

**TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ÇOKLU DOĞRULUK DERECELİ MODELLEME TEKNİĞİNİN ÇARPIŞMA  
ANALİZLERİNE UYGULANMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Burak YILMAZ**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mehmet Ali GÜLER**

**KASIM 2019**



Fen Bilimleri Enstitüsü Onayı

.....  
**Prof. Dr. Osman EROĞUL**

Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

.....  
**Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ**

Anabilimdalı Başkanı

TOBB ETÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 151511002 numaralı Yüksek Lisans öğrencisi **Burak YILMAZ** 'ın ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "**ÇOKLU DOĞRULUK DERECELİ MODELLEME TEKNİĞİNİN ÇARPIŞMA ANALİZLERİNE UYGULANMASI**" başlıklı tezi **1 Kasım 2019** tarihinde aşağıda imzaları olan jüri tarafından kabul edilmiştir.

**Tez Danışmanı :** **Prof. Dr. Mehmet Ali GÜLER** .....

TOBB Ekonomik ve Teknoloji Üniversitesi

**Eş Danışman :** **Prof. Dr. Erdem ACAR** .....

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :** **Prof. Dr. Bora YILDIRIM (Başkan)** .....

Hacettepe Üniversitesi

**Prof. Dr. Adem ÇİÇEK** .....

Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi

**Dr. Öğr. Üyesi Fatih GÖNCÜ** .....

Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi



## TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, alıntı yapılan kaynaklara eksiksiz atıf yapıldığını, referansların tam olarak belirtildiğini ve ayrıca bu tezin TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.



Burak YILMAZ



## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### ÇOKLU DOĞRULUK DERECELİ MODELLEME TEKNİĞİNİN ÇARPIŞMA ANALİZLERİNE UYGULANMASI

Burak YILMAZ

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Mehmet Ali GÜLER

Tarih: Kasım 2019

Trafik kazalarının büyük çoğunluğunu önden çarpışmalı kazalar oluşturmaktadır. Önden çarpışmalarda aracın en önemli enerji yutucu yapısı tampon sistemidir. Çarpışma enerjisinin tampon tarafından emilmesi yolcu kabineye iletilen enerjinin azaltılmasına yardımcı olur. Dolayısıyla tampon sistemleri önden çarpışmalarda yolcu yaralanmalarının azaltılmasında rol oynayan kritik bir tasarım elemanıdır. Bu çalışmada tampon kirişi bal peteği yapılarla doldurulmuş bir tampon sisteminin çoklu doğruluk dereceli modelleme tekniği ile eksenel çarpışma performansının değerlendirilmesine çalışılmıştır. ECE R-29 yönetmeliği Birleşmiş Milletler Avrupa Ekonomik Komisyonu tarafından oluşturulmuş ağır ticari araçlar için zorunlu tutulan bir güvenlik gerekliliğidir. Üzerinde çalışılan tampon sisteminin çarpışma performansının değerlendirilmesi için ECE R-29 güvenlik yönetmeliği yükleme koşulları kullanılmıştır. İlk olarak ECE R-29 standardına uygun sarkaçlı test düzeneğinde çarpışma esnasında tampon sisteminin yerinde tutulabilmesi için rijit uç

alternatifli bir test kaidesi tasarlanmıştır. Sonrasında 3 alternatifin sonlu elemanlar modeli üzerinde sayısal analizler koşturulmuş ve sonuçlar daha önceki testlerde başarısız olan kaide ile kıyaslanmıştır. Dayanıklılık, ağırlık ve maliyet kriterlerine göre alternatiflerden biri seçilerek tampon optimizasyonu simülasyonlarında bu kaide tasarımı kullanılmıştır. Tipik bir tampon sistemi bir adet tampon kirişi ve bu kirişin arkasına monte edilmiş iki çarpışma kutusundan oluşmaktadır. Sonrasında bu yapı araç şasisinin önüne monte edilir. Çalışmanın devamında tampon kirişinin çarpışma kutularının önüne denk gelen bölümüne iki parça bal peteği yapı olan jenerik bir tampon sistemi tasarımı yapılmıştır. Bu tasarlanan tampon sisteminin çarpışma kutusu uzunluğu, bal peteği yapı duvar açısı ve bal peteği yapı duvar kalınlığı değerleri çarpışma kuvveti verimi ve özgül enerji emilimi değerleri arasında uzlaşma sağlayan bir kompozit amaç fonksiyonu maksimize edecek şekilde optimize edilmiştir. İki farklı doğruluk derecesine sahip sonlu elemanlar modeli ile yapılan optimizasyonlar ve çoklu doğruluk dereceli optimizasyon metodu ile yapılan optimizasyonlar, optimizasyon performansları ve hesaplama zamanları açısından değerlendirilmiştir. Sonlu elemanlar analizleri için ticari bir sonlu elemanlar kodu olan LS-DYNA kullanılmıştır. Tasarım uzayının herhangi bir noktasında sonlu elemanlar modelinin yanıtının tahmin edilebilmesi için ikinci dereceden yanıt yüzey modelleri kullanılmıştır. Çalışma sonucunda optimum çarpışma kuvveti verimi ve özgül enerji emilimi için kısa çarpışma kutuları, yüksek bal peteği duvar açısı ve ortalama bal peteği duvar kalınlığı gerektiği bulunmuştur. Ek olarak düşük doğruluk dereceli modelin hesap zamanı açısından avantaj sağlamasına rağmen yüksek doğruluk dereceli modelin daha iyi bir optimum tasarım sunduğu, çoklu doğruluk dereceli optimizasyonun ise yüksek doğruluk dereceli modelin hassasiyeti ile düşük doğruluk dereceli modelin hesap zamanı avantajını birleştirdiği bulunmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Önden Çarpışma, Enerji Yutucu, Tampon, LS-DYNA, ECE R-29.



## **ABSTRACT**

Master of Science

**APPLICATION OF MULTI-FIDELITY MODELING TECHNIQUE ON CRASH**

**ANALYSES**

**Burak YILMAZ**

TOBB University of Economics and Technology

Institute of Natural and Applied Sciences

Mechanical Science Programme

Supervisor: Prof. Dr. Mehmet Ali GÜLER

Date: November 2019

Frontal crashes constitute vast majority of all traffic accidents. In case of a frontal impact, bumper system is the most important energy absorbing structure of the vehicle. Absorption of crash energy by the bumper decrease the energy transmitted to passenger cabin. Therefore, bumper systems are a crucial automotive design element which helps to decrease passenger injuries in frontal crashes. In this study, crashworthiness of a bumper system whose bumper beam is filled with honeycomb structure under axial impact is investigating using multi-fidelity modeling technique. ECE R-29 regulation is a compulsory safety requirement for heavy commercial vehicles, which is enforced by United Nations Economic Commission of Europe. In order to evaluate crash performance of the bumper system, loading conditions of ECE R-29 safety regulation is used. Primarily, a rigid test fixture with three alternatives is designed to keep bumper system in place while impacting in front of pendulum test bench which complies ECE R-29 regulations. Then, numerical simulations are run on finite element models of three alternatives of test fixture and results are compared with old test fixture which is failed in previous tests. One of the

alternatives are chosen according to rigidity, weight and cost, then used in simulations for bumper optimization. A typical bumper system consists of a bumper beam and two crashboxes behind the beam and all assembly is fixed to front end of the front rails of the vehicle. In the next step of the study, a bumper system is designed which has two pieces of honeycomb structures inside bumper beam in front of crashboxes. Crashbox length, honeycomb wall angle and honeycomb wall thickness values are sought for by using a surrogate-based multi-objective optimization approach to maximize a composite objective function that provides a compromise between crash force efficiency and specific energy absorption. Optimizations using two different fidelity finite element models compared with multi-fidelity optimizations according to their optimization performance and computation time. Finite element analyses are conducted by using commercial finite element code LS-DYNA. Quadratic response surface models are used to predict finite element model response at any point in design space. It is found that optimum crash force efficiency and specific energy absorption requires shorter crashboxes, high honeycomb wall angle and medium honeycomb wall thickness. It is also found that even though the low-fidelity model decreases computation costs, high-fidelity model provides better optimum design. Multi-fidelity optimization provides a compromise between accuracy of high-fidelity model and computational time advantage of low-fidelity model.

**Keywords:** Frontal crash, Energy absorber, Bumper, LS-DYNA, ECE R-29

## TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren hocalarım Prof. Dr. Mehmet Ali Güler ve Prof. Dr. Erdem Acar'a, kıymetli tecrübelerinden faydalandığım Gazi Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü öğretim üyelerinden Dr. Murat Altın'a ve destekleriyle her zaman yanımda olan aileme ve arkadaşlarıma çok teşekkür ederim. TOBB Eğitim ve Teknoloji Üniversitesi'ne burs sağladığı için ayrıca teşekkür ederim.



## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
<b>ÖZET</b> .....	<b>v</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>vii</b>
<b>TEŞEKKÜR</b> .....	<b>vii</b>
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	<b>ix</b>
<b>ŞEKİL LİSTESİ</b> .....	<b>xi</b>
<b>ÇİZELGE LİSTESİ</b> .....	<b>xiii</b>
<b>KISALTMALAR</b> .....	<b>xiii</b>
<b>SEMBOL LİSTESİ</b> .....	<b>xv</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
<b>2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI</b> .....	<b>7</b>
2.1 İçi Boş Çarpışma Kutularının Çarpışma Performansına Yönelik Çalışmalar ....	7
2.2 Bal Peteği ve Alüminyum Köpük Yapıların Enerji Emme Özellikleri ve Bu Yapıların Çarpışma Kutularına Uygulanmasına Yönelik Çalışmalar .....	11
2.3 Tamponların Çarpışma Performansına Yönelik Yapılan Çalışmalar.....	14
<b>3. ECE R-29 TEST STANDARDI</b> .....	<b>17</b>
<b>4. ÇARPIŞMA PERFORMANSI ÖLÇÜTLERİ</b> .....	<b>19</b>
4.1. Toplam Enerji Emilimi.....	19
4.2. Maksimum Ezilme Kuvveti .....	20
4.3. Ortalama Ezilme Kuvveti .....	20
4.4. Ezilme Kuvveti Verimi .....	21
4.5. Özgül Enerji Emilimi .....	21
<b>5. TEST KAİDESİ TASARIMI</b> .....	<b>23</b>
<b>6. OPTİMİZASYON PROBLEMİNİN TANIMLANMASI</b> .....	<b>33</b>
<b>7. SONLU ELEMANLAR MODELİ</b> .....	<b>37</b>
7.1. Yüksek Doğruluk Dereceli Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması.....	37
7.2. Sonlu Elemanlar Modelinin Eleman Boyutlarının Belirlenmesi.....	41
7.3. Düşük Doğruluk Dereceli Sonlu Elemanlar Modellerinin Oluşturulması .....	46
<b>8. ÇOKLU DOĞRULUK DERECELİ OPTİMİZASYON YÖNTEMİ</b> .....	<b>49</b>

<b>9. VEKİL MODEL OLUŞTURULMASI.....</b>	<b>51</b>
9.1. Deney Tasarımı .....	51
9.2. Vekil Model.....	54
9.3. Vekil Model Doğruluğu .....	54
<b>10. OPTİMİZASYON SONUÇLARI .....</b>	<b>63</b>
10.1. HF Modeli ile Elde Edilen Optimizasyon Sonuçları .....	63
10.2. LF Modeli ile Elde Edilen Optimizasyon Sonuçları .....	65
10.3. Çoklu Doğruluk Dereceli Optimizasyon Sonuçları.....	69
10.4. Optimizasyon Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	70
<b>11. DEĞERLENDİRME VE SONUÇLAR.....</b>	<b>73</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>77</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>81</b>

## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 2.1 : Aksenal simetrik girintilere sahip konik enerji sönümleyiciler .....	10
Şekil 2.2 : Üzerlerinde çarpışma başlatıcı delikler bulunan çarpışma kutuları.....	11
Şekil 2.3 : Farklı hiyerarşilere sahip bal peteği yapılar.....	12
Şekil 3.1 : ECE R-29 önden çarpışma testi .....	17
Şekil 4.1 : Tipik tampon kuvvet – yer değiştirme grafiği .....	20
Şekil 5.1 : ECE R-29 yönetmeliğine uygun önden çarpışma test düzeneği.....	23
Şekil 5.2 : Zincir bağlantıları .....	24
Şekil 5.3 : Tampon çarpışma testi; (a) Çarpışma öncesi, (b) Çarpma anı,.....	24
Şekil 5.4 : Tampon önden çarpma testi numunesi .....	25
Şekil 5.5 : Test kaidesi statik analiz sonucu.....	26
Şekil 5.6 : Yeni kaide alternatifleri; (a) V1, (b) V2, (c) V3 .....	27
Şekil 5.7 : Analiz sonucu gerilmeler; (a) Orijinal, (b) V1, (c) V2, (d) V3.....	29
Şekil 5.8 : Analiz sonucu deformasyonlar; (a) Orijinal, (b) V1, (c) V2, (d) V3 .....	29
Şekil 5.9 : Euronorm 19-57 standardına göre IPE profil ölçüleri .....	30
Şekil 5.10 : Profil denemesi analiz sonucu gerilmeler; (a) Orijinal, .....	31
Şekil 5.11 : Profil denemesi analiz sonucu deformasyonlar; (a) Orijinal, (b) V1 – IPE 200, (c) V2 – IPE160, (d) V3 – IPE200 .....	32
Şekil 6.1 : Tampon sistemi.....	33
Şekil 6.2 : Farklı $\theta$ değerine sahip bal peteği yapılar .....	34
Şekil 7.1 : Tampon sistemi dış ölçüleri.....	38
Şekil 7.2 : Bal peteği yapı ölçüleri ve tampon içine yerleşimi.....	38
Şekil 7.3 : ECE R-29 test düzeneği sarkaç ölçüleri .....	39
Şekil 7.4 : Yüksek doğruluk dereceli sonlu elemanlar modeli.....	40
Şekil 7.5 : Tampon ve çarpışma kutuları eleman boyutu karşılaştırması .....	42
Şekil 7.6 : Tampon ve çarpışma kutuları eleman boyutlarına göre ortalama ezilme kuvvetleri.....	43

Şekil 7.7 : Bal peteği yapı eleman boyutu karşılaştırması .....	44
Şekil 7.8 : Bal peteği yapıların eleman boyutlarına göre ortalama ezilme kuvvetleri	44
Şekil 7.9 : Seçilen modelin enerji grafikleri.....	45
Şekil 7.10 : (a) HF modeli, (b) LF modeli .....	47
Şekil 7.11 : Temel tampon modelinin HF ve LF modellerindeki kuvvet – yer değiştirme yanıtları.....	47
Şekil 9.1 : LHS yöntemiyle iki tasarım değişkeni için sekiz tasarım noktası elde edilmesi .....	51
Şekil 9.2 : Örnekleme noktalarının tasarım uzayındaki konumları. Şekilde mavi noktalar örnekleme noktalarını, turuncu noktalar tasarım uzayını belirleyen küpün köşelerini ifade etmektedir. ....	52
Şekil 9.3 : HF modelinde en yüksek CFE ve SEA noktaları.....	56
Şekil 9.4 : LF modelinde en yüksek CFE ve SEA noktaları .....	57
Şekil 10.1 : HF modelinde optimum nokta, en yüksek CFE ve SEA noktaları .....	65
Şekil 10.2 : LF modelinde optimum nokta, en yüksek CFE ve SEA noktaları.....	67
Şekil 10.3 : LF optimum noktasının LF ve HF modellerinde analizi.....	68
Şekil 10.4 : MF optimum noktasının HF modelinde analizi .....	70
Şekil 10.5 : HF modelinde tüm modellerden elde edilen optimum noktalar .....	72



## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

Çizelge 5.1 : Kaide şekil denemesi analiz sonuçlarının değerlendirilmesi.....	28
Çizelge 5.2 : Kaide profil denemesi analiz sonuçlarının değerlendirilmesi.....	31
Çizelge 9.1 : Tasarım değişkenlerinin alt ve üst sınırları.....	52
Çizelge 9.2 : LHS yöntemi ile elde edilen örnekleme noktaları .....	53
Çizelge 9.3 : HF modeli örnekleme noktalarındaki analiz sonuçları .....	55
Çizelge 9.4 : LF modeli örnekleme noktalarında analiz sonuç değerlendirilmesi.....	58
Çizelge 9.5 : Vekil model doğruluklarının değerlendirilmesi.....	61
Çizelge 10.1 : HF modeli optimum nokta ve yanıt tahminleri değerlendirmesi. ....	64
Çizelge 10.2 : LF modeli optimum nokta ve yanıt tahminleri değerlendirilmesi. ....	66
Çizelge 10.3 : LF modeli optimum noktasının HF modelinde değerlendirilmesi.....	68
Çizelge 10.4 : MF optimum nokta ve yanıt tahminleri değerlendirilmesi. ....	69
Çizelge 10.5 : Tüm optimum noktaların HF modelinde karşılaştırılması.....	71



## KISALTMALAR

<b>CFE</b>	: Ezilme kuvveti verimi (Crush force efficiency)
<b>SEA</b>	: Özgül enerji emilimi (Specific energy absorption)
<b>UNECE</b>	: Birleşmiş Milletler Avrupa Ekonomik Komisyonu (United Nations Economic Commission for Europe)
<b>LHS</b>	: Latin hiperküp örnekleme (Latin hypercube sampling)
<b>RMSE</b>	: Ortalama karekök hatası (Root mean square error)
<b>GMSE</b>	: Genelleştirilmiş ortalama karekök hatası (Generalized root mean square error)



## SEMBOL LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
$E_t$	Toplam enerji emilimi
$P$	Eksenel çarpışma kuvveti
$\delta$	Eksenel ezilme miktarı
$P_{max}$	Maksimum çarpışma kuvveti
$P_{mean}$	Ortalama çarpışma kuvveti
$m$	Enerji emici yapının kütlesi
$L$	Çarpışma kutularının uzunluğu
$\theta$	Bal peteği yapıların duvar açısı
$t$	Bal peteği yapıların duvar kalınlığı
$f$	Kompozit amaç fonksiyonu
$w$	Ağırlık faktörü
$CFE$	Ezilme kuvveti verimi
$CFE_0$	CFE normalizasyon sabiti
$SEA$	Özgül enerji emilimi
$SEA_0$	SEA normalizasyon sabiti
$\omega_y$	Açısal hız



## 1. GİRİŞ

Karayolu ulaşımı ve trafik var olduğundan beri trafik kazaları meydana gelmektedir. Günümüzde karayolu ulaşımı en çok tercih edilen, bunun yanında en riskli ulaşım alternatifi olarak kabul edilmektedir. Araç sayısının artmasıyla birlikte meydana gelen maddi hasarlı ve ölümlü trafik kazası sayısı da günden güne artmaktadır.

Artan trafik ve kaza riski, otomotiv endüstrisinde yolcu ve sürücü güvenliğinin en önemli tasarım endişelerinden biri haline gelmesine neden olmuştur. Araç güvenliği; konfor, görünüş, malzeme kalitesi ve yakıt tüketimi gibi araç satın alanların seçim kriterlerinden biri olmuş ve piyasa rekabetinin önemli bir parçası haline gelmiştir. Bu sebeple tüm araç üreticileri trafik kazalarını önleyebilmek, kaçınılmaz olanlarda ise can kaybını ve yaralanmaları en aza indirmek için çalışmaktadırlar. Bu çabanın sonucu olarak, eskisinden çok daha güvenli araçlar tasarlanmaya ve üretilmeye başlanmıştır. Günümüz araçlarında enerji yutucular, emniyet kemerleri, hava yastıkları gibi pasif güvenlik donanımlarının yanında çarpışma uyarı sistemi, kör nokta uyarısı, şerit takip asistanı gibi aktif güvenlik donanımları olarak adlandırılan çarpışma önleme sistemleri de bulunmaktadır.

Önlenemeyen çarpışmalarda ise enerji yutucu yapılar çarpışma güvenliği yüksek araç tasarımlarında otomotiv endüstrisinde kullanılan ana unsurlardandır. Tampon sistemleri ise toplam çarpışmaların yaklaşık %65'ini oluşturan önden çarpmalarda görev yapan araçların ana enerji yutucu yapısıdır [1]. Tampon sistemleri önden çarpışmalı kazalarda çarpışma enerjisinin yaklaşık %70'ini emerek aracın temel yapılarına, yolcu kabinine ve nihayetinde yolculara iletilen enerjinin düşürülmesinde rol oynar [2].

Bir tampon sistemi genel olarak bir tampon kirişi ve bu kirişin arkasına monte edilmiş iki adet çarpışma kutusundan oluşur. Bu sistem sonrasında araç şasisinin ön ucuna monte edilerek araç yapısının bir parçası haline gelir. Tampon sistemlerinin enerji emiliminin büyük kısmını çarpışma kutuları sağlamaktadır. Tampon kirişi ise az miktarda enerji emmekle birlikte, farklı senaryolarda gerçekleşen kazalardaki

çarpışma kuvvetinin çarpışma kutularına düzgün bir şekilde iletilmesinden sorumludur.

Çarpışma kutularının, silindir, dikdörtgen prizma, kare prizma, bölüntülü yapılar gibi kullanılan birçok temel şekli vardır. Birçok araştırmacı bu çeşitli şekillerdeki çarpışma kutularının çarpışma performanslarını iyileştirmek için çalışma yapmıştır [3–19]. Fazla sayıda çalışmada da çarpışma kutularının içlerine alüminyum köpük veya bal peteği yapılar konularak çarpışma performansları değerlendirilmiştir [20–33]. Bu çalışmalar çarpışma kutularının içlerinin alüminyum köpüğü veya bal peteği yapılar ile doldurulmasının çarpışma performansını arttırdığını ortaya çıkarmıştır.

Tampon kirişleri üzerine yapılan çalışmaların büyük çoğunluğunda ise şekil optimizasyonu ya da malzeme denemeleri ile çarpışma performanslarının artırılmasına çalışılmıştır [34–40]. Ancak, tampon kirişinin içerisine alüminyum köpüğü veya bal peteği yapı yerleştirilerek çarpışma performanslarının değerlendirildiği az miktarda çalışma da bulunmaktadır [1,41,42].

Kamyon, tır ve kamyonet gibi ticari araçlarda (N1, N2 ve N3 sınıfı araçlar) pasif çarpışma güvenliğinin sağlanması için Birleşmiş Milletler Avrupa Ekonomik Komisyonu (UNECE – *United Nations Economic Commission for Europe*) tarafından zorunlu tutulan ECE R-29 yönetmeliği bulunmaktadır. Bu yönetmelik ağır vasıtaların önden çarpışma, ön direk dayanımı ve tavan dayanımı testlerini içermektedir. Bu çalışmada yönetmeliğin önden çarpışma testleri için belirlenmiş olan yükleme koşulları kullanılmıştır. Önden çarpışma testi, araç kabineye en az 1500 kg kütleli çelik bir sarkaç plakası çarptırılması ile yapılmaktadır. Sarkacın enerjisi ECE R-29 yönetmeliğinin ilk revizyonunda maksimum yüklü ağırlığı 7500 kg'nin altında olan araçlar için (N1 ve N2 sınıfı araçlar) 30 kJ, 7500 kg'nin üstünde olan araçlar (N2 ve N3 sınıfı araçlar) için 45 kJ olarak belirlenmiştir [43]. 2012 yılında yayınlanan 2. revizyonda ise bu değerler 7500 kg altı için 29.4 kJ, 7500 kg üstü için ise 55 kJ olarak değiştirilmiştir [44]. Ancak araştırma sırasında eski revizyonlu yönetmeliğin kullanılması ve literatürdeki çalışmaların da eski çarpışma enerjisi değeri ile yapılması sebebi ile yönetmeliğin yeni revizyonu gözden kaçmış, çarpma enerjisi 45 kJ olacak şekilde numerik analizler gerçekleştirilmiştir. Bu durum çalışma için yapılan tüm analizler tamamlandıktan sonra ortaya çıktığından dolayı eski revizyon çarpışma enerjisi değeri kullanılmıştır.



Tasarlanan yapıların üretilerek test edilmesi hem zaman alıcı hem de pahalıdır. Bu nedenle kaza anında yolcularını daha iyi koruyan araçların tasarımında sonlu eleman analizlerinin önemi her geçen gün daha da artmaktadır. Sonlu eleman analizleri, yapıların kaza anındaki davranışlarını en az test ihtiyacı ile simule edebilmek için otomotiv endüstrisinde kullanılan en önemli araçtır. Erken tasarım safhalarında parametrik olarak tasarlanan yapıların eniyilenmesinde kullanıldığı gibi farklı tasarım alternatiflerinin davranışlarının incelenmesinde de fayda sağlamaktadır. Bu sebeple piyasada rekabetçi bir ürün geliştirilmesi için gereken süreyi önemli ölçüde düşürmektedir [38]. Sonlu eleman analizlerinin bu avantajlarından dolayı yüksek doğruluk derecelerine sahip sonlu eleman analizleri otomotiv endüstrisinde giderek popülerlik kazanmaktadır.

Çalışmanın ilk aşamasında, test edilecek tampon sisteminin ECE R-29 yönetmeliğine uygun sarkaçlı test düzeneğinde çarpışma esnasında uygun şekilde yerinde tutulabilmesi için bir kaide tasarımı yapılmıştır. Daha önce benzer bir test için üretilmiş olan kaide test esnasında deformasyona uğrayıp başarısız olduğu için yeni bir kaide tasarımı ihtiyacı oluşmuştur. Kaidenin testlerde birden fazla defa kullanılabilmesi için çarpışma esnasında plastik deformasyona uğramayacak şekilde tasarlanması amaçlanmıştır. Kaide tasarımının belirlenmesi için bu aşamada ANSYS programı kullanılarak statik analizler yapılmıştır. Daha önceki testlerde başarısız olan kaidenin sonlu elemanlar analizi yapılmış, zayıf noktaları belirlenmiştir. Yeni kaidenin kavramsal tasarımı yapıldıktan sonra yakın şekillerde 3 adet alternatif oluşturulmuş, her üç alternatifin de sonlu elemanlar analizi yapılmış, sonrasında bu analiz sonuçları ile önceki kaidenin sonuçları kıyaslanmıştır. Seçim sırasında boyut ve ağırlık da sağlamlık ile birlikte değerlendirilmiştir. Kıyaslama sonrasında seçilen alternatif şekil tasarımı üzerinde 3 farklı malzeme alternatifi denenmiş, yine ağırlık, boyut ve sağlamlıkları önceki kaide ile kıyaslanarak bir kaide seçimi yapılmıştır. Çalışmanın sonraki aşamalarında yapılan dinamik çarpışma analizlerin tümünde bu aşamada seçilen kaide kullanılmıştır. Dinamik analizlerde de kaide üzerinde plastik deformasyona sebep olacak gerilme oluşmadığı için tasarımda ek bir modifikasyona ihtiyaç duyulmamıştır.

Çalışmanın bir sonraki aşamasında ise tampon kirişi içerisinde bal peteği yapı bulunan, dikdörtgen kesitli, içi boş iki adet çarpışma kutusuna sahip jenerik bir araç tamponu tasarımı oluşturulmuştur. Oluşturulan tampon jenerik bir araç şasisine

monte edilip, tüm montaj önceki aşamada belirlenen test kaidesi üzerine yerleştirilmiş şekilde analizlerde kullanılmak üzere bir model oluşturulmuştur. Model üzerine test prosedürüne uygun şekilde sarkaç yerleştirilmiştir. Test edilecek tampon sistemi, bağlanacağı kaide ve sarkacın tamamının yer aldığı bu analiz modeli yüksek doğruluk dereceli model (high fidelity) olarak adlandırılmıştır. Sonrasında yüksek doğruluk dereceli analizler ile karşılaştırma yapmak üzere düşük doğruluk dereceli sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Yüksek doğruluk dereceli modelden test kaidesi ve araç şasisi çıkarılarak sadece tampon sistemi ve sarkaçtan oluşan düşük doğruluk dereceli model (low fidelity) oluşturulmuştur.

Tampon sisteminin optimizasyonu için üç adet tasarım değişkeni belirlenmiştir. Bunlar tampon sistemindeki çarpışma kutularının uzunluğu, tampon kirişi içindeki bal peteği yapıların duvar açısı ve bal peteği yapıların duvar kalınlığıdır. Tampon sisteminin iki farklı doğruluk derecesine sahip sonlu elemanlar modeli için de optimize edilmesi için Latin Hiperküp Örnekleme (LHS – *Latin Hypercube sampling*) metodu ile deney tasarımı yapılmış ve tasarım uzayı içinde 21 örnekleme noktası belirlenmiştir. Bu örnekleme noktalarında iki farklı doğruluk derecesine sahip model için de analizler yapılmıştır. Sonrasında elde edilen verilerden çarpışma kuvveti verimi ve özgül enerji emilimi değerleri hesaplanıp bu değerler kullanılarak karesel yanıt yüzeyler oluşturulmuştur. Sonrasında çarpışma kuvveti verimi ve özgül enerji verimi ölçütlerinin her ikisinin de eşit derecede katkı sağladığı bir kompozit amaç fonksiyonu belirlenmiştir. Oluşturulan yanıt yüzeyler kullanılarak iki sonlu elemanlar modeli için de kompozit amaç fonksiyonunu maksimize edecek şekilde optimizasyon yapılmıştır. Düşük doğruluk dereceli modelin tüm örnekleme noktalarındaki verileri ve yüksek doğruluk dereceli modelin rastgele on örnekleme noktasındaki verileri kullanılarak çoklu doğruluk dereceli optimizasyon yapılmıştır. Bu çalışma sonucunda üç farklı optimum tampon tasarımı elde edilmiş, bu optimum tamponların gerçeğe en yakın yanıtlarının öğrenilmesi için yüksek doğruluk dereceli sonlu elemanlar modelinde yeniden analiz edilmişlerdir. Elde edilen tamponların çarpışma performansları ve vekil modeller kullanılarak tahmin edilen çarpışma performansları kıyaslanarak farklı doğruluk derecelerine sahip modellerin optimizasyon performansları ve sonucunda ortaya çıkan optimum tamponun çarpışma performansları değerlendirilmiştir. Bu çalışma sonucunda yüksek doğruluk dereceli sonlu elemanlar modelinin düşük doğruluk dereceli sonlu elemanlar

modeline göre optimizasyon performansının daha iyi olduğu ancak düşük doğruluk dereceli sonlu elemanlar modellerinin önemli bir hesaplama zamanı avantajına sahip olduğu görülmüştür. Çoklu doğruluk dereceli optimizasyon ise yüksek doğruluk dereceli modele çok yakın bir optimizasyon sonucu sunarken hesap zamanını kayda değer şekilde azaltmıştır.





## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatüde içi boş çarpışma kutularının çarpışma performanslarının değerlendirilmesi ve performans kriterlerine göre şekillerinin optimizasyonu ile ilgili birçok çalışma bulunmaktadır. Çarpışma kutularının çarpışma performanslarının artırılması için içlerine bal peteği yapılar veya alüminyum köpük koyulması yaygın bir uygulamadır. Bal peteği yapıların ve alüminyum köpük malzemelerin enerji emilim özelliklerine yönelik yapılan birçok çalışmanın yanısıra içleri bal peteği yapı veya alüminyum köpüğü ile doldurulmuş çarpışma kutuları üzerine yapılan çalışmalar da vardır. Tamponlar üzerine yapılan çalışmalar ise çoğunlukla çarpışma performansını iyileştirmek için yapılan tampon kirişi malzemesi ve geometrisi iyileştirme çalışmalarıdır. İçi köpük ya da bal peteği yapı ile doldurulmuş tamponlar ile ilgili yapılan çalışmalar ise sınırlıdır. Bu nedenle içi boş çarpışma kutuları ile yapılan çalışmalar, bal peteği ve köpük yapıların absorpsiyon özelliklerine yönelik yapılan çalışmalar ile bu yapıların çarpışma kutularının performansını arttırmak için kullanıldığı çalışmalar ve tamponlar ile ilgili yapılan çalışmalar üç ayrı başlıkta incelenmiştir.

### 2.1 İçi Boş Çarpışma Kutularının Çarpışma Performansına Yönelik Çalışmalar

Literatürde yapılan çalışmaların büyük kısmında ince çeperli, kesitleri çember, kare, dikdörtgen gibi şekiller olan içleri boş çarpışma kutuları kullanılmıştır. Bu çarpışma kutuları çoğunlukla düz yani yan duvarların çarpışma kutusunun eksenine paralel olduğu yapıları kapsamaktadır.

Çarpışma kutuları kinetik çarpışma enerjisini plastik deformasyona uğrayarak iç enerjiye dönüştürür. Bu şekilde çarpışma enerjisini sönmüleyerek araç içerisindeki yolculara iletilen enerjiyi azaltırlar. En çok kullanılan enerji sönmüleyici şekilleri silindirik yapılar, konik yapılar, bal peteği yapılar ve sandviç panellerdir [3].

Najafi ve Rais-Rohani [4] yaptıkları bir çalışmada çok hücreli düz çarpışma kutuları üzerinde kesit geometrisinin etkisini incelemiştirlerdir. Çalışmalarında tek hücreli kare kesitli ve kare kesitin iki, üç, dört ve dokuz eşit parçaya ayrıldığı beş farklı kesit

alanına sahip yapılar ile tümünün dış ve iç hücreleri kare prizma olan, iç ve dış hücrelerin bağlantı şekilleri farklı olan dört farklı kesit geometrisine sahip yapılar kullanılmıştır. Bu yapılara iki farklı dinamik çarpışma senaryosuna göre yükleme yapılmıştır. Çarpışma performansı değerlendirme ölçütü olarak kuvvet – yer değiştirme yanıtı, ezilme biçimi, özgül enerji emilimi ve ezilme mesafesi kullanılmıştır. Çalışmada kesit geometrisi ile iç hücre ve dış hücrenin birbirlerine bağlanma şeklinin çarpışma karakteristiğine büyük etkisi olduğu sonucuna varılmıştır. Çok hücreli yapıların tek hücreye kıyasla üç ile beş kat arası daha fazla enerji emdikleri ve iki kata kadar daha fazla özgül enerji emilimi değeri sağladıkları görülmüştür.

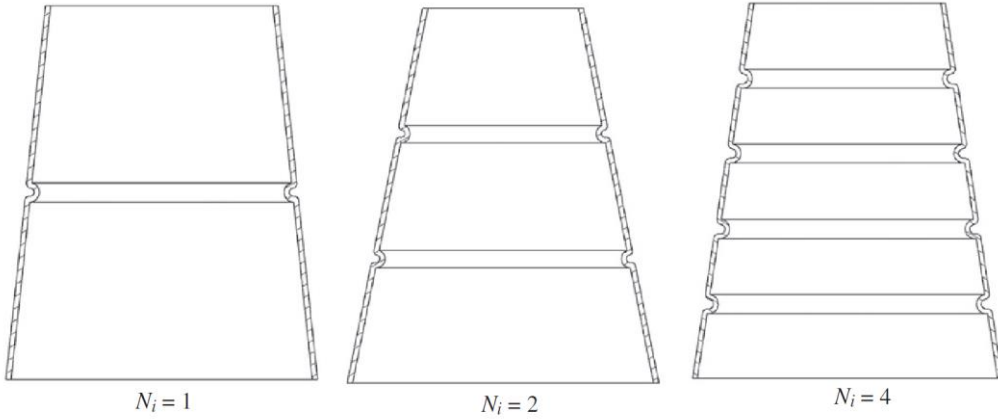
Langseth ve Hopperstad [5] yaptıkları bir çalışmada kare kesitli alüminyum ekstrüzyon metodu ile üretilmiş ince duvarlı yapıların statik ve dinamik aksenal yükler altındaki davranışlarını incelemiştir. Test numunelerinin et kalınlıkları ve ısıl işlem şekilleri tasarım değişkeni olarak belirlenmiştir. Dinamik testlerde 56 kg kütleye sahip bir cisim 8 ile 20 m/s arasında değişen hızlarda test numunelerine çarptırılmıştır. Statik testlerde sadece simetrik deformasyon ile karşılaşılırken dinamik testlerde simetrik ve simetrik olmayan deformasyonların karışımları görülmüştür. Dinamik testlerde çarpışma enerjisi ile deformasyon miktarının doğru orantılı olduğu gözlemlenmiştir. Dinamik ve statik testler kıyaslandığında ise aynı deformasyon miktarı için dinamik testlerdeki ortalama çarpma kuvvetinin statik testlerdeki kuvvetten fazla olduğu gözlemlenmiş ve bunun atalet etkisi olduğu sonucuna varılmıştır.

Hou vd. [6] tasarladıkları çok hücreli çarpışma kutularının çok amaçlı optimizasyonu üzerinde çalışmışlardır. Tek, iki, üç ve dört hücreli olarak sınıflandırdıkları 400 mm uzunluğa sahip kare kesitli çarpışma kutularının et kalınlığını ve kesiti oluşturan karenin ayırıt uzunluğunu değişken bırakarak arkalarına 500 kg yük sabitlenmiş şekilde rijit bir duvara 10 m/s hızda çarptırdıkları sonlu elemanlar analizleri yapmışlardır. Tasarım değişkenlerini minimum çarpma kuvveti ve maksimum özgül enerji emilimine göre optimize etmişlerdir. Çalışmalarında maksimum çarpışma kuvveti limitlendiğinde hücre sayısı arttıkça özgül enerji emiliminin arttığını gözlemlenmişlerdir. Ancak özgül enerji emilimi sabitlendiğinde maksimum çarpışma kuvveti ile hücre sayısı arasında doğrudan bağlantı bulamamışlardır.

Konik enerji sönümleyici yapılar çarpışma boyunca sağladıkları kararlı kuvvet – yer değiştirme davranışından dolayı tercih edilen çarpışma kutusu türleridir. Bu sebeple Nagel ve Thambiratnam [7] yaptıkları çalışmada düz ve konik enerji emici yapıları hem sanki-statik hem de dinamik eksenel yük altında karşılaştırmışlardır. Çalışmalarının neticesinde sanki statik yükleme koşullarında koni açısı arttıkça maksimum çarpışma enerjisinin düştüğü sonucuna varmışlardır. Ayrıca konik yapıların yanal kuvvetlere daha dirençli olduklarını gözlemlemişlerdir.

Altın vd. [8] yaptıkları bir çalışmada çok hücreli enerji sönümleyici yapıların kesit şekli, koni açısı ve hücre yapısının çarpışma performansına etkilerini araştırmışlardır. Kesit şekline göre düz dairesel, düz kare, konik dairesel ve konik kare olarak sınıflandırılan dört farklı yapı belirlemişlerdir. Bu yapıların her birini yedi farklı şekilde çoklu hücrelere bölmüşlerdir. Duvar kalınlığı ve koni açısı tasarım değişkenleri olarak belirlenmiştir. Çarpışma performansı değerlendirmesini ise çarpışma kuvveti verimi ve özgül enerji emilimi ölçütlerini kullanarak yapmışlardır. Çalışma neticesinde duvar kalınlığı ve koni açısı sabit tutulduğunda en iyi performansı gösteren çok hücreli tasarımın en düşük performansı gösteren tek hücreli tasarıma göre % 165 daha yüksek çarpışma kuvveti verimi ve % 237 daha yüksek özgül enerji emilimi sağladığı bulunmuştur. Tüm tasarım değişkenleri kullanıldığında ise koni açısının çarpışma kuvveti verimi ve özgül enerji emiliminde bu değerlere ek olarak sırasıyla % 5 ve %7, koni açısı değişiminin de % 4 iyileşmeye neden olduğu bulunmuştur.

Çarpışma sırasında yolculara iletilen maksimum kuvvetin düşürülmesi için bazı çarpışma kutusu tasarımlarında ezilme başlatıcı yapılar bulunmaktadır. Bu yapılar ezilmenin başlaması için gerekli kuvveti düşürmektedirler. Bu ezilme başlatıcı yapılara örnek olarak Mamalis vd. kare kesitli çarpışma kutuları üzerine delikler açarak istenen kısımları zayıflatmışlardır [11]. Literatürdeki bazı çalışmalarda ise maksimum çarpışma kuvvetinin düşürülmesi ve çarpışma kuvveti veriminin artırılması için ezilme başlatıcı olarak girintiler kullanılmıştır. Şekil 2.1'de Acar vd.'nin [10] bir çalışmalarında kullandıkları bir, iki ve dört adet eksenel simetrik girintiye sahip konik enerji sönümleyiciler gösterilmiştir.



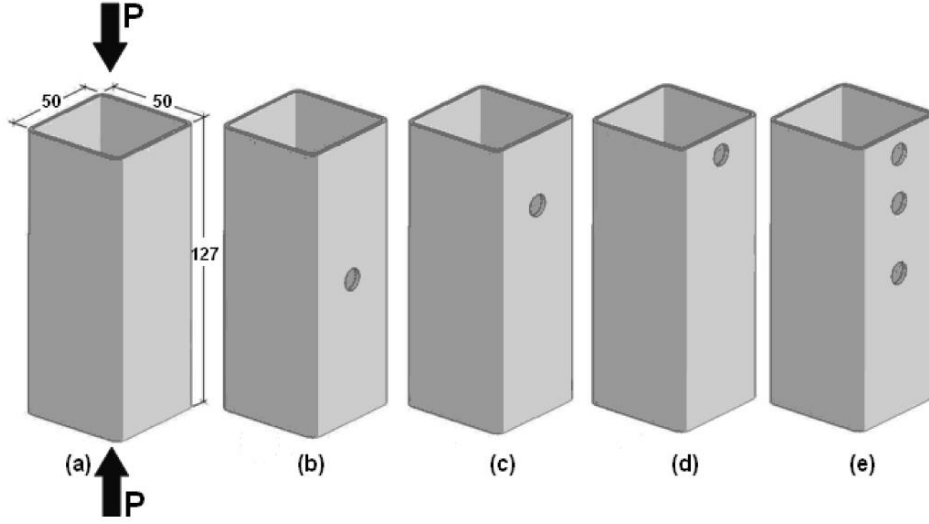
Şekil 2.1 : Eksenel simetrik girintilere sahip konik enerji sönümleyiciler [10]

Acar vd.'nin çalışmasında [10] üzerlerinde eksenel simetrik girintiler bulunan konik çarpışma kutularının çok amaçlı optimizasyonunu incelenmiştir. Temel tasarım olarak taban çapı 150 mm, boyu 180 mm olan bir enerji sönümleyici yapı kullanmışlardır. Bu konik yapının duvar kalınlığı, koni açısı, eksenel simetrik girintilerin yarı çapları ve girinti sayıları tasarım değişkenleri olarak belirlenmiştir. Çarpışma kutularının çarpışma performansları çarpışma kuvveti verimi ve özgül enerji emilimi değerlerine göre değerlendirilmiş, her iki değerlendirme kriterini de kullanan bir kompozit amaç fonksiyonu kullanılarak optimizasyon yapılmıştır. En yüksek çarpışma kuvveti verimi için çok sayıda yüksek yarıçaplı girintilere, düşük et kalınlığına ve ortalama koni açısına ihtiyaç olduğu, özgül enerji emilimi değerinin maksimumuna ulaşmak için ise bunların tersine az sayıda düşük yarıçaplı girintinin kalın et kalınlıklı ve düşük koni açılı bir geometri ile birlikte kullanılması gerektiği sonucuna varmışlardır.

Mamalis vd. [11] kare kesitli düz çelik tüplerin üzerlerine açılan ezilme başlatıcı deliklerin etkisini incelemişlerdir. Çalışmalarında boyları 127 mm arıtları 50 mm olan kare kesitli enerji sönümleyiciler kullanmışlardır. Açılan deliklerin pozisyonları Şekil 2.2'de gösterilmiştir. Bu delikler tek duvara ya da karşılıklı iki duvara açılarak, 5 ve 10 mm olmak üzere iki farklı çap belirlenerek toplam 17 farklı kombinasyon belirlenmiştir. Tüm çarpışma kutuları dakikada 5 mm ilerleyen 10 kN kapasiteli bir test cihazında ezilmişlerdir. Çalışma sonucunda delik çapının deliğin pozisyonu kadar önemli olmadığı, tek duvara açılan deliğin çarpışma kuvvetini kayda değer ölçüde düşüremediği görülmüştür. En fazla enerji sönümleyen ve en düşük çarpışma



kuvveti sağlayan yapının, orta kısmında karşılıklı 10 mm çapında delik olan kombinasyon olduğu sonucuna varılmıştır.



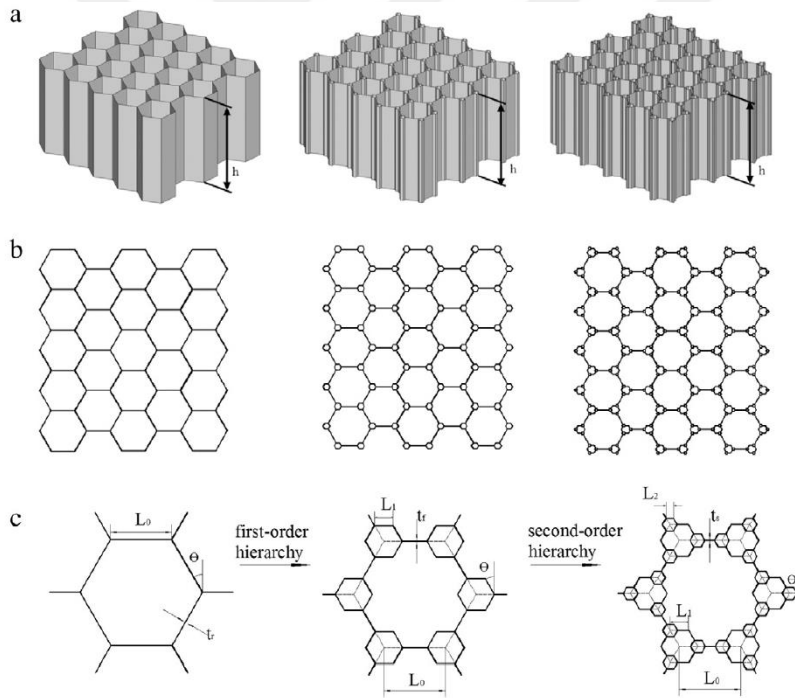
Şekil 2.2 : Üzerlerinde çarpışma başlatıcı delikler bulunan çarpışma kutuları [11]

## 2.2 Bal Peteği ve Alüminyum Köpük Yapıların Enerji Emme Özellikleri ve Bu Yapıların Çarpışma Kutularına Uygulanmasına Yönelik Çalışmalar

Bal peteği yapılar ve köpük malzemeler enerji emme kabiliyeti yüksek olan yapısal elemanlardır. Taşıtların çarpışma performansını arttırmak amacıyla enerji sönümleyici yapılarda bal peteği veya köpük malzemeler sıkça kullanılmaktadır. Literatürde bal peteği yapıların ve alüminyum köpük malzemelerin tek başlarına enerji emme kabiliyetlerinin araştırıldığı çalışmaların yanında bu malzemelerin çarpışma kutularının içlerine konularak oluşturulan tümleşik yapının çarpışma performanslarının değerlendirildiği birçok uygulama vardır.

Zhang vd. [20] çeşitli hücre biçimlerine sahip alüminyum bal peteği yapıların çarpışma dayanımlarının araştırıldığı deneysel ve sayısal çalışmalar yapmışlardır. Çalışmanın deneysel kısmında hücre sayısının etkisinin incelenmesi için aynı duvar açısına sahip farklı sayıda hücreden oluşan bir grup ile aynı sayıda hücreden oluşan farklı duvar açılına sahip bir grup bal peteği yapı kullanmışlardır. Bu testlerden elde ettikleri veriyi sayısal analizlerde kullanmışlardır. Çalışma sonucunda bal peteği yapıların üretim yöntemi gereği hücrelerin birleştiği duvarların çift kat olması sebebi ile duvar açısının etkisinin % 10'dan daha az olduğu ancak tüm duvarlar tek kat gibi modellenirse açı etkisinin %32.4'e kadar çıktığını bulmuşlardır.

Bal peteği yapılar ile ilgili başka bir çalışmada Sun vd. [21] üç farklı hiyerarşiye sahip bal peteği yapı kullanmışlardır. Bu yapıları oluşturmak için klasik bal peteği yapının hücrelerinin birleştiği köşeleri altıgen yapılar ile değiştirerek mikro yapılar oluşturmuşlar, Şekil 2.3'te gösterilen birinci dereceden ve ikinci dereceden hiyerarşiye sahip bal peteği yapıları elde etmişlerdir. Bu yapıları oluşturan altıgenlerin kenar uzunluklarının oranı, duvar açıları ve duvar kalınlıklarını değişken tutarak özgül enerji emilimini maksimize edecek şekilde optimizasyon yapmışlardır. Bu optimizasyon sonucunda sıradan bal peteği yapıya kıyasla birinci dereceden hiyerarşiye sahip bal peteği yapılarda % 81.3, ikinci dereceden hiyerarşiye sahip yapılarda % 185.7 özgül enerji emiliminde artış elde etmişlerdir. Ayrıca maksimum çarpışma kuvvetinin sıradan bal peteği yapıya kıyasla kayda değer bir artış göstermediğini saptamışlardır.



Şekil 2.3 : Farklı hiyerarşilere sahip bal peteği yapılar [21]

Zarei ve Kröger [22] içleri bal peteği yapılar ile doldurulmuş kare, dikdörtgen ve dairesel kesitli düz çarpışma kutuları için optimizasyon çalışması yapmışlardır. Çalışmanın deneysel kısmında 154 kg kütleyle sahip bir cismi 8 m yukarıdan (çarpma hızı 45 km/s olacak şekilde) test numunelerine aksenal ve eğik olarak çarptırmışlardır. Bu deneylerden elde edilen kuvvet verilerini ve deformasyon

görüntülerini yaptıkları sayısal analizler ile kıyaslayarak sayısal modellerini doğrulamışlardır. Optimizasyon çalışmasında tüplerin et kalınlığı ve kesitini değişken bırakarak çarpışma kuvveti verimi ve özgül enerji emilimine göre optimizasyon yapmışlardır. Çalışmalarında bal peteği yapı dolu çarpışma kutularının aynı ağırlıktaki boş çarpışma kutularına kıyasla daha fazla enerji emdikleri, yatay dayanıma da katkıda buldukları için hem aksenel hem de eğik çarpışmalarda bal peteği dolu yapıların daha kararlı davrandıkları sonucuna varmışlardır. Ancak bal peteği yapılar kritik limitten daha yoğun olurlarsa ağırlık avantajının kaybedildiğini gözlemlemişlerdir.

Bal peteği yapıların yanında çarpışma kutularının içlerine köpük doldurulması çarpışma kutularının çarpışma performansının artırılması için kullanılan bir diğer yöntemdir. Enerji emilim özellikleri yüksek olduğu için bu uygulamalarda genellikle alüminyum köpük kullanılmaktadır. Zhang vd. [23] bal peteği sandviç çarpışma kutuları ile içleri köpük dolu silindirik çarpışma kutularını karşılaştırmışlardır. Altı farklı bal peteği sandviç enerji emici modeli ile içi alüminyum köpük dolu enerji emiciyi kıyaslamışlardır. Çalışma sonucunda alüminyum köpüğün çarpışma kutusunun kenarlarına yapıştırılmasının ve bu yapıştırıcının kuvvetinin köpük dolu çarpışma kutularının çarpışma performansında önemli bir etkisi olduğunu gözlemlemişlerdir. Genel itibarı ile kullandıkları bal peteği sandviç yapıli çarpışma kutularının için köpük dolu olanlardan daha iyi performans gösterdiği sonucuna varmışlardır.

Altın vd. [24] iç içe çok tüplü dairesel kesite sahip çarpışma kutularının köpük doldurma alternatiflerinin optimizasyonu için bir çalışma yapmışlardır. En dış tüpü konik olan, tek tüplü, çift tüplü ve üç tüplü kesit alternatifini kullanmışlardır. Polinom yanıt yüzey yöntemi kullanarak aksenel ve yanal olmak üzere iki köpük doldurma şekli optimizasyonu yapmışlardır. Çalışmanın ilk kısmında aksenel köpük doldurma optimizasyonu için tasarım değişkeni olarak bu üç geometrik alternatifini, koni açısını, duvar kalınlığını, köpük yoğunluğunu ve köpük yüksekliğini belirlemişlerdir. İkinci kısımda ise yanal köpük doldurma optimizasyonu için köpük yüksekliği yerine köpük taban çapını tasarım değişkeni olarak belirlemişlerdir. Çarpışma kuvveti verimi ve özgül enerji emilimi değerlerini maksimize edecek şekilde yapılan optimizasyonlarda köpük yüksekliği sabit tutularak köpük çapının değiştirildiği yanal köpük doldurma alternatifinin aksenel köpük doldurmaya göre iki çarpışma performansı ölçütüne göre

de daha avantajlı olduğu sonucuna varmışlardır. Yanal köpük doldurma ile aksenal köpük doldurmada elde edilen en iyi sonuçlara göre % 19 daha yüksek çarpışma kuvveti verimi ve % 6 daha yüksek özgül enerji Emilimi elde etmişlerdir.

Sun vd. başka bir çalışmalarında [25] enerji Emilimi karakteristikleri ve hafif olmalarıyla son yıllarda popülerlik kazanan alüminyum köpüğü doldurulmuş farklı geometrik yapıdaki kesitlere sahip çok hücreli enerji sönümleyiciler üzerinde çalışmışlardır. Dört farklı kesit geometrisine sahip çarpışma kutularını sekiz farklı köpük doldurma şekli ile kombine edip toplamda 32 farklı çarpışma kutusunu 300 kg kütleyle sahip rijit bir duvarın 15 m/s hızla çarpıtıldığı sayısal analizlere tabi tutmuşlardır. Çok kriterli karar alma metodu ile bu 32 kombinasyondan beş hücreye ayrılıp köşelerdeki dört hücresi köpük doldurulmuş olan çarpışma kutusunu seçmişlerdir. Seçilen tasarımın maksimum çarpışma kuvvetini limitli tutarak özgül enerji Emilimi kriterine göre optimize etmişler ve ek % 6.15 iyileşme sağlamışlardır.

### **2.3 Tamponların Çarpışma Performansına Yönelik Yapılan Çalışmalar**

Tampon sistemleri araçların ön ve arkalarına takılan, çarpışma esnasında yolculara iletilen enerjinin bir kısmını sönümleyen araç parçalarıdır. Tampon sistemleri NCAP standartlarına göre yüksek hızlı çarpışmalarda çarpışma enerjisinin en az % 15 kadarını sönümlemelidir. Düşük enerjili çarpışmalarda ise tampon sisteminin önünde yer alan plastik fasya, radyatör ve gövde parçalarının emdikleri enerjinin haricindeki tüm enerjiyi sönümlemelidirler [34].

Tampon kirişlerinin büyük çoğunluğu kare ya da dikdörtgen kesitli aracın genişliği boyunca uzanan profillerdir. Tanlak vd. [34] bir çalışmalarında araçların yüksek hızlı çarpışma koşullarında çarpışma performanslarını arttırmak için tampon kirişinin şeklinin optimizasyonuna yönelik bir araştırma yapmışlardır. NCAP standartlarına göre aracın 64 km/s hızla tampon kirişinin % 40'lık kısmı deforme olabilen bariyere temas edeceği çarpışma senaryosunda sonlu elemanlar analizlerini yapmışlardır. Tampon kirişi için bir kesit şekli belirleyip kesitin ölçülerini değişken bırakmışlardır. Temel tasarım olarak belirlenen üç farklı şekle göre elde ettikleri iki adet optimum tasarımı kıyaslamışlar ve çarpışma performansında % 16 iyileşme sağlamışlardır.

Liu vd. [35] yapmış oldukları çalışmada düşük hızlı çarpma koşullarında bir tampon sisteminin davranışını incelemişlerdir. Tampon sistemini deneysel olarak düşük hızlı çarpma yüklemesine maruz bırakmışlar, çarpışma kutularının arkasından araca

iletilen kuvveti ve bağlantı noktalarının deformasyonunu ölçmüşlerdir. Bu verileri kullanarak sayısal analizler yapmışlar ve yaptıkları analitik hesaplamalar ile deney sonuçlarını ve sayısal analiz sonuçlarını kıyaslamışlardır. Çalışmalarının sonucunda sonraki çalışmalarda kullanılmak üzere bir tampon sisteminin düşük hızlı çarpışmalardaki davranış karakteristiğini elde etmişlerdir.

Çarpışma kutuları gibi enerji emici yapılarda kullanılan bal peteği yapılar ve köpük malzemeler çarpışma performansında önemli bir iyileşme sağladığı için araştırmacılar bu malzemeleri tampon sistemlerindeki tampon kirişlerinde de kullanmaya başlamışlardır. Bu yapılar asıl işlevi çarpışma enerjisini çarpışma kutularına iletmek olan tampon kirişinin bu özelliğini daha hafif bir tasarım ile korurken düşük olan enerji sönmleme performansının artmasına katkıda bulunurlar.

Xiao vd. [42] tampon kirişinin uzunluğu boyunca değişken yoğunluklu alüminyum köpük malzeme ile doldurdukları bir tampon kirişinin optimizasyonu üzerine çalışmışlardır. Optimizasyonda tamponun et kalınlığı, tampon kirişinin orta ve uçlarındaki köpük yoğunlukları ve yoğunluk değişim katsayısını değişken olarak belirleyerek özgül enerji emilimi ve maksimum çarpışma kuvvetine göre optimizasyon yapmışlardır. Buradan elde ettikleri sonuçlarla her yerinde eşit şekilde köpük doldurularak optimize edilmiş tampon kirişinin ve temel alınan içi boş tampon kirişinin performansları karşılaştırılmıştır. Çalışmada değişken yoğunluklu köpüğün performansının daha yüksek olduğu görülürken değişken yoğunluklu köpük malzeme ile doldurulan tampon kirişinin % 14.4 ağırlık azaltılmasına katkı sağladığı sonucuna varılmıştır.

Jacob ve Arunkumar [1] yaptıkları bir çalışmada mevcut bir araç tamponu tasarımını seçmişler ve aynı tamponun içerisinde bal peteği yapılar bulunan ve alüminyum köpük doldurulan iki alternatifini de ekleyerek toplamda üç farklı sonlu elemanlar analiz modeli oluşturmuşlardır. Seçtikleri aracın ağırlık merkezini temsil eden nokta ile tampon sistemini sonlu elemanlar modelinde ağ ile birleştirip bu noktaya seçtikleri aracın ağırlığını temsil edecek şekilde 1420 kg kütle tanımlamışlardır. Sonrasında bu yapıyı tampon kirişinin % 40'lık kısmı temas edecek şekilde rijit duvara 36 km/s hızla çarptırmışlardır. Çalışmanın sonucunda içi boş tampon 71.212 kJ olan çarpışma enerjisinin 46 kJ'ünü emerken, içi köpük dolu olan tampon % 6 iyileşme sağlayarak 50 kJ, içi bal peteği yapı dolu olan tampon ise %11.26 iyileşme sağlayarak 54 kJ enerji sönmlemiştir.

