



T. C.

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAFİF TİCARİ ARAÇLARDA YAYA GÜVENLİĞİNE UYGUN ARAÇ ÖN FARI  
GELİŞTİRİLMESİ VE SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE BENZEŞİMİ

Harun GÜÇLÜ

Yrd. Doç. Dr. Zeliha Kamış KOCABIÇAK

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bursa- 2016

**Her Hakkı Saklıdır**

## TEZ ONAYI

Harun GÜÇLÜ tarafından hazırlanan ‘Hafif Ticari Araçlarda Yaya Güvenliğine Uygun Araç Ön Farı Geliştirilmesi ve Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Benzeşimi’’ adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman:** Yrd. Doç. Dr. Zeliha Kamış KOCABIÇAK

**Üye:** Yrd. Doç. Dr. Zeliha Kamış KOCABIÇAK  
Uludağ Üniversitesi  
Mühendislik Fakültesi  
Otomotiv Mühendisliği



imza

**Üye:** Prof. Dr. Nurettin YAVUZ  
Uludağ Üniversitesi  
Mühendislik Fakültesi  
Makine Mühendisliği



imza

**Üye:** Yrd. Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ  
Bursa Teknik Üniversitesi  
Doğa Bilimleri, Mimarlık ve Mühendislik Fakültesi  
Makine Mühendisliği



imza

Yukarıdaki Sonuç Onaylarım

Prof. Dr. Ali Osman DEMİR

Enstitü Müdürü

31.08.2016 (Tarih)

TEZ

ONAYI

**U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;**

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

**beyan ederim.**

././.....

**Harun GÜÇLÜ**

## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### HAFİF TİCARİ ARAÇLARDA YAYA GÜVENLİĞİNE UYGUN ARAÇ ÖN FARI GELİŞTİRİLMESİ VE SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE BENZEŞİMİ

Harun GÜÇLÜ

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Yrd. Doç. Dr. Zeliha Kamış KOCABIÇAK

Son dönemde, yaya güvenliği konusu araç tasarımı ve üretimi konusunda önemli bir yere gelmiştir. Yaya güvenliği konusundaki yeni düzenlemeler araç üreticilerini, yaya-araç çarpışmalarında yayaların aldığı zararları azaltmak için ön far tasarımını iyileştirmeyi zorunlu kılmaktadır. Bu çalışmanın amacı, yaya güvenliği açısından yeni bir hafif ticari araç ön farı gövdesi geliştirmektir. Bu çalışmada, çocuk kafası-ön far çarpışma durumu incelenmiştir. İlk olarak, mevcut ön far modeli çarpışma benzetimi için kullanılmıştır. Simülasyon sonuçlarına göre, ön far gövdesi üzerindeki en kritik bağlantı bölgesinde topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Topoloji optimizasyonu sonrasında yeni gövde geometrisi oluşturulmuştur. Lineer olmayan dinamik explicit çarpışma analizleri her iki model için yapılmıştır. Çarpışma analizleri için (European Enhanced Vehicle Committee/Working Group 17) EEVC/WG17 tarafından önerilen çocuk kafa formu kullanılmıştır. Çalışmanın sonunda ivme-zaman grafiklerinden elde edilen HIC (Kafa Yaralanma kriteri) değerleri karşılaştırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Yaya Güvenliği, Ön far, Sonlu Elemanlar Metodu, Çarpışma

**2016, xv + 64 sayfa.**

## ABSTRACT

MSc Thesis

### DEVELOPMENT OF LIGHT COMMERCIAL VEHICLE HEADLAMP FOR PEDESTRIAN PROTECTION AND FINITE ELEMENT SIMULATION

Harun GÜÇLÜ

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Automotive Engineering

**Supervisor:** Yrd. Doç. Dr. Zeliha Kamyş KOCABIÇAK

Recently, pedestrian safety has become an important issue for vehicle design and production. New regulations about pedestrian safety entail the automobile producers to improve headlamp designs by reducing the pedestrian injury during the event of car headlamp-pedestrian crash. The aim of the study, developing a new light commercial vehicle headlamp housing in the way of pedestrian protection. In this study, child head impact situation to headlamp was investigated. First, existing model of headlamp was used for crash simulation. According to simulation results, topology optimization was executed on most critical connection region of headlamp's housing. A new housing geometry was designed after topology optimization. Non-linear dynamic explicit crash analyses were executed for both models. Child head form impactor which was proposed by (European Enhanced Vehicle Committee/Working Group 17) EEVC/WG17 was utilized for crash simulations. At the end of the study HIC values (Head Injury Criterion) obtained from acceleration-time curves were compared.

**Key Words:** Pedestrian Safety, Headlamp, Finite Element Method, Crash

**2015, xv + 64 Pages.**

## ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Hayatım boyunca her zaman yanımda olan, hiçbir zaman maddi ve manevi desteğini esirgemeyen aileme, yüksek lisans eğitimim süresince bana yol gösteren, akademik olarak bizlerin yetişmesinde her türlü katkıyı veren hocam Doç. Dr. Murat YAZICI'ya teşekkürü bir borç bilirim. Uygulamalı Mekanik ve İleri Malzemeler Araştırma Grubu (UMİMAG) ekip arkadaşlarım Mustafa Celal YAHŞI, Hakkı ÖZER, Kürşat KANDİRMİŞ ve Salim YAGOUB'a teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca akademik hayatta yetişmemde büyük katkısı bulunan Prof. Dr. Nurettin YAVUZ'a da teşekkürü bir borç bilirim. Yrd. Doç. Dr. Zeliha Kamış KOCABIÇAK hocama verdiği her türlü katkı ve yardımdan dolayı ayrıca teşekkür ederim.

Ayrıca bu çalışma kapsamında yapılan deneysel çalışmalarda Rhode Island Üniversitesinden sayın Dr. Arun SHUKLA'ya Dinamik-Fotomekanik Laboratuvarı (DPML) imkânlarını bize sunduğu için teşekkür ederim. Bu çalışma Sanayi ve Ticaret Bakanlığı 0227.STZ.2013-1 proje numaralı, Doç. Dr. Murat YAZICI tarafından yürütülen proje kapsamında gerçekleştirilmiştir.

Harun GÜÇLÜ

.././...

# İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	iii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ÖZETLERİ.....	3
2.1. Yaya Güvenliği Regülasyonları.....	3
2.1.1. EEVC/WG17 Tarafından Önerilen Test Metotları.....	3
2.1.1.1. Kafa Formu Kaput Çarpışma Testi.....	4
2.1.1.2. Bacak ve Üst Bacak Çarpışma Testleri.....	5
2.1.2. HIC (Kafa Yaralanma Kriteri).....	7
2.1.3. Kafa Formu ve Özellikleri.....	7
2.2. Hafif Ticari Araç Ön Farı.....	9
2.3. Kafa Yaralanmalarını Önlemek İçin Yapılan Bilimsel Çalışmalar.....	10
2.4. CAD-CAE Yazılımları.....	14
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	15
3.1. Deneysel Çalışmalar.....	15
3.1.1. PPTD40 Malzemesinin Düşük Hızlardaki Davranışı.....	15
3.1.2. PPTD40 Malzemesinin Yüksek Hızlardaki Davranışı.....	17
3.2. Mevcut Model Benzetim Çalışmaları.....	19
3.2.1. Statik ve Modal Analizler için Sonlu Elemanlar Modeli.....	19
3.2.1.1. Parçaların Ağ Yapılarının Oluşturulması.....	21

3.2.1.2. Sınır Şartları .....	22
3.2.2. Çarpışma Analizleri için Sonlu Elemanlar Modeli .....	25
3.2.2.1. Parçaların Ağ Yapılarının Oluşturulması.....	25
3.2.2.2. Sınır Şartları .....	35
3.3. Topoloji Optimizasyonu .....	39
3.3.1. Tasarım Uzayının Oluşturulması.....	39
3.3.2. Amaç ve Kısıt Fonksiyonlarının Tanımlanması.....	42
3.3.3. Optimizasyon Sonucuna Göre Yeni Geometrinin Oluşturulması .....	44
3.4. Optimum Model Benzetim Çalışmaları .....	45
3.4.1. Statik ve Modal Analizler için Sonlu Elemanlar Modeli .....	45
3.4.2. Çarpışma Analizleri için Sonlu Elemanlar Modeli .....	46
4. BULGULAR.....	49
4.1. Statik ve Modal Analiz Sonuçları .....	49
4.1.1. Mevcut Model için Statik ve Modal Analiz Sonuçları.....	49
4.1.2. Optimum Model için Statik ve Modal Analiz Sonuçları.....	52
4.2. Çarpışma Analizi Sonuçları .....	54
4.2.1. Mevcut Model için Çarpışma Analizi Sonuçları .....	54
4.2.2. Optimum Model için Çarpışma Analizi Sonuçları.....	57
5. TARTIŞMA VE SONUÇ .....	60
6. KAYNAKLAR .....	62
7. ÖZGEÇMİŞ .....	64



## ŞEKİLLER DİZİNİ

		<b>Sayfa</b>
Şekil 2.1.	EEVC/WG17 yaya güvenliği standartları.....	3
Şekil 2.2.	Araç sınıflandırmalarına göre yaya formları çarpışma alanları.....	4
Şekil 2.3.	Üst bacak formu çarpışma testi.....	6
Şekil 2.4.	Yetişkin kafa formu.....	8
Şekil 2.5.	Çocuk kafa formu.....	8
Şekil 2.6.	Kafa formu sertifikasyon testi.....	9
Şekil 2.7.	Hafif ticari araç ön farı.....	10
Şekil 2.8.	Far gövdesi üzerinde yapılan çalışma.....	11
Şekil 2.9.	Önerilen çarpışma halkası ve yerleşimi.....	12
Şekil 2.10.	Kafa-kaput testi ivme-zaman grafikleri.....	13
Şekil 2.11.	Abaqus® programı kullanıcı ara yüzü.....	14
Şekil 3.1.	PPTD40 çekme numunelerinin üretildiği plastik enjeksiyon kalıbı..	15
Şekil 3.2.	ASTM D638 standardına uygun olan çekme numuneleri ölçüleri.....	16
Şekil 3.3.	0,01 s <sup>-1</sup> şekil değiştirme hızında PPTD40 gerilim-gerinim eğrisi....	16
Şekil 3.4.	Çekme deneyleri sonucunda meydana gelen kopma bölgeleri.....	17
Şekil 3.5.	Yüksek şekil değiştirme hızlarında PPTD40 için gerilim-gerinim eğrisi.....	18
Şekil 3.6.	Tüm parçalarla beraber far modeli.....	19
Şekil 3.7.	İç parçalarla beraber far modeli.....	20
Şekil 3.8.	Far modeli ağ yapısı.....	21

Şekil 3.9.	Far noktaları.....	modeli	bağlantı	22
Şekil 3.10.	Sağ üst şartları.....	bağlantı bölgesi	sınır	23
Şekil 3.11.	Sol üst şartları.....	bağlantı bölgesi	sınır	24
Şekil 3.12.	Alt şartları.....	bağlantı bölgesi	sınır	24
Şekil 3.13.	Çocuk kafa formu bileşenleri ve sonlu modeli.....		elemanlar	25
Şekil 3.14.	Katı gövdesi.....	model olarak	far	28
Şekil 3.15.	Far yüzey.....	gövdesi	orta	29
Şekil 3.16.	Lens modeli.....			29
Şekil 3.17.	Basitleştirilmiş modeli.....		lens	30
Şekil 3.18.	Lens modeli ağ yapısı.....			31
Şekil 3.19.	Far yapısı.....	gövdesi	ağ	32
Şekil 3.20.	Bağlantı bölgesi detay görünüm.....			33
Şekil 3.21.	Montaj yapısı.....	modeli için	ağ	34
Şekil 3.22.	Montaj modülünde parçaların hazırlanması.....			35
Şekil 3.23.	Lens ile gövde arasında tanımlanan kısıtı.....		yapışık	36
Şekil 3.24.	Lineer olmayan analiz.....	dinamik	explicit	36
Şekil 3.25.	İvme çıktısının programa tanıtılması.....			37
Şekil 3.26.	Kafa formu 40 km/saat ilk hız şartı.....		sınır	38
Şekil 3.27.	Üst sol ve üst sağ şartı.....	bağlantı bölgesi	ankastre sınır	38
Şekil 3.28.	Alt şartı.....	bağlantı bölgesi	ankastre sınır	38
Şekil 3.29.	En bölgesi.....	kritik	bağlantı	39
Şekil 3.30.	Optimizasyonun yapılacağı bölgesi.....	üst sağ	bağlantı	40
Şekil 3.31.	Tasarım oluşturulması.....		uzayının	40

Şekil 3.32.	Bağlantı bölgesi sınır şartları.....	41
Şekil 3.33.	Bağlantı bölgesi sonlu elemanlar modeli.....	41
Şekil 3.34.	Bağlantı bölgesi statik analiz sonucu.....	42
Şekil 3.35.	Tasarım parametrelerinin ve amaç fonksiyonlarının programa tanıtılması.....	42
Şekil 3.36.	Kısıt fonksiyonunun programa tanıtılması.....	43
Şekil 3.37.	Topoloji optimizasyonu sonucu.....	43
Şekil 3.38.	Optimizasyon sonucuna göre oluşturulan optimum bağlantı bölgesi.	44
Şekil 3.39.	Statik ve modal analizler için optimum bağlantı bölgesi.....	45
Şekil 3.40.	Optimum parça için montaj modeli.....	46
Şekil 3.41.	Optimum model çarpışma analizi sonlu elemanlar modeli.....	47
Şekil 3.42.	Optimum gövde bağlantı bölgesi ağ yapısı.....	48
Şekil 4.1.	Mevcut model alt bağlantı bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı.....	49
Şekil 4.2.	Mevcut model sol üst bağlantı bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı.....	49
Şekil 4.3.	Mevcut model sağ üst bağlantı bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı.....	50
Şekil 4.4.	Mevcut model modal analiz sonuçları.....	51
Şekil 4.5.	Mevcut model ilk dört doğal frekans değerleri.....	51
Şekil 4.6.	Optimum model alt bağlantı bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı.....	52
Şekil 4.7.	Optimum model sol üst bağlantı bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı...	52
Şekil 4.8.	Optimum model sağ üst bağlantı bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı...	53
Şekil 4.9.	Optimum model ve mevcut model doğal frekans değerleri.....	53
Şekil 4.10.	Mevcut model çarpışma analizi 5.ms'de eşdeğer gerilme dağılımı...	54
Şekil 4.11.	Mevcut model çarpışma analizi 5.ms'de eşdeğer gerilme dağılımı...	55
Şekil 4.12.	Mevcut model ivme-zaman grafiği.....	56

Şekil 4.13.	Mevcut model HIC <sub>15</sub> değeri.....	56
Şekil 4.14.	Optimum model çarpışma analizi 5.ms'de eşdeğer gerilme dağılımı.	57
Şekil 4.15.	Mevcut model çarpışma analizi 5.ms'de eşdeğer gerilme dağılımı...	58
Şekil 4.16.	Optimum model ivme-zaman grafiği.....	58
Şekil 4.17.	Optimum model HIC <sub>15</sub> değeri.....	59



## ÇİZELGELER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Çizelge 2.1. Çocuk kafası çarpışması için performans kriterleri.....	5
Çizelge 2.2. Üst bacak formu için performans kriterleri.....	6
Çizelge 3.1. Analizlerde kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri.....	20



## 1. GİRİŞ

Son dönemde, yaya güvenliği konusu araç tasarımı ve üretimi konusunda önemli bir yere gelmiştir. Araç üreticileri yaya dostu araçlar üretmek için araştırma geliştirme faaliyetlerine her geçen gün önem vermektedir. Yaya güvenliği konusunda geliştirilen yeni regülasyonlar çerçevesinde yaya-araċ çarpışmaları konusunda araç ön tasarımında otomotiv firmalarına yeni zorunluklar getirilmiştir. Avrupa'da ölümle sonuçlanan şehir içi trafik kazalarının %21 araç-yaya çarpışmalarında meydana gelmektedir ([http://ec.europa.eu/transport/road\\_safety/users/pedestrians/index\\_en.htm](http://ec.europa.eu/transport/road_safety/users/pedestrians/index_en.htm)). Türkiye'de ise şehir içi yaya-araċ çarpışmaları sonucu gerçekleşen kaza oranı %24'tür (<http://www.kgm.gov.tr/SiteCollectionDocuments/KGMdocuments/Trafik/KGM2014.pdf>). Yaya-araċ çarpışmalarında araç ön bölge tasarımı kazalarda yayaların çarpışma esnasında aldığı hasarlar üzerinde büyük öneme sahiptir. Yaya güvenliği konusundaki yeni düzenlemeler araç üreticilerini, yaya-araċ çarpışmalarında yayaların aldığı zararları azaltmak için ön far tasarımını iyileştirmeye zorunlu kılmaktadır. Bu çalışma kapsamında ise hafif ticari araç için yaya dostu bir far modeli geliştirilmiştir. Çalışmanın odaklandığı çarpışma durumu çocuk-araċ çarpışmalarıdır. Çocuk-araċ çarpışmalarında çocuk kafası araċ farı üzerine çarparak çocuk yayalarda yaralanmalara neden olmaktadır. Çocuk kafası-far çarpışma durumu bu çalışma kapsamında incelenmiştir. Çocuk yayaların aldığı zararı indirmek için standartlarda belirlenen HIC (kafa yaralanma kriteri) değeri düşürülmeye çalışılmıştır.

EEVC/WG17 (European Enhanced Vehicle Committee/Working Group 17) tarafından belirlenen yaya-araċ çarpışma standartları ve önerilen yaya formları bu çalışma kapsamında kullanılmıştır. Literatür taraması bölümünde EEVC/WG17 standartlarına yer verilmiş, kafa yaralanma kriteri formülasyonu incelenmiştir. Ayrıca literatür kısmında hafif ticari araç için kullanılan far modeli detaylı olarak tanıtılmıştır. Bölüm 2.3'te ise yapılan bilimsel çalışmalara yer verilmiştir. Çarpışma benzetim çalışmalarının yapılmasında kullanılan bilgisayar programları bölüm 2.5'te tanıtılmıştır.

3.Bölümde ise bu tez kapsamında yapılan çalışmalara yer verilmiştir. Düşük ve yüksek hızda yapılan malzeme karakterizasyon testleri anlatılmıştır. Benzetim çalışmaları için oluşturulan sonlu elemanlar modelleri detaylarıyla verilmiştir. Benzetim çalışmalarına göre yapılan topoloji optimizasyonu ve optimizasyon sonucu anlatılmıştır. Geliştirilen

optimum far gövde modeli ise bölüm 3.4'te verilmiştir. 4. Bölümde ise yapılan deneysel çalışmalarının ve benzetim çalışmalarının sonuçlarına yer verilmiştir. Tartışma kısmında ise ulaşılan sonuçlar değerlendirilmiş ve bu çalışmalarının devamı niteliğinde olacak çalışmalara değinilmiştir.

Bu çalışma sonunda HIC (kafa yaralanma değeri) optimum model üzerinde düşürülmüş ve yaya-dostu bir far modeli önerilmiştir. Far üzerinde yapılan böyle bir çalışmanın literatürde çok az sayıda bulunan far-yaya çarpışmaları kısmındaki eksikliği dolduracağı düşünülmektedir.

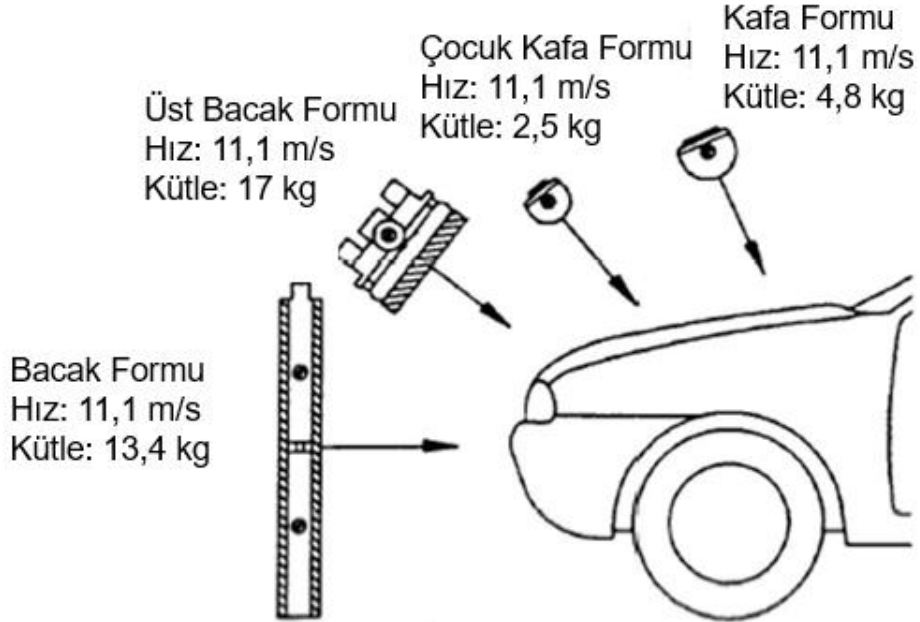


## 2. KAYNAK ÖZETLERİ

### 2.1. Yaya Güvenliği Regülasyonları

#### 2.1.1. EEVC/WG17 Tarafından Önerilen Test Metotları

EEVC/WG17 (European Enhanced Vehicle Committee/Working Group 17) tarafından önerilen araç-yaya çarpışmalarını incelemek amacıyla 3 farklı test metodu geliştirilmiştir. Bu test metotları araç-yaya çarpışma anlarında çarpışma mekanizmalarını belirlemek ve yayaların aldığı zararları tespit etmek amacıyla geliştirilmiştir. Bu testler kapsamında dört farklı, insan vücudunun yapılarını temsil eden modeller kullanılmıştır. Tüm ölçütle yaya mankenlerinin yerine insan vücudunun bölümlerini temsil eden bu modellerin kullanılması test maliyetlerini oldukça aşağıları çekmekte aynı zamanda benzetim çalışmalarında analiz sürelerini büyük oranda azaltmaktadır. EEVC/WG17 tarafından ayak formu tampon testi, üst bacak formu kaput ön kenar testi ve kafa formu kaput testi geliştirilmiştir (Şekil 2.1). Üst bacak formu kalça bölgesini, bacak formu kaval kemiği bölgesini ve üst bacağı, kafa formu ise insan kafasını temsil etmektedir.

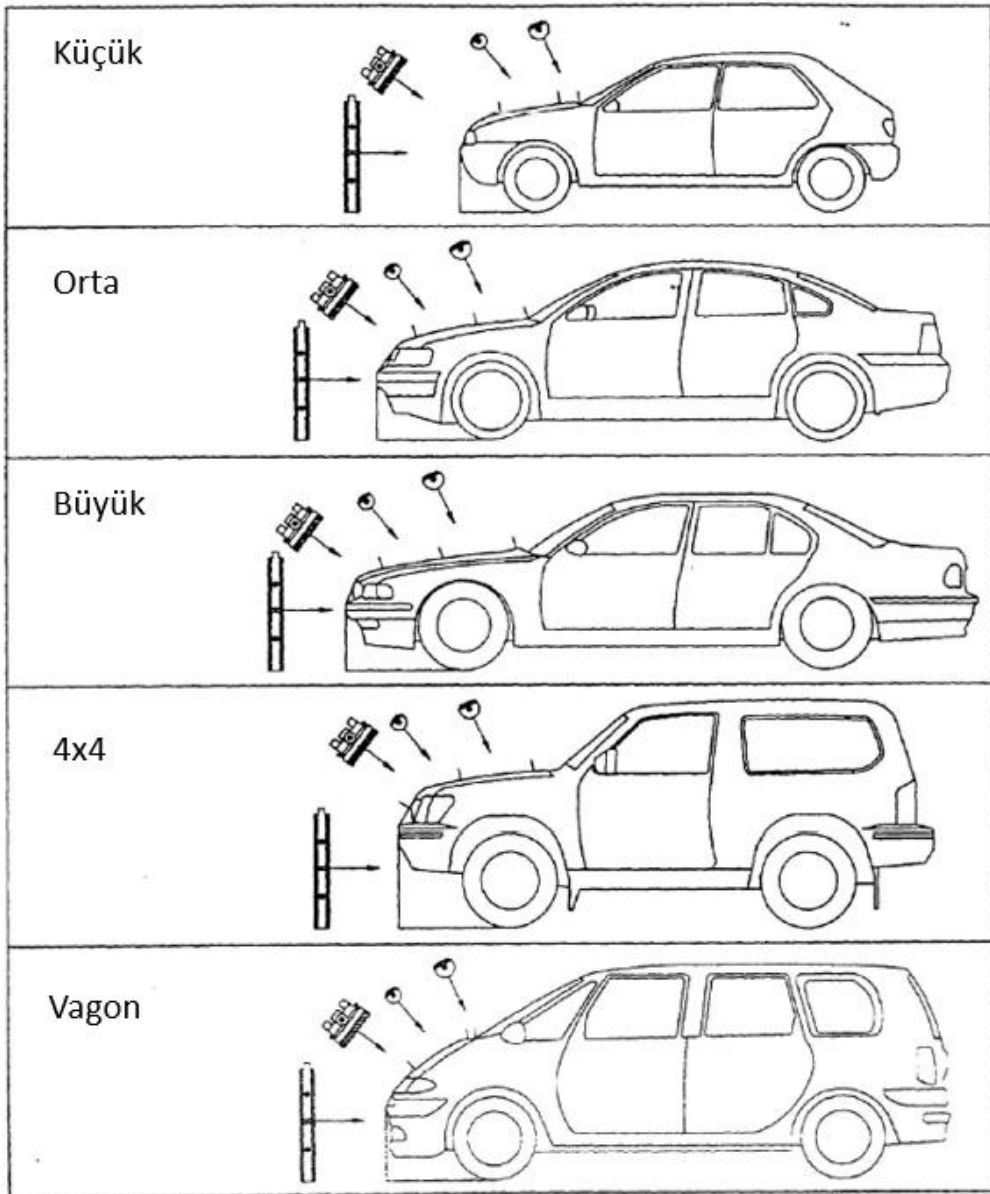


Şekil 2.1. EEVC/WG17 yaya güvenliği standartları (Anonim 2002)



### 2.1.1.1. Kafa Formu Kaput Çarpışma Testi

Kafa çarpışması durumları kazaların önemli bir bölümünü kapsamaktadır. EEVC/WG17 hem çocuk kafası hem de yetişkin kafası kaput testlerinin gerekli olduğuna son yayınlanan raporlara göre karar vermiştir. WG10 tarafından kaput bölgesi 2 farklı çarpışma alanına ayrılmıştır. Bu sınırlar A-pillar bölgesinin çocuk kafası için 1000 mm-1500 mm, yetişkin kafa formu için ise 1500 mm – 2100 mm arasındadır. Şekil 2.2’de çeşitli araç sınıflandırmalarına göre çarpışma bölgeleri ve açılar gösterilmiştir (Anonim 2002).



Şekil 2.2. Araç sınıflandırmalarına göre yaya formları çarpışma alanları (Anonim 2002)

Bu çalışma kapsamında far üzerindeki çarpışmalar incelendiğinden çocuk kafası-araç çarpışması durumları üzerinde durulmuştur.

Genel olarak üç farklı bölge çocuk kafası çarpışmalarında hesaba katılır (Wördenweber ve ark. 2007.);

- Farın ön lens üst bölgesine direkt olarak çarpışma durumu
- Kaput ile farın üst lens bölgesi arasındaki bölgede çarpışma durumu
- Kaput üzerindeki farın hemen arka tarafının bulunduğu çarpışma durumu

Far çarpışması esnasında enerjiyi emerek lens bölgesinin içeriye doğru ilerlemesi gerekmektedir. Aynı zamanda araç ön dizaynının yumuşak bir enerji emilimini sağlaması için kaput ve far arasında belirli bir boşluk bırakılmalıdır. Çizelge 2.1’de ise yeni geliştirilen standartlara göre ve bir önceki duruma göre performans kriterleri verilmiştir.

**Çizelge 2.1.** Çocuk kafası çarpışması için performans kriterleri

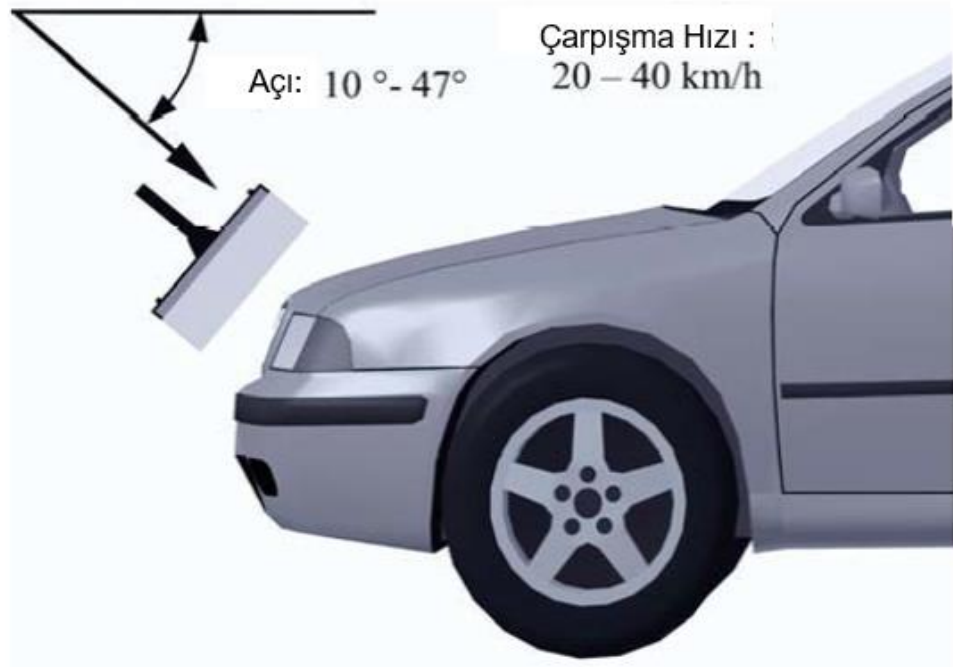
Uyarılma Durumları	1.Durum	2.Durum
Çarpıcı kütlesi (kg)	3,5	2,5
Test bölgesi	Kaput	Kaput
Çarpışma hızı (m/s,km/h)	9,7/35	11,1/40
Kafa yaralanma kriteri (HIC)	1000- 2/3 2000- 1/3	1000

#### **2.1.1.2. Bacak ve Üst Bacak Çarpışma Testleri**

Bu tip testler genel olarak ön kaput kenar bölgesini içermektedir (Şekil 2.3). Üst bacak formu çarpışmalarında far bölgesi de etkilenmektedir. Bununla ilgili standartlar çizelge 2.2’de verilmiştir.

