

**HAVA SÜSPANSİYON DARBE SÖNÜMLEYİCİNİN
ÇARPIŞMA DAVRANIŞININ OPTİMİZASYONU**

Hakan ARAZ



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HAVA SÜSPANSİYON DARBE SÖNÜMLEYİCİNİN ÇARPIŞMA
DAVRANIŞININ OPTİMİZASYONU**

Hakan ARAZ
0000-0002-4247-3442

Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ
0000-0003-1790-6987
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2020
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Hakan ARAZ tarafından hazırlanan “HAVA SÜSPANSİYON DARBE SÖNÜMLEYİCİNİN ÇARPIŞMA DAVRANIŞININ OPTİMİZASYONU” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ

Başkan : Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ
0000-0003-1790-6987
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Doç. Dr. Rukiye ERTAN
0000-0002-9631-4607
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Emre DEMİRCİ
0000-0002-1968-0291
Bursa Teknik Üniversitesi,
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylım

Prof. Dr. Hüseyin AKŞİNEREN
Enstitü Müdürü

..!..!..!

İmza

Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

05/10/2020

Hakan ARAZ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

HAVA SÜSPANSİYON DARBE SÖNÜMLEYİCİNİN ÇARPIŞMA DAVRANIŞININ OPTİMİZASYONU

Hakan ARAZ

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ

Bu tez çalışmasında dinamik darbe testine maruz kalan hava süspansiyon körüğü bileşeni olan darbe sönümleyicinin enerji emilimi ve reaksiyon kuvveti incelenmiştir. Dinamik darbe testinde kırılan mevcut darbe sönümleyici için alternatif tasarımlar oluşturulmuştur. Sonlu elemanlar modeli oluşturulan tasarımlar için Radioss yazılımı kullanılarak analizler çözülmüştür. Elde edilen analiz sonuçlarına göre yaklaşık tasarım fonksiyonları oluşturulup, uygun olan tasarımlar için boyut optimizasyonu problem minimum ağırlık eldesi için tanımlanmıştır. Matlab program ile tanımlanan optimizasyon problemi çözümlenip kırılmayan darbe sönümleyici için minimum ağırlık bulunmuştur. Son olarak optimum ağırlıktaki parçanın kopma gerilmesini dikkate alınarak dinamik darbe testi analizi yapılmış ve optimum ağırlıktaki parçanın analiz sonucunda kırılmadığı gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Dinamik darbe testi, optimum tasarım, hava süspansiyon, darbe sönümleyici

2020, ix + 56 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

OPTIMUM DESIGN FOR CRASH BEHAVIOR OF BUMPER IN AIR SPRING

Hakan ARAZ

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Automotive Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ

In this thesis, energy absorption and reaction force from the dynamic impact test results of the bumper, which is the air spring component, are investigated. Alternative designs were created for the existing broken bumper that was broken in the dynamic impact test. Analyzes of the designs with finite element models are solved through Radioss software. According to the analysis results obtained, the approximate design functions are created and the size optimization problem for the suitable designs is defined for the minimum weight. The defined optimization problem was solved with matlab and minimum weight was obtained for the bumper that did not break. Finally, taking into account the tensile stress of the optimum weight bumper, a dynamic impact test analysis was carried out, and it was observed that the optimum weight bumper did not break.

Key words: Dynamic impact test., optimum design, air spring, bumper

2020, ix + 56 pages.

TEŐEKKÖR

Tez çalıőmam sırasında her konuda yardımını esirgemeyen değerli öğretim görevlisi Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ'a, yüksek lisans eğitimim süresince katkı sağlayan diğer öğretim görevlilerine, tez çalıőmam süresince yardımcı olan dönem arkadaşım Halis TANRIKULU'na, maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen Plaskal Plastik Kalıp San Tic. Ltd. Őti'ne, destek ve sevgisi ile sürekli yanımda bulunan sevgili eőim Hatice KURNAZ ARAZ'a ve beni yalnız bırakmayan, teşvik eden aileme teşekkürlerimi sunarım.

Hakan ARAZ
05/10/2020

İÇİNDEKİLER

| | Sayfa |
|--|-------|
| ÖZET..... | i |
| ABSTRACT..... | ii |
| TEŞEKKÜR..... | iii |
| SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ..... | vi |
| ŞEKİLLER DİZİNİ..... | vii |
| ÇİZELGELER DİZİNİ..... | ix |
| 1. GİRİŞ..... | 1 |
| 2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI..... | 3 |
| 2.1. Hava Süspansiyon Sistemleri..... | 3 |
| 2.2. Hava Süspansiyon Körükleri..... | 3 |
| 2.2.1. Hava süspansiyon körüklerinin bileşenleri..... | 4 |
| 2.2.2. Hava süspansiyon körüklerinin kullanıldığı sektörler..... | 6 |
| 2.2.3. Hava süspansiyon körüğü fonksiyonları..... | 7 |
| 2.2.4. Hava süspansiyon körük çeşitleri..... | 8 |
| 2.3. Enerji Emilimi ve Çarpışma ile İlgili Bazı Kavramlar..... | 9 |
| 2.3.1. Toplam sönmölenen enerji..... | 9 |
| 2.3.2. Özgöl enerji emilimi..... | 10 |
| 2.3.3. Reaksiyon (çarpışma) kuvveti..... | 10 |
| 2.4. Poliamid Malzeme..... | 11 |
| 2.5. Test Metotları..... | 13 |
| 2.5.1. Statik deformasyon testi..... | 13 |
| 2.5.2. Dinamik deformasyon testi..... | 14 |
| 3. MATERYAL ve YÖNTEM..... | 16 |
| 3.1. Sonlu Elemanlar Yöntemi..... | 16 |
| 3.2. Optimum Darbe Sönmöleyici İçin Modellerin Hazırlanması..... | 18 |
| 3.2.1. Merkez delik çevresi et kalınlığı arttırılmış modeller..... | 19 |
| 3.2.2. Feder sayısı ve kalınlığı değiştirilmiş modeller..... | 21 |
| 3.3. Sonlu Elemanlar Modelinin Hazırlanması..... | 26 |
| 3.3.1. Sonlu elemanların oluşturulması..... | 26 |
| 3.3.2. Malzemelerin tanıtılması..... | 27 |
| 3.3.3. Sınır şartları ve hızın tanıtılması..... | 30 |

| | |
|--|----|
| 4. BULGULAR..... | 32 |
| 4.1. Kırılan Darbe Sönümleyici İçin Analiz Sonuçları..... | 32 |
| 4.2. Merkez Delik Çevresi Et Kalınlığı Arttırılmış Modellerin Çarpışma Analiz Sonuçları..... | 35 |
| 4.3. Feder Sayısı ve Kalınlığı Değiştirilmiş Modeller İçin Analiz Sonuçları..... | 37 |
| 4.3.1. 8 adet feder sayısı ve farklı kalınlıkları için analiz sonuçları..... | 38 |
| 4.3.2. 10 adet feder sayısı ve farklı kalınlıkları için analiz sonuçları..... | 40 |
| 4.3.3. 12 adet feder sayısı ve farklı kalınlıkları için analiz sonuçları..... | 42 |
| 4.4. Boyut Optimizasyonu..... | 43 |
| 4.4.1. Merkez delik çevresi et kalınlığı arttırılmış modellerin boyut optimizasyonu..... | 44 |
| 4.4.2. Feder sayısı ve kalınlığı değiştirilmiş modellerin boyut optimizasyonu..... | 46 |
| 5.TARTIŞMA ve SONUÇ..... | 53 |
| KAYNAKLAR | 54 |
| ÖZGEÇMİŞ | 56 |

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

| Simgeler | Açıklama |
|-----------------|--------------------|
| mm | Milimetre |
| ms | Zaman (milisaniye) |
| m/s | Hız (metre/saniye) |
| g | Yer çekim ivmesi |
| h | Yükseklik (metre) |
| m | Metre |
| S | Yer değiştirme |
| F | Kuvvet (Newton) |
| kg | Kütle (kilogram) |
| O | Oksijen |
| H | Hidrojen |
| N | Azot |
| C | Karbon |

| Kısaltmalar | Açıklama |
|--------------------|---------------------------|
| MPa | Megapaskal |
| TSE | Toplam sönmömlenen enerji |
| ÖEE | Özgöl enerji emilimi |

ŞEKİLLER DİZİNİ

| | Sayfa |
|--|--------------|
| Şekil 2.1. Hava süspansiyon körüklerinin çekiciye monte edilmiş hali | 4 |
| Şekil 2.2. Hava süspansiyon körüklerinin binek araç montaj görseli..... | 4 |
| Şekil 2.3. Dingil hava süspansiyon körüğü bileşenleri..... | 5 |
| Şekil 2.4. Farklı endüstrilerde kullanılan hava süspansiyon körüklerine örnek kaldırma rampası..... | 7 |
| Şekil 2.5. Yer değiştirme-Kuvvet grafiğine örnek..... | 10 |
| Şekil 2.6. Tekrar eden poliamid birimi..... | 12 |
| Şekil.2.7. Dinamik darbe test ekipmanı..... | 15 |
| Şekil 3.1. Kırılan darbe sönümleyicinin geometrisin üstten, alttan ve yandan görünümü | 18 |
| Şekil 3.2. Merkezi delik çevresi 3 mm arttırılmış model..... | 19 |
| Şekil 3.3. Merkezi delik çevresi 5 mm arttırılmış model..... | 20 |
| Şekil 3.4. Merkezi delik çevresi 7mm arttırılmış model..... | 20 |
| Şekil 3.5. Merkezi delik çevresi 10 mm arttırılmış model..... | 20 |
| Şekil 3.6. Merkezi delik çevresi 12 mm arttırılmış model..... | 21 |
| Şekil 3.7. Merkezi delik çevresi 15 mm arttırılmış model..... | 21 |
| Şekil 3.8. Sekiz adet feder 4 mm feder kalınlığı olan model..... | 22 |
| Şekil 3.9. Sekiz adet feder 6 mm feder kalınlığı olan model..... | 22 |
| Şekil 3.10. Sekiz adet feder 8 mm feder kalınlığı olan model..... | 22 |
| Şekil 3.11. On adet feder 3 mm feder kalınlığı olan model..... | 23 |
| Şekil 3.12. On adet feder 4mm feder kalınlığı olan model..... | 23 |
| Şekil 3.13. On adet feder 6 mm feder kalınlığı olan model..... | 24 |
| Şekil 3.14. On adet feder 8 mm feder kalınlığı olan model..... | 24 |
| Şekil 3.15. On iki adet feder 3 mm feder kalınlığı olan model..... | 24 |
| Şekil 3.16. On iki adet feder 4 mm feder kalınlığı olan model..... | 25 |
| Şekil 3.17. On iki adet feder 6 mm feder kalınlığı olan model..... | 25 |
| Şekil 3.18. On iki adet feder 8 mm feder kalınlığı olan model..... | 25 |
| Şekil 3.19. Kırılan enerji sönümleyici sonlu elemanlar ağ yapısı..... | 26 |
| Şekil 3.20. Vurucunun sonlu elemanlar ağ yapısının üst ve yandan görünümü..... | 27 |
| Şekil 3.21. PA-6 Poliamid malzeme için mühendislik gerilme-gerinim eğrisi..... | 28 |
| Şekil 3.22. PA-6 Poliamid malzeme için gerçek ve plastik gerilme-gerinim eğrisi..... | 29 |
| Şekil 3.23. PA-6 Poliamid darbe sönümleyicide sınır şartları..... | 30 |
| Şekil 4.1. Kırılan darbe sönümleyici gerilim analizi alttan görünüşü..... | 33 |
| Şekil 4.2. Kırılan darbe sönümleyici gerilim analizi kesit görünüşü..... | 33 |
| Şekil 4.3. Kırılan darbe sönümleyici gerinim analizi kesit görünüşü..... | 34 |
| Şekil 4.4. Kırılan darbe sönümleyici yerdeğişim analizi kesit görünüşü..... | 34 |
| Şekil.4.5. Darbe testi sonucu kırılmış olan numune..... | 35 |
| Şekil 4.6. Merkez delik çevresi arttırılmış darbe sönümleyicilerin emilen enerji analizi sonuçları..... | 36 |
| Şekil 4.7. Merkez delik çevresi arttırılmış darbe sönümleyicilerin tepki kuvveti analizi sonuçları..... | 37 |
| Şekil 4.8. Sekiz adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin tepki kuvveti analizi sonuçları..... | 38 |
| Şekil 4.9. Sekiz adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin emilen enerji analizi sonuçları..... | 39 |
| Şekil 4.10. On adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin tepki kuvveti analizi sonuçları..... | 40 |

| | |
|--|----|
| Şekil 4.11. On adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin emilen enerji analizi sonuçları..... | 41 |
| Şekil 4.12. On iki adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin tepki kuvveti analizi sonuçları..... | 42 |
| Şekil 4.13. On iki adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin emilen enerji analizi sonuçları..... | 43 |
| Şekil 4.14. Kırılmayan darbe sönümleyicinin gerilim analizi sonucunu alttan görünüşü.. | 51 |
| Şekil 4.15. Kırılmayan darbe sönümleyicinin gerilim analizi sonucunu kesit görünüşü.. | 51 |
| Şekil 4.16. Kırılmayan darbe sönümleyicinin gerilim analizi sonucunu kesit görünüşü.. | 52 |

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

| | |
|--|----|
| Çizelge 3.1. PA-6 Poliamid malzeme için plastik gerilme-gerinim değerleri..... | 29 |
| Çizelge 4.1. Merkez delik çevresi arttırılmış darbe sönümleyicilerin tepki kuvveti analizi sonuçları maksimum değerleri..... | 36 |
| Çizelge 4.2. Merkez delik çevresi arttırılmış darbe sönümleyicilerin emilen enerji analizi sonuçları maksimum değerleri..... | 37 |
| Çizelge 4.3. Sekiz adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin tepki kuvveti analizi sonuçları maksimum değerleri..... | 38 |
| Çizelge 4.4. Sekiz adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin emilen enerji analizi sonuçları maksimum değerleri..... | 39 |
| Çizelge 4.5. On adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin tepki kuvveti analizi sonuçları maksimum değerleri..... | 40 |
| Çizelge 4.6. On adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin emilen enerji analizi sonuçları maksimum değerleri..... | 41 |
| Çizelge 4.7. On iki adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin tepki kuvveti analizi sonuçları maksimum değerleri..... | 42 |
| Çizelge 4.8. On iki adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin emilen enerji analizi sonuçları maksimum değerleri..... | 43 |
| Çizelge 4.9. Merkez delik çevresi arttırılmış darbe sönümleyicilerin analiz sonuçları..... | 45 |
| Çizelge 4.10. Merkez delik çevresi arttırılmış darbe sönümleyicilerin analiz sonuçları... | 47 |
| Çizelge 4.11. Boyut optimizasyonu analiz sonuçları..... | 50 |

1. GİRİŞ

Hava süspansiyon sistemlerinin, ticari ve binek araç modellerinde sönümleme elemanı olarak kullanılması giderek artmaktadır. Diğer süspansiyon sistemleri içerisinde hava süspansiyon sistemleri, gelişmiş denge ve araç konforu, otomatik yükseklik ayarlama, süspansiyon sertliğini düzenleme, farklı yüklerde büyük oranda sabit rezonans frekansı gibi avantajlarıyla öne çıkmaktadır (Oman ve ark. 2010).

Hava süspansiyon körükleri titreşimleri absorbe etme özelliği ile otomotiv sektöründe yaygın olarak kullanılır. Hava süspansiyonu genellikle üst plaka, kauçuk körük, piston ve darbe sönümleyiciden meydana gelir. Körüğün yapısı temel olarak kauçuk ve plastik ipliklerden meydana gelir. Körüğün içi taşıma kapasitesi sağlayan basınçlı hava ile doldurulur. Hava hacimsel değişikliklere tepki olarak kuvvet üretmektedirler. Temel bileşenlerden olan piston, çalışan körüğün üzerine sıvanarak havanın sıkıştırılması görevini üstlenir. Darbe sönümleyici, körüğünün içindeki basınçlı havanın tümünün boşalması ve sürüş sırasında karşılaşılabilecek ani yükselti değişimleri gibi durumlarda hava süspansiyon elemanlarının zarar görmemesine amacıyla kullanılan sönümleyici elemandır. Darbe sönümleyiciler kauçuk ya da plastikten üretilebilirler.

Körük içerisinde basınçlı havanın absorbe ettiği titreşimle birlikte konforlu ve güvenli bir yolculuk sağlanmaktadır. Araçların sahip olduğu değişik sayıdaki havalı süspansiyonların farklı seviyedeki hava basınçları ile

- Ani yükseklik değişimlerinde konfor ve güvenli sürüş
- Yüklemin dengesiz olması durumunda dengenin sağlanmasını
- Lastiklerdeki yıpranmanın azalmasını
- Araç yüksekliğini ayarlama imkânı ile yakıt tasarrufu sağlamaktadır.

Bu çalışmanın amacı ani darbe yükü altında kırılan darbe sönümleyicinin kırılmaması için alternatif olarak tasarlanan ürünlerin gerçekleştirilen çarpışma analizlerinin

sonuçlarının değerlendirilmesi ve boyut optimizasyonu ile darbe yükü altında kırılmayan minimum ağırlığa sahip darbe sönümleyici elde edilmesidir.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Taşıt Süspansiyon Sistemleri

Süspansiyon sistemi ya da diğer tabir ile askı sistemi tekerleklerin taşıta bağlantısını yapan parçalar bütünüdür. Ön tekerleklerin teker-taşıt bağlantısını yapan parçalara ön askı sistemi ya da ön süspansiyon adı verilir. Aynı şekilde arka tekerlerin teker-araç bağlantısını yapan parçalar da arka askı sistemi veya arka süspansiyon adını alır.