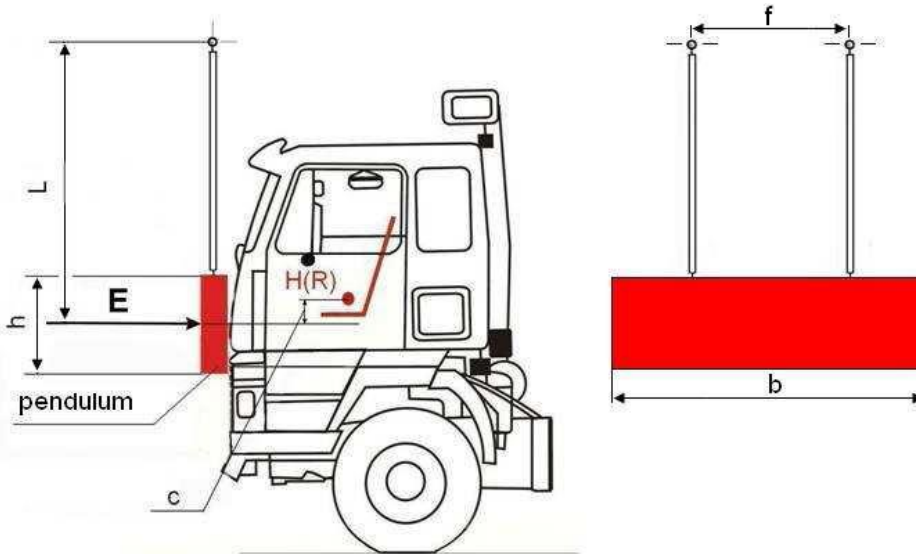
Ağırlık araçların yakıt tüketimi, egzoz emisyonları, performans ve konfor gibi özelliklerini etkileyen önemli bir faktördür. Tüm yapısal araç bileşenlerinde olduğu gibi tasarımcılar tampon sistemlerinin de ağırlığını azaltmak istemektedirler. Ancak ağırlık azaltılırken aracın çarpışma performanslarından ödün verilmemelidir. Ağırlık avantajı sebebi ile kompozit yapılar günden güne otomotiv sektöründe popülerleşmektedir. Liu vd. [36] yaptıkları çalışmada modifiye edilmiş parçacık sürü optimizasyonu yöntemi kullanarak bir tampon sisteminin optimizasyonunu yapmışlardır. Çarpışma kutuları ve tampon kirişi bütünleşik bir kompozit tampon sistemi tasarlamışlar ve altı farklı yükleme koşuluna göre analizlerini yapmışlardır. Analizlerden gelen verileri kullanarak parçacık sürü optimizasyonu metoduyla seçtikleri dokuz değişkeni optimize etmişler ve optimum bir tampon tasarımına ulaşmışlardır. Elde ettikleri optimum kompozit tampon tasarımı ile % 31.5 ağırlık düşüşü sağlamışlardır.

Belingardi vd. [37] yaptıkları bir çalışmada tampon sistemlerinin geleneksel yapısı olan tampon kirişi ve çarpışma kutularından oluşan birime alternatif olarak çarpışma kutuları ve tampon kirişinin birbirine entegre bir yapı oluşturduğu kompozit malzemeden üretilmiş bir tampon sistemi geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri tasarımı çalışmada deneysel olarak karakterizasyonunu yaptıkları üç farklı kompozit malzeme ile sayısal olarak denemeler yapmışlar ve mevcut bir çelik tampon sistemine göre kıyaslamışlardır. Çalışmalarının sonucunda geliştirdikleri tampon sisteminin halihazırda kullanılan çelik tampona göre % 55 ağırlık avantajı sağladığı sonucuna ulaşmışlardır.

### 3. ECE R-29 TEST STANDARDI

ECE R-29 test standardı Birleşmiş Milletler Avrupa Ekonomik Komisyonu (UNECE – *United Nations Economic Commission for Europe*) tarafından oluşturulmuştur. Bu yönetmelik kamyon, kamyonet ve tır gibi ayrı bir sürücü kabini bulunan N1, N2 ve N3 araç kategorilerindeki ticari araçları kapsamaktadır. Yönetmelik ile belirlenen testler önden çarpışma testi (Test A), ön sütun çarpışma testi (Test B) ve tavan dayanıklılık testi (Test C) olarak belirlenmiştir. Bu çalışmada optimize edilmek istenen tamponun sonlu eleman analizleri için yönetmelikte yer alan önden çarpışma testinin yükleme koşulları kullanılmıştır.

Önden çarpışma testinde Şekil 3.1’de gösterildiği gibi ağırlığı 1500 kilogramdan az olmayan, çarpma yüzeyi düz,  $b$  ölçüsü ile gösterilen genişliği 2500 mm,  $h$  ile gösterilen yüksekliği 800 mm olan çelik bir plaka aracın ön kısmına çarptırılmaktadır. Plaka, kendisine rijit olarak bağlanmış  $f$  ölçüsü ile gösterilen, açıklıkları en az 1000 mm olan 2 adet kol ile  $L$  ile ifade edilen, plaka ağırlık merkezinden en az 3500 mm yukarıdaki dönme eskenine asılmış olmalıdır.



Şekil 3.1 : ECE R-29 önden çarpışma testi [44]

Plakanın test esnasındaki çarpma enerjisi araç ağırlığına göre iki gruba ayrılmıştır. ECE R-29 yönetmeliğinin 1998 yılında yayınlanan 1. revizyonunda 7.5 ton'dan hafif olan N1 ve N2 sınıfı araçlar için yapılan önden çarpma testlerinde plakanın kinetik enerjisi 30 kJ, 7.5 ton'dan ağır olan N2 ve N3 sınıfı araçlar için plakanın kinetik enerjisi ise 45 kJ olarak belirlenmiştir. Daha sonrasında 2012 yılında yayınlanan 2. revizyonunda ise bu değerler sırasıyla 29.4 kJ ve 55 kJ olarak değiştirilmiştir. Ancak, eski kaynağa göre çalışmanın tüm analizleri ve hesaplamaları tamamlandığı, değişiklik çalışmaları tamamlandıktan sonra fark edildiği için bu çalışmadaki tüm analizler 45 kJ çarpma enerjisi ile yapılmıştır.





#### 4. ÇARPIŞMA PERFORMANSI ÖLÇÜTLERİ

Tampon sistemlerinin ve çarpışma kutularının çarpışma esnasında sergiledikleri performansın değerlendirilmesi için bazı ölçütler kullanılmaktadır. Temel amacı enerji emmek olan bu yapıların temel değerlendirme ölçütü emilen toplam enerji miktarıdır. Ancak bu değer tek başına yeterli olmamaktadır. Otomotiv endüstrisinde ağırlık, yakıt tüketimi, performans ve yol tutuşu gibi önemli birçok araç parametresini etkilediği için göz önünde bulundurulmaktadır. Bu sebeple toplam emilen enerji miktarı kadar özgül enerji emilimi olarak tanımlanan enerji emici yapının kütlesi başına emdiği enerji miktarı, enerji emicilerin performansının değerlendirilmesinde daha yaygın kullanılmaktadır.

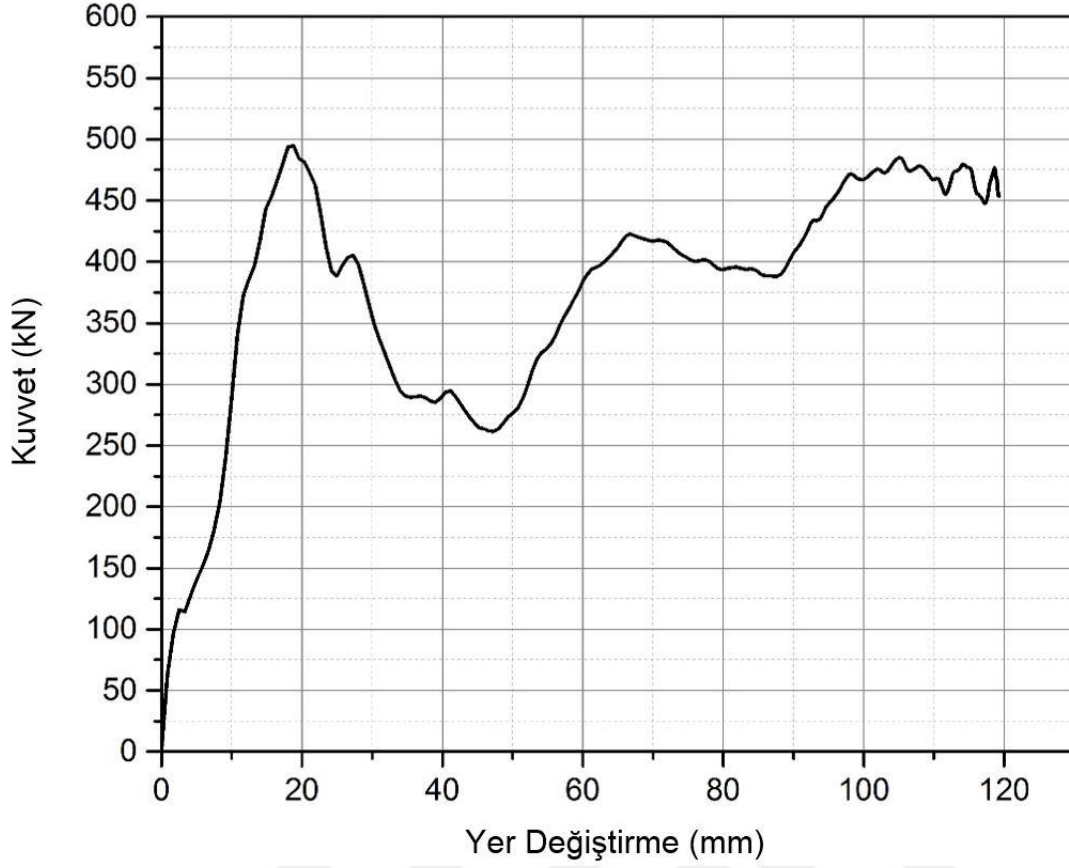
Enerji emiliminin yanında çarpışma esnasında ortaya çıkan ezilme kuvvetleri de önem arz etmektedir. Enerji emici yapının enerji emme kabiliyeti, ezilme kuvveti-ezilme miktarı grafiğinin altında kalan alan olarak hesaplanabilir. Bu durumda oluşan kuvvet ne kadar yüksekse enerji emme kabiliyetinin o kadar yüksek olduğu söylenebilir. Ancak bu çarpışma kuvveti aracın önemli yapılarına ve yolculara iletilen kuvveti doğrudan etkilediği için çarpışma kuvvetinin çarpışma boyunca mümkün olduğu kadar az değiştiği, maksimum çarpışma kuvvetinin ortalama kuvvetten çok yüksek olmadığı tasarımlar tercih edilmektedir.

##### 4.1. Toplam Enerji Emilimi

Enerji emici yapı tarafından çarpışma sırasında gerçekleştirilen toplam enerji emilimi ( $E_t$ ), çarpışma kuvveti tarafından yapılan iş olarak tanımlanır. Bu değer çarpışma kuvveti-ezilme miktarı grafiğinin altında kalan alan olarak ifade edilebilir [18]. Toplam enerji emilimi Eşitlik (4.1) ile ifade edildiği şekilde hesaplanabilir.

$$E_t = \int P d\delta \quad (4.1)$$

Bu denklemde  $P$  aksel çarpışma kuvvetini,  $\delta$  ise aksel ezilme miktarını ifade etmektedir. Bu çalışmada analiz sonucunda ortaya çıkan tipik bir kuvvet - yer değiştirme grafiği Şekil 4.1'de görüldüğü gibidir.



Şekil 4.1 : Tipik tampon kuvvet – yer değiştirme grafiği

#### 4.2. Maksimum Ezilme Kuvveti

Maksimum ezilme kuvveti ( $P_{max}$ ), çarpışma sırasında enerji emici yapı üzerinde oluşan en yüksek kuvveti ifade eder. Bu değer araç içindeki yolcuların maruz kalacağı ivmeye doğrudan etki ettiği için çok yüksek olması istenmemektedir. Ancak toplam enerji emilimi ezilme kuvveti tarafından yapılan iş olduğu için ezilme kuvvetinin çok düşük olması enerji emiliminin az olması anlamına gelmektedir. Bu nedenle arzu edilen enerji emici yapı tasarımında ezilme kuvvetinin çarpışma boyunca çok değişmemesi, yani maksimum ezilme kuvvetinin ortalama ezilme kuvvetinden çok yüksek olmaması gerekmektedir.

#### 4.3. Ortalama Ezilme Kuvveti

Ortalama ezilme kuvveti ( $P_{mean}$ ), çarpışma esnasında enerji emici yapı üzerinde oluşan kuvvetin ortalama değerini ifade eder. Ortalama ezilme kuvveti Denklem (4.2) ile ifade edildiği gibi toplam emilen enerjinin ( $E_t$ ) ezilme miktarına ( $\delta$ )

bölünmesi ile hesaplanır. Diğer bir deyişle toplam enerji emilimini aynı ezilme miktarı için sağlayabilecek sabit kuvvettir.

$$P_{mean} = \frac{E_t}{\delta} \quad (4.2)$$

#### 4.4. Ezilme Kuvveti Verimi

Ezilme kuvveti verimi (CFE – *Crush Force Efficiency*) ortalama ezilme kuvvetinin maksimum ezilme kuvvetine oranı olarak tanımlanır [24]. Bu değer Denklem (4.3) ile gösterildiği şekilde hesaplanır.

$$CFE = \frac{P_{mean}}{P_{max}} \quad (4.3)$$

Ezilme kuvveti verimi (CFE) çarpışma kutularının performanslarının değerlendirilmesinde kullanılan en yaygın iki ölçütten biridir. Bu değer ortalama ezilme kuvveti ile maksimum ezilme kuvvetinin oranlanması ile elde edildiği için her iki verinin de birlikte değerlendirilmesine imkân verir. Bu sebeple çarpışma performansı değerlendirmesinde ortalama ezilme kuvveti ve maksimum ezilme kuvvetinin ayrı ayrı değerlendirilmesinden daha uygun bir ölçüt olarak kabul edilebilir.

Bir önceki bölümde ifade edildiği üzere enerji emici yapılarda aracın yolcu kabini ve yolculara iletilen kuvvetin zarar verici düzeyin altında olması için maksimum ezilme kuvvetinin çok yüksek olması istenmezken enerji emiliminin artırılması için ortalama ezilme kuvvetinin belli bir seviyede olması beklenir. Bu sebeple bir enerji emici yapının ezilme kuvveti ne kadar yüksekse bu bakımdan ideale o kadar yakındır.

#### 4.5. Özgül Enerji Emilimi

Özgül enerji emilimi (SEA – *Specific Energy Absorption*) enerji emici bir yapının birim kütlesi tarafından emilen enerji miktarı olarak tanımlanır. Bu değer Eşitlik (4.4) ile gösterildiği gibi toplam enerji emiliminin ( $E_t$ ) enerji emici yapının kütlesine ( $m$ ) oranı şeklinde ifade edilir.

$$SEA = \frac{E_t}{m} \quad (4.4)$$

Bir enerji emici yapının temel çarpışma performansı ölçütü toplam emilen enerji miktarı olsa da otomotiv endüstrisinde ağırlığın önemi büyük olduğu; fazla ağırlığın araç performansı, yakıt tüketimi, emisyon değerleri ve yol tutuşu gibi kritik konularda olumsuz etkileri olduğu için enerji emici yapıların ağırlığı düşük tutulmak istenmektedir. Özgül enerji emilimi (SEA) değeri toplam enerji emilimi ve enerji emici kütesinin birlikte değerlendirilmesine imkân verdiği için enerji emici yapıların çarpışma performanslarının değerlendirilmesinde kullanılan bir diğer önemli ölçüttür.



## 5. TEST KAİDESİ TASARIMI

Üniversitemizde (TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi) daha önce başka bir çalışma için kurulmuş, ECE R-29 yönetmeliğinin önden çarpışma testine uygun olarak tasarlanmış ve 00236.STZ.2008-1 numaralı SANTEZ projesi kapsamında kurulmuş olan Şekil 5.1’de görülen sarkaçlı test düzeneği bulunmaktadır. Bu test düzeneğinde test edilecek aracın yönetmeliğe uygun olarak sabitlenmesi için bağlama noktaları bulunmaktadır. Test edilen araç gövdesi bu bağlama noktalarına Şekil 5.2’de gösterildiği gibi zincirli gerdirmeler ile sabitlenerek önden çarpışma testleri yapılmıştır. Ancak bu çalışmadaki gibi bütün bir araç gövdesi yerine tampon sistemi gibi bir araç elemanının testi yapılmak istendiğinde test numunesini sarkaç önünde uygun pozisyonda konumlandırarak bir test kaidesine ihtiyaç vardır.

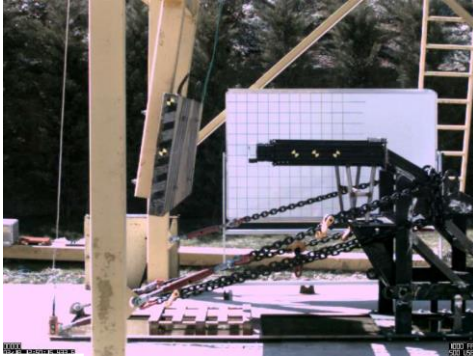


Şekil 5.1 : ECE R-29 yönetmeliğine uygun önden çarpışma test düzeneği [45]

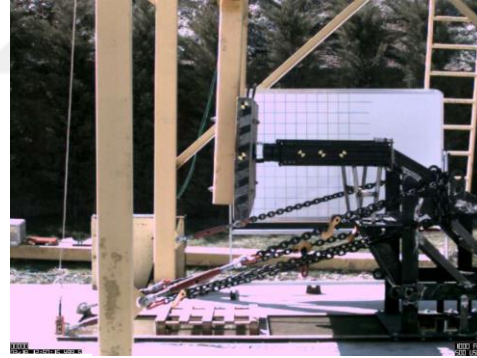


Şekil 5.2 : Zincir bağlantıları [45]

Aynı test düzeneğinde daha sonrasında başka bir çalışma kapsamında bir tampon sisteminin önden çarpışma testi denemesi yapılmıştır. Çarpışma testi yüksek hızlı kamera ile kaydedilip test numunesi üzerindeki deformasyon incelenmiştir. Kamera görüntülerinden alınan çarpışma öncesi, çarpışma anı ve çarpışmanın son anını gösteren kareler Şekil 5.3 ile gösterilmiştir. Karelerde tampon üzerindeki deformasyon görülmektedir. Görüldüğü gibi test edilen tampon sistemi, kendisini test düzeneğinin sarkacı önünde uygun şekilde konumlandırılan bir kaide üzerine monte edilmiş, kaide de yere zincirlerle sabitlenmiştir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 5.3 : Tampon çarpışma testi; (a) Çarpışma öncesi, (b) Çarpma anı, (c) Çarpışma sonu



Şekil 5.4'te test edilen tampon sistemi ve test kaidesinin çarpışma sonrası durumu gösterilmiştir. Test edilen tampon sisteminin çarpışma performansının uygun şekilde değerlendirilebilmesi için çarpışma süresince kaidenin hareket etmemesi ve deformasyona uğramaması gerekmektedir. Ancak, Şekil 5.3'teki c karesinde ve Şekil 5.4'te görüldüğü üzere test sırasında kaide deforme olmuştur. Kaidedeki bu deformasyon oluşurken çarpma enerjisinin bir kısmı kaide tarafından sönmülmüş olduğu için test istenilen başarıda tamamlanamamış, tamponun çarpışma performansının değerlendirilmesi için uygun veriler alınamamıştır. Ayrıca kaide çarpışma sonrasında başka bir testte kullanılamaz hale gelmiştir.



Deformasyon  
Bölgeleri

Şekil 5.4 : Tampon önden çarpma testi numunesi

Kaide kullanılamaz hale geldiği ve testin başarısını olumsuz etkilediği için sonraki testlerde kullanılmak üzere daha rijit yeni bir kaide tasarımının yapılması gerekliliği ortaya çıkmıştır. Kaidenin üzerindeki deformasyonun incelenmesi ve yeni kaidenin tasarımında yardımcı olması için mevcut tasarım statik olarak sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilmiştir. Analizlerde 1500 kg kütleli 45 kJ enerjiye sahip bir cismin kaideye bağlı tampona çarpacağı ve bu enerjinin 0.1 saniyede tampon tarafından sönmüneceği ve çarpma kuvveti veriminin 0.75 olduğu varsayılmıştır.

Kinetik enerji formülü olan Eşitlik (5.1) kullanılarak 45 kJ enerjiye ( $E$ ) sahip 1500 kg kütleli ( $m$ ) sarkacın çarpma anındaki hızının ( $V$ ) 7.746 m/s olması gerektiği hesaplanmıştır. Daha sonrasında Eşitlik (5.2) ile gösterilen ivme-hız denklemi kullanılarak sarkacın 0.1 saniyede ( $t$ ) durması için 77.46 m/s<sup>2</sup> ivmeye ( $a$ ) sahip

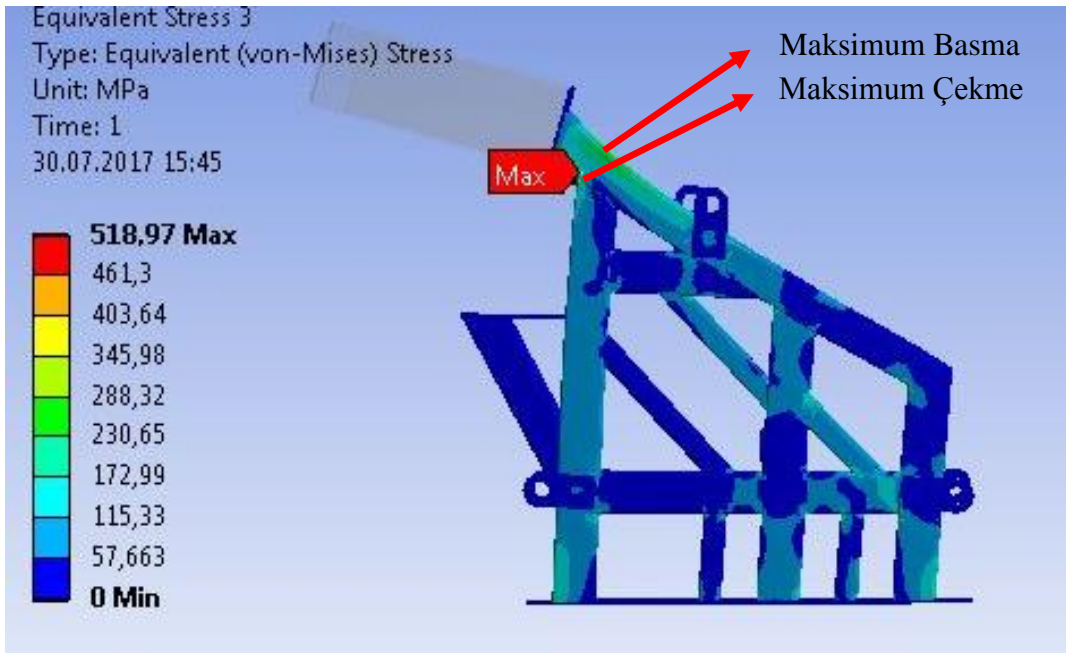
olması gerektiği bulunmuştur. Newton'un 2. hareket yasası (Eşitlik 5.3) kullanılarak sarkacın ezilme kuvveti ( $P_{mean}$ ) 116.2 kN olarak hesaplanmıştır. Nihayetinde Eşitlik 4.2 kullanılarak maksimum ezilme kuvveti ( $P_{max}$ ) ezilme kuvveti verimi değeri ( $CFE$ ) 0.75 varsayıldığında 155 kN olarak bulunmuştur.

$$E = \frac{1}{2}mV^2 \quad (5.1)$$

$$V = at \quad (5.2)$$

$$P_{mean} = ma \quad (5.3)$$

Hesaplanan 155 kN maksimum ezilme kuvveti kaidenin önündeki tampona eksenel yönde tanımlanarak ANSYS paket programının Statik Yapısal (Static Structural) modülünde statik simülasyonu yapılmıştır. Analiz sonucunda Şekil 5.5'te görüldüğü gibi maksimum basma ve maksimum çekme gerilmelerinin Şekil 5.4'te belirtilen test edilen kaidede oluşan deformasyon bölgeleri ile örtüştüğü görülmektedir. Analize göre bu bölgelerde gerilmeler 520 MPa seviyelerine kadar çıkmaktadır. Bu değer yapı çeliklerinin genel akma dayanımı olan 200 – 250 MPa değerinin çok üzerindedir.

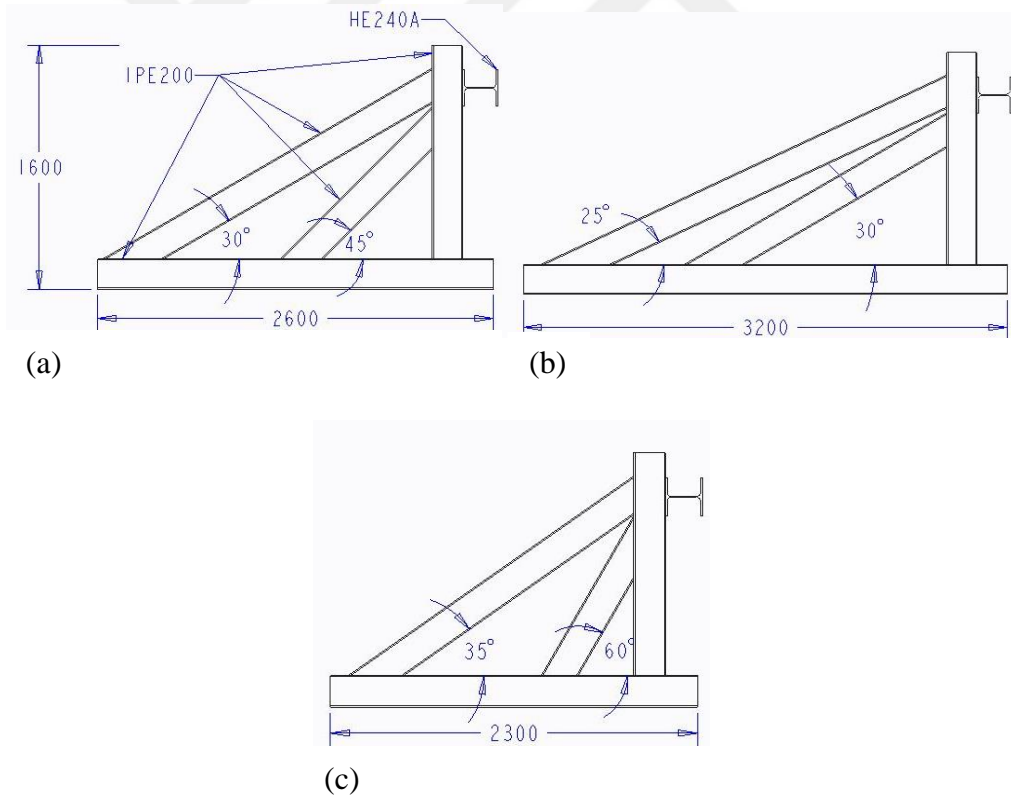


Şekil 5.5 : Test kaidesi statik analiz sonucu



Varsayılan yükleme koşullarında gerçek testte de görüldüğü gibi kaide plastik deformasyona uğramaktadır. Bu analiz yükleme koşulları varsayımsal olduğu ve analizde kullanılan malzeme elastik tanımlandığı için analiz sonucunda çıkan değerler gerçeği yansıtmamaktadır. Bu analiz sonuçları yalnızca kaide üzerinde gerilme oluşan bölgelerin belirlenmesinde ve yeni kaide tasarımlarını ile eskisinin aynı yükleme koşullarında kıyasında kullanılmıştır.

Yeni ve daha rijit bir kaide ihtiyacı sebebi ile yeni bir kaide tasarımı için çalışılmıştır. İlk olarak yandan görünüşü Şekil 5.6 (a) kısmında gösterilen V1 tasarımı yapılmıştır. V1 tasarımında destek kirişleri Şekil 5.6 (a) kısmında görüldüğü gibi yataya göre 30 ve 45 derece olacak şekilde yerleştirilmişlerdir. Tasarımda ana yapıda IPE 200, tamponun bağlanacağı arayüzde ise HE 240A kodları ile adlandırılan I profiller kullanılmıştır. I profil kullanılmasının sebebi dayanıklılıklarının çok yüksek olmasının yanısıra köprü, gökdelen ve bazı binalarda yapı malzemesi olarak kullanılması nedeni ile kolay bulunur olmalarıdır.



Şekil 5.6 : Yeni kaide alternatifleri; (a) V1, (b) V2, (c) V3

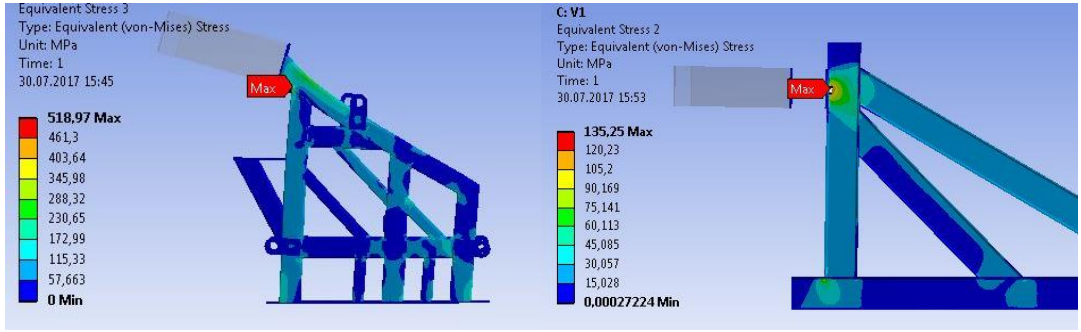
Tamponun bağlanacağı parça yapılan testteki tamponun arayüzüne uygun olması için HE240A olarak belirlenmiştir. Tasarımın diğer tüm kısımlarında ise ana ölçüsü tam sayı olduğu için piyasada kolay bulunan IPE 200 profili tercih edilmiştir. Sonrasında

rijitliğin yanı sıra ağırlık ve boy kriterlerine göre daha iyi bir tasarıma ulaşmak için V2 ve V3 tasarımları da yapıp tüm versiyonlar karşılaştırılmıştır. V2 tasarımında destek kirişlerinin açıları azaltılarak 25 ve 30 derece, V3 tasarımında ise açılar arttırılarak 35 ve 60 derece olarak belirlenmiştir. Sonrasında orijinal kaide ile aynı yükleme koşullarında analize tabi tutulmuşlardır. Orijinal kaide ve yeni kaide tasarımlarının analiz sonuçları Çizelge 5.1’de özetlenmiştir.

