Şekil 4.10	Alternatif enerji yutucu model 10 geometrisi 23
Şekil 4.11	Alternatif enerji yutucu model 11 geometrisi 24
Şekil 4.12	Alternatif enerji yutucu model 12, model 13 ve model 14 geometrisi 24
Şekil 4.13	Alternatif enerji yutucu model 15 geometrisi 25
Şekil 4.14	Alternatif enerji yutucu model 16 geometrisi 25
Şekil 4.15	Alternatif enerji yutucu model 17, model 19 ve model 20 geometrisi 25
Şekil 4.16	Alternatif enerji yutucu model 18 geometrisi 26
Şekil 4.17	Alternatif enerji yutucu model 21, model 22, model 23 ve model 24 geometrisi 26
Şekil 4.18	Alternatif enerji yutucu model 25, model 26, model 27 ve model 28 geometrisi 27
Şekil 4.19	Alternatif enerji yutucu model 29 geometrisi 27
Şekil 4.20	Alternatif enerji yutucu model 30 geometrisi 27
Şekil 4.21	Alternatif enerji yutucu model 31 geometrisi 28
Şekil 4.22	Alternatif enerji yutucu model 32 geometrisi 28
Şekil 4.23	Alternatif enerji yutucu model 33 geometrisi 28
Şekil 4.24	Alternatif enerji yutucu model 34 geometrisi 29
Şekil 4.25	Alternatif enerji yutucu model 35 geometrisi 29
Şekil 4.26	Alternatif enerji yutucu model 36 geometrisi 29
Şekil 4.27	Alternatif enerji yutucu model 37 geometrisi 30
Şekil 4.28	Alternatif enerji yutucu model 38, model 39, model 40 ve model 41 geometrisi 30

Şekil 4.29	Alternatif enerji yutucu model 42 geometrisi	31
Şekil 4.30	Alternatif enerji yutucu model 43 geometrisi	31
Şekil 4.31	Alternatif enerji yutucu model 44 geometrisi	31
Şekil 4.32	Alternatif enerji yutucu model 45 geometrisi	32
Şekil 4.33	Başlangıç modeli enerji yutucunun sonlu elemanlar ağ yapısı	35
Şekil 4.34	Özellik tanımlama kartı	35
Şekil 4.35	SPC 440 Çelik malzeme için mühendislik gerilme-gerinim eğrisi	36
Şekil 4.36	24 numaralı malzeme kartı	37
Şekil 4.37	SPC 440 Çelik malzeme için gerçek gerilme-gerinim eğrisi	37
Şekil 4.38	Enerji yutucu modelinde sınır şartları ve rijit duvar	39
Şekil 4.39	Başlangıç modeli üzerinde punta kaynakların yerleri	40
Şekil 4.40	Başlangıç modeli ve model 1-5 için kuvvet - yer değiştirme grafiği	41
Şekil 4.41	Başlangıç modeli ve model 1-5 için emilen enerji - yer değiştirme grafiği	41
Şekil 4.42	Başlangıç modeli ve model 6-10 için kuvvet - yer değiştirme grafiği	42
Şekil 4.43	Başlangıç modeli ve model 6-10 için emilen enerji - yer değiştirme grafiği	42
Şekil 4.44	Başlangıç modeli ve model 11-15 için kuvvet - yer değiştirme grafiği	43
Şekil 4.45	Başlangıç modeli ve model 11-15 için emilen enerji - yer değiştirme grafiği	43
Şekil 4.46	Başlangıç modeli ve model 16-20 için kuvvet - yer değiştirme grafiği	44
Şekil 4.47	Başlangıç modeli ve model 16-20 için emilen enerji - yer değiştirme grafiği	44
Şekil 4.48	Başlangıç modeli ve model 21-25 için kuvvet - yer değiştirme grafiği	45
Şekil 4.49	Başlangıç modeli ve model 21-25 için emilen enerji - yer değiştirme grafiği	45
Şekil 4.50	Başlangıç modeli ve model 26-30 için kuvvet - yer değiştirme grafiği	46
Şekil 4.51	Başlangıç modeli ve model 26-30 için emilen enerji- yer değiştirme grafiği	46
Şekil 4.52	Başlangıç modeli ve model 31-35 için kuvvet - yer değiştirme grafiği	47
Şekil 4.53	Başlangıç modeli ve model 31-35 için emilen enerji - yer değiştirme grafiği	47
Şekil 4.54	Başlangıç modeli ve model 36-40 için kuvvet - yer değiştirme grafiği	48
Şekil 4.55	Başlangıç modeli ve model 36-40 için emilen enerji - yer değiştirme grafiği	48
Şekil 4.56	Başlangıç modeli ve model 41-45 için kuvvet - yer değiştirme grafiği	49
Şekil 4.57	Başlangıç modeli ve model 41-45 için emilen enerji - yer değiştirme grafiği	49
Şekil 4.58	Model 17'nin çarpışma analizi sonrası görünümü	52

Şekil 5.1	(a) Yüksek hızlı darbe test cihazı, (b) Tutucuya sabitlenmiş enerji yutucu	53
Şekil 5.2	Başlangıç modeli deneysel ve nümerik kuvvet - yer değiştirme grafiği	54
Şekil 5.3	Başlangıç modeli deneysel ve nümerik emilen enerji - yer değiştirme grafiği	54
Şekil 5.4	Model 17 deneysel ve nümerik kuvvet - yer değiştirme grafiği	55
Şekil 5.5	Model 17 deneysel ve nümerik emilen enerji - yer değiştirme grafiği	55
Şekil 5.6	Model 24 deneysel ve nümerik kuvvet - yer değiştirme grafiği	56
Şekil 5.7	Model 24 deneysel ve nümerik emilen enerji - yer değiştirme grafiği	56
Şekil 5.8	Darbe testi ve çarpışma analizi sonucu deformasyona uğramış enerji yutucu modelleri; (a) Başlangıç modeli, (b) Model 17	57
Şekil 5.9	Yüksek miktarda deformasyona uğramış başlangıç modeli enerji yutucu	58

ÇİZELGE LİSTESİ

		<u>Sayfa no</u>
Çizelge 4.1	Başlangıç ve alternatif enerji yutucu modelleri tasarım özellikleri	33
Çizelge 4.2	SPC 440 Çelik malzeme için gerçek gerilme - gerinim değerleri	38
Çizelge 4.3	Başlangıç ve alternatif enerji yutucu modelleri için analiz sonuçları	50
Çizelge 5.1	Darbe testi ve sonlu elemanlar analizi sonuçları	57

SEMBOL VE KISALTMA LİSTESİ

Simgeler	Açıklama
A_0	Enerji Yutucu Kesit Alanı
C, P	Gerinim Hızı Parametreleri
E	Elastisite Modülü
E_m	Özgül Enerji Emilimi
E_T	Toplam Enerji Emilimi
F	Eksenel Yöndeki Ezilme Kuvveti
$F_{dış}$	Dış Kuvvetler
$F_{iç}$	İç Kuvvetler
F_{ort}	Ortalama Ezilme Kuvveti
F_{maks}	Maksimum (Pik) Ezilme Kuvveti
l	Enerji Yutucu Uzunluğu
m	Enerji Yutucu Kütlesi
M	Kütle Matrisi
S	Deformasyon Miktarı
u	Yer Değiştirme
v	Hız
t	Enerji Yutucu Et Kalınlığı
$\dot{\epsilon}$	Gerinim Hızı
η_F	Ezilme Kuvveti Verimi
ρ	Malzeme Yoğunluğu
σ_{ort}	Ortalama Ezilme Gerilmesi
σ_y	Akma Gerilmesi
Kısaltmalar	Açıklama
CAD	Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
SEM	Sonlu Elemanlar Modeli

ÖZET

TAŞITLARDA ÖNDEN ÇARPIŞMA PERFORMANSINI ETKİLEYEN ENERJİ YUTUCULARIN OPTİMUM TASARIMI

Emre DEMİRCİ

Bursa Teknik Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Doç. Dr. Ali Rıza YILDIZ

Temmuz 2014, 65 sayfa

Trafik kavramı var olduğundan bu yana kara yollarında trafik kazaları meydana gelmekte, alınan tüm önlemlere rağmen trafik kazalarında büyük oranda can ve mal kayıpları yaşanmaktadır. Ölümle sonuçlanan trafik kazalarında meydana gelen artış otomotiv sektörünün yeni arayışlar içine girmesine sebep olmuş, daha güvenli araçların tasarım ve üretimini bir seçenek olmaktan çıkararak zorunlu hale getirmiştir. Türkiye İstatistik Kurumu ve Emniyet Genel Müdürlüğüne hazırlanan trafik kaza istatistikleri raporuna [8] göre ülkemizde 2011 yılında meydana gelen toplam 1.195.172 adet trafik kazasının 131.845 adedi ölüm ve yaralanmalı kaza olup bu kazalarda toplam 3835 ölüm ve 238.074 adet yaralanma meydana gelmiştir. Anılan raporda belirtilen kazaların meydana getirdiği maddi hasarlar ve insan kayıplarının oldukça yüksek olması daha güvenli taşıtlar tasarlanmasının önemini göstermektedir.

Trafikte en çok karşılaşılan taşıt kaza türlerinden biri önden çarpışmalı kazalardır. Bu tez çalışması kapsamında, önden çarpışmalı kaza durumu için pasif güvenlik sistemlerinden biri olan enerji yutucuların çarpışma performansları incelenmiştir. Bu amaçla, farklı karakteristik özelliklerde enerji yutucular tasarlanmış ve hem nümerik hem de deneysel olarak test edilmiştir. Tasarım ve test çalışmaları kapsamında, başlangıç modeli olarak ele alınan enerji yutucuya göre daha fazla enerji emebilen, reaksiyon kuvvetlerinin ve maliyetlerin azaltıldığı yeni bir enerji yutucu modelinin ortaya konulması hedeflenmiştir. Enerji yutucuların geometrileri ve et kalınlıklarında değişiklikler yapılarak alternatif enerji yutucu modelleri oluşturulmuştur. Çarpışma analizlerinde enerji yutucular taşıttan bağımsız olarak rijit bir duvar ile çarpıştırılmış ve performansı en iyi olan enerji yutucu modeli belirlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Çarpışma analizi, Enerji yutucu, Optimum tasarım

ABSTRACT

OPTIMUM DESIGN OF THE ENERGY ABSORBERS AFFECTING THE PERFORMANCE OF VEHICLE FRONTAL IMPACT

Emre DEMİRCİ

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

Master of Science Thesis

Assoc. Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ

July 2014,65 pages

Depending on the increasing number of vehicles, accidents resulting in serious injuries and death increased significantly and this situation made it necessary to design and manufacture vehicles with extra safety cautions. The traffic accident statistics report prepared by Turkish Statistical Institute and Turkish National Police, states that there were 131.845 fatally injured traffic accidents occurred in 2011 from total of 1.195.172 number of accidents and the number of public injuries and deaths from these accidents were reported as 238.074 and 3835, respectively. The high rate of pecuniary and human casualties caused by the accidents cited in the report is another factor indicating the importance of design and producing safer vehicles.

Frontal collision accidents are one of the most common types of vehicle accidents. In this dissertation, crash performances of the energy absorbers were investigated. For this purpose, energy absorbers with different geometrical characteristics were designed and tested by both numerically and experimentally.

Main aim of this dissertation is to develop a new crash box which has better crash performances like initial design. It was developed new designs considering different thickness and geometry. The performances of the developed crash boxes were obtained.

Key Words: Crash analysis, Crash box, Optimum design

1. GİRİŞ

Günümüzde kara yolu ulaşımı, diğer ulaşım türlerine göre çok daha fazla ve yaygın şekilde kullanılmakta, kara yolu taşıtlarının sayısı da her geçen gün artmaktadır. Artan taşıt sayısına paralel olarak meydana gelen çok sayıda trafik kazası otomotiv tasarımcılarını daha güvenli araçlar geliştirmeye yönlendirmiştir.

Trafikte en çok karşılaşılan taşıt kaza türlerinden biri önden çarpışmalı kazalardır. Bu kazalar iki aracın karşılıklı önden çarpışması şeklinde olabileceği gibi bir aracın duran bir cisme veya araca çarpması şeklinde de gerçekleşebilmektedir. Emniyet Genel Müdürlüğü ve Türkiye İstatistik Kurumu'nun ortak yaptığı çalışmaya göre, 2012 yılında Türkiye'de meydana gelen toplam 130.360 adet trafik kazasından karşılıklı çarpışma sonucu meydana gelen kaza sayısı 7.297, arkadan çarpma sonucu meydana gelen kaza sayısı 14.202, duran bir cisme yada araca çarpma sonucu meydana gelen kaza sayısı ise 16.325'dir [1]. Aynı çalışmadaki verilere göre önden çarpışmalı kaza durumlarında toplam 1.018 kişi hayatını kaybetmiş ve 68.697 kişi yaralanmıştır.

Günümüzde çarpışma güvenliği otomotiv firmaları tarafından önemsenmekte ve bu konuda birçok araştırma ve deneysel faaliyetler yapılmaktadır. Otomotiv tasarımcıları öncelikle kazaların önlenmesi ve eğer kaza kaçınılmazsa kaza sonrası kayıpların azaltılması için, taşıt üzerinde alınabilecek koruyucu önlemler konusunda yoğun çaba harcamaktadırlar. Trafik kazalarını ve kaza sonrası kayıpları azaltmak amacıyla taşıtlarda uygulanan birçok güvenlik sistemi geliştirilmiştir. Bu güvenlik sistemleri aktif ve pasif güvenlik sistemleri olmak üzere iki ana grup altında irdelenebilir.

Aktif güvenlik sistemleri kaza olasılığı durumunda kaza öncesinde kazadan korunmak için devreye giren güvenlik sistemleridir. Aktif güvenlik sistemleri elemanlarına örnek olarak ABS (kilitleme önleyici sistem), ASR (anti patinaj sistemi), ESP (elektronik denge programı) gibi sistemler ile hız kontrolü, sensör tabanlı uyarıcılar gibi sürücü yardım sistemleri gösterilebilir.

Pasif güvenlik sistemleri, aktif güvenlik sistemlerinin yetersiz kaldığı ve kazanın meydana geldiği durumlarda, kazanın hem insan sağlığı hem de maddi açıdan olumsuz sonuçlarını olabildiğince azaltmak amacıyla yapılan bütün yapısal ve tasarım özelliklerini kapsamaktadır. Pasif güvenlik sistemlerine örnek olarak emniyet kemerleri, hava yastıkları gibi ekipmanlar gösterilebilir. Ayrıca taşıtın iskelet yapısındaki enerji sönümleyici parçalar, tamponlar ve enerji yutucular pasif güvenlik sistemlerinin önemli unsurlarındandır.

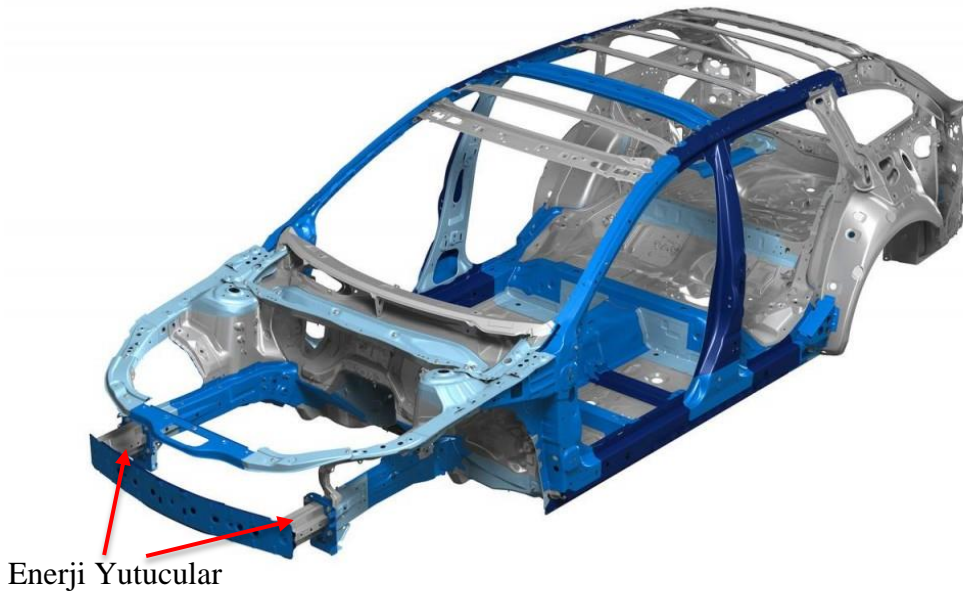
Önden çarpışmalı kazaların etkisinin azaltılması için de değişik güvenlik sistemleri geliştirilmiştir. Bu güvenlik sistemlerinden biri de pasif güvenlik sistemleri arasında yer alan enerji yutuculardır. Enerji yutucular kaza anında ortaya çıkan çarpışma enerjisini sönümleyerek aracın, sürücünün ve yolcuların zarar görmesini önlemek için tasarlanmış yapısal elemanlardır.

Bu çalışma kapsamında, başlangıç modeli olarak ele alınan enerji yutucuya göre daha fazla enerji emebilen, reaksiyon kuvvetlerinin ve maliyetlerin azaltıldığı yeni bir enerji yutucu modelinin ortaya konulması hedeflenmiştir. Enerji yutucuların geometrileri ve et kalınlıklarında değişiklikler yapılarak alternatif enerji yutucu modelleri oluşturulmuştur. Ayrıca tasarlanan enerji yutucuların üretim maliyetleri de göz önünde bulundurulmuştur. Tasarlanan enerji yutucuların sonlu elemanlar modelleri oluşturulmuş ve enerji yutucular önden çarpışma durumu için nümerik olarak test edilmiştir.

1.1 Enerji Yutucular

Enerji yutucular, çarpışma esnasında ortaya çıkan kinetik enerjiyi şekil değiştirerek absorbe eden taşıt yapısal elemanlarıdır. Enerji yutucular tarafından emilen enerji geri dönüşebilir veya geri dönüşümsüz olabilir. Ancak enerji yutucular için istenilen durum, kalıcı şekil deformasyonu ile çarpışma enerjisinin büyük bölümün geri dönüşümsüz olarak sönümlenmesidir. Çarpışma anında ortaya çıkan enerjinin geri dönüşümsüz olarak enerji yutucuya aktarılması çarpışma hızına, çarpışma şekline, enerji yutucunun geometrisine, deformasyon biçimlerine ve malzeme gibi birçok parametreye bağlıdır.

Enerji yutucu tasarlanırken dikkat edilmesi gereken bir diğ er husus da ezilme kuvvetleridir. Çarpışma anında enerji yutucularının maruz kaldığı darbe kuvvetlerinin yeterince sönümlenememesi bu kuvvetlerin direkt olarak taşıt yolcu bölümüne aktarılmasına neden olacaktır. Bu durum hem insan yaralanmalarına hem de taşıtta daha fazla hasara yol açacaktır. Enerji yutucu tasarlanırken, ortalama ezilme kuvvetlerinin mümkün oldukça yüksek olması ancak ortaya çıkan ilk tepki kuvvetinin ise düşük olması hedeflenmelidir. Böylece hem enerji emilimi yüksek olacak hem de taşıt yolcu kabinine aktarılan anlık yüksek kuvvetler önlenmiş olacaktır. Bu yüzden enerji yutucunun deforme edilebilir ve uygun geometrik yapıda olması gerekmektedir.



Şekil 1.1 Bir taşıtın iskelet yapısı ve enerji yutucular [2]

Bu tez çalışmasında başlangıç modeli olarak bir enerji yutucu ele alınmış ve bu enerji yutucunun çarpışma performansı iyileştirilmiştir. Bu amaçla yapılan çalışmalarda başlangıç modeli enerji yutucunun geometrisi değiştirilmiş, mevcut geometriye oluklar eklenmiş, et kalınlıkları değiştirilmiş ve enerji yutucu parçalarının birleştirilmesinde kullanılan punta kaynakların sayısı ve uygulama yerleri değiştirilmiştir. Elde edilen farklı tasarımdaki enerji yutucu modellerinin aksenal yük altındaki ezilme davranışları incelenmiştir. Enerji yutucular Catia yazılımında CAD data olarak tasarlanmış, HyperMesh yazılımında sonlu elemanlar modeline dönüştürülmüş ve Ls-Dyna yazılımında çarpışma analizleri gerçekleştirilmiştir.

1.2 Çarpışma ve Enerji Emilimi İle İlgili Bazı Kavramlar

Literatürde yapılan çalışmalarda enerji yutucuların çarpışma performansının belirlenmesi için birçok tanım ortaya konulmuştur. Enerji yutucular tasarlanırken ve çarpışma analizi sonuçları değerlendirilirken bu tanımlamalardan faydalanılır. Enerji emilimi, ezilme kuvvetleri, ağırlık gibi bir takım parametrelerin göz önünde bulundurulduğu bu tanımlamalar aşağıda detayları olarak açıklanmıştır. Bu tez kapsamında yapılan çalışmalarda da aynı tanımlamalardan yararlanılmıştır.

1.2.1 Emilen toplam enerji

Çarpışma anında bir enerji yutucu tarafından emilen toplam enerji (E_T), ezilme kuvvetinin yaptığı iş olarak tanımlanabilir ve denklem (2.1) ile hesaplanabilir.

$$E_T = \int_{S_b}^{S_s} F \cdot dS \quad (2.1)$$

Burada, F (kN) aksenal yöndeki ezilme kuvvetini, S (mm) yer değiştirmeyi ifade etmektedir. $S_s - S_b$ (mm) aralığı ise Şekil 1.2’de görüleceği üzere aksenal yöndeki çarpışma sonucu oluşan deformasyon miktarını ifade etmektedir. Emilen toplam enerji, kuvvet-yer değiştirme grafiğindeki eğrinin altında kalan kısım olarak da tanımlanabilir [3].

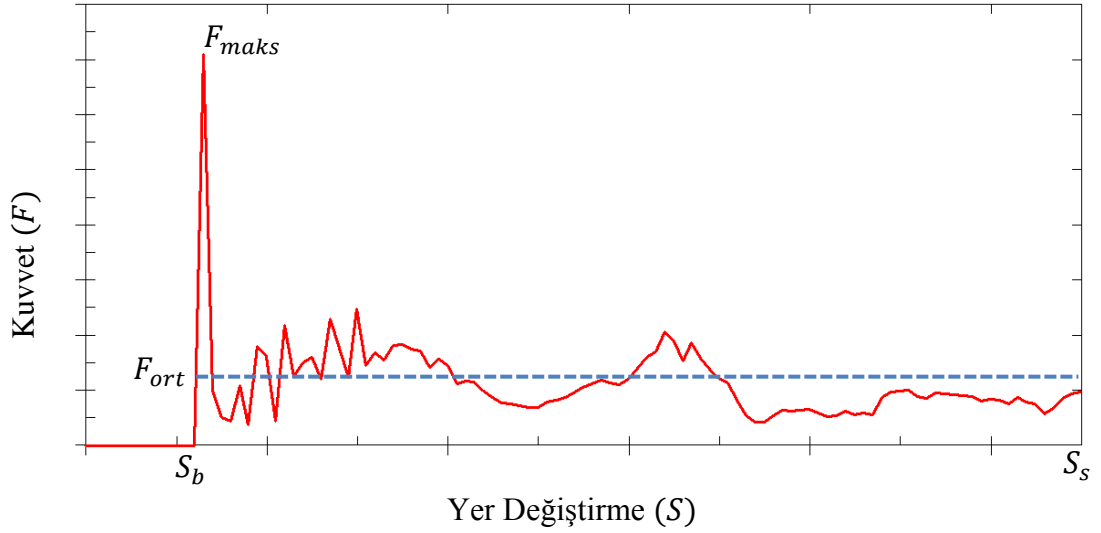
1.2.2 Özgül enerji emilimi

Bir enerji yutucunun emdiği toplam enerjinin, enerji yutucunun deforme olmamış haldeki kütesine bölünmesi ile birim kütle başına emilen enerji elde edilir. Özgül enerji emilimi Denklem 2.2’deki gibi hesaplanabilir [3,4].

$$E_m = \frac{E_T}{m} \quad (2.2)$$

Burada, E_m özgül enerji emilimini, m ise çarpışma öncesindeki enerji yutucunun kütesini ifade etmektedir.

