

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

**TETRA KİRAL VE İÇE GİRİNTİLİ ÇARPIŞMA KUTULARININ  
PERFORMANSLARININ DENEYSEL VE SAYISAL YÖNTEMLERLE  
İNCELENMESİ VE OPTİMİZASYONU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Cüneyt AKTAŞ**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Erdem ACAR**

**Ağustos 2021**



## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

# TETRA KİRAL VE İÇE GİRİNTİLİ ÇARPIŞMA KUTULARININ PERFORMANSLARININ DENEYSEL VE SAYISAL YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ VE OPTİMİZASYONU

Cüneyt AKTAŞ

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

Danışman: Prof. Dr. Erdem ACAR

Tarih: Ağustos 2021

Çarpışma kutuları kaza anında ortaya çıkan deformasyon enerjisini sönmleyerek taşıt içine en az seviyede iletilmesini sağlayan pasif güvenlik sistemleridir. Günümüzde imalat sektöründeki teknolojik ilerlemeler sayesinde negatif Poisson oranına sahip yapıların üretilebilirliği kolaylaşmış ve bunun sonucu olarak da negatif Poisson oranına sahip yapılar üzerine bir hayli araştırma yapılagelmiştir. Bu tez çalışmasında negatif Poisson oranına sahip, birim hücre yapısı tetra kiral ve içe girintili olarak adlandırılan kare ve silindirik çarpışma kutuları üzerine durulacaktır. Öncelikle bu yapıların çarpışma performansları değerlendirilecek, ardından optimum çarpışma kutusu tasarımı için eniyileme yapılacaktır. Çalışma kapsamında, çarpışma kutusu tasarımında kullanılacak olan 6061-T6 alüminyum malzemenin mekanik özelliklerini belirlemek için çekme numuneleri hazırlanmış ve çekme tesleri yapılmıştır. Bu özellikler, LS-DYNA yazılımı kullanılarak oluşturulan sonlu elemanlar modellerinde kullanılmıştır. Sonlu elemanlar modellerini doğrulamak için, çekme numunelerinin hazırlandığı plakadan tetra kiral ve içe girintili çarpışma plakaları üretilmiş, bu plakaların çarpışma testleri yapılmış ve oluşturulan sonlu elemanlar modelleri test

sonuçları ile kıyaslanarak doğrulanmıştır. Sonlu elemanlar modelleri doğrulandıktan sonra, Latin hiperküp örnekleme yöntemi ile her bir yapı için 40 geometrik parametre kombinasyonu oluşturulmuştur. Bu kombinasyonlar için, oluşturulan sonlu elemanlar modelleri kullanılarak çarpışma analizleri yapılmış ve çarpışma metrikleri hesaplanmıştır. Ardından, her bir çarpışma metriği için MATLAB yazılımı kullanılarak Kriging vekil modelleri oluşturulmuştur. Çarpışma kutularının optimum tasarımlarının belirlenebilmesi için çok amaçlı optimizasyon problemi oluşturulmuş, bir önceki adımda oluşturulan Kriging vekil modelleri MATLAB yazılımında ön tanımlı genetik algoritma fonksiyonuna entegre edilerek optimizasyon problemi çözülmüş ve Pareto optimum tasarım noktaları belirlenmiştir. Elde edilen bulgular ışığında; silindirik çarpışma kutularının daha iyi özgül enerji emilimi değerine sahip olduğu, kare çarpışma kutularının ise daha iyi çarpışma yükü verimliliği değerlerine sahip olduğu belirlenmiştir. Ek olarak, içe girintili çarpışma kutularının özgül enerji emilimi ve çarpışma yükü verimliliği bakımından daha üstün bir davranış sergilediği görülmüştür. Elde edilen tüm optimum tasarımlar değerlendirildiğinde ise; içe girintili silindirik çarpışma kutusunun diğer üç tip çarpışma kutusuna (içe girintili kare, tetra kiral silindirik ve tetra kiral kare) göre daha iyi özgül enerji emilimi ve çarpışma yükü verimliliği değerlerine sahip olduğu görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Çarpışma kutusu, Çarpışma metriği, İçe girintili, Negatif Poisson oranı, Optimizasyon, Sonlu elemanlar analizi, Tetra kiral.

## **ABSTRACT**

Master of Science

**AN INVESTIGATION AND OPTIMIZATION OF THE PERFORMANCES OF  
TETRA CHIRAL AND RE-ENTRANT CRASH BOXES BY EXPERIMENTAL  
AND NUMERICAL METHODS**

Cüneyt AKTAŞ

TOBB University of Economics and Technology  
Institute of Natural and Applied Sciences  
Mechanical Science Programme

Supervisor: Prof. Dr. Erdem ACAR

Date: August 2021

Crash boxes, are passive safety systems, occurs in the event of an accident absorb the deformation energy and ensure it is transmitted to the vehicle at a minimum level. Thanks to the technological developments in the manufacturing sector, the manufacturability of structures with negative Poisson ratio has been facilitated; therefore, substantial number of studies have been done on structures with negative Poisson ratio. In this study, we will focus on square and cylindrical crash boxes that have tetra chiral and re-entrant unit cell structures with negative Poisson's ratio. First, the crash performances of these structures are evaluated, then optimum crash box designs are obtained. Within the scope of this study, tensile samples are prepared and tensile tests are carried out to determine the mechanical properties of 6061-T6 aluminum material to be used in the crash box design. These properties are used in finite element models generated using LS-DYNA software. To validate the accuracy of the finite element models, tetra chiral and re-entrant plates are manufactured from the plate on which the tensile samples are prepared. Crash tests are performed on these plates and the generated finite element models are validated. After the validation of

the finite element models, 40 different geometric parameter combinations (training points) are generated for each structure using Latin hypercube sampling method. Crash simulations are performed for these geometric parameter combinations, and crash metrics are evaluated. Kriging surrogate models are constructed using MATLAB to related these crash metrics tpo the geometric parameters. A multi-objective optimization problem is formulated, Kriging model are integrated to the MATLAB built-in genetic algorithm, Pareto optimal designs are obtained. In the light of the findings obtained, it is concluded that cylindrical crash boxes have better specific energy absorption values, while square crash boxes have better crush load efficiency values. In addition, re-entrant crash boxes are found to exhibit superior behavior in terms of specific energy absorption and crush load efficiency.

**Keywords:** Crash box, Crash metric, Re-entrant, Negative Poisson's ratio, Optimization, Finite elements analysis, Tetra chiral.

## TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım ve yüksek lisans eğitim hayatım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren hocam Prof. Dr. Erdem ACAR'a, çalıőmam süresince her daim desteklerini esirgemeyen Prof. Dr. Mehmet Ali GÜLER ve Doç. Dr. Murat ALTIN hocalarıma ve bu süreçte her zaman beni destekleyen aileme, eőime ve oğluma sonsuz teşekkür ederim.







## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
<b>ÖZET</b> .....	<b>iii</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>v</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>xv</b>
<b>SEMBOL LİSTESİ</b> .....	<b>xv</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
<b>2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI</b> .....	<b>3</b>
2.1 Çeşitli Oksetik Çarpışma Kutuları İle İlgili Çalışmalar .....	4
2.2 Tetra Kiral ve İçe Girintili Çarpışma Kutuları İle İlgili Çalışmalar.....	6
<b>3. GEOMETRİK PARAMETRELER</b> .....	<b>11</b>
<b>4. ÇARPIŞMA PERFORMANSI METRİKLERİ</b> .....	<b>13</b>
4.1 Toplam Enerji Emilimi.....	18
4.2 Özgül Enerji Emilimi .....	14
4.3 Ortalama Çarpışma Kuvveti.....	14
4.4 Tepe Çarpışma Kuvveti.....	14
4.5 Çarpışma Yüğü Verimliliğı.....	14
<b>5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR</b> .....	<b>15</b>
5.1 Materyal Karakterizasyon Testi .....	15
5.2 Ezme Testi.....	18
<b>6. SAYISAL ÇALIŞMALAR</b> .....	<b>21</b>
6.1 Sonlu Elemanlar Ağ Modellerinin Hazırlanması .....	21
6.2 Sonlu Elemanlar Modellerinin LS-Prepost İle Hazırlanması.....	22
6.2.1 Malzeme özelliklerinin tanımlanması .....	22
6.2.2 Kesit özelliklerinin tanımlanması .....	24
6.2.3 Hourglass özelliğinin tanımlanması.....	25
6.2.4 Parça tanımlanması .....	25
6.2.5 Parça temaslarının tanımlanması .....	26
6.2.6 Sınır koşullarının tanımlanması .....	27
6.3 Ağ Duyarlılık Analizi.....	28
6.4 Sonlu Elemanlar Analizlerinin Doğrulanması .....	29
<b>7. VEKİL MODELİN OLUŞTURULMASI</b> .....	<b>37</b>
7.1 Veri Noktalarının Belirlenmesi .....	39
7.2 Çarpışma Kutusu Analizleri .....	40
7.3 Ortalama Hata Kareköğü.....	44
<b>8. OPTİMİZASYON SONUÇLARI</b> .....	<b>45</b>
8.1 Maksimum SEA ve CLE Değerlerinin FEA ile Doğrulanması .....	45
8.2 Pareto Cephesi İle Optimum Tasarımların Elde Edilmesi .....	46
<b>9. SONUÇLAR</b> .....	<b>51</b>
<b>KAYNAKLAR</b> .....	<b>53</b>
<b>EKLER</b> .....	<b>57</b>

<b>EK 1 MAKSİMUM SEA VE CLE DEĞERLERİNE SAHİP ÇARPIŞMA KUTULARINA AİT KUVVET – YER DEĞİŞTİRME EĞRİLERİ .....</b>	<b>58</b>
<b>EK 2 MAKSİMUM SEA VE CLE DEĞERLERİNE SAHİP ÇARPIŞMA KUTULARININ DEFORMASYON ŞEKİLLERİ .....</b>	<b>62</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>	<b>Error! Bookmark not defined.</b>



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 2.1 : Negatif ve pozitif Poisson oranına sahip yapıların tepkileri.....	4
Şekil 2.2 : Çift oklu oksetik yapı, W oksetik çarpışma kutusu.....	5
Şekil 2.3 : Yıldız petek ve yıldız dairesel petek yapılar.....	5
Şekil 2.4 : Oksetik yapı ile doldurulmuş çarpışma kutusu.....	6
Şekil 2.5 : Oksetik çarpışma kutuları.....	7
Şekil 2.6 : Dört farklı kiral yapı.....	8
Şekil 2.7 : Klasik çarpışma kutusu, bal peteği çarpışma kutusu, içe girintili çarpışma kutusu.....	10
Şekil 3.1 : Tetra kiral çarpışma kutularına ait geometrik parametreler.....	12
Şekil 3.2 : İçe girintili çarpışma kutularına ait geometrik parametreler.....	12
Şekil 4.1 : Kuvvet – yer değiştirme grafiği.....	13
Şekil 5.1 : Çekme testi numunelerinin ölçüleri.....	15
Şekil 5.2 : Çekme testi numuneleri.....	15
Şekil 5.3 : Çekme testi düzeneği.....	16
Şekil 5.4 : 6061-T6 mühendislik gerilme gerinim eğrisi.....	17
Şekil 5.5 : 6061-T6 gerçek gerilme – gerçek efektif plastik gerinim eğrisi.....	17
Şekil 5.6 : Çarpışma testi plakaları.....	18
Şekil 5.7 : Oksetik plakaların şematik çarpışma testi görüntüsü.....	19
Şekil 5.8 : Tetra kiral ve içe girintili plaka deformasyon görüntüleri.....	19
Şekil 5.9 : Tetra kiral plaka kuvvet yer – değiştirme eğrisi.....	20
Şekil 5.10 : İçe girintili plaka kuvvet – yer değiştirme eğrisi.....	20
Şekil 6.1 : Tetra kiral birim hücre ağ eleman hazırlama adımları.....	21
Şekil 6.2 : İçe girintili birim hücre ağ eleman hazırlama adımları.....	21
Şekil 6.3 : Sonlu elemanlar modeli.....	22
Şekil 6.4 : MAT24_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY malzeme kartı.....	23
Şekil 6.5 : MAT20_MAT_RIGID malzeme kartı.....	24
Şekil 6.6 : SECTION_SOLUD kartı.....	24
Şekil 6.7 : SECTION_SHELL kartı.....	25
Şekil 6.8 : HOURGLASS kartı.....	25
Şekil 6.9 : PART tanımlaması.....	26
Şekil 6.10 : AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE temas kartı.....	26
Şekil 6.11 : AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE temas kartı.....	27
Şekil 6.12 : BOUNDARY_PRESCRIBED_MOTION_RIGID kartı.....	28
Şekil 6.13 : BOUNDARY_SPC_SET kartı.....	28
Şekil 6.14 : Ağ duyarlılık analizi.....	29
Şekil 6.15 : Tetra kiral doğrulama plakası ölçüleri.....	30
Şekil 6.16 : İçe girintili doğrulama plakası ölçüleri.....	30
Şekil 6.17 : Tetra kiral plaka ağ modeli.....	31
Şekil 6.18 : İçe girintili kiral plaka ağ modeli.....	31
Şekil 6.19 : FEA enerji dağılım grafiği.....	32

Şekil 6.20 : Tetra kiral plaka için deneysel ve FEA ile elde edilen kuvvet – yer değiştirme eğrilerinin karşılaştırılması..	33
Şekil 6.21 : Tetra kiral plakada deneysel ve FEA deformasyon bölgeleri...	33
Şekil 6.22 : İç girintili plaka için deneysel ve FEA ile elde edilen kuvvet – yer değiştirme eğrilerinin karşılaştırılması..	34
Şekil 6.23 : İç girintili plaka deneysel ve FEA deformasyon bölgeleri.....	35
Şekil 7.1 : Optimizasyon adımları akış şeması. ....	38
Şekil 8.1 : Tetra kiral silindirik çarpışma kutusu Pareto seti. ....	47
Şekil 8.2 : Tetra kiral kare çarpışma kutusu Pareto seti. ....	47
Şekil 8.3 : İç girintili silindirik çarpışma kutusu Pareto seti. ....	48
Şekil 8.4 : İç girintili kare çarpışma kutusu Pareto seti.....	48
Şekil Ek.1 : Maksimum SEA değerine sahip tetra kiral silindirik çarpışma kutusuna ait kuvvet – yer değiştirme grafiği..	58
Şekil Ek.2 : Maksimum CLE değerine sahip tetra kiral silindirik çarpışma kutusuna ait kuvvet – yer değiştirme grafiği..	58
Şekil Ek.3 : Maksimum SEA değerine sahip tetra kiral kare çarpışma kutusuna ait kuvvet – yer değiştirme grafiği..	59
Şekil Ek.4 : Maksimum CLE değerine sahip tetra kiral kare çarpışma kutusuna ait kuvvet – yer değiştirme grafiği..	59
Şekil Ek.5 : Maksimum SEA değerine sahip iç girintili silindirik çarpışma kutusuna ait kuvvet – yer değiştirme grafiği..	60
Şekil Ek.6 : Maksimum CLE değerine sahip iç girintili silindirik çarpışma kutusuna ait kuvvet – yer değiştirme grafiği..	60
Şekil Ek.7 : Maksimum SEA değerine sahip iç girintili kare çarpışma kutusuna ait kuvvet – yer değiştirme grafiği..	61
Şekil Ek.8 : Maksimum CLE değerine sahip iç girintili kare çarpışma kutusuna ait kuvvet – yer değiştirme grafiği..	61
Şekil Ek.9 : Maksimum SEA ve CLE değerlerine sahip tetra kiral silindirik çarpışma kutularına ait deformasyon şekilleri...	62
Şekil Ek.10 : Maksimum SEA ve CLE değerlerine sahip tetra kiral kare çarpışma kutularına ait deformasyon şekilleri.....	63
Şekil Ek.11 : Maksimum SEA ve CLE değerlerine sahip iç girintili silindirik çarpışma kutularına ait deformasyon şekilleri... ..	64
Şekil Ek.12 : Maksimum SEA ve CLE değerlerine sahip iç girintili kare çarpışma kutularına ait deformasyon şekilleri.....	6

## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

Çizelge 5.1 : 6061-T6 malezeme özellikleri .....	17
Çizelge 6.1 : Tetra kiral plaka deneysel ve FEA ile elde edilen çarpışma metrikleri.....	33
Çizelge 6.2 : İç girintili plaka deneysel ve FEA ile elde edilen çarpışma metrikleri....	35
Çizelge 7.1 : Silindirik çarpışma kutuları için datta noktaları.....	39
Çizelge 7.2 : Kare çarpışma kutuları için datta noktaları.....	40
Çizelge 7.3 : Tetra kiral çarpışma kutuları için FEA sonuçları.....	42
Çizelge 7.4 : İç girintili çarpışma kutuları için FEA sonuçları.....	43
Çizelge 7.5 : Kriging modellerinin $GMSE_{nor}$ sonuçları.....	44
Çizelge 8.1 : Oksetik çarpışma kutularına ait maksimum SEA ve CLE değerleri.....	45
Çizelge 8.2 : MATLAB kodlarının doğrulaması .....	46
Çizelge 8.3 : Optimum sonuçlar .....	49



## KISALTMALAR

<b>CLE</b>	: Çarpışma yükü verimliliği
<b>CLE<sub>max</sub></b>	: Maksimum çarpışma yükü verimliliği
<b>CNC</b>	: Bilgisayarlı nümerik kontrol
<b>DOE</b>	: Deney tasarımı
<b>EA</b>	: Toplam enerji emilimi
<b>FEA</b>	: Sonlu elemanlar analizi
<b>GMSE</b>	: Genelleştirilmiş ortalama kare çapraz doğrulama hata
<b>GMSE<sub>nor</sub></b>	: Normalize edilmiş GMSE
<b>LHS</b>	: Latin hiperküpü örnekleme
<b>MCF</b>	: Ortalama çarpışma kuvveti
<b>NPO</b>	: Negatif Poisson oranı
<b>PCF</b>	: Tepe çarpışma kuvveti
<b>SEA</b>	: Özgül enerji emilimi
<b>SEA<sub>max</sub></b>	: Maksimum özgül enerji emilimi
<b>RC</b>	: İç girintili silindirik çarpışma kutusu
<b>RMSE</b>	: Ortalama kare çapraz doğrulama hata
<b>RS</b>	: İç girintili kare çarpışma kutusu
<b>TC</b>	: Tetra kiral silindirik çarpışma kutusu
<b>TS</b>	: Tetra kiral kare çarpışma kutusu
<b>WHO</b>	: Dünya Sağlık Örgütü





## SEMBOL LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
$\nu$	Poisson oranı
$\varepsilon$	Uzama oranı
$\varepsilon_E$	Enine uzama oranı
$\varepsilon_B$	Boyuna uzama oranı
$\Delta_L$	Uzama miktarı
$L$	İlk boy
$H$	Çarpışma kutusu uzunluğu
$R_o$	Yarı çap
$N$	Çevresel birim hücre sayısı
$t$	Çarpışma kutusu cidar kalınlığı
$w$	Kiriş genişliği
$\theta$	Eksenel yönler arasındaki kirişlerin açısı
$F$	Çarpışma kuvveti
$d$	Çarpışma kutusu deformasyon uzunluğu
$m$	Kütle
$V$	Hız
$kN$	Kilo newton
$mm$	Milimetre
$GPa$	Giga Pascal
$f$	Amaç fonksiyonu
$\alpha$	Ağırlık faktörü



## 1. GİRİŞ

Dünya Sağlık Örgütü'nün (WHO) 2018 yılında hazırlamış olduğu karayollarında trafik kazalarının önlenmesine yönelik raporuna göre; dünyada hergün ortalama 3700'den fazla insan trafik kazalarından ve bu kazalara bağlı yaralanmalardan dolayı yaşamını yitirmektedir [1]. Gerekli önlemler alınmadığı takdirde trafik kazalarından kaynaklanan yaşam kayıplarının artacağı tahmin edilmektedir.

Otomobillerde kaza anında sürücü, yolcu ve otomobil için kritik öneme sahip olan parçaların korunması için çeşitli güvenlik sistemleri bulunmaktadır. Bunlar aktif ve pasif güvenlik sistemleri olarak iki kısımda ele alınmaktadır. Aktif güvenlik sistemleri; kazanın meydana gelme olasılığını azaltmak ve sürücünün kazadan hızlı bir şekilde kaçınmasına yardımcı olmak için kullanılan ABS, EPS, ASR vb. sistemlerdir. Pasif güvenlik sistemleri ise; kaza anında araç içerisinde bulunanların kazadan azami seviyede etkilenmesini sağlamak için kullanılan emniyet kemeri, hava yastığı ve çarpışma kutusu gibi sistemlerdir.

Çarpışma kutuları, kaza anında önden veya arkadan gelen deformasyon enerjisini sönmüleyerek araç içine minimum seviyede iletilmesini sağlayan pasif güvenlik sistemleridir. Çarpışma kutularının enerji soğurma kapasitelerini artırmak için günümüze kadar birçok çalışma yapılmış olup, halen de yapılmaktadır. Yapılan bu çalışmalar daha çok çarpışma kutularının geometrik özellikleri üzerinedir [2-4]. Diğer üzerinde durulan konular ise çarpışma kutusu tasarımında kullanılan malzemeler ile ilgilidir. Teknolojinin ilerlemesi ile birlikte, metalik köpük malzemelerin yapıların içine doldurulması [5] ve kompozit yapıların kullanılması [6] gibi farklı malzeme türleri üzerine çalışmalar bulunmaktadır. Samer vd. altıgen çarpışma kutular üzerine yapmış oldukları çalışmada magnezyum malzemenin ve tetikleme mekanizmasının çarpışma performansı üzerine etkilerini incelemişlerdir [2]. Yapılan bu çalışma ile tetikleme mekanizmasının ilk tepe yükünü azalttığı, enerji soğurma kapasitesini ve çarpışma kuvveti verimliliğini arttırdığı gözlemlenmiştir. Bir diğer çalışmada Nia ve Hamedani kare, dikdörtgen, dairesel, altıgen, üçgen, piramidal ve konik kesitlere sahip ince cidarlı boruların enerji sönmüleme ve deformasyon mekanizmaları üzerine

araştırma yapmışlardır [3]. Yapılan çalışma neticesinde; dairesel borunun en yüksek enerji soğurma kapasitesine ve ortalama tepe kuvvetine sahip olduğu, piramidal ve konik boruların ise maksimum ve minimum çarpışma kuvvetleri arasındaki farklarının en az olduğu gözlemlenmiştir. Wang vd.'nin silindirik çarpışma kutularına yönelik yapmış oldukları çalışmada; karbon kompozit malzemenin farklı fiber oryantasyonu, duvar kalınlığı ve yükleme koşulları altındaki tepkilerinin enerji sönümlene özellikleri üzerindeki etkilerini araştırmışlardır [7]. Yükleme koşulları dikkate alındığında şok yüklemede, yarı statik yüklemeye kıyasla çarpışma kutusu daha yüksek enerji sönümlene performansı sergilemiştir. Ayrıca duvar kalınlığı ve fiber oryantasyonundaki değişimlerde enerji sönümlene performansı üzerinde etkileri gözden kaçmamıştır.

Bu çalışma kapsamında; negatif Poisson oranına (NPO) sahip tetra kiral silindirik, tetra kiral kare, içe girintili silindirik ve içe girintili kare çarpışma kutularının çarpışma performansları deneysel ve sayısal yöntemlerle incelenecektir. Elde edilen sonuçlara göre ise çok amaçlı optimizasyon yöntemi ile optimum çarpışma kutularının tasarımları yapılacaktır.

Çalışmada bundan sonraki bölümler şu şekilde düzenlenmiştir. Bir sonraki bölümde NPO'ya sahip çarpışma kutuları ile tetra kiral ve içe girintili yapılarla ilgili literatür taraması üzerine durulacaktır. Bölüm 3'te bu yapılara ait geometrik parametreler açıklanacaktır. Bölüm 4'te ise incelenecek olan çarpışma performansı metrikleri üzerine durulacaktır. Bu çalışma kapsamında kullanılacak olan malzeme karakterizasyon testleri ve ezilme testlerinden ise Bölüm 5'te bahsedilecektir. Sayısal çalışmalar olan tetra kiral ve içe girintili çarpışma kutularının sonlu elemanlar analizlerine ait modellemeler, ağ yakınsama analizleri ve sonlu elemanlar analizlerinin ezme testi verilerine göre doğrulanması Bölüm 6'da detaylı bir şekilde verilecektir. Vekil modellerin oluşturulması üzerine detaylar Bölüm 7'de, optimizasyon sonuçları ise Bölüm 8'de verilecektir. Son olarak, Bölüm 9'da tez çalışmasından elde edilen temel sonuçlar üzerine değinilecektir.

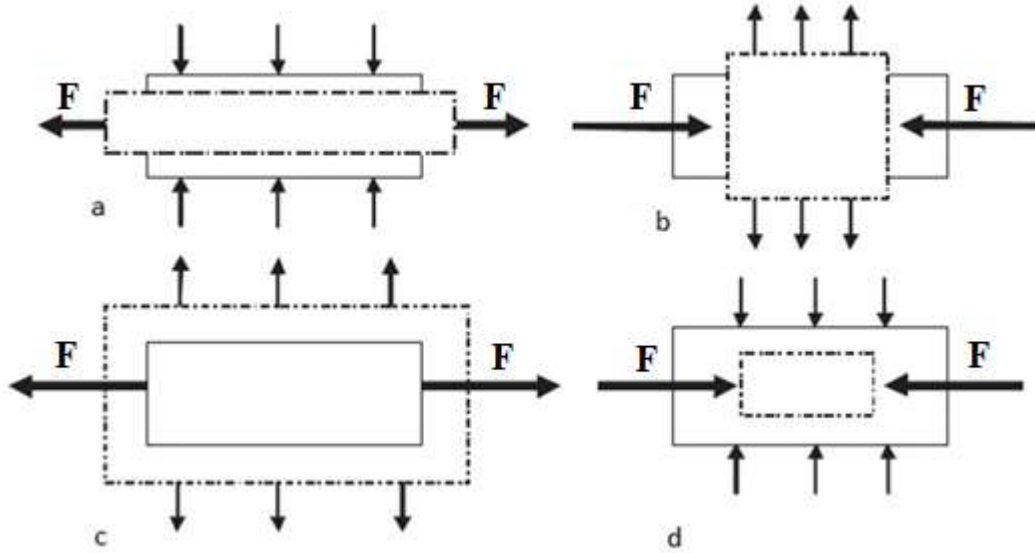
## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Poisson oranı, bir malzemede basma kuvvetin uygulandığı yöndeki kısalma miktarı ile diğer yöndeki uzama miktarı arasındaki bağıntı olup, Yunan  $\nu$  harfiyle simgelenir ve Eşitlik (2.1) de gösterildiği gibi hesaplanır. Burada  $\Delta_L$  uzama miktarını,  $L$  ilk boyu temsil edip,  $\varepsilon$  ise uzama oranını göstermektedir.  $\varepsilon_E$  enine uzama oranının  $\varepsilon_B$  boyuna uzama oranına bölünmesi ile Poisson oranı elde edilmektedir. Bundan sonraki kısımlarda negatif Poisson oranına (NPO) sahip yapılara oksetik yapılar denilecektir. Mühendislik alanında kullanılan malzemelerin birçoğu pozitif Poisson oranına sahiptir. Son yıllarda eklemeli imalat yöntemi alanındaki hızlı ilerlemeler sayesinde, oksetik yapılar üzerine olan ilgi artmıştır. Oksetik yapılar NPO özellikleri sayesinde, pozitif Poisson oranına sahip yapılara göre sürtünme dayanımı, akustik davranış, enerji soğurma kabiliyeti, kopma dayanımı ve akma dayanımı gibi daha iyi özelliklere sahiptir [8].

$$\nu = -\frac{\varepsilon_E}{\varepsilon_L} \quad (2.1)$$

$$\varepsilon = \Delta_L/L \quad (2.2)$$

Şekil 1.'de pozitif ve negatif Poisson oranına sahip yapılar arasındaki farklar görülmektedir. Şekil 2.1(a) ve Şekil 2.1(b)'de pozitif Poisson oranına sahip malzemelerin çeki ve bası etkisi altındaki tepkilerini görünürken, Şekil 2.1(c) ve Şekil 2.1(d)'de NPO'ya sahip yapıların tepkisi görülmektedir. Şekil 2.1(a)'da yapıya basma kuvveti uygulandığında yapı genişlemekte, Şekil 2.1(b)'de çekme kuvveti etkisi altında yapı daralmaktadır. Şekil 2.1(c)'de çekilen malzemenin incelmeye beklenirken kalınlaşmakta, Şekil 2.1(d)'de basma kuvveti etkisinde yapı daralmaktadır. NPO ya sahip bu yapıların çekme ve basma kuvvetleri altında gösterdikleri tepkilere NPO etkisi denilmektedir.