Çizelge 5.1 : Kaide şekil denemesi analiz sonuçlarının değerlendirilmesi.

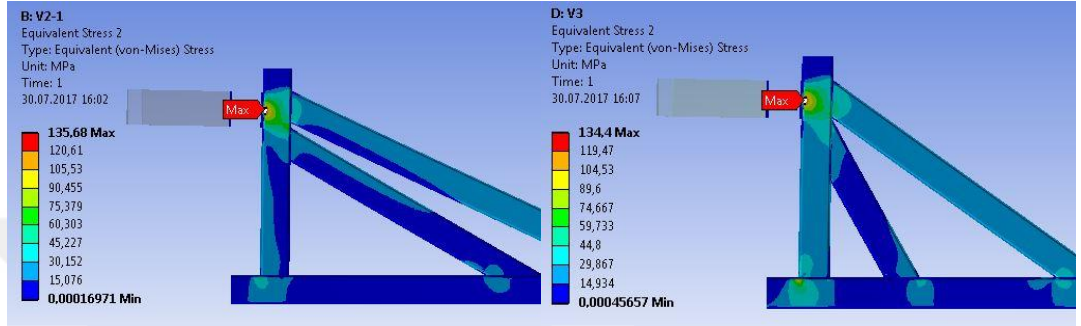
	<b>Orijinal</b>	<b>V1</b>	<b>V2</b>	<b>V3</b>
<b>Maksimum gerilme [MPa]</b>	519.97	135.25	135.68	134.4
<b>Maksimum deformasyon [mm]</b>	3.205	0.604	<b>0.556</b>	0.685
<b>Boy [m]</b>	-	2.6	3.2	<b>2.3</b>
<b>Ağırlık [kg]</b>	-	450	500	<b>400</b>

Orijinal kaidede 519.97 MPa olarak bulunan maksimum gerilme değerinin yeni tasarlanan kaidelerde yapı çeliklerinin akma dayanımı olan 200 – 250 MPa değerinin oldukça altında, 135 MPa civarlarına düştüğü görülmektedir. Tüm alternatif tasarımlarda gerilme değerinin birbirine çok yakın olmasının sebebi ise Şekil 5.7’ de görüldüğü üzere maksimum gerilme değerinin tamponun monte edildiği arayüz ün hemen arkasındaki kolonda, destek kirişlerinin kuvveti yaymasından önce oluştuğu için, destek kirişlerinin açılarından bağımsız, seçilen profil cinsine bağlı olduğu şeklinde yorumlanmıştır. Maksimum deformasyon değerine bakıldığında ise alternatif tasarımlar birbirlerinden ayrılmaktadır. Orijinal kaidede 3.205 mm olan maksimum deformasyon değeri alternatif tasarımlar arasında en düşük olarak V2 tasarımında 0.556 mm hesaplanmıştır. Deformasyon görüntüleri Şekil 5.8’de orijinal kaide ile birlikte karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir. Analiz sonuçları değerlendirildiğinde rijitlik bakımından V2 alternatif tasarımının en iyi tasarım olduğu görülmektedir. Ancak yapılacak kaide yapılacak test cinsine bağlı olarak test düzeneğine takılıp söküleceği için taşınabilirlik de kaide tasarımında göz önünde bulundurulmuştur. Rijitlik kriterine göre en iyi alternatif olan V2 tasarımının boyu 3.2 m, ağırlığı 500 kg iken V3 tasarımının boyu 2.3 m ve ağırlığı 400 kg olarak hesaplanmıştır. V2’ye göre ağırlık olarak % 20 avantajlı olan V3 tasarımı %23 daha kötü bir deformasyon değeri sağlamaktadır. V2 tasarımının 3.2 m olan uzunluğu test düzeneğinde yeterli yer bulunduğu için problem yaratmayacağından şekil açısından V2 tasarımı ile çalışmalar devam etmiştir.



(a)

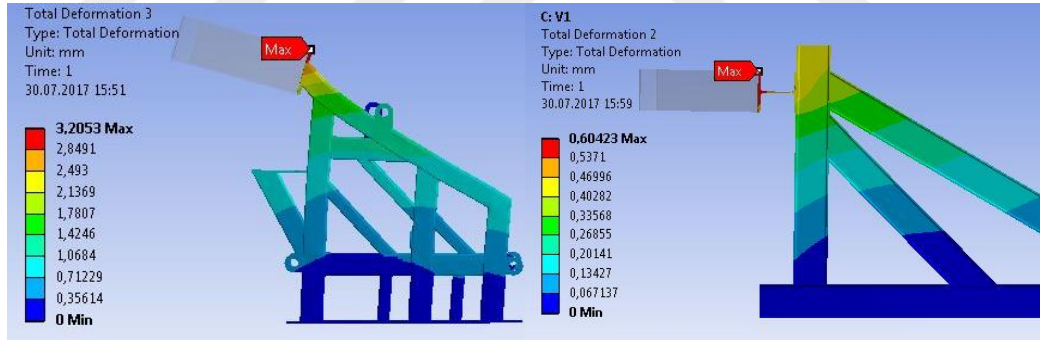
(b)



(c)

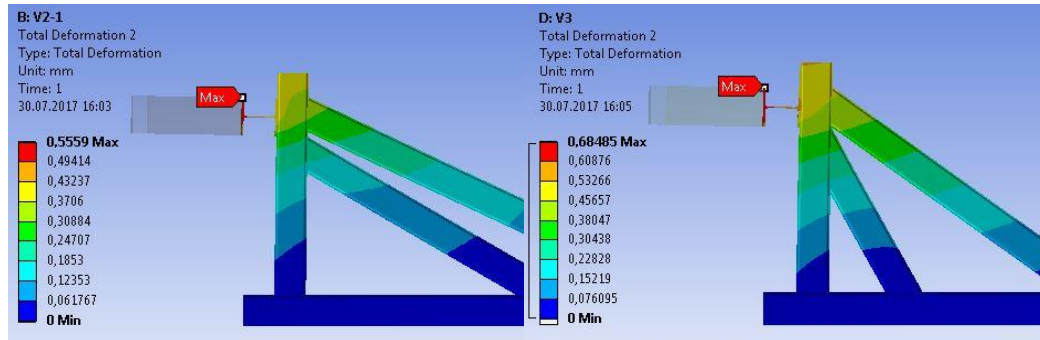
(d)

Şekil 5.7 : Analiz sonucu gerilmeler; (a) Orijinal, (b) V1, (c) V2, (d) V3



(a)

(b)

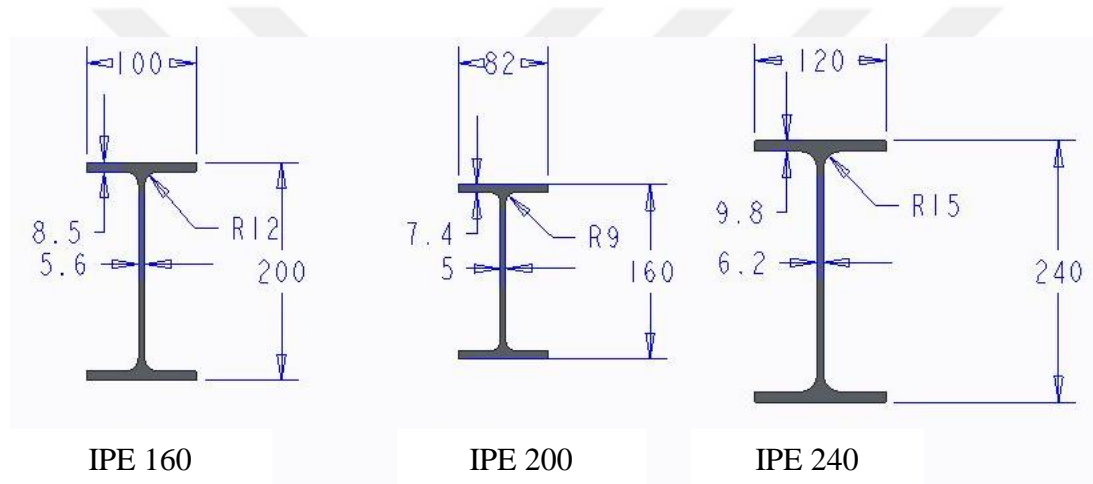


(c)

(d)

Şekil 5.8 : Analiz sonucu deformasyonlar; (a) Orijinal, (b) V1, (c) V2, (d) V3

Destek kirişlerinin açılarının değiştirilmesi ile belirlenen üç şekil alternatifinden analiz sonuçlarının değerlendirilmesi ile seçilen V2 kaide tasarımında farklı profiller denenerek daha iyi bir kaide tasarımı elde edilmeye çalışılmıştır. Kullanılan IPE 200 profiline alternatif olarak daha dayanıksız ancak daha hafif olan IPE 160 ve daha dayanıklı ancak daha ağır olan IPE 240 profilleri belirlenmiştir. Euronorm 19-57 standardı ile belirlenen bu profillerin ölçüleri Şekil 5.9 ile ayrıntılı olarak gösterilmektedir. Tampon arayüzü olarak kullanılan HE 240A profili ise statik analizlerde üzerinde beklenenden fazla gerilim oluşmadığı, çalışmanın sonraki aşamalarında tampon optimizasyonu için LS-DYNA ile yapılan dinamik analizlerde de plastik deformasyona uğramadığı ve tampon arayüzüne uygun olduğu için değiştirilmemiştir.



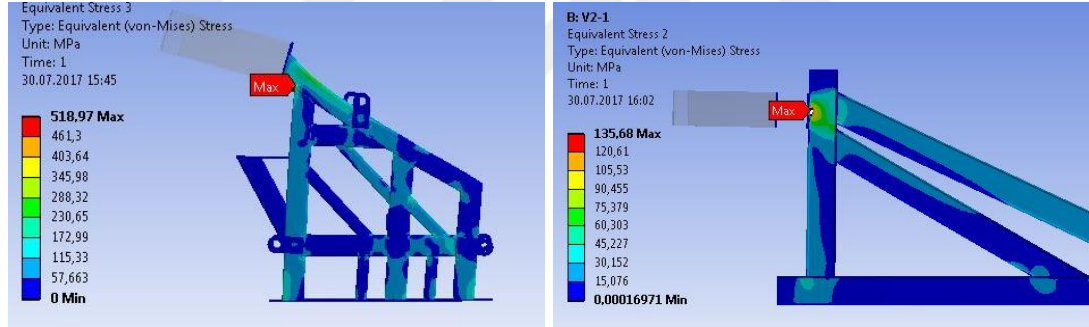
Şekil 5.9 : Euronorm 19-57 standardına göre IPE profil ölçüleri

Kaide şekil tasarımları arasından seçilen V2 alternatifinde IPE 200 profili yerine denenen IPE 160 ve IPE 240 profilleriyle elde edilen maksimum gerilme, maksimum deformasyon ve ağırlık hesaplamaları Çizelge 5.2’de gösterilmiştir. Profil denemelerindeki analiz sonucu elde edilen gerilim ve deformasyon görüntüleri orijinal kaide ile birlikte Şekil 5.10 ve Şekil 5.11’ de görülmektedir. IPE 240 profili beklendiği gibi daha rijit bir yapı sergilemiş olup 113.83 MPa maksimum gerilme değerinde % 16, maksimum deformasyon değerinde ise 0.431 mm ile %22 düşüş sağlamış ancak ağırlıkta % 30 artışa neden olmuştur. IPE 160 profili ise gerilme değerinde % 20 artışa, deformasyon değerinde de % 47 artışa neden olmuş, ağırlıkta % 20 kazanç sağlamıştır. Tüm bu veriler değerlendirildiğinde IPE 240 profilinin deformasyon ve gerilimi düşürmesine rağmen ağırlığı çok arttırarak kaidenin taşınabilirlik özelliğini azalttığı, IPE 160 profilinin ise ağırlıktan sağladığı kazancın

deformasyon değerinde neden olduğu % 47 yükseliş için değmeyeceği yorumuna varılarak IPE 200 profilinin kullanımı uygun bulunmuştur. Kaide tasarım çalışması sonucunda, çalışmanın sonraki aşamalarında analiz edilecek tamponun test düzeneği üzerinde konumlandırılmasında destek kirişi aları 25 ve 30 derece olan (V2 alternatifi), tampon arayüzü HE 240A, diğer kısımları IPE 200 profilleri kullanılarak tasarlanmış olan kaide tasarımının kullanılmasına karar verilmiştir.

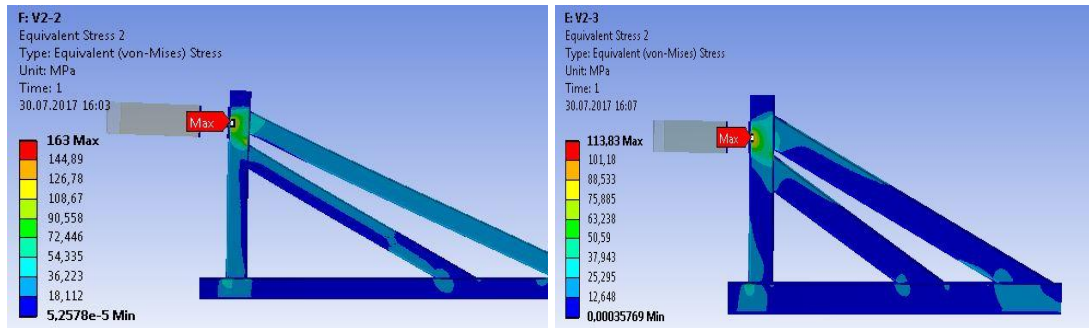
Çizelge 5.2 : Kaide profil denemesi analiz sonuçlarının değerlendirilmesi.

	Orijinal	V2 – IPE 200	V2 – IPE 160	V2 – IPE 240
<b>Maksimum gerilme [MPa]</b>	519.97	135.68	163	<b>113.83</b>
<b>Maksimum deformasyon [mm]</b>	3.205	0.556	0.818	<b>0.431</b>
<b>Ağırlık [kg]</b>	-	500	<b>390</b>	650



(a)

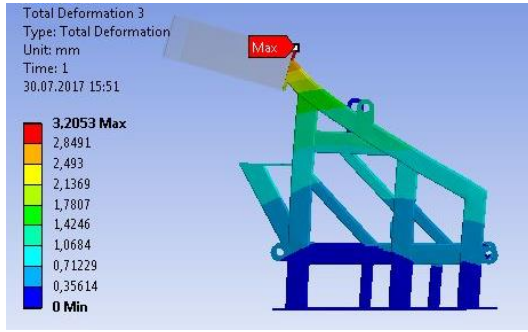
(b)



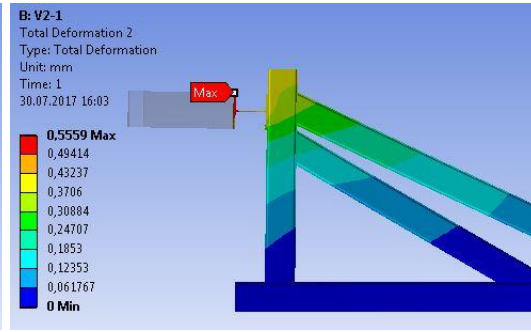
(c)

(d)

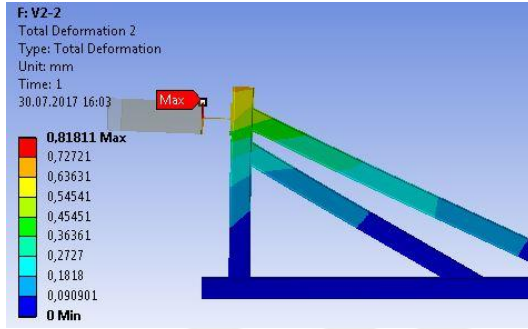
Şekil 5.10 : Profil denemesi analiz sonucu gerilmeler; (a) Orijinal, (b) V1 – IPE 200, (c) V2 – IPE160, (d) V3 – IPE200



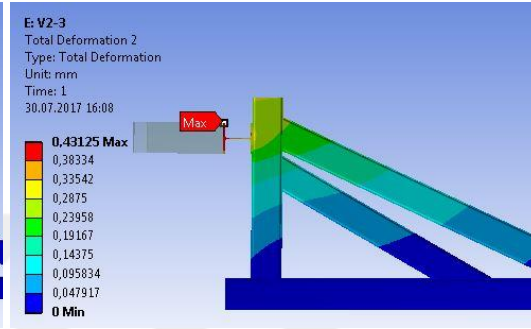
(a)



(b)



(c)



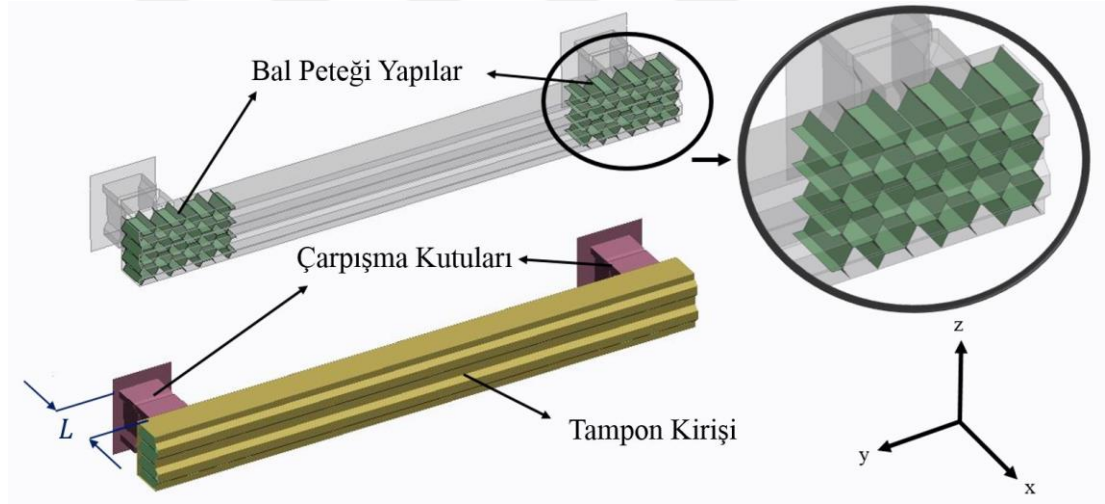
(d)

Şekil 5.11 : Profil denemesi analiz sonucu deformasyonlar; (a) Orijinal,  
(b) V1 – IPE 200, (c) V2 – IPE160, (d) V3 – IPE200



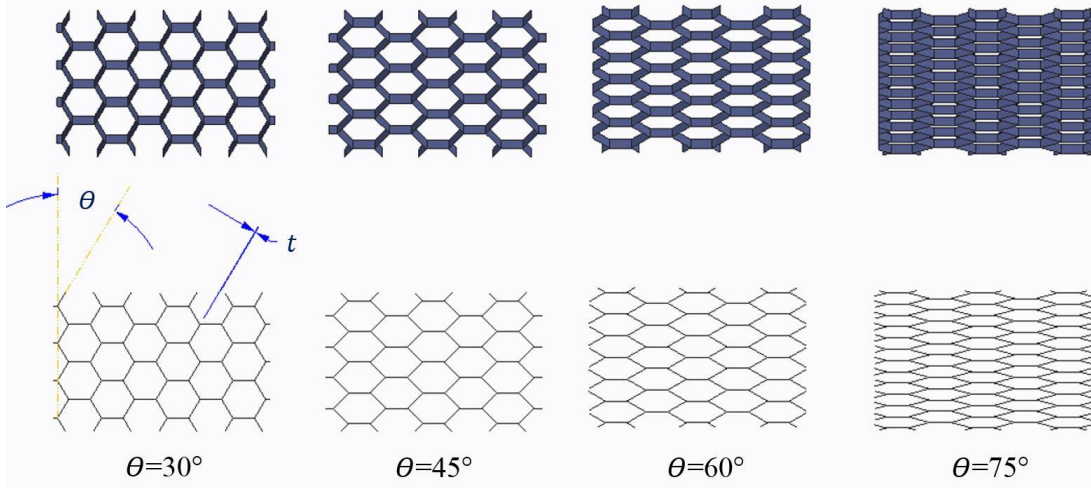
## 6. OPTİMİZASYON PROBLEMİNİN TANIMLANMASI

Bu çalışmanın temel amacı tampon kirişi içerisinde bal peteği yapılar bulunan bir tampon sisteminin optimize edilmesidir. Optimize edilmek istenen jenerik tampon modeli Şekil 6.1’de gösterilmiştir. Görüldüğü gibi tampon sistemi bir tampon kirişi ve arkasına monte edilmiş iki adet çarpışma kutusundan oluşmaktadır. Bu çalışma için tasarımı yapılan tampon sisteminde ise alışılmış tamponlardan farklı olarak bal peteği yapılar bulunmaktadır. Şekil 6.1’de gösterildiği gibi tampon kirişinin içerisine, çarpışma kutularının önlerine denk gelen bölgeye tampon sisteminin çarpışma performansını artırması beklenen iki adet bal peteği yapı konulmuştur.



Şekil 6.1 : Tampon sistemi

Bu modelden yola çıkılarak hazırlanan, optimizasyonda kullanılan tüm tampon modellerinde tampon kirişinin tüm ölçüleri, çarpışma kutularının boyları dışındaki tüm ölçüleri, bal peteği yapıların dış ölçüleri ve hücre kenar uzunlukları sabit tutulmuştur. Tampon sistemi için üç tasarım değişkeni belirlenmiştir. Bunlar çarpışma kutularının uzunluğu  $L$  (bkz. Şekil 6.1), tampon kirişi içindeki bal peteği yapıların duvar açısı  $\theta$  ve bal peteği yapıların duvar kalınlığı  $t$  ölçüleridir (bkz. Şekil 6.2). Bu bal peteği yapıların değişik  $\theta$  değerine sahip örnekleri Şekil 6.2’de gösterilmiştir.



Şekil 6.2 : Farklı  $\theta$  değerine sahip bal peteği yapılar

Takip eden tasarım problemi bu tampon sisteminin çarpışma performansının değerlendirilmesidir. Birleşmiş Milletler'in ECE R-29 yönetmeliğindeki ağır vasıta güvenlik standartlarına göre test edilebilmesi için tampon sistemi, test kaidesi tasarımı bölümündeki çalışmalar sonrasında seçilen test kaidesinin önüne monte edilmiş olan jenerik bir ağır vasıta şasisine takıldıktan sonra test düzeneğinin sarkacının önünde uygun şekilde konumlandırılmıştır. Yönetmelikte belirtildiği gibi bu test numunesine sonlu elemanlar analizinde 1500 kg ağırlığındaki sarkaç 45 kJ enerji ile çarpıtılmıştır.

Tampon sisteminin çarpışma performansı dördüncü bölümde anlatılan çarpışma performansı ölçütlerinden CFE (ezilme kuvveti verimi) ve SEA (özgül enerji emilimi) ile değerlendirilmiştir. Optimum tampon sisteminin her iki ölçüte göre de iyi performans göstermesi için, optimizasyon CFE ve SEA ölçütlerinin ikisinin de katkı sağladığı bir kompozit amaç fonksiyonunu maksimize edecek şekilde yapılmıştır. Oluşturulan kompozit amaç fonksiyonu ( $f$ ) aşağıdaki gibidir:

$$f = w \frac{SEA}{SEA_0} + (1 - w) \frac{CFE}{CFE_0} \quad (6.1)$$

Eşitlik (6.1) ile gösterilen kompozit amaç fonksiyonunda  $w$ , CFE ve SEA ölçütlerinin birbirine göre önemini belirleyen ağırlık faktörü,  $SEA_0$  ve  $CFE_0$  değerleri ise SEA ve CFE değerleri için normalizasyon katsayılarıdır. Bu normalizasyon katsayıları belirlenen örnekleme noktalarında yüksek doğruluk dereceli sonlu eleman analizleri sonucunda hesaplanan SEA ve CFE değerlerinden



en yüksek olanları kullanılmıştır. Bu çalışmada SEA ve CFE gelişmesine eşit derecede değer verdiğimiz için ağırlık faktörü ( $w$ ) 0.5 olarak alınmıştır.

Optimizasyon probleminin belirlenmesi için tasarım değişkeni olarak belirlenen  $L$ ,  $\theta$  ve  $t$  değerlerinin alt ve üst sınırları belirlenmiştir. Çarpışma kutusu uzunluğunun sınırları 80 ve 160 mm ( $80 \text{ mm} \leq L \leq 160 \text{ mm}$ ), bal peteği yapıların duvar açısının sınırları 30 ve 75 derece ( $30^\circ \leq \theta \leq 75^\circ$ ) ve son olarak bal peteği yapıların duvar kalınlığının sınırları 0.25 ve 0.75 mm ( $0.25 \text{ mm} \leq t \leq 0.75 \text{ mm}$ ) olarak belirlenmiştir. Dolayısıyla optimizasyon problemi aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

Bul  $L, \theta, t$

Minimum  $-f$

Öyle ki  $80 \text{ mm} \leq L \leq 160 \text{ mm}$

$30^\circ \leq \theta \leq 75^\circ$

$0.25 \text{ mm} \leq t \leq 0.75 \text{ mm}$



## 7. SONLU ELEMENLAR MODELİ

Bu kısımda, optimizasyon çalışmalarında kullanılacak olan tampon kirişi içerisine bal peteği yapılar yerleştirilmiş tampon sisteminin tasarımı, analizler için kullanılacak yüksek doğruluk dereceli ve düşük doğruluk dereceli modellerin oluşturulması ve bu modellerin eleman boyutlarının belirlenmesi aşamaları anlatılmıştır.

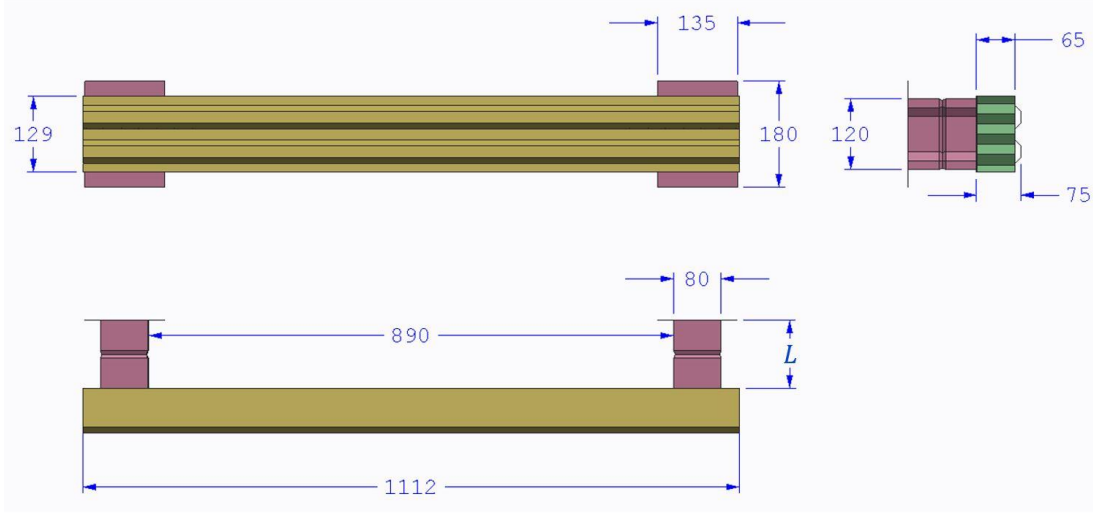
### 7.1. Yüksek Doğruluk Dereceli Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

Kaide denemeleri tamamlanıp uygun tasarımın seçilmesinden sonra optimizasyon için kullanılacak jenerik bir tampon sistemi tasarımı yapılmıştır. Tampon sistemi, araç şasisi ve kaide tamamıyla ince duvarlı yapılardan oluştuğu için CAD programında yüzey olarak modellenmişlerdir.

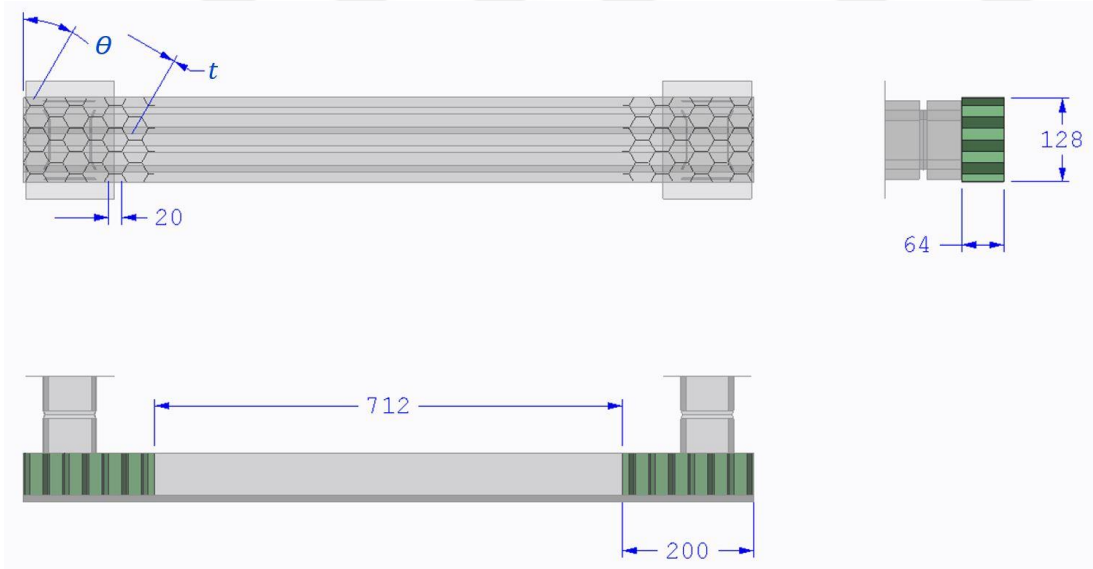
Tampon tasarımına başlanırken yaklaşık ölçülerin belirlenmesi için önceki bölümde bahsi geçen, testlerde başarısız bulunan ve testlerde kullanılan ağır ticari araç tamponunun ölçüleri referans alınarak optimizasyona uygun, jenerik bir ağır vasıta tampon sistemi tasarlanmıştır. Tampon sisteminin dış ölçüleri Şekil 7.1'de gösterilmiştir. Tampon kirişinin boyu 1112 mm, eni 129 mm ve derinliği 75 mm, üretiminde kullanılacak sacın kalınlığı ise 1 mm olarak belirlenmiştir. Çarpışma kutuları kesiti dikdörtgen olacak şekilde tasarlanmıştır. Kesitin kısa ayırıtı 80 mm, uzun ayırıtı 120 mm ve et kalınlığı 1.6 mm olarak belirlenmiştir. Çarpışma kutularının boyları optimizasyon değişkenlerinden biri olarak belirlendiği için uzunluğu  $L$  olarak gösterilmiştir. Tamponun araç şasisine bağlanacağı arayüz ise eni 135 mm, yüksekliği 180 mm ve kalınlığı 2 mm olan bir sac plakadır.