Sürüş güvenliği sağlanması açısından taşıtların yol tutuş kabiliyetleri en mühim öğelerden biridir. Taşıtların yol tutuşu ve zeminle bağlantısı birçok parçanın beraber çalışmasıyla yürütülür. Direksiyon sistemi, fren sistemi, yürüyen aksam elemanları, süspansiyon sistemi elemanları ve tekerlekler uygun şekilde karosere bağlanır. Süspansiyon sistemi taşıtların ağırlığını taşıyıp aynı zamanda lastiklerin yola tutunması işlevini de yerine getirmelidir. Taşıttın aktif güvenliği, dengesi, konforlu olması ve yol tutuşu süspansiyon sistemine bağlı olduğu için süspansiyon sistemi taşıtta önemli bir yer tutar. Gövde ile tekerlekler arasına konumlandırılan süspansiyon sistemi, yoldan kaynaklanan titreşimleri sönmüleme görevini yerine getirmek için tasarlanmıştır. Süspansiyon sistemine güvenlik ve konfor açısından ihtiyaç duyulur (Anonim 2013).

2.2. Hava Süspansiyon Körükleri

Taşıtların sürüş yüksekliğini devamlı olarak ayarlayan hava süspansiyon körükleri, sürüş kalitesi, emniyet ve konforun en elverişli şekilde birleştirilmesini sağlayan sistemlerdir. Uygunsuz yol koşulları ve ani yük değişiklikleri ile karşılaşıldığında körükler şişerek yol tutuşunu arttırıp sürücü ve yükü güvence altına alır. Genellikle hava süspansiyon sistemleri kamyon, tır, otobüs ve raylı sistem taşıtlarında kullanılmaktadır. Hava süspansiyon sistemlerinin binek araçlarda kullanımı giderek çoğalmaktadır.

Temel kamyon yapısında; ön aks için iki adet, tahrik aksı için dört, arka aks içinde iki adet hava süspansiyon körüğü kullanılmaktadır (Turna 2017).



Şekil 2.1. Hava süspansiyon körüklerinin çekiciye monte edilmiş hali (Anonim 2020a).

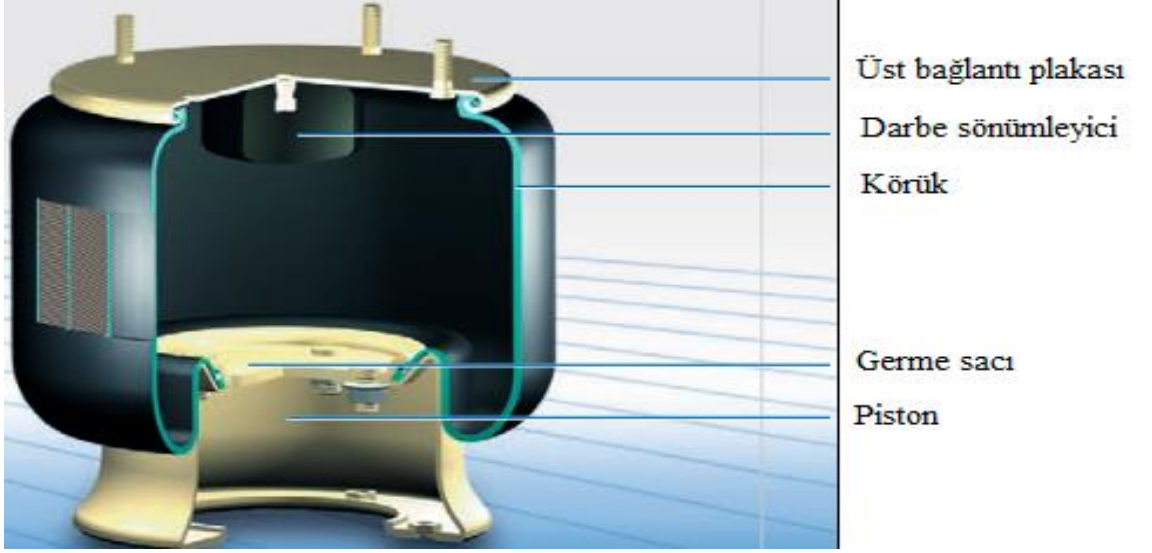


Şekil 2.2. Hava süspansiyon körüklerinin binek araç montaj görseli (Anonim 2020b).

2.2.1. Hava süspansiyon körüklerinin bileşenleri

Hava süspansiyon körüklerinin endüstriyel, taşıtların kabin ve koltukları, dingiller gibi, birçok alanda kullanılan çeşitleri mevcuttur. Tez çalışmasında dingillerde kullanılan

körüğün darbe emici parçasının çarpışma davranışı incelediğinden Şekil 2.3’ de dingil grubu hava süspansiyon körüğünün bileşenleri gösterilmektedir.



Şekil 2.3. Dingil hava süspansiyon körüğü bileşenleri (Anonim 2020c).

Üst Bağlantı Plakası: Hava süspansiyon körüğünün üst kısmını araç şasesine bağlantısını sağlayan parçadır.

Darbe sönümleyici (takoz): Körüğünün içindeki basınçlı havanın boşalması ve sürüş sırasında ortaya çıkabilecek ani yükselti değişimlerinde süspansiyon elemanlarına zarar gelmemesi için darbe sönümleyici kullanılır. Darbe sönümleyiciler kauçuk ya da plastikten üretilirler.

Körük: Körük dört adet malzemenin birleşmesiyle oluşur.

İç Kauçuk: Körük içindeki basınçlı havanın lastik üzerinde mukavemet oluşturması için kullanılan kauçuk tabakadır.

Kord Bezi: Ürünün işlevini belirleyen tabaka olan kord bezini, kauçuk kaplı kord ipleri meydana getirir.

Kord ipi: Körüğün kaldırma kapasitesi ile çapsal genişlemesi kord bezi yapsında bulunan kord ipinin kesim açısı ile etkileşim içerisindedir. Kord ipleri birbiryle 90° olacak şekilde iki katman olarak kullanılmaktadır.

Dış Kauçuk: Dış evre şartlarına karşı körüğü koruyan kauçuk tabakadır.

Germe Sacı: Piston ile lastik arasındaki bağlantıyı gerçekleştiren metal bağlantı elemanıdır.

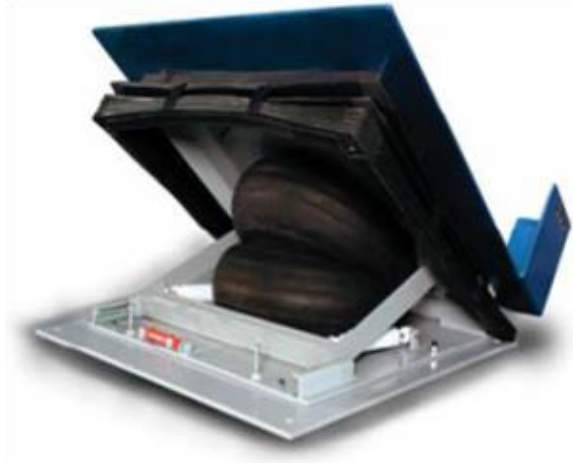
Piston: Körüğün aracın alt dingile bağlantısını gerçekleştiren duruma göre plastik ya da metal olan bağlantı elemanıdır.

2.2.2. Hava süspansiyon körüklerinin kullanıldığı sektörler

Hava süspansiyon sistemleri genellikle otomotiv sektöründe kullanılmaktadır. Geçmişte ağır yükleri taşıyan ticari araçlar için tercih edilen hava süspansiyon körükleri, teknolojinin gelişmesiyle paralel olarak artan müşteri beklentilerine cevap verebilmek adına binek araçlarda da kullanılması yaygınlaşmıştır.

Genel olarak ticari araçların dorse kısmında görülüyor olsa da şoför ve yolcu konforunu arttırmak için de çeşitli körükler üretilmektedir.

Ayrıca körükler yük kaldırma ve titreşimi sönümleme özelliği ile otomotiv sektörünün dışında farklı birçok sektörde de kullanılmaktadır. Tekstil makineleri, endüstriyel çamaşır makineleri, presler, gıda sektöründe kullanılan makineler, makaslı kaldırma platformları gibi sektörler hava süspansiyon körüklerinin kullanıldığı sektörlere örnek verilebilir.



Şekil 2.4. Farklı endüstrilerde kullanılan hava süspansiyon körüklerine örnek kaldırma rampası (Anonim 2020d).

2.2.3. Hava süspansiyon körüğü fonksiyonları

Hava süspansiyon körüklerinin amacı; sürüş güvenliği sağlamakla beraber yolcu, aracı ve yükü sürüş sırasında karşılaşılabilecek sarsıntılara karşı korumaktır. Aracı dengeden çıkararak ağırlık merkezinin değişmesine sürüş esnasında yollarda karşılaşılan olumsuz koşullar (viraj, kasis, çukur, vs.) neden olur. Aerodinamik dengeyi koruması amacıyla her lastiğinin yanına montajı yapılan hava süspansiyon körüğü, yollardaki olumsuz şartlardan kaynaklanan karşı kuvvetleri sönmüleyip sürüş konforu ve güvenliğini yükseltmektedir. Ayrıca her bir körüğün içindeki basınçlı havanın basıncının tek tek ayarlanabilir olması, yükleme bölgesine fazla yük yüklenmesi esnasında aracın önünün havaya doğru yönelmesini engellemektedir. Böylece gece yolculuklarında farlar yeri aydınlatmaya devam etmektedir.

Yüklenen yükler sebebiyle taşıtın ağırlık merkezi yüke doğru gider. Böylece taşıtın dengesi bozulur ve sonuç olarak farlar aracın önünü aydınlatamaz hale gelir. Hava süspansiyon körükleri dengeyi oluşturarak farların yolu aydınlatmasını sağlar.

Olumsuz hava şartlarında genellikle yükü olmayan dorseser rüzgâr sebebiyle savrulabilmektedir. Hava süspansiyon körüklerinin sayesinde dorse yüksekliği aracın yüksekliğine göre ayarlanıp dorsenin ve aracın zarar görmesi engellenmektedir.

Sürüş sırasında çukur ve kasisler gibi kötü yol koşulları, aracın zıplamasına neden olup sürüş konforunun düşmesine sebep olur. Hava süspansiyon körükleri sayesinde lastik ile zemin arasındaki temas korunur ve titreşimi sönmüleyip zıplamayı engellenmiş olur.

Yol hakimiyeti ile frenleme açısından ön lastikler büyük ehemmiyete sahiptir. Hava süspansiyon böylelikle körükleri sayesinde ağırlık balanslı şekilde lastiklere dağıtılıp yol hakimiyeti ile sorunsuz bir frenleme elde edilir.

Yan yüzeyden etki eden sert rüzgâr ve manevralar yer çekiminin etkisini azaltacağı için aracın devrilmesine sebep olabilir. Karşılaşılan bu durumlarda denge korumak için devreye hava süspansiyon körüğü girer (Anonim 2020e).

2.2.4. Hava süspansiyon körük çeşitleri

Hava süspansiyon körükleri genellikle otomotiv sanayisinde kullanılmaktadır. Ayrıca makine sektörü, raylı sistemler gibi farklı endüstrilerde de kullanılmaktadır. Otomotiv endüstrisinde genellikle kabin, koltuk, dingil ve katlı körükleri kullanılmaktadır.

Kabin körükleri: Sarsıntıların sürücü kabinini olumsuz etkilediği olumsuz yol koşullarında, sarsıntıyı azaltan körüklerdir. Böylece sürücü elde ettiği konfor ile yorgunluk seviyesini azaltmış olacaktır.

Koltuk körükleri: Olumsuz yol şartlarının sürücüye etkisini azaltıp, sürüş konforunu artırır. Konforun artmasıyla doğru orantılı olarak sürücünün performansı da artacaktır.

Dingil körükleri: Ticari araçlar ile otobüslerde bulunan hava süspansiyon körükleridir.

Katlı körükler: Diğer sektörde daha fazla kullanılan katlı körük çeşitleri bir veya birde çok kattan oluşmaktadır. Çok akslı araçlarda, araç boş ise tekerlekleri korumak amacıyla kaldırma körüğü olarak kullanılırlar (Turna 2017).

2.3. Enerji Emilimi ve Çarpışma ile İlgili Bazı Kavramlar

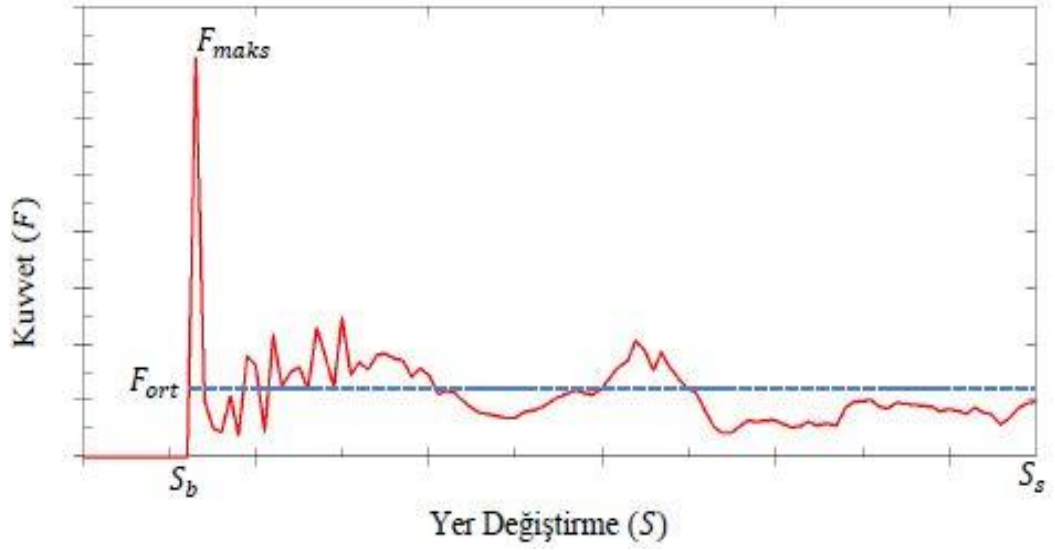
Enerji emilimi, ezilme kuvvetleri, ağırlık gibi parametrelerin tanımlamaları aşağıda detaylı olarak açıklanmıştır. Darbe sönümleyiciler tasarlanırken ve çarpışma analizi sonuçları çözümlenirken bu tanımlamalardan faydalanılır. Tez kapsamında yapılan çalışmada da tanımlanan formüllerden yararlanılmıştır.

2.3.1. Toplam sönümlenen enerji

Darbe sönümleyicilerde çarpma kuvvetinin gerçekleştirdiği işi, çarpışma bitiminde darbe sönümleyicinin sönümlendiği toplam enerji miktarı olarak tanımlayabiliriz. Toplam sönümlenen enerji denklem (2.1) ile hesaplanır.

$$TSE = \int_{S_b}^{S_s} F. dS \quad (2.1)$$

Denklemden, F (Newton) ezilme kuvvetini, yer değiştirmeyi ise ifade S (mm) eder. S_s-S_b (mm) aralığı ise Şekil 2.5’de görüleceği gibi aksenal yöndeki çarpışma neticesinde oluşan deformasyonu göstermektedir. Ayrıca kuvvet-yer değiştirme grafiğinde eğrinin altındaki kısmı toplam sönümlenen enerji olarak da tanımlayabiliriz (Chathbai 2007, Demirci 2014).



Şekil 2.5. Yer değiştirme-Kuvvet grafiğine örnek (Demirci 2014).

2.3.2. Özgöl enerji emilimi

Toplam sönümlenen enerjinin darbe sönümleyicinin deformasyona uğramadan önceki kütlesine oranı özgöl enerji emilimi olarak tanımlanmaktadır.

$$\text{ÖEE} = \frac{TSE}{m} \quad (2.2)$$

ÖEE özgöl enerji emilimi, m ise çarpışma öncesindeki sönümleyicinin kütlesini ifade etmektedir (Chathbai 2007, Güler ve ark. 2010).

2.3.3. Reaksiyon (çarpışma) kuvveti

Çarpışma sırasında darbe sönümleyici üzerine eksenel yönde etki eden yüklere karşı darbe sönümleyici tarafından reaksiyon kuvvetini oluşturulmaktadır. Çarpışma etkisiyle kalıcı şekil değiştirmenin başlamasıyla ortaya çıkan en yüksek kuvvete maksimum reaksiyon kuvveti denilmektedir. Maksimum reaksiyon kuvvetinin mümkün merteye düşük olması istenilir. Yoksa darbe sönümleyicinin sönümleyemediği büyük kuvvetler

neticesinde reaksiyon taşıyıcı içerisindeki yolculara aktarılıp, güvenlik olumsuz bir şekilde etkileyecektir (Jin S.Y 2007).

2.4. Poliamid Malzeme

Plastikler yapısal olarak moleküler ağırlığı yüksek organik moleküllerden ya da polimerlerden meydana gelir. Polimerler ya da organik moleküller, bileşimin kimyasal şekilde bağlanmış birimlerinin tekrarlanmasıyla oluşan yapılardır. Plastik, şekillendirilebilir anlamına gelen Yunanca "plastikos" kelimesinden türemiştir. Basit şekillendirilebiliyor olmaları plastiklerin en temel özelliği olarak öne çıkar (Güler ve Çobanoğlu 1997).

Poliamid malzemenin yer aldığı grup olan termoplastikler, plastik malzemelerde önemli grublardan biri olmasının nedeni olarak ısıtıldığı zaman erimeleri, erimiş durumdaki akışkan kıvamındaki plastiğe verilen şeklin soğutulduğu zaman devamının sağlanması ve bu proseslerin tekrarlanmasını sağlayan bağ yapıları gösterilebilir. Bu işlemler plastiklerin kimyasal özelliklerini değiştirmemektedir. Fakat bu işlemler plastiğin mekanik özelliklerinde değişimlere sebep olabilir. Termoplastiklerin içerisine katılan katkıları neticesinde oluşan kompozit malzemeler ilk durumlarına göre kıyaslandığında daha iyi mekanik özelliklere sahip olabilmektedir. Termoplastikler yapısal olarak amorf ve kısmikristalin olmak üzere iki ayrı grupta incelenebilir. Amorf grubu termoplastikler içerisinde bulunan molekül zincirlerinin yapısının karmaşık olduğu ürünlerdir. Kristalin yapıya sahip ürünlerin molekül zincirleri üç boyutlu yapıya benzeyen düzgün dağılmış bir şekilde görülür. (Akkurt 2007).