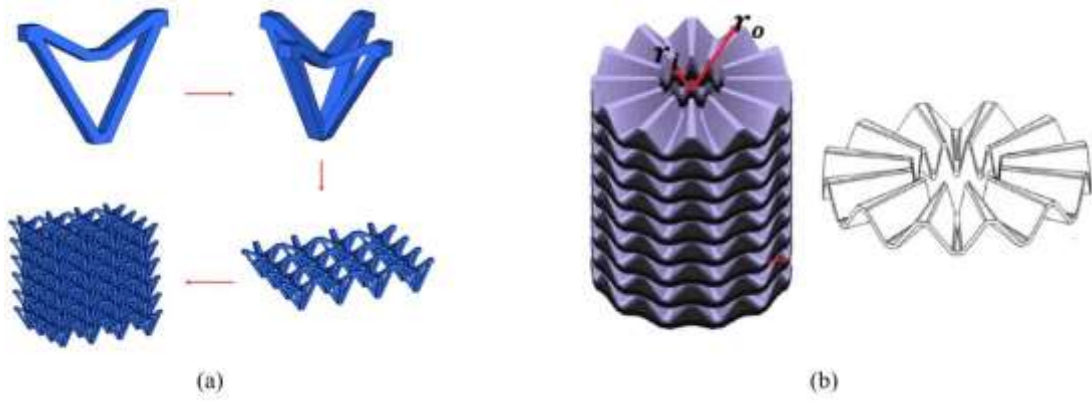
Şekil 2.1 : Negatif ve pozitif oranına sahip yapıların tepkileri.

Teknolojik gelişmeler ile birlikte, klasik üretim yöntemlerindeki yenilikler ve eklemeli üretim teknolojisindeki gelişmeler sayesinde NPO'ya sahip çarpışma kutuları üzerine yapılan çalışmalar artmıştır. Bu artışın nedeni ise oksetik yapıların üstün enerji sönümlene kabiliyetlerinden kaynaklanmaktadır. Bu çalışma kapsamında yapılan literatür araştırması; çeşitli oksetik çarpışma kutuları ile ilgili çalışmalar ve tetra kiral ile içe girintili çarpışma kutuları ile ilgili çalışmalar başlıkları altında yapılmıştır.

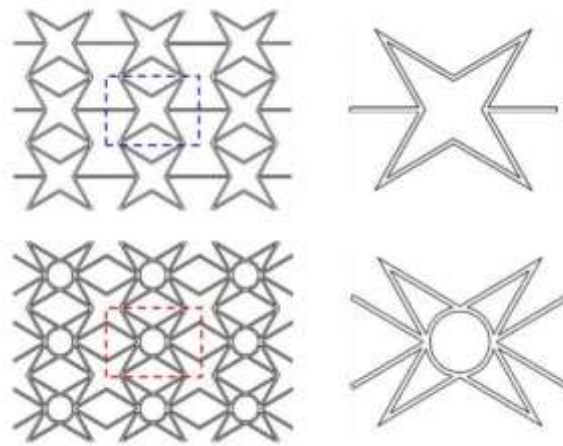
## 2.1 Çeşitli Oksetik Çarpışma Kutuları İle İlgili Çalışmalar

Farklı geometrik özelliklere sahip oksetik yapılar üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Gao vd.'nin yapmış olduğu çalışmada [9], çift oklu bir yapıdan (Şekil 2.2(a)) oluşturdukları çarpışma kutularının enerji sönümlene kabiliyetini arttırmak için yapının geometrik parametreleri üzerine odaklanmışlardır. Gao vd.'nin yapmış olduğu başka bir çalışmada [10] ise ince cidarlı çarpışma kutularına alternatif olarak birim hücre yapısına "W" şeklinden esinlenen Şekil 2.2(b)'de gösterilen yeni bir çarpışma kutusu tasarımı ve optimizasyonu üzerine durulmuştur. İnce cidarlı klasik çarpışma kutusu ile karşılaştırıldığında, oksetik yapı daha düşük ilk tepe kuvveti ve daha yüksek enerji sönümlene performansı sergilemiştir. Liu ve Zhang ise üçgen ve kare petek yapıların çarpışma esnasındaki düzlem içi kırılma mekanizmasını incelemiştirler [11]. Yapılan bu çalışma sonucunda üçgen petek yapıların yapısal dayanımından dolayı kare petek yapılara göre daha fazla plato gerilimine sahip oldukları ve bunun sonucu olarak da aynı ezilme miktarı altında daha fazla enerji sönümlene performansı sergilediğini

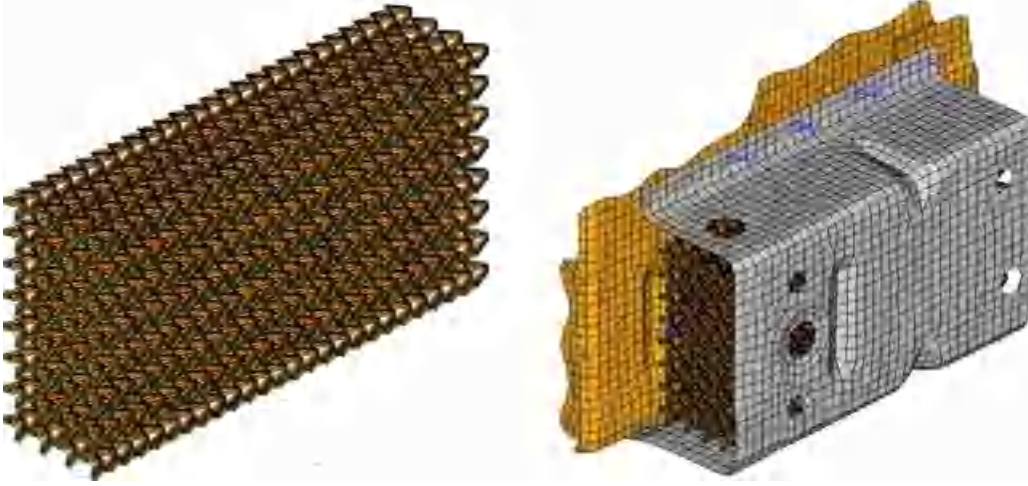
gözlemlemişlerdir. Lu vd. ise yıldız yapılar üzerine bir çalışma yapmışlar; Şekil 2.3’de görüldüğü üzere; yıldız petek yapı ve yıldız dairesel petek yapıların enerji sönümlenme kapasitelerini karşılaştırmışlardır [12]. Yıldız silindirik petek yapının NPO özelliğini koruduğu ve bunun sonucu olarak da daha iyi enerji emilimine sahip olduğu sonucuna varmışlardır. Zhou vd. ise Şekil 2.4’de de görüldüğü gibi klasik çarpışma kutusunun çarpışma performansını iyileştirmeye yönelik olarak, çarpışma kutusunun içini NPO yapısı ile doldurmuşlardır [13]. Bahsi geçen çalışmada ayrıca NPO yapısı ile doldurulmuş çarpışma kutusu, klasik çarpışma kutusu ve alüminyum köpük ile doldurulmuş çarpışma kutularının çarpışma performansları karşılaştırılmıştır. Varılan sonuca göre NPO dolgusu yapının enerji soğurma performansını olumlu yönde etkilediği açıkça görülmüştür. Yukarıda bahsedilen bütün çalışmalardan da görüldüğü gibi yapıların NPO etkisi sayesinde daha üstün enerji sönümlenme performansı sergilediği görülmektedir.



Şekil 2.2 : (a) Çift oklu oketik yapı [9], (b) W oketik çarpışma kutusu [10].



Şekil 2.3 : Yıldız petek ve yıldız dairesel petek yapılar [12].

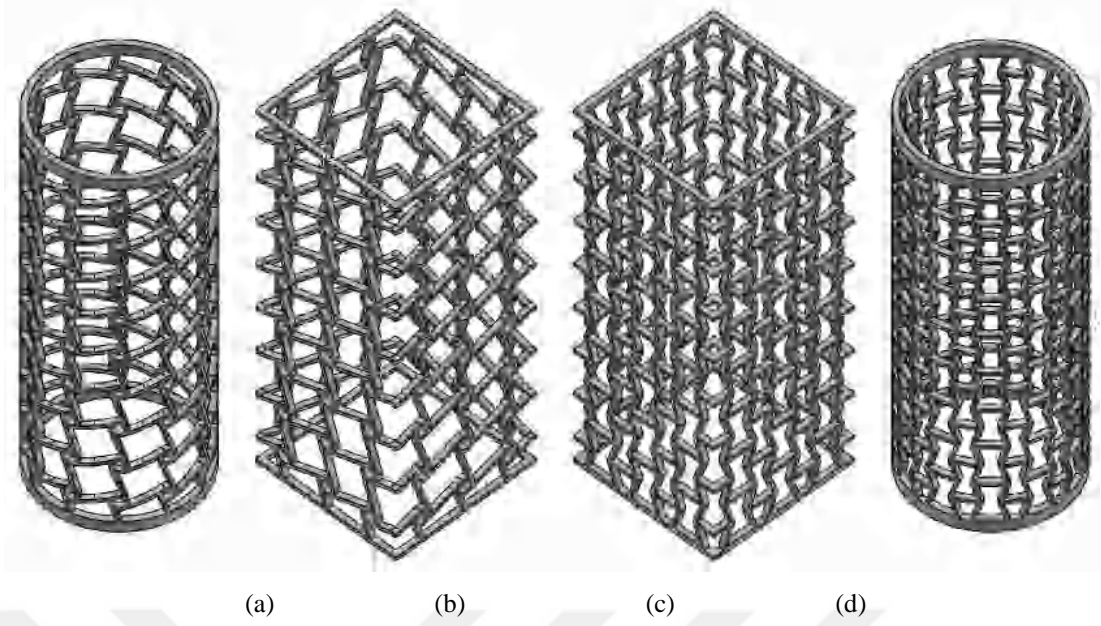


Şekil 2.4 : Oksetik yapı ile doldurulmuş çarpışma kutusu [13].

## 2.2 Tetra Kiral ve İçe Girintili Çarpışma Kutuları İle İlgili Çalışmalar

Bu çalışma kapsamında incelenecek olan tetra kiral ve içe girintili yapıların tartışıldığı makalelerden [14-18] görüldüğü üzere, bu yapılar üstün enerji sönümleme kabiliyetleri sayesinde çarpışma kutusu araştırmalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Oksetik hücresel yapılar, birim hücrelerin geometrik ilişkilerine ve deformasyon mekanizmalarına göre içe girintili [14], faz dönüştürücü [18], sabit mafsallı [15] ve hiyerarşik yapılar [19, 20] olarak dört ana kategoride incelenirler [8]. Bu çalışma kapsamında; sabit mafsallı kategoriye giren tetra kiral silindirik (Şekil 2.5(a)), tetra kiral kare (Şekil 2.5(b)) ve içe girintili kategoriye giren içe girintili kare (Şekil 2.5(c)), içe girintili silindirik (Şekil 2.5(d)) çarpışma kutuları üzerine durulacaktır.

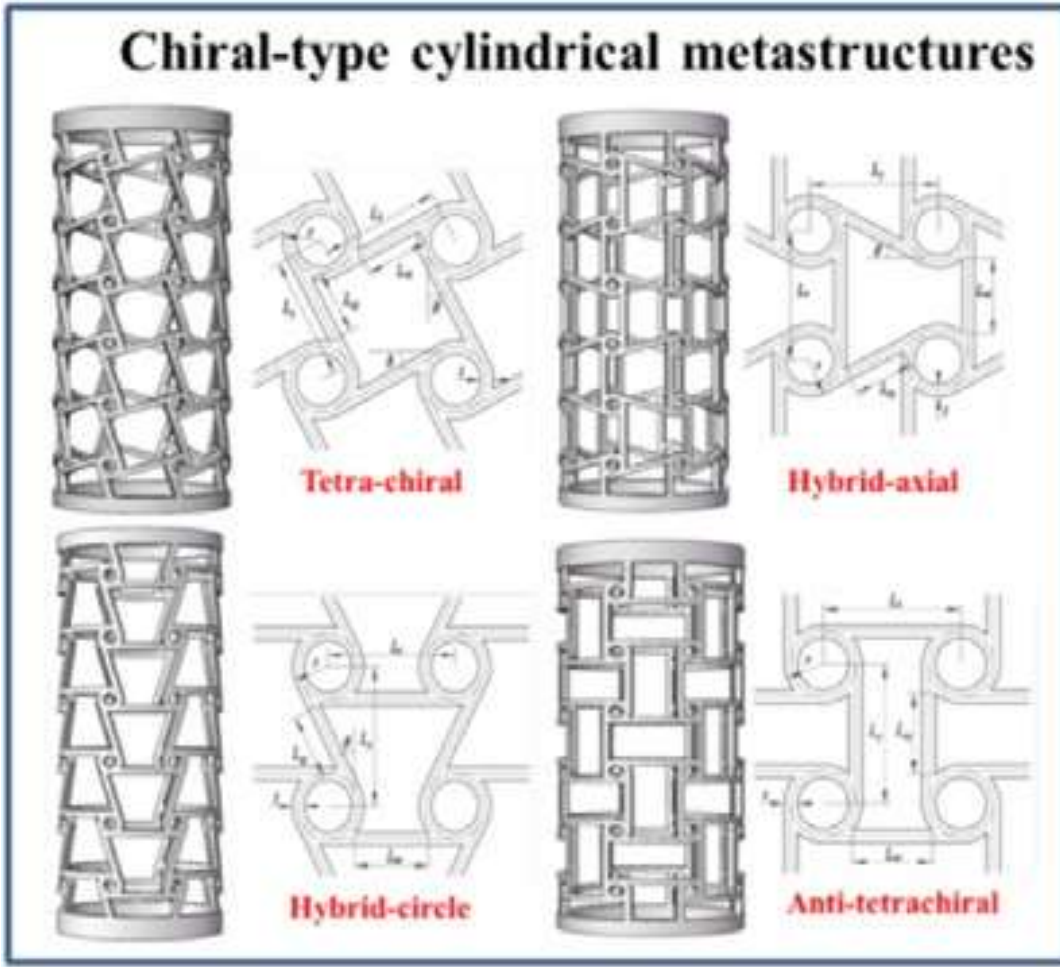




Şekil 2.5 : Oksetik çarpışma kutuları: (a) Tetra kiral silindirik çarpışma kutusu, (b) tetra kiral kare çarpışma kutusu, (c) içe girintili kare çarpışma kutusu, (d) içe girintili silindirik çarpışma kutusu.

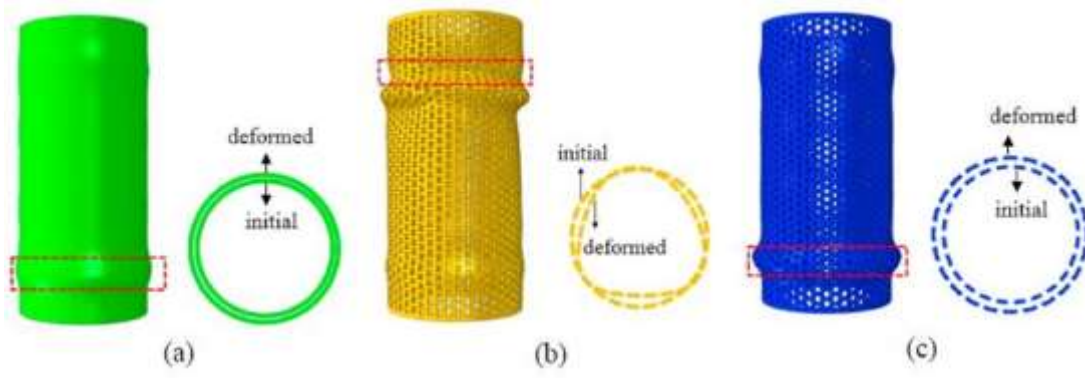
İlk olarak tetra kiral yapılara ait çalışmalara bakıldığında; Ma vd. dört farklı geometrik özelliğe sahip (Şekil 2.6) kiral yapıların deformasyon mekanizmalarını araştırmışlardır [17]. Kiral yapıların ezilme mekanizmalarından kaynaklanan bası etkisi altındaki büküm tepkisi sayesinde üstün bir enerji sönümlenme ve darbe önleyici özelliğe sahip olduklarını göstermişlerdir. Lakes ve Prall yapmış oldukları çalışmada [21] ise kiral yapıların NPO etkisi sayesinde, yapının basma kuvvetine tepki olarak daralmaya uğrayan bir mekanizmaya sahip olduğunu göstermişlerdir. Gao ve Zhang'in [22] kiral yapıların düzlem içi dinamik tepkisini ve enerji sönümlenme performansını sayısal ve teorik olarak araştırdıkları çalışmada büküm tepkisi açıkça görülmektedir. Yapı enerjiiyi iki aşamada sönümlenmektedir; ilk önce kirişler bükülmekte, daha sonra sert düğümler üzerine etki gelmektedir. Bu sayede yapının bir kısmı çarpışmadan sonra plastik deformasyona maruz kalırken diğer kısmı sağlam kalmaktadır. Wu vd.'nin yapmış oldukları çalışmada [23] ise tetra kiral silindirik tüplerin aksenal sıkıştırma altında, birim hücrede rijit düğüm etrafındaki kirişler sayesinde yapıya gelen kuvvetleri diğer katmanlardaki birim hücrelere düzgün bir şekilde ilettiği için kararlı bir yük dağılımı sağladığı gözlemlenmiştir. Li vd. [24] ise tetra kiral yapıların mekanik özelliklerini geliştirmek için gradyan kavramı adı verilen yaklaşımın, çarpma yükü altındaki yapının enerji yayılım performansı üzerindeki etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Gradyan özelliği sayesinde darbe sonucu oluşan başlangıçtaki enerji yayma performansı iyi bir şekilde kontrol edilmekte ve böylece yapı üzerindeki tüm

enerji yayma süreci düzgün bir şekilde gerçekleşmektedir. Qi vd. [25] ise tetra kiral petek yapıların düzlem içi çarpışma tepkilerini sayısal ve deneysel yöntemler kullanarak yarı statik ve dinamik çarpışma koşulları altında incelemişlerdir. Her iki durumda da NPO etkisi açıkça gözlemlenmiştir; fakat daha düşük yarıçap oranlarında ve düşük çarpışma hızlarında daha belirgin bir şekilde gözlemlenmiştir. Tetra kiral yapılarla ilgili incelenen bir diğer araştırmada ise Sgobba [26], kiral hücreden yapılmış ve poliüretan köpük ile doldurulmuş bir çarpışma sönümleyici üzerine çalışmıştır. Kiral yapı NPO etkisi sayesinde enerjiyi ağlarına yaymış ve darbe anında köpüğün genişlemesini engellemiştir. Bu sayede oksetik yapının enerji soğurma kabiliyetini arttırdığı görülmüştür. Tetra kiral yapılar üzerine araştırılan çalışmalardan da görüldüğü gibi, yapının NPO etkisi sayesinde enerji sönümlenme özelliğini arttıran bir davranış sergilediği ve geometrik parametrelerin değişmesi ile birlikte enerji yayılım performansının önemli ölçüde değiştiği görülmektedir.



Şekil 2.6 : Dört farklı kiral yapı [17].

Bu tez çalışmasının diğeri bir yapısı olan içe girintili yapılar, üzerinde en fazla durulan oksetik yapılardan biridir. Lee vd. [27] içe girintili tüplerin aksel darbe yükü, özgül enerji emilimi ve yavaşlama bakımından Şekil 2.7’de görüldüğü üzere klasik ve bal peteği çarpışma kutularıyla karşılaştırılmasına dayanan bir çalışma yürütmüşlerdir. Çalışma sonucunda, içe girintili yapılar geleneksel yapılara göre daha düşük aksel darbe kuvveti tepkisi ve daha yüksek özgül enerji emilimi performansı, fakat daha düşük yavaşlama eğilimi göstermişlerdir. Petek tüplerle karşılaştırıldığında ise; darbe kuvveti tepkisi ve özgül enerji emilimi bakımından birbirlerine oldukça yakın değerler almışlardır. Buna karşın, petek yapı yavaşlama sırasında salınım davranışı sergilerken içe girintili tüp ilk tepe kuvvetinden sonra sabit bir düşüş eğilimi göstermiştir. Hou vd.’de [28] içe girintili plakanın, bal peteğine sahip plaka ile düzlem içi dinamik çarpışma davranışını karşılaştırmışlardır. Yapılan sayısal ve analitik çalışmaların sonuçlarına göre, içe girintili plaka yüksek plato gerilmesi sayesinde daha iyi enerji soğurma kabiliyeti göstermektedir. Qi vd. [29] askeri araçların çarpışma ve yakın temaslı patlama durumunda koruyucu olarak 6061-T6 alüminyum malzemenin tasarlanmış oldukları içe girintili hafif yapıları incelemişlerdir. Bahsi geçen çalışmada, oksetik yapının dinamik ve darbe dayanımı anlayabilmek için patlatma ve ağırlık düşürme analizleri yapmışlar ve bu analizleri testler ile doğrulamışlardır. Oksetik yapı; şok alanında etkili bir kuvvet azaltma ve NPO etkisi sergilemiştir, bunun yanında patlama sırasında patlama bölgesine akarak ekstra bir direnç göstermiştir. Yapmış oldukları çalışmada ayrıca içe girintili plakanın çelik plaka ile birlikte kombinasyonu üstün özgül enerji emilimi davranışı sergilediğini gözlemlemişlerdir. Bu sayede oldukça hafif, yüksek performanslı yapıların yapısal optimizasyonla tasarlanabileceği kanısına varmışlardır. Gue vd.’nin içe girintili çarpışma kutuları ile ilgili yaptığı araştırmada ise dikey ve yatay yönelimli yapıların performansları incelenmiştir [18]. Her iki yapının da yüksek hızlarda enerji sönümleme verimliliğinin arttığı ve NPO etkisi gösterdiği gözlemlenmiştir.



Şekil 2.7 : (a) Klasik çarpışma kutusu, (b) bal peteği çarpışma kutusu, (c) içe girintili çarpışma kutusu [17].

Tetra kiral ve içe girintili yapılar ile ilgili yapılan bu çalışmalardan görüldüğü üzere, üstün enerji sönümleme yetenekleri sayesinde klasik çarpışma kutularına iyi birer alternatif olacakları görülmektedir. Ancak, literatürde tetra kiral ve içe girintili yapıların çarpışma performanslarının birbirleriyle karşılaştırılması yapılmamıştır. Bu tez çalışması literatürdeki bu eksiği doldurmayı amaçlamaktadır.

### 3. GEOMETRİK PARAMETRELER

Bu tez çalışması kapsamında tasarlanacak olan kare ve silindirik tetra kiral ile içe girintili çarpışma kutularının birim hücrelerini ve sınır boyutlarını belirleyen geometrik parametre değerleri her bir yapı için aynı kabul edilmiştir. Tetra kiral çarpışma kutularına ait geometrik parametreler Şekil 3.1’de, içe girintili çarpışma kutularına ait geometrik parametreler ise Şekil 3.2’de gösterilmiştir. Geometrik parametrelerin belirtilmesinde kullanılan notasyonlar Ma vd.’nin [8] yapmış olduğu çalışmaya dayanmaktadır.