Günümüzde, taşıtların güvenli olması kadar hafif olmasına da önem verilmektedir. Bu nedenle bir enerji yutucunun emdiği enerji kadar, kütlesi de önem taşımaktadır. Enerji yutucunun mümkün oldukça çok enerji emmesi ve aynı zamanda hafif de olması istenmektedir. Bir enerji yutucu tasarlanacağı zaman özgül enerji emilimi önemli bir parametre olarak göz önünde bulundurulmalıdır.



Şekil 1.2 Bir kuvvet – yer değiştirme grafiği örneği

1.2.3 Ortalama ezilme kuvveti ve ortalama ezilme gerilmesi

Denklem (2.1)'de tanımlanan enerji yutucunun emdiği toplam enerjinin, eksenel yöndeki toplam ezilme mesafesine oranı ortalama ezilme kuvvetini (F_{ort}) verir [4,5].

$$F_{ort} = \frac{E_T}{S_s - S_b} \quad (2.3)$$

Ortalama ezilme gerilmesi (σ_{ort}) ise ortalama ezilme kuvvetinin deforme olmamış enerji yutucunun kesit alanına (A_0) bölünmesi ile elde edilir [6].

$$\sigma_{ort} = \frac{F_{ort}}{A_0} \quad (2.4)$$

1.2.4 Maksimum (pik) ezilme kuvveti ve ezilme kuvveti verimi

Çarpışma anında enerji yutucu üzerine eksenel yönde gelebilecek yükler enerji yutucuda ezilme kuvvetleri oluşturur. Genel olarak enerji yutucu üzerinde deformasyonun ilk başladığı anlarda oluşan en yüksek kuvvete maksimum (pik) ezilme kuvveti (F_{maks}) adı verilir. Maksimum ezilme kuvvetinin çok yüksek olması enerji yutucunun işlevini yerine getirememesine ve ortaya çıkan kuvvetlerin direkt olarak taşıt iskelet yapısına, dolayısıyla taşıt içerisindeki sürücü ve yolculara aktarılmasına sebep olacaktır. Bu nedenle maksimum ezilme kuvvetinin oldukça düşük ve ortalama ezilme kuvvetine yakın bir değerde olması istenir.

Denklem 2.3'de tanımlanan ortalama ezilme kuvvetinin maksimum ezilme kuvvetine bölünmesi ile ezilme kuvveti verimi (η_F) elde edilir [5].

$$\eta_F = \frac{F_{ort}}{F_{maks}} \quad (2.5)$$

Bir enerji yutucunun çarpışma performansının yüksek olması için ezilme kuvveti veriminin yüksek olması istenir. Ancak ezilme kuvveti veriminin tek başına yüksek olması, her zaman emilen enerjinin de yüksek olacağı anlamına gelmemektedir. Bu nedenle ortalama ezilme kuvvetinin yüksek aynı zamanda da maksimum ezilme kuvvetinin düşük olması beklenir.

1.2.5 Deformasyon verimi

Bir enerji yutucunun çarpışma anında toplam uzunluğunun ne kadarının deforme olduğunu belirleme amacı ile deformasyon verimi tanımlanmıştır. l uzunluğundaki bir enerji yutucunun tamamının deforme olması ve enerji emilimine katılması istenir. Ancak bu durum her zaman sağlanamayabilir, bu nedenle maksimum ezilmenin (S_{maks}) enerji yutucunun boyuna oranı ile deformasyon verimini hesaplanır.

$$\eta_S = \frac{S_{maks}}{l} \quad (2.6)$$

Bu tez çalışmasında enerji yutucular sabit bir deformasyon uzunluğu için kıyaslanmıştır. Bu nedenle ezilme miktarları aynı olacağından deformasyon verimleri hesaplanmamıştır.

1.3 Test Metotları

Enerji yutucuların ezilme davranışlarını tespit etmek için statik ve dinamik olmak üzere iki ayrı test metodu kullanılmaktadır [3]. Bu iki metot arasındaki temel fark uygulanan yükün türüdür.

1.3.1 Statik ezilme testi

Statik ezilme testinde, bir ucundan sabitlenen enerji yutucu numunesine diğer ucundan hareket edebilen ve sabit hıza sahip olan bir plaka ile yükleme yapılır. Uygulanan hız genel olarak $1 \times 10^{-4} m/s$ ile $0.1 m/s$ arasında seçilmektedir. Statik test sonucu enerji yutucunun emdiği enerji ve reaksiyon kuvvetleri bulunabilir; ancak statik test gerçek çarpışma koşullarını tam olarak temsil edemez. Bunun sebebi, uygulanan hızın gerçek çarpışma şartlarına göre çok daha düşük olması ve malzemede oluşacak gerilme hızı etkisinin irdelenememesidir.

Statik ezilme testinin avantajları ise şu şekilde sıralanabilir [7]:

- Statik ezilme testleri basittir ve kolay uygulanabilir.
- Düşük hızlarda yükleme yapıldığından enerji yutucu numunesinin ezilme davranışı kolaylıkla takip edilebilir.
- Statik test ekipmanları diğer test yöntemlerine göre daha az maliyetlidir.

1.3.2 Dinamik darbe testi

Darbe testi serbest düşme testinin değişik bir formu olarak düşünülebilir [3]. Vurucu olarak adlandırılan ve sabit bir kütleyle sahip olan parça, belirli bir yükseklikten bir ilk hız ile enerji yutucunun üzerine düşürülür. Darbe anında enerji yutucunun ezilmesi ile birlikte vurucunun hızı azalır ve enerji emilimi gerçekleşir. Gerçek

Çarpışma koşullarına daha uygun olan darbe testinde, yüksek gerinim hızı etkileri de malzeme davranışına etki eder.

Dinamik darbe testi yüksek hızlarda gerçekleştirildiğinden enerji yutucu bir saniyeden daha kısa bir süre içerisinde deformasyona uğrar. Bu nedenle enerji yutucunun ezilme davranışının takip edilebilmesi için yüksek hızlı kamera gibi sistemlerin kullanılması gerekmektedir [7].

Bu tez kapsamında yapılan nümerik çarpışma analizleri ve test çalışmaları dinamik darbe testi koşullarına göre yapılmıştır.

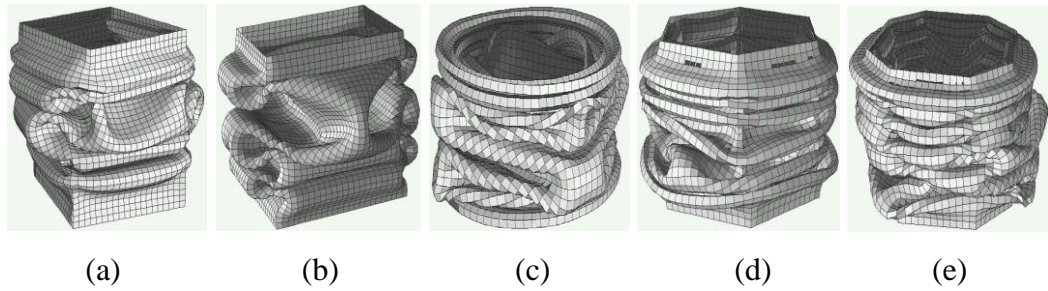
2. LİTERATÜR ÖZETİ

Enerji yutucular başta otomotiv olmak üzere çeşitli sektörlerde geniş bir kullanım alanına sahiptir. Enerji yutucular üzerine birçok çalışma yapılmış ve bu çalışmalar literatürde yayımlanmıştır. Genel olarak enerji yutucular, çarpışma anında ortaya çıkan kinetik enerjiyi plastik deformasyon ile sönmleyen yapılar olarak tanımlanabilir [8].

2.1 Enerji Yutucu Tipleri

Enerji yutucu olarak farklı tipte birçok yapı kullanılmaktadır. Bu yapılardan en yaygın olanı ise ince cidarlı tüplerdir [9]. İnce cidarlı tüpler genel olarak çelik, alüminyum gibi sac malzemelerden ya da kompozit malzemelerden üretilirler ve kısmen daha basit geometrik yapıya sahiptirler.

İnce cidarlı enerji yutucuların kesit geometrileri ile ilgili yapılan çalışmalarda çarpışma performansının kesit geometrisi ile değiştiği gözlemlenmiştir. Witteman [10], yaptığı bir çalışmada aynı çevre uzunluğuna sahip kare, dikdörtgen, daire, altıgen ve sekizgen kesitli enerji yutucuları aynı çarpışma koşulları altında incelemiştir. Çokgen ve dairesel kesitli enerji yutucuların, kare ve dikdörtgen kesitli enerji yutuculara göre daha fazla enerji emdiği gözlemlenmiştir.

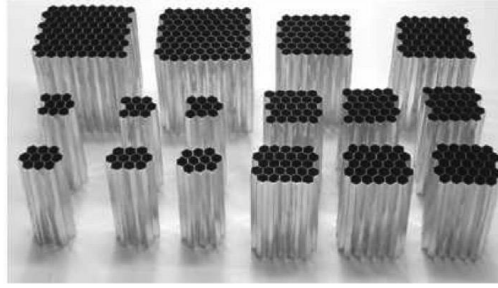


Şekil 2.1 Deforme olmuş (a) kare, (b) dikdörtgen, (c) daire, (d) altıgen, (e) sekizgen kesitli enerji yutucular [10]

Son yıllarda taşıt ağırlıklarının azaltılması üzerinde yapılan çalışmalar ince cidarlı enerji yutucular üzerinde yapılan çalışmalarını da etkilemiştir. Metalden üretilen ince

cidarlı enerji yutucularla aynı ya da daha fazla enerji emebilen ve daha hafif olan kompozit enerji yutucular tasarlanmıştır. Metal ve kompozit enerji yutucular enerjiyi farklı şekilde sönümlerler. Metal enerji yutucular plastik deformasyonla, kompozit enerji yutucular ise kırılğan yapıları sayesinde matrix çatlaması ve lif kopması ile enerjiyi sönümlerler [11].

İnce cidarlı enerji yutucuların dışında diğer tiplerdeki enerji yutucular ile ilgili çalışmalara da literatürde rastlamak mümkündür. Santosa ve Wierzbicki [12], petek yapıdaki enerji yutucular üzerinde, Corbett ve Reid [13] ise sandviç plakalardan oluşan enerji yutucular üzerinde çalışmalarda yapmış, her iki tipteki enerji yutucunun özgül enerji emiliminin, ince cidarlı enerji yutuculara göre daha fazla olduğunu belirtmişlerdir.



Şekil 2.2 Petek yapıdaki enerji yutucular [14]

Enerji yutucularda kullanılan diğer bir yapı da köpüklerdir. Genellikle metalden yapılan köpük malzemeler ince cidarlı enerji yutucuların içine doldurulur ve enerji emme kapasitesinde artış sağlanır. Özellikle alüminyum gibi hem hafif hem de uygun ezilme davranışına sahip olan metalik köpükler son yıllarda yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır [15].

Bu tez kapsamında, çelik malzemeden üretilmiş olan ince cidarlı enerji yutucular üzerinde çalışılmış, farklı geometrik kesitlerin enerji emilimine ve çarpışma performansına etkileri incelenmiştir.

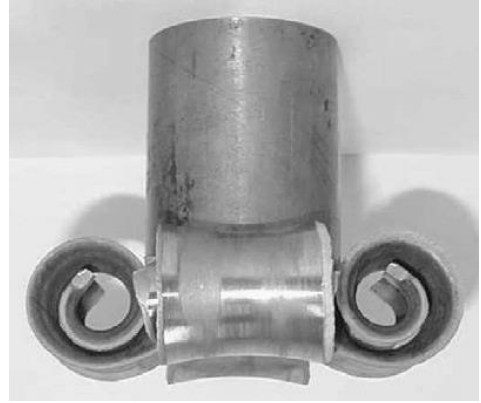
2.2 Deformasyon Biçimleri ve Ezilme Davranışları

İnce cidarlı enerji yutucular çarpışma anında ortaya çıkan enerjiyi plastik deformasyon ile geri dönüşümsüz olarak emmektedirler. Bu nedenle enerji yutucunun maruz kaldığı kuvvetler altında uğradığı deformasyonun şekli ve ezilme davranışı direkt olarak enerji emilim miktarına etki etmektedir.

Çarpışma anında enerji yutucular ezilirken aksel ezilmeye, aksel yarılmaya ve aksel ters çevrilmeye maruz kalabilirler [6]. İnce cidarlı enerji yutucular bu ezilme davranışlarından genellikle aksel ezilmeye maruz kalırlar. Aksel ezilmeye maruz kalan enerji yutucularında, tüm malzeme plastik şekil değiştirme ile deforme olur ve böylece yüksek miktarda enerji emilimi gerçekleştirilir. Ayrıca aksel ezilme, ezilme kuvvetlerinin de sabit bir oranda kalmasını sağlar.



(a)



(b)

Şekil 2.3 Enerji yutucularında; (a) aksel ezilme [16], (b) aksel yarıma [17]

Enerji yutucuların aksel yöndeki yükün etkisi ile ezilmesi anında genel olarak iki tip deformasyon biçimi ile karşılaşılır: Lokal burkulma ve global burkulma. Lokal burkulma, aksel yönde bölgesel simetrik katlanmaların oluştuğu ve deformasyonun tüm enerji yutucuya dağıldığı durumda oluşan deformasyon biçimidir (Şekil 2.4). Jones [18], lokal burkulmayı, dinamik kademeli burkulma olarak tanımlamış ve enerji yutucular için en sık karşılaşılan deformasyon biçimi olarak belirtmiştir. Lokal burkulma, enerji yutucularında enerji emiliminin daha fazla olmasını sağlayacağı için istenilen bir deformasyon şeklidir.



Şekil 2.4 Lokal burkulmaya uğramış bir enerji yutucu [18]

Global burkulma, enerji yutucunun aksel yönde maruz kaldığı kuvvetler sonucu simetrik olarak ezilemeden eğilmesi sonucu ortaya çıkan bir deformasyon biçimidir (Şekil 2.5). Karagiozova ve Jones [19], yaptıkları çalışmada global burkulmanın enerji yutucu geometrisine, sınır şartlarına ve yapının malzemesine bağlı olduğunu belirtmişlerdir. Genel olarak uzun profildeki enerji yutucularda görülen global burkulma enerji emilimini azaltacağı için istenilmeyen bir deformasyon biçimidir.



Şekil 2.5 Global burkulmaya uğramış bir enerji yutucu [20]

Bu çalışma kapsamında tasarlanan optimum yapıdaki enerji yutucuların, yüksek enerji emilimi için lokal burkulmaya uğraması sağlanmıştır.

2.3 Enerji Yutucuların Çarpışma Performanslarına Dair Bazı Çalışmalar

Enerji yutucuların çarpışma performansları enerji emilimi, ezilme kuvvetleri, deformasyon şekilleri gibi bazı parametrelerle ölçülmektedir. Bu parametrelerde yapılan değişikliklerin ve geliştirmelerin enerji yutucuların verimliliğini nasıl etkilediği konusunda literatürde birçok çalışma yapılmıştır.

Jensen ve arkadaşları [21], enerji yutucu boyunun deformasyon biçimlerine ve bu deformasyonların enerji emilimine etkisini incelemiştirlerdir. Uzun yapıdaki enerji yutucuların global burkulmaya daha yatkın olduğu ve global burkulmanın enerji emilimini azalttığı sonucuna varmışlardır. Bu nedenle enerji yutucu profilinin çok fazla uzun olmaması istenmektedir.

Global burkulmanın oluşmasını önlemek için uygulanan diğer bir yöntem ise enerji yutucuları konik şekilde tasarlamaktır. Konik yapıdaki enerji yutucu geometrik özelliği sebebi ile simetrik katlanmaya daha yatkındır, bu nedenle de lokal burkulma oluşmaktadır. Ayrıca konik enerji yutucular çarpışma verimliliği açısından düz enerji yutuculardan da üstündür. Nagel ve Thambiratnam [22-24] yaptıkları çalışmalarda düz ve konik enerji yutucuları dinamik yükleme altında kıyaslamış, konik enerji yutucularda başlangıç maksimum (pik) ezilme kuvvetinin daha düşük olduğu ve kademeli katlanmadan dolayı ise ortalama ezilme kuvvetinin daha yüksek olduğu belirtilmiştir. Nia ve Hamedani [25] ise yaptıkları çalışmada çeşitli geometrik kesitlerdeki düz ve konik enerji yutucuların çarpışma performansını incelemiştirlerdir. Konik silindir ve kare enerji yutucuların, maksimum ezilme kuvveti ile ortalama ezilme kuvvetinin birbirine yakın olduğunu, düz enerji yutucularda ise maksimum ezilme kuvvetinin çok daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir.

Bir enerji yutucu tasarlanırken enerji emiliminin yüksek, maksimum (pik) ezilme kuvvetinin ise mümkün oldukça düşük olması istenir. Buna paralel olarak ortalama ezilme kuvveti ile maksimum ezilme kuvvetinin arasındaki farkın da minimum olması arzulanır. Maksimum ezilme kuvvetini azaltmak için literatürde değişik çalışmalar yapılmıştır. Ezilme anında ortaya çıkan ilk direnci yenmek için enerji yutucu üzerine tetikleyici geometriler eklenir. Witteman [10] yaptığı çalışmada enerji yutucu üzerine çeşitli tiplerde tetikleyici geometriler yerleştirmiş ve bu tetikleyicilerin ezilme davranışına etkisini incelemiştir. Tetikleyici geometrilerin düzgün bir ezilme davranışına sebep olduğu ve maksimum ezilme kuvvetini azalttığı belirtilmiştir. Aynı konu üzerinde Lee ve arkadaşlarının [26] yaptığı başka bir çalışmada enerji yutucu geometrileri üzerine çentikler açılmış ve enerji yutucuların çarpışma performansları değerlendirilmiştir. Çentik eklenmiş olan enerji yutucularda az bir enerji emilimi kaybı olmasına rağmen maksimum ezilme kuvvetinde ciddi bir azalma meydana geldiği görülmüştür.

Maksimum ezilme kuvvetini azaltmak için yapılan diğerk bir çalışma da enerji yutucuyu oluklu ya da kıvrımlı olarak tasarlamaktır. Eyvazian ve arkadaşları [27], düz ve oluklu enerji yutucuların aksenel yük altındaki davranışlarını karşılaştırmışlardır. Oluklu enerji yutucularda maksimum ezilme kuvvetinin düştüğü ancak ortalama ezilme kuvvetinin arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca oluk sayısı ve büyüklüğünün emilen enerji miktarına doğrudan etki ettiği vurgulanmıştır.



şekil 2.6 Oluklu yapıdaki enerji yutucular [27]

Bu tez kapsamında başlangıç enerji yutucu modeli esas alınarak çeşitli enerji yutucu geometrileri oluşturulmuş, bunlara oluklar eklenmiş ve bu enerji yutucuların karşılaştırmaları yapılmıştır.

3. SONLU ELEMANLAR METODU

Bu tez kapsamında enerji yutucuların çarpışma analizi sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılmıştır. Sonlu elemanlar metodunda, karmaşık olan bir lineer veya lineer olmayan problem daha basit alt problemlere ayrılır ve bu alt problemlerin her birinin kendi içerisindeki çözümü birleştirilerek tam çözüm yaklaşık olarak bulunur [28]. Bu yöntemde, ilk olarak karmaşık olan geometri sonlu elemanlar adı verilen daha basit birbirine bağlı küçük bölgelere ayrılır. İkinci olarak bu sonlu elemanlarda sürekli fonksiyonların tanımlanabileceği kabul edilir. Son olarak da her bir elemanın düğüm noktalarındaki değerler sürekli olan denklemlerin çözümü ile elde edilir.

Bir enerji yutucunun sonlu elemanlar analizinin yapılabilmesi için ilk olarak bir bilgisayar destekli tasarım programında enerji yutucunun geometrisi oluşturulur. Tasarlanan enerji yutucu geometrisi bir ön-işlemci yazılımında sonlu elemanlar modeline dönüştürülür ve sınır şartları gibi gerekli tanımlamalar yapılır. Oluşturulan sonlu elemanlar modeli, çözücü yazılımı ile analize tabi tutulur ve sonuçlar yine bir yazılım vasıtasıyla değerlendirilir. Bu işlemler çeşitli yazılımlar ile yapılabilmektedir. Bu tez kapsamında tasarım faaliyetleri Catia, ön-işlemci çalışmaları ise HyperMesh Ls-Dyna Interface yazılımında yapılmıştır. Çözücü olarak Ls-Dyna yazılımı kullanılmış, sonuçların değerlendirilmesi işlemi ise Ls-PrePost yazılımında gerçekleştirilmiştir.

3.1 Zaman İntegrasyon Yöntemleri

Hareket halindeki bir sistemi temsil eden adi diferansiyel denklemler lineer ise bu problemler için analitik çözüm yapılabilmektedir [30]. Ancak gerçek fiziksel olaylar daima lineer olmayan durumlardır. Lineer olmayan bir sistemin çözümü için nümerik yöntemler kullanılmaktadır. Bu sistemlerin zamana göre hareket denklemleri zaman integrasyonu yapılarak çözülebilmektedir.

Zaman integrasyonu, eksplisit (açık) ve implisit (kapalı) olmak üzere iki farklı yöntemle yapılabilmektedir.

3.1.1 Eksplisit (açık) zaman integrasyonu

Eksplisit zaman integrasyonu, sistemin bir sonraki zaman adımındaki durumunun şimdiki zaman içerisinde hesaplandığı bir yöntemdir. Ls-Dyna hareket denklemlerinin integrasyonu için merkezi farklar metodunu kullanmaktadır [30].