Termoplastik sınıfında bulunan poliamidler, iyi kimyasal özellikleri olan, yüksek mukavemetli, hafif ve birçok çeşidi olan polimerlerdir. Diasit ve diamin polimerizasyonu senteziyle meydana poliamitler, çeşitli kimyasallar ile farklı çeşit ve özellikte poliamidlerin oluşmasına sağlamaktadır.

Yüksek erime sıcaklığına sahip olmalarından dolayı poliamidler sıcaklıklarda sertliklerini koruyabilmektedir. Poliamidlerin üstün özellikleri olarak yorulma dayanımı, yüksek

sertlik, sürünme dayanımı, tokluk, sünme dayanımı, elektrik yalıtımı, aşınma direnci, alev geciktiricilik, kimyasal dayanım, düşük sürtünme katsayısı, dış koşullara karşı direnç, aşınma direnci, geniş renk yelpazesi ve işleme kolaylığı gösterilebilir (Yılmaz, Taşdelen, 2018).

Poliamidlerin elastik modülü ve aşınmaya karşı dirençleri yüksektir. Düşük sürtünme ve mukavemet gerektiren yatak ve dişli gruplarında metal yerine tercih edilebilmektedir. Nemli ortamlarda bulunduğu zaman değişikliğe uğramaları ve kuvvetli asitler karşısında dayanıklılık göstermemeleri poliamidlerin zayıf yönlerine örnek olarak gösterilebilir.

Poliamidin kullanıldığı alanlara aşağıdakiler örnek olarak verilebilir.

- Otomotiv (hava giriş manifoldları, dişliler, jant kapakları, ızgaralar vb.)
- Elektrik-Elektronik (anahtarlar, konnektörler)
- Genel Endüstriler (mobilya, döküm, spor, ambalaj vb.)

Poliamidlerin yapısı incelendiğinde ana belirleyicisinin amid grubu olduğu görülür. Monomerlerin yoğunlaşma polimerizasyonu neticesinde poliamid oluşur. C-O bağı ile N-H bağları polardır. Negatif uç ise N ve O dir. Bu polarite sayesinde, yan yana olan naylon moleküllerinin arasında ikinci bağlar oluşmaktadır. Naylon moleküllerin dizilişine göre ikincil (H bağları) bağlar hareketlerini kısıtlayıp gerilme mukavemetinin artmasına neden olur. Ayrıca H bağları, yüksek kristalleşmelerinden dolayı naylon moleküllerindeki sıkışmanın gevşemesine sebep olurlar. Kristalizasyon sonucunda, yüksek mukavemetli, yüksek rijitliği olan, düşük buhar ve gaz geçirgenliği ve yüksek sıcaklıkta işlenebilen yapı elde edilir (Erbay 2009).

Şekil 2.6.'te poliamidlerin yapısına ait bir görsel verilmiştir.



Şekil 2.6. Tekrar eden poliamid birimi (Anonim 2020f)

Amid gruplarındaki karbonların sayısı farklı olması nedeniyle poliamid türleri oluşmaktadır. 6-karbonlu diamin ile 12-karbonlu diasitten oluşan poliamid Poliamid 6.12 adını alır. (Erbay 2009).

Ayrıca poliamidler monomer uçlarında asit grubu ile amin grubunun bulunmasıyla sadece tek bir monomerden meydana gelabilir. Poliamid 6, poliamid 11, poliamid 12, poliamid 6.6, poliamid 6.12 gibi ticari amaçlı poliamidler arasında en çok kullanılan poliamid 6.6'dır (Erbay 2009).

Diamin ve diasit içindeki 6 karbon düşük maliyetlidir ve monomerlerin özelliğini gösterir. Kısa zincirler uzun zincirlere göre esnek değildir. Kısa zincirler kırılabilir fakat güçlü ve serttir. Sert, dayanıklı, esnek ve tok yapıya sahip olan Poliamid 6.6'yı 6 karbonlu zincirler oluşturur (Erbay 2009).

2.5. Test Metotları

Darbe sönümleyicilerin mekanik davranışlarının tespiti için dinamik ve statik test olarak üzere iki farklı test yöntemi kullanılmaktadır. İki tür test arasındaki ana farklılık uygulanan yükün türüdür (Chathbai 2007, Demirci 2014).

2.5.1. Statik deformasyon testi

Statik deformasyon testinde, bir ucundan sabitlenen enerji sönümleyicisine diğer ucundan sabit hızlı ve hareket edebilen plaka ile yükleme gerçekleştirilir. Hız genellikle $1 \times 10^{-4} \text{ m/s}$ ile 0.1 m/s arasında uygulanmaktadır. Statik test neticesinde enerji sönümleyicinin absorbe ettiği enerji ve tepki kuvvetleri bulunabilir; Fakat statik test sonuçları gerçek çarpışma koşullarını tam anlamıyla temsil etmez. Nedeni, tabii tutulan hızın gerçek çarpışma koşullarına göre fazla düşük olması ile malzemede oluşacak gerilme hızı etkilerinin analiz edilememesidir.

Statik deformasyon testinin avantajlarından birkaçı şu şekilde sıralanabilir (Reddy 2007, Demirci 2014):

- Statik ezilme testleri kolay uygulanabilen ve karmaşık olmayan testlerdir.
- Düşük hızlarda yükleme uygulandığı için enerji sönümleyici numunesinde ezilme davranışını takip etmek kolaydır.
- Maliyet açısından statik deformasyon testi ekipmanlarının maliyeti diğer testlere göre uygundur.

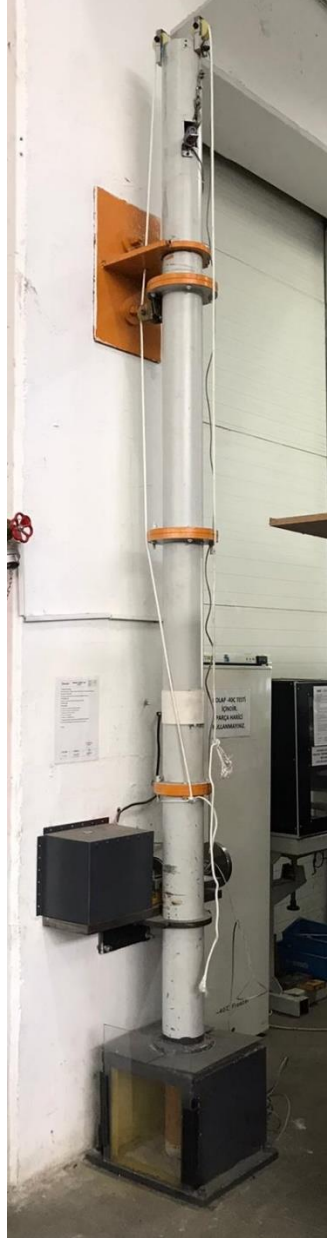
2.5.2. Dinamik deformasyon testi

Dinamik darbe testini serbest düşme testinin versiyonu olarak düşünülebiliriz. (Chathbai 2007). Sabit bir kütlesi olan ve vurucu olarak adlandırılan parça, belirli yükseklikten enerji sönümleyicinin üzerine düşürülür. Çarpışma anında darbe sönümleyicinin ezilmesiyle düşen vurucunun hızında azalma görülür ve enerji emilimi sağlanır. Gerçek çarpışma koşulları için statik teste göre uygun olan dinamik darbe testinde, yüksek gerinim hızı etkilerinin malzeme davranışına yansıdığını görebiliriz.

Yüksek hızda gerçekleştiği için dinamik darbe testinde darbe sönümleyicinin deformasyonu bir saniyeden çok kısa süre içerisinde gerçekleşir. Bu sebepten darbe sönümleyicinin deformasyon davranışının izlenebilmesi için yüksek hızlı kamera tarzı görüntüleme sistemlerine ihtiyaç duyulur (Reddy 2007, Demirci 2014).

Bu tez çalışmasında yapılan test çalışmaları ile bilgisayar destekli nümerik çarpışma analizleri dinamik darbe testi koşullarına göre yapılmıştır.

Firma bünyesindeki dinamik darbe testi, parça üzerine 2 metre yükseklikten 130 kg ağırlığında silindirik geometride çapı 120 mm olan vurucu olarak adlandırılan bir çelik kütlenin düşürülmesi ile yapılmaktadır. Şekil 2.7.'de dinamik darbe testinin uygulandığı sistemin resmi verilmiştir.



Şekil.2.7. Dinamik darbe test ekipmanı

Dinamik darbe testleri yüksek hızlarda kısa süre içerisinde gerçekleştiği için analiz sırasında yüksek hızlı çekim yapabilen kamera sistemi kullanılmıştır.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Tez çalışmasında hava süspansiyon körüğünde kullanılan darbe sönümleyicinin çarpışma analizi sonlu elemanlar yöntemiyle yapılmıştır (Hallquist 2006). Sonlu elemanlar yönteminde, karmaşık olan lineer olmayan ya da lineer olan problem daha basit olan alt problemlere ayrılır. Böylece bu alt problemlerin her birinin kendi içerisindeki çözümü birleştirilerek tam çözüme yakın olan bir sonuç bulunur. Karmaşık olan geometriler sonlu elemanlar ismi verilen basit birbirine bağlı olan küçük bölgelere ayrılırlar. İkinci işlem olarak sonlu elemanlarda sürekli fonksiyonların tanımlanabileceği kabul edilir. Son işlemde her elemanın düğüm noktalarındaki değerler sürekli olan denklemlerin çözümü ile bulunur (Topçu ve Taşgetiren 1998, Demirci 2014).

İlk olarak bir darbe sönümleyicinin sonlu elemanlar analizi için bilgisayar destekli tasarım programında darbe sönümleyicinin üç boyutlu datası oluşturulur. Bir analiz programında sonlu elemanlar modeline dönüştürülen üç boyutlu darbe sönümleyicinin geometrisi için sınır şartları, malzeme bilgileri gibi zorunlu tanımlamalar yapılır. Oluşturulan sonlu elemanlar modelinin analiz programında analizi gerçekleştirildikten sonra sonuçlar da yine bir yazılım aracılığı ile değerlendirilir. Bu tez çalışmasında enerji sönümleyicinin tasarımı için Solidworks, analiz çalışmaları ise HyperMesh-Radioss yazılımında yapılmıştır. Çözücü olarak Radioss yazılımı kullanılmış, sonuçlar ise Hyperview yazılımında değerlendirilmiştir.

Adi diferansiyel denklem ile temsil edilen hareket halindeki sistem lineerse bu problemler için analitik olarak çözüm yapılabilir. Ancak gerçek fiziksel olaylar her zaman lineer olmayan koşullardır. Nümerik yöntemler lineer olmayan sistemin çözümü için kullanılmaktadır. Zaman integrasyonu yöntemiyle bu tarz sistemlerin zamana göre hareket denklemleri çözülebilmektedir (Demirci 2014).

Eksplisit (açık) ve implisit (kapalı) olmak üzere iki farklı yöntem ile zaman integrasyonu yapılabilmektedir.

Eksplisit (açık) zaman integrasyonu: Sistemin bir sonraki zaman adımındaki durumunun şimdiki zaman içerisinde hesaplandığı bir yöntemdir. Radioss hareket denklemlerinin integrasyonu için merkezi farklar yöntemini kullanmaktadır (Hallquist 2006).

Sistem için bilinen anda hareket denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir:

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

(3.1) numaralı denklemde M kütle matrisini, a^n ivme vektörünü, $F_{dış}^n$ dış kuvvetleri, $F_{iç}^n$ ise iç kuvvetleri temsil etmektedir. İvme yalnız bırakılırsa:

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

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

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

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

hesaplama yapılan düğüm noktasındaki hız (v) ve yer değiştirme (u) elde edilir. Hesaplama sırasında kullanılan zaman adımı formülü aşağıdaki gibidir:

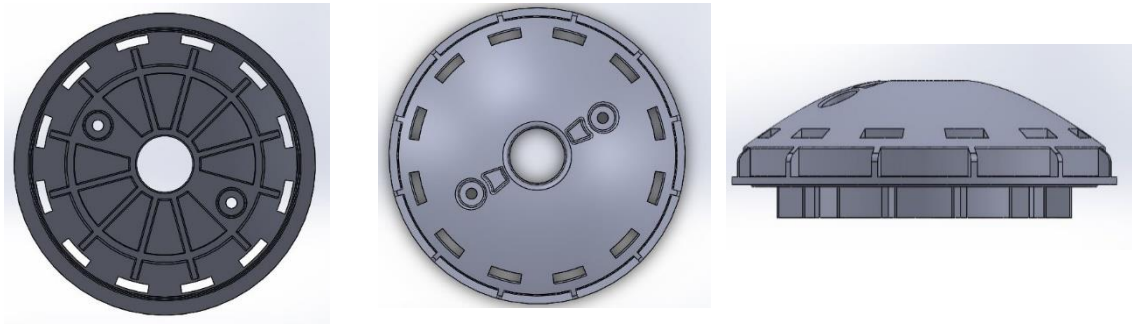
$$\Delta t^{n+\frac{1}{2}} = \frac{(\Delta t^n - \Delta t^{n+1})}{2} \quad (3.5)$$

İmplicit (kapalı) zaman integrasyonu: Implicit çözüm yönteminde yer değiştirme zamanın bir fonksiyonu değildir. Yer değiştirmenin türevleri ile elde edilen hız ve ivmenin sıfır olması ve bu terimler ihmal edilmesi bu sebeptendir. Doğrusal olmayan

implicit analizlerde her zaman adımın çözümü belirli bir tolerans içerisinde kalındığının kontrolü için bir dizi iterasyon gerektirir. Implicit yöntem Newmark metodu, Newton Raphson Metodu gibi metotları temel almaktadır. Bir sonlu elemanlar problemini implicit yöntemle çözebilmek için rijitlik matrisinin tersini almak gerekmektedir. Rijitlik matrisi büyüdükçe tersini alabilmek adına işlem gücü ve gereken zaman da artmaktadır. Bu yüzden rijitlik matrisinin tersinin alınmasına gerek duymayan explicit metoduna burada ihtiyaç duyulmaktadır. Ayrıca explicit analizin tersine, implicit analizlerde zaman adımının büyüklüğü ile ilgili bir kısıt bulunmamaktadır. Fakat aşırı deformasyonların görüldüğü ve kısa süre zarfında yüksek hızların görüldüğü analizlerde kapalı yöntem kullanmak elverişli değildir (Demirci 2014)

3.2. Optimum Darbe Sönümleyici İçin Modellerin Hazırlanması

Darbe sönümleyicilerde temel hedef daha fazla enerji absorbe etmek ve reaksiyon kuvvetlerinin minimize edilmesidir. Bu tez çalışmasında, dinamik darbe testinde kırılan darbe emici modelini baz olarak kırılan ürene kıyasla daha fazla miktarda darbe sönümleyen, reaksiyon kuvvetlerinin ve ağırlığın mümkün olduğunca azaltıldığı yeni bir darbe sönümleyici tasarlanmıştır. Şekil 3.1’de kırılan darbe emici modelinin geometrisi verilmiştir.



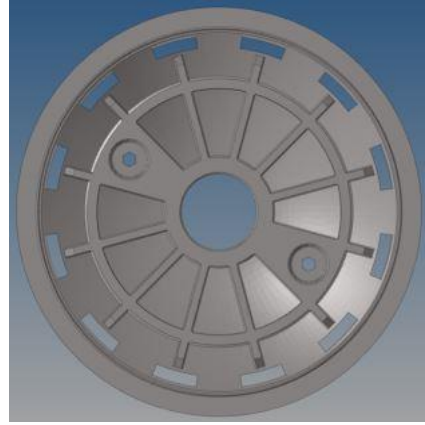
Şekil 3.1. Kırılan darbe sönümleyicinin geometrisin üstten, alttan ve yandan görünümü

Tez kapsamında kırılan darbe emici referans alınarak farklı darbe emici modelleri oluşturulup, çarpışma analizleri yapılmıştır. Çalışmalar sonucunda mevcut darbe

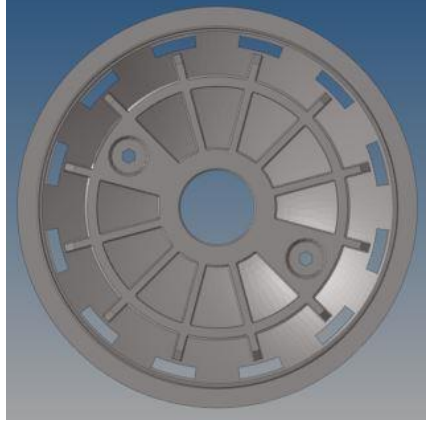
sönümleyici geometrisi iki farklı şekilde değiştirilmiştir. İlk olarak mevcut geometrinin merkez deliğinin içinden et kalınlığı 15 mm'ye kadar kademeli olarak arttırılıp ürünün kırılması için gerekli şartları sağlayan minimum et kalınlığı bulunmuştur. İkinci alternatif olarak içyapıdaki mevcut sekiz adet olan feder sayısı on ve on ikiye çıkarılıp farklı feder kalınlıkları için ürünün kırılması adına gerekli şartları sağlayan minimum et kalınlığı ve feder sayısı bulunmuştur. Kırılan ürün geometrisi ile değiştirilen geometrilerin analiz sonuçlarına bulgular kısmında değinilmiştir.