Çarpışma kutularının tasarımında kullanılan geometrik parametrelerin açıklamaları aşağıda verilmektedir:

$H$ : Çarpışma kutusu uzunluğu (mm)

$R_o$ : Silindirik çarpışma kutusunun dış yarıçapı yada kare çarpışma kutusunun kesit yan uzunluğu (mm)

$N$ : Çevresel birim hücre sayısı

$t$ : Çarpışma kutusu cidar kalınlığı (mm)

$w$ : Kiriş genişliği (mm)

$\theta$ : Eksenel yönler arasındaki kirişlerin açısı (derece)

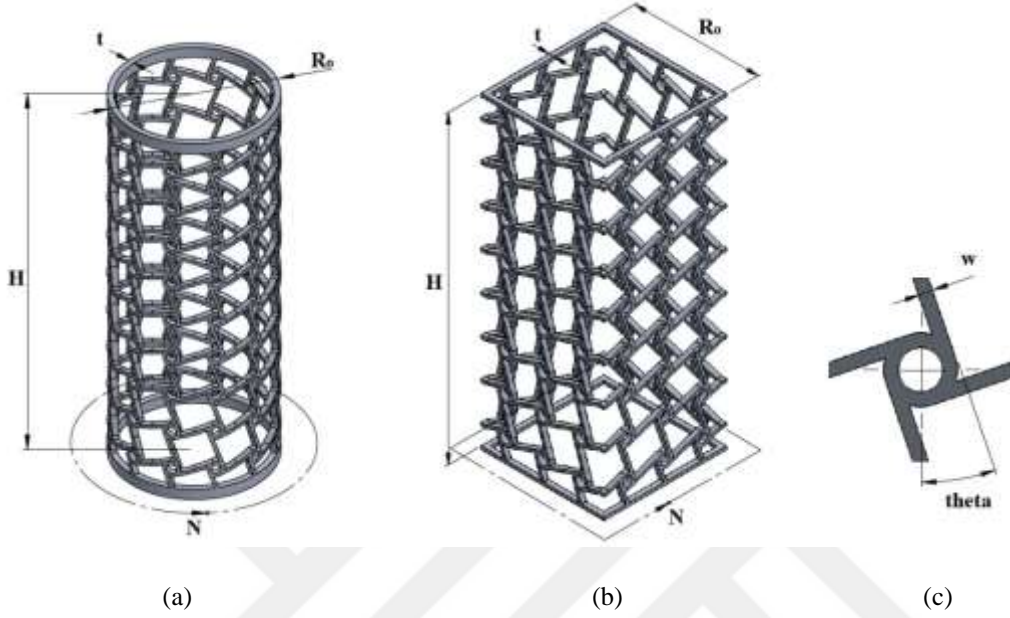
Tüm çarpışma kutuları 200 mm yüksekliğe ve 80 mm dış uzunluğa (daire için çap, kare için kenar uzunluğu) sahiptir. Çarpışma kutularının yükseklikleri çarpışma anında minimum 80 mm ezilmeye izin verecek şekilde belirlenmiştir. Çarpışma kutularının 80 mm dış çap ve 200 mm yükseklikleri sabit seçildiği için, çevresel hücre sayısı 16’den fazla seçildiği zaman birim hücrelerin kiriş kol uzunlukları bir bir içlerine girmekte ve birim hücrelerin modellenmesi tamamlanamamaktadır. Kare çarpışma kutuları için de düşünüldüğü zaman  $N$  sayısı 8 ile 16 arasında seçilmiştir. Yine  $N$  aralığına bağlı olarak  $t$ ,  $w$  ve  $\theta$  değerleri yapının geometrik olarak tamamlanması göz önüne alınarak aşağıdaki gibi uygun bulunmuştur.

$$14 \leq \theta \leq 22$$

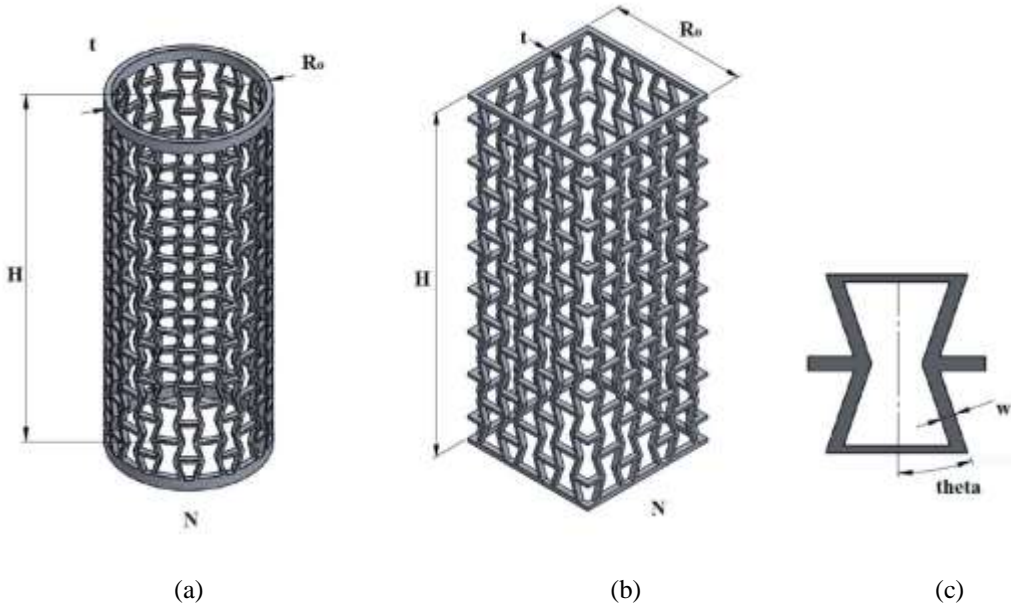
$$1.5 \leq w \leq 2.5$$

$$2 \leq t \leq 6$$

$$8 \leq N \leq 16$$



Şekil 3.1 : Tetra kiral çarpışma kutularına ait geometrik parametreler. (a) Tetra kiral silindirik çarpışma kutusu, (b) tetra kiral kare çarpışma kutusu, (c) tetra kiral birim hücre.



Şekil 3.2 : İçe girintili çarpışma kutularına ait geometrik parametreler. (a) İçe girintili silindirik çarpışma kutusu, (b) içe girintili kare çarpışma kutusu, (c) içe girintili birim hücre.

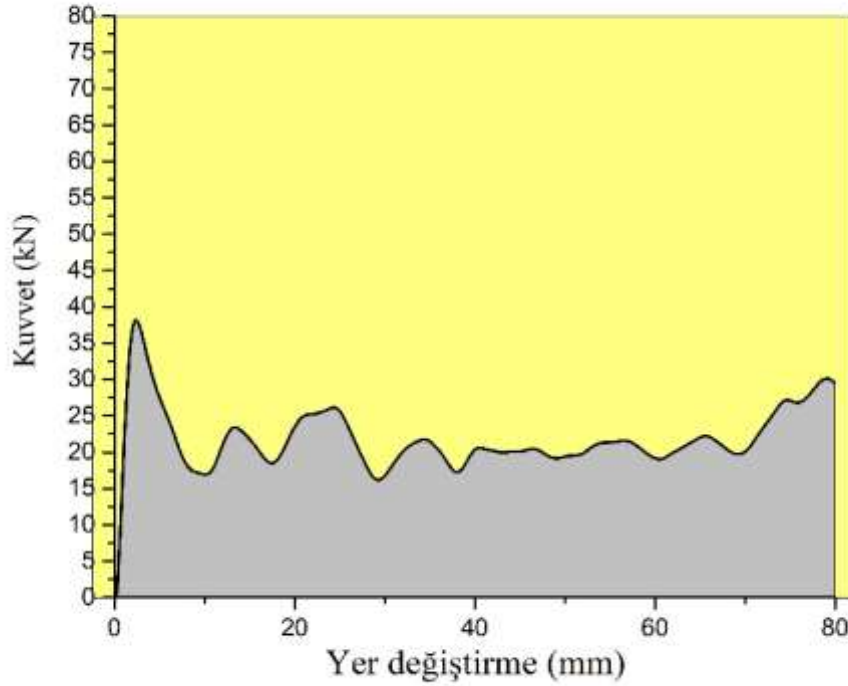
#### 4. ÇARPIŞMA PERFORMANSI METRİKLERİ

Literatürde çarpışma kutularının performanslarını değerlendirmek için kullanılan farklı metrikler bulunmaktadır [30, 31]. Bu çalışma kapsamında kullanılacak olan çarpışma performansı metrikleri bu bölümdeki alt başlıklarda açıklanmıştır.

##### 4.1 Toplam Enerji Emilimi

Toplam emilen enerji (EA), çarpışma esnasında açığa çıkan enerji tarafından yapılan iş olarak tanımlanır. Eşitlik (4.1)'de tanımlandığı ve Şekil 4.1'de gösterildiği üzere, kuvvet - yer değiştirme grafiğinin altında kalan toplam alan EA'yı vermektedir. Burada  $F$  çarpışma kuvveti,  $d$  çarpışma kutusunun deformasyon uzunluğudur. Bu çalışmada,  $d = 80$  mm olarak alınmıştır.

$$EA = \int_0^d F(x)dx \quad (4.1)$$



Şekil 4.1: Kuvvet - yer değiştirme grafiği.

## 4.2 Özgül Enerji Emilimi

Araçların güvenlik gereksinimleri karşılanırken, kütlelerinin ise minimum seviyede tutulması istenir. Bu yüzden çarpışma kutusu tasarlanırken, kütle önemli bir etken haline gelmektedir. Özgül enerji emilimi (SEA), Eşitlik (4.2)'de gösterildiği gibi toplam emilen enerjinin yapının kütlesine (m) bölünmesiyle elde edilen birim kütle başına enerji sönmüleme yeteneğini ölçmek için kullanılan bir kriterdir.

$$SEA = \frac{EA}{m} \quad (4.2)$$

## 4.3 Ortalama Çarpışma Kuvveti

Ortalama çarpışma kuvveti (MCF), çarpışma anında sönmülenen toplam enerjinin toplam deformasyon mesafesine bölünmesiyle elde edilen ortalama kuvvettir (bkz. Eşitlik (4.3)).

$$MCF = \frac{EA}{d} \quad (4.3)$$

## 4.4 Tepe Çarpışma Kuvveti

Bir çarpışma kutusundan istenilen, araç içerisine etkiyen maksimum çarpışma kuvvetinin minimum düzeyde olmasıdır. Böylece yolculara etki eden kuvvet kontrol edilebilir düzeyde olmaktadır. İdeal bir çarpışma kutusundan beklenen, tepe çarpışma kuvvetinin (PCF) mümkün olduğu kadar düşük ve ortalama ezilme kuvvetine de yakın bir değer olmasıdır.

## 4.5 Çarpışma Yükü Verimliliği

Çarpışma yükü verimliliği (CLE), ortalama çarpışma kuvvetinin tepe çarpışma kuvvetine bölünmesi ile elde edilen diğer önemli bir çarpışma metriğidir (bkz. Eşitlik (4.4)). Yüksek CLE değerleri çarpışma kutusundan daha verimli bir şekilde yararlanıldığını ifade etmektedir.

$$CLE = \frac{MCF}{PCF} \quad (4.4)$$

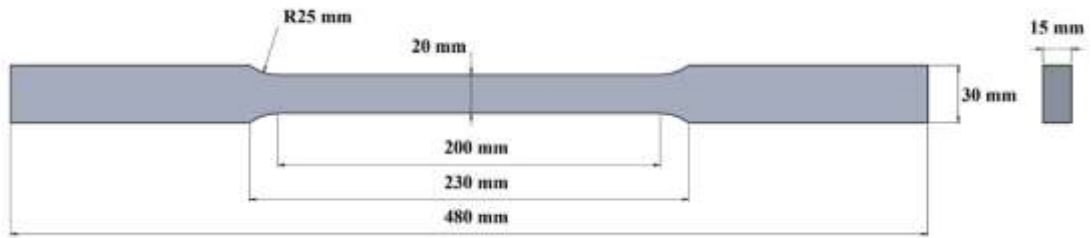


## 5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

### 5.1 Materyal Karakterizasyon Testi

6061-T6 alüminyum malzeme, yüksek akma dayanımı [32] ve göstermiş olduğu sünek davranışı [33] sayesinde mühendislik alanında sıkça kullanılan malzemeler arasındadır. 6061-T6 alüminyum malzemenin dinamik özellikleri üzerine Christman vd.'nin [34] deneysel çalışmasında, yapının tek eksenli sıkıştırma yüklemesi altında elasto plastik davranış sergilediği görülmektedir. Bu özelliklerinden dolayı, bu tez çalışmasında 6061-T6 alüminyum malzeme çarpışma kutusu malzemesi olarak kullanılacaktır.

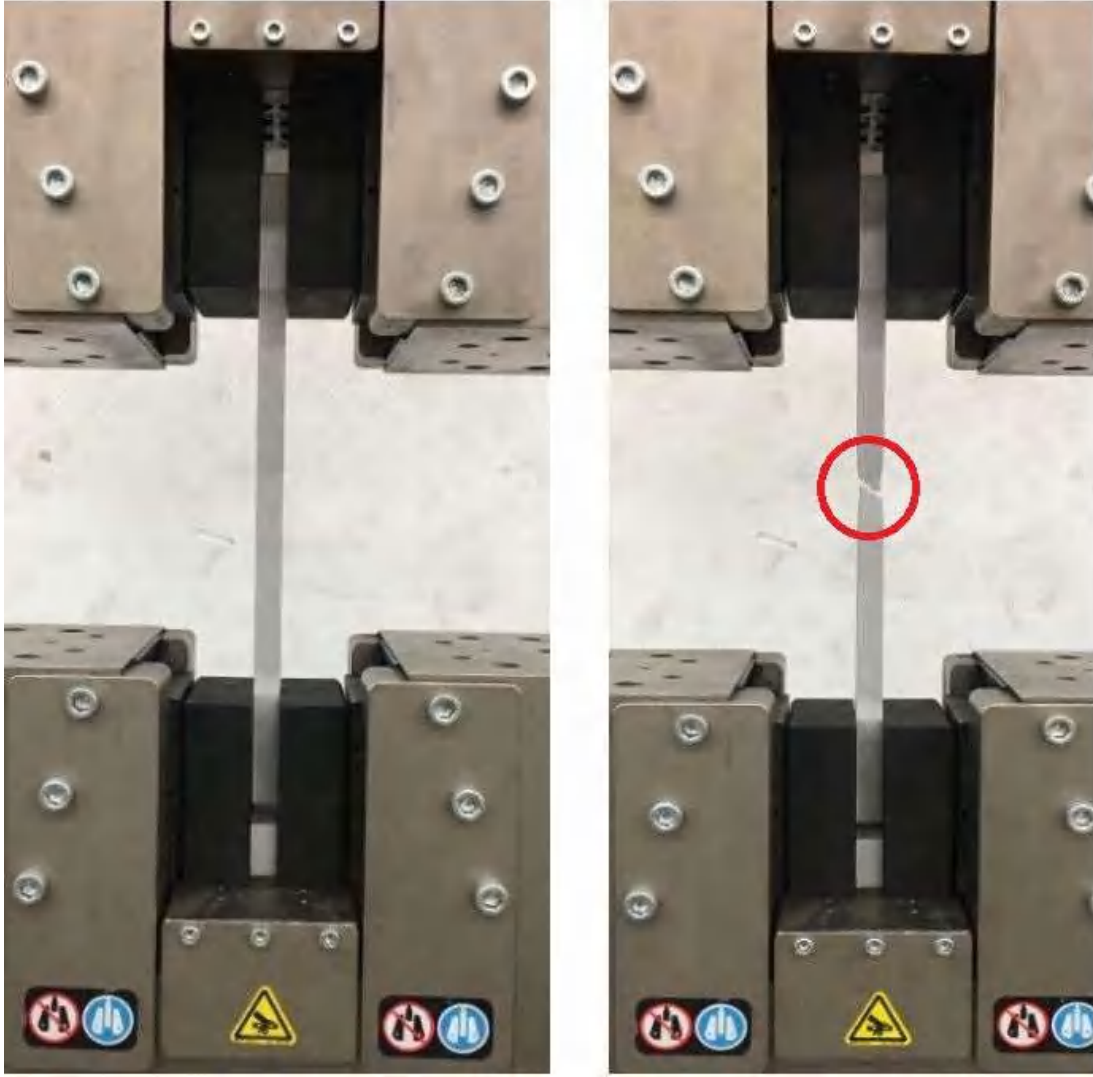
Sonlu elemanlar analizlerinde kullanılacak olan malzeme mekanik özelliklerinin belirlenebilmesi için çekme testi ihtiyacı duyulmuştur. Üç adet çekme testi numunesi, malzemelerin kimyasal ve mekanik özelliklerinin bozulmaması için CNC su jeti makinesinde hazırlanmıştır. Numunelerin boyutları ASTM-E8 standartlarına göre Şekil 5.1'de gösterildiği gibi ölçülendirilmiştir. Çekme testleri, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Teknoloji Merkezi'ndeki 600 kN kapasiteli universal test makinesinde ASTM-E8 test prosedürüne göre yapılmıştır. Çekme testi numuneleri Şekil 5.2'de, çekme testi düzeneği ise Şekil 5.3'te görülmektedir.



Şekil 5.1: Çekme testi numunesi ölçüleri.

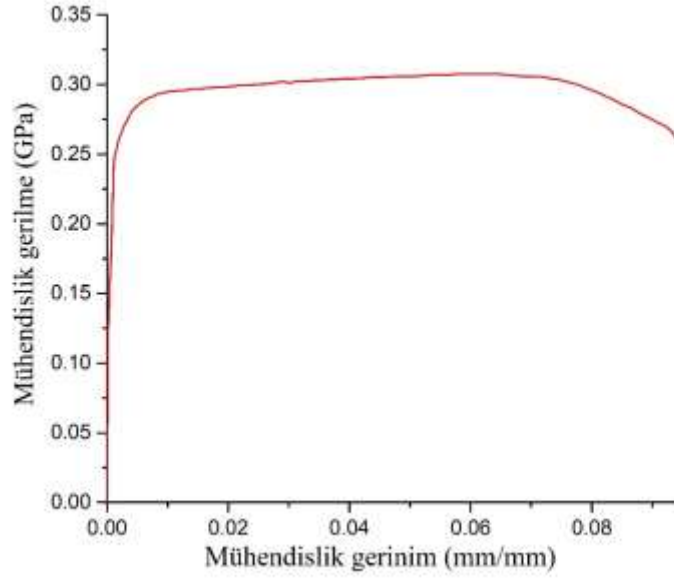


Şekil 5.2: Çekme testi numuneleri.



Şekil 5.3: Çekme testi düzeneği.

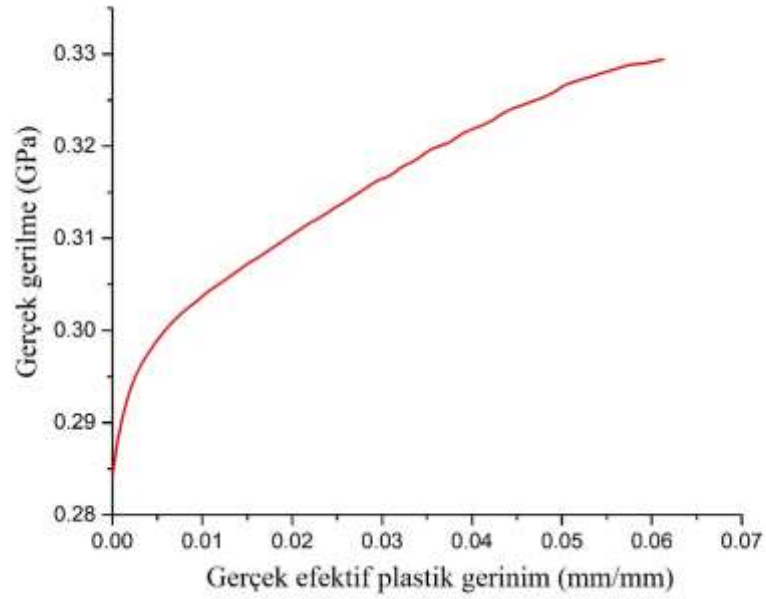
Çekme testinden elde edilen ve Şekil 5.4'de görülen mühendislik gerilme – mühendislik gerinim eğrisine göre hesaplanan 6061-T6 mekanik özellikleri Çizelge 5.1'de verilmiştir. Akma dayanımı, çekme kuvvetinin yaklaşık olarak aynı kalırken plastik şekil değişiminin görülmeye başladığı bölge belirlenerek bulunur. Akma dayanımını elastik bölgedeki gerilme – gerinim eğrisinin doğrusal olduğu kısım 0.002 ofsetlenerek eğriyi kestiği nokta bulunarak hesaplandı. Elastisite modülü ise gerilme – gerinim eğrisinin elastik bölgesindeki eğimi hesaplanarak bulundu. Son olarak Poisson oranı ise Eşitlik (2.1)'de belirtildiği gibi numune ölçülerinin çekme testi öncesi ve sonrası durumları için ölçülerek hesaplanmıştır. FEA arayüzünde kullanılacak olan gerçek gerilme – gerçek efektif plastik gerinim eğrisi Şekil 5.5'te verilmiştir. Bu eğriyi elde etmek için LS-DYNA destek sayfasında [Url-1] belirtilen formülasyondan yararlanılmıştır.



Şekil 5.4: 6061-T6 mühendislik gerilme – gerinim eğrisi.

Çizelge 5.1: 6061-T6 malzeme özellikleri.

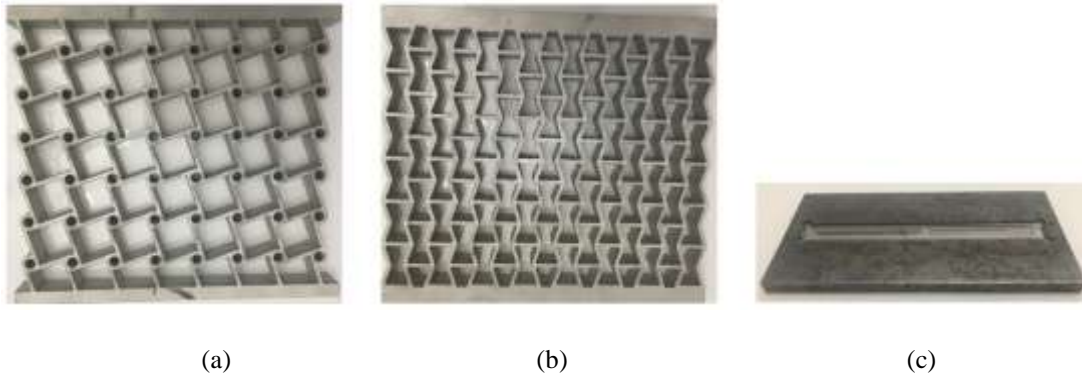
Yoğunluk (kg/mm <sup>3</sup> )	Poisson Oranı	Elastisite Modülü (GPa)	Akma Dayanımı (GPa)
2.7x10 <sup>-6</sup>	0.33	68.85	0.285



Şekil 5.5: 6061-T6 gerçek gerilme – gerçek efektif plastik gerinim eğrisi.

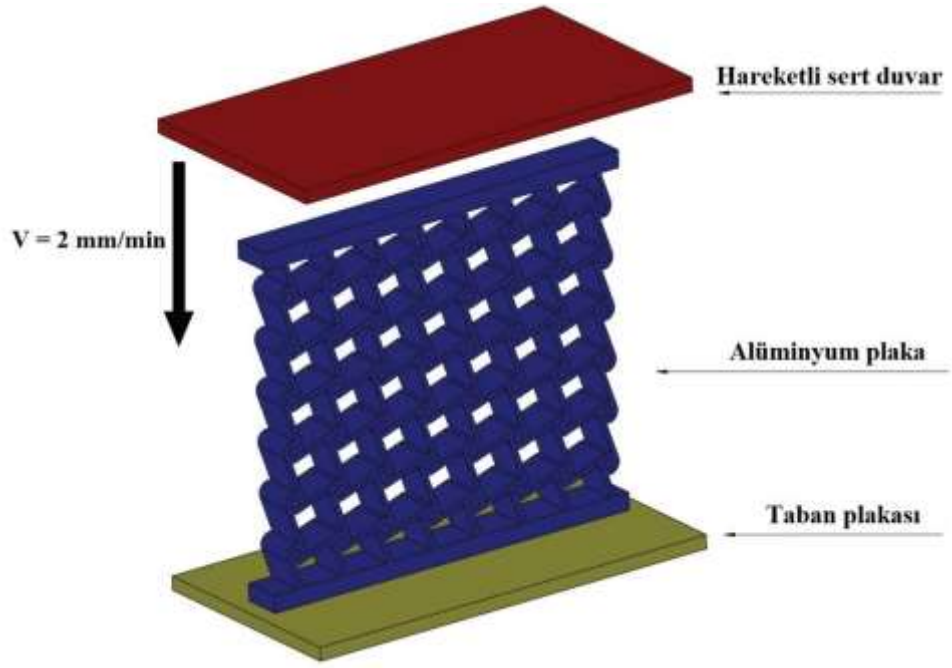
## 5.2 Ezme Testi

Çarpışma kutularının yarı statik sonlu elemanlar analizlerini doğrulayabilmek için ezme testi verilerine ihtiyaç duyulmuştur. Bu bağlamda Ma vd.'nin [8] yapmış oldukları çalışmadaki birim hücrelerin geometrik ölçüleri esas alınarak tetra kiral ve içe girintili plakalar hazırlanmıştır. Çarpışma numuneleri, çekme testi numunelerinin hazırlandığı 15 mm kalınlığındaki 6061-T6 alüminyum plakadan CNC su jeti makinesinde işlenmiştir. Hazırlanmış olan tetra kiral plaka Şekil 5.6(a)'da, içe girintili plaka ise Şekil 5.6(b)'de görülmektedir. Numunelere ait bütün ölçüler Bölüm 6.4'te verilmiştir. Ezme testi sırasında her iki plakanın da alt yüzeylerinin sabitlenebilmesi için SAE 1040 çelik malzemeden Şekil 5.6(c)'de gösterilen sabitleme plakası CNC freze tezgâhında hazırlanmıştır. Sabitleme plakasına oksetik plakaların alt alan ölçülerine göre 2 mm derinliğinde oyuk açılmıştır.

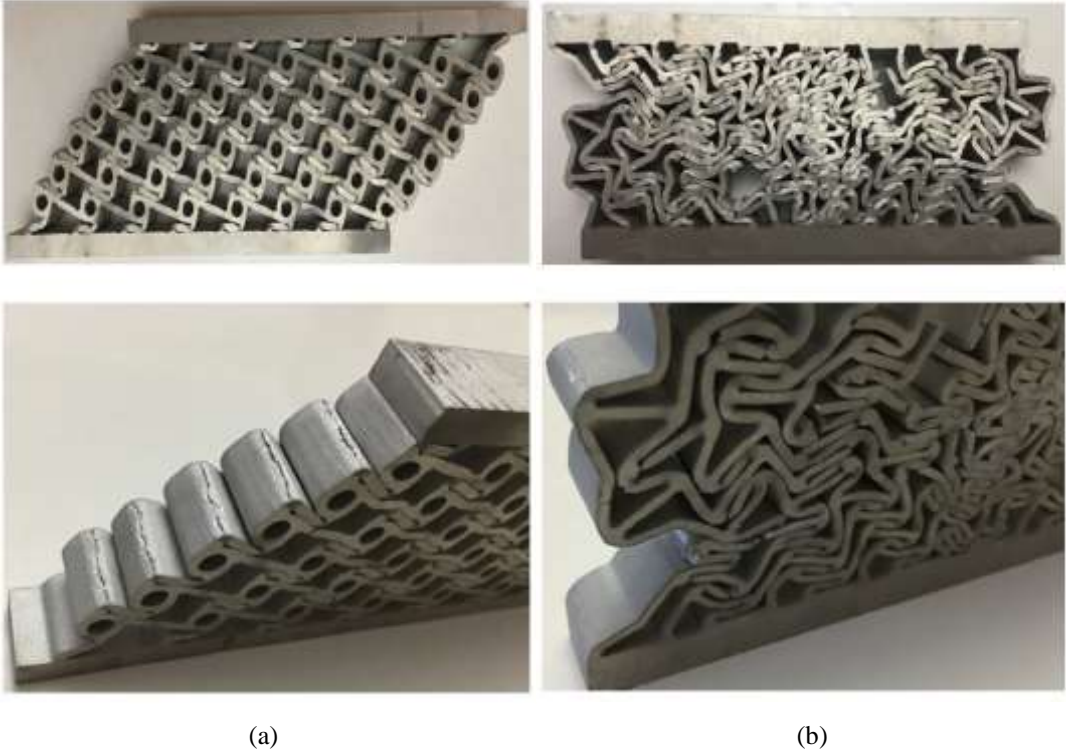


Şekil 5.6: Çarpışma testi plakaları. ((a) Tetra kiral çarpışma plakası, (b) içe girintili çarpışma plakası, (c) sabitleme plakası.)

