

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**N3 SINIFI AĞIR TİCARİ BİR ARACIN ECE R29
STANDARDINA UYGUN ÖNDEN ÇARPMA ANALİZİ
VE İYİLEŞTİRME ÇALIŞMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Fatih YAŞAR**

Anabilim Dalı : Uçak ve Uzay Mühendisliği

Programı : Disiplinlerarası

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Halit Süleyman TÜRKMEN

Eylül 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**N3 SINIFI AĞIR TİCARİ BİR ARACIN ECE R29
STANDARDINA UYGUN ÖNDEN ÇARPMA ANALİZİ
VE İYİLEŞTİRME ÇALIŞMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Fatih YAŞAR
(511071113)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 12 Eylül 2011

Tezin Savunulduğu Tarih : 28 Eylül 2011

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Halit Süleyman TÜRKMEN (İTÜ)

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Zahit MECİTOĞOLU (İTÜ)

Doç. Dr. Hasan KURTARAN (GYTE)

Eylül 2011

ÖNSÖZ

Bu çalışma sırasında bilimsel katkıları ile bana yardımcı olan, eğitimim süresince ilgi, anlayış ve yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Sayın Doç. Dr. Halit Süleyman TÜRKMEN'e, araştırma süresince büyük yardımlarını gördüğüm, bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım Ford Otosan Çarpışma Güvenliği Müdür yardımcısı Sayın Dr. Mustafa ERDENER'e ve çalışmanın gerçekleştirilmesindeki değerli katkılarından dolayı Ford Otosan Çarpışma Güvenliği Ekip Lideri Sayın Mak. Yük. Müh. Sertan AŞKAN'a en içten teşekkür ve saygılarımı sunarım.

Yardımlarını benden hiçbir zaman esirgemeyen, çalışmalarım boyunca beni hep destekleyen sevgili eşim Zeynep YAŞAR'a da teşekkürü bir borç bilirim.

Eylül 2011

Fatih YAŞAR
Havacılık ve Uzay Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	iii
İÇİNDEKİLER	v
KISALTMALAR	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ	xi
SEMBOL LİSTESİ	xiii
ÖZET	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ	1
2. TAŞIT KAVRAMI, SINIFLANDIRILAMASI VE ONAYI	5
2.1. Taşıtların Sınıflandırılması	5
2.2. Araç Güvenliği	6
2.3. Taşıt Onayı	7
3. ECE R29 REGÜLASYONU	9
3.1. Sürücü H Noktasının Belirlenmesi	9
3.2. Test Ölçüm Mankeni ve Boyutları	10
3.3. Yaşam Alanı Tarifi	11
3.4. Önden Çarpma Testinin Tariflenmesi	11
4. BİLGİSAYAR DESTEKLİ MÜHENDİSLİĞİN ÖNEMİ	15
5. PLASTİSİTE TEORİSİNE GENEL BAKIŞ	19
5.1. Plastisite Teorisinin Tarihsel Gelişimi	19
5.2. Akma Kriterleri	21
5.3. Plastiklik Potansiyeli ve Akış Kuralı (Flow Rule).....	22
5.4. Maksimum Kayma Gerilmesi Teorisi	22
5.5. Von Mises Akma Kriteri (Biçim Değiştirme İş Teorisi)	23
5.6. Pekleşme (Hardening)	24
6. BİR TAŞITIN MATEMATİKSEL OLARAK MODELLENMESİ	27
6.1. Sonlu Elemanlar Yöntemi	27
6.2. Doğrusal Olmayan Sistemlerin Çözümü	27
6.3. Doğrusal Olmayan Dinamik Sistemlerin Çözümü	28
6.3.1. Merkezi farklar yöntemi	29
6.3.2. Açık kodda zaman aralığı	30
6.3.3. Sayısal hesaplama yöntemi	31
6.4. Ağır Ticari Taşıtın ECE R29 Regülasyonu Önden Çarpma Analizi	33
6.4.1. Taşıtın sonlu elemanlar modelinin hazırlanması	33
6.4.2. Taşıt modeline regülasyon koşullarının uygulanması	40
7. MODELİN ÇÖZDÜRÜLMESİ VE DEĞERLENDİRİLMESİ	43
7.1. Modelin Çözdürülmesi ve Kullanılan Parametreler	43
7.2. Sonuçların Değerlendirilmesi	44
7.3. Yaşam Alanı Kaybının Kök Nedeni ve Karşı Önlem Bulunması	49

7.4. Karşı Önlemlerin Optimizasyonu ve Değerlendirilmesi	53
7.5. Karşı Önlemleri İçeren Fiziksel Test Uygulaması	59
8. SONUÇ	63
KAYNAKLAR	65
ÖZGEÇMİŞ	67

