



Investigation of performances of energy absorbing profiles having different geometries under oblique loads

Murat Altın

Department of Automotive Engineering, Gazi University, Ankara 06590, Turkey

Highlights:

- Crashworthiness comparison of different configuration circular profiles
- Different deformation angles
- Crush force efficiency and specific energy absorption

Keywords:

- Energy absorption profile
- Angular deformation
- Ls-Dyna
- Crush force efficiency
- Specific energy absorption

Article Info:

Research Article
Received: 24.04.2018
Accepted: 27.08.2018

DOI:

10.17341/gazimmfd.460549

Correspondence:

Author: Murat Altın
e-mail: maltin@gazi.edu.tr
phone: +90 312 202 8663

Graphical/Tabular Abstract

In the scope of the study, ten energy absorber designs with different geometrical features with square and circular cross sections were designed and energy absorbing performances under different oblique loads were investigated by the finite elements method. Energy absorbing profiles were deformed by a rigid plate with 0°, 15° and 30° angles along 120 mm. The specific energy absorption and crush force efficiency values for each energy absorbing profile were investigated by the analyzes made. According to the results obtained, it is determined that the circular-section energy absorbers provide higher performance in all cases.

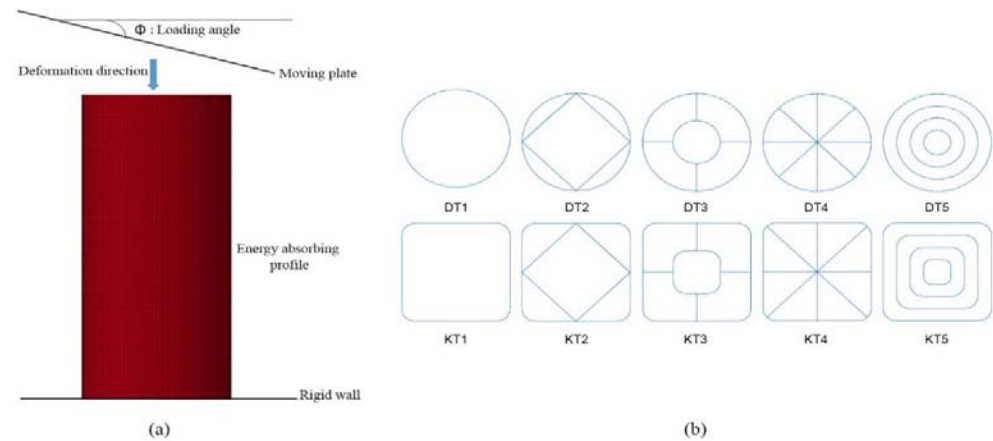


Figure A. (a) Sectional view of finite element model for energy absorbing profile under oblique loading (b) top views of energy absorbing profiles

Purpose: This paper presents a numerical study, where explicit dynamic finite element analysis (FEA) are performed by using LS-DYNA to simulate the crashworthiness performance of energy absorbing profiles (Figure A) under oblique (0°, 15° and 30°) impact loading.

Theory and Methods:

The crashworthiness responses of energy absorbing profiles under oblique loading are analyzed using the nonlinear explicit FEA software LS-DYNA. The material model used is “MAT_24_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY” and the columns are modeled with four-noded shell elements using Belytschko-Tsay element formulation with five integration points through the thickness. After convergence, an element size of 2 mm was found to produce suitable results. The energy absorbing profile material was 6063, which is widely used in the automobile industry owing to its lightweight and energy absorbing capacity. The moving plate is assigned a downward velocity of 2 mm/ms to crush the profiles over the fixed plate.

Results:

Crush force efficiency and specific energy absorption capacity have changed for each profile as the deformation angle changes. The crashworthiness performance of the DT4 profile has the best specific energy absorption capacity (33,03 kJ/kg) and crush force efficiency (% 85) under oblique loading.

Conclusion:

The different oblique loading conditions in terms of loading angle have significant effects on SEA and CFE. The deformation mode seems to depend on both load angle.



Değişik geometrilere sahip enerji sönümleyici profillerin açılı yükler altında performanslarının incelenmesi

Murat Altın*

Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, 06590, Ankara, Türkiye

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Mikro farklı konfigürasyonlu dairesel kesitli profillerin çarpışma dayanımı
- Farklı deformasyon açıları
- Ezilme kuvveti verimi ve özgül enerji sönümleme kapasiteleri

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi
Geliş: 24.04.2018
Kabul: 18.08.2018

DOI:

10.17341/gazimmfd.460549

Anahtar Kelimeler:

Enerji sönümleyici profil,
açılı deformasyon,
Ls-Dyna,
Ezilme kuvveti verimi,
özgül enerji sönümleme

ÖZET

Otomobillerde kullanılan ve tampon üzerinde yer alan enerji sönümleyici profiller, önden ve arkadan çarpmalı kazalarda ortaya çıkan kinetik enerjiyi deforme olarak sönümleyebilme yeteneğine sahip bağlantı elemanlarıdır. Bir kaza anında enerji sönümleyici profillerin maruz kaldıkları darbe kuvvetlerini yeterince sönümleyememesi bu kuvvetlerin direkt olarak araç içerisindeki yolcu bölümüne aktarılmasına sebebiyet verecektir. Yapılan çalışma kapsamında kare ve dairesel kesitli değişik geometrik özelliklere sahip on adet enerji sönümleyici tasarımı yapılmış ve farklı açılardaki yükler altında enerji sönümleme performansları sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmiştir. Enerji sönümleyici profiller 0°, 15° ve 30°'lik açılara sahip rijit bir plaka ile 120 mm boyunca deformasyona uğratılmıştır. Her bir enerji sönümleyici profil için özgül enerji sönümleme ve ezilme kuvveti verimi değerleri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre her durumda dairesel kesitli enerji sönümleyicilerin daha yüksek performans sağladığı tespit edilmiştir.