3.2.1. Merkez delik çevresi et kalınlığı arttırılmış modeller

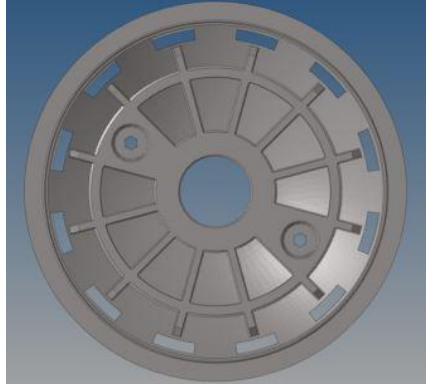
Kırılmayan minimum ağırlık elde edebilmemiz için ilk alternatif modelimizin merkezi delik çevresindeki et kalınlığının aralıklarla 15 mm' e kadar arttırılmış durumları Şekil 3.2'den Şekil 3.7'e kadar sıralanmıştır.



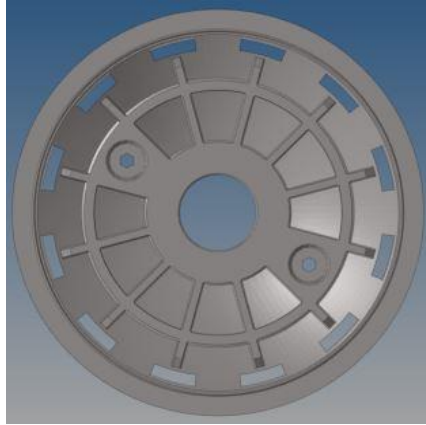
Şekil 3.2. Merkezi delik çevresi 3 mm arttırılmış model



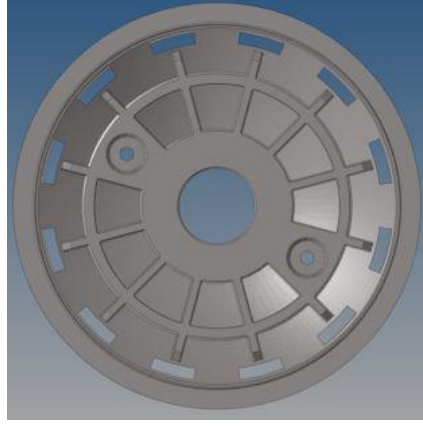
Şekil 3.3. Merkezi delik çevresi 5 mm arttırılmış model



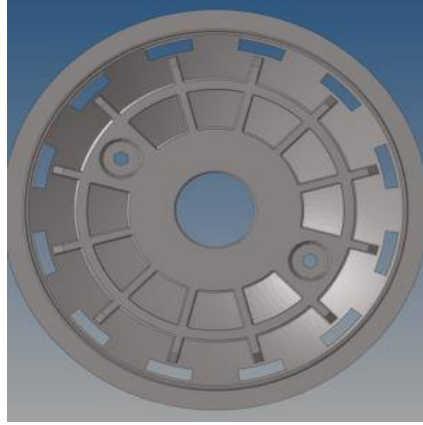
Şekil 3.4. Merkezi delik çevresi 7 mm arttırılmış model



Şekil 3.5. Merkezi delik çevresi 10 mm arttırılmış model



Şekil 3.6. Merkezi delik çevresi 12 mm arttırılmış model

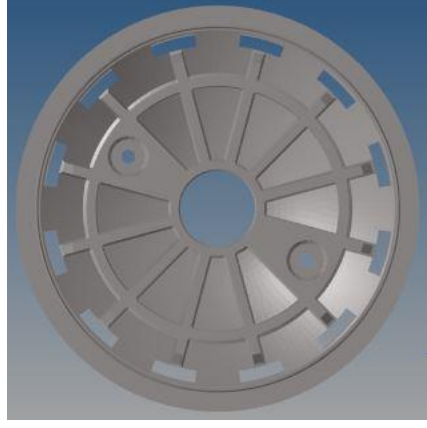


Şekil 3.7. Merkezi delik çevresi 15 mm arttırılmış model

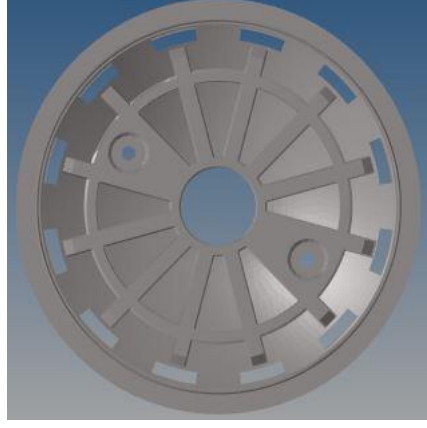
3.2.2. Feder sayısı ve kalınlığı değiştirilmiş modeller

Kırılmayan minimum ağırlıktaki ürünü elde edebilmemiz için ikinci alternatif modelimizde feder sayısı ve kalınları arttırılmıştır. Başlangıç olarak sabit sekiz adet olan federin kalınlıkları 3 mm'den 8 mm'ye kadar 2 mm aralık ile arttırılmıştır. Daha sonra feder sayıları on ve on iki ye çıkarılıp feder kalınlıkları da 3 mm'den 8 mm'ye kadar 2 mm aralık ile arttırılmıştır.

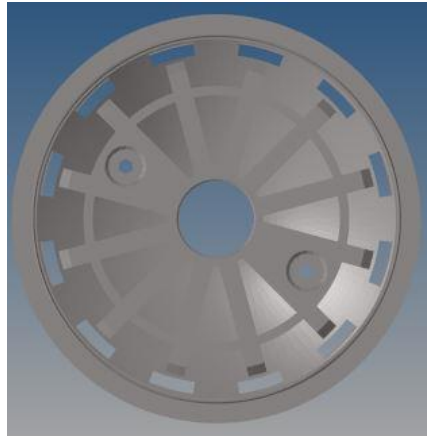
Sabit sekiz adet feder için arttırılmış feder kalığı geometrileri Şekil 3.8.den Şekil 3.10'a kadar sıralanmıştır.



Şekil 3.8. Sekiz adet feder 4 mm feder kalınlığı olan model

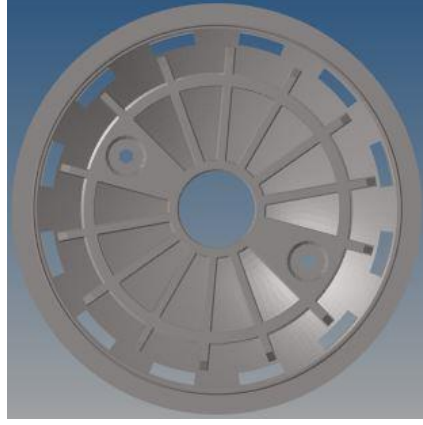


Şekil 3.9. Sekiz adet feder 6 mm feder kalınlığı olan model

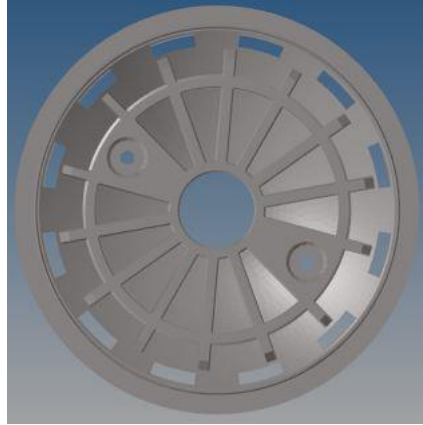


Şekil 3.10. Sekiz adet feder 8 mm feder kalınlığı olan model

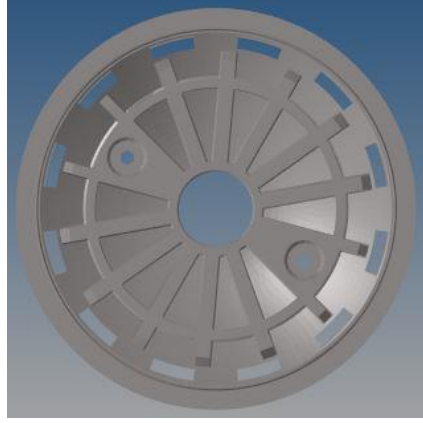
Feder sayısı on adete çıkarılmış ürün için arttırılmış feder kalığı geometrileri Şekil 3.11.den Şekil 3.14 e kadar sıralanmıştır.



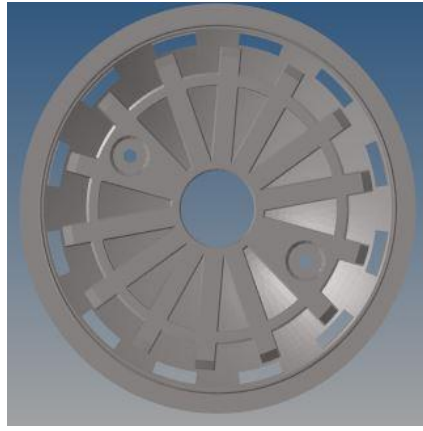
Şekil 3.11. On adet feder 3 mm feder kalınlığı olan model



Şekil 3.12. On adet feder 4 mm feder kalınlığı olan model

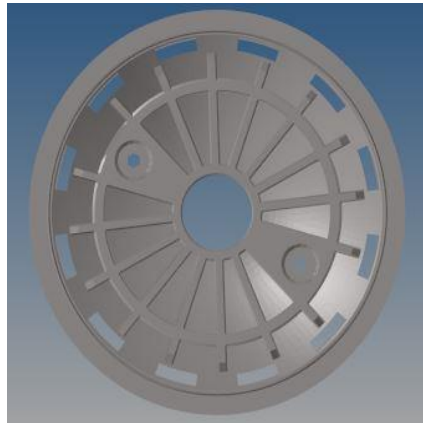


Şekil 3.13. On adet feder 6 mm feder kalınlığı olan model

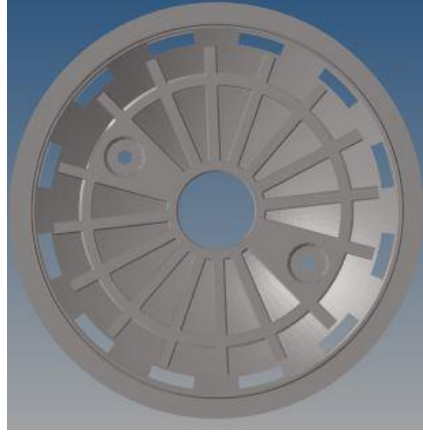


Şekil 3.14. On adet feder 8 mm feder kalınlığı olan model

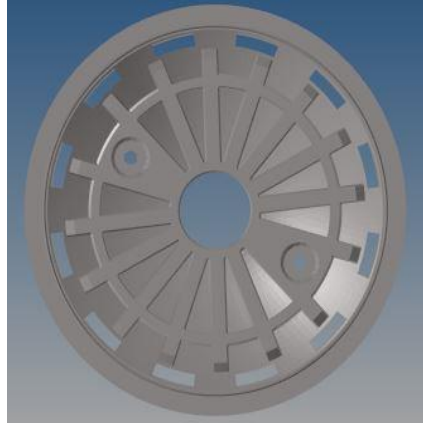
Feder sayısı on iki âdete çıkarılmış ürün için arttırılmış feder kalığı geometrileri Şekil 3.15.'den Şekil 3.18'e kadar sıralanmıştır.



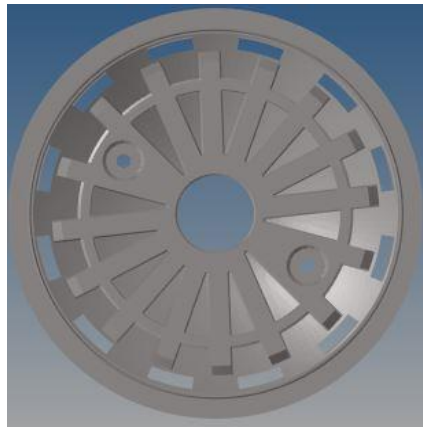
Şekil 3.15. On iki adet feder 3 mm feder kalınlığı olan model



Şekil 3.16. On iki adet feder 4 mm feder kalınlığı olan model



Şekil 3.17. On iki adet feder 6 mm feder kalınlığı olan model



Şekil 3.18. On iki adet feder 8mm feder kalınlığı olan model

Yapılan tasarım tasarımlar ile kırılan enerji sönümleyici modeline kıyasla optimum yapıdaki enerji sönümleyicinin aşağıdaki özelliklere sahip olması hedeflenmiştir:

- Çarpışma sırasında mümkün oldukça fazla enerjiyi emmelidir.
- Enerji yutucunun ağırlığı kırılan modelin ağırlığına yakın olmalıdır.

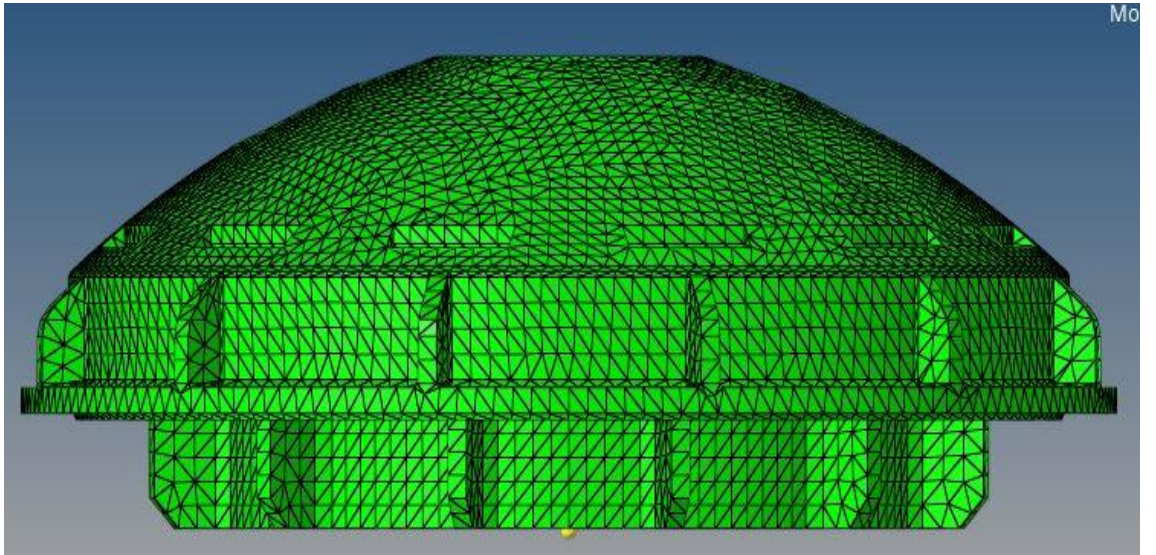
3.3. Sonlu Elemanlar Modelinin Hazırlanması

Solidworks yazılımında tasarlanan darbe sönümleyici modellerinin geometrileri HyperMesh yazılımı içerisindeki Radioss arayüzüne aktarılıp, sonlu eleman modelleri oluşturulmuştur.

3.3.1. Sonlu elemanların oluşturulması

Tez çalışmasında analizi yapılan darbe sönümleyici Radioss arayüzüne katı olarak tanıtılmıştır.

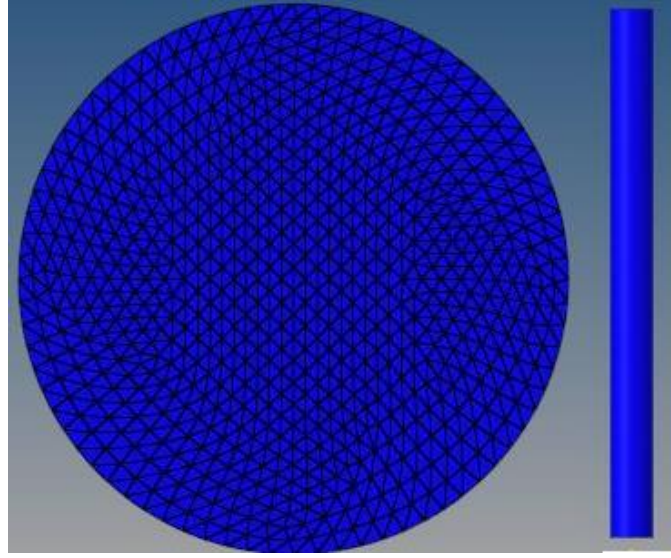
Sonlu eleman modelleri, sonuçların doğruluğu için ve analiz süresinin de önemli olması nedeniyle boyutları 3 mm üç düğüm noktaya sahip üçgen elemanlardan oluşturulmuştur. Kırılan darbe sönümleyici sonlu elemanlar ağ yapısı Şekil 3.19’da gösterilmiştir.



Şekil 3.19. Kırılan enerji sönümleyici sonlu elemanlar ağ yapısı

2 metre yükseklikten serbest bırakılan vurucunun ağ boyutları 3 x 3 mm olarak dört düğüm noktasına sahip dörtgen eleman olarak oluşturulmuştur.