**Çizelge 2.2.** Üst Bacak formu için performans kriterleri

Uyarlama Durumları	1.Durum	2.Durum
Çarpıcı kütlesi (kg)	9,5	9,5
Test bölgesi	Kaput ön kenar	Kaput ön kenar
Çarpışma hızı (m/s,km/h)	11,1/40	11,1/40
Toplam çarpışma kuvvet limit (kN)	5 (Kaput) 7,5 (Tampon)	5
Eğilme momenti limiti (Nm)	300 (Kaput) 500 (Tampon)	300



**Şekil 2.3.** Üst Bacak formu çarpışma testi (Wördenweber ve ark. 2007)

Performans kriterleri limiti farın enerji emmesi sırasındaki ortaya çıkan maksimum kuvvet ve maksimum momentumudur. 2. Duruma dikkat edilirse limitlerin daha da daralacağı görülmektedir. Buradaki kriterlerin sağlanması için enerji emme durumunun mümkün olduğunca yumuşak olması gerekmektedir. Bunun sağlanması için en önemli rol oynayacak durum ise uygun bir far gövdesi tasarımıdır.

### 2.1.2. HIC (Kafa Yaralanma Kriteri)

Kafa yaralanma kriteri çarpışmalarda yayaların aldığı zararı tahmin etmede kullanılmaktadır. Kafa yaralanma kriteri (HIC) 1971 yılında Versace tarafından önerilmiştir (Masoumi ve ark. 2011). Kriter en fazla darbenin geldiği zamanın integrasyonuna odaklanır. En fazla ivmelenmenin meydana geldiği zaman aralıklarında  $t_1$  ve  $t_2$  olarak zaman aralığı tanımlanır. HIC değeri aşağıdaki gibi tanımlanır (Cruz ve ark. 2004);

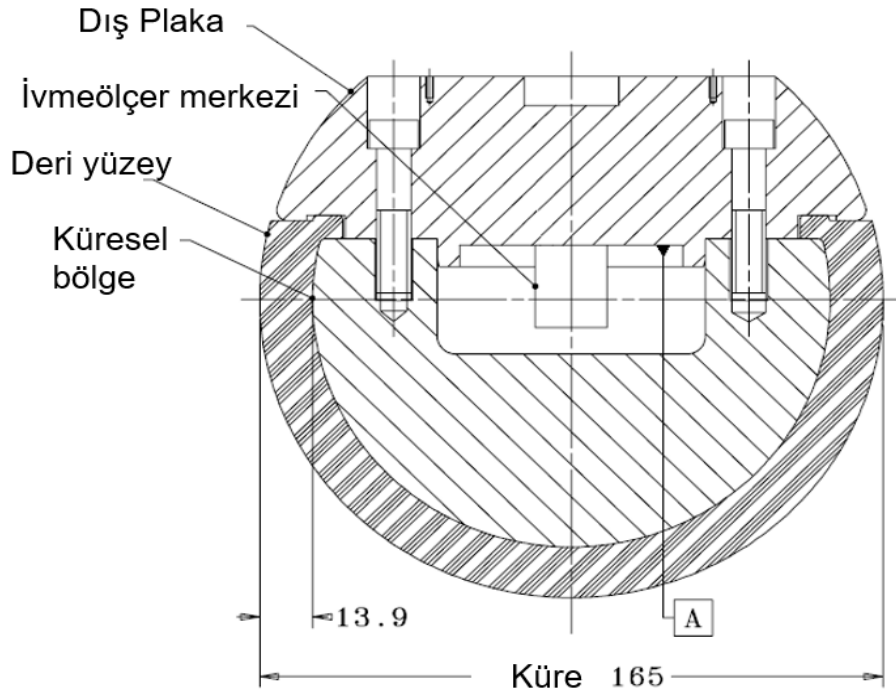
$$HIC = (t_2 - t_1) \left[ \int_{t_2-t_1} \frac{A_v}{t_2-t_1} dt \right]^{2,5} \quad (2.1)$$

Denklem 2.1'de  $A_v$ , g biriminde kafa ivmelenmesidir.  $t_1$  ve  $t_2$  ise saniye cinsinden zaman sabitleridir.  $t_1$  ve  $t_2$  çarpışma esnasında en yüksek HIC değerini tespit etmek için seçilen zaman aralıklarıdır. Genel olarak en fazla 15 milisaniye temas süresince olan aralıklar için HIC seçilmiştir. HIC için bazı limitler ise (Masoumi ve ark. 2011);

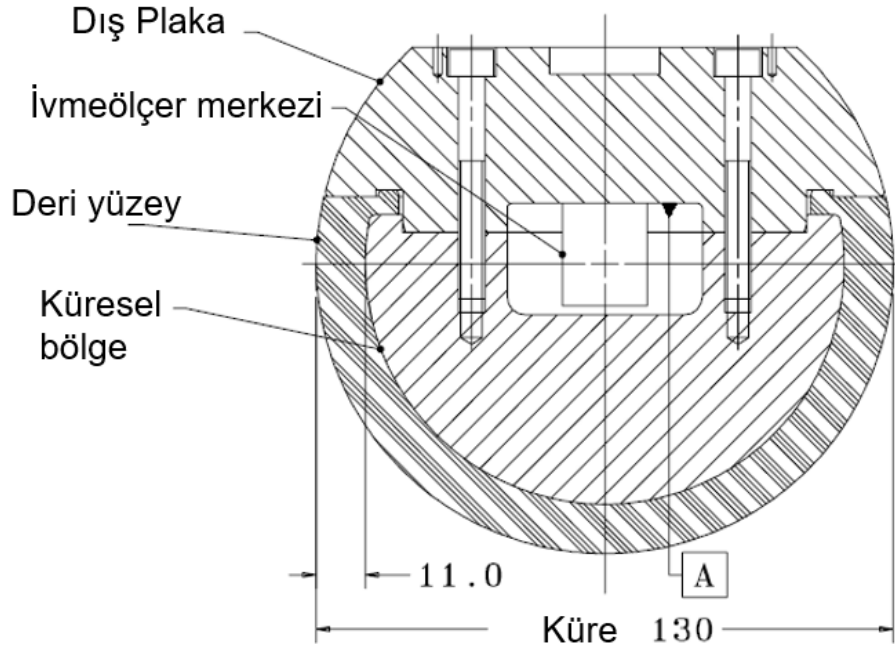
- Açısal ivmeler hesaba katılmamıştır.
- Sadece direk çarpışma durumları için geçerlidir.

### 2.1.3. Kafa Formu ve Özellikleri

Yetişkin ve çocuk kafa formu rijit küreler etrafına sarılı vinil tabakadan meydana gelecek şekilde geliştirilmiştir. Toplam kütleler yetişkin kafa formu için  $4,8 \pm 0,1$  kg, çocuk kafa formu için ise  $2,5 \pm 0,05$  kg olarak belirlenmiştir. Üç eksenli ivmeölçer çarpışma anında ivme değerlerinin alınması için yetişkin ve çocuk kafa formlarının ağırlık merkezlerine yerleştirilmelidir (Şekil 2.4 ve Şekil 2.5).

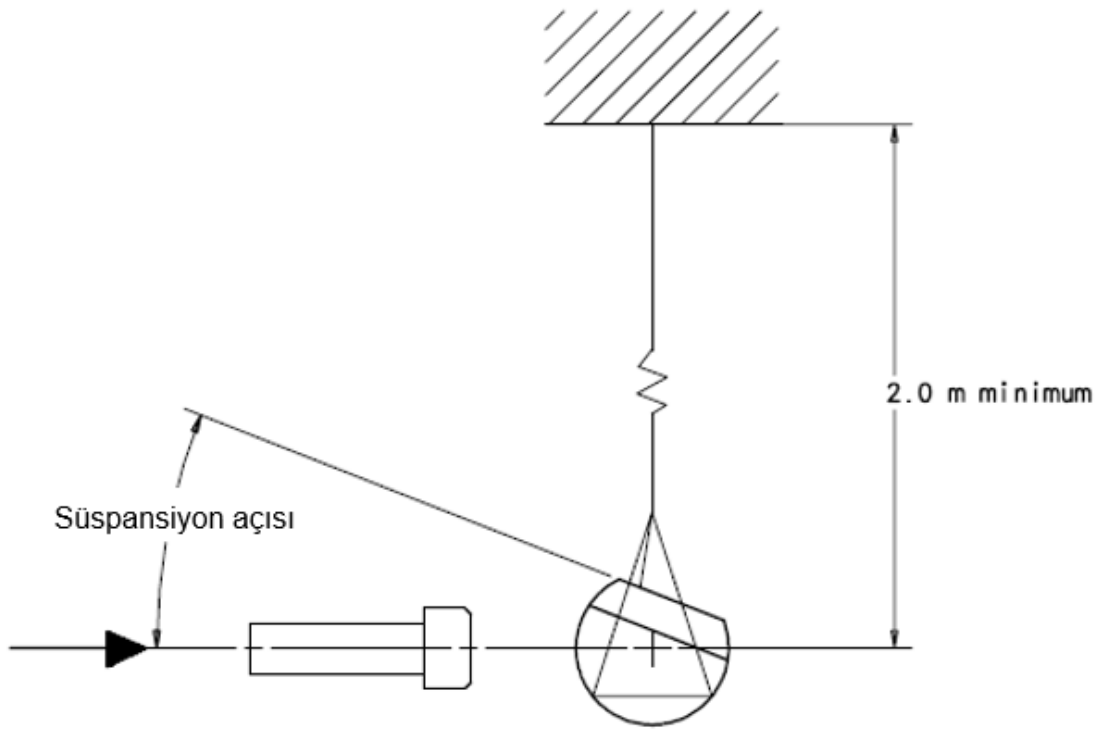


Şekil 2.4. Yetişkin kafa formu (Anonim 2002)



Şekil 2.5. Çocuk kafa formu (Anonim 2002)

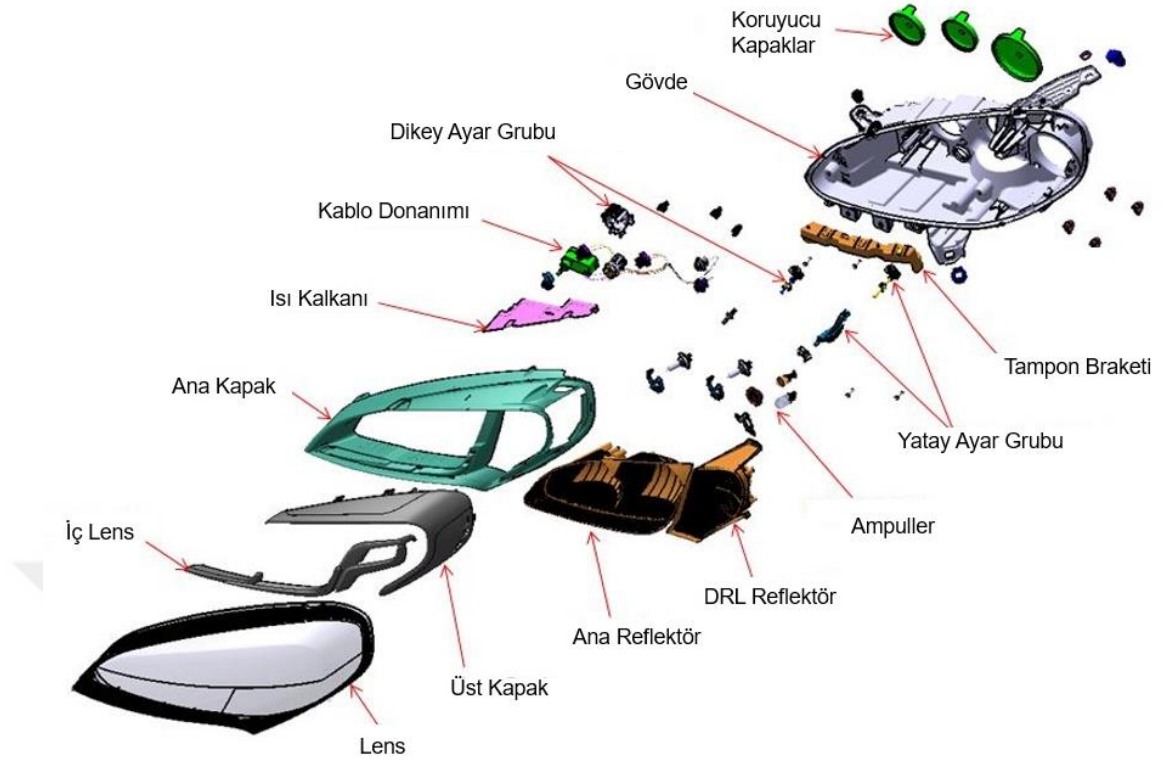
EEVC/WG17 regülasyonlarına göre kafa formunun dinamik sertifikasyon testleri üretilen kafa formlarına uygulanmalıdır. Çocuk ve yetişkin kafa formu validasyon testlerinde ayrı hızlarda ve sırasıyla 25 ve 90 derece yatay doğrultuda askıda tutulmalıdır. Sertifikasyon testinde kullanılacak çarpanın kütlesi  $1\pm 0,01$  kg olmalıdır ve düzgün yatay tutularak sırayla çocuk kafa formu için  $7\pm 0,1$  m/s,  $10\pm 0,1$  m/s hızlarında durgun olarak bırakılarak çarpışma testi gerçekleştirilmelidir (Şekil 2.6). Test sonucunda üç eksenli ivmeölçerden belirlenen en yüksek değerler 405g ile 495g aralığında olmalıdır (Masoumi ve ark. 2011).



Şekil 2.6. Kafa formu sertifikasyon testi (Anonim 2002)

## 2.2. Hafif Ticari Araç Ön Farı

Bu çalışma kapsamında kullanılan hafif ticari araç ön far modeli bu kısımda tanıtılmıştır. Ön far modeli toplam 47 parçadan oluşan yapıyla ve özellikle far gövdesinin karmaşık yapısıyla benzetim çalışmalarında zorlanılan bir parçadır. Far modeli içerisinde 15 farklı malzemeden üretilmiş parçalar mevcuttur. Şekil 2.7’de hafif ticari araç far modelinin montaj şeması gösterilmektedir.

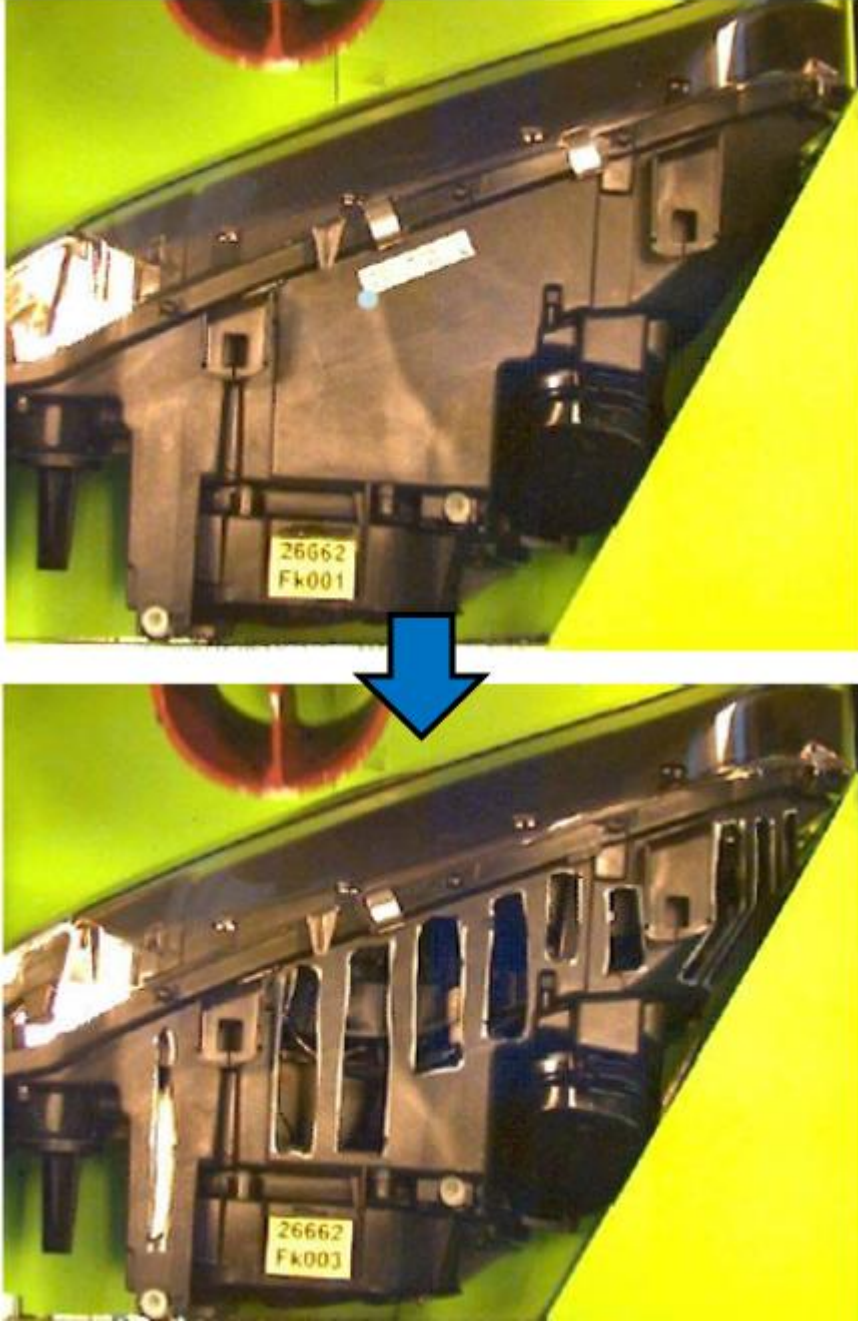


**Şekil 2.7.** Hafif ticari araç ön farı

### **2.3. Kafa Yaralanmalarını Önlemek İçin Yapılan Bilimsel Çalışmalar**

Literatürde yer alan çalışmaların büyük çoğunluğu araç ön bileşenleri üzerinden yayaların aldığı zararları azaltmak üzerinde yoğunlaşmıştır. Ön far üzerine yapılan çalışmalar ise oldukça kısıtlıdır. Bu tez kapsamında yapılan çalışmanın bu boşluğu dolduracağı tahmin edilmektedir.

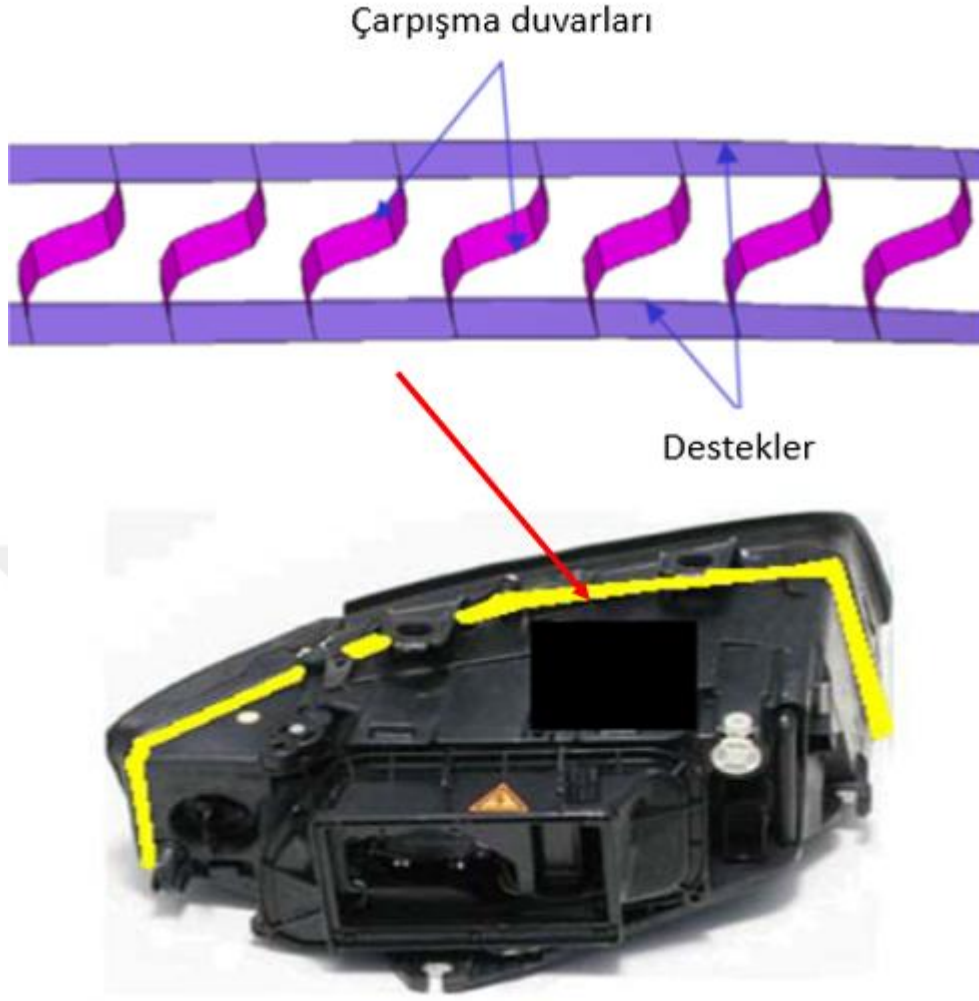
Wördenweber ve Schafer (2004) tarafından yapılan çalışma kapsamında, yeni yaya güvenliği standartlarını sağlamak amacıyla ön far üzerinde yapısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Yapılan far gövdesi üzerindeki değişimler ile emilen enerji değerlerinde azalma sağlamışlardır. Far gövdesi üzerinde optimizasyon çalışması yapılmış ve prototip üretimi gerçekleştirilmiştir (Şekil 2.8).



**Şekil 2.8.** Far gövdesi üzerinde yapılan çalışma (Wördenweber ve Schafer 2004)

Ankit ve ark. (2010) tarafından yapılan çalışmada ise far gövdesi ile lens bölgesi arasında enerji halkası adı verilen bir enerji sönmüleyici tasarlamışlardır (Şekil 2.9). Bu tasarlanan halka ile düşük hızlardaki çarpışmalarda hasar alma kabiliyetini yükseltmeyi hedeflemişlerdir. Yapılan benzetim çalışmalarında bacak formu ve üst bacak formu kullanılmıştır.

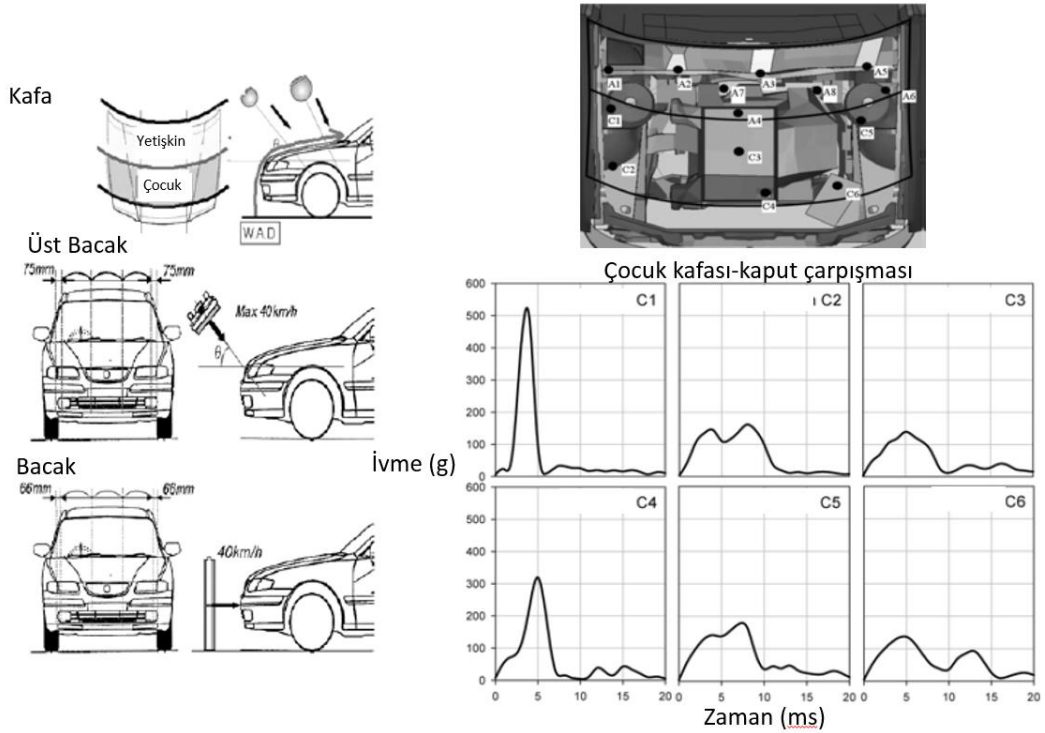




**Şekil 2.9.** Önerilen çarpışma halkası ve yerleşimi (Ankit ve ark. 2010)

Far modeli ile ilgili yapılan çalışmaların dışında çok sayıda kafa çarpışmaları için yaya-dostu kaput tasarımı ile ilgili yapılan çalışmalar literatürde yoğunluktadır. Ahad ve ark. (2015) kafa yaralanmalarına kaput üzerinde kullanılan malzemelerin HIC değerlerine olan etkilerini araştırmışlardır. Özellikle kompozit malzemelerde lamina yönlenmelerinin, farklı doğrultulardaki dağılımlarının,  $[0/90/90]_s$ ,  $[-45/0/45/90]_s$  gibi lamina yönlenmelerinin etkisi incelenmiştir. Yine Masoumi ve ark. (2011), kaput üzerinde kullanılan çelik, alüminyum, kompozit malzemelerin HIC değeri etkisini benzetim çalışmaları yardımıyla incelemişlerdir. Ahmed ve Wei (2016), Abaqus<sup>®</sup> programını kullanarak kafa formu-kaput çarpışma testlerini sanal olarak gerçekleştirmişler ve kompozit malzemelerin kullanımının kafa yaralanmaları üzerindeki davranışını araştırmışlardır. Teng ve Nguyen (2008), EEVC/WG17

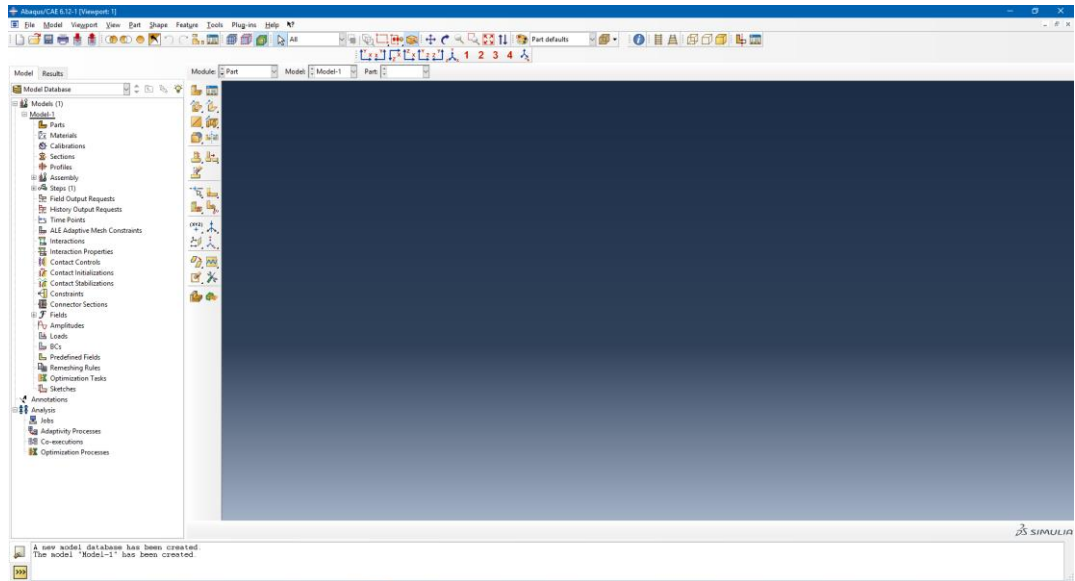
standartlarına göre sanal ortamda benzetim çalışmaları yapmışlardır. Ye ve ark. (2012), kafa formu için sonlu elemanlar modeli oluşturmuşlar ve modelin doğrulanması için deneyler gerçekleştirmişlerdir. Serre ve ark. (2010), çocuk araç çarpışmalarında potansiyel çarpışma noktalarını belirlemek için literatür taraması gerçekleştirmişlerdir. Teng ve ark. (2013) kaput üzerinde kullanılan sandviç yapıların HIC değerleri üzerindeki etkilerine sanal ortamda LS-DYNA® programını kullanarak incelemişlerdir. Shida ve ark. (2007), kaput için kullanılan karbon fiber takviyeli termoplastik malzemeleri yaya güvenliği açısından değerlendirmişlerdir. Cruz ve ark. (2004), Abaqus® kullanıcılar konferansında Abaqus® programında oluşturulan kafa formu sonlu elemanlar modelinin doğrulanması hakkında bir çalışma sunmuşlardır. Dwivedi ve ark. (2012), polikarbon malzemesi üzerinde yüksek şekilde değiştirme hızındaki davranışlarını belirlemek için split-hopkinson deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Frank ve ark. (2003), dördüncü LS-DYNA® konferansında kafa formu için sonlu elemanlar modeli geliştirilmesi ve doğrulanması hakkında bir çalışma yapmışlardır. Teng ve Nguyen (2010), EEVC/WG17 standartlarına göre hazırlanan üç farklı test metodunu LS-DYNA® ortamında sanal olarak 1992 model Ford Taurus araç modeli için gerçekleştirmişlerdir ve aracın regülasyonları tam olarak sağlamadığını belirlemişlerdir (Şekil 2.10).



**Şekil 2.10.** Kafa-kaput testi ivme-zaman grafikleri (Teng ve Nguyen 2010)

## 2.4. CAD-CAE Yazılımları

Bu çalışma kapsamında bilgisayar destekli modelleme yazılımı olan Catia® programı kullanılmıştır. Bu programda far modeli üzerinde ihtiyaç duyulan düzenlemeler ve basitleştirmeler gerçekleştirilmiştir. Özellikle orta yüzey çıkarma işlemlerinin bu çalışma kapsamında manuel olarak yapıldığı programdır. Catia® programının yetenekleri oldukça geniştir. İçinde katı modellemekten yüzey modellemeye, kinematik analizlerden sonlu elemanlar analizlerine, bilgisayar destekli üretimden ergonomi çalışmalarına kadar çok geniş bir yelpazede kullanıcılara hizmet vermektedir. Hafif ticari araç ön farı üreticisi konumunda bulunana Magneti-Marelli firması tasarım çalışmalarında Catia® programını kullanmaktadır. Bu çalışma kapsamında benzetim çalışmalarını gerçekleştirmek için ise iki farklı sonlu elemanlar programı kullanılmıştır. Altair Hypermesh® programı ile ön işlem adımları gerçekleştirilmiştir. Çarpışma analizleri için kullanılan sonlu elemanlar modelleri Hypermesh® programında hazırlanmıştır. Eleman tiplerinin ve özelliklerinin tek tek kontrol edilmesine müsait bir program olduğu için sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasında kullanıcıya büyük kolaylıklar sağlamaktadır. Abaqus® programı ise çözüm işleminde kullanılmıştır (Şekil 2.11). Abaqus® programının geniş malzeme modeli kısmı ve kontak özellikleri, ayrıca en önemlisi kullanıcı kolaylığına sahip bir ara yüze sahip olması, programı avantajlı bir hale getirmektedir.



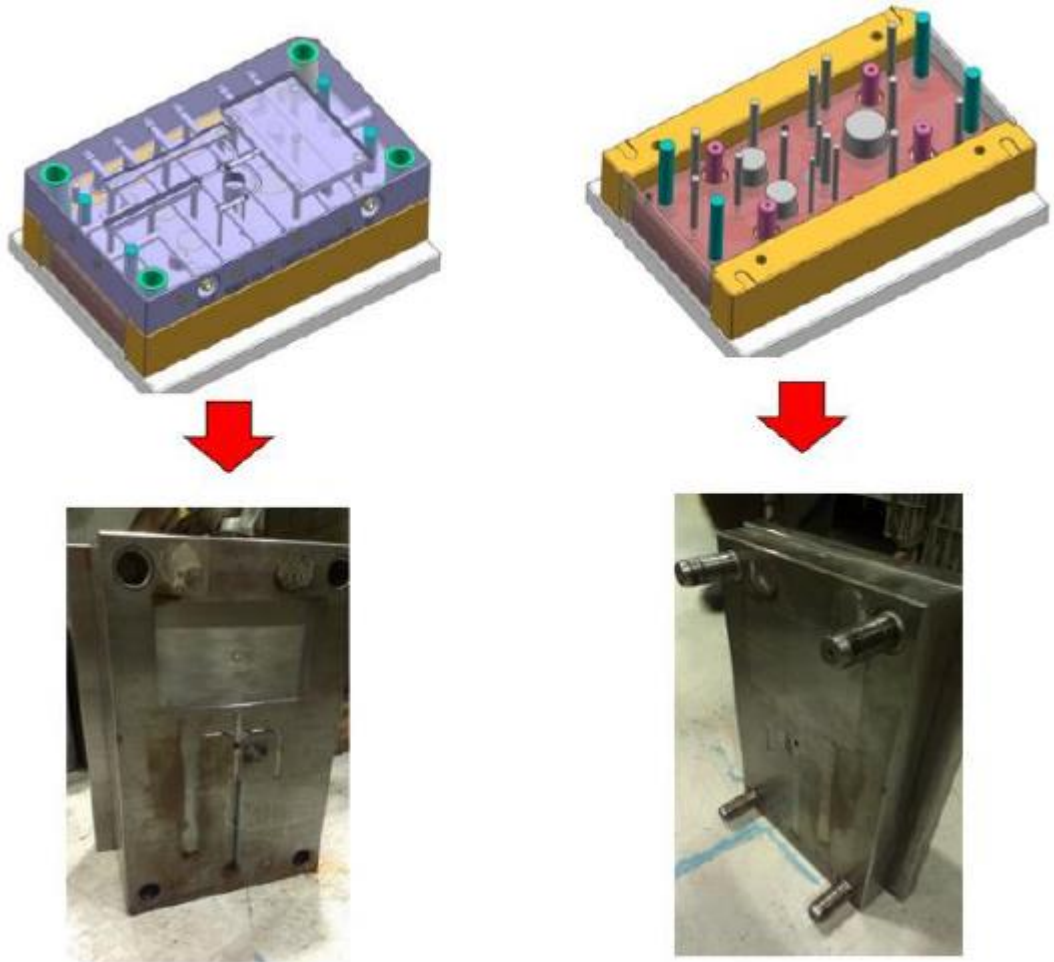
Şekil 2.11. Abaqus® programı kullanıcı ara yüzü

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

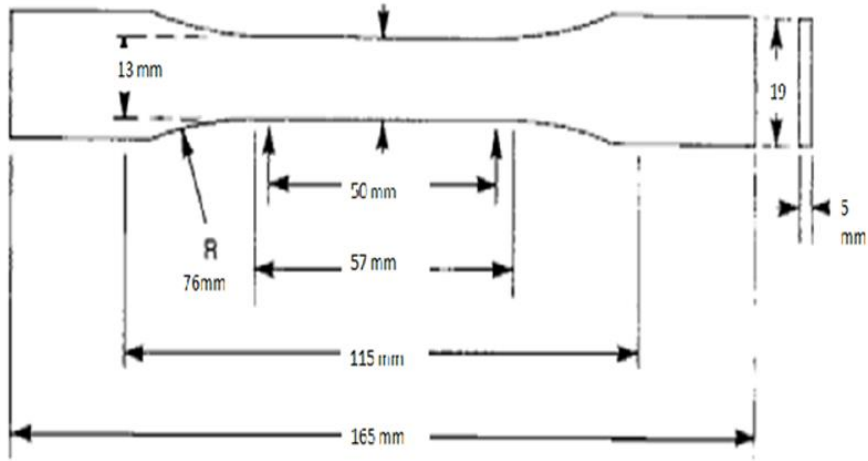
#### 3.1. Deneysel Çalışmalar

##### 3.1.1. PPTD40 Malzemesinin Düşük Hızlardaki Davranışı

Far gövdesi üzerinde kullanılan malzeme talk takviyeli polipropilendir. Malzemenin mekanik davranışlarının belirlenmesi için mekanik karakterizasyon deneylerinden çekme deneyi polipropilen numunelere uygulanmıştır. Numuneler plastik enjeksiyon yöntemi ile üretilmiştir (Şekil 3.1). Üretilen çekme numuneleri plastik malzemelerin çeki altındaki özelliklerini belirlemeye yönelik olarak belirlenen ASTM D638 standardına uygundur.

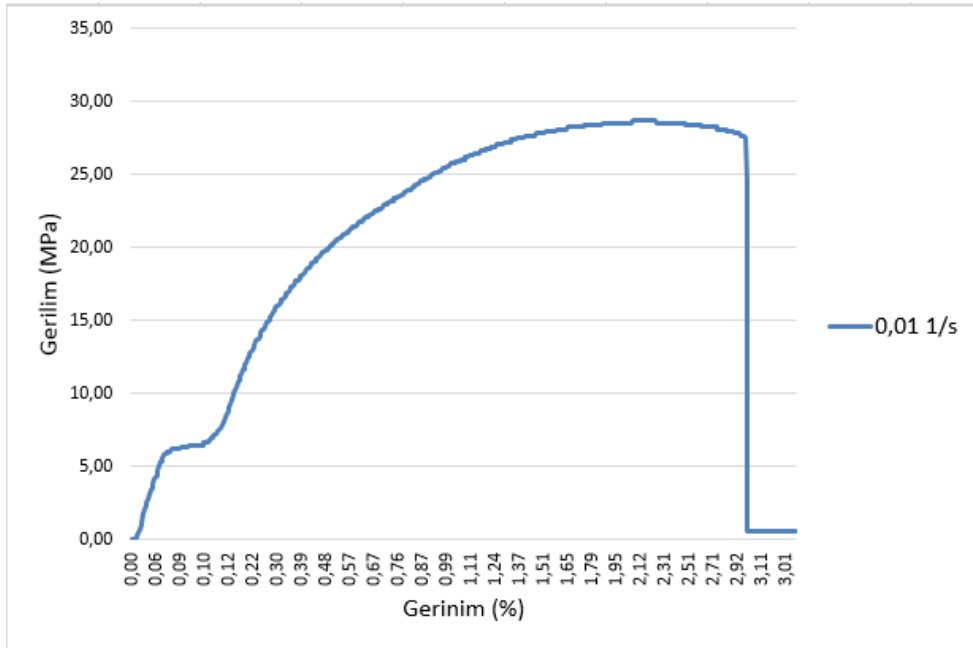


Şekil 3.1. PPTD40 çekme numunelerinin üretildiği plastik enjeksiyon kalıbı

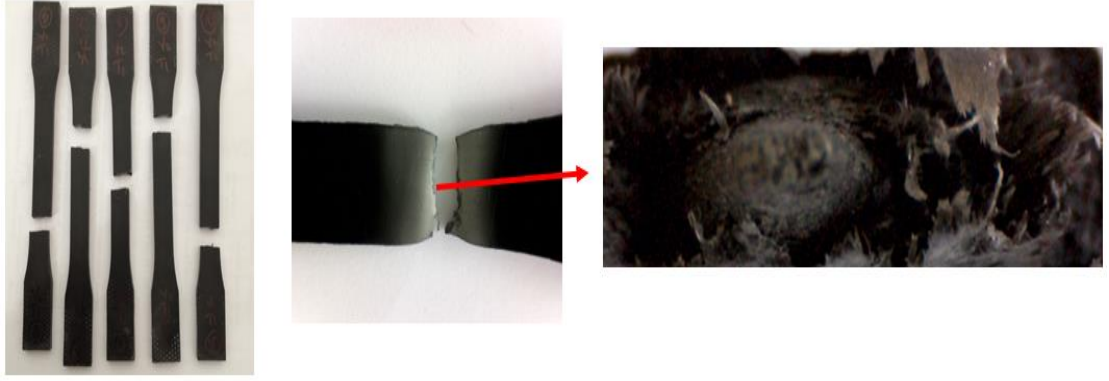


**Şekil 3.2.** ASTM D638 standardına uygun olan çekme numuneleri ölçüleri

Çekme testleri tek eksenli universal çekme cihazında gerçekleştirilmiştir. Numune üzerindeki gerinimi ölçmek için ekstansometre kullanılmıştır. Testler 0,01 1/s şekil değiştirme hızında (strain rate) gerçekleştirilmiştir. Çekme testleri sonucunda gerilme-gerinim grafikleri elde edilmiştir. Ortalama olarak alınan grafik Şekil 3.3’de gösterilmiştir. Ayrıca Şekil 3.4’te PPTD40 çekme numunelerinin deneyler sonucundaki görüntüleri verilmiştir.



**Şekil 3.3.** 0,01 s<sup>-1</sup> şekil değiştirme hızında PPTD40 gerilim-gerinim eğrisi



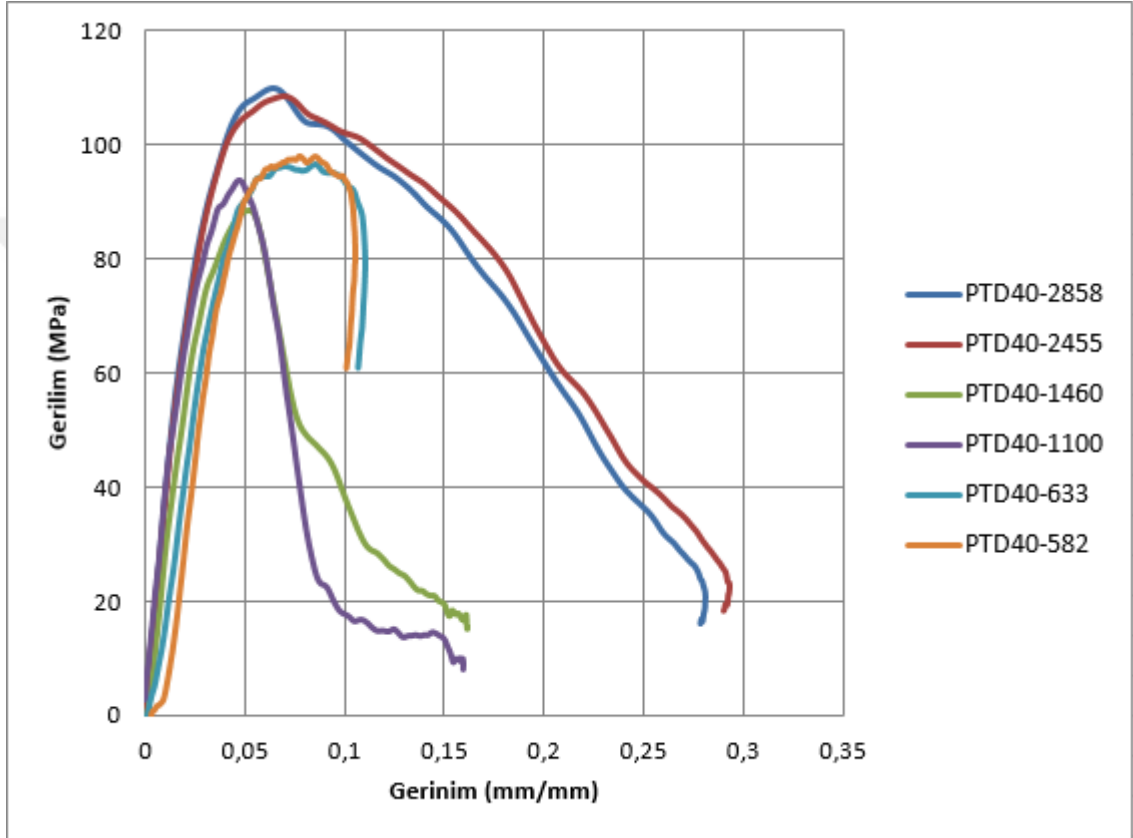
**Şekil 3.4.** Çekme deneyleri sonucunda meydana gelen kopma bölgeleri

### **3.1.2. PPTD40 Malzemesinin Yüksek Hızlardaki Davranışı**

Far gövdesinde kullanılan PPTD40 malzemesinin çekme testi sonuçları bir önceki başlık altında verilmiştir. Gerilim-gerinim grafiğine göre malzemenin çekme mukavemeti değerleri 25-30 MPa değerlerinde değiştiği söylenebilir. Ayrıca malzemenin içindeki talk katkısına rağmen sünek bir davranış eğrisine sahip olduğu görülmektedir. Bu değerler düşük şekil değiştirme hızlarında geçerli olmaktadır (Low Strain Rate). Fakat çarpışma, patlama gibi dinamik olaylarda şekil değiştirme hızları oldukça yüksek olmaktadır. Çok kısa zaman aralıklarında çok büyük deplasmanlar meydana gelmektedir. Bu sebepten ötürü malzemenin yüksek şekil değiştirme hızlarındaki (High Strain Rate) davranışların belirlenmesi gerekmektedir. PPTD40 malzemesinin yüksek hızlardaki mekanik davranışının belirlenmesi için Split-hopkinson bası deneyleri gerçekleştirilmiştir. Deneyler için 9,5 mm çapında 4,5 mm uzunluğunda silindirik numuneler kullanılmıştır. Yüksek çekme hızlarında (582, 633, 1100, 1460, 2455, 2858 s<sup>-1</sup>) split-hopkinson bası deneyleri oda sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Deneyler sonucunda osiloskop yardımıyla giriş çubuğu ve çıkış çubuğu üzerindeki uzama ölçerlerden veriler toplanmıştır. PPTD40 için gerilim-gerinim grafikleri deneyler sonucunda elde edilmiştir (Şekil 3.5). Deneyler sonucunda PPTD40 malzemesinin şekil değiştirme hızı duyarlılığına sahip bir malzeme olduğu görülmüştür. Düşük şekil değiştirme hızlarında çekme gerilmesi 25-35 MPa seviyelerinden 100-120 MPa seviyelerine kadar yükselmiştir. Aynı zamanda düşük şekil değiştirme hızlarında sünek bir davranış sergileyen malzeme yüksek şekil değiştirme hızlarında kırılgan bir davranış sergilediği gözlemlenmiştir. Bu kırılgan davranışın sebebi içindeki talk katkısından



ötürü meydana geldiğini belirtmek yanlış olmaz. Grafiklerden anlaşılacağı üzere çekme bölgesinden sonra gerilmelerde hızlı bir düşüş yaşanmaktadır. Bunun sebebi çatlakların malzeme içinde talk katkılarının etrafından başlayarak hızlı bir şekilde ilerleyerek malzemeyi hasara uğratmasıdır. Bu ifadelerinin kanıtlanması için numunelerinin içyapılarının incelenmesi gerekmektedir. Bu deneylerde içyapılar incelenmemiştir.



**Şekil 3.5.** Yüksek şekil değiştirme hızlarında PPTD40 için gerilim-gerinim eğrileri

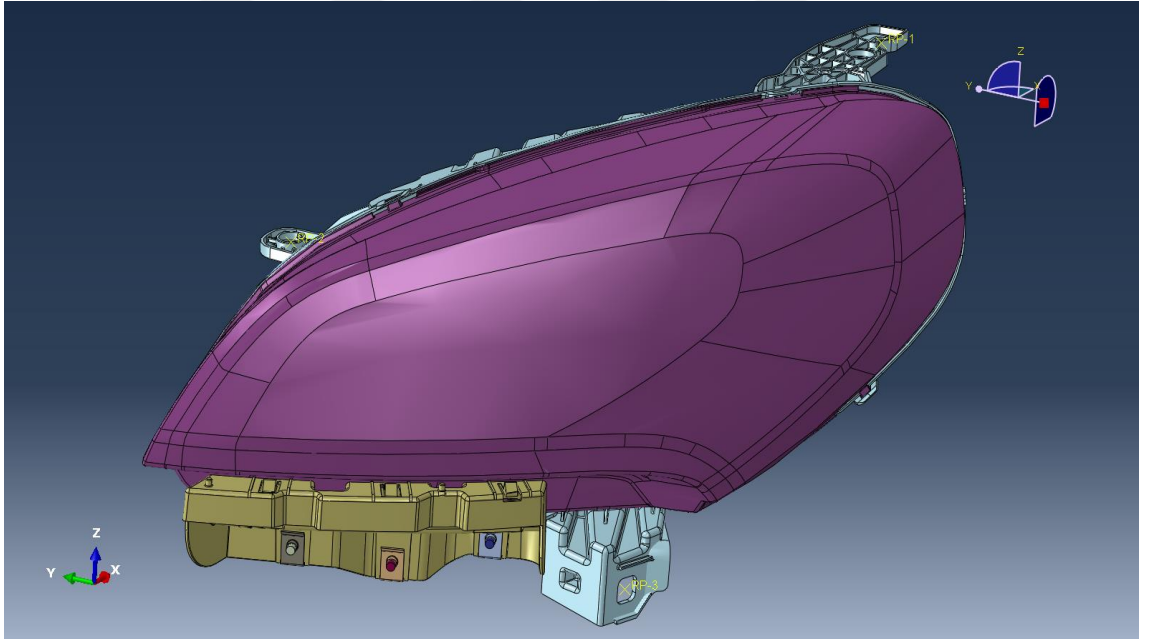
Düşük şekil değiştirme ve yüksek şekil değiştirme hızlarından elde edilen gerilim-gerinim eğrileri sonlu elemanlar analizleri için kullanılmıştır. Statik koşullarda düşük şekil değiştirme hızlarında elde edilen veriler kullanılmış yüksek şekil değiştirme hızındaki veriler ise çarpışma analizinde kullanılmıştır. PC için ise Magnetti Marelli firmasından alınan veriler çarpışma analizleri için kullanılmıştır. Bu tez kapsamında odaklanılan nokta gövde üzerindeki bölgenin kafa yaralanmalarındaki etkisini incelemek üzere yoğunlaştığı için gövdenin çarpışma sırasındaki davranışı büyük önem

kazandırmaktadır. Çarpışma analizlerinde deneylerden elde edilen gerilim-gerinim eğrileri sonlu elemanlar programına elasto-plastik model olarak aktarılmıştır.

### 3.2. Mevcut Model Benzetim Çalışmaları

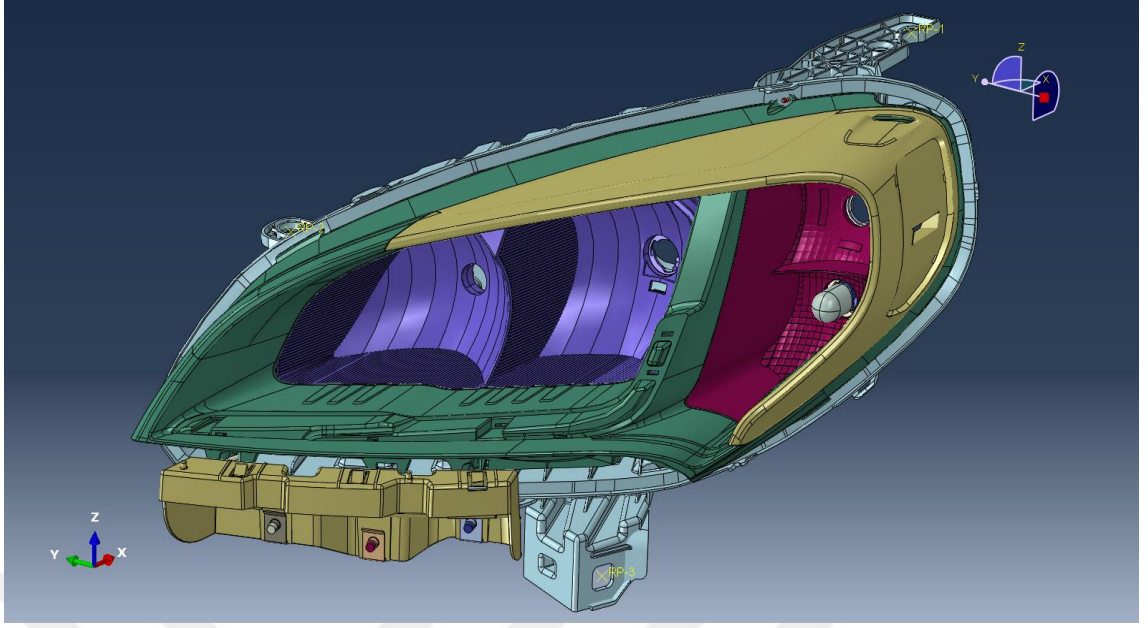
#### 3.2.1. Statik ve Modal Analizler için Sonlu Elemanlar Modeli

Bu bölümde mevcut far modelinin statik ve modal analizi için sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Sonlu elemanlar modelinin kurulmasında ve analizlerin çözümünde Abaqus® yazılımı kullanılmıştır. Statik ve modal analizlerde far modelinin tamamı kullanılmıştır. 47 adet farklı parçadan oluşan far modeli statik ve modal analiz için hazırlanmıştır. Her bir parçanın malzeme modeli için elastik özellikte malzemeler tanımlanmıştır. Malzemelerin mekanik özellikleri üretici firmadan temin edilmiştir. Analizler için 15 farklı malzeme tanımlaması yapılmıştır. Aşağıdaki resimlerde far modeli gösterilmiştir.



**Şekil 3.6.** Tüm parçalarla beraber far modeli





**Şekil 3.7.** İç parçalarla birlikte far modeli

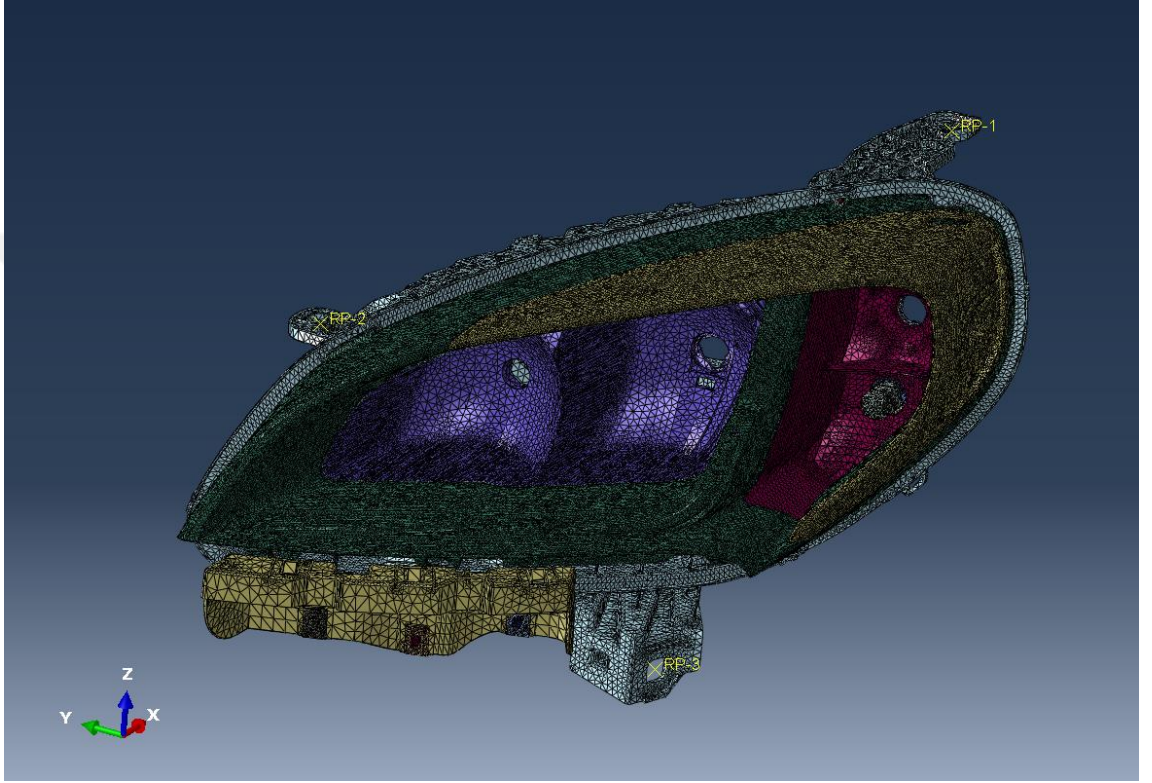
Çizelge 3.1’de bazı malzemelerin mekanik özellikleri verilmiştir. Tabloda Elastisite modülleri, yoğunluklar, poisson oranları ve akma gerilmesi değerleri verilmiştir.

**Çizelge 3.1.** Analizlerde kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri

Malzeme	Elastisite Modülü (MPa)	Yoğunluk (g/cm <sup>3</sup> )	Poisson Oranı	Akma Gerilmesi (MPa)
PC	2350	1,2	0,38	63
PBT	2400	1,3	0,28	60
PPTD40	3500	1,2	0,38	32
BMC	13000	1,9	0,35	77
POM	3000	1,42	0,35	72

### 3.2.1.1. Parçaların Ağ Yapılarının Oluşturulması

Bu bölümde parçaların ağ yapıları oluşturulmuştur. Toplam 47 adet parça analizler için kullanılmıştır. Lineer statik ve modal analiz gerçekleştirileceğinden dolayı çok ayrıntılı olarak ağ yapılarında değişikliğe gidilmemiştir. En kısa elaman uzunluğu, kesit oranları lineer olmayan dinamik analizlerde derinlemesine incelenmiştir.



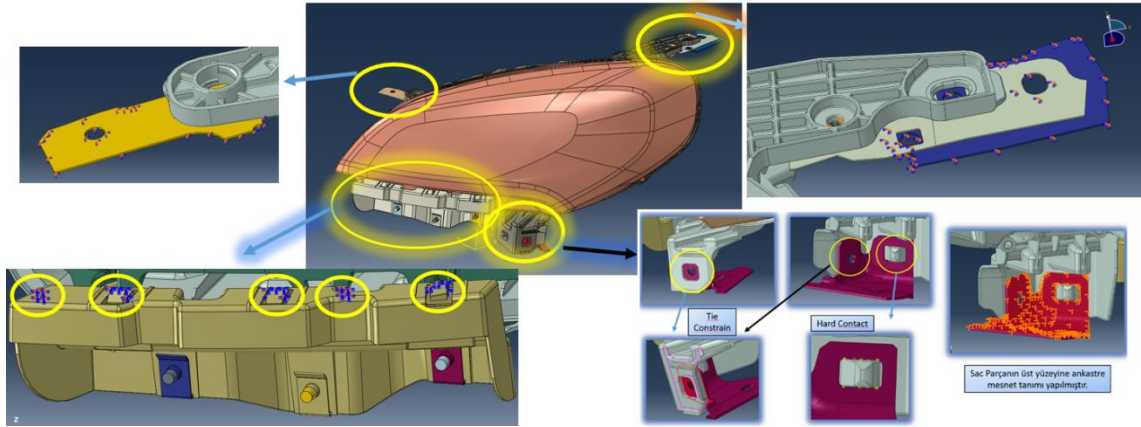
**Şekil 3.8** Far modeli ağ yapısı

Tüm ağ yapıları oluşturulurken Abaqus® yazılımı kullanılmıştır. Far modeli genelde plastik parçalardan meydana geldiğinden dolayı girinti çıkıntılı yapılar çok sayıdadır. Parçaların küçüklüğü nedeni ile bu parçalara ağ oluşturulması zorlaşmaktadır. Bu nedenlerden dolayı ağ yapılarının örülmesinin mümkün olmadığı yerlerde Abaqus® programında bulunan sanal topoloji komutundan yararlanılmıştır. Bu komut sayesinde ağ yapısının örülmesini zorlaştıran yerlerde, program yüzeyleri birleştirmiş ya da kenarlar üzerinde bulunan ağ yapılarının algoritmalarının başladığı noktaları kaldırarak ağ yapımını kolaylaştırmıştır. Bu komut en fazla gövde parçası üzerinde uygulanmıştır. Gövde üzerinde bulunan girinti çıkıntılı yüzeyler aynı zamanda kenar yarıçapları çok küçük olduğundan dolayı gövde üzerinde bu komutlarla oynamalar yapılmıştır. Far

modelinin tamamında üç boyutlu katı elemanlar kullanılmıştır. Far modelinin parçalarında tetra elemanlar kullanılırken, gövde ile araç şasi bağlantı parçalarında hex elemanlar kullanılmıştır. Tüm far modeli 627 047 düğüm noktasından, 2 328 007 lineer tetrahedral elemandan ve 2924 lineer hexahedral elemandan oluşmaktadır (Şekil 3.8). Farın toplam kütlesi 2,94 kg'dır.

### 3.2.1.2. Sınır Şartları

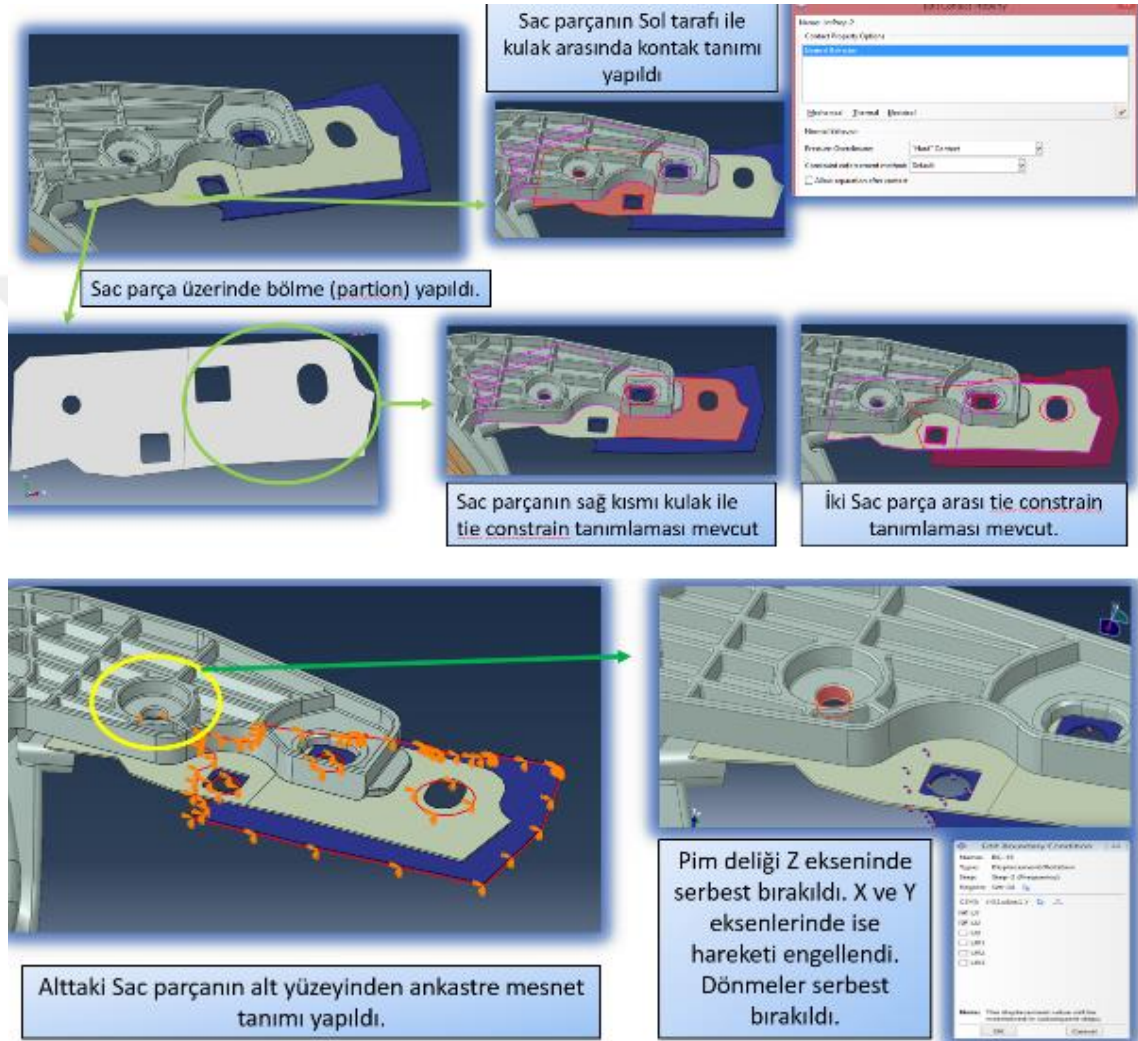
Bu bölümde statik ve modal analizler ile ilgili kullanılan sonlu elemanlar modellerinin sınır şartları verilmiştir. Her iki model içinde aynı sınır şartları kullanılmıştır. Her iki analizde lineer olarak çözdürülmüştür. Far modelinin gövde parçasının araç şasisine üç farklı yerden bağlantısı mevcuttur (Şekil 3.9).



**Şekil 3.9.** Far modeli bağlantı noktaları

Şekil 3.9'da görüldüğü üzere bağlantı noktalarında şasi bağlantısını sağlayan sac parçalar modellenmiştir. Aynı zamanda far modelinin ön tarafında bulunan braket ise önden gelen darbelerde koruyucu rol üstlenmektedir. Braket üzerinde bulunan tırnaklar ve dairesel yapılar araç ön şasi bölgesindeki yuvalara girmektedir. Bu bölgedeki sınır şartları için tırnakların ve silindirlerin geometrik yapılarına göre hareket kısıtlamaları verilmiştir. Yuvalar tarafından hangi yönde tırnak bölgesinin hareketi kısıtlanmış ise o belgeye hareket sınır şartı tanımlanmıştır. Bağlantı bölgelerinde ise, sol üst bağlantı yerinde ve alt bağlantı yerinde sac parçalar gövdeye yapışık kabul edilmiş ve sac parçaların şasiyi temsil ettiği bölgelerden 3 ötelenme ve 3 dönme yani ankastre mesnet sınır şartı tanımlanmıştır. Sağ üst bölgede ise iki sac parça bulunmaktadır. Burada iki

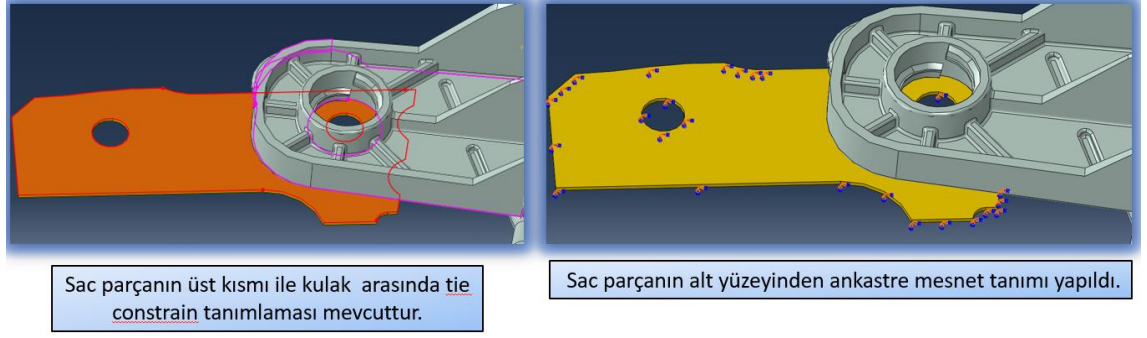
sac arasında yapışık kısıtlaması kullanılmış aynı zamanda üst sac parçanın ön bölgesi ile gövde arasında lineer kontak tanımlaması yapılmıştır. Üstteki sacın arka bölgesi ile gövde civata bağlantısı nedeniyle yapışık kısıtlaması tanımlanmıştır (Şekil 3.10). En alt sac parça ise şasiyi temsil ettiğinden dolayı bu bölgede üç dönme ve üç ötelenme hareketi kısıtlanarak ankastre sınır şartı tanımlanmıştır.



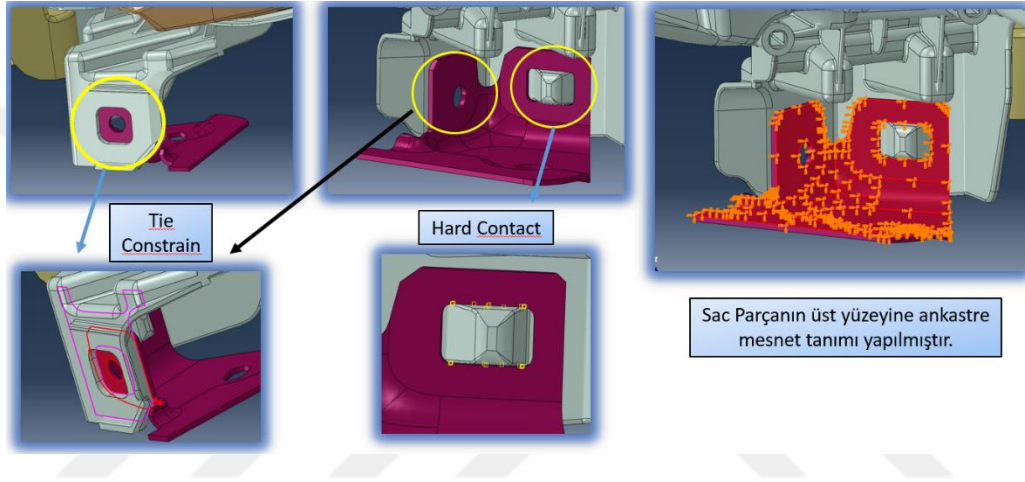
**Şekil 3.10.** Sağ üst bağlantı bölgesi sınır şartları

Kullanılan tüm kontaklar Abaqus® programında lineer olarak tanımlanmıştır. Yüzey-yüzey kontak tanımlaması yapılmış ve bu kontak üzerinde yapılan kontak özellik tanımlamasında programda tanjant kontak, kontak tipi olarak ise hard kontak seçilmiştir. Sağ kulak bağlantı bölgesinde bulunan kılavuzlama deliği için x ve y yönlerinde hareket kısıtlanmış, z ekseninde hareket serbest bırakılmıştır.





**Şekil 3.11** Sol üst bağlantı bölgesi sınır şartları



**Şekil 3.12.** Alt bağlantı bölgesi sınır şartları

Gövde ile sac parçalar birbirlerine cıvata ile bağlanmaktadır. Bu bağlantılara analiz ortamında benzetim yapmak için sac parçalar ile gövde arasında yapışık kısıtlaması (tie constrain) verilmiştir (Şekil 3.11). Bu yaklaşım ile analiz süresinde azalmalar hedeflenmiştir. Alt bağlantı bölgesinde bulunan ufak tırnak ile sac parça arasında lineer kontak tanımlı yapılmıştır (Şekil 3.12).

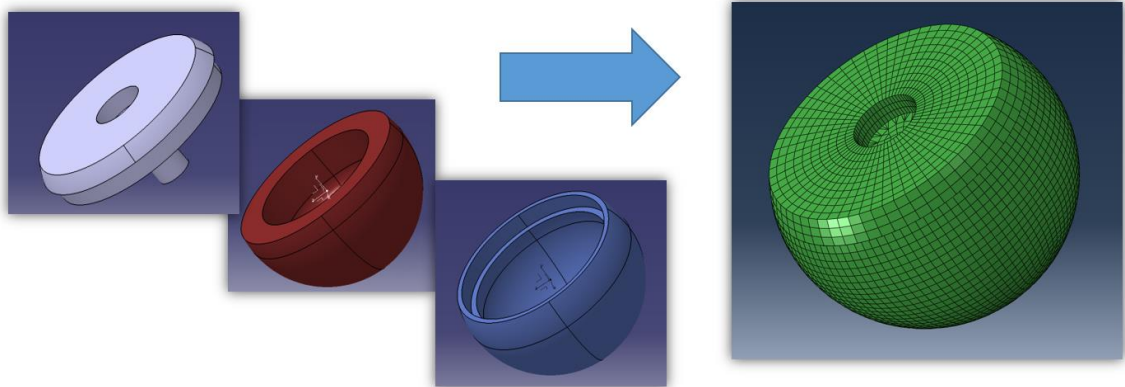
Yüklemeler olarak ise far modelinin kendi ağırlığı altında bağlantı bölgelerinde oluşacak gerilmeler incelenecektir. Modal analizde ise far modelinin ilk 4 moduna bakılmıştır. Ana sanayinin tedarikçi firmadan istediği, far modelinin ilk doğal frekansının 42 Hz değerinden büyük olmasıdır. Modal analiz sonucunda ise hesaplanan doğal frekanslar ile 42 Hz değeri karşılaştırılmıştır. Statik ve Modal analizler için aynı sonlu elemanlar modeli kullanılmıştır.

### 3.2.2. Çarpışma Analizleri için Sonlu Elemanlar Modeli

Bu bölümde çocuk kafası-araç farı çarpışma sonlu elemanlar modeli detaylı bir biçimde anlatılmıştır. Çarpışma analizleri için Abaqus® programının explicit çözücüsü kullanılmıştır. Çarpışma analizlerinde far gövdesi ve lens parçası için kabuk elemanlar kullanılmış EEVC/WG17 çocuk kafası modeli için katı elemanlar kullanılmıştır. Çarpışma süresince gelen kuvvet lens parçası üzerinden gövdeye aktarılacağından çarpışma analizleri için far kısmında sadece lens ve gövde parçaları kullanılmıştır. Far içerisinde parçaların çarpışma esnasında herhangi bir kuvvet aktarımına katkısı olmayacağından, bu parçalar analize dâhil edilmemiştir.

#### 3.2.2.1. Parçaların Ağ Yapılarının Oluşturulması

Bu bölümde çarpışma analizleri için kullanılan parçaların ağ yapıları hakkında bilgiler verilmiştir. Far gövdesi, lens ve çocuk kafası modelleri analiz için kullanılmıştır. Çocuk kafası sonlu elemanlar modeli tez kapsamında ağ yapısı oluşturulmuş hazır olarak temin edilmemiştir. EEVC/WG17'nin önerdiği standartlarına uygun olarak çocuk kafası CATIA® programında katı modelleme ile modellenmiştir (Şekil 3.13). Üç farklı bileşenden oluşan çocuk kafası modelinin Altair Hypermesh® ön işlem programı yardımıyla ağ yapıları oluşturulmuştur. Çarpışma analizlerinde explicit çözücü kullanıldığından dolayı en küçük eleman boyutunun ve elemanların kesit oranlarının çözüm süresi üzerindeki etkisi göz önüne alınmıştır. Çocuk kafa formu bileşenleri sırasıyla Çocuküst, Çocukçekirdek, Çocukyüzey, olmak üzere isimlendirilmiştir.



Şekil 3.13. Çocuk kafa formu bileşenleri ve sonlu elemanlar modeli

Çocuk kafa formu sonlu elemanlar modeli Abaqus® yazılımına alınmıştır. Yazılım tarafından solu elemanlar modeli bilgeleri ağ yapısı kontrol seçeneğinden kontrol edilmiş aşağıda belirtilen bilgiler verilmiştir.

Toplam düğüm noktası sayısı: 23 456

Toplam eleman sayısı: 18 150

17 536 C3D8R lineer hexahedral eleman

614 C3D6 lineer wedge eleman

**Çocukçekirdek** parçası için sonlu elemanlar bilgeleri;

Hex elemanlar: 5720

Kesit Oranı > 10: 0 (0%)

Ortalama kesit oranı: 1,46                      En kötü kesit oranı: 2,28

En kısa kenar < 0,01: 0 (0%)

Ortalama en kısa kenar: 3,02                      En kısa kenar: 1,95

Wedge elemanlar: 136

Kesit Oranı > 10: 0 (0%)

Ortalama kesit oranı: 1,57                      En kötü kesit oranı: 2,24

En kısa kenar < 0,01: 0 (0%)

Ortalama en kısa kenar: 2,87                      En kısa kenar: 1,95

Eleman sayısı: 5856                      Analiz hatası: 0 (0%)                      Analiz Uyarısı: 0 (0%)

**Çocukyüzey** parçası için sonlu elemanlar bilgeleri;

Hex elemanlar: 7412

Kesit Oranı > 10: 0 (0%)

Ortalama kesit oranı: 1,23                      En kötü kesit oranı: 1,60

En kısa kenar < 0,01: 0 (0%)

Ortalama en kısa kenar: 3,09

En kısa kenar: 2,31

Wedge elemanlar: 128

Kesit Oranı > 10: 0 (0%)

Ortalama kesit oranı: 1,55

En kötü kesit oranı: 1,58

En kısa kenar < 0,01: 0 (0%)

Ortalama en kısa kenar: 2,76

En kısa kenar: 2,32

Eleman sayısı: 7540

Analiz hatası: 0 (0%)

Analiz Uyarısı: 0 (0%)

**Çocuküst** parçası için sonlu elemanlar bilgileri;

Hex elemanlar: 4404

Kesit Oranı > 10: 0 (0%)

Ortalama kesit oranı: 1,57

En kötü kesit oranı: 3,83

En kısa kenar < 0,01: 0 (0%)

Ortalama en kısa kenar: 3,03

En kısa kenar: 1,44

Wedge elemanlar: 350

Kesit Oranı > 10: 0 (0%)

Ortalama kesit oranı: 2,17

En kötü kesit oranı: 3,80

En kısa kenar < 0,01: 0 (0%)

Ortalama en kısa kenar: 2,59

En kısa kenar: 1,44

Eleman sayısı: 4754

Analiz hatası: 0 (0%)

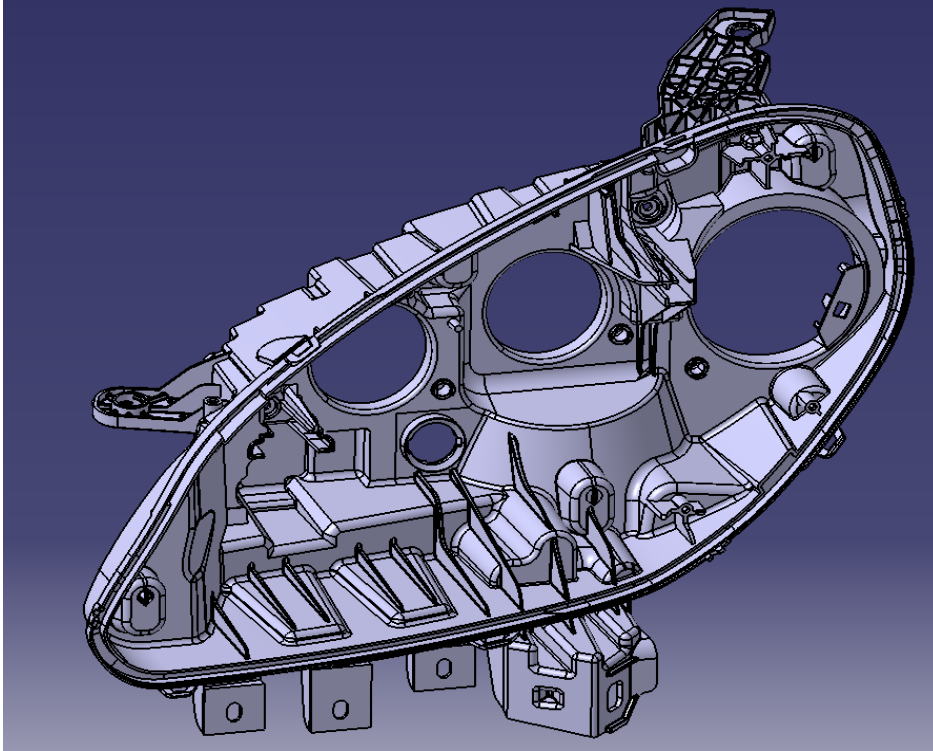
Analiz Uyarısı: 0 (0%)

Abaqus® programının sonlu eleman kontrolüne göre analiz için hatalı bir eleman çıkmamıştır. Fakat en küçük eleman boyutunun explicit analizde analiz zamanı üzerindeki etkisi önemlidir. Çocuk formunda en kısa kenar boyutu 1,44 mm ile



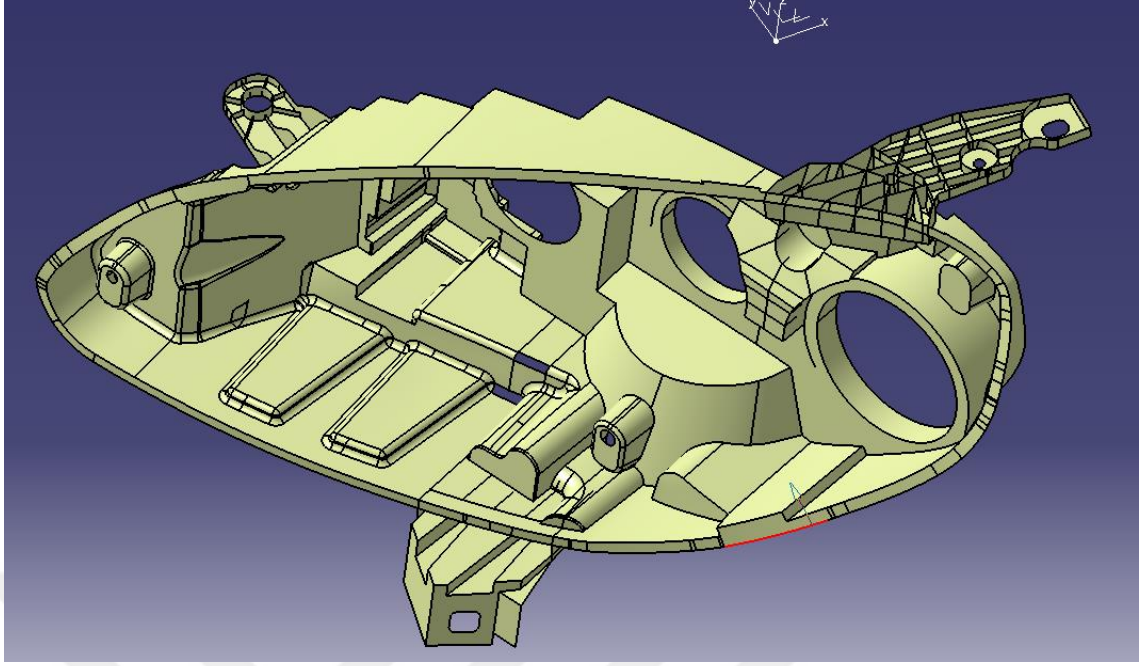
çocuküst parçasında bulunmaktadır. Çocuküst ve çocukçekirdek parçasına elasto-plastik alüminyum malzeme atanmış, çocukyüzey parçasına ise EEVC/WG17'nin regülasyonlarını uygun olarak vinil tabakaya viskoelastik malzeme modeli atanmıştır. Üç parça arasında ise Abaqus® yazılımında kontak kısmından kısıt olarak yapışık (tie constrain) kısıtlamaları tanımlanmıştır.

Analiz süreleri göz önüne alındığında gövde ve lens için katı elemanlar yerine kabuk elemanlar kullanımının oldukça avantajlı olduğu görülmüştür. Gövde ve lens parçalarının (Şekil 3.14 ve Şekil 3.16) geometrik olarak karmaşıklığından ötürü orta yüzey çıkarma işlemi otomatik olarak yapılamamıştır. Orta yüzey çıkarma işlemi için Altair Hypermesh® programında düz yüzeyler otomatik olarak çıkarılmıştır. Geriye kalan yüzeyler ise CATIA® modelleme programı kullanılarak tamamlanmıştır.



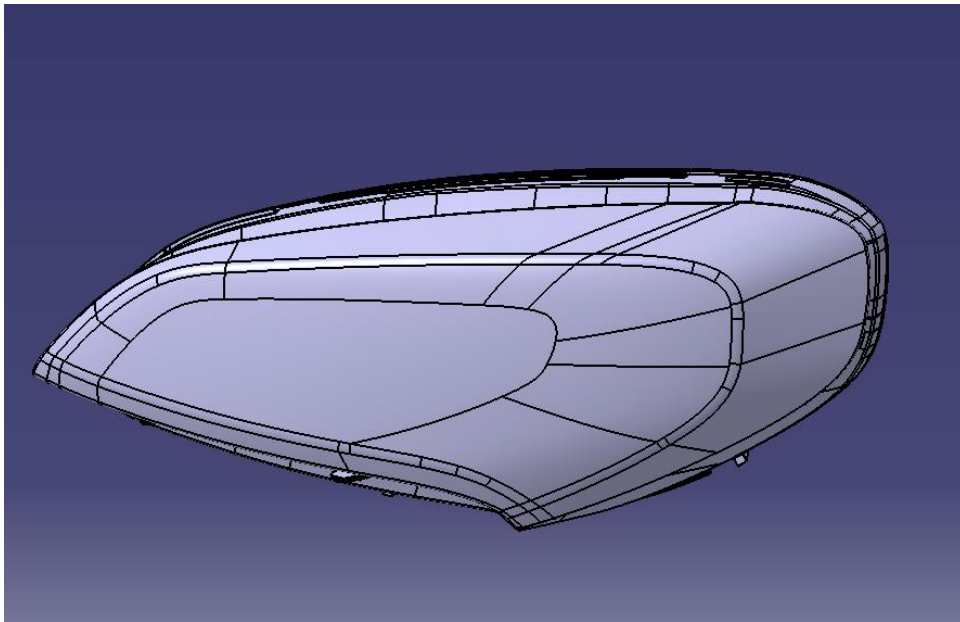
**Şekil 3.14.** Katı model olarak far gövdesi

Orta yüzey çıkarma işlemi ön proses işlemleri arasında süreç olarak en uzun periyot olmuştur. Katı model üzerinden yüzeyler referans alınarak far gövdesi tekrar yüzey olarak modellenmiştir (Şekil 3.15). Gövde üzerinde değişken bir kalınlık söz konusudur. Analizlerde ise sabit kalınlık verilerek sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur.



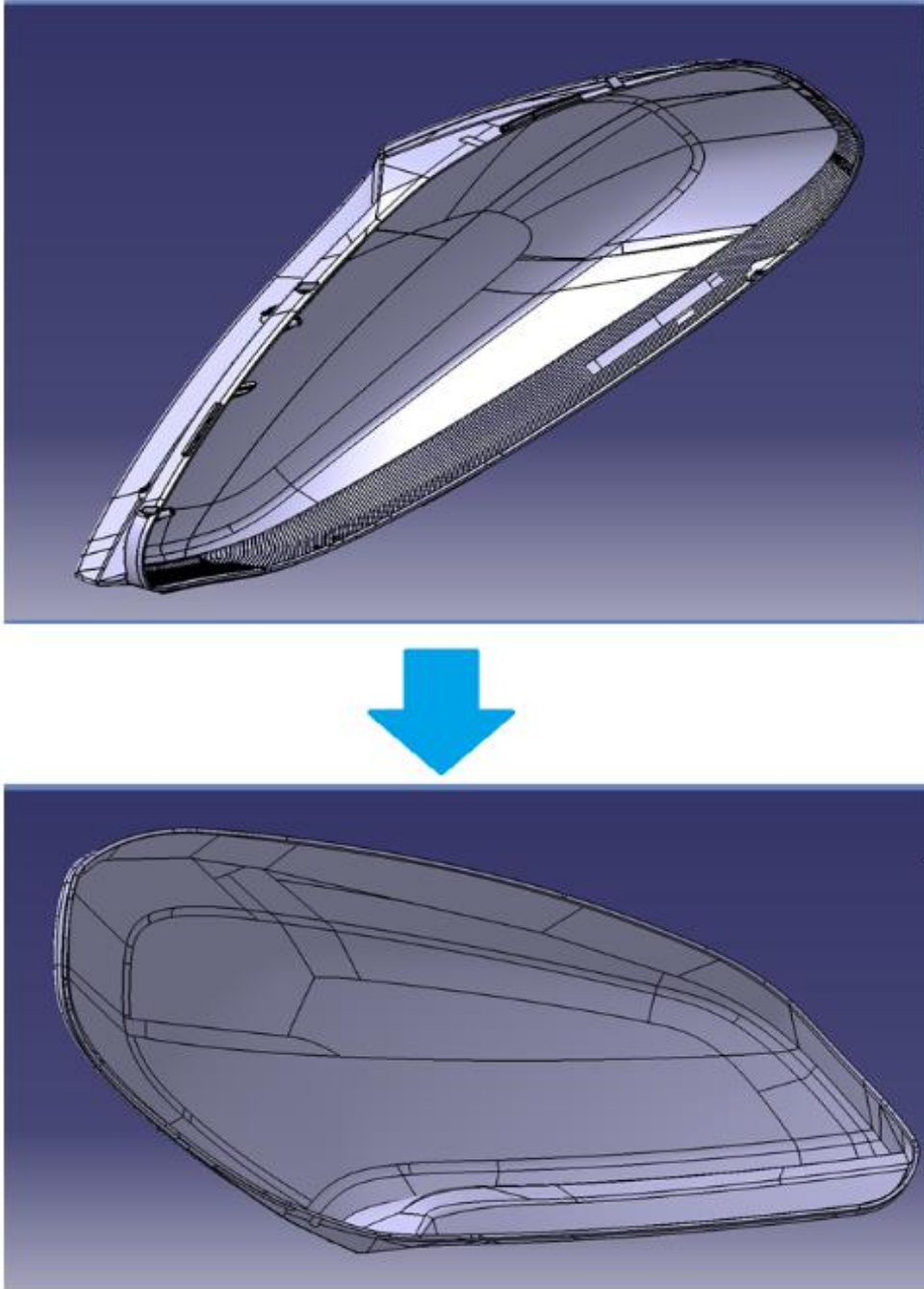
**Şekil 3.15.** Far gövdesi orta yüzey

Far gövdesi orta yüzeyinde analizler için bazı basitleştirmeler yapılmıştır. Bu çalışma kapsamında bağlantı bölgeleri üzerine odaklanıldığı için bu bölgeler detaylarıyla tasarlanmıştır. Aynı işlemler lens parçası üzerinde de gerçekleştirilmiştir. Lens parçası orta yüzey geometrisi benzer işlem adımlarıyla çıkarılmıştır.



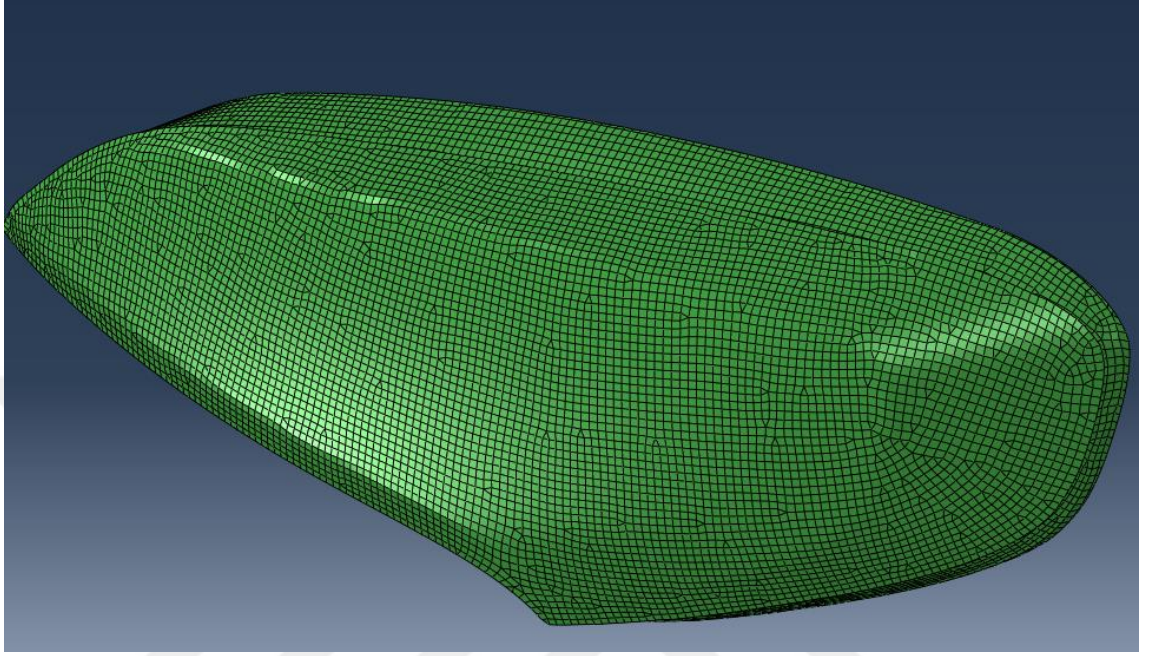
**Şekil 3.16.** Lens modeli

Lens parçası üzerinde basitleştirme çalışmaları katı model ortamı üzerinden gerçekleştirilmiştir (Şekil 3.17). Lens üzerindeki ufak yarıçaplı bölgeler, girinti ve çıkıntılar sonlu elemanlar analizlerinde eleman sayısının artmasına aynı zamanda eleman kalitesinin kötüleşmesine meydan vermektedir, bu basitleştirmeler sayesinde sonlu elemanlar modeli daha efektif bir biçimde oluşturulmuştur.



**Şekil 3.17.** Basitleştirilmiş lens modeli

Basitleştirilmiş lens modeli Altair Hypermesh® programına alınarak burada otomatik orta yüzey üzerinden ağ örme işleme gerçekleştirilmiştir. Ağ yapısı oluşturulan parça Abaqus® programına alınmıştır. Programda ağ yapısı analiz için kontrol edilmiştir.



**Şekil 3.18.** Lens modeli ağ yapısı

Ağ yapısı hakkında analiz için kontrol edelin veriler aşağıdaki verilmiştir.

Toplam düğüm noktası sayısı: 11 086

Toplam eleman sayısı: 11 075

10 761 S4R lineer quadrilateral eleman

314 lineer triangular eleman

**Lens** parçası için sonlu elemanlar bilgileri;

Quad elemanlar: 10 761

Kesit Oranı > 10: 0 (0%)

Ortalama kesit oranı: 1,12

En kötü kesit oranı: 5,33

En kısa kenar < 0,01: 0 (0%)



Ortalama en kısa kenar: 3,82

En kısa kenar: 0,754

Triangular elemanlar: 314

Kesit Oranı > 10: 0 (0%)

Ortalama kesit oranı: 1,28

En kötü kesit oranı: 5,32

En kısa kenar < 0,01: 0 (0%)

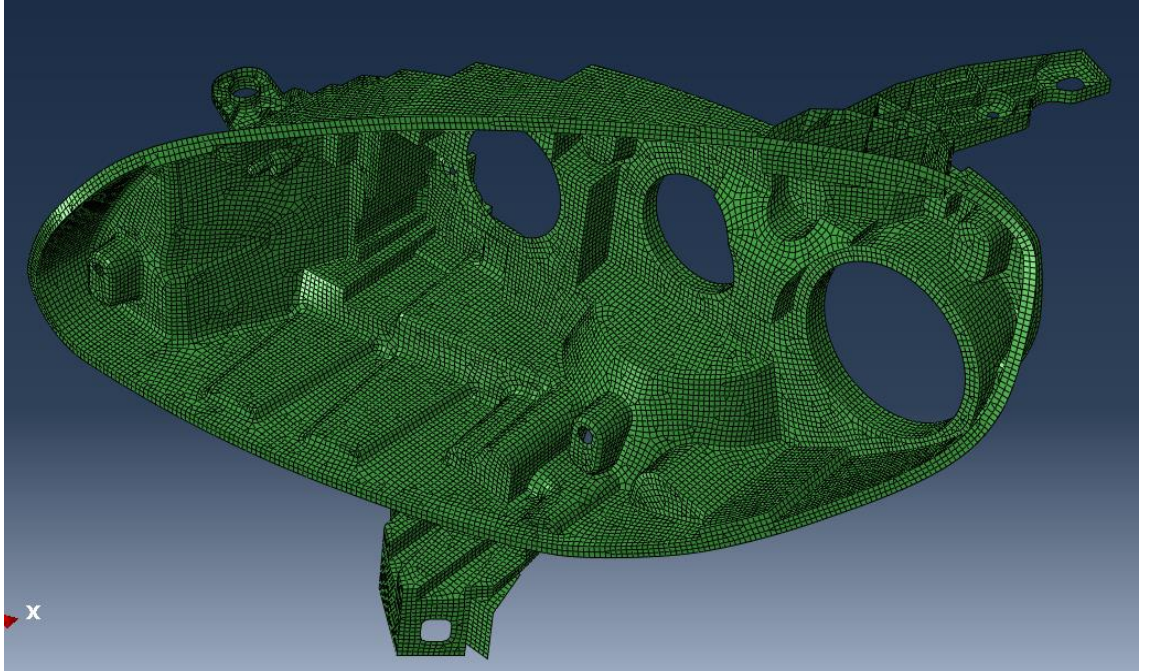
Ortalama en kısa kenar: 3,50

En kısa kenar: 0,754

Eleman sayısı: 11 075

Analiz hatası: 0 (0%) Analiz Uyarısı: 26 (0,234763%)

Lens sonlu elemanlar modelinde en kısa kenarın uzunluğu 0,754 mm olarak belirlenmiştir. Bu uzunluğun zaman artışı üzerinde etkisi olmuştur. Gövde için ise sonlu elemanlar modeli aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.



**Şekil 3.19.** Far gövdesi ağ yapısı

Toplam düğüm noktası sayısı: 30 388

Toplam eleman sayısı: 31 092

29 215 S4R lineer quadrilateral eleman

1 877 S3R lineer triangular eleman

**Gövde** parçası için sonlu elemanlar bilgileri;

Quad elemanlar: 29 215

Kesit Oranı > 10: 0 (0%)

Ortalama kesit oranı: 1,16                      En kötü kesit oranı: 3,44

En kısa kenar < 0,01: 0 (0%)

Ortalama en kısa kenar: 2,76                      En kısa kenar: 1,02

Triangular elemanlar: 1 877

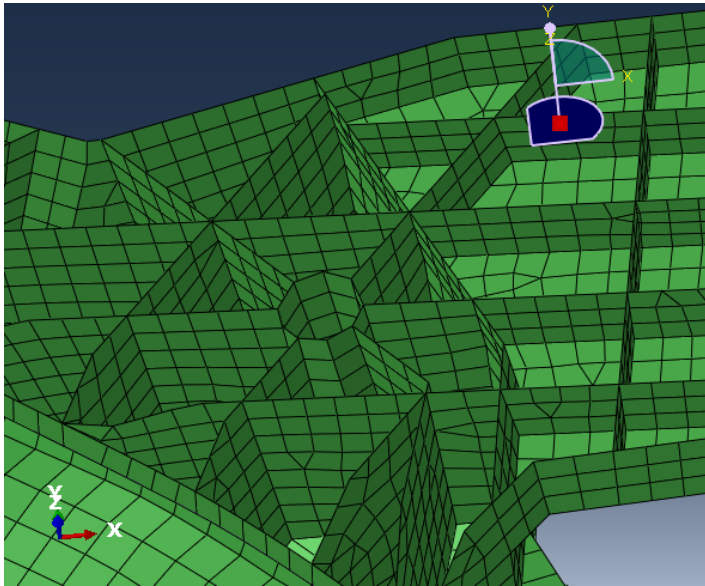
Kesit Oranı > 10: 0 (0%)

Ortalama kesit oranı: 1,33                      En kötü kesit oranı: 3,05

En kısa kenar < 0,01: 0 (0%)

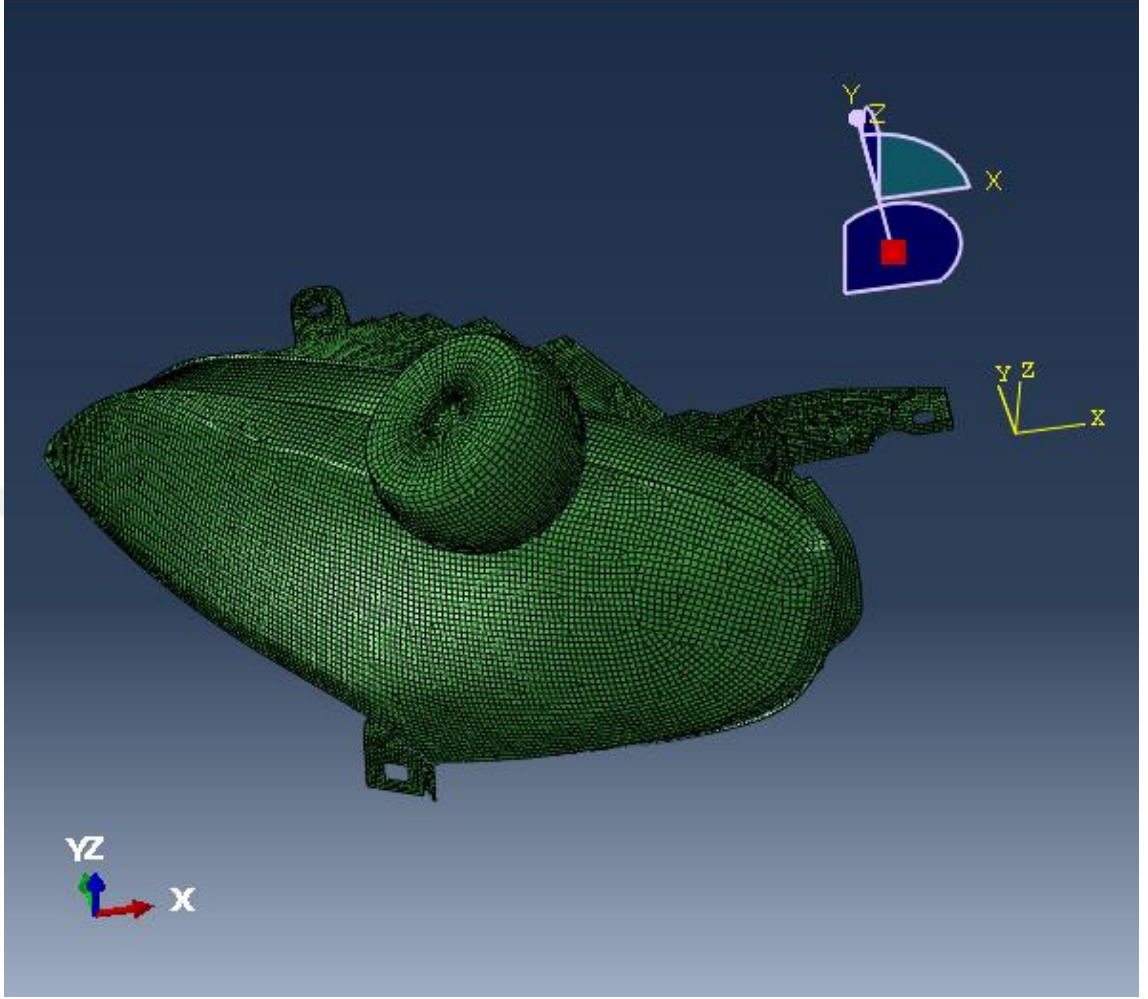
Ortalama en kısa kenar: 2,49                      En kısa kenar: 1,02

Eleman sayısı: 31 092                      Analiz hatası: 0 (0%)      Analiz Uyarısı: 58 (0,186543%)



**Şekil 3.20.** Bağlantı bölgesi detay görünüm

Tüm montaj modeli için sonlu elemanlar bilgileri aşağıda verilmiştir.



**Şekil 3.21.** Montaj modeli için ağ yapısı

Toplam düğüm noktası sayısı: 64 930

Toplam eleman sayısı: 60 317

39 976 S4R lineer quadrilateral eleman

2 191 S3R lineer triangular eleman

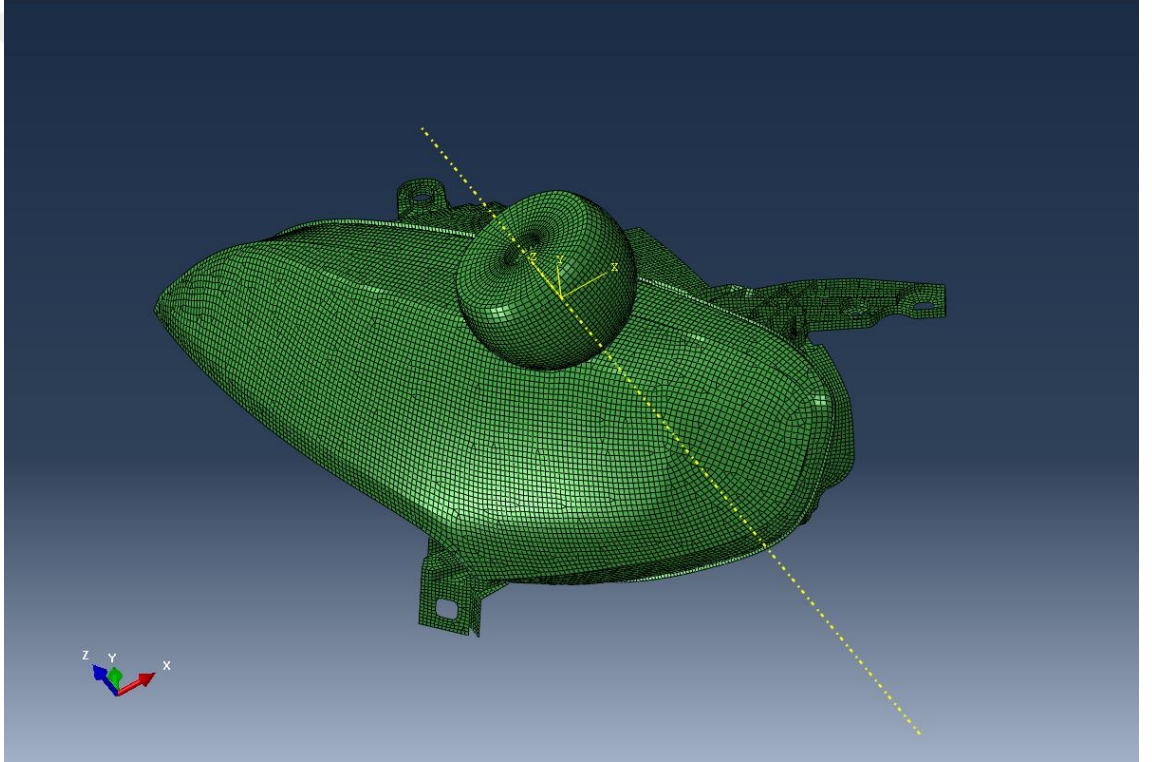
17 536 C3D8R lineer hexahedral eleman

614 C3D6 lineer wedge eleman

Ağ yapısındaki en kısa kenar uzunluğu ise 0,754 mm olarak belirlenmiştir.

### 3.2.2.2. Sınır Şartları

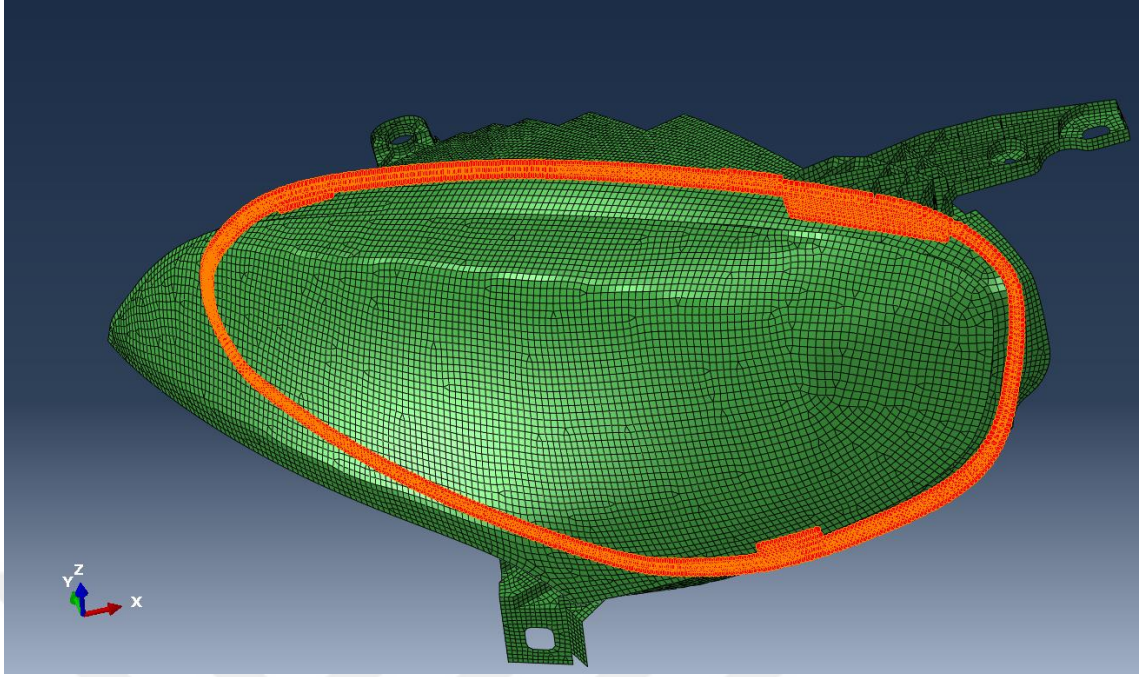
Bu bölümde tüm model için oluşturulan sınır şartları hakkında bilgi verilmiştir. Ağ yapıları oluşturulan modeller Abaqus® programının montaj modülünde bir araya getirilmiştir. Programın kullanıcı kolaylığı sağlayan modül yapısı analiz sınır şartlarını oluşturmada da takip edilmiştir. Sırasıyla ağ yapıları montaj modülünde bir araya getirilmiş ardından çözüm adımı belirlenmiş, analizden istenen çıktılar çözüm adımı programdan istenmiş, etkileşimler modülünde ise parçalar arası kontaklar ve kısıtlar tanımlanmıştır. Son adım olarak analiz çözümü işlemi Abaqus® programının iş modülünde gerçekleştirilmiştir.



**Şekil 3.22.** Montaj modülünde parçaların hazırlanması

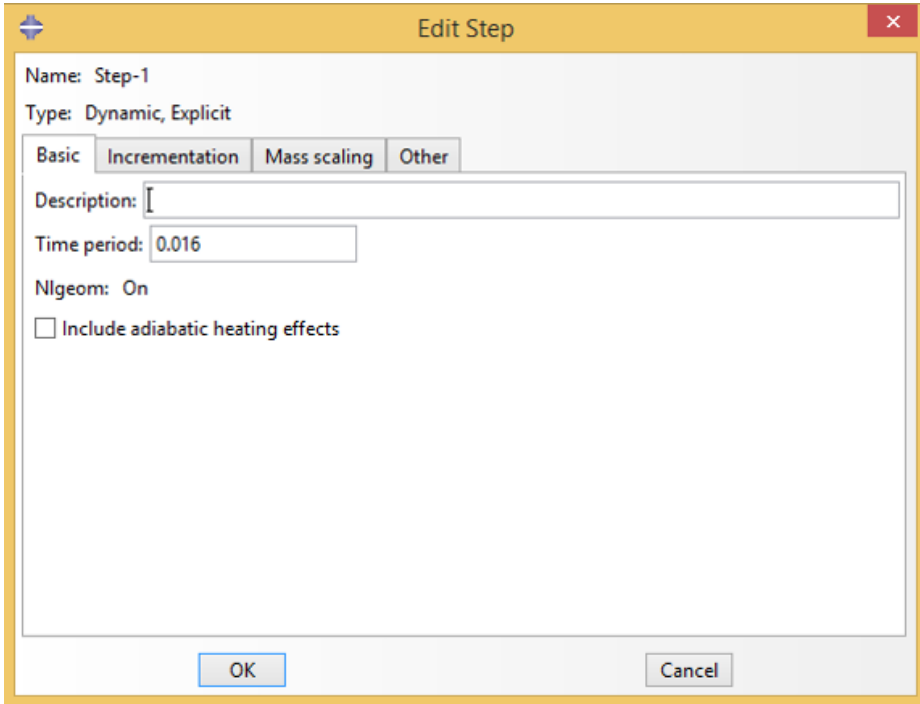
Standartlara uygun olarak yer düzlemi ile 55 derece açı yapacak şekilde kafa formu far üzerinde konumlandırılmıştır (Şekil 3.22). Global eksen takımı kafa formunun ağırlık merkezine konumlandırılmıştır aynı zamanda bu yer testlerde ivmeölçerin konumlandırıldığı noktadır. Gövde ile lens arasında bağlantı bölgesi yapışık kısıt olarak girilmiştir (Şekil 3.23). Bu kısıt, programın etkileşimler modülünden kısıt sekmesinden parçalar arasında oluşturulmuştur.





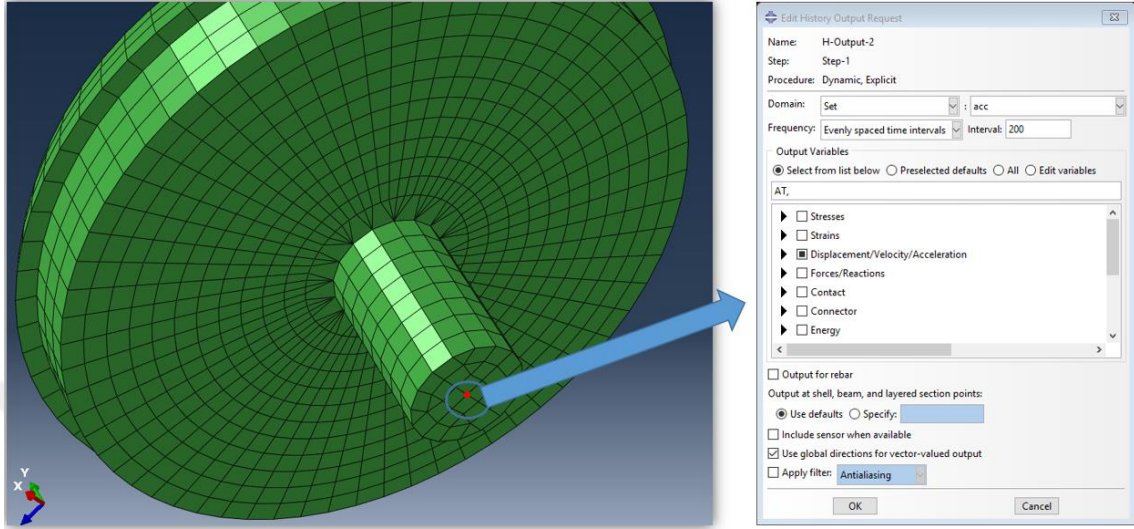
**Şekil 3.23.** Lens ile gövde arasında tanımlanan yapışık kısıtı

Çözüm adımı olarak step modülünden explicit dinamik analiz seçilmiştir. Çözüm zamanı olarak 16ms girilmiştir. Lineer olmayan explicit dinamik analiz çarpışma analizi için uygulanmıştır.



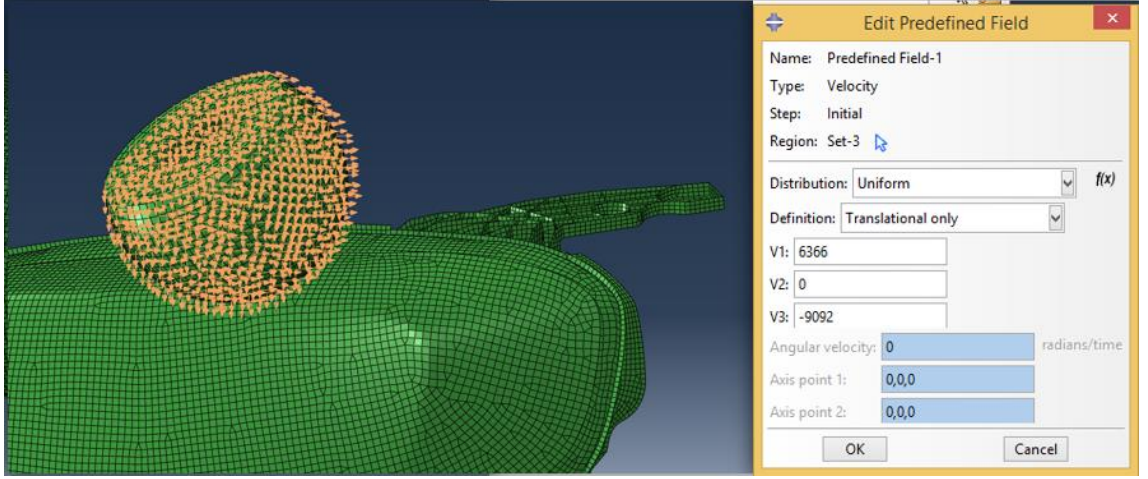
**Şekil 3.24.** Lineer olmayan dinamik explicit analiz

HIC değerinin hesaplanması için kafa formunun ağırlık merkezi noktasının ivme değeri programdan çıktı olarak istenmiştir. Bu programın çözüm modülünün alan çıktıları kısmından belirlenmiştir (Şekil 3.25).

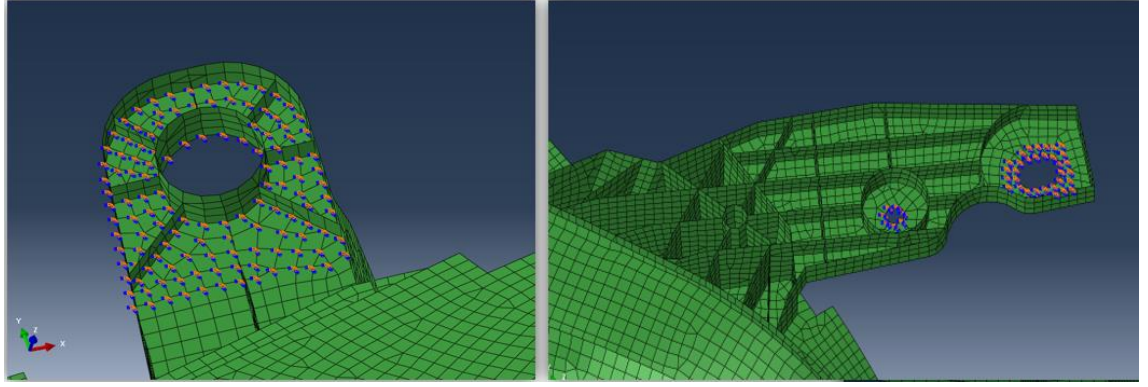


**Şekil 3.25.** İvme çıktısının programa tanıtılması

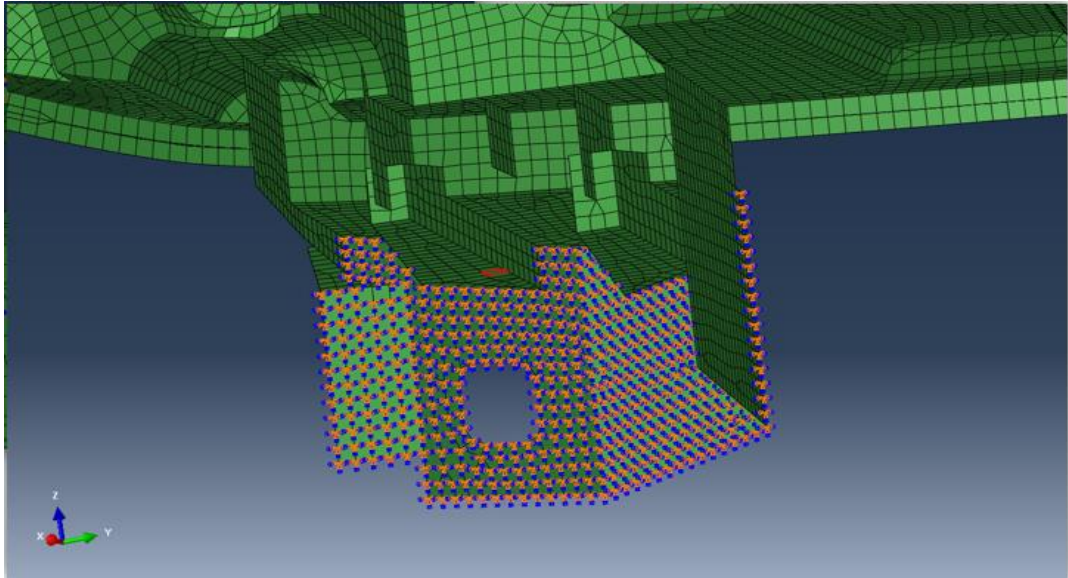
Programdan genel çıktılar olarak eşdeğer gerilme, deplasman, şekil değiştirme bileşenleri, gerilme bileşenleri, plastik şekil değiştirme istenmiştir. Etkileşimler kısmından kontak olarak genel kontak tanımlaması yapılmış, kontak özelliği olarak ise sürtünme katsayısı 0,15 olan tanjant kontak tanımlanmıştır. Malzeme modelleri olarak bölüm 3.1'deki yüksek şekil değiştirme hızında yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar programa elasto-plastik malzeme tanımı olarak girilmiştir. Kabuk elemanlar kesit kalınlıkları lens parçası için 3 mm, gövde parçası için ise 2 mm olarak girilmiştir. Kafa formunun çarpışma hızı EEVC/WG17'nin belirtilen standartlarına uygun olarak 40 km/saat olarak kafa formuna ilk hız atanmıştır. Gövde sınır şartları için ise bağlantı bölgelerinden ankastre sınır şartları uygulanmıştır. Bu bölgelerden far gövdesi araç şasi tarafına civata bağlantısı ile bağlanmaktadır. Bu bağlantıları temsil etmek için 6 serbestlik derecesi de kısıtlanan ankastre sınır şartı kullanılmıştır.



Şekil 3.26. Kafa formu 40 km/saat ilk hız sınır şartı



Şekil 3.27. Üst sol ve üst sağ bağlantı bölgesi ankastre sınır şartı



Şekil 3.28. Alt bağlantı bölgesi ankastre sınır şartı

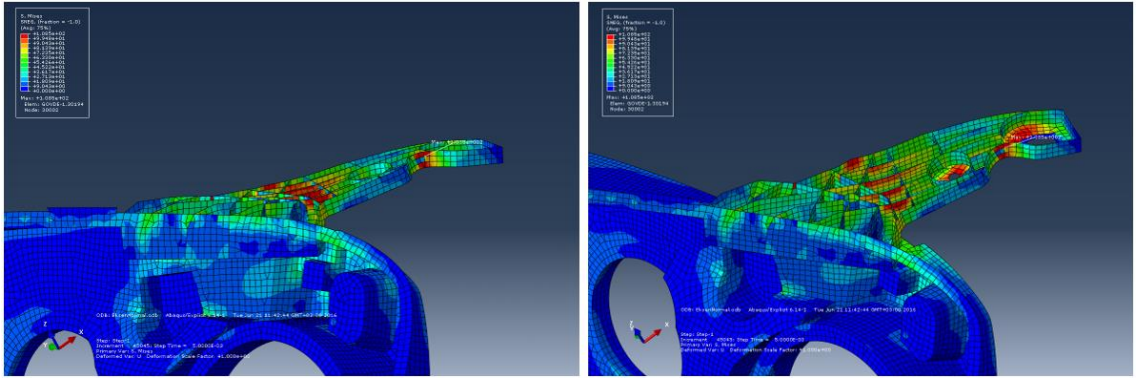


### 3.3. Topoloji Optimizasyonu

Bu bölümde mevcut model çarpışma analizi sonucuna göre en kritik bağlantı bölgesi belirlenmiştir. Belirlenen bağlantı bölgesinde topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Burada yapılan çalışmanın amacı bağlantı bölgesini zayıflatarak mevcut modelden elde edilen HIC değerini azaltmaktır. Topoloji optimizasyonu için ilk olarak tasarım uzayı belirlenmiş, amaç ve kısıt fonksiyonları programa tanıtılmıştır. Optimizasyon için Abaqus® programının optimizasyon modülü kullanılmıştır. Bu çalışmada önerilen yaklaşım tarzı topoloji optimizasyonu sonucunda alınan geometrinin tam ters olarak yeniden modellenmesidir. Optimizasyon sonucunda tasarım uzayı içerisinde belirlenen kısıt şartından en rijit yapı kullanıcıya sunulmuştur fakat çalışmanın amacı bölgeyi zayıflatmak olduğu için verilen sonucun tam tersi yönünde tasarım çalışması gerçekleştirilmiştir.

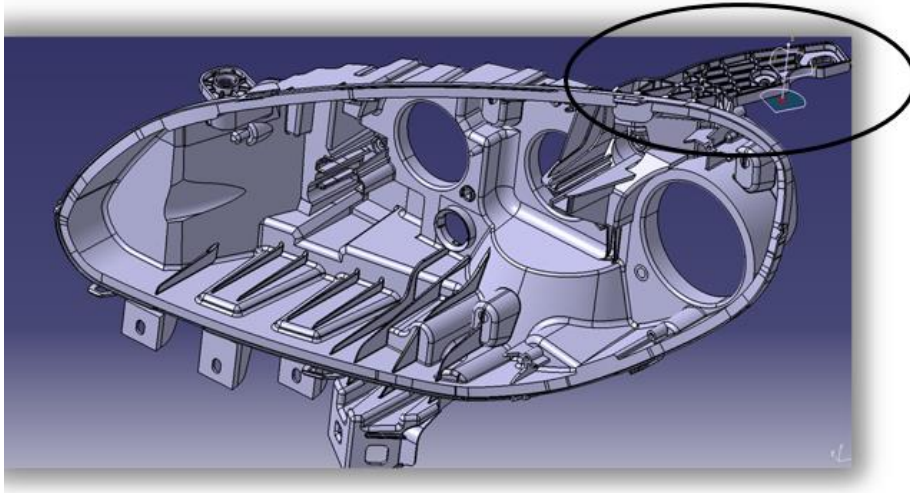
#### 3.3.1. Tasarım Uzayının Oluşturulması

Çarpışma analizi sonuçlarına göre en kritik olan bölge sağ üst bağlantı bölgesidir. Bu bölge eğilmeye zorlanmaktadır. En kritik gerilmeler bu bölgede oluşmaktadır (Şekil 3.29).

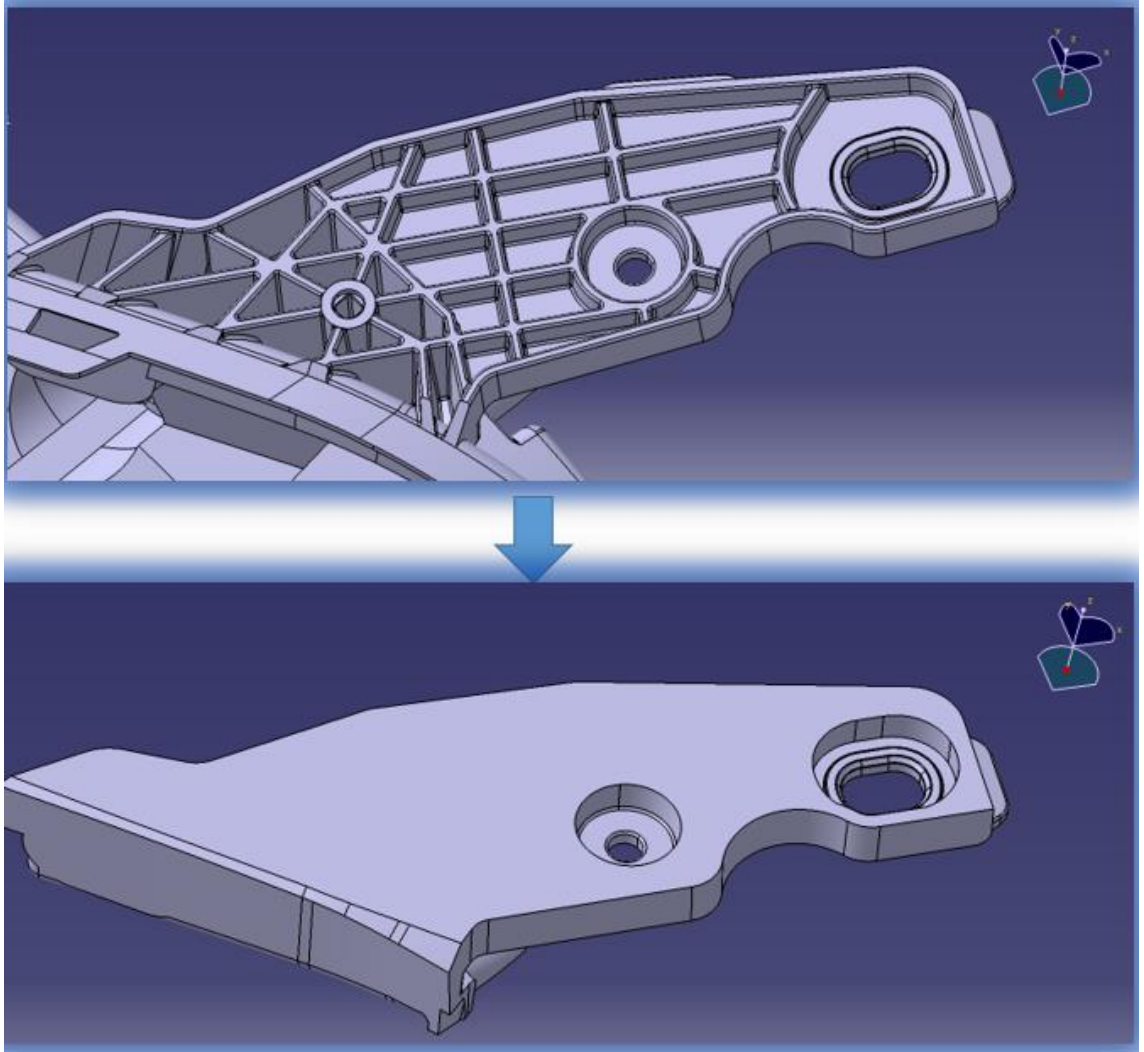


Şekil 3.29. En kritik bağlantı bölgesi

Analiz sonuçlarına göre sağ üst bölgede eğilme yükünden kaynaklı gerilmeler meydana gelmektedir. Bu sonuca göre optimizasyonun yapılacağı bölge sağ üst bağlantı bölgesi olarak belirlenmiştir.

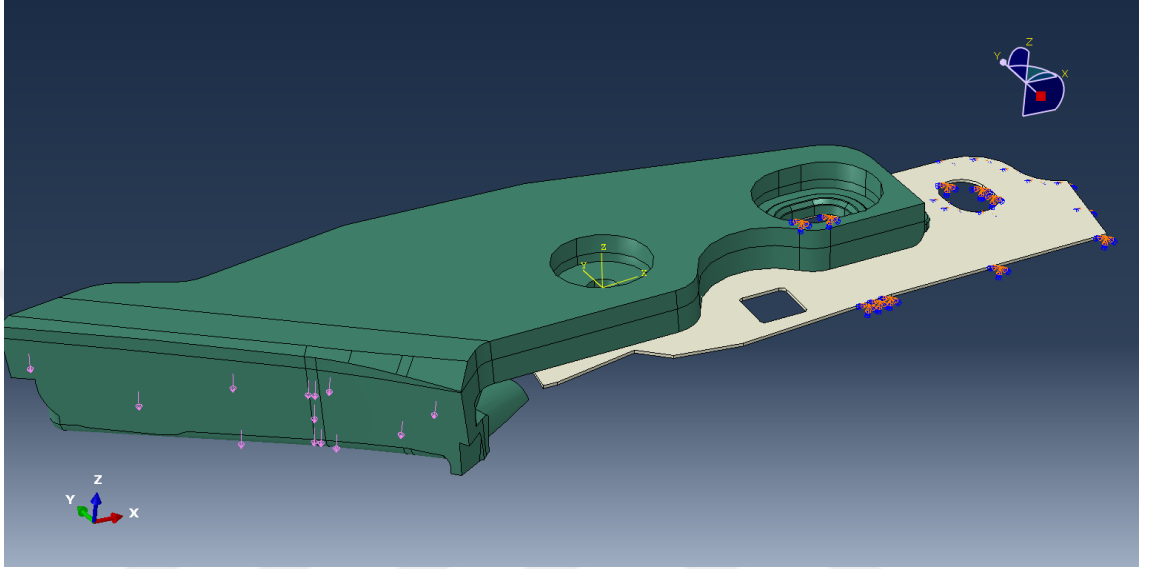


Şekil 3.30. Optimizasyonun yapılacağı üst sağ bağlantı bölgesi

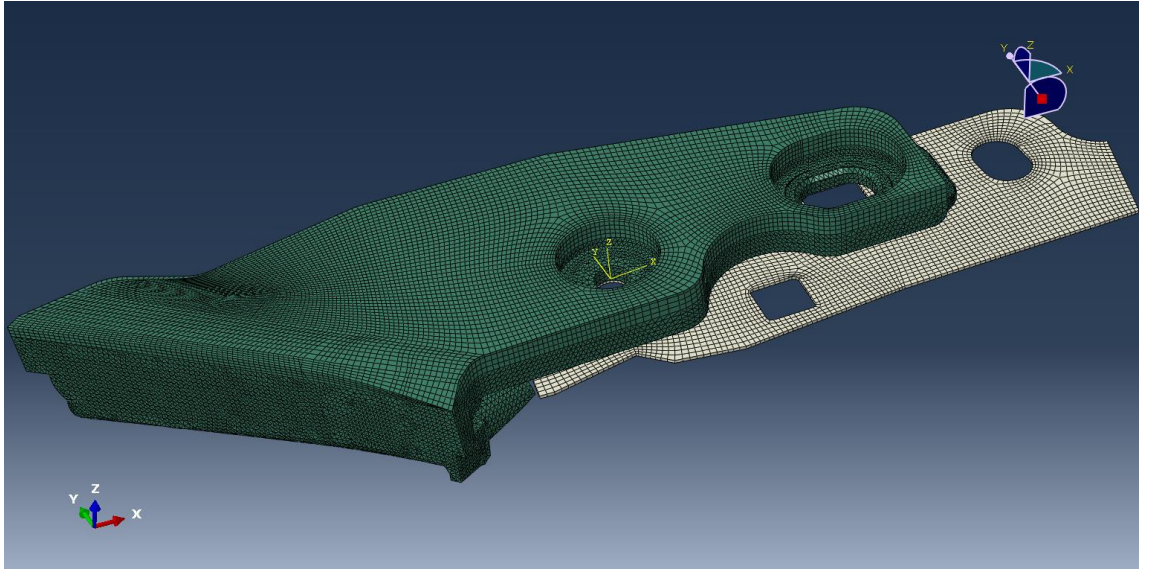


Şekil 3.31. Tasarım uzayının oluşturulması

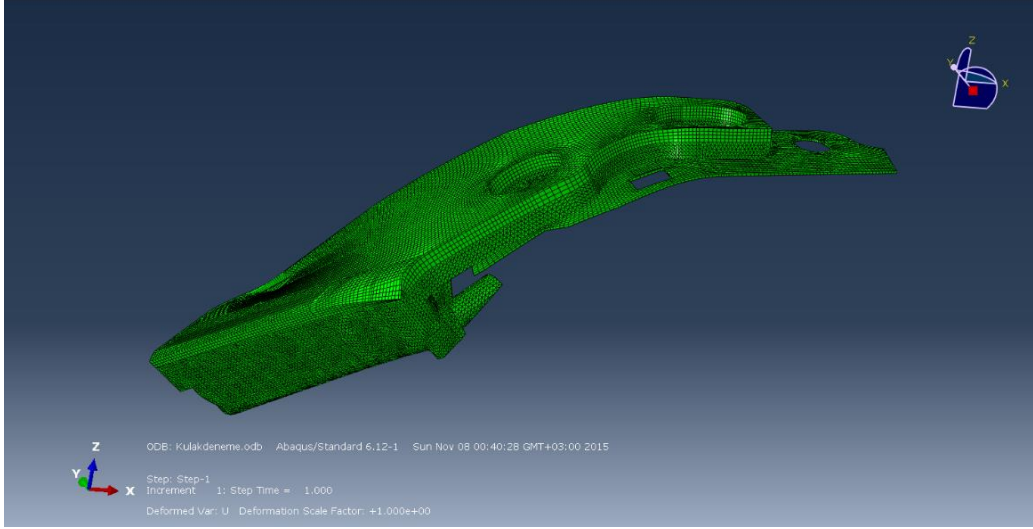
Tasarım uzayı oluşturulduktan sonra bağlantı bölgesi Abaqus® programına alınmıştır. Bu bölge üzerinde çarpışma analizi sonucunda oluşan eğilme yükünü oluşturacak şekilde bağlantı bölgesi ön yüzeyine, kafa formu çarpışma açısı olan 55 derece şeklinde, kesme yükü verilmiş ve statik analiz gerçekleştirilmiştir (Şekil 3.32, Şekil 3.33 ve Şekil 3.34). Araç bağlantı bölgelerindeki sac parçalarda analize dâhil edilmiştir.



Şekil 3.32. Bağlantı bölgesi sınır şartları



Şekil 3.33. Bağlantı bölgesi sonlu elemanlar modeli

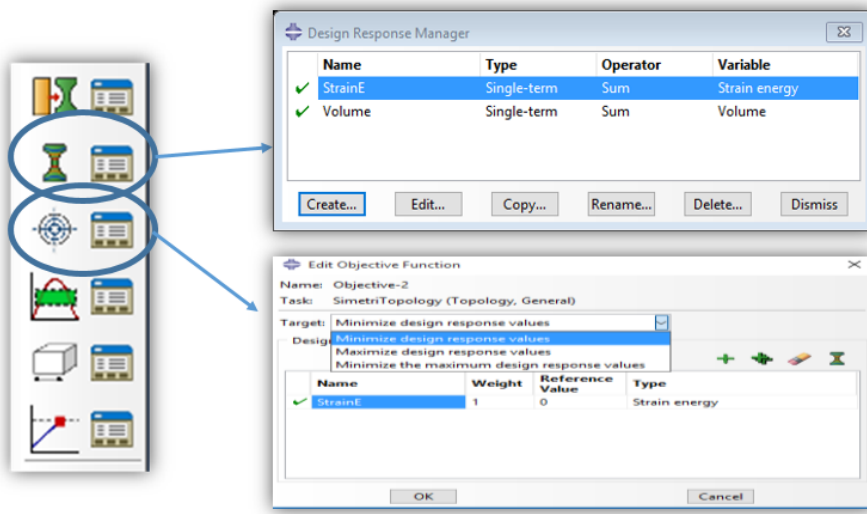


**Şekil 3.34.** Bağlantı bölgesi statik analiz sonucu

Bağlantı bölgesi üzerinde çarpışma analizine benzer biçimde eğilme yükü oluşturacak şekilde sınır şartları ve yükleme durumları belirlenmiştir.

### 3.3.2. Amaç ve Kısıt Fonksiyonlarının Tanımlanması

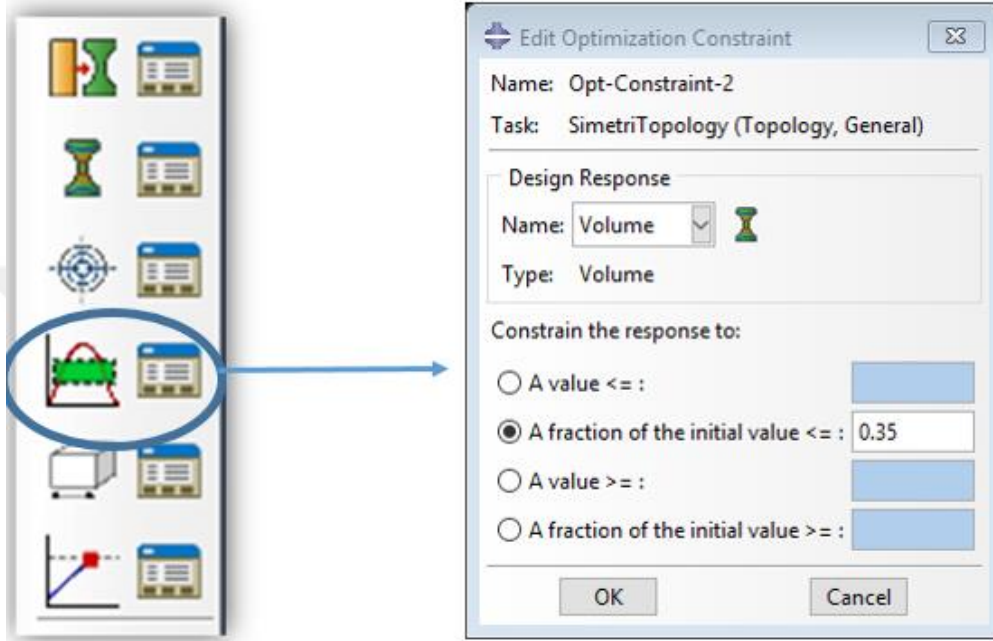
Tasarım parametreleri olarak şekil değiştirme enerjisi ve hacim belirlenmiştir. Gerçekleştirilecek topoloji optimizasyonu için amaç fonksiyonu olarak şekil değiştirme enerjisini minimize etmek yani maksimum rijitlik olarak programa tanıtılmıştır (Şekil 3.35).



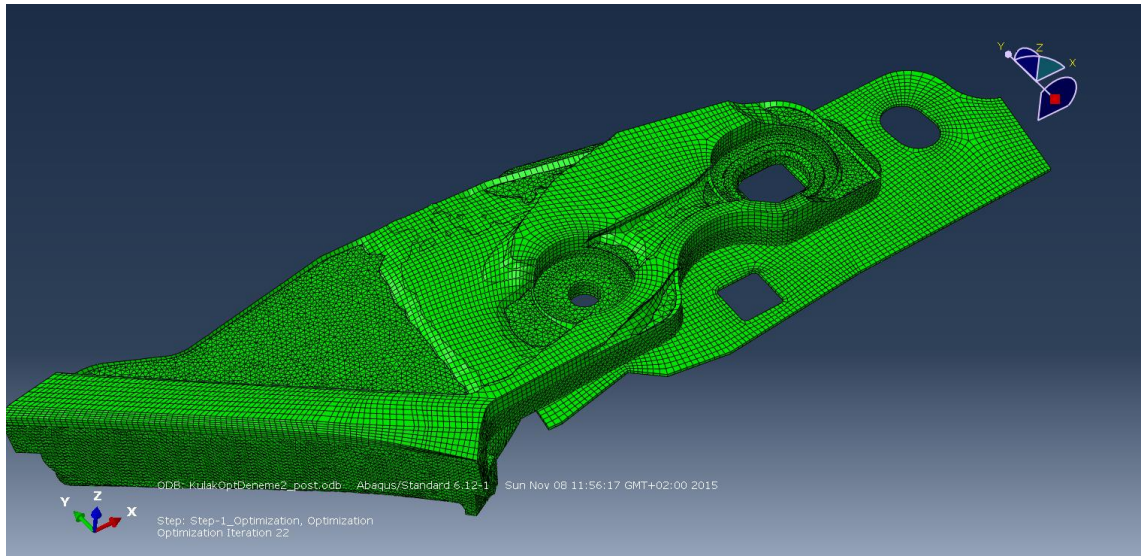
**Şekil 3.35.** Tasarım parametrelerinin ve amaç fonksiyonun programa tanıtılması



Kısıt fonksiyonu olarak tasarım uzayı bölgesi içerisinde %35 hacim kaplayacak şekilde maksimum rijitlik hedeflenen tanım olarak yapılmıştır (Şekil 3.36). Böylece programın en hafif ve en rijit bağlantı bölgesini optimizasyon sonucu olarak vermesi beklenmektedir. 22 iterasyon sonucunda programın verdiği topoloji optimizasyonu malzeme dağılımı şekil 3.37’de verilmiştir.



Şekil 3.36. Kısıt fonksiyonunun programa tanıtılması

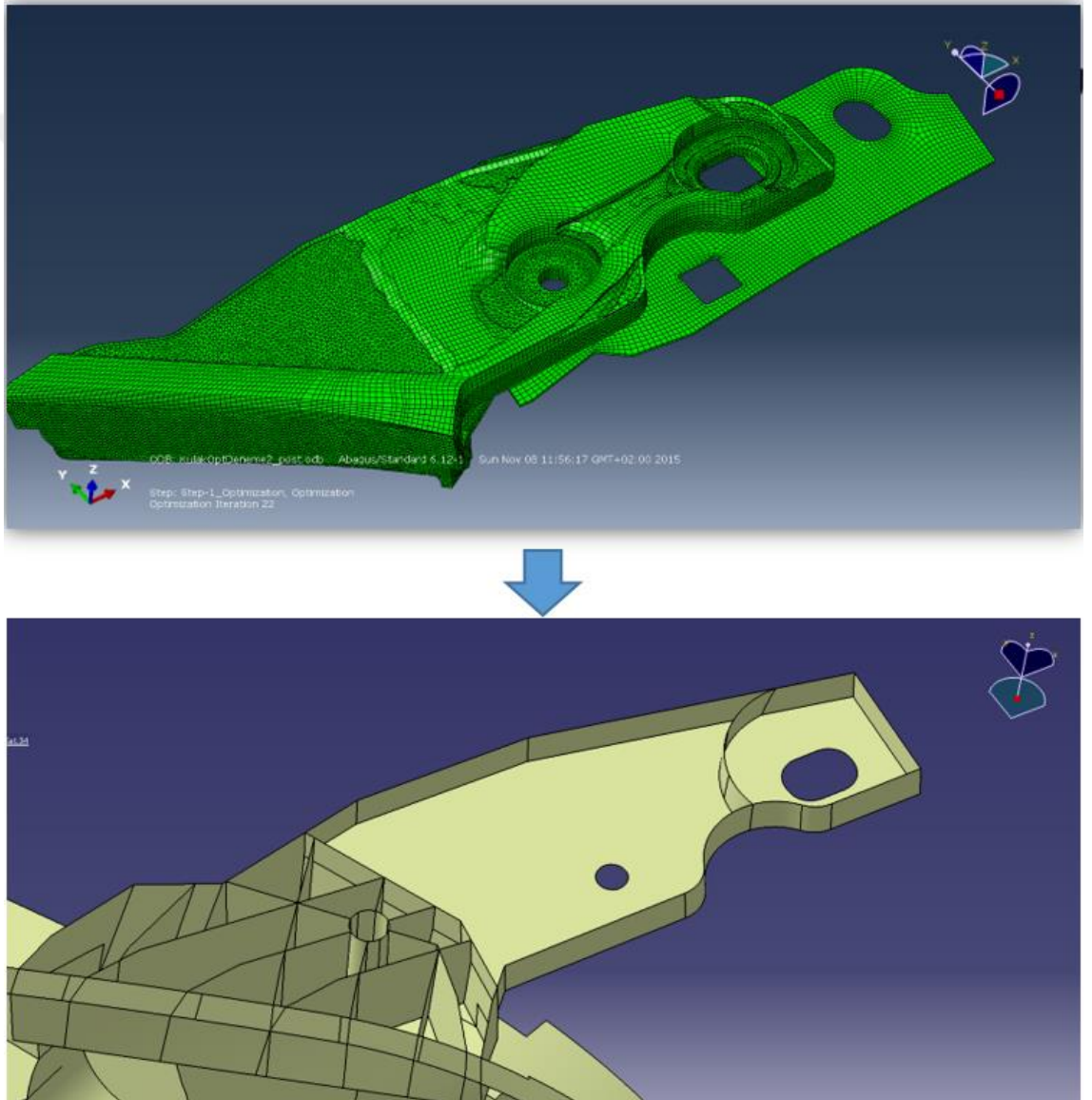


Şekil 3.37. Topoloji optimizasyonu sonucu



### 3.3.3. Optimizasyon Sonucuna Göre Yeni Geometrinin Oluşturulması

Optimizasyon sonucuna göre üst bağlantı bölgesinin orta tarafındaki federler eğilmeye karşı rijitliği sağlamaktadırlar. Optimizasyon sonucu oluşan malzeme dağılımının tam tersi yönünde bağlantı bölgesinde federler oluşturularak yada orta bölgedeki federlerde çıkarmalar yapılarak bağlantı bölgesinin optimum zayıflatma işlemi yapılmıştır. Yapılan bu yaklaşıma göre yeni bağlantı bölgesi CATIA® programında modellenmiştir (Şekil 3.38).

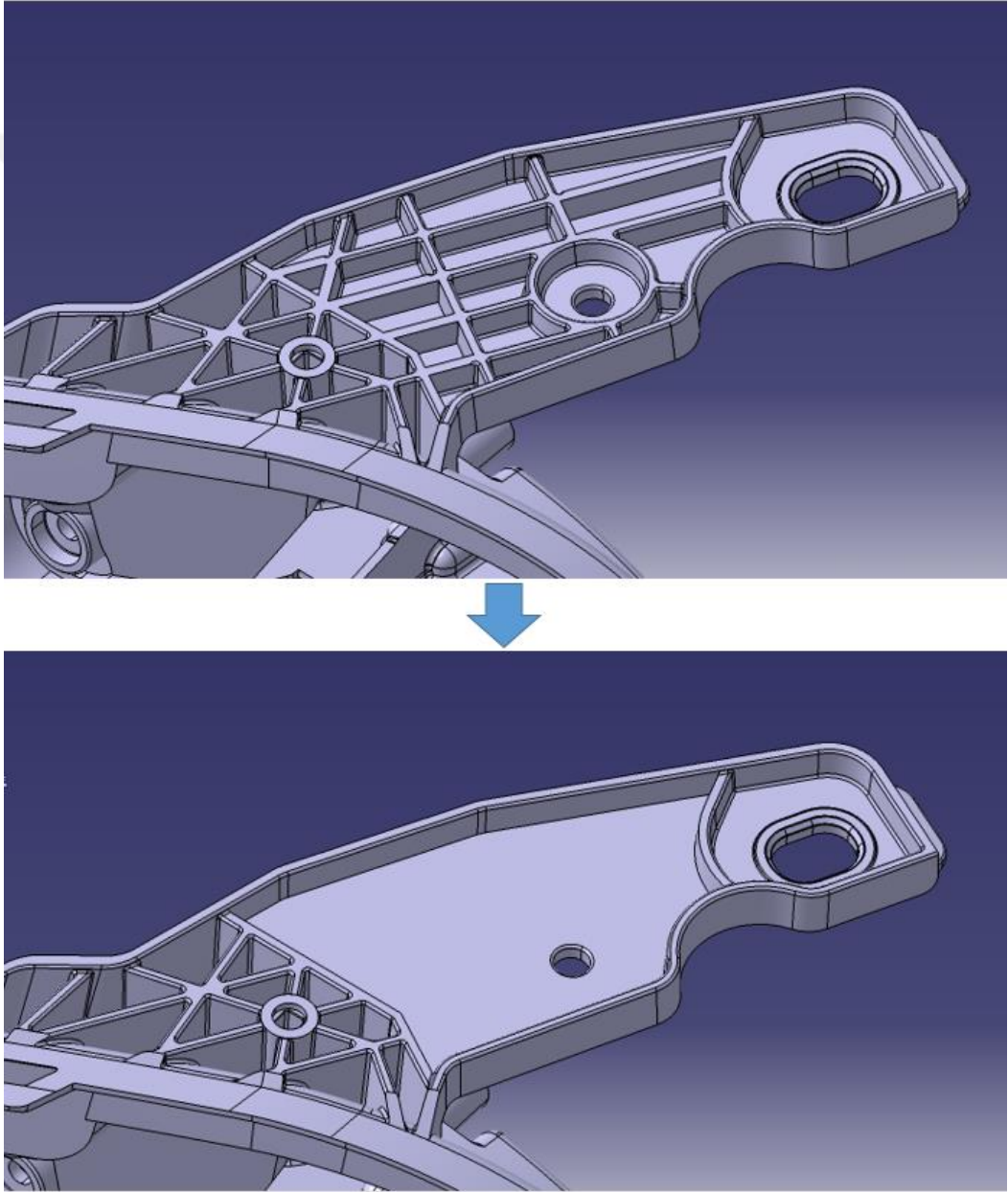


Şekil 3.38. Optimizasyon sonucuna göre oluşturulan optimum bağlantı bölgesi

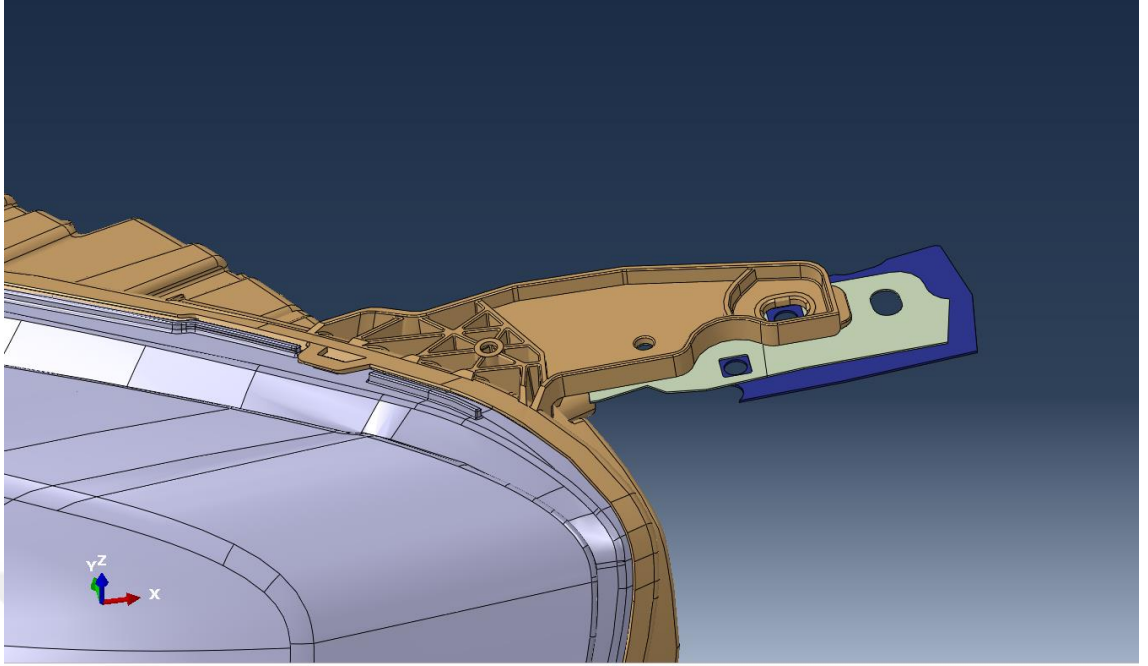
### 3.4. Optimum Model Benzetim Çalışmaları

#### 3.4.1. Statik ve Modal Analizler için Sonlu Elemanlar Modeli

Statik ve modal analizler için optimize edilen far gövdesi katı model ortamında hazırlanmıştır. Bölüm 3.2.1'deki aynı sınır şartlarında statik ve modal analizler tekrarlanmıştır. Optimum far gövdesinin sonlu elemanlar modeli tümüyle Abaqus® programında hazırlanmıştır.



**Şekil 3.39.** Statik ve modal analizler için optimum bağlantı bölgesi



**Şekil 3.40.** Optimum parça içi montaj modeli

Toplam düğüm noktası sayısı: 625 159

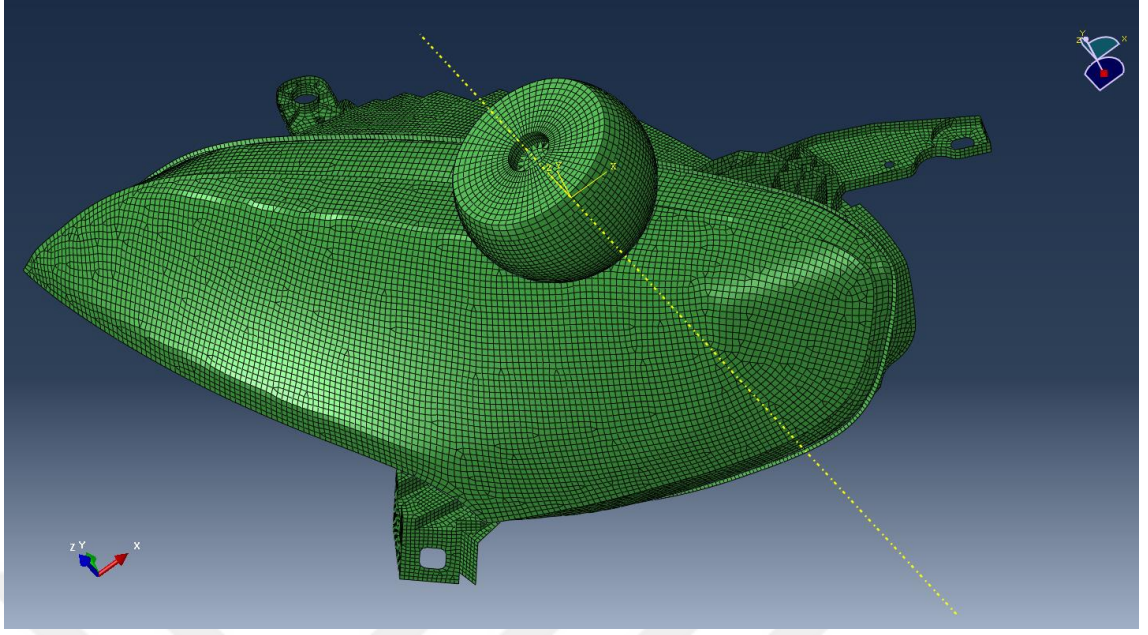
Toplam eleman sayısı: 2 313 641

2 310 717 C3D4 lineer tetrahedral eleman

2 924 C3D8R lineer hexhedral eleman

### **3.4.2. Çarpışma Analizleri için Sonlu Elemanlar Modeli**

Optimize edilen far gövdesi çarpışma analizi için bölüm 3.2.2'deki aynı adımlar takip edilerek sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Uygulanan sınır şartları mevcut modelinin sınır şartları ile aynıdır. Far gövdesi bağlantı bölgesinde yapılan geometrik değişiklikler ile HIC değerinde azalma hedeflenmektedir.



**Şekil 3.41.** Optimum model çarpışma analizi sonlu elemanlar modeli

**GövdeOptimum** parçası için sonlu elemanlar bilgileri;

Quad elemanlar: 28 792

Kesit Oranı > 10: 0 (0%)

Ortalama kesit oranı: 1,16

En kötü kesit oranı: 3,44

En kısa kenar < 1e-7: 0 (0%)

Ortalama en kısa kenar: 2,76

En kısa kenar: 1,02

Triangular elemanlar: 1 831

Kesit Oranı > 10: 0 (0%)

Ortalama kesit oranı: 1,33

En kötü kesit oranı: 3,05

En kısa kenar < 1e-7: 0 (0%)

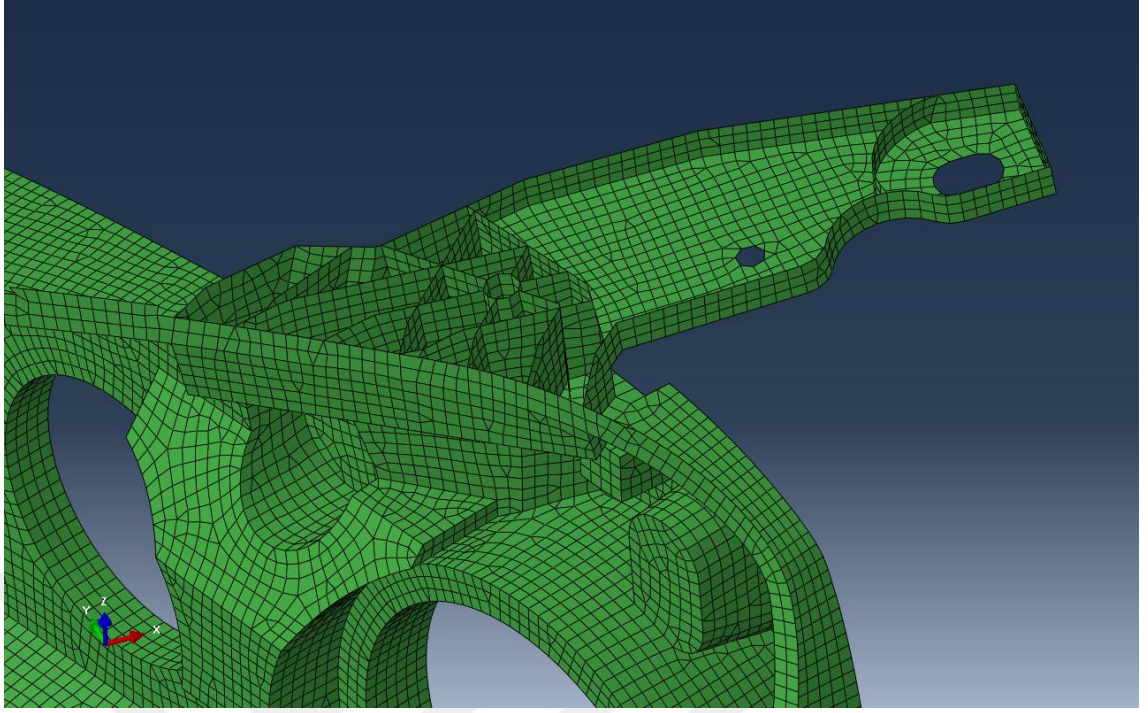
Ortalama en kısa kenar: 2,49

En kısa kenar: 1,02

Eleman sayısı: 30 623

Analiz hatası: 0 (0%) Analiz Uyarısı: 58 (0,1894%)





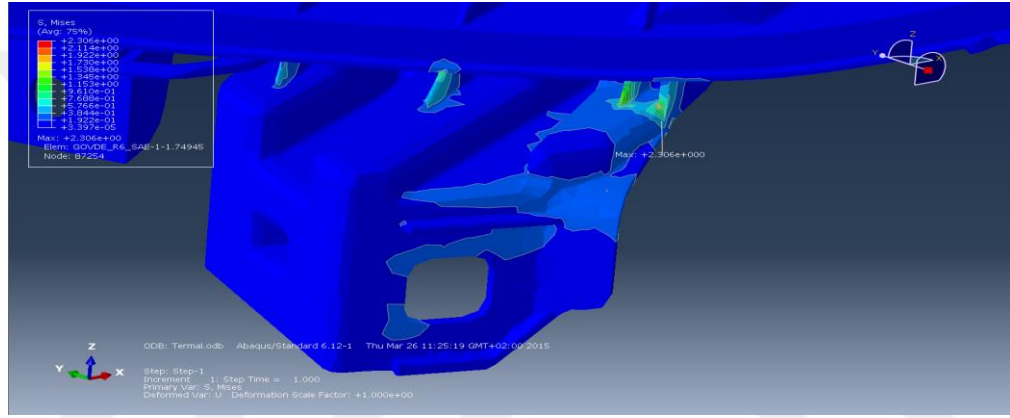
**Şekil 3.42.** Optimum gövde bağlantı bölgesi ağ yapısı

## 4. BULGULAR

### 4.1. Statik ve Modal Analiz Sonuçları

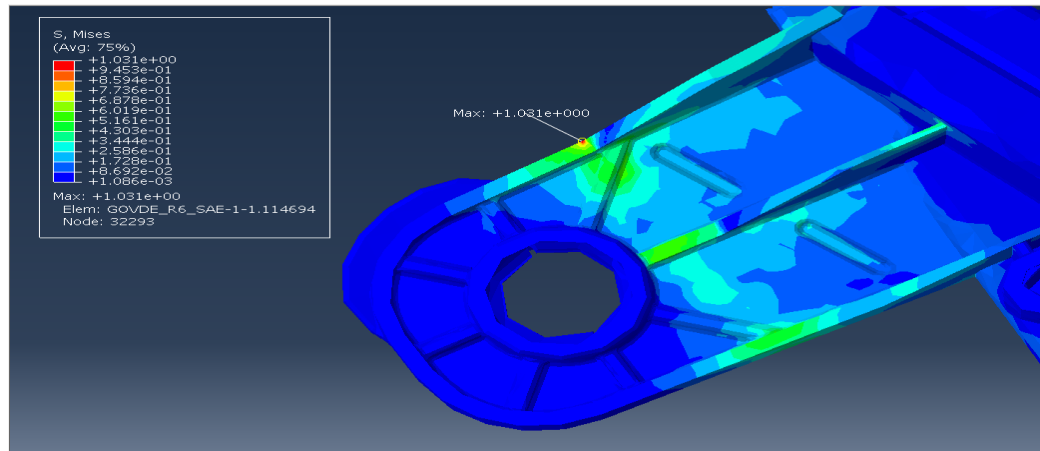
#### 4.1.1. Mevcut Model için Statik ve Modal Analiz Sonuçları

Mevcut model için statik ve modal analiz sonuçları bu bölümde verilmiştir. Sonuçlar gövde bölgesi için incelenmiştir. Eşdeğer gerilme ile PPTD40 malzemesinin akma gerilmesi olan 32 MPa değeri karşılaştırılmıştır. Tüm bağlantı bölgeleri için gerilme değerlerinin emniyet sınırları içinde kaldığı görülmüştür.



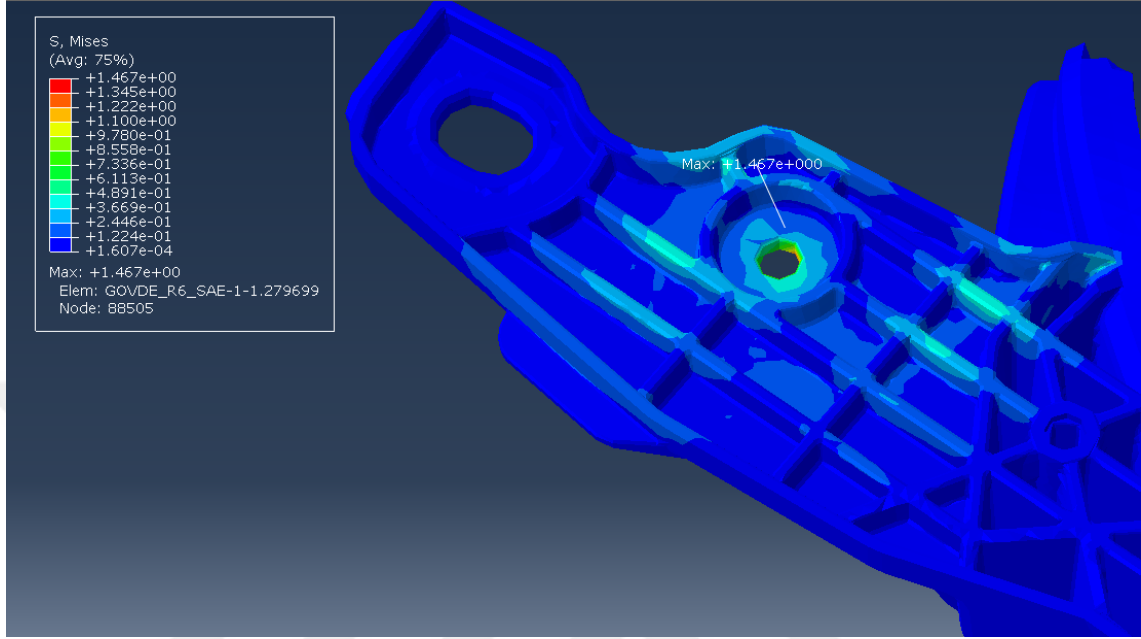
Şekil 4.1. Mevcut model alt bağlantı bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı

Alt bağlantı bölgesinde eşdeğer gerilme değerinin en yüksek olduğu bölgede gerilmenin 2,3 MPa olduğu belirlenmiştir (Şekil 4.1). Bu bölgenin emniyeti için yaklaşık 16 kat emniyetli olduğu görülmüştür.



Şekil 4.2. Mevcut model sol üst bağlantı bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı

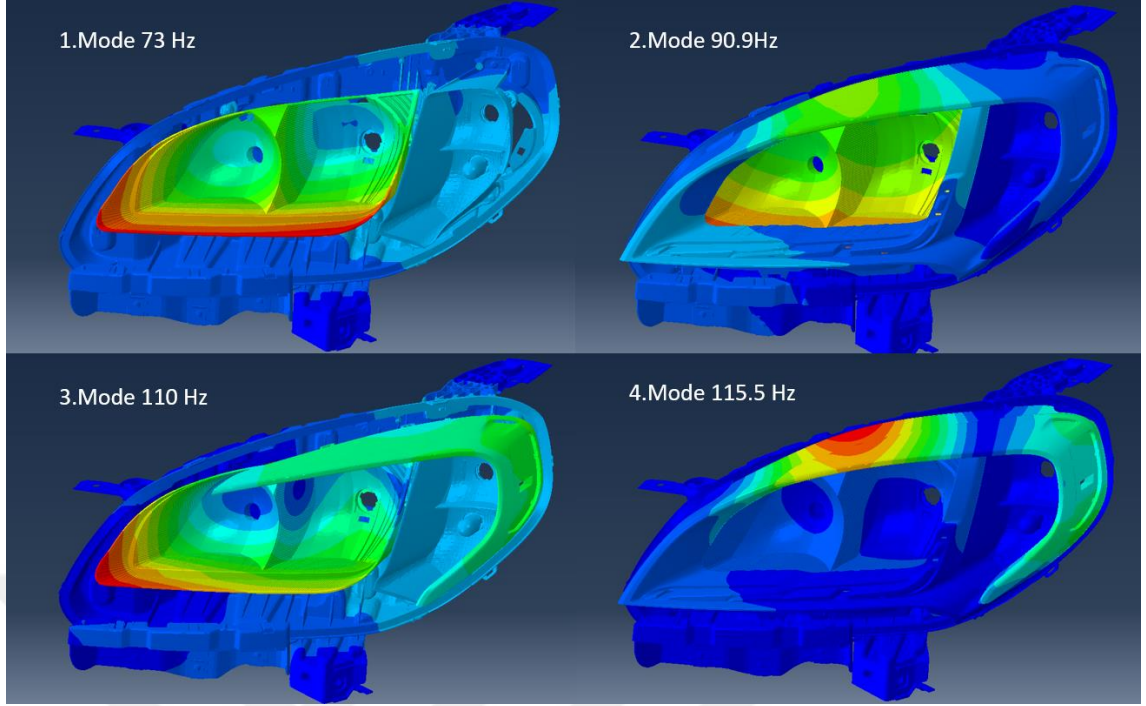
Sol üst bağlantı bölgesinde eşdeğer gerilme değerinin en yüksek olduğu bölgede gerilmenin yaklaşık 1 MPa olduğu görülmüştür (Şekil 4.2). Bu bölgede emniyet sınırları içerisinde kalmıştır.



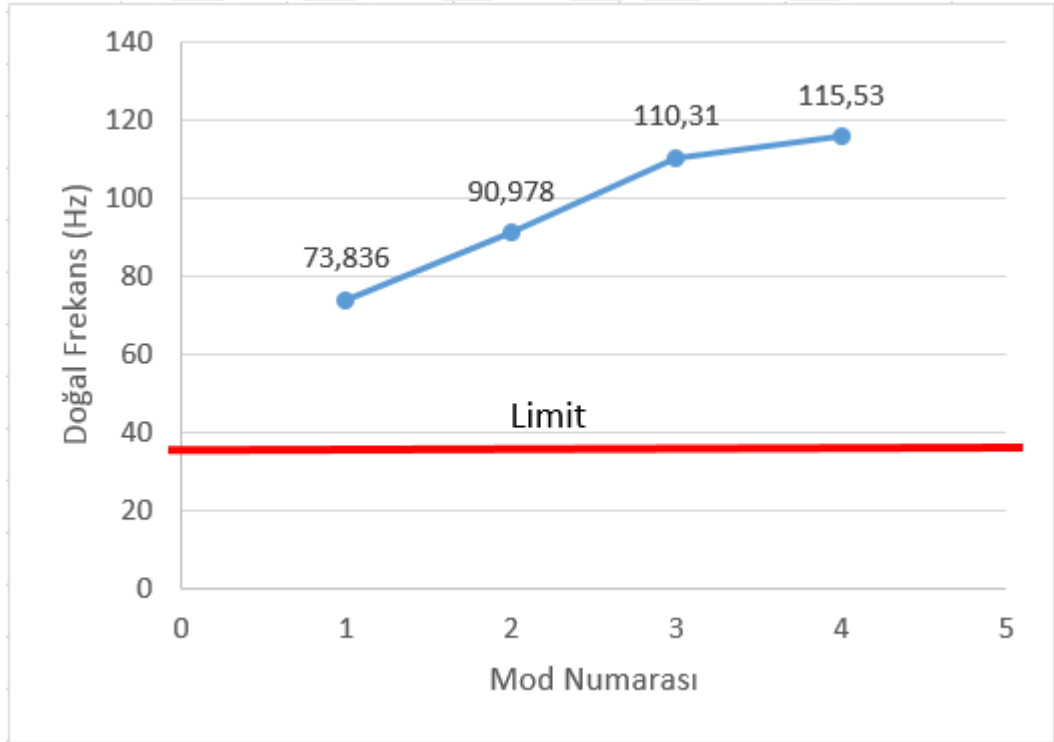
**Şekil 4.3.** Mevcut model sağ üst bağlantı bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı

Bu tez kapsamında üzerinde çalışma yapılan sağ üst bağlantı bölgesinde ise en yüksek eşdeğer gerilme değerinin yaklaşık 1,4 MPa değerinde kılavuzlama deliği etrafında meydana geldiği görülmüştür (Şekil 4.3). Bu bölgenin de emniyetli bölgede kaldığı belirlenmiştir.

Modal analizde ise far bileşenleri için ilk dört doğal frekans değerlerine bakılmıştır. Ana sanayi tarafından far üreticisi firmaya verilen ilk doğal frekans değerinin 42 Hz'den büyük olması şartının sağlanıp sağlanmadığına bakılmıştır. İlk mod değerinin 73 Hz, ikinci mod değerinin 90 Hz, üçüncü mod değerinin 110 Hz, dördüncü mod değerinin ise 115 Hz olduğu belirlenmiştir. Mevcut model için ilk dört doğal frekans değerinin müşteri firma tarafından belirlenen standartlara uyduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.4. Mevcut model modal analiz sonuçları

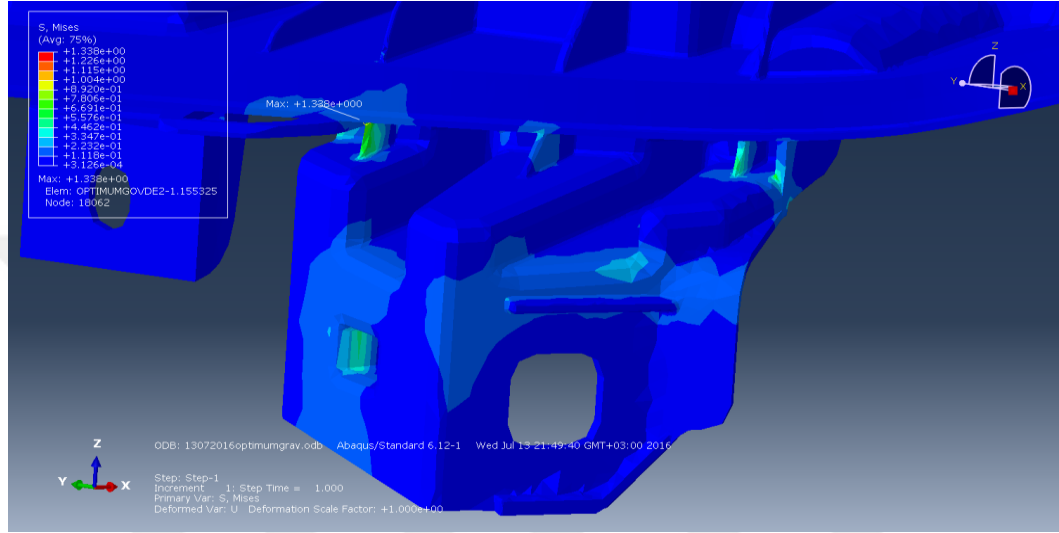


Şekil 4.5. Mevcut model ilk dört doğal frekans değerleri



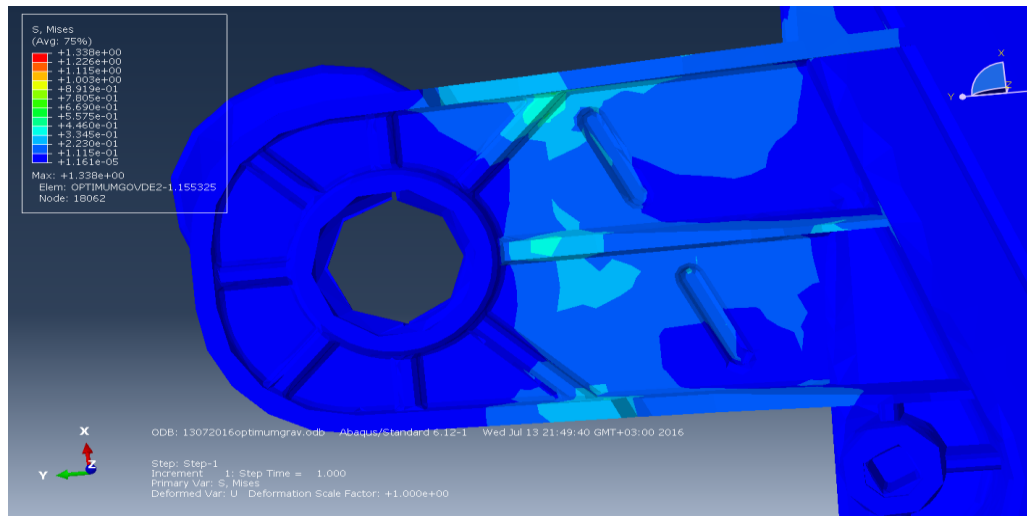
#### 4.1.2. Optimum Model için Statik ve Modal Analiz Sonuçları

Bu bölümde ise optimum model için statik ve modal analiz sonuçları verilmiştir. Gövde için emniyet kriteri değeri PPTD40 malzemesinin akma değeri olan 32 MPa olarak alınmıştır. Modal analizler için ise ilk doğal frekans değerinin 42 Hz 'den büyük olduğu durumlar uygun olarak değerlendirilmiştir.



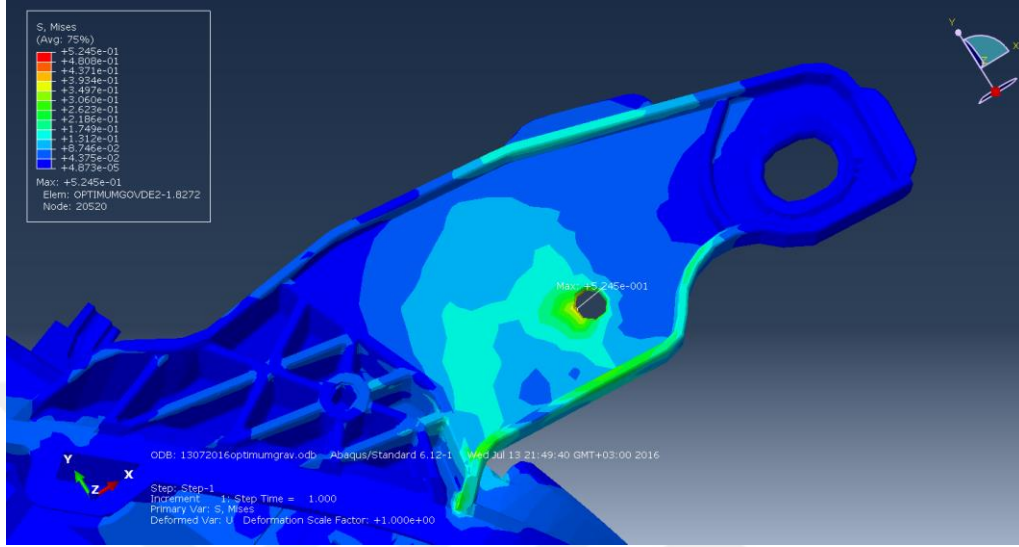
Şekil 4.6. Optimum model alt bağlantı bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı

Alt bağlantı bölgesinde eşdeğer gerilme değerinin en yüksek olduğu bölgede gerilmenin 1,388 MPa olduğu belirlenmiştir (Şekil 4.6). Bu bölgenin durumu için ise yaklaşık 23 kat emniyetli olduğu görülmüştür.



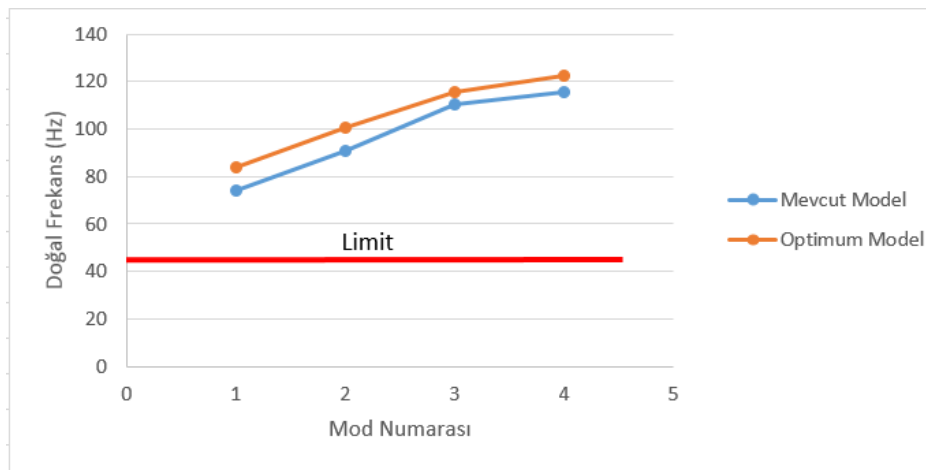
Şekil 4.7. Optimum model sol üst bağlantı bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı

Sol üst bağlantı bölgesinde eşdeğer gerilme değerinin en yüksek olduğu bölgede gerilmenin yaklaşık 0,4 MPa olduğu görülmüştür (Şekil 4.7). Bu bölgede emniyet sınırları içerisinde kalmıştır.



**Şekil 4.8.** Optimum model sağ üst bağlantı bölgesi eşdeğer gerilme dağılımı

Şekil 4.8’de verilen eşdeğer gerilme dağılımı renklendirme bölgesi sadece bu bölgede elemanlar arasında sıralanmıştır. En yüksek eşdeğer gerilme dağılımının yine kılavuzlama deliği bölgesinde yaklaşık olarak 0,52 MPa değerinde olduğu belirlenmiştir. Bu değer emniyet sınırları içinde bulunmaktadır. Optimum model modal analiz sonuçları ise Şekil 4.9’da mevcut model ile karşılaştırmalı olarak verilmiştir.



**Şekil 4.9.** Optimum model ve mevcut model doğal frekans değerleri

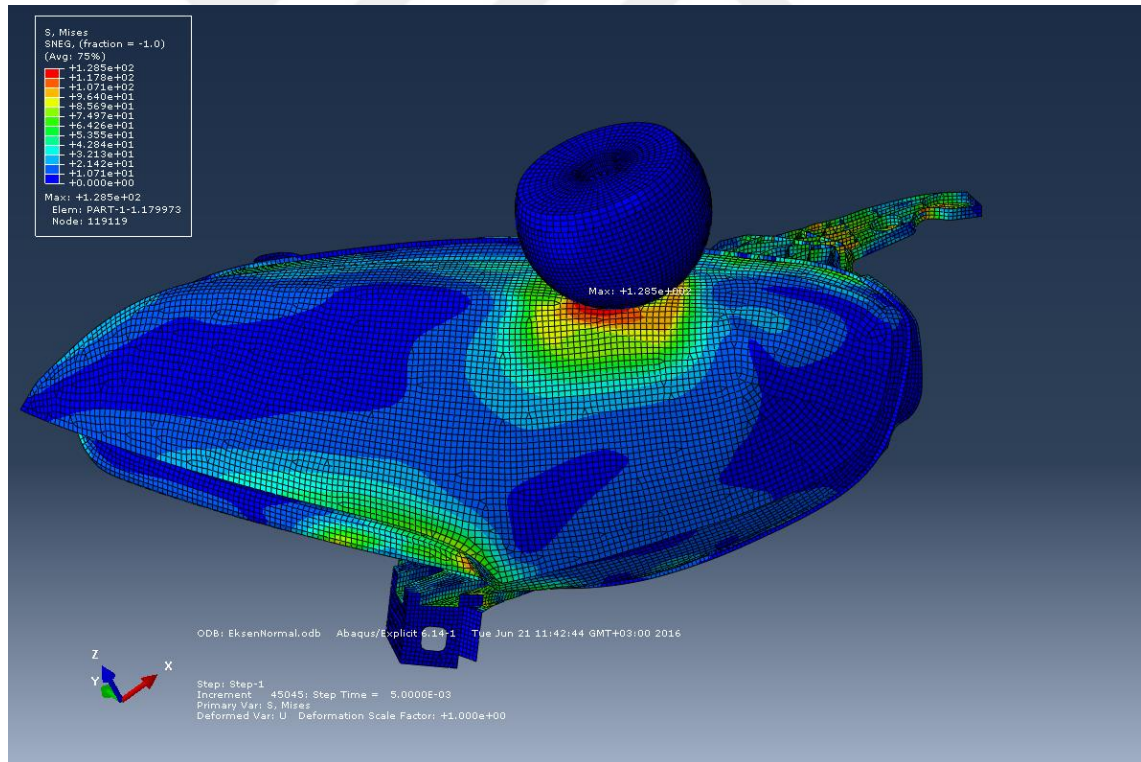
Optimum model ilk dört doğal frekansları sırasıyla 83 Hz, 100 Hz, 115 Hz ve 122 Hz olarak belirlenmiştir. Tüm doğal frekans değerleri 42 Hz ve üzerinde olduğu gözlemlenmiştir.

## 4.2. Çarpışma Analizi Sonuçları

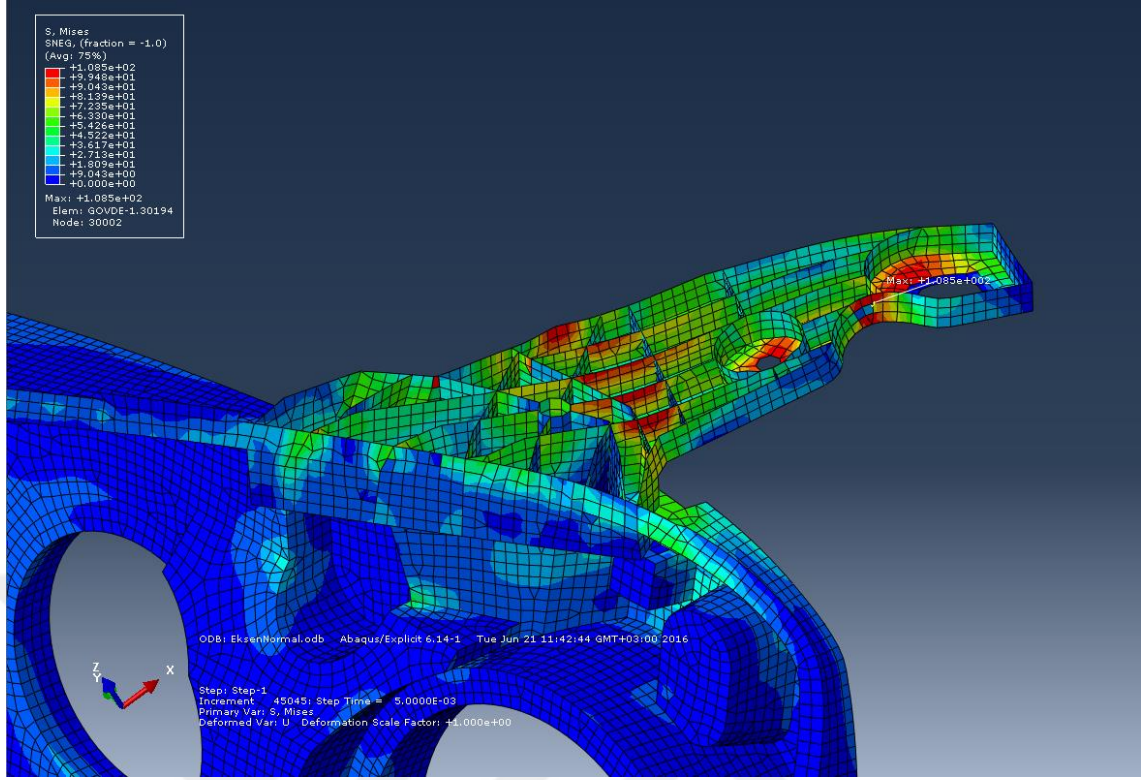
Bu bölümde çocuk kafası-far çarpışma analizi sonuçları verilmiştir. Kafa yaralanma kriteri (HIC) değeri ivme-zaman grafiklerinden elde edilmiştir. HIC değeri sonuçlarına ilave olarak far gövdesi üzerinde çarpışma esnasında meydana gelen en yüksek eşdeğer gerilme dağılımları da verilmiştir.

### 4.2.1. Mevcut Model için Çarpışma Analizi Sonuçları

Mevcut model ve Optimum model için çarpışma süreleri 16 ms olarak girilmiştir. En yüksek gerilme değerlerinin 5.ms ile 6.ms aralığında meydana geldiği gözlemlenmiştir.

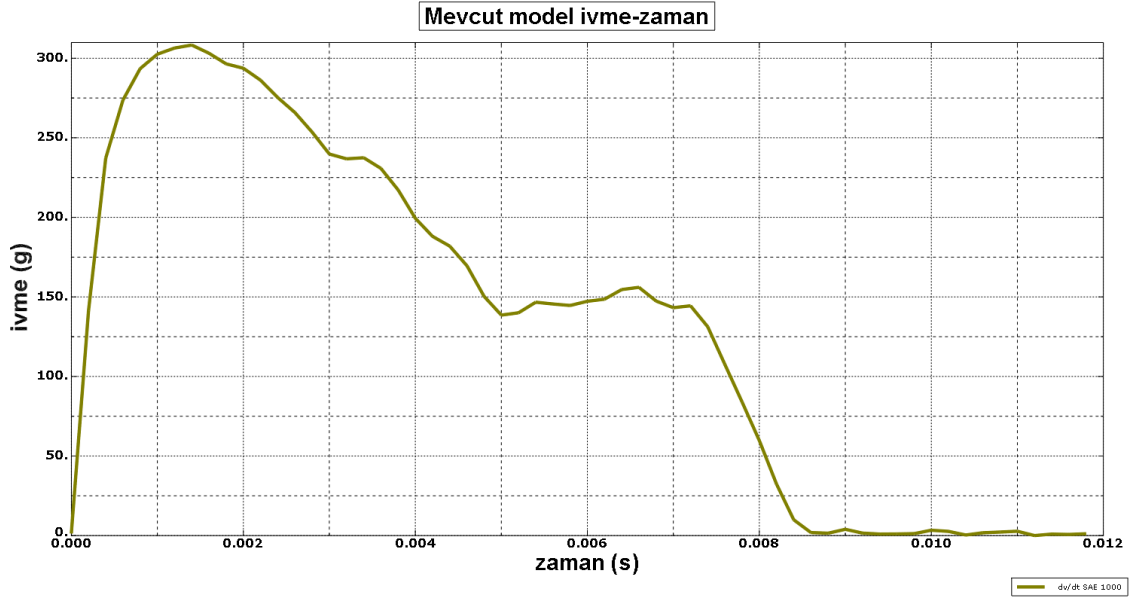


Şekil 4.10. Mevcut model çarpışma analizi 5.ms'de eşdeğer gerilme dağılımı



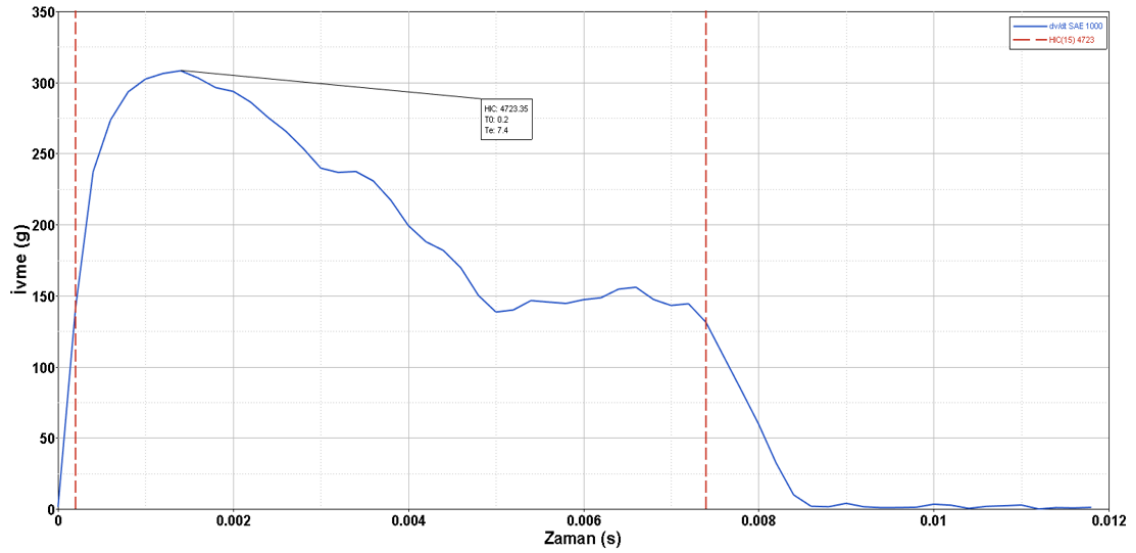
**Şekil 4.11.** Mevcut model çarpışma analizi 5.ms’de eşdeğer gerilme dağılımı

Çarpışma analizinin 5.ms’inde sağ üst kulak bölgesinde 108 MPa eşdeğer gerilme değerlerine ulaşılmıştır (Şekil 4.10 ve Şekil 4.11). Fakat en yüksek gerilmeler feder bölgelerinde ve kılavuzlama deliğinde oluşmaktadır. Malzeme modeli tanımı yapılırken herhangi bir hasar modeli girilmemiştir. 108 MPa değeri malzemenin hasara uğradığı nokta olarak kabul edilebilir. Kafa-yaya çarpışma analizlerinden asıl incelenen çıktı değeri, kafa formu ağılık merkezinin ivmelenme değeridir. Analiz sonucunda ivme-zaman grafiği çıktısı önceden belirlenen düğüm noktasından alınmıştır. Bu düğüm noktasının yeri ivmeölçerin pozisyonuyla çakışmaktadır. Alınan ivme-zaman grafiğinin 15 ms zaman aralığında  $HIC_{15}$  değeri hesaplanmıştır. İdeal eğriye benzer bir ivme-zaman grafiği eğrisi elde edilmiştir. Analizden elde edilen hız-zaman grafiğinin türevi alınarak da ivme-zaman grafiği elde edilmiştir. Elde edilen ivme değerlerinin birimi  $mm/s^2$ ’dir. Bunun nedeni Abaqus® programında mm tabanlı birim sistemi ile çalışıldığından ötürü ivme çıktısı olarak bu değerler elde edilmiştir.  $HIC$  değerinin hesaplanması için ivme birimi g’ye çevrilmiştir. Böylece ivme-zaman grafikleri g-s biriminde elde edilmiştir. Şekil 4.12’de mevcut model ivme-zaman grafiği verilmiştir.



Şekil 4.12. Mevcut model ivme-zaman grafiği

Bu grafikten yola çıkarak HIC değeri hesaplanmıştır. HIC değerini hesaplamada Altair Hyperview® yazılımı kullanılmıştır. Şekil 4.13’de HIC değeri ile birlikte ivme-zaman grafiği verilmiştir. HIC<sub>15</sub> değeri mevcut model için 4723 olarak hesaplanmıştır.

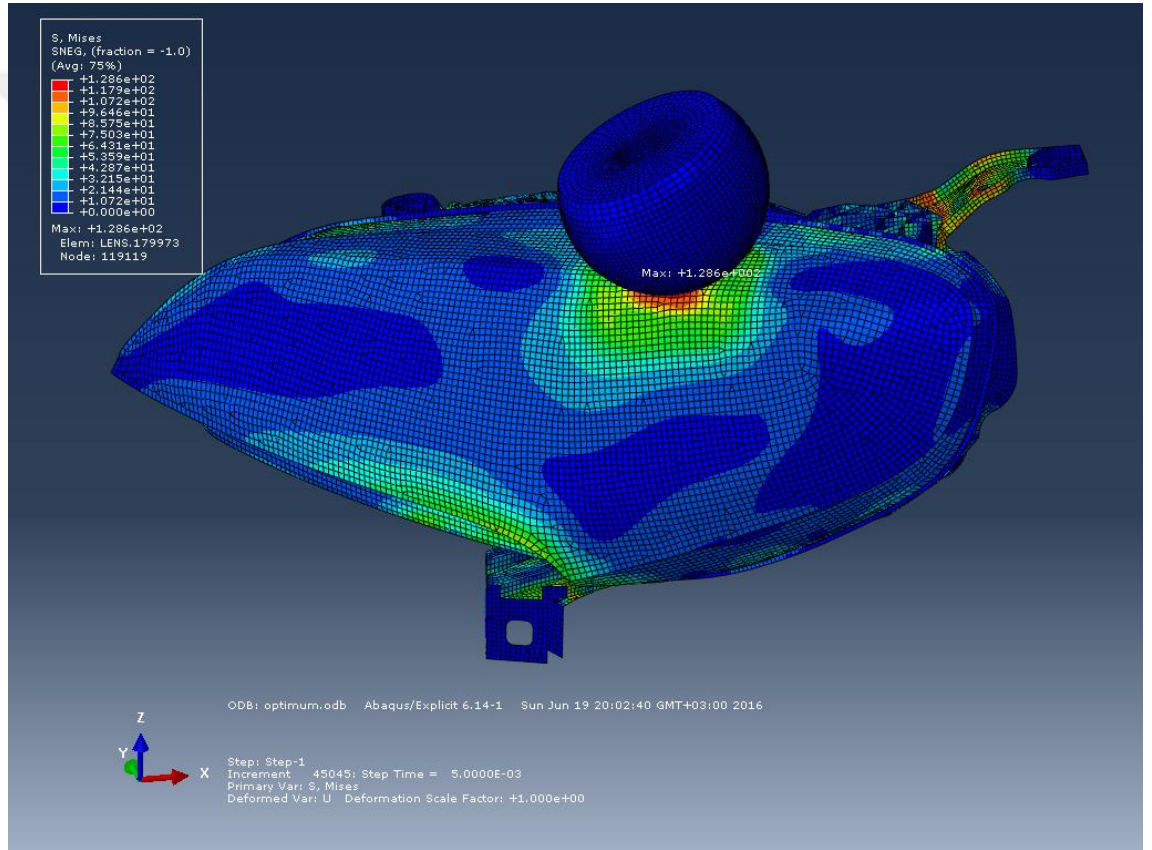


Şekil 4.13. Mevcut model HIC<sub>15</sub> değeri

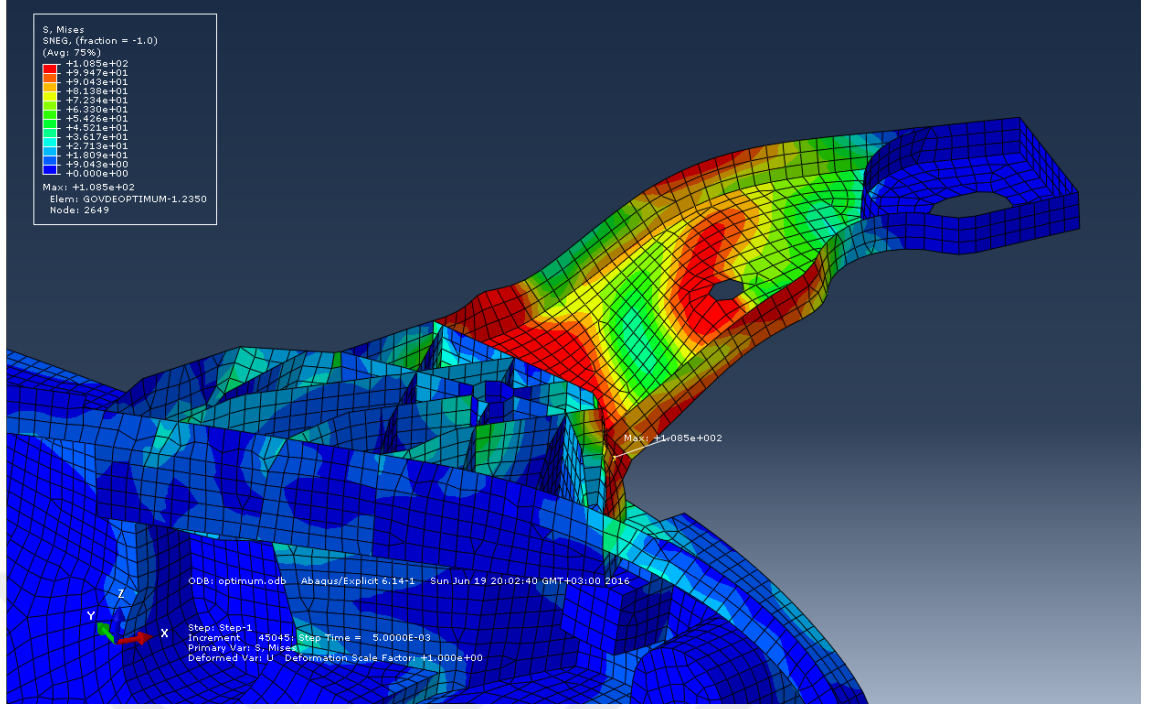


#### 4.2.2. Optimum Model için Çarpışma Analizi Sonuçları

Optimum model için çarpışma analizi sonuçlarına göre en kritik bağlantı bölgelerinde oluşan gerilmeler 5.ms – 6.ms zaman aralıklarında meydana gelmiştir (Şekil 4.14 ve Şekil 4.15). Optimizasyon çalışmasının gerçekleştirildiği bağlantı bölgesinin tamamıyla hasara uğradığı yorumu yapılabilmektedir. Kesin olarak hasarın bu bölgede görülebilmesi için ise PPTD40 malzemesi için yüksek şekil değiştirme hızlarına uygun hasar malzeme modelleri programa tanıtılmalıdır. Çarpışma analizlerinde odaklanılan nokta  $HIC_{15}$  değerinin hesaplanmasıdır.

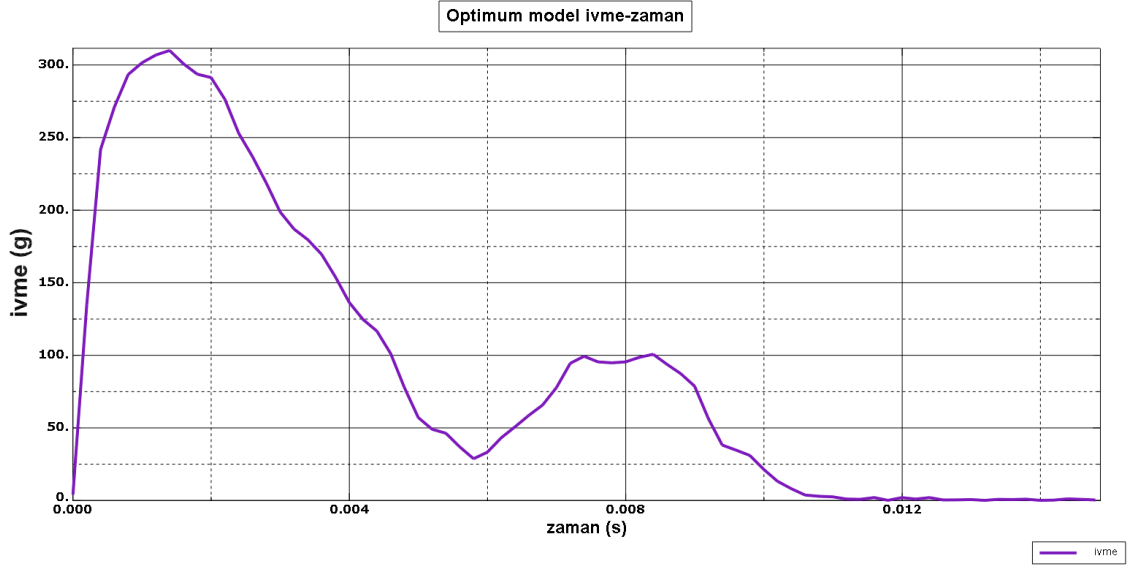


Şekil 4.14. Optimum model çarpışma analizi 5.ms’de eşdeğer gerilme dağılımı



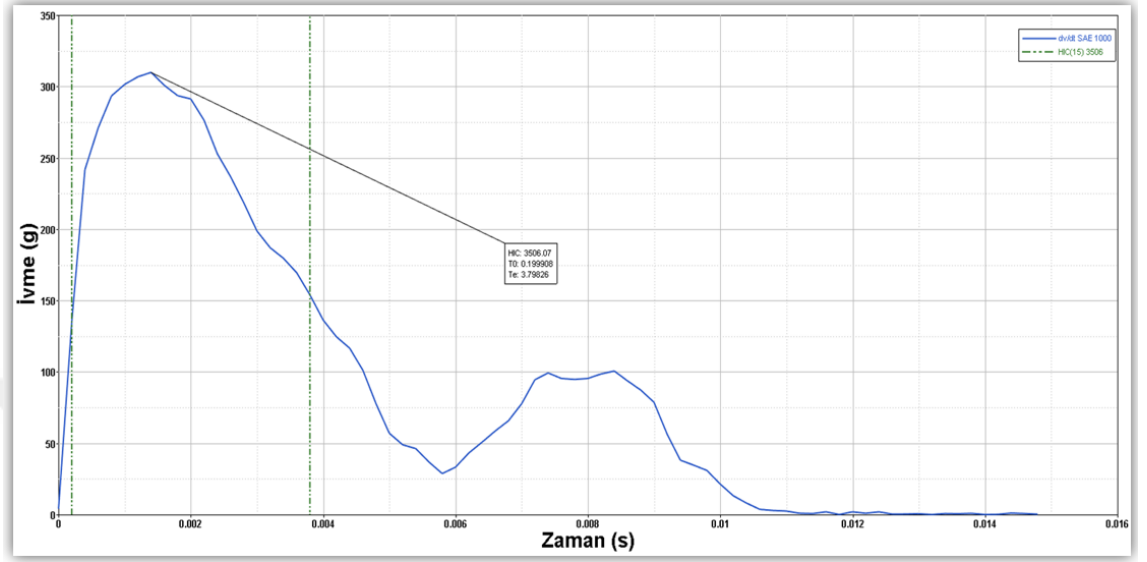
Şekil 4.15. Mevcut model çarpışma analizi 5.ms de eşdeğer gerilme dağılımı

Optimum model çarpışma analizi sonuçları incelendiğinde bağlantı bölgesinin daha hızlı bir biçimde hasara uğrayacağı eşdeğer gerilme sonuçlarına ve HIC<sub>15</sub> değerine göre söylenebilir. Şekil 4.16’da optimum model için ivme-zaman grafiği verilmiştir.



Şekil 4.16. Optimum model ivme-zaman grafiği

İvme-zaman grafiğinden de anlaşılacağı üzere daha düşük bir HIC<sub>15</sub> değeri elde edilmiştir. Hesaplanan optimum model HIC<sub>15</sub> değeri 3506'dır. Şekil 4.17'de hesaplanan HIC<sub>15</sub> değeri gösterilmiştir.



Şekil 4.17. Optimum model HIC<sub>15</sub> değeri



## 5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışma kapsamında gelişen yeni yaya güvenliği standartlarına uygun yeni bir yaya dostu far modeli geliştirilmiştir. Çalışma kapsamında şehir içi yaya-araç çarpışlarından çocuk-araç çarpışması durumu incelenmiştir. Çocuk kafası-far çarpışma durumu sayısal olarak benzetim yöntemiyle incelenmiştir. İlk olarak mevcut far modeli çarpışma durumu benzetim çalışmasında, kafa yaralanma kriteri  $HIC_{15}$  değeri 4723 olarak belirlenmiştir. Ölüm ve yaralanma riskinin azaltılması için bu değer düşürülmesi gerektiğinden, far gövdesi üzerinde optimizasyon çalışması yapılmıştır. Optimizasyon sonucu ters bir yaklaşım yapılarak optimum far gövdesi tasarlanarak çarpışma analizi tekrarlanmıştır. Analiz sonucunda  $HIC_{15}$  değeri 3506 olarak belirlenmiştir.  $HIC_{15}$  değerinde 1217'lik bir düşüş gerçekleştirilmiştir. Çocuk kafası-araç çarpışmalarında EEVC/WG17 regülasyonlarının önerdiği değer çarpışma durumlarında  $HIC_{15}$  'in 1000 değerinin altında olmasıdır. Bu tez kapsamında yapılan hem mevcut model hem de optimum model için  $HIC_{15}$  değerleri standardın üstünde çıkmıştır. Bunun nedeni benzetim çalışması yapılırken far modelinin tek başına kullanılması ve sınır şartlarının etkisinden dolayı yüksek  $HIC_{15}$  değerleri elde edilmiştir. Far modeli benzetim çalışmalarında araç kaputu yan çamurluk ve alt bileşenleri ile birlikte kullanılmalıdır. Sınır şartları ise bu çalışma kapsamında far gövdesi üzerinden belirlenmiştir. Bunun yerine araç şasi bağlantı parçalarının benzetime dâhil edilmesiyle sınır şartları değişmektedir. Mevcut far modeli üretici firması olan Magneti Marelli firmasının Almanya şubesinde yapılan benzetim çalışmalarında tüm bahsi geçen bileşenler kullanılmış ve analiz sonucunda  $HIC_{15}$  değeri yaklaşık 1000 olarak hesaplanmıştır. Fakat bu tez kapsamında yapılan çalışmalarda  $HIC_{15}$  değerinin azaltılması hedeflenmiş ve başarıya ulaşılmıştır. Referans alınan mevcut model üzerinden aynı sınır şartlarında ki optimum model geometrisi üzerinde analiz gerçekleştirilmiş ve  $HIC_{15}$  değerinde azalma sağlanmıştır.

Benzetim modelinin doğrulanması için fiziksel testler yapılmalıdır. Gelecek çalışmalarda, benzetim modelinde aynı sınır şartlarına sahip fiziksel çarpışma testi gerçekleştirilecektir. Böylece mevcut benzetim modeli doğrulanmaya çalışılacaktır. Bir başka yapılacak çalışma ise hayati öneme sahip parçanın yorulma durumudur. Optimize edilen parça dinamik yol koşullarında yeterli ömre sahip olmalıdır. Bu kapsamda

titreşim tabanlı yorulma analizleri optimize edilen far gövdesi üzerinde gerçekleştirilecektir. Çalışmaların sonunda ise çarpışma durumlarında yaya dostu aynı zamanda dinamik sürüş koşullarında da yeterli ömre sahip far modeli geliştirilmesi hedeflenmektedir.



## 6. KAYNAKLAR

**Ahmed, A., Wei, L. 2016.** Introducing CFRP as an alternative material for engine hood to achieve better pedestrian safety using finite element modeling. Thin-Walled Structures. 99: 97-108.

**Ankit, G., Marur, S., Tankala, T. 2010.** Pedestrian Safe and Impact Resistant Headlamp Design Through a Novel Energy Absorber Ring Concept. SAE technical paper, 2010-01-0293.

**Anonim, 2014.** Türkiye Cumhuriyeti Ulaştırma, Denizcilik ve Haberleşme Bakanlığı, Karayolları Genel Müdürlüğü. 2014 Yılı trafik kazaları. <http://www.kgm.gov.tr/SiteCollectionDocuments/KGMdocuments/Trafik/KGM2014.pdf> f- (Erişim Tarihi: 07.09.2015)

**Anonim,2014.**[http://ec.europa.eu/transport/road\\_safety/users/pedestrians/index\\_en.htm](http://ec.europa.eu/transport/road_safety/users/pedestrians/index_en.htm)-(Erişim Tarihi: 07.09.2015)

**Anonim, 2002.** EEVC Working Group 17 Report Improved Test Methods to Evaluate Pedestrian Protection Afforded by Passenger Cars. (December 1998 with September 2002 updates).

**Cruz, P., Mitjans, C., Vinyals J., 2004.** Validation of FE-models of pedestrian protection impactors. Abaqus users' conference, 24-27 May, 2004, Boston, USA.

**Dwivedi, A., Bradley, J., Casem, D. 2012.** Mechanical Response of Polycarbonate with Strength Model Fits. U.S. Army Research Laboratory ATTN:RDRL-WMO-B Aberdeen Proving Ground, MD 21005-5069. ARL-TR-5899. Final Report.

**Frank, T., Kurz, A., Pitzer, A. Söllner, M. 2003.** Development and Validation of Numerical Pedestrian Impactor Models. 4<sup>th</sup> European LS-DYNA users conference, 22-23 May, 2003, Ulm, Germany.

**Masoumi, A., Shojaeefard M.H., Najibi, A., 2011.** Comparison of steel, aluminum and composite bonnet in terms of pedestrian head impact. Safety Science, 49: 1371-1380.

**Serre, T., Lalys, L., Bartoli, C., Lotter, A.C., Leonetti, G., Brunnet, C. 2010.** Child pedestrian anthropometry: evaluation of potential impact points during a crash. Accident Analysis and Prevention, 42: 1943-1948.

- Shida, R., Uzawa, K., Ohsawa, I., Morita, A., Takahashi, J. 2007.** Structural design of CFRP automobile body for pedestrian safety. 10<sup>th</sup> Japan International SAMPE symposium and Exhibition, 27-30 November, Tokyo, Japan.
- Teng, T.-L., Liang, C-C., Shih C-J., Nguyen, T-M., 2013.** Design of car hood of sandwich structures for pedestrian safety. *International Journal of Vehicle Design*, 63: 185-198.
- Teng, T.-L., Nguyen, T.-H. 2008.** Development and Validation of FE models of impactor for pedestrian testing. *International of Mechanical Science and Technology*. 22:1660-1667.
- Teng, T.-L., Nguyen, T.-H. 2010.** Assessment of the pedestrian friendliness of a vehicle using subsystem impact tests. *International Journal of Automotive Technology*, 11: 67-73.
- Torkestani, A., Sadighi, M., Hedayati R. 2015.** Effect of material type, stacking sequence and impact location on the pedestrian head injury in collisions. *Thin-Walled Structures*, 97: 130-139.
- Wördenweber, B., Schafer, H. 2004.** Pedestrian Protection. SAE technical paper, 2004-01-1282.
- Wördenweber, B., Wallaschek, J., Boyce, P., Hoffman, D.D. 2007.** *Automotive Lighting and Human Vision*. Germany, 409 pp.
- Ye, H., Zhu, M., Hu, P., Lu, S. 2012.** FE modeling method for a headform used in pedestrian protection simulations, *International Journal of Automotive Technology*, 13: 607-613.

## 7. ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Harun GÜÇLÜ  
Doğum Yeri ve Tarihi : Osmangazi/BURSA 25/02/1991  
Yabancı Dili : İngilizce

### Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Bursa Anadolu Erkek Lisesi, 2009  
Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü,  
(2009-2014)  
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,  
Otomotiv Mühendisliği Ana Bilim Dalı, 2014

Çalıştığı Kurum ve Yıl : 2013-2014 Oyak Reanult Otomobil Fabrikaları dönem  
içi projeli stajyer öğrenci  
İletişim(e-posta) : harunguclu@uludag.edu.tr