Sistemin bilinen n anındaki hareket denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$Ma^n = F_{dış}^n - F_{iç}^n \quad (3.1)$$

Burada, M kütle matrisini, a^n ivme vektörünü, $F_{dış}^n$ dış kuvvetleri, $F_{iç}^n$ ise iç kuvvetleri temsil etmektedir. Burada ivmeyi yalnız bırakırsak:

$$a^n = M^{-1}(F_{dış}^n - F_{iç}^n) \quad (3.2)$$

elde edilir. $n + 1$ anında ki yer değiştirmeyi bulmak için merkezi farklar yöntemi kullanılarak zaman integrasyonu yapılırsa:

$$v^{n+\frac{1}{2}} = v^{n-\frac{1}{2}} + a^n \Delta t^n \quad (3.3)$$

$$u^{n+1} = u^n + v^{n+\frac{1}{2}} \Delta t^{n+\frac{1}{2}} \quad (3.4)$$

hesaplama yapılan düğüm noktasındaki hız (v) ve yer değiştirme (u) elde edilmiş olunur. Hesaplama yapılırken kullanılan zaman adımı aşağıdaki gibidir:

$$\Delta t^{n+\frac{1}{2}} = \frac{(\Delta t^n + \Delta t^{n+1})}{2} \quad (3.5)$$

3.1.2 İmplicit (kapalı) zaman integrasyonu

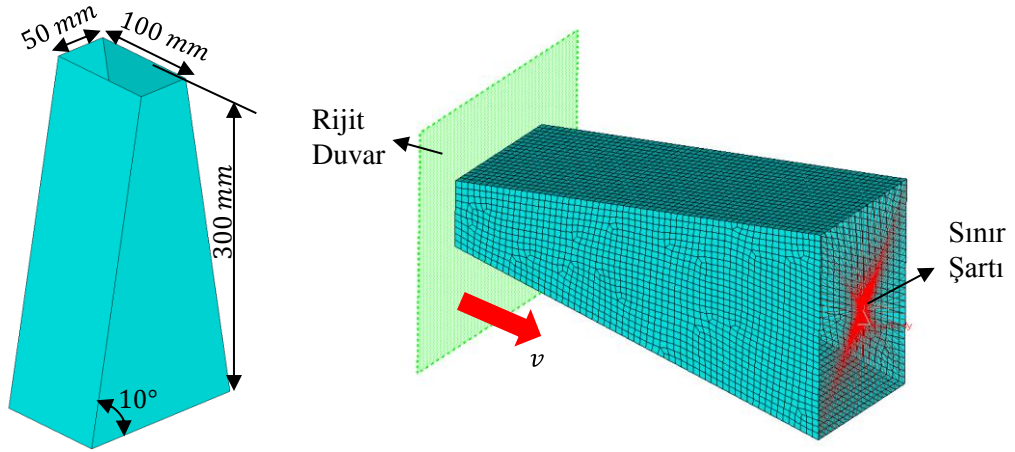
İmplicit zaman integrasyonunda, sistemin hem şimdiki zaman adımında hem de bir sonraki zaman adımındaki denklemlerinin hesaplanması ile çözüm elde edilir. İmplicit çözüm yönteminde denge denklemleri kesin olarak elde edileceğinden zaman adımları geniş tutulabilir. Ancak büyük deformasyonların olduğu ve kısa

süre içerisinde yüksek hızlara ulaşılan problemlerde kapalı yöntemin kullanılması uygun değildir.

3.2 Sonlu Elemanlar Metodunun Doğrulanması

Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılmış olan analizlerin doğruluğu daha önce yapılmış olan çalışmalar ile kıyaslanarak teyit edilmelidir. Bu tez çalışması kapsamındaki sonlu elemanlar modelleri dinamik çarpışma analizleri için doğrulanmıştır.

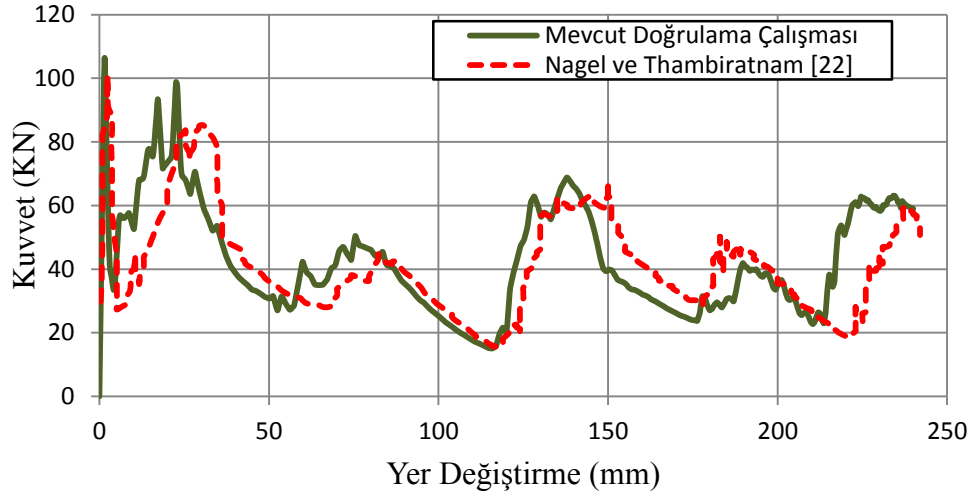
Nagel ve Thambiratnam [22], yaptıkları çalışmada konik bir enerji yutucu modellemiş ve ABAQUS yazılımında çarpışma analizine tabi tutmuşlardır. Dinamik çarpışma analizi için sonlu elemanlar modelinin doğrulanması aynı konik enerji yutucu ve aynı sınır şartları ile Ls-Dyna yazılımında gerçekleştirilmiştir. Konik enerji yutucunun boyutları ve uygulanan sınır şartları Şekil 3.1’de görülmektedir. Enerji yutucunun et kalınlığı 1.5 mm olarak alınmıştır.



Şekil 3.1 Konik enerji yutucu geometrisi ve sonlu elemanlar modeli [22]

Çarpışma 90 kg 'lık kütleyle ve 15 m/s 'lik hıza sahip rijit duvar ile gerçekleştirilmiştir. Malzeme olarak çelik kullanılmış ve malzemenin mekanik özellikleri [22]'deki gibi alınmıştır. Çarpışma analizi sonucu elde edilen kuvvet-yer değiştirme grafiği, [22]'de elde edilen grafik ile karşılaştırılmış ve Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Nagel ve Thambiratnam [22], maksimum ezilme kuvvetini 101 kN , ortalama ezilme kuvvetini

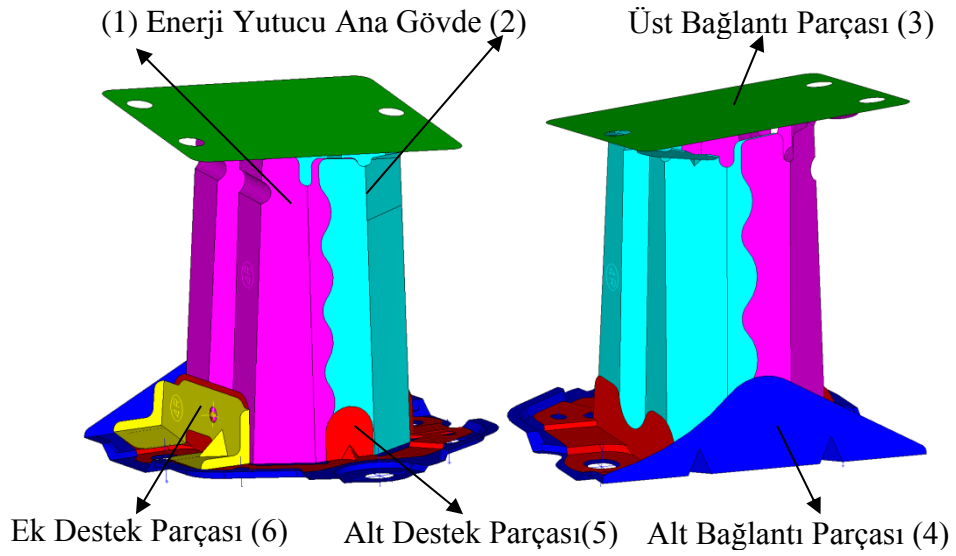
ise 38,5 kN olarak bulmuşlardır. Doğrulama çalışmasında ise maksimum ezilme kuvveti 106 kN, ortalama ezilme kuvveti de 41,8 kN olarak bulunmuştur.



Şekil 3.2 [22] ve doğrulma çalışmasının kuvvet-yer değiştirme grafikleri

4. ENERJİ YUTUCU ÇARPIŞMA ANALİZLERİ

Literatür özetinde belirtildiği gibi enerji yutucuların tasarımında temel amaç daha fazla enerji emebilen ve reaksiyon kuvvetlerinin minimize edildiği enerji yutucuları tasarlamaktır. Bu tez çalışması kapsamında, başlangıç modeli olarak ele alınan enerji yutucuya göre daha fazla enerji emebilen, reaksiyon kuvvetlerinin ve maliyetlerinin mümkün olduğunca azaltıldığı yeni bir enerji yutucu tasarlanması hedeflenmiştir. Şekil 4.1’de başlangıç modeli enerji yutucunun geometrisi verilmiştir. Başlangıç modeli enerji yutucu altı farklı parçadan oluşmaktadır. Bu parçalar; enerji yutucu ana gövde parçaları (1) ve (2), üst bağlantı parçası (3), alt bağlantı parçası (4), alt destek parçası (5) ve ek destek parçasıdır (6). Enerji yutucuların çarpışma analizlerine, ana gövdelerin yanında enerji yutucuyu tampona ve araca bağlayan alt ve üst bağlantı parçaları ve bağlantı destek parçaları da dâhil edilmiştir.



Şekil 4.1 Başlangıç modeli enerji yutucu geometrisi (sağdan ve soldan görünüm)

Başlangıç modeli enerji yutucunun (1) numaralı ana gövde parçasının üzerinde 4,875 mm yarıçaplı oluk bulunmaktadır. Enerji yutucu parçalarının kendi aralarında birleştirilmesi işlemi punta kaynak ile yapılmıştır.

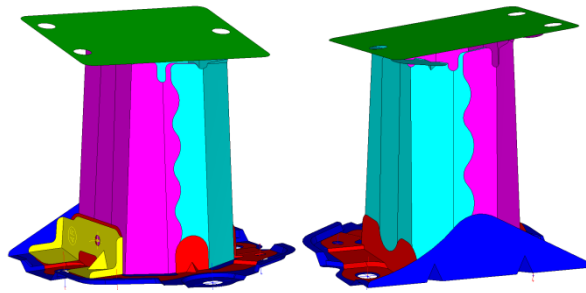
Bu çalışma kapsamında başlangıç modeli enerji yutucu referans alınarak farklı enerji yutucu modelleri oluşturulmuş ve çarpışma analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmalarda mevcut enerji yutucunun geometrisi değiştirilmiş, geometriye oluklar

eklenmiş, et kalınlıkları değiştirilmiş ve enerji yutucu parçalarının birleştirilmesinde kullanılan punta kaynakların sayısı ve uygulama yerleri değiştirilmiştir. Ayrıca maliyeti azaltmak için enerji yutucu parçalarında da değişiklikler yapılmıştır.

4.1 Alternatif Enerji Yutucu Tasarımları

Başlangıç modeli enerji yutucu esas alınarak, geometride, kaynak noktalarında ve et kalınlıklarında yapılan değişiklikler ile 45 farklı enerji yutucu modeli tasarlanmıştır. Tasarım aşamasında enerji yutucu modelleri Catia yazılımında yüzey olarak modellenmiştir. Şekil 4.1'deki üst bağlantı parçasının et kalınlığı $t = 1,6 \text{ mm}$, alt bağlantı parçasının et kalınlığı $t = 2,3 \text{ mm}$, alt destek ve ek destek parçalarının et kalınlığı $t = 1,6 \text{ mm}$ olarak başlangıç modeli ve tasarlanan bütün modellerde sabit alınmıştır. Başlangıç modeli üzerindeki (1) ve (2) numaralı enerji yutucu ana gövde parçalarının et kalınlığı ise $t = 1,2 \text{ mm}$ olup, tasarlanan alternatif modellerde farklı et kalınlıkları denenmiştir. Aşağıda tasarlanan modellerin tasarım açıklamaları ve her model için sağdan-soldan olmak üzere iki farklı görünüm verilmiştir.

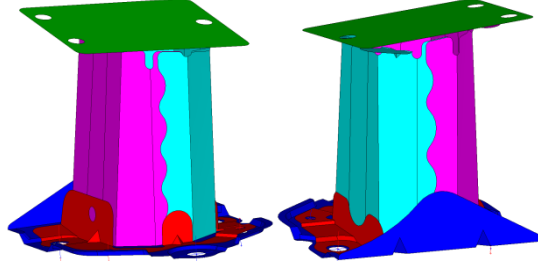
Oluşturulan ilk enerji yutucu modelinde başlangıç modelin (1) ve (2) numaralı parçalarının üzerinde bulunan içeriye doğru girintili kısımları kaldırılmış ve düz duvarlardan oluşan model tasarlanmıştır. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,2 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.



Şekil 4.2 Alternatif enerji yutucu model 1 geometrisi

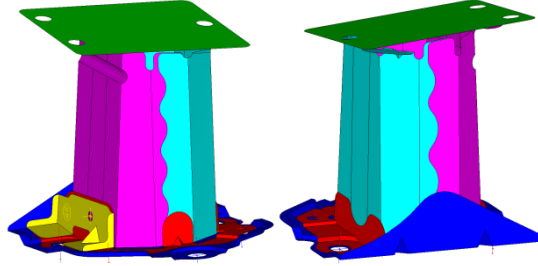
Tasarlanan ikinci modelde, birinci modelden farklı olarak (6) numaralı ek destek parçası çıkartılmıştır. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,2 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.

Üçüncü model, ikinci modelin ana gövde et kalınlığının $t = 1,3 \text{ mm}$ 'ye arttırılması ile oluşturulmuştur.



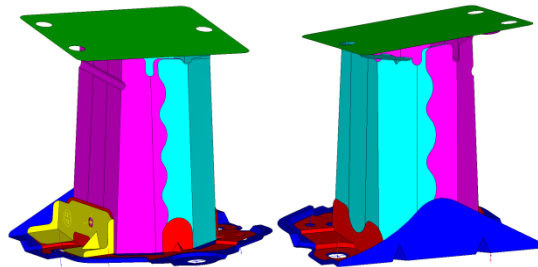
Şekil 4.3 Alternatif enerji yutucu model 2 ve model 3 geometrisi

Dördüncü modelde, birinci modele ek olarak (1) numaralı parçaya $4,875 \text{ mm}$ yarıçapında oluk eklenmiştir. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,2 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.



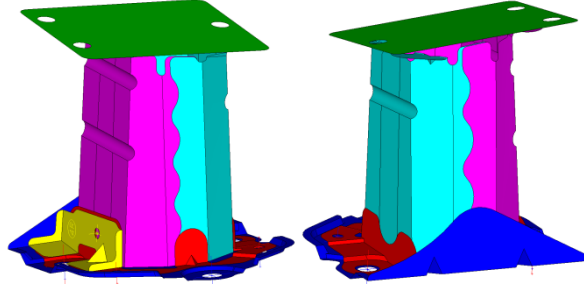
Şekil 4.4 Alternatif enerji yutucu model 4 geometrisi

Beşinci modelde, oluk büyüklüğünün enerji yutucunun çarpışma performansına etkisini incelemek için dördüncü modeldeki oluk yarıçapı 3 mm 'ye düşürülmüştür. Böylece model dört ve model beşin kıyaslanması sağlanmıştır. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,2 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.



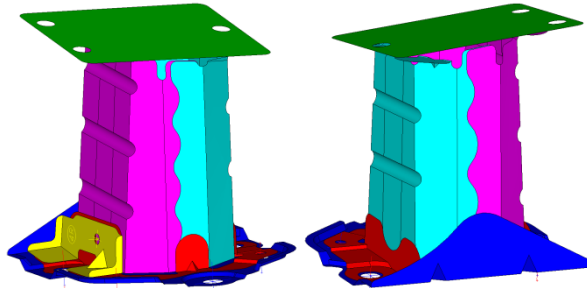
Şekil 4.5 Alternatif enerji yutucu model 5 geometrisi

Model 6’da enerji yutucunun (1) numaralı ana gövde parçasına iki adet, (2) numaralı ana gövde parçasına ise bir adet olmak üzere 4,875 mm yarıçapında toplam üç tane oluk çapraz olarak yerleştirilmiştir. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,4 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.



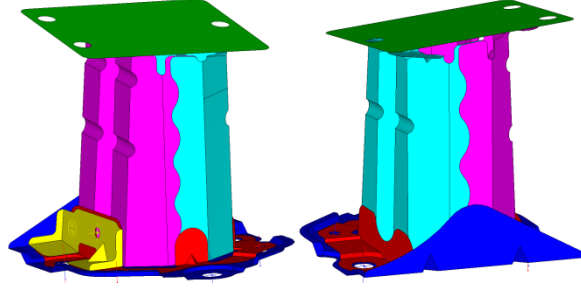
Şekil 4.6 Alternatif enerji yutucu model 6 geometrisi

Model 7’de 4,875 mm yarıçapında toplam beş tane oluk tasarlanmıştır. Bu oluklar enerji yutucunun (1) ve (2) numaralı ana gövde parçalarına çapraz olarak yerleştirilmiştir. Böylece artan oluk sayısının enerji yutucunun çarpışma performansına etkisinin incelenmesi hedeflenmiştir. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,4 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.



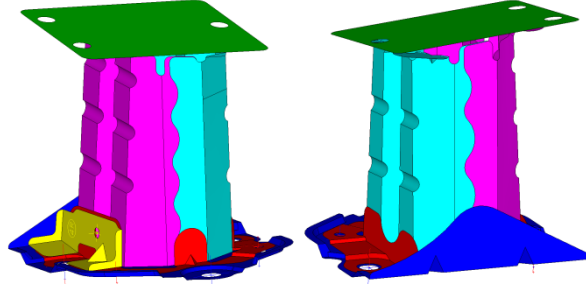
Şekil 4.7 Alternatif enerji yutucu model 7 geometrisi

Sekizinci modelde, mevcut enerji yutucunun geometrisi bozulmadan 4,875 mm yarıçapında iki adet daha oluk eklenmiştir. Artan oluk sayısının çarpışma performansına etkisinin incelenmesi hedeflenmiştir. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,2 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.



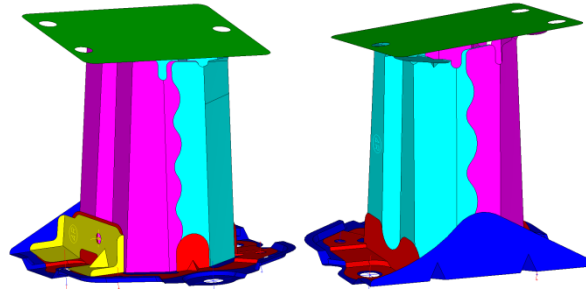
Şekil 4.8 Alternatif enerji yutucu model 8 geometrisi

Model 9’da mevcut enerji yutucuya toplam beş tane $4,875\text{ mm}$ yarıçapında oluk eklenmiştir. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,2\text{ mm}$ olarak alınmıştır.



Şekil 4.9 Alternatif enerji yutucu model 9 geometrisi

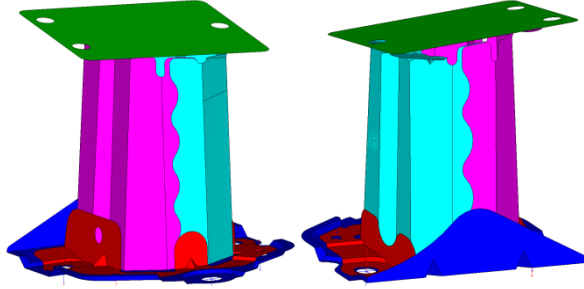
Model 10’da ise mevcut enerji yutucu üzerindeki tüm oluklar kaldırılmış ve oluksuz düz bir model elde edilmiştir. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,2\text{ mm}$ olarak alınmıştır.



Şekil 4.10 Alternatif enerji yutucu model 10 geometrisi

On numaralı enerji yutucu modelinden (6) numaralı ek destek parçasının çıkartılması ile 11. model oluşturulmuştur. Böylece ek destek parçasının enerji emilimine

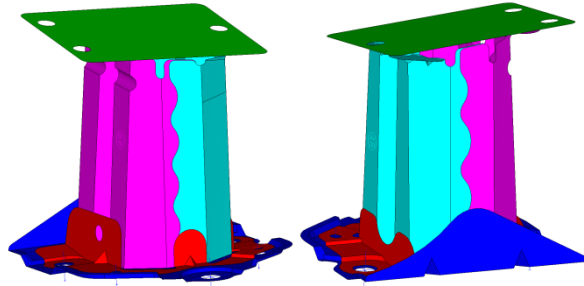
etkisinin incelenmesi amaçlanmıştır. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,2 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.



Şekil 4.11 Alternatif enerji yutucu model 11 geometrisi

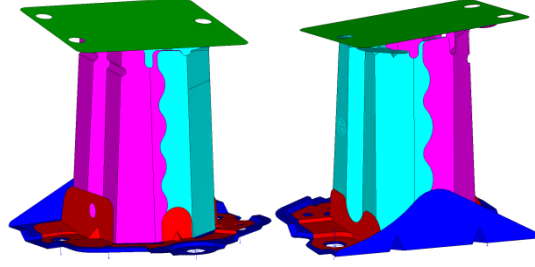
12. modelde, 11 numaralı modele ek olarak (1) numaralı enerji yutucu parçasına $4,875 \text{ mm}$ yarı çaplı oluk eklenmiştir. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,2 \text{ mm}$ olarak alınmıştır. 13. model, 12. modelin ana gövde et kalınlığının $t = 1,25 \text{ mm}$ 'ye artırılması ile oluşturulmuştur.

14. model ise 12. modelin ana gövde et kalınlığının $t = 1,3 \text{ mm}$ 'ye artırılması ile oluşturulmuştur.



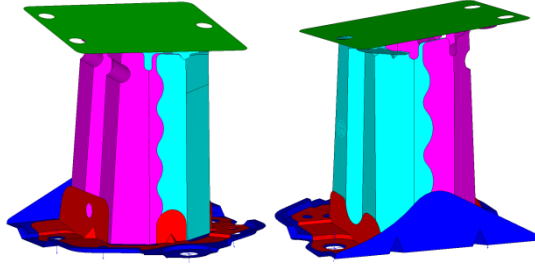
Şekil 4.12 Alternatif enerji yutucu model 12, model 13 ve model 14 geometrisi

15. modelde, 11 numaralı modele ek olarak (1) numaralı enerji yutucu ana gövde parçasına 3 mm yarı çaplı oluk eklenmiştir. Böylece oluk büyüklüğünü azaltmanın enerji emilimi performansına etkisinin incelenmesi amaçlanmıştır. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,25 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.



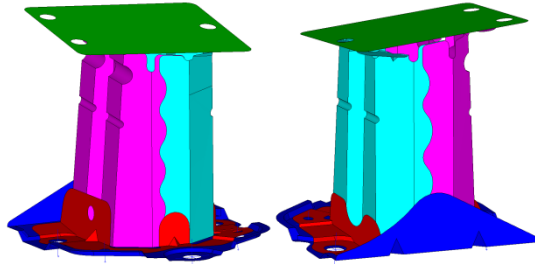
Şekil 4.13 Alternatif enerji yutucu model 15 geometrisi

Model 16'da ise oluk büyüklüğünü arttırmanın enerji emilimi performansına etkisinin incelenmesi hedeflenmiştir. Bu nedenle 11 numaralı modele ek olarak (1) numaralı enerji yutucu ana gövde parçasına 5 mm yarıçaplı oluk eklenmiştir. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,25 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.



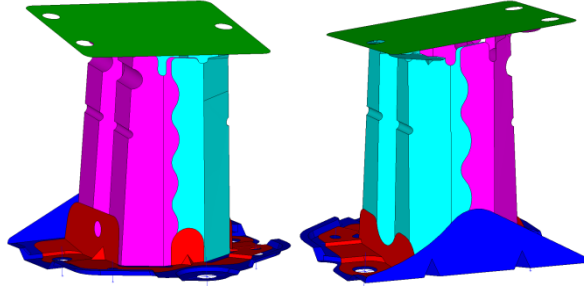
Şekil 4.14 Alternatif enerji yutucu model 16 geometrisi

17. modelde maksimum ezilme kuvvetlerinin düşürülmesi amacı ile 16. modele ek olarak (1) ve (2) numaralı ana enerji yutucu gövdelerine 2,5 mm yarıçaplı birer oluk eklenmiştir. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,25 \text{ mm}$ olarak alınmıştır. 17. modelin birleştirilmesinde kullanılan punta kaynak sayısı bir azaltılarak model 19, punta kaynak sayısı iki azaltılarak model 20 oluşturulmuştur.



