**T.C.**

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

# AMERİKA PAZARI İÇİN GELİŞTİRİLEN BİR ELEKTRİKLİ ARACIN ÖNDEN ÇARPMA DURUMU ALTINDA BATARYA GÜVENLİĞİNİN SAĞLANMASI

**Ümit DARDEH**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Mekatronik Mühendisliği Programı

Danışman

Prof. Dr. Haydar LİVATYALI

Eylül, 2023

**T.C.**

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

# AMERİKA PAZARI İÇİN GELİŞTİRİLEN BİR ELEKTRİKLİ ARACIN ÖNDEN ÇARPMA DURUMU ALTINDA BATARYA GÜVENLİĞİNİN SAĞLANMASI

Ümit DARDEH tarafından hazırlanan tez çalışması 11.09.2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı, Mekatronik Mühendisliği Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Haydar LİVATYALI
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

**Jüri Üyeleri**

Prof. Dr. Haydar LİVATYALI, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Mehmet Selçuk Arslan, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Murat Dilmeç, Üye
Necmettin Erbakan Üniversitesi

Danışmanım Prof. Dr. Haydar LİVATYALI sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Amerika Pazarı İçin Geliştirilen Bir Elektrikli Aracın Önden Çarpma Durumu Altında Batarya Güvenliğinin Sağlanması başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Ümit DARDEH

İmza

*Hep destekçim olan*

*Sevgili Aileme*

# TEŞEKKÜR

Bu yayında kullanılan çıktılar hususunda Karsan Otomotiv ve San. A.Ş.'ye ve süreçte desteklerini esirgemeyen Prof. Dr. Haydar Livatyalı'ya ve sevgili aileme şükranlarımı sunarım.

.

Ümit DARDEH

# İÇİNDEKİLER

**SİMGE LİSTESİ** ..... **vii**
**KISALTMA LİSTESİ** ..... **viii**
**ŞEKİL LİSTESİ** ..... **ix**
**TABLO LİSTESİ** ..... **xii**
**ÖZET** ..... **xiii**
**ABSTRACT** ..... **xv**
**1 GİRİŞ** ..... **1**
1.1 Elektrikli Araç Endüstrisi ..... 2
1.2 Araç Ürün Geliştirme Süreci ..... 5
1.2.1 Ürün Yaşam Döngüsü ..... 5
1.2.2 Konsept Tasarım ..... 5
1.2.3 A Yüzeyi Tasarımı ..... 5
1.2.4 Fizibilite Kontrolü ..... 6
1.2.5 Konsept Doğrulama ..... 6
1.2.6 Yeni Ürün Tasarım Mühendisliği Çalışması ..... 6
1.2.7 Geliştirme Fazı ..... 7
1.2.8 Prototip Üretimi ..... 7
1.2.9 Tasarım Doğrulama ..... 7
1.2.10 Pilot Üretim ..... 8
1.2.11 Seri Üretim ..... 8
1.3 Homologasyon ve Regülasyon ..... 8
1.3.1 Homologasyon Mühendisliği ..... 8
1.3.2 Regülasyonlar ..... 9
1.4 Güvenlik Sistemleri ..... 10
1.4.1 Aktif Güvenlik Sistemleri ..... 10
**2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI** ..... **15**
2.1 Mekanik Özellikler ..... 15
2.2 Profil Yapıların Eksenel Ezilmesi ..... 25
2.3 İnce Cidarlı Geometri Geliştirme ..... 33
2.4 Araç Çarpışma Kutusu ..... 37
2.5 Sayısal Çarpışma Analizi Metodolojisi ..... 39
**3 GELİŞTİRME** ..... **47**

3.1 Sonlu Elemanlar Model Geliştirmesi ve FMVSS-305 Kapsamı ..... 47
3.2 Sonlu Elemanlar Model Kurgusu ..... 50
3.3 İlk Tasarım Mevcut Durumu ve Analiz ..... 58
3.4 Önden Çarpışma İterasyon Çalışmaları ..... 65
**4 BULGULAR ve TARTIŞMA ..... 73**
4.1 Önden Çarpışma Analiz Çalışması İterasyon Sonuçları ..... 73
4.2 Önden Çarpışma Analiz Çalışması Nihai Sonuçları ..... 86
**5 SONUÇLAR ..... 89**
5.1 Özet ve Sonuçlar ..... 89
5.2 Öneriler ..... 90
**KAYNAKÇA ..... 91**
**TEZDEN TÜRETİLMİŞ YAYINLAR ..... 93**

# SİMGE LİSTESİ

| | |
|---|---|
| A | Kesit Alanı |
| $A_s$ | Kabuk Eleman Yüzey Alanı |
| C | Sönümleme Matrisi |
| D | Kabuk Eleman Köşegen Uzunluğu |
| e | Enerji Oranı |
| E | Elastisite Modülü |
| $E_{damp}$ | Sönümleme Enerjisi |
| $E_{emilen}$ | Emilen Enerji |
| $E_{hg}$ | Hourglass Enerjisi |
| $E_{\text{int}}$ | İç enerji |
| $E_{kin}$ | Kinetik Enerji |
| $E_{rw}$ | Rijit Duvar Enerjisi |
| $i$ | Jirasyon Yarıçapı |
| $I$ | Alan Atalet Momenti |
| $L$ | Burkulma uzunluğu |
| $L_s$ | Sonlu eleman karakteristik uzunluğu |
| $m$ | Enerji yutucu kütle |
| $P_m$ | Ortalama ezilme kuvveti |
| $P$ | Maksimum ezilme kuvveti |
| $t$ | Et Kalınlığı |
| a | Zaman adımı çarpanı / Yarı-koniklik açısı |
| d | Deformasyon mesafesi |
| $d_t$ | Toplam deformasyon miktarı |
| r | Malzeme Yoğunluğu |
| u | Kinematik viskozite |

# KISALTMA LİSTESİ

| | |
|---|---|
| FMVSS | Federal Motor Vehicle Safety Standards |
| NCAP | The European New Car Assessment Programme |
| FEA | Finite element analysis |
| CFD | Computational Fluid Dynamics |
| CAD | Computer-aided Design |
| PVT | Production Validation Test |
| UNECE | United Nations Economic Commission for Europe |
| ABS | Anti-lock braking system |
| ASR | Anti-Slip Regulation |
| TCS | Traction Control System |
| ECU | Electronic Control Unit |

# ŞEKİL LİSTESİ

**Şekil 1.1** Elektrikli araçlar ilgi trendi ..... **3**
**Şekil 1.2** Bir yürür şasi örneği ..... **4**
**Şekil 1.3** Araç pasif güvenlik sistemi – darbe sönümleyiciler ..... **14**
**Şekil 2.1** Gerilme ve gerinim eğrileri ..... **16**
**Şekil 2.2** Mühendislik ve Gerçek eğri ..... **18**
**Şekil 2.3** Yüzey akma değeri ..... **19**
**Şekil 2.4** Pekleşme (deformasyon sertleşmesi modelleri) ..... **19**
**Şekil 2.5** Gerilme düzleminde Tresca ve Von Mises kriteri için akma yüzeyi ..... **20**
**Şekil 2.6** Gerinimdeki artış ..... **21**
**Şekil 2.7** Gerinim oranında hassasiyet ve sıcaklık etkisi ..... **22**
**Şekil 2.8** Çekme testi numunesi ..... **23**
**Şekil 2.9** Hopkinson çubuğu ..... **24**
**Şekil 2.10** Hopkinson çubuğu numunesinde gerinim bölümü ..... **24**
**Şekil 2.11** Kompakt ve kompakt olmayan bükülmeler ..... **27**
**Şekil 2.12** Zedeleme sabiti ..... **28**
**Şekil 2.13** Beta faktörü ..... **28**
**Şekil 2.14** Kuvvet ve yer değiştirme eğrisi ..... **29**
**Şekil 2.15** Çökme durumu ..... **30**
**Şekil 2.16** Kalınlık perspektifinden çökme durumu ..... **30**
**Şekil 2.17** Kararsızlık limiti ..... **31**
**Şekil 2.18** Eliptik deformasyon, elmas deformasyon, karışık deformasyon ..... **31**
**Şekil 2.19** İdealize edilmiş eliptik deformasyon durumu ..... **32**
**Şekil 2.20** Etkili ezilme mesafesi ..... **33**
**Şekil 2.21** Küçük köşe girintileri, köşe delikleri, enine yüzey girintileri ..... **34**
**Şekil 2.22** Oluklu profil ..... **34**
**Şekil 2.23** Delikli profil yapıda yer değiştirme ..... **35**
**Şekil 2.24** Oluklu silindirik profil ..... **35**
**Şekil 2.25** Köpük doldurulmuş profil ..... **36**
**Şekil 2.25** Çarpışma yönetim bölgesi ..... **37**
**Şekil 2.26** Emilen enerjinin alt bölümleri ..... **38**
**Şekil 2.27** Kafes problemi ..... **40**
**Şekil 2.28** Serbest cisim diyagramı ..... **41**
**Şekil 2.29** Gerilme yayılımı ..... **42**
**Şekil 2.30** 2 Derecelik eğik düzlem için serbest cisim diyagramı ..... **42**
**Şekil 2.31** Açık ve kapalı çözücü uygulaması ..... **44**
**Şekil 2.32** DOF kabuk elemanı ..... **45**
**Şekil 2.33** Belytschko ve Tsay düğüm entegrasyon noktaları ..... **45**
**Şekil 2.34** ELFORM16 ..... **46**
**Şekil 3.1** FMVSS-305 testleri ..... **49**
**Şekil 3.2** Yürür şasi araç komponentleri ..... **51**
**Şekil 3.2** Monokok şasi gövde malzeme dağılımı ..... **54**
**Şekil 3.3** Monokok şasi gövde kalınlık dağılımı ..... **55**

**Şekil 3.4** Kinetik enerji araştırması....**59**
**Şekil 3.5** Baz model üstten görünüm (t=0s anında)....**59**
**Şekil 3.6** Baz model üstten görünüm (t=0.03s anında)....**60**
**Şekil 3.7** Baz model yandan görünüm (t=0s anında)....**60**
**Şekil 3.8** Baz model yandan görünüm (t=0.03s anında)....**60**
**Şekil 3.10** Çarpışma başlangıcında ön tampon bölgesi ve B direği arası girişim....**61**
**Şekil 3.9** Girişim başlangıç bölgeleri....**61**
**Şekil 3.9** Baz model deformasyon başlangıç bölgeleri....**62**
**Şekil 3.11** Şasi kolları deformasyon durumu (t=0s anında)....**62**
**Şekil 3.12** Şasi kolları deformasyon durumu (t=0.04s anında)....**63**
**Şekil 3.13** Motor kompartmanı çarpışma etkisi (t=0.04s anında)....**63**
**Şekil 3.14** Sağ çarpışma kutusu ve şasi rayı çarpışma başlangıcı....**64**
**Şekil 3.15** Sol çarpışma kutusu ve şasi rayı çarpışma etkisi....**64**
**Şekil 3.16** Sol (A) ve sağ (B) çarpışma kutusu ve şasi rayı çarpışma ivme etkisi....**65**
**Şekil 3.17** Batarya deformasyonu....**65**
**Şekil 3.18** Analiz ve simülasyon doğrulama planı....**66**
**Şekil 3.19** 0 derece çarpışma açısıyla, 56 km/s hızla 1100 kg'lık yük uygulaması....**67**
**Şekil 3.20** Farklı kesit geometrilerine sahip profillerin çarpışma davranışı....**68**
**Şekil 3.21** Farklı kesit geometrilerine sahip tetikleyicilerin çarpışma davranışı....**69**
**Şekil 3.22** Farklı kesit geometrilerine sahip profillerin çarpışma davranışı....**71**
**Şekil 3.23** Farklı kesit geometrilerine sahip profillerin çarpışma davranışı....**71**
**Şekil 4.1** Sağ şasi kolu kaynak optimizasyonu....**73**
**Şekil 4.2** Sol şasi kolu kaynak optimizasyonu....**73**
**Şekil 4.3** Revizyon yapılan tampon profili....**74**
**Şekil 4.4** Oval çarpışma kutusu ile yeni tasarım çarpışma kutusu....**75**
**Şekil 4.5** Çarpışma kutusu arası sac uygulaması....**75**
**Şekil 4.6** Sol çarpışma kutusu simetri levhası uygulaması sonucu (t = 0 s)....**76**
**Şekil 4.7** Sağ çarpışma kutusu simetri levhası uygulaması sonucu (t = 0.05 s)....**77**
**Şekil 4.8** Kalınlık optimizasyon sonucu....**77**
**Şekil 4.9** Şasi kolu bitimi tetikleyici uygulaması....**78**
**Şekil 4.10** Sol ön şasi kollarındaki kesit ölçüleri....**78**
**Şekil 4.11** Sol şasi kolu çarpışma kutusu bağlantı bölümü ve tetikleyici konumu....**79**
**Şekil 4.12** Sol şasi kolu iyileştirme bölgeleri....**79**
**Şekil 4.13** Tetikleyici revizyonu sonrası analiz çıktısı....**80**
**Şekil 4.14** Sol ve sağ şasi kolunda tetikleyici etkisi....**80**
**Şekil 4.15** Baz model ve iterasyon etkisi....**81**
**Şekil 4.16** Şasi kolları bitimi tetikleyici uygulaması....**82**
**Şekil 4.17** Tetikleyici uygulanan bağlantı birleşim bölgesi....**82**
**Şekil 4.18** Şasi kolu bitimi tetikleyici uygulaması analiz çıktısı....**83**
**Şekil 4.19** Bitim tetikleyicileri etkisi....**83**
**Şekil 4.20** B direği destek braketi uygulaması....**84**
**Şekil 4.21** B direği destek braketi uygulaması analiz çıktısı....**84**
**Şekil 4.22** Ekstra tetikleyici ve destek braketi uygulaması etkisi....**85**
**Şekil 4.23** Motor bağlantı bölgesi tetikleyici uygulaması....**85**
**Şekil 4.24** Motor bağlantı bölgesi tetikleyici uygulaması analiz çıktısı....**86**
**Şekil 4.25** Sol şasi kolu geliştirilmiş model ve baz model karşılaştırması....**87**
**Şekil 4.26** Sağ şasi kolu geliştirilmiş model ve baz model karşılaştırması....**87**

**Şekil 4.27** Sol şasi kolu geliştirilmiş model ve baz model karşılaştırması (56 km/s).....**88**
**Şekil 4.28** Sağ şasi kolu geliştirilmiş model ve baz model karşılaştırması (56 km/s) ....**88**

# TABLO LİSTESİ

**Tablo 3.1** Alt gövdede kullanılan malzemeler ve kullanım oranları .....52
**Tablo 3.2** Ön gövdede kullanılan malzemeler ve kullanım oranları .....52
**Tablo 3.3** Yan gövdede kullanılan malzemeler ve kullanım oranları.....53
**Tablo 3.4** Gövdede kullanılan sac malzemeler .....53
**Tablo 3.5** Araç BOM'unun kullanım oranına göre malzeme kırılımı .....54
**Tablo 3.6** Araç BOM'unun kalınlığa göre malzeme kırılımı.....55
**Tablo 3.7** Araç BOM'unun konumları ve eylemsizlik momentleri .....55
**Tablo 3.8** Deneme için seçilen farklı geometri tipleri .....66
**Tablo 3.9** Farklı geometri tiplerinde deformasyon miktarı.....68
**Tablo 3.10** Farklı tetikleyici geometrilerinde deformasyon.....70
**Tablo 3.11** Farklı tetikleyici geometrilerinde deformasyon.....70
**Tablo 3.12** Farklı tetikleyici geometrilerinde deformasyon.....72

# ÖZET

## Amerika Pazarı İçin Geliştirilen Bir Elektrikli Aracın Önden Çarpma Durumu Altında Batarya Güvenliğinin Sağlanması

Ümit DARDEH

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Haydar Livatyalı

Bu yüksek lisans tezinde Kuzey Amerika pazarı için geliştirilen bir monokok elektrikli yürür şasi projesinin pazara giriş isterlerini belirleyen mevzuat koşullarından biri olan FMVSS-305'in rijit duvara önden çarpma problemi incelenmiştir. Önerilen yapısal tasarımın katı modeli ve sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. 56 km/s hızda rijit duvara önden çarpma testinin bilgisayar ortamındaki benzetimleri ile geliştirilen tasarımların doğrulanması iterasyonlarla sağlanmıştır. Çarpma anında motor kompartmanı ve çevresinin negatif ivmelenme altındaki deformasyonu ile aracın yapısal ve mekanik bütünlüğü incelenmiştir. Analizlerde LS-DYNA dinamik açık çözücü kullanılmıştır. Çarpmada aracın batarya bölmesine mekanik girişimin önlenmesi için, ivme/yer değiştirme, sönümlenen enerji ve yapının mekanik bütünlüğünü ifade eden geometrik veriler esas alınmıştır. Önerilen ilk tasarımda çarpma sırasında ana taşıyıcı şasi raylarında sürekli olmayan enerji akışı gözlemlenmiştir. Bunun üzerine yapısal tasarım adım adım iyileştirilerek sağ ve sol kollarda hesaplanan azami ivme değerleri sırasıyla 56G ve 43G'den 44G ve 42G seviyelerine indirilmiştir.

Böylece dinamik ataletsel yük testler öncesinde izin verilen eşik seviyenin altına çekilerek batarya paketinde plastik deformasyon oluşmasının önüne geçilmiş ve araç gövdesinin yapısal tasarımı mevzuata uygun hale getirilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** FMVSS-305, çarpışma güvenliği, önden çarpışma, pasif güvenlik sistemi

# ABSTRACT

## Providing Battery Safety Under Frontal Impact Condition of An Electric Vehicle Developed For The American Market

Ümit DARDEH

Department of Mechatronics Engineering

Master of Science Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Haydar Livatyalı

In this master's thesis, the frontal collision to a rigid wall problem of FMVSS-305, which is one of the regulatory conditions determining the market entry requirements of a monocoque electric chassis developed for the North American market was investigated. The solid model and finite element model of the proposed structural design were developed. The proposed designs were verified iteratively through computer simulations of the frontal impact test against a rigid wall at a speed of 56 km/h. The deformation of the engine compartment and its surroundings under deceleration during impact and the structural and mechanical integrity of the vehicle were examined. LS-DYNA dynamic explicit solver was used in the analyses. To prevent mechanical interference to the battery compartment of the vehicle during crash, geometric data expressing deceleration/displacement, absorbed energy and mechanical integrity of the structure were taken as basis. In the initial design, discontinuous energy flow was observed in the main carrier chassis rails during impact. Thereupon, the structural design was improved iteratively, and the maximum acceleration values calculated on the right and left arms were reduced from 56G and 43G to 44G and 42G, respectively.

Thus, by reducing the dynamic inertial load below the permissible threshold before the tests, plastic deformation of the battery pack was prevented, and the structural design of the vehicle body was brought into compliance with the regulation.

**Keywords:** FMVSS-305, crashworthiness, front impact, passive safety

# 1
# GİRİŞ

Yüzyıllar boyunca insanlık A noktasından B noktasına kendini, malını, hizmetini veya emanetini ulaştırmak için türlü araçlar kullandı. Paleolitik Çağ'dan Neolitik Çağ'a geçişle birlikte ticaret ve seyahat ihtiyacının oluşması, ulaşım konusunda yaratıcı çözümlerin geliştirilmesi hususunda insanlığı tetikledi. Bakır Çağı olarak da bildiğimiz Neolitik ve Bakır Çağı arasındaki dönemde tüm bu ihtiyacın o dönem için en mucizevi olan ve insanlık tarihinin en önemli buluşlarından biri olan ilk tekerlek geliştirildi. Bilgiler doğrulanamasa da bazı kaynaklarda ilk tekerleklerin "chariot" isimli savaş araçlarında kullanıldığı söylenmektedir. Hayvancılık ve tarım alanında kullanılması bundan çok sonraları olmuştur. Tekerleğin sürtünme mukavemetini azaltarak bir objeyi taşımayı kolaylaştırdığı binlerce yıl bilinse de tekerleğin yolcu taşıma amaçlı kullanılmasındaki en önemli adım, M.Ö. 1300'lü yıllarda Asya bölgesinde atları dizginlemek ve yön vermek için atın ağız ve kafa bölgesine geçirilen deri ve metal parçalar içeren "bit" isimli aparatın bulunması ile olmuştur.

Sanayi devrimi döneminde taşımacılık için at arabalarının kullanımı oldukça yaygındır ancak insan taşıma konusunda herkesin at giderlerini karşılayabilmesi mümkün değildi. O dönem 1 veya 2 kişinin seyahat edebileceği kabinli at arabalarının günlük kiralık olarak işletilmesi en yaygın iş modeliydi. Bu sebeple kabin üreticileri daha çok bu pazar talebi üzerine yoğunlaşıyordu. Günümüzde B segment, C segment gibi kavramların var olması ya da farklı motor hacimlerinin farklı ülkelerde satışa sunulması da buradaki örnek gibi ülkenin demografik yapısı ve ekonomik durumu ile yakından ilişkilidir. Segmentasyon ve motor hacmi konuları son kullanıcı tarafından bilinen en yaygın özellikler olsa da tasarımcının ürün geliştirme sürecini etkileyen başka birçok temel etmen bulunmaktadır. Hedef pazarın yollarının durumu, hava durumu şartları, engebe durumu, kaldırım yüksekliği, şehir içi yol ve otoban hız sınırları, ülkelere özgü trafik yasaları ve kanunları tasarım kriterini etkileyen etmenlerden yalnızca birkaçıdır.

Eskiden otomotiv üretimi daha sınırlı ve birkaç firma tarafından yürütülürken bugün sosyodemografik yapıdaki hızlı değişimler ve tüketicinin teknolojik beklentilerine cevap verebilmek için her yıl yüzlerce firma milyonlarca araç üretmektedir.

Bu hızlı beklentinin karşılanması ve ürün yaşam döngülerinin kısalması ile birlikte otomotiv sektöründe yalın üretim ve tedarikçi yönetimi oldukça önem kazanmıştır. Öyle ki yaklaşık on bin alt parça içeren bir otomobilin üretimi için yüzlerce tedarikçi ile çalışılmaktadır ve üretimde gerçekleşecek her bir kayıp ciddi bir maliyet kalemi olmaktadır. Ürün yelpazesinin artması ve ürün yaşam döngüsünün güçleşmesi kâr etmeyi güçleştirdiği ve ürün geliştirme mühendisinin tasarım kriterini birincil derecede etkilediği için bu kısıtların yönetimi otomotiv konusunda çalışmayı ilginç kılmaktadır.

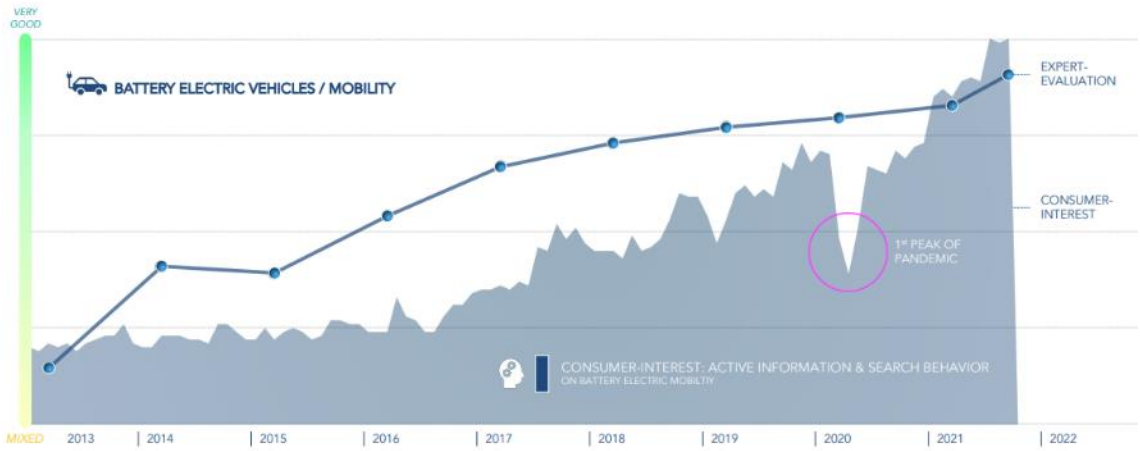
Müşteri beklentilerini anlamlandırma, pazarlama, sistemsel mühendislik, detay mühendislik, üretim, test, satış gibi süreçlerin yönetiminin zorluğu ve maliyetinin yüksekliği aşikârdır. Covid-19 pandemi döneminde düşen satışlar sonrası yükselen otomotiv trendinde gerçekleşen ilginç bir gelişme de artık otomotiv sektöründe tedarikçi yönetiminden ziyade bu süreçlerin OEM, Tier1 firmalarının aralarında ortaklıkların kurulması ve her paydaşın güçlü olduğu mühendislik faaliyeti ile proje paydaşı olmasıdır. Bu modelde firmalar aralarında ürün geliştirme, tedarik, üretim, envanter ve lojistik yönetimi gibi güçlü kaslarını paylaşarak ortaklaşa üretim yoluna gitmektedir. Özellikle elektrikli araç trendindeki yükseliş bunu zorunlu bir hale getirmiştir. Bu modelde batarya geliştirme çalışmaları farklı bir paydaşın yönetimindeyken, otomobil imalatı farklı bir paydaşta, çelik konstrüksiyon üretim farklı bir paydaşta, trim kaplama farklı bir paydaşta olmak üzere çeşitlendirilmiştir.

Bu tez kapsamında gerçekleştirilen çalışmada kabinsiz olarak geliştirilen yürür şasinin elektrikli araç güvenlik standardı olan FMVSS 305 koşuluna uygunluk çalışmaları incelenmiştir.

## 1.1 Elektrikli Araç Endüstrisi

Benzinli ve dizel araçlar için yeni geliştirilen şanzımanlar ve araçlardaki teknolojik özellik artışı geleneksel otomobil fiyatlarının her geçen gün yükselmesine sebebiyet vermektedir [1]. Ayrıca bu araçların çevre kirliliğine yol açması ve emisyon gazı açığa

çıkarıyor oluşu sürdürülebilirlik kavramıyla çelişmektedir. Yol taşımacılığı küresel karbon emisyonunda %11.9'luk bir payla küresel ısınma için önemli tehditlerden biri haline gelmiştir [2]. Küresel ısının her geçen gün yükselmesi bunun yanı sıra paket taşımacılığı, lojistik ve benzeri iş kollarından beklenen teslimat hız talebinin karşılanabilmesi ve buna bağlı artan araç adetleri Avrupa Komisyon'unun ana gündemlerinden biridir. Bunun önüne geçmek için "Fit for 55" Direktifi ve Paris Anlaşması gibi mutabakatlar yapılmış olup hem taşımacılık hem de otomotiv üretim tesisleri için önemli kararlar alınmıştır. Bu kararlar ve teknolojinin bilgiye ulaşım kolaylığı sağladığı bu dönemde tüketiciler giderek bilinçlenmekte ve taleplerini daha sürdürülebilir çözümlere yöneltmektedirler.




**Şekil 1.1** Elektrikli araçlar ilgi trendi

Şekil 1.1'de belirtilen grafiğe göre elektrikli araç trendi son dokuz yıl içerisinde yaklaşık 3 katlık bir artışla herkesin radarına giren bir konu olmuştur [3]. Geliştirme çalışmaları ve ürünler de uzun yıllardır hali hazırda sürdürülen bir alandır. Paris Anlaşması dolayısıyla belirlenen 2030 ve 2050 sürdürülebilirlik hedefleri otomotiv üreticilerinin stratejilerini hızla değiştirmesi için yön verici olmuştur [4]. Avrupa Komisyonu ve Amerika bölgesi için Ulusal Karayolu Trafik Güvenliği İdaresi (NHTSA) araç emisyon değerleri, güvenlik kriterleri ve gelişen demografi karşısındaki elzem beklentileri kanunlaştırarak otomotiv üreticilerine dayatmaktadır [5]. Bu kanunlar, otomotiv üreticilerinin pazara giriş kriterlerini oluşturduğu için hedeflenen pazara ürün satabilmek bu yasalara, kanunlara uymayı ve her coğrafyanın kendi market kriterlerine özel bir mühendislik çalışması yapılmasını gerekli kılmıştır.

Otomotiv üretiminde bahsedilen bu değişkenleri yönetebilmek ve piyasaya yeni model sürebilmek için dikkat edilmesi gereken en önemli husus maliyet ve yalın üretim olmaktadır. Otomotiv sektöründe hali hazırda birçok tedarikçi ile çalışılması ve tedarikçilere ana üretici tarafından yapılan yatırımları araç satış öngörüleri ile doğrudan doğruya ilintilidir. Yapılan piyasa araştırması ve ihtiyaçlar tanımlandıktan sonra öngörülen satış adedi doğrultusunda belli bir yıllık üretim kararı verilir. Üretim metodolojisi ve tedarikçi seçimi bu metot doğrultusunda yapılır. Otomotiv üreticileri dört yol ile piyasaya araçlarını sunabilir; doğrudan doğruya satış, bayiiler üzerinden satış, yüksek filo hacimli operasyonel faaliyeti olan özel sektöre direkt satış ya da devletlerin, belediyelerin açtığı ihaleler üzerinden satış. Öngörü satış adedi tahminlemesinde müşteri tarafındaki paydaşlarla anlaşıldıysa, anlaşılan adet doğrultusunda operasyon süreçleri başlatılır. Özellikle elektrikli araç üretimi tarafında müşteri beklentisi ve talebi her ne kadar yüksek olsa da benzinli ve dizel otomobiller piyasada mevcudiyetini korumaktadırlar. Bu bağlamda üretilmesi düşünülen elektrikli araç adedinin seri üretim standart adedini yakalayamaması ya da seri üretim hattında uygulanması güçlük oluşturacak ürünler için iş ortaklığına gidilebilmektedir. Zira adet düşük oldukça operasyona harcanan yatırımlar düşmekte daha fazla modüler ürün kullanılmakta ve kalıp yatırımından kaçınılmaktadır.



**Şekil 1.2** Bir yürür şasi örneği

Şekil 1.2'deki örnek Bosch firmasının geliştirdiği bir yürür şasi aksamıdır [6] ve ekstra farklı bir aksama gerek duyulmaksızın normal bir otomobil gibi hareket edebilmektedir. Bu tip ürünler farklı firmalarla yapılan ortaklık anlaşmalarıyla birlikte yeni bir otomobile dönüştürülür ve burada bir üretim ortaklığına girilir. Buradaki temel amaç sermayeye

herkesin ortak olması ve aynı zamanda regülatif isterler hususunda her paydaşın paketler halinde kendi sorumluluğunu haricen getirebilmesidir. Bu şekilde firmalar kendi uzmanlığını ve öğrenilmiş tecrübesini kullanabilmekte ve daha az araştırma geliştirme maliyeti ile karşılaşmaktadır.

## 1.2 Araç Ürün Geliştirme Süreci

### 1.2.1 Ürün Yaşam Döngüsü

Bir ürünün yaşam döngüsü, ürünün tüketicilere ilk kez sunulmasından piyasadan kaldırılmasına kadar geçen süredir. Ürün yaşam döngüleri, yönetim ve pazarlama uzmanları tarafından planlanan reklam kampanyalarının, ürün sahiplik maliyetinin, yeni ürün iş geliştirme süreçlerinin, komponent/alt sistem paketleme tasarımlarının ve daha fazlasının belirlenmesi için geliştirilmiş bir yönetim sistematiğidir. Bir ürün geliştirme sürecini desteklemeye yönelik bu stratejik yöntemler, ürün yaşam döngüsü yönetimi olarak bilinir. Ayrıca, yeni ürünün piyasaya ne zaman çıkması gerektiği ve eski ürünün ne zaman piyasadan çekilmesi gerektiğine yönelik öngörü oluşturmakta kullanılır.

### 1.2.2 Konsept Tasarım

Tasarım mühendisleri tarafından tasarım için ilk fikirleri keşfetmenin hızlı ve basit bir yolu olarak kullanılır. Genellikle ilk konsept tasarımlar grafikerlerin serbest el çizimleri ile yapılır. Bu konsept tasarımlarda ürünün tasarımının sonlanmış hali olması beklenmez, yalnızca tasarım ilkelerini ve estetik kavramları geliştirmek, fikir üretmek ve alternatifleri araştırıp karşılaştırma yapmak için kullanılır. Konsept çizimleri, mühendislik paketleme çalışmaları için alt zemin oluşturur ve ardından teknik yönlerini keşfi için ilk referansı teşkil eder.

### 1.2.3 A Yüzeyi Tasarımı

A Yüzeyi, otomotiv tasarımında konsept tasarım sonrasında kullanılan bir terimdir. Konsept tasarım da aracın estetik özellikleri ve genel hatları belirlendikten sonra mühendislik ve aerodinamik çalışmaların da katkılarıyla A yüzeyi olarak adlandırılan yüzey çalışması yapılır ve otomotivin estetik çizgileri nihai olarak belirlenir. A Yüzeyi, tasarım sürecinin artık el melekesinden çıkması ve dijital ortama ilk aktarımını temsil etmektedir. Otomobilin formunun tanımlanması ve son haline gelebilmesi için ana yüzey geometrisinin oluşturulması öncül tasarım faaliyetidir. Ancak bu tasarımı finalize etmek için flanşların tüm girinti çıkıntıların ve panel boşluklarının özenli ve ayrıntılı

tasarlanması gerekmektedir. Bu tasarım adımı sonrası otomobilin estetik tasarım süreci donmakta ve paketleme mühendisliği faaliyetleri başlamaktadır.

### 1.2.4 Fizibilite Kontrolü

Fizibilite kontrolü, projenin başarısını ve kârlılığını belirlemeyi amaçlayan bir prosestir. Maliyet-fayda analizi yapılarak, şirketin üretim kapasitesi, teknik kısıt yönetimi ve bu teknik kısıtların finansal karşılıkları gibi konuları, çözümün gerçek faydalarına ilişkin ekonomik yönleri ve satış tahminlemeleri ile birlikte analiz etmeyi kapsamaktadır. Fizibilite analizi yapılırken, otomobilin tüm komponent listesi, bu komponentlerin tedarik ağı, üretim metodoloji incelenir. Alt sistem üretim takımlarının üretimi dikkate alınır ve riskin minimuma indirgenmesi sağlanır. Üretim sürecine girmeden ürünün geometrisi ve temel fiziksel özellikleri incelenir. Ancak bu proses yalnızca bir ön inceleme çalışması ile sınırlıdır.

### 1.2.5 Konsept Doğrulama

Bu aşamada sanal ve/veya fiziksel testler gerçekleştirilerek, tasarımın kriter ve gereksinim setinin; uyum, biçim (form) ve işlevsellik (fonksiyon) anlamındaki entegrasyonu ve sapmasını araştırma, geliştirme ve test etme Konsept Doğrulama (Validasyon) olarak ifade edilir. Sanal doğrulama yöntemi olarak Sonlu Elemanlar Analizi (FEA), Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizi (CFD), Hareketli parça gruplarının Kinematik ve Tolerans Analizleri kullanılmaktadır. Fiziksel test olarak ise; sapma ölçümleri, gerinim ve gerilme ölçümleri, üç eksenli titreşim testi, sıcaklık ölçümü, sıvı akış parametreleri ölçümü, hızlandırılmış dayanıklılık testi, R202 sürüş testi, 4-Poster testi, frekans cevabı testi ölçümleri, sıcak ve soğuk iklimlendirme testi ile değerlendirmeler yapılmaktadır. Fiziksel test için, boyutsal olarak kriter setine uygun ve spesifikasyonları bu seti karşılayan bir grup prototip araç üretimi yeterli olmaktadır. Sanal doğrulama testleri için ise tasarımın 3 Boyutlu CAD modeli kullanılabilmektedir.

### 1.2.6 Yeni Ürün Tasarım Mühendisliği Çalışması

Ürün tasarım mühendisliği ekiplerinin çalışması bu noktada başlamaktadır. Konsept doğrulama süreci sonrasında tasarım mühendisliği ekipleri, otomobilin her bir bileşeni için CAD çizimlerini testlerin çıktılarını kullanarak geliştirmeye başlarlar. Burada temel amaç, önceki aşamalardan gelen tüm girdileri birleştirirken ürünün üretilebilirliğini maksimum seviyeye ulaştırmaktır. Bu noktada mühendislik ekipleri pazarların getirdiği regülatif kısıtlamalar, imalatçıların geometrik kısıtlamaları, seri üretime uygunluk

kapsamında montaj sırasındaki alet kullanımı gibi birçok kriter setini dikkate alarak ürünün geliştirme sürecine önemli bir katkı sağlar.

### 1.2.7 Geliştirme Fazı

Yeni ürün geliştirme, bir ürün veya hizmeti fikir aşamasından pazara götürme sürecidir. Süreç, fikir oluşturma ve konsept oluşturma ile başlayan ve ürünün pazara sunulmasıyla bitmekte olan ve yeni ürünlerin tipik olarak tamamladığı bir dizi aşamayı belirler. Bu aşamalar mühendislik yayın süreçleri, yayınların onaylanma süreçleri, prototip ürün ağacı oluşumu gibi birçok alt süreçleri içermektedir. Ürün geliştirme fazları, ürünleri piyasaya sürmeden önce talep oluşturmayı ve nihai ürünün mümkün olan en yüksek kalitede olmasını sağlamakta ve bunun yanı sıra potansiyel müşteri gruplarının sürüş ve deneyim beklentilerini karşılamak için önemlidir.