Bu tampon sisteminin tampon kirişi içerisine daha önce anlatıldığı gibi bal peteği yapılar konulmuştur. Bu bal peteği yapıların ölçüleri ve tampon içerisindeki yerleşimleri Şekil 7.2 ile gösterilmiştir. Kullanılan 2 adet bal peteği yapının genişliği 200 mm, yüksekliği 128 mm, genişliği ise 64 mm'dir. Bal peteği yapıların her bir hücresinin ayırıt uzunluğu 20 mm olarak tasarlanırken, hücre duvarlarının açılı ve duvar kalınlıkları optimizasyonda kullanılan tasarım değişkenleri olarak

belirlenmiştir. Bu sebeple bal peteği yapıların duvarlarının dikeyle yaptığı açı  $\theta$  ile, hücrelerin duvar kalınlıkları ise  $t$  ile gösterilmiştir. Bal peteği yapılar tampon kirişinin içerisine tampon kirişinin iki ucuna çarpışma kutularının önüne denk düşecek şekilde yerleştirilmiştir. Bu şekilde yerleştirildiklerinde iki bal peteği yapı arasında 712 mm mesafe kalmaktadır.



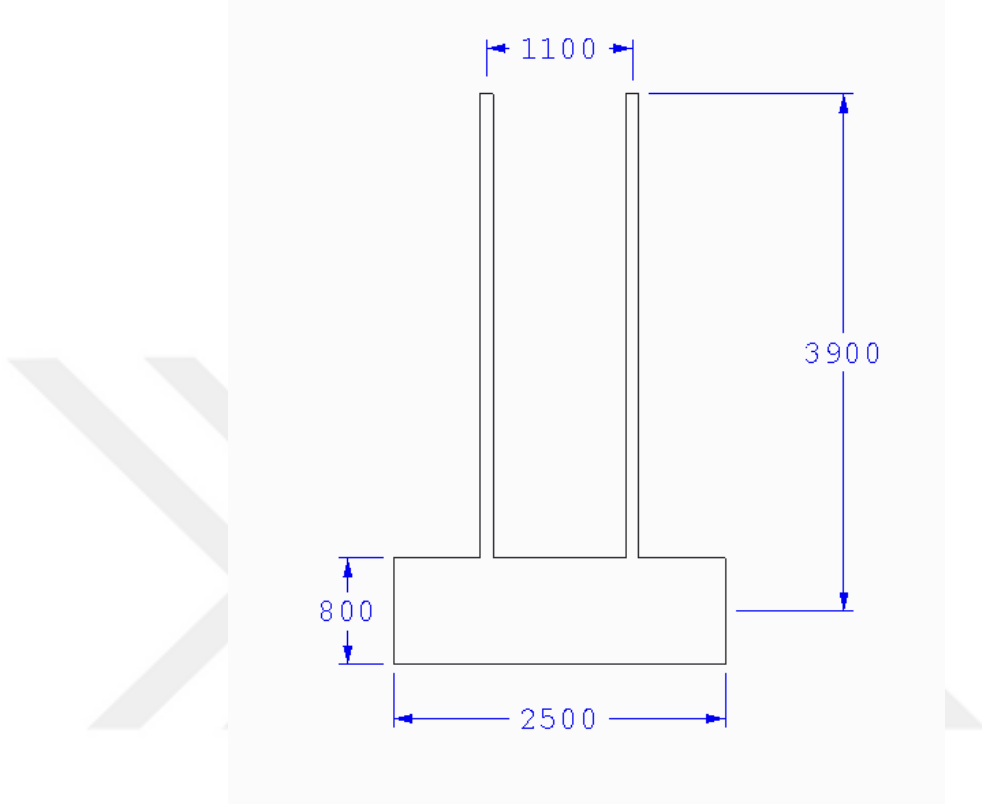
Şekil 7.1 : Tampon sistemi dış ölçüleri



Şekil 7.2 : Bal peteği yapı ölçüleri ve tampon içine yerleşimi

Analizlerde tampon sistemine çarptırılacak sarkaç ECE R-29 test yönergesindeki önden çarpışma testlerine uygun olarak yapılmış olan, fotoğrafı Şekil 5.1 ile gösterilmiş olan, Üniversitemiz bünyesinde bulunan sarkaçlı çarpışma test düzeneğinin ölçülerine uygun olarak çizilmiştir. Test yönergesinde de bahsedildiği

gibi çarpma plakasının genişliği 2500 mm, yüksekliği 800 mm'dir. Dönme noktaları arasındaki mesafe 1100 mm (yönetmelikte en az 1000 mm olarak belirtilmiştir.) ve dönme ekseninden plakanın ortasına kadar olan mesafe 3900 mm (yönetmelikte en az 3500 mm olarak belirtilmiştir.) dir. Sarkacın ölçüleri Şekil 7.3 ile gösterilmiştir.

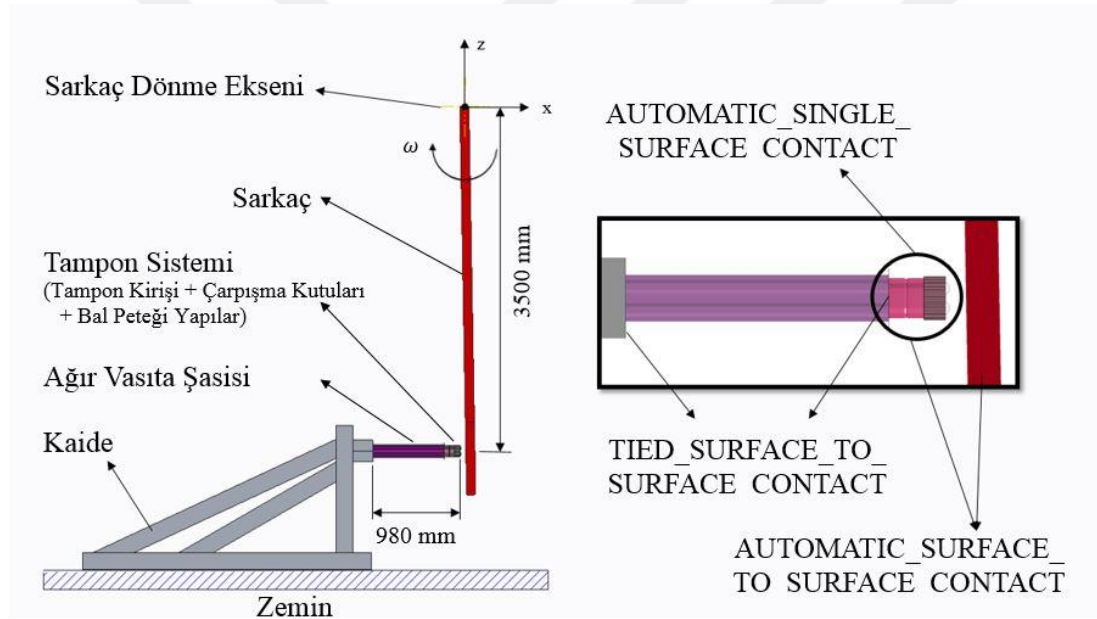


Şekil 7.3 : ECE R-29 test düzeneği sarkaç ölçüleri

Elemanların oluşturulmasında Belytscho-Tsay dört düğümlü kabuk eleman tipi kullanılmıştır. Kaide tasarımında ST44 çeliği, tampon kirişinde DP1300 çeliği, çarpışma kutuları için DP600 çeliği, araç şasisi için DP780 çeliği ve bal peteği yapılar için AA303 H18 alüminyum alaşımı kullanılmıştır. Bu malzemelerin sonlu elemanlar analizlerinde simülasyonunun yapılabilmesi için \*MAT\_24\_PIECEWISE\_LINEAR\_PLASTIC malzeme modeli kullanılmıştır. Çarpışma esnasında sarkaç deforme olmadığından LS-DYNA modelinde sarkaç malzemesi \*MAT\_020\_RIGID malzeme kartı ile tanımlanmıştır. Analizlerde sarkacın davranışının düzgün şekilde modellenebilmesi için sarkaç plakasının dönme eksenine göre atalet momentine ve çarpma enerjisini sağlayacak açılmalara ihtiyaç vardır. Bu değerler Cerit vd.'nin yaptığı çalışmadan faydalanılarak atalet momentini

( $I_{yy}$ ) 18.38 ton x mm<sup>2</sup> olarak, dönme eksenine göre açısal hız ( $\omega_y$ ) ise 2.21 rad/s olarak belirlenmiştir [45].

Tampon kirişi, tasarlanan jenerik bir ağır araç şasisinin önüne monte edildikten sonra bu grup test kaidesinin ön arayüzüne monte edilmiştir. Daha sonrasında bu sistemin önüne dikey olduğunda tampon ile temas edecek şekilde, sarkaç koyulmuştur. Sarkaç kollarının en üst noktasında sarkacın kalınlığına göre ortasındaki elemanlar dönme eksenini tanımlanmış ve sarkaca tampondan uzaklaşacak yönde 1° açı verilmiştir. Böylece sarkaç, tampon sistemi ve kaide çarpışmaya uygun şekilde konumlandırılmıştır. Sonlu elemanlar modelinin yandan görünüşü Şekil 7.4 ile gösterilmiştir. Bu gösterime fiziksel sistemin daha iyi tasvir edilebilmesi için gerçekte modelde görünmeyen zemin ve sarkaç dönme eksenini eklenmiştir.



Şekil 7.4 : Yüksek doğruluk dereceli sonlu elemanlar modeli

Çarpışma esnasında kaide ve tampon sisteminin yerinde kalması için kaidenin zemine oturan alt yüzeyindeki elemanlar sınır koşulu tanımlanarak sabitlenmiştir. Böylece kaide alt yüzeyinden zemine vidalarla sabitlenmiş gibi davranmaktadır. LS-DYNA analizinde aralarında etkileşim olan parçaların birbiri ile olan bu etkileşiminin tanımlanması gerekmektedir. Bu sebeple kaidenin arayüz parçasının ön yüzü ile araç şasisinin arka montaj plakaları arasına ve şasisinin ön montaj plakaları ile çarpışma kutularının montaj plakaları arasına birbirlerinden ayrılmamalarını sağlayan \*TIED\_SURFACE\_TO\_SURFACE, sarkaç ile tamponun tüm yüzeyleri arasına ise

çarpmanın algılanabilmesi için \*AUTOMATIC\_SURFACE\_TO\_SURFACE temas tanımlamaları yapılmıştır (bkz. Şekil 7.4). Ayrıca tampon sistemini oluşturan yüzeylerinin birbirleri ile olan temasının yazılım tarafından algılanması için bal peteği dahil tampon sisteminin tüm yüzeylerine kendi içlerinde \*AUTOMATIC\_SINGLE\_SURFACE temas tanımlaması yapılmıştır.

Böylece çarpışma analizinde kullanılacak tüm parçalar (kaide, araç şasisi, tampon sistemi ve sarkaç) sonlu elemanlar analizine yerleştirilmiş, parçalar arasında temas algılaması tanımlaması yapılmış, analiz sınır koşulları tanımlanarak analiz bilgisayar üzerinde koşturulmaya hazır duruma getirilmiştir. Bu sonlu elemanlar analizi modelinde çarpışma testinin tüm parçaları bulunduğu için çalışmada kullanılan en kapsamlı bu analiz modeli yüksek doğruluk dereceli model (HF modeli) olarak adlandırılmıştır.

## **7.2. Sonlu Elemanlar Modelinin Eleman Boyutlarının Belirlenmesi**

Sonlu elemanlar modeli analizlerinin çözülebilmesi için parçaların elemanlara ayrılması gerekmektedir. Bu elemanların boyutları ne kadar küçük olursa analiz sonuçlarının hassasiyeti o kadar artmaktadır. Ancak eleman boyutlarının küçülmesi yüzey modellerde kullanılan iki boyutlu için eleman boyutunun karesi ile ters orantılı şekilde, kalınlığı fazla olan geometrilere kullanılan üç boyutlu elemanlar için eleman boyutunun küpü ile ters orantılı şekilde eleman sayısını arttırmaktadır. Analiz programının her bir eleman için gerekli denklemleri çözerek sonuç bulduğunu düşünürsek eleman sayısının artması analiz zamanının doğru orantılı şekilde etkilemektedir.

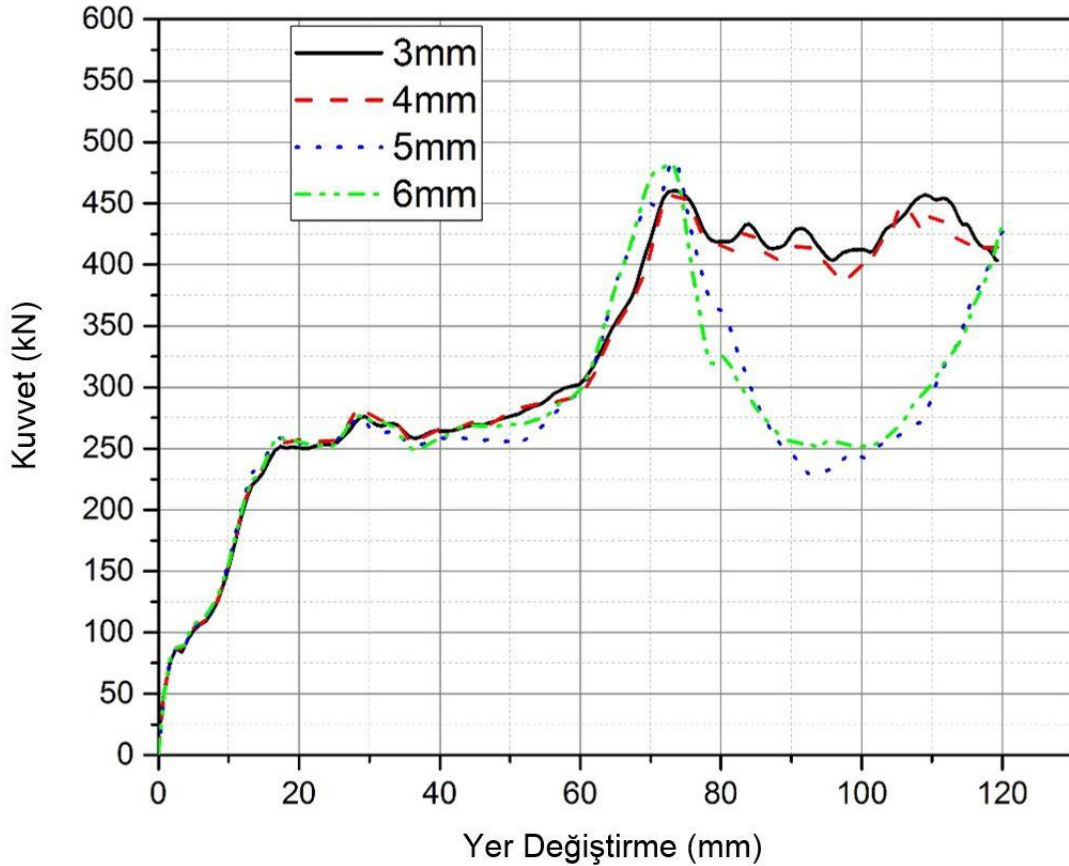
Eleman boyutu küçüldükçe analiz çözümü hassasiyeti artmaktadır. Ancak belli bir eleman boyutuna erişildiğinde eleman boyutunu daha fazla küçültmek analiz sonuçlarını daha az etkilemeye başlamaktadır. Bu sebeple sonlu elemanlar analizinin yeterli hassasiyette yapılmasının sağlayacak en büyük eleman boyutunun seçilebilmesi için ağ yakınsaması (mesh convergence) metodu kullanılmaktadır.

Bu metoda göre farklı eleman boyutlarına sahip birkaç sonlu elemanlar modeli hazırlanarak analiz yapılmaktadır. Analiz sonuçlarına bakılarak eleman boyutuna göre analiz sonuçlarının çok değişmediği boyut aralıkları aranır. İhtiyaç doğrultusunda ilk başta belirlenen eleman boyutu değerlerinden farklı değerlerde analizler de yapılarak sonuçları birlikte değerlendirilir. Analiz sonuçlarına göre

kendinden daha küçük eleman boyutlarında analiz sonuçlarının kriterden az değiştiği eleman boyutu nihai sonlu elemanlar modelinde kullanılacak eleman boyutu olarak belirlenir.

Bu çalışma kapsamında hazırlanan sonlu elemanlar modelinde en çok deformasyona uğrayan kısım olduğu için tampon sisteminin eleman boyutu kritik olarak değerlendirilmiştir. Sonrasında tampon sistemi de tampon kirişi ile çarpışma kutuları ve bal peteği yapılar olmak üzere ikiye ayrılmış ve ayrı ayrı ağ yakınsaması yapılmıştır.

Tampon kirişi ve çarpışma kutularının eleman boyutlarına karar verilebilmesi için tampon ve çarpışma kutularının boyutları 3 mm, 4 mm, 5 mm ve 6 mm olan beş farklı sonlu elemanlar analizi hazırlanmış ve analiz edilmiştir. Analizler sonucunda elde edilen her bir analizin kuvvet – yer değiştirme grafiği Şekil 7.5 ile gösterilmiştir.

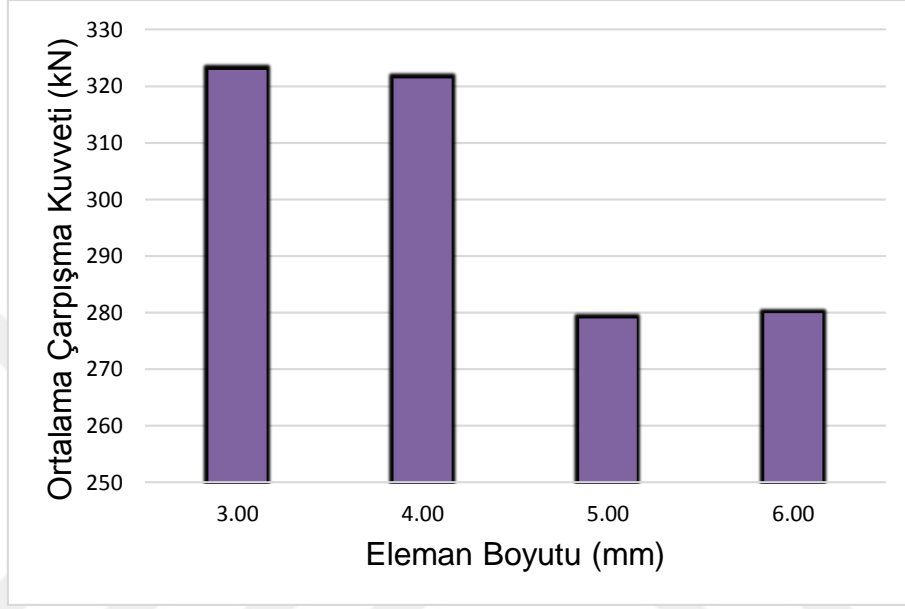


Şekil 7.5 : Tampon ve çarpışma kutuları eleman boyutu karşılaştırması

Şekil 7.5'te görüldüğü üzere 5 ve 6 mm eleman boyutuna sahip sonlu elemanlar modelleri sonuçları diğerlerine göre çok ayrışırken 3 mm ve 4 mm eleman



boyutlarına sahip modellerin sonuçları genel olarak birbirlerine yakındır. Bu grafiklerden elde edilen ortalama ezilme kuvveti ve maksimum ezilme kuvveti değerleri de Şekil 7.6' da sütun grafiği şeklinde gösterilmiştir. Bu grafiklerden de görülebileceği üzere ortalama ezilme kuvveti ve maksimum ezilme kuvveti değerleri 3 mm ve 4 mm eleman boyutu değerine sahip modeller arasında fazla değişmemektedir.

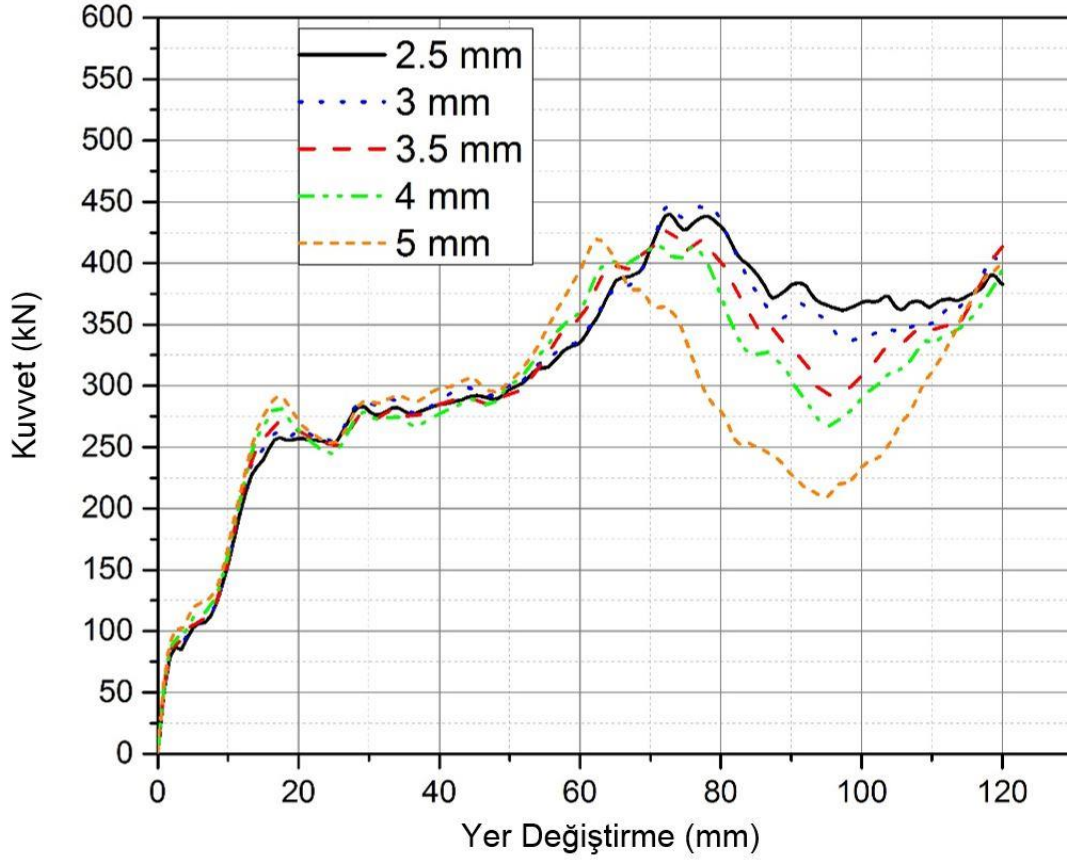


Şekil 7.6 : Tampon ve çarpışma kutuları eleman boyutlarına göre ortalama ezilme kuvvetleri

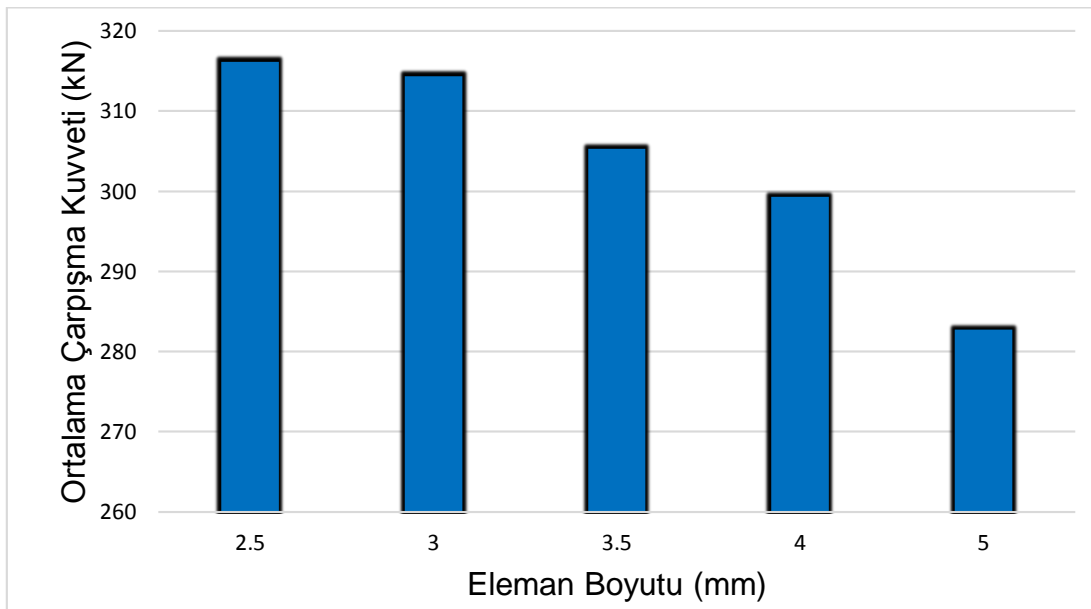
Şekil 7.5 ve Şekil 7.6'ya göre eleman boyutu 4 mm değerinden itibaren analiz sonuçlarının birbirlerine yakınsadıkları görülmektedir. Bu sebeple tampon sistemini oluşturan parçalardan tampon kirişi ve çarpışma kutularının eleman boyutları 4 mm olarak belirlenmiş ve bundan sonraki tüm analizler bu eleman boyutuna göre yapılmıştır.

Tampon kirişi ve çarpışma kutuları için eleman boyutu belirlendikten sonra bal peteği yapının eleman boyutunun belirlenmesi için çalışma yapılmıştır. Bal peteği yapılarının eleman büyüklükleri 2.5 mm, 3 mm, 3.5 mm, 4 mm ve 5 mm olan beş adet sonlu elemanlar modeli hazırlanmış ve analiz edilmiştir. Bu analizlerin sonucunda elde edilen kuvvet – yer değiştirme grafikleri Şekil 7.7'de gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde 3.5 mm, 4.5 mm ve 5 mm eleman boyutları ile yapılan analizlerin grafikleri birbirinden çok ayrıyken daha düşük eleman boyutuna sahip analizlerin grafikleri birbirlerine daha yakın durmaktadırlar. Bu grafiklerden elde

edilen ortalama ezilme kuvveti ve maksimum ezilme kuvveti değerleri Şekil 7.8’de grafik olarak gösterilmiştir. Bu grafiklerde de 3 mm’den daha küçük eleman boyutunda çok farklı analiz sonuarı elde edilmediği değerlendirilmiştir.

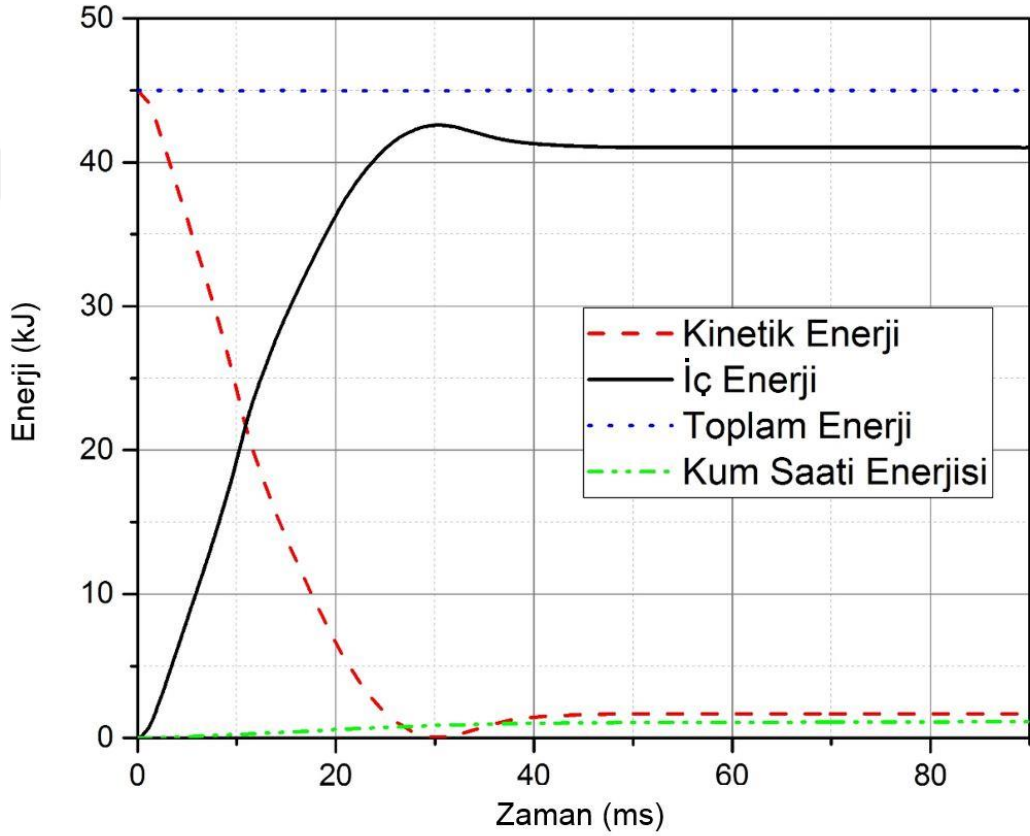


Şekil 7.7 : Bal peteği yapı eleman boyutu karşılaştırması



Şekil 7.8 : Bal peteği yapıların eleman boyutlarına göre ortalama ezilme kuvvetleri

Şekil 7.7 ve 7.8'e göre 3 mm değerinin bal peteği yapıların eleman boyutu için uygun olduğu sonucuna varılmıştır. Böylece tampon ve çarpışma kutuları için eleman boyutu 4 mm, bal peteği yapılar için ise 3 mm olarak belirlenmiştir. Tampon ve çarpışma kutuları 4 mm eleman boyutuna ve bal peteği yapıları 3 mm eleman boyutuna sahip olan sonlu elemanlar modelinin eleman boyutlarının analiz hatasına sebep olup olmadığının değerlendirilebilmesi için kum saati enerjisi (hourglass energy) değeri de kontrol edilmiştir. Bu analizin sonucundaki enerji grafikleri Şekil 7.9'da gösterilmiştir.