Şekil 4.15 Alternatif enerji yutucu model 17, model 19 ve model 20 geometrisi

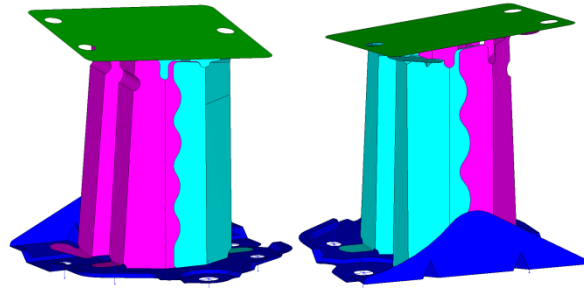
Tasarlanan 18. modelde 2,5 mm yarıçaplı olukların konumları değiştirilerek yeni bir model elde edilmiştir. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,25 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.



Şekil 4.16 Alternatif enerji yutucu model 18 geometrisi

21. modelde (5) numaralı destek parçası ve (6) numaralı ek destek parçası çıkartılmıştır ve enerji yutucu ana gövde parçalarına kulakçıklar eklenmiştir. Böylece hem ağırlık hem de kaynak noktası sayısı azaltılması hedeflenmiştir. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,2 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.

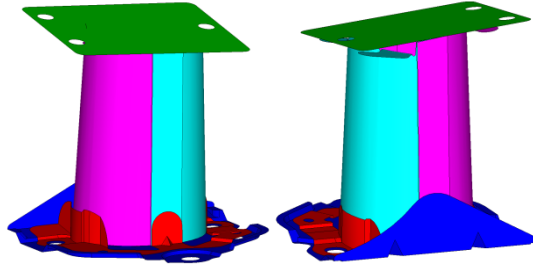
21. Modelin ana gövde et kalınlığının $t = 1,3 \text{ mm}$ 'ye arttırılması ile model 22, $t = 1,5 \text{ mm}$ 'ye arttırılması ile model 23, $t = 1,6 \text{ mm}$ 'ye arttırılması ile model 24 oluşturulmuştur.



Şekil 4.17 Alternatif enerji yutucu model 21, model 22, model 23 ve model 24 geometrisi

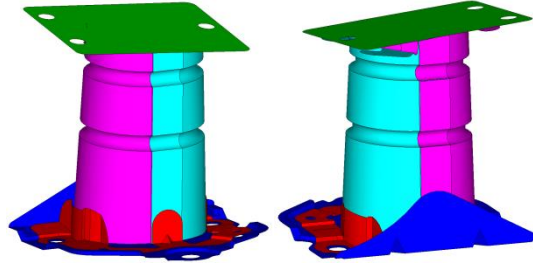
Mevcut enerji yutucunun ana gövde parçaları çıkartılarak, yerlerine silindirik ana gövdelerin yerleştirilmesi ile model 25 oluşturulmuştur. Silindirik yüzeylerin alt yarı çapı 40 mm , üst yarı çapı 35 mm olarak alınmıştır. Et kalınlığı $t = 1,2 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.

25. modelin et kalınlığının $t = 1,3 \text{ mm}$ 'ye arttırılması ile model 26, $t = 1,4 \text{ mm}$ 'ye arttırılması ile model 27, $t = 1,5 \text{ mm}$ 'ye arttırılması ile model 28 oluşturulmuştur.



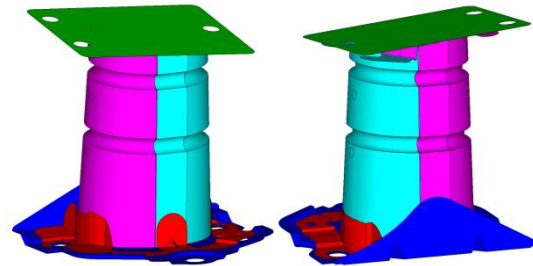
Şekil 4.18 Alternatif enerji yutucu model 25, model 26, model 27 ve model 28 geometrisi

Model 29'da silindirik enerji yutucu modeline $4,875 \text{ mm}$ yarıçapında toplam dörd adet oluk eklenmiştir. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,6 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.



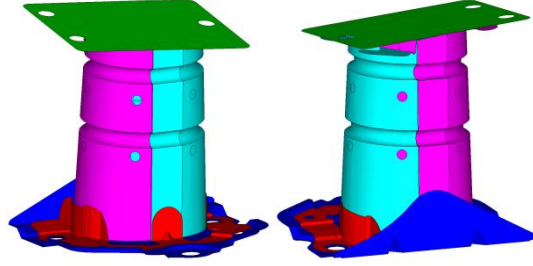
Şekil 4.19 Alternatif enerji yutucu model 29 geometrisi

Model 30'da bir önceki modele ek olarak (1) ve (2) numaralı enerji yutucu gövdelerine 3 mm yarıçapında 2'şer adet delik açılmıştır. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,6 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.



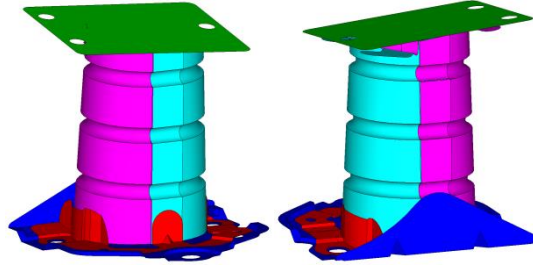
Şekil 4.20 Alternatif enerji yutucu model 30 geometrisi

Model 31’de, model 29’a ek olarak (1) ve (2) numaralı enerji yutucu gövdelerine 3 mm yarıçapında 6’şar adet delik açılmıştır. Et kalınlığı $t = 1,6 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.



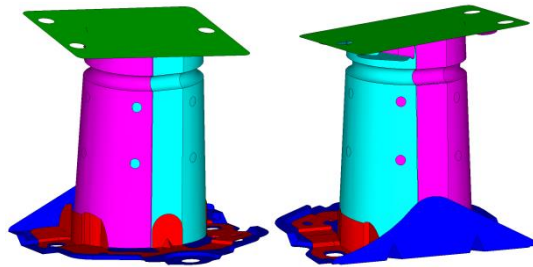
Şekil 4.21 Alternatif enerji yutucu model 31 geometrisi

Model 32’de silindirik enerji yutucu modeline 4,875 mm yarıçapında toplam altı adet oluk eklenmiştir. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,6 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.



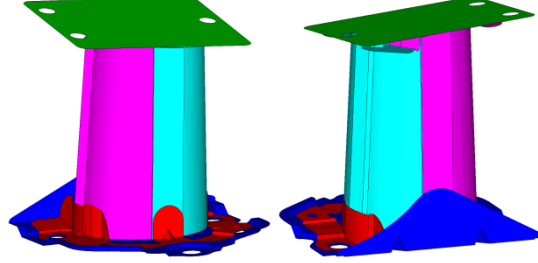
Şekil 4.22 Alternatif enerji yutucu model 32 geometrisi

Başlangıç modeli enerji yutucunun ana gövde parçaları çıkartılarak, yerlerine silindirik ana gövdelerin yerleştirilmesi ile oluşturulan 25. modele ek olarak ana gövdeye 4,875 mm yarıçapında iki adet oluk ve 3 mm yarıçapında 6’şar adet delik açılarak 33. model tasarlanmıştır.



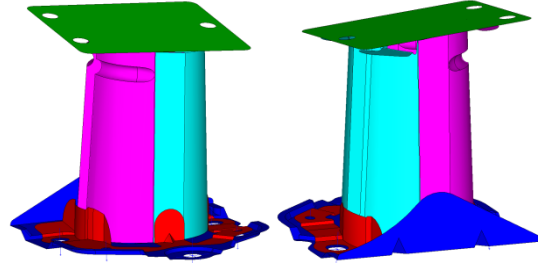
Şekil 4.23 Alternatif enerji yutucu model 33 geometrisi

Model 34, 25. modelin (1) ve (2) numaralı ana gövde parçalarına çarpışma eksenini boyunca birer oyuk açılarak elde edilmiştir. Böylece enerji emiliminde artış sağlanması hedeflenmiştir. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,2 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.



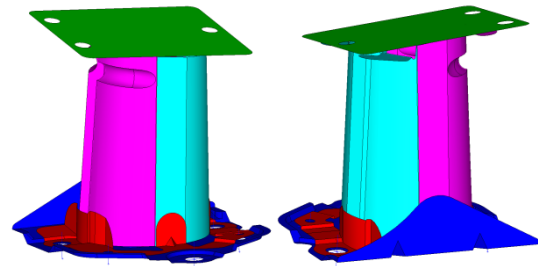
Şekil 4.24 Alternatif enerji yutucu model 34 geometrisi

Model 35’de, bir önceki modele ek olarak (1) numaralı enerji yutucu ana gövde parçası üzerine 4,875 mm yarıçapında oluk eklenmiştir. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,2 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.



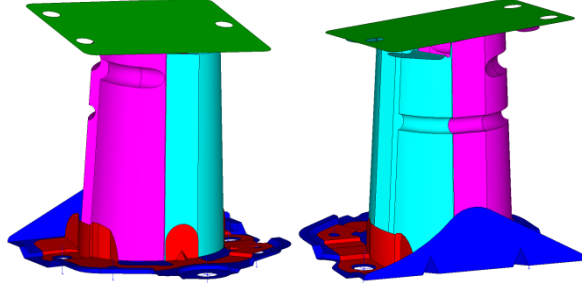
Şekil 4.25 Alternatif enerji yutucu model 35 geometrisi

36. model, model 34’e ek olarak (1) numaralı enerji yutucu ana gövde parçası üzerine 5 mm yarıçapında oluk eklenmesi ile elde edilmiştir. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,2 \text{ mm}$ olarak alınmıştır.



Şekil 4.26 Alternatif enerji yutucu model 36 geometrisi

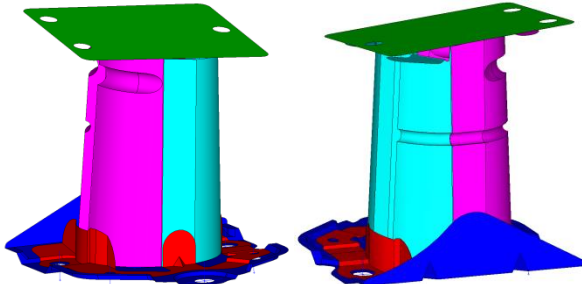
Global burkulmayı önlemek için 36. modele ek olarak ana gövde parçalarına 4,5 mm yarıçapında kısmi bir oluk daha eklenmiş ve model 37 oluşturulmuştur. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,2 mm$ olarak alınmıştır.



Şekil 4.27 Alternatif enerji yutucu model 37 geometrisi

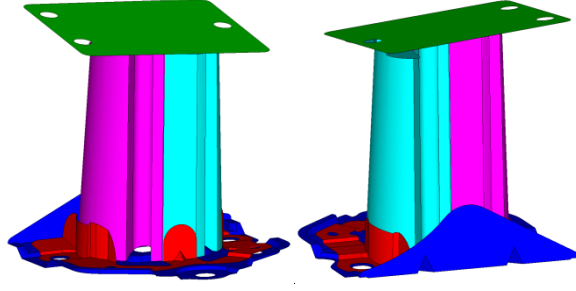
36. modele ek olarak ana gövde parçalarına 3 mm yarıçapında kısmi bir oluk daha eklenerek model 38 oluşturulmuştur. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,2 mm$ olarak alınmıştır.

38. modelin ana gövde et kalınlığının $t = 1,25 mm$ 'ye artırılması ile model 39, $t = 1,3 mm$ 'ye artırılması ile model 40, $t = 1,35 mm$ 'ye artırılması ile model 41 oluşturulmuştur.



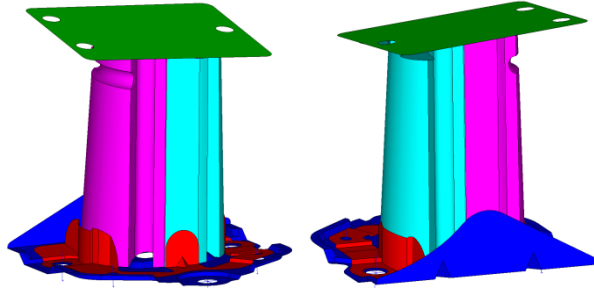
Şekil 4.28 Alternatif enerji yutucu model 38, model 39, model 40 ve model 41 geometrisi

Model 42, silindirik düz enerji yutucu modelinin (1) ve (2) numaralı ana gövde parçalarına çarpışma eksenine boyunca ikişer oyuk açılarak elde edilmiştir. Böylece enerji emiliminde daha fazla artış sağlanması hedeflenmiştir. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,2 mm$ olarak alınmıştır.



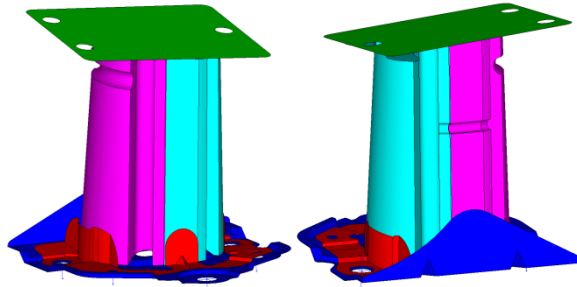
Şekil 4.29 Alternatif enerji yutucu model 42 geometrisi

Model 43’de, bir önceki modele ek olarak (1) numaralı enerji yutucu ana gövde parçası üzerine $4,875\text{ mm}$ yarı çapında oluk eklenmiştir. Böylece ilk anda ortaya çıkan yüksek ezilme kuvvetinin düşürülmesi hedeflenmiştir. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,2\text{ mm}$ olarak alınmıştır.



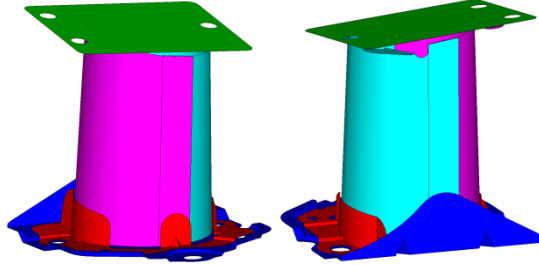
Şekil 4.30 Alternatif enerji yutucu model 43 geometrisi

Global burkulmayı önlemek için 43. modele ek olarak ana gövde parçalarına 3 mm yarıçapında kısmi bir oluk daha eklenmiş ve model 44 oluşturulmuştur. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,2\text{ mm}$ olarak alınmıştır.



Şekil 4.31 Alternatif enerji yutucu model 44 geometrisi

Başlangıç modeli enerji yutucunun ana gövde parçaları çıkartılarak, yerlerine alt ve üst yarıçapı 48 mm olan dairesel kesitli ana gövdelerin yerleştirilmesi ile model 45 oluşturulmuştur. Artan silindir yarıçapının enerji emilimine etkisinin incelenmesi hedeflenmiştir. Ana gövde et kalınlığı $t = 1,4\text{ mm}$ olarak alınmıştır.



Şekil 4.32 Alternatif enerji yutucu model 45 geometrisi

Yapılan tasarım çalışmalarında başlangıç modeline kıyasla optimum yapıdaki enerji yutucunun aşağıdaki özelliklere sahip olması hedeflenmiştir:

- Çarpışma anında mümkün oldukça fazla enerji geri dönüşümsüz şekilde emilmelidir.
- Ezilme kuvvetleri çok yüksek olmamalı ve maksimum ezilme kuvveti ortalama ezilme kuvvetine yakın olmalıdır.
- Enerji yutucunun ağırlığı başlangıç modeli ile aynı ya da daha hafif olmalıdır.
- Enerji yutucu parçaları üzerinde yapılacak değişiklikler ile üretim maliyetleri azalmalıdır.

Başlangıç enerji yutucu modeli ve alternatif enerji yutucu modellerinin kütleleri, enerji yutucu ana gövde et kalınlıkları ve komple enerji yutucunun kaç adet parçadan meydana geldiği gibi bazı tasarım özellikleri Çizelge 4.1’de gösterilmiştir. Ayrıca enerji yutucu parçalarının birleştirilmesi işleminde kaç adet punta kaynak noktası gerektiği de belirtilmiştir.

Çizelge 4.1 Başlangıç ve alternatif enerji yutucu modelleri tasarım özellikleri

Modeller	Kütle (g)	Et Kalınlığı (mm)	Kaynak Noktası (Adet)	Parça (Adet)
Başlangıç	1069,09	1,2	23	6
Model 1	1023,99	1,2	23	6
Model 2	987,1	1,2	23	5
Model 3	1014,8	1,3	23	6
Model 4	1025,05	1,2	23	6
Model 5	1024,73	1,2	23	6
Model 6	1083	1,4	23	6
Model 7	1085,51	1,4	23	6
Model 8	1069,84	1,2	23	6
Model 9	1070,61	1,2	23	6
Model 10	1068,63	1,2	23	6
Model 11	1031,74	1,2	23	5
Model 12	1032,25	1,2	23	5
Model 13	1047,97	1,25	23	5
Model 14	1063,71	1,3	23	5
Model 15	1048,1	1,25	23	5
Model 16	1048,46	1,25	23	5
Model 17	1049,11	1,25	23	5
Model 18	1049,13	1,25	23	5
Model 19	1049,11	1,25	22	5
Model 20	1049,11	1,25	21	5
Model 21	938,49	1,2	17	4
Model 22	970,53	1,3	17	4
Model 23	1034,61	1,5	17	4
Model 24	1066,65	1,6	17	4
Model 25	920,75	1,2	21	5
Model 26	948,18	1,3	21	5
Model 27	975,62	1,4	21	5
Model 28	1003,05	1,5	21	5
Model 29	1060,58	1,6	21	5
Model 30	1059,4	1,6	21	5

Çizelge 4.1 Başlangıç ve alternatif enerji yutucu modelleri tasarım özellikleri
(devamı)

Modeller	Kütle (g)	Et Kalınlığı (mm)	Kaynak Noktası (Adet)	Parça (Adet)
Başlangıç	1069,09	1,2	23	6
Model 31	1057,04	1,6	21	5
Model 32	1071,26	1,6	20	5
Model 33	971,52	1,2	21	5
Model 34	1024,41	1,2	23	5
Model 35	1025,26	1,2	23	5
Model 36	1025,36	1,2	23	5
Model 37	1027,61	1,2	23	5
Model 38	1027,17	1,2	23	5
Model 39	1043,4	1,25	23	5
Model 40	1059,62	1,3	23	5
Model 41	1075,84	1,35	23	5
Model 42	1077,22	1,2	21	5
Model 43	1078,21	1,2	21	5
Model 44	1078,98	1,2	21	5
Model 45	1064,71	1,4	23	5

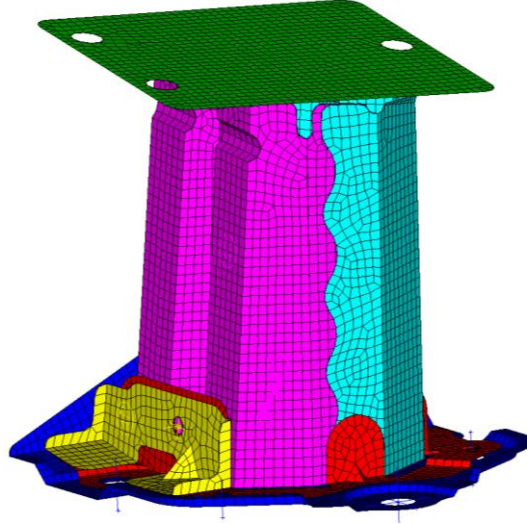
4.2 Sonlu Elemanlar Modelinin Hazırlanması

Başlangıç enerji yutucu modeli ve Catia yazılımında tasarlanan alternatif enerji yutucu modellerinin geometrileri HyperMesh yazılımının LsDyna arayüzüne aktarılmış ve sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur.

4.2.1 Sonlu elemanların oluşturulması

Bu tez çalışması kapsamında incelenen enerji yutucular, ince cidarlı tüpler oldukları için yüzey olarak tasarlanmışlardır. Bu nedenle enerji yutucular ve bağlantı parçalarının sonlu elemanlar ağ yapısı kabuk elemanlar ile oluşturulmuştur.

Sonlu eleman modelleri oluşturulurken, sonuçlardaki istenilen doğruluk ve analiz süresi de göz önüne alınarak, boyutları $3 \times 3 \text{ mm}$ olan dört düğüm noktalı dörtgen kabuk elemanlar kullanılmıştır. Başlangıç modeli enerji yutucunun sonlu elemanlar ağ yapısı Şekil 4.33’de gösterilmiştir.



Şekil 4.33 Başlangıç modeli enerji yutucunun sonlu elemanlar ağ yapısı

4.2.2 Kabuk elemanların özelliklerinin oluşturulması

Sonlu elemanlara bölünen enerji yutucu parçalarının özellikleri kesit tanımlaması ile oluşturulmaktadır. LsDyna programında kabuk elemanlar için kesit tanımlamaları *SECTION_SHELL kartı ile yapılmaktadır. Enerji yutucu parçalarının et kalınlıkları (T) bu kart ile tanımlanmaktadır. Ayrıca kabuk eleman formülasyonu (elform) ve formülasyonda kullanılacak integrasyon noktası sayısı (N) da kesit tanımlaması kartında seçilmektedir [31]. Bu çalışma kapsamında Belytschko-Lin-Tsay kabuk eleman formülasyonu (Type 2) seçilmiş ve kalınlık boyunca 5 integrasyon noktası alınmıştır.

*SECTION_SHELL							
id	[ELFORM]	[SHRF]	[NIP]	[PROPT]	[QR]	[ICOMP]	[SETYP]
1	2		5				
[T1]				[NLOC]	[MAREA]		[EDGSET]
1.200	from T1	from T1	from T1				

Şekil 4.34 Özellik tanımlama kartı

4.2.3 Malzeme modeli

Yapılan çalışmalarda enerji yutucu malzemesi olarak çelik kullanılmıştır. Sonlu elemanlar modelinde kullanılacak malzeme özelliklerini tespit etmek için SPC 440 çelik malzeme laboratuvar ortamında çekme testine tabi tutulmuştur. Böylece kullanılacak malzemenin bazı mekanik özellikleri ve gerilme-gerinme davranışı tespit edilmiştir. Seçilen malzemenin bazı özellikleri aşağıdaki gibidir:

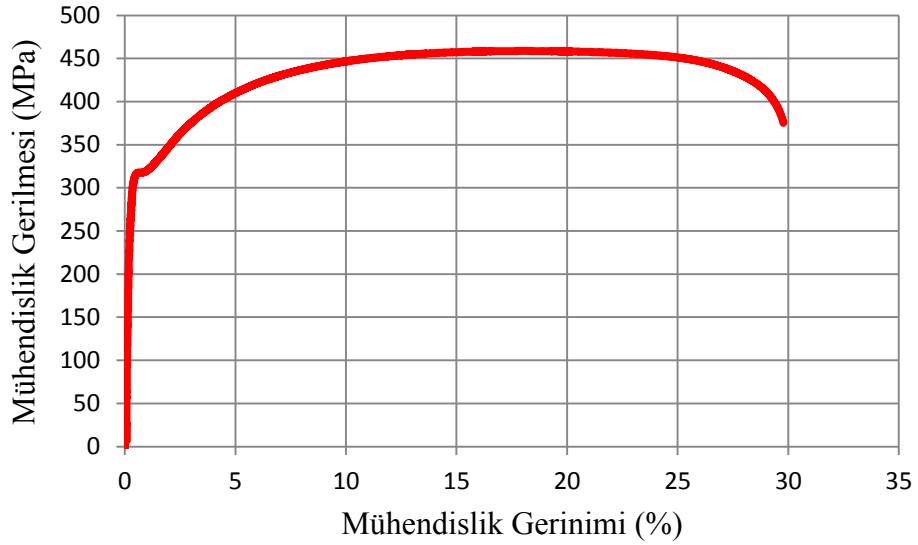
Malzemenin Yoğunluğu (Rho), $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$

Elastisite Modülü, $E = 206 \text{ GPa}$

Poisson Oranı, $PR = 0.3$

Akma Gerilmesi, $\sigma_y = 318 \text{ MPa}$

Şekil 4.35’de çekme testi sonucu elde edilen SPC 440 çelik malzemeye ait mühendislik gerilme-gerinim eğrisi verilmiştir.