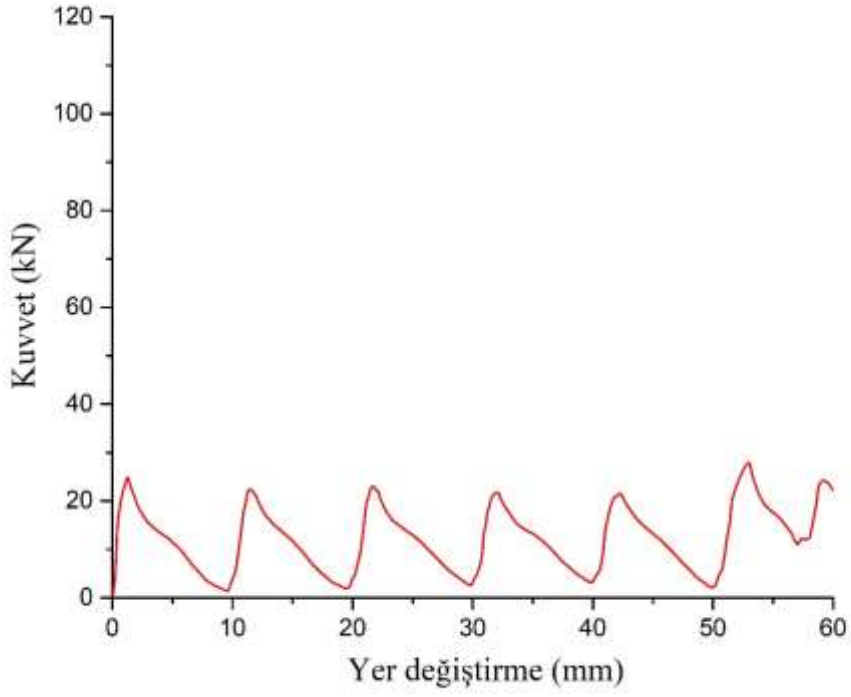
Tetra kiral ve içe girintili plakaların çarpışma testleri Şekil 5.7'de şematik olarak gösterilmiştir. Testler TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Teknoloji Merkezi'ndeki 600 kN kapasiteli universal test makinesinde 2 mm/dk sıkıştırma hızı ile 60 mm deformasyon olacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Çarpışma testinden sonra yapılar incelenmiş ve aşağıda açıklanan deformasyonlar gözlemlenmiştir. Tetra kiral plakada, kirişlerin rijit düğümler etrafında simetrik bir şekilde sırası ile büküldüğü ve kirişler ile rijit düğümlerin bağlantı yerlerinde kırılma olduğu gözlemlenmiştir (Şekil 5.8(a)). İçe girintili plakada ise, NPO etkisi sayesinde içe doğru bir büzülme ve simetrik olmayan dağınık bir kırılma gözlemlenmiştir (Şekil 5.8(b)). Şekil 5.9'da tetra kiral plakanın ezilme testinden elde edilen kuvvet - yer değiştirme eğrisi görünürken Şekil 5.10'da içe girintili plakanın kuvvet - yer değiştirme eğrisi görülmektedir.



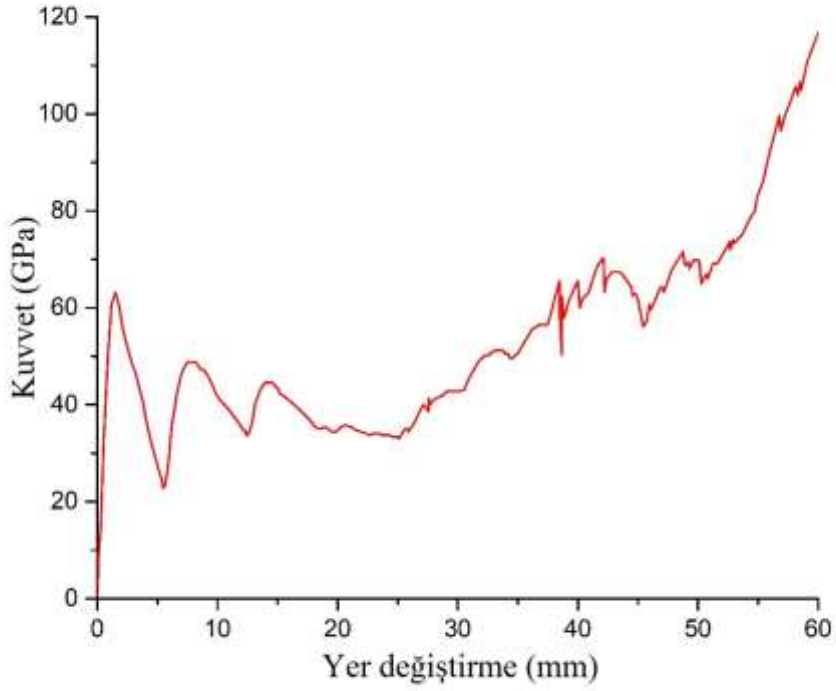
Şekil 5.7: Oksetik plakaların şematik ezme testi görüntüsü.



Şekil 5.8: (a) Tetra kiral plaka deformasyon görüntüsü, (b) içe girintili plaka deformasyon görüntüsü.



Şekil 5.9: Tetra kirali plaka kuvvet - yer değiştirme eğrisi.

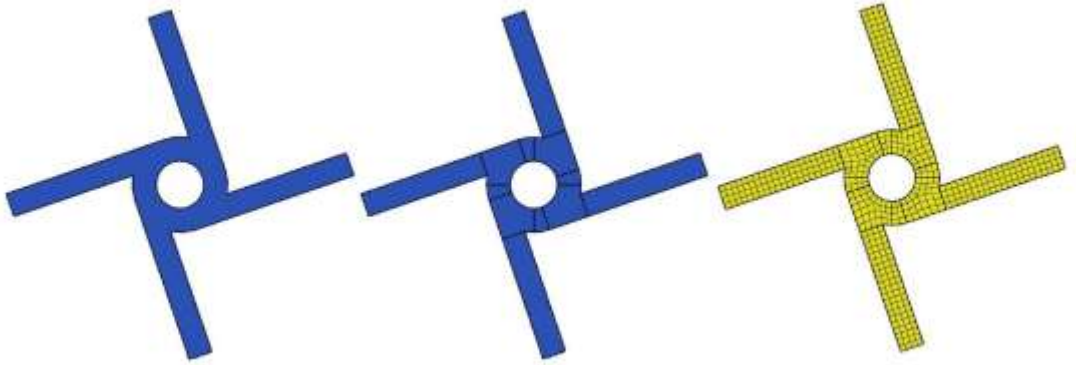


Şekil 5.10 : İçe girintili plaka kuvvet - yer değiştirme eğrisi.

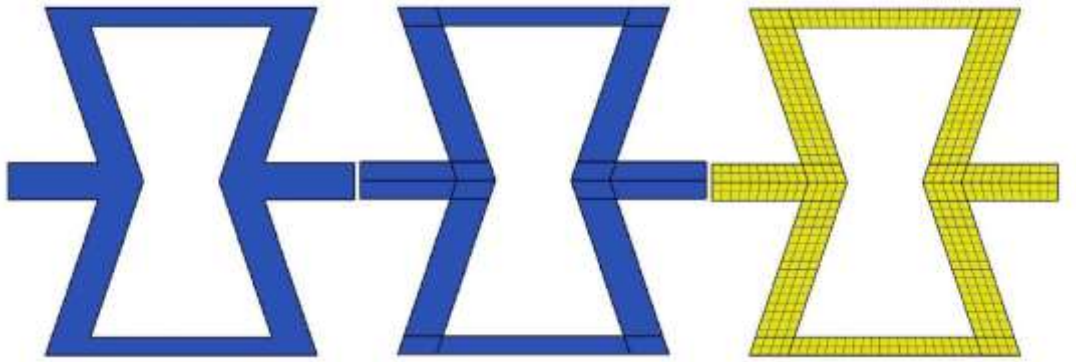
## 6. SAYISAL ÇALIŞMALAR

### 6.1 Sonlu Elemanlar Ağ Modellerinin Hazırlanması

Sonlu elemanlar modellerinin ön hazırlığı için ilk önce katı modeller SolidWorks CAD programı ile hazırlanmıştır. Daha sonra HyperMesh yazılımı kullanılarak ağ modelleri hazırlanmıştır. Tetra kiral ve içe girintili çarpışma kutularının karmaşık yapıları nedeniyle, ağ modelleri hazırlanmadan önce katı modeller üzerinde ağ oluşturmak için Şekil 6.1 ve 6.2’de gösterilen adımlarda ağ geometrileri yine HyperMesh yazılımında yapılmıştır. Bu yaklaşım, optimizasyon aşamasında hazırlanacak olan tüm katı modeller için tekrarlanmıştır. Tüm çarpışma kutuları için *solid hexaquad* ağ elemanlar, hareketli ve sabit plakalar için ise *shell quad* ağ elemanlar kullanılmıştır.



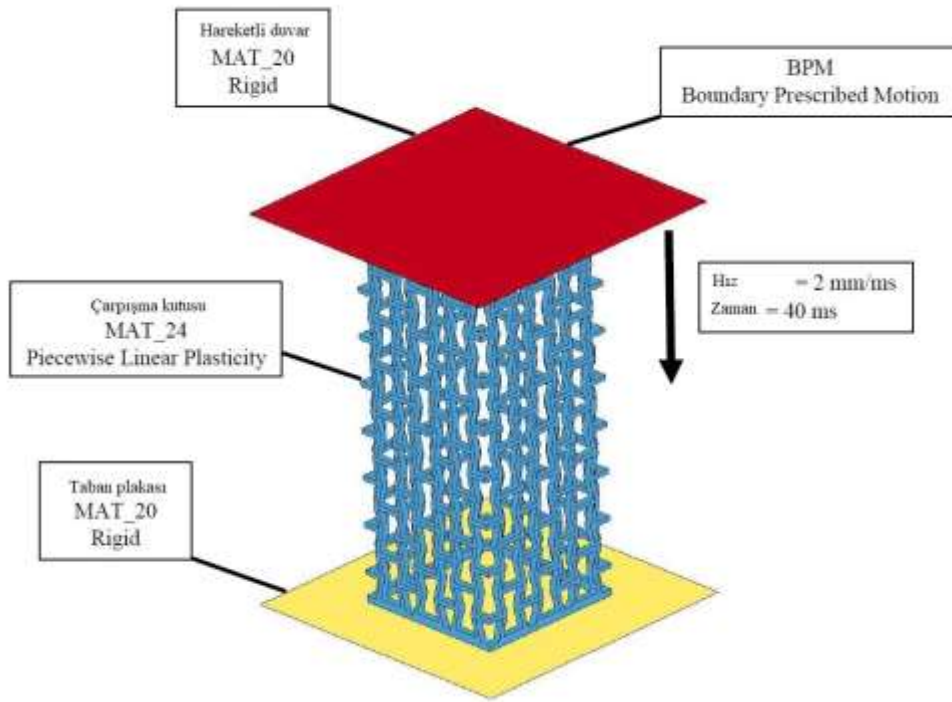
Şekil 6.1: Tetra kiral birim hücre ağ eleman hazırlama adımları.



Şekil 6.2: İçe girintili birim hücre ağ eleman hazırlama adımları.

## 6.2 Sonlu Elemanlar Modellerinin LS-Prepost İle Hazırlanması

Sonlu elemanlar ağ modelleri LS-Prepost yazılımı kullanılarak sonlu elemanlar analizine (FEA) hazır hale getirilmiştir. Hazırlanmış olan modellerin çarpışma performanslarının belirlenebilmesi için, genel amaçlı FEA yazılımı olan LS-DYNA kullanılarak çarpışma analizleri gerçekleştirilmiştir. Örnek olarak, Şekil 6.3'te gösterilmiş olan LS-Prepost ile hazırlanan sonlu elemanlar modelinin oluşturulma aşamaları aşağıda sırası ile açıklanmıştır.



Şekil 6.3 : Sonlu elemanlar modeli.

### 6.2.1 Malzeme özelliklerinin tanımlanması

Çarpışma simülasyonları için gerekli olan malzeme kartları; çarpışma kutusu, hareketli ve sabit plakalar için farklı malzeme kartları seçilerek tanımlanmıştır. Çarpışma kutusu için 6061-T6 alüminyum malzeme özelliklerinin tanımlanacağı malzeme kartı MAT\_24\_PIECEWISE\_LINEAR PLASTICITY'dir. Şekil 6.4'te görüldüğü gibi; RO malzeme yoğunluğu, E elastisite modülü (mühendislik gerilme – gerinim eğrisinden elde edilmiştir), PR Poisson oranı, SIGY akma dayanımı (mühendislik gerilme – gerinim eğrisinden elde edilmiştir), ETAN Tangent modülü (bkz. Eşitlik (6.1) ve FAIL hata kriteri değerleri girilmiştir. LCSS sekmesine ise Şekil 5.5'teki 6061-T6 alüminyum malzeme için tanımlanan gerçek gerilme – gerçek efektif plastik gerinim



eğrisi yüklenmiştir. C ve P değerleri ise *Cowper-Symonds strain rate* parametrelerini ifade etmektedir, tez kapsamında yarı statik test koşullarını sağlamayı amaçladığımız için bu değerleri 0 olarak dinamik etkileri ihmal ediyoruz.

NewID	Draw	RefBy	Pick	Add	Accept	Delete	Default	Done	
<input type="checkbox"/> Use *PARAMETER								(Subsys: 1)	Setting
*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY_(TITLE) (024) (1)									
TITLE									
MAT24_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY									
1	MID	RO	E	PR	SIGY	ETAN	FAIL	TDEL	
	2	2.700e-006	68.900002	0.3300000	0.2843000	0.8062200	0.4500000	0.0	
2	C	P	LCSS	LCSR	VP	LCF			
	0.0	0.0	1	0	0.0	0			

Şekil 6.4 : MAT24\_PIECEWISE\_LINEAR\_PLASTICITY malzeme kartı.

$$E_{tan} = (E_h * E) / (E_h + E) \quad (6.1)$$

$$E_h = (\text{gerçek gerilme} - SIGY) / (\text{gerçek gerinim} - \text{gerçek gerilme}/E) \quad (6.2)$$

Hareketli ve sabit plaka için ise MAT20\_MAT\_RIGID malzeme kartı seçilmiştir. Kart özellikleri Şekil 6.5'te görülmektedir. Malzeme tanımları bir önceki tanımdaki kart ile aynı olup, değerleri otomatik olarak malzeme kütüphanesinden seçilmiştir. Burada belirleyici olan X, Y ve Z eksenlerindeki eksenel hareketlerin kısıtlanması olan CON1 sekmesi ile X, Y ve Z eksenlerindeki rotasyonların kısıtlanması olan CON2 sekmesidir. Sabit plakada; CON1 ve CON2 değerleri 7 seçilerek her eksendeki hareketler sabitlenmiştir. Hareketli plakada ise; CON1 değeri 5 seçilerek X yönünde yani çarpışma kutusu üst doğrultusunda serbest bırakılmıştır CON2 ise 7 seçilerek tüm rotasyonlar kısıtlanmıştır.

NewID	Draw	RefBy	Add	Accept	Delete	Default	Done	
<input type="checkbox"/> Use *PARAMETER							(Subsys: 1)	Setting
<b>*MAT_RIGID_(TITLE) (020) ( 2 )</b>								
TITLE								
MAT20 MAT_RIGID								
1	MID	RO	E	PR	N	COUPLE	M	
1		7.850e-006	2.100e+00	0.3000000	0.0	0	0.0	
2	CMO	CON1	CON2					
1.0		5	7					

Şekil 6.5 : MAT20\_MAT\_RIGID malzeme kartı.

### 6.2.2 Kesit özelliklerinin tanımlanması

Kesit özellikleri tanımlanırken çarpışma kutuları için SOLID (Şekil 6.6) kart tanımlanmıştır ve ELFORM yani eleman formulasyon olarak 1 (constant stress solid element) seçilmiştir. Bu kart sabit gerilmeler altında verimli ve doğru bir şekilde çalışmakta, bunun yanında ciddi deformasyonlar altında bile çalışmasıdır. Ayrıca diğer eleman formülasyonlara göre daha kısa çözüm süreleri sağlamaktadır. Fakat bu kart seçildiği zaman Hourglass etkilerine maruz kalmamak için Hourglass formulasyonu gerekmektedir. Hareketli ve sabit plakalar için SHELL (Şekil 8.7) kart seçilmiş ve ELFORM 2 (Belytschko-Tsay) seçilmiştir. Bu kart Hourglass formulasyonu gerektirmediğinden ve bu plakalar deformasyona maruz kalmadığından dolayı seçilmiştir. Burada T değerleri için girilen değer eleman kalınlığıdır.

NewID	Draw	RefBy	Add	Accept	Delete	Default	Done	
<input type="checkbox"/> Use *PARAMETER							(Subsys: 1)	Setting
<b>*SECTION_SOLID_(TITLE) ( 1 )</b>								
TITLE								
Crash_Box								
1	SECID	ELFORM	AET					
1		1	0					

Şekil 6.6 : SECTION\_SOLID kartı.

NewID	Draw	RefBy	Sort/T1	Add	Accept	Delete	Default	Done	
<input type="checkbox"/> Use *PARAMETER								(Subsys: 1)	Setting
<b>*SECTION_SHELL_(TITLE) (1)</b>									
TITLE									
Moving_Surface									
1	SECID	ELFORM	SHRF	NIP	PROPT	QR/IRID	ICOMP	SETYP	
	2	2	1.0000000	2	1	0	0	1	
2	T1	T2	T3	T4	NLOC	MAREA	IDOF	EDGSET	
	1.0000000	1.0000000	1.0000000	1.0000000	0.0	0.0	0.0	0	

Şekil 6.7 : SECTION\_SHELL kartı.

### 6.2.3 Hourglass özelliğinin tanımlanması

Hourglass, sonlu elemanlar analizinde istenmeyen bir deformasyon modu olup sıfır gerinim, sıfır gerilme, sıfır enerjili ve fiziksek olmayan bir durumdur. LS-DYNA yazılımında bu durumu engellemek için değişik algoritmalar bulunmaktadır. Bu çalışmada, çarpışma kutuları için ELFORM 1 ile uyumlu bir şekilde çalışan ve hourglass olayını engellemek için IHQ hourglass kontrol tipi olarak 6 yani Belytschko-Bindeman kartı seçilmiştir (Şekil 6.8).

NewID	RefBy	Add	Accept	Delete	Default	Done		
<input type="checkbox"/> Use *PARAMETER							(Subsys: 1)	
<b>*HOURGLASS_(TITLE) (1)</b>								
TITLE								
HOURGLASS								
1	HGID	IHQ	QM	IBQ	Q1	Q2	QB/VDC	QW
	1	6	0.1000000	0	1.5000000	0.0600000	0.1000000	0.1000000

Şekil 6.8 : HOURGLASS kartı.

### 6.2.4 Parça tanımlanması

Parça tanımlanmasında daha önce tanımlanan malzeme özellikleri, kesit özellikleri ve Hourglass özellikleri parça kimlik numaraları girilerek analizdeki her bir parça tanımlanmış olur. Şekil 6.9'da örnek olarak çarpışma kutusu için tanımlanmış olan parça tanımı görülmektedir. Burada; PID parça numarası, SECID daha önce tanımlanmış olan kesit özellikleri numarası, MID yine daha önce tanımlanmış olan

malzeme kartı numaralarıdır. HGID ise hourglass numarası olup kabuk elemanlar için tanımlanmamıştır, fakat Şekil 6.9'dan da görüldüğü gibi katı elaman için tanımlamıştır.

NewID	Draw	RefBy	Pick	Add	Accept	Delete	Default	Done	
<input type="checkbox"/> Use *PARAMETER		(Subsys: 2)							Setting
<b>*PART_(TITLE) (3)</b>									
1 <b>TITLE</b>									
Crash_Box									
2 <b>PID SECID MID EOSID HGID GRAV ADPOPT TMID</b>									
1	1	2	0	1	0	0	0	0	

Şekil 6.9 : PART tanımlaması.

### 6.2.5 Parça temaslarının tanımlanması

Hareketli kabuk plaka ile katı çarpışma kutusu arasında bir temas olacağı için, bu parçalar arasındaki iç içe geçmeyi önlemeye yönelik AUTOMATIC\_SURFACE\_TO\_SURFACE kartı tanımlanmıştır (Şekil 6.10). Burada statik (FS) ve dinamik (FD) sürtünme katsayıları sırasıyla 0.3 ve 0.2 seçilmiştir [30]. Buna ek olarak çarpışma kutusunun kendi içinde girişimini önlemek için AUTOMATIC\_SINGLE\_SURFACE kartı seçilmiştir (Şekil 6.11). Burada da statik ve dinamik sürtünme katsayıları sırasıyla 0.3 ve 0.2 seçilmiştir [30].

NewID	Draw	Pick	Add	Accept	Delete	Default	Done	
<input type="checkbox"/> Use *PARAMETER		(Subsys: 1)						
<b>*CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE_(ID/TITLE/MPP)_(THERMAL) (1)</b>								
2								
<input type="checkbox"/> MPP1 <input type="checkbox"/> MPP2								
IGNORE	BUCKET	LGBUCKET	NS2TRACK	INITITER	PARMAX	UNUSED	CPARMB	
0	200		3	2	1.0005		0	
UNUSED	CHKSEGS	PENSF	GRPABLE					
	0	1.0	0					
1 <b>SSID MSID SSTYP MSTYP SBOXID MBOXID SPR MPR</b>								
2	1	3	3	0	0	0	0	
2 <b>FS FD DC VC VDC PENCHK BT DT</b>								
0.3000000	0.2000000	0.0	0.0	0.0	2	0.0	1.000e+02	

Şekil 6.10 : AUTOMATIC\_SURFACE\_TO\_SURFACE temas kartı.

NewID	Draw	Pick	Add	Accept	Delete	Default	Done	
<input type="checkbox"/> Use *PARAMETER							(Subsys: 1)	Setting
*CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE_(ID/TITLE/MPP) (1)								
<b>CID</b>	<b>TITLE</b>							
3	Crash_Box							
		<input type="checkbox"/> MPP1	<input type="checkbox"/> MPP2					
IGNORE	BUCKET	LCBUCKET	NS2TRACK	INITITER	PARMAX	UNUSED	CPARMS	
0	200		3	2	1.0005		0	
UNUSED	CHKSEGS	PENSE	GRPABLE					
	0	1.0	0					
1	<b>SSID</b>	<b>MSID</b>	<b>SSTYP</b>	<b>MSTYP</b>	<b>SBOXID</b>	<b>MBOXID</b>	<b>SPR</b>	<b>MPR</b>
	1	0	2	0	0	0	0	0
2	<b>FS</b>	<b>FD</b>	<b>DC</b>	<b>VC</b>	<b>VDC</b>	<b>PENCHK</b>	<b>BT</b>	<b>DT</b>
	0.3000000	0.2000000	0.0	0.0	10.000000	0	0.0	1.000e+02
3	<b>SFS</b>	<b>SFM</b>	<b>SST</b>	<b>MST</b>	<b>SFST</b>	<b>SFMT</b>	<b>FSF</b>	<b>VSF</b>
	1.0000000	1.0000000	0.0	0.0	1.0000000	1.0000000	1.0000000	1.0000000

Şekil 6.11 : AUTOMATIC\_SINGLE\_SURFACE temas kartı.

### 6.2.6 Sınır koşullarının tanımlanması

Hareketli üst plakaya BOUNDARY\_PRESCRIBED\_MOTION\_RIGID (Şekil 6.12) kartı ile çarpışma kutusu üst yüzeyi yönünde 40 ms boyunca 2 mm/ms hızında sabit hız uygulanmıştır. Taban plakası ise BOUNDARY\_SPC\_SET kartı ile Şekil 6.13'te gösterildiği gibi sabitlenmiştir. Burada sırasıyla; DOFX terimi x eksenı boyunca hareketi, DOFY terimi y eksenı boyunca hareketi, DOFZ terimi z eksenı boyunca hareketi, DOFRX terimi x eksenı etrafındaki dönme hareketini, DOFRY terimi y eksenı etrafındaki dönme hareketini ve son olarak DOFRZ terimi z eksenı etrafındaki dönme hareketini temsil etmektedir. Bu sekmeler 1 seçilerek bütün hareketler sabitlenmiştir.

NewID	Draw	Pick	Add	Accept	Delete	Default	Done	
<input type="checkbox"/> Use *PARAMETER							(Subsys: 1)	Setting
*BOUNDARY_PRESCRIBED_MOTION_RIGID_(ID) (1)								
ID	TITLE							
1	Rigid_Motion							
1	PID	DOF	VAD	LCID	SF	VID	DEATH	BIRTH
	2	1	0	2	1.0000000	0	1.000e+02	0.0

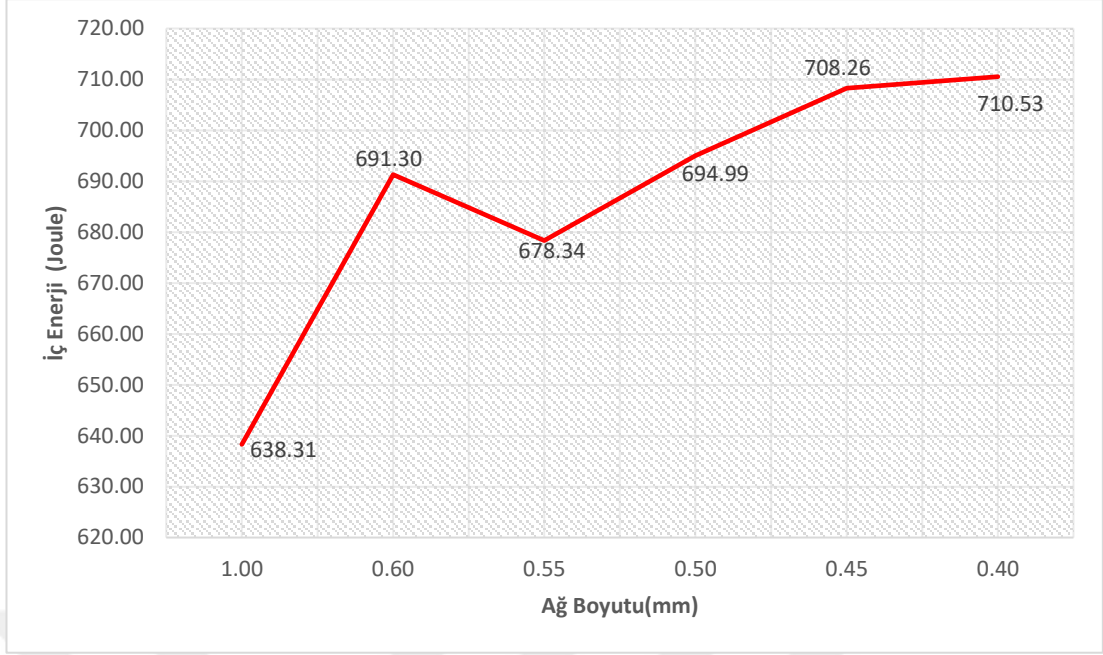
Şekil 6.12 : BOUNDARY\_PRESCRIBED\_MOTION\_RIGID kartı.

NewID	Draw	Pick	Add	Accept	Delete	Default	Done	
<input type="checkbox"/> Use *PARAMETER							(Subsys: 1)	Setting
*BOUNDARY_SPC_SET_(ID) (1)								
ID	TITLE							
	Base Plate							
1	NSID	CID	DOFX	DOFY	DOFZ	DOFRX	DOFRY	DOFRZ
	1	0	1	1	1	1	1	1

Şekil 6.13 : BOUNDARY\_SPC\_SET kartı.