Şekil 7.9 : Seçilen modelin enerji grafikleri

Şekil 7.9'da görüldüğü üzere çarpma anından itibaren sarkacın kinetik enerjisi tampon sisteminin elastik ve plastik deformasyona uğramasıyla emilerek iç enerjiye (internal energy) dönüşmekte, sarkaç durduktan sonra elastik deformasyon ile depolanan enerji yeniden sarkacı geri iterek sistemde az miktarda kinetik enerji artışına sebep olmaktadır. Sistemin toplam enerjisinin beklendiği gibi 45 kJ değerinde sabit kaldığı, kayıp enerji olarak yorumlanabilecek kum saati enerjisinin (hourglass energy) 1 kJ değerinin altında kalarak oransal olarak çok düşük etkisi olduğu için hazırlanan sonlu elemanlar modelinin uygun olduğu değerlendirilmiştir.

### 7.3. Düşük Doğruluk Dereceli Sonlu Elemanlar Modellerinin Oluşturulması

Bu tez kapsamında yapılan optimizasyon çalışmasının amaçlarından biri de aynı fiziksel olayı temsil eden farklı doğruluk derecelerine sahip sonlu elemanlar modellerinin ve bu modellerden elde edilen optimum tampon sistemi tasarımlarının performanslarının karşılaştırılmasıdır. Bu sebeple önceki kısımlarda anlatılan, olası fiziksel çarpışma testinde kullanılacak tüm öğelerin (kaide, araç şasisi, tampon sistemi ve sarkacın) bulunduğu, yüksek doğruluk dereceli sonlu elemanlar modelinden daha düşük doğruluk dereceli bir sonlu elemanlar modeline ihtiyaç duyulmuştur. Bu modelin yüksek doğruluk dereceli modelin davranışını belli bir ölçüde temsil etmesi ancak analiz süresini düşürmesi beklenmektedir.

Düşük doğruluk derecesine sahip model (LF), yüksek doğruluk dereceli modelden (HF) türetilmiştir. Düşük doğruluk dereceli model yüksek doğruluk dereceli modelden, mümkün olduğunca rijit olması için tasarlanmış ve boyutlarından dolayı çok fazla eleman sayısına sahip olan test kaidesi ve tampon sisteminin araç üzerindeki bağlantısını simüle etmek için konulmuş araç şasisinin çıkarılması ile elde edilmiştir. Çarpışma kutularının bağlantı plakaları sınır koşulu olarak sabit tanımlanmış, kaidenin ve araç şasisinin yer aldığı tüm temas tanımlamaları silinmiştir. LF modelinde yalnızca çarpışma testinin vazgeçilemeyecek parçaları olan tampon sistemi ve sarkaç bulunmaktadır. HF ve LF sonlu elemanlar modellerinin bileşenleri Şekil 7.10'da gösterilmiştir. Kaidenin ve araç şasisinin hiç esnemediği durumda bu modelin HF modeli ile aynı sonucu vermesi beklenmektedir. Ancak kaide her ne kadar rijit olmak için tasarlanmış olsa da bir miktar çarpışma enerjisini elastik olarak emmektedir. Araç şasisi üzerinde de çarpışma sonunda bir miktar deformasyon olduğu için bu parça da enerjinin bir kısmını emmektedir. Optimizasyona başlangıç noktası olarak belirlenen temel model ölçüleri ( $L= 115.8$  mm,  $\theta= 30^\circ$  ve  $t=0.50$  mm) HF ve LF modellerinde analiz edildiğinde Şekil 7.11'de gösterildiği gibi kuvvet – yer değiştirme grafikleri elde edilmiştir. Grafikler 70 mm yer değiştirme değerine kadar üst üste örtüşmektedir. Sonrasında ise kaidenin emdiği enerjiler sebebiyle grafikler bir miktar ayrılmaktadır. Genel olarak LF modelinin davranışı HF modelinin davranışını yansıtabildiği için, hazırlanan LF modelinin çoklu doğruluk dereceli analizlerde kullanılabilmesi düşünülmüş ve bu LF modeli ile çalışmalara devam edilmiştir.



Öncesinde belirtildiği gibi düşük doğruluk dereceli modellerin amacı analiz süresini düşürmektir. Bu sonlu elemanlar modelinin analizinde 3.1 GHz Intel Xenon işlemciye ve 64 GB RAM'e sahip bir bilgisayar kullanılmıştır. Bu bilgisyarda yapılan analizlerin ortalama tamamlanma süreleri HF modeli için 14 saat, LF modeli için ise 2.5 saattir.



## 8. ÇOKLU DOĞRULUK DERECELİ OPTİMİZASYON YÖNTEMİ

Yüksek doğruluk dereceli modeller sonlu elemanlar analizlerinde bir çarpışma senaryosunu fiziksel duruma en yakın şekilde simule eden modellerdir. Ancak bu modeller özellikle çok sayıda analiz yapılması gereken bir durumda (ör. bir optimizasyon çalışması) yüksek hesap maliyetlerine neden olmaktadır. Düşük doğruluk dereceli modeller doğruluktan ödün vererek hesap zamanını düşürürler. Çoklu doğruluk dereceli modelleme bu probleme bir çözüm olarak kullanılabilir. Bu çalışmada çoklu doğruluk dereceli (MF) optimizasyon için doğrusal bağımlı çoklu doğruluk dereceli vekil modeller, Zhang vd.'nin [46] çalışmasında anlatılan şekilde kullanılmıştır. Doğrusal bağımlı çoklu doğruluk dereceli vekil model yaklaşımında düşük doğruluk dereceli sonlu elemanlar yanıtı, bir ölçek katsayısı ile birlikte temel fonksiyon olarak kullanılır.

Yüksek doğruluk dereceli yanıt davranışı, düşük dereceli yanıt ve polinom fark fonksiyonunun doğrusal kombinasyonu şeklinde ifade edilir. Doğrusal bağımlı çoklu doğruluk dereceli vekil model yaklaşımında yüksek doğruluk dereceli yanıtın tahmini ( $\hat{y}_H(x)$ ) düşük doğruluk dereceli yanıt ( $y_L(x)$ ) cinsinden şu şekilde ifade edilir:

$$\hat{f}_H(x) = \rho f_L(x) + \hat{\delta}(x) \quad (8.1)$$

Burada  $\rho$  düşük doğruluk dereceli vekil modelin ölçek katsayısını,  $\hat{\delta}(x)$  ise fark fonksiyonudur. Sınırlı sayıdaki yüksek doğruluk dereceli örneleme nedeni ile fark fonksiyonu genellikle bir katsayı ya da düşük dereceli bir polinom olarak tanımlanır. Bu çalışmada, birinci dereceden fark fonksiyonu aşağıdaki gibi kullanılmıştır:

$$\hat{\delta}(x) = c_0 + \sum_{i=1}^p c_i x_i \quad (8.2)$$

Bu eşitlikte  $x_i$  değişkenleri,  $c_i$  değişkenlerin bilinmeyen katsayılarını,  $p$  ise değişken sayısını ifade eder. Ölçek katsayısı  $\rho$  ve fark fonksiyonu  $\hat{\delta}(x)$ 'in bulunması için en küçük kareler tahmini yöntemi kullanılır. En küçük kareler tahmini yönteminin

uygulanabilmesi için yüksek doğruluk dereceli vekil model ile yüksek doğruluk dereceli model yanıtları arasındaki hata aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$e^{(i)} = y_H^{(i)} - \hat{f}_H(x_H^{(i)}) \quad (8.3)$$

Burada  $x_H$  yüksek doğruluk dereceli modelin girdilerini ve  $y_H$  yüksek doğruluk dereceli modelin yanıtını ifade eder. Vektör formunda ise bu hatalar aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$e = Y - XB \quad (8.4)$$

Bu eşitlikteki X matrisi ve Y vektörü ise şöyledir:

$$X = \begin{bmatrix} f_L(x_H^{(1)}) & c_1 x_H^{(1)} & \dots & c_p x_H^{(1)} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ f_L(x_H^{(n_H)}) & c_1 x_H^{(n_H)} & \dots & c_p x_H^{(n_H)} \end{bmatrix}, \quad Y = \begin{Bmatrix} y_H^{(1)} \\ \vdots \\ y_H^{(n_H)} \end{Bmatrix}, \quad B = \begin{Bmatrix} \rho \\ L \\ \theta \\ t \end{Bmatrix} \quad (8.5)$$

Burada  $n_H$  yüksek doğruluk dereceli modelin girdi sayısını ifade eder. Son olarak, fark fonksiyonunun bilinmeyen katsayıları ve ölçek katsayısı hataların kareleri toplamını minimize ederek elde edilir. Bilinmeyen katsayılar aşağıdaki denklem kullanılarak kolayca hesaplanabilir:

$$B = (X^T X)^{-1} X^T Y \quad (8.6)$$

Bilinmeyen katsayıların hesaplanmasından sonra, çoklu doğruluk dereceli vekil model Eşitlik (8.1)de gösterildiği gibi oluşturulur. Bu süreçte fark fonksiyonu ve ölçek katsayısının hesaplanmasında yüksek ve düşük doğruluk dereceli modellerin ortak örnekleme noktalarındaki yanıtları kullanılırken düşük doğruluk dereceli vekil model, tüm örnekleme noktalarındaki düşük doğruluk dereceli model yanıtları kullanılarak oluşturulur. Dolayısıyla çoklu doğruluk dereceli vekil model, yüksek doğruluk dereceli modelin sonlu elemanlar yanıtını tahmin edebilmek için düşük dereceli modelin tüm verileri ve yüksek dereceli modelin verilerinden örnekleme ile oluşturulur.



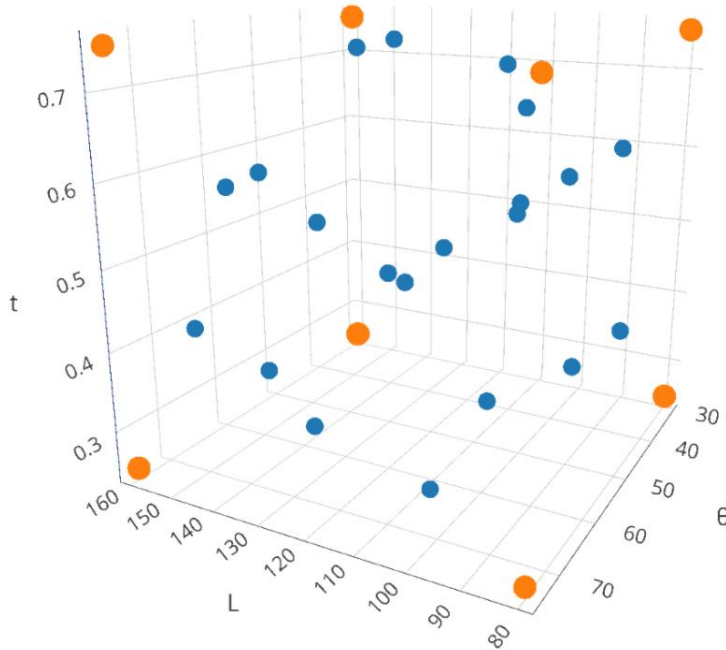


Bu çalışmada sınırları Çizelge 9.1’de verilen  $L$ ,  $\theta$  ve  $t$  değişkenlerinin değer aralıkları LHS yöntemi kullanılarak 21 eşit bölüme ayrılmış,  $21^3$  adet hücre elde edilmiş, sonrasında bu hücreler her değişken için aynı bölüm yalnızca bir kez seçilecek şekilde 21 adet örnekleme noktası belirlenmiştir. Belirlenen örnekleme noktaları Çizelge 9.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 9.1 : Tasarım değişkenlerinin alt ve üst sınırları

	$L$ (mm)	$\theta$ (deg)	$t$ (mm)
<b>Alt Sınır</b>	80	30	0.25
<b>Üst Sınır</b>	160	75	0.75

Örnekleme noktalarının tasarım uzayı içerisindeki konumları Şekil 9.2’de grafiksel olarak ifade edilmiştir. Şekil 9.2’de mavi noktalar belirlenen 21 adet örnekleme noktasını, turuncu noktalar ise üç değişken için tasarım uzayını belirleyen küpün köşelerini ifade etmektedir. Çalışmanın devamında üç farklı doğruluk derecesindeki sonlu elemanlar modelleri için de CFE ve SEA için oluşturulacak vekil modeller sonlu elemanlar modellerinin bu aşamada belirlenen örnekleme noktalarındaki yanıtları kullanılarak oluşturulmuştur.



Şekil 9.2 : Örnekleme noktalarının tasarım uzayındaki konumları. Şekilde mavi noktalar örnekleme noktalarını, turuncu noktalar tasarım uzayını belirleyen küpün köşelerini ifade etmektedir.

Çizelge 9.2 : LHS yöntemi ile elde edilen örnekleme noktaları

Örnekleme Noktası	$L$ (mm)	$\theta$ (deg)	$t$ (mm)
1	115.8	30.00	0.5000
2	109.5	39.47	0.5132
3	130.5	65.53	0.3026
4	147.4	72.63	0.4342
5	92.6	30.00	0.5921
6	105.3	63.16	0.5395
7	160.0	51.32	0.2763
8	134.7	70.26	0.6184
9	126.3	53.68	0.4605
10	96.8	75.00	0.3289
11	88.4	34.74	0.3553
12	101.1	48.95	0.6711
13	117.9	32.37	0.6974
14	138.9	37.11	0.3816
15	113.7	41.84	0.2500
16	151.6	46.58	0.4868
17	155.8	60.79	0.5658
18	84.2	58.42	0.4079
19	143.2	44.21	0.7237
20	122.1	56.05	0.7500
21	80.0	67.89	0.6447

## 9.2. Vekil Model

Bu çalışmada tasarım uzayı içerisindeki herhangi bir noktanın sonlu elemanlar analizi yanıtını tahmin etmek için ikinci dereceden yanıt yüzey modellemesi kullanılmıştır. CFE ve SEA yanıt yüzey modelleri örnekleme noktalarında yapılan sonlu elemanlar analizlerinin sonucunda her bir nokta için hesaplanan CFE ve SEA değerleri kullanılarak oluşturulmuştur. Sonrasında, oluşturulan bu yanıt yüzey modelleri tampon sistemi tasarımının optimizasyonunda, sonlu elemanlar modellerinin yanıtlarının tahmini için kullanılmıştır. Çalışmada kullanılan ikinci derece polinom yanıt yüzeyin denklemi aşağıdaki gibidir [47]:

$$\hat{y}(x) = b_0 + \sum_{i=1}^L b_i x_i + \sum_{i=1}^L b_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^{L-1} \sum_{j=1}^L b_{ij} x_i x_j \quad (9.1)$$

Eşitlik (9.1)deki  $\hat{y}(x)$  gerçek yanıt fonksiyonu  $y$ 'nin yanıt yüzey tahminini,  $L$  girdi sayısını ve  $b_0$ ,  $b_i$ ,  $b_{ii}$ ,  $b_{ij}$  ise en küçük kare tekniği kullanılarak belirlenecek olan bilinmeyen katsayıları ifade etmektedir.

Sonlu elemanlar modelinin örnekleme noktalarındaki gerçek CFE ve SEA yanıtları kullanılarak en küçük kare yöntemi ile değişken katsayıları hesaplanır ve sonlu elemanlar modelinin tasarım uzayı içerisindeki her noktada hem CFE hem de SEA yanıtlarının tahmini için vekil modeller oluşturulmuş olur. Daha sonrasında, oluşturulan bu vekil modeller Eşitlik (7.1) ile ifade edilen kompozit amaç fonksiyonunun tahmininde kullanılır. Doğrusal bağlanım yöntemi ile  $L$ ,  $\theta$  ve  $t$  tasarım değişkenlerinin bu fonksiyonu maksimize eden değerleri bulunur.

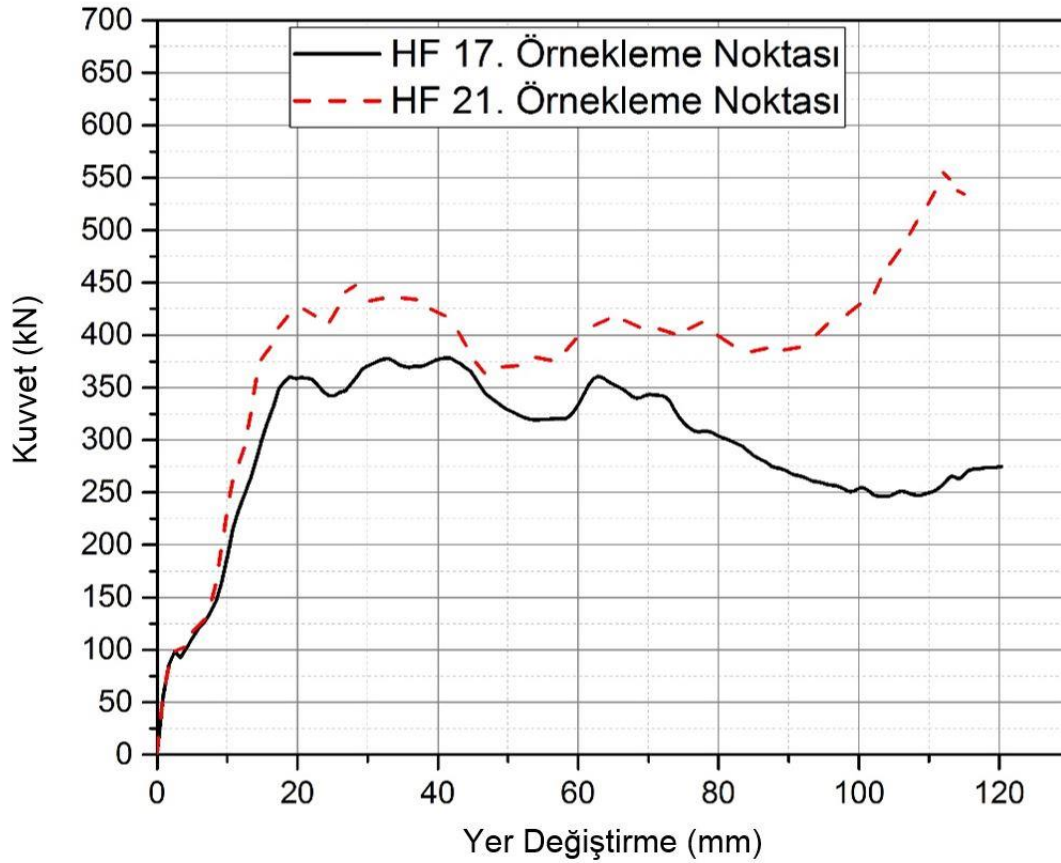
## 9.3. Vekil Model Doğruluğu

HF modelinin ezilme kuvveti verimi ve özgül enerji emilimi yanıtlarının tahmini için oluşturulacak vekil modellerin oluşturulabilmesi için HF modelinin örnekleme noktalarındaki yanıtlarına ihtiyaç vardır. Bu sebeple daha önceden LHS yöntemi ile belirlenmiş, Çizelge 9.2'de verilen 21 adet örnekleme noktası HF modelinde analiz edilip, her bir nokta için CFE ve SEA değerleri hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler Çizelge 9.3'te sunulmuştur.

Çizelge 9.3 : HF modeli örnekleme noktalarındaki analiz sonuçları

Örnekleme Noktası	$E_t$ (kJ)	$P_{max}$ (kN)	CFE	SEA (kJ/kg)	$f$
1	35.917	413.91	0.7231	6.207	0.8712
2	37.249	441.49	0.7031	6.467	0.8756
3	35.031	491.69	0.5937	5.909	0.7690
4	36.600	440.19	0.6929	5.693	0.8180
5	33.157	459.22	0.6017	5.907	0.7739
6	40.111	433.70	0.7707	6.781	<b>0.9395</b>
7	31.451	507.97	0.5160	5.133	0.6681
8	37.299	429.80	0.7232	5.765	0.8421
9	37.759	455.76	0.6904	6.355	0.8601
10	38.431	524.93	0.6101	6.584	0.8240
11	34.542	574.98	0.5006	6.395	0.7416
12	33.409	405.30	0.6869	5.757	0.8184
13	38.339	410.92	0.7775	6.472	0.9234
14	34.410	467.09	0.6139	5.771	0.7727
15	32.386	512.32	0.5268	5.771	0.7171
16	34.952	464.36	0.6272	5.661	0.7740
17	35.522	<b>377.84</b>	<b>0.7834</b>	5.541	0.8658
18	41.185	522.15	0.6573	7.464	0.9122
19	36.674	433.29	0.7053	5.859	0.8369
20	38.869	495.45	0.6538	6.318	0.8343
21	<b>44.555</b>	557.07	0.6665	<b>7.575</b>	0.9254

Çizelge 9.3'te gösterildiği gibi örnekleme noktalarında yapılan analizlerde 377.84 kN olarak hesaplanan en düşük ezilme kuvveti ve 0.7834 olarak hesaplanan en yüksek ezilme kuvveti verimliliği değeri 17 numaralı örnekleme noktasında; 44.555 kJ hesaplanan en yüksek enerji emilimi ile 7.575 hesaplanan özgül enerji emilimi değerleri 21 numaralı örnekleme noktasında elde edilmiştir. Ancak en yüksek kompozit amaç fonksiyonu değeri 0.9395 değeri ile 6 numaralı örnekleme noktasında en yüksek hesaplanmıştır.



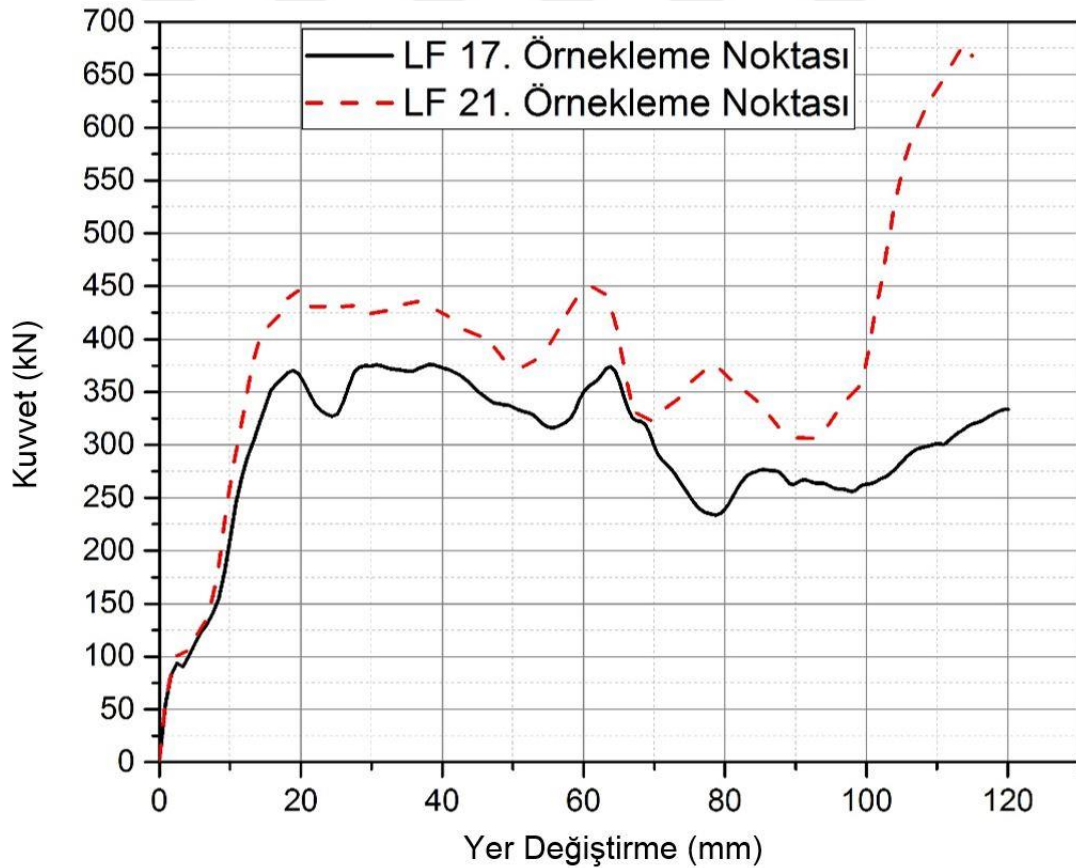
Şekil 9.3 : HF modelinde en yüksek CFE ve SEA noktaları

Örnekleme noktalarında yapılan analiz sonuçlarından CFE ve SEA değerleri en yüksek olan noktalar olan 17 ve 21 numaralı noktalarda yapılan analizlerde elde edilen kuvvet – yer değiştirme grafikleri Şekil 9.3'te gösterilmiştir. Grafiklerde de görüldüğü gibi CFE değerinin en yüksek hesaplandığı 17 numaralı örnekleme noktasının grafiğinde ani yükselme ve alçalmalar az olup, en yüksek ezilme kuvveti değeri ile ortalama ezilme kuvveti birbirine diğer noktadan daha yakındır. SEA değerinin en yüksek olduğu noktaya bakıldığında ise kuvvet değerinin başlangıçtan

itibaren diğer noktadan yüksek olduğu, dolayısıyla altındaki alanın daha büyük olduğu görülmektedir.

Düşük derceli sonlu elemanlar modelinin (LF modeli) CFE ve SEA yanıtları için oluşturulacak vekil modellerde kullanılmak üzere yüksek doğruluk dereceli modeldekilerle aynı örnekleme noktalarında analizler yapılmıştır. LF modeli kullanılarak bu analizlerin her birinde hesaplanan toplam enerji emilimi  $E_t$ , maksimum ezilme kuvveti  $P_{max}$ , ezilme kuvveti verimliliği, özgül enerji emilimi ve kompozit amaç fonksiyonu değerleri LF modeli için Çizelge 9.4 ile ifade edilmiştir.

Çizelge 9.4'te sunulan analiz sonuçları değerlendirildiğinde LF modeli için de yüksek doğruluk dereceli HF modelinde olduğu gibi 17 numaralı örnekleme noktasında 0.7913 ile en yüksek CFE ve 376.22 kN olan en düşük maksimum ezilme kuvveti değeri, 21 numaralı örnekleme noktasında ise 44.519 kJ olan en yüksek enerji emilimi ve 7.569 değeri ile en yüksek SEA elde edildiği görülmektedir.  $f$ 'in en yüksek değeri ise HF modelinden farklı olarak 5 numaralı örnekleme noktasında 0.9247 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 9.4 : LF modelinde en yüksek CFE ve SEA noktaları

Çizelge 9.4 : LF modeli örnekleme noktalarında analiz sonuç değerlendirilmesi

Örnekleme Noktası	$E_t$ (kJ)	$P_{max}$ (kN)	CFE	SEA (kJ/kg)	$f$
1	39.727	454.25	0.7288	6.865	0.9183
2	39.316	471.65	0.6947	6.826	0.8939
3	35.556	519.52	0.5703	5.998	0.7599
4	39.295	478.46	0.6844	6.112	0.8402
5	42.280	526.04	0.6698	7.532	<b>0.9247</b>
6	39.564	458.14	0.7197	6.689	0.9008
7	34.186	524.72	0.5429	5.579	0.7148
8	38.650	447.88	0.7191	5.974	0.8533
9	41.352	493.70	0.6980	6.959	0.9048
10	37.375	479.58	0.6495	6.404	0.8372
11	37.435	558.49	0.5586	6.930	0.8139
12	39.440	496.84	0.6615	6.796	0.8708
13	38.008	420.45	0.7533	6.416	0.9043
14	37.676	509.16	0.6166	6.318	0.8106
15	34.113	512.83	0.5543	6.079	0.7550
16	38.625	481.63	0.6683	6.255	0.8394
17	35.727	<b>376.22</b>	<b>0.7913</b>	5.573	0.8729
18	43.136	649.71	0.5533	7.817	0.8691
19	37.147	456.91	0.6775	5.934	0.8241
20	41.640	559.57	0.6201	6.768	0.8425
21	<b>44.519</b>	677.56	0.5475	<b>7.569</b>	0.8491



Çalışmada kullanılan her iki sonlu elemanlar modelinde de en yüksek CFE ve SEA sonuçlarını veren 17 ve 21 numaralı örnekleme noktalarının LF modelindeki kuvvet – yer değiştirme grafikleri Şekil 9.4 ile gösterilmiştir. Bu grafiklerde de en yüksek SEA elde edilen noktanın noktanın grafiğinin tüm yer değiştirme değerleri için daha yüksek kuvvet değeri ile daha fazla enerji emdiğini ancak yer değiştirmenin sonuna doğru kuvvetin aniden yükselerek diğer noktaya göre daha kötü bir CFE değerine sebep olduğu görülmektedir.