Şekil 4.35 SPC 440 Çelik malzeme için mühendislik gerilme-gerinim eğrisi

Enerji yutucuların malzeme özelliklerinin sonlu elemanlar modeline aktarılması malzeme kartı tanımlaması ile yapılmıştır. Bu çalışmada Ls Dyna malzeme modelleri arasından 24 numaralı *MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY malzeme modeli seçilmiştir (Şekil 4.36). Bu malzeme modeli elastik-plastik bir malzeme

modelidir [32]. Plastik bölgedeki malzeme davranışı gerçek gerilme-gerinme eğrisinin malzeme kartına aktarılması ile temsil edilir.

*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY							
ID	[Rho]	[E]	[NU]	[SIGY]	[ETAN]	[FAIL]	[TDEL]
1	7.850e-09	206000.00	0.300	318.000			
[C]	[P]	LCSS	LCSR	[VP]			
6844.000	3.910	0	0	0.0			

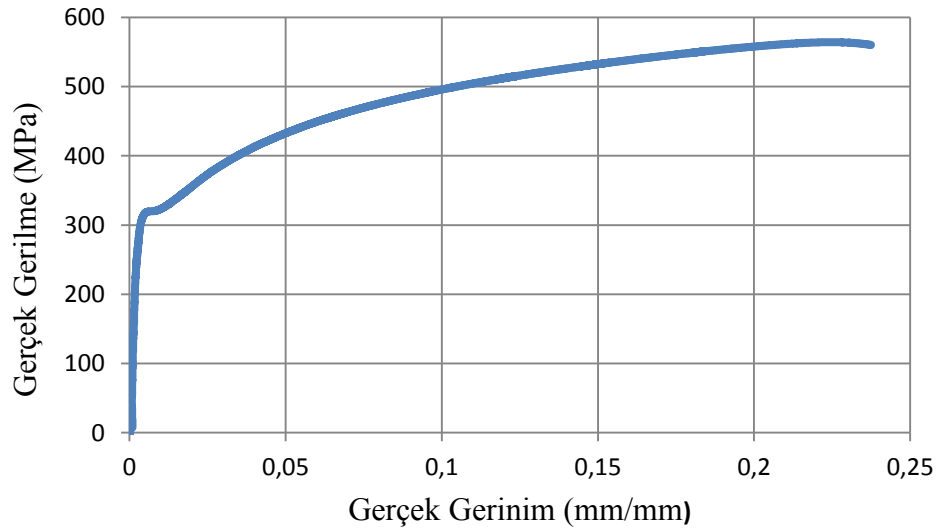
Şekil 4.36 24 numaralı malzeme kartı

Plastik bölgedeki malzeme davranışının malzeme kartına tanımlanabilmesi için ilk olarak çekme testi sonucunda elde edilen mühendislik gerilme-gerinme eğrisi, gerçek gerilme-gerinim eğrisine dönüştürülmüştür. Dönüşüm işlemi aşağıdaki denklemler vasıtası ile yapılmıştır [33]:

$$\text{Gerçek gerinme} = \ln(1 + \text{mühendislik gerinmesi}/100) \quad (4.1)$$

$$\text{Gerçek gerilme} = (\text{mühendislik gerilmesi}) \times e^{(\text{gerçek gerinme})} \quad (4.2)$$

Dönüştürme hesapları sonrası elde edilen gerçek gerinme-gerilme eğrisi Şekil 4.37'de verilmiştir.



Şekil 4.37 SPC 440 Çelik malzeme için gerçek gerilme-gerinim eğrisi

Kullanılan çelik malzemenin plastik bölgedeki gerçek gerilme-gerinim eğrisini temsil eden ve malzeme kartına eklenen değerler Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.2 SPC 440 Çelik malzeme için gerçek gerilme-gerinim değerleri

σ (MPa)	318,02	363,49	435,39	478,47	508,29	532,10	551,66	564,68
ε	0	0,0212	0,0506	0,0814	0,1134	0,1479	0,1841	0,2255

Nümerik çalışmalar sırasında enerji yutucular dinamik yüklemeye maruz kalmakta ve hızlı bir deformasyon gerçekleşmektedir. Bu durum deformasyon anında yüksek gerinim oranlarının ortaya çıkmasına neden olmaktadır [34]. Gerinim oranlarının, malzemenin mekanik özelliklerine etkisi Cowper-Symonds denklemi (Denklem 4.3) ile sonlu elamanlar modeline aktarılmaktadır.

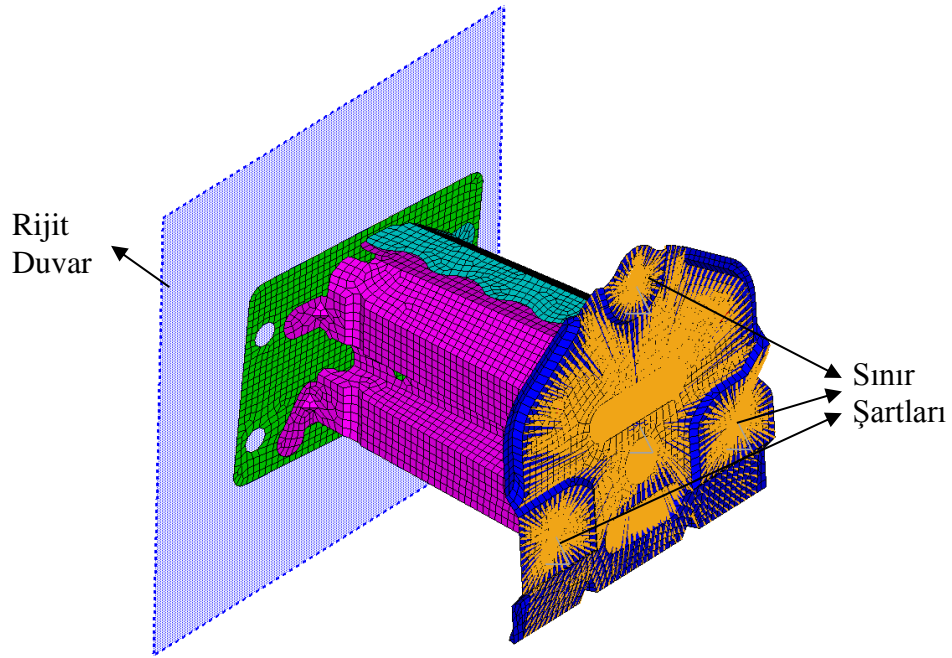
$$\sigma_y^d = \sigma_y \left[1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{C} \right)^{\frac{1}{P}} \right] \quad \dot{\varepsilon} > 0 \quad (4.3)$$

Burada, $\dot{\varepsilon}$ gerinim hızı oranını, σ_y^d dinamik akma gerilmesini, σ_y statik akma gerilmesini, C ve P ise gerinim hızı parametrelerini ifade etmektedir. Abramowicz ve Jones [35,36], yaptıkları çalışmalarda çelik malzemenin dinamik ezilme davranışlarını incelemiş ve gerinim hızı parametreleri olarak $C = 6844 \text{ s}^{-1}$ ve $P = 3,91$ değerlerini elde etmişlerdir. Bu çalışma kapsamında da aynı gerinim hızı parametre değerleri kullanılmıştır.

4.2.4 Rijit duvar ve sınır şartları

Tez kapsamında yapılan nümerik çalışmalarda, enerji yutucular bir uçlarından sabitlenmiş ve diğer uçlarından rijit duvar ile aksenal doğrultuda çarpıştırılmıştır. Enerji yutucuların sabitlenmesi işlemi, 4 numaralı alt bağlantı parçasının her bir eksenindeki ötelenme ve dönme hareketlerinin kısıtlanması ile yapılmıştır. Bunun için sabitlenmesi istenilen düğüm noktaları seçilmiş ve bu düğüm noktalarının tüm serbestlik dereceleri 1 olarak seçilip kısıtlanmıştır.

Sabitlenen enerji yutucular, 15,6 m/s hıza ve 80 kg kütleyle sahip Rijit duvar ile aksel doğrultuda çarpıştırılmıştır. Rijit duvar tanımlaması için Ls-Dyna yazılımındaki *RIGIDWALL_PLANAR_MOVING kartı kullanılmıştır. Tanımlanan rijit duvarlar düzlemsel ve deforme olmayan yapıdır. Bu nedenle çarpışma anında enerjinin tamamı rijit duvardan enerji yutucuya aktarılmaktadır. Şekil 4.38’de başlangıç modeli enerji yutucuya uygulanmış olan sınır şartları ve rijit duvar görülmektedir.



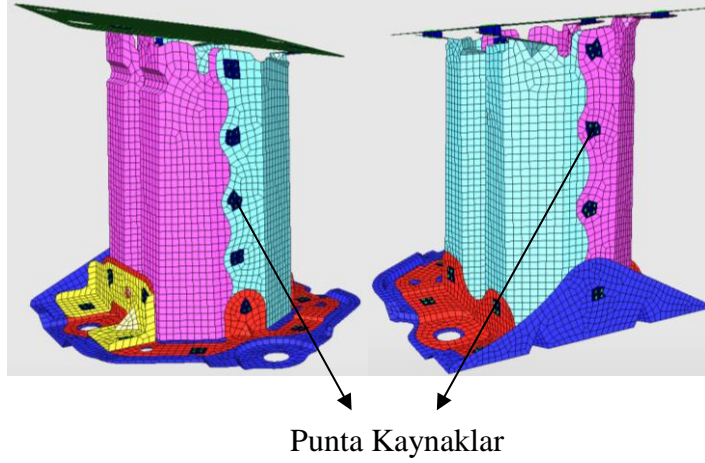
Şekil 4.38 Enerji yutucu modelinde sınır şartları ve rijit duvar

Çarpışma anında enerji yutucunun rijit duvar ile olan teması, enerji yutucu parçalarının kendi aralarındaki temasları ve parçaların iç temasları otomatik temas kartı ile tanımlanmıştır. Temas tanımlamaları için Ls-Dyna yazılımında bulunan *CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE kartı kullanılmıştır.

4.2.5 Punta kaynak tanımlaması

Sonlu elemanlar modeli oluşturulan enerji yutucu parçalarının birbirleriyle birleştirilmesi işlemi punta kaynak tanımlamaları ile yapılmıştır. Kaynak tanımlamaları HyperCrash yazılımının Ls-Dyna ara yüzünde gerçekleştirilmiştir.

Punta kaynaklar, elemanlar üzerinden düğüm noktaları arasında tanımlanmıştır. Başlangıç modeli enerji yutucu parçalarının punta kaynak ile birleştirilmiş hali Şekil 4.39'da gösterilmiştir.



Şekil 4.39 Başlangıç modeli üzerinde punta kaynakların yerleri

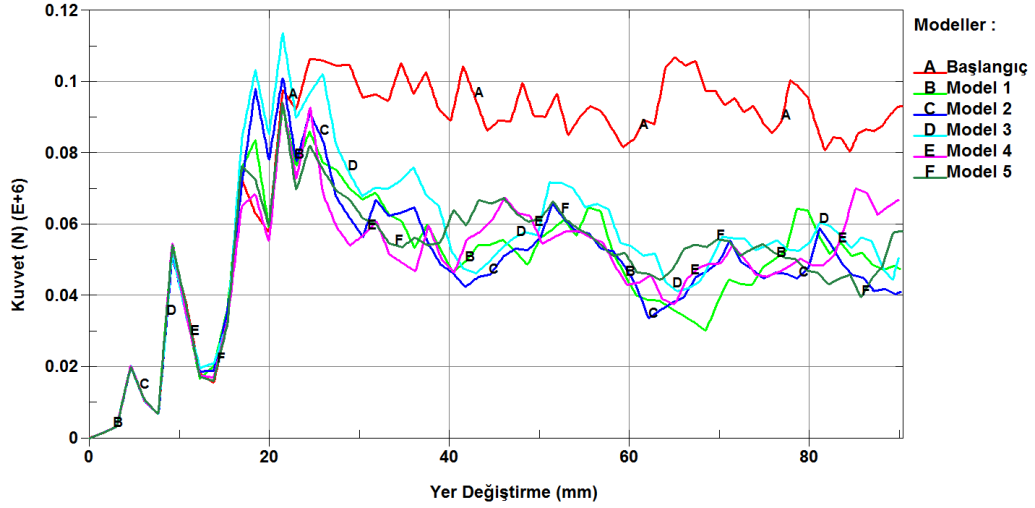
4.3 Enerji Yutucu Modelleri Çarpışma Analizleri ve Sonuçları

Sonlu elemanlar modelleri hazırlanan başlangıç modeli enerji yutucu ve 45 farklı alternatif enerji yutucu çarpışma analizine tabi tutulmuştur. Analiz çıktısı olarak global enerji, kuvvet, yer değiştirme, hız ve ivme gibi değerler 1×10^{-4} saniye zaman aralığı ile yazdırılmıştır. Bunun için Ls-Dyna yazılımındaki *DATABASE_OPTION kartı kullanılmıştır.

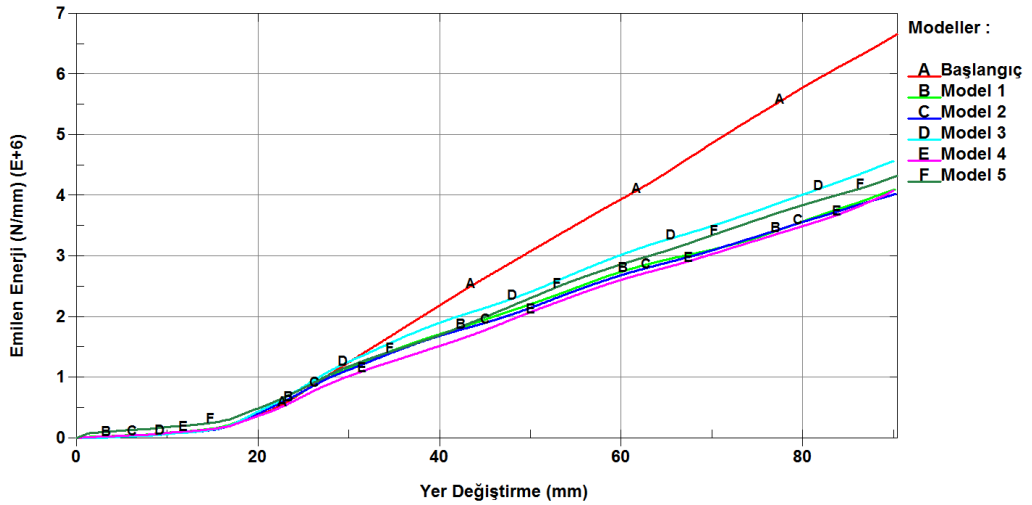
Çarpışma analizleri bütün modellerde enerji yutucuların 90 mm'lik ezilme miktarı için ele alınmış ve buna göre toplam enerji emilimi, birim kütle başına emilen enerji, maksimum (pik) ezilme kuvveti, ortalama ezilme kuvveti ve ezilme kuvveti verimi hesaplanmıştır. Enerji yutucular sabit bir deformasyon miktarı için kıyaslandığından, analiz süreleri her modelde farklılık göstermiştir. Ayrıca alternatif enerji yutucu modellerinin, başlangıç modeli ile daha doğru bir şekilde kıyaslanabilmesi için modellerin toplam kaynak noktası sayısı ve ağırlıkları da hesaplanmıştır.

Mevcut enerji yutucu ile 45 alternatif enerji yutucunun enerji emilimlerinin ve maksimum (pik) kuvvetlerin karşılaştırılması grafikler üzerinden incelenmiştir.

Şekil 4.40 ve Şekil 4.41’de başlangıç enerji yutucu modeli ve bu modelin geometrisi değiştirilerek elde edilmiş model 1-5’in ezilme kuvvetleri ve enerji emilimleri kıyaslanmıştır.



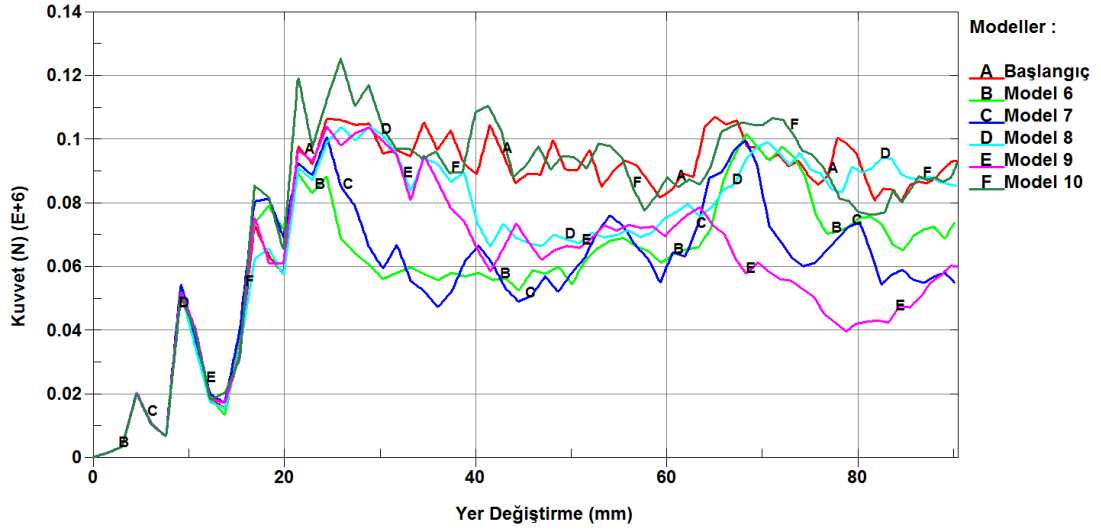
Şekil 4.40 Başlangıç modeli ve model 1-5 için kuvvet - yer değiştirme grafiği



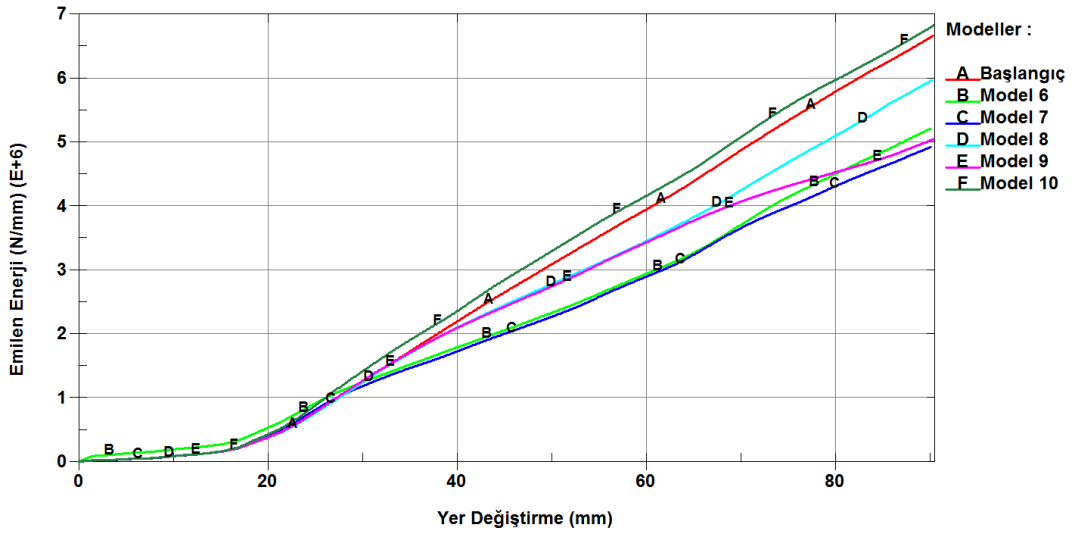
Şekil 4.41 Başlangıç modeli ve model 1-5 için emilen enerji - yer değiştirme grafiği

Referans olarak alınan başlangıç enerji yutucu modelinin iç duvarlarının kaldırılması ile elde edilen çokgen yapıdaki düz ve oluklu enerji yutucuların (model 1-5) kütlelerinde azalma olmasına rağmen başlangıç modelinden daha az enerji sönmledikleri görülmüştür. Buna paralel olarak maksimum ezilme kuvvetlerinin ve ortalama ezilme kuvvetlerinin de düştüğü tespit edilmiştir.

Şekil 4.42 ve Şekil 4.43’de başlangıç enerji yutucu modeli ve model 6-10’un ezilme kuvvetleri ve enerji emilimleri kıyaslanmıştır.



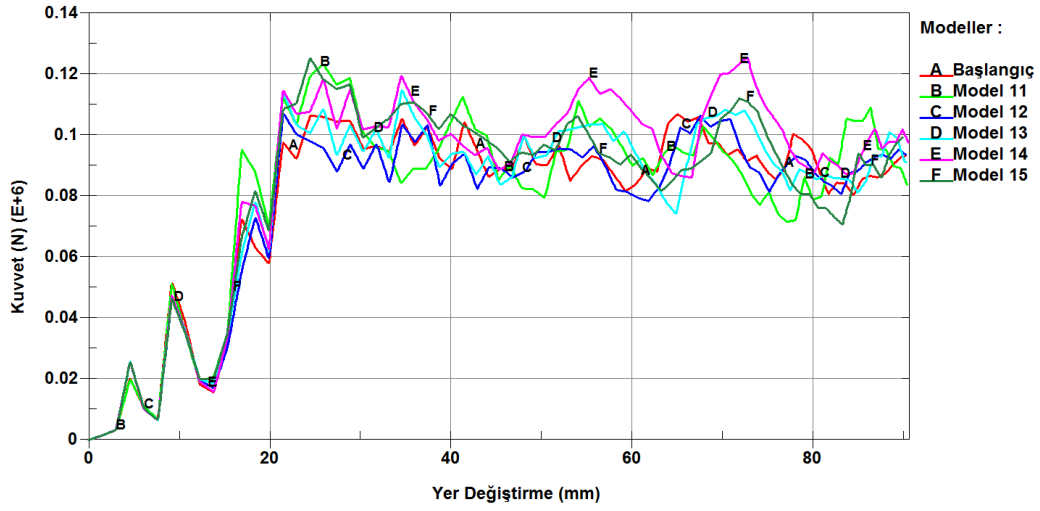
Şekil 4.42 Başlangıç modeli ve model 6-10 için kuvvet - yer değiştirme grafiği



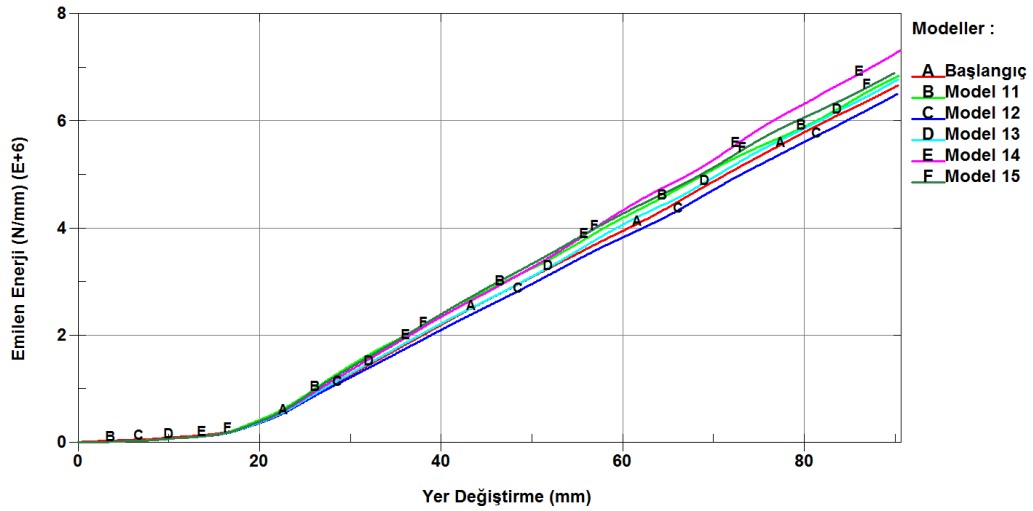
Şekil 4.43 Başlangıç modeli ve model 6-10 için emilen enerji - yer değiştirme grafiği

Başlangıç modelinin üzerindeki oluk yapının kaldırılması (model 10) enerji emilimini arttırmış ancak maksimum ezilme kuvvetinde de bir artışa sebep olmuştur. Oluk yapıların sayısında ve uygulama yerlerinde yapılan değişikliklerin maksimum reaksiyon kuvvetlerini azalttığı ancak model 6-9’da istenilen enerji emilim seviyelerinin yakalanamadığı görülmüştür.