### 6.3 Ağ Duyarlılık Analizi

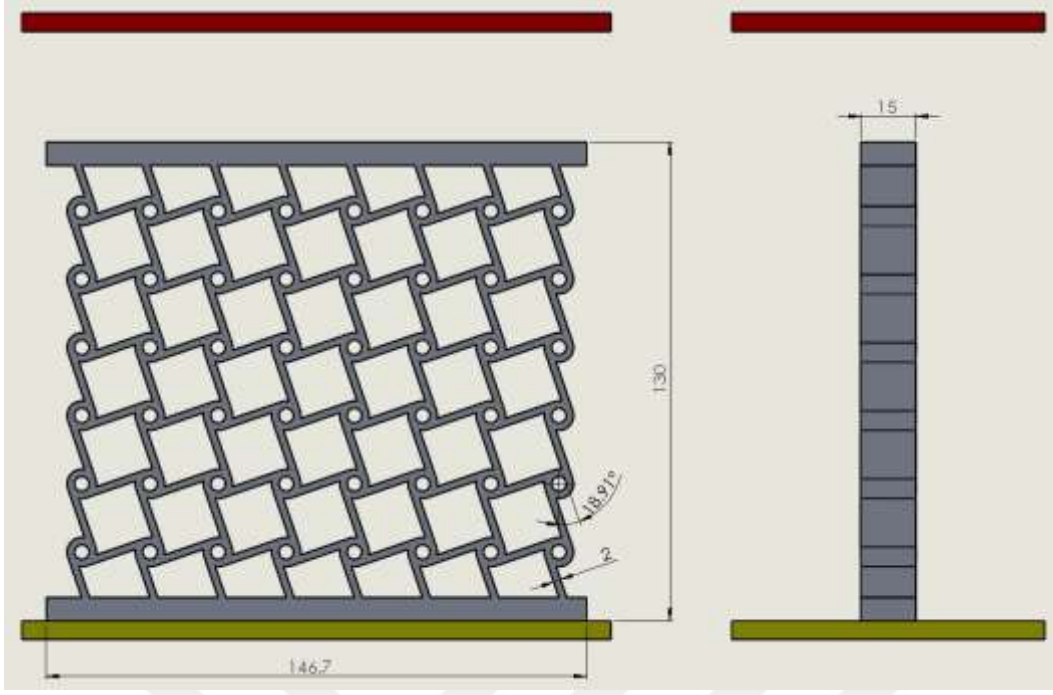
Gerçeğe en yakın analiz sonuçlarını elde edebilmek için, uygun ağ boyutunun belirlenmesi gerekmektedir. Literatürde ağ duyarlılık analizi ile ilgili değişik yaklaşımlar bulunmaktadır. Bu çalışmada uygun ağ boyutunu belirleyebilmek için iç enerjinin ağ boyutuna göre değişimini ele alan bir duyarlılık analizi yapılmıştır [35]. Uygun ağ boyutunu belirleyebilmek için sırasıyla 0.40 mm, 0.45 mm, 0.50 mm, 0.55 mm, 0.60 mm ve 1.0 mm ağ boyutlarına sahip yapıların yukarıdaki belirtilen koşullara uygun hazırlanan sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiş ve her bir modelin iç enerjileri hesaplanmıştır. Şekil 6.14'te görüldüğü gibi 0.45 mm ile 0.40 mm ağ boyutu arasında yakınsama olduğu belirlenmiştir. Elde edilen bu sonuçlara göre, hesaplama maliyeti açısından daha kısa sürede sonuç veren 0.45 mm ağ boyutu uygun bulunmuştur.



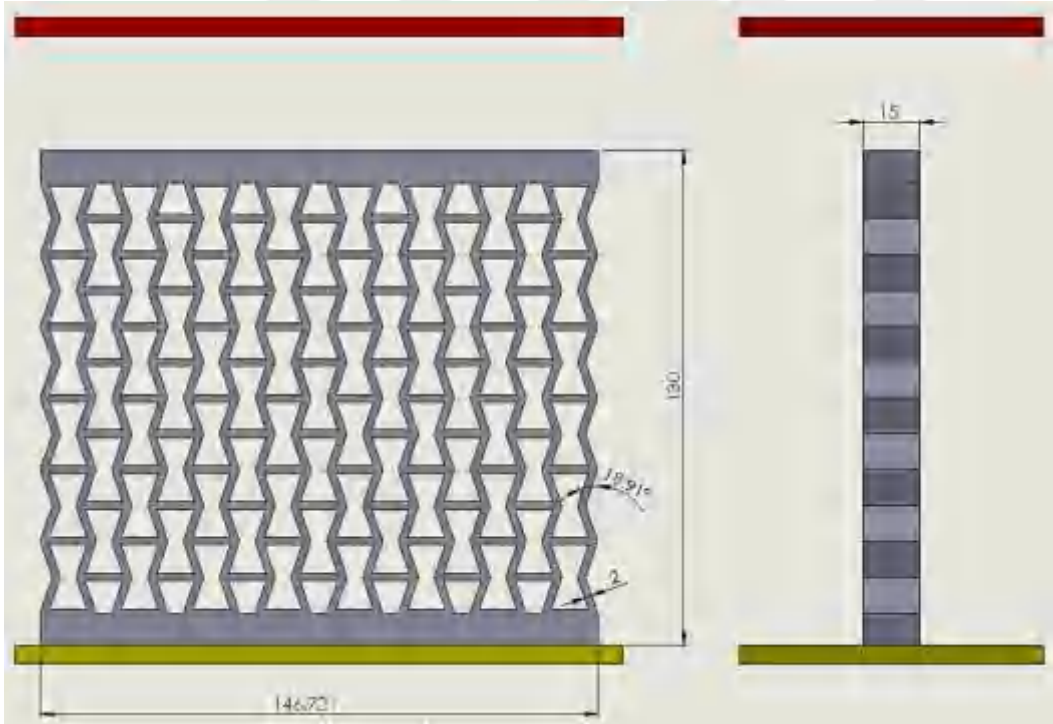
Şekil 6.14 : Ağ duyarlılık analizi.

#### 6.4 Sonlu Elemanlar Analizlerinin Doğrulanması

Bölüm 5.2'deki tetra kiral ve içe girintili plakalara ait çarpışma testleri bir önceki bölümde tanımlaması yapılmış olan sonlu elemanlar modelinin doğrulanması için kullanılmıştır. Doğrulama modeli için çarpışma testinde kullanılan plakalar ile aynı ölçüde modeller hazırlanmış olup; tetra kiral plaka için hazırlanan katı model Şekil 6.15'te, içe girintili plaka için hazırlanan katı model Şekil 8.16'da görülmektedir. Geometrik ölçüler şu şekilde tanımlanmıştır: plakaların sınır ölçüleri dikey eksende 130 mm, yatay eksende 146.7 mm ve genişlikleri  $t = 15$  mm, kiriş kollarının genişliği 2 mm olup eksenel yönler arasındaki açı  $\theta = 18.31$  derecedir. Son olarak yatay ve dikey eksendeki birim hücre sayıları sırasıyla 6 ve 8'dir.



Şekil 6.15: Tetra kiral doğrulama plakası ölçüleri.

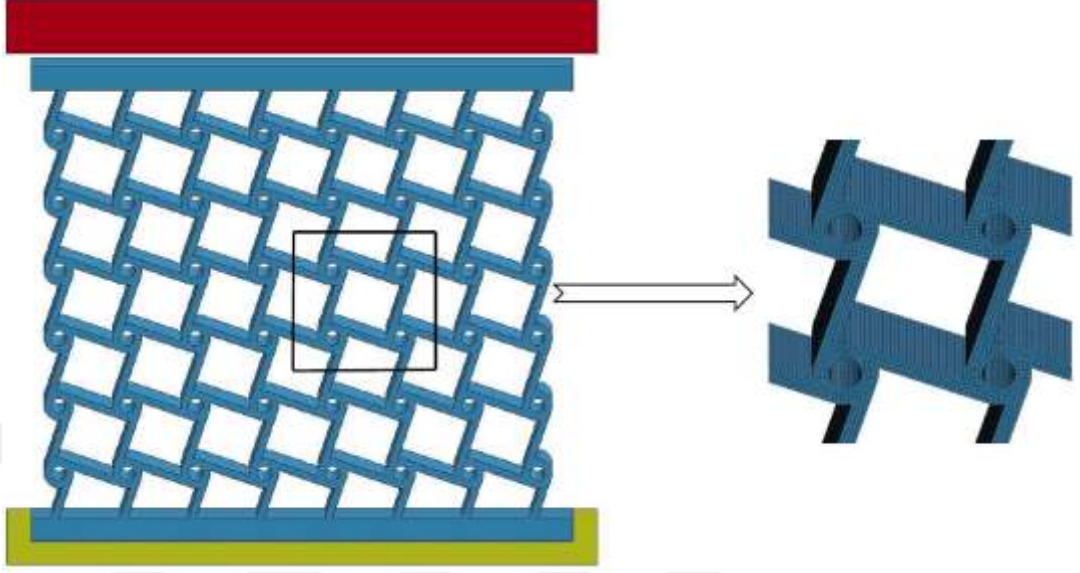


Şekil 6.16: İçe girintili doğrulama plakası ölçüleri.

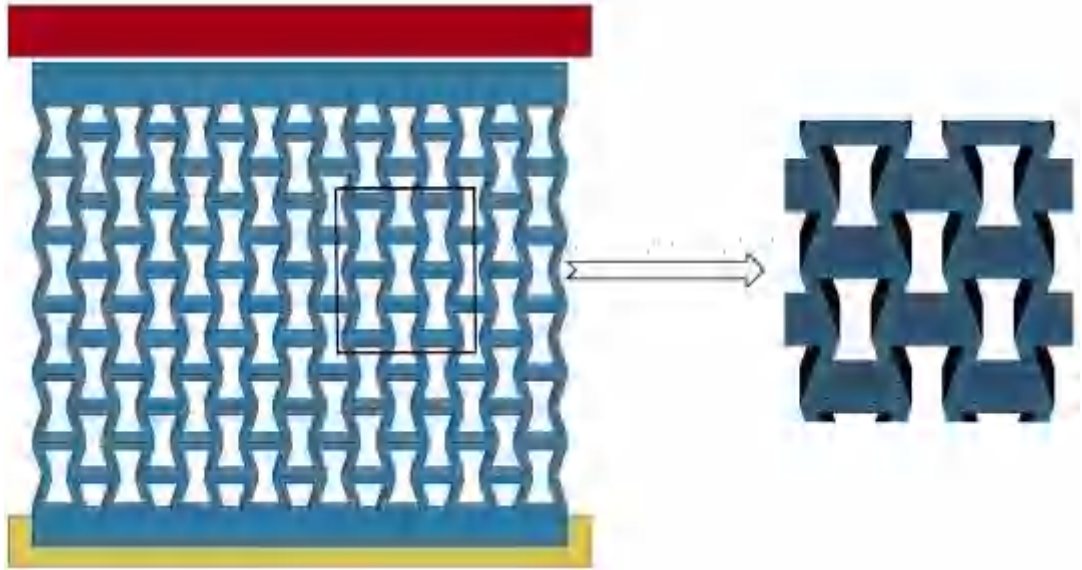
Doğrulama plakalarının ağ modelleri hazırlanırken Bölüm 6.1' de belirtilen adımlar takip edilerek iki plaka için de hazırlanmıştır. Ağ büyüklüğü ise ağ yakınsama analizinden elde edilen sonuçta belirtildiği gibi 0.45 mm alınmıştır. Tetra kiral plaka



için hazırlanan model Şekil 6.17’de, içe girintili plaka için hazırlanan model Şekil 6.18’de görülmektedir. Oksetik plakalar katı elemanlar ile, sabit ve hareketli plakalar ise kabuk elemanlar ile modellenmiştir.



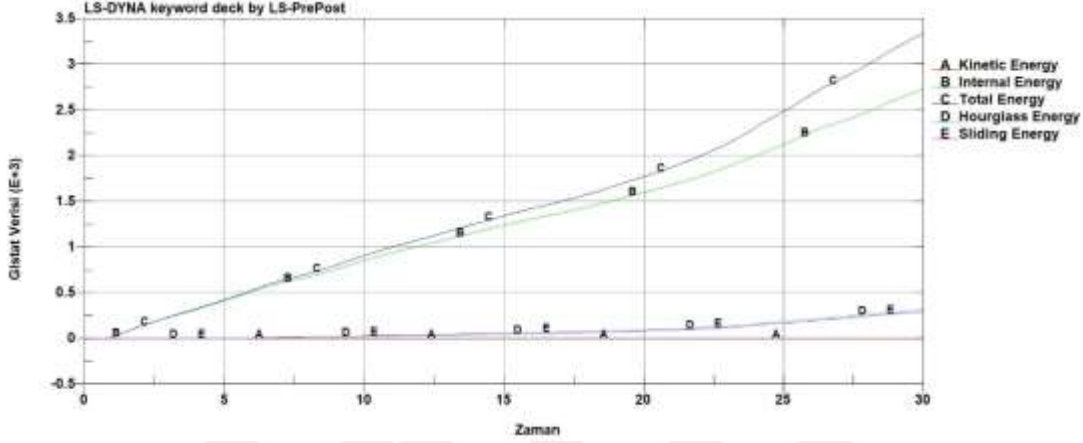
Şekil 6.17 : Tetra kiral plaka ağ modeli.



Şekil 6.18 : İçe girintili plaka ağ modeli.

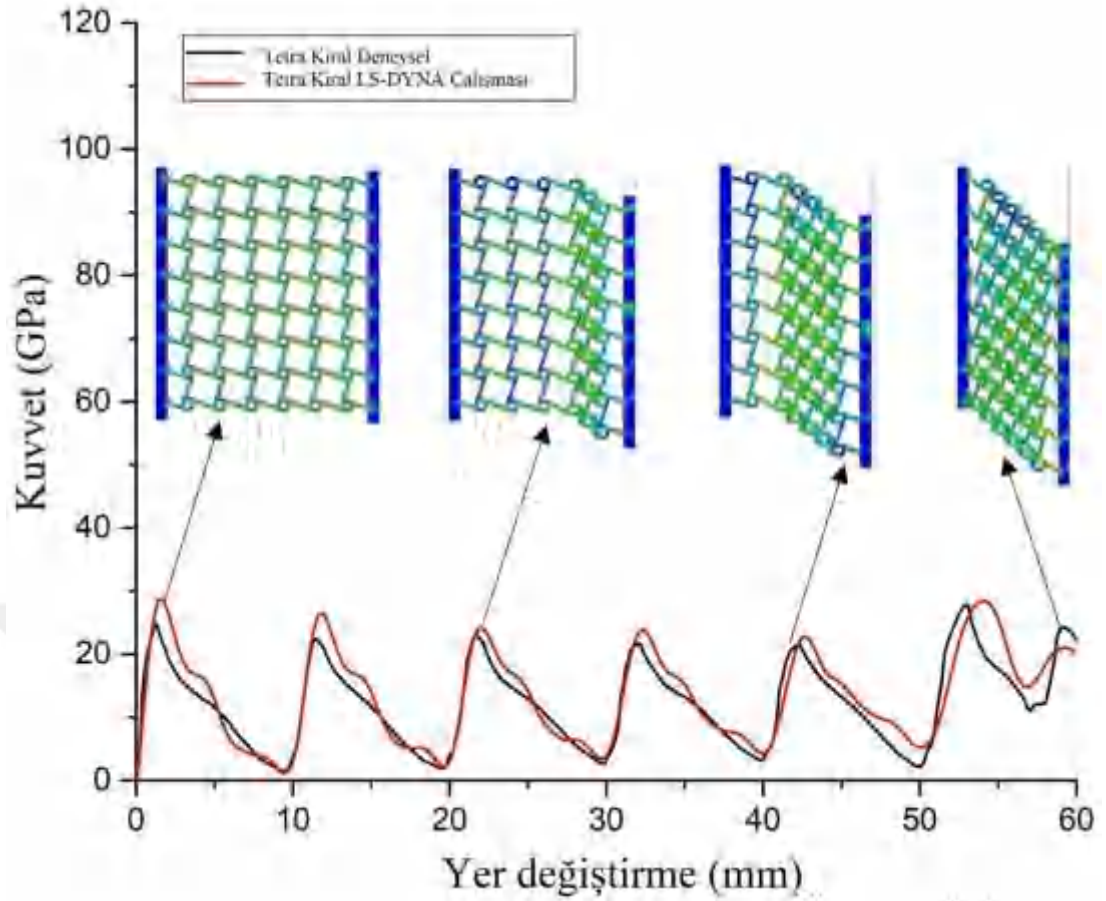
Analiz hızları deney hızlarından farklı kullanılmıştır. Deney hızlarında çözüm yapılmış olsaydı çözüm süresi bir hayli uzun olacaktı, bu yüzden analiz hızı olarak 2 mm/ms seçilmiştir. Zaten dinamik etkiler saf dışı bırakıldığı ve balistik hızlara çıkılmadığı için yapılmış olan analizler yarı statik analiz olarak değerlendirilmiştir. Şekil 6.19’ dan da görüldüğü üzere hız oldukça düşük olduğu için kinetik enerji miktarı

0'a yakın bir değer olarak toplam enerjinin % 0.09 kadardır. Bu yaklaşımla kinetik enerjinin analiz üzerinde bir etkisi bulunmamakta ve test ile analiz hızları farkının önemli bir kriter olmadığını göstermektedir. Bunun yanında seçilmiş olan Hourglass kartı sayesinde Hourglass etkisi minimum seviyede tutulduğunda yine Şekil 6.19'dan açıkça görülmektedir.

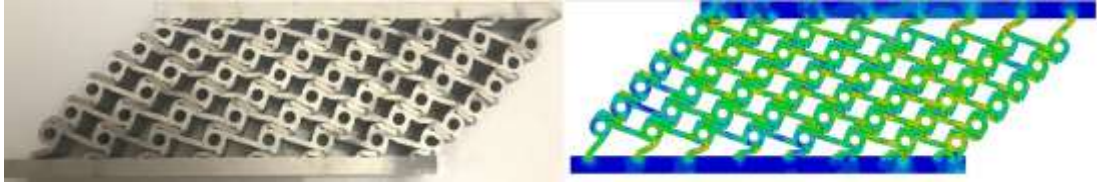


Şekil 6.19 : FEA enerji dağılım grafiği.

Analizler LS-DYNA çözücüsü kullanılarak, bilgisayardan tam performans alabilmek için 8 işlemci kullanılarak gerçekleştirilmiştir. FEA çıktıları olarak kuvvet - yer değiştirme eğrileri elde edilmiş ve bu eğrilerden hesaplanan çarpışma metriklerine ulaşılmıştır. Şekil 6.20'de tetra kiral plakaya ait deney ve analizden elde edilen kuvvet - yer değiştirme eğrileri görülmektedir. Eğrilerden de açıkça görüldüğü gibi, tepe kuvvetleri aynı ezme mesafesinde ve birbirlerine oldukça yakın değerler almaktadır. Tetra kiral plaka için ezme testi ve FEA sonuçları ile elde edilen deformasyonlar karşılaştırıldığında; Şekil 6.21'den de görüldüğü gibi birim hücrelerin sert düğümler etrafında bükülmeleri ve sert düğümler ile bağlantı yerlerindeki kırılmalar aynı şekilde gerçekleşmiştir. Tetra kiral plakaya ait bu sonuçlar ile birlikte Çizelge 6.1'den de görüleceği üzere çarpışma metriklerindeki hata oranları; EA, SEA, ve MCF için %10'un altında, CLE için %7'nin altında ve PCF için %3 ün altındadır. Bu sonuçlara göre tetra kiral plakaya ait FEA doğruluğu kabul edilmiştir.



Şekil 6.20 : Tetra kirali plaka için deneysel ve FEA ile elde edilen kuvvet – yer değiştirme eğrilerinin karşılaştırılması.



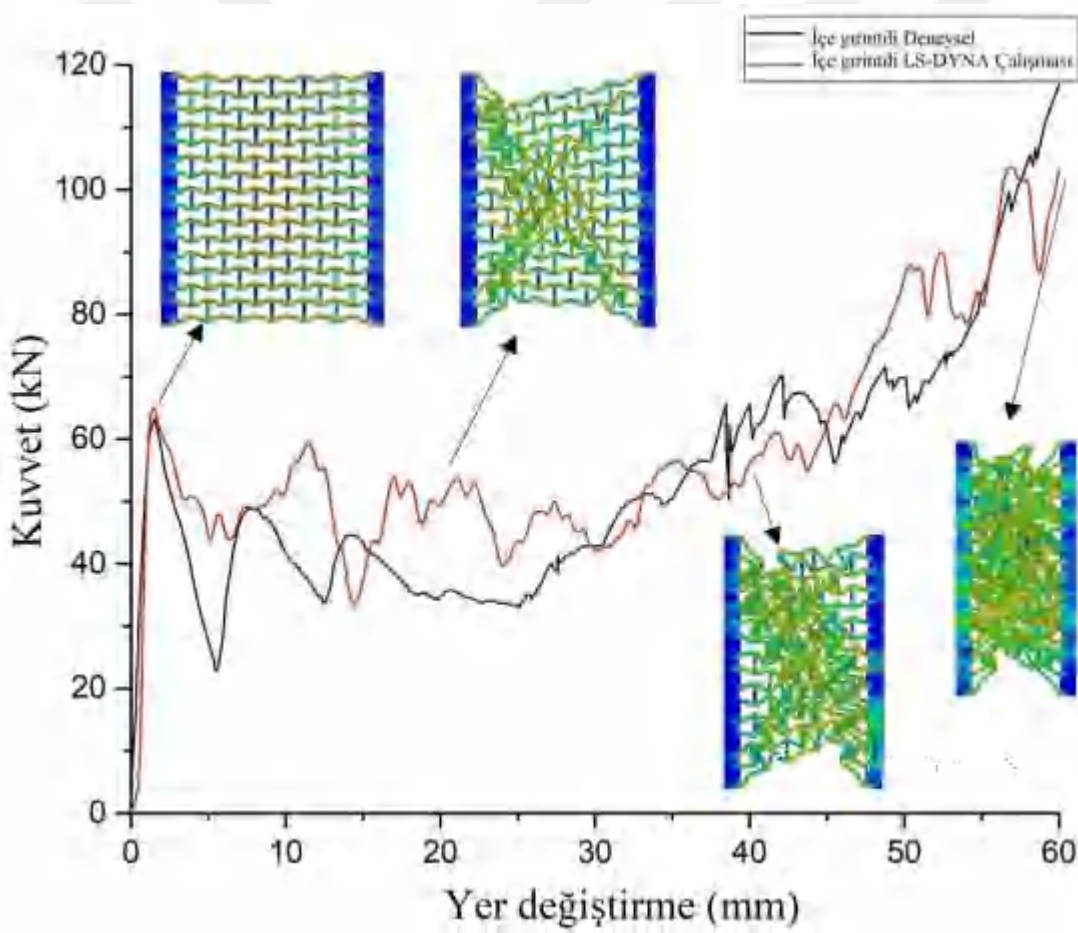
Şekil 6.21 : Tetra kirali plakada deneysel ve FEA deformasyon bölgeleri.

Çizelge 6.1 : Tetra kirali plaka için deneysel ve FEA ile elde edilen çarpışma metrikleri.

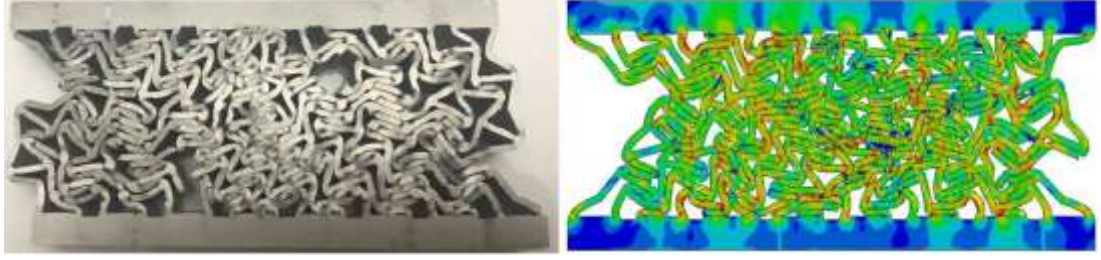
	EA (kJ)	SEA (kJ/kg)	PCF (kN)	MCF (kN)	CLE
Deneysel	0.731	3.132	27.92	12.19	0.437
FEA	0.806	3.465	28.76	13.43	0.467
Hata (%)	<b>9.305</b>	<b>9.610</b>	<b>2.921</b>	<b>9.233</b>	<b>6.424</b>

Şekil 6.22’de gösterilen ie girintili plakaya ait deney ve analizden elde edilen kuvvet - yer değiştirme eğrileri incelendiğinde ise, tepe kuvvetleri aynı ezme mesafelerine yakın dilimlerde, ilk tepe kuvvetleri birbirlerine oldukça yakın değerleri aynı ezme mesafesinde aldığı ve bunun yanında 30 mm ezme mesafesinden sonra artış eğilimi

gösterdiği görülmektedir. İçe girintili plaka için ezme testi ve FEA ile elde edilen deformasyonlar karşılaştırıldığında ise Şekil 6.23'den de görüldüğü gibi NPO etkileri her iki durum içinde gerçekleşmiş olup; içe doğru bir büzülme meydana gelmiştir ve buna ek olarak her iki durumda da düzensiz kırılmalar meydana gelmiştir. Çizelge 6.2'den de görüleceği üzere çarpışma metriklerindeki hata oranları; CLE için %10'un altında EA, SEA ve MCF için %8'in altında PCF değeri ise tetra kiral plaka da olduğu gibi %3'ün altında değerler olarak içe girintili plakaya ait FEA doğruluğu da kabul edilmiştir.



Şekil 6.22 : İçe girintili plaka için deneysel ve FEA ile elde edilen kuvvet – yer değiştirme eğrilerinin karşılaştırılması.



Şekil 6.23 : İçe girintili plakada deneysel ve FEA deformasyon bölgeleri.

Çizelge 6.2 : İçe girintili plaka deneysel ve FEA ile elde edilen çarpışma metrikleri.