Darbe emici üzerine 2 metre yükseklikten 130 kg ağırlığında silindirik geometride çapı 120 mm olan bir çelik kütle düşürülmektedir. Vurucu adı verilen kütlenin ağ yapısı Şekil 3.20.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.20. Vurucunun sonlu elemanlar ağ yapısının üst ve yandan görünümü

3.3.2. Malzemelerin tanıtılması

Darbe sönümleyici için Poliamid PA-6 malzemesi kullanılmıştır. Malzeme özelliklerini tespit etmek adına sonlu elemanlar modelinde kullanılacak Poliamid PA-6 malzemesinin 23 °C' de tedarikçeden gelen laboratuvar ortamındaki çekme testi sonuçları aşağıdaki gibidir:

$$\text{Malzemenin Yoğunluğu (Rho)} = 1.07 \frac{\text{gram}}{\text{cm}^3}$$

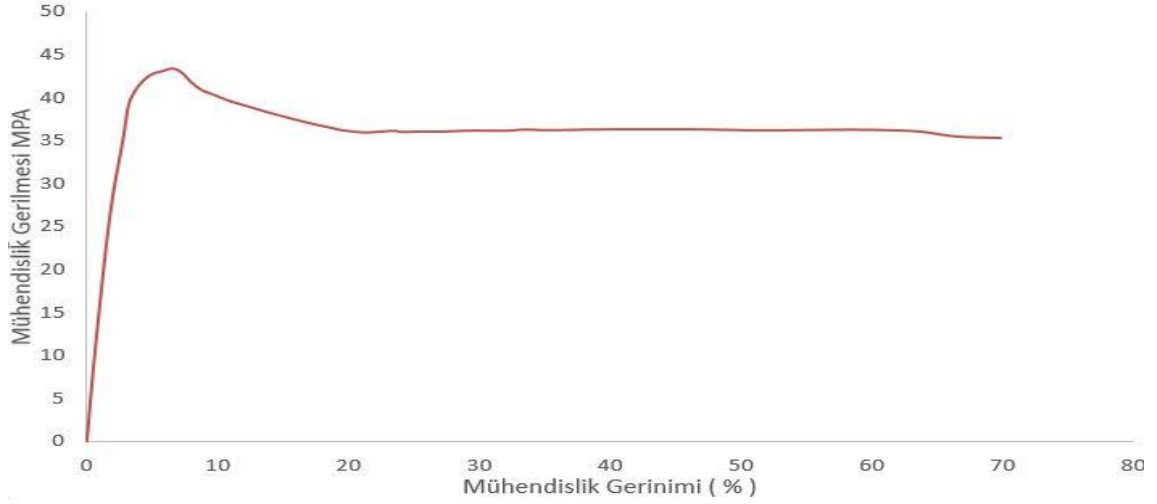
$$\text{Elastisite Modülü, } E = 1800 \text{ MPa}$$

$$\text{Poisson Oranı, } PR = 0.41$$

$$\text{Akma Gerilmesi, } \sigma_y = 43 \text{ MPa}$$

Kopma Gerilmesi, $\sigma_K = 35 \text{ MPa}$

Şekil 3.21’de çekme testi sonucu elde edilen PA-6 poliamid malzemeye için mühendislik gerilme-gerinim eğrisi oluşturulmuştur.



Şekil 3.21. PA-6 Poliamid malzeme için mühendislik gerilme-gerinim eğrisi

Darbe sönümleyicinin malzeme özellikleri analiz programına tanımlanması malzeme modeli seçimi ile yapılmıştır. Tez çalışmasında darbe sönümleyici için Radioss malzeme modelleri arasından 36 numaralı M36_PLAS_TAB modelinin seçilmesi uygun görülmüştür. Seçilen model elastik-plastik malzeme modelidir. Plastik bölgedeki malzeme davranışı için gerçek gerilme-gerinim eğrisinin malzeme kartına tanıtılması gerekmektedir.

Plastik bölgedeki malzeme davranışını malzeme kartına tanımlayabilmek için ilk önce malzeme tedarikçisinin kendi laboratuvarında çekme testi uygulamasıyla elde ettiği mühendislik gerilme-gerinim eğrisini gerçek gerilme-gerinim eğrisine dönüştürmemiz gerekmektedir. Dönüştürme için aşağıdaki denklemler kullanılmıştır (Anonim 2017).

$$\text{Gerçek gerilme} = (\text{mühendislik gerilmesi}) \times e^{\text{gerçek gerinim}} \quad (3.6)$$

$$\text{Gerçek gerinim} = \ln(1 + \text{mühendislik gerinimi}/100) \quad (3.7)$$

Programın malzeme kartı plastik şekil değişimi olan bölgenin değerlerini kabul ettiği için plastik bölge gerilme ve gerinim değerleri için aşağıdaki denklemler kullanılmıştır (Anonim 2002).

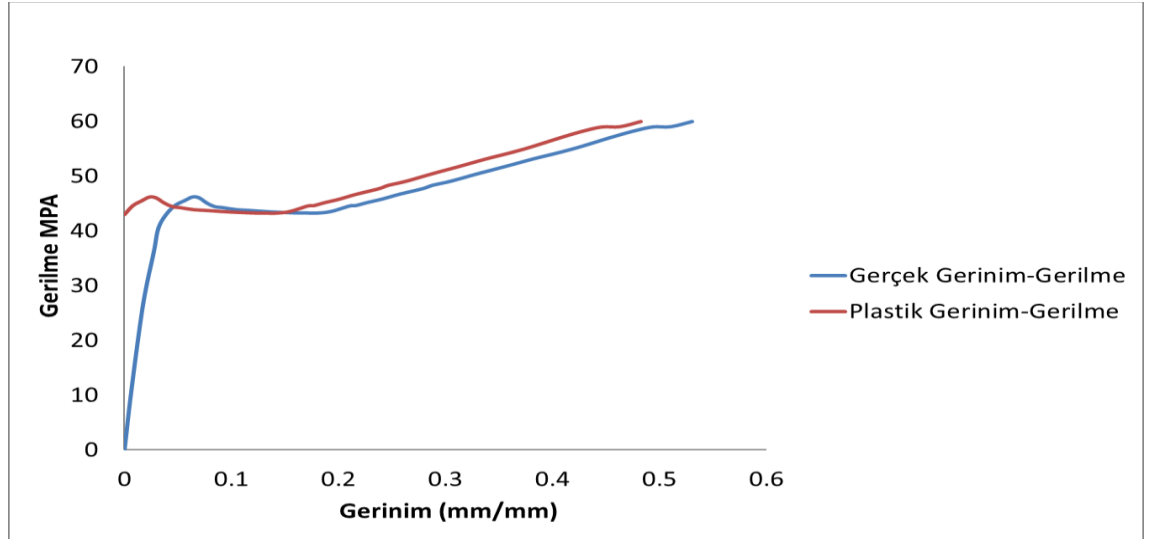
$$\text{Plastik gerinme} = \text{gerçek gerinme} - (\text{gerçek gerilme} / \text{Elastisite Modülü}) \quad (3.8)$$

Darbe sönümleyicide kullanılan poliamid malzemenin plastik bölgedeki gerçek gerilme-gerinim eğrisini ve plastik gerilme gerinim eğrisini oluşturan, analiz programına tanıtılan değerleri Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. PA-6 Poliamid malzeme için plastik gerilme-gerinim değerleri

| | | | | | | |
|----------------|------|------|------|------|------|-------|
| σ (Mpa) | 43 | 44.5 | 43.2 | 45.8 | 49.4 | 59.82 |
| ϵ | 0.00 | 0.04 | 0.14 | 0.20 | 0.27 | 0.48 |

Yapılan hesaplar sonucunda elde edilen gerçek gerinme-gerilme eğrisi ve plastik gerinme eğrisi Şekil 3.22’de verilmiştir.



Şekil 3.22. PA-6 Poliamid malzeme için gerçek ve plastik gerilme-gerinim eğrisi

Vurucu için malzeme özellikleri aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

Malzemenin Yoğunluğu (Rho) = $7.8 \frac{gram}{cm^3}$

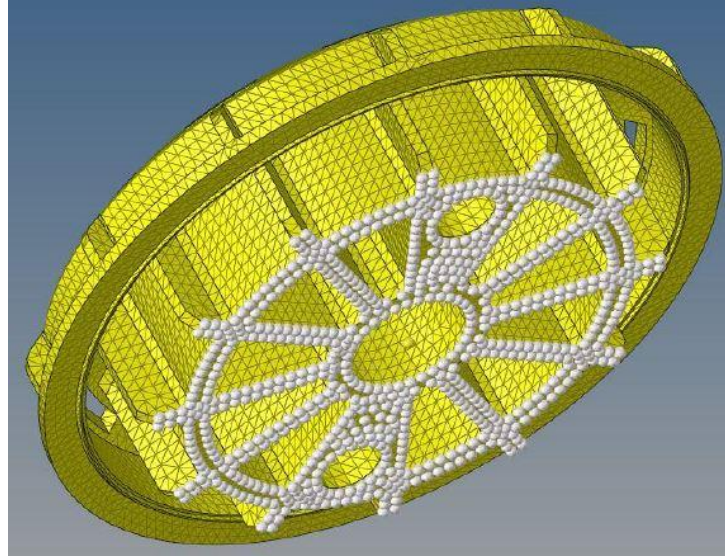
Elastisite Modülü, $E = 210\ 000\ MPa$

Poisson Oranı, $PR = 0.3$

Tez çalışmasında elastik bölgede kalan vurucu için Radioss malzeme modelleri arasından 1 numaralı M1_ELAST malzeme modeli seçilmiştir.

3.3.3. Sınır şartları ve hızın tanıtılması

Tez çalışmasında yapılan nümerik çalışmalarda, darbe sönümleyiciler alt yüzeylerinden sabitlenmiştir. Darbe sönümleyici çarpışma doğrultusu olan z ekseni ötelenme ve dönme hareketlerine karşı kısıtlanmıştır. Diğer yüzeyden vurucu ile aksenal doğrultuda çarpıştırılmıştır. Vurucu düşme doğrultusu olan z ekseni hariç diğer eksenlerden ötelenme ve dönme hareketlerine karşı kısıtlanmıştır.



Şekil 3.23. PA-6 Poliamid darbe sönümleyicide sınır şartları

Darbe sönümleyici üzerine 2 metre yükseklikten 130 kg ağırlığında silindirik geometride çapı 120 mm olan vurucu olarak adlandırılan bir çelik kütle düşürülmektedir. Vurucu

olarak adlandırılan çarpan cisim için analiz süresini uzatmamak adına 15 mm mesafeden çarpması sağlanmıştır.

2 metreden düşen vurucunun çarpmaya 15 mm kaldığı andaki hızı zamansız hız formülünden

$$V_{ilk} = \sqrt{2 \times g \times h} \quad (3.9)$$

$$V_{ilk} = \sqrt{2 \times 9.806 \times 1.985}$$

$$V_{ilk} = 6.239 \text{ m/s}$$

olarak bulunur. Vurucu için -z doğrultusunda 6.239 m/s hız tanımlanmıştır.

Analiz programında vurucuya aynı zamanda -z doğrultusunda yer çekim ivmesi de tanıtılmıştır.

Çarpışma hızı (3.9) numaralı formülden

$$V_{çarpışma} = \sqrt{2 \times 9.806 \times 2}$$

$$V_{çarpışma} = 6.263 \text{ m/s}$$

olarak bulunur.

4. BULGULAR

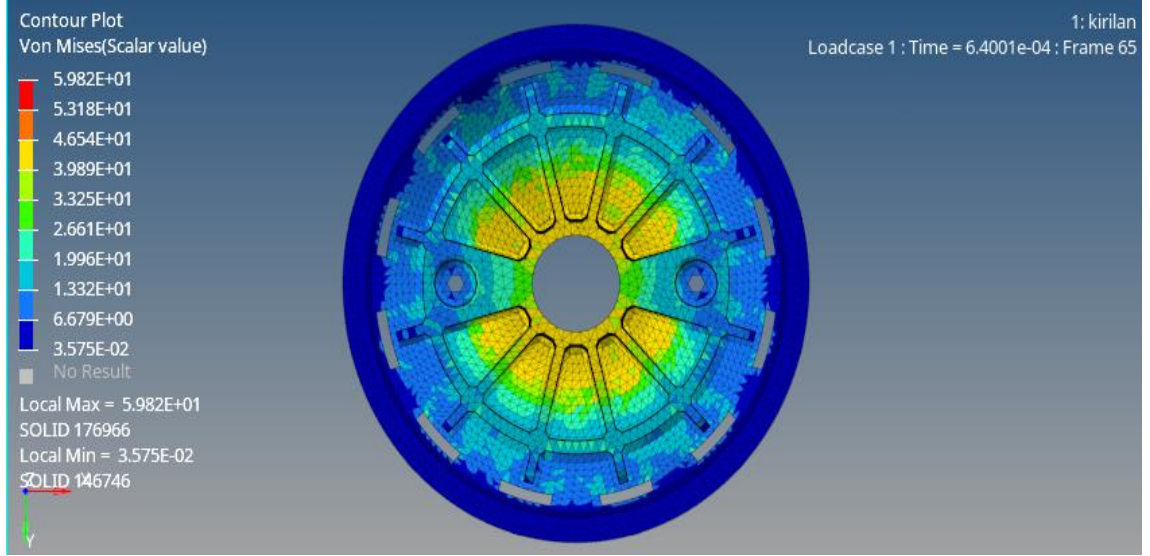
Sonlu elemanlar modelleri hazırlanan kırılan darbe sönümleyici modeli ile alternatif darbe sönümleyici modellerine darbe (çarpışma) analizi uygulanmıştır. Analiz sonucu olarak emilen enerji, tepki kuvveti, yer değiştirme, gerinim, gerilme değerleri saniye zaman aralığı ile yazdırılmıştır.

Çarpışma analizleri tüm modeller için 1 ms süre için ele alınmış ve darbe sönümleyicilerin kritik değere ulaşmadığından emin olunup darbe sönümleyicilerin 1ms süre içerisindeki enerji emilimi, özgül enerji emilimi, reaksiyon kuvveti hesaplanmıştır. Ayrıca alternatif darbe sönümleyicilerin kırılan model ile karşılaştırılmasında alternatif modellerin ağırlıkları da hesaplanmıştır.

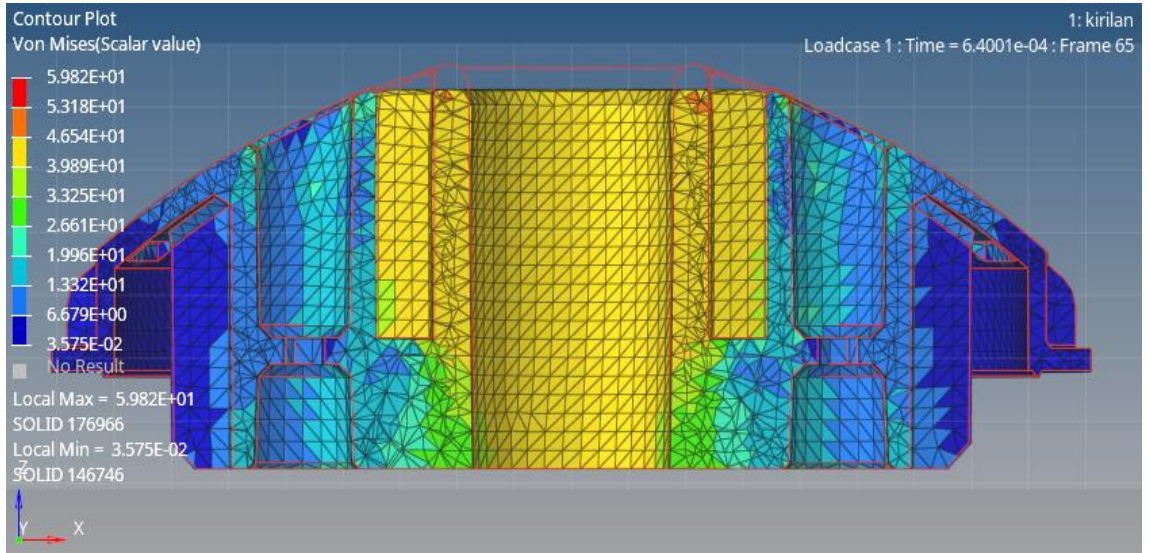
4.1. Kırılan Darbe Sönümleyici İçin Analiz Sonuçları

Mevcut enerji sönümleyici üzerine 2 metre yükseklikten 130 kg ağırlığında silindirik geometride çapı 120 mm olan bir çelik kütlenin düşmesiyle elde edilen analiz sonuçları aşağıda belirtilmiştir.

1 ms ile kısıtlandırılan çarpışma analizden maksimum eşdeğer gerilme 59.82 MPa olarak çarpışmadan 0.64 ms sonra gerçekleşmiştir. Oluşan yüzeyler Şekil 4.1. ve Şekil.4.2.'de gösterilmiştir.