Başlangıç modeli ve model 11-15'in ezilme kuvvetleri ve enerji emilimleri Şekil 4.44 ve Şekil 4.45'de kıyaslanmıştır.



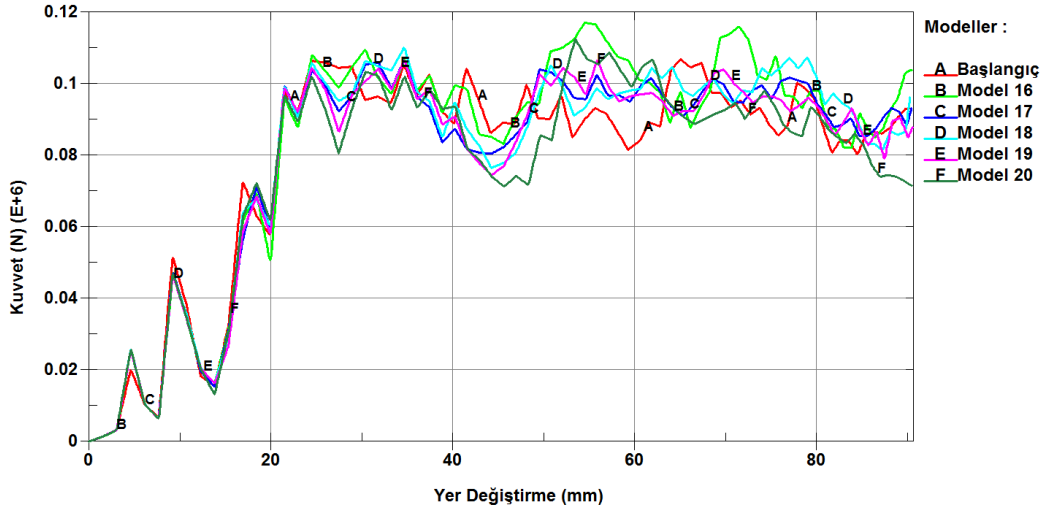
Şekil 4.44 Başlangıç modeli ve model 11-15 için kuvvet - yer değiştirme grafiği



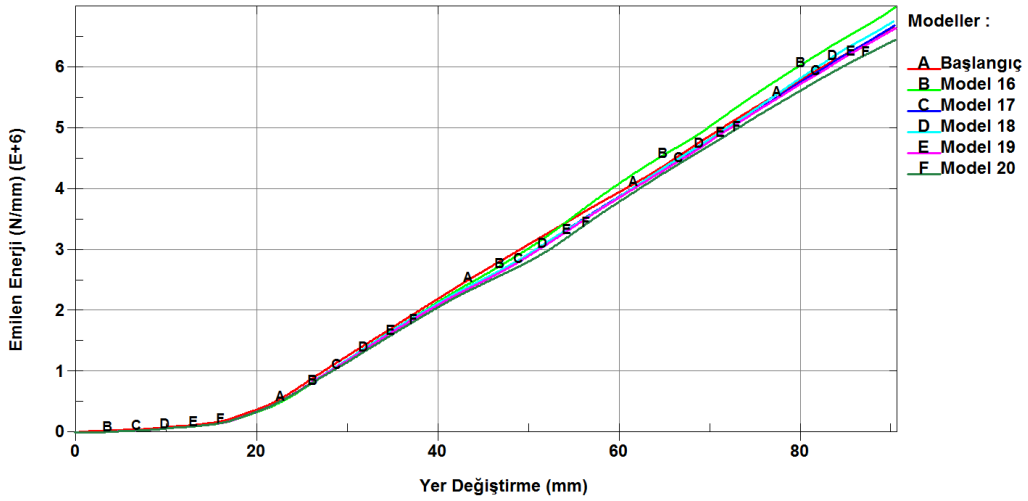
Şekil 4.45 Başlangıç modeli ve model 11-15 için emilen enerji - yer değiştirme grafiği

Başlangıç modelinin üzerindeki destek parçalarından birinin çıkarılarak ve ana gövde et kalınlığında değişiklikler yapılarak elde edilen alternatif modellerin analizlerinin sonucunda model 12 hariç diğer tüm modellerin enerji emiliminin başlangıç modeli enerji yutucudan daha fazla olduğu grafiklerden görülmektedir. Ancak bu modellerin maksimum ezilme kuvvetlerinin de mevcut enerji yutucuya göre fazla olduğu tespit edilmiştir.

Şekil 4.46 ve Şekil 4.47’de başlangıç enerji yutucu modeli ve model 16-20’nin ezilme kuvvetleri ve enerji emilimleri kıyaslanmıştır.



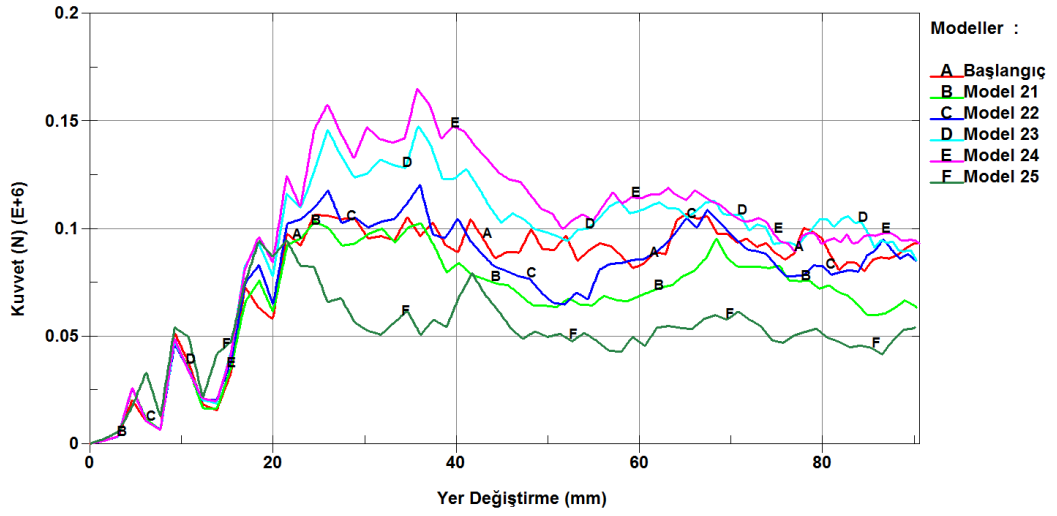
Şekil 4.46 Başlangıç modeli ve model 16-20 için kuvvet - yer değiştirme grafiği



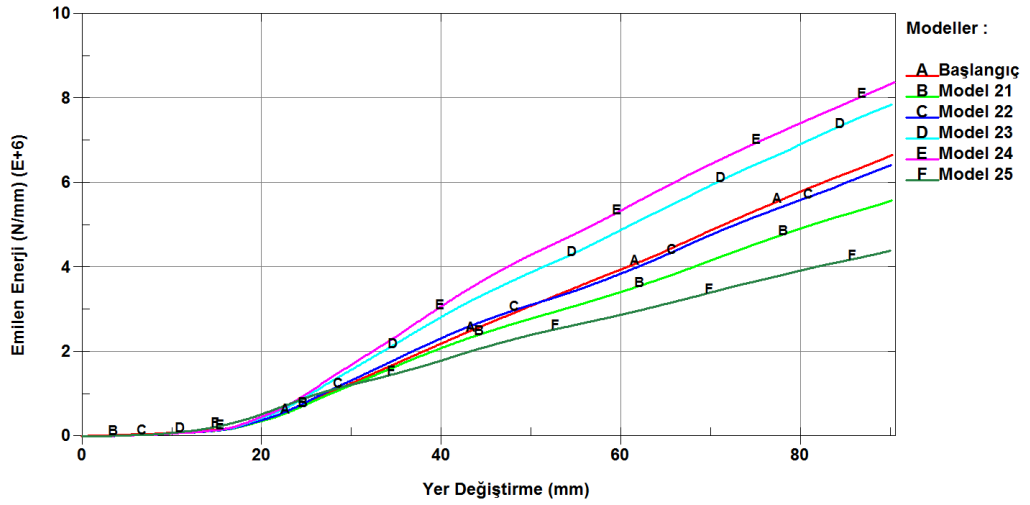
Şekil 4.47 Başlangıç modeli ve model 16-20 için emilen enerji-yer değiştirme grafiği

Model 17’nin enerji emilimi başlangıç modeline göre fazla ve maksimum ezilme kuvveti de düşüktür. Ayrıca model 17’de bir parçanın eksiltildiği düşünülürse, bu model uygun bir tasarım olarak değerlendirilebilir. Model 18’in maksimum ezilme kuvveti başlangıç modelinden bir miktar fazla olmasına rağmen enerji emiliminde artış gözlemlenmiştir. Model 19’un enerji emiliminde ise bir miktar azalma olmasına rağmen kaynak sayısı bir azaltılmış ve maksimum ezilme kuvveti değişmemiştir.

Şekil 4.48 ve Şekil 4.49'da başlangıç enerji yutucu modeli ve model 21-25'in ezilme kuvvetleri ve enerji emilimleri kıyaslanmıştır.



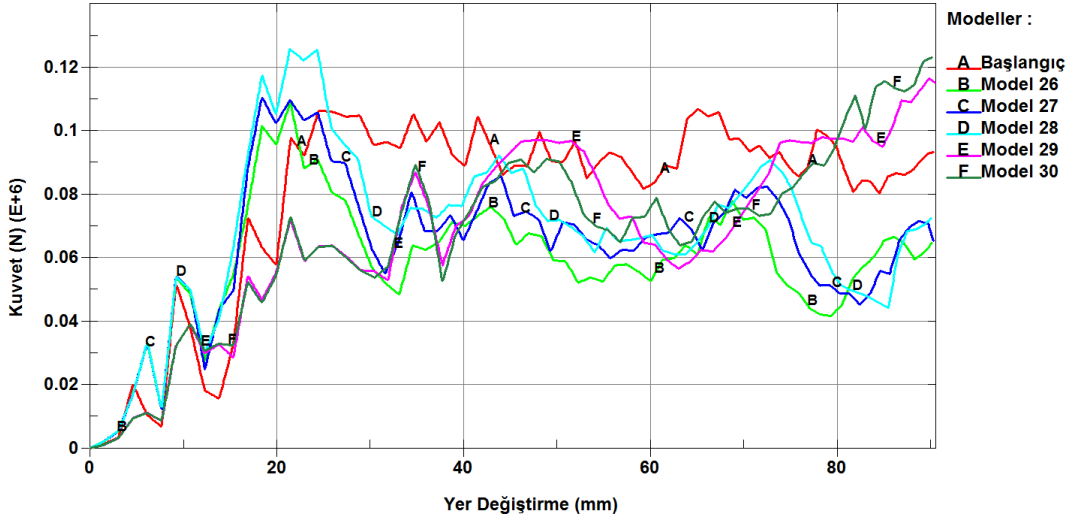
Şekil 4.48 Başlangıç modeli ve model 21-25 için kuvvet - yer değiştirme grafiği



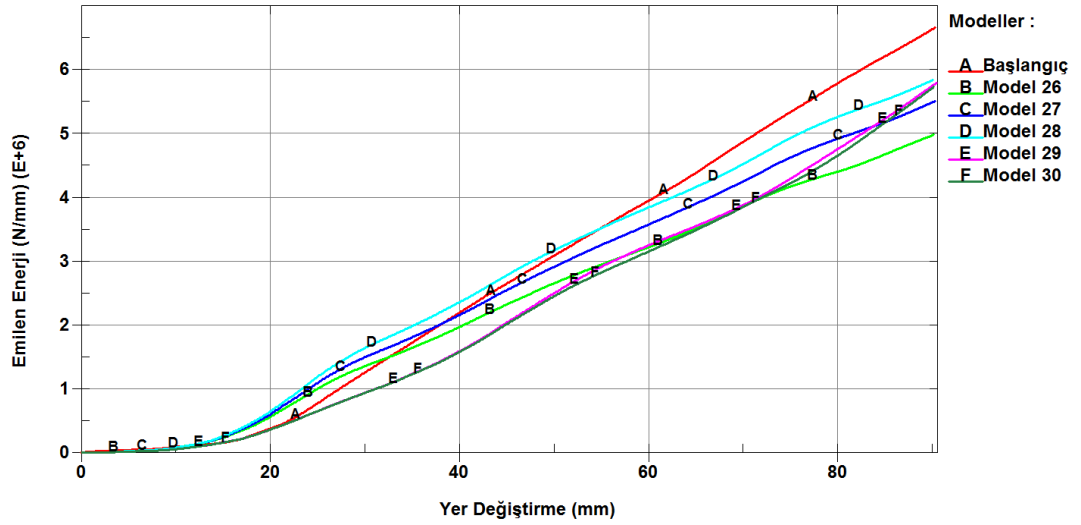
Şekil 4.49 Başlangıç modeli ve model 21-25 için emilen enerji - yer değiştirme grafiği

Başlangıç modeli enerji yutucunun alt destek parçalarının çıkartılması ve birleştirme için kulakçıkların eklenmesi ile edilen yeni enerji yutucu modellerinin (model 21-22) analizi sonucunda et kalınlığında yapılan artışın, enerji emilimini arttırdığı ancak buna paralel olarak maksimum ezilme kuvvetlerinde de artış meydana getirdiği tespit edilmiştir. Silindirik enerji yutucu model 25'in de enerji emiliminin başlangıç modeline göre oldukça düşük olduğu görülmüştür.

Şekil 4.50 ve Şekil 4.51’de başlangıç enerji yutucu modeli ve model 26-30’un ezilme kuvvetleri ve enerji emilimleri kıyaslanmıştır.



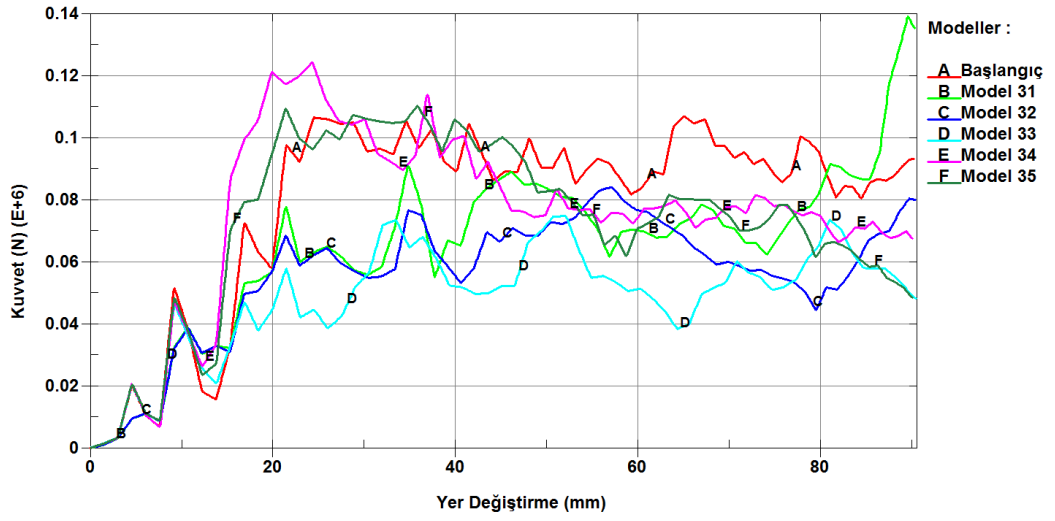
Şekil 4.50 Başlangıç modeli ve model 26-30 için kuvvet - yer değiştirme grafiği



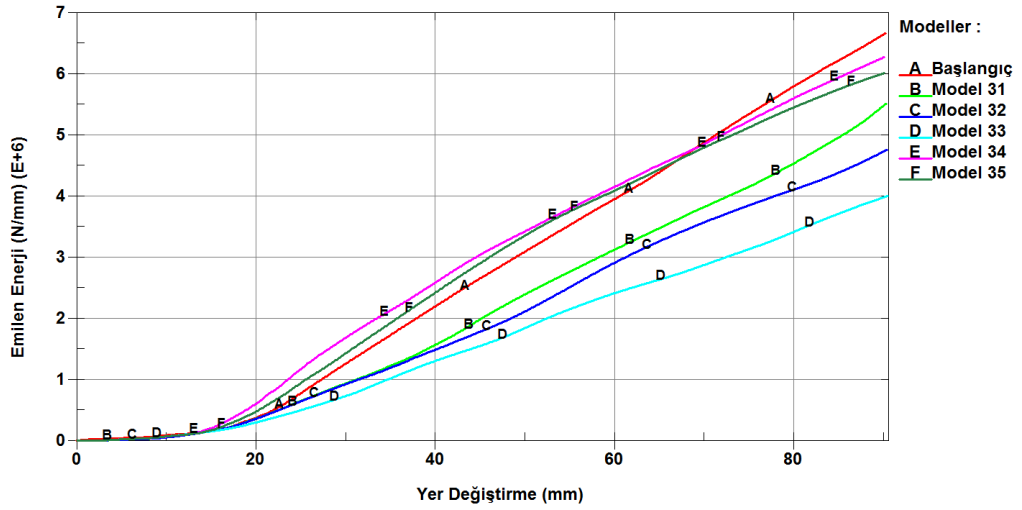
Şekil 4.51 Başlangıç modeli ve model 26-30 için emilen enerji - yer değiştirme grafiği

Et kalınlığı arttırılan silindirik enerji yutucuların (model 26-28) maksimum ezilme kuvvetlerinin başlangıç modeline kıyasla arttığı ve enerji emilimlerinin istenilen düzeyde olmadığı görülmüştür. Silindirik enerji yutucu üzerinde yerleştirilen oluk ve delik gibi ezilme başlatıcı yapıların (model 29-30) başlangıç ezilme kuvvetlerini oldukça düşürdüğü tespit edilmiştir.

Şekil 4.52 ve Şekil 4.53’de başlangıç enerji yutucu modeli ve model 31-35’in ezilme kuvvetleri ve enerji emilimleri kıyaslanmıştır.



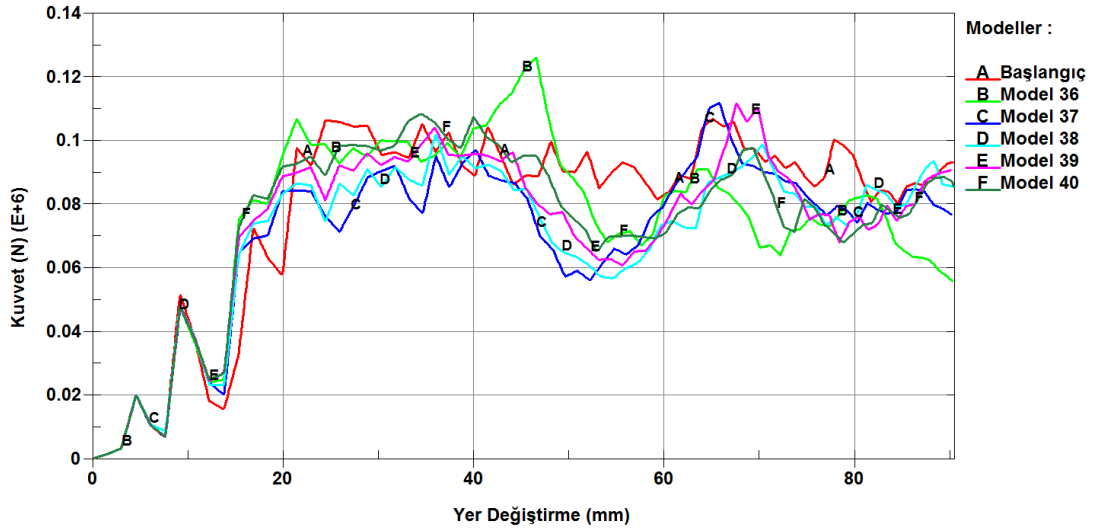
Şekil 4.52 Başlangıç modeli ve model 31-35 için kuvvet - yer değiştirme grafiği



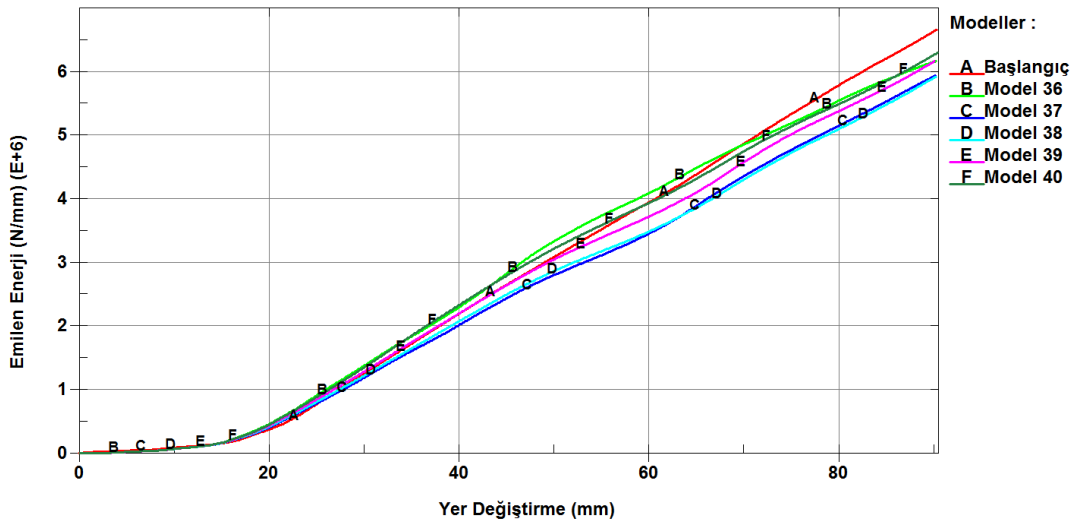
Şekil 4.53 Başlangıç modeli ve model 31-35 için emilen enerji- yer değiştirme grafiği

Ezilme davranışını başlatan oluk yapıların sayısında ve uygulama yerlerinde yapılan değişikliklerle elde edilen enerji yutucuların (model 31-33) ezilme kuvvetleri düşük olmasına rağmen enerji emilim miktarları istenilen seviyeye ulaşamamıştır. Silindirik enerji yutuculara, başlangıç modelindeki gibi iç yüzeylerin eklenmesi ile elde edilen model 34 ve model 35’in çarpışmanın ilk anlarında yüksek enerji emilim performansı sergiledikleri ancak 90 mm’lik deformasyonda verimli olmadıkları görülmüştür.