Investigation of performances of energy absorbing profiles having different geometries under oblique loads

H I G H L I G H T S

- Crashworthiness comparison of different configuration circular profiles
- Different deformation angles
- Crush force efficiency and specific energy absorption

Article Info

Research Article
Received: 24.04.2018
Accepted: 18.08.2018

DOI:

10.17341/gazimmfd.460549

Keywords:

Enerji sönümleyici profil,
angular deformasyon,
Ls-Dyna,
Crush force efficiency,
specific energy absorption

ABSTRACT

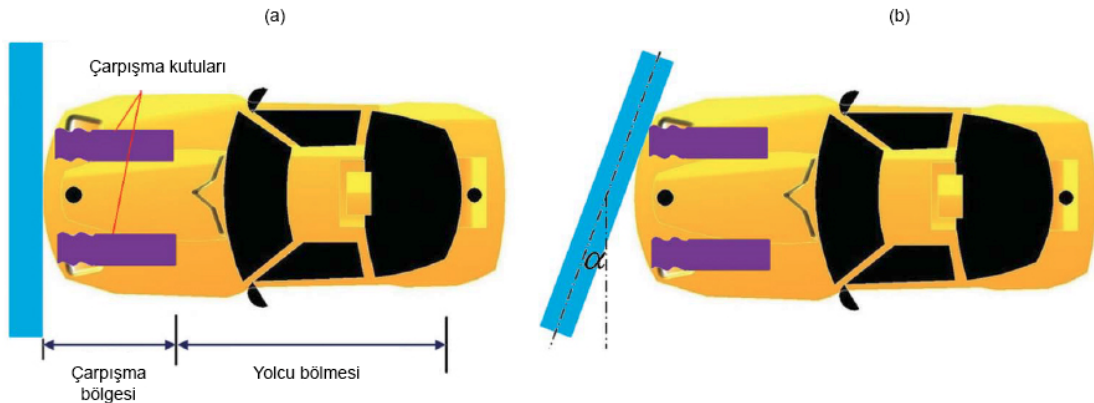
Energy absorbing profiles, which are placed on bumpers of automobiles, are fasteners that are capable to absorb the kinetic energy released during front and rear crashed accidents. In case of an accident, insufficient absorption of impact forces acting on energy absorber profiles will cause transmission of these impact forces to passenger compartment in vehicle. In the scope of the study, ten energy absorber with square and circular cross sectional having different geometrical specifications were designed and energy absorption performances of these absorbers were investigated with finite elements method under different load angles. Energy absorber profiles were deformed for 120 mm with a rigid plate having angles of 0°, 15° and 30°. The specific energy absorption and crash force efficiencies of each energy absorber were examined. As a result of the analyses, it was determined that the circular cross sectional energy absorbers have higher performance for each cases.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Teknolojinin gelişmesiyle birlikte otomobiller hayatımızın vazgeçilmezleri arasına girmeye başlamıştır. Başta ulaşım olmak üzere birçok alanda kullanılan otomobillerin sayısı insan nüfusuna paralel olarak her geçen gün artma eğilimi içerisinde. Bu durum karşısında otomobillerden kaynaklanan kazaların da geçmişe nazaran çok daha fazla olması kaçınılmaz bir durum haline gelmeye başlamıştır. Otomobil üreticisi firmalar kazalar sonucunda en az zararın oluşması için çeşitli güvenlik sistemi elemanları geliştirmektedirler. Bunlardan bir tanesi de pasif güvenlik sistemi elemanlarından olan enerji sönümleyicilerdir. Enerji sönümleyiciler önden veya arkadan çarpmalı kaza durumunda ortaya çıkan kinetik enerjiyi sönümleyerek otomobil içerisinde bulunan en az şekilde etkilenmelerini sağlayan pasif güvenlik sistemi elemanlarıdır.

Enerji sönümleme karakteristikleri, malzemelerin mikro yapısına, imal edilen yapıların geometrik formlarına ve darbe kuvvetini uygulama koşullarına bağlı olarak değişmektedir. Bu nedenle tasarlanan yapıların amaca uygunluğu, darbe yüklerine maruz kalmaları durumunda sergileyecekleri mekanik davranışları ve hasar tipleri tasarım sürecinde tespit edilmelidir [1]. Çarpma anında tampon deforme olarak belirli miktar enerjiyi sönümler. Tamponun deforme olmasıyla birlikte arka kısımda yer alan enerji sönümleyiciler deforme olmaya başlar. Eksenel yönde gelen tepki kuvveti en yüksek değerine ulaştıktan sonra tepki kuvvetleri ortalama bir değer etrafında salınmaya başlar. Bu sırada enerji sönümleyiciler yerel burkulmalar ile iç içe katlanarak kısalmır [2]. Enerji sönümleyicilerinin enerji sönümleme kapasitelerini geliştirebilmek amacıyla 1960'lı yıllardan itibaren yapılan çalışmalar hız kazanmıştır [3, 4]. Kullanılan enerji sönümleyicilerinin malzemeleri genellikle alüminyum [5, 6], çelik [7, 8] ve az da olsa kompozitlerden [9, 10] seçilmektedir. Enerji sönümleyicilerinin geometrik özelliklerindeki farklılıklar enerji sönümleme kapasiteleri üzerinde değişik etkiler oluşturmaktadır. Enerji sönümleyicilerin profilleri genellikle daire [11, 12] veya kare [13, 14] kesitli olarak belirlenmektedir. Salehghaffari ve