Örnekleme noktalarında iki farklı doğruluk derecesindeki sonlu elemanlar modelleri için de sonlu elemanlar analizleri tamamlandıktan sonra, modellerin bu noktalardaki CFE ve SEA yanıtları kullanılarak HF ve LF modellerinin CFE ve SEA yanıtlarının tahmini için dört adet vekil model oluşturulmuştur. MF vekil modellerinin oluşturulması için ise LF modelinin tüm örnekleme noktalarındaki ve HF modelinin rastgele 10 örnekleme noktasındaki (Çizelge 9.2 ve Çizelge 9.3'te gösterilen 1, 4, 5, 6, 7, 10, 11, 13, 14, 18 numaralı noktalar) yanıtları kullanılmıştır. Ölçek katsayısı  $\rho$ 'nun ve fark fonksiyonu  $\hat{\delta}(x)$ 'nin hesaplanmasından sonra 8. Bölümde anlatıldığı gibi çoklu doğruluk dereceli vekil modeller oluşturulmuştur. Böylece çoklu doğruluk dereceli vekil modellerle beraber altı adet vekil model elde edilmiştir.

Kullanılan vekil model yönteminin model oluşturma başarılarının değerlendirilmesi için bu modellerin örnekleme noktalarındaki gerçek değerlere ne kadar yakınsadığının hesaplanması gerekmektedir. Kullanılan yanıt yüzey modellerinin değerlendirilebilmesi için iki ölçüt kullanılmaktadır. Bu ölçütler ortalama karekök hatası (RMSE – *Root Mean Square Error*) ve genelleştirilmiş ortalama karekök çaprazlama hatası (GMSE - *Generalized Root Mean Square Error*) dır. Tüm örnekleme noktalarında ortalama karekök hatası Eşitlik (9.2) ile gösterildiği gibi hesaplanır:

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (y_k - \hat{y}_k)^2} \quad (9.2)$$

Bu denklemde  $y_k$  sonlu elemanlar modelinin  $k$  numaralı noktadaki gerçek yanıtını,  $\hat{y}_k$  ise vekil modelin aynı noktadaki yanıt tahminini ifade eder.  $N$  ise örnekleme noktalarının sayısıdır. Bu değer in yüzde hata oranı olarak değerlendirilebilmesi için normalize edilmesi gerekmektedir. Bulunan RMSE değeri örnekleme noktalarında

sonlu elemanlar modelinin verdiği gerçek yanıtların ortalaması ile normalize edilerek  $RMSE_{nor}$  değeri elde edilir.  $RMSE_{nor}$  değerinin hesaplanması aşağıda Eşitlik (9.3) ile ifade edilmiştir:

$$RMSE_{nor} = \frac{RMSE}{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N y_k} \quad (9.3)$$

Vekil modellerin doğruluğunun hesaplanmasında kullanılan ölçütlerden GMSE değeri ise izleyen yöntem ile hesaplanır.  $N$  adet örnekleme noktasından her seferinde biri dışarıda bırakılarak  $N-1$  adet nokta ile  $N$  defa vekil model oluşturulur. Hata ise her defasında kullanılmayan noktadaki sonlu elemanlar modelinin gerçek yanıtı  $y_k$  ile hesap yapılan nokta kullanılmadan oluşturulan vekil modelin o noktadaki yanıt tahmini  $\hat{y}_k^{(-k)}$  kullanılarak hesaplanır. Oluşturulan yanıt yüzeyde yanıt tahmin edilen nokta kullanılmadığı için aynı vekil model için hesaplanan GMSE değerinin RMSE değerinden yüksek olması beklenir. GMSE hesabı için kullanılan denklem aşağıda Eşitlik (9.4) olarak ifade edilmiştir:

$$GMSE = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (y_k - \hat{y}_k^{(-k)})^2} \quad (9.4)$$

$GMSE_{nor}$  değeri  $RMSE_{nor}$  değeri ile aynı amaçla, GMSE değerinin yüzde hata oranı olarak değerlendirilebilmesi için kullanılır. Eşitlik (8.5)te gösterildiği şekilde hesaplanır:

$$GMSE_{nor} = \frac{GMSE}{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N y_k} \quad (9.5)$$

Tüm vekil modellerin doğruluklarının değerlendirilebilmesi için yukarıda anlatıldığı gibi RMSE,  $RMSE_{nor}$ , GMSE ve  $GMSE_{nor}$  değerleri hesaplanmış ve Çizelge 9.5'te verilmiştir. Tabloda görüldüğü gibi ezilme kuvveti verimi (CFE) için hesaplanan hata değerleri özgül enerji emilimi (SEA) için hesaplanan değerlerden büyük çıkmıştır. Hesaplanan GMSE değerleri de beklendiği gibi RMSE değerlerinden yüksek çıkmıştır. Ayrıca, LF için oluşturulan vekil modellerin HF ve MF için oluşturulan vekil modellerden daha düşük hataya sahip olduğu görülmektedir. Normalize edilmiş RMSE değerleri % 4.9 ile % 7.6 arasında, normalize edilmiş GMSE değerleri ise %

6.5 ile %11.2 arasında değişmektedir. Bu değerler çarpışma gibi doğrusallıktan oldukça uzak bir olgu için kabul edilebilir hata değerleridir.

Çizelge 9.5 : Vekil model doğruluklarının değerlendirilmesi

	<b>RMSE</b>	<b>GMSE</b>	<b>RMSEnor (%)</b>	<b>GMSEnor (%)</b>
HF modeli CFE tahmini için vekil model	0.0499	0.0695	7.6	10.6
HF modeli SEA tahmini için vekil model	0.3538	0.5618	5.7	9.1
LF modeli CFE tahmini için vekil model	0.0417	0.0612	6.4	9.4
LF modeli SEA tahmini için vekil model	0.3214	0.4225	4.9	6.5
MF modeli CFE tahmini için vekil model	0.0413	0.0726	6.4	11.2
MF modeli SEA tahmini için vekil model	0.3105	0.5358	5.0	8.6



## 10. OPTİMİZASYON SONUÇLARI

Bu bölümde, HF ile LF ve MF modelleri kullanılarak elde edilen optimizasyon sonuçları değerlendirilmiştir. MATLAB yazılımında ön tanımlı “*fmincon*” fonksiyonu ile kompozit amaç fonksiyonlarını maksimize edecek  $L$ ,  $\theta$  ve  $t$  değerleri elde edilir. Her bir model için bulunan optimum nokta ilgili sonlu elemanlar modelinde analiz edilerek gerçek yanıtlara ulaşılır. CFE ve SEA'nın tahmini ve gerçek değerleri arasındaki fark ile hata hesabı yapılarak vekil modellerin optimizasyon performansları değerlendirilir. Son olarak tüm optimizasyonlardan elde edilen tasarımların performansları değerlendirilir.

### 10.1. HF Modeli ile Elde Edilen Optimizasyon Sonuçları

HF modelinin CFE ve SEA tahminleri için oluşturulan vekil modeller HF modeli için kompozit amaç fonksiyonu tahmininde kullanılmıştır. Kompozit amaç fonksiyonu ( $f$ ) ardışık karesel programlama kullanan “*fmincon*” fonksiyonu ile maksimize edilerek tasarım değişkenlerinin optimum değerleri elde edilmiştir. Bulunan bu optimum noktada  $L$  değeri 80 mm,  $\theta$  değeri  $75^\circ$  ve  $t$  değeri 0.52 mm olarak hesaplanmıştır (Çizelge 10.1, 2, 3 ve 4. kolonlar). Bulunan optimum noktadaki CFE tahmini 0.6867, SEA tahmini 7.6791,  $f$  fonksiyonunun tahmini ise 0.9451'dir. HF modelindeki optimum noktada değişkenlerin değeri ve yanıt tahminleri Çizelge 10.1'de gösterilmiştir.

HF modeli ile optimum nokta bulunduktan ve bu noktadaki vekil model tahminleri hesaplandıktan sonra, bu optimum nokta sonlu elemanlar modelinde simule edilmiştir. Simulasyon sonucunda sonlu elemanlar modelinin gerçek CFE ve SEA yanıtları bulunmuş, bu yanıtlar kompozit amaç fonksiyonunda yerlerine konularak  $f$  fonksiyonunun gerçek değeri hesaplanmıştır.

Sonlu elemanlar analizinden alınan sonuçlar incelendiğinde tahmini sonuçlara yakın gerçek sonuçlar elde edilmiştir. Vekil model ile 0.6867 tahmin edilen CFE değeri analiz sonucunda 0.7036, 7.6791 tahmin edilen SEA değeri ise 7.4355 olarak hesaplanmıştır. Analiz sonucu elde edilen değerler kompozit amaç fonksiyonu

denkleminde koyulduğunda ise 0.9451 olarak tahmin edilen fonksiyonun değeri 0.9399 hesaplanmıştır. Analiz sonucuna göre hesaplanan bu değerler Çizelge 10.1’de yer almaktadır.

Beklendiği üzere optimum noktada CFE ve SEA değerlerinin tahminleri ile sonlu elemanlar modelinin gerçek yanıtları arasında fark oluşmuştur. Bu farklar vekil modellerin tahmin hatasıdır. Hata değerleri CFE için Eşitlik (10.1), SEA için Eşitlik (10.2) ile gösterildiği gibi hesaplanmıştır.

$$HATA_{CFE} = \frac{|CFE_{tahmin} - CFE_{analiz}|}{CFE_{analiz}} \times 100 \quad (10.1)$$

$$HATA_{SEA} = \frac{|SEA_{tahmin} - SEA_{analiz}|}{SEA_{analiz}} \times 100 \quad (10.2)$$

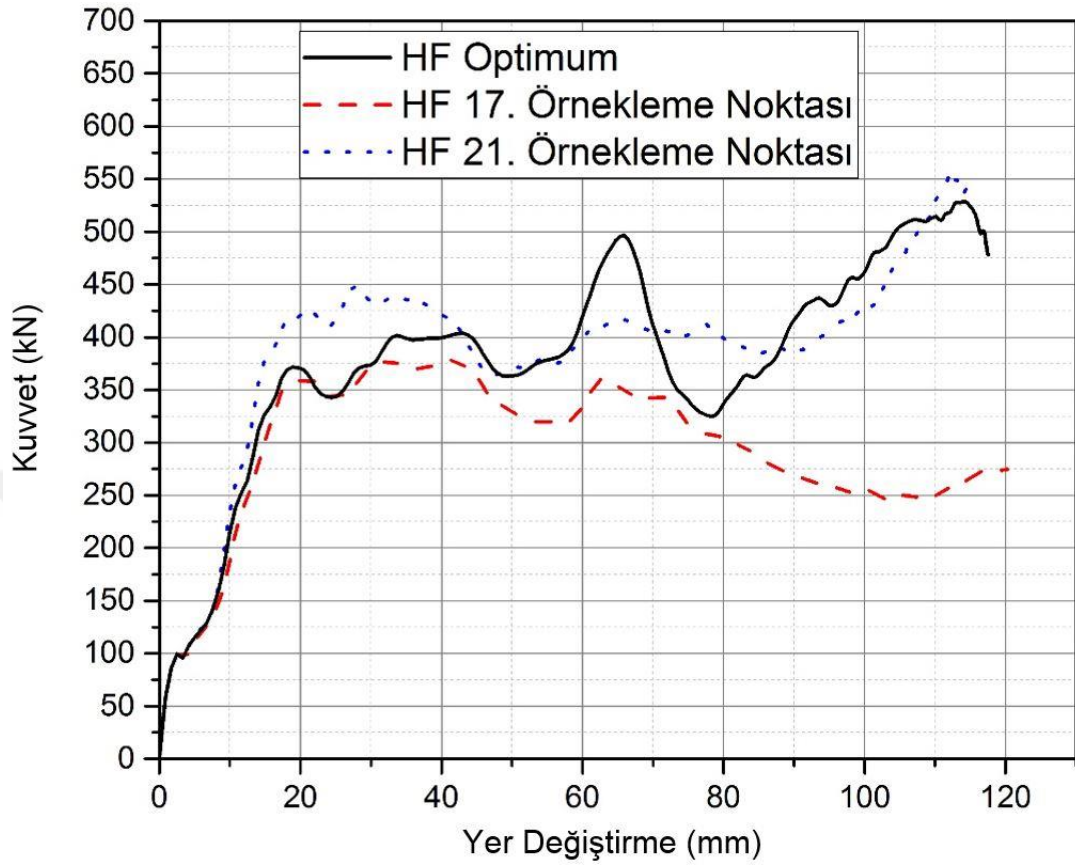
Vekil model doğruluk değerlendirmesi kısmında (Çizelge 9.5) HF sonlu elemanlar modeli için oluşturulan CFE vekil modelinin normalize RMSE değeri % 7.6, normalize GMSE değeri % 10.6 olarak hesaplanmasına karşın aynı vekil model optimum noktadaki gerçek yanıtı % 2.4 hata ile tahmin edebilmiştir. Aynı şekilde SEA vekil modeli için  $RMSE_{nor}$  % 5.7,  $GMSE_{nor}$  % 9.1 hesaplanmasına karşın optimum noktadaki SEA tahmini % 3.3 hata ile yapılabilmektedir. Optimum noktada yapılan analizler sonucu 0.9399 hesaplanan  $f$  değeri ise optimizasyondan beklendiği üzere örnekleme noktalarından elde edilen en yüksek  $f$  değeri olan 0.9395’ten daha yüksek bulunmuştur.

Çizelge 10.1 : HF modeli optimum nokta ve yanıt tahminleri değerlendirmesi.

	$L$ (mm)	$\theta$ (der.)	$t$ (mm)	CFE tahmini	SEA tahmini	$f$ değeri tahmini	CFE analiz	SEA analiz	$f$ değeri analiz	Hata CFE (%)	Hata SEA (%)
HF	80.00	75.00	0.52	0.6867	7.679	0.9451	0.7036	7.436	<b>0.9399</b>	2.4	3.3

Şekil 10.1’de CFE ve SEA değerlerinin en yüksek hesaplandığı 17 ve 21 numaralı noktaların grafikleri ile beraber elde edilen optimum noktadaki kuvvet – yer değiştirme grafiği de çizilmiştir. Grafikte görüldüğü gibi optimum noktadaki kuvvet değerleri genel itibarı ile 17 ve 21 numaralı noktaların grafikleri arasında yer almaktadır. Grafiğin altında kalan alan (toplam enerji emilimi) 17 numaralı noktadan yüksek, en yüksek çarpışma kuvveti değeri de 21 numaralı noktadan düşüktür. HF modeli için oluşturulan vekil modeller kullanılarak hem CFE hem de SEA değerleri

eşit önemde değerlendirildiğinde elde edilen tasarım en iyi çarpışma performansına sahip tasarımdır.



Şekil 10.1 : HF modelinde optimum nokta, en yüksek CFE ve SEA noktaları

Çizelge 10.1 ve Şekil 10.1 ile gösterilen analiz sonuçları ve hata oranları incelendiğinde yüksek doğruluk dereceli model ile oluşturulan vekil modeller ile örnekleme noktalarında yapılan analizlerin tamamından daha yüksek kompozit amaç fonksiyonu değeri sağlayan bir nokta bulunduğu; bu noktanın sonlu elemanlar modelinin CFE yanıtının % 2.4, SEA yanıtının ise %3.3 hata ile tahmin edildiği şeklinde yorumlanabilir. Bu optimum noktanın elde edilebilmesi ve sonlu elemanlar modelinde test edilebilmesi için toplamda 22 adet yüksek doğruluk dereceli analiz yapılması gerekmiştir. Her biri 14 saat süren bu 22 analiz toplamda 308 saatlik analiz süresine mal olmuştur.

## 10.2. LF Modeli ile Elde Edilen Optimizasyon Sonuçları

Bir önceki bölümde HF modeli için takip edilen yaklaşım, bu bölümde LF modeli için uygulanmıştır. Örnekleme noktalarında LF modelinin sonuçları kullanılarak,

CFE ve SEA tahminleri için iki adet vekil model oluşturulmuştur. Bu vekil modeller, sonrasında LF modeli için kompozit amaç fonksiyonu ( $f$ ) tahmininde kullanılmıştır.  $f$  fonksiyonunun maksimum değerini sağlayan nokta ve bu noktadaki CFE, SEA ve  $f$  tahminleri Çizelge 10.2’de verilmiştir. LF modeli ile elde edilen optimum  $L$  değeri 105.33 mm,  $\theta$  değeri  $30^\circ$  ve  $t$  değeri 0.58 mm bulunmuştur.  $L$  değerinin HF modeli için hesaplanandan daha yüksek olması,  $\theta$  değeri HF modelinde üst sınırdarken LF modelinde alt sınırında olması; LF modelinin davranış olarak HF modelinden ayrıştığını göstermektedir.

Çizelge 10.2 : LF modeli optimum nokta ve yanıt tahminleri değerlendirilmesi.

	$L$ (mm)	$\theta$ (der.)	$t$ (mm)	CFE tahmini	SEA tahmini	$f$ değeri tahmini	CFE analiz	SEA analiz	$f$ değeri analiz	Hata CFE (%)	Hata SEA (%)
LF	105.33	30.00	0.58	0.7170	7.015	0.9206	0.6894	7.219	<b>0.9165</b>	4.0	2.8

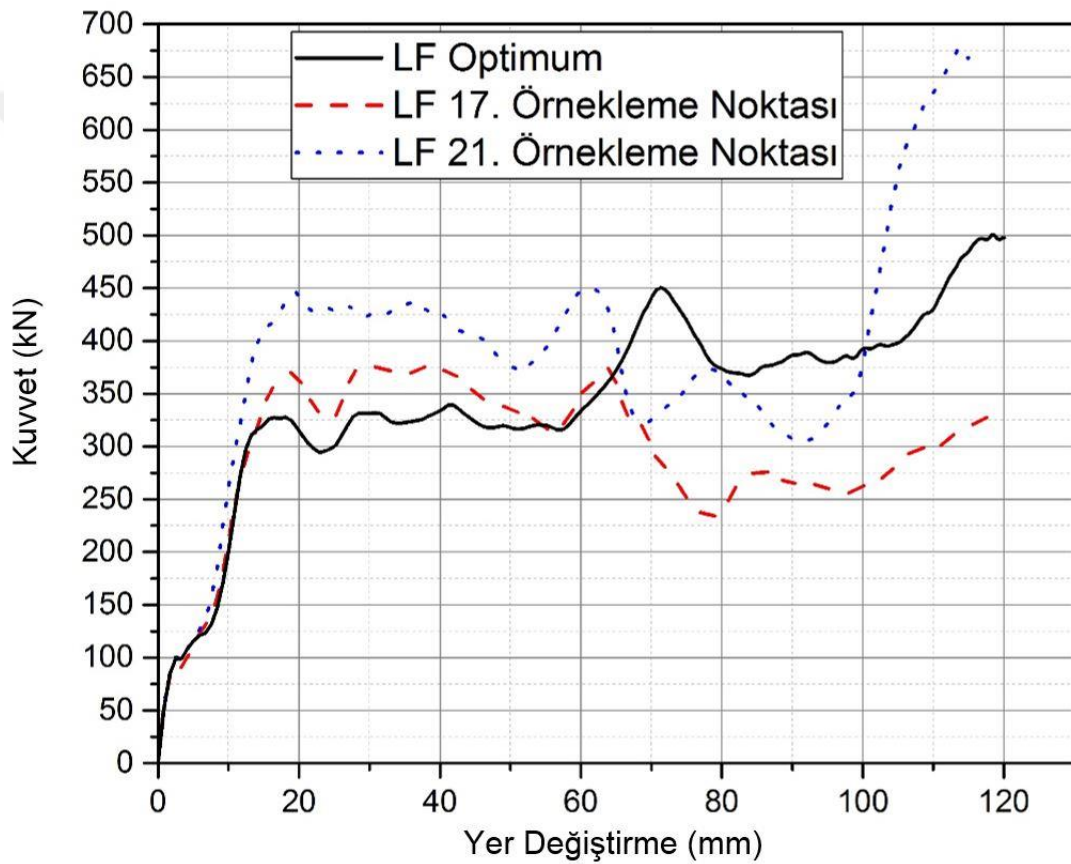
LF modeli ile elde edilen optimum nokta için CFE, SEA ve  $f$  yanıtları bulunmuştur. CFE ve SEA’nın tahminleri ve analiz değerleri arasındaki hatalar daha önceki bölümde anlatıldığı gibi Eşitlik (10.1) ve Eşitlik (10.2) ile hesaplanıp analiz değerleri ile birlikte Çizelge 10.2’de gösterilmiştir. LF modelinden elde edilen optimum noktada CFE değeri 0.7170 tahmin edilirken analiz sonucunda % 4.0 hata ile 0.6894, 7.015 tahmin edilen SEA değeri ise % 2.8 hata ile 7.219 olarak bulunmuştur.  $f$  değerleri ise LF modeli örnekleme noktalarındaki (Çizelge 9.4, 5 numaralı nokta) en yüksek  $f$  değeri olan 0.9247’den %0.89 daha düşük olmak üzere 0.9165 olarak hesaplanmıştır. Ancak bu fark oluşturulan vekil modellerin Çizelge 9.5’te gösterilen  $RMSE_{nor}$  ve  $GMSE_{nor}$  değerlerinden çok daha düşük, dolayısı ile kabul edilebilir bir durumdur.

Şekil 10.2’de LF modelinden elde edilen optimum noktanın kuvvet – yer değiştirme grafiği, maksimum CFE ve SEA’nın elde edildiği 17 ve 21 numaralı örnekleme noktalarının grafikleri ile birlikte gösterilmiştir. Bu grafikte HF modelinden farklı olarak optimum noktanın grafiğinde düşük yer değiştirmelerde diğer iki grafikten de düşük, 65 ile 100 mm yer değiştirme aralığında her iki grafikten de yüksek kuvvet değerleri okunmaktadır.

Çizelge 10.1 ve Çizelge 10.2 incelendiğinde HF ve LF modellerinde optimum noktaların  $f$  değerlerinin birbirlerine çok yakın olduğu görülmektedir. HF modelinden elde edilen optimum noktada 0.9399, LF modelinden elde edilen



optimum noktada 0.9165 kompozit amaç fonksiyonu değeri elde edilmiştir. Ancak daha önce belirtildiği gibi düşük doğruluk dereceli model ile analizler yapılmasının sebebi daha az hesaplama zamanı harcayarak yüksek doğruluk dereceli modelde çarpışma performansı yüksek bir optimum nokta elde edilmesidir. Bu sebeple önemli olan LF modelinden elde edilen optimum noktanın HF modeli ile analizinde vereceği yanıtlardır. Düşük doğruluk dereceli optimizasyondan elde edilen noktaların yüksek doğruluk derecesine sahip modelde değerlendirilebilmesi için bu nokta HF sonlu elemanlar modelinde yeniden analiz edilmiştir. Analiz sonuçları Çizelge 10.3'te verilmiştir.



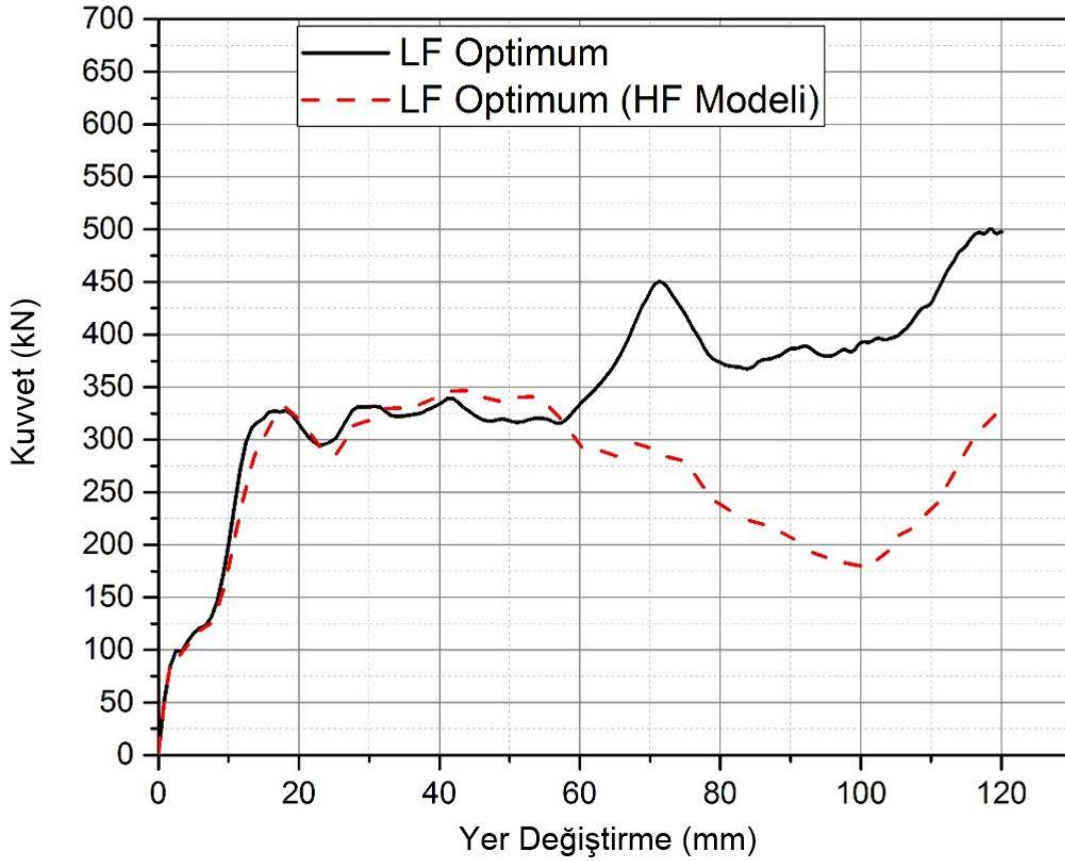
Şekil 10.2 : LF modelinde optimum nokta, en yüksek CFE ve SEA noktaları

LF modeli ile yapılan optimizasyondan elde edilen tasarımın yüksek doğruluk dereceli modelde yapılan analizinde; CFE değeri tahmini değerinden % 5.3 daha yüksek bulunmuş, ancak SEA değeri büyük bir farkla % 27.2 daha düşük hesaplanmıştır.  $f$  fonksiyonunun değeri SEA değerinin büyük etkisiyle HF modelinden elde edilen optimum noktadan %9.83 daha düşük ( $f=0.8475$ ) bulunmuştur.

Çizelge 10.3 : LF modeli optimum noktasının HF modelinde değerlendirilmesi.

	$L$ (mm)	$\theta$ (der.)	$t$ (mm)	CFE tahmini	SEA tahmini	$f$ değeri tahmini	CFE analiz	SEA analiz	$f$ değeri analiz	Hata CFE (%)	Hata SEA (%)
HF(LF)	105.33	30.00	0.58	0.7170	7.015	0.9206	0.7573	5.516	<b>0.8475</b>	5.3	27.2

Şekil 10.3'te LF modelinden elde edilen optimum noktanın LF modelindeki kuvvet – yer değiştirme grafiği ile HF modelindeki grafiği karşılaştırmalı olarak çizilmiştir. Görüldüğü üzere grafikler 60 mm yer değiştirmeden itibaren önemli miktarda ayrılmaya başlamıştır. Ayrışma başladıktan sonra HF modelinde yapılan analizde grafik LF modelinin tahminine ters bir yön izlemiştir. Bu durum en yüksek kuvvet ile ortalama kuvvetin oranını çok etkilemediği için CFE değeri tahminden çok uzaklaşmamıştır. Ancak iki grafiğin altında kalan alan farkı açıkça görülmektedir. Bu alan farkı SEA değerinin tahminindeki % 27.2'lik farkı açıklamaktadır. Bu optimum tasarımın elde edilmesi için 22 adet her biri 2.5 saat süren düşük doğruluk dereceli analiz yapılmış, toplam 55 saat analiz süresi harcanmıştır. Sonrasında ise bu tasarımın yüksek doğruluk dereceli modelde doğrulanması için 14 saatlik bir analiz daha yapılmıştır.



Şekil 10.3 : LF optimum noktasının LF ve HF modellerinde analizi

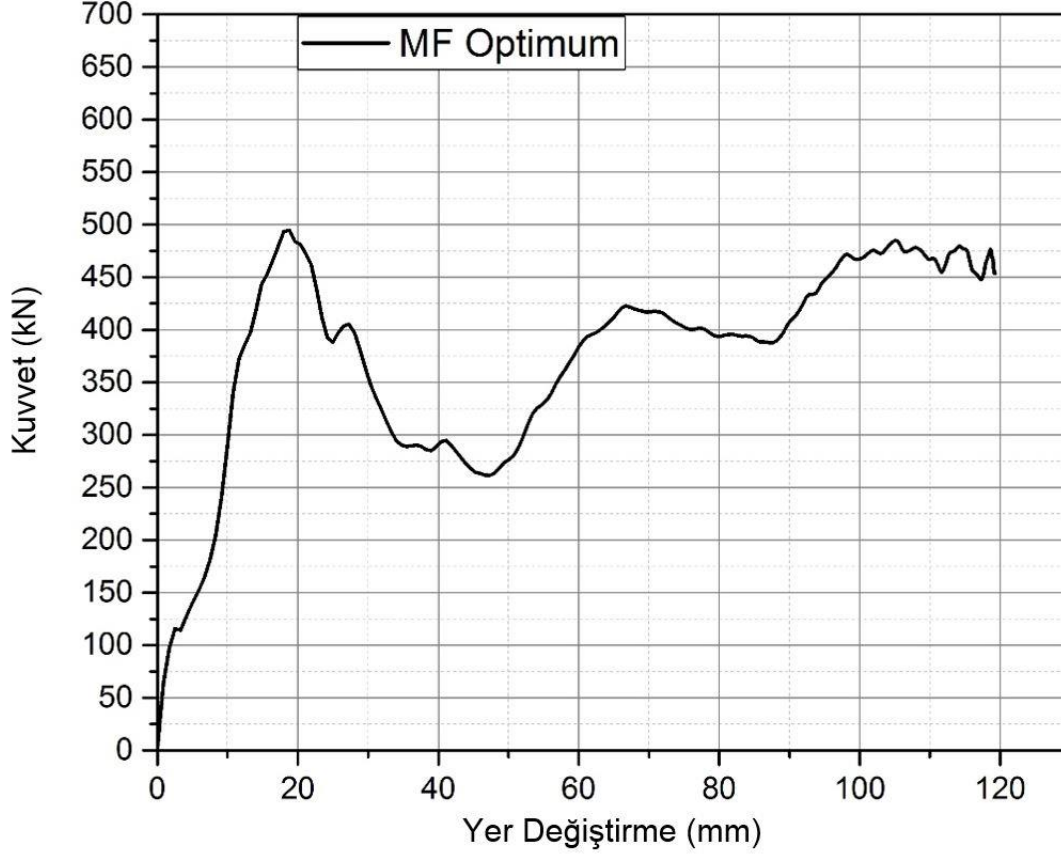
### 10.3. Çoklu Doğruluk Dereceli Optimizasyon Sonuçları

Yüksek doğruluk dereceli modelin yanıtının tahmini için doğrusal bağımlı çoklu doğruluk dereceli (MF) vekil modellerin oluşturulması 8. Bölümde detaylı olarak açıklanmıştır. LF modelinin tüm örnekleme noktalarındaki yanıtları ile HF modelinin rastgele 10 örnekleme noktasındaki (Çizelge 9.2 ve Çizelge 9.3'te gösterilen 1, 4, 5, 6, 7, 10, 11, 13, 14, 18 numaralı noktalar) yanıtları kullanılarak CFE ve SEA değerlerinin tahmini için vekil modeller oluşturulduktan sonra yüksek ve düşük dereceli optimizasyonlarda olduğu gibi  $f$  değerini maksimize edecek şekilde optimizasyon yapılmıştır. Elde edilen optimum nokta ve bu noktadaki CFE, SEA ve  $f$  tahminleri Çizelge 10.4'te belirtilmiştir. Optimum  $L$  değeri 105.33 mm,  $\theta$  değeri  $30^\circ$  ve  $t$  değeri 0.58 mm bulunmuştur.  $L$  değeri LF modeli için hesaplanan ile aynı,  $\theta$  değeri HF modeli ile aynı,  $t$  değeri ise diğer optimizasyonlardan farklı olarak değişkenin üst sınır değerine yakın bulunmuştur.