Şekil 4.54 ve Şekil 4.55’de başlangıç enerji yutucu modeli ve model 36-40’ın ezilme kuvvetleri ve enerji emilimleri kıyaslanmıştır.



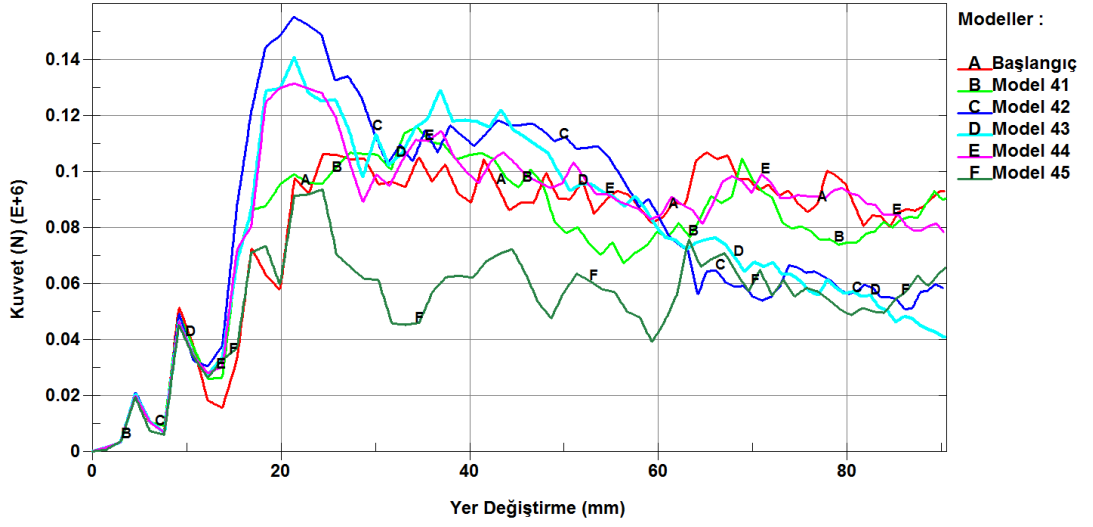
Şekil 4.54 Başlangıç modeli ve model 36-40 için kuvvet - yer değiştirme grafiği



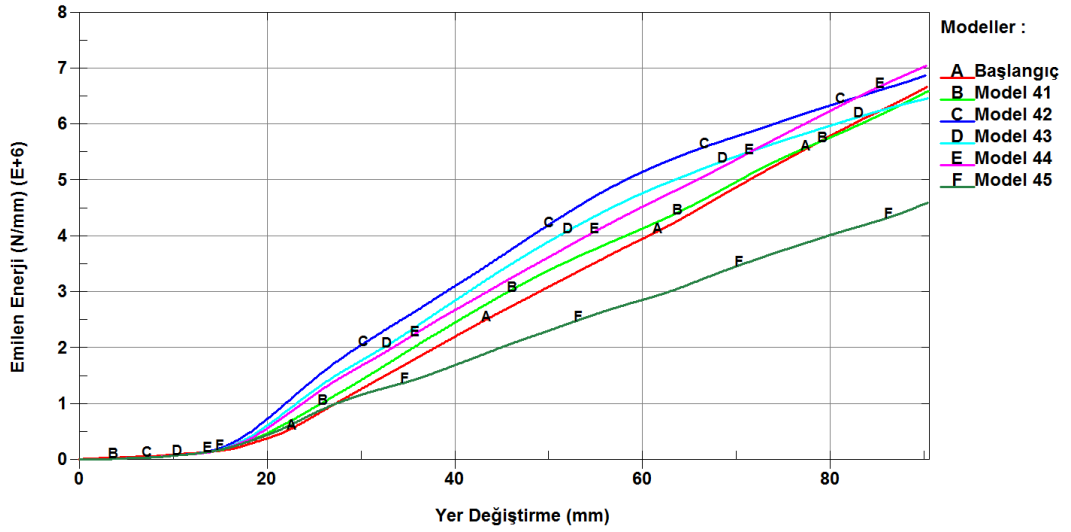
Şekil 4.55 Başlangıç modeli ve model 36-40 için emilen enerji - yer değiştirme grafiği

Silindirik enerji yutucu ana gövdelerine birer adet iç yüzeylerin eklenmesi ile elde edilen modellerin analizlerinde ortaya çıkan maksimum ezilme kuvvetlerinin düşürülmesi için oluk yapılar modellere dâhil edilmiştir. Grafiklerden de görüleceği üzere başlangıç ezilme kuvvetleri düşürülmüş ancak 90 mm’lik deformasyonda istenilen enerji emilim değeri yakalanamamıştır.

Şekil 4.56 ve Şekil 4.57’de başlangıç enerji yutucu modeli ve model 41-45’in ezilme kuvvetleri ve enerji emilimleri kıyaslanmıştır.



Şekil 4.56 Başlangıç modeli ve model 41-45 için kuvvet - yer değiştirme grafiği



Şekil 4.57 Başlangıç modeli ve model 41-45 için emilen enerji- yer değiştirme grafiği

Silindirik enerji yutucu ana gövdelerindeki iç yüzeylerin sayısının ikiye çıkarılması ile elde edilen enerji yutucuların (model 42-43) iyi bir enerji emilimi sağladıkları ancak maksimum ezilme kuvvetlerinin de oldukça yüksek olduğu görülmüştür. Silindir çapının artırılması ile elde edilen model 45’in ise iyi bir enerji emilimi sağlayamadığı tespit edilmiştir.

Başlangıç ve alternatif enerji yutucu modelleri çarpışma analizlerinin detaylı sonuçları Çizelge 4.3’de verilmiştir.

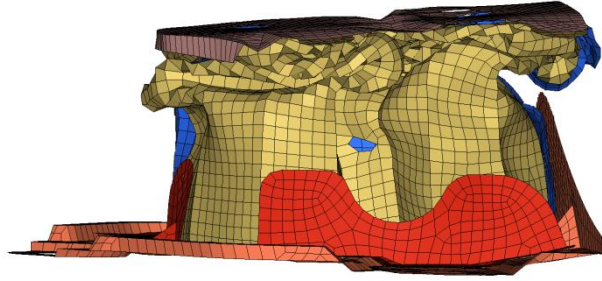
Çizelge 4.3 Başlangıç ve alternatif enerji yutucu modelleri için analiz sonuçları

Modeller	Enerji Emilimi (kJ)	Özgül Enerji Emilimi (kJ/kg)	Maksimum Ezilme Kuvveti (kN)	Ortalama Ezilme Kuvveti (kN)	Ezilme Kuvveti Verimi (%)
Başlangıç	6,65	6,22	107	73,88	69,05
Model 1	4,1	4,00	93,24	45,56	48,86
Model 2	4,03	4,08	101,72	44,78	44,02
Model 3	4,57	4,50	113,86	50,78	44,60
Model 4	4,08	3,98	94,25	45,33	48,10
Model 5	4,33	4,23	94,66	48,11	50,83
Model 6	5,21	4,81	101,8	57,89	56,87
Model 7	4,93	4,54	100,85	54,78	54,32
Model 8	5,97	5,58	104,06	66,33	63,75
Model 9	5,05	4,72	103,97	56,11	53,97
Model 10	6,83	6,39	125,33	75,89	60,55
Model 11	6,84	6,63	123,45	76	61,56
Model 12	6,51	6,31	107,43	72,33	67,33
Model 13	6,78	6,47	115,09	75,33	65,46
Model 14	7,32	6,88	125,52	81,33	64,80
Model 15	6,9	6,58	125,55	76,67	61,07
Model 16	6,98	6,66	117,15	77,56	66,20
Model 17	6,7	6,39	106	74,45	70,30
Model 18	6,76	6,44	110	75,11	68,28
Model 19	6,64	6,33	107	73,78	68,95
Model 20	6,45	6,15	112,73	71,67	63,57
Model 21	5,58	5,95	103,33	62	60,00

Çizelge 4.2 Başlangıç ve alternatif enerji yutucu modelleri için analiz sonuçları
(devamı)

Modeller	Enerji Emilimi (kJ)	Özgül Enerji Emilimi (kJ/kg)	Maksimum Ezilme Kuvveti (kN)	Ortalama Ezilme Kuvveti (kN)	Ezilme Kuvveti Verimi (%)
Başlangıç	6,65	6,22	107	73,88	69,05
Model 22	6,42	6,62	120,44	71,33	59,23
Model 23	7,85	7,59	148	87,22	58,93
Model 24	8,38	7,86	165,08	93,11	56,40
Model 25	4,39	4,77	94,72	48,78	51,50
Model 26	4,98	5,25	109,2	55,33	50,67
Model 27	5,51	5,65	110,74	61,22	55,29
Model 28	5,84	5,82	125,81	64,89	51,58
Model 29	5,8	5,47	116,59	64,44	55,27
Model 30	5,73	5,41	123,2	63,67	51,68
Model 31	5,51	5,21	139,18	61,22	43,99
Model 32	4,76	4,44	84,15	52,89	62,85
Model 33	4	4,12	74,71	44,44	59,49
Model 34	6,27	6,12	124,47	69,67	55,97
Model 35	6,06	5,91	110,33	67,33	61,03
Model 36	6,18	6,03	126,27	68,67	54,38
Model 37	5,95	5,79	112	66,11	59,03
Model 38	5,93	5,77	102,42	65,89	64,33
Model 39	6,17	5,91	112,02	68,56	61,20
Model 40	6,3	5,95	108,55	70	64,49
Model 41	6,59	6,12	116,12	73,22	63,06
Model 42	6,87	6,38	155,45	76,33	49,11
Model 43	6,46	5,99	141,07	71,78	50,88
Model 44	7,04	6,53	131,69	78,22	59,40
Model 45	4,6	4,32	93,73	51,11	54,53

Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2 birlikte irdelendiğinde 17 numaralı enerji yutucu modelinin başlangıç enerji yutucu modeline göre daha üstün olduğu gözlemlenmiştir. Enerji emiliminde artış, maksimum ezilme kuvvetinde ise azalış meydana gelmiştir. Ayrıca tüm modeller arasında ezilme kuvveti verimi en iyi olan enerji yutucunun 17 numaralı model olduğu tespit edilmiştir. Böylece enerji emilimi ve ezilme kuvvetlerinin istenilen düzeyde kalması sağlanmış, buna ek olarak hem ağırlık hem de bir parça eksiltilerek maliyet azaltılmıştır. Şekil 4.56'da model 17 enerji yutucunun çarpışma analizi sonrası 90 mm deformasyona uğramış şekli görülmektedir.



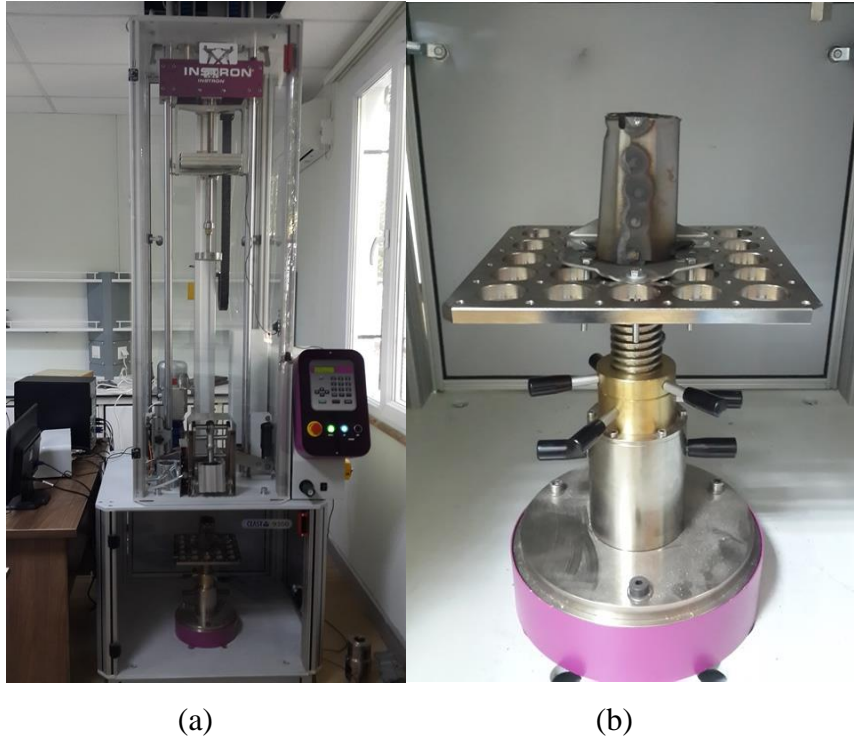
Şekil 4.58 Model 17'nin çarpışma analizi sonrası görünümü

Yapılan analizlerde model 24'ün en fazla enerjiyi emen enerji yutucu modeli olduğu ve buna bağlı olarak da maksimum ezilme kuvvetinin de çok yükseldiği ancak ezilme kuvveti veriminin ise düşük olduğu görülmüştür. Model 33'ün ise tüm enerji yutucu modelleri arasında en düşük enerji emilimini gerçekleştirdiği tespit edilmiştir. Başlangıç modeli, model 17, model 24 ve model 33'ün zamana bağlı deformasyon biçimleri EK 1'de gösterilmiştir.

5. DENEYSEL DİNAMİK DARBE TESTLERİ

Nümerik olarak incelenen enerji yutucuların, deneysel çarpışma performansının belirlenmesi amacı ile seçilen enerji yutucu modelleri dinamik darbe testine tabi tutulmuştur. Bu amaçla başlangıç modeli, model 17 ve model 24 enerji yutucular prototip üretimi için seçilmiş ve plastik şekil verme yöntemi ile imal edilmişlerdir.

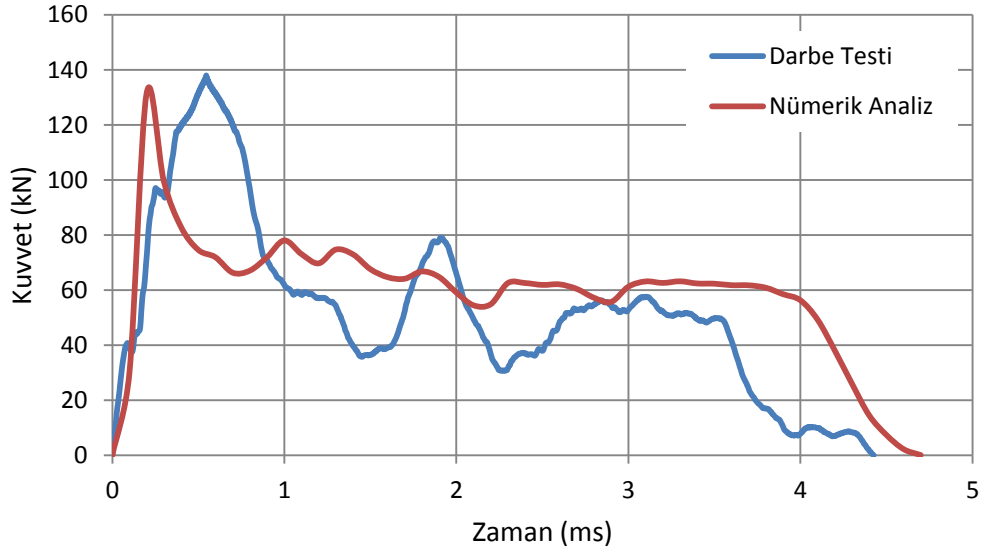
Üretilen prototip enerji yutucuların çarpışma testleri Şekil 5.1a'da gösterilen Ceast 9350 yüksek hızlı darbe test cihazı ile gerçekleştirilmiştir. Enerji yutucuların üst bağlantı parçaları çıkartılmış ve alt bağlantı parçaları Şekil 5.1b'deki gibi darbe test cihazının tutucusuna sabitlenmiştir.



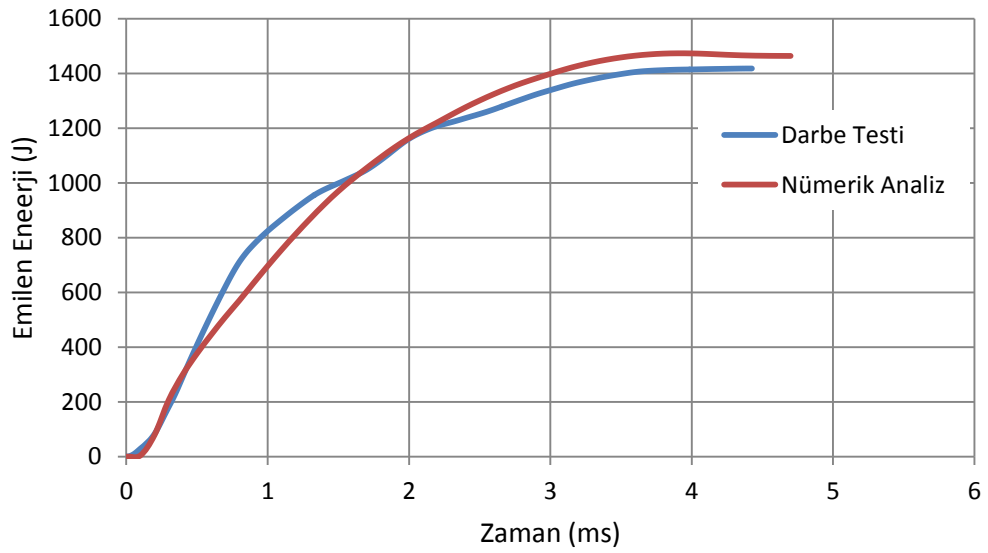
Şekil 5.1 (a) Yüksek hızlı darbe test cihazı, (b) Tutucuya sabitlenmiş enerji yutucu

Test cihazı ile uygulanabilen maksimum darbe enerjisi, enerji yutucuları tamamen deforme etmeye yetmemektedir. Bu nedenle üç enerji yutucu modeli içinde aynı şartlar uygulanmıştır. Tutucuya sabitlenen enerji yutuculara $22,3 \text{ kg}$ ağırlığında ve $11,6 \text{ m/s}$ ilk hızında vurucu kütle çarptırılmış ve enerji yutucularda meydana gelen deformasyonlar incelenmiştir. Ayrıca enerji yutucuların emdiği enerji ve reaksiyon kuvvetleri değerleri hesaplanmıştır.

Başlangıç modeli enerji yutucuya uygulanan dinamik darbe testi ve aynı koşullarda gerçekleştirilmiş sonlu elemanlar analizi sonucu elde edilen ezilme kuvveti ve enerji emilim değerleri Şekil 5.2 ve Şekil 5.3'deki grafiklerde gösterilmiştir.



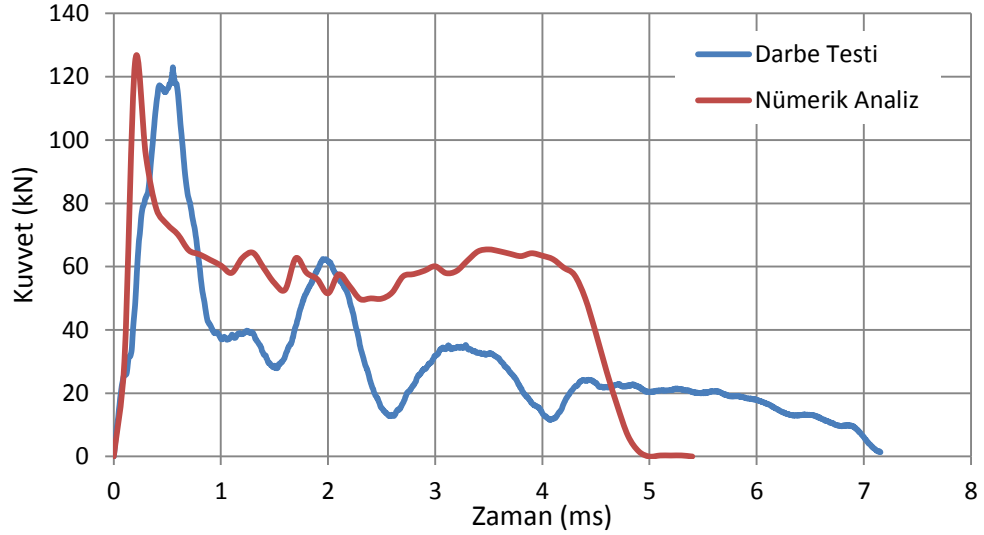
Şekil 5.2 Başlangıç modeli deneysel ve nümerik kuvvet – yer değiştirme grafiği



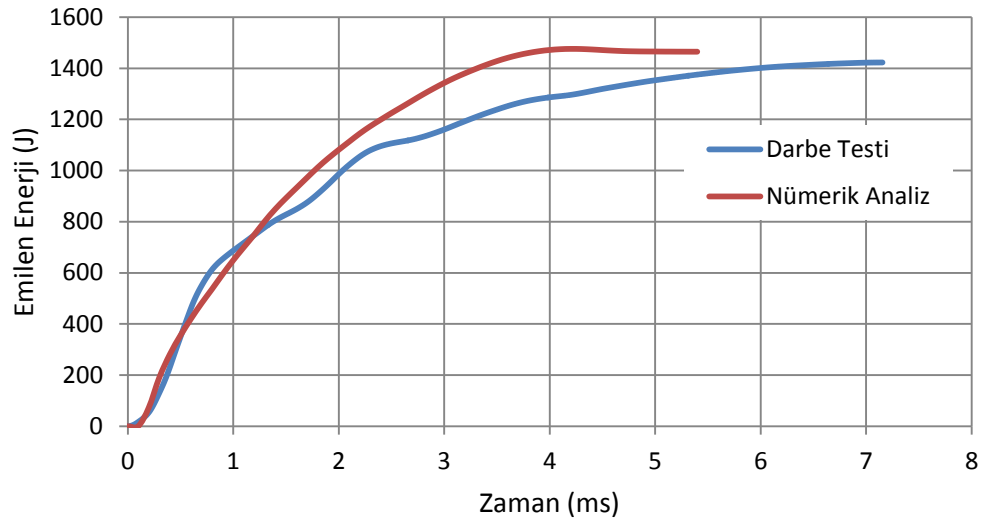
Şekil 5.3 Başlangıç modeli deneysel ve nümerik emilen enerji–yer değiştirme grafiği

Grafiklerden görüleceği üzere dinamik darbe testi sonuçları ve sonlu elemanlar modeli ile yapılan çarpışma analizi sonuçları birbirine paraleldir. Maksimum ezilme kuvveti değerleri birbirine yakın çıkmıştır.

Model 17 enerji yutucuya uygulanan dinamik darbe testi ve aynı koşullarda gerçekleştirilmiş sonlu elemanlar analizi sonucu elde edilen ezilme kuvveti ve enerji emilim değerleri Şekil 5.4 ve Şekil 5.5’deki grafiklerde gösterilmiştir.