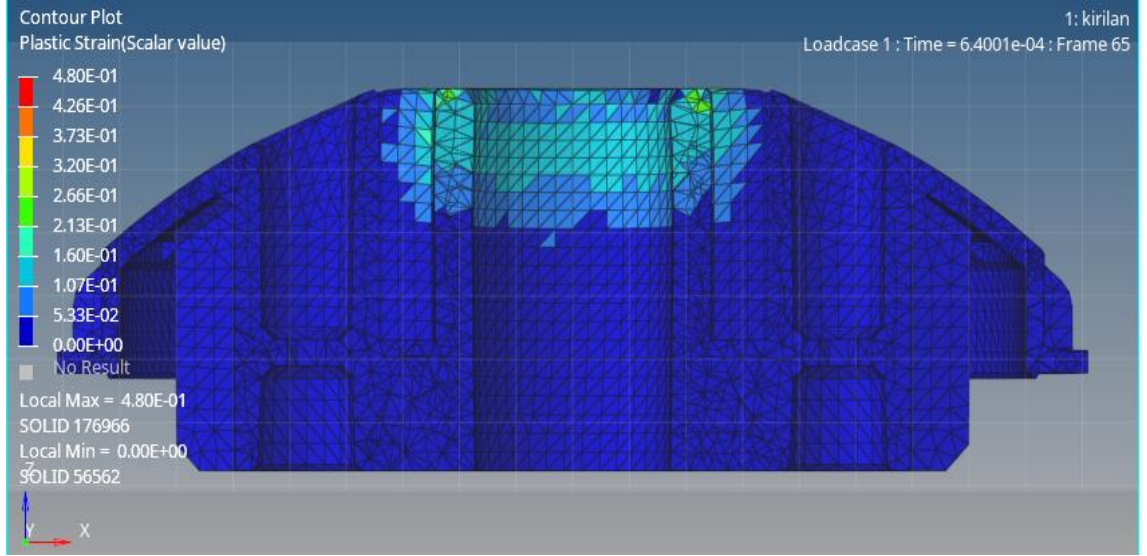


Şekil 4.1. Kırılan darbe sönümleyici gerilim analizi alttan görünüşü



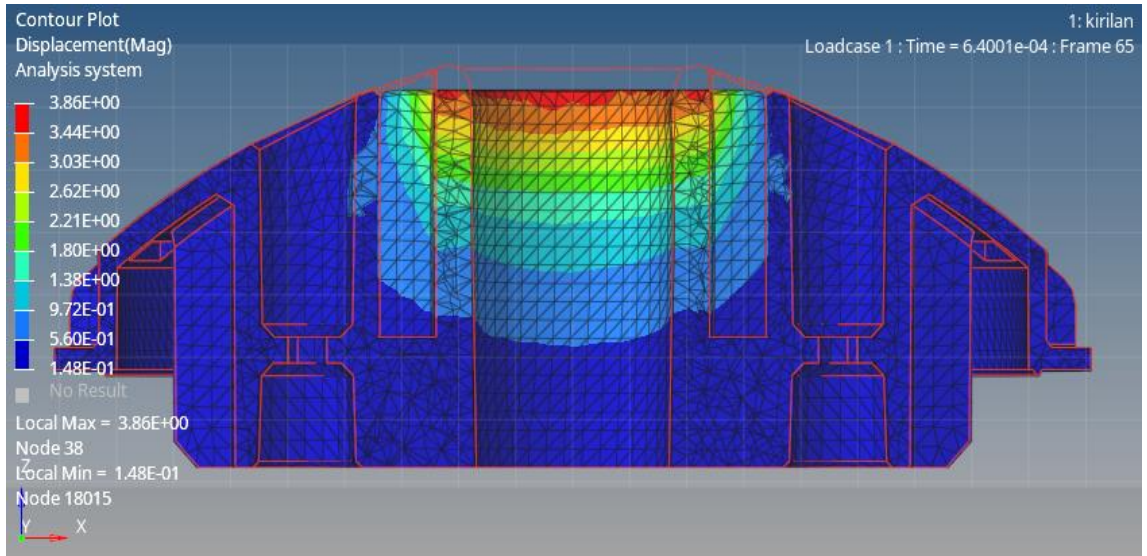
Şekil 4.2. Kırılan darbe sönümleyici gerilim analizi kesit görünüşü

Maksimum gerilmenin oluştuğu anda birim gerilim ise %48 olarak gerçekleşiyor. Analiz sonucu Şekil.4.3.'de gösterilmiştir.



Şekil 4.3. Kırılan darbe sönümleyici gerinim analizi kesit görünüşü

Yer değiştirme ise 3.86 mm olarak gerçekleşiyor. Yer değiştirmeye ait analiz sonucu Şekil.4.4.'de gsterilmiştir



Şekil 4.4. Kırılan darbe sönümleyici yerdeğişim analizi kesit görünüşü

Poliamid malzemededen üretilen darbe sönümleyicinin çarpışma (darbe) analizinde 59.82 MPa değerinde koptuğu analiz datalarından gürölmektedir. Çarpmadan 0.64ms sonra kopma gerilmesine yakın eşdeğer gerilmeler oluşmaktadır.

Oda sıcaklığında dinamik darbe testi yapılmış ve test sonucunda kırılmış olan darbe sönümleyicinin görseli Şekil.4.5’de verilmiştir.



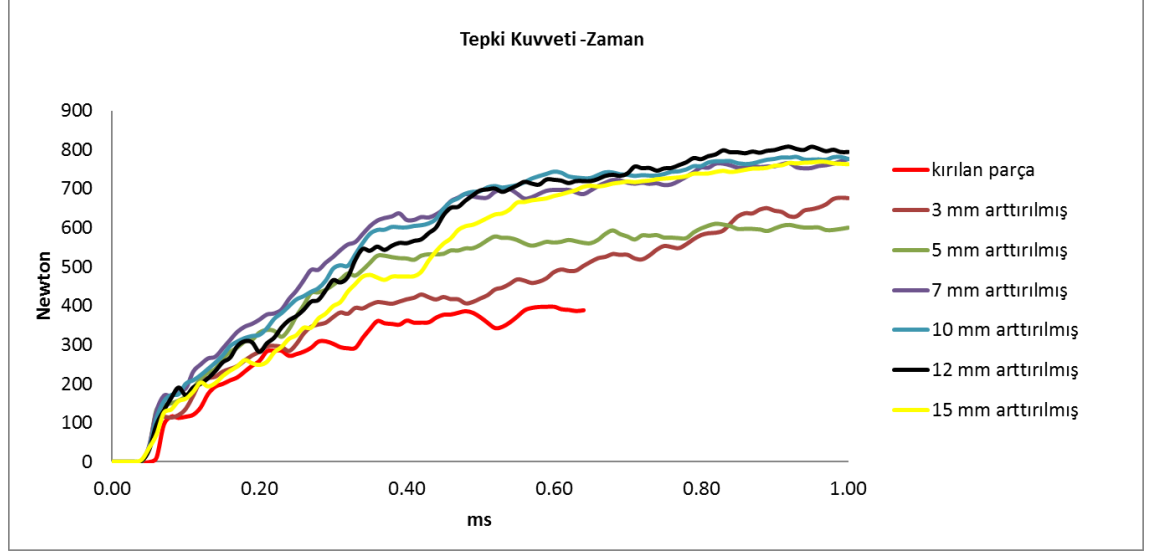
Şekil.4.5. Darbe testi sonucu kırılmış olan numune

Darbe testinde kırılmayan optimum ağırlıktaki darbe sönümleyici elde etmek için yapılan iki alternatif modelini sonuçlarına aşağıda başlıklarda sırasıyla değinilmiştir.

4.2. Merkez Delik Çevresi Et Kalınlığı Arttırılmış Modellerin Çarpışma Analiz Sonuçları

İç kısımda çarpmanın etkisinin en çok görüldü merkez deliğinin et kalınlığı artırılarak eğilme rijitliğinde yükselme meydana getirilmesi amacıyla yapılan çalışmaların sonuçları aşağıda sıralanmıştır. Merkez delik çevresi et kalınlığı arttırılmış tüm parçaların 59.82 MPa’lık kopma gerilmesine ulaşmadığı ancak 12 mm ile 15 mm olarak arttırılmış ürünlerin riskli bölgeye yaklaştığı görülmüştür.

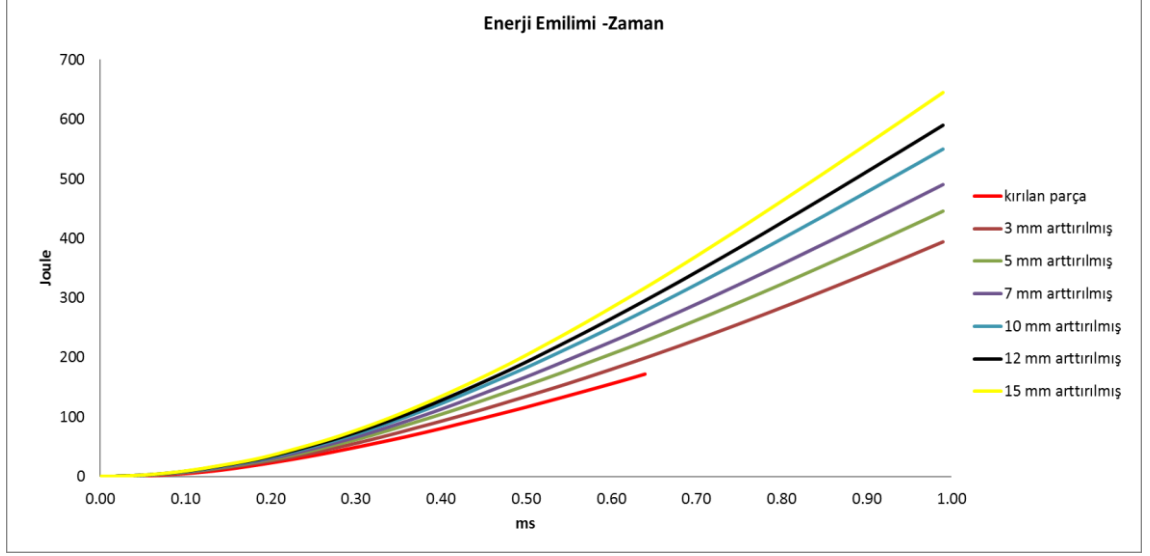
Kırılan parçanın merkez deliğinin et kalınlığı sırasıyla 3mm, 5mm, 7mm, 10mm, 12mm, 15mm ofsetlenmiş ve 1 ms içinde de elde edilen sonuçları derlenmiştir.



Şekil 4.6. Merkez delik çevresi arttırılmış darbe sönümleyicilerin tepki kuvveti analizi sonuçları

Çizelge 4.1. Merkez delik çevresi arttırılmış darbe sönümleyicilerin tepki kuvveti analizi sonuçları maksimum değerleri

| Analizler | Kırılan Ürün | 3 mm | 5 mm | 7 mm | 10 mm | 12 mm | 15 mm |
|------------------------|--------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Tepki Kuvveti (Newton) | 389.60 | 674.70 | 600.50 | 775.23 | 775.84 | 793.92 | 761.60 |



Şekil 4.7. Merkez delik çevresi arttırılmış darbe sönümleyicilerin emilen enerji analizi sonuçları

Çizelge 4.2. Merkez delik çevresi arttırılmış darbe sönümleyicilerin emilen enerji analizi sonuçları maksimum değerleri

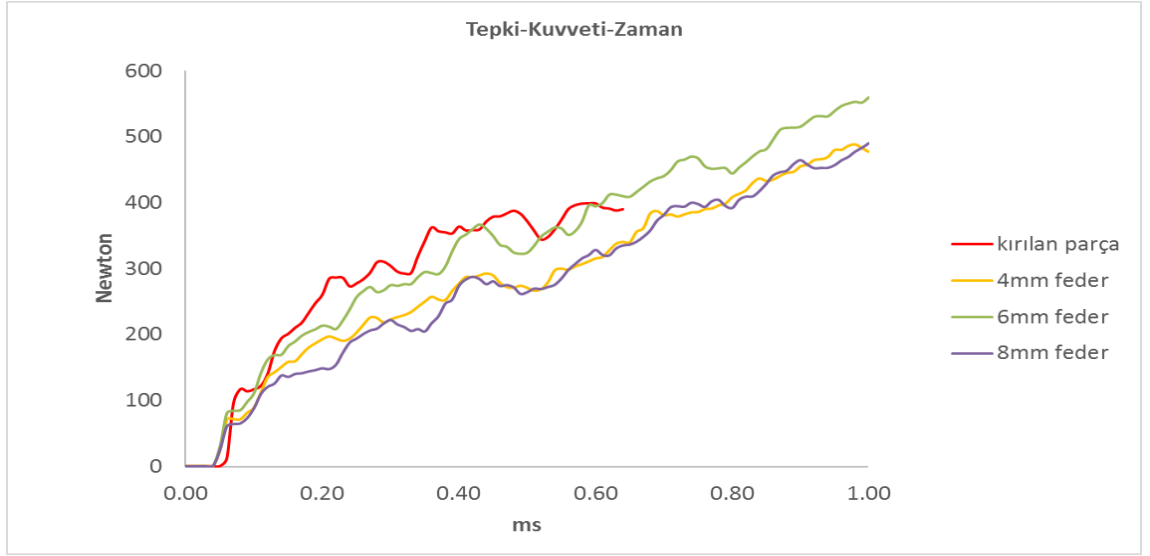
| Analizler | Kırılan Ürün | 3 mm | 5 mm | 7 mm | 10 mm | 12 mm | 15 mm |
|-----------------------|--------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Emilen Enerji (Joule) | 172.50 | 394.00 | 445.00 | 489.90 | 550.25 | 590.00 | 645.00 |

Emilen darbe enerjisi 15 mm kalınlığa doğru et kalınlığı arttıkça artış gösteriyor.

4.3. Feder Sayısı ve Kalınlığı Değiştirilmiş Modeller İçin Analiz Sonuçları

Kırılmayan optimum ağırlıktaki ürün eldesi amacıyla iç kısımda çarpmanın etkisini azaltan federler için tasarım ve analizler yapılmıştır. Feder sayısı sekiz, on, ve oniki olacak şekilde yine bu federlerin kalınları 3mm den başlayarak 4mm, 6mm, ve 8mm, kalınlığa ulaşacak şekilde analizleri yapılmıştır. Eğilme rijitliğinde yükselme meydana getirilmesi amacıyla yapılan feder sayısı ve feder kalınlığı değiştime çalışmalarının sonuçları aşağıda sıralanmıştır.

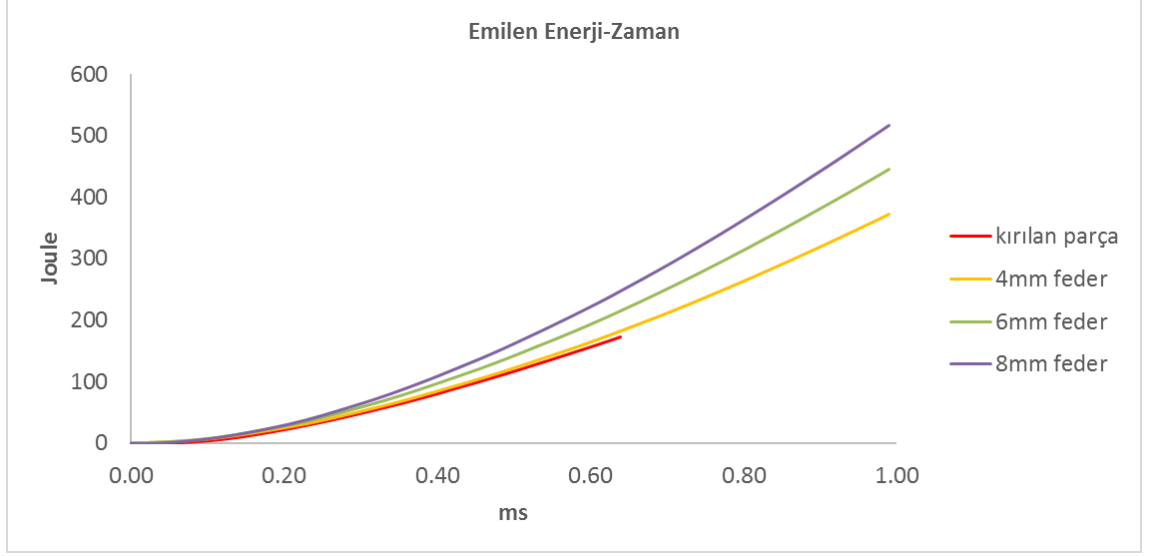
4.3.1. Sekiz adet feder sayısı ve farklı kalınlıkları için analiz sonuçları



Şekil 4.8. Sekiz adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin tepki kuvveti analizi sonuçları

Çizelge 4.3. Sekiz adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin tepki kuvveti analizi sonuçları maksimum değerleri

| Analizler | Kırılan Ürün | 4 mm | 6 mm | 8 mm |
|------------------------|--------------|-------|-------|-------|
| Tepki Kuvveti (Newton) | 389.6 | 488.8 | 559.6 | 490.6 |



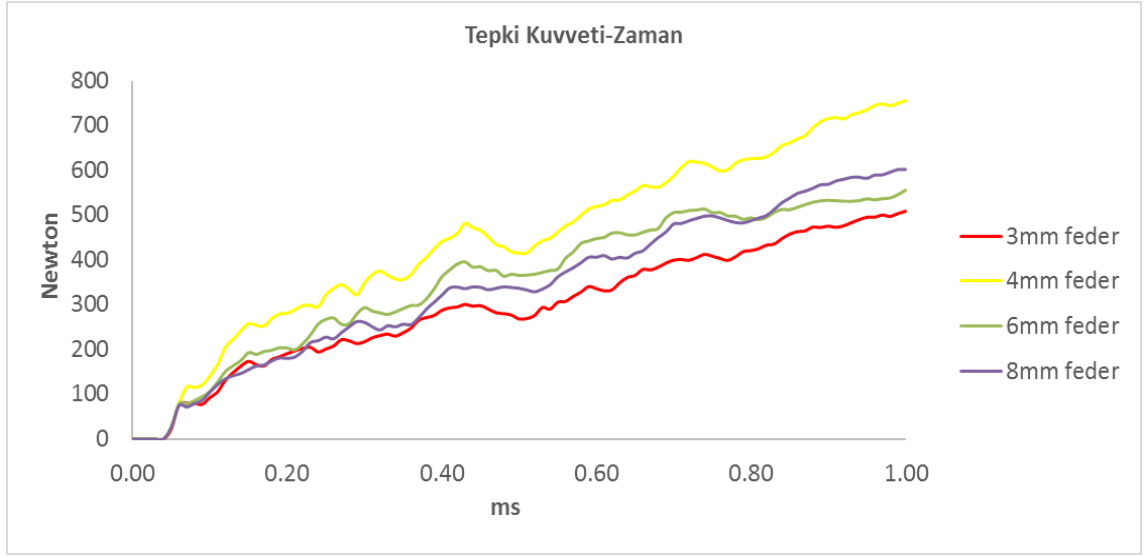
Şekil 4.9. Sekiz adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin emilen enerji analizi sonuçları

Çizelge 4.4. Sekiz adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin emilen enerji analizi sonuçları maksimum değerleri

| Analizler | Kırılan Ürün | 4 mm | 6 mm | 8 mm |
|------------------------|--------------|--------|-------|--------|
| Enerji Emilimi (Joule) | 172.5 | 371.72 | 444.6 | 517.07 |

Emilen darbe enerjisi 8 mm feder kalınlığına doğru et kalınlığı arttıkça artış gösteriyor.