Çizelge 10.4 : MF optimum nokta ve yanıt tahminleri değerlendirmesi.

	$L$ (mm)	$\theta$ (der.)	$t$ (mm)	CFE tahmini	SEA tahmini	$f$ değeri tahmini	CFE analiz	SEA analiz	$f$ değeri analiz	Hata CFE (%)	Hata SEA (%)
MF	105.33	75.00	0.72	0.7846	6.945	0.9592	0.7507	6.738	<b>0.9238</b>	4.5	3.1

Çoklu doğruluk dereceli optimizasyondan elde edilen noktanın HF sonlu elemanlar modelinde verdiği CFE, SEA ve  $f$  yanıtları ile CFE ve SEA değerlerinin tahmin hataları da Çizelge 10.4'te gösterilmiştir. Elde edilen optimum tasarımda 0.7886 tahmin edilen CFE değeri analiz sonucunda % 4.5 hata ile 0.7507, 6.945 tahmin edilen SEA değeri ise % 3.1 hata ile 6.738 bulunmuştur.  $f$  değerleri 0.9238 değeri ile HF ile yapılan optimizasyona oldukça yakın hesaplanmıştır. Elde edilen optimum noktanın HF modelindeki kuvvet – yer değiştirme grafiği Şekil 10.4'te gösterilmiştir. Bu optimum tasarım elde edilirken, MF vekil modellerinin oluşturulmasında kullanılan 21 adet LF ve 10 adet HF analizine ek olarak tasarımın doğrulanması için 1 adet HF analizi daha yapılmıştır. Dolayısıyla çoklu doğruluk dereceli optimum tasarımın elde edilmesi  $21 \times 2.5 + 11 \times 14 = 206.5$  saatlik hesaplama süresine mal olmuştur.



Şekil 10.4 : MF optimum noktasının HF modelinde analizi

#### 10.4. Optimizasyon Sonuçlarının Karşılaştırılması

Tüm modellerden elde edilen optimum tasarımlar karşılaştırıldığında farklı doğruluk derecelerine sahip optimum tasarımların birbirinden oldukça farklı olduğu görülmektedir. Çarpışma kutularının uzunluğu ( $L$ ) HF ile optimizasyonda alt limite yakın değerler alırken, LF ve çoklu doğruluk dereceli optimizasyonda daha yüksek ve aynı değeri almıştır. Bal peteği yapıların duvar açısı ( $\theta$ ) HF ve MF optimum tasarımları için üst limit değerini alırken, LF optimum tasarımı için alt limit değerini almıştır. Bal peteği yapıların duvar kalınlığı ( $t$ ) HF ve LF optimum tasarımları için alt ve üst limitin ortasına yakın değerler alırken, MF optimum tasarımında üst limite yakın bir değer almıştır.

Üç optimum noktanın CFE, SEA ve  $f$  değerleri Çizelge 10.5' te bir arada verilmiştir. CFE değerlerine bakıldığında HF modeli ile elde edilen optimum noktanın değerinin (CFE=0.7036) en düşük değeri aldığı, MF optimum noktasının (CFE=0.7507) %6.7 daha yüksek, LF optimum noktasının ise (CFE=0.7573) %7.6 daha yüksek CFE değerine sahip olduğu görülmektedir. Bu değerler beklenen davranışın aksi şeklinde

sıralanmıştır. SEA değerlerine bakıldığında ise beklenen yönde doğruluk derecelerine göre bir sıralama görülmektedir. LF optimum noktası en düşük değeri (SEA=5.516) alırken MF optimum noktası (SEA=6.738) %22.2 daha yüksek, HF optimum noktası (SEA=7.436) %34.8 daha yüksek SEA değeri aldığı görülmektedir. Optimizasyonun hedefi olan kompozit amaç fonksiyonu değerleri karşılaştırıldığında ise HF modeli ile yapılan optimizasyonun diğer optimizasyonlara kıyasla daha iyi çarpışma performansı gösterdiği ve tahmin hatalarının daha düşük olduğu görülmektedir. HF modeli ile elde edilen optimum noktanın kompozit amaç fonksiyonu değeri ( $f=0.9399$ ) LF ile yapılan optimizasyondan edilen değerden ( $f=0.8475$ ) %11 daha yüksekken çoklu doğruluk dereceli optimizasyon ile elde edilen değerden ( $f=0.9238$ ) yalnızca %2 daha yüksektir.

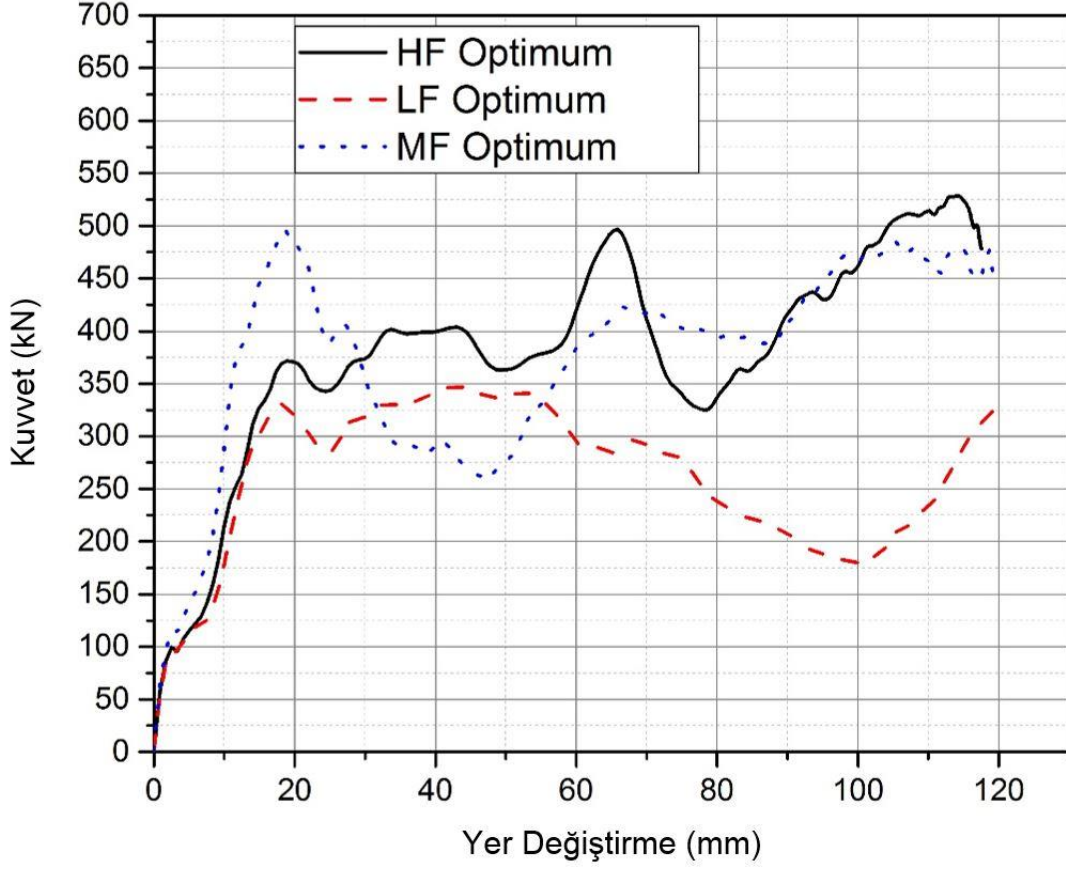
Çizelge 10.5 : Tüm optimum noktaların HF modelinde karşılaştırılması.

	HF Optimum	LF Optimum	MF Optimum
<b>CFE</b>	0.7036	0.7573	0.7507
<b>SEA</b>	7.436	5.516	6.738
<b><i>f</i></b>	0.9399	0.8475	0.9238

Şekil 10.5'te bu üç farklı optimum tasarımın HF modelinde verdiği kuvvet – yer değiştirme yanıtları grafik olarak gösterilmiştir. Görüldüğü gibi HF modeli tüm yer değiştirme değerlerinde LF optimum noktasından yüksek kuvvet değerini sağlamış, MF modelinden elde edilen optimum noktanın grafiği diğerlerinden daha farklı bir davranış gösterse de altında kalan alan diğer ikisinin arasında kalmıştır. Toplam emilen enerji miktarı, grafiklerin altında kalan alan olduğu için her ne kadar ağırlık SEA değeri hesaplamasının parçası olsa da bu grafik SEA değerlerini büyük çoğunlukla açıklamaktadır.

Tüm bu sonuçlardan yorumlanabileceği gibi bu çalışmadaki HF ve LF modelleri için optimizasyon sonuçlarında elde edilen çarpışma performansları modellerin doğruluk dereceleri ile orantılıdır. LF modelinin tüm verilerinin, HF modelinden ise az sayıda rastgele örnek verilerin kullanıldığı çoklu doğruluk dereceli optimizasyon ise beklendiği üzere HF ve LF modelleri ile yapılan optimizasyonların arasında bir performans göstermiştir. Yüksek doğruluk dereceli modelden en iyi çarpışma performansı gösteren tasarım elde edilmiştir. Ancak yüksek doğruluk derecesi

yüksek hesaplama maliyetini beraberinde getirmektedir. Önceki bölümlerde hesaplandığı gibi HF modelinden elde edilen sonucu almak 308 saat, MF modelinden elde edilen sonucu almak 206.5 saat, LF modelinden elde edilen sonucu almak ise 55 saatlik hesaplama maliyetine neden olmuştur.



Şekil 10.5 : HF modelinde tüm modellerden elde edilen optimum noktalar

## 11. DEĞERLENDİRME VE SONUÇLAR

Tez kapsamında ilk olarak ECE-R29 standartlarına uygun çarpışma test düzeneğinde çarpışmaya maruz bırakılacak test numunesini sarkaç önünde uygun şekilde konumlandırarak, çarpışma esnasında esnemeyecek ve deforme olmayacak bir test kaidesi tasarımı yapılmıştır. Kaide ile ilgili yapılan çalışmada şu sonuçlara ulaşılmıştır:

- Destek kirişlerinin yatay düzlem ile olan açılar küçüldükçe kaide üzerindeki maksimum deformasyon azalmış ancak maksimum gerilimlerde kayda değer bir değişiklik olmamıştır.
- Destek kirişi açısı denemelerinde açıları 35° ve 60° olan V3 tasarımı 0.685 mm ile en kötü deformasyon değerini vermiştir. V3 tasarımına göre kiriş açıları 30° ve 60° olan V1 tasarımı % 12 daha iyi, V2 tasarımı ise % 19 daha iyi deformasyon değeri sağlamıştır.
- V1 tasarımı 450 kg, V2 tasarımı 500 kg ve V3 tasarımı 400 kg kütleyle sahiptir. Dolayısıyla, V3 tasarımına göre V1'in sağladığı % 12 iyileşme ağırlıkta %12.5 artışa, V2 tasarımının sağladığı % 19 iyileşme ise ağırlıkta % 25 artışa sebep olmuştur.
- Kaide tasarımında kullanılan profillerin kesit alanları büyüdükçe hem maksimum gerilim, hem de maksimum deformasyon değerleri düşmüştür. Ancak bu durum kaidenin ağırlığında yüksek miktarda artışa sebep olmuştur.
- Profil denemelerinde en ince profil olan IPE 160 profili 163 MPa ile en kötü gerilim değerine 0.818 mm ile en kötü deformasyon değerine sahip profil alternatifidir. IPE 200 profili IPE 160 profiline göre gerilim değerinde % 17, deformasyon değerinde % 32 iyileşme sağlarken IPE 240 profili gerilim değerinde % 30, deformasyon değerinde % 47 iyileşme sağlamıştır.
- IPE 200 profili kullanılarak tasarlanan kaide 500 kg, IPE 160 kullanılan tasarım 390 kg ve IPE 240 kullanılan tasarım 650 kg kütleyle sahiptir. Bu sebeple IPE 200 profilinin sağladığı gerilimde % 17, deformasyonda % 32

iyileşme ağırlıkta % 39 artışa sebep olmuştur. IPE 240 profilinin sağladığı gerilimde % 30, deformasyonda % 47 iyileşme ise ağırlıkta % 67 artışa sebep olmuştur.

- Tüm denemeler sonucunda V2 tasarımı ile birlikte IPE 200 profili kullanılmasına karar verilmiştir. V2 - IPE200 tasarımı ile, testlerde başarısız bulunan orijinal kaideye göre % 74 daha düşük gerilim değeri, %83 daha düşük deformasyon değeri elde edilmiştir.

Tez çalışmasının sonraki aşamasında tampon kirişinin içinde bal peteği yapılar bulunan bir tampon sisteminin maksimum çarpışma kuvveti verimi ve özgül enerji emilimi değerleri için vekil model tabanlı çok amaçlı tasarım optimizasyonu yapılmıştır. Bir yüksek doğruluk dereceli, bir de düşük doğruluk dereceli olmak üzere 2 adet sonlu elemanlar modeli (HF, LF) ile çalışılmıştır. LF modelinin tüm verileri ve HF modelinin rastgele 10 örnekleme noktasındaki verileri kullanılarak çoklu doğruluk dereceli optimizasyon yapılmıştır. Tasarım değişkenleri olarak çarpışma kutularının uzunluğu  $L$ , bal peteği yapıların duvar açısı  $\theta$  ve bal peteği yapıların duvar kalınlığı  $t$  olarak belirlenmiştir. Yapılan çalışmanın sonucunda aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır:

- Yanıt yüzeylerin doğrulukları RMSE ve GMSE hata ölçütleri ile değerlendirilmiş, beklendiği gibi GMSE değerleri RMSE değerlerinden daha yüksek hesaplanmıştır.
- Normalize RMSE'nin en yüksek değeri CFE tahmini için % 7.6, SEA tahmini için % 5.7 bulunmuştur. Normalize GMSE'nin en yüksek değeri CFE tahmini için % 12.51, SEA tahmini için ise % 10.39 bulunmuştur. Bu hata değerleri çarpışma gibi doğrusal olmayan bir olgu için kabul edilebilir bulunmuştur.
- Farklı doğruluk dereceli modellerden elde edilen optimum noktalar birbirlerinden oldukça farklıdır. Çoklu doğruluk dereceli optimizasyon ile elde edilen tasarımın  $L$  değeri LF modelinden elde edilen tasarım ile,  $\theta$  değeri ise HF modeli ile aynıdır.  $t$  değeri ise HF ve LF modellerinden elde edilen optimum tasarımlarda birbirine yakinken çoklu doğruluk dereceli optimizasyondan elde edilen tasarımda değişkenin üst limitine yakındır.
- HF modellerinden elde edilen optimum tasarım düşük doğruluk dereceli ve çoklu doğruluk dereceli optimizasyonlardan elde edilen tasarımlara göre daha



iyi çarpışma performansı göstermiştir. HF modelinden elde edilen optimum tasarım çoklu doğruluk dereceli optimizasyondan elde edilenden %2, LF modeli ile optimizasyon ile elde edilenden %11 kompozit amaç fonksiyonu değerine sahiptir

- HF ile optimizasyon için 308 saat zaman harcanırken, çoklu doğruluk dereceli optimizasyon için 206.5 saat (%33 tasarruf), LF ile optimizasyon için 55 saat (%82 tasarruf) analiz süresi harcanmıştır. Çoklu doğruluk dereceli optimizasyon yüksek doğruluk dereceli optimizasyona çok yakın sonuç verirken hesap maliyetinden %33 tasarruf sağlamıştır.

Bu çalışmada optimize edilmek üzere göreceli olarak basit bir geometri ve üç tasarım değişkeni belirlenmiştir. Daha kompleks bir geometri ve daha fazla tasarım değişkeni olan bir çalışma doğru bir optimizasyon için daha yüksek sayıda örnekleme noktasında analiz ve her yüksek doğruluk dereceli analiz için daha uzun hesaplama zamanları gerektirecektir. Böylece çoklu doğruluk dereceli optimizasyon yönteminin zaman tasarrufu dramatik şekilde artacaktır. Çoklu doğruluk dereceli optimizasyon yönteminin potansiyel avantajının değerlendirilebilmesi için yüksek sayıda tasarım değişkeni olan kompleks geometriye sahip bir modelin yüksek doğruluk dereceli ve çoklu doğruluk dereceli optimizasyonlarının değerlendirilmesi gelecek bir çalışma olarak değerlendirilebilir.



## KAYNAKLAR

- [1] **Jacob, A.B., Arunkumar, O.N.**, (2016). Improving The Crashworthiness Of An Automobile Bumper. *J. Mech. Civ. Eng.*, 67–79.
- [2] **Wang, C.Y., Li, Y., Zhao, W.Z., Zou, S.C., Zhou, G., Wang, Y.L.**, (2018). Structure design and multi-objective optimization of a novel crash box based on biomimetic structure. *Int. J. Mech. Sci.*, 489-501.
- [3] **Alghamdi, A.A.A.**, (2001). Collapsible impact energy absorbers: An overview. *Thin-Walled Struct.*, 39, 189-213.
- [4] **Najafi, A., Rais-Rohani, M.**, (2008). Influence of Cross-Sectional Geometry on Crush Characteristics of Multi-Cell Prismatic Columns., *49th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*, Schaumburg, Illinois, USA, 7-10 Nisan.
- [5] **Langseth, M., Hopperstad, O.S.**, (1996). Static and dynamic axial crushing of square thin-walled aluminium extrusions. *Int. J. Impact Eng.*, 18(7-8), 949-968.
- [6] **Hou, S., Han, X., Sun, G.Y., Long, W., Li, W., Yang, X.J., Li, Q.**, (2011). Multiobjective optimization for tapered circular tubes. *Thin-Walled Struct.*, 49(7), 855-863.
- [7] **Nagel, G.M., Thambiratnam, D.P.**, (2004). Dynamic simulation and energy absorption of tapered tubes under impact loading. *Int. J. Crashworthiness*, 9(4), 389-399.
- [8] **Altin, M., Kılınçkaya, Ü., Acar, E., Güler, M.A.**, (2019). Investigation of combined effects of cross section, taper angle and cell structure on crashworthiness of multi-cell thin-walled tubes. *Int. J. Crashworthiness*, 24(2), 121–36.
- [9] **Mamalis, A.G., Manolakos, D.E., Ioannidis, M.B., Kostazos, P.K., Hassiotis, G.**, (2001). Finite element simulation of the axial collapse of thin-wall square frusta. *Int. J. Crashworthiness*, 6(2), 155–64.
- [10] **Acar, E., Guler, M.A., Gerçeker, B., Cerit, M.E., Bayram, B.**, (2011). Multi-objective crashworthiness optimization of tapered thin-walled tubes with axisymmetric indentations. *Thin-Walled Struct.*, 49(1), 94–105.
- [11] **Mamalis, A.G., Manolakos, D.E., Spentzas, K.N., Ioannidis, M.B., Koutroubakis, S., Kostazos, P.K.**, (2009). The effect of the implementation of circular holes as crush initiators to the crushing characteristics of mild steel square tubes: experimental and numerical simulation. *Int. J. Crashworthiness*, 14(5), 489–501.
- [12] **Arnold, B., Altenhof, W.**, (2004). Experimental observations on the crush characteristics of AA6061 T4 and T6 structural square tubes with and without circular discontinuities. *Int. J. Crashworthiness.*, 9(1), 73-87.

- [13] **Baykasoglu, A., Baykasoglu, C.,** (2016). Crashworthiness optimization of circular tubes with functionally-graded thickness. *Eng. Comput.*, 33(5), 1560-1585.
- [14] **Nagel, G.M., Thambiratnam, D.P.,** (2006). Dynamic simulation and energy absorption of tapered thin-walled tubes under oblique impact loading. *Int. J. Impact Eng.*, 32(10), 1595-1620.
- [15] **Hosseinipour, S.J., Daneshi, G.H.,** (2003). Energy absorption and mean crushing load of thin-walled grooved tubes under axial compression. *Thin-Walled Struct.*, 41(1), 31-46.
- [16] **Hsu, S.S., Jones, N.,** (2004). Quasi-static and dynamic axial crushing of thin-walled circular stainless steel, mild steel and aluminium alloy tubes. *Int. J. Crashworthiness.*, 9(2), 195-217.
- [17] **Reid, S.R., Reddy, T.Y.,** (1986). Static and dynamic crushing of tapered sheet metal tubes of rectangular cross-section. *Int. J. Mech. Sci.*, 28(9), 623-637.
- [18] **Jin, S.Y., Altenhof, W.,** (2007). Comparison of the load/displacement and energy absorption performance of round and square AA6061-T6 extrusions under a cutting deformation mode. *Int. J. Crashworthiness*, 12(3), 265–78.
- [19] **Kenyon, D., Shu, Y., Fan, X., Reddy, S., Dong, G., Lew, A.J.,** (2018). Parametric design of multi-cell thin-walled structures for improved crashworthiness with stable progressive buckling mode. *Thin-Walled Struct.*, 131, 76-87.
- [20] **Zhang, X., Zhang, H., Wen, Z.,** (2014). Experimental and numerical studies on the crush resistance of aluminum honeycombs with various cell configurations. *Int. J. Impact Eng.*, 66, 48-59.
- [21] **Sun, G., Jiang, H., Fang, J., Li, G., Li, Q.,** (2016). Crashworthiness of vertex based hierarchical honeycombs in out-of-plane impact. *Mater. Des.*, 110, 705–19.
- [22] **Zarei, H., Kröger, M.,** (2008). Optimum honeycomb filled crash absorber design. *Mater. Des.*, 29, 193–204.
- [23] **Zhang, Z., Liu, S., Tang, Z.,** (2011). Comparisons of honeycomb sandwich and foam-filled cylindrical columns under axial crushing loads. *Thin-Walled Struct.*, 49(9), 1071-1079.
- [24] **Altin, M., Acar, E., Güler, M.A.,** (2018). Foam filling options for crashworthiness optimization of thin-walled multi-tubular circular columns. *Thin-Walled Struct.*, 131, 309-323.
- [25] **Sun, G., Liu, T., Huang, X., Zhen, G., Li, Q.,** (2018). Topological configuration analysis and design for foam filled multi-cell tubes. *Eng. Struct.*, 155, 235-250.
- [26] **Song, X., Sun, G., Li, G., Gao, W., Li, Q.,** (2013). Crashworthiness optimization of foam-filled tapered thin-walled structure using multiple surrogate models. *Struct. Multidiscip. Optim.*, 47(2), 221-231.

- [27] **Mirfendereski, L., Salimi, M., Ziaei-Rad, S.,** (2008). Parametric study and numerical analysis of empty and foam-filled thin-walled tubes under static and dynamic loadings. *Int. J. Mech. Sci.*, 50(6), 1042-1057.
- [28] **Altin, M., Güler, M.A., Mert, S.K.,** (2017). The effect of percent foam fill ratio on the energy absorption capacity of axially compressed thin-walled multi-cell square and circular tubes. *Int. J. Mech. Sci.*, 131, 368-379.
- [29] **Fang, J., Gao, Y., Sun, G., Zhang, Y., Li, Q.,** (2014). Crashworthiness design of foam-filled bitubal structures with uncertainty. *Int. J. Non. Linear. Mech.*, 67, 120-132.
- [30] **Fang, J., Gao, Y., Sun, G., Zheng, G., Li, Q.,** (2015). Dynamic crashing behavior of new extrudable multi-cell tubes with a functionally graded thickness. *Int. J. Mech. Sci.*, 103, 63-73.
- [31] **Djamaluddin, F., Abdullah, S., Ariffin, A.K., Nopiah, Z.M.,** (2015). Optimization of foam-filled double circular tubes under axial and oblique impact loading conditions. *Thin-Walled Struct.*, 87, 1-11
- [32] **Ahmad, Z., Thambiratnam, D.P.,** (2009). Crushing response of foam-filled conical tubes under quasi-static axial loading. *Mater. Des.*, 30, 1393-1403.
- [33] **Sun, G., Li, S., Liu, Q., Li, G., Li, Q.,** (2016). Experimental study on crashworthiness of empty/aluminum foam/honeycomb-filled CFRP tubes. *Compos. Struct.*, 152, 969-993.
- [34] **Tanlak, N., Sonmez, F.O., Senaltun, M.,** (2015). Shape optimization of bumper beams under high-velocity impact loads. *Eng. Struct.*, 95, 49-60.
- [35] **Liu, Y., Day, M.L.,** (2008). Experimental Analysis and Computer Simulation of Automotive Bumper System under Impact Conditions. *Int. J. Comput. Methods Eng. Sci. Mech.*, 9(1), 51-9.
- [36] **Liu, Z., Lu, J., Zhu, P.,** (2016). Lightweight design of automotive composite bumper system using modified particle swarm optimizer. *Compos. Struct.*, 140, 630-643.
- [37] **Belingardi, G., Beyene, A.T., Koricho, E.G., Martorana, B.,** (2015). Alternative lightweight materials and component manufacturing technologies for vehicle frontal bumper beam. *Compos. Struct.*, 120, 483-495.
- [38] **Kokkula, S., Hopperstad, O.S., Lademo, O.G., Berstad, T., Langseth, M.,** (2006). Offset impact behaviour of bumper beam-longitudinal systems: Numerical simulations. *Int. J. Crashworthiness.*, 11(4), 317-336.
- [39] **Lu, R., Gao, W., Hu, X., Liu, W., Li, Y., Liu, X.,** (2018). Crushing analysis and crashworthiness optimization of tailor rolled tubes with variation of thickness and material properties. *Int. J. Mech. Sci.*, 136, 67-84.
- [40] **Patil, R. V., Lande, P.R., Tadamalle, A.P., Reddy, Y.P.,** (2017). Determination of Impact Absorbing Capacity and toughness of

Aluminum Honeycomb Sandwich Panel in Bumper Beam. *Mater Today-Proc.*, 4(8), 8816-8826.

- [41] **Li, Z., Yu, Q., Zhao, X., Yu, M., Shi, P., Yan, C.,** (2017). Crashworthiness and lightweight optimization to applied multiple materials and foam-filled front end structure of auto-body. *Adv. Mech. Eng.*, 9(8).
- [42] **Xiao, Z., Fang, J., Sun, G., Li, Q.,** (2015). Crashworthiness design for functionally graded foam-filled bumper beam. *Adv. Eng. Softw.*, 85, 81-95.
- [43] **“ECE R-29.”**, (1998). Regulation No. 29; Uniform Provisions Concerning the Approval of: Vehicles with regard to the Protection of the Occupants of the Cab of a Commercial Vehicle; Revision 1.
- [44] **“ECE R-29.”**, (2012). Regulation No. 29-03; Uniform Provisions Concerning the Approval of: Vehicles with regard to the Protection of the Occupants of the Cab of a Commercial Vehicle; Revision 2.
- [45] **Cerit, M.E.,** (2011). *Şehirler arası otobüslerde önden çarpma enerjisini yutucu pasif güvenlik sisteminin geliştirilmesi* (yüksek lisans tezi). Adres: <http://earsiv.etu.edu.tr/xmlui/handle/20.500.11851/664>,.
- [46] **Zhang, Y., Kim, N., Park, C., Haftka, R.,** (2018). Multifidelity Surrogate Based on Single Linear Regression. *AIAA J.* 56, 4944-4952.
- [47] **H. Myers, R., C. Montgomery, D.,** (2002). *Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Designed Experiments*. New York, Wiley.

## ÖZGEÇMİŞ

**Ad-Soyad** : Burak Yılmaz  
**Uyruğu** : T.C.  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 24 Aralık 1990, Bursa  
**E-posta** : burakyilmaz@etu.edu.tr

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2014, Bilkent Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü
- **Yüksek Lisans** : 2019, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

### MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

Yıl	Yer	Görev
2015 – 2019	TOBB Eğitim ve Teknoloji Üniversitesi	Ar-Ge Burslu Yüksek Lisans Öğrencisi
2014 - ...	Aselsan Aş.	Tasarım Mühendisi

**YABANCI DİL:** İngilizce

### TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Yılmaz, B.**, Acar, E., Guler, M.A., Altin M., 2019. Crashworthiness Optimization of a Bumper System Under Axial Impact, Proceedings of ISASTECH 2019, September 5-6, Ankara, Turkey.