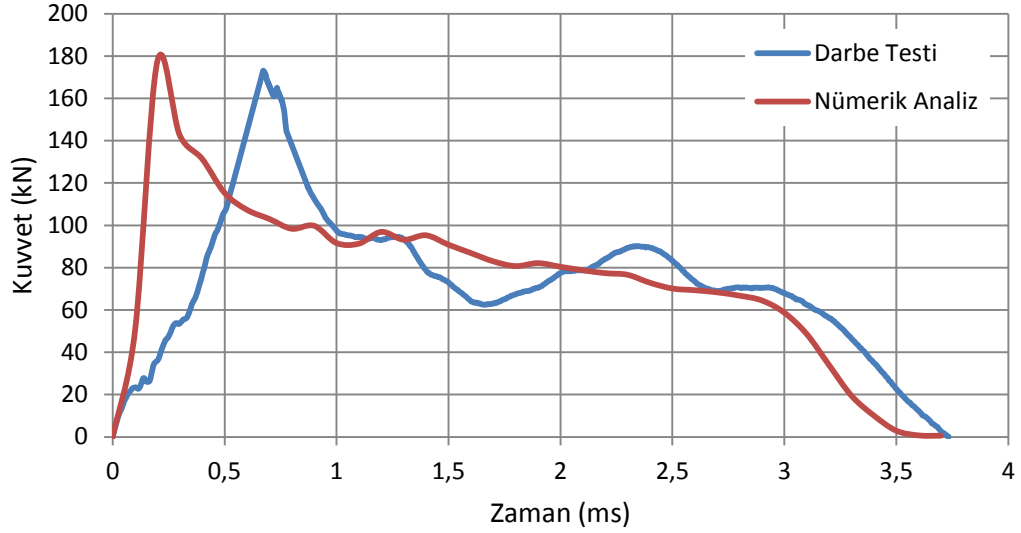
Şekil 5.4 Model 17 deneysel ve nümerik kuvvet – yer değiştirme grafiği



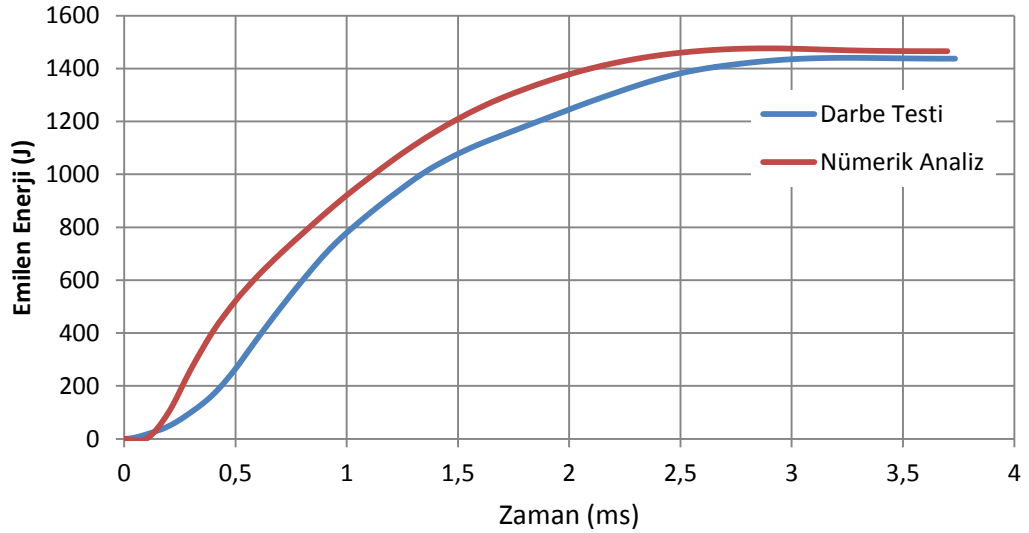
Şekil 5.5 Model 17 deneysel ve nümerik emilen enerji – yer değiştirme grafiği

Yapılan darbe testi ve sonlu elemanlar analizinde model 17'nin maksimum ezilme kuvvetinin başlangıç modelinden daha düşük olduğu görülmüştür. Testin 3. milisaniyesinde enerji yutucunun tutucu üzerinde kayması test süresini uzatmış ve ezilme kuvvetlerinde azalmaya sebep olmuştur.

Model 24 enerji yutucuya uygulanan dinamik darbe testi ve aynı koşullarda gerçekleştirilmiş sonlu elemanlar analizi sonucu elde edilen ezilme kuvveti ve enerji emilim değerleri Şekil 5.6 ve Şekil 5.7’deki grafiklerde gösterilmiştir.



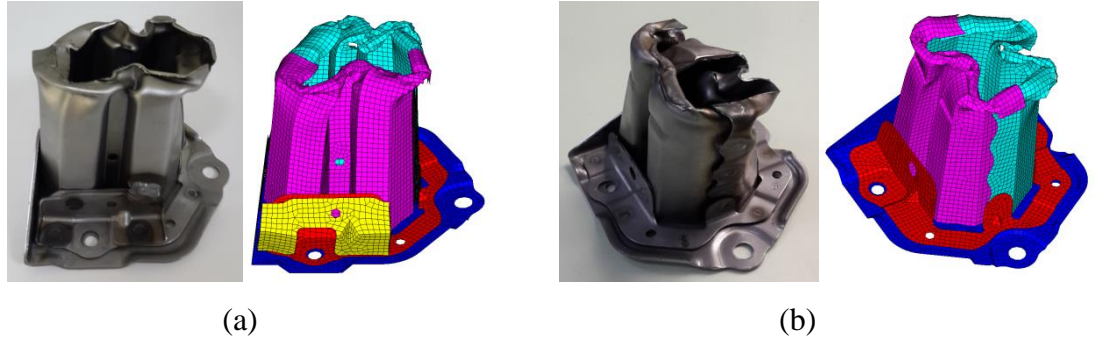
Şekil 5.6 Model 24 deneysel ve nümerik kuvvet – yer değiştirme grafiği



Şekil 5.7 Model 24 deneysel ve nümerik emilen enerji–yer değiştirme grafiği

Grafikler incelendiğinde 24 numaralı modele uygulanan darbe testinin sonuçları ile nümerik analiz sonuçlarının benzer olduğu görülmektedir. Maksimum ezilme kuvvetinin, başlangıç modeli ve model 17'ye göre oldukça yüksek olduğu tespit edilmiştir.

Başlangıç modeli ve model 17'nin darbe testi sonrası deformasyona uğramış hallerinin, sonlu elemanlar modelleri ile kıyaslanması Şekil 5.8'de gösterilmiştir.



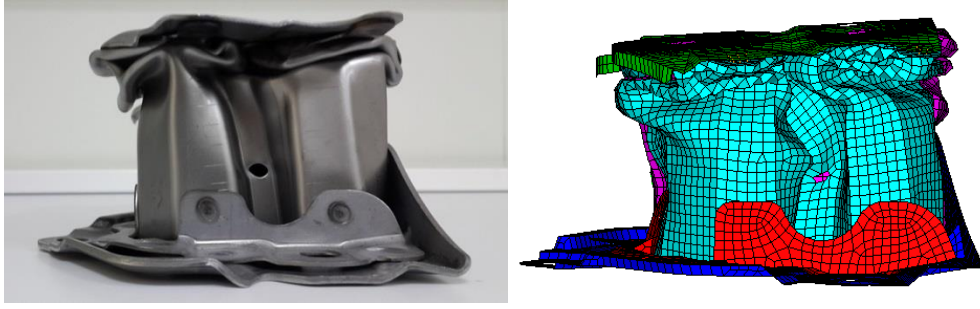
Şekil 5.8 Darbe testi ve çarpışma analizi sonucu deformasyona uğramış enerji yutucu modelleri; (a) Başlangıç modeli, (b) Model 17

Enerji yutucu modellerine uygulanan darbe testleri ve sonlu elemanlar analizi sonuçları Çizelge 5.1'de verilmiştir.

Çizelge 5.1 Darbe testi ve sonlu elemanlar analizi sonuçları

Uygulanan Yöntem	Enerji Yutucu Modeli	Emilen Enerji (J)	Maksimum Kuvvet (kN)	Deformasyon (mm)
Darbe Testi	Başlangıç Modeli	1417,83	138,23	21,77
	Model 17	1422,91	122,96	34,66
	Model 24	1440,35	173,06	18,21
SEM Analizi	Başlangıç Modeli	1473,34	131,43	21,33
	Model 17	1476,05	124,67	23,66
	Model 24	1476,13	177,39	16,01

Gerçekleştirilen dinamik darbe testlerinde uygulanan darbe enerjisinin düşük olması, enerji yutucuların belirli mesafelerde deformasyona uğramasına sebep olmuştur. Enerji yutucuların tam deformasyon şekillerini elde edilebilmek için darbe işlemi aynı enerji yutucu üzerinde birkaç kez tekrarlanmıştır. Şekil 5.9'da yüksek miktarda deformasyona uğramış olan başlangıç modeli gösterilmiştir.



Şekil 5.9 Yüksek miktarda deformasyona uğramış başlangıç modeli enerji yutucu

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışması kapsamında ilk olarak başlangıç enerji yutucu modeli oluşturularak çarpışma performansı belirlenmiştir. 6 adet parçanın 23 adet punta kaynak noktası ile birleştirilmesinden oluşan başlangıç enerji yutucu modelinin çarpışma verimliliğini arttırmak ve parça maliyetlerini azaltmak için alternatif enerji yutucu modelleri tasarlanmıştır. Farklı tasarımlardaki enerji yutucular için yapılan eksenel çarpışma analizleri irdelendiğinde aşağıdaki sonuçlara varılmıştır.

- Enerji yutucu ana gövde et kalınlığı arttırıldığında enerji emilimi de artmıştır. Ancak bu durumun maksimum ezilme kuvvetinde de artışa sebep olduğu görülmüştür.
- Enerji yutucu ana gövdeleri üzerinde yerleştirilen oluk, delik vb. yapıların maksimum ezilme kuvvetlerini düşürdüğü tespit edilmiştir.
- Kesit yapısı çokgen olan başlangıç enerji yutucu modelinin, dairesel kesitli enerji yutucu modeline göre çarpışma verimliliği açısından daha üstün olduğu belirlenmiştir.
- 17 numaralı modelde, başlangıç enerji yutucu modelinin bir adet parçası çıkartılmış ve ana gövde et kalınlığı arttırılmıştır, buna paralel olarak enerji emilimi de artmıştır. Bu durumda artması beklenen maksimum ezilme kuvvetleri enerji yutucu ana gövdesi üzerinde yerleştirilen iki adet oluk ile bir miktar daha düşürülmüştür. Böylece hem enerji emilim performansı daha iyi olan hem de daha az maliyetli bir enerji yutucu modeli elde edilmiştir.
- Seçilen enerji yutucu modelleri için dinamik darbe testleri yapılmış ve sonuçların nümerik çarpışma analizleri ile paralel olduğu görülmüştür. Böylece sonlu elemanlar analizleri ile elde edilen optimum yapıdaki enerji yutucu modelinin çarpışma performansı yapılan darbe testleri ile de doğrulanmıştır.

Bu alışma kapsamında enerji yutucular tek bir malzeme tipi için incelenmiştir. Malzeme yapısının çarpışma performansına etkilerinin belirlenmesi için yüksek mukavemetli çelikler, alüminyum gibi değişik malzeme tipleri ile çarpışma analizleri yapılabilir. Ayrıca optimum yapıdaki enerji yutucunun belirlenmesi için optimizasyon algoritmaları ile parametrik çalışmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR

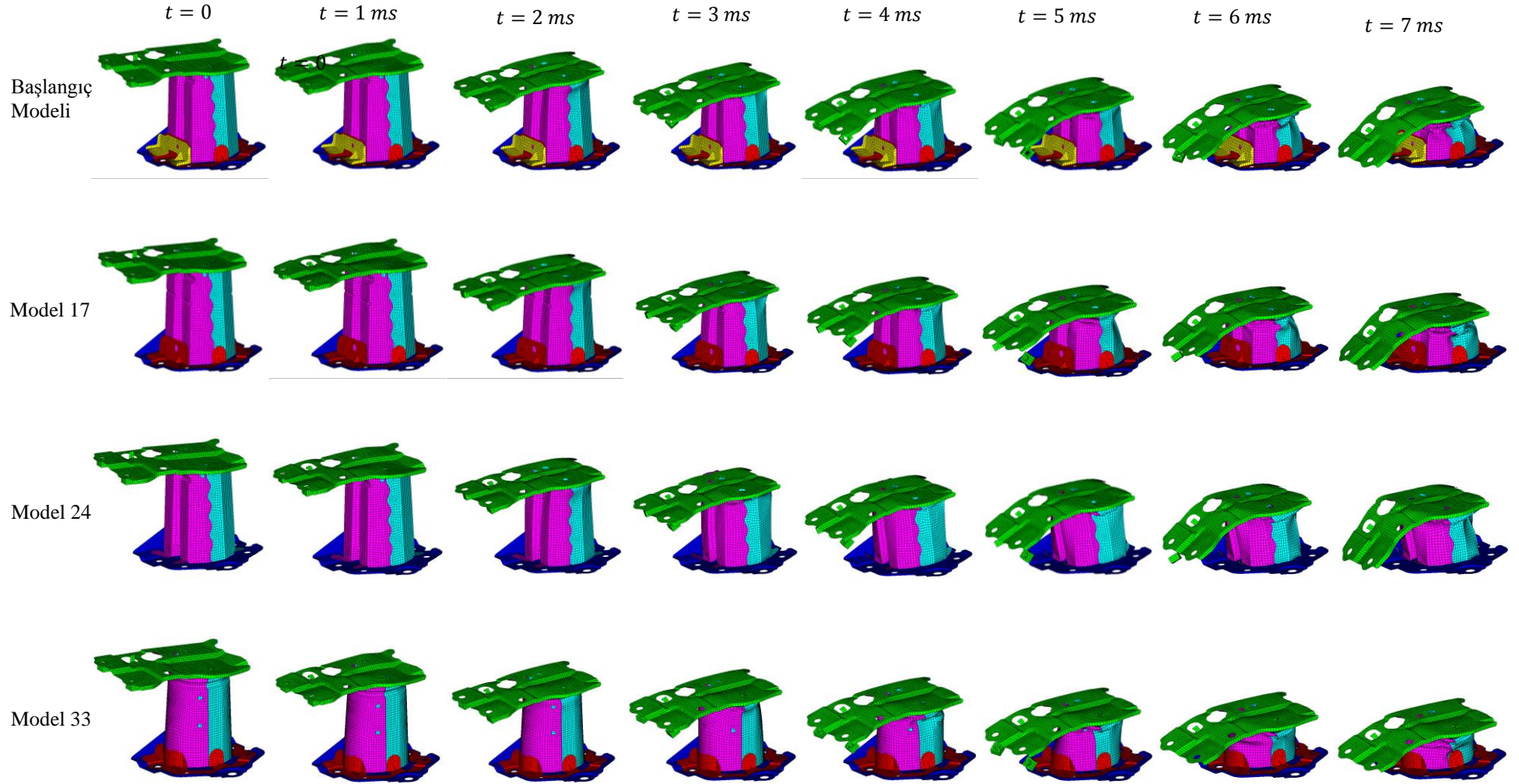
- [1] Emniyet Genel Müdürlüğü ve Türkiye İstatistik Kurumu, Trafik Kaza İstatistikleri 2012, Yayın No: 4115, Ankara, 2013.
- [2] <http://www.boronextrication.com/2013/07/03/2014-mazda-6-body-structure/> , 5 Ocak 2014.
- [3] Chathbai A., *Parametric Study of Energy Absorption Characteristics of a Rectangular Aluminum Tube Wrapped With E-Glass/Epoxy*, Master of Science Thesis, Wichita State University, Mechanical Engineering Department, Kansas, USA, 2007.
- [4] Guler M.A., Cerit M.E., Bayram B., Gerçeker B., Karakaya E., The Effect of Geometrical Parameters on the Energy Absorption Characteristics of Thin-Walled Structures Under Axial Impact Loading, *International Journal of Crashworthiness*, **2010**, 15:4, 377-390.
- [5] Jin S.Y., Altenhof., Comparison of the Load/Displacement and Energy Absorption Performance of Round and Square AA6061-T6 Extrusions Under a Cutting Deformation Mode, *International Journal of Crashworthiness*, **2007**, 12:3, 265-278.
- [6] Nagel G., *Impact and Energy Absorption of Straight and Tapered Rectangular Tubes*, Doctor of Philosophy Thesis, Queensland University of Technology, The Civil Engineering and Built Environment School, Brisbane, Australia, 2005.
- [7] Reddy S., *Modeling and Analysis of a Composite B-Pillar For Side-Impact Protection of Occupants in a Sedan*, Master of Science Thesis, Wichita State University, College of Engineering, Kansas, USA, 2007.
- [8] Nia A.A., Parsapour M., Comparative Analysis of Energy Absorption Capacity of Simple and Multi-Cell Thin-Walled Tubes With Triangular, Square, Hexagonal and Octagonal Sections, *Thin-Walled Structures*, **2014**, 74, 155-165.
- [9] Alghamdi A.A.A., Collapsible Impact Energy Absorbers: An Overview, *Thin-Walled Structures*, **2000**, 39, 189-213.
- [10] Witteman W.J., Improved Vehicle Crashworthiness Design by Control of the Energy Absorption for Different Collision Situations, Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, 1999.
- [11] Beard S.J., Chang F-K., Energy Absorption of Braided Composite Tubes, *International Journal of Crashworthiness*, **2002**, 7:2, 191-206.
- [12] Santosa S., Wierzbicki T., Crash Behavior of Box Columns Filled With Aluminum Honeycomb or Foam, *Computers and Structures*, **1998**, 68, 343-367.

- [13] Corbett G.G., Reid S.R., Local Loading of Simply-Supported Steel-Grout Sandwich Plates, *International Journal of Impact Engineering*, **1993**, 13, 443-461.
- [14] Zhang X., Zhang H., Wen Z., Experimental and Numerical Studies on the Crush Resistance of Aluminum Honeycombs with Various Cell Configurations, *International Journal of Impact Engineering*, **2014**, 66, 48-59.
- [15] Chen W., Wierzbicki T., Relative Merits of Single-Cell, Multi-Cell and Foam-Filled Thin-Walled Structures in Energy Absorption, *Thin-Walled Structures*, **2001**, 39, 287-306.
- [16] Song J., Chen Y., Lu G., Axial Crushing of Thin-Walled Structures with Origami Patterns, *Thin-Walled Structures*, **2012**, 54, 65-71.
- [17] Huang X., Lu G., Yu T.X., On the Axial Splitting and Curling of Circular Metal Tubes, *International Journal of Mechanical Sciences*, **2002**, 44, 2369-2391.
- [18] Jones N., *Structural Impact*, Cambridge University Press, Cambridge, 1989.
- [19] Karagiozova D., Jones N., On the Mechanics of the Global Bending Collapse of Circular Tubes Under Dynamic Axial Load—Dynamic Buckling Transition, *International Journal of Impact Engineering*, **2008**, 35, 397-424.
- [20] Karagiozova D., Alves M., Transition From Progressive Buckling to Global Bending of Circular Shells Under Axial Impact—Part I: Experimental and Numerical Observations, *International Journal of Solids and Structures*, **2004**, 41, 1565-1580.
- [21] Jensen Ø., Langseth M., Hopperstad O.S., Experimental Investigations on the Behaviour of Short to Long Square Aluminium Tubes Subjected to Axial Loading, *International Journal of Impact Engineering*, **2004**, 30, 973-1003.
- [22] Nagel G.M., Thambiratnam D.P., A Numerical Study on the Impact Response and Energy Absorption of Tapered Thin-walled Tubes, *International Journal of Mechanical Sciences*, **2004**, 46, 201-216.
- [23] Nagel G.M., Thambiratnam D.P., Dynamic Simulation and Energy Absorption of Tapered Tubes Under Impact Loading, *International Journal of Crashworthiness*, **2004**, 9:4, 389-399.
- [24] Nagel G.M., Thambiratnam D.P., Computer Simulation and Energy Absorption of Tapered Thin-Walled Rectangular Tubes, *Thin-Walled Structures*, **2005**, 43, 1225-1242.
- [25] Nia A.A., Hamedani J.H., Comparative Analysis of Energy Absorption and Deformations of Thin Walled Tubes with Various Section Geometries, *Thin-Walled Structures*, **2010**, 48, 946-954.

- [26] Lee S., Hahn C., Rhee M., Oh J-E., Effect of Triggering on the Energy Absorption Capacity of Axially Compressed Aluminum Tubes, *Materials and Design*, **1999**, 20, 31-40.
- [27] Eyvazian A., Habibi M.K., Hamouda A.M., Hedayati R., Axial Crushing Behavior and Energy Absorption Efficiency of Corrugated Tubes, *Materials and Design*, **2014**, 54, 1028-1038.
- [28] Topçu M. ve Taşgetiren S., Mühendisler İçin Sonlu Elemanlar Metodu, Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Denizli, 1998.
- [29] Livermore Software Technology Corporation, <http://www.lstc.com/products/ls-dyna>, 12 Şubat 2014.
- [30] Hallquist J.O., Ls-Dyna Theory Manual, Livermore Software Technology Corporation, California, 2006.
- [31] Livermore Software Technology Corporation, Livermore, Ls-Dyna Keyword User's Manual Volume I, California, Ağustos 2012.
- [32] Livermore Software Technology Corporation, Livermore, Ls-Dyna Keyword User's Manual Volume II, California, Ağustos 2012.
- [33] LS-DYNA Support, <http://www.dynasupport.com/howtos/material/from-engineering-to-true-strain-true-stress>, 18 Şubat 2014.
- [34] Lu G., Yu T., Energy Absorption of Structures and Materials, Woodhead Publishing Limited, Cambridge, 2003.
- [35] Abramowicz W., Jones N., Dynamic Axial Crushing of Square Tubes, *International Journal of Impact Engineering*, **1984**, 2(2), 179-208.
- [36] Abramowicz W., Jones N., Dynamic Progressive Buckling of Circular and Square Tubes, *International Journal of Impact Engineering*, 1986, 4(4), 243-270.

EKLER

EK 1 Enerji yutucu modellerinin zamana göre deformasyonları



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı SOYADI : Emre DEMİRCİ
Doğum Tarihi ve Yeri : 02/05/1988, Yenimahalle
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : emre.demirci@btu.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU

<u>Derece</u>	<u>Alan</u>	<u>Üniversite adı</u>	<u>Mezuniyet Yılı</u>
<u>Lisans</u>	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2010

İŞ TECRÜBESİ

<u>Yıl</u>	<u>Firma/Kurum</u>	<u>Görevi</u>
2011-2014	Bursa Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	Araştırma Görevlisi

BİLİMSEL ÇALIŞMALARI

▪ Bildiri

1. Uysal G., Kaya M., Doruk E., **Demirci E.**, Yıldız A.R., Şekil Verme Geçmişinin Taşıtların Elemanlarının Çarpışma Performansına Etkisi, *6. Otomotiv Teknolojileri Kongresi Otekon 2012*, Bursa, Türkiye, Haziran 2012.
2. Sığırtmaç T., Tekin G., Çallı M., **Demirci E.**, Yıldız A.R., Yüksek Performanslı Yeni Bir Araç Ön Gövdesinin Geliştirilmesi, *7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi Otekon 2014*, Bursa, Türkiye, Mayıs 2014.
3. **Demirci E.**, Yıldız A.R., Semerci F., Taşıtlarda Önden Çarpışma Performansını Etkileyen Enerji Yutucuların Optimum Tasarımı, *7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi Otekon 2014*, Bursa, Türkiye, Mayıs 2014.
4. **Demirci E.**, Yıldız A.R., Semerci F., Development of New Crash Boxes for Automotive Industry, *16th International Conference on Machine Design and Production*, Izmir, Turkey, June 2014.