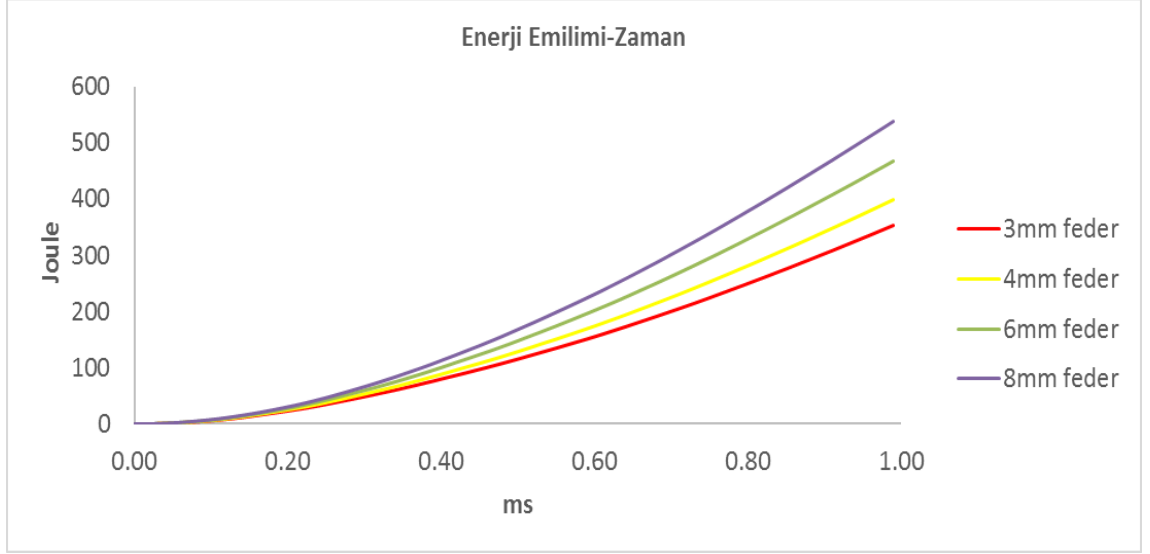
4.3.2. On adet feder sayısı ve farklı kalınlıkları için analiz sonuçları



Şekil 4.10. On adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin tepki kuvveti analizi sonuçları

Çizelge 4.5. On adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin tepki kuvveti analizi sonuçları maksimum değerleri

| Analizler | 3 mm | 4 mm | 6 mm | 8 mm |
|------------------------|--------|-------|--------|--------|
| Tepki Kuvveti (Newton) | 507.73 | 755.6 | 544.58 | 601.65 |



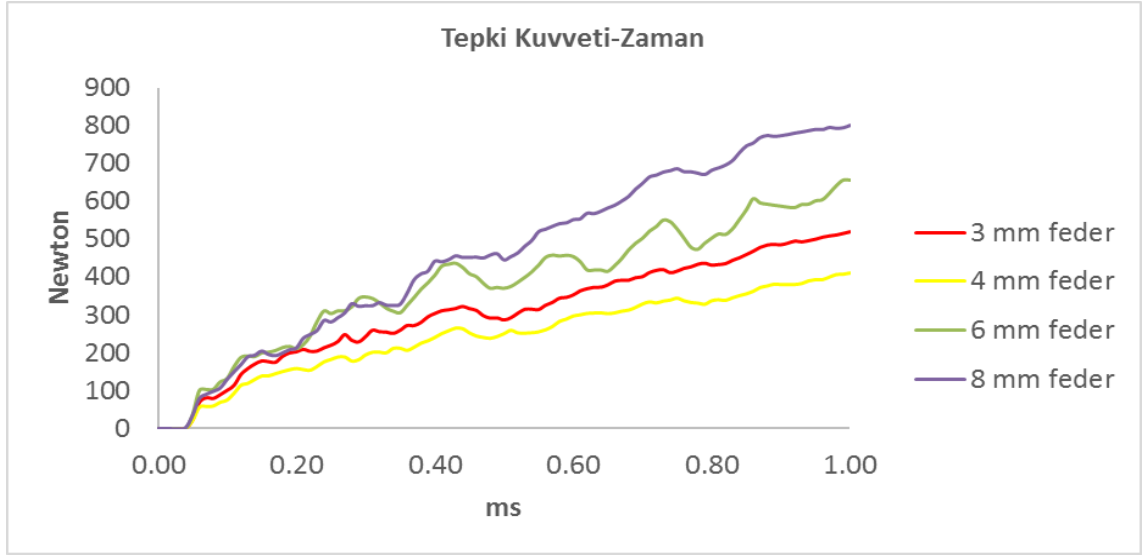
Şekil 4.11. On adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin emilen enerji analizi sonuçları

Çizelge 4.6. On adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin emilen enerji analizi sonuçları maksimum değerleri

| Analizler | 3 mm | 4 mm | 6 mm | 8 mm |
|------------------------|--------|--------|--------|--------|
| Enerji Emilimi (Joule) | 354.25 | 399.05 | 467.09 | 538.86 |

Emilen darbe enerjisi 8 mm feder kalınlığına doğru et kalınlığı arttıkça artış gösteriyor.

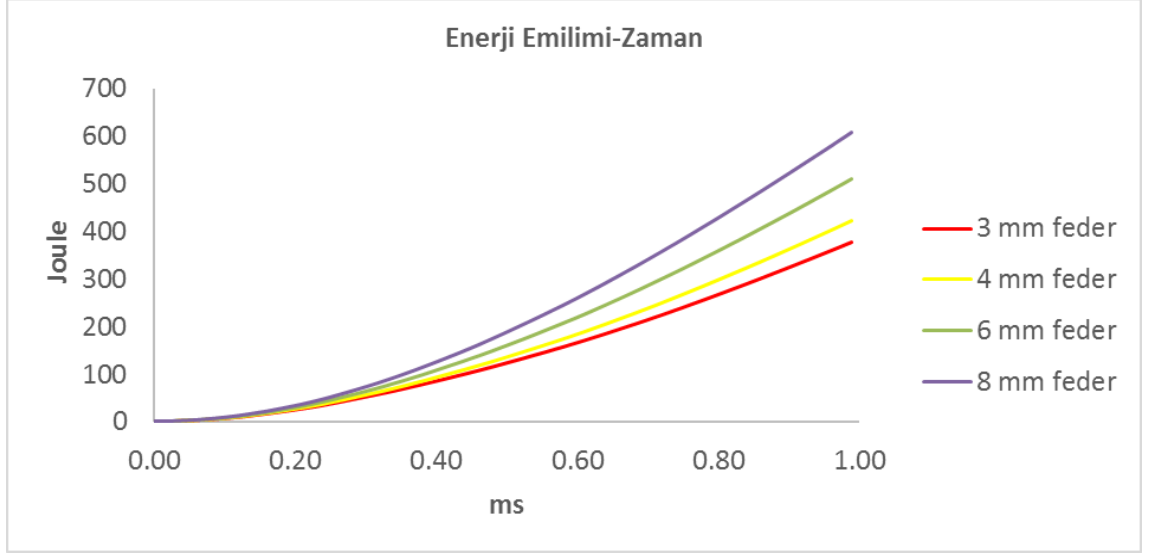
4.3.3. Oniki adet feder sayısı ve farklı kalınlıkları için analiz sonuçları



Şekil 4.12. Oniki adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin tepki kuvveti analizi sonuçları

Çizelge 4.7. Oniki adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin tepki kuvveti analizi sonuçları maksimum değerleri

| Analizler | 3 mm | 4 mm | 6 mm | 8 mm |
|------------------------|--------|--------|--------|--------|
| Tepki Kuvveti (Newton) | 519.48 | 411.82 | 654.72 | 800.94 |



Şekil 4.13. On iki adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin emilen enerji analizi sonuçları

Çizelge 4.8. On iki adet feder için farklı feder kalınlığındaki darbe sönümleyicilerin emilen enerji analizi sonuçları maksimum değerleri

| Analizler | 3 mm | 4 mm | 6 mm | 8 mm |
|------------------------|--------|-------|-------|--------|
| Enerji Emilimi (Joule) | 377.37 | 422.5 | 510.5 | 609.24 |

Emilen darbe enerjisi 8 mm feder kalınlığına doğru et kalınlığı arttıkça artış gösteriyor.

4.4. Boyut Optimizasyonu

Taşıt tasarımında düşük maliyetli ürünlerin üretilmesi için tasarım prosesinde optimum tasarım çalışmaları yapılarak prototip imalatı ve test uygulamaları minimize edilir. Yapısal optimizasyon metodları sonucunda, ilk tasarım aşamalarında ortaya çıkan modellerin optimum geometrileri belirlenip düşük maliyetli ürünlerin üretilmesinin önü açılır. elde edilir (Öztürk 2008).

Ürünlerin optimum şekilde tasarlanması adına topoloji, topografya optimizasyonu, boyut, şekil gibi sayısal optimizasyon yöntemleri geliştirilmiştir. Tez çalışmasında kırılmayan

darbe sönümleyici modelini elde etmek adına en düşük ağırlık miktarı için optimum et kalınlığı bulunması amacıyla boyut optimizasyonu metodu kullanılmıştır.

Optimizasyon problemleri genel olarak aşağıdaki gibi tanımlanır;

Amaç fonksiyonu : $f(x)$

Sınır fonksiyonları : $G_i x = 0 \quad i = 1, \dots, m_e$

$G_i(x) \leq 0 \quad i = m_e + 1, \dots, m$

$x_1 \leq x \leq x_u$

Optimizasyon yöntemlerinin uygulanması amaç fonksiyonu ile sınır fonksiyonlarının matematiksel olarak ifade edilmesiyle gerçekleşir. Fakat lineer olmayan çarpışma analizlerinde fonksiyonların çıkarılma imkânı yoktur. Bu tarz problemler için deney tasarımı yöntemi ile parametrelerin alt ve üst kısıtları arasında sistematik olarak belirlenen deney sayısı kadar çözüm yapılır ve elde edilen sonuçlardan tasarım parametrelerine bağlı olarak eğri uydurma yöntemi ile analitik fonksiyonlar oluşturulur. Oluşturulan fonksiyonlar tanımlanan optimizasyon probleminde kullanılır ve uygun bir metot yardımıyla çözülür (Öztürk 2008).

4.4.1. Merkez delik çevresi et kalınlığı arttırılmış modellerin boyut optimizasyonu

Merkez deliği çevresi et kalınlığı belli aralıklarla arttırılmış darbe sönümleyici kombinasyonları için analizler yapılarak tepki kuvveti (F_{maks}), emilen enerji (E), özgül enerji emilimi ($\ddot{O}EE$) değerleri bulunmuştur. Merkez deliği çevresi et kalınlığı için yapılan analizler sonucunda elde edilen sonuçlar Çizelge 4.9'da verilmiştir.

Çizelge 4.9. Merkez delik çevresi arttırılmış darbe sönümleyicilerin analiz sonuçları

| Analizler | Kırılan Ürün | 3 mm | 5 mm | 7 mm | 10 mm | 12 mm | 15 mm |
|---------------------------------|--------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Emilen Enerji (Joule) | 172.50 | 394.00 | 445.00 | 489.90 | 550.25 | 590.00 | 645.00 |
| Özgül Enerji Emilimi (Joule/kg) | 500.00 | 1094.44 | 1193.03 | 1265.89 | 1355.30 | 1398.10 | 1436.53 |
| Tepki Kuvveti (Newton) | 389.60 | 674.70 | 600.50 | 775.23 | 775.84 | 793.92 | 761.60 |
| Ürün Ağırlığı (Kg) | 0.35 | 0.36 | 0.37 | 0.387 | 0.406 | 0.422 | 0.449 |

Çizelge 4.9'dan et kalınlığı arttıkça emilen enerji ve tepki kuvvetinin arttığı gözlemleniyor.

Boyut optimizasyonunda kullanılacak polinom değerleri eğri uydurma metodu ile toplam ağırlık, sönümlenen enerji miktarı ve tepki kuvveti için tanımlanmıştır. Polinom derecesi eğri uydurma işlemi sırasında değiştirilip en uygun polinom dereceleri optimizasyon için seçilmiştir. Toplam ağırlık, sönümlenen enerji miktarı ve tepki kuvveti için tanımlanan eğriler için verilere uygunluk adına determinasyon katsayısı $R^2 = 1$ olarak seçilmiştir.

Optimizasyon problem için amaç fonksiyonunu kütle minimizasyonu olarak belirlenmiştir. Sınır (kısıt) fonksiyonları için ise tepki kuvveti ile emilen enerji dikkate alınmıştır. Sınır fonksiyonun degerleri tasarım parametreleri göz önünde tutularak seçilmiştir. Merkezi deliğin etrafındaki et kalınlığı arttırılmış tasarım için optimum et kalınlığı optimizasyon problemi;

Amaç fonksiyonumuz;

$$\text{Minumum ağırlık } w(x) = 0.0001x^2 + 0.0048x - 0.3451$$

Sınır fonksiyonları

$$\text{Tepki kuvveti } F_{mak} = -0.0352x^5 + 1.657x^4 - 30.159x^3 + 249.73x^2 + 894.5x - 1624.1 \leq 700 \text{ N}$$

Emilen enerji;

$$E(x) = 0.0009x^5 - 0.0364x^4 + 0.4913x^3 - 2.2607x^2 - 22.934x - 315.4 \geq 430 \text{ J}$$

Tasarım parametresi;

$$3 \leq x \leq 15$$

şeklinde tanımlanır.

Optimizasyon problem çözümü için Matlab program içinde fmincon fonksiyonu kullanılmıştır. Çözüm sonucunda optimum kalınlık değeri 4.39 mm olarak bulunmuştur. Elde edilen kalınlık için darbe sönümleyicinin kütlesi 0.372 kg olarak bulunmuştur. Boyut optimizasyonu neticesinde minimum ağırlıktaki kırılmayan darbe sönümleyici için yeni bir tasarım belirlenmiştir.

4.4.2. Feder sayısı ve kalınlığı değiştirilmiş modellerin boyut optimizasyonu

Boyut optimizasyonunda kullanılacak polinom değerleri eğri uydurma metodu ile toplam ağırlık, sönümlenen enerji miktarı ve tepki kuvveti için tanımlanmıştır. Polinom derecesi eğri uydurma işlemi sırasında değiştirilip en uygun polinom dereceleri optimizasyon için seçilmiştir. Toplam ağırlık, sönümlenen enerji miktarı ve tepki kuvveti için tanımlanan eğriler için verilere uygunluk adına determinasyon katsayısı $R^2 = 1$ olarak seçilmiştir.

Çizelge 4.10'dan farklı feder sayısı ve feder kalınlıkları için öngürelen tasarımların analiz sonuçları gösterilmiştir.

Optimizasyon problem için amaç fonksiyonunu kütle minimizasyonu olarak belirlenmiştir. Sınır (kısıt) fonksiyonları için ise tepki kuvveti ile emilen enerji dikkate

alınmıştır. Sınır fonksiyonun degerleri tasarım parametreleri göz önünde tutularak seçilmiştir.

Çizelge 4.10. Merkez delik çevresi arttırılmış darbe sönümleyicilerin analiz sonuçları

| Feder Sayısı | Feder Kalınlığı | Emilen Enerji (Joule) | Özgül Emilen Enerji (Joule/kg) | Tepki Kuvveti (Newton) | Ürün Ağırlığı (Kg) |
|--------------|-----------------|-----------------------|--------------------------------|------------------------|--------------------|
| 8 | 3 mm | 172.5 | 499.80 | 542.61 | 0.34514 |
| 8 | 4 mm | 371.72 | 1007.37 | 488.8 | 0.369 |
| 8 | 6 mm | 444.46 | 1062.79 | 559.63 | 0.4182 |
| 8 | 8 mm | 517.07 | 1107.93 | 490.6 | 0.4667 |
| | | | | | |
| 10 | 3 mm | 354.25 | 975.90 | 507.73 | 0.363 |
| 10 | 4 mm | 399 | 1030.74 | 755.66 | 0.3871 |
| 10 | 6 mm | 467.1 | 1082.00 | 554.58 | 0.4317 |
| 10 | 8 mm | 538.86 | 1106.94 | 601.65 | 0.4868 |
| | | | | | |
| 12 | 3 mm | 377.7 | 1012.60 | 519.48 | 0.373 |
| 12 | 4 mm | 422.5 | 1046.31 | 411.82 | 0.4038 |
| 12 | 6 mm | 510.5 | 1099.27 | 654.72 | 0.4644 |
| 12 | 8 mm | 609.24 | 1158.69 | 800.94 | 0.5258 |

Feder sayısı 8 olan ürünün optimum feder et kalınlığı optimizasyon problemi;

Amaç fonksiyonumuz;

$$\text{Minimum ağırlık } w(x) = -0.00000006x^2 + 0.00243x - 0.2721$$

Sınır fonksiyonları;

Tepki kuvveti

$$F_{mak} = -9.4448x^3 + 152.52x^2 - 772.02x + 1741 \leq 700 \text{ N}$$

Emilen enerji;

$$E(x) = 10.853x^3 - 195.38x^2 + 1165.3x - 1585 \geq 430 \text{ J}$$

Tasarım parametresi;

$$3 \leq x \leq 15$$

şeklinde tanımlanır.

Optimizasyon problem çözümü için Matlab program içinde fmincon fonksiyonu kullanılmıştır. Çözüm sonucunda optimum kalınlık değeri 4.7 mm olarak bulunmuştur. Elde edilen kalınlık için darbe sönümleyicinin kütlesi 0.386 kg olarak bulunmuştur. Böylece minimum ağırlığa sahip sekiz federli kırılmayan darbe sönümleyici için yeni bir tasarım belirlenmiştir.

Feder sayısı on olan ürünün optimum feder et kalınlığı optimizasyon problemi;

Amaç fonksiyonumuz;

Minumum ağırlık

$$w(x) = 0.004x^3 - 0.0056x^2 + 0.049x + 0.256$$

Sınır fonksiyonları;

Tepki kuvveti

$$F_{mak} = 116.19x^3 - 921.66x^2 + 2199.6x - 886.37 \leq 700 \text{ N}$$

Emilen enerji;

$$E(x) = 0.8048x^3 - 14.029x^2 + 113.18x + 119.25 \geq 430 \text{ J}$$

Tasarım parametresi;

$$3 \leq x \leq 15$$

şeklinde tanımlanır.