KISALTMALAR

CAE	: Computer Aided Engineering
CDM	: Central Difference Method
CFL	: Courrant, Freidrichs & Lewy
ECE-R29	: Economic Commission of Europe Regulation No: 29
FEM	: Finite Element Method
TÜV	: Technischer Überwachungs Verein

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Taşıtların kullanım amacına göre sınıflandırılması.....	5
Çizelge 3.2 : Manken boyut tanımlamaları	11
Çizelge 7.1 : Model hazırlama ve değerlendirme boyunca kullanılan yazılımlar	43

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1	: Mercedes Actros - sonlu elemanlar modeli	2
Şekil 1.2	: Ön duvar ve pedal kutusunun optimizasyon öncesi ve sonrası	3
Şekil 1.3	: Çarpma esnasında direksiyon hareketinin iyileştirme öncesi ve sonrası .	3
Şekil 1.4	: Çarpma sonrası yaşam alanı	4
Şekil 2.1	: Ford Focus Çarpışma Testi	7
Şekil 3.1	: H noktasının manken üzerindeki gösterimi	9
Şekil 3.2	: Ölçüm mankeni ve boyut parametreleri	10
Şekil 3.3	: Aracın yere sabitlenmesi ve sabitleme kriterleri	12
Şekil 3.4	: Sallanan kütle gösterimi ve boyutları	12
Şekil 3.5	: Aracın sallanan kütleye göre konumlandırılması	13
Şekil 4.1	: 1960' lı yıllarda testteki durumu gözlemlemek için araca oturan insan.	15
Şekil 5.1	: Düzlem Gerilme için Tresca Akma Kriterinin Gösterimi	23
Şekil 5.2	: Gerilme - Gerinim Eğrisi	25
Şekil 5.3	: İzotropik (a) ve Kinematik (b) Pekleşme için Akma Yüzeyleri	26
Şekil 6.1	: Malzeme gerilme - gerinim eğrisi	28
Şekil 6.2	: Merkezi Farklar Yöntemi	29
Şekil 6.3	: Sayısal Döngü	32
Şekil 6.4	: Modeli oluşturan eleman detayları	33
Şekil 6.5	: Punta kaynak tipinin yay kullanılarak modellenmesi	34
Şekil 6.6	: Çubuk tipi yay elemanın deformasyon modları	35
Şekil 6.7	: Doğrusal olmayan yay elemanın kuvvet-uzama grafiği	35
Şekil 6.8	: Tam ve Tek entegrasyon noktalı eleman üzerinde kalınlık boyunca uzanan 5 entegrasyon noktası	37
Şekil 6.9	: Elastik malzeme özellikleri	37
Şekil 6.10	: Johnson – Cook malzeme modeli	39
Şekil 6.11	: Taşıtın tam boyutlu sonlu elemanlar modeli	39
Şekil 6.12	: Sallanan Kütle	40
Şekil 6.13	: Aracın yere sabitlenmesi	41
Şekil 6.14	: Rijit Duvar araç entegrasyonu	41
Şekil 7.1	: Kaza sonundaki araç görüntüsü	44
Şekil 7.2	: Kabin üzerinde oluşan plastik gerinim (deformasyon)	45
Şekil 7.3	: A Pillar x yönündeki ilerleme miktarı-zaman eğrisi	46
Şekil 7.4	: Kabin ön göğüs bölümünün x yönündeki ilerleme konturları	47
Şekil 7.5	: Direksiyon sisteminin x yönünde ilerlemesi	48
Şekil 7.6	: Regülasyonda tariflenen ölçüm mankeni modeli	48
Şekil 7.7	: Kaza öncesi ve sonrası yaşam alanı	50
Şekil 7.8	: Kabin sistemindeki yapısal boşluklar	51
Şekil 7.9	: Karşı önlem – Çarpışma Kutusu	52
Şekil 7.10	: Alt gövde ve çarpışma kutularının enerjiyi tekrardan yönlendirmesi	53
Şekil 7.11	: Optimizasyon çalışmasındaki A Pillar ilerlemesi	54

Şekil 7.12 : Optimizasyon çalışmasındaki direksiyon sisteminin ilerlemesi.....	54
Şekil 7.13 : Kaza sonu araç görüntüsü	55
Şekil 7.14 : Çarpışma kutularının sönümlendiği enerji	55
Şekil 7.15 : A Pillar ilerlemesinin karşılaştırma eğrileri	56
Şekil 7.16 : Kabin ön göğüs sistemi x yönündeki ilerleme konturları.....	57
Şekil 7.17 : Direksiyon sisteminin x yönündeki ilerlemesinin karşılaştırmalı gösterimi.....	58
Şekil 7.18 : Kaza sonrası yaşam alanı ölçümü	58
Şekil 7.19 : Test aracı ve test kurulumu	59
Şekil 7.20 : Test sonrası araç görünümü.....	60
Şekil 7.21 : Çarpışma kutularının test sonrası görünümü.....	61
Şekil 7.22 : Test sonrası yaşam alanı incelemesi.....	61