### 1.2.8 Prototip Üretimi

Otomotiv prototipleri, mühendislerin tüketicilere hitap eden yeni otomotiv ürünlerini nasıl yapacaklarını bulmalarına, paydaşları yeni bir otomotiv ürününe yatırım yapmaya ikna etmelerine ve bir aracın son kullanıcı için güvenli olmasını sağlamalarına olanak tanıyan tüm otomotiv mühendisliği sürecinin ayrılmaz parçalarıdır. Prototip oluşturmanın en önemli faydası, geliştirme aşamasındaki otomobilin kullanıcıya yansıyabilecek negatif sonuçlarını önden görmeyi sağlaması ve mühendislik çalışmalarının validasyonunun yapılmasıdır. Bu üretim tipi projenin ilerleyen safhalarında karşılaşılabilecek olası maliyet ve üretim kayıplarının önüne geçmek için oldukça önemlidir. Müşteriler ve yatırımcılar gibi proje sponsoru olabilecek paydaşlarda güven oluşturmak için de prototip üretim süreci önem arz etmektedir. Prototip üretimi, müşterilerin gereksinimlerinin tam olarak karşılanmasına olanak sağlarken ve kalite iyileştirme noktalarının anlaşılmasına da vesile olur.

### 1.2.9 Tasarım Doğrulama

Doğrulama, tasarımın kullanıcı ihtiyaçlarına göre kalite fonksiyon yayılımın değerlendirildiği ve müşteri beklentilerinin karşılanma durumunun incelendiği otomotiv projelerinin en önemli süreçlerinden biridir. Bu süreç, ürünün nihai tasarımının donduğu noktada, kullanıcı gereksinimlerinin de projeye dahil edildiği ve validasyonunun tamamlandığı aşamadır. Bu aşamada son kullanıcıya yani müşteriye ulaşacak ürünün teknik ve işlevsel özelliklerinin değerlendirildiği süreçtir. Aracın tasarımının fonksiyonel

açıdan doğrulamaları bu proseste gerçekleşmektedir. Mevzuatlara uyumu ve güncellenen tasarım kriterleri sorgulanmaktadır.

### 1.2.10 Pilot Üretim

Yeni bir ürünün üretimine başlarken her zaman riskler mevcudiyetini korumaktadır. Zira prototip üretimde gösterilen özenin seri üretimde gösterilmeyeceği varsayımında bulunarak sürecin mükemmelleştirilmesi gerekmektedir. Bu nedenle, hattı test etmek ve büyük sapmaların giderildiğinden emin olmak için kısa, sınırlı bir üretim çalışması (pilot üretim) yapılır. Doğru ve bilgisayar ortamındaki kusursuz ürüne en yakın imalat kalitesini sağlama yeteneğinin ölçüldüğü, tüm ölçeklerde sipariş olasılıkları için hatların üretim hızının ve kapasitesinin test edildiği aşamadır. Test istasyonları ve inceleme süreci de dahil olmak üzere montaj ve paketleme sürecinin doğrulama çalışmalarının onaylanması bu fazda gerçekleşir. Birçok endüstride standart bir yaklaşım olan "üretim doğrulama testi" (PVT) bu onaya tabiidir. Buradaki temel amaç, ürün tasarımını tam ölçekli seri üretim için tüm ürün grupları ve spesifikasyonları ile birlikte başarılı bir şekilde aktarmak ve geliştirilen ürün için üretim süreçlerini doğrulamak ve belgelemektir.

### 1.2.11 Seri Üretim

Seri üretim, büyük miktarlarda standartlaştırılmış ürünlerin genellikle montaj hatları veya otomasyon teknolojisi kullanılarak üretildiği bir süreçtir. Seri üretim, benzer ürünlerin verimli bir şekilde üretimini kolaylaştırır. Bu yöntemin birçok avantajı vardır, örneğin yüksek hassasiyet, otomasyondan kaynaklanan düşük maliyetler, az sayıda işçiyle yüksek verimlilik ve ürünlerin hızlı dağıtımı ve pazarlaması gibi faktörler bunun en önemli örnekleridir. Elektrikli araç üretim faaliyetlerinde ise batarya hatlarının seri üretim hatlarına dahil edilmesi ise yeni bir süreçtir. Batarya geliştirme ve bataryanın araç gövdesine monte edilme proseslerinde araç gövde yapısında majör değişikliklerin yapılmaması ve geleneksel üretim metodolojilerinin sürdürebilirliği için modüler tasarım tekniğinden faydalanılmaktadır. Bu teknik basit bir ifade ile batarya kasasının araç şasisinde en kolay yoldan montajlanabilirliğini sağlamak için geliştirilmiştir.

## 1.3 Homologasyon ve Regülasyon

### 1.3.1 Homologasyon Mühendisliği

Otomotiv tasarım mühendisliğinin ortak çalıştığı birimlerden biri homologasyon mühendisliğidir. Homologasyon mühendisliğinin temel amacı tasarım mühendisinin tasarımlarını denetlemek ve uluslararası mevzuatlara uyumu hususunda gerekli onayları

almak ve aradaki koordinasyonu sağlamaktadır. Otomobillerin sınıflarına göre, kullanılan komponentlere göre ve hedef pazarlarına göre devlet mevzuatları ve regülasyonlar değişkenlik göstermektedir. Bu değişkenliklere örnek olarak aracın yaklaşma açısı, yerden yüksekliği, yan ayna konumu, çarpışma sonrası kalan yaşam alanı hacmi, hava koşulları gereğince olması gereken komponentler ya da güvenlik kriterleri gibi türlü kategoriler mevcuttur. Homologasyon mühendisleri bu teknik dokümanlara hâkim olmakla mükellef olup tasarımcının çıktısına yön vermektedir. A yüzey tasarımı ve müşteriye gidecek nihai tasarım arasında tasarım mühendisliği ve homologasyon mühendisliğinin karşılıklı girdi ve çıktıları büyük önem taşımaktadır.

### 1.3.2 Regülasyonlar

Regülasyon, otomotiv endüstrisinin düzenlenmesinde kritik bir rol oynayan önemli bir kavramdır. Otomobil üretimi ve pazara girişi, çeşitli ulusal ve uluslararası düzenlemelere tabiidir. Regülasyon, bir endüstrinin, ürünlerin, hizmetlerin veya faaliyetlerin belirli standartlar ve kurallarla uyumlu olmasını sağlamak için oluşturulan resmi kurallar ve yönetmelikler bütünüdür.

Otomotiv endüstrisi, güvenlik, çevresel etkiler ve tüketici koruması gibi önemli konularda düzenleyici mekanizmalar gerektirir. Bu nedenle, regülasyonlar, araçların tasarımı, üretimi ve satış süreçlerini düzenlemeyi amaçlar. Regülasyonlar, endüstriyel standartlar belirleyen ve araçların teknik özelliklerini saptayan kural koyucu kurumlar tarafından genellikle denetlenir. Uluslararası pazarlarda otomobillerin girişi için önemli olan regülasyonlardan biri, Birleşmiş Milletler Avrupa Ekonomik Komisyonu'na (UNECE) bağlıdır. UNECE, dünya genelinde otomotiv düzenlemelerini belirleyen önemli bir platformdur. UNECE düzenlemeleri, araçların emniyet ve çevresel uygunluğunu değerlendiren ortak teknik standartlar sağlamak için tasarlanmıştır. Ayrıca, Ulusal Karayolu Trafik Güvenliği İdaresi (NHTSA) gibi ülkelerin yerel düzenleyici kurumları, kendi pazarlarına giriş için otomobillerin uygunluk kriterlerini belirler. Bu kurumlar, araçların güvenlik testlerinden geçmesini, emisyon standartlarına uymasını ve tüketici haklarını korumasını gerektiren sıkı regülasyonlar yürütür. Otomotiv endüstrisi, karmaşık ve değişken bir yapıya sahip olduğundan, regülasyonların sürekli güncellenmesi ve iyileştirilmesi önemlidir. Bu, yeni teknolojilerin ve gelişmelerin göz önünde bulundurulmasını, endüstrinin sürdürülebilirlik ve güvenlik odaklı olmasını sağlar. Otomotiv endüstrisi, regülasyonlar sayesinde, tüketicilere güvenli ve çevre dostu araçlar sunmayı ve uluslararası pazarlara giriş yapmayı hedefler.

## 1.4 Güvenlik Sistemleri

Güvenlik sistemleri Aktif ve Pasif Güvenlik Sistemleri olarak ikiye ayrılmaktadır. Aktif sistemler araç sürücüsünün müdahalesine açık ve sürücüye geri bildirim veren sistemler olup pasif sistemler üreticiler tarafından geliştirilip müdahale edilemeyen sistemlerdir.

### 1.4.1 Aktif Güvenlik Sistemleri

#### 1.4.1.1 ABS

Kilitlenmeyi önleyici fren sistemi (ABS), uçaklarda ve arabalar, motosikletler, kamyonlar ve otobüsler gibi kara araçlarında kullanılan kaymayı önleyici bir güvenlik fren sistemidir. ABS, frenleme sırasında tekerleklerin kilitlenmesini önleyerek çalışır, böylece yol yüzeyi ile çekiş temasını sürdürür ve sürücünün araç üzerinde daha fazla kontrol sağlamasına olanak tanır.

ABS, bir zamanlar ABS yaygınlaşmadan önce yetenekli sürücüler tarafından uygulanan teknikler olan eşik frenleme ve kadans frenleme ilkelerini kullanan otomatik bir sistemdir. ABS, çoğu sürücünün yönetebileceğinden çok daha hızlı ve verimli çalışır. ABS genel olarak gelişmiş araç kontrolü sunmaktadır. Bununla birlikte kuru ve bazı kaygan yüzeylerde durma mesafelerini azaltmaktadır. Ancak gevşek çakıl veya karla kaplı yüzeyler gibi bazı durumlarda ABS, direksiyon kontrolünü iyileştirmeye devam ederken fren mesafesini önemli ölçüde artırabilir. ABS'nin yeni teknoloji otomobillerde kullanılmaya başlanmasından bu yana, bu tür sistemler giderek daha karmaşık ve etkili hale gelmiştir. Modern versiyonlar, yalnızca frenleme sırasında tekerlek kilitlenmesini önlemekle kalmaz, aynı zamanda önden arkaya fren eğimini de değiştirebilir. Bu son teknoloji işlev, özel yeteneklerine ve uygulamasına bağlı olarak, çeşitli şekillerde elektronik fren gücü dağıtımı, çekiş kontrol sistemi, acil durum fren desteği veya elektronik stabilite kontrolü (ESC) olarak bilinir.

#### 1.4.1.2 ASR

TCS olarak da bilinen bir çekiş kontrol sistemi (ASR), tahrik edilen yol tekerleklerinde çekiş kaybını (yani patinaj) önlemek için tasarlanmış, motorlu araçlarda elektronik denge kontrolünün (ESC) tipik olarak ikincil bir işlevidir, ancak zorunlu değildir. TCS, gaz kelebeği girişi, motor gücü ve tork aktarımı, yol yüzeyi koşullarıyla uyumsuz olduğunda etkinleştirilir. ASR, bir veya daha fazla tekerleğe uygulanan fren kuvveti, kıvılcım dizisinin bir veya daha fazla silindire indirgenmesi veya bastırılması, bir veya daha fazla

silindire yakıt beslemesinin azaltılması, araçta telli gaz kelebeği varsa gaz kelebeğinin kapatılması gibi durumlarda müdahale eder. Turbo şarjlı araçlarda, takviyeyi ve dolayısıyla motor gücünü azaltmak için bir takviye kontrol selenoidi çalıştırılır. Tipik olarak, çekiş kontrol sistemleri elektrohidrolik fren aktüatör (servo kullanmayan geleneksel ana silindir) ve tekerlek hızı sensör verilerini ABS ile paylaşır.

#### 1.4.1.3 ESP

Elektronik denge kontrolü (ESC) veya dinamik denge kontrolü (DSC) olarak da adlandırılan elektronik denge programı (ESP), çekiş kaybı durumunda (patinaj) kaybı azaltarak aracın denge durumuna gelmesini sağlayan bir sensör teknolojisidir. ESP, direksiyon hakimiyeti kaybını tespit ettiğinde ve sürücünün rotası doğrultusundaki sapma kaybına yardımcı olmak için devreye girmekte olan otomatik bir fren uygulamasıdır. Frenleme, arkadan savrulmaya karşı dış ön tekerlek veya önden savrulmaya karşı iç arka tekerlek gibi tekerleklere ayrı ayrı otomatik olarak uygulanır. Bazı ESC sistemleri de yeniden kontrol sağlanana kadar motor gücünü azaltır. ESC, bir aracın viraj alma performansını iyileştirmez; bunun yerine sürücünün aracın kontrolünü kaybetme olasılığını azaltmaya yardımcı olur.

#### 1.4.1.4 EPS

Servo direksiyon sistemleri olarak da bilinen elektrik kontrollü direksiyon sistemi, sürücünün direksiyon simidine uyguladığı torku tamamlamaktadır. Geleneksel hidrolik direksiyon sistemleri (HPS), hidrolik çalışma prensibine sahip sistemlerdir, ancak elektrikli direksiyon (EPS) sistemleri giderek çok daha yaygın hale gelmiştir. EPS, pompa, hortumlar, sıvı, tahrik kayışı ve kasnak gibi birçok HPS bileşenini ortadan kaldırır. Bu nedenle elektrikli direksiyon sistemleri hidrolik sistemlere göre daha küçük ve daha hafif olma eğilimindedir. EPS sistemleri, düşük araç hızlarında daha fazla yardım ve daha yüksek hızlarda daha az yardım sağlayan değişken güç desteğine sahiptir. Direksiyon yardımı gerekmediğinde çalışmak için önemli bir güce ihtiyaç duymazlar. Bu nedenle hidrolik sistemlerden daha fazla enerji verimliliğine sahiptir.

#### 1.4.1.5 AEB

Otonom acil frenleme (AEB) sistemleri, bir çarpışma vakası durumunda ve sürücü herhangi bir işlem yapacak durumda değil ise (veya yeterince hızlı yapamamaktaysa) otomatik olarak frenleme uygulamaya başlar. AEB, olası bir çarpışmayı algılayabilir ve

bir çarpışmadan kaçınmak veya en azından çarpışmanın etkisini azaltmak amacıyla aracı yavaşlatmak için fren sistemini etkinleştirebilir. AEB, binek araçlara takılan yerleşik sensörler, radar, kameralar, GPS ve lazerler gibi en son teknolojileri kullanan ikinci aktif güvenlik önlemleri dalgasının bir parçasıdır. Aktif güvenlik teknolojisi, kazaların meydana gelmesini tamamen önleyebilir veya en azından sürücünün acil bir durumun etkisini azaltmasına aktif olarak yardımcı olabilir. Aktif sistemler sürücüye tehlikeli durumlarda daha fazla kontrol sağlar. Bu amaçla, güvenlik sistemleri aracın performansını ve çevresini sürekli olarak izler.

### 1.4.2 Pasif Güvenlik Sistemleri

#### 1.4.2.1 Emniyet Kemeri

Emniyet kemerleri, bir kaza veya ani duruş sırasında yolcuları doğru konumda tutan, böylece araç içinin gövde üzerindeki etkisini azaltan ve insanların fırlamasına engel olan bağlama sistemleridir. Emniyet kemerleri ilk ortaya çıktıklarından bu yana önemli ölçüde gelişmiştir. Günümüzün emniyet kemerleri önceden gerilerek, yolcuların aşırı bir şekilde öne doğru savrulmasını önlemek için çarpma anında neredeyse anlık olarak ön gergi durumu oluşturmaktadır.

#### 1.4.2.2 Hava Yastıkları

Hava yastıkları, çarpışma sırasında yolcuları korumak için çarpma anında çok hızlı şişen (ve ardından sönen) yastıklardır. Çarpışma sırasında yolcular ile araç içi arasında yaralanmaları azaltabilen ve hatta önleyebilen yumuşak bir koruma sağlarlar. Hava yastıkları, esnek bir kumaş, bir şişirme modülü ve bir darbe sensöründen oluşur. Hava yastığının amacı, bir çarpışma sırasında araçta bulunan kişiye yumuşak yastıklama ve kısıtlama sağlamaktır. Sallanan yolcu ile aracın içi arasındaki yaralanmaları azaltabilir. Hava yastığı, aracın yolcuları ile direksiyon simidi, gösterge paneli, gövde direği, tavan döşemesi ve ön cam arasında enerji emici bir yüzey sağlar. Modern araçlar, sürücü, yolcu, yan perde, koltuğa monte, kapıya monte, B ve C sütununa monte yan darbe, dizlik, şişirilebilir emniyet kemeri ve yaya dahil olmak üzere çeşitli konfigürasyonlarda 10 adede kadar hava yastığı modülü içerebilir. Bir çarpışma sırasında, aracın çarpışma sensörleri hava yastığı elektronik kontrol ünitesine (ECU) çarpışma türü, açısı ve çarpma şiddeti dahil olmak üzere çok önemli bilgiler sağlar. Bu bilgiyi kullanarak, hava yastığı ECU'sunun çarpışma algoritması, çarpışma olayının açılma kriterlerini karşılayıp karşılamadığını belirler ve araç içinde bir veya daha fazla hava yastığı modülünün

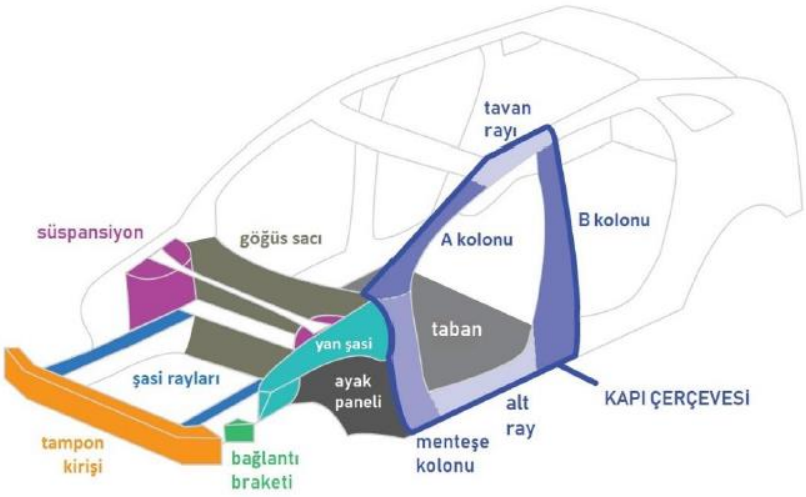
açılması için çeşitli ateşleme devrelerini tetikler. Aracın emniyet kemeri sistemlerine tamamlayıcı bir koruma sistemi olarak çalışan hava yastığı modülü, bir kez kullanılmak üzere tasarlanmış piroteknik bir işlemle tetiklenir. Daha yeni yan darbe hava yastığı modülleri, aracın yandan çarpması durumunda tetiklenen basınçlı hava silindirlerinden oluşur.

#### 1.4.2.3 Taşıt Gövdesi

Amerika Birleşik Devletleri'nde 1966 tarihli Motorlu Taşıt Güvenliği Yasasının yürürlüğe girmesiyle, kaza testlerinden geçen araçlara belirli kısıtlamalar getirildi. Aracın sabit rijit duvara 48 km/h hızla çarpması ve yolcuların hayati tehlikesinin bulunmaması şartı getirilmiştir. Direksiyonun sürücü yönünde yapacağı yer değişikliği sınırlandırılmıştır. Çarpışma durumunda deforme olup enerji sönümleyebilmesi için direksiyon millerinin mafsallı yapıda olması gerekliliği şart olmuştur. Yakıt deposu patlamalarının önüne geçmek için yakıt hortumlarının muhtemel çarpışma bölgelerinden çıkarılması ve koruma sacı gibi önleyici etmenler uygulanmaktadır. Çarpışma testleri için bazı temel kriterler belirlenmiştir. Kafa yaralanma kriteri için azami ivme miktarı 1000 $m/s^2$ olarak belirlenmiştir. Uyluk kemiğine denk düşen yaralanmalardaki kuvvetin azami sınır değeri 10 kN olarak belirlenmiştir. Direksiyonun yatayda kayma değeri 10 cm'in altında olmalıdır. Kaza anında kapılar kitli kalmalı, bitiminde çalışabilir durumda olmalıdır. Göğüs kafesi yaralanmaları hesaplamaları 60 g maksimum ivme değeri olacak şekilde hesaplanmalıdır.

#### 1.4.2.4 Darbe Sönümleyiciler

Darbe emici olarak adlandırılan sistemde tampon kirişi, şasi rayları, alt raylar ve çarpışma sönümleme kutusu yer almaktadır. Bu sistemin amacı çarpışma durumunda mümkün mertebe akordeon görevi görerek yolcu kompartmanına darbenin ulaşmasını minimum seviyeye indirgemektir. Buradaki esas amaç kuvvet ve ivmenin çarpışma durumu hasıl olduğunda sürücü bölgesine gelmeden darbe sönümleyicilerin deformasyonu ile enerji emiliminin sağlanmasıdır.




**Şekil 1.3** Araç pasif güvenlik sistemi – darbe sönümleyiciler

# 2
# LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Tezin bu bölümünde tez konusu gerçekleştirilen çalışmaları mümkün kılan, akademik çalışmaya zemin hazırlama imkânı sunmuş olan, referans teşkil eden birçok mühendislik yayını, akademik çalışma ve endüstriyel uygulama yer almaktadır. İncelenen bu çalışmalara sırasıyla ilgili bölümlerde değinilmektedir. 2.1'inci bölümde malzemenin mekanik davranışını anlamlandırmaya yönelik temel karakteristiklere değinilmiştir. 2.2'nci bölümde otomotiv güvenlik sistemleri altında pasif güvenlik önlemlerinden en önemlisi olan çarpışma kutusunun eksenel çarpışma dinamiğine bir giriş sunulmakta ve ilerleyen bölümlerde detaylarıyla yer almaktadır. Çarpışma kutusunun pasif güvenlik sistemleri içinde çarpışma güvenliği kapsamındaki önemi ve aracın ön bölümündeki yapıların içindeki etkisi ve çarpışma yönetim sistemi içerisindeki yapılandırılmasına değinilmektedir.

## 2.1 Mekanik Özellikler

Elastik özellik gösteren malzemenin deformasyon geçirmiş yeni geometrisinin enerjiyi absorbe etmesi ve çarpışma şokunu sönümlemesi eksenel darbe konusunu araştırmaya değer bir otomotiv konusu haline getirmiştir.

### 2.1.1 Elastik Deformasyon

Hosford, elastisite kavramının temellerinden yola çıkarak elastik deformasyonun plastik deformasyondaki kalıcı şekil değiştirme etkisinin aksine geri dönüşümlü olduğunu ve bu nedenle bir cisme kuvvet uygulandığında bu cismin geçici olarak deforme olabileceğini ancak kuvvet kaldırıldığında cismin orijinal şekline geri döndüğünü açıklamıştır [7].

3 yönde de aynı malzeme özelliklerini gösterdiği bilinen izotropik bir malzeme ele alındığında oransal gerilme-gerinim karakteristiği aşağıdaki ifade ile temsil edilebilir:

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} \tag{2.1}$$

$\varepsilon_x$ ve $\sigma_x$ ifadeleri sırasıyla x-eksenindeki gerinim ve gerilme yönlerini temsil ederken $E$ birim uzama ve normal gerilmenin oransal karşılığı olan Young modülünü yani Hooke

yasasını ifade etmektedir. Tek eksenli yükün açığa çıkardığı iki eksenli deformasyon aşağıdaki ifade ile gösterilebilir:

$$\varepsilon_y = \varepsilon_z - v\varepsilon_x \tag{2.2}$$

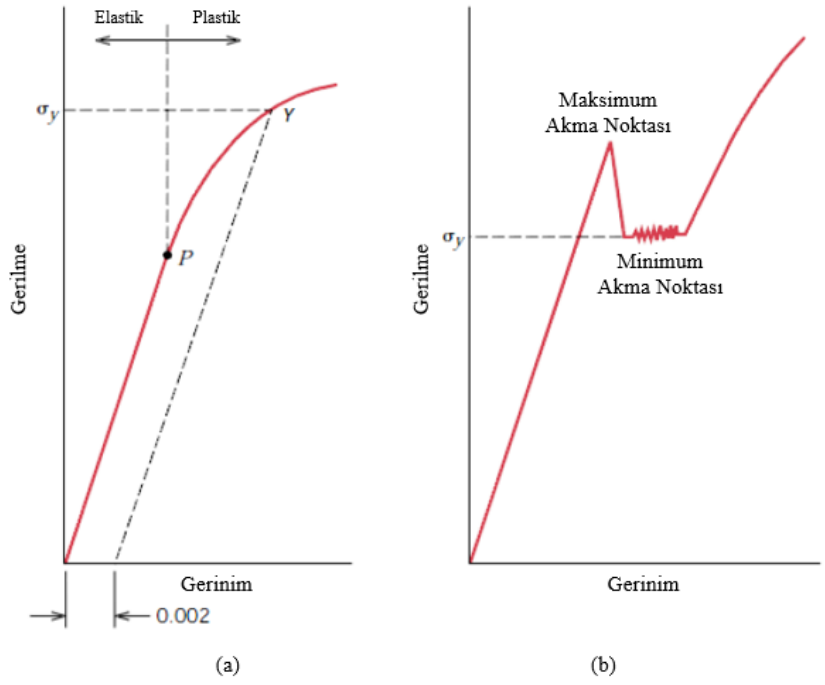
Burada $v$ yanal ve eksenel gerinim değerlerinin oranının mutlak değeri olan Poisson oranı olarak bilinmektedir. Denklem (2.1) ve (2.2) birleştirilerek x-ekseni özelinde Poisson daralmasını kapsayıcı genel bir Hooke Kanunu ifadesi elde edilir:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E}\left[\sigma_x - v(\sigma_y + \sigma_z)\right] \tag{2.3}$$

Denklem (2.3) aynı zamanda y ve z eksenleri için de kullanılabilir. Kesme veya burulma gerinimi sayesinde farklı bir elastik davranış çıkarımı yapılabilmektedir:

$$\tau = G\gamma \tag{2.4}$$

Sırasıyla $\tau$ ve $\gamma$ kayma gerilmesi ve gerinimini temsil etmektedir ve G burada kayma (katılık) modülüdür. Elastik limitin üstüne çıkılmadığında malzemenin oransal davranışı elde edilebilir. Şekil 2.1'de görüldüğü gibi P noktasından önce malzeme eğrinin elastik bölümünde yer almaktadır.




**Şekil 2.1** Gerilme ve gerinim eğrileri

Oransal limit mutlak değeri kolayca bulunamadığı için Elastiğe ve plastiğe yakınsayan davranışlar arasında mutlak bir geçiş gözlemlemek zordur, bu nedenle, çoğu malzeme için akma gerilmesi için Y noktası kullanılmaktadır. Apsis üzerinde genellikle 0.002'lik bir ofset getirmek için elastik eğriye paralel bir doğru çizilerek, gerilme-gerinim eğrisi ile bu çizginin kesiştiği noktada akma noktasını elde etmek mümkündür. Noktanın ordinatına karşılık gelen değer, az miktarda plastik deformasyonun yer aldığı mühendislik amaçlı yaygın olarak kullanılan akma gerilmesi değerine eşdeğerdir. Çoğu malzemede elastik davranış durumundan, plastik durumuna geçiş daha belirgindir ve Şekil 2.1 (b) olduğu gibi bir gerilme-uzama eğrisine sahiptir.

### 2.1.2 Plastik Deformasyon

Karmaşık yük altında akmanın incelendiği ve birçok doğrusal olmayan durumun olduğu ve elastik teorinin artık geçerli olmadığı bir çarpışma simülasyonunda, birçok yazılım malzemelerin deformasyonunu tahmin etmek için plastisite teorisini kullanmaktadır. Mühendislik eğrisi ile bilinen gerilme-gerinim eğrisi arasındaki farkı dikkate almak bu çalışma açısından kıymetli olacaktır. Deiter'e (1988) [8] göre, mühendislik gerilme-gerinim eğrisi, aslında denklem (2.5) ve (2.6)'da gösterildiği gibi numunelerin boyutlarındaki değişimi dikkate almaz, sadece başlangıç boyutlarını dikkate alır.

$$\varepsilon_{\text{eng}} = \frac{\Delta \text{L}}{\text{L}_0} \tag{2.5}$$

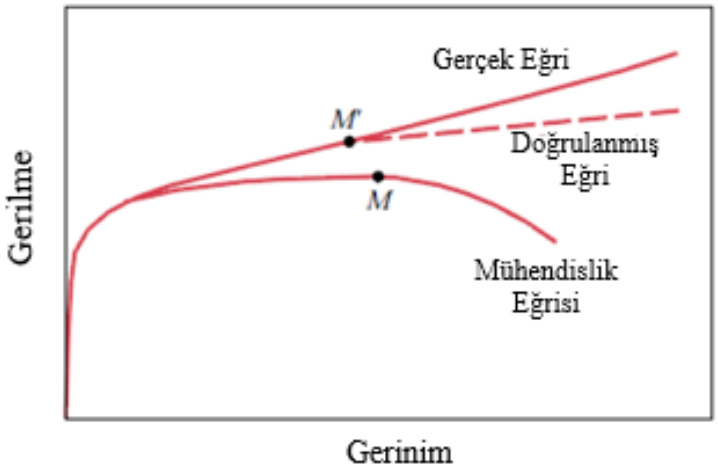
$$\sigma_{\text{eng}} = \frac{F}{A_0} \tag{2.6}$$

Burada $\text{L}_0$ ve $A_0$ sırasıyla şekil değiştirme öncesi uzunluk ve alanı temsil etmektedir.

$$\varepsilon_t = \ln \frac{L}{L_0} = \ln \left(\varepsilon_{\text{eng}} + 1\right) \tag{2.7}$$

$$\sigma_t = \frac{F}{A} = \sigma_{eng}\left(\varepsilon_{eng} + 1\right) \tag{2.8}$$

Formül (2.7) ve (2.8)'de her ayrı zaman dilimine karşılık andaki yük, alan, plastik deformasyon sırasında numunenin kısalması gerilme ve gerinim için gerçek değer ile mühendislik değeri arasındaki bağlantıyı ortaya koymaktadır. Şekil 2.2'de [9] eğriler arasındaki karşılaştırma yer almaktadır:




**Şekil 2.2** Mühendislik ve Gerçek eğri

Bel verme fenomeni dikkate alındığında M' noktasından sonra farklı bir yöne seyretmiş "doğrulanmış eğri" isimli bir eğri mevcuttur. Bu eğri LS-DYNA gibi yazılımların ihtiyaç duyduğu gerçek gerilme ve gerinim seviyelerini malzemeden alıp yazılıma aktarabilmek kapsamında ihtiyaç halinde oldukça faydalı bir girdi oluşturmaktadır. Gerçek gerilme-uzama eğrisi genellikle akış eğrisi olarak adlandırılmakta olup denklem (2.9)'daki gibidir. Aynı zamanda bu Hollomon yasası olarak adlandırılır.

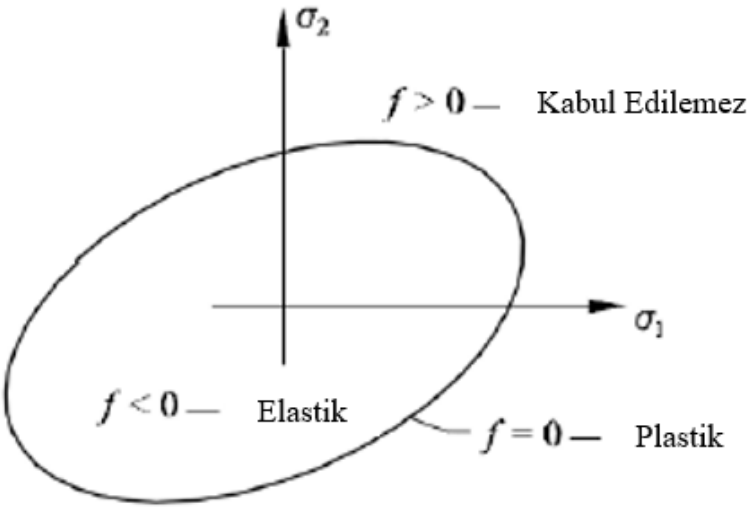
$$\sigma = K\varepsilon^{n} \tag{2.9}$$

Burada $K$ birim deformasyondaki gerilme ya da mukavemet sabiti ile ifade ederken, $n$ gerinim sertleşme katsayıdır. Bu katsayılar malzeme için farklı değişkenleri ifade eder. Akışı genel bir çerçeveye oturmak için, ilk elastik deformasyon ihmal edilerek basitleştirmeye gidilmiştir. Bauschinger etkisi, malzemenin histerezis davranışını tanımlar, ancak genellikle çekme ve basma kuvvetleri için eşit bir akma gerilmesi kabul edilir. Diğer basitleştirme adımları malzeme davranışını akma gerilmesinden düşük gerilmeler için rijit kabul etmek ve plastik davranış gösterme aralığında gerilmenin akma gerilmesinden yüksek olmadığını varsaymaktır. Bu malzemeler rijit plastik malzeme olarak ifade edilir. Plastisite teorisi, akma kriterini temel almaktadır. Hosford'a göre verim kriterinin genel ifadesi (2.10)'da gösterilmiştir [7]:

$$f\left(\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{yz}, \tau_{zx}, \tau_{xy}\right) = C \tag{2.10}$$

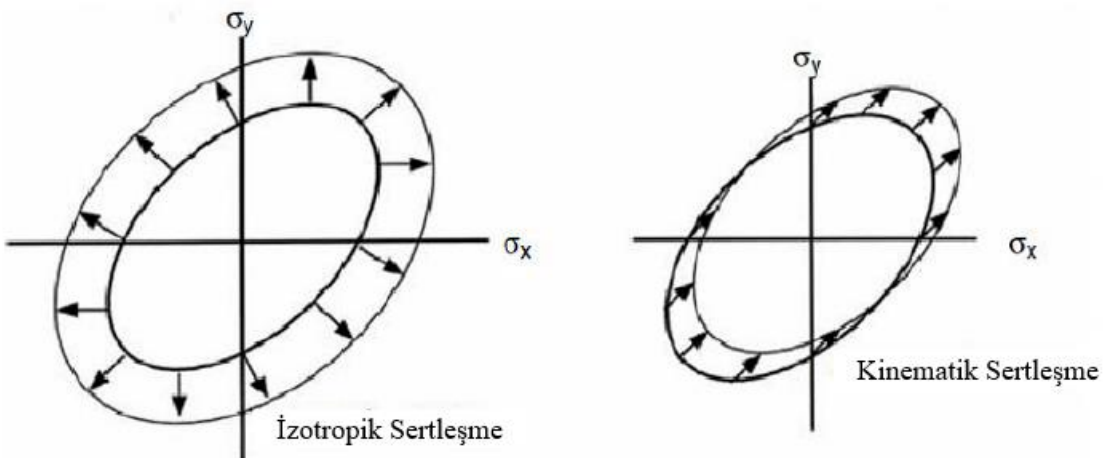
$$f(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) = C \tag{2.11}$$

Burada *C* malzeme sabitini ifade etmektedir. Denklem (2.11), sadece asal gerilmelerin kullanılabileceği izotropik malzemeler için basitleştirilmiş ifadedir. Şekil 2.3, gerilme düzleminin yüzey akma değerini sunmaktadır;




**Şekil 2.3** Yüzey akma değeri

Plastik deformasyon yalnızca bir malzeme *f = 0* eğrisi üzerinde iken meydana gelebilir. Aksi takdirde eğrinin içinde elastik bir deformasyon oluşmaktadır. Şekil 2.4'te, gerinim sertleşmesini hesaba katmak için eğriler üzerinde iki değişiklik önerilmiştir;




**Şekil 2.4** Pekleşme (deformasyon sertleşmesi modelleri)

Soldaki illüstrasyon, izotropik bir sertleşmenin temsilidir. Bu sertleşme eğrileri her yönde aynı miktarda genişlemektedir. Yükleme yönünde eğrinin kaydırılmasını temsil eden kinematik sertleşme kriteri, sağ tarafta gösterilmiştir. Bu konudaki en önemli katkı Tresca ve Von Mises tarafından önerilmiştir. Kesme gerilmesi maksimum dereceye ulaştığında plastik deformasyon meydana gelir:

$$\tau_{max} = max\left(\left|\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}\right|, \left|\frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2}\right|, \left|\frac{\sigma_3 - \sigma_1}{2}\right|\right) = k \tag{2.12}$$

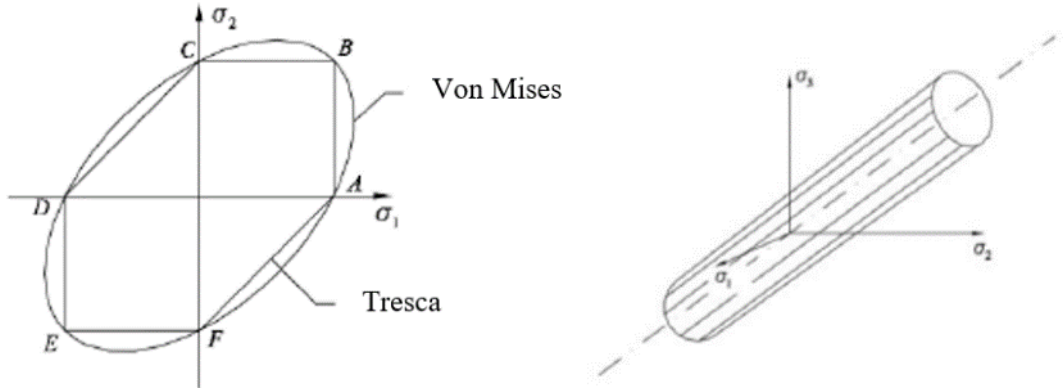
$$\frac{1}{2}\sigma_1 = k \tag{2.14}$$

Denklem (2.13)'te Tresca Kriteri için gerekli olan $\sigma_3$ değeri ile birlikte gerilme düzlemi için limit kriteri göstermektedir. Aynı limit $\sigma_2$ ve diğer gerilmeler için de bulunabilir. Von Mises kriteri doğru sonuç vermekte Tresca kriterinden daha kıymetli bir işleve sahip olduğu için bu tip matematiksel hesaplamalarda daha sık kullanılır. Burada akma fonksiyonu;

$$f(\mathrm{J}_2) \cdot = \sqrt{\mathrm{J}_2} - \sigma_\mathrm{e} \tag{2.15}$$

Burada $\mathrm{J}_2$, ikincil temel değişmezlerden biri olan gerilme sapma değeridir ve sürekli ortamlar mekaniğinde önemli bir yeri vardır. $\sigma_\mathrm{e}$ ise efektif gerilme olarak adlandırılır ve şu şekilde hesaplanır:

$$\begin{aligned} \sigma_e &= (\tau_{12}^2 + \tau_{23}^2 + \tau_{31}^2)^{\frac{1}{2}} \\ &= \left[\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \frac{1}{2}(\sigma_2 - \sigma_3)^2 + \frac{1}{2}(\sigma_3 - \sigma_1)^2\right]^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \tag{2.16}$$



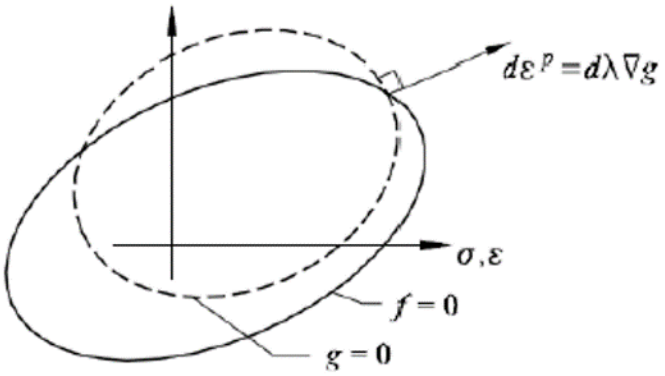

**Şekil 2.5** Gerilme düzleminde Tresca ve Von Mises kriteri için akma yüzeyi

Tresca ve Von Mises yüzeyi arasındaki fark Şekil 9'da görülmektedir. Ayrıca Von Mises teorisi için asal gerilme uzayında verim yüzeyi de ifade edilmiştir. Bu gerilme tanımından yola çıkılarak, Denklem (2.16)'da belirtilen Prand-Reuss yasası toplam gerinim kapsamında ele alınmıştır.

$$d\varepsilon^{tot} = d\varepsilon^{e} + d\varepsilon^{p} \tag{2.17}$$

$$d\varepsilon^{p} = d\lambda \frac{dg}{d\sigma} = d\lambda \nabla g \tag{2.18}$$

Denklem (2.25)'te, Hooke yasası ve plastik gerinim ile görülen elastik gerinim toplamında olduğu gibi bir toplam gerinimdeki artış ifadesi gösterilmektedir. Plastik deformasyon, Şekil 10'da gösterildiği gibi gerilme-gerinim eğrisiyle alakalı olan skaler değer dλ ile orantılıdır ve akma kriterine bağlı seçilen bir fonksiyondur.




**Şekil 2.6** Gerinimdeki artış

### 2.1.3 Gerinim Oranında Hassasiyet

Malzemenin mekanik davranışı üzerinde etkili olan önemli bir faktör, gerinim oranı ve sıcaklığın dikkate alınması gereken unsurlardır. Gerinim oranı aşağıdaki denklemle tanımlanır:

$$\dot{\varepsilon} = \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{d\left[\ln \frac{L - L_0}{L_0}\right]}{dt} = \frac{1}{L}\frac{dL}{dt} = \frac{v}{L} \tag{2.19}$$

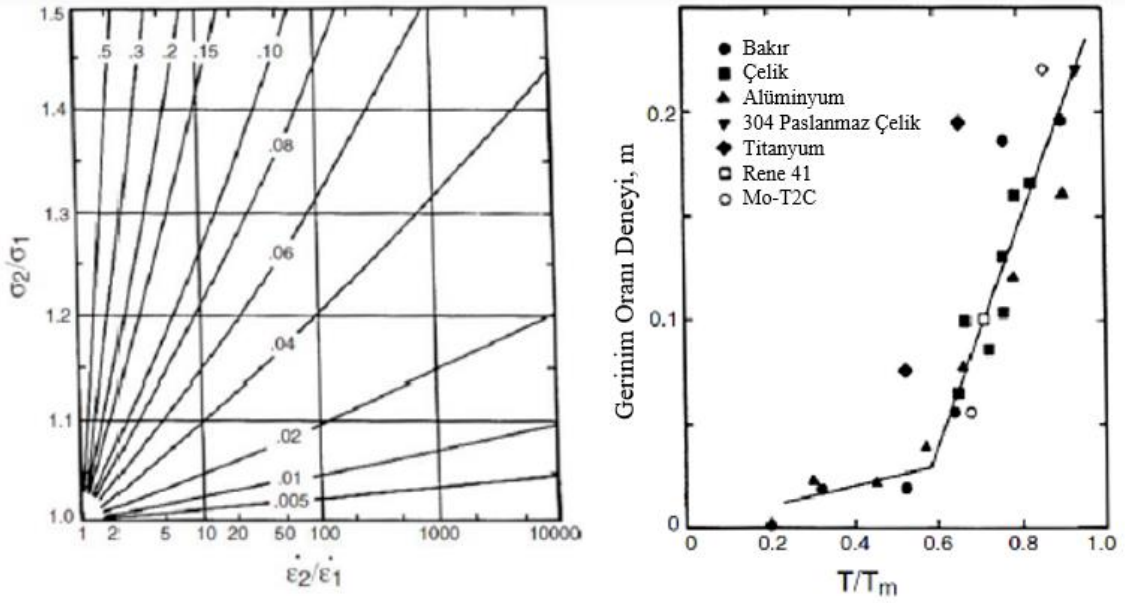
burada *v*, test makinesinin çapraz kafa hızıdır ve genellikle gerinim oranı $s^{-1}$ biriminde ifade edilir. Akış gerilmesi ile gerinim oranını birbirine bağlayan genel yasa şöyledir:

$$\sigma = C(\dot{\varepsilon})^m|_{\varepsilon,T} \tag{2.19}$$

Denklemdeki C sabit bir katsayıyken, $m$ her malzeme için farklı olan gerinim hızı hassasiyet katsayısıdır. Yasa, belirli bir gerginlik ve sıcaklık için uygulanabilmektedir. Üslü katsayı olan m şu şekilde hesaplanır:

$$m = \frac{\ln\left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)}{\ln\left(\frac{\dot{\varepsilon}_2}{\dot{\varepsilon}_1}\right)} \tag{2.20}$$

Oran duyarlılığının etkisi oda sıcaklığında o kadar önemli bir değişken olmasa da metallerin çoğu, sıcaklığı yükselten yüksek bir m üssü artışına sahiptir (Şekil 11).




**Şekil 2.7** Gerinim oranında hassasiyet ve sıcaklık etkisi

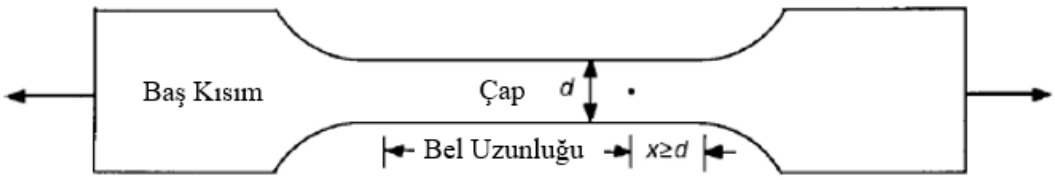
Hosford'un (2005) çalışması, yumuşak çeliğin plastik akışının, farklı m değerlerinin gerinim hızına ne kadar bağımlı olduğunu göstermektedir. Sağ tarafta, sıcaklık ile gerinim hızı üssü arasında bir ilişki bulunmaktadır ve erime noktası $T_m$ değerinin yarısına ulaşıldığında m'nin önemli ölçüde arttığı vurgulanabilir. Araştırmaların sonuçları oldukça çelişkili olsa da Jones'a göre [10] birçok araştırmacı gerinim hızı duyarlılık davranışını tanımlamak için kurucu denklemler önermiştir. Cowper ve Symonds (1957) [11] ise yapısal bir denklem sunmuşlardır:

$$\dot{\varepsilon} = D\left(\frac{\sigma_0'}{\sigma_0} - 1\right)^q, \sigma_0' \geq \sigma_0 \tag{2.21}$$

Burada $\sigma_0'$ dinamik akış gerilmesidir. $D$ ve $q$, yumuşak çelik, alüminyum alaşımı, paslanmaz çelik, yüksek gerilmeye sahip çelik ve titanyum alaşımları gibi farklı malzemeler için değişken olan sabitlerdir. Cowper ve Symonds, bu sabitleri sınıflandırmak amacıyla birçok test gerçekleştirmişlerdir. Bu testler, çeşitli malzemelerin özelliklerini belirlemek için yapılmıştır. Cowper ve Symonds yapısal denklemine göre, yumuşak çelik için $D$ ve $q$ katsayıları sırasıyla 6844 $s^{-1}$ ve 3,91 değerine sahip olmalıdır, ancak Abramowicz ve Jones (1986) [12] bazı deneysel testlerde yumuşak çelikli kare bir boru için şu sonuçları bulmuşlardır: D=802 $s^{-1}$ ve q=3,585.

### 2.1.4 Malzeme Kartı Testi

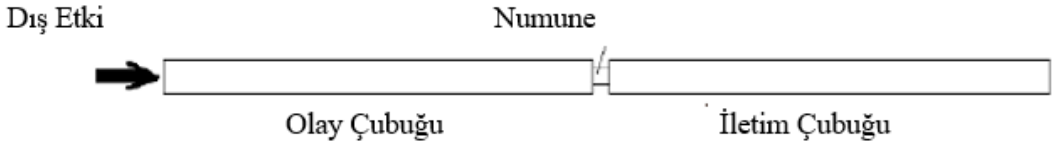
Mühendislik uygulamalarında, malzeme özelliklerini bilmek, yük altındaki davranışı tahmin etmek ve tasarımcının beklenen deformasyondan sonra güvenliği sağlamak için önemlidir. Bu tez bağlamında, malzeme özelliklerinin bilinmesi büyük bir öneme sahiptir. Malzeme davranışının anlamlandırıldığı en yaygın ve bilinir test, çekme testi olarak adlandırılır ve Şekil 12'deki gibi standart bir numune ile gerçekleştirilir.




**Şekil 2.8** Çekme testi numunesi

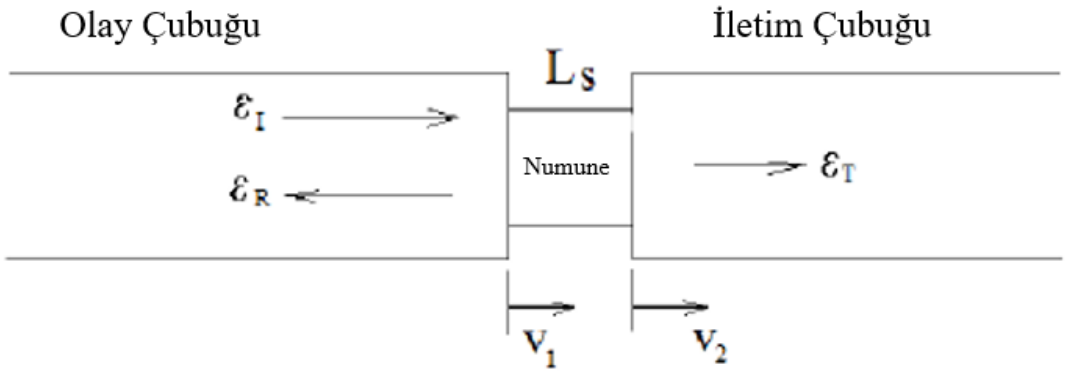
Görüntüde, yanlarda iki baş kısım ve baş kısımlara kıyasla daha düşük kesitli bir mastar ile numunenin şeklini görmek mümkündür; bu, mastar bölümündeki deformasyonu elde etmek ve ayrıca kavrama işlemlerini kolaylaştırmak için yapılır. Bel, genellikle ideal durumda numune çapının dört katından daha uzun bir uzunluğa sahip olmalıdır. Numunenin deformasyonu esnasında kuvvet değişimini ölçülerek, daha önce Şekil 2.2'de gösterilmiş olan mühendislik eğrisi elde edilebilir. Çekme testi dışında, bükülmeyi önlemek için sıkıştırma testi gibi başka testler de bulunmaktadır. Çekme-Basma testleri, yüksek gerinim seviyelerinde daha iyi ve keskin bir akış eğrisi elde etmek amacıyla da kullanılmaktadır. Bu testlerle (2.7) ve (2.8) denklemlerini kullanarak gerçek bir

malzemenin gerilme-gerinim eğrilerini hesaplamak mümkündür; ancak çekme-basma testlerinde en büyük kısıt gerinim oranı olmaktadır. Daha önce görüldüğü gibi, sıradan çelikler için gerinim oranı çok önemli bir faktördür ve günümüzün makine ve teknolojisi ile ulaşılabilen maksimum gerinim oranı $10^2$ $s^{-1}$'dir. Çarpışan bir araç gibi çarpma olayı ve yüksek hız altında deformasyon içeren diğer uygulamalar için çekme testi doğru sonuçlar veremez. Chen ve Song (2010) [13], $10^2$ $s^{-1}$'den $10^4$ $s^{-1}$'e kadar olan yüksek gerinim hızları için ortak bir makine ile hummer üfleme koşulunun gerçekleştirilebileceğini ancak iki ana problem olduğunu belirtmektedir: hummer etkisi ile detaylı ve güvenilir veri elde etmek zordur ve numunenin durumunu kontrol etmek mümkün değildir. 1949'da Kolsky, bu sorunların üstesinden gelmek için yenilikçi bir yöntem önerdi, teste Hopkinson çubuğu adı verildi ve Şekil 13'te şematize edildi:




**Şekil 2.9** Hopkinson çubuğu

Temel fikir, olay çubuğu ve iletim çubuğu veya giriş ve çıkış çubuğu olarak adlandırılan iki elastik çubuk kullanılarak numune üzerindeki doğrudan etkiden kaçınmaktır. Numuneye bir patlama çarpması gibi bir çekiç darbesi uygulanarak, olay çubuğunda yayılan ve numuneye gelen bir sıkıştırıcı gerilme dalgası oluşturuldu. Şekil 2.10'da belirtildiği üzere, numune tarafından yansıtılan ve diğer parçaya iletilen gerilme dalgasının vurgulanması mümkündür. Bu gerilme dalgası, çıkış çubuğuna iletilir.




**Şekil 2.10** Hopkinson çubuğu numunesinde gerinim bölümü

Her iki çubukta da dağılma olmadan ideal bir dalga yayılımı olduğu düşünüldüğünde, numunedeki parçacık hızı incelenebilir:

$$v_1 = C_B\ (\varepsilon_I - \varepsilon_R) \tag{2.22}$$

$$v_2 = C_B\ \varepsilon_T \tag{2.23}$$

Bu bağlamda, $CB$ çubukta dalga yayılma hızını temsil ederken, I, R ve T ise sırasıyla gelen, yansıyan ve iletilen olayları simgeler. Aktarılan gerinimden iletilen gerinim çıkartılarak, numuneye etkiyen mühendislik gerinimi (2.24) ile hesaplanabilir:

$$\varepsilon = (v_1 - v_2)/L_S = C_B/L_S\ (\varepsilon_I - \varepsilon_R - \varepsilon_T \tag{2.24}$$

$LS$, parçanın başlangıç durum uzunluk değerini ifade ederken, Mühendislik gerilmeleri 2.25'teki gibi hesaplanmaktadır:

$$\sigma_1 = \frac{A_B}{A_S} E_B(\varepsilon_I - \varepsilon_R) \tag{2.25}$$

$$\sigma_2 = \frac{A_B}{A_S} E_B \varepsilon_T \tag{2.26}$$

Bu bağlamda, $EB$ çubuğun Young modülünü temsil ederken, $AB$ çubuğun kesit alanını ve $AS$ numunenin kesit alanını ifade eder. Bu tür bir laboratuvar donanımına sahip olmak, darbe hızını ve numune boyutunu değiştirerek farklı gerinim hızlarında gerilme-gerinim eğrilerini elde etmeyi mümkün kılar. Bu sebeple, malzeme kartı oluşturulurken bu metottan faydalanılmaktadır.

## 2.2 Profil Yapıların Eksenel Ezilmesi

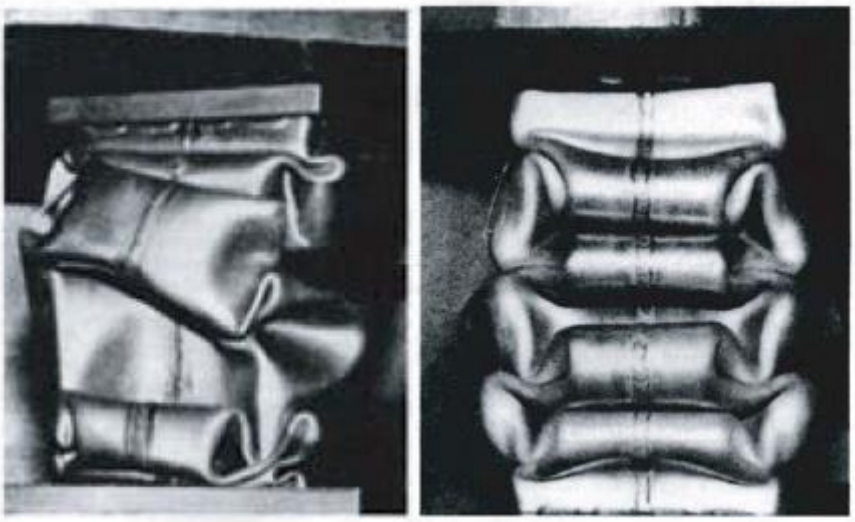
Çarpışma olaylarında, kinetik enerjiyi emme ve bu enerjiyi geri dönüşümsüz plastik deformasyonla gerinim enerjisine dönüştürme yeteneği yüksek olduğundan, çalışma öncelikle ince cidarlı yapılar üzerinde yoğunlaşmıştır. Eksenel çarpışma analizleri arasında, bir cidarlı yapının bükülmeden önce taşıyabileceği maksimum yükün belirlenmesi önemli bir adımdır. Uzun cidarlı yapılarda için çökme, malzeme akmasının bir fonksiyonu değildir, bunun yerine yapının hem malzeme hem de geometrik sertliği tarafından yönetilir.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \tag{2.27}$$

Denklem (27), klasik Euler burkulma teorisi sonucudur; burada E, Young modülüdür, I, kesitin atalet momentidir ve L, kolonun uzunluğudur. $Pcr$ adı verilen ve üzerinde kolonun bükülеceği kritik yük değerini verir. Bu sebeple, başlangıçta bir sıkıştırma tüpü, geometrik burulmadan kaynaklanan elastik veya plastik çökmeyle karşılaşır ve maksimum bir çökme kuvveti oluşur. Daha sonra, istikrarlı bir deformasyon modunda, boru ekseni boyunca devam eden deformasyon lobları oluşur ve çoğunlukla enerji emilimi gerçekleşir. Bu andaki durum "kalıcı durum" olarak ifade edilir ve oluşan tüp kuvveti, yeni lobların meydana çıkması ve sıkışma durumu yaratması bağlantılıdır. Bu kuvvet genellikle daha az değişkenlik gösterir ve yeni lob oluşumu ve sıkışma arasındaki kuvvetin tepe noktalarının ortalaması olarak adlandırılır. Araştırmacılar, katlama sürecinin mekaniğini ve kinematiğini modelleyerek başlayarak, bileşen geometrisi ile malzeme özellikleri arasındaki basit ilişkileri içeren bir ezilme karakteristiği arayışına giriştiler. Wierzbicki ve Abramowicz (1988), kinematik plastisiteyi kullanarak, ince duvarın ezilme davranışıyla ilgili bir teori geliştirdiler [14] ve bir kare boru için ortalama ezilme yükü (2.28) ifadesini bulmak için bir enerji dengesini çözdüler. Ezilme yükünün yaptığı dış işi, bir katlama işleminde ortaya çıktıkça farklı tipte deformasyon mekanizmalarında dağılan enerjilerle eşitlediler.

$$P_m = 9.56\sigma_0 t^{\frac{5}{3}} b^{\frac{1}{3}} \tag{2.28}$$

$\sigma 0$, (0,9–0,95)$\sigma u$ olan ortalama akış gerilmesi ve $\sigma u$ malzemenin nihai gerilme mukavemeti, t borunun kalınlığı ve b borunun genişliğidir. Daha sonra diğer iki araştırma, Mahmood ve Paluszny, kesitin göçme dayanımının kalınlık/genişlik (t/b) oranı ve malzeme özellikleri ile ilişkili olduğunu anladılar [15]. Düşük t/b oranına sahip olanlar için, büyük düzensiz kıvrımlarla karakterize edilen ve kat düzensizlikleri tarafından tetiklenen bükülme kararsızlıklarına neden olan kompakt olmayan bölgeler buldular. t/b oranı daha yüksek olan yapılarda, geometri etkisi daha az etkilidir. Daha çok malzemenin mukavemet özelliği çökme durumunu belirler ve eksenel burkulma kararlılığı oluşur. t/b oranı düşük ve yüksek profil örnekleri Şekil 2.11'de gösterilmiştir;



**Şekil 2.11** Kompakt ve kompakt olmayan bükülmeler

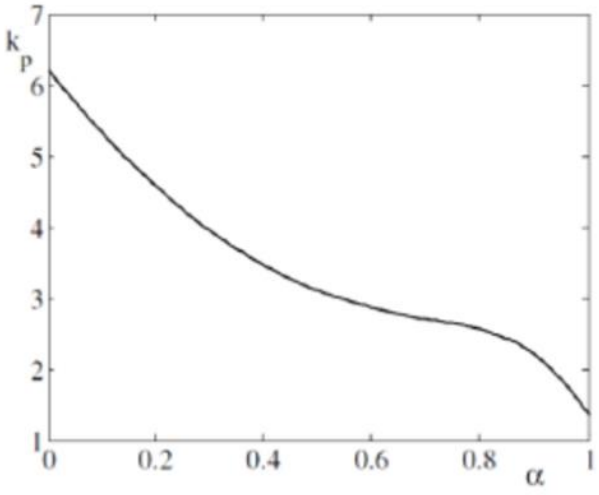
Stabilite çökme modunun eşiği, denklem (29) ile verilir:

$$\frac{t}{b} < 0.48\left[\frac{\sigma_y(1-v^2)}{E}\right]^{\frac{1}{2}} \tag{2.29}$$

burada E, daha önce görüldüğü gibi Young modülüdür ve v, Poisson oranıdır. Örneğin ince cidarlı t/b<0,08 ile başlayarak, dikdörtgen bir tüpün (2.30) maksimum zedeleme kuvvetinin formülasyonunu elde ettiler:

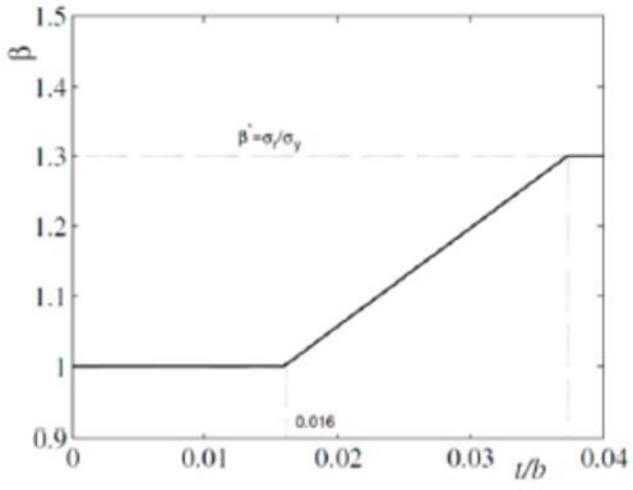
$$P_{max} = 2\left[\frac{k_p E}{\beta(1-v^2)}\right]^{0.43} t^{1.86} b^{0.14}(1-\alpha)\sigma_y^{0.57} \tag{2.30}$$

burada $kp$, en boy oranı α=d/b'nin (Şekil 2.12) [16] bir fonksiyonu olan zedeleme katsayısı olmaktadır; burada d, enine kesitin daha küçük ve b daha geniş tarafını ifade eder.



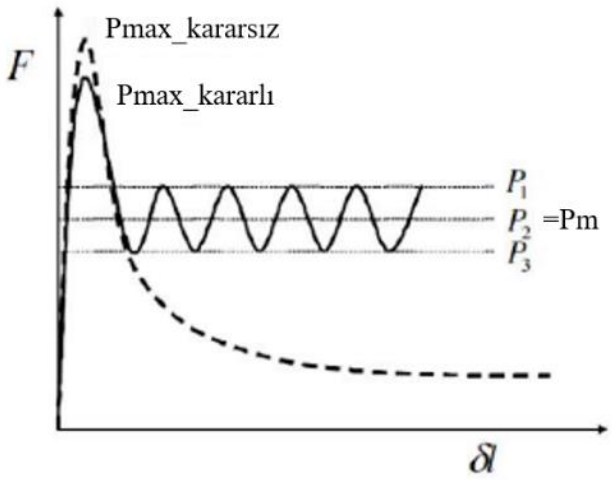

**Şekil 2.12** Zedeleme sabiti

Şekil 2.13'te gösterildiği gibi, β faktörü kalınlık oranına ve malzemenin nihai gerilmesine bağlı olan bir değişkendir.



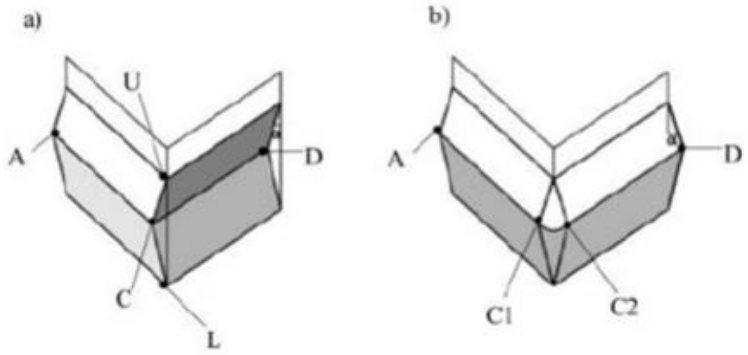

**Şekil 2.13** Beta faktörü

Eksenel burulma geçmişinin yaygın olarak kullanılan bir temsili, kuvvet-yer değiştirme özelliği aracılığıyla maksimum yük kapasitesi ve ortalama kırma kuvveti gibi önemli noktalara odaklanır. Şekil 2.14, aynı zamanda, açıkça idealize edilen kararlı bir ezilme deformasyonu ile *P*max_kararlı aşılırsa kararsız bir deformasyon arasındaki karşılaştırmayı sunar.



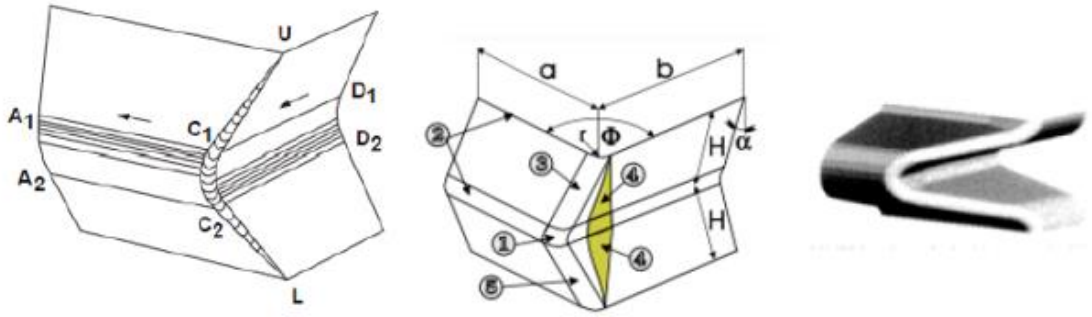

**Şekil 2.14** Kuvvet ve yer değiştirme eğrisi

Emilen enerji eğrinin altında kalan alanın integrali alınarak hesaplanabilir. Bu sebeple, yapısal araştırmalarda bu metot hızlı bir araçtır. Çarpışma kutusu tasarımında dikkate alınması gereken diğer iki önemli parametre şunlardır: ezilme kuvveti verimliliği ve özgül enerji emilimi. Ezilme kuvveti verimliliği, maksimum başlangıç kuvveti ile ortalama kırma kuvveti arasındaki oranı temsil eder. Özgül enerji emilimi ise ideal bir durumda ortalama ezme kuvvetinin emilen enerjinin ezilmiş malzemenin kütlesine bölünmesiyle elde edilen bir değerdir. Bu parametreler, çarpışma kutusu tasarımının etkinliği ve enerji emme kapasitesi açısından önemlidir. Belingardi vd.'nin çalışmasına göre [17], çökme davranışını anlamlandırmak için diğer önemli parametreler $\eta$, $\theta$ ve $LU$'dir. Yapısal verimliliği ifade eden ilk parametre, ortalama kuvvet ile akma kuvveti arasındaki oranı temsil etmektedir. İkinci parametre, çökme başlangıç durumunu tanımlayan bir parametre olan başlatma parametresidir ve maksimum kuvvetin akma kuvvetine oranıyla belirlenmektedir. $LU$ parametresi aynı ezilme kuvveti verimliliği tanımına sahiptir, aslında maksimum ve ortalama kuvveti karşılaştırır, ancak doğrudan $\theta$ bölü $\eta$ oranından geldiği için sıklıkla bu formülasyon kullanılır. Enerji emilimi düzenliliğini gösteren bir parametre olan yük değişmezlik faktörü, önemli bir role sahiptir. Bu faktör, birim değere yaklaştıkça enerji emiliminin daha etkili olduğunu gösterir. Jones [10], ince cidarlı kare profilin burkulma davranışını incelerken, temelde iki olası çökme modu olduğunu belirtmiştir. Şekil 2.15'teki durum, "uzamayan deformasyon" olarak bilinen durumu temsil eder. AC parça uzunluğu küçüldükçe, diğer parça CD uzunluğu artacaktır ve sonuç olarak ACD burulma vakası boyunca sabit kalacaktır.



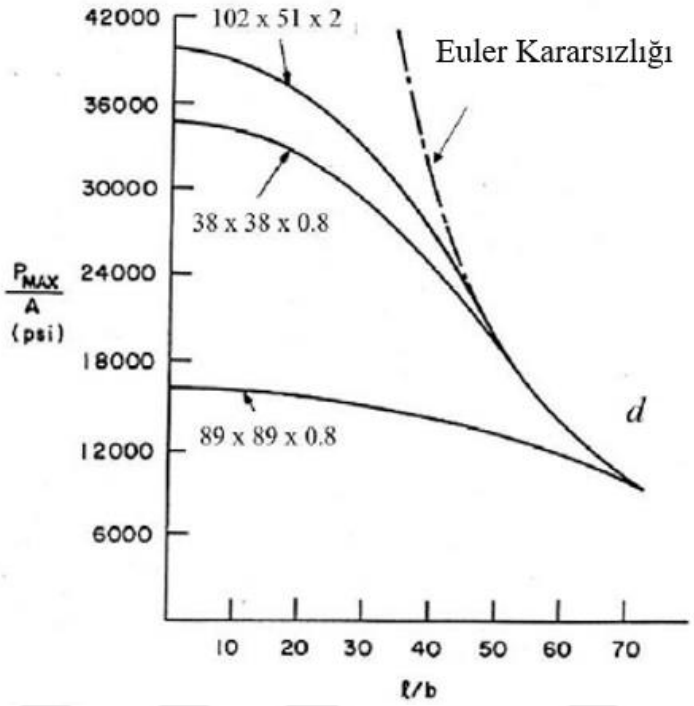

**Şekil 2.15** Çökme durumu

Diğer durum ise genişleme modudur çünkü yüzey AC1C2D sırasında plastik deformasyona uğrar. Genişletilmemiş modda, plastik deformasyon plastik bir menteşe olarak ifade edilebilecek UCL'nin (Şekil 2.16) solunda bir hareket oluşturur. Bu hareket, plaka üzerinde yüksek bir bükülme oluşturur. İlk önce bir yönde, ardından ters yönde bükülen plakanın her bir bölümü plastik bir uzama ve ardından bir sıkıştırmaya maruz kalır. Daha önce sunulan model, orta kalınlıkta bir yüzeyin deformasyonunu ihmal ederken, daha doğru bir analiz Şekil 2.16'da gösterilmiştir. Burada ACD katmanı, görüntünün sol tarafındaki torus formundaki yüzeye benzeyen bir şekilde deforme olmuştur. Dolayısıyla, levhanın kalınlığı hesaba katılırsa, uzama gözlemlenmeyen modda bir genişleme deformasyonu vardır. Bu deformasyon köşe çizgisine süper katlama elemanı adı verilir ve sağ tarafta gösterildiği gibi prizmatik bir kirişin tek bir plastik kıvrımından kaynaklanır.




**Şekil 2.16** Kalınlık perspektifinden çökme durumu

Deformasyonlar, L/b oranının belirli bir değerin altında olduğu durumlarda meydana gelir. L/b oranı bu sınıra ulaşmadığı durumlarda ise, önceki paragrafta bahsedilen Euler Kararsızlığı oluşabilir ve Şekil 2.17'de de görüldüğü üzere sonuç olarak doğru enerji emilimi sağlanamayabilir:




**Şekil 2.17** Kararsızlık limiti

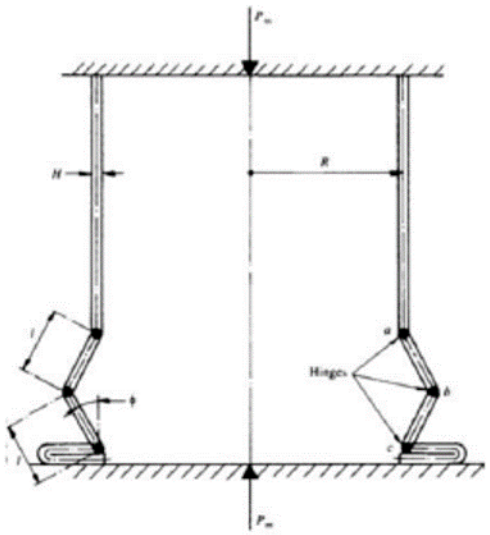
Eksenel çarpışma literatüründe, çok çalışılan diğer yaygın geometri silindirik olandır, Şekil 2.18'de [18] bazı deneysel testler önerilmiştir.



**Şekil 2.18** Eliptik deformasyon, elmas deformasyon, karışık deformasyon

Yukarıdaki üç şekilde görülebileceği gibi, dairesel bir tüp için akordeon (veya eksenel simetrik) mod, elmas mod veya bunların bir karışımı olan bazı temel çökme modları da vardır. Dairesel tüpler için burada deformasyon güzergâhı R/t oranı ile

ilişkilendirilmektedir, R ortalama yarıçapı ifade ederken ve t kalınlığı temsil etmektedir. Bazı araştırmalarda yaklaşık olarak, R/t 40-45'in altındaysa tüpün eksenel simetrik olarak deforme olduğu, aksi takdirde oranın daha büyük değeriyle tüpün elmas modunda büküldüğü bulunmuştur. Bu teorinin öncüsü, Alexander [19] çalışmasında, Şekil 2.19'da gösterildiği gibi idealize edilmiş bir plastik malzemeden yapılmış dairesel bir borunun üzerinde basitleştirilmiş eksenel simetrik bir deformasyona odaklanmıştır.

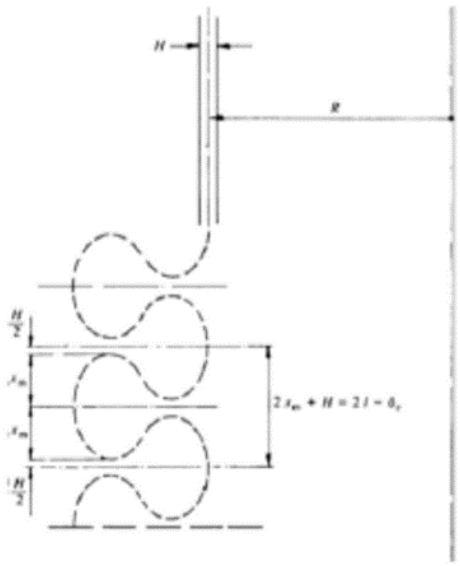


**Şekil 2.19** İdealize edilmiş eliptik deformasyon durumu

Bu yaklaşım teorik bir varsayımdır ve gerçekçi olmaktan uzaktır. Gerçekte, bir akordeon çökme modunun davranışı düz yerine kırışıklıkların eğri profillerini içerir. Bu idealleştirilmiş teori ile ortalama eksenel kuvvet için en iyi yaklaşım, denklem (2.31) ile olmuştur:

$$P_m = \{2(\pi t)^{\frac{3}{2}} R^{\frac{1}{2}} \sigma_0\} / 3^{\frac{1}{4}} \tag{2.31}$$

Yıllar sonra, bu teori katlanma yarıçapını dikkate alacak şekilde değiştirildi ve bu nedenle Abramowicz (1983) [20] etkili ezme mesafesi daireselini ortaya koydu ve böylece boru $\delta e$ kadar eksenel olarak çökmekte olduğunu raporladı. (Şekil 2.20).



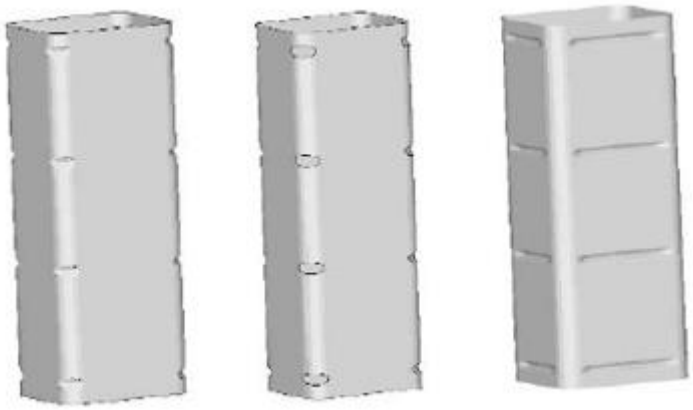
**Şekil 2.20** Etkili ezilme mesafesi

Teorideki bu değişiklikten sonra (2.31)'deki ortalama eksenel kuvvet de değişir:

$$P_m = \{2(\pi t)^{\frac{3}{2}} R^{\frac{1}{2}} \sigma_0\} / \left[ 3^{\frac{1}{4}} \left\{ 0.86 - 0.37 \left( \frac{t}{R} \right)^{\frac{1}{2}} \right\} \right] \tag{2.32}$$

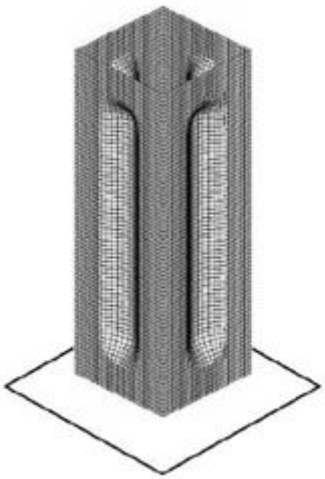
## 2.3 İnce Cidarlı Geometri Geliştirme

Klasik kare ve dairesel boruya bu kısa girişten sonra, yıllar boyunca birçok araştırmacı geometriyi değiştirerek ve özellikle geometrik kusurları ortaya koyarak ince cidarlı borunun enerji emilimini iyileştirmeye çalıştı. Burada temel alınan olgu, istenilen bir çarpışma kutusuna sahip olmanın, daha önce bahsedilen CFE birim değerine mümkün olduğunca yakın olmasının önemli olması ile ilişkilidir. Bu nedenlerle, tepe kuvvet değerini azaltmak ve daha istikrarlı bir yük salınım genliği elde etmek için tetikleyici mekanizmalara sahip birçok çarpışma kutusu geliştirilmiştir. Şekil 2.21'de, bazı klasik ezilme başlatıcılar gösterilmektedir, ancak her otomotiv firmasının farklı konumlarda delik, boncuk veya bunların bir kombinasyonu ile kendi tasarımı vardır.



**Şekil 2.21** Küçük köşe girintileri, köşe delikleri, enine yüzey girintileri

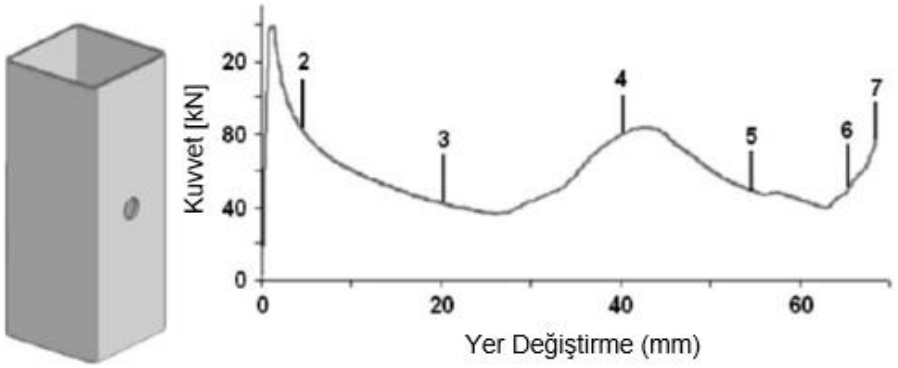
Sanjeev Kumar (2008) [21], genel ezilme tepkisinde tetikleyici yarıkların etkisini incelemek için sayısal bir çalışma gerçekleştirdi ve her bir konfigürasyonda tepe kuvvetinin azaldığını, ancak enerji emiliminin yalnızca kuş gagası başlatıcıları için arttığını buldu. Sonuçlar tepe kuvvetinde sırasıyla %7, %12 ve %37'lik bir azalma ve kuş gagası için enerji emiliminde %6'lık bir artış, ancak diğer iki geometride %9'luk bir azalma fark edildi. Zhang (2009) [22], yivli bir boru üzerinde gerçekleştirdiği bir dizi sayısal testle, Şekil 2.22'deki gibi farklı bir konfigürasyon önerdi.



**Şekil 2.22** Oluklu profil

Sayısal sonuçlar, geleneksel kare borulara kıyasla SEA'da önemli bir artış gösterdi ve tepe kuvveti de bazı konfigürasyonlarda azaldı. Bu testlerin amacı, her bir yan duvardaki veya sadece karşılıklı iki yan duvardaki, farklı boyuttaki vb. oluk veya deliklerin veya boncuk sayısının etkisi hakkında daha fazla bilgi ve bilgiye sahip olmaktır. Mamalis [23], profil

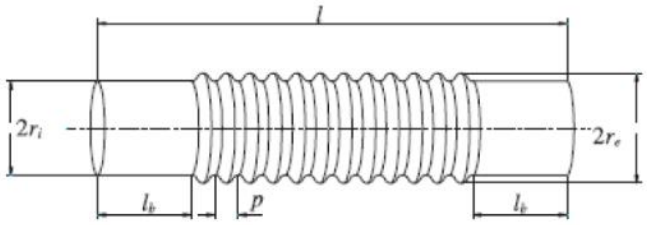
yapılar üzerinde dairesel deliklerin etkisini teorik ve deneysel olarak analiz eden kritik bir çalışma yaparak Şekil 2.23'te gösterildiği gibi deliklerin konumunun delik boyutundan daha belirleyici olduğunu ve yan duvar üzerindeki konumun etkisinin önemli olduğunu bulmuştur:




**Şekil 2.23** Delikli profil yapıda yer değiştirme

Ayrıca, bu analiz, orta yükseklikte bir deliğe sahip numunelerin, en fazla enerji emilimine ve tepe kuvvetinde iyi bir düşüşe sahip oldukları için çarpma dayanıklılığının daha iyi olduğunu vurgulamıştır.

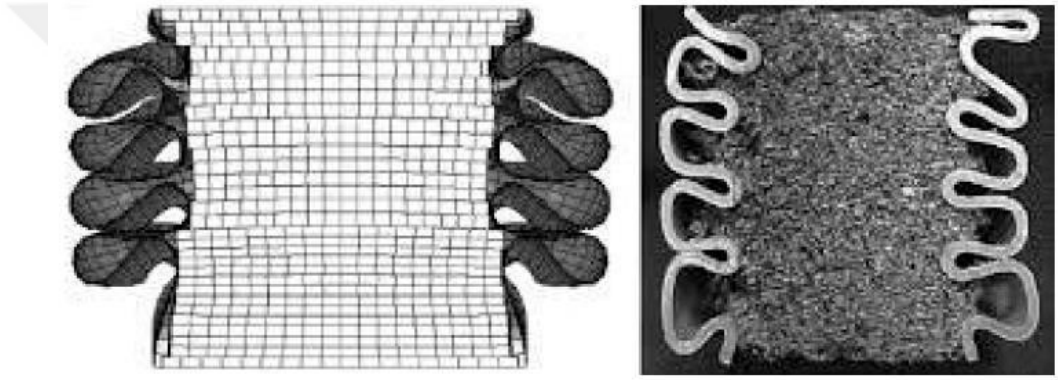
Yük-Şekil Değiştirme eğrisine bakıldığında, ortalama ezilme yükünün sabite yakın ve yüksek seviyede olduğu görülmektedir. Avalle ve meslektaşları [24], silindirik bir profil için ezilme başlatıcı olarak Şekil 2.24'te gösterildiği gibi oluklu bir geometri önerisinde bulunmuşlardır:




**Şekil 2.24** Oluklu silindirik profil

Araştırmacılar, oluklu çarpma kutusunun enerji emilimini optimize etmek için özellikle çıkıntı geometrisini, p uzunluğu ve re dış yarıçapı gibi parametreleri değiştirmeyi

denediler. Bu çalışmanın sonucunda, referans tasarıma göre %40'a kadar yük kapasitesi azalmasıyla en uygun konfigürasyon elde edildi. İnce cidarlı profil tasarımı ile ilgili yan duvarları belirli bir eğime sahip konik çarpma kutusuyla temsil etmek de çarpışma performansı için önemli bir denemedir. Bu konik ince duvarlı başlatıcılar, maksimum kuvvetin azalmasına rağmen enerji emiliminden ödün vermeden etkin bir şekilde çalışmaktadır. Özellikle düz borulara kıyasla daha sabit bir yük-yer değiştirme eğrisi ve eğik darbe yükleri altında yüksek direnç yeteneğine sahip olduğu kabul edilen bu numuneler, çarpma kutusu tasarımının bir başka tekniği olan ince duvarlı yapı içine doldurulmuş bir köpük kullanarak yapısal enerji sönümlemesi iyileştirilmesini de içermektedir. Şekil 2.25'te bu teknik de gösterilmektedir.

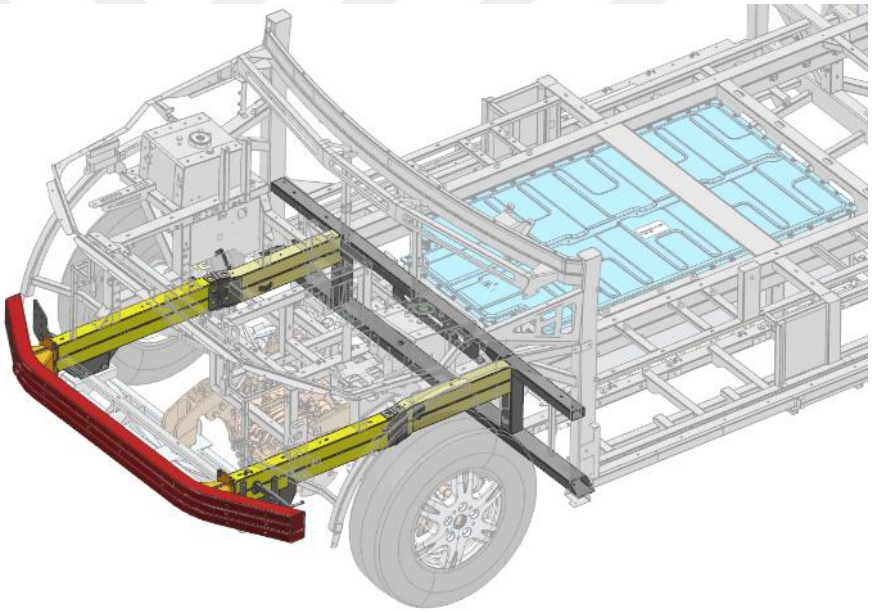


**Şekil 2.25** Köpük doldurulmuş profil

Bu konu literatürde geniş çapta araştırılmıştır. Reid ve Reddy (1986) [25], farklı malzeme yoğunluklarını inceleyerek profil yapıların eksenel olarak ezilmesi üstüne odaklanmışlardır. Abramowicz ve Wierzbicki (1988) [14] ise yoğunluğu düşük poliüretan köpük ile doldurulmuş profillerin performansını ölçmeye ve anlamlandırmaya çalışmışlardır. Hanssen (1999) [26], alüminyum köpük dolgulu alüminyum ekstrüzyon üzerinde birçok deney yaptı ve ortalama kırma yükü için üç faktörü dikkate alan ampirik bir formül buldu: ince duvarlı için ortalama kırma yükü, köpük çekirdeğin tek eksenli direnci ve etkileşimli etki köpük doldurma. Köpük dolgulu tüpler, bazı sorunları beraberinde getirmektedir. Öncelikle, etkili ezilme mesafesinin azaldığı, paragraf 2.2'de açıklandığı gibi, bu tür tüplerde görülen bir durumdur. Ayrıca, bu tüpler istenmeyen arıza modlarına karşı daha hassas olabilirler. Bununla birlikte, köpük dolgulu tüplerin malzeme maliyeti ve imalat süreci de genellikle daha pahalıdır.

## 2.4 Araç Çarpışma Kutusu

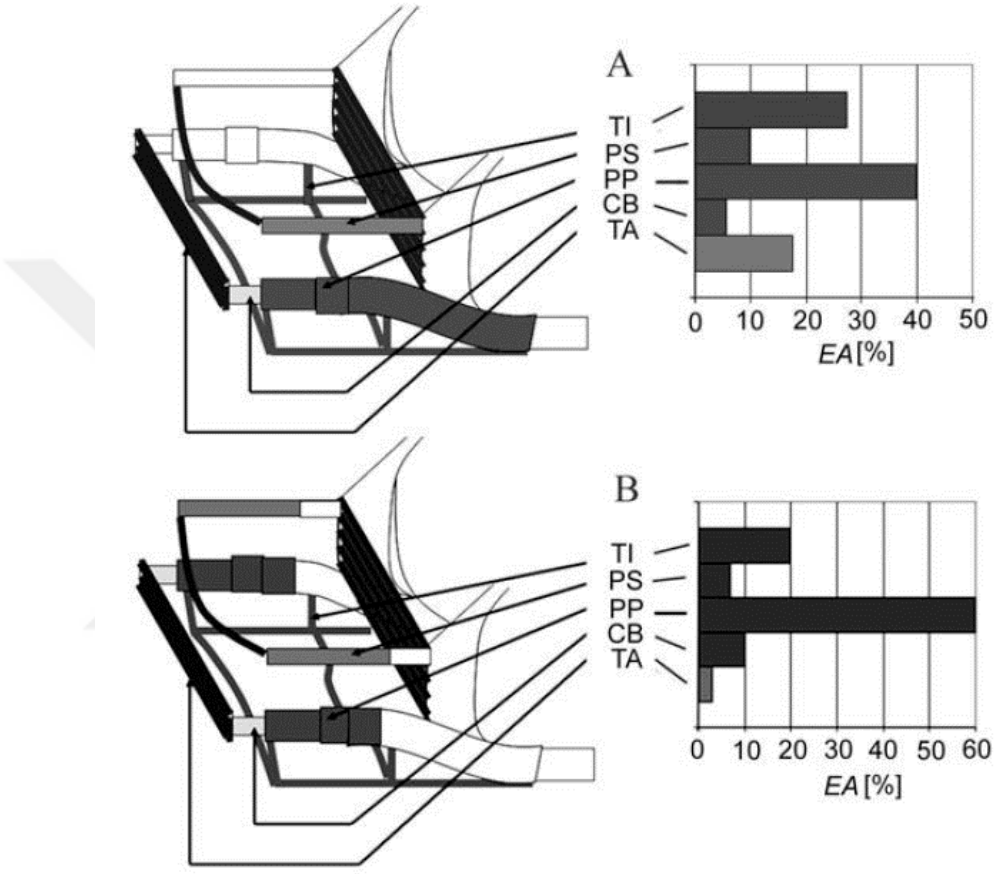
Daha önce sunulan tüm bu iyileştirmeler, çarpışma kutusuna geometri kusurları getirerek ve böylece CFE veya LU'yu birime mümkün olduğu kadar yakın tutmaya çalışarak, onarım maliyetlerini düşük tutmak için yapılmıştır. Aslında, düşük hız olarak kabul edilen 16 km/h'den daha düşük hızdaki bir çarpma sırasında, kokpitin deforme olmaması gerektiği açıktır ve bu nedenle amaç, sadece çarpışma kutusunu deforme etmek ve rayı sağlam tutmaktır. Bunu başarmak için, çarpma kutusunun tüm ezilme enerjisini absorbe etmesi ve bunun sonucunda aracın ana gövdesinin plastik bir deformasyona uğramaması gerekmektedir. Düşük hızlı bir araç kazası durumunda, yalnızca çarpma kutusunun deformasyona uğraması yeterlidir çünkü bu parça değiştirilebilir. Bu, tamamen ön çerçevenin yenilenmesine kıyasla önemli bir maliyet tasarrufu sağlar. Aracın ön yapı konfigürasyonu Şekil 2.25'te gösterilmektedir.



**Şekil 2.25** Çarpışma yönetim bölgesi

Ön çerçevedeki çarpma kutusunun tampon ve uzunlamasına ön raylar arasında konumlandığını gözlemlemek mümkündür. Uzunlamasına ön korkuluklar ve motor bölmesi, önden gelen çarpışmalarda koruma sağlamakla birlikte aynı zamanda motor bileşenlerinin montajını, motorun desteklenmesini, ön süspansiyonları ve direksiyon dişlisini mümkün kılar. Bu sebeple, neden bir çarpışma vakası için yalnızca tampon ve çarpma kutusunun deformasyonuna odaklanılmasının daha avantajlı olduğunu anlamak

kolaydır. Paragraf 4.2'de, çarpma kutusunun maksimum kırılma kuvvetiyle rayın kırılma kuvveti arasında yapılan bir karşılaştırmaya dayanan bazı deneysel kurallar sunulacak ve bu sınırlamalar, düz geometrili bir borunun burulma başlatıcıları olmayan hiçbir çarpma kutusuyla piyasaya sürülmemesinin nedenleri açıklanacaktır. Ayrıca, enerji emiliminin farklı bileşenler arasında alt bölümlerde nasıl gerçekleştiğini gösteren ilginç bir sonuç Şekil 2.26'da [27] sunulmaktadır.




**Şekil 2.26** Emilen enerjinin alt bölümleri

Bu iki diyagram, 56 km/s hızla dengelenmiş sert bir bariyere (A) ve sert bir bariyere (B) çarpma nedeniyle önden enerji emilimini temsil eder. Dinamik testlerde, çarpma kutusunun toplam kinetik enerjinin yaklaşık %10'unu absorbe ettiği bulunmuştur. Kısaltmalar, TO=alt çerçeve, PS=üst ray, PP=uzunlamasına ray, CB=çarpışma kutusu ve TA=tampon anlamına gelir.

## 2.5 Sayısal Çarpışma Analizi Metodolojisi

Bu bölümde, simülasyon yapmaya izin veren sayısal araçlar ve daha sonra sunulan sonuçları ortaya çıkaran sayısal analizler gösterilmektedir. Sayısal analiz dört bölüme ayrılmıştır: ilki NX ile CAD tasarımıdır, ardından geometri, ağı oluşturmaya ve sınır koşulunu uygulamaya izin veren ANSA adlı bir ön işleme yazılımına aktarılır. Daha sonra diferansiyel denklemleri çözmek için kullanılan genel amaçlı sonlu elemanlar programı LS-DYNA kullanılmaktadır ve son adımda HYPERVIEW programı sonuçları animasyon veya grafiklerle göstermek amacıyla kullanılır.

### 2.5.1 Sayısal Analiz Araçları

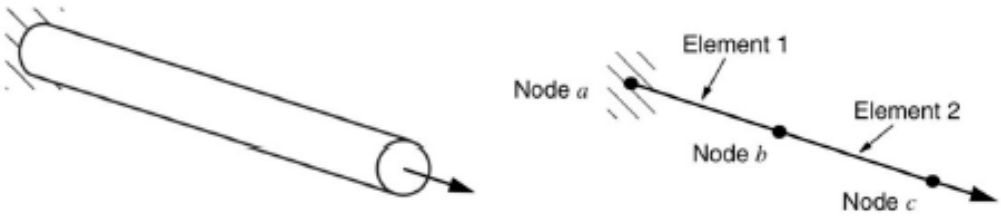
CAD (bilgisayar destekli tasarım) yazılımı olan Siemens NX11'in son sürümü kullanılarak geometriler elde edilir. Bu yazılımın ilk sürümü 1973'te ve 2007'de Siemens PLM tarafından satın alınmıştır. Ön işleme için BETA CAE sistemlerinden ANSA 16.2.4 sürümü kullanılır. CAE, bilgisayar destekli mühendislik anlamına gelir ve ANSA, sonlu elemanlar analizi için kullanışlı bir araçtır. Bu yazılım birçok CAD dosyasını içe aktarabilir ve bunun ardından ön işleme işlemini yapmak oldukça kolaylaşmaktadır. ANSA, RADIOSS, NASTRAN, Abaqus ve LS-DYNA gibi en yaygın yazılım çözücülerin tümü için birlikte çalışabilir paketlere sahip olması ANSA'yı üstün kılmaktadır. LS-DYNA çözücü, Livermore Software Technology Corp (LSTC) tarafından geliştirilmiştir ve John O. tarafından geliştirilmiştir. Hallquist 1976'da [28] bir nükleer bombanın etkisini simüle etmiştir, ancak 1978'de kamu malı bir yazılım haline gelmesiyle birlikte her yıl, malzeme ve temas modeli bugünün kararlı sürümü R8.0'a kadar uygulanmıştır. LS-DYNA, doğrusal olmayan problemler ve geçici dinamik sonlu elemanlar analizi ile yüksek çalışma kabiliyeti nedeniyle otomotiv, havacılık ve imalat endüstrilerinde ve özellikle çarpışma ve darbe analizinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Doğrusal olmama gibi sınır koşullarının varyasyonlarında, kapsamlı deformasyonlarda ve doğrusal olmayan malzemelerin analizlerinde, geçici dinamik analizlerde, yüksek hızın söz konusu olduğu ve otomotiv çarpması, üretim süreçleri vb. gibi atalet kuvvetlerinin büyük etkiye sahip olduğu yerlerde sıklıkla kullanılır.

### 2.5.2 FEM Metodu

Sonlu elemanlar yöntemi terimi, 1960'lı yıllarda stres analizi, ısı transferi ve diğer birçok alandaki problemleri basitleştirmek ve tahmin etmek için çalışan ilk araştırmacılar tarafından ortaya çıktı. Bu alandaki ilk kitap olan "Yapısal ve sürekli ortamlar mekaniğinde sonlu elemanlar yöntemi" ise 1967 yılında Zienkiewicz ve Cheung tarafından yayınlandı. Günümüzde bu, pazara sunma süresini kısaltmak, ürün geliştirmek, fiziksel testlere kıyasla veri sayısını artırmak vb. için vazgeçilmez bir araç olmuştur. Bu yaklaşım, geometri tanımı yapıldıktan sonra sürekli yüzeyleri içeren bir CAD yazılımı kullanılarak uygulanır. Bundan sonra, sürekli geometriyi ayrıklaştırmak gerekmektedir. Zira karmaşık problemlerin analitik bir çözümü yoktur ve bu nedenle alan, diferansiyel denklemleri hesaplamanın kolay olduğu basit elemanlara bölünmesi hesaplamayı kolaylaştırmaktadır; her sonlu elemanın bu denklemlerini bir araya getirerek, tüm modeli tanımlayan bir denklem sistemi elde edilir. Bu elemanlar düğüm adı verilen noktalarla birbirine bağlıdır ve eleman seçimine bağlı olarak makas, kiriş vb. tek boyutlu (1D) eleman, en yaygın kabuk ve levha gibi 2D eleman ve ayrıca katı için 3D eleman ile ayrıklaştırma yapılabilir ve modelde yer alan tüm elemanlar ve düğümler bir ağ yapısını temsil eder.

### 2.5.3 Örtülü ve Açık Metodolojiler

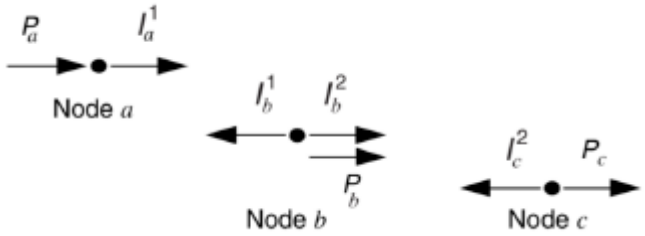
FEM analizi, her bir sonlu elemandaki gerilme ve gerinmeyi değerlendirmek için düğüm yer değiştirmesini baz kriter olarak ele alır. Her CAE yazılımı, bu tür sorunları Şekil 2.26’da de gösterilen örtülü ve açık iki yaklaşımla inceleyebilir.




**Şekil 2.27** Kafes problemi

Sol tarafta basit bir çubuk elemanı önerilmiştir ve yanda üç düğüm ve iki çubuk elemanlı ayrıklaştırma vardır. Hedef, uçtaki makas elemanının bir kuvvet uygulamasına maruz kaldığında yer değiştirmesini hesaplamaktır. Bu amaçla, örtülü yöntem kullanılarak statik

denge sağlanır ve böylece her düğüm için bir serbest cisim diyagramı çizilebilir (Şekil 2.28).




**Şekil 2.28** Serbest cisim diyagramı

Pa, Pb ve Pc her düğümdeki harici yükün alt bileşenlerini temsil ederken; P ve I, her düğümdeki toplam net değeri ifade eder ve statik dengeyi sağlamak için oluşturulan dahili gerilmelerdir. Buna göre, ilk elemandaki gerilmesini hesaplamak mümkündür:

$$\varepsilon_{11} = \frac{u^a - u^b}{L} \tag{2.33}$$

burada $ub$ ve $ua$ düğüm yer değiştirmeleridir ve L elemanın başlangıç uzunluğudur. Çubuk için elastik bir malzeme olduğu varsayıldığında, gerilme basitçe şu şekilde hesaplanır:

$$\sigma_{11} = E * \varepsilon_{11} \tag{2.34}$$

burada E yine Young modülüdür. İç kuvvetlerin kesit alanına (A) oranla gerilmenin çarpımı olduğu kabulüyle, denklemleri (2.33) ve (2.34) birleştirerek şunları elde etmek mümkündür:

$$I_a^1 = \sigma_{11} * A = \frac{EA}{L}(u^b - u^a) \tag{2.35}$$

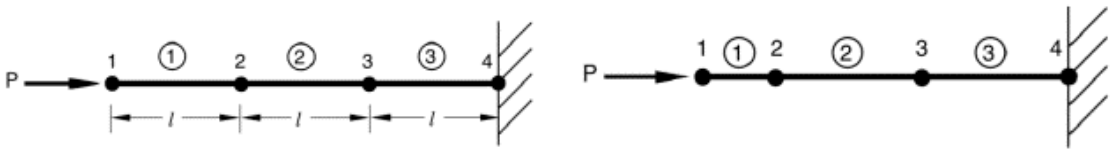
Ve böylece, a düğümündeki denge şu şekildedir:

$$P_a - \frac{EA}{L}(u^b - u^a) = 0 \tag{2.36}$$

Örtük yöntem, bu matris formülasyonunu elde ederek her düğüm için denklem sistemini çözer:

$$\begin{Bmatrix} P_a \\ P_b \\ P_c \end{Bmatrix} - \left(\frac{EA}{L}\right)\begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 \\ -1 & 2 & -1 \\ 0 & -1 & 1 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} u^a \\ u^b \\ u^c \end{Bmatrix} = 0 \tag{2.37}$$

Burada EA/L terimi ile çarpılan matris rijitlik matrisidir. Açık yöntem, tamamen farklı bir yaklaşım benimser. Bu yöntemde, sistem denge denklemlerini çözmek için sertlik formülasyonuna ihtiyaç duyulmaz. Bunun yerine, çözüm Şekil 2.29'da da ifade edildiği gibi önceki adımdan elde edilen gerilme dalgalanmalarının yayılma yolunu takip ederek elde edilmesidir.

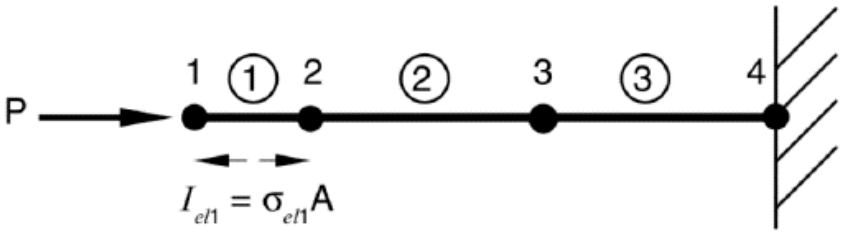



**Şekil 2.29** Gerilme yayılımı

Soldaki illüstrasyonda, çubuğun ilk konfigürasyonu mevcuttur. Sağ taraftaki illüstrasyonda ise, düğüm 1'in dış kuvvet P'nin neden olduğu bir ivmeye sahip olduğu ilk artış gösterilmektedir. İvmeyi türeterek düğüm hızını elde etmek mümkündür, bu sayede gerinim oranını hesaplamak ve ardından bu değeri ilk seferde elde etmek mümkündür. Bu ifade gerinimi ve dolayısıyla eleman gerilmesini elde eder:

$$\ddot{u}_1 = \frac{P}{M_1} \rightarrow \dot{u}_1 = \int \ddot{u}_1 dt \rightarrow \dot{\varepsilon}_{el1} = -\frac{\dot{u}_1}{l} \rightarrow \Delta\varepsilon_{el1} = \int \dot{\varepsilon}_{el1} dt \rightarrow \varepsilon_{el1} = \dot{\varepsilon}_0 + \Delta\varepsilon_{el1} \rightarrow \sigma_{el1} = E\varepsilon_{el1} \tag{2.37}$$

$M_1$, 1 numaralı düğümün kütlesini ifade ederken, $\ddot{u}_1$ ve $\dot{u}_1$ sırasıyla ivme ve hız değerlerini temsil eder. İkinci artışta, gerilme bir reaksiyon kuvveti üreten düğüm 2'ye kadar yayılır ve Şekil 2.30'da [30] sunulan serbest cisim diyagramı ile düğüm 1 ile düğüm 2 arasındaki dinamik dengeyi hesaplamak mümkündür.




**Şekil 2.30** 2 Derecelik eğik düzlem için serbest cisim diyagramı

Düğüm 1 ve düğüm 2 arasındaki dinamik dengeyi hesaplamak için dahili reaksiyon kuvveti $Iel1$'in eklenmesiyle aynı denklemler (43) kullanılır ve ardından tüm düğümlere gerilme yayılımı uygulanır. Bu basit örnekle, açık yöntemde rijitlik matrisini hesaplamaya gerek olmadığı ve dolayısıyla örtük yöntemde olduğu gibi çözücünün yüksek hesaplama maliyeti gerektiren bir çözüm elde etmek için matrisi tersine çevirmesi gerekmediği açıktır. Dinamik denge çözümü tek başına yeterlidir:

$$M\ddot{u} = P - I \tag{2.38}$$

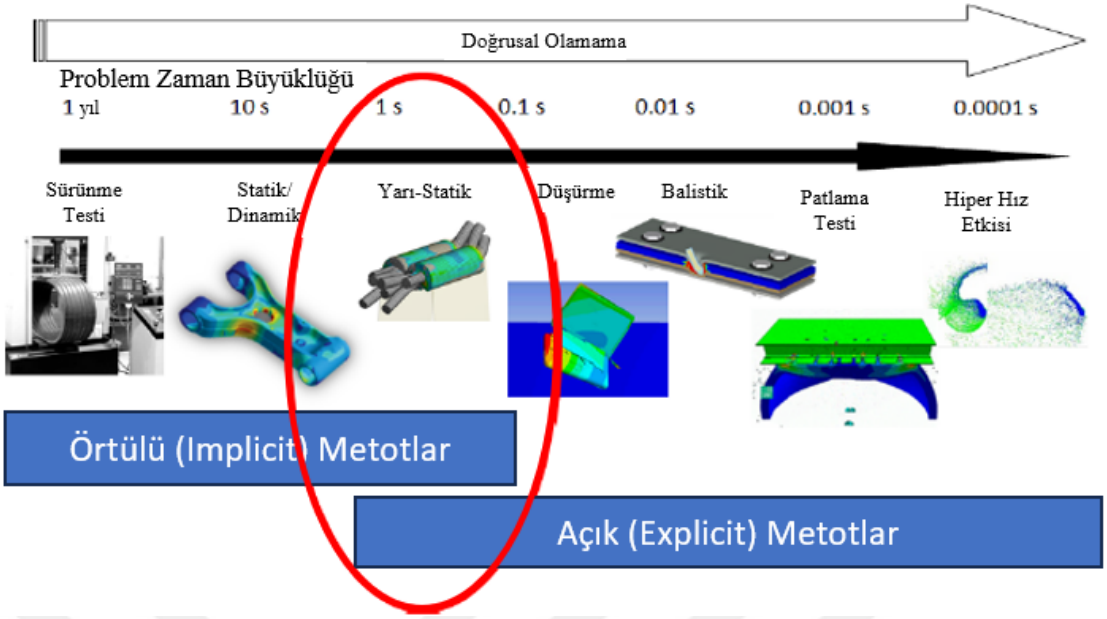
M kütle matrisini ifade ederken, P ve I dış ve iç kuvvetleri sembolize etmektedir. Kütle matrisini ters çevirerek ivmeyi elde etmek kolaydır. İvme sabit düşünüldüğünde hız aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\dot{u}_{\left(t+\frac{\Delta t}{2}\right)} = \dot{u}_{\left(t-\frac{\Delta t}{2}\right)} + \frac{\Delta t_{(t+\Delta t)} + \Delta t_{(t)}}{2}\ddot{u}_{(t)} \tag{2.39}$$

"$t$+$\Delta t2$" artışın ortasındaki hızdır. Sonrasında, denklem ile bir zaman entegrasyonu yoluyla yer değiştirmeyi hesaplamak mümkündür:

$$\dot{u}_{(t+\Delta t)} = u_{(t)} + \Delta t_{(t+\Delta t)}\dot{u}_{\left(t+\frac{\Delta t}{2}\right)} \tag{2.40}$$

Açık kelimesi, bir zaman artışından sonraki yer değiştirmenin yalnızca bir önceki artıştaki ivmeye, hıza ve yer değiştirmeye bağlı olduğu gerçeğinden türemiştir. Bu yöntemin sorunu, çözümün yüksek çözünürlüğüne sahip olmak için, her artışta oldukça sabit bir ivmeyi garanti etmek için zaman artışının küçük olması gerektiğidir. Bu nedenle, genellikle kütle ve damper etkisinin olmadığı statik analiz için ve daha net bir çözüme ulaşabilmek için örtülü çözücü ile yazılım kullanılır ve dinamik analizde hem yöntemin hem de hızın ve dolayısıyla etkinin artırılmasına Şekil 2.31'de de ifade edildiği gibi olanak sağlanır. Olayın hızı ne kadar fazlaysa, açık yöntemlerin kullanılması da o kadar uygundur çünkü patlama veya çarpışma simülasyonu gibi fiziksel olgu hızlıysa çok küçük artışlar elde etmek mümkündür.




**Şekil 2.31** Açık ve kapalı çözücü uygulaması

Şekil 2.31'de yarı statik bir analiz için her iki yöntemin de kullanılabileceği görülmektedir. Bununla birlikte, daha hızlı sonuçlar elde etmek için çaba sarf etmek, açık yöntemin tercih edilmesini sağlar. İki yöntem arasındaki önemli bir fark da, örtük bir çözücünün koşulsuz olarak kararlı olması, ancak açık yöntemin yalnızca belirli bir kararlılık sınırına sahip olmasıdır. Bu sınır genellikle aşağıdaki denklemle ifade edilir:

$$\Delta t_{kararlı} = \frac{L_{element}}{v_{wave}} \tag{2.41}$$

$L_{element}$, ağ yapının minimum uzunluk elemanını ifade ederken, $v_{wave}$ dalga hızıdır:

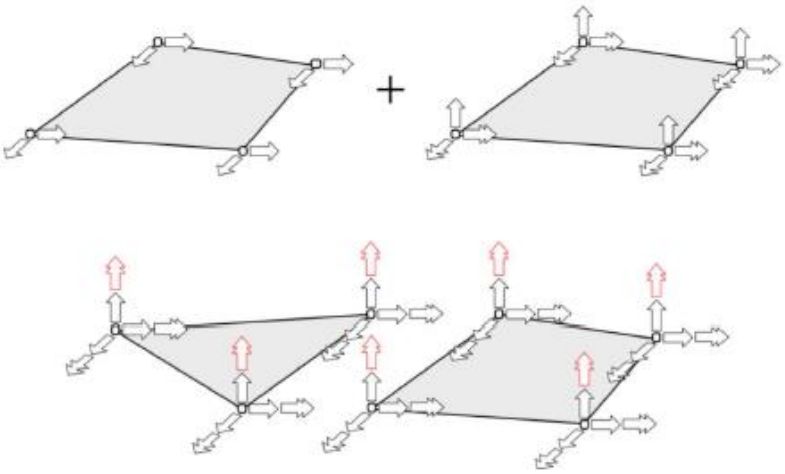
$$v_{wave} = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \tag{2.41}$$

burada $\rho$ yoğunluk, E elastisite modülünü ifade eder. Bu nedenle, her malzemenin belirli bir dalga hızına sahip olduğu göz önüne alınmalıdır. Bu yöntemde, dalganın elemanın uzunluğunu geçmesi için harcadığı süreden daha hızlı olması gerekmektedir; bu, genellikle Courant kararlılığı olarak adlandırılan bir kavramdır.

### 2.5.4 Element Formülasyonu

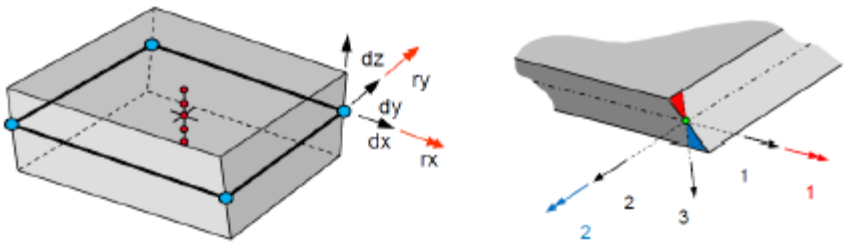
Çalışmada kullanılan yöntemin, bazı geometrileri temsil etmek amaçlı kullanılan kabuk elemanlarıdır. Kabuk, kalınlık değeri diğer iki boyuttan çok daha küçük olan üç boyutlu

bir yapıdır. Bu eleman, bir plakanın orta yüzeyine ve üzerine tek veya çift kavisli yüzeylerin eklenmesiyle oluşturulmuştur. Kabuk elemanı, düz bir yüzey elemanı gibi davranır ve ardından bir kalınlık değeri girilerek oluşumu sağlanır. Bu elemanların levhaya göre en büyük avantajı, ortalama yüzeye etki eden normal ve teğetsel dış yükleri taşıyabilmeleridir. Serbestlik derecesi Şekil 2.32'deki gibidir:



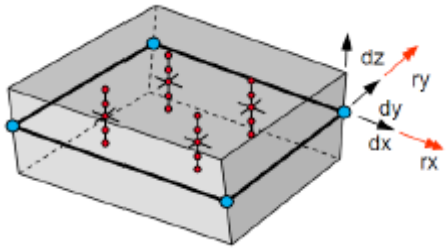
**Şekil 2.32** DOF kabuk elemanı

Kabuk elemanı, düzlem gerilmeyi destekleyen bir düzlem elemanı ile bükülmeyi destekleyen bir plaka elemanının bir kombinasyonunu temsil eder. Bu sayede her düğüm, altı serbestlik derecesine sahiptir. İki kabuk elemanının dikey olarak birleştirildiği durumda, sonlu elemanlar programı tarafından altıncı serbestlik derecesi kullanılır ve bu durum kırmızı ok ile gösterilir. Çarpışma simülasyonunda, yüksek hesaplama verimliliği nedeniyle en çok kullanılan eleman 4 düğümlü Belytschko ve Tsay kabuğudur (LS-DYNA için ELFORM2). Düğüm Entegrasyon Noktaları (NIP)[33] Şekil 2.33'de ifade edilmiştir:




**Şekil 2.33** Belytschko ve Tsay düğüm entegrasyon noktaları

Düzlemde, entegrasyon verimliliği nedeniyle sadece bir noktanın kullanılması mümkündür. Bu nedenle, kalınlık deformasyonunun olduğu durumlarda, fiziksel problemin doğru bir şekilde tanımlanabilmesi için beş düğüm entegrasyon noktası bulunur. Bu çalışmada kullanılan eleman formülasyonu, Şekil 2.34'te gösterildiği gibi önceden açıklanan elemandan türetilen ELFORM16 olarak adlandırılır ve bazı önemli farklılıklar içermektedir:




**Şekil 2.34** ELFORM16

Eleman tamamen bütünleşik olduğundan ve düzlem yüzeyinde dört entegrasyon noktası bulunduğundan, bu formülasyon çarpışma simülasyonları için daha uygundur. Aynı kinematik varsayımı içeren ELFORM2'den Reissner-Mindlin'den türetilmiş olan bu çözümde, elemanlar arasındaki kalınlıkta DOF ayrımı yapılabilmesine olanak sağlayan bir varyasyon bulunmaktadır. Hesaplama maliyeti, Belytschko ve Tsay kabuğundan iki veya üç kat daha yüksektir; yalnızca bu tür simülasyonlarda kullanımı önerilmektedir.

# 3
# GELİŞTİRME

## 3.1 Sonlu Elemanlar Model Geliştirmesi ve FMVSS-305 Kapsamı

Tüm elektrik elektronik, batarya, güç aktarma organları gibi komponentlerin ve gövde tasarımlarının girişim bulundurmayan 3-Boyutlu CAD dosyaları kullanılmıştır. Bu dosyalar meta bilgi içermektedir. Bu bilgiler; kalınlık bilgisi, parça malzeme karakteristik bilgisi, ağırlık, araç ağırlık merkezi, 3 eksendeki eylemsizlik moment bilgisi gibi parça karakteristik bilgileridir. Modelin içerdiği tüm cıvata, kaynak, yapıştırma teknikleri vb. bağlantı elemanları ve metotlar tanımlanmıştır. Açık sonlu elemanlar bilgisi içeren malzeme kartları çözücünün komponentlerin davranışını daha iyi analiz etmesini sağlamaktadır. Bu sebeple mevcut malzemeler için malzeme kartı bilgisinden yararlanılmıştır.

Gereksinim duyulan malzeme teknik özellikleri için CAD/BOM veri tabanı oluşturulup, veri tabanı doğrultusunda malzeme bilgileri mevcut tasarımlara tanımlanmıştır. Veri tabanında mevcut olmayan malzeme bilgileri için benzer materyal bilgisi atanmış veya farklı materyal bilgilerinden ölçekleme metoduyla yararlanılmıştır. Geometrik olarak çarpışma analizine girdi oluşturmayan parçalar (interior trim, koltuk vb.) sonlu elemanlar modelinde mesh'lenmemiştir. Yalnızca durum ve bölgeye göre yapısal kütle veya noktasal kütle olarak tanımlanmıştır. İlerleyen bölümlerde detaylıca ele alınmaktadır. Çarpışma dayanım koşullarının testi ve test geçerliliği için yeter şart oluşturan araç birimleri modele dahil edilmiştir. Şasi haricindeki gövde parçaları ya da top-hat olarak adlandırdığımız araç kabini modelin içinde yer almamaktadır.

CAE modelin oluşturulma amacı lastik, süspansiyon, aks, direksiyon, fren sistemini modele implemente ederek aracın mevcut gövde ve şasi komponentlerinden hangilerinin geliştirilmesi gerektiğini tespit etmek, çarpışma analizi yeter koşullarını sağlamak ve gerekli ise ve modeli iyileştirecek ise modelden çıkarılması gereken parçaları tespit etmektir. Kalınlık, uzunluk, genişlik, malzeme karakteristik özellikleri, kütle ve eylemsizlik momenti gibi bilgiler açık bağlantı modellemesi için önem arz etmektedir ve modelde önemli bir girdi oluşturmaktadır. Bu bağlamda lineer olmayan sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Modal ve genel sağlamlık değerlendirmesi (deformasyonu karşı

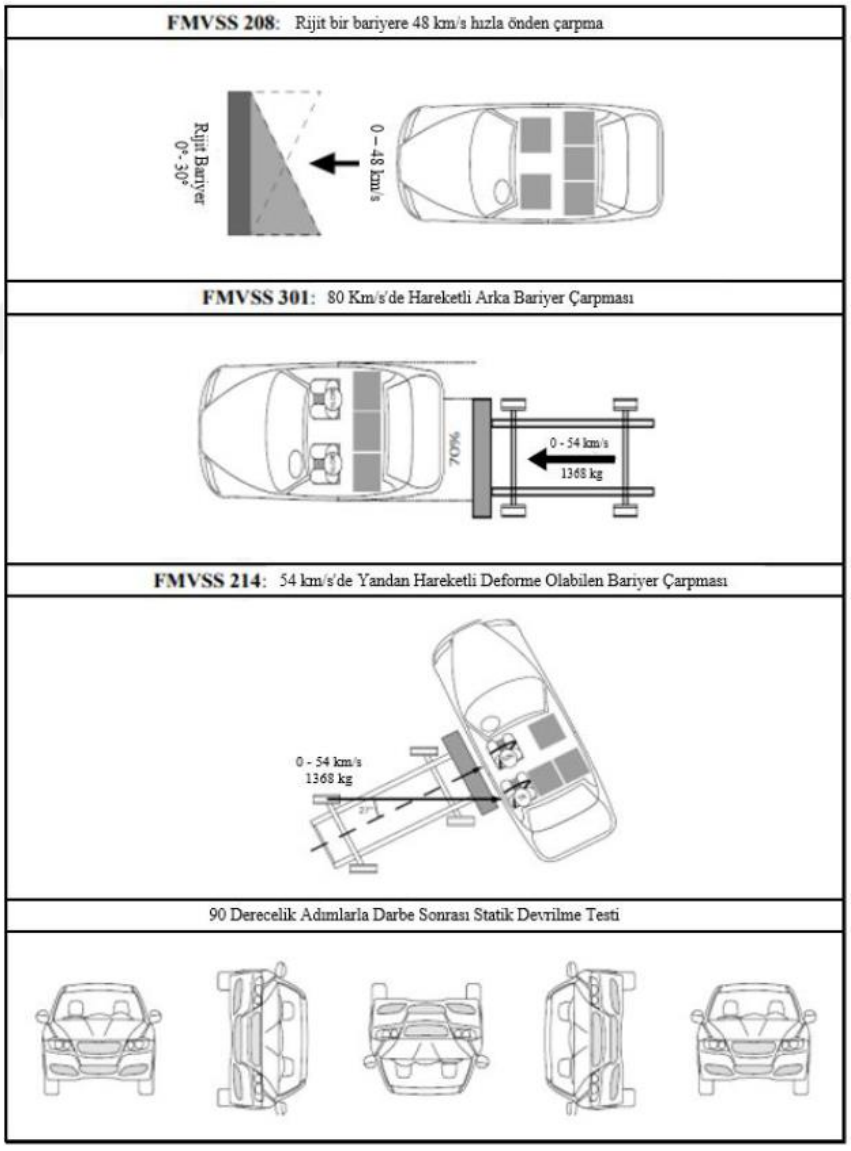
tepki) için yapılan gövde, şasi ve elektrik ve elektronik komponentlerini içmektedir. Bu çalışmada Bölüm 3.1'de gerçekleştirilen sonlu elemanlar modeli çalışması kullanılmıştır. Parça ağırlık ve eylemsizlik momenti bilgileri kullanılmıştır. Açık (explicit) sonlu elemanlar modeli örtülü (kapalı, implicit) modele dönüştürülmüş ve yeniden kullanılmıştır. Model bağlantıları için Bölüm 3.1'de de belirtildiği üzere kalınlık, uzunluk, genişlik, malzeme karakteristik özellikleri, kütle ve eylemsizlik gibi bilgiler kullanılmıştır. Ardışık modal ve global rijitlik yük durumu kurulumu için model kontrol çalışması yapılmıştır. Lineer kapalı sonlu elemanlar kontrol modeli oluşturulmuştur. Dört yük durumunun tanımı ve kurulumu: İlk olarak 50 Hz'e kadar modal analiz, ikinci olarak genel statik dikey eğilme sertliği analizi, üçüncü olarak genel statik yanal bükülme sertliği analizi ve son olarak genel statik burulma bükülme sertliği analizi şeklindedir. Global Stiffness iyileştirmesi kapsam dışıdır.

Yapısal çarpışma performansı için yeter koşullar simülasyon ortamına tanımlanmıştır. Yük konfigürasyonları modele tanımlanmıştır. (curb, crash weight, ağırlık dağılımı, yaklaşma açısı, sürücü H ve R noktaları gibi) Bu çalışmada kullanılan çözücü, dinamik çarpışma yükü durumları (açık) için LS DYNA'dır. Sonlu elemanlar "dummy" modeli kullanılmamıştır. Bunun yerine yapısal ve nodal yük atamaları yapılmıştır. Hiçbir yaya/yolcu güvenliği veya kısıtlama sistemi, bileşen seviyesinde simülasyonlara dahil edilmemiştir. Simülasyon ortamında FMVSS 305 için önden, yandan ve arkadan çarpışma ortamları oluşturulmuştur. 3 Boyutlu tasarımsal CAD çalışması (yalnızca FMVSS 305, modal ve global sağlamlık optimizasyonları) Unigraphics/NX'te gerçekleştirilmiştir. 3D CAD verilerinde yalnızca elektrikli yürüyen şasideki değişiklikler uygulanmıştır. FMVSS kapsamında gerçekleştirilen elektrikli araçlarda gerçekleştirilen çarpışma etkisi testleri, sadece sürücü güvenliğini ve çarpışma sonrası batarya sızıntısının önlenmesi ve bütünlüğünün korunmasının yanı sıra, çarpışma sonrasında batarya paketinin işlevselliğini koruması amacıyla da büyük önem arz eden bir konudur. Batarya sızıntısı, yüksek akıma ve gerilime maruz kalma gibi potansiyel tehlikeler ile büyük bir problem haline gelebileceği için elektrik bataryalı araçlar ve hibrit-elektrikli araçlar için özel regülasyonlar ve protokoller geliştirilmiştir. Ürün geliştirme çalışmaları başlatılırken dikkate alınan düzenleyici kurumlar arasında Amerika Birleşik Devletleri Federal Motorlu Araçlar Güvenlik Standartları (FMVSS) 305, Birleşmiş Milletler 94. Yönetmeliği (önden çarpma için UN R94), Avrupa Yeni Otomobil Değerlendirme Programı (Euro NCAP) ve IDIADA güvenlik protokolü yer almaktadır [31].

FMVSS'nin kapsamı, 4.536 kg veya daha az brüt araç ağırlığına sahip olan ve aracın çalışma gerilimi 60 VDC veya 30 VAC üzerindeki elektrikli komponentlerin kullanıldığı araçları içerir ve 40 km/saat üzerinde hızlanmaya sahip otomobiller, otobüsler ve kamyonlar için geçerlidir [32].

FMVSS-305, 4 ana test içermektedir. Her testin sonucunda aşağıdaki çıktıların sağlanması beklenmektedir:

- 5 litreden fazla batarya elektrolit sızıntısı meydana gelmemesi
- 5 litreden az sızıntı olsa dahi yolcu kompartmanında elektrolit sızıntısı olmaması
- Enerjiyi depolayan ya da dönüştüren komponentlerin araca sabitlenmiş olması
- Batarya paketinin yolcu kompartmanı ile mekanik girişiminin olmaması



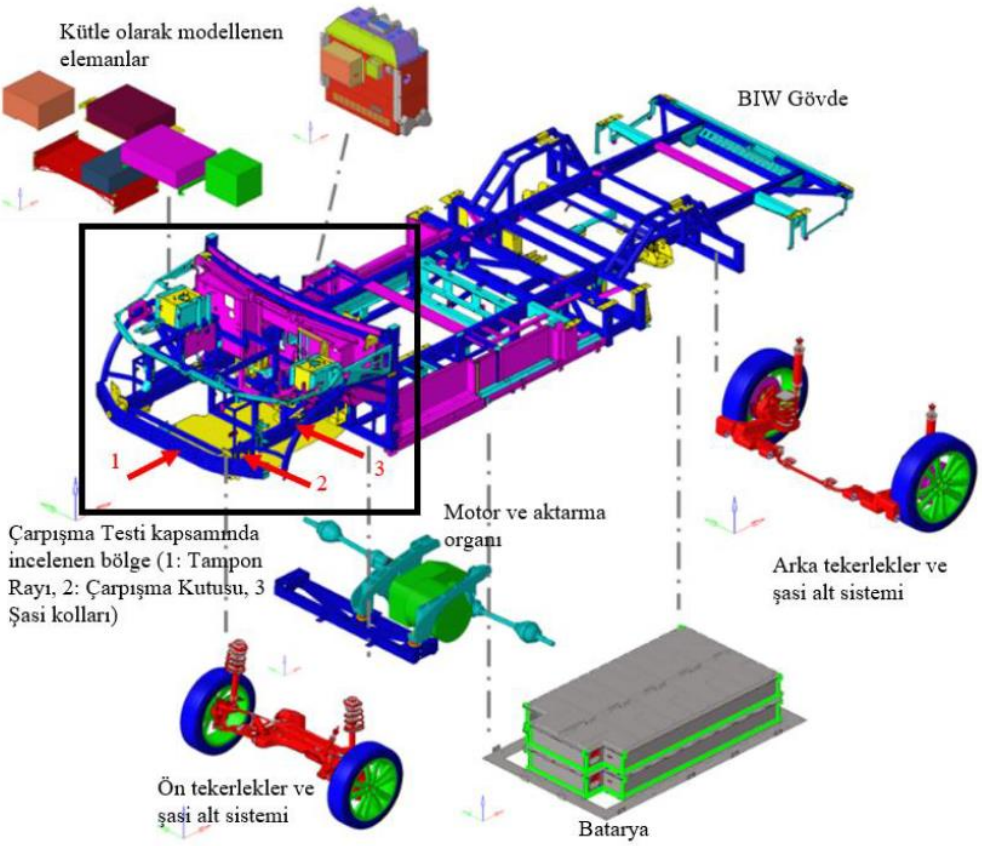

**Şekil 3.1** FMVSS-305 testleri

FMVSS 305 yönetmeliği kapsamında "48 km/s hızla rijit bir duvara önden çarpma" testi bu çalışma kapsamında geliştirilen yürür şasi araç tasarımında başarıyla uygulanmıştır.

## 3.2 Sonlu Elemanlar Model Kurgusu

Model Kurgusunun oluşum sürecinde tez konusu ön çarpışma yönetim bölgesi dikkate alınacak olsa dahi açık çözücünün en verimli analizi gerçekleştirebilmesi için sistemin girdileri ve kompleksitesi analiz programına ne denli doğru ve gerçeğe yakınsayacak şekilde eklenirse o denli gerçekçi bir analiz çıktısı elde etmek mümkün olacaktır. Sistemin şasi kolları, tampon bölgesi sönümleyicileri, çarpışma kutusu gibi komponentler ana elemanları oluştururken çervesel komponentlerin de CAD bilgisi, konum bilgisi ve eylemsizlik momenti bilgisi komponentlere çalışmada tanımlanmıştır. Aracı oluşturan her mekanik aksamın malzeme ve kalınlık bilgileri sisteme tanıtılmıştır. Aracın elektrifikasyon ağını ve tesisatını oluşturan kablolama hatları CAD veri olarak analize dahil edilmemiştir ancak ağırlığı hesaplanıp analize noktasal ve yerine göre dağılımlı yük olarak uygulanmıştır. Aracın kütlesi CAD üzerinde hesaplandıktan sonra prototip araç kütlesi de ölçülmüş ve analizde gerçek ağırlık bilgisi kullanılmıştır. Akslara düşen yük dağılımı çalışmaya girdi olarak dahil edilmemiştir. Araçta kullanılan batarya pakedinin hücre dağılımı ve BMS'i hakkında detay veri pakedi olmasığı için batarya pakedinin içinde gerçekleşen durum değil bataryada gerçekleşen girişim ve deformasyon üzerinden bilgi eldilmeye çalışılmıştır.

Batarya pakedinin tüm bağlantı elemanları ve kritik torklamaları birebir gerçektekini simüle edecek şekilde analiz programında tanımlanmıştır. Aracın kabin kısmı tercih üzerine analize dahil edilmemiştir. Araçta kullanılan tüm bağlantı elemanlarının bilgisi mevcut değildir. Eldeki bağlantı elemanı verileri ile tüm aracın bağlantı elemanları tahminleme yoluyla yeniden tanımlanmıştır. Materyal bozunma bilgileri hesaplama yoluyla analize eklenmiştir, çekme testi yapılarak gerçek veriler kullanılmamıştır. Prototip araca çarpışma testi uygulanmamıştır bu sebeple veri korelasyonu mevcut değildir. Model Şekil 3.1'de görüldüğü üzere, alt gövde (BIW), Cross-car beam, elektrik & elektronik komponentler, HVAC iklimlendirme sistemi, ön ve arka şasi kolları, güç aktarma organları ve bataryadan oluşmaktadır.




**Şekil 3.2** Yürür şasi araç komponentleri

Simülasyonda kullanılmak üzere çeşitli ağırlık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Aracın sürücüsüz ağırlığı (Curb Weight) kabini ile birlikte ölçülmüştür ve 3136 kg bulunmuştur. Ön aksa düşen yük 1852 kg, arka aksa düşen yük 1284 kg'dır. Sol ön aks, sağ ön aks, sol arka aks, sağ arka aks ağırlıkları sırasıyla 936 kg, 916 kg, 636 kg, 648 kg'dır. Sürücü ile birlikte araç ağırlığı (MRO weight) hesaplanırken dummy sürücü ağırlıklarında baz alınan 86 kg kullanılmıştır. Bu şekilde iken sol ön aks, sağ ön aks, sol arka aks, sağ arka aks ağırlıkları sırasıyla 976 kg, 936 kg, 666 kg, 644 kg olarak bulunmuştur.

Sürücünün olduğu ve 136 kg'lık yük eklenerek yapılan ölçümde yük ön akslardan 3595 mm geriye yerleştirilerek hesaplama gerçekleştirilmiştir. Bu konumlama ile birlikte sol ön aks, sağ ön aks, sol arka aks, sağ arka aks için ağırlık bilgileri sırasıyla 984 kg, 934 kg, 722 kg, 710 kg'dır. Araç ağırlığı taşımacılık yükü (payload) ile ölçüldüğünde akslara düşen yükler 966 kg, 928 kg, 1234 kg, 1232 kg'dır.

Aracın alt gövde konstrüksiyon komplesi 560 kg'dır. Alt gövde için ağırlık merkezi; X: 4852.0064 mm, Y: -2.2689, Z: 1195.4025. Aracın tüm bileşenleriyle birlikte ağırlık merkezi; X: 1543 mm, Y: -3 mm, Z: 925 mm. Aracın alt gövde profil bileşenleri 519 alt ürün ağacı düğümü, 741 adet spesifik parçadan oluşmaktadır. Ağırlıklı olarak ERD 6112(DC01) malzemesinin kullanımı tercih edilmiştir;

**Tablo 3.1** Alt gövdede kullanılan malzemeler ve kullanım oranları

| Malzeme | Kullanım Adedi | % Kullanım |
|---|---|---|
| ERD 6112(DC01) | 206 | 27.80% |
| ERD 4942(S420MC) | 180 | 24.29% |
| ERD 4936(S355MC) | 162 | 21.86% |
| ERD 6252(S355J2) | 119 | 16.06% |
| ST52-3 | 39 | 5.26% |
| ST-37 | 33 | 4.45% |
| S355K2 | 2 | 0.27% |

Aracın ön gövde profil bileşenleri 28 adet ürün ağacı düğümü 34 adet spesifik parçadan oluşmaktadır. Ağırlıklı olarak ERD 6112 (DC01) malzemesi tercih edilmiştir. Parçaların malzeme, kullanım adet ve yüzdeleri aşağıdaki topladaki gibidir.

**Tablo 3.2** Ön gövdede kullanılan malzemeler ve kullanım oranları

| Malzeme | Kullanım Adedi | % Kullanım |
|---|---|---|
| ERD 6112(DC01) | 13 | 38.24% |
| ERD 4942(S420MC) | 11 | 32.35% |
| ST-37 | 5 | 14.71% |
| ERD 6252(S355J2) | 4 | 11.76% |
| ERD 4936(S355MC) | 1 | 2.94% |

Aracın sağ ve sol yan profil gövde bileşenleri 78 adet ürün ağacı düğümü 84 adet spesifik parçadan oluşmaktadır. Parçaların malzeme, kullanım adet ve yüzdeleri aşağıdaki topladaki gibidir.

**Tablo 3.3** Yan gövdede kullanılan malzemeler ve kullanım oranları

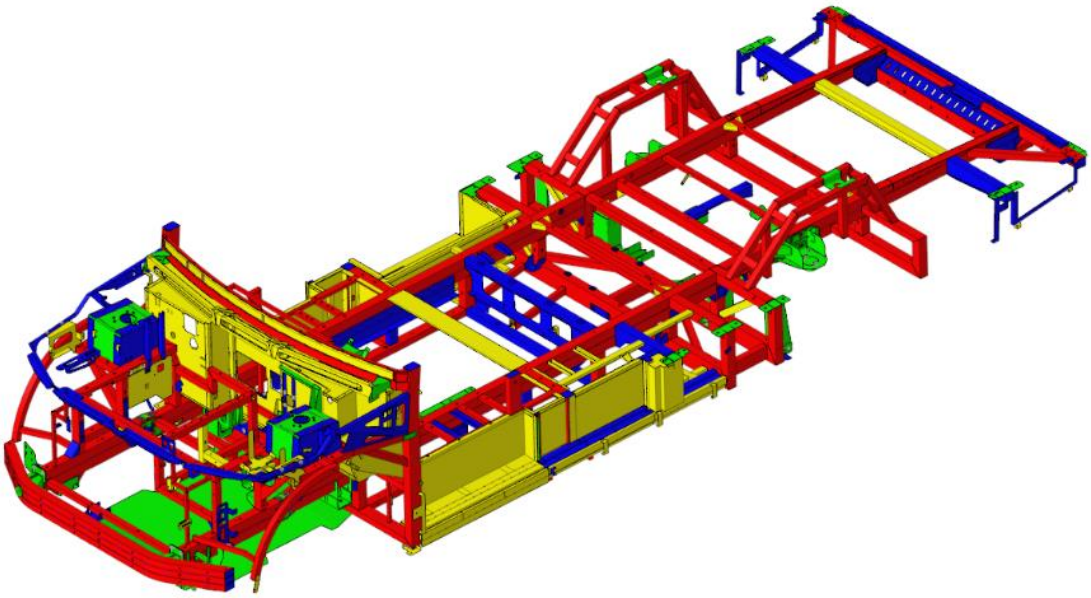
| Malzeme | Kullanım Adedi | % Kullanım |
|---|---|---|
| ERD 6112(DC01) | 46 | 54.76% |
| ERD 4936(S355MC) | 20 | 23.81% |
| ERD 4942(S420MC) | 14 | 16.67% |
| ERD 6252(S355J2) | 4 | 4.76% |

Aracın monokok gövde karkası üzerine konumlandırılmış sac panel bileşenleri 60 adet ürün ağacı düğüğümü ve 71 adet spesifik parçadan oluşmaktadır. Parçaların malzeme, kullanım adet ve yüzdeleri aşağıdaki topladaki gibidir.

**Tablo 3.4** Gövdede kullanılan sac malzemeler

| Malzeme | Kullanım Adedi | % Kullanım |
|---|---|---|
| ERD 6112(DC01) | 57 | 80.28% |
| ERD 6252(S355J2) | 9 | 12.68% |
| ERD 4936(S355MC) | 5 | 7.04% |

Geliştirilen yürür şasi karkasının alt gövde bileşenleri S420MC Yapısal Çeliği kullanılarak oluşturulmuştur. Kritik bölgelerde bu çeliğin tercih edilmesinin sebebi yüksek mukavemetli, düşük alaşımlı bir çelik olması ve olmuştur. Bunun yanı sıra hassas genişlik toleranslarında üretiminin ve satışının yapılabiliyor olması bu materyale erişimi muadillerine nazaran daha kolay kılmaktadır.

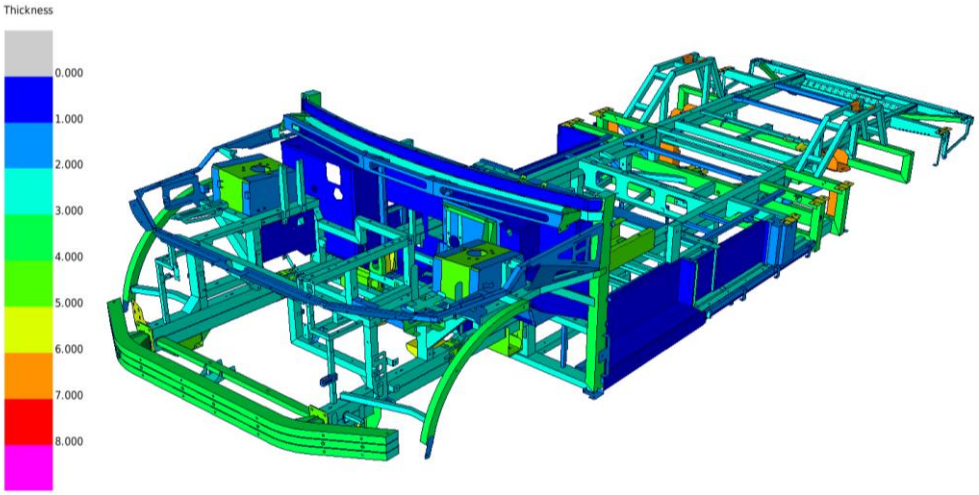


**Şekil 3.2** Monokok şasi gövde malzeme dağılımı

Malzeme kalınlıklarının seçimi tedarik firmalarının üretilebilirlik durumu ve fiyatı ile doğrudan ilişkilidir. Muhtemel malzeme ve kalınlık öngörüsü ile tasarım mühendisliği gereksinimleri ortaya konulmuştur. Bu gereksinimler çerçevesince DC01 saclarının 1 mm, S355 ve S420 serisi çelik profillerin ağırlıklı ortalama 3 mm olması planlanmıştır.

**Tablo 3.5** Araç BOM'unun kullanım oranına göre malzeme kırılımı

| **Malzeme Kullanımı Renklere Göre** | **BOM'da Kullanım Oranı (%)** |
|---|---|
| S420MC | 205 (%24.08) |
| S355J2 | 136 (%15.98) |
| S355MC | 188 (%22.09) |
| DC01 | 322 (%37.84) |




**Şekil 3.3** Monokok şasi gövde kalınlık dağılımı

**Tablo 3.6** Araç BOM'unun kalınlığa göre malzeme kırılımı

| **Malzeme Kalınlığı** (Renklere Göre) | **Kalınlık (mm)** |
|---|---|
| | 1 |
| | 2 |
| | 3 |
| | 4 |
| | 5 |
| | 6 |
| | 7 |
| | 8 |
| | 8+ |

Elektriksel, elektronik ve tesisat komponentlerinin kütleleri pozisyon bilgileri ve eylemsizlik momentleri aşağıdaki gibidir.

**Tablo 3.7** Araç BOM'unun konumları ve eylemsizlik momentleri

| **Parça İsmi** | **Kütle (kg)** | **Pozisyon** | | | **Eylemsizlik Momentleri** | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | **X** | **Y** | **Z** | **Ix** | **Iy** | **Iz** |
| Cooling Module Assy | 50.00 | 2313.75 | 0.00 | 1393.91 | 97627097.80 | 358332340.40 | 264278501.20 |
| E-Motor Structure Assy | 50.00 | 2730.50 | -341.86 | 1058.44 | 62553428.89 | 433257256.80 | 383031977.90 |
| Transmission Assy | 45.00 | 2867.96 | -130.49 | 1028.14 | 49161040.21 | 422044782.00 | 374760503.90 |

**Tablo 3.7** Araç BOM'unun konumları ve eylemsizlik momentleri (devamı)

| Parça İsmi | Kütle (kg) | Pozisyon | | | Eylemsizlik Momentleri | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | X | Y | Z | Ix | Iy | Iz |
| Engine and Driveline Mounts Assy - Front Traction | 30.00 | 2555.33 | -78.17 | 1053.08 | 3814767 1.69 | 2389453 81.30 | 2073588 61.60 |
| Transfer Drive Subsystem | 25.00 | 2981.49 | 19.41 | 1003.82 | 3372572 7.76 | 2535684 61.50 | 2356203 72.60 |
| LEFT STRUT | 17.40 | 3038.50 | -711.36 | 1533.76 | 5029076 8.19 | 2023260 88.20 | 1697267 81.10 |
| RIGHT STRUT | 17.40 | 3038.50 | 711.36 | 1533.76 | 5029076 8.19 | 2023260 88.20 | 1697267 81.10 |
| ANTI_ROLL_BAR | 7.00 | 3188.35 | 0.00 | 957.53 | 7772995 .05 | 7635428 5.32 | 7148029 9.82 |
| SUBFRAME | 28.00 | 3267.97 | -5.95 | 919.79 | 2768742 6.63 | 3221075 52.80 | 3024481 52.40 |
| STRUT - REAR RH | 13.00 | 6782.61 | 781.53 | 1055.29 | 2365087 0.55 | 6321994 41.60 | 6253163 84.00 |
| STRUT -REAR LH | 13.00 | 6782.61 | -781.53 | 1055.29 | 2365132 8.71 | 6322062 79.50 | 6253226 88.10 |
| LOWER CONTROL ARM - REAR | 80.00 | 6543.88 | 0.00 | 926.98 | 1139842 12.50 | 3511783 970.00 | 3487211 152.00 |
| ANTI ROLL BAR - REAR SUSPENSION | 9.00 | 6333.39 | 0.00 | 887.51 | 7498379 .01 | 3565349 92.40 | 3502960 45.70 |
| STEERING COLUMN | 6.00 | 3578.71 | -525.15 | 1787.17 | 2454398 8.01 | 1161418 85.50 | 9644389 2.65 |
| FRONT DISC AND CALIPER | 38.00 | 3001.78 | 0.00 | 994.38 | 6773512 6.82 | 3589193 22.80 | 3522890 56.10 |
| REAR DISC AND CALIPER | 34.00 | 6803.33 | 0.00 | 1025.22 | 6334580 1.62 | 1609356 814.00 | 1600928 743.00 |
| LHD HYDRAULIC BRAKE ACTUATION | 10.00 | 3309.72 | -273.72 | 1496.19 | 2305758 1.82 | 1083287 62.80 | 8839079 9.50 |
| FRONT RIM ASSY | 24.00 | 3001.87 | 0.00 | 994.30 | 4478547 3.97 | 2335373 89.50 | 2316332 98.70 |
| FRONT TIRE ASSY | 34.00 | 3001.87 | 0.00 | 994.30 | 6128461 2.97 | 3317956 24.80 | 3248711 46.30 |
| REAR RIM ASSY | 24.00 | 6745.40 | 0.00 | 1013.72 | 4568866 5.58 | 1084283 309.00 | 1081465 748.00 |
| REAR TIRE ASSY | 34.00 | 6745.40 | 0.00 | 1013.72 | 6243700 7.52 | 1534285 868.00 | 1526208 995.00 |
| Control Panel Assy | 7.49 | 27476.26 | -393.74 | 1443 9.35 | 2834825 2.76 | 1304550 12.90 | 1022782 45.50 |
| Dashboard Assy | 63.17 | 3621.46 | 51.91 | 1687.93 | 1999597 00.50 | 1012141 612.00 | 8459415 92.80 |
| Steering Wheel Assy | 3.00 | 3880.62 | -539.81 | 1983.72 | 1276191 4.76 | 5718297 7.57 | 4623115 9.12 |
| Steering Trim Assy | 2.00 | 3688.84 | -540.54 | 1952.34 | 8624623 .08 | 3654260 4.37 | 2916275 1.77 |
| Floor Panel Assy | 20.50 | 4083.77 | 15.87 | 1229.24 | 3633568 8.39 | 3775473 24.70 | 3516912 15.30 |
| Cover Assy - Driver Seat | 2.40 | 4435.88 | -470.49 | 1331.60 | 4884782 .32 | 5178133 2.86 | 4811610 5.91 |
| Driver Seat Assy | 57.00 | 4398.97 | -536.46 | 1661.36 | 6747796 .79 | 7427002. 64 | 2718888. 17 |

**Tablo 3.7** Araç BOM'unun konumları ve eylemsizlik momentleri (devamı)

| Parça İsmi | Kütle (kg) | Pozisyon | | | Eylemsizlik Momentleri | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | X | Y | Z | Ix | Iy | Iz |
| Condenser | 1.50 | 2265.87 | -9.51 | 1400.34 | 2925224.68 | 10329907.08 | 7518599.49 |
| FRONTBOX | 17.00 | 3498.96 | -3.03 | 1465.68 | 37497611.46 | 247284062.90 | 210459444.20 |
| Compressor and Controller Assy | 6.30 | 2432.32 | -724.28 | 1083.99 | 10608698.94 | 44237420.43 | 40182101.40 |
| BATTERY_ASSY | 11.00 | 2784.99 | -717.26 | 1659.88 | 37578374.76 | 121608090.00 | 95832001.93 |
| BATTERY | 11.00 | 2784.99 | -717.26 | 1659.88 | 37578374.76 | 121608090.00 | 95832001.93 |
| INVERTER_ASSY_LHD | 14.00 | 2719.77 | -306.36 | 1647.06 | 40904271.00 | 146644459.70 | 108883073.00 |
| Inverter - 12-220 V | 14.00 | 2719.77 | -306.36 | 1647.06 | 40904271.00 | 146644459.70 | 108883073.00 |
| BMW_CHARGER_UCX3_LHD_ASSY | 9.00 | 2665.19 | 603.99 | 1642.58 | 28120610.66 | 89826605.79 | 68497955.79 |
| UCX3_w/o_Rex | 9.00 | 2665.19 | 603.99 | 1642.58 | 28120610.66 | 89826605.79 | 68497955.79 |
| DC_DC_CONVERTER_BRACKET_LHD_ASSY | 7.00 | 2708.12 | 214.51 | 1357.35 | 13669827.47 | 64892453.42 | 52526743.44 |
| DC_DC_CONVERTER_BRACKET_LHD | 7.00 | 2708.12 | 214.51 | 1357.35 | 13669827.47 | 64892453.42 | 52526743.44 |
| LI_ION_BATTERY_PACK(44kWh)_1 | 276.00 | 4485.36 | -2.12 | 1093.07 | 342551129.20 | 594145482.00 | 562210963.00 |
| LI_ION_BATTERY_PACK(44kWh)_2 | 276.00 | 4485.36 | -2.12 | 914.07 | 243196428.80 | 584209982.00 | 562210963.00 |
| DVH.768032.BA | 13.00 | 4464.03 | 0.09 | 873.18 | 12466732.55 | 274408815.60 | 267051726.80 |
| DC/DC_CONVERTER_ASSY_LHD | 11.00 | 2709.74 | 76.58 | 1423.05 | 23542305.72 | 108457919.80 | 85132307.16 |
| DC//DC Converter Belpower | 11.00 | 2709.74 | 76.58 | 1423.05 | 23542305.72 | 108457919.80 | 85132307.16 |
| PDU_ASSY-2WD_2P_BATTERY | 16.00 | 2934.43 | 187.13 | 1619.00 | 43219062.84 | 182094562.60 | 140360078.80 |
| Power Distribution Unit | 16.00 | 2934.43 | 187.13 | 1619.00 | 43219062.84 | 182094562.60 | 140360078.80 |
| Bracket Assy-PDU_LHD | 4.50 | 2932.26 | 175.64 | 1564.42 | 10915436.61 | 481940560.37 | 37764053.13 |
| Bracket-PDU_LHD | 4.50 | 2932.26 | 175.64 | 1564.42 | 10915436.61 | 481940560.37 | 37764053.13 |
| Carter Protection Installation | 29.00 | 2960.49 | 0.00 | 851.49 | 23027925.48 | 275796073.10 | 257220462.90 |

Belirtilen kütle, eylemsizlik, parça ve malzeme bilgileri kabulleri simülasyon çalışmasında esas alınmıştır. Çarpışma ve yükleme koşulları olarak bariyer tipi regülasyon uyarınca sabitlenmiş rijit bariyer seçilmiştir. Bariyer-araç çarpışma pozisyonu %100 geçişken olarak kurgulanmıştır. Araç çarpışma hızı 48 km/s olacak şekilde regülasyon uyarınca kurgulanmıştır. Çarpışma acısı bu test özelinde 0 derecedir. Araç

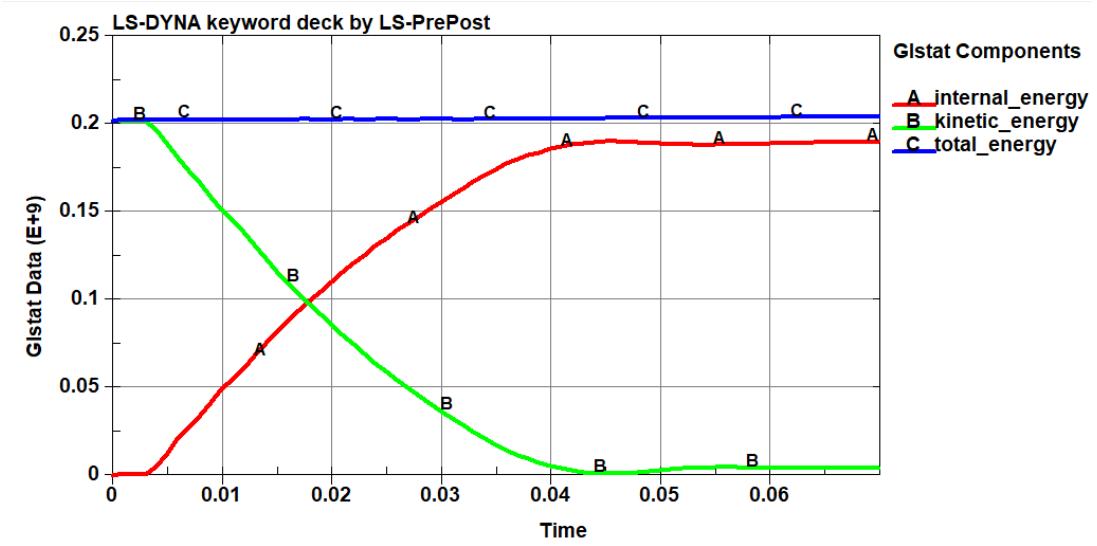
ağırlığı kabinsiz olacak şekilde 1838 kg olarak kullanılmıştır, 86 dummy yolcu ve 136 kg bagaj yükü ile birlikte tüm simülasyonda araç ağırlığı 2060 kg'dır.

## 3.3 İlk Tasarım Mevcut Durumu ve Analiz

Çalışmanın bu bölümünde bir yürür şasi ticari aracın önden çarpma ve yandan çarpma performanslarını geliştirme çalışmaları kapsamında, FMVSS 305 regülasyonunda belirtilen 48 km/h hızla "rijit duvara önden çarpma" ve 32 km/h hızla "rijit direğe yandan çarpma" yapısal analizleri gerçekleştirilmiştir. FMVSS-214 regülasyonu kapsamında yandan çarpma için 56 km/h hızla "deforme olabilen bariyere yandan çarpma" koşulu yer almaktadır. Ancak araç yürür şasi olduğundan 32 km/h hızla rijit bir direğe lokal olarak yandan çarpma koşulu araç üzerinde lokal olarak daha yüksek seviyelerde deformasyon oluşturacağından ve bataryaya olan girişim miktarının daha yüksek seviyelerde olacağı ön görülerek bu koşul tercih edilerek ilerlenmiştir. Geliştirme çalışmalarının gerçekleştirildiği yürür şasi araç modeli, uzay kafes yapılı boyasız gövde, batarya, elektrik motoru, elektronik bileşenler ve şasi bileşenlerini içermektedir. Aracın diğer komponentleri (trim parçaları, sürücü kabini, kargo kabini vb.) ise bağlantı noktalarından kütle tanımlanarak modellenmiştir. Modelde toplam 2.381.779 adet 2D-shell eleman bulunmaktadır. Yapısal analiz sonuçları değerlendirilirken, çarpışma sonrası bataryalar ve elektrik motoru fonksiyonelliğinin bozulması ve çarpışma sonrasında batarya pillerinde oluşacak deformasyon ile sürücü ve yolcu bölgesine pil sızıntısı girişimleri engellenmesi esas alınmıştır. Bununla birlikte, LS-DYNA yazılımı ile çarpışma durumu değerlendirmesi yapılması amacıyla aracın 48 km/h hız ile rijit duvara önden çarpması durumu ve 32 km/h hız ile rijit direğe yandan çarpması durumunda sürücü bölgesinde oluşan ivme çıktıları alınmıştır. Çarpışma esnasında aracın yapısal durumu ile maksimum seviyede enerji emilmesi ve sürücü ve/veya yolcuya minimum seviyede ivme aktarılması için, kuvvet aktarım yolları tasarlanmış, enerji emici kontrollü katlanma bölgeleri üzerinde iteratif yaklaşımla kalınlık ve şekil optimizasyonu çalışması gerçekleştirilmiştir.

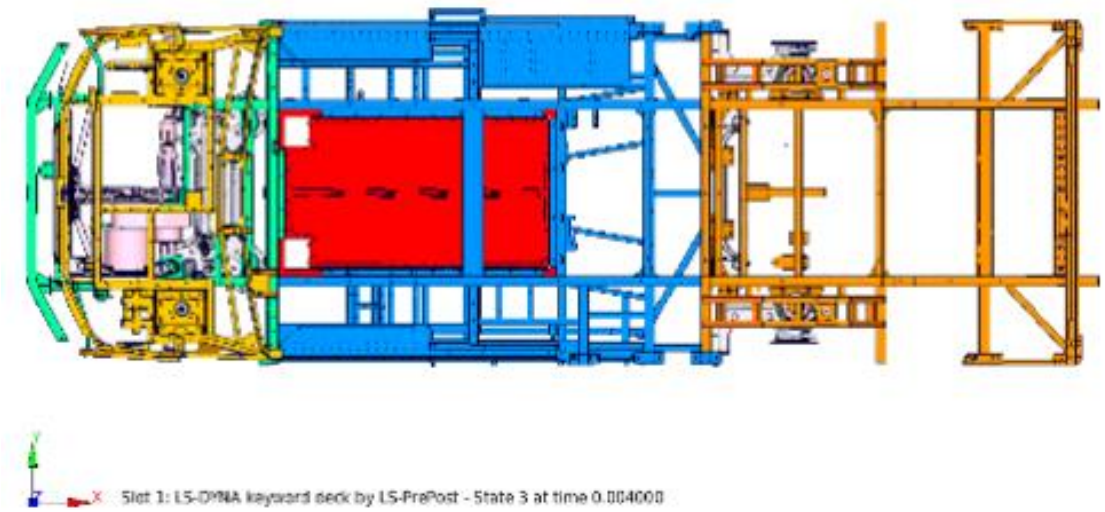
### 3.3.1 Kinetik Enerji Araştırması

Bir cismin kinetik enerjisi, hareketinden dolayı sahip olduğu enerjidir. Belirli bir kütleye sahip bir cismi hareketsiz halden belirli bir hıza çıkarmak için gereken iş olarak tanımlanır. Hızlanma sırasında bu enerjiyi kazanmış olan araç gövdesi, hızı değişmediği sürece bu kinetik enerjiyi muhafaza etmeye devam eder. Aşağıdaki grafik, 0,0427'inci saniyede çarpışmanın meydana geldiği ve kinetik enerjinin azaldığını göstermektedir.

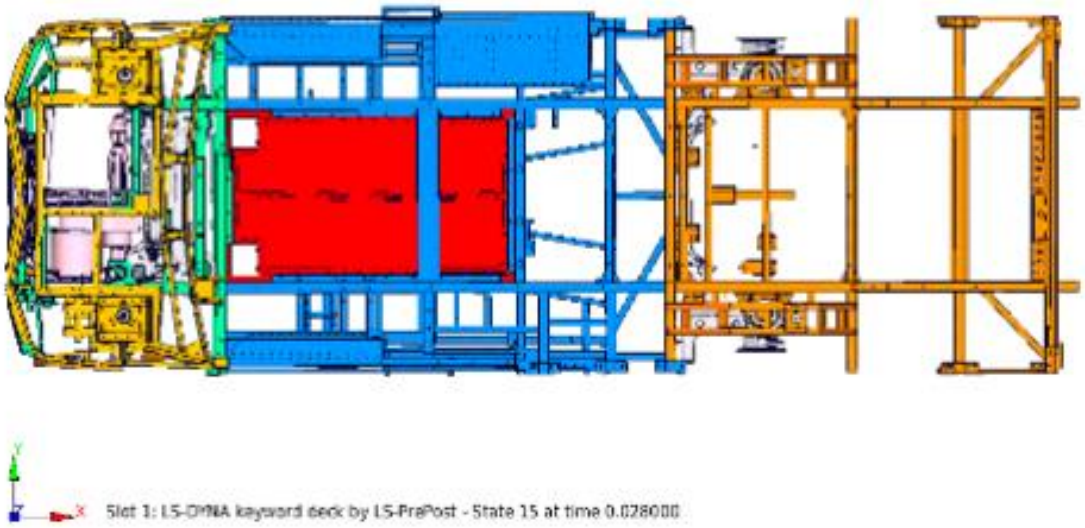



**Şekil 3.4** Kinetik enerji araştırması

Yürür şasinin baz modelinin çarpışma simülasyonunda Z ekseninden görünüşü Şekil 3.5 ve Şekil 3.6'da gösterilerek, t = 0s konumu ve t = 0.03s konumu sırasıyla belirtilmiştir. Baz modelde herhangi bir iterasyon çalışması yapılmadığından enerji minimum miktarda sönümlenmekte sağ ve sol şasi raylarında enerji homojen akış sağlamamaktadır. Bunun başlıca sebebi motor kompartmanı braket bölgelerinin çarpışma akışına rijit bir tepki gösteriyor oluşudur.

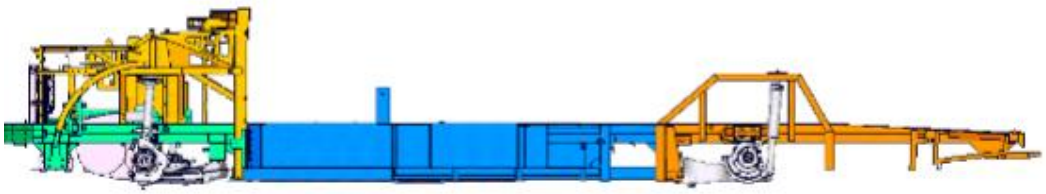



**Şekil 3.5** Baz model üstten görünüm (t=0s anında)

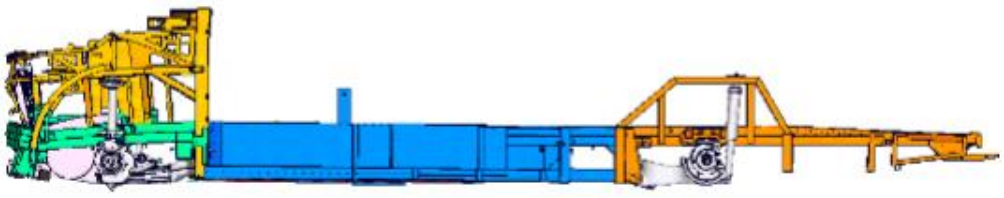



**Şekil 3.6** Baz model üstten görünüm (t=0.03s anında)

Şekil 3.7 ve Şekil 3.8, Y ekseninden incelendiğinde şasi raylarında rijit düz duvara çarpma anında motor kompartmanı braketlerinin rijit bir etki göstererek motor alanını sıkıştırdığı, tampon bölgesi ve şasi raylarında eksenel bükülme gerçekleştiği açıkça göstermektedir. Eksenel bükülmenin önüne geçmek için özellikle tampon bölgesi ve ön şasi raylarının deforme olabilmesi için iyileştirme çalışmalarının gereksinimi açıkça ortadadır. Sönümlenemeyen enerji B direği noktasında ivmelenmenin yüksek rakamlara çıkmasına neden olmaktadır.



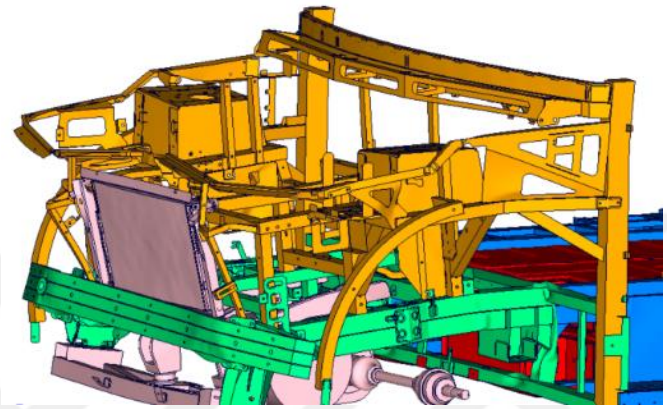
**Şekil 3.7** Baz model yandan görünüm (t=0s anında)



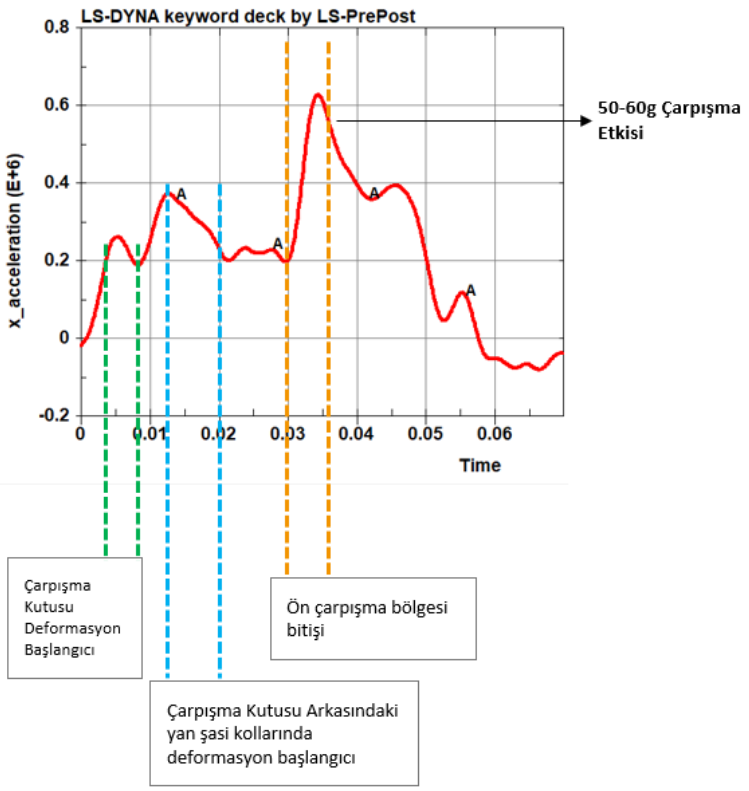
**Şekil 3.8** Baz model yandan görünüm (t=0.03s anında)

### 3.3.2 B Direği Çarpışma Analizi

Çarpışma deformasyon bölgesinde, tampon sonrasında darbe sönümleyici üzerinde 20g'lik ivme kuvveti gözlemlenirken, şasi raylarına 40g aktarıldığı görülmektedir. Şasi rayı ve motor kompartman bölgesi bitişi arasındaki bölümde ivme kuvvetinde bir düşüş gözlemlenmese de sönümlemenin yetersizliği aşağıdaki görselde görülmektedir. Kompartmandan bitimi 50g-60g arası bir ivme değeri gözlemlenmektedir.

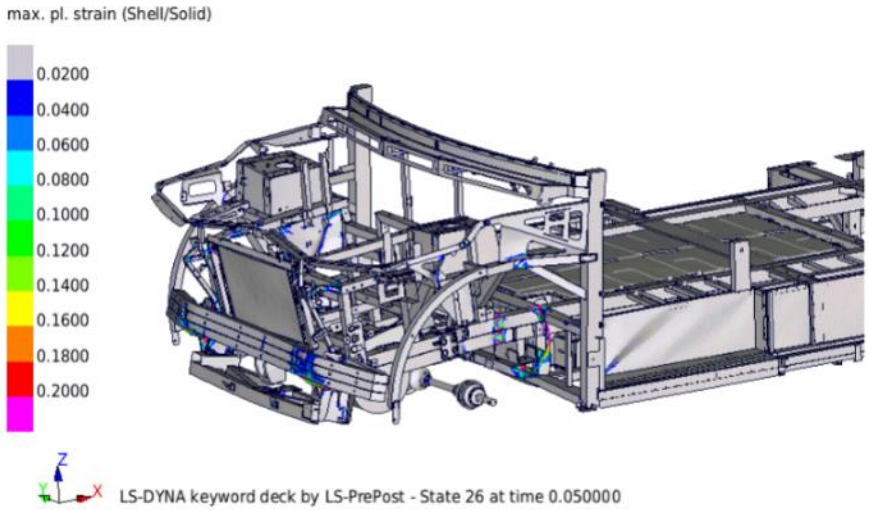


**Şekil 3.10** Çarpışma başlangıcında ön tampon bölgesi ve B direği arası girişim



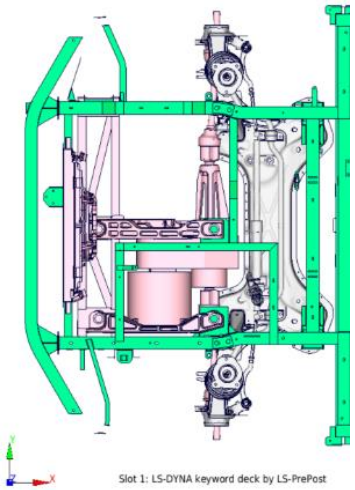

**Şekil 3.9** Girişim başlangıç bölgeleri

Burada yapılabilecek muhtemel iyileştirmeler, çarpışma kutusu yani darbe sönümleyici elemanın deformasyonunu optimize ederek şasi kollarına aktarılan ivme değerini 40g'den dolaylı olarak ön çarpışma bölgesi bitimindeki 60g'lik ivme değerinin de aşağı çekilmesi gerekliliği bulunmaktadır.

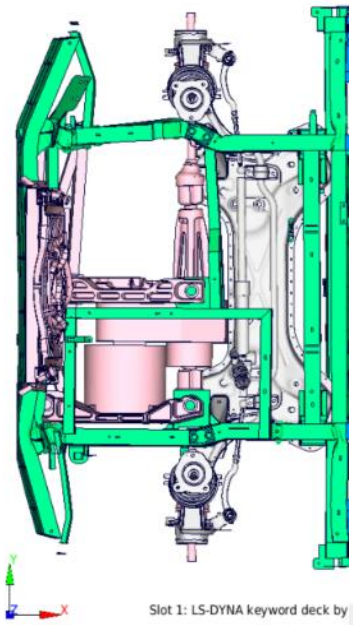



**Şekil 3.9** Baz model deformasyon başlangıç bölgeleri

Şekil 3.11 ve Şekil 3.12'de şasi kolları ve motor bağlantı braketlerinin davranışı daha net görülmektedir. Etkinin ilk olarak karşılandığı tampon rayında önemli ölçüde deformasyon gözlemlenirken, motor bağlantı bıraketlerinde eksenil burkulma oluşumu meydana gelmiştir. Enerjinin motor kompartman bölgesinde yeterince sönümlenmemiş olması, yolcu kompartmanında gerçekleşmesi muhtemel mekanik girişimin en önemli sebeplerinden biridir.

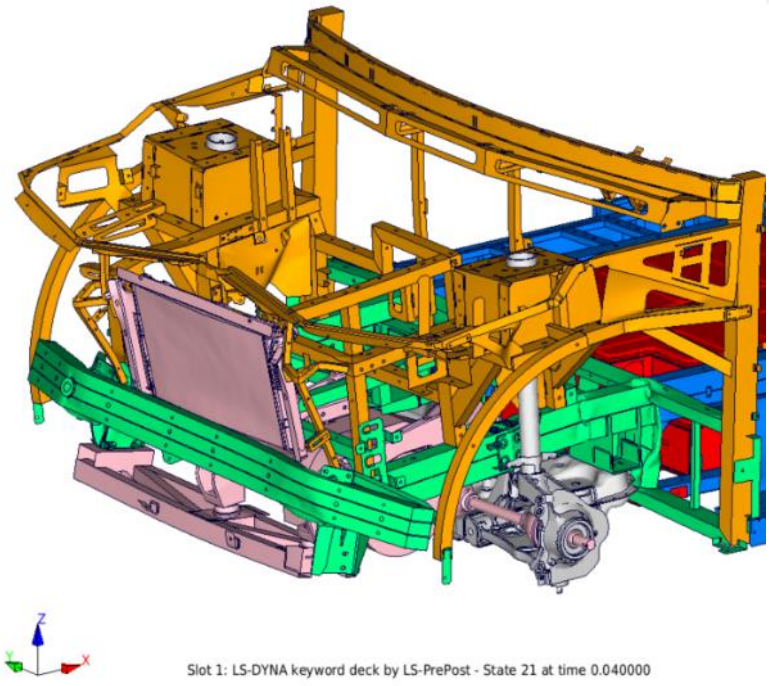



**Şekil 3.11** Şasi kolları deformasyon durumu (t=0s anında)

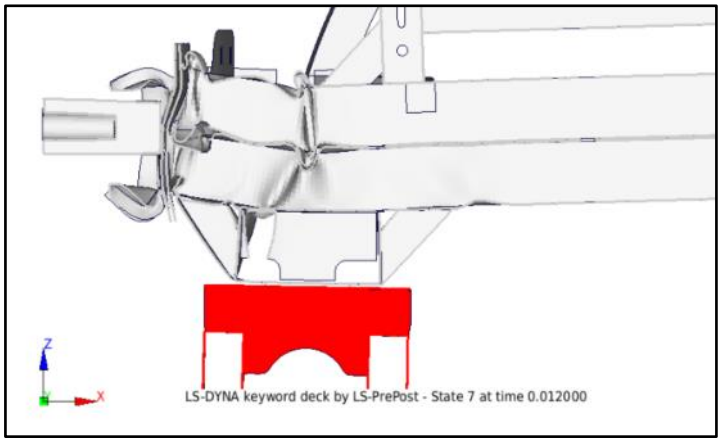



**Şekil 3.12** Şasi kolları deformasyon durumu (t=0.04s anında)

Çarpma kutusu ve yan elemanlarda daha az deformasyon olduğundan, şasi kol profilinde ezilme miktarı daha fazladır.

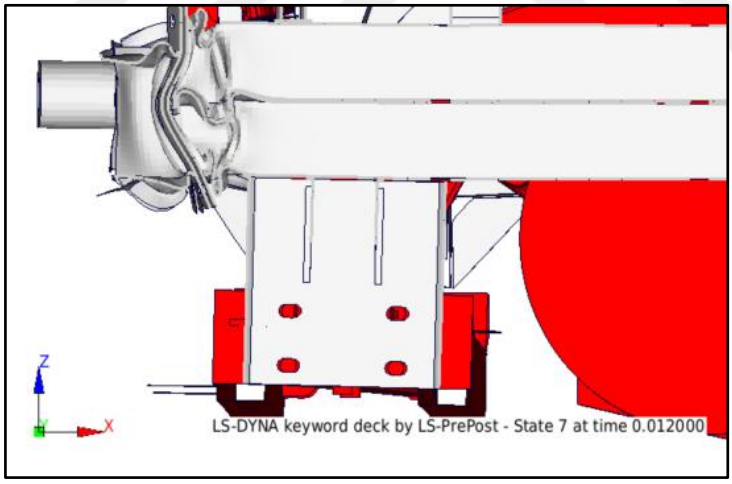



**Şekil 3.13** Motor kompartmanı çarpışma etkisi (t=0.04s anında)



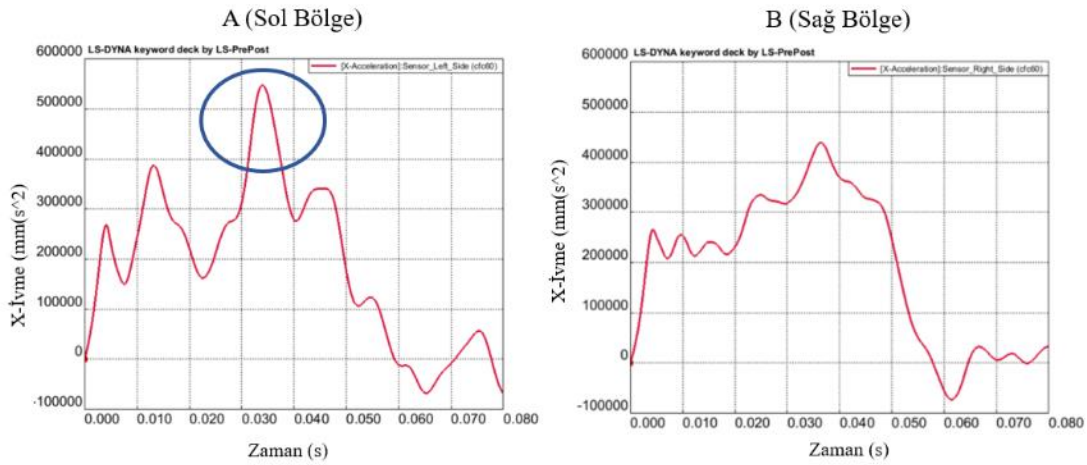

**Şekil 3.14** Sağ çarpışma kutusu ve şasi rayı çarpışma başlangıcı

Sağ çarpışma kutusu bölgesinde regülastif bir zorunluluk olarak çeki demiri takma burcu bulunması dolayısıyla asimetrik bir deformasyon davranışı gözlemlenmektedir. Çeki demiri takma burcunun çarpışma bölgesinden kaldırılarak alternatif bir noktaya yerleşimi mümkün olmamaktadır. Aynı zamanda gövdenin devamına doğru devam eden gerilme ivmesi şasi kollarında eksenel burulmaya sebebiyet vermektedir.

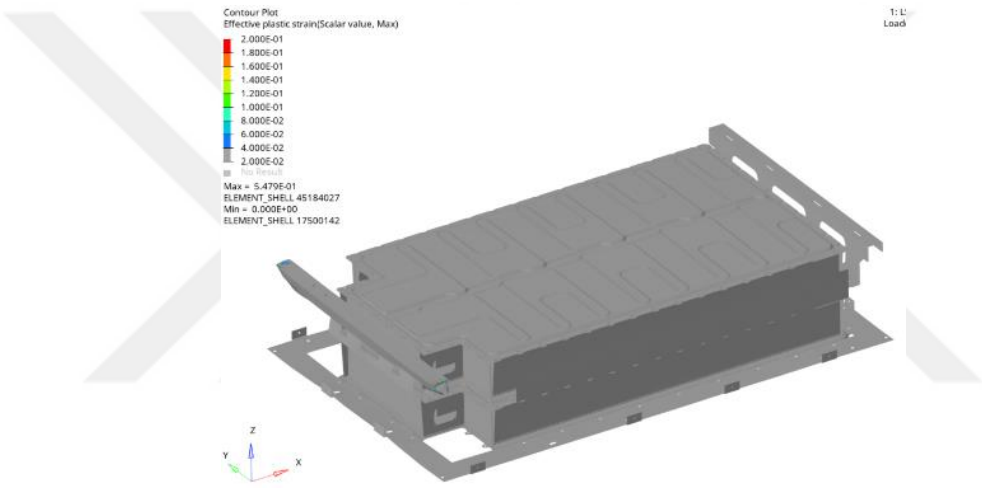



**Şekil 3.15** Sol çarpışma kutusu ve şasi rayı çarpışma etkisi

Sol çarpışma kutusu arkası şasi rayı başlangıcında eksenel burulma meydana gelmektedir ve homojen bir deformasyon çarpışma kutusu tarafından iletilememektedir. Bu bölgede şasi kollarında motor kompartmanı bağlantıları ve çeşitli braketler bulunduğundan dolayı, şasi kollarında eksenel burkulma deformasyonu miktarı sağ şasi koluna kıyasla daha az meydana gelmiştir. Akıştaki süreksizlik ve sol şasi kolu üzerine etkiyen ivme Şekil 3.16'da gösterilmiştir.




**Şekil 3.16** Sol (A) ve sağ (B) çarpışma kutusu ve şasi rayı çarpışma ivme etkisi

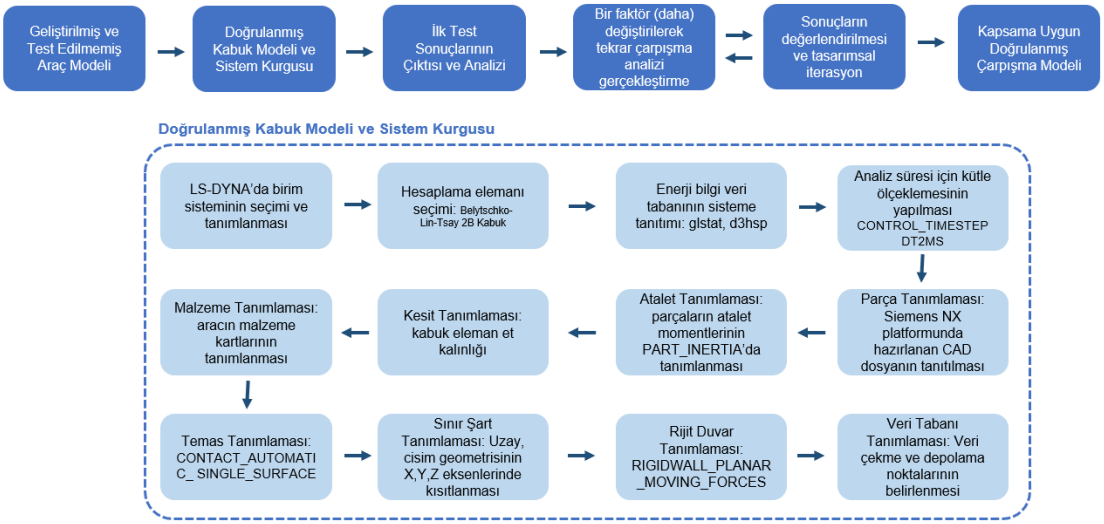



**Şekil 3.17** Batarya deformasyonu

Çarpışma durumunda baz modelde minör batarya deformasyonları gözlemlenmiştir ancak FMVSS305 kriteri kapsamında elektrikli araç onayı için yeter şartlar hali hazırda sağlanmaktadır.

## 3.4 Önden Çarpışma İterasyon Çalışmaları

Bölüm 3.3'te bahsi geçen süreksizlik ve homojen enerji akışının sağlanamadığı durum için analiz ve simülasyon doğrulaması Şekil 3.18'deki gibi planlanmıştır. Plana göre FMVSS-305 kapsamında gerçekleştirilen çarpışma testlerinde bir değişken güncellenerek analiz sonuçları değerlendirilmiş, bir değişken daha güncelleyerek ikincil analiz sonuçları dikkate alınmış ve bu iteratif çalışma sonucu nihai ve kriterlere uygun sonuca ulaşılmıştır.



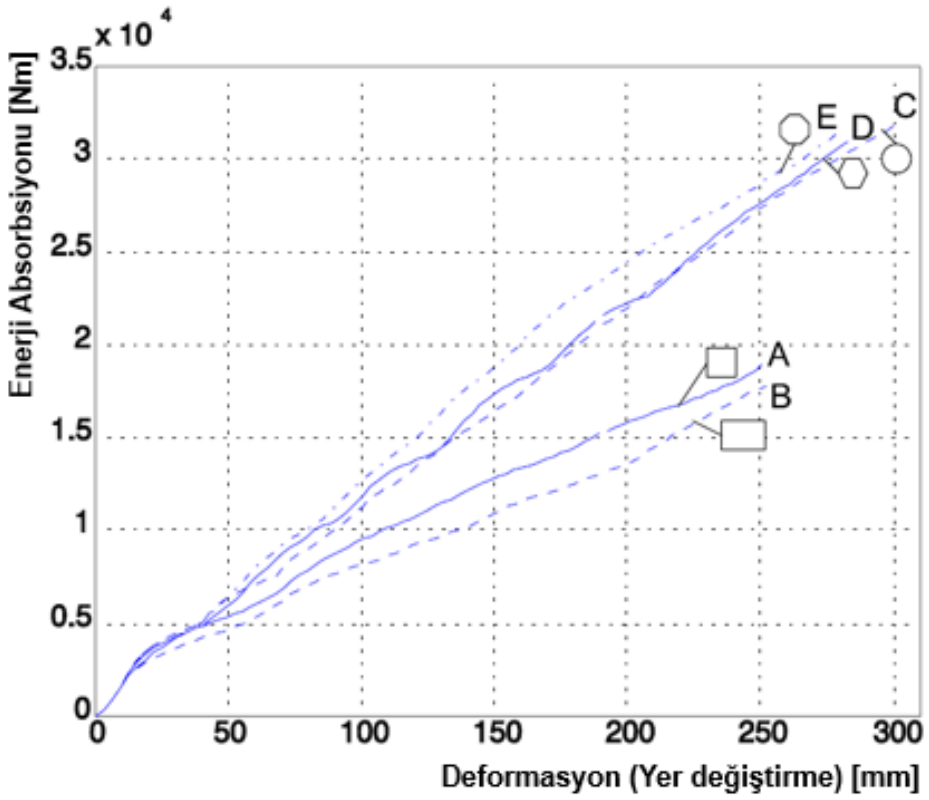

**Şekil 3.18** Analiz ve simülasyon doğrulama planı

İlk olarak üretilebilirlik kısıtından bağımsız olarak şasi kollarında farklı geometrilerin etkileri incelenmiştir. Bu etkilerin incelemesinde her biri çevresi 300 mm olan düzgün kare, dikdörtgen, daire, altıgen ve sekizgen geometriler ele alınmıştır (Tablo 3.8). Tüm bu geometriler için et kalınlığı 3 mm olarak denenmiştir.

**Tablo 3.8** Deneme için seçilen farklı geometri tipleri

| **Profil** | **Kesit Geometrisi** | | **Çevre (mm)** |
|---|---|---|---|
| A | Kare |  | 300 = 75 + 75 + 75 + 75 |
| B | Dikdörtgen |  | 300 = 60 + 90 + 60 + 90 |
| C | Daire |  | 300 = π x 95.5 |
| D | Altıgen |  | 300 = 50 + 50 + 50 + 50 + 50 + 50 |
| E | Sekizgen |  | 300 = 45 + 30 + 45 + 30 + 45 + 30 + 45 + 30 |

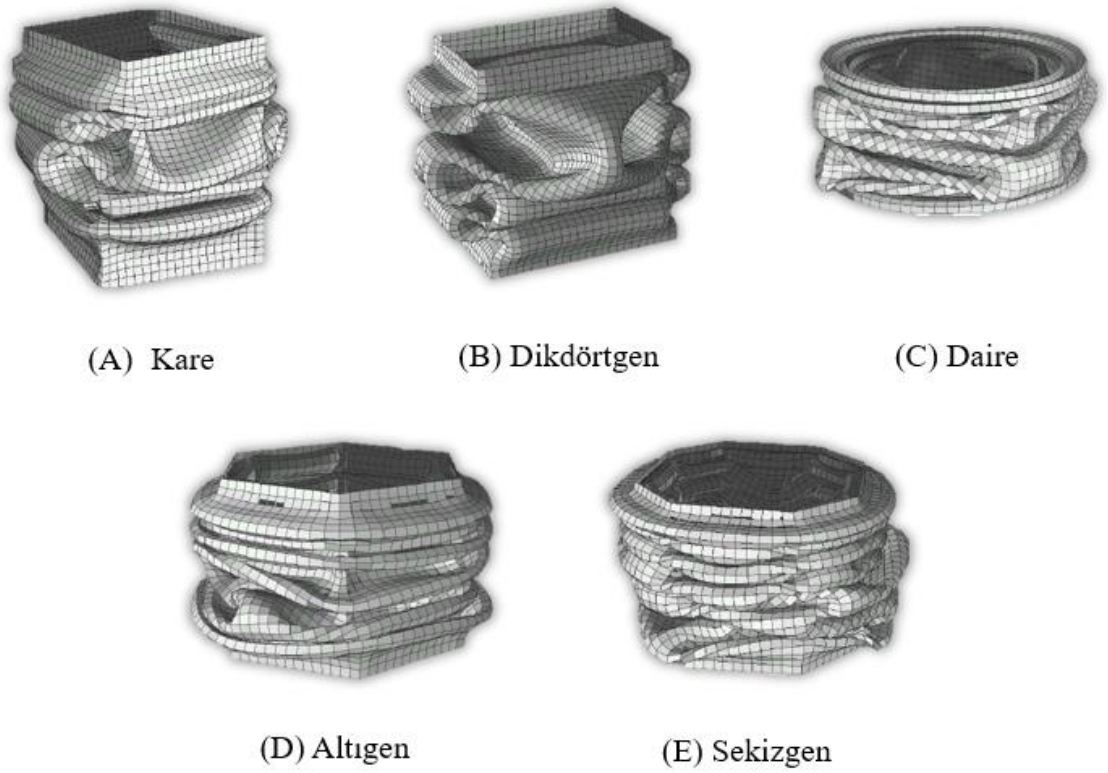
Her profil için dikine çarpıştığı varsayımında bulunulması amacıyla dik olarak 56 km/s hız ile etkiyen 1100 kg yük altındaki davranışı incelenmiştir ve Şekil 3.19'da sunulmuştur. 175 mm girişim anında maksimum sönümleme bakımından geometrik olarak en iyi profil sekizgen çıkarken kare profil ile arasında major bir fark oluşmamıştır. Ancak profilin tüm uzunluğu boyunca sönümlediği maksimum miktar dikkate alındığında en iyi etki daire kesitli profile ait çıkmıştır. Profilin yer değiştirmesinin son 125 mm'sinde fark 13337 Nm olarak hesaplanmıştır. (Tablo 3.2) Ancak bu deneme dikey yük altında yapıldığı için eksenel burulma hakkında fikir vermemektedir. Profillerin katlanma biçimine bakıldığında (Şekil 3.20) altıgen ve sekizgen, daireden bükümsel anlamda daha iyi bir form yakalamış; kare ile dikdörtgende ise bükümde önemli ölçüde geometrik bozunma meydana gelmiştir.




**Şekil 3.19** 0 derece çarpışma açısıyla, 56 km/s hızla 1100 kg'lık yük uygulaması

**Tablo 3.9** Farklı geometri tiplerinde deformasyon miktarı

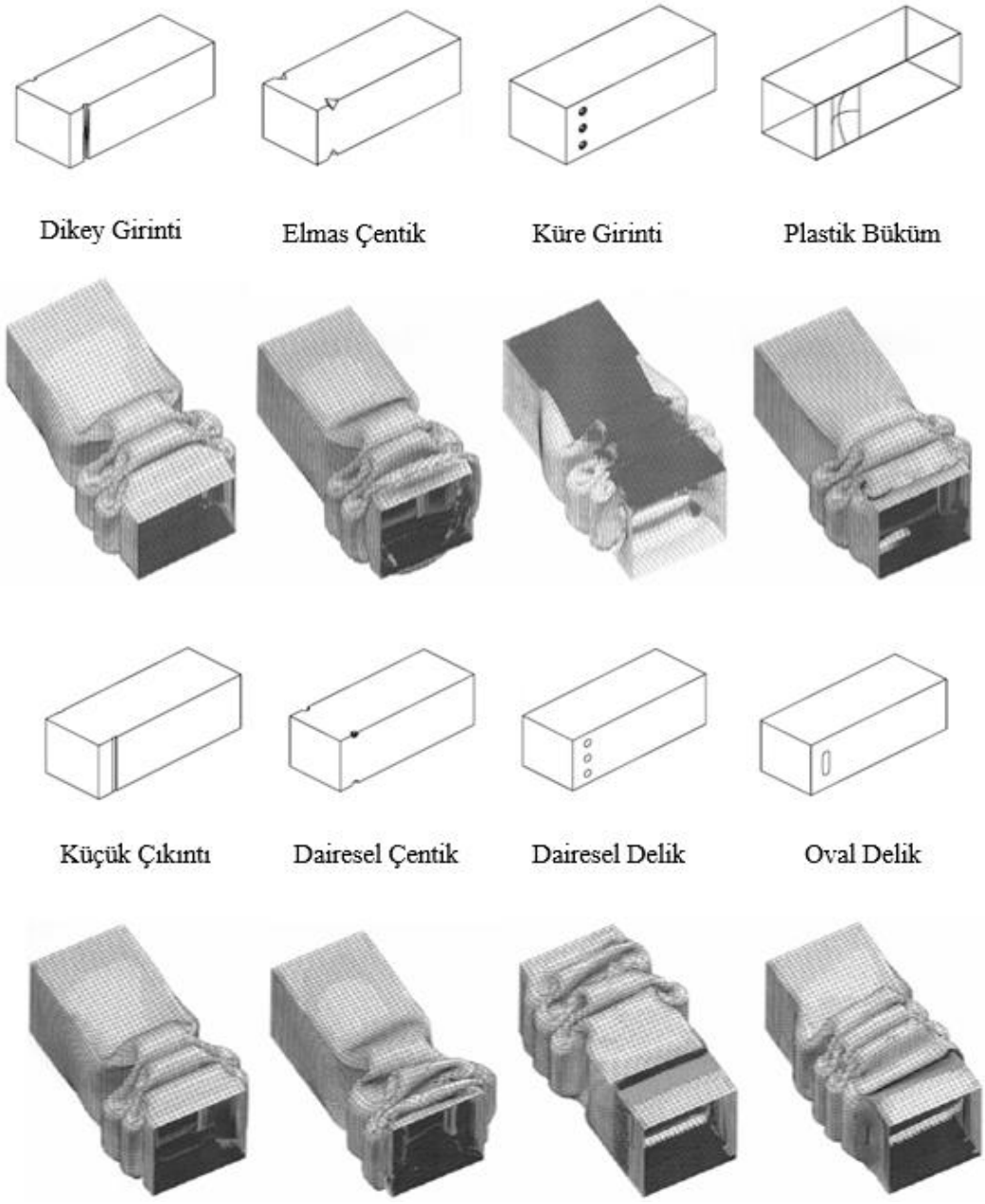
| **Profil** | **Kesit Geometrisi** | **Enerji Sönümleme[Nm] (175 mm deformasyon)** | **Enerji Sönümleme [Nm] Max. deformasyon** |
|---|---|---|---|
| A | Kare | 14161 | 19208 |
| B | Dikdörtgen | 12300 | 18119 |
| C | Daire | 19082 | 32585 |
| D | Altıgen | 19703 | 31315 |
| E | Sekizgen | 22147 | 32043 |




**Şekil 3.20** Farklı kesit geometrilerine sahip profillerin çarpışma davranışı

Gerçekleştirilen monokok yürür şasi çalışmada ağırlıklı kare ve dikdörtgen profiller esas alındığı için tetikleyici tiplerinin çarpışmaya olan etkileri de incelenmiştir. Burada Şekil

3.21'de görüldüğü üzere sekiz farklı tetikleyici tipinin çarpışma performansı karşılaştırılmıştır. En iyi enerji sönümleme performansını "küçük çıkıntı" olarak isimlendirilmiş olan tetikleyici tipi göstermiştir. Büküm anlamında da geometrik olarak en iyi çıktıyı yine bu tetikleyici tipi sağlamıştır. Bu tetikleyicinin profil üzerine uygulanması lazer kesim endüstriyel imalatta mümkün değildir. Özel işlem gerektirmektedir. Bu sebeple delik yapılı tetikleyicilerle çalışmanın devam etmesine karar verilmiştir. Delik tipli tetikleyicilerin içinde en iyi performansı 12473 Nm enerji sönümlemesiyle "Elmas Çentik" sağlamıştır. Çıktılar Tablo 3.10 ve Tablo 3.11'de gösterilmiştir.




**Şekil 3.21** Farklı kesit geometrilerine sahip tetikleyicilerin çarpışma davranışı

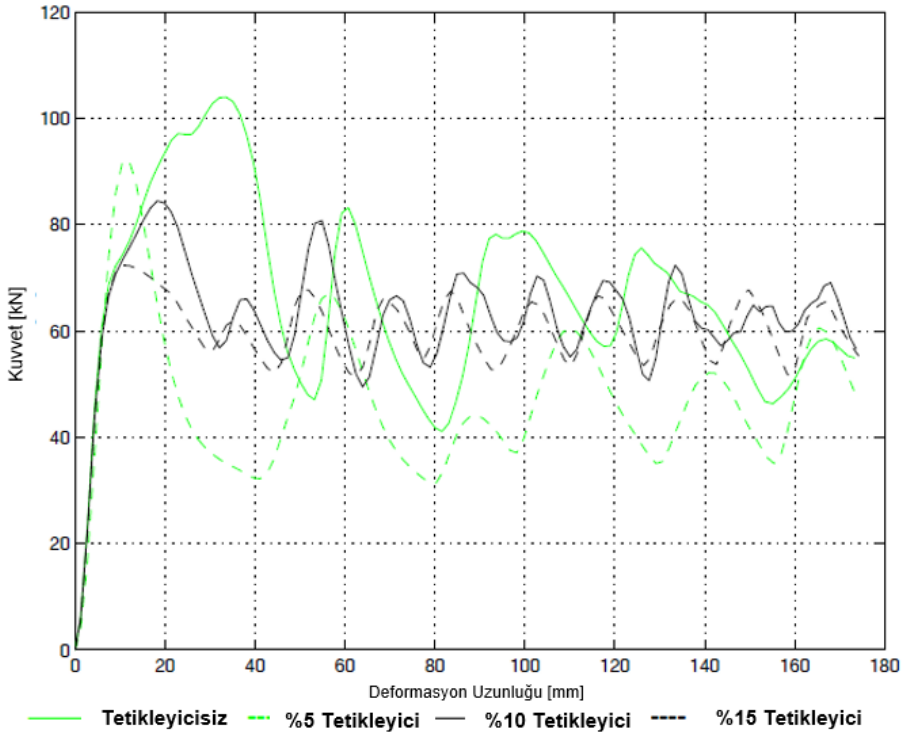
**Tablo 3.10** Farklı tetikleyici geometrilerinde deformasyon

| **Tetikleyici Geometrisi** | **Etkiyen En Yüksek Kuvvet [kN]** | **Enerji Sönümleme [J]** |
|---|---|---|
| Dikey Girinti | 155 | 11099 |
| Elmas Çentik | 179 | 12473 |
| Küre Girinti | 183 | 11534 |
| Plastik Büküm | 175 | 11680 |

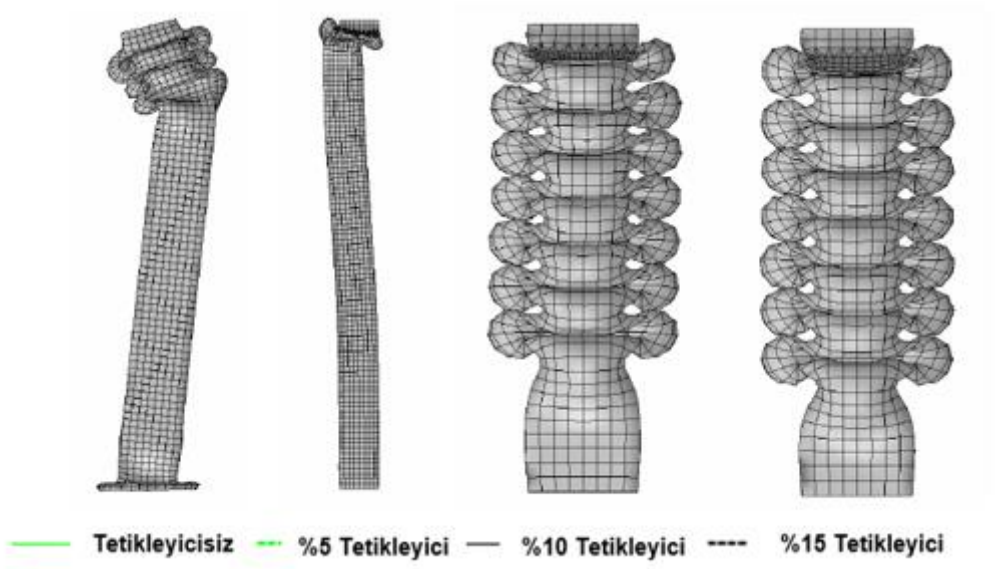
**Tablo 3.11** Farklı tetikleyici geometrilerinde deformasyon

| **Tetikleyici Geometrisi** | **Etkiyen En Yüksek Kuvvet [kN]** | **Enerji Sönümleme [J]** |
|---|---|---|
| Küçük Çıkıntı | 191 | 13623 |
| Dairesel Çentik | 170 | 12300 |
| Dairesel Delik | 196 | 12211 |
| Oval Delik | 191 | 12030 |

Tetikleyicilerin alanının sönümleme ve deformasyon performansına olan etkisi de ölçülmüştür. Bu bağlamda %10 kesit alanı kullanımlı tetikleyicinin optimum performansı verdiği (Tablo 3.12) gözlemlenmiş olup Şekil 3.22 ve Şekil 3.23'te sunulmuştur.




**Şekil 3.22** Farklı kesit geometrilerine sahip profillerin çarpışma davranışı




**Şekil 3.23** Farklı kesit geometrilerine sahip profillerin çarpışma davranışı

**Tablo 3.12** Farklı tetikleyici geometrilerinde deformasyon

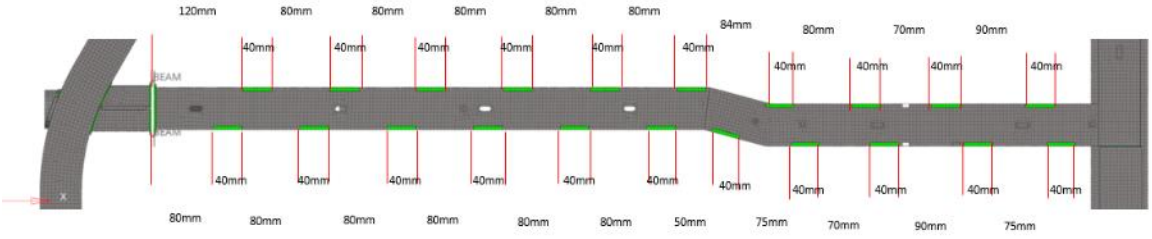
| **Tetikleyici Boyutu Profil Kesit Alanında % Düşüş Miktarı** | **Etkiyen En Yüksek Kuvvet [kN]** | **Enerji Sönümleme [J]** |
|---|---|---|
| Tetikleyici Yok | 105 | 11532 |
| %5 Tetikleyici Boyut Artışı (25x25x2 = Baz) | 95 | 8320 |
| %10 Tetikleyici Boyut Artışı (+%5 Baz) | 87 | 12525 |
| %15 Tetikleyici Boyut Artışı (+%10 Baz) | 74 | 10735 |

# 4
# BULGULAR ve TARTIŞMA

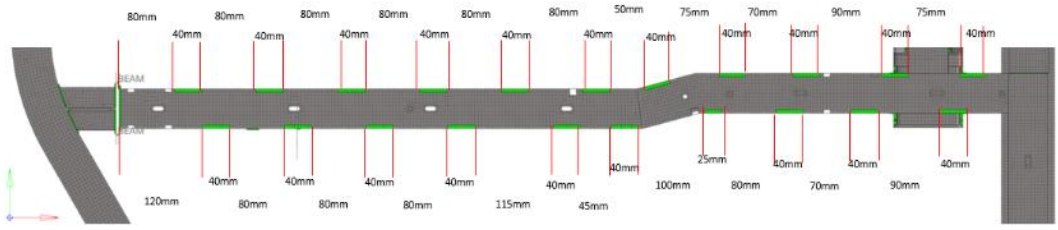
## 4.1 Önden Çarpışma Analiz Çalışması İterasyon Sonuçları

### 4.1.1 Tampon ve Kol Bölgesi Malzeme, Kalınlık & Tasarım Optimizasyonu

Aracın çarpışma yönetim bölgesindeki şasi kolları mevcut durumda 0.02 saniyede 40 G ivme kuvvetine ulaşmaktadır. Bu belirtilen zaman aralığı için oldukça yüksek bir ivmelenme gücüdür. Araç şasi kolları ve tüm çarpışma yönetim bölümü sac metal ve kaynak uygulaması ile birbirine bağlandığı için burada kalıpsız üretimde izlenebilecek birkaç yol vardır. Bunlardan ilki kaynak noktalarında değişikliğe gitmektir. Diğer bir yol malzeme tipini değiştirmektir ancak tedarik edilebilirlik anlamında kolay tedarik edilebilir malzeme kullanımı üretim ve maliyet açısından kritik önem arz etmektedir. Diğer bir yol ise kalınlık optimizasyonu ve sac metalde geometri değişimi uygulanmasıdır. Öncelikle deformasyon sürekliliğini sağlamak için 40 mm kaynak, 80 mm boşluk olacak şekilde çapraz kaynak uygulaması simülasyon ortamında çalışılmıştır. Kaynaklama tekniği Şekil 4.1 ve Şekil 4.2'de gösterilmiştir.

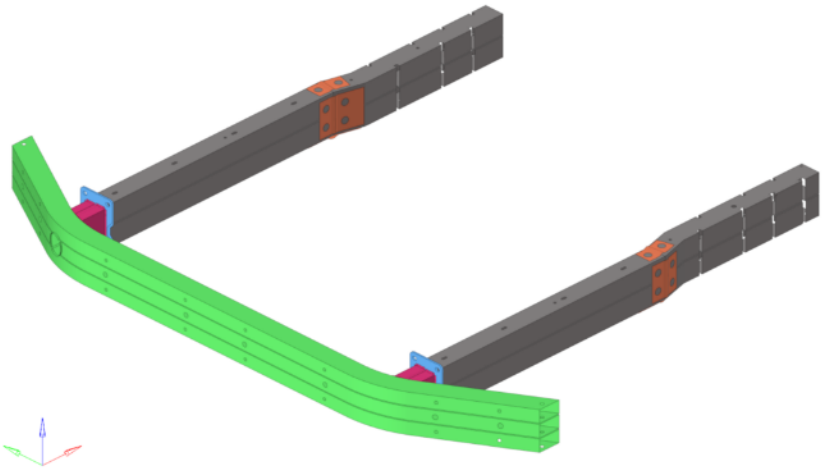



**Şekil 4.1** Sağ şasi kolu kaynak optimizasyonu



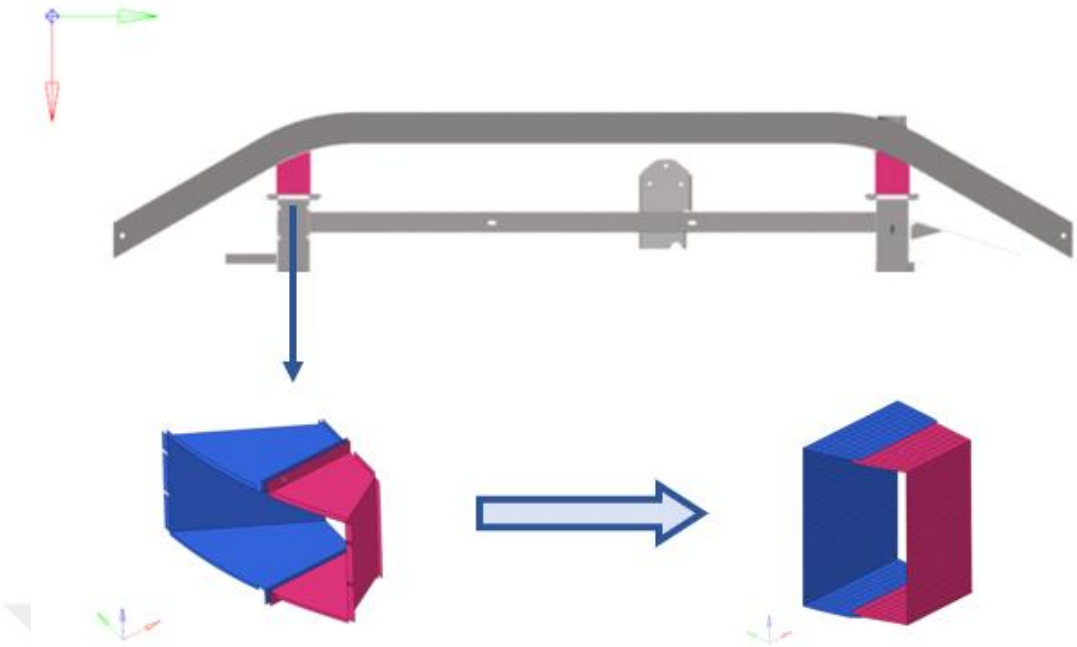

**Şekil 4.2** Sol şasi kolu kaynak optimizasyonu

Aşağıdaki şekilde gri, mavi ve mor ile gösterilmiş olan şasi kolları, çarpışma karşılayıcı levha ve çarpışma kutusunda kalınlık optimizasyonuna gidilmiştir. Şasi kolları 40x60 mm profil yapıdan oluşmaktadır ve kalınlığı 3 mm'dir. Sağ ve sol şasi kollarında homojen bir çarpışma gözlemlemek, batarya ve sürücü kompartmanına girişimi engellemek için şasi kolları motor kompartmanı bölgesindeki deformasyonun arttırılması gereksinimi doğal olarak oluşmaktadır. Bu sebeple profil kalınlığı 3 mm'den 2 mm'ye düşürülmüştür.



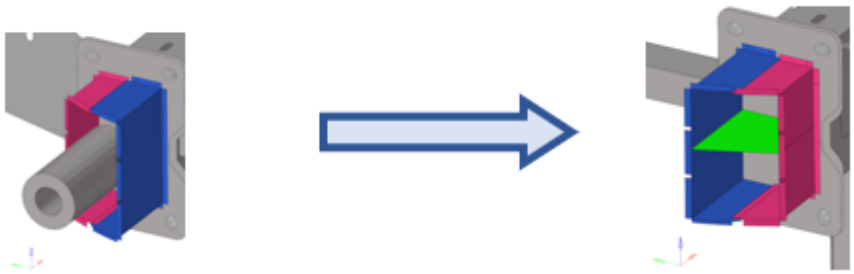
**Şekil 4.3** Revizyon yapılan tampon profili

Diğer bir tasarım geliştirmesi aşağıdaki şekilde de görülebileceği gibi mevcut açısal çarpışma kutusu tasarımını karesel şekilde revize etmek ve parçalanabilirliğini arttırmak için 2 ayrı sacdan oluşması ve kaynak yolu ile birleştirilmesinin sağlıklı bir deformasyon oluşturacağı ön görülmüştür.



**Şekil 4.4** Oval çarpışma kutusu ile yeni tasarım çarpışma kutusu

Sağ ve sol kolda ilk çarpışma anında homojen stres oluşturmak ve enerji absorpsiyonunu dengelemek adına sol çarpışma kutusunun içerisine kaynak bir ilave sac daha tasarlanmıştır. Sağ çarpışma kutusu içerisinde ön çeki demiri burcu bulunduğu için sağ ve solda gözlemlenen deformasyon miktarı başlangıçta homojen değildir. Bu durumu iyileştirmek için Şekil 4.3'teki gibi bir tasarım değişikliği uygulanmıştır.



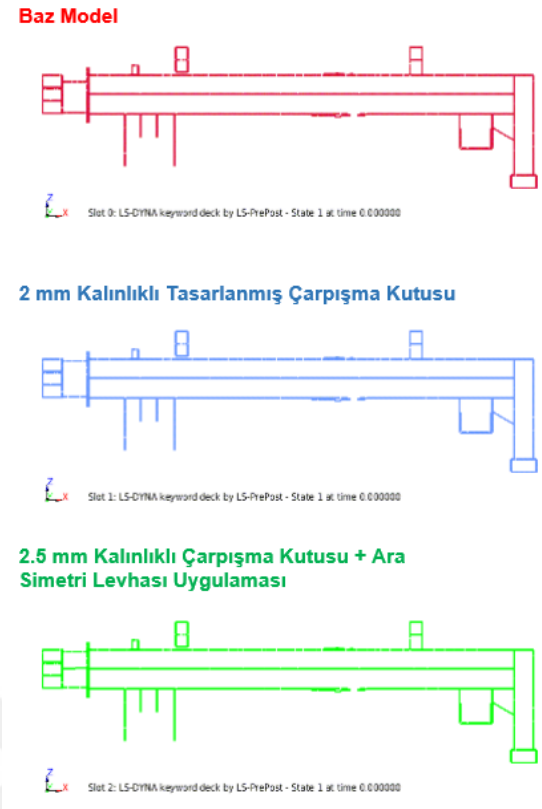
**Şekil 4.5** Çarpışma kutusu arası sac uygulaması

Özet ile ilk tasarımsal revizyon olarak tampon profilindeki deformasyonu arttırmak için kalınlığı 3 mm'den 2 mm'ye düşürüldü. Üçgen yapıya sahip çarpışma kutusunun çarpışma direncini azaltmak için tasarım kaynaklı iki sac parçanın birleşimi şeklinde kalınlığı 2.5 mm olarak güncellendi. Sağ çarpışma kutusu bitiminde ön çeki demiri yer

alması sebebiyle deformasyon simetrisinin sağlanması için sol çarpışma kutusu içine 2.5 mm kalınlığa sahip plaka eklenmesi gerçekleştirildi.

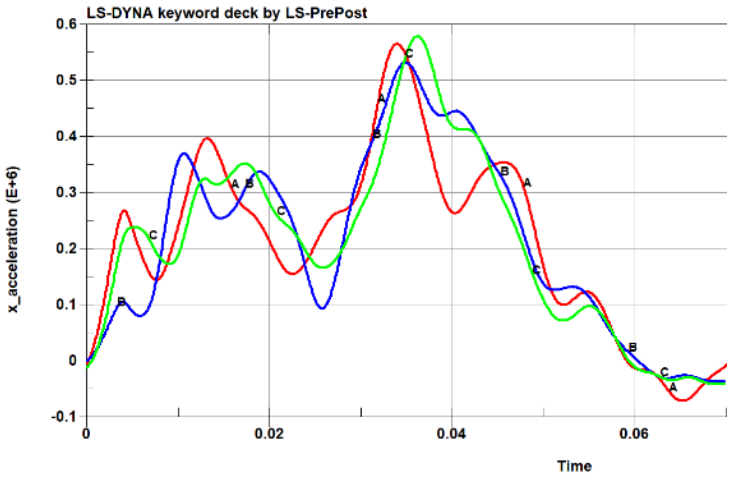



**Şekil 4.6** Sol çarpışma kutusu simetri levhası uygulaması sonucu (t = 0 s)




**Şekil 4.7** Sağ çarpışma kutusu simetri levhası uygulaması sonucu (t = 0.05 s)

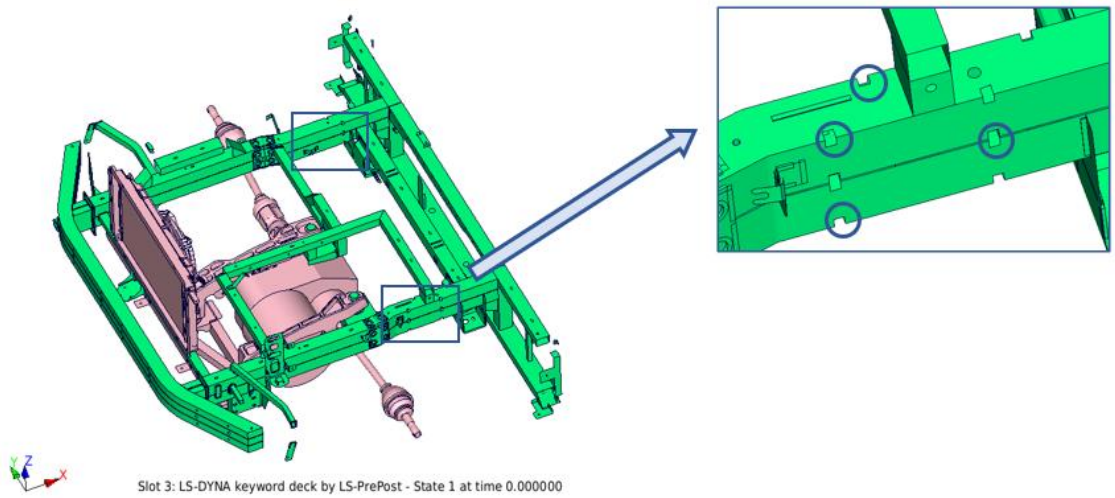
Uygulanan bu değişikliklerle birlikte başlangıç deformasyon anında istenilen direnç oluşturulması sağlanmıştır. Şekilde kırmızı ile gösterilen doğru baz modeli temsil ederken, mavi doğru yalnızca çarpışma kutusu revizyonunu, yeşil doğru ise eklenen sac parça, yeni çarpışma kutusu revizyonlu son tasarımı temsil etmektedir.




**Şekil 4.8** Kalınlık optimizasyon sonucu

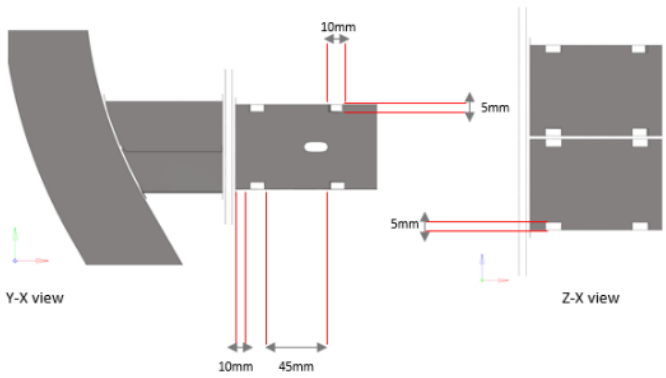
### 4.1.2 Sağ ve Sol Şasi Kollarındaki Asimetrik Deformasyonu Önleme – Şasi Kolu Bitimi Tetikleyici Uygulaması

Z yönünde çaprazlı çarpışma patlama kesitleri oluşturarak şasi kollarının enine bükülme etkisini akordeon etkisine dönüştürecek bir tasarım iyileştirmesi çalışılmıştır. Bu çalışma ile kalıptan çıkma boğumlu şasi kolu etkisi yaratılması amaçlanmıştır.

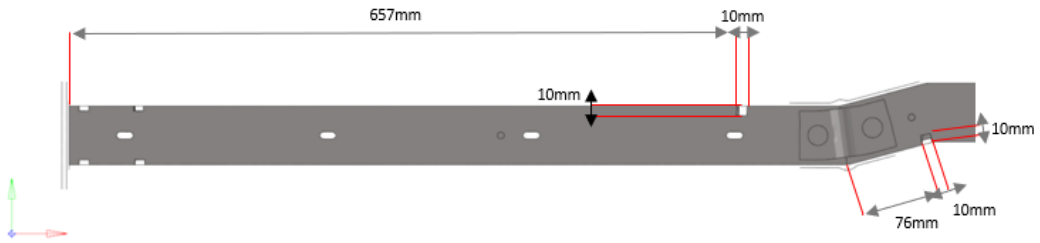



**Şekil 4.9** Şasi kolu bitimi tetikleyici uygulaması

Şasi kollarının orta bölümlerinde özellikle ek kaynak profillerinin yer aldığı yerler patlama kesikleri açmak için özellikle seçilmiştir. Kesikler açılırken Y ve Z eksenlerinde 10 mm olacak şekilde güncelleme yapılmıştır. Alt ve üst profillerde paralel olacak şekilde iken karşılıklı delikler çapraz olacak şekilde bir tasarım iyileştirmesi yapmanın bükülme etkisini en aza indirgeyeceği düşünülerek çalışılmıştır. Sol ön şasi kollarındaki kesit ölçüleri Şekil 4.10'daki gibidir;

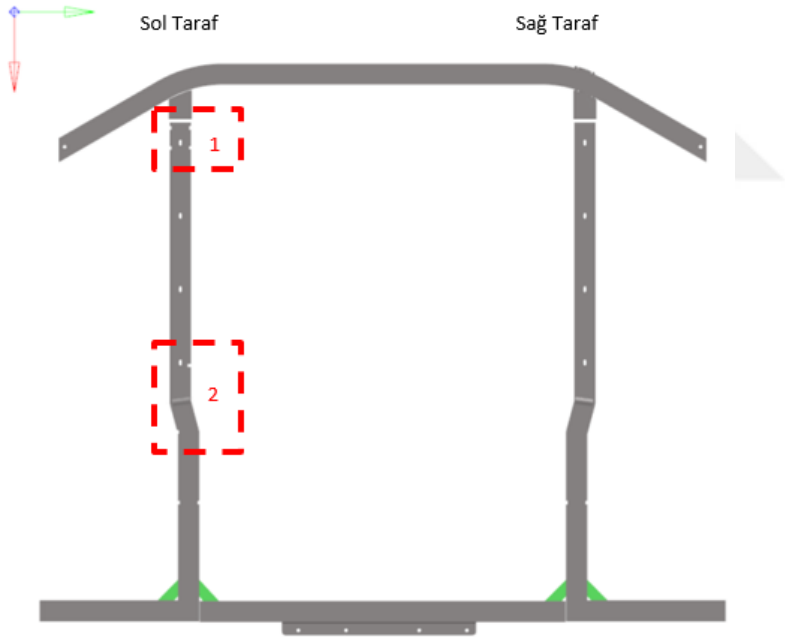



**Şekil 4.10** Sol ön şasi kollarındaki kesit ölçüleri




**Şekil 4.11** Sol şasi kolu çarpışma kutusu bağlantı bölümü ve tetikleyici konumu

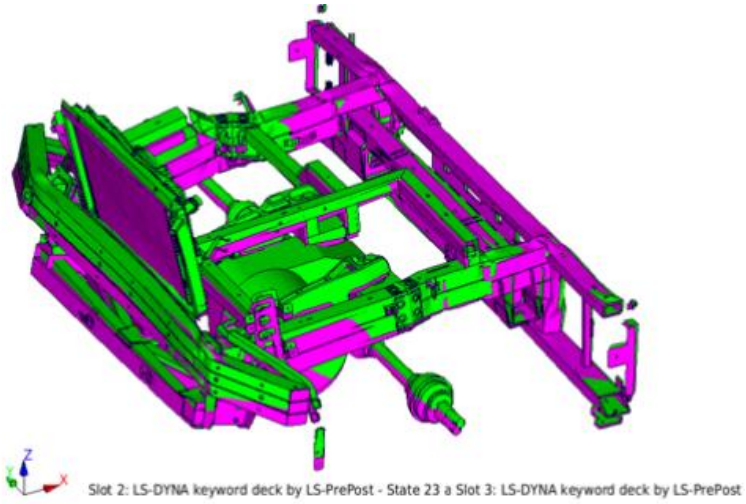
Sol şasi kolu çarpışma kutusu bağlantı bölümü ve kol boyunca açılmış kesiklerin aralıkları aşağıdaki şekilde görülmektedir. Genel görünüme bakıldığında iyileştirmeler ön birleşim ve orta bağlantı bölgelerinde yapılmıştır.



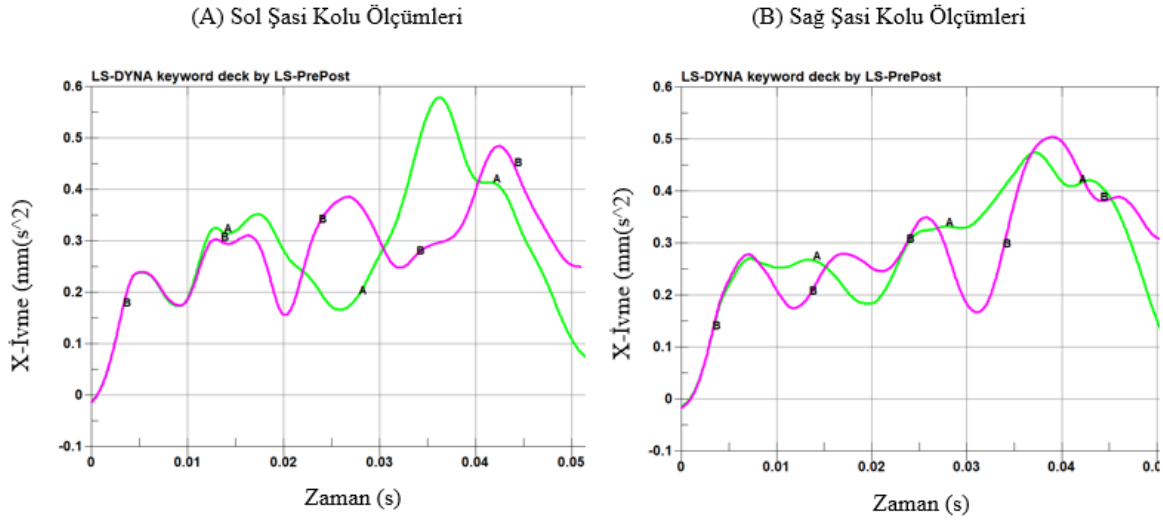

**Şekil 4.12** Sol şasi kolu iyileştirme bölgeleri

Özetle sol şasi kolu için Y ve Z eksenlerinde 5mm x 10 mm girinti tasarlandı. Eksenel Burkulmayı önlemek için çapraz konumlandırma çalışması yapıldı ve motor bağlantı braketinin yarattığı direnci dolayısıyla 4 noktaya konumlandırıldı. Sağ şasi kolunda ise Y ve Z eksenlerinde 5 mm x 10 mm girinti tasarlandı. Eksenel Burkulmayı önlemek için

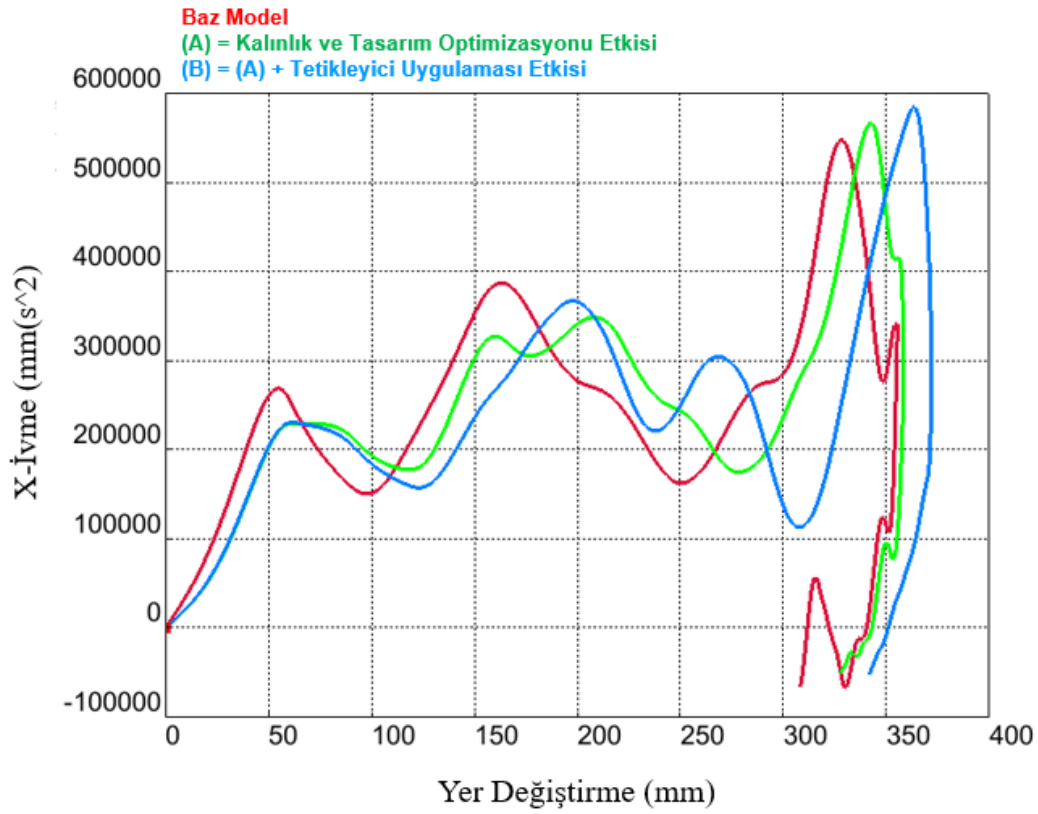
çapraz konumlandırıldı ve konumlandırmada motor bağlantı braketi yoğunluğunun olmayışı sebebi 2 nokta tercih edildi.




**Şekil 4.13** Tetikleyici revizyonu sonrası analiz çıktısı




**Şekil 4.14** Sol ve sağ şasi kolunda tetikleyici etkisi

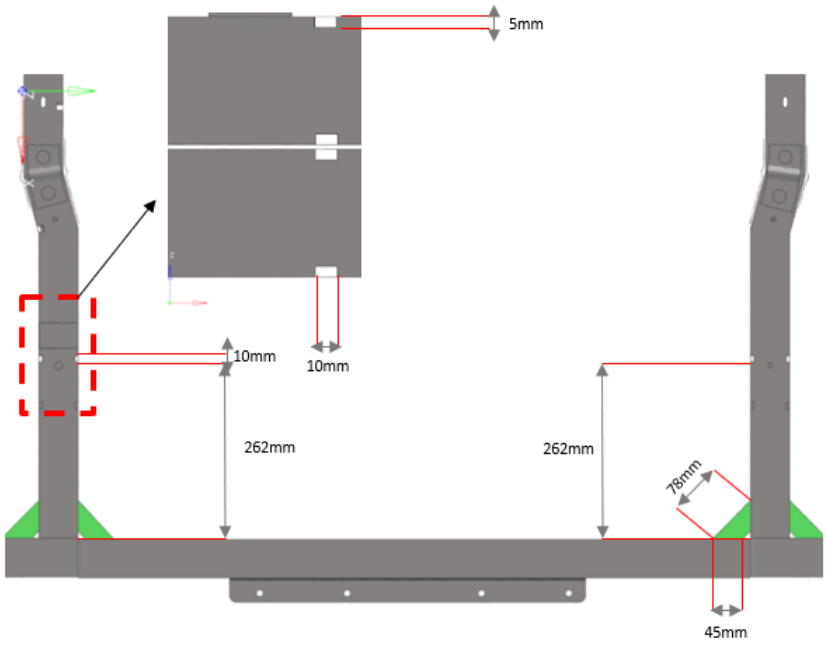



**Şekil 4.15** Baz model ve iterasyon etkisi

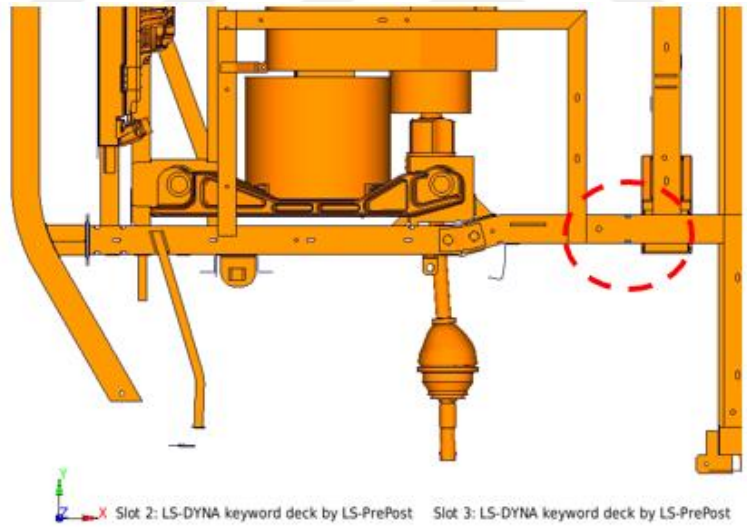
### 4.1.2 Asimetrik Deformasyonu Önlemek için Şasi Kolu Bitimi Tetikleyici Uygulaması

78 mm uzunluğunda 2 mm kalınlığında karesel profil kesiti şasi kolları motor kompartman bitimi, sürücü kompartman başlangıcı bölümüne eklenerek tasarımda enerji yayılımı esnasında kompartmanlar arası bir direnç oluşturulması amaçlanmıştır.

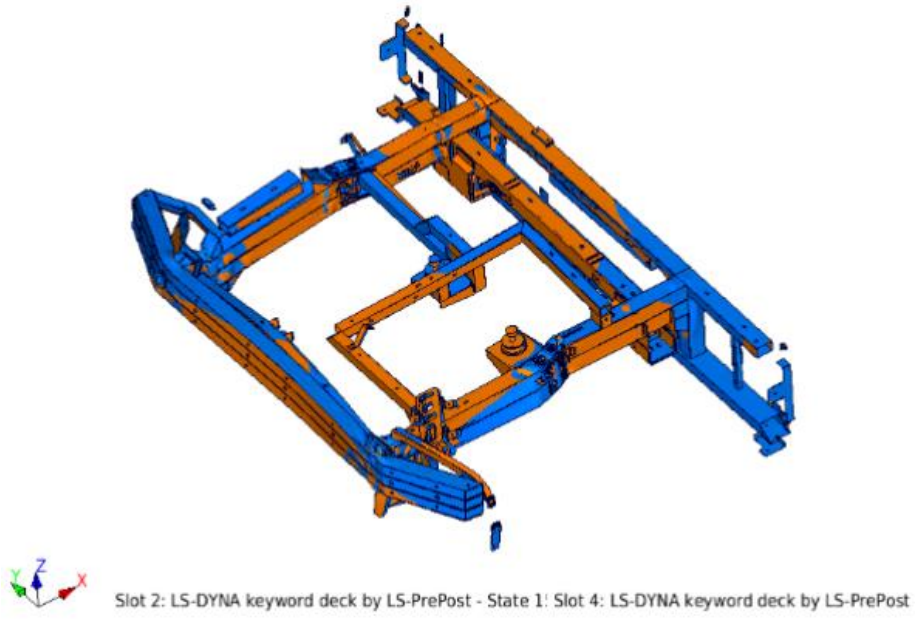
Bu ekleme ile birlikte üniform akışa önemli bir katkıda bulunulmuştur. Burada yaratılan dirence istinaden şası kolları bitim bölgelerinde deformasyon oluşturma amaçlı ek kesitler eklenmiştir. Şekil 4.16 ve Şekil 4.17'de görülmektedir;



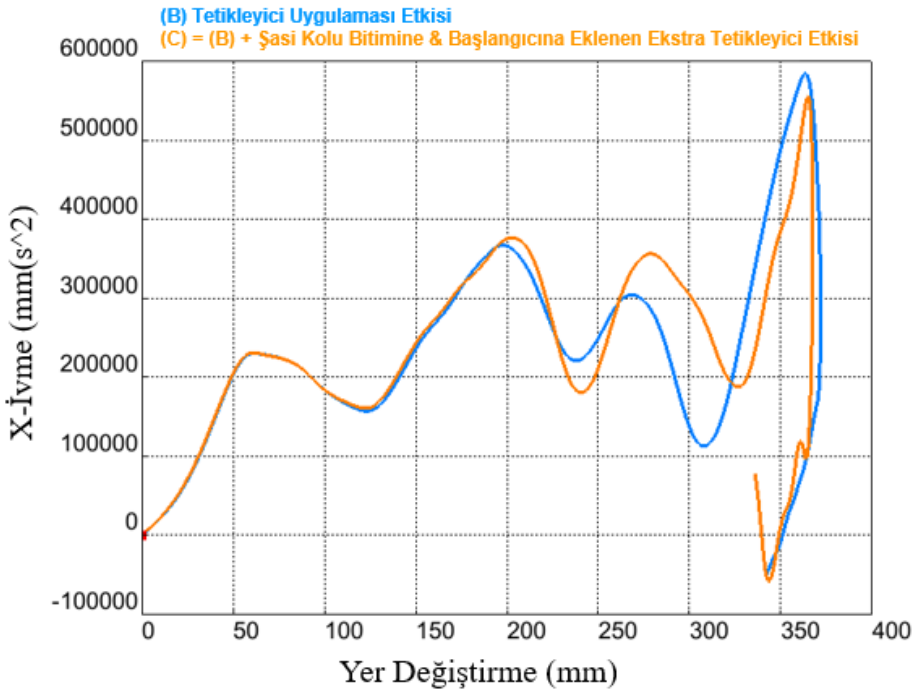

**Şekil 4.16** Şasi kolları bitimi tetikleyici uygulaması




**Şekil 4.17** Tetikleyici uygulanan bağlantı birleşim bölgesi




**Şekil 4.18** Şasi kolu bitimi tetikleyici uygulaması analiz çıktısı



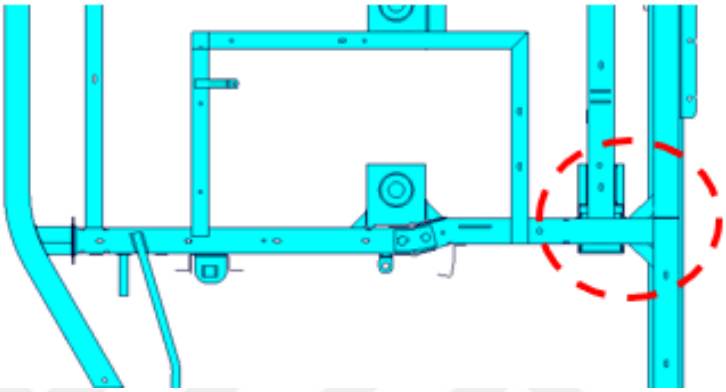

**Şekil 4.19** Bitim tetikleyicileri etkisi

Grafikteki mavi eğri yalnızca ön bölümde çarpışma patlama kesitleri yaratıldığındaki neticeyi göstermektedir. Grafikteki turuncu eğri ise şasi kolları arka bölümüne eklenmiş

kesikler sonrasındaki nihai durumu göstermektedir. Bu durum tasarımda ve çarpışma testi kapsamında majör bir fark oluşturmamıştır.

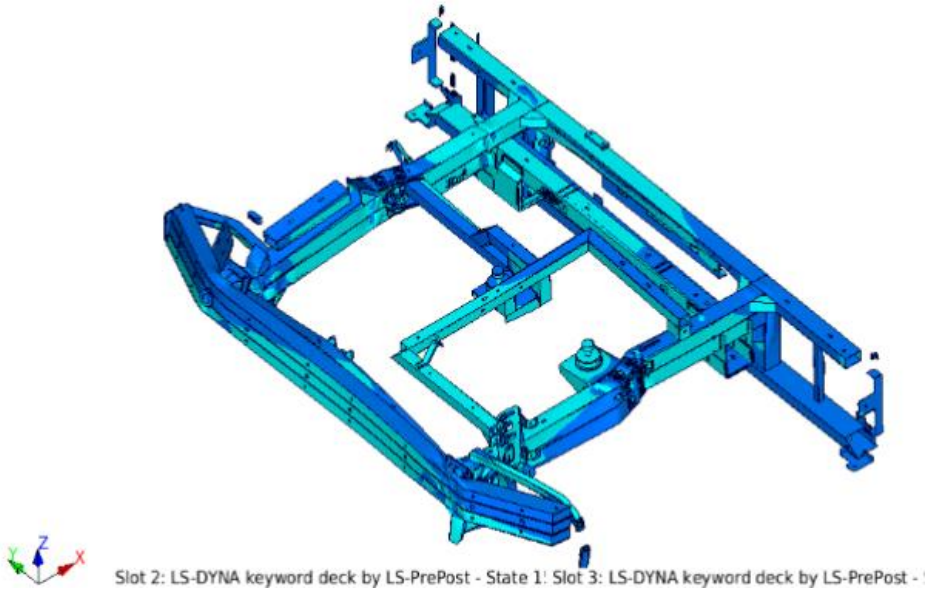
### 4.1.4 Şasi Kolu Bitimi Destek Braketi Uygulaması

Ön ve arka şasi kol bitimlerine kesikler açılmasının ciddi bir fark oluşturmaması sonucu destek braketiyle bir direnç noktası oluşturma yoluna gidilmiştir. Destek braketinin konumlandığı alan şekildeki gibidir;



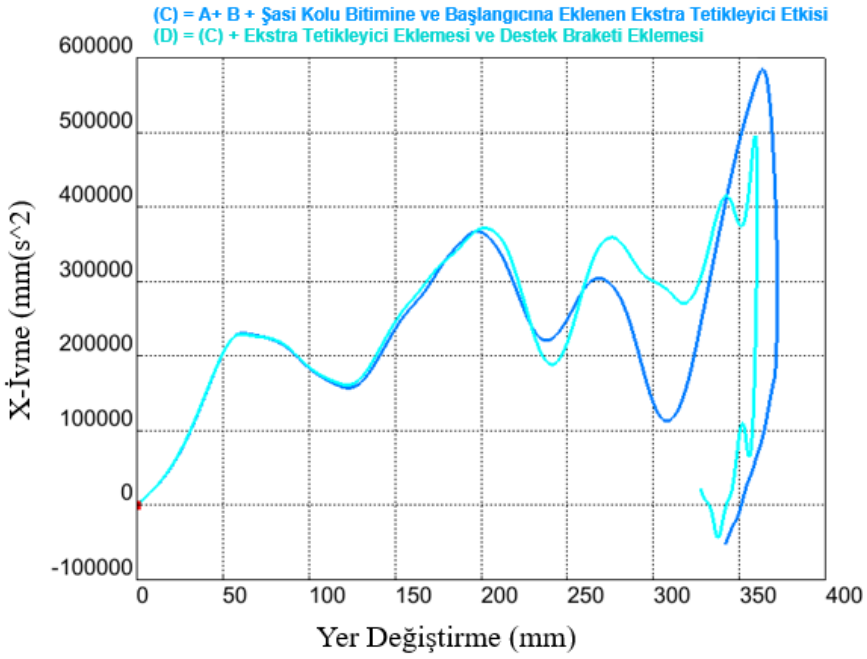
**Şekil 4.20** B direği destek braketi uygulaması

Bu braket özellikle aynı yer değiştirme miktarında daha az ivme iletimi konusunda tasarıma önemli bir katkı sağlamıştır bu sayede motor kompartmanı bitimi enerji emilimi artmış. Yolcu ve batarya kompartmanına aktarılan enerji miktarı 5 ila 7 G arasında azalmıştır.




**Şekil 4.21** B direği destek braketi uygulaması analiz çıktısı

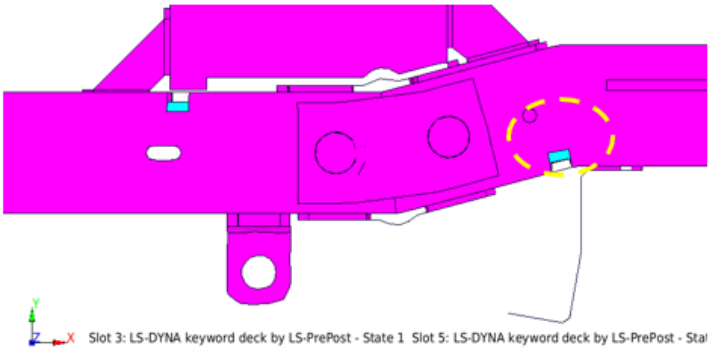
Aşağıdaki şekilde ivme/yer değiştirme miktarının etkisi açıkça görülmektedir. Açık mavi eğri braket eklenmiş tasarımı temsil ederken, koyu mavi braketsiz yalnızca kesikli son revizyon şasi kolunu temsil etmektedir.



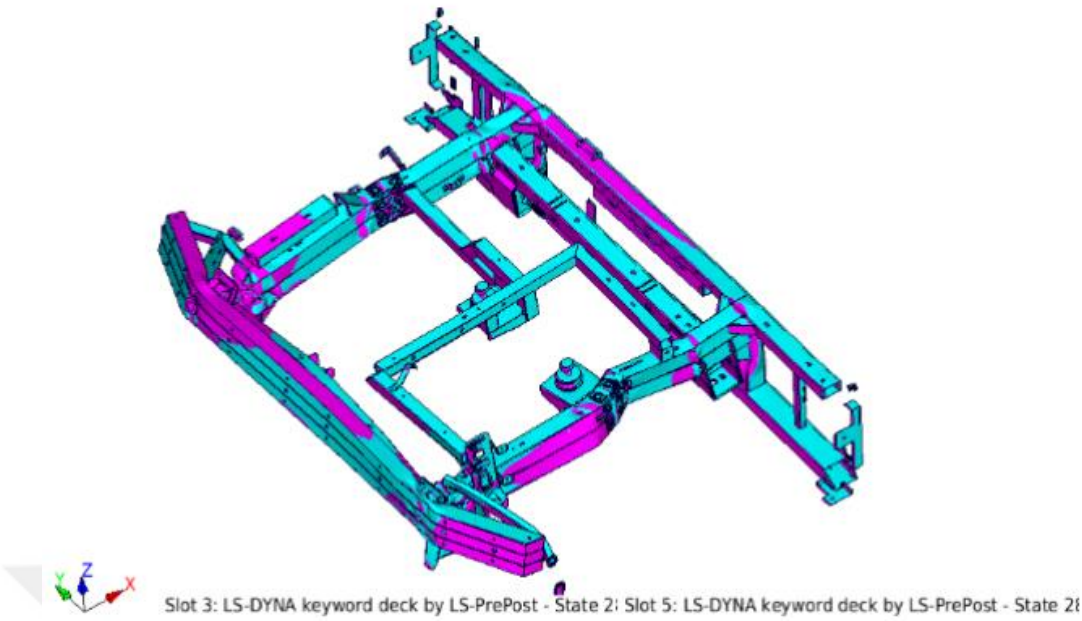

**Şekil 4.22** Ekstra tetikleyici ve destek braketi uygulaması etkisi

### 4.1.5 Motor Bağlantı Profil Bölgesinde Yapılan Revizyon

Motor bağlantı bölgesinde hali hazırda yer alan 5 mm x 5 mm kesikli çarpışma başlatıcının boyutları 10 mm x 10 mm ebatlarına getirilerek analiz sonuçları incelendi.




**Şekil 4.23** Motor bağlantı bölgesi tetikleyici uygulaması



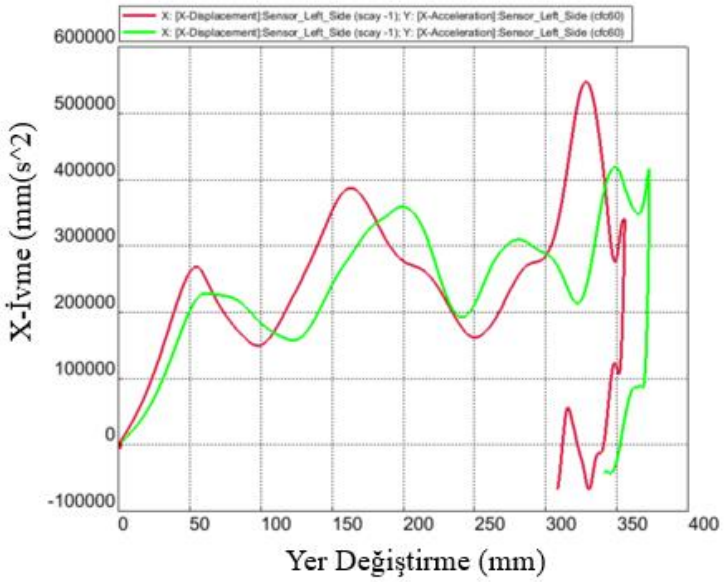

**Şekil 4.24** Motor bağlantı bölgesi tetikleyici uygulaması analiz çıktısı

Bu tasarım revizyonu ile özellikle 160 mm'den sonraki girişim bölgesinde yer yer önemli ivme kazanımları elde edildi ve motor kompartmanı ayrılma noktasında 2 G'lik bir iyileşme gözlemlendi.

## 4.2 Önden Çarpışma Analiz Çalışması Nihai Sonuçları

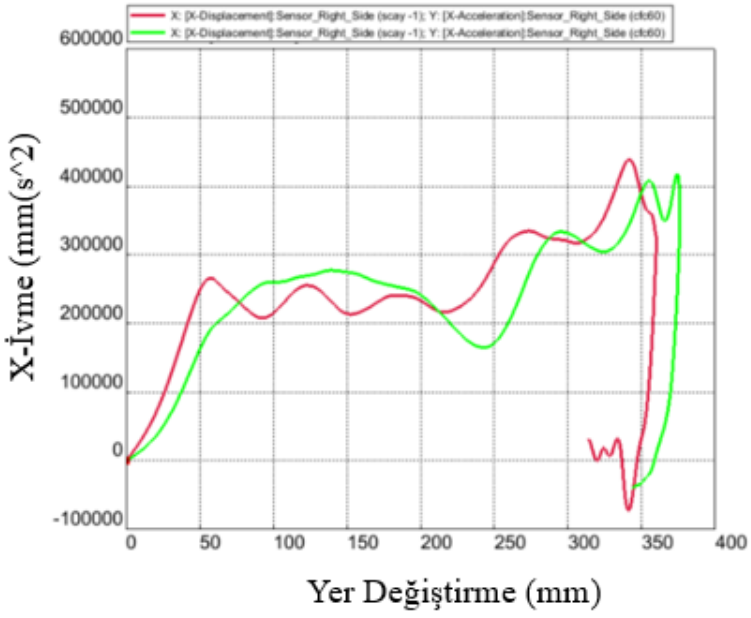
Bu çalışma kapsamında elde edilen bulgularda gerçek malzeme kartı bilgilerinden faydalanılarak gerçeğe en yakın malzeme davranışı sonuçları elde edilmeye çalışılmıştır. Kablaj, çeşitli elektrik ve elektronik komponentlerinin gerçek kütle dağılımı bilinmediği için noktasal kütle tanımlamaları yapılmıştır. Batarya paketinin içindeki hücre dağılımı, hücrelerin bağlantı paterni, hücre iş sızıntı ve oluşabilecek muhtemel mikro çatlaklar değerlendirilmemiştir. Çalışma, endüstriyel kapsamda yürütülmüştür. Bu sebeple üretim metodolojisi ve maliyet kısıtı projenin tasarım iterasyonlarında önemli bir kısıt olmuştur. Farklı geometriler veya radikal tasarım değişiklikleri denemeleri gerçekleştirilmemiştir. Monotetik analiz yapılmıştır, iterasyonlar arası korelasyon gözlemlenmemiştir.

Çalışmada sönümlemede en büyük etki malzemedeki kalınlık ve geometri değişiminde gözlemlenmiştir. Tetikleyici kullanımının küçük boyutlarda etkin bir sönümleme katkısı olmadığı doğrulanmıştır. 48 km/s hızda çarpışmada sol şasi kolu baz model durumu kırmızı eğri ile ifade edilmiştir. Geliştirilmiş modelde yeşil eğri ile ifade edilmiştir.




**Şekil 4.25** Sol şasi kolu geliştirilmiş model ve baz model karşılaştırması

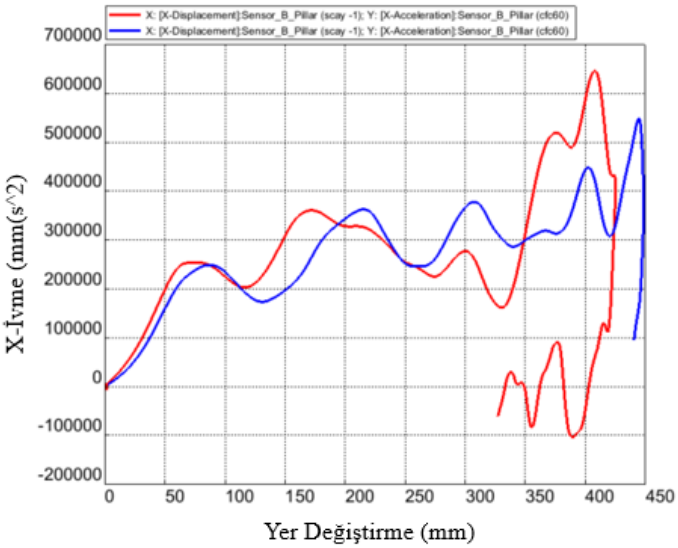
48 km/s Hızda Çarpışmada Sağ Şasi kolu baz model durumu kırmızı eğri ile ifade edilmiştir. Geliştirilmiş modelde yeşil eğri ile ifade edilmiştir.



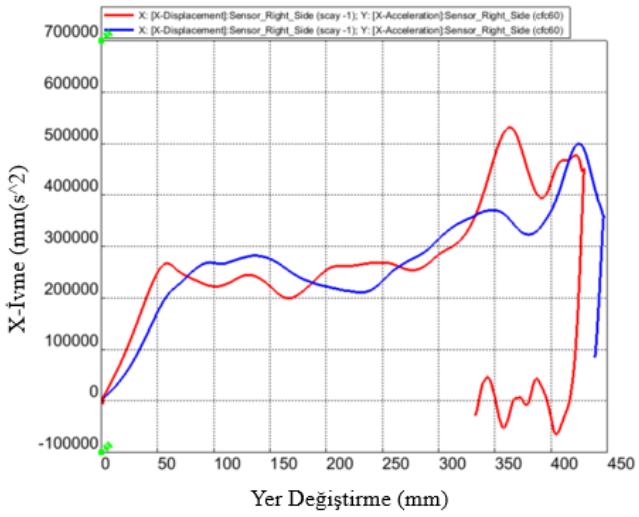

**Şekil 4.26** Sağ şasi kolu geliştirilmiş model ve baz model karşılaştırması

Sol şasi kolu için baz modeldeki başlangıç değeri olan 56G, iterasyon çalışmaları neticesinde %24 iyileştirilmiştir ve 43G değerine ulaşılmıştır. Sağ şasi kolu için baz

modeldeki başlangıç değeri olan 43G, iterasyon çalışmaları neticesinde 42G değerine ulaşılmıştır ve şasi kolları arasında sönümleme dengesi sağlanmıştır. 56 km/s hız için sırasıyla sol ve sağ şasi kolları durumu aşağıdaki gibidir. %14'lük bir iyileştirme gerçekleştirilmiştir. Maksimum ivme değeri 64G'den 55G değerine kadar düşürülebilmiştir.




**Şekil 4.27** Sol şasi kolu geliştirilmiş model ve baz model karşılaştırması (56 km/s)




**Şekil 4.28** Sağ şasi kolu geliştirilmiş model ve baz model karşılaştırması (56 km/s)

Yapılan geliştirmelerle neticesinde batarya paketi iç bölümüne mekanik girişim gerçeklememiştir.

# 5
# SONUÇLAR

## 5.1 Özet ve Sonuçlar

Bu yüksek lisans tezi kapsamında, bir monokok elektrikli yürür şasi tasarımının sonlu elemanlar analizleri ile yapılan yapısal iyileştirme çalışmasının sonuçları sunulmuştur ve bulgular Amerikan FMVSS-305 standardı kapsamında değerlendirilmiştir. Kuzey Amerika pazarına yönelik olarak geliştirilen bu tasarımın, FMVSS 305 standardı tarafından belirlenen 35 mph (56 km/s) hızla önden çarpma performansı gerekliliklerini karşılayabilmesi için yapılan incelemeler 4. Bölümde detaylarıyla sunulmuş ve değerlendirilmiştir. Araç gövdesinin dinamik açık sonlu elemanlar modeli, LS-DYNA programında modellenmiş ve bir dizi benzetim gerçekleştirilmiştir. Özellikle önden çarpma senaryosunda, aracın batarya bölmesine mekanik girişimi engellemek amacıyla, simülasyon sonuçları arasında ivme/yer değiştirme, sönümlenen enerji ve yapısal bütünlüğü ifade eden geometrik veriler esas alınarak analiz çalışması yapılmıştır.

İlk baz model tasarım kullanılarak gerçekleştirilen önden çarpma simülasyonunda, ana taşıyıcı şasi raylarında kesikli enerji transferi gözlemlenmiştir. Bu kesikli enerji geçişi homojen deformasyon yayılımı için istenmeyen bir durumdur. Adım adım yapılan yapısal tasarım değişiklikleri ile, sağ ve sol kollardaki azami ivme değerleri sırasıyla 56G'den 44G'ye ve ardından 43G'den 42G'ye indirilmiştir. Bu şekilde araç gövdesinin kritik elemanlarında belirgin bir dinamik yük azaltımı sağlanmış olup batarya paketinin konumlandırıldığı bölümde plastik deformasyon önlenmiştir ve monokok yürür şasi aracı LS-DYNA simülasyon ortamında mevzuata uygun hale getirilmiştir.

Bu geliştirilen modelde; sonlu elemanlar analizleri ile gerçekleştirilen bu iyileştirmeler, gelecekteki araştırma ve geliştirme çalışmalarının zorunlu bir adımı olan fiziksel laboratuvar çarpışma testlerinde harcanacak emek ve maliyet üzerinde önemli bir düşüş sağlanabildiğini göstermektedir. Bu çalışma, elektrikli araç şasi tasarımının optimize edilmesi ve güvenlikle ilgili isterlerin karşılanması açısından önemli bir katkı sunmaktadır.

## 5.2 Öneriler

Elektrikli araçlar; karbon emisyonunun dünya gündemine girmesi, Fit for 55, Paris Antlaşması, Ufuk Avrupa Programı, TÜBİTAK Teşvikleri gibi inisiyatiflerin oluşması ile büyük önem kazanmıştır. Otomobil geliştirme, yarışların düzenlenmesi, otonom ve elektrikli araç geliştirme çalışmaların üniversitelerce desteklenmesi, TEKNOFEST, TÜBİTAK proje çağrılarında ve yarışmalarında yer bulması çok önemli ve değerlidir.

Ülkemizde TOGG marka yerli ve milli otomobil, batarya geliştirmeleri için çeşitli fabrikaların kurulması gibi önemli teşviklerin yatırım faaliyetleri başlatılmıştır. Aerodinamik ve hız ekseninde üniversitelerde otomotiv kulüpleri olsa da elektrikli araç yolculuğunun giderek hız kazandığı bu günlerde, bu tez çalışmasının araç güvenliğine dikkat çekmesi önemlidir. Elektrikli araç güvenliğinin giderek önem kazanacağı gelecek yıllarda pasif ve aktif araç güvenliği kapsamında projelerin düzenlenmesi, teşviklerin başlatılması, araç güvenliği alanında da lider bir ülke olmak hususunda önemli bir adım olacaktır.

Bu tez çalışmasında yapılan analizlerde, batarya paketinin içinde yer alan hücrelerdeki ataletsel etkiler ve titreşimler ile şasi arasındaki etkileşim kapsama almamıştır. Gelecek çalışmalarda benzer monokok yürür şasili araçlar için geliştirilecek modellerin bu ve benzer kütlesel etkileri de dahil edecek biçimde detaylandırılması yararlı olacaktır. Sayısal modelleme ve benzetimler ile tasarım en iyileştirmesi ürün geliştirmede bir ön aşama olup, ürünün sertifikasyonunda deneysel doğrulama (validasyon) ileriki aşamada zorunlu bir adımdır. Doğrulama deneylerinde çıkacak sonuçlara göre sunulan modelde de iyileştirmeler gerekebilir.

# KAYNAKÇA


[1] Diaz, S., Bernard, M. R., Bernard, Y., Bieker, G., Lee, K., Mock, P., ... & Wappelhorst, S. (2021). EUROPEAN VEHICLE MARKET STATISTICS Pocketbook 2021/22.

[2] Ritchie, H., Roser, M., & Rosado, P. (2020). $CO_2$ and greenhouse gas emissions. Our world in data.

[3] AITASTIC. (2022). Global Automotive Trends 2022 [Kişiye Özel Rapor, E-posta ile gönderildi, 2022]

[4] Eslava-Bautista, J., Cottrill, C. D., & Beecroft, M. (2021). Impacts of decarbonization on the automotive after sales sector: A review of evidence. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 235(6), 1516-1526

[5] Parera, N., & Amor, O. (2019). Safety Protocols for Electric Vehicles Crash Tests. Journal of the Society of Automotive Engineers Malaysia, 3(2).

[6] Kollmeier, M., & Schulmeister, U. (2020). "Rolling Chassis": a concept co-developed by BENTELER and Bosch. AI汽车制造业, 7(2020), 20-22.

[7] Hosford W. F. 2005. Mechanical Behavior of Materials. University of Michigan.Cambridge

[8] Deiter E. G. 1988. Mechanical metallurgy. University of Maryland. McGraw-Hill Book Company (UK) Limited.

[9] Callister W.D. 2001. Fundamentals of Materials Science and Engineering. The University of Utah. John Wiley & Sons, Inc.

[10] Jones N. 1989. Structural impact. Cambridge University.

[11] Cowper G. R., Symonds P. S. 1957. Strain hardening and strain-rate effects in the impact loading of cantilever beams. Brown University Division of Applied Mathematics Report No. 28

[12] Abramowicz W., Jones N. 1986. Dynamic progressive buckling of circular and square tubes. International Journal of Impact Engineering;4(4): 243–70.

[13] Chen W. W., Song B. 2010. Split Hopkinson (Kolsky) bar: design, testing and applications. Springer Science.

[14] Abramowicz W., Wierzbicki T. 1988. Axial crushing of foam-filled columns. International Journal of Mechanical Sciences, 30(3-4), 263-271.

[15] Du Bois P., Chou C., Fileta B. F., Khalil T., Mahmood H. F., Mertz H., Wismans J. 2000. Vehicle crashworthiness and occupant protection. American Iron and Steel Institute Southfield, Michigan

[16] Morello L., Rossini L., Pia G., Tonoli A. 2011. The Automotive Body. Volume I: Components Design and The Automotive Body. Volume II: System Design. Springer.

[17] Belingardi G., Avalle M., Vadori R., Drazetic P., Markiewicz E. 1994. Analysis of the collapse modes in the axial crushing of multi-cell prismatic tubes. Politecnico di Torino and Université de Valenciennes.

[18] Al Galib D., Limam A. 2004. Experimental and numerical investigation of static and dynamic axial crushing of circular aluminum tubes. Thin-Walled Structures.

[19] Alexander, J. M. (1960). An approximate analysis of the collapse of thin cylindrical shells under axial loading. The quarterly journal of mechanics and applied mathematics, 13(1), 10-15.

[20] Abramowicz W. 1983. Effective crushing distance in axially compressed thin-walled metal columns. International Journal of Impact Engineering.

[21] Kumar S. 2008. A numerical study on the axial crush characteristics of thin walled rectangular tubes subjected to dynamic impact. SAE international.

[22] Zhang X., Hoon H. 2009. "Energy absorption of longitudinally grooved square tubes under axial Compression. Korea Advanced Institute of Science and Technology.

[23] Mamalis A.G. 2008. The effect of the implementation of circular holes as crush initiators to the crushing characteristics of mild steel square tubes: experimental and numerical simulation. National Technical University of Athens.

[24] Avalle M., Chiandussi G., Belingardi G. 2002. Design optimization by response surface methodology: application to crashworthiness design of vehicle structures. Struct Multidisc Optim 24, 325–332. Springer-Verlag.

[25] Reid S. R., Reddy T. Y. 1986. Axial crushing of foam-filled tapered sheet metal tubes. Int. J. Mech.Sci.28,643-656.

[26] Hanssen A. G. 1999. Static crushing of square aluminium extrusions with aluminium foam filler. International Journal of Mechanical Sciences.

[27] Optibody project 2012. Guideline on optimal architectures for crashworthiness and compatibility improvement. Politecnico di Torino.

[28] Hallquist J. O. 2006. LS-DYNA Theory manual. Livermore software technology corporation.

[29] Zienkiewicz, O. C. & Cheung, Y. K. (1967). The finite element method in structural and continuum mechanics. McGraw-Hill.

[30] Abaqus 6.11 Getting started with Abaqus: Interactive edition.

[31] Parera, N., & Amor, O. (2019). Safety Protocols for Electric Vehicles Crash Tests. J. of the Society of Automotive Engineers Malaysia, 3(2) 112-122.

[32] NHTSA (2008). Laboratory Test Procedure for FMVSS 305, Electric Powered Vehicles: Electrolyte Spillage and Electrical Shock Protection. US Department of Transportation (US DOT) - National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA). Retrieved from https://www.nhtsa.gov/sites/nhtsa.dot.gov/files/tp-305-01.pdf

[33] Haufe, A., Schweizerhof, K., & DuBois, P. (2013, September). Review of Shell Element Formulations in LS-DYNA: Properties, Limits, Advantages, Disadvantages. In Proceedings of the LS-DYNA Developer Forum.

# TEZDEN TÜRETİLMİŞ YAYINLAR

**Konferans Bildirileri**

1. Gökçe, A., Dardeh, Ü. (2021, Ekim 6-7). Design verification of the vehicle developed for the American market according to FMVSS-305 regulation with virtual analysis. *10th International Automotive Technologies Congress, Bursa, Türkiye*

**Ulusal Yayınlar**

1. LİVATYALI, H., & DARDEH, Ü. (2023). Amerika Pazarı İçin Elektrikli Monokok Şasi Aracın Önden Çarpmada Batarya Güvenliği Doğrulama Çalışması. *International Journal of Sivas University of Science and Technology, 2(1), 20-39.*