Optimizasyon problemi çözümü için Matlab program içinde fmincon fonksiyonu kullanılmıştır. Çözüm sonucunda optimum kalınlık değeri 4.2 mm olarak bulunmuştur.

Analiz sonucunda elde edilen kalınlık için darbe sönümleyicinin kütlesi 0.392 kg olarak bulunmuştur. Böylece minimum ağırlığa sahip on federli kırılmayan darbe sönümleyici için yeni bir tasarım belirlenmiştir.

Feder sayısı on iki olan ürünün optimum feder et kalınlığı optimizasyon problemi;

Amaç fonksiyonumuz;

$$\text{Minimum ağırlık } w(x) = 0.0005x^2 + 0.0303x + 0.2821$$

Sınır fonksiyonları;

Tepki kuvveti

$$F_{mak} = -17.691x^3 + 306.35x^2 - 1597.6x + 3032.7 \leq 700 \text{ N}$$

Emilen enerji;

$$E(x) = 0.3128x^3 - 4.4505x^2 + 64.046x + 216.93 \geq 430 \text{ J}$$

Tasarım parametresi

$$3 \leq x \leq 15$$

şeklinde tanımlanır.

Optimizasyon problemi çözümü için Matlab program içinde fmincon fonksiyonu kullanılmıştır. Çözüm sonucunda optimum kalınlık değeri 4.18 mm olarak bulunmuştur. Analiz sonucunda elde edilen kalınlık için darbe sönümleyicinin kütlesi 0.417 kg olarak bulunmuştur. Böylece minimum ağırlığa sahip on iki federli kırılmayan darbe sönümleyici için yeni bir tasarım belirlenmiştir.

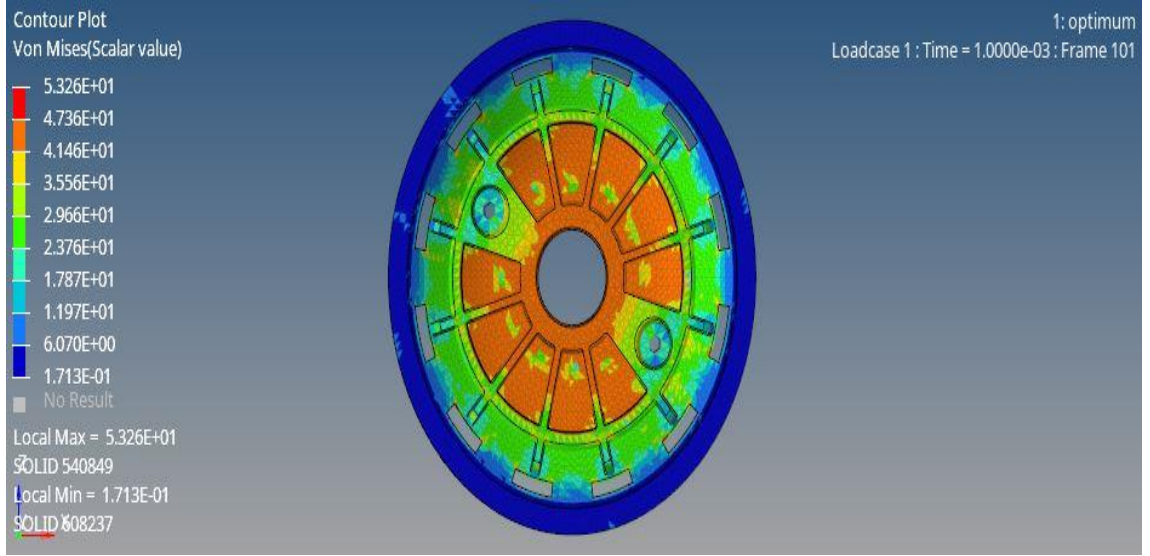
Çizelge 4.11. Boyut optimizasyonu analiz sonuçları

| Analiz Sonuçları | Ürün Ağırlığı (kg) |
|--|---------------------------|
| Kırılan Ürün | 0.345 |
| Merkezi delik çevresi 4.39 mm arttırılan ürün | 0.372 |
| Sekiz federli 4.7 mm feder kalınlığı | 0.386 |
| On federli 4.2 mm feder kalınlığı | 0.392 |
| On iki federli 4.18 mm feder kalınlığı | 0.417 |

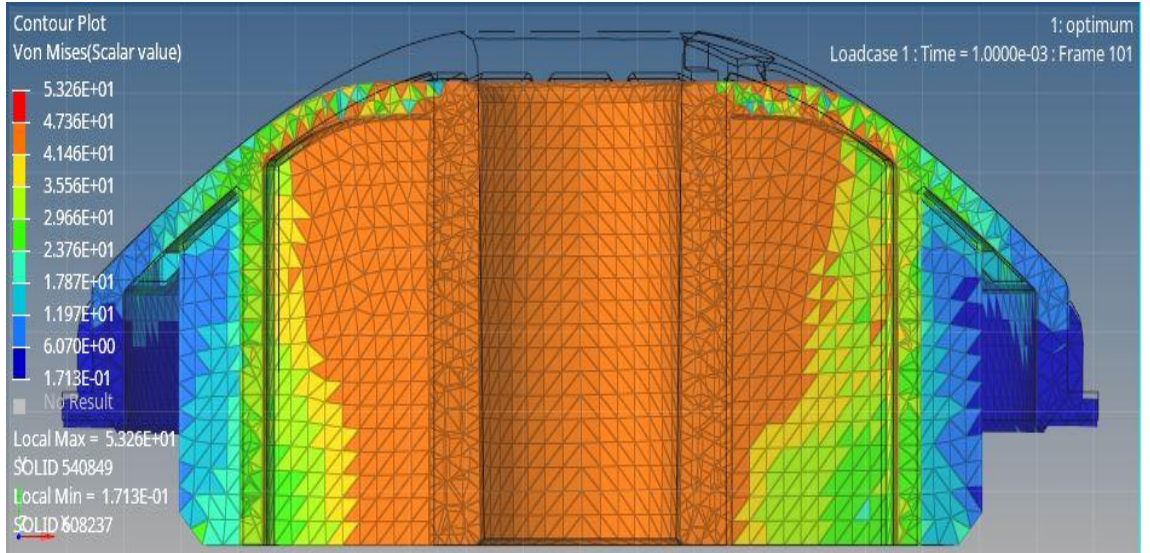
Çizelge.4.11 deki tabloya göre kırılmayan darbe sönümleyici için optimum ağırlıktaki model olarak merkezi delik çevresinin et kalınlığının 4.39 mm olarak arttırıldığı modelin seçilmesi uygun olacaktır.

Elde edilen sonucun doğrulanması amacıyla merkezi delik çevresinin et kalınlığının 4.39 mm arttırılmış modelin gerilme ve gerinim sonuçları aşağıda incelenmiştir.

1 ms ile kısıtlandırılan çarpışma analizden maksimum eşdeğer gerilme 53.26 MPa olarak çarpışmadan 1 ms sonra gerçekleşmiştir. Oluşan yüzeyler Şekil 4.14. ve Şekil.4.15.'de gösterilmiştir.



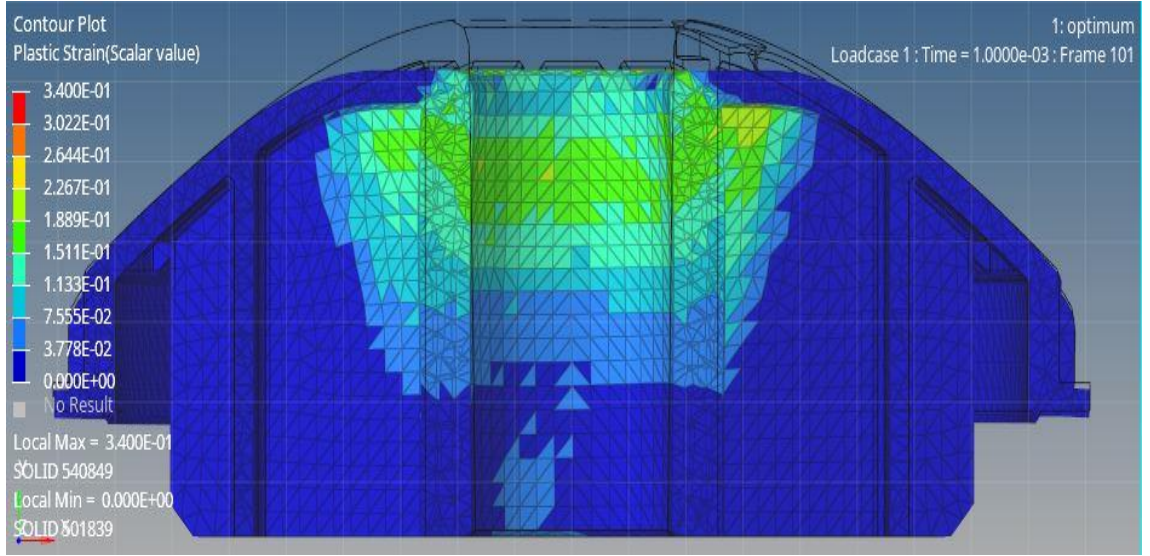
Şekil 4.14. Kırılmayan darbe sönümleyicinin gerilim analizi sonucunu alttan görünüşü



Şekil 4.15. Kırılmayan darbe sönümleyicinin gerilim analizi sonucunu kesit görünüşü

Poliamid PA-6 malzemeden kırılmayan optimum ağırlıktaki darbe sönümleyicinin datasının 1 ms çarpışma (darbe) analizinde, 59.82 MPa olan kopma gerilmesine ulaşamamıştır. Ürün 53.26 MPa ile kopma gerilmesinden uzak kalmıştır.

Ayrıca 1 ms ile kısıtlandırılan çarpışma analizden maksimum eşdeğer gerinim %34 olarak çarpışmadan 1 ms sonra gerçekleşmiştir. Oluşan yüzeyler Şekil 4.16' da gösterilmiştir.



Şekil 4.16. Kırılmayan darbe sönümleyicinin gerinim analizi sonucunu kesit görünüşü

Kırılmayan optimum ağırlıktaki darbe sönümleyicinin datasının 1 ms çarpışma (darbe) analizinde, %48 olan kopma gerinimine ulaşamamıştır. Ürün %34'lik gerinim ile kopma geriniminden uzak kalmıştır.

Tedarikçiden alınan test değerlerine göre elde edilen 0.372 kg optimum ağırlıktaki darbe sönümleyicinin gerilme-gerilme analiz sonucu kırılmaması gerektiği görülmüştür.

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Bu tez çalışması “Hava Süspansiyonu Darbe Sönümleyicinin Çarpışma Davranışının Optimizasyonu” konusunda hazırlanmıştır. Analizlerin altyapısı için ilk olarak tez konusuyla ilgili kaynak araştırması yapılmıştır. Bu tez raporunda çalışmasında hava süspansiyon körükleri, dinamik ve statik darbe testleri ile sonlu eleman analizleri hakkında bilgi verilmiştir.

Tez çalışmasında ikinci olarak kırılan darbe sönümleyicinin analizleri koşturulmuş ve çıkan analiz sonuçları darbe sönümleyicinin kırıldığını doğrulamıştır. Minimum ağırlığa sahip kırılmayan darbe sönümleyici modelini elde etmek için iki farklı alternatif tasarım yapılmıştır. Enerji sönümleyicinin tasarımları Solidworks, analiz çalışmaları ise HyperMesh yazılımında yapılmıştır. Çözücü olarak Radioss yazılımı kullanılmış, sonuçlar ise Hyperview yazılımında değerlendirilmiştir. Kırılmayan darbe sönümleyici eldesi için iki alternatif tasarımın dinamik darbe analizleri incelendiğinde aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- Analizler sonucunda minimum ağırlığa sahip kırılmayan enerji sönümleyici modeli olarak merkezi deliğin çevresinin 4.39 mm olarak arttırıldığı 0.372 kg ağırlığındaki model seçilmiştir.
- Seçilen 4.39 mm kalınlıktaki darbe sönümleyici için tekrar analiz oluşturup sonuçları irdelenmiştir. Analiz sonucunda ürünün kırılmadığı ve sonuçların Matlab ile yapılan boyut optimizasyonu ile paralel olduğu görülmüştür.
- Optimizasyon amacı olarak yakıt tasarrufu için minimum ağırlıkta ürün elde edilmiştir.

Bu çalışma kapsamında darbe sönümleyici model için Poliamid PA-6 malzemesi incelenmiştir. Malzeme çeşidinin çarpışma performansına etkilerinin belirlenmesi için değişik termoplastik malzeme tipleri için çarpışma analizleri yapılabilir.

KAYNAKLAR

- Anonim, 2002.** From engineering to true strain, true stress, <https://www.dynasupport.com/howtos/material/from-engineering-to-true-strain-true-stress> -(Erişim tarihi: 25.06.2020).
- Akkurt, S. 2007.** Plastik malzeme bilimi teknolojisi ve kalıp tasarımı, Birsen Yayınevi, İstanbul. 552
- Anonim, 2013.** T.C. Millî Eğitim Bakanlığı, Motorlu Araçlar Teknolojisi Süspansiyon Sistemleri. Ankara.
- Anonim, 2017.** Introduction to Explicit Analysis with Altair Radioss, Altair University, Michigan, USA
- Anonim, 2020a.** Hava süspansiyon körüklerinin çekiciye monte edilmiş hali. <https://www.volvotrucks.com/en-lb/trucks/volvo-fh/features/air-suspension-grasg2.html> -(Erişim tarihi: 17.06.2020).
- Anonim, 2020b.** Hava süspansiyon körüklerinin binek araç montaj görseli <https://avtotachki.com/en/cto-takoe-pnevmaticheskaya-podveska>- (Erişim tarihi: 17.06.2020).
- Anonim, 2020c.** Dingil hava süspansiyon körüğü bileşenleri, <https://www.toolern.com.au/phoenix-air-springs/>- (Erişim tarihi: 17.06.2020).
- Anonim, 2020d.** Air springs application fields. <https://eganagroup.com/oria/en/sectors/> - (Erişim tarihi: 17.06.2020).
- Anonim, 2020e.** The benefists of adding air springs, <https://www.airliftcompany.com/benefits-air-springs/>- (Erişimtarihi:19.06.2020).
- Anonim, 2020f.** Tekrar eden poliamid birimi <https://www.resinex.com.tr/polimer-turleri/pa.html/>-(Erişim tarihi: 17.07.2020).
- Chathbai, A. 2007.** Parametric Study of Energy Absorption Characteristics of a Rectangular Aluminum Tube Wrapped With E-Glass/Epoxy. *Master of Science Thesis*, Mechanical Engineering Department, Wichita State University, Kansas, USA.
- Demirci, E. 2014.** Taşitlarda önden çarpışma performansini etkileyen enerji yutucularin optimum tasarimi. *Yüksek Lisans Tezi*, BTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa
- Erbay, K. 2009.** Silah gövdeleri için polimer esaslı kompozit malzeme üretimi ve özelliklerinin incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, KTÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Trabzon.

Güler, Ç., Çobanoğlu, Z. 1997. Plastikler, Aydoğdu Ofset, Ankara, 9

Guler, M. A., Cerit, M. E., Bayram, B., Gerceker, B., & Karakaya, E. 2010. The effect of geometrical parameters on the energy absorption characteristics of thin-walled structures under axial impact loading. *International Journal of Crashworthiness*, 15(4), 377-390.

Hallquist, J.O. 2006. Ls-Dyna Theory Manual, Livermore Software Technology Corporation, California, USA.

Jin S.Y., Altenhof. 2007. 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, 265-278.

Oman, S., Fajdiga, M., ve Nagode, M. 2010. Estimation of air-spring life based on accelerated experiments. *Materials & Design*, 31(8), 3859-3868.

Öztürk, İ. 2008. Otomobil ön tampon çarpışma analizi ve optimizasyonu. *Yüksek Lisans Tezi*, BUÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa

Reddy, S. 2007. Modeling and Analysis of a Composite B-Pillar For Side-Impact Protection of Occupants in a Sedan, *Master of Science Thesis*, Wichita State University, College of Engineering, Kansas, USA.

Topçu M., Taşgetiren S. 1998. Mühendisler İçin Sonlu Elemanlar Metodu, Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Denizli.

Turna, E. 2017. Hava süspansiyon körüğü konfeksiyon işlem parametrelerinin optimizasyonu ve üretim süreçlerinin iyileştirilmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, GÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı, Ankara

Yılmaz, İ.N., Taşdelen M.A., 2018. Cam elyaf katkılı poliamid 66/Poliftalamid karışımlarının hazırlanması, Uludağ Üniversitesi, *Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 23(1):1

Yildiz, A.R., Solanki, K. 2012. "Multi-Objective Optimization of Vehicle Crashworthiness Using a New Particle Swarm Based Approach, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 59 (1-4), 367-376

Yildiz, A.R., Karagöz, S. 2015. Taşıt Çarpışma Analizlerinin Sac Metal Şekillendirme Geçmiş Dikkate Alınarak İncelenmesi. *Mühendis ve Makina*, 56 (667) , 46-52.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Hakan ARAZ
Doğum Yeri ve Tarihi : BURSA, 1990
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu
Lise : Bursa Erkek Lisesi, 2008
Lisans : Trakya Üniversitesi, Makine Mühendisliği, 2014
Yüksek Lisans : Bursa Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Ens, Otomotiv Mühendisliği ABD

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Nika Teknik Kompozit, 2018- Halen
Paye Makine, 2016-2018
LFSS Şahin Makine, 2015-2016
İmam Ambiente S.R.L, 2014-2015

İletişim (e-posta) : hakanaraz90@gmail.com