SEMBOL LİSTESİ

σ	: Normal gerilme
ε	: Gerinim
ε_p	: Plastik gerinim
τ	: Kayma gerilmesi
E	: Elastisite modülü
t	: Zaman
F	: Kuvvet
v	: Hız
a	: Akma gerilmesi
b	: Pekleşme modülü
n	: Pekleşme üsteli
c	: Deformasyon hızı katsayısı
$\dot{\varepsilon}$	: Deformasyon hızı
m	: Sıcaklık üs katsayısı
T	: Sıcaklık
$\dot{\varepsilon}_0$	: Referans deformasyon hızı
ρ	: Yoğunluk
L_c	: Karakteristik eleman boyu
$(\dot{})$	: Zamana göre türevi

N3 SINIFI AĞIR TİCARİ BİR ARACIN ECE R29 STANDARDINA UYGUN ÖNDEN ÇARPMA ANALİZİ VE İYİLEŞTİRME ÇALIŞMASI

ÖZET

Son yıllarda gerçekleşen kazalar incelendiğinde, ağır ticari araçlarda önden çarpma en tehlikeli kazalar arasında yer almaktadır. Önden çarpma sırasında, araç içerisinde bulunan kişilerin sakatlanma veya ölüm riski, arkadan çarpma, devrilme ve binek otomobil ile ağır ticari aracın çarpışması durumlarına oranla çok daha fazladır. Özellikle Avrupa ve Asya’ daki ağır ticari araçların kabin ön yüzeyleri düz bir yapıya sahiptir. Bu düz ön yüzey ile kabin içerisinde şoföre en yakın parça olan kontrol paneli arasında kaza sırasında ezilebilecek bir yapı bulunmaz. Önden çarpma kazalarında en sık görülen durum, kabin ön yüzeyinin deforme olarak ilerlemesi ve bunun sonucunda kabin içindeki sürücü/yolcu için yaşam alanını kısıtlaması hatta yaşam alanı bırakmamasıdır.

Avrupa Ekonomik Topluluğu (ECE) standartlarına göre, ticari bir aracın kabini içerisindeki yolcuları korumaya yönelik olan regülasyon ECE R29’ dur. ECE R29 (6 Ağustos 2007 – Düzeltme 2) önden çarpma, tavan dayanımı ve arka duvar dayanımı olmak üzere toplam 3 test tarifini kapsamaktadır. Bu çalışmada, önden çarpma testi değerlendirilecektir. Regülasyonu sağlayabilmek için, yine regülasyon tarafından tanımlanan standart önden çarpma testi, bilgisayar destekli mühendislik (CAE) yazılımları yardımıyla modellenerek analiz edilmiştir.

Bu çalışmada, ECE-R29 regülasyonu kapsamındaki ağır ticari bir taşıtın tam ölçekli sonlu elemanlar modeli hazırlanarak önden çarpma testinin simülasyonu gerçekleştirilmiş ve test sonucunda taşıtın regülasyon şartlarını sağlayıp sağlamadığı araştırılmıştır. Bunun yanı sıra, sonlu elemanlar modelinin geliştirilmesi sürecinde, testin başlangıç ve sınır şartları tanımlanmış ve simülasyonu gerçekleştirmek için gerekli diğer parametreler üzerinde durulmuştur. Sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasında, ön işlemci olarak Hypermesh ve Hypercrash, çözücü olarak doğrusal olmayan açık kod (RADIOSS), analiz sonuçlarının değerlendirilmesinde ise son işlemci olarak Envision ve TH++ yazılımları kullanılmıştır.

Aracın sonlu eleman modeli oluşturulurken çarpışma esnasında etkin olan araç parçaları geometrik olarak modele eklendi. Hesaplamalarda motor, şanzıman gibi araç parçaları için ağırlık değerleri kullanıldı. İlk analiz sonuçlarına göre regülasyon gerekliliklerini sağlamak için araç üzerindeki iyileştirilmesi gereken noktalar belirlendi. İyileştirme çalışmaları analiz ve test edildi. Böylece araç regülasyon gerekliliklerini sağlar hale getirildi.

FRONT CRASH ANALYSIS AND IMPROVEMENT STUDY OF AN N3 CLASS HEAVY COMMERCIAL VEHICLE ACCORDING TO ECE-R29 STANDARD

SUMMARY

In recent years, among the accidents of heavy commercial vehicles, front collision accidents have been the most hazardous ones. The risk of injury or fatality in front crash is several times bigger than the other types of accidents such as rear crash, roof crash, crash between heavy commercial vehicle and passenger car, etc. Heavy commercