

## ÇOKLU ARAMA STRATEJİLERİ KULLANAN ÇOK AMAÇLI PARÇACIK SÜRÜ OPTİMİZASYONU YÖNTEMİ İLE DAİRESEL ÇOK HÜCRELİ ÇARPIŞMA KUTUSUNUN OPTİMİZASYONU

*Emre İsa ALBAK* \*<sup>ID</sup>

*Erol SOLMAZ* \*\*<sup>ID</sup>

*Ferruh ÖZTÜRK* \*\*<sup>ID</sup>

Alınma: 01.08.2021 ; düzeltme: 19.11.2021 ; kabul: 31.12.2021

**Öz:** Çarpışma kutuları araçlarda darbe emici yapılar olarak araçların tampon kısımlarında bulunur. Çarpışma kutularının şekli, çarpışma performansını önemli oranda etkilemektedir. Çarpışma kutuları üzerine yapılan çalışmalarda çok hücreli çarpışma kutularının tek duvardan oluşan çarpışma kutularına göre daha iyi performansa sahip oldukları ortaya koyulmuştur. Çok hücreli çarpışma kutularında dış duvar içerisindeki yapıların geometrisi çarpışma performansını arttırmada önemli rol oynamaktadır. Bu çalışmada her birinin dış duvarı silindirik olan ve içi kare, altıgen, sekizgen ve dairesel kesitler ile eklenmiş dört farklı çarpışma kutusunun performansları incelenmiştir. En iyi performansa sahip olan içerisine dairesel kesit eklenmiş dairesel çok hücreli çarpışma kutusuna çoklu arama stratejileri kullanan çok amaçlı parçacık sürü optimizasyonu (MMOPSO) yöntemiyle optimizasyon çalışması yapılmıştır. Optimizasyon çalışması, radyal temelli fonksiyonlar yöntemi ile elde edilen metamodel kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Metamodel, latin hiperküp yöntemi ile belirlenen otuz adet örnekleme noktaları kullanılarak oluşturulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Çok hücreli çarpışma kutusu, Çarpışma, Çok amaçlı optimizasyon, Metamodel, Otomotiv malzemeleri, Çoklu arama stratejileri kullanan çok amaçlı parçacık sürü optimizasyonu

### Optimization of a Circular Multi-cell Crash Box by Multi-objective Particle Swarm Optimization Using Multiple Search Strategies

**Abstract:** The crash boxes are located in vehicles in the part of the bumper as energy-absorbing structures. The shape of the thin-walled tubes significantly influences the crashworthiness performance. In the studies on thin-walled tubes, it has been shown that multi-cell tubes have better crashworthiness performance than mono-cell tubes. In multi-cell tubes, the cross-section of the structures within the outer wall plays an important role in improving the crashworthiness performance. In this study, the crashworthiness performance of circular multi-cell tubes filled with square, hexagonal, octagonal and circular cross-sections are examined. The circular multi-cell tube filled with a circular cross-section, which has the best values within four multi-cell tubes, has been selected to optimize the crashworthiness performance using the multi-objective particle swarm optimization using multiple search strategies (MMOPSO). The optimization study is performed using the surrogate model. A surrogate model is created by using the radial basis function with thirty sampling points which are created using the Latin hypercube method.

**Keywords:** Multi-cell crash box, Crashworthiness, Multi-objective optimization, Metamodel, Automotive materials, Multi-objective particle swarm optimization using multiple search strategies

\* Bursa Uludağ Üniversitesi, Gemlik Asım Kocabıyık MYO, Hibrid ve Elektrikli Taşıtlar Teknolojisi Programı, Bursa

\*\* Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Bursa.

İletişim Yazarı: Emre İsa ALBAK (emrealbak@uludag.edu.tr)

## 1. GİRİŞ

Gelişen teknoloji ve artan nüfus ile trafikte bulunan araç sayısı sürekli olarak artmaktadır. Buna bağlı olarak yaralanma ve ölümlü trafik kazalarının oluşma riski de artmaktadır. Araştırmacılar, kazalarda sürücü ve yolcuların zarar görmesini önlemek amacıyla çeşitli çalışmalar yapmaktadır. Kazaların oluşumunu engellemek amacıyla araçlarda aktif ve pasif güvenlik sistemleri bulunmaktadır. Çarpışma kutuları, araçların çarpışma esnasında ortaya çıkan enerjiyi sönmüleyerek sürücü ve yolculara gelecek etkileri azaltan en önemli pasif güvenlik elemanlarından (Yıldız ve diğ., 2016). Çarpışma kutuları otomotiv sanayisinde sahip oldukları yüksek enerji emme kabiliyetleri ve hafiflik avantajları nedeniyle darbe emici yapılar olarak araçlarda kullanılmaktadır (Hanssen ve diğ., 2011).

Araştırmacılar çarpışma kutularının performansını incelemek amacıyla teorik (Tran ve diğ., 2014), deneysel (Vinayagar ve Kumar, 2017) ve sonlu elemanlar analizleri (Abbasi ve diğ., 2015) olmak üzere farklı yöntemler kullanılmaktadır. Çalışmalarda aksel veya açılı olmak üzere sabit hızlı basma ya da düşme testlerini kullanılmaktadır. Xiao ve diğ. (2016) doğadan esinlenerek oluşturdukları çarpışma kutusunun performansını incelemek amacıyla 1000 kg kütleli ve ilk hızı 15 m/s olan kütleli aksel olarak düşürme analizleri yapmıştır. Zhang ve diğ. (2018) kare, altıgen ve sekizgen dış duvara sahip çok hücreli çarpışma kutularının performanslarını incelemek amacıyla 10 m/s'lik sabit hızlı basma analizleri yapmıştır. Araştırmacılar ilk başlarda çarpışma kutularını kare (Langseth ve Hopperstad, 1996), altıgen (Liu ve Day, 2007) sekizgen (Mamalis ve diğ., 2003) dairesel (Mamalis ve diğ., 1996) ve karmaşık şekilli (Sun ve diğ., 2017) geometriler kullanarak tasarlamıştır. Tarlochan ve diğ. (2013) kare, dörtgen, altıgen, sekizgen, elips ve dairesel olmak üzere altı farklı kesiti hem aksel hem de açılı yükleme şartlarında incelemiştir. Çalışmalarında dikdörtgen kesit geometrisinin, her iki yükleme koşulu için diğer beş kesitten önemli ölçüde daha düşük enerji emilimine sahip olduğu sonucuna ortaya koymuştur. Yamashita ve diğ. (2003) farklı sayıda köşegene sahip tasarımlar üzerinde yaptıkları çalışmalarında, köşegen sayısı arttıkça çarpışma dayanımının da arttığını ancak 11'in üzerindeki köşegen sayısında sonra ise önemli bir değişiklik olmadığını göstermiştir. Hou ve diğ. (2008) tek hücreli, iki hücreli, üç hücreli ve dört hücreli yapıların enerji sönmüleme kapasitelerini incelemiştir. Çok hücreli yapıların tek hücreli yapıya göre daha yüksek enerji sönmülediklerini ve daha iyi çarpışma performansına sahip olduklarını belirtmiştir.

Son zamanlarda çok hücreli yapıların tek hücreli yapılara göre daha iyi çarpışma performansına sahip olması nedeniyle çok hücreli yapılar üzerine çalışmalar artmıştır. Albak (2021) dış duvarı oluklu olan ve içinde farklı geometrilerden yapılar bulunan çok hücreli yapıların çok amaçlı optimizasyonunu incelemiştir. Bai ve diğ. (2018) sekizgen çok hücreli yapının çarpışma performansını geliştirmiştir. Chen ve diğ. (2019) kare ve dairesel çok hücreli yapıları deneysel, teorik olarak incelemiş ve çok amaçlı optimizasyon çalışması yapmıştır. Çok hücreli yapılarda hücre sayısı ve dış duvar geometrisinden başka hücre şeklide çarpışma performansını etkileyen bir diğer faktördür. Zhang ve diğ. (2018) kemikten esinlenerek içi farklı şekillerde doldurulmuş dairesel çok hücreli yapılar üzerinde çalışmıştır. Liu ve diğ (2016) yıldız şeklindeki tüpü iki daire arasında yerleştirerek çok hücreli bir yapı önerilmiş ve çok amaçlı optimizasyon çalışması yapmıştır. Çok amaçlı optimizasyon yöntemi çok hücreli yapılarda sıklıkla kullanılan bir yöntemdir. Çok amaçlı optimizasyon yöntemlerinden çok amaçlı genetik algoritma (Lanzi ve diğ., 2004) çarpışma problemlerinde kullanılan yöntemlerden birisidir. Paz ve diğ. (2014) bal peteği dolgu çarpışma kutusunun iyileştirebilmek amacıyla çok amaçlı genetik algoritma yöntemini kullanmıştır.

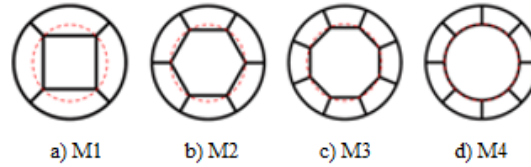
Bu çalışma iki bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde, daire kesit içerisine kare, altıgen, sekizgen ve daire kesitleri eklenerek bu kesitlerin çarpışma performansı üzerine etkileri incelenmiş ve en iyi kesit seçilmiştir. İncelemeler literatürden alınan test verileri ile doğrulanan sonlu eleman modeli ile yapılan sabit hızla basma analizleri ile gerçekleştirilmiştir. İkinci

bölümde ise seçilen model çoklu arama stratejileri kullanan çok amaçlı parçacık sürü optimizasyonu (MMOPSO) kullanılarak yapının çarpışma performansı geliştirilmiştir.

## 2. MATERYAL METOT

### 2.1. Çarpışma Kutusu Modelleri

Bu çalışmada silindirik çok hücreli çarpışma kutularının geometrik yapısının çarpışma performansına etkisini incelemek amacıyla dört farklı model incelenmiştir. Modeller kare, altıgen, sekizgen ve silindirik kesitlerin silindirik dış duvarlı çarpışma kutusunun içerisine yerleştirilmesi ve ara duvarlar eklenmesiyle elde edilmiştir. Şekil 1’de çarpışma kutularının kesit görünüşleri verilmiştir. Çalışmada içerisi kare, altıgen, sekizgen ve silindirik kesitler ile doldurulmuş dairesel çok hücreli çarpışma kutuları sırasıyla M1, M2, M3 ve M4 isimleri ile tanımlanmıştır. Silindirik dış duvarların çapı 90 mm ve silindirik yapı içerisine yerleştirilen kesitler ise 60 mm çapa sahip daire içine sığacak şekilde tasarlanmıştır. Bütün çarpışma kutularının uzunluğu ise 200 mm olarak belirlenmiştir. Çarpışma kutularının performansını aynı şartlarda kıyaslayabilmek için bütün kutuların ağırlığı 0.64 kg olacak şekilde kutuların duvar kalınlığı atanmıştır. Duvar et kalınlıkları M1, M2, M3 ve M4 için sırasıyla 2.31, 2.14, 2.02 ve 2.00 mm olarak belirlenmiştir.

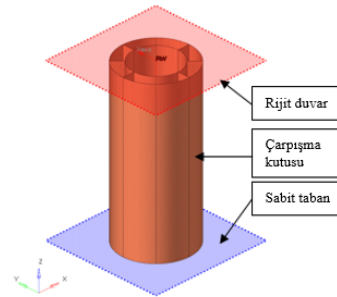


Şekil 1:

*Silindirik çok hücreli çarpışma kutularının kesit görünüşleri*

### 2.2. Sonlu Elemanlar Modeli

Çarpışma kutularının performansını incelemek amacıyla sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak sabit hızda basma analizleri yapılmıştır. Sonlu elemanlar analizlerinde Radioss (Altair, 2021) çözücüsü kullanılmıştır. Basma analizinin sonlu elemanlar modeli Şekil 2’de gösterilmiştir. Sonlu elemanlar modelinde çarpışma kutusu alt tarafından sabit tabana sabitlenmiştir, üst taraftan ise rijit duvar sabit 10 m/s hız ile  $-Z$  yönünde 140 mm boyunca çarpışma duvarına basmaktadır. Çarpışma kutuları 2 mm ortalama eleman boyutu ve quad4 isimli dörtgen iki boyutlu elemanlar kullanılarak modellenmiştir. Sonlu elemanlar modelinin kendi içerisinde temasını tanımlamak amacıyla type7 kendi kendine kontak özelliği tanımlanmıştır (Altair, 2021). Çarpışma kutusunun malzeme tanımlaması için Johnson-Cook malzeme modeli seçilmiştir.



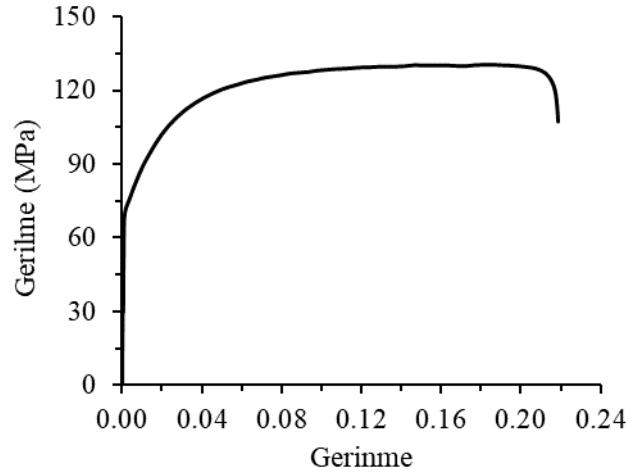
Şekil 1:

*Çarpışma kutusunun sonlu elemanlar modeli*

Çarpışma kutuları AA6061 O alüminyum alaşım malzeme kullanılarak tasarlanmıştır. Malzeme özellikleri ve malzemenin mühendislik gerilme-gerinim eğrisi sırasıyla Tablo 1 ve Şekil 3’de verilmiştir.

**Tablo 1.** AA6061 O malzeme özellikleri (Zhang ve Zhang, 2014)

Malzeme türü	Yoğunluk	Elastisite modülü	Poisson oranı	Akma gerilmesi	Kopma gerilmesi
AA6061 O	2.70 g/cm <sup>3</sup>	68.0 GPa	0.33	71.0 MPa	130.7 MPa

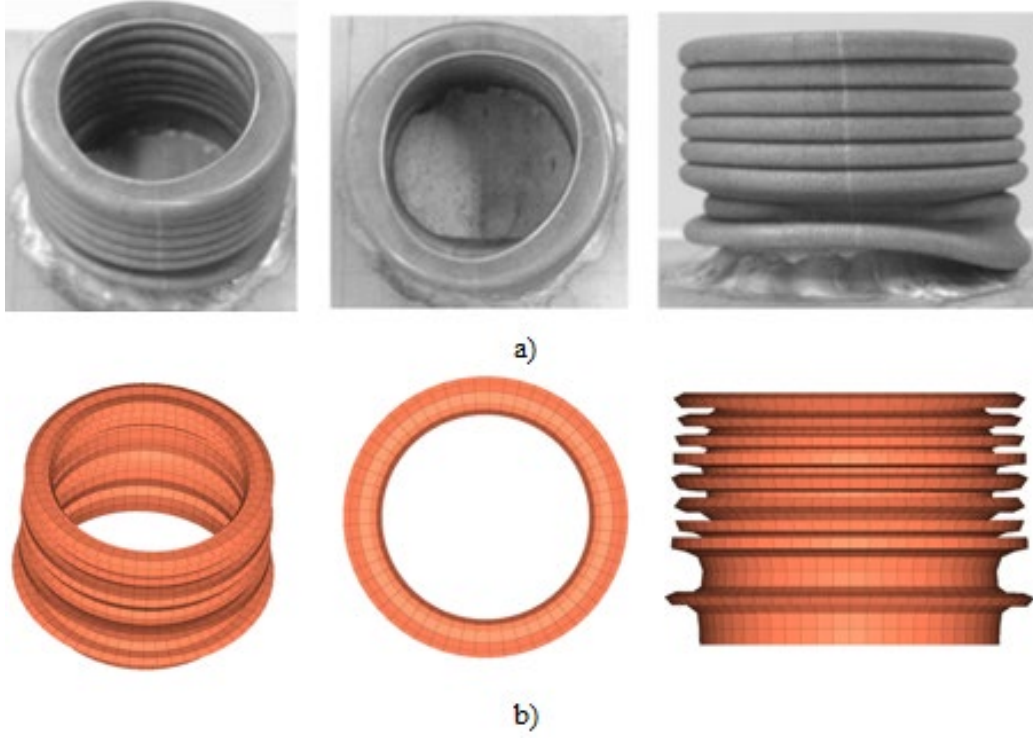


**Şekil 2:**

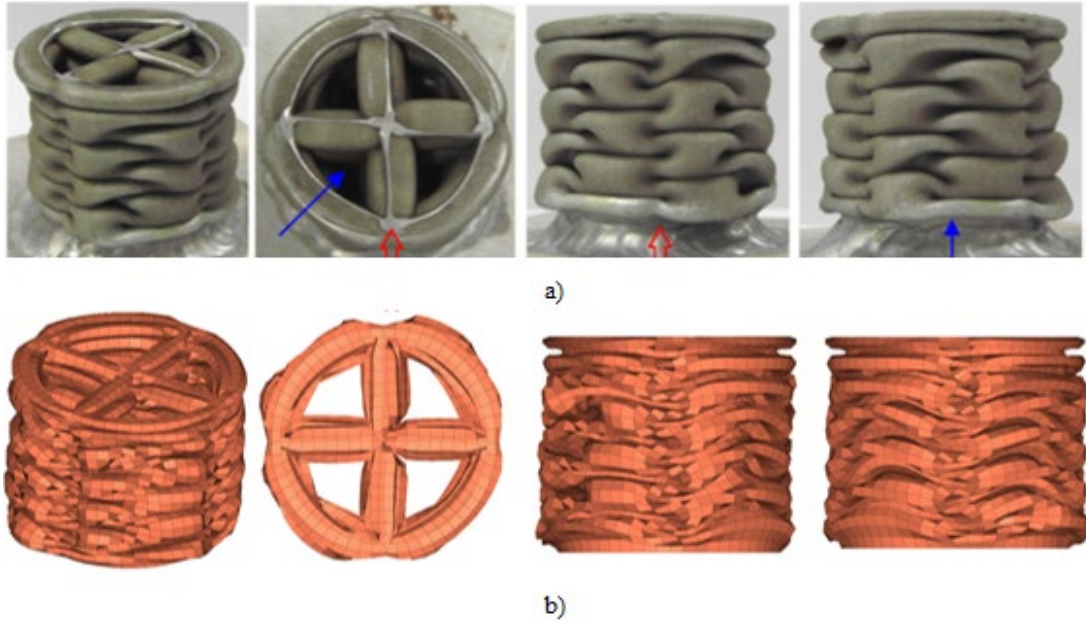
*AA6061 O malzemesi gerilme-gerinme eğrisi (Zhang ve Zhang, 2014)*

### 2.3. Sonlu Elemanlar Modelinin Doğrulanması

Çarpışma analizlerinde kullanılacak sonlu elemanlar modelinin doğruluğu çarpışma kutularının performanslarını değerlendirmek için önemli bir husustur. Çarpışma analizlerinde kullanılan sonlu elemanlar modeli literatürde bulunan test verileri ile doğrulanmıştır (Zhang ve Zhang, 2014). Sonlu elemanlar modeli doğrulaması Zhang ve Zhang (2014) çalışmalarında bulunan silindirik ve dört hücreli silindirik çarpışma kutusu üzerinden yapılmıştır. Şekil 4 ve Şekil 5’de sırasıyla silindirik çarpışma kutusu ve dört hücreli silindirik çarpışma kutusunun katlanma modları verilmiştir. Her iki model için katlanma modları incelendiğinde sonlu elemanlar modellerinde oluşan katlanma modlarının literatür test verilerindeki katlanma modları ile benzeştiği görülmektedir.

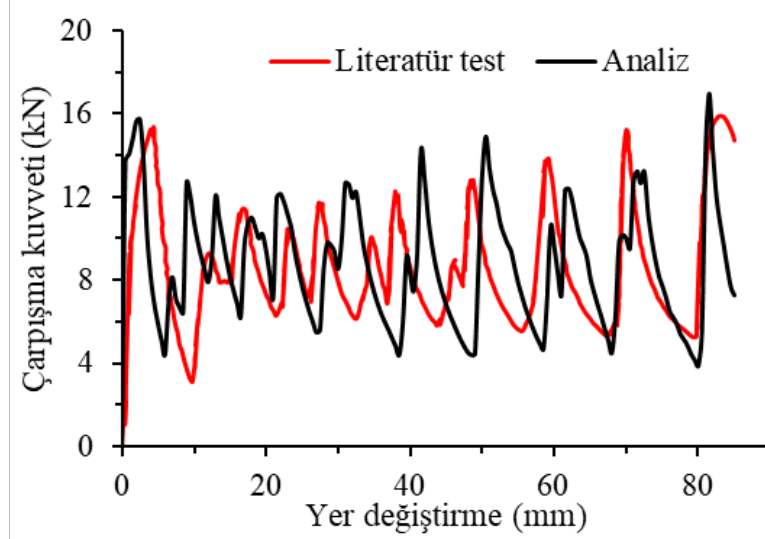


**Şekil 4:**  
*Silindirik çarpışma kutusu katlanma modları a) Literatür test (Zhang ve Zhang, 2014). b) Sonlu elemanlar analizi*



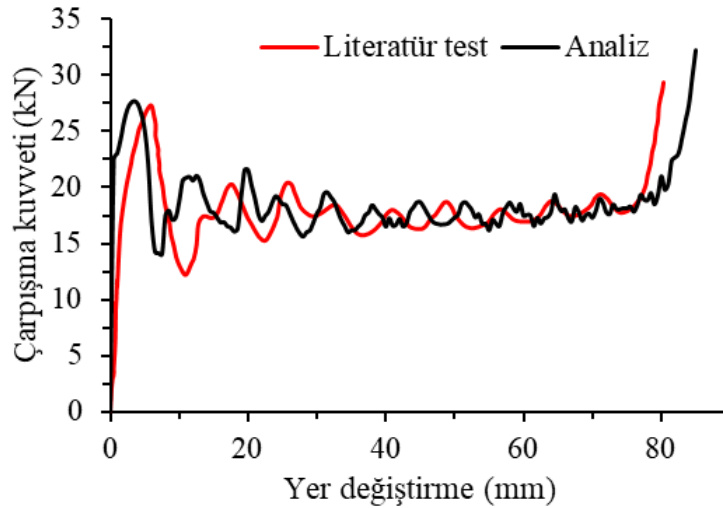
**Şekil 5:**  
*Dört hücreli silindirik çarpışma kutusu katlanma modları a) Literatür test (Zhang ve Zhang, 2014). b) Sonlu elemanlar analizi*

Şekil 6 ve Şekil 7’de sırasıyla silindirik ve dört hücreli silindirik çarpışma kutuları için literatür test verilerinden elde edilen çarpışma kuvveti yer değiştirme eğrileri ile sonlu elemanlar modelinde elde edilen eğriler karşılaştırılmıştır. Her iki model içinde eğriler incelendiğinde sonlu elemanlar modelleri ile test verilerinin eğri dalgalanmaları ile pik değerlerinin çok yakın olduğu görülmektedir. Karşılaştırma verileri sayısal olarak Tablo 2’de verilmiştir. Modellerde en büyük çarpışma kuvvetinden en büyük hata %2.28 iken ortalama çarpışma kuvvetinde ise en fazla %5.64 dür. Sonlu elemanlar modelleri ile her iki modelde yüksek oranda benzerlik ile doğrulanmıştır.



Şekil 6:

*Silindirik çarpışma kutusunun literatür test (Zhang ve Zhang, 2014) ve sonlu elemanlar analizinin kıyaslanması*



Şekil 3:

*Dört hücreli silindirik çarpışma kutusu literatür test (Zhang ve Zhang, 2014) ve sonlu elemanlar sonlu elemanlar analizinin kıyaslanması*

**Tablo 2. Literatür test (Zhang ve Zhang, 2014) ve sonlu elemanlar modeli doğrulama verileri**

Model	En büyük çarpışma kuvveti (kN)			Ortalama çarpışma kuvvet (kN)		
	Test	Analiz	Hata (%)	Test	Analiz	Hata (%)
Silindirik model	15.37	15.72	2.28	8.33	8.80	5.64
Dört hücreli silindirik model	27.30	27.66	1.32	17.64	18.56	5.22

## 2.4. Çarpışma Performansı Ölçütleri

Çarpışma kutularının performansını ölçebilmek amacıyla bazı ölçütler belirlenmiştir. Bu ölçütler genel olarak çarpışma boyunca ortaya çıkan kuvvet ve sönmülenen enerji ile ilgilidir. Çarpışma kutularında en çok kullanılan ölçütler; en büyük çarpışma kuvveti (EÇK), sönmülenen toplam enerji (STE) ve özgül enerji sönmüleme kapasitesidir (ÖEK) (Albak, 2020).

En büyük çarpışma kuvveti genellikle çarpışmanın başlarında görülür ve EÇK çarpışma süresince ortaya çıkan en büyük çarpışma kuvveti olarak tanımlanır. EÇK değeri yolcu yaralanmasına neden olabilecek kazanın şiddetini temsil eder (Qiu ve diğ., 2015).

Sönmülenen toplam enerji kuvvet yer değiştirme eğrisinin altında kalan alan ile hesaplanabilmektedir ve şu şekilde gösterilmektedir:

$$STE = \int_0^d F(x)dx \quad (1)$$

burada  $F$  çarpışma kuvvetini,  $d$  ise çarpışma mesafesini temsil eder.

Özgül enerji sönmüleme kapasitesi, çarpışma kutusunun ağırlığı ile sönmülediği enerjiyi oranlayarak çarpışma kutusunun birim ağırlıkta sönmülediği enerji miktarıdır ve aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$\text{ÖEK} = \frac{STE}{m} \quad (2)$$

burada  $m$  çarpışma kutusunun ağırlığını temsil eder.

## 3. BULGULAR ve TARTIŞMA

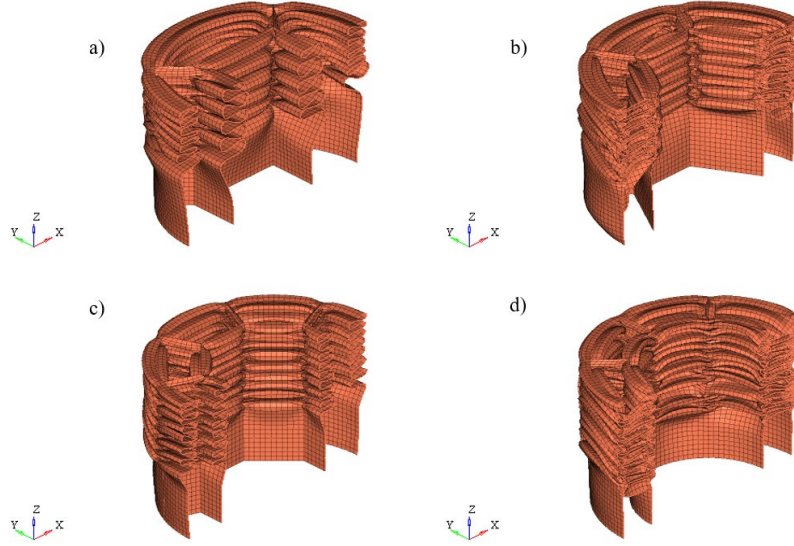
### 3.1. Çarpışma Kutularının Çarpışma Performansı

Çarpışma kutularının performanslarının kıyaslamak amacıyla her modele sonlu elemanlar yöntemiyle sabit hızda basma analizleri yapılmıştır. Sonlu eleman analizlerinin sonucunda oluşan modellerin katlanma görüntüleri Şekil 8'de verilmiştir. Analizler sonucunda modellerdeki çarpışma kuvveti yer değiştirme grafiği ve çarpışma performansı ölçüt değerleri sırasıyla Şekil 9 ve Tablo 3'de verilmiştir. Katlanma görüntüleri incelendiğinde en fazla katlanma sayısının M4 modelinde en az katlanma sayısının ise M1 modelinde olduğu görülmektedir. M3 modelinde ise M2 modeline göre daha fazla katlanma sayısı görülmektedir. Katlanma sayıları sonuçları, köşe sayısının artmasıyla katlanma sayısının da arttığını göstermektedir. Katlanma boyları incelendiğinde ise katlanma sayısının tam tersi şekilde en



uzun katlanma boyu M1’de en az ise M4 modelinde olmaktadır. Bu sonuçlar ayrıca çarpışma kuvveti yer değiştirme eğrilerindeki tepe sayılarından ve eğrilerin dalgalanmasından da görülebilmektedir.

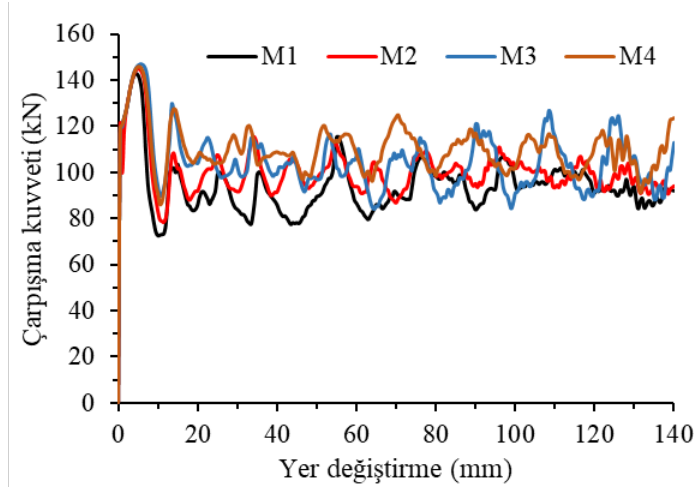
Katlanmaların sayısı arttıkça ve katlanma boyu kısaldıkça ÖEK ve EÇK değerleri artar. Tablo 3 incelendiğinde M4 hariç EÇK değerinin köşe sayısına bağlı olarak arttığı görülmektedir. M4 modelinde oluşan durum sekizgen yapıdan dairesel yapıya geçildiğinde köşelerin yumuşamasıyla açıklanabilir. ÖEK değerleri incelendiğinde ise beklendiği gibi modellerin köşe sayısı arttıkça ÖEK değeri artmaktadır. Araçlarda darbe emici olarak kullanılan çarpışma kutularından yüksek emme kabiliyeti ve düşük EÇK beklenmektedir. Çarpışma kutularının iç kısmındaki köşe sayıları arttıkça ÖEK deki yüzdesel artış EÇK deki artışa göre daha fazla olmaktadır ve bu durum çok hücreli ve çok köşegene sahip çarpışma kutularının daha iyi performansa sahip olduklarını göstermektedir. Sayısal sonuçlar incelendiğinde ise en büyük EÖK değerine 23.75 kJ/kg ile M4 modeli sahiptir ve M1 modelinden %16 daha yüksektir. M4 modelinin EÇK değeri ise 145.75 kN dur ve M1 modelinden %2 oranında yüksektir.



**Şekil 4:**

*Sonlu elemanlar modellerinin katlanma modları a) M1, b)M2, c)M3, d)M4*





**Şekil 5:**  
*Modellerin çarpışma kuvveti yer değiştirme eğrileri*

**Tablo 3. Modellerin çarpışma performans ölçüt değerleri**

Model	EÇK (kN)	EA (kJ)	ÖEK (kJ/kg)
M1	142.84	13.08	20.44
M2	144.92	13.99	21.86
M3	147.04	14.60	22.81
M4	145.75	15.16	23.75

### 3.2. Optimizasyon Modeli

M4 çarpışma kutusuna çarpışma performansını arttırmak amacıyla çoklu arama stratejileri kullanan çok amaçlı parçacık sürü optimizasyonu (MMOPSO) (Lin ve diğ., 2015) kullanılarak optimizasyon çalışması uygulanmıştır. Çoğu çok amaçlı parçacık sürü optimizasyonu yöntemi parçacıkların hızını güncellemek için tek bir arama stratejisi kullanır. Bu durumda çok amaçlı optimizasyon problemlerini çözerken tam verim alınamayabilir. MMOPSO yönteminde ise her parçacığın hızını güncellemek için iki arama stratejisi tasarlanmıştır; böylece, sırasıyla yakınsama hızının hızlandırılması ve popülasyon çeşitliliğinin korunmasını iyileştirmektedir. Daha detaylı bilgi için literatür incelenebilir (Lin ve diğ., 2015). Ayrıca, MMOPSO yöntemi çok amaçlı optimizasyon yöntemleri için kullanılan test yöntemleri ile karşılaştırıldığında birçok optimizasyona yöntemine göre daha iyi sonuçlar vermiştir (Lin ve diğ., 2015).

Çarpışma kutularından en düşük pik kuvvet değerinde mümkün olduğunda fazla enerji sönmülmesi ve hafif olmaları beklenmektedir. Bu özelliklerinde dolayı çok amaçlı optimizasyon modelinde amaçlar EÇK değerini azaltmak ve ÖEK değerini arttırmak olarak belirlenmiştir. Optimizasyon modelinde üç adet tasarım değişkeni bulunmaktadır. İlk tasarım değişkeni M4 modelinin dış silindirik duvarının kalınlığı ( $t_1$ ), ikinci tasarım değişkeni diğer duvarların kalınlığı ( $t_2$ ) ve son tasarım değişkeni ise iç duvarın yarıçap değeri ( $r$ ) olarak belirlenmiştir. Tasarım parametreleri belirlenirken anlamlı değişiklikler olacak şekilde et kalınlıkları ve iç dairesel yapının çapı seçilmiştir. Sınırlar belirlenirken ise ezilme esnasında tüpün kendi içerisinde girişim yapmasının önüne geçmek, çok ince ya da çok kalın duvarlar oluşmaması amaçlanarak belirlenmiştir. Amaç fonksiyonları ve tasarım değişkeni ( $t.d.$ ) değerleri aşağıdaki gibi verilmiştir:

$$\begin{aligned} & \text{Min}\{-\text{ÖEK}(t_1, t_2, r), \text{EÇK}(t_1, t_2, r)\} \\ & \text{t.d. } 1.50 \text{ mm} < t_1 < 2.50 \text{ mm} \\ & \quad 1.50 \text{ mm} < t_2 < 2.50 \text{ mm} \\ & \quad 20.0 \text{ mm} < r < 40.0 \text{ mm} \end{aligned} \quad (3)$$

### 3.3. Metamodel

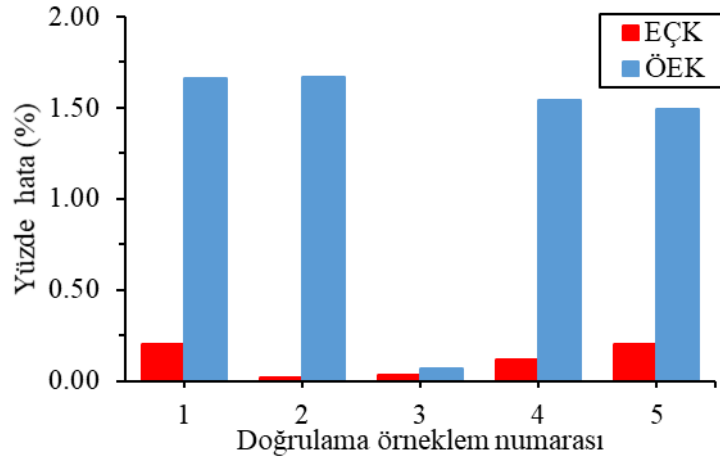
Mühendislik problemlerinin karmaşık yapılara sahip olmaları ve sonlu elemanlar analizlerinin de yüksek çözümüleme zamanlarına gerek duyulmaktadır. Bu nedenlerden dolayı mühendislik problemlerinin çözümlerinde metamodelleme yöntemlerine başvurulmaktadır. Araç çarpışma problemlerinde en fazla radyal temelli fonksiyon (İsmail ve diğ., 2018), kriging (Gao ve diğ., 2019) ve hareketli en küçük kareler yöntemleri (Wang ve diğ., 2009) kullanılmaktadır. Bu çalışmada en iyi yakınsamayı radyal temelli fonksiyon (RBF) yöntemi sağladığı için bu yöntem kullanılmıştır.

Metamodelleme de ilk adım olarak tasarım uzayı oluşturulur. Tasarım uzayı, sonlu elemanlar analizleri ile seçilen yöntemin belirlediği sayıda ve yöntemin her bir örneklem için belirlediği tasarım değişkeni değerleri ile oluşturulur. Latin hiperküp yöntemi çarpışma problemlerinde en çok kullanılan örneklem yöntemlerinden birisidir (Albak ve diğ., 2019). Bu çalışmada daha homojen dağılımlı bir tasarım uzayı oluşturduğu için latin hiperküp örneklem yöntemi seçilerek 30 adet sonlu elemanlar analizi ile tasarım uzayı oluşturulmuştur. Örneklem sayısı tasarım, tasarım uzayının daha iyi temsil edilebilmesi için tasarım değişkeni sayısının on katı olacak şekilde belirlenmiştir. Tasarım uzayının sayısal bilgileri Tablo 4’de verilmiştir. Elde edilen tasarım uzayı ile RBF yöntemi kullanılarak modellerin modeli olan ve çok amaçlı optimizasyon probleminde kullanılacak olan metamodel oluşturulmuştur. Metamodelin doğruluğu optimizasyon sonucunun doğruluğu açısından önemlidir. Metamodelin doğruluğunu incelemek için hata analizi yapılır. Hata analizi latin hiperküp yöntemi ile oluşturulan rastgele örneklemelerin sonlu elemanlar yöntemi sonucu ile metamodelden elde edilen sonuç karşılaştırıldığında farklarının oranlarıyla hesaplanır. Bu çalışmada 5 adet örneklem oluşturularak bu örneklemelerin hata analizleri yapılmıştır. Hata analizi sonuçları Şekil 10’da verilmiştir. Hata analizi sonuçları incelendiğinde EÇK için en yüksek hatanın %0.20 ve ÖEK için ise %1.67 olduğu görülmektedir. Bu hata değerleri yüksek doğrulukta ve güvenilir seviyede bir metamodel oluşturulduğunu göstermektedir.

**Tablo 4. Latin hiperküp yöntemi ile oluşturulan tasarım uzayı**

Örnekleme noktası	t1 (mm)	t2 (mm)	r (mm)	EÇK (kN)	ÖEK (kN)
1	2.21	1.78	22.96	148.60	21.98
2	1.93	1.60	36.19	123.59	19.35
3	1.55	2.20	38.85	130.20	19.39
4	2.18	2.47	20.49	178.59	23.11
5	1.80	2.09	39.44	134.80	18.27
6	1.96	1.57	38.32	121.52	17.93
7	1.70	1.53	32.85	113.30	20.63
8	1.74	1.73	24.98	126.23	21.40
9	1.77	1.90	31.87	131.13	22.78
10	2.37	2.02	30.68	161.48	24.04
11	2.17	2.26	33.73	161.19	23.59
12	1.84	1.82	29.41	131.99	22.71
13	2.26	2.43	26.01	177.51	25.07

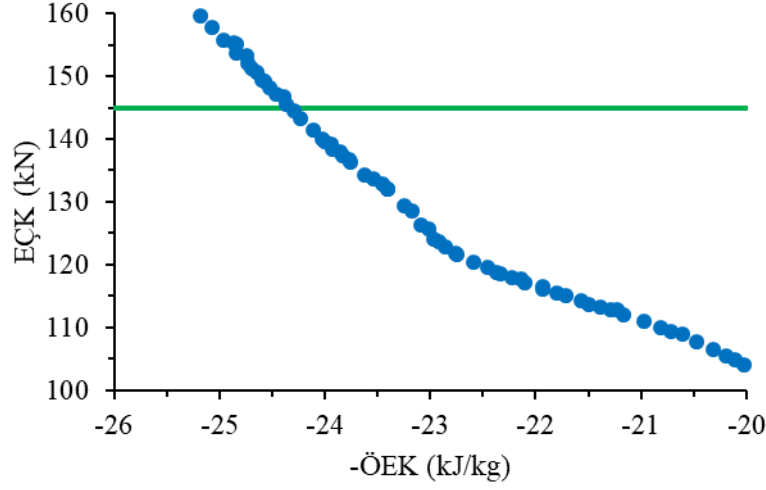
14	2.42	2.31	36.77	170.55	21.19
15	2.49	2.29	37.70	170.51	20.10
16	1.64	2.37	23.95	149.00	22.99
17	1.52	1.54	22.66	110.19	19.24
18	2.33	1.65	34.40	142.13	21.01
19	2.44	2.18	30.33	171.56	24.81
20	1.63	2.16	29.09	137.31	23.69
21	2.32	2.35	21.87	178.65	23.34
22	1.87	1.68	32.14	126.44	21.72
23	1.58	1.99	20.77	132.17	20.74
24	1.68	1.76	24.11	125.51	20.85
25	2.12	2.42	28.24	169.31	25.47
26	2.02	2.05	35.45	145.40	21.46
27	2.05	2.12	27.41	154.10	24.03
28	2.30	1.95	26.85	157.53	23.61
29	1.98	1.92	34.86	139.26	21.45
30	2.07	1.86	26.24	144.50	22.85



**Şekil 6:**  
*Hata analizi sonuçları*

### 3.4. Optimizasyon Sonuçları

M4 modeli için yapılan çok amaçlı optimizasyon sonuçlarının Pareto eğrisi Şekil 11’de verilmiştir. Pareto eğrisi incelendiğinde ÖEK arttıkça EÇK değerinin de arttığı görülmektedir. Çarpışma kutularında yüksek ÖEK değeri istenirken EÇK değerinin daha düşük olması aranmaktadır. Pareto eğrisi tasarımcıya ÖEK ve EÇK değerleri arasında amacına uygun olanı seçerek tasarım yapma seçeneği sunmaktadır. Burada ilk tasarım EÇK değeri olan 145,75 kN değeri yeşil olarak hizalanmıştır ve bu değere denk gelen çözüm sonucu ile doğruluğunu incelemek için sonlu elemanlar modeli kurularak elde edilen sonuç Tablo 5’de verilmiştir. Optimizasyon sonucu ile sonlu elemanlar sonucu arasındaki fark EÇK için %0.09 iken ÖEK için ise %1.77 mertebesinde ve yüksek doğruluğa sahiptir.



**Şekil 7:**  
*Optimizasyon sonucu Pareto eğrisi*

**Tablo 5. Optimum sonucun sonlu elemanlar modeli ile kıyaslanması**

Model	EÇK (kN)			ÖEK (kJ/kg)		
	Optimizasyon	Analiz	Hata (%)	Optimizasyon	Analiz	Hata (%)
Optimum model	145.53	145.46	0.09	24.37	24.81	1.77

M4 modeli için yapılan çok amaçlı optimizasyon çalışmasında 145.7 kN seviyesindeki EÇK değeri kısıt alınarak elde optimum değerde ÖEK değeri 24.81 kJ/kg'dır. Tablo 3'de verilen ana modeller ile kıyaslandığında optimum modelin ÖEK değeri sırasıyla M1, M2, M3 ve M4 modellerine göre %21.38, %13.50, %8.77 ve %4.46 oranlarında daha yüksek çıkmaktadır ve optimum modelin çarpışma performansı iyileştirilmiştir.

#### 4. SONUÇ

Çalışmada çarpışma kutularının performansını arttırmak amacıyla içi kare, altıgen, sekizgen ve silindir yapılar ile doldurulmuş silindirik dört farklı model oluşturulmuş ve performansları karşılaştırılmıştır. Modellerin çarpışma performansları incelendiğinde en az hücre ve köşegen sayısına sahip M1 modeli en düşük performansa sahip iken en iyi performansı en fazla köşegen ve hücre sayısına olan M4 modeli göstermiştir. Sonuçlara göre çarpışma kutularındaki hücre sayısını arttırmak ve köşegen sayısını arttırmak çarpışma performansını arttırmaktadır.

İçine silindir eklemiş silindirik çok hücreli M4 çarpışma kutusu modeller arasında en iyi çarpışma performansını göstermiştir ve modele çoklu arama stratejileri kullanan çok amaçlı parçacık sürü optimizasyonu yöntemiyle optimizasyon çalışması uygulanmıştır. Çarpışma kutularının amaçlarına uygun olarak amaç fonksiyonları ÖEK değerini arttırmak ve EÇK değerini azaltmak olarak belirlenmiştir. Optimizasyon çalışması sonucunda tasarımcılar için amacına uygun seçebileceği en uygun tasarımlar sunulmuştur. EÇK değeri 145.46 kN değerine sahip optimum

tasarım göz önüne alındığında optimum model ilk tasarlanan dört modele göre %4.46 dan %21.38'e varan oranlarda daha yüksek ÖEK değeri vermiştir.

## TEŞEKKÜR

Bu araştırma Bursa Uludağ Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Komisyonu tarafından desteklenmiştir. Proje No: FHIZ-2021-348.

## ÇIKAR ÇATIŞMASI

Yazar(lar), bilinen herhangi bir çıkar çatışması veya herhangi bir kurum/kuruluş ya da kişi ile ortak çıkar bulunmadığını onaylamaktadırlar.

## YAZAR KATKISI

Emre İsa ALBAK: çalışmanın kavramsal ve/veya tasarım süreçlerinin belirlenmesi ve yönetimi, veri toplama, veri analizi ve yorumlama, makale taslağının oluşturulması, fikrinsel içeriğin eleştirel incelenmesi, son onay ve sorumluluk. Erol SOLMAZ: çalışmanın kavramsal ve/veya tasarım süreçlerinin belirlenmesi ve yönetimi, veri analizi ve yorumlama, makale taslağının oluşturulması, fikrinsel içeriğin eleştirel incelenmesi, son onay ve sorumluluk. Ferruh ÖZTÜRK: çalışmanın kavramsal ve/veya tasarım süreçlerinin belirlenmesi ve yönetimi, veri analizi ve yorumlama, makale taslağının oluşturulması, fikrinsel içeriğin eleştirel incelenmesi, son onay ve sorumluluk.

## KAYNAKLAR

1. Abbasi, M., Reddy, S., Ghafari-Nazari, A., Fard, M. (2015) Multiobjective crashworthiness optimization of multi-cornered thin-walled sheet metal members, *Thin-walled structures*, 89, 31-41. doi:10.1016/j.tws.2014.12.009
2. Albak, E.İ. (2021) Crashworthiness design for multi-cell circumferentially corrugated thin-walled tubes with sub-sections under multiple loading conditions, *Thin-Walled Structures*, 164, 107886. doi:10.1016/j.tws.2021.107886
3. Albak, E.İ. (2020) Effects of sections added to multi-cell square tubes on crash performance. *Materials Testing*, 62(5), 471-480. doi:10.3139/120.111506
4. Albak, E.İ., Solmaz, E., Kaya, N., Öztürk, F. (2019) Impact attenuator conceptual design using lightweight materials and meta-modeling technique, *Materials Testing*, 61(7), 621-626, doi:10.3139/120.111363
5. Altair (2020) <https://www.altair.com/radioss/>, Erişim Tarihi: 10.07.2021
6. Bai, Z., Sun, K., Zhu, F., Cao, L., Hu, J., Chou, C.C., Jiang, B. (2018) Crashworthiness optimal design of a new extruded octagonal multi-cell tube under dynamic axial impact, *International Journal of Vehicle Safety*, 10(1), 40-57. doi:10.1504/IJVS.2018.093056
7. Chen, T., Zhang, Y., Lin, J., Lu, Y. (2019) Theoretical analysis and crashworthiness optimization of hybrid multi-cell structures, *Thin-Walled Structures*, 142, 116-131. doi: 10.1016/j.tws.2019.05.002
8. Gao, F.L., Bai, Y.C., Lin, C., Kim, I.Y. (2019) A time-space Kriging-based sequential metamodelling approach for multi-objective crashworthiness optimization, *Applied Mathematical Modelling*, 69, 378-404. doi:10.1016/j.apm.2018.12.011
9. Hanssen, A.G., Langseth, M., Hopperstad, O.S. (2011) Optimum design for energy absorption of square aluminium columns with aluminium foam filler, *International Journal of Mechanical Sciences*, 43(1), 153-176. doi:10.1016/S0020-7403(99)00108-3

10. Hou, S., Li, Q., Long, S., Yang, X., Li, W. (2008) Multiobjective optimization of multi-cell sections for the crashworthiness design, *International Journal of Impact Engineering*, 35(11), 1355-1367. doi:10.1016/j.ijimpeng.2007.09.003
11. Langseth, M. ve Hopperstad O.S. (1996) Static and dynamic axial crushing of square thin-walled aluminium extrusions, *International Journal of Impact Engineering*, 18(7-8), 949-968. doi:10.1016/S0734-743X(96)00025-5
12. Lanzi, L., Castelletti, L.M.L., Anghileri, M. (2004) Multi-objective optimisation of composite absorber shape under crashworthiness requirements, *Composite Structures*, 65(3-4), 433-441. doi:10.1016/j.compstruct.2003.12.005
13. Lin, Q., Li, J., Du, Z., Chen, J., Ming, Z. (2015) A novel multi-objective particle swarm optimization with multiple search strategies, *European Journal of Operational Research*, 247(3), 732-744.
14. Liu, W., Lin, Z., He, J., Wang, N., Deng, X. (2016) Crushing behavior and multi-objective optimization on the crashworthiness of sandwich structure with star-shaped tube in the center, *Thin-Walled Structures*, 108, 205-214. doi:10.1016/j.tws.2016.08.021
15. Liu, Y. ve Day M.L. (2007) Development of simplified thin-walled beam models for crashworthiness analyses, *International Journal of Crashworthiness*, 12(6), 597-608. doi:10.1080/13588260701497888
16. Mamalis, A.G., Manolakos, D.E., Ioannidis, M.B., Kostazos, P.K., Dimitriou, C. (2003) Finite element simulation of the axial collapse of metallic thin-walled tubes with octagonal cross-section, *Thin-Walled Structures*, 41(10), 891-900. doi:10.1016/S0263-8231(03)00046-6
17. Mamalis, A.G., Manolakos, D.E., Demosthenous, G.A., Ioannidis, M.B. (1996) Analysis of failure mechanisms observed in axial collapse of thin-walled circular fibreglass composite tubes, *Thin-Walled Structures*, 24(4), 335-352. doi:10.1016/0263-8231(95)00042-9
18. Öztürk, İ., Kaya, N., Öztürk, F. (2018) Design of vehicle parts under impact loading using a multi-objective design approach, *Materials Testing*, 60(5), 501-509. doi:10.3139/120.111174
19. Paz, J., Díaz, J., Romera, L., Costas, M. (2014) Crushing analysis and multi-objective crashworthiness optimization of GFRP honeycomb-filled energy absorption devices, *Finite Elements in Analysis and Design*, 91, 30-39. doi: 10.1016/j.finel.2014.07.006
20. Qiu, N., Gao, Y., Fang, J., Feng, Z., Sun, G., Li, Q. (2015) Crashworthiness analysis and design of multi-cell hexagonal columns under multiple loading cases, *Finite Elements in Analysis and Design*, 104, 89-101. doi:10.1016/j.finel.2015.06.004
21. Sun, G., Pang, T., Fang, J., Li, G., Li, Q. (2017) Parameterization of criss-cross configurations for multiobjective crashworthiness optimization, *International Journal of Mechanical Sciences*, 124, 145-157. doi:10.1016/j.ijmecsci.2017.02.027
22. Tarlochan, F., Samer, F., Hamouda, A.M.S., Ramesh, S., Khalid, K. (2013) Design of thin wall structures for energy absorption applications: enhancement of crashworthiness due to axial and oblique impact forces, *Thin-Walled Structures*, 71, 7-17. doi:10.1016/j.tws.2013.04.003
23. Tran, T., Hou, S., Han, X., Tan, W., Nguyen, N. (2014) Theoretical prediction and crashworthiness optimization of multi-cell triangular tubes, *Thin-Walled Structures*, 82, 183-195. doi:10.1016/j.tws.2014.03.019
24. Vinayagar, K. ve Kumar A.S. (2017) Crashworthiness analysis of double section bi-tubular thin-walled structures, *Thin-Walled Structures*, 112, 184-193. doi:10.1016/j.tws.2016.12.008
25. Wang, H.P., Wu, C.T., Guo, Y., Botkin, M.E. (2009) A coupled meshfree/finite element method for automotive crashworthiness simulations, *International Journal of Impact Engineering*, 36(10-11), 1210-1222. doi:10.1016/j.ijimpeng.2009.03.004

26. Xia, Y., Yin, H., Fang, H., Wen, G. (2016) Crashworthiness design of horsetail-bionic thin-walled structures under axial dynamic loading, *International Journal of Mechanics and Materials in Design*, 12 (4), 563-576. doi:10.1007/s10999-016-9341-6
27. Yamashita, M., Gotoh, M., Sawairi, Y. (2003) Axial crush of hollow cylindrical structures with various polygonal cross-sections: Numerical simulation and experiment, *Journal of Materials Processing Technology*, 140(1-3), 59-64. doi:10.1016/S0924-0136(03)00821-5
28. Yıldız, A.R., Kurtuluş, E., Demirci, E., Yıldız, B.S., Karagöz, S. (2016) Optimization of thin-wall structures using hybrid gravitational search and Nelder-Mead algorithm, *Materials Testing*, 58(1), 75-78. doi:10.3139/120.110823
29. Zhang, L., Bai, Z., Bai, F. (2018) Crashworthiness design for bio-inspired multi-cell tubes with quadrilateral, hexagonal and octagonal sections, *Thin-Walled Structures*, 122, 42-51. doi:10.1016/j.tws.2017.10.010
30. Zhang, X. ve Zhang H. (2014) Axial crushing of circular multi-cell columns, *International Journal of Impact Engineering*, 65, 110-125. doi:10.1016/j.ijimpeng.2013.12.002
31. Zhang, Y., Xu, X., Wang, J., Chen, T., Wang, C.H. (2018) Crushing analysis for novel bio-inspired hierarchical circular structures subjected to axial load, *International Journal of Mechanical Sciences*, 140, 407-431. doi:10.1016/j.ijmecsci.2018.03.015