arkadaşları [15] dairesel kesitli enerji sönümleyicilerinin üzerine oyuk açarak enerji sönümleme performansını arttırmışlardır. Langseth ve arkadaşları [16] alüminyum alaşımından imal edilmiş kare kesitli enerji sönümleyicilerinin enerji sönümleme kapasitelerini eksenel yükler altında incelemişlerdir. Deformasyon sırasında katlanmanın simetrik olması halinde enerji sönümleyicilerinin çok daha fazla enerji sönümlediklerini belirlemişlerdir. Bazı çalışmalarda kare ve dairenin dışında farklı yapılar da geometri de kullanılmaktadır [17, 18]. Enerji sönümleyicilerinin içerisinde hücreli [19, 20] bir yapıda yapmak veya köpük malzemeler [21-23] ile doldurmak enerji sönümleme kapasitesini arttırmaktadır. Hou ve arkadaşları [24] değişik hücre yapısına sahip enerji sönümleyicilerini farklı et kalınlık ve genişliğe göre modelleyerek en yüksek özgül enerji sönümleme kapasitesi ile ezilme kuvveti verimini elde edebilmek amacıyla optimizasyon çalışması gerçekleştirmişlerdir. Mirfendereksi ve arkadaşları [25] enerji sönümleyicilerinin içerisine 95,5 kg/m³ yoğunluğunda köpük malzeme yerleştirmişler ve sonlu elemanlar yöntemi ile analiz etmişlerdir. Analiz sonucunda enerji sönümleyicilerinin içerisine köpük malzeme yerleştirmenin özgül enerji sönümleme kapasitesinin yaklaşık 8 kJ/kg civarında arttığını tespit etmişlerdir. Otomobil kazaları düz bir cisme çarpma şeklinde olabileceği gibi eğimli bir cisme çarpma şeklinde de olabilmektedir (Şekil 1) [26]. Enerji sönümleyicilerinin eksenel yükler altındaki deformasyon davranışlarının değişiminin yanı sıra açılı yükler altındaki davranışları da incelenmektedir [27-29]. Isaac ve arkadaşları [30] tasarladıkları enerji sönümleyicilerinin eksenel ve açılı yükler altında toplam enerji sönümleme kapasitelerindeki değişimi incelemişlerdir. Djamaluddin ve arkadaşları [31] içi boş ve içi metal köpük dolu enerji sönümleyicilerinin eksenel ve açılı yükler altındaki enerji sönümleme kapasitelerini arttırmaya yönelik optimizasyon çalışması gerçekleştirmişlerdir. Sonlu elemanlar yöntemi karmaşık yapıdaki problemleri basite indirgeyerek çözüme ulaştıran bir hesaplama biçimidir. Son yıllarda özellikle bilgisayar teknolojisinin gelişmesi hem maliyet hem de zaman açısından çoğu problemin çözümünde bu yöntemin



Şekil 1. Otomobil gövdesine önden çarpma etkisi a) dik çarpışma b) açılı çarpışma
(Frontal impact of automobile body: (a) full frontal and (b) oblique) [26]

kullanılmasını kolaylaştırmaktadır. Bu yöntem farklı alanlarda kullanıldığı gibi [32-35] otomotiv sektöründe de yaygın olarak kullanılmaktadır. Yapılan bu çalışma kapsamında, daire ve kare kesite sahip on farklı enerji sönümleyici profil tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu enerji sönümleyicileri sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak 0°, 15° ve 30°'lik yükleri altında deforme edilmiş ve enerji sönümleme performansları incelenmiştir.

2. MATERYAL METOT (MATERIAL METHOD)

Enerji sönümleyici profillerin yapıları incelenirken genel olarak üzerinde durulan konular; toplam sönümlenen enerji, özgül enerji sönümleme kapasitesi, ortalama deformasyon kuvveti, ezilme kuvveti verimi ve maksimum ezilme kuvvetidir. Bu tanımların belirlenebilmesi için bazı matematiksel hesaplamalar yapılmaktadır. Bu hesaplamalarda kullanılan eşitlikler aşağıda verilmiştir.

Toplam sönümlenen enerji: Enerji sönümleyicilerinin deformasyonu sonunda sönümlendiği toplam enerji (E_T) yaptığı iş olarak tanımlanır ve Eş. 1'de verilen formül ile hesaplanır [36].

$$E_T = \int_{\delta_p}^{\delta} P d\delta \quad (1)$$

Burada P ezilme kuvvetini, δ ve δP yapılan işin hesaplanacağı ezilme aralığını ifade etmektedir. Özgül enerji sönümleme (ÖES): Özgül enerji sönümleme kapasitesi toplam enerji sönümleme kapasitesinin enerji sönümleyicisinin deformasyona uğramadan önceki kütlesine oranı olarak tanımlanmaktadır (Eş. 2).

$$\text{ÖES} = \frac{E_T}{m} \quad (2)$$

Bu eşitlikte ÖES, özgül enerji sönümleme, E_T , sönümlenen toplam enerji ve m ise enerji sönümleyicisinin deformasyona uğramadan önceki kütlesini göstermektedir. Tasarım esnasında malzeme seçimi, enerji sönümleyicisinin enerji

sönümleme kapasitesini direk olarak etkileyeceğinden önemli bir parametre olarak karşımıza çıkmaktadır. Enerji sönümleyicisinin kütlesi ne kadar hafif olursa özgül enerji sönümleme kapasitesi o kadar yüksek olacaktır. Ortalama deformasyon kuvveti: Toplam enerji sönümleme miktarının aksel yöndeki deformasyon mesafesine oranı olarak tanımlanır (Eş. 3).

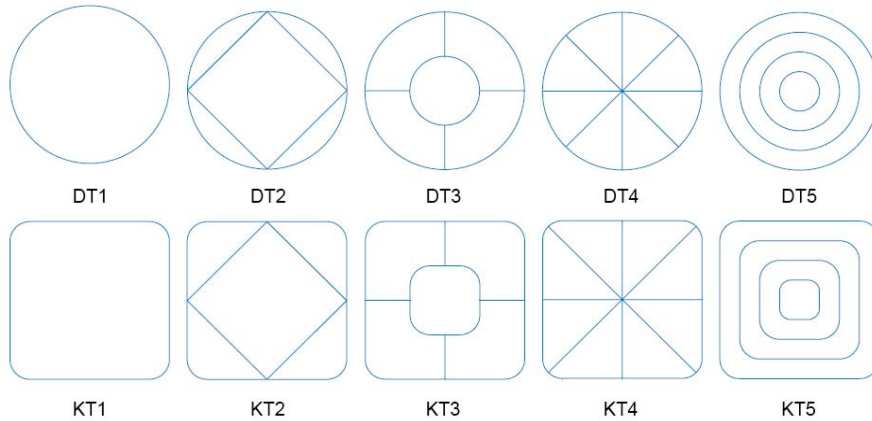
$$F_{ort} = \frac{E_T}{S} \quad (3)$$

Ezilme kuvveti verimi (EKV): Ezilme kuvveti verimi, ortalama ezilme kuvvetinin maksimum ezilme kuvvetine oranı olarak tanımlanır (Eş. 4).