	EA (kJ)	SEA (kJ/kg)	PCF (kN)	MCF (kN)	CLE
Deneysel	3.231	10.15	111.8	53.85	0.482
FEA	3.495	10.98	108.8	58.25	0.535
Hata (%)	<b>7.554</b>	<b>7.560</b>	<b>2.683</b>	<b>7.554</b>	<b>9.906</b>



## 7. VEKİL MODELLERİN OLUŞTURULMASI

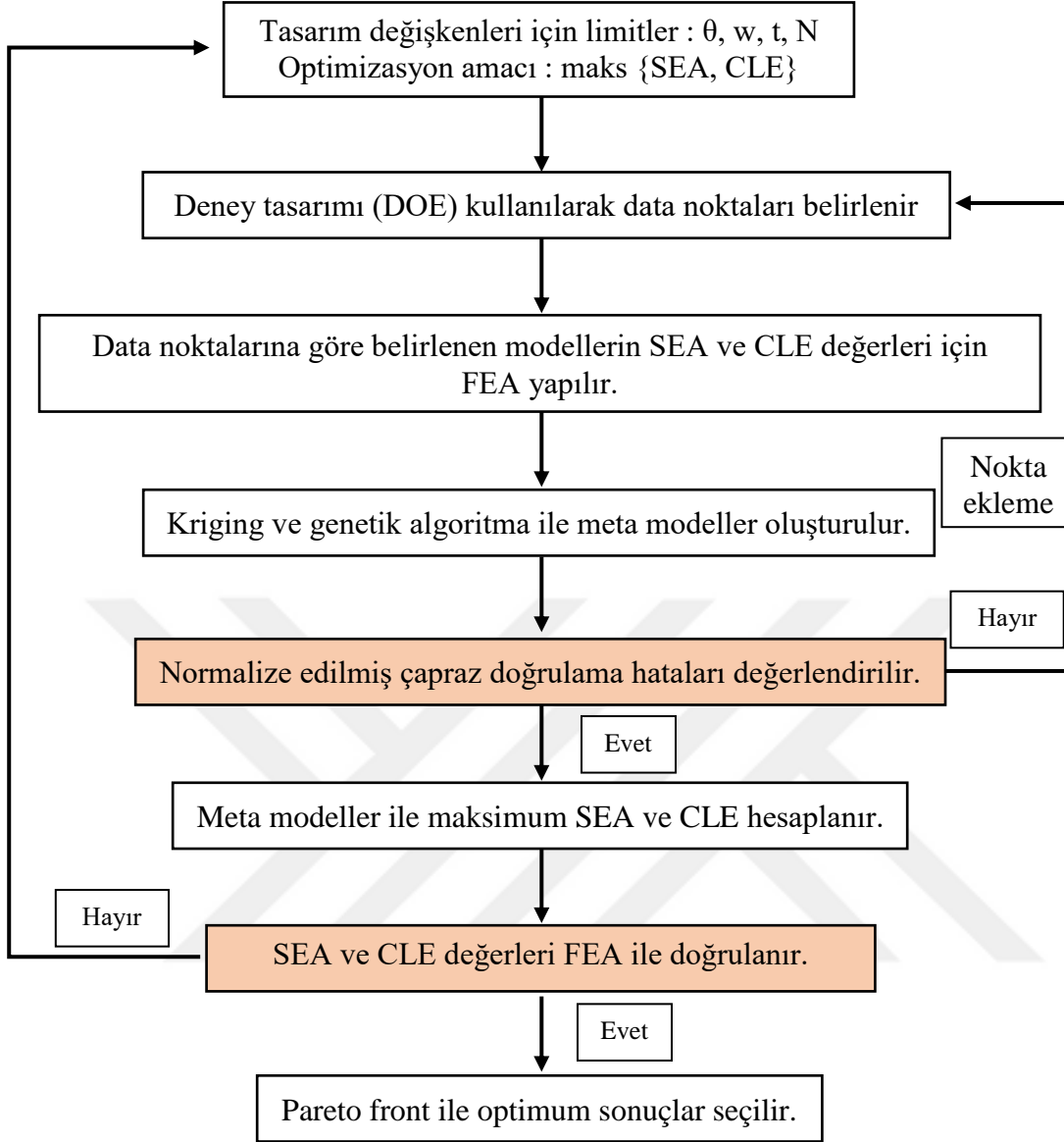
Çarpışma kutuları için optimum tasarımları belirlemeye yönelik  $\theta$ ,  $w$ ,  $t$  ve  $N$  geometrik parametrelere ait maksimum ve minimum değerler Bölüm 3'te belirlenmişti. Bu geometrik parametreler, optimizasyon problemi için tasarım değişkenleri olarak kabul edilmiştir. Buna ek olarak SEA ve CLE çarpışma metrikleri amaç fonksiyonları olarak belirlenmiştir. Bu bilgilere göre Eşitlik (7.1)'de verilen optimizasyon problemi tanımlanmıştır.

$$\begin{aligned} \text{Find} & \quad \theta, w, t, N \\ \text{Max} & \quad \{CLE, -SEA\} \\ \text{S.t.} & \quad 14^\circ \leq \theta \leq 22^\circ \\ & \quad 1.5 \text{ mm} \leq w \leq 2.5 \text{ mm} \\ & \quad 2 \text{ mm} \leq t \leq 6 \text{ mm} \\ & \quad 8 \leq N \leq 16 \end{aligned} \quad (7.1)$$

Optimizasyon probleminde CLE ve SEA değerlerini maksimize etmek yerine CLE ve SEA değerleri arasında çok amaçlı birleşik optimizasyon fonksiyonu oluşturulmuştur [36]. Birleşik amaç fonksiyonu Eşitlik (7.2)'de görüldüğü gibi tanımlanmıştır.

$$f = \alpha * SEA_{max} + (1 - \alpha) * CLE_{max} \quad (7.2)$$

Burada;  $f$  maksimize edilecek amaç fonksiyonu,  $\alpha$  0 ile 1 arasında değer alan ağırlık faktörü olup SEA ve CLE arasındaki bağıl önemi ayarlamaya yaramaktadır.  $SEA_{max}$  ve  $CLE_{max}$  ise daha sonra belirlenecek olan data noktalarına göre hesaplanacak çarpışma metriği değerlerini ifade etmektedir. Çarpışma kutularının çok amaçlı optimizasyon çözümü için kullanılacak olan akış şeması Şekil 7.1'de gösterilmektedir [36].



Şekil 7.1 : Optimizasyon adımları akış şeması.

Akış şeması şu şekilde tanımlanabilir. İlk olarak, optimize edilecek olan tasarım değişkenleri ve bu değişkenlerinin limitleri belirlenir. Bu değerler daha önce Bölüm 3'te belirlenmişti. Buna ek olarak optimizasyon amaç fonksiyonlarımız olan maksimum SEA ve maksimum CLE değerleri belirlenmiştir. Daha sonra, vekil model oluşturma için kullanılacak olan veri noktaları Latin hiperküp örnekleme (LHS) metodu ile belirlenmiş ve bu veri noktaları için SEA ve CLE değerleri FEA ile hesaplanmıştır. Veri noktaları ile bu noktalardaki SEA ve CLE değerleri kullanılarak 4 tip çarpışma kutusu tasarımı için MATLAB yazılımı kullanılarak ayrı ayrı Kriging vekil modelleri oluşturulmuştur. Oluşturulan Kriging modelleri, MATLAB yazılımı ön tanımlı genetik algoritma fonksiyonuna entegre edilmiştir. Son olarak ise Eşitlik



7.2’de tanımlanan kompozit fonksiyon kullanılarak Pareto optimal tasarımlar elde edilmiştir.

### 7.1 Veri Noktalarının Belirlenmesi

Vekil model oluşturmanın ilk aşaması, uygun bir DOE kullanarak veri noktalarını oluşturmaktır. Bu çalışmada, boşluk doldurma tekniklerinden yaralanan Latin hiperküpü örnekleme (LHS) yöntemi kullanılmıştır. MATLAB yazılımında ön tanımlı “lhsdesign” fonksiyonu kullanılarak veri noktaları belirlenmiştir. Silindirik çarpışma kutuları için oluşturulan veri noktaları Çizelge 7.1’de, kare çarpışma kutuları için oluşturulan veri noktaları Çizelge 7.2’de görülmektedir.

Çizelge 7.1 : Silindirik çarpışma kutuları için veri noktaları.

Model No	theta (derece)	w (mm)	t (mm)	N
1	14.42	2.057	4.606	15
2	18.65	1.847	4.309	14
3	19.21	1.956	3.782	13
4	16.51	2.354	2.085	8
5	21.74	2.150	3.314	10
6	14.10	1.728	3.556	11
7	15.62	1.658	4.903	9
8	19.85	2.278	5.616	16
9	20.93	2.211	2.961	11
10	20.19	2.256	4.775	11
11	20.27	2.470	5.255	15
12	21.81	2.076	5.759	16
13	16.65	1.899	5.110	14
14	16.02	1.773	2.175	12
15	17.86	1.711	3.175	11
16	19.78	1.649	2.230	15
17	17.33	2.185	2.352	11
18	15.09	2.428	3.689	13
19	18.35	1.778	5.052	10
20	21.49	1.560	4.515	8
21	14.77	2.227	5.354	10
22	15.86	1.607	4.803	13
23	21.24	1.908	4.275	15
24	14.37	1.506	5.803	12
25	19.46	1.580	2.849	10
26	15.46	2.030	2.710	13
27	18.52	2.384	4.022	11
28	21.14	2.411	2.517	9
29	20.57	1.812	2.458	9
30	16.91	2.112	3.034	9
31	18.94	1.700	3.219	12
32	16.27	1.992	3.919	14
33	17.59	2.166	2.699	13
34	18.20	1.853	3.490	14
35	15.22	2.001	4.414	12
36	17.74	2.319	5.495	13
37	20.71	1.527	5.599	10
38	19.12	2.491	4.182	15
39	17.15	2.340	3.893	9
40	14.82	1.928	5.929	14

Çizelge 7.2 : Kare çarpışma kutuları için veri noktaları.

Model No	theta (derece)	w (mm)	t (mm)	N
1	14.42	2.057	4.606	16
2	18.65	1.847	4.309	16
3	19.21	1.956	3.782	12
4	16.51	2.354	2.085	8
5	21.74	2.150	3.314	8
6	14.10	1.728	3.556	12
7	15.62	1.658	4.903	8
8	19.85	2.278	5.616	16
9	20.93	2.211	2.961	12
10	20.19	2.256	4.775	12
11	20.27	2.470	5.255	16
12	21.81	2.076	5.759	16
13	16.65	1.899	5.110	16
14	16.02	1.773	2.175	12
15	17.86	1.711	3.175	12
16	19.78	1.649	2.230	16
17	17.33	2.185	2.352	12
18	15.09	2.428	3.689	12
19	18.35	1.778	5.052	8
20	21.49	1.560	4.515	8
21	14.77	2.227	5.354	8
22	15.86	1.607	4.803	12
23	21.24	1.908	4.275	16
24	14.37	1.506	5.803	12
25	19.46	1.580	2.849	8
26	15.46	2.030	2.710	12
27	18.52	2.384	4.022	12
28	21.14	2.411	2.517	8
29	20.57	1.812	2.458	8
30	16.91	2.112	3.034	8
31	18.94	1.700	3.219	12
32	16.27	1.992	3.919	16
33	17.59	2.166	2.699	12
34	18.20	1.853	3.490	16
35	15.22	2.001	4.414	12
36	17.74	2.319	5.495	12
37	20.71	1.527	5.599	8
38	19.12	2.491	4.182	16
39	17.15	2.340	3.893	8
40	14.82	1.928	5.929	16

## 7.2 Çarpışma Kutusu Analizleri

Çarpışma kutuları analizlerine başlamadan önce, dört farklı oksetik çarpışma kutusunun LHS yöntemi ile bir önceki bölümde belirlenen geometrik parametre değerlerine göre herbir yapı için 40 adet (tasarım değişkeni sayısının 10 katı) olmak üzere toplamda 160 adet veri noktası ve bu noktalara ait katı modeller hazırlanmıştır. Hazırlanan 160 katı model için 0.45 mm ağ büyüklüğü ile ağ modelleri hazırlanmıştır. Ağ elaman aşamasından sonra SEA ve CLE değerlerini hesaplamak için LS-Prepost ile FEA modelleri hazırlanmış LS-DYNA çözücüsü ile analizleri yapılmıştır. Analiz

çıktıları olarak kuvvet – yer değiştirme eğrileri elde edilmiş ve bu verilere göre Origin Pro programı kullanılarak EA ve PCF değerleri hesaplanmıştır. Son olarak, SEA ve CLE değerleri EA, PCF ve her bir yapının ağırlığı vasıtası ile hesaplanmıştır. Bu yöntem izlenerek hesaplanan tetra kiral silindirik ve kare çarpışma kutularına ait SEA ve CLE değerleri Çizelge 7.3’ te, ie girintili silindirik ve kare çarpışma kutularına ait SEA ve CLE değerleri Çizelge 7.4’ te görülmektedir. Burada TC, TS, RC ve RS aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır:

TC = Tetra kiral silindirik çarpışma kutusu

TS = Tetra kiral kare çarpışma kutusu

RC = İe girintili silindirik çarpışma kutusu

RS = İe girintili kare çarpışma kutusu



Çizelge 7.3 : Tetra kiral çarpışma kutuları için FEA sonuçları.

Model No	Kütle (kg)	SEA (kJ/kg)	CLE	Model No	Kütle (kg)	SEA (kJ/kg)	CLE
TC_1	0.194	3.227	0.346	TS_1	0.203	3.773	0.386
TC_2	0.141	2.955	0.412	TS_2	0.178	3.223	0.459
TC_3	0.131	2.767	0.428	TS_3	0.138	2.091	0.441
TC_4	0.065	1.419	0.324	TS_4	0.068	1.144	0.297
TC_5	0.134	1.761	0.468	TS_5	0.121	1.050	0.434
TC_6	0.114	1.367	0.278	TS_6	0.109	1.844	0.324
TC_7	0.102	1.389	0.331	TS_7	0.176	0.679	0.325
TC_8	0.264	5.521	0.526	TS_8	0.303	4.977	0.568
TC_9	0.118	2.382	0.493	TS_9	0.112	2.619	0.452
TC_10	0.187	2.241	0.416	TS_10	0.113	2.708	0.442
TC_11	0.262	5.970	0.477	TS_11	0.296	5.418	0.556
TC_12	0.258	4.700	0.541	TS_12	0.298	4.330	0.605
TC_13	0.165	2.944	0.348	TS_13	0.226	3.351	0.420
TC_14	0.071	1.775	0.347	TS_14	0.096	1.192	0.315
TC_15	0.105	1.455	0.372	TS_15	0.096	1.755	0.344
TC_16	0.088	2.422	0.481	TS_16	0.096	2.086	0.459
TC_17	0.091	2.168	0.379	TS_17	0.119	1.659	0.358
TC_18	0.145	3.747	0.384	TS_18	0.151	2.706	0.352
TC_19	0.176	1.223	0.353	TS_19	0.192	0.754	0.370
TC_20	0.105	0.938	0.440	TS_20	0.157	0.613	0.435
TC_21	0.204	1.649	0.289	TS_21	0.225	1.012	0.281
TC_22	0.136	1.900	0.337	TS_22	0.164	1.535	0.349
TC_23	0.183	3.164	0.490	TS_23	0.186	3.599	0.523
TC_24	0.158	1.548	0.314	TS_24	0.208	1.422	0.325
TC_25	0.097	0.985	0.375	TS_25	0.082	0.623	0.368
TC_26	0.094	2.900	0.383	TS_26	0.133	1.494	0.314
TC_27	0.162	2.387	0.393	TS_27	0.173	2.730	0.388
TC_28	0.077	2.304	0.502	TS_28	0.091	1.253	0.422
TC_29	0.060	1.508	0.460	TS_29	0.073	0.777	0.388
TC_30	0.080	1.820	0.368	TS_30	0.103	0.957	0.308
TC_31	0.103	1.786	0.401	TS_31	0.099	1.735	0.365
TC_32	0.134	3.143	0.359	TS_32	0.162	3.502	0.378
TC_33	0.101	3.325	0.438	TS_33	0.094	2.419	0.354
TC_34	0.115	2.986	0.415	TS_34	0.174	2.569	0.430
TC_35	0.150	2.078	0.386	TS_35	0.167	2.036	0.331
TC_36	0.210	3.417	0.439	TS_36	0.257	2.467	0.382
TC_37	0.182	1.048	0.411	TS_37	0.213	0.561	0.423
TC_38	0.210	5.713	0.520	TS_38	0.262	4.872	0.557
TC_39	0.110	2.142	0.385	TS_39	0.151	1.143	0.327
TC_40	0.188	2.897	0.313	TS_40	0.276	3.367	0.373

Çizelge 7.4 : İçe girintili çarpışma kutuları için FEA sonuçları.

Model No	Kütle (kg)	SEA (kJ/kg)	CLE	Model No	Kütle (kg)	SEA (kJ/kg)	CLE
RC_1	0.249	6.612	0.401	RS_1	0.268	5.968	0.366
RC_2	0.187	6.675	0.558	RS_2	0.233	4.961	0.432
RC_3	0.170	6.067	0.548	RS_3	0.207	3.272	0.436
RC_4	0.078	2.592	0.380	RS_4	0.084	1.818	0.352
RC_5	0.160	3.408	0.557	RS_5	0.143	2.164	0.601
RC_6	0.140	2.798	0.364	RS_6	0.140	3.084	0.387
RC_7	0.131	2.928	0.469	RS_7	0.200	1.710	0.594
RC_8	0.344	5.998	0.336	RS_8	0.388	6.320	0.420
RC_9	0.146	3.894	0.469	RS_9	0.146	3.285	0.395
RC_10	0.231	5.405	0.587	RS_10	0.265	4.048	0.457
RC_11	0.336	6.071	0.352	RS_11	0.383	6.119	0.375
RC_12	0.332	5.159	0.348	RS_12	0.378	5.947	0.485
RC_13	0.221	7.896	0.571	RS_13	0.291	4.835	0.372
RC_14	0.089	3.063	0.369	RS_14	0.114	1.699	0.318
RC_15	0.127	2.262	0.363	RS_15	0.123	2.753	0.417
RC_16	0.110	3.128	0.361	RS_16	0.120	2.380	0.323
RC_17	0.113	2.051	0.227	RS_17	0.142	2.284	0.316
RC_18	0.193	5.663	0.334	RS_18	0.197	4.155	0.331
RC_19	0.208	2.918	0.545	RS_19	0.218	1.534	0.547
RC_20	0.126	1.869	0.612	RS_20	0.177	1.272	0.612
RC_21	0.247	4.860	0.522	RS_21	0.261	2.971	0.575
RC_22	0.176	4.533	0.468	RS_22	0.201	2.914	0.456
RC_23	0.230	4.842	0.419	RS_23	0.242	4.878	0.440
RC_24	0.198	3.514	0.446	RS_24	0.250	2.626	0.448
RC_25	0.113	2.086	0.538	RS_25	0.095	1.332	0.597
RC_26	0.124	4.002	0.314	RS_26	0.116	3.048	0.303
RC_27	0.202	6.035	0.569	RS_27	0.221	4.165	0.399
RC_28	0.100	3.709	0.487	RS_28	0.110	2.031	0.485
RC_29	0.076	2.121	0.410	RS_29	0.087	1.617	0.597
RC_30	0.103	2.328	0.368	RS_30	0.123	2.182	0.527
RC_31	0.129	3.865	0.529	RS_31	0.126	2.777	0.447
RC_32	0.179	6.056	0.408	RS_32	0.217	4.364	0.301
RC_33	0.132	4.363	0.344	RS_33	0.125	3.463	0.362
RC_34	0.153	4.430	0.367	RS_34	0.215	3.598	0.369
RC_35	0.192	5.441	0.470	RS_35	0.211	3.452	0.367
RC_36	0.275	8.978	0.588	RS_36	0.318	4.186	0.406
RC_37	0.212	2.147	0.558	RS_37	0.237	1.366	0.702
RC_38	0.270	5.925	0.338	RS_38	0.292	6.000	0.347
RC_39	0.143	5.026	0.545	RS_39	0.180	2.836	0.575
RC_40	0.253	7.013	0.452	RS_40	0.352	5.302	0.370

### 7.3 Ortalama Hata Kare Kökü

Vekil modellerin doğruluğunu belirlemek için farklı hata metrikleri uygulanabilir. Bu çalışmada kullanılan Kriging vekil modelleri veri noktalarının tam üzerinden geçtiği için, vekil modelin doğruluğunu değerlendirmek için genelleştirilmiş ortalama karekök çapraz doğrulama hatası (GMSE) kullanılmıştır. Eşitlik (7.3)'teki gibi formüle edilen GMSE şu adımları kullanarak [36] hesaplama yapmaktadır: N adet veri noktası olduğunu varsayarsak, her seferinde bir veri noktası dışarıda tutularak N kez vekil model oluşturulur. Daha sonra, atlanan veri noktası ( $X_k$ ) nin gerçek yanıtı olan ( $y_k$ ) ile vekil model kullanılarak tahmin edilen ( $\hat{y}_k$ ) değeri arasındaki fark hesaplanır.

$$GMSE = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (y_k - \hat{y}_k^{(-k)})^2} \quad (7.3)$$

Son olarak GMSE değerleri, yanıtın veri noktalarındaki aralık değerine bölünerek Eşitlik 7.4'teki gibi normalize edilmiş ve  $GMSE_{nor}$  hesaplanmıştır.

$$GMSE_{nor} = \frac{GMSE}{y_{max} - y_{min}} \quad (7.4)$$

Burada  $y_{max}$  ve  $y_{min}$  sırasıyla yanıtın veri noktalarındaki en yüksek ve en düşük değerleridir. Kriging modelleri için hesaplanan  $GMSE_{nor}$  değerleri Çizelge 7.5'te gösterilmektedir. Tetra kiral çarpışma kutuları (hem silindirik hem kare) ile içe girintili kare çarpışma kutusu için oluşturulan Kriging modellerinin  $GMSE_{nor}$  değerleri %10'un altında, içe girintili silindirik çarpışma kutusu için oluşturulan Kriging modellerinin  $GMSE_{nor}$  değerleri ise; SEA için % 11.4, CLE için ise % 22.4'dir.

Çizelge 7.5: Kriging modellerinin  $GMSE_{nor}$  sonuçları.

Çarpışma Kutusu Tipi	Çarpışma Metriği	$GMSE_{nor}$
Tetra kiral silindirik	SEA (kJ/kg)	4.3%
	CLE	8.7%
Tetra kiral kare	SEA (kJ/kg)	8.1%
	CLE	8.1%
İçe girintili silindirik	SEA (kJ/kg)	11.4%
	CLE	22.4%
İçe girintili kare	SEA (kJ/kg)	8.7%
	CLE	9.4%

## 8. OPTİMİZASYON SONUÇLARI

### 8.1 Maksimum SEA ve CLE Değerlerinin FEA ile Doğrulanması

Genetik algoritma, aramaya tek noktadan değil bir noktalar kümesinden başlamaktadır [37]. Bu nedenle, eğer popülasyonda az sayıda birey varsa her seferinde farklı optimum çözüm elde edilebilmektedir. Bunun için bu çalışmada maksimum SEA ve CLE değerlerini elde etmek için optimizasyon problemi birkaç kez çözülmüş ve elde edilen en iyi sonuçlar alınmıştır. Dört oksetik yapı için belirlenen maksimum SEA ve maksimum CLE değerleri Çizelge 8.1’de görülmektedir.

Çizelge 8.1: Oksetik çarpışma kutularına ait maksimum SEA ve CLE değerleri.

Çarpışma Kutusu Tipi	Çarpışma Metrikleri	Geometrik Parametreler				
		Maks.	theta (derece)	w (mm)	t (mm)	N
Tetra kiral silindirik	SEA (kJ/kg)	6.427	21.82	2.497	5.849	16
	CLE	0.571	21.94	2.495	2.760	15
Tetra kiral kare	SEA (kJ/kg)	5.489	20.37	2.492	5.356	16
	CLE	0.614	21.98	2.129	5.952	16
İçe girintili silindirik	SEA (kJ/kg)	9.019	17.47	2.308	5.346	13
	CLE	0.663	21.92	2.042	5.993	8
İçe girintili kare	SEA (kJ/kg)	6.614	14.21	2.490	5.981	16
	CLE	0.745	21.93	1.502	5.973	8

Maksimum SEA ve CLE değerlerini elde etmek için kullanılan kodları doğrulamak için Çizelge 8.1’deki geometrik parametre değerleri esas alınarak hazırlanan 8 adet yeni çarpışma kutusu için FEA modelleri hazırlanmış ve çarpışma simülasyonları tekrar çalıştırılmıştır. Çizelge 8.2’de MATLAB kodundan elde edilen değerler ve FEA sonuçları karşılaştırılmış olup hata oranları genel olarak % 5 civarı, sadece tetra kiral silindirik SEA için % 9.9’tür. Böylelikle optimizasyon kodlarının doğruluğu kanıtlanmıştır. Çizelge 8.1’deki maksimum SEA ve CLE değerlerine ait yapıların kuvvet yer değiştirme eğrileri Ek.1’de, deformasyon mekanizmalarına ait görseller Ek.2’de görülmektedir.

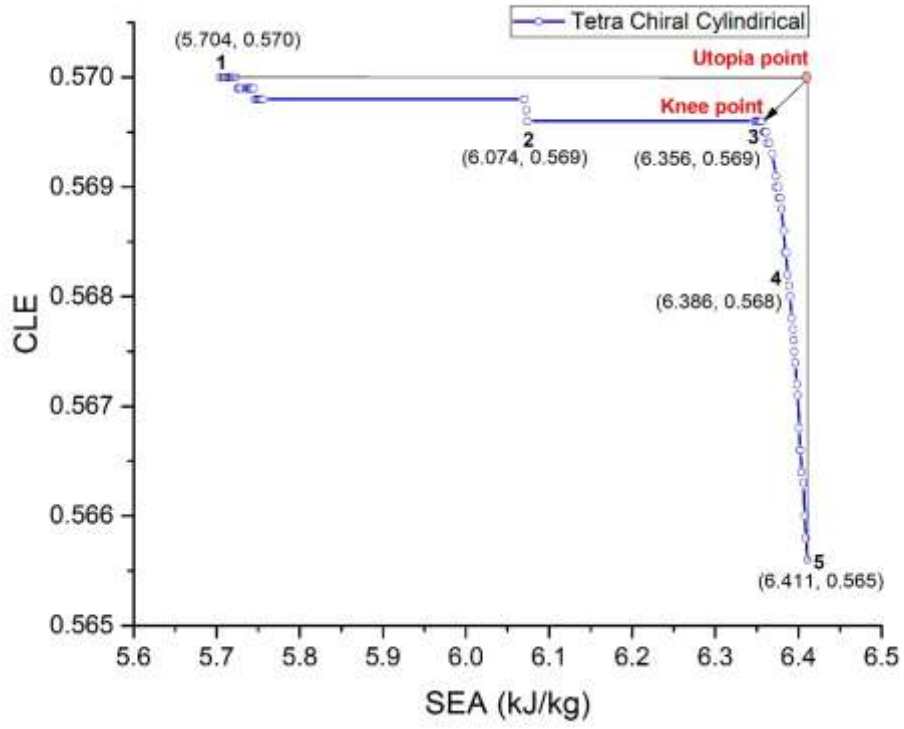
Çizelge 8.2 : MATLAB kodlarının doğrulaması.