$$EKV = \frac{F_{ort}}{P_{max}} \quad (4)$$

2.1. Enerji sönümleyici profillerin tasarımı (Design of energy absorber profiles)

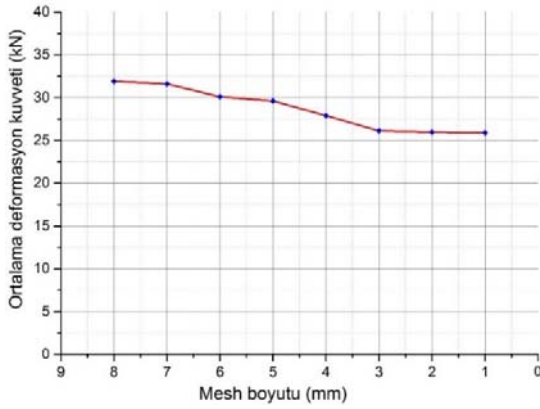
Otomobillerde çeşitli geometrik özelliklerde enerji sönümleyicileri kullanılmaktadır. Yapılan çalışma kapsamında daire ve kare kesite sahip özgün enerji sönümleyici profillerin tasarımları yapılmıştır. Daire kesite sahip enerji sönümleyicilerinin taban çapı 80 mm ve yüksekliği 180 mm'dir. Kare kesitli enerji sönümleyicilerinin taban genişliği 80×80 mm ve yüksekliği 180 mm'dir. Tüm enerji sönümleyicilerinin et kalınlığı 2 mm olarak alınmıştır. Çarpışma kutularının geometrik özelliklerinin farklı olması ağırlıklarının da bir miktar birbirinden farklı olmasına neden olmaktadır. Bununla birlikte özgül enerji sönümleme kapasitesi belirlenirken birim kütle başına sönümlenen enerji miktarına bakıldığından farklılıkların ortadan çok fazla önemli olmamasını sağlamaktadır. Şekil 2'de enerji sönümleyici profillerin üst görünüşlerine ait geometrileri verilmiştir. Tasarlanan enerji sönümleyicilerin adlandırılabilmesi amacıyla Şekil 2'de üst görünüşleri verilen geometrilerin altındaki kısaltmalar kullanılmıştır.



Şekil 2. Daire ve kare kesitli enerji sönümleyici profillerin üst görünüşleri
(Top views of circle and square cross section energy absorbing profiles)

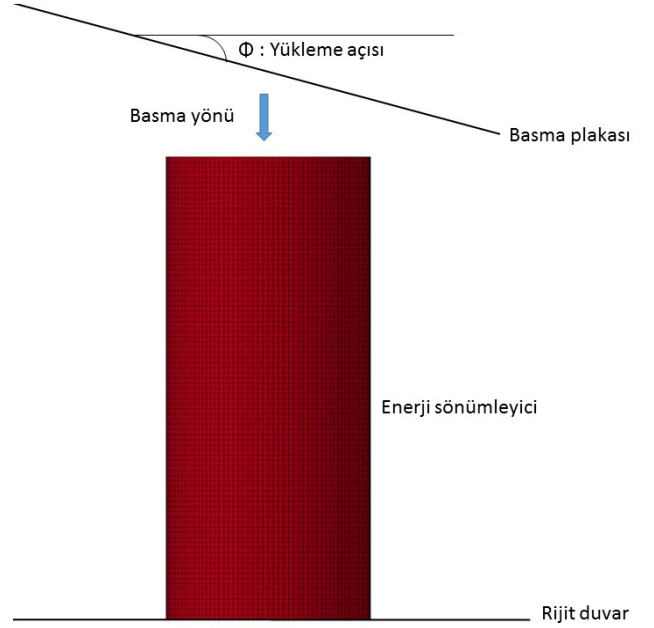
2.2. Sonlu elemanlar modeli (Finite element model)

Enerji sönümleyici profillerin deformasyonları sonucundaki enerji sönümleme performansları sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak belirlenmiştir. Parçaların modellenmesi amacıyla farklı eleman tipleri kullanılmaktadır. Yapılan çalışma kapsamında eleman tipi olarak Belytschko-Tsay kullanılmıştır. Sonlu elemanlar yönteminde kullanılacak bölüntülerin (mesh) büyüklükleri yapılacak analizinin doğruluğunu direk olarak etkilemektedir. Bölüntünün büyük olması analiz süresini azaltırken sonucun doğruluktan uzak olmasına yol açmaktadır. Bu doğrultuda en ideal bölüntü büyüklüğünü bulmak amacıyla bölüntü hassasiyeti belirleme çalışması yapılmıştır. Çalışmada örnek bir model ele alınmış ve bu model farklı büyüklüklerde (1 mm, 2 mm, 3 mm, 4 mm, 5 mm, 6 mm, 7 mm ve 8 mm) bölüntülere ayrılmıştır. Her bir analiz sonucunda enerji sönümleyicilerin ortalama deformasyon kuvvetleri hesaplanmış ve Şekil 3'deki sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 3'de görüldüğü gibi 2 mm bölüntü büyüklüğünde ortalama deformasyon kuvveti sabitlenmiştir. Bu yüzden 2 mm bölüntü boyutu tüm analizlerde kullanılmak üzere seçilmiştir.

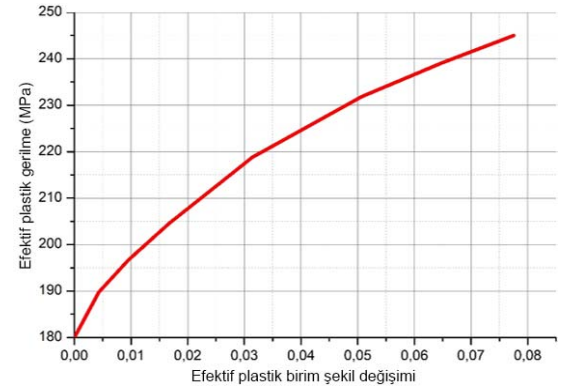


Şekil 3. Farklı boyutlarda bölüntülere ayrılmış kare kesitli enerji sönümleyicilerinin ortalama deformasyon kuvvetleri (Mean crush forces of square-section energy absorbers in different sizes)