Çarpışma Kutusu Tipi	Çarpışma Metrikleri	Maksimum Değerler MATLAB	Maksimum Değerler LS-DYNA	Hata (%)
Tetra kiral silindirik	SEA (kJ/kg)	6.427	6.753	4.8
	CLE	0.571	0.612	6.7
Tetra kiral kare	SEA (kJ/kg)	5.489	6.094	9.9
	CLE	0.614	0.616	0.4
İçe girintili silindirik	SEA (kJ/kg)	9.019	9.568	5.7
	CLE	0.663	0.635	4.2
İçe girintili kare	SEA (kJ/kg)	6.614	6.926	4.5
	CLE	0.745	0.679	8.9

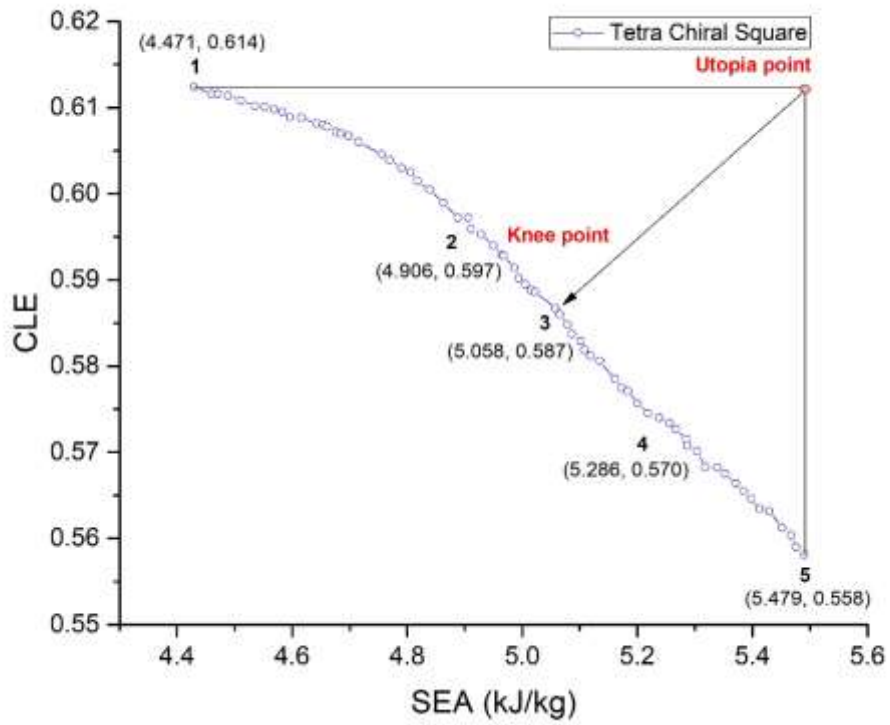
## 8.2 Pareto Cephesi ile Optimum Tasarımların Elde Edilmesi

Çok amaçlı optimizasyon problemlerinde her bir amacı çözüm uzayında ele almak gerekir [36]. Bu nedenle  $\alpha$  ağırlık faktörü CLE ve SEA arasındaki ilişkiyi belirlemeye yaramaktadır. Çok amaçlı optimizasyon çözümü bir dizi optimal çözüme sahiptir [38] ve bu nedenle Pareto cephesi setleri maksimum ve minimum CLE ve SEA değerlerini içerir. Şekil 8.1 tetra kiral silindirik çarpışma kutusu için hazırlan pareto cephesini, Şekil 8.2 tetra kiral kare çarpışma kutusu için hazırlanan pareto cephesini, Şekil 8.3 içe girintili silindirik çarpışma kutusu için hazırlanan pareto cephesini ve son olarak Şekil 8.4 içe girintili kare çarpışma kutusu için hazırlanan pareto cephesini göstermektedir. Burada 1 numaralı noktalar maksimum CLE için elde edilen çarpışma metriği değerlerini ve bu değerlere karşılık gelen geometrik parametreleri ifade etmektedir. 5 numaralı noktalar ise maksimum SEA için elde edilen çarpışma metriği değerlerini ve bu değerlere karşılık gelen geometrik parametre değerlerini ifade etmektedir. Bunlara ek olarak, Ütopya noktası maksimum CLE ve SEA değerlerinin aynı anda bir çarpışma kutusundan göstermesi beklenen performansı ifade etmektedir, fakat bu değerlere aynı anda ulaşmak imkansızdır. Son olarak, 3 numaralı noktalar (dirsek noktası) ise ütopya noktasına en yakın olan noktayı yani çok amaçlı optimizasyon problemi için elde edilen optimum sonucu ifade etmektedir.

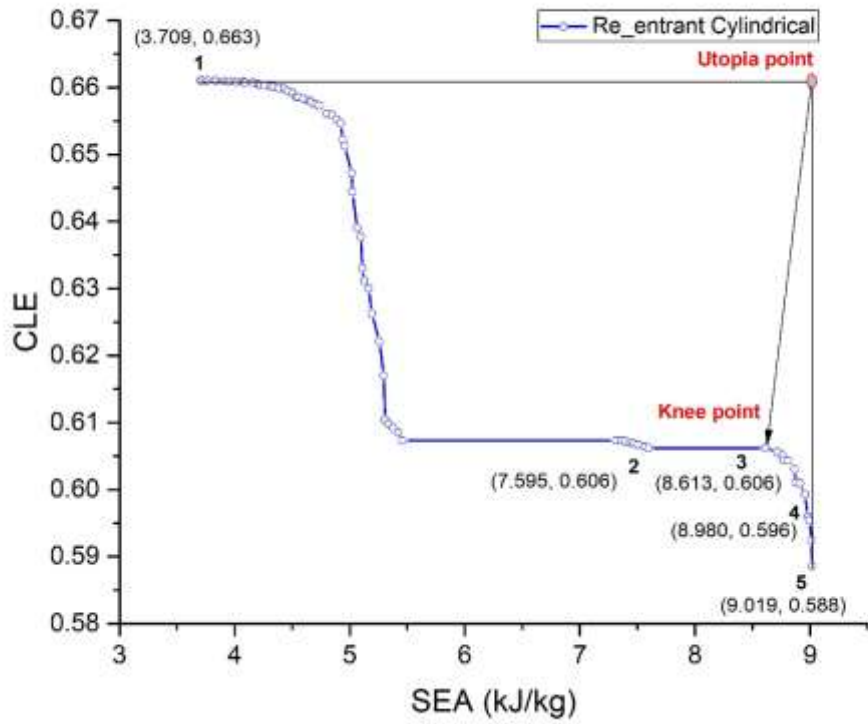




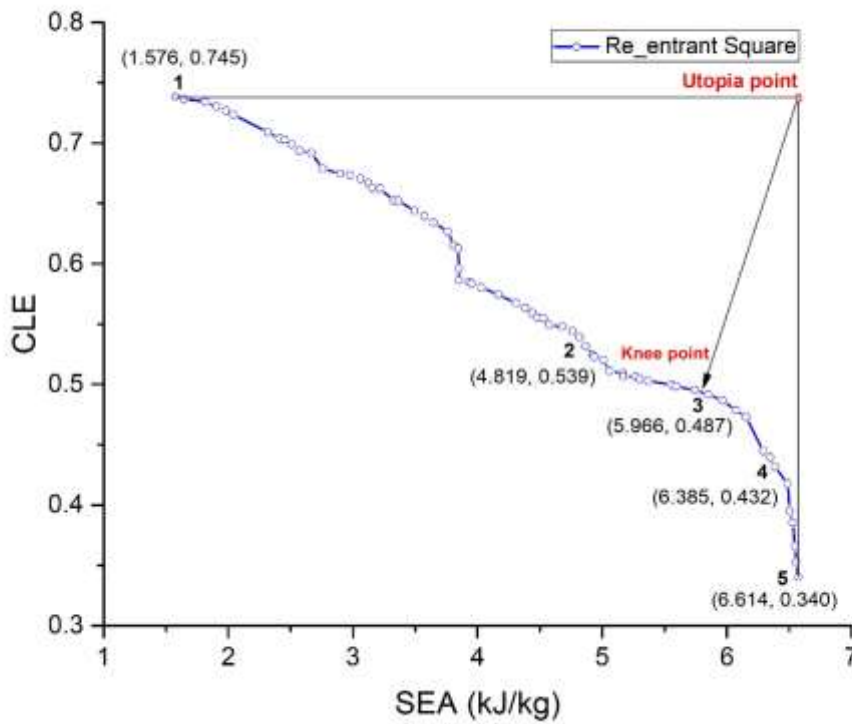
Şekil 8.1 : Tetra kiral silindirik çarpışma kutusu pareto seti.



Şekil 8.2 : Tetra kiral kare çarpışma kutusu pareto seti.



Şekil 8.3 : İçe girintili silindirik çarpışma kutusu pareto seti.



Şekil 8.4 : İçe girintili kare çarpışma kutusu pareto seti.

Çizelge 8.3'te dört oksetik çarpışma kutusu içinde belirlenen optimum SEA ve CLE değerleri ile birlikte bu değerlere karşılık gelen geometrik parametre değerleri gösterilmektedir. En üstün SEA değerleri içe girintili silindirik çarpışma kutusu 8.613 kJ/kg, tetra kiral silindirik çarpışma kutusunun 6.356 kJ/kg, içe girintili kare çarpışma kutusunun 5.966 kJ/kg ve tetra kiral kare çarpışma kutusunun değeri ise 5.058 kJ/kg'dır. CLE sıralamasında ise içe girintili silindirik çarpışma kutusu 0.606, tetra kiral kare çarpışma kutusu 0.587, tetra kiral silindirik çarpışma kutusu 0.569 ve içe girintili kare çarpışma kutusu 0.487 olarak bulunmuştur.

Çizelge 8.3 : Optimum sonuçlar.

Çarpışma Kutusu	SEA (kJ/kg)	CLE	theta (derece)	w (mm)	t (mm)	N
Tetra kiral silindirik	6.356	0.569	21.831	2.489	5.138	16
Tetra kiral kare	5.058	0.587	21.311	2.333	5.495	16
İçe girintili silindirik	8.613	0.606	17.481	2.088	5.333	13
İçe girintili kare	5.966	0.487	21.839	2.133	5.939	16



## 9. SONUÇLAR

Bu çalışmada negatif Poisson oranına sahip yapılardan tetra kiral ve içe girintili kare ile silindirik çarpışma kutularının performansları deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Deneysel çalışmaların ardından latin hiperküpü örnekleme yöntemi ile geometrik parametreleri oluşturulan, her bir yapı için 40 adet (tasarım değişkeni sayısının 10 katı) olmak üzere toplamda 160 adet çarpışma kutusu tasarlanmış ve LS-DYNA yazılımı ile sonlu elemanlar analizleri tamamlanmıştır. Çarpışma kutularının geometrik parametreleri ile kutuların çarpışma performans metrikleri arasında ilişki kurmak üzere MATLAB yazılımı kullanılarak Kriging vekil modelleri oluşturulmuştur. Oluşturulan Kriging modelleri, MATLAB yazılımında ön tanımlı genetik algoritma fonksiyonuna entegre edilerek çarpışma kutularının maksimum SEA ve CLE için optimizasyonu yapılmış ve Pareto optimal tasarımlar elde edilmiştir. Yapılan bu çalışmalara göre aşağıdaki sonuçlara varılmıştır.

Tetra kiral ve içe girintili çarpışma kutuları kıyaslandığında; tetra kiral yapının çalışma mekanizmasından kaynaklanan büküm tepkisi sayesinde, darbe anında tepki olarak uyguladığı ilk kuvvetleri yumuşattığı görülmüştür. Tepe kuvvetlerinden sonra ise kiriş kollarında akma meydana gelmekte ve tepki kuvvetleri azalmaktadır. Bu azalma bir sonraki sıradaki birim hücre yapısı üzerine üstteki birim hücrenin yığıldığı ana kadar devam etmektedir. Bu tepkiyi bütün birim hücre sıralarının üst üste binmesi tamamlanana kadar bir salınım hareketi yaparak tamamlamaktadır. Kiriş kolları uzunluğu ne kadar uzun ise maksimum ve minimum tepki kuvvetleri arasındaki farkta okadar fazladır. İçe girintili yapılarda ise yapı daha rijit davrandığı için ilk tepe kuvvetleri daha yüksektir. Deformasyon yapısı ise daha rijit davrandığı için kısa kiriş kollu yapılarda ilk tepe kuvvetinden sonra yapı ezilmenin başladığı ilk yerden akmaya başlamakta ve o bölge üzerinde düzensiz bir yığılma gerçekleşmektedir. Bu yüzden uzun bir plato gerinimine sahiptir. Uzun kiriş kollu içe girintili çarpışma kutularında ise ilk tepe kuvveti, yine yapı rijit davrandığı için yüksek fakat daha sonra her bir birim hücre sırası üst üste yığılarak salınım hareketi yapmaktadır. İçe girintili yapıların plato gerilim aralığı sayesinde CLE değerleri tetra kiral yapılara göre daha yüksek olmakta

ve yine SEA ları da daha yüksek olmaktadır. Silindirik ve kare çarpışma kutuları kıyaslandığında ise aynı geometrik ölçülere sahip silindirik çarpışma kutuları daha hafif ve daha kararlı oldukları için SEA ları daha yüksek değer almaktadır, CLE değerleri ise bir birlerine oldukça yakın değer almaktadır.

Optimum tasarımların belirlenmesinde ise en üstün SEA değerleri ie girintili silindirik çarpışma kutusu 8.613 kJ/kg, tetra kiral silindirik çarpışma kutusunun 6.356 kJ/kg, ie girintili kare çarpışma kutusunun 5.966 kJ/kg ve tetra kiral kare çarpışma kutusunun değeri ise 5.058 kJ/kg dır. CLE sıralamasında ise ie girintili silindirik çarpışma kutusu 0.606, tetra kiral kare çarpışma kutusu 0.587, tetra kiral silindirik çarpışma kutusu 0.569 ve ie girintili kare çarpışma kutusu 0.487 olarak bulunmuştur. Bu dört yapı içinde optimum sonuçlarının değerlendirilmesi ile ie girintili silindirik çarpışma kutusu, diğer yapılara göre daha iyi bir çarpışma performansı sergilemektedir.

Yapılan bu çalışma ile oksetik çarpışma kutularının çarpışma performansı karakterleri ve optimizasyonu için iyi bir örnek olduğu ve literatürde tetra kiral ve ie girintili çarpışma kutularının karşılaştırılmasına ait örnek bulunmadığı için bu boşluğu doldurduğu düşünölmektedir.

## KAYNAKLAR

- [1] Global Status Report on Road Safety 2018. World Health Organization 2018
- [2] **Samer, F., Tarlochan, F., Samaka, H., Khalid, K.S.,** (2013). Improvement of energy absorption of thin walled hexagonal tube made of magnesium alloy by using trigger mechanisms, *Int J Res Eng Technol*, Volume 2, Issue 10, Pages 173-180.
- [3] **Nia, A.A., Hamedani, J.H.,** (2010). Comparative analysis of energy absorption and deformations of thin walled tubes with various section geometries, *Thin-Walled Structures*, 48 (12), pp. 946-954.
- [4] **Hussain, N.N., Regalla, S.P., Rao, Y.V.D.,** (2017). Low velocity impact characterization of glass fiber reinforced plastics for application of crash, *Mater. Today Proc*, 4 (2) (2017), pp. 3252-3262.
- [5] **Altin, M., Acar, E., Güler, M.A.,** (2018). Foam filling options for crashworthiness optimization of thin-walled multi-tubular circular columns, *Thin-Walled Structures*, 131, pp. 309-323.
- [6] **Saenz-Dominguez, I., Tena, I., Esnaola, A., Sarrionandia, M., Torre, J., Aurrekoetxea, J.,** (2019). Design and characterisation of cellular composite structures for automotive crash-boxes manufactured by out of die ultraviolet cured pultrusion, *Composites Part B: Engineering*, 160, pp. 217-224.
- [7] **Wang, Y., Feng, J., Wu, J., Hu, D.,** (2016). Effects of fiber orientation and wall thickness on energy absorption characteristics of carbon-reinforced composite tubes under different loading conditions, *Compos. Struct*, 153, pp. 356-368.
- [8] **Ma, C., Lei, H., Hua, J., Bai, T., Liang, J., Fang, D.,** (2018). Experimental and simulation investigation of the reversible bi-directional twisting response of tetra-chiral cylindrical shells, *Compos. Struct*, 203, pp. 142-152.
- [9] **Gao, Q., Ge, C., Zuhang, W.,** (2019). Crashworthiness analysis of double-arrowed auxetic structure under axial impact loading, *Mater. Des*, 161, pp. 22-34.
- [10] **Gao, Q., Zhao, X., Wang, C., Wang, L., Ma, Z.,** (2018). Multi-objective crashworthiness optimization for an auxetic cylindrical structure under axial impact loading, *Mater. Des*, 143, pp. 120-130.

- [11] **Liu, Y., Zhang, X.-C.**, (2018). The influence of cell micro-topology on the in-plane dynamic crushing of honeycombs, *Int. J. Impact. Eng*, 36(1), pp. 98-109.
- [12] **Lu, H., Whang, X., Chen, T.**, (2021). In-plane dynamics crushing of a combined auxetic honeycomb with negative Poisson's ratio anenhanced energy absorption, *Thin-Walled Struct*, 160, Artic 107366.
- [13] **Zhou, G., Ma, Z.D., Li, G., Cheng, A., Duan, L., Zhao, W.**, (2016). Design optimization of a novel NPR crash box based on multi-objective genetic algorithm, *Struct. Multidiscip. Optim*, 54, pp. 673-684.
- [14] **Harkati, E., Daoudi, N., Bezazi, A., Haddad, A., Scarpa, F.**, (2017). In-plane elasticity of a multi re-entrant auxetic honeycomb, *Struct. Multidiscip. Optim*, 180, pp. 130-139.
- [15] **Grima, J.N., Manicaro, E., Attard, D.**, (2010). Auxetic behaviour from connected different-sized squares and rectangles, *Proc. Math. Phys. Eng. Sci*, 467, pp. 439-458.
- [16] **Lu, Q., Qi, D., Li, Y., Xiao, D., Wu, W.**, (2019). Auxetic behaviour from connected different-sized squares and rectangles, *Proc. Math. Phys. Eng. Sci*, 140, pp. 495-505.
- [17] **Ma, C., Lei, H., Liang, J., Wu, W., Wang, T., Fang, D.**, (2018). Macroscopic mechanical response of chiral-type cylindrical metastructures under axial compression loading, *Mater. Des*, 158, pp. 198-212.
- [18] **Guo, Y., Zhang, J., Chen, L., Du, B., Liu, H., Chen, L., Li, W., Liu, Y.**, (2020). Deformation behaviors and energy absorption of auxetic lattice cylindrical structures under axial crushing load, *Aerosp. Sci. Technol*, 98, pp. 105662.
- [19] **Lakes, R.**, (1993). Materials with structural hierarchy, *Mater. Des*, 361, pp. 511-515.
- [20] **Qianqian, W., Gao, Y., Wei, X., Mousanezhad, D., Ma, L., Vaziri, A., Jian, X.**, (2018). Mechanical properties and failure mechanisms of sandwich panels with ultra-lightweight three-dimensional hierarchical lattice cores, *Int. J. Solids. Struct*, 132-133, pp. 171-187.
- [21] **Prall, D., Lakes, R.S.**, (1997). Properties of a chiral honeycomb with a Poisson's ratio of  $-1$ , *Int. J. Mech. Sci*, 39, pp. 305-314.
- [22] **Gao, D., Zhang, C.**, (2018). Theoretical and numerical investigation on in-plane impact performance of chiral honeycomb core structure, *J. Struct. Integrity. Maint*, 3, pp. 95-105.
- [23] **Wu, W., Geng, L., Niu, Y., Qi, D., Cui, X., Fang, D.**, (2018). Compression twist deformation of novel tetrachiral architected cylindrical tube inspired by towel gourd tendrils, *Extreme. Mech. Lett. Maint*, 20, pp. 104-111.



- [24] **Ki, M., Lu, X., Zhu, X., Su, X., Wu, T.,** (2019). Research on in-plane quasi-static mechanical properties of gradient tetra-chiral hyper-structures, *Adv. Eng. Mater*, 21, pp. 1801038.
- [25] **Qi, C., Jiang, F., Yu, C., Yang, S.,** (2019). In-plane crushing response of tetra-chiral honeycombs, *Int. J. Impact. Eng*, 130, pp. 247-265.
- [26] **Sgobba, F.,** (2018). Optimization of chiral cellular topologies for energy absorption, *Politecnico Di Milano, Faculty of Industrial Engineering, Master Degree in Aeronautical Engineering*.
- [27] **Lee, W., Jeong, Y., Yoo, J., Huh, H., Par, S.-J., Park, S.H., Yoon, J.,** (2019). Effect of auxetic structures on crash behavior of cylindrical tube, *Compos. Struct*, 208, pp. 836-846.
- [28] **Hou, X., Deng, Z., Zhang, K.,** (2016). Dynamic crushing strength analysis of auxetic honeycombs, *Acta Mech. Solida Sin*, 29, pp. 490-501.
- [29] **Qi, C., Remennikov, A., Pei, L.-Z., Yang, S., Yu, Z.-H., Ngo, T.D.,** (2017). Dynamic crushing strength analysis of auxetic honeycombs, *Acta Mech. Solida Sin*, 29, pp. 490-501.
- [30] **Altin, M., Acar, E., Güler, M.A.,** (2020). Crashworthiness optimization of hierarchial hexagonal honeycombs under out-of-plane impact, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 235, pp. 963-974.
- [31] **Song, X., Sun, G., Guangyao, L., Weizhao, G., Qing, L.,** (2013). Crashworthiness optimization of foam-filled tapered thin-walled structure using multiple surrogate model, *Struct. Multidisc. Optim*, 47, pp. 221-231.
- [32] **Bernard, B.,** (1977). Investigation of a Aluminum Rolling Helix Crash Energy Absorber, *ARA Inc. West Covina, Calif*, 29, pp. 91790.
- [33] **Isabell, W.M., Christman, D.R.** (1970). Shock Propagation and Fracture in 6061-T6 Aluminum From Wave Profile Measurements, *General Motors Technical Center Warren Mi Materials and Structures Lab*.
- [34] **Christman, D.R., Isabell W.M., Babcock, S.G., McMillan A.R., Green, S.J.,** (1977). Measurements of Dynamic Properties of Materials 6061-T6l, *General Motors Technical Center Warren Mi Materials and Structures Lab*.
- [35] **Tanlak, N.,** (2014). Shape optimization of thin-walled tubes under high-velocity axial and transverse impact loadings, *Boğaziçi Universty, PhD in Mechanical Engineering*.
- [36] **Acar, E., Güler, 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, pp. 94-105.
- [37] **Pedramasl, N., Sahin, M., Acar, E.,** (2017). Enhancement of Quality of Modal Test Results of an Unmanned Aerial Vehicle Wing by Implementing a

Multi-objective Genetic Algorithm Optimization, *Aerospace Science and Technology*, 71, pp. 447-463.

- [38] **Zhou, G., Ma, Z., Li, G., Cheng, A., Duan, L., Zhao, W.,** (2016). Design Optimization of a novel NPR Crash Box Based on Multi-objective Genetic Algorithm, *Struct. Multidisc. Optim*, 54, pp. 673-684.

Url-1 <https://www.dynasupport.com/howtos/material/from-engineering-to-true-strain-true-stress>



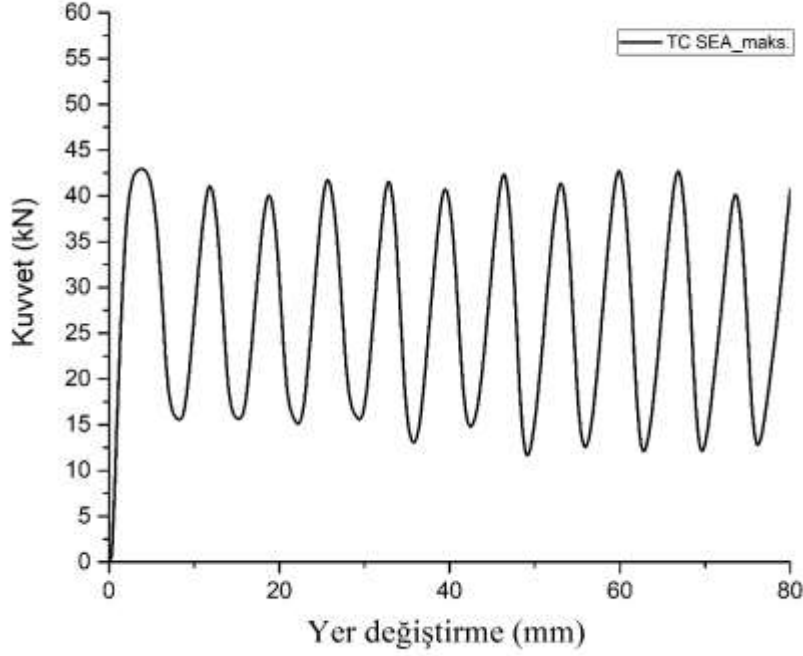
## **EKLER**

EK 1: Maksimum SEA ve CLE değerlerine sahip çarpışma kutularının kuvvet yer değiştirme eğrileri.

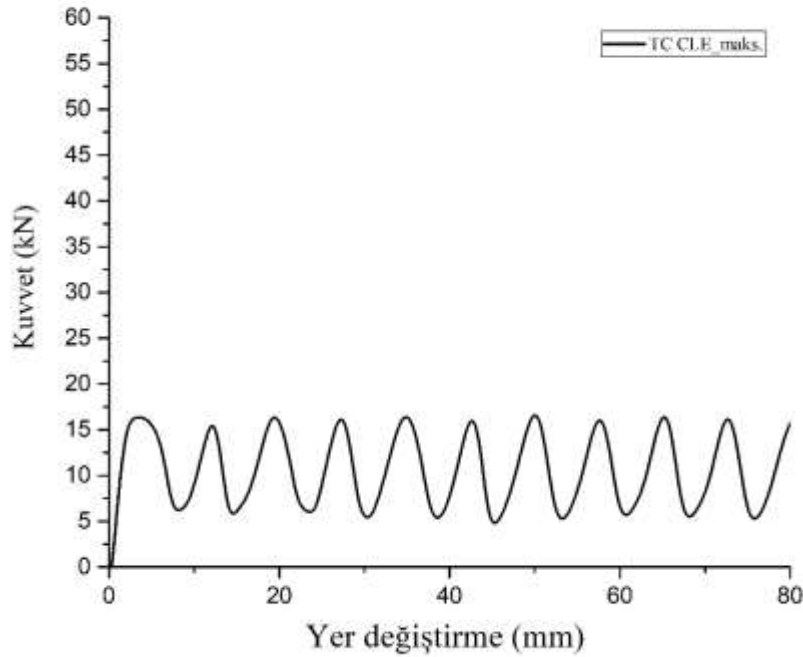
EK 2: Maksimum SEA ve CLE değerlerine sahip yapıların deformasyon Şekilleri.



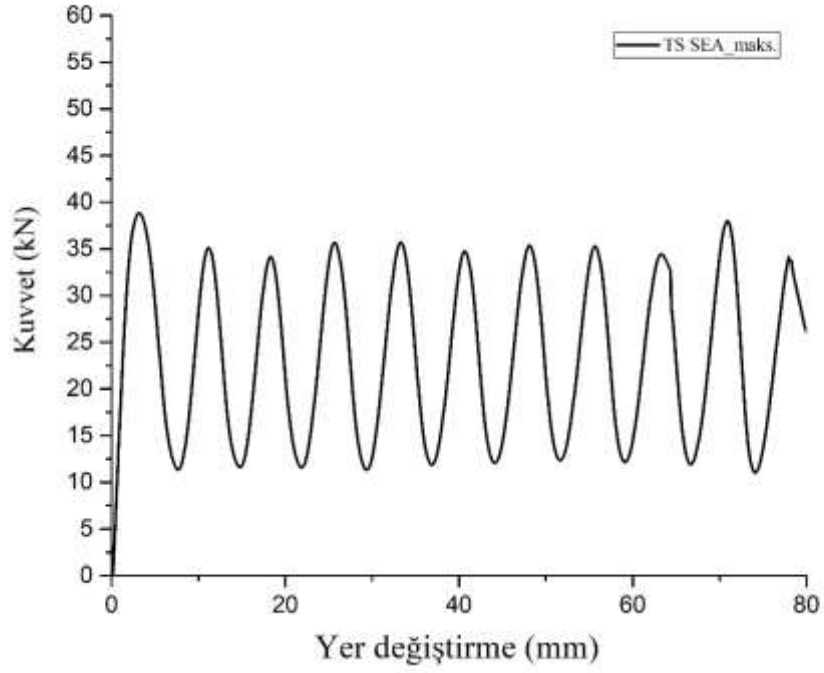
## EK 1 : MAKSİMUM SEA VE CLE DEĞERLERİNE SAHİP ÇARPIŞMA KUTULARINA AİT KUVVET – YER DEĞİŞTİRME EĞRİLERİ



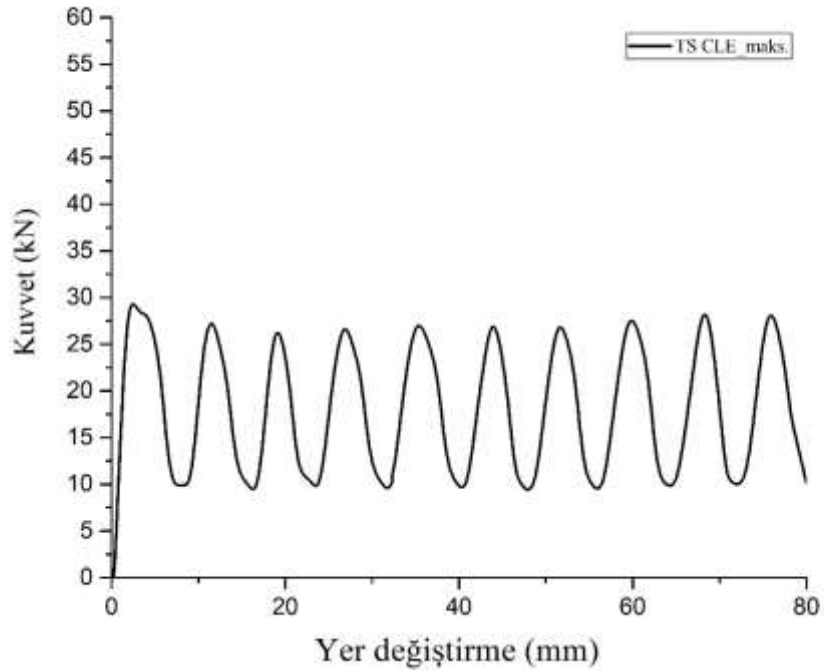
şekil Ek.1 : Maksimum SEA değerine sahip tetra kiral sinidirik arpişma kutusuna ait kuvvet – yer değiştirme grafiği.



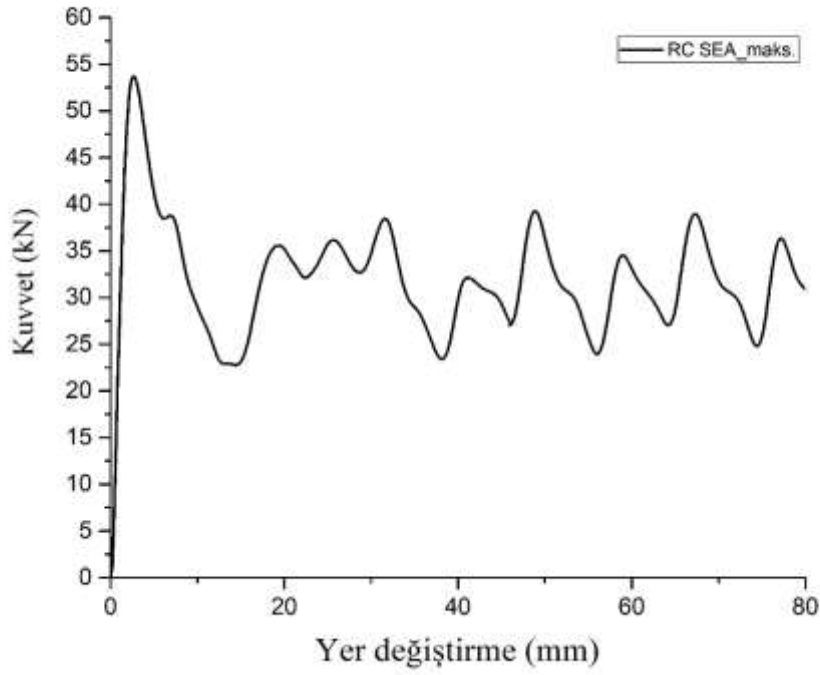
şekil Ek.2 : Maksimum CLE değerine sahip tetra kiral sinidirik arpişma kutusuna ait kuvvet – yer değiştirme grafiği.



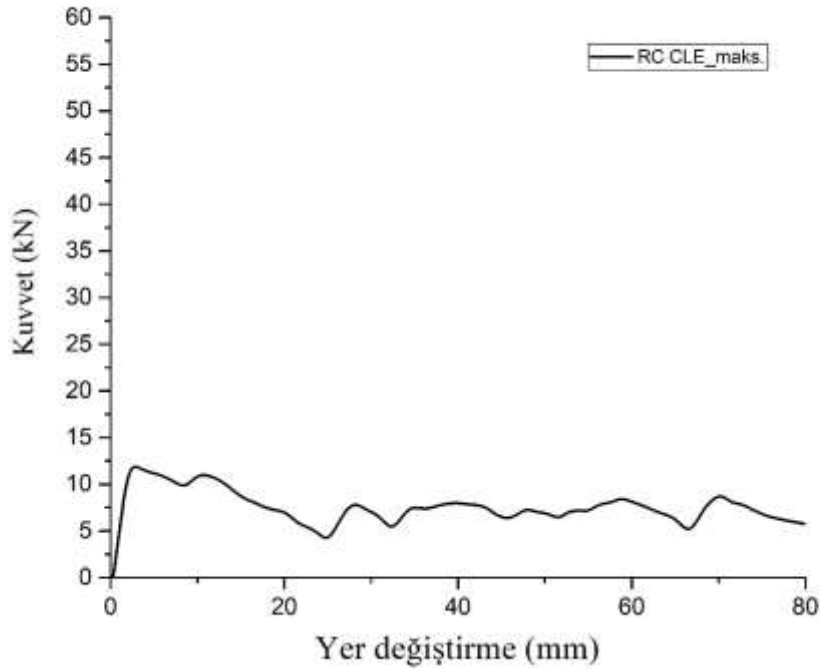
şekil Ek.3 : Maksimum SEA değerine sahip tetra kiral kare çarpışma kutusuna ait kuvvet – yer değiştirme grafiği.



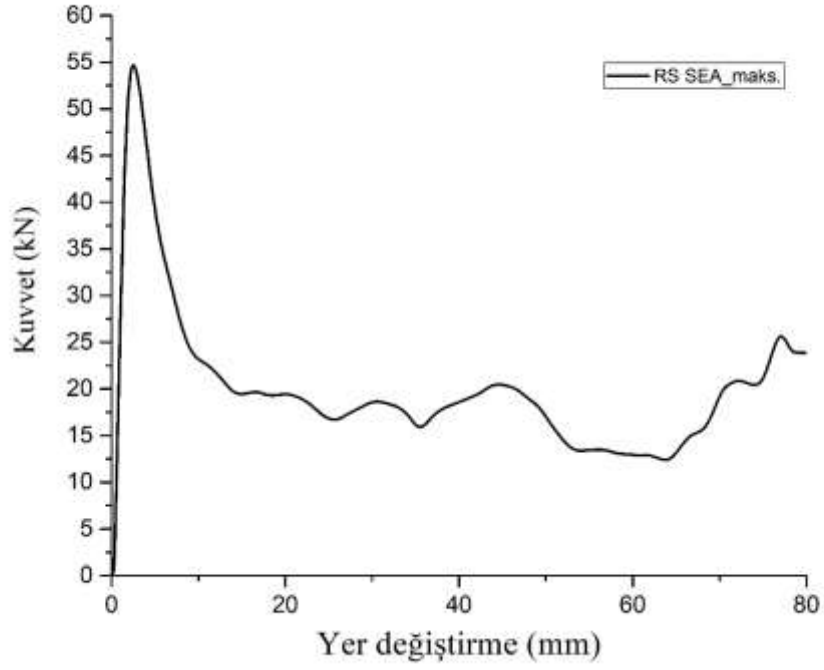
şekil Ek.4 : Maksimum CLE değerine sahip tetra kiral kare çarpışma kutusuna ait kuvvet – yer değiştirme grafiği.



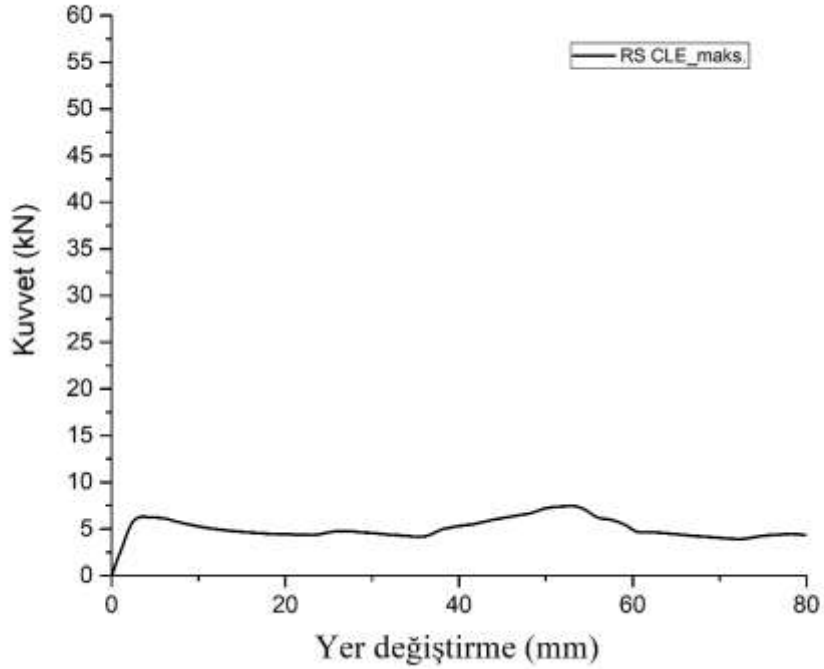
Şekil Ek.5 : Maksimum SEA değerine sahip içe girintili sinidirik çarpışma kutusuna ait kuvvet – yer değiştirme grafiği.



Şekil Ek.6 : Maksimum CLE değerine sahip içe girintili sinidirik çarpışma kutusuna ait kuvvet – yer değiştirme grafiği.

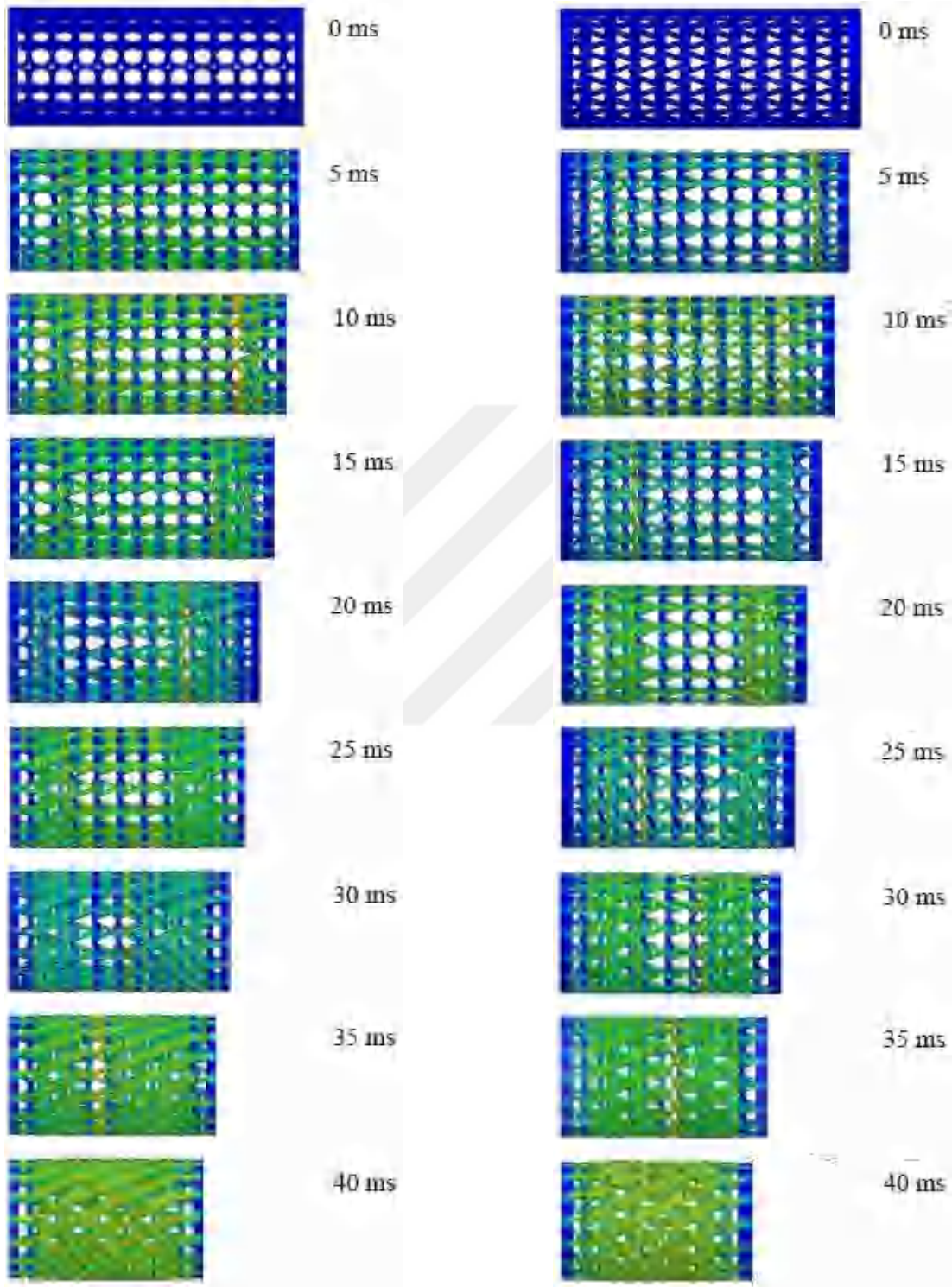


şekil Ek.7 : Maksimum SEA değerine sahip ie girintili kare çarpışma kutusuna ait kuvvet – yer değiştirme grafiği.



şekil Ek.8 : Maksimum CLE değerine sahip ie girintili kare çarpışma kutusuna ait kuvvet – yer değiştirme grafiği.

## EK 2 : MAKSİMUM SEA VE CLE DEĞERLERİNE SAHİP ÇARPIŞMA KUTULARININ DEFORMASYON ŞEKİLLERİ

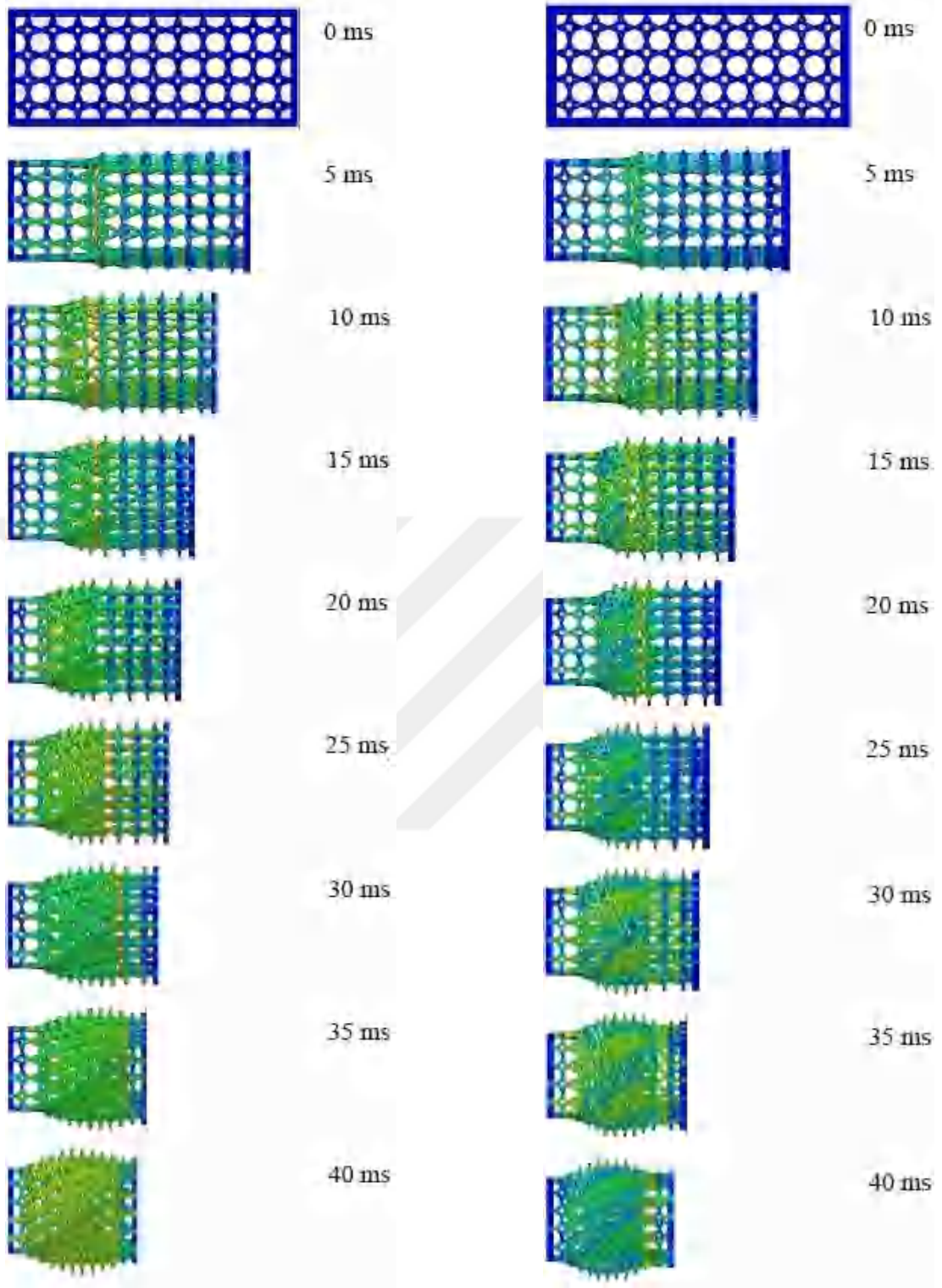


(a)

(b)

Şekil Ek.9 : Maksimum (a) SEA ve (b) CLE değerlerine sahip tetra kiral silindirik çarpışma kutularına ait deformasyon şekilleri.

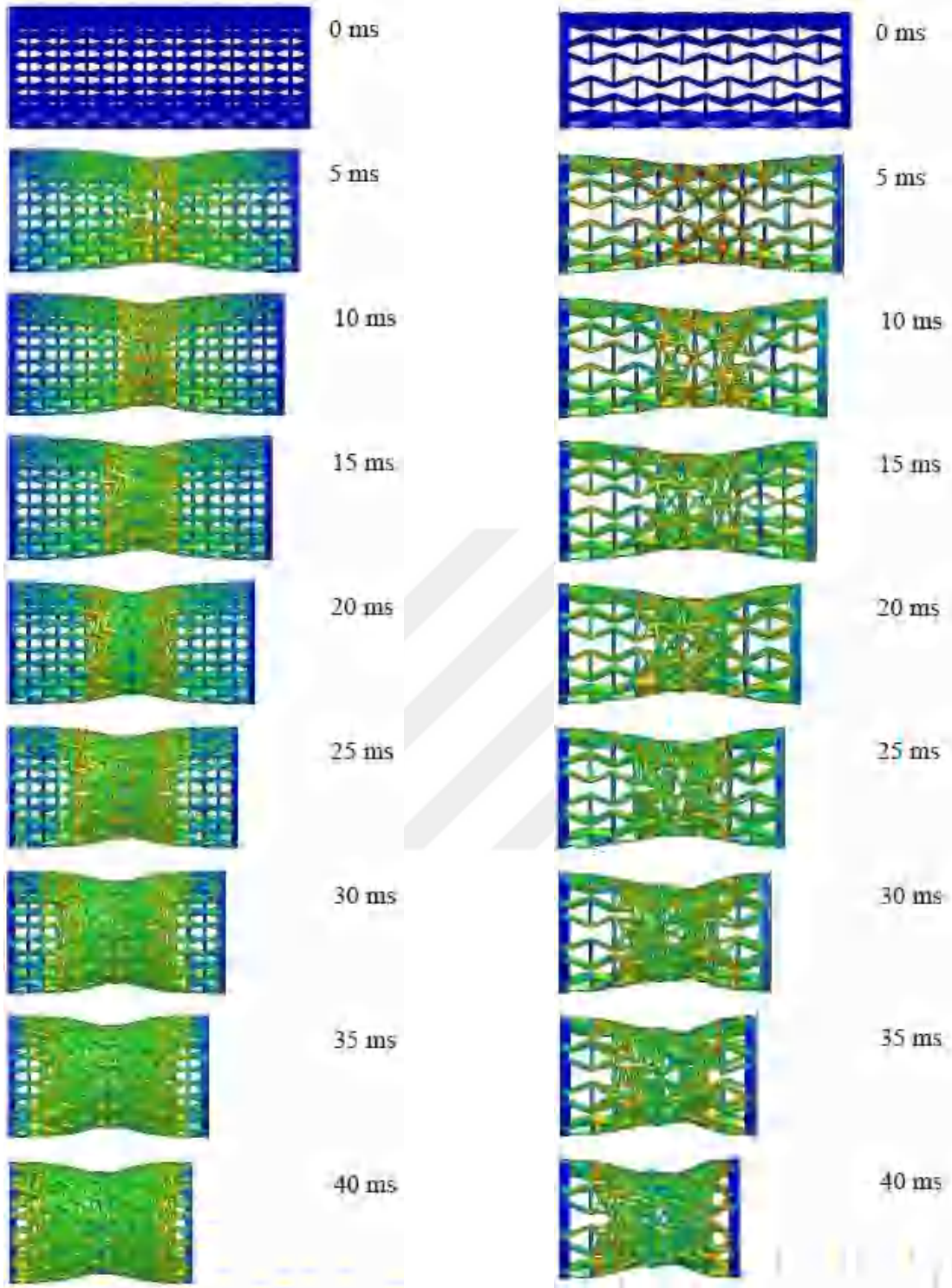




(a)

(b)

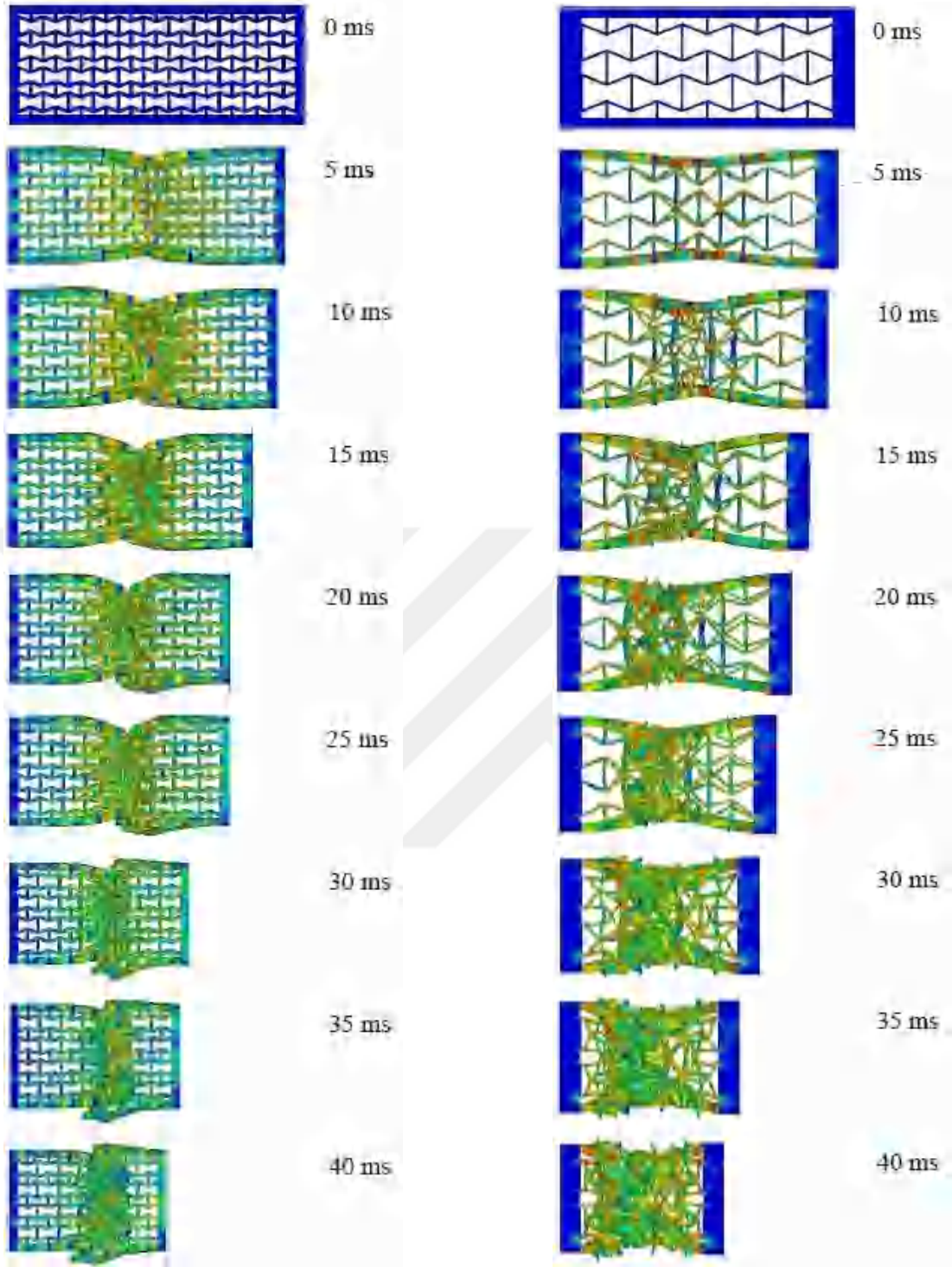
Şekil Ek.10 : Maksimum (a) SEA ve (b) CLE değerlerine sahip tetra kiral kare çarpışma kutularına ait deformasyon şekilleri.



(a)

(b)

Şekil Ek.11 : Maksimum (a) SEA ve (b) CLE değerlerine sahip içe girintili silindirik çarpışma kutularına ait deformasyon şekilleri.



(a)

(b)

Şekil Ek.12 : Maksimum (a) SEA ve (b) CLE değerlerine sahip içe girintili kare çarpışma kutularına ait deformasyon şekilleri.