Enerji sönümleyicilerin sonlu elemanlar modellerinin oluşturulabilmesi için Hypermesh programı kullanılmıştır. Şekil 4'te sonlu elemanlarına ayrılmış örnek bir enerji sönümleyici modeli verilmektedir. Parçalar arasındaki temasları tanımlayabilmek için farklı kontak tipleri kullanılmaktadır. Yapılan modellemede enerji sönümleyicilerin kendi üzerlerinde katlanmalarını kontrol etmek için Automatic Single Surface Contact kartı, enerji sönümleyicisi ile rijit duvar ve hareketi basma plakası arasındaki teması sağlamak amacıyla Automatic Surface to Surface kontak kartı tanımlanmıştır. Enerji sönümleyicisinin malzemesi Al 6063 olarak belirlenmiştir. Malzemenin yoğunluğu 2,7 g/cm³, elastik modülü 68,2 GPa ve poisson oranı 0,3 olarak alınmıştır [37]. Bu malzemeye ait efektif plastik gerilme – efektif plastik birim şekil değiştirme grafiği Şekil 5'te verilmektedir. Enerji sönümleyici profillerin malzemesini tanıtabilmesi için Ls-Dyna'nın kütüphanesinde yer alan Mat 24 parçalı elastik malzeme modeli seçilmiştir.



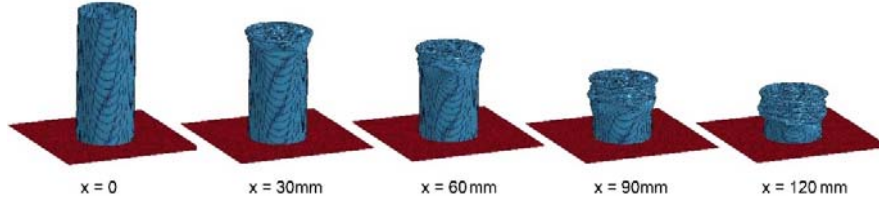
Şekil 4. Enerji sönümleyicisinin sonlu elemanlar modeli (Finite element model of energy absorber)



Şekil 5. Efektif plastik gerilme – efektif birim şekil değişim grafiği (Effective plastic strain - effective plastic strain diagram) [37]

2.3. Sonlu elemanlar modelinin doğrulaması (Validation of the finite element model)

Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak gerçekleştirilen analizlerin doğruluğundan emin olabilmek için yapılan deneysel bir çalışmanın sonuçlarının doğrulanması gerekmektedir. Bu amaçla dairesel kesite sahip 100 mm uzunluğunda üç adet enerji sönümleyici basma test cihazında 2 mm/dak'lık deformasyon hızı altında basma testine tabi tutulmuştur. Aynı geometrik özelliklerdeki enerji sönümleyici profiller daha sonra bilgisayar ortamında sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak analiz edilmiştir. Yapılan sonlu elemanlar analizi sonucunda elde edilen yük - yer değiştirme grafiği deneyler sonucunda elde edilen grafikler ile karşılaştırılmıştır (Şekil 6). Şekil 6'daki grafik incelendiğinde analiz ve deney çalışması sonuçlarının birbirlerine çok yakın çıktığı görülmektedir.



Şekil 7. Eksenel yük altında DT3 enerji sönümleyicisinin farklı deformasyon mesafelerindeki katlanma görüntüleri (Folding views of DT3 energy absorber at different deformation distances under axial load)

Tablo 2. 15°'lik yük altında yapılan sonlu elemanlar analiz sonuçları (Finite element analysis results under 15° load)

Geometri	Deformasyon açısı (°)	Deformasyon mesafesi (mm)	Enerji Sönümleme Kapasitesi (kJ)	Maksimum ezilme kuvveti (kN)	Ortalama deformasyon kuvveti (kN)	Çarpışma Kutusu Ağırlığı (kg)	Ezilme kuvveti verimi (%)	Özgül enerji sönümleme (kJ/kg)
DT1	15	120	3,690	51,85	30,75	0,24	59	15,11
DT2	15	120	10,430	111,95	86,92	0,46	78	22,47
DT3	15	120	12,645	132,52	105,38	0,44	80	28,83
DT4	15	120	14,819	145,31	123,49	0,54	85	26,69
DT5	15	120	12,921	156,21	107,68	0,61	69	21,16
KT1	15	120	2,838	38,75	23,65	0,29	61	9,64
KT2	15	120	10,548	109,45	87,90	0,51	80	20,51
KT3	15	120	13,744	142,83	114,53	0,50	80	27,43
KT4	15	120	14,447	153,39	120,39	0,65	78	22,10
KT5	15	120	11,176	131,09	93,13	0,72	71	15,58

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

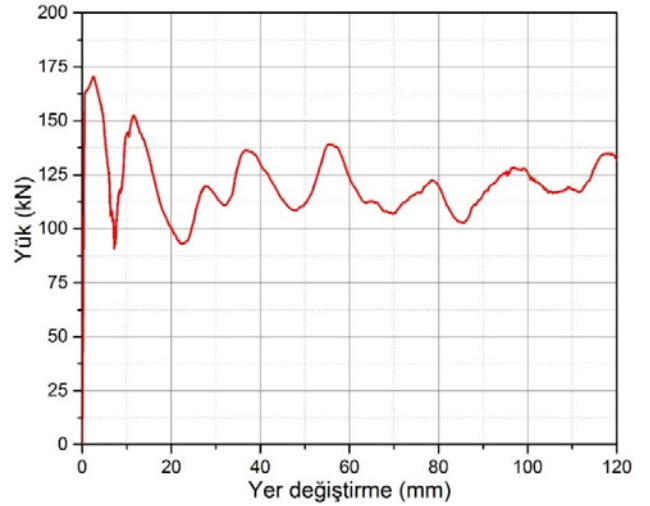
Bu çalışmada deformasyon açısının değişmesi enerji sönümleyici profillerin performansını etkilediği görülmüştür. Her bir deformasyon açısında enerji sönümleyici profillerin sönümlediği ezilme kuvveti verimi, toplam enerji ve özgül enerji sönümleme kapasiteleri farklı çıkmıştır.

3.1. Deformasyon açısının ezilme kuvveti verimi üzerine etkisi (Effect of crush force efficiency on deformation angle)

Ezilme kuvveti verimini etkileyen en önemli parametre enerji sönümleyicisi deformasyona uğratmak için gerekli olan maksimum deformasyon kuvvetidir. Deformasyon kuvvetinin düşük olması ezilme kuvveti veriminin artmasını sağlayacaktır. Enerji sönümleyicileri deformasyona uğratılırken çarpma açısı 0° olduğu durumda en yüksek ezilme kuvveti verimine sahip olan enerji sönümleyicisinin DT3 enerji sönümleyici profil olduğu Tablo 1'deki analiz sonuçları incelendiğinde görülmektedir. DT3 enerji sönümleyicisi 120 mm'lik deformasyon mesafesinde % 71'lik bir ezilme kuvveti verimi elde etmiştir. DT3 enerji sönümleyicisinin analizi sonucunda elde edilen deformasyon görüntüsü ve yük - yer değiştirme grafiği sırasıyla Şekil 7 ve Şekil 8'de verilmiştir.

Bir sonraki aşamada aynı geometrik özelliklerdeki enerji sönümleyici profillerin deformasyona uğratmak için deformasyon açısı 15 °'ye çıkartılmış ve analizler

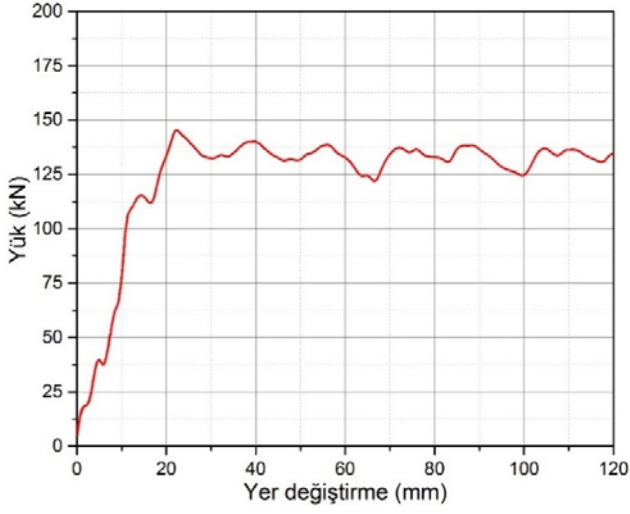
tekrarlanmıştır. Yapılan analizler sonucunda Tablo 2 deki sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 8. DT3 enerji sönümleyicisine ait yük-yer değiştirme grafiği
(Load-displacement curve of DT3 energy absorber)

Tablo 2 incelendiğinde deformasyon açısını değiştirmenin ezilme kuvveti verimini arttırdığı görülmektedir. Bunun nedeni enerji sönümleyicisini ezilemek için gerekli olan maksimum deformasyon kuvvetinin azalmış olmasıdır. Bununla birlikte en yüksek ezilme kuvveti verimine sahip olan enerji sönümleyicisi % 85 ile DT4 olarak değişmiştir. DT4 enerji sönümleyicisinin analizi sonucunda elde edilen

deformasyon görüntüsü ve yük-yer değiştirme grafiği sırasıyla Şekil 9 ve Şekil 10'da verilmiştir.

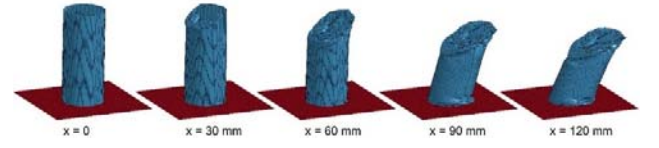


Şekil 10. DT4 enerji sönümleyicisine ait yük-yer değiştirme grafiği
(Load-displacement curve of DT4 energy absorber)

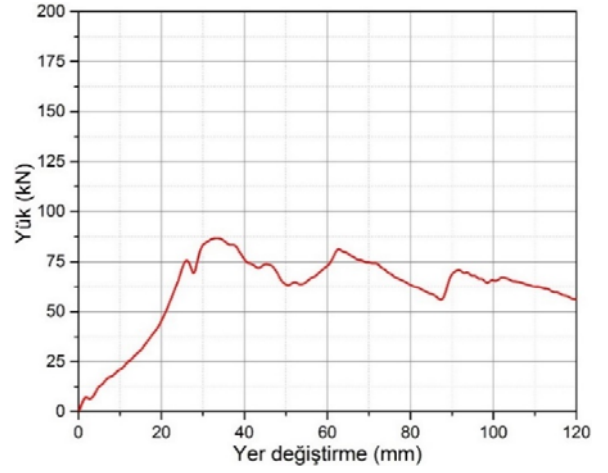
Çalışmanın son bölümünde enerji sönümleyicileri 30°'lik açıyla deformasyona uğratılmıştır. Analizler sonucunda Tablo 3'deki sonuçlar elde edilmiştir.

Bu koşullar altında da en yüksek ezilme kuvvetini farklı bir enerji sönümleyicisi tarafından sağlamıştır. DT2 enerji sönümleyicisi %56'lık ezilme kuvveti verimi ile en yüksek değere sahip enerji sönümleyicisi olmuştur. DT2 enerji sönümleyicisinin analizi sonucunda elde edilen deformasyon

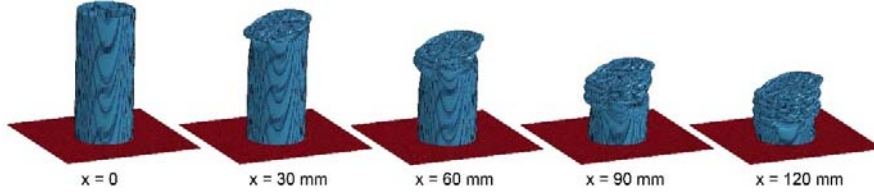
görüntüsü ve yük-yer değiştirme grafiği sırasıyla Şekil 11 ve Şekil 12'de verilmiştir.



Şekil 11. 30°'lik yük altında DT2 enerji sönümleyicisinin farklı deformasyon mesafelerindeki katlanma görüntüleri
(Folding views of DT2 energy absorber at different deformation distances under 30° load)



Şekil 12. DT2 enerji sönümleyicisine ait yük-yer değiştirme grafiği
(Load-displacement curve of DT2 energy absorber)



Şekil 9. 15°'lik yük altında DT4 enerji sönümleyicisinin farklı deformasyon mesafelerindeki katlanma görüntüleri
(Folding views of DT4 energy absorber at different deformation distances under 15° load)

Tablo 3. 30°'lik yük altında yapılan sonlu elemanlar analiz sonuçları (Finite element analysis results under 30° load)

Geometri	Deformasyon açısı (°)	Deformasyon mesafesi (mm)	Enerji sönümleme kapasitesi (kJ)	Maksimum ezilme kuvveti (kN)	Ortalama deformasyon kuvveti (kN)	Çarpışma Kutusu Ağırlığı (kg)	Ezilme kuvveti verimi (%)	Özgül enerji sönümleme (kJ/kg)
DT1	30	120	1,958	46,70	16,32	0,24	35	8,02
DT2	30	120	5,836	86,71	48,63	0,46	56	12,57
DT3	30	120	4,234	89,39	35,28	0,44	39	9,65
DT4	30	120	5,018	116,11	41,82	0,54	36	9,04
DT5	30	120	4,296	99,74	35,80	0,61	36	7,04
KT1	30	120	1,971	31,21	16,43	0,29	53	6,70
KT2	30	120	5,565	85,77	46,38	0,51	54	10,82
KT3	30	120	5,237	108,49	43,64	0,50	40	10,45
KT4	30	120	6,765	123,83	56,38	0,65	46	10,35
KT5	30	120	4,772	94,89	39,77	0,72	42	6,65

Farklı açılarda deformasyona uğratan enerji sönümleyici profillerin ezilme kuvveti verimi her durumda değişiklik göstermiştir. Özellikle açının artması maksimum deformasyon kuvvetinin azalmasına yol açmıştır.

3.2. Deformasyon açısının özgül enerji kapasitesi üzerine etkisi (Effect of deformation angle on specific energy absorption)

Enerji sönümleyicilerinin özgül enerji sönümleme kapasitesi iki önemli parametreye bağlı olarak değişmektedir. Bunlardan birincisi enerji sönümleyicisinin sönümlediği toplam enerji miktarı diğeri ise külesidir. Yapılan tüm analizlerde profillerin geometrileri üzerinde enerji sönümleyicilerinin kütlelerini değiştirecek herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Ancak deformasyon açısının farklı olması profillerin sönümlediği enerji miktarını değiştirdiğinden her durumda farklı özgül enerji sönümleme kapasiteleri ortaya çıkmaktadır. Enerji sönümleyici profillerin eksenel yönde deformasyona uğrattığında elde edilen analiz sonuçları Tablo 1’de verilmiştir. Tablo 1 incelendiğinde en yüksek özgül enerji sönümleme kapasitesine sahip enerji sönümleyicisinin 33,03 kJ/kg ile DT4 profili olduğu görülmektedir. Deformasyon açısını 15°’ye çıkartılıp analizler tekrar edildiğinde Tablo 2’de verilen sonuçlar elde edilmiştir. Bu durumda ise en yüksek özgül enerji sönümleme kapasitesine sahip profilin DT3 olduğu görülmüştür. Son olarak enerji sönümleyicileri 30°’lik bir açıyla deformasyona uğrattırılmış ve burumda en yüksek özgül enerji sönümleme kapasitesine sahip enerji sönümleyicisi Tablo 3’te görüldüğü gibi 12,57 kJ/kg ile DT2 olarak bulunmuştur. Her durumda elde edilen özgül enerji sönümleme kapasitelerinin farklı olması toplam enerji sönümleme kapasitelerindeki değişimden kaynaklanmaktadır.

4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Yapılan çalışmada otomobillerde pasif güvenlik sistemi elemanı olarak kullanılan enerji sönümleyicilerine alternatif tasarımlar oluşturulmuş ve bu tasarımlar sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak farklı deformasyon açıları analiz edilmiştir.

Çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

Deformasyon açısı değiştikçe ezilme kuvveti verimi ve özgül enerji sönümleme kapasitesi her enerji sönümleyicisi için değişmiştir.

Deformasyon açısına bağlı olarak tasarlanan enerji sönümleyicilerinin içerisinde % 85 ezilme kuvveti verimi ve 33,03 kJ/kg’lık özgül enerji sönümleme kapasitesi ile en iyi performansla sahip enerji sönümleyicisinin DT4 olduğu tespit edilmiştir. Deformasyon açısının artması hemen hemen her durumda maksimum deformasyon kuvvetinin azalmasına buna karşılık toplam enerji sönümleme kapasitesinin azalmasına yol açmıştır.

Eksenel yük altında enerji sönümleyicileri düzgün bir katlanma ile deformasyona uğrarken deformasyon açısı 15° ve 30° olduğu durumlarda katlanmaların düzensizleştiği görülmüştür.

5. KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Marzbanrad J., Mehdikhanlo M., Pour A.S., An energy absorption comparison of square, circular, and elliptic steel and aluminum tubes under impact loading, Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences, 33 (3), 159-66, 2010.
2. Öztürk İ., Kaya N., Otomobil ön tampon çarpışma analizi ve optimizasyonu, Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering, 13 (1), 2008.
3. Alexander J., An approximate analysis of the collapse of thin cylindrical shells under axial loading. The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics, 13 (1), 10-5, 1960.
4. Abramowicz W., Jones N., Dynamic axial crushing of square tubes, International Journal of Impact Engineering, 2 (2), 179-208, 1984.
5. Guillow S., Lu G., Grzebieta R., Quasi-static axial compression of thin-walled circular aluminium tubes, International Journal of Mechanical Sciences, 43 (9), 2103-23, 2001.
6. Al Galib D., Limam A., Experimental and numerical investigation of static and dynamic axial crushing of circular aluminum tubes, Thin-Walled Structures, 42 (8), 1103-37, 2001.
7. Altın M., Kılınçkaya Ü., Acar E., Güler M.A., Investigation of combined effects of cross section, taper angle and cell structure on crashworthiness of multi-cell thin-walled tubes, International Journal of Crashworthiness, 1-16, 2017.
8. Tarigopula V., Langseth M., Hopperstad OS., Clausen AH., Axial crushing of thin-walled high-strength steel sections, International Journal of Impact Engineering, 32 (5), 847-82, 2006.
9. McGregor C.J., Vaziri R., Poursartip A., Xiao X., Simulation of progressive damage development in braided composite tubes under axial compression, Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, 38 (11), 2247-59, 2007.
10. Xiao X., Botkin M.E., Johnson N.L., Axial crush simulation of braided carbon tubes using MAT58 in LS-DYNA, Thin-Walled Structures, 47 (6), 740-9, 2009.
11. Zarei H., Kröger M., Multiobjective crashworthiness optimization of circular aluminum tubes, Thin-walled structures, 44 (3), 301-8, 2006;
12. Huang X., Lu G., Yu TX., On the axial splitting and curling of circular metal tubes, International journal of mechanical sciences, 44 (11), 2369-91, 2002.
13. Huang X., Lu G., Yu TX., Energy absorption in splitting square metal tubes, Thin-walled structures, 40 (2), 153-65, 2002.
14. Tran T., Hou S., Han X., Nguyen N., Chau M., Theoretical prediction and crashworthiness optimization of multi-cell square tubes under oblique impact loading,

- International Journal of Mechanical Sciences, 89, 177-93, 2014.
15. Salehghaffari S., Tajdari M., Panahi M., Mokhtarnezhad F., Attempts to improve energy absorption characteristics of circular metal tubes subjected to axial loading, *Thin-Walled Structures*, 48 (6), 379-90, 2010.
 16. Langseth M., Hopperstad O., Static and dynamic axial crushing of square thin-walled aluminium extrusions, *International Journal of Impact Engineering*, 18 (7-8), 949-68, 1996.
 17. Tarlochan F., Samer F., Hamouda A., Ramesh S., Khalid K., 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, 2013.
 18. Nia AA., Parsapour M., Comparative analysis of energy absorption capacity of simple and multi-cell thin-walled tubes with triangular, square, hexagonal and octagonal sections, *Thin-Walled Structures*, 74, 155-65, 2014.
 19. Zhang X., Zhang H., Energy absorption of multi-cell stub columns under axial compression, *Thin-Walled Structures*, 68, 156-63, 2013.
 20. Elmarakbi A., Long Y.X., MacIntyre J., Crash analysis and energy absorption characteristics of S-shaped longitudinal members, *Thin-walled structures*, 68, 65-74, 2013.
 21. Ahmad Z., Thambiratnam D., Tan A., Dynamic energy absorption characteristics of foam-filled conical tubes under oblique impact loading, *International Journal of Impact Engineering*, 37 (5), 475-88, 2010.
 22. Altın M., Güler M.A., Mert SK., The effect of percent foam fill ratio on the energy absorption capacity of axially compressed thin-walled multi-cell square and circular tubes, *International Journal of Mechanical Sciences*, 131, 368-79, 2017.
 23. Altın M., Acar E., Güler M.A., Investigation Foam filling options for crashworthiness optimization of thin-walled multi-tubular circular columns, *Thin-Walled Structures*, 131, 309-323, 2018.
 24. Hou S., Li Q., Long S., Yang X., Li W., Multiobjective optimization of multi-cell sections for the crashworthiness design, *International Journal of Impact Engineering*, 35 (11), 1355-67, 2008.
 25. Mirfendereski L., Salimi M., Ziaei-Rad S., Parametric study and numerical analysis of empty and foam-filled thin-walled tubes under static and dynamic loadings, *International Journal of Mechanical Sciences*, 50 (6), 1042-57, 2008.
 26. Qi C., Yang S., Crashworthiness and lightweight optimisation of thin-walled conical tubes subjected to an oblique impact, *International Journal of Crashworthiness*, 19 (4), 334-51, 2014.
 27. Yang S., Qi C., Multiobjective optimization for empty and foam-filled square columns under oblique impact loading, *International Journal of Impact Engineering*, 54, 177-91, 2013.
 28. Qi C., Yang S., Dong F., Crushing analysis and multiobjective crashworthiness optimization of tapered square tubes under oblique impact loading, *Thin-Walled Structures*, 59, 103-19, 2012.
 29. Gao Q., Wang L., Wang Y., Wang C., Crushing analysis and multiobjective crashworthiness optimization of foam-filled ellipse tubes under oblique impact loading, *Thin-Walled Structures*, 100, 105-12, 2016.
 30. Isaac C.W., Oluwole O., Energy absorption improvement of circular tubes with externally press-fitted ring around tube surface subjected under axial and oblique impact loading, *Thin-Walled Structures*, 109, 352-66, 2016.
 31. Djamaluddin F., Abdullah S., Ariffin A.K., Nopiah Z.M., Optimization of foam-filled double circular tubes under axial and oblique impact loading conditions, *Thin-Walled Structures*, 87, 1-11, 2015.
 32. Özer M., Altınkaynak A., Temiz V., Mutlu T., Dışınar T., Özgen A., Yücel M., Dynamic analysis of front-loading washing machine using finite element method, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 31 (3), 773-780, 2016.
 33. Yaman K., Özcan M., Tekiner Z., Determination of the spinning parameters of AISI 304L stainless steel by using finite element method, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 33 (1), 299-331, 2018.
 34. Aydın M., Köprülü U., A study of ball-end milling forces by finite element model with Lagrangian boundary of orthogonal cutting operation, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 33 (2), 517-527, 2018.
 35. Beyen K., Damage simulation by finite element updating using vibration characteristics, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 32 (2), 403-415, 2017.
 36. Jin S.Y., Altenhof W., Comparison of the load/displacement and energy absorption performance of round and square AA6061-T6 extrusions under a cutting deformation mode, *International Journal of Crashworthiness*, 12 (3), 265-78, 2007.
 37. Wu S., Zheng G., Sun G., Liu Q., Li G., Li Q., On design of multi-cell thin-walled structures for crashworthiness, *International Journal of Impact Engineering*, 88, 102-117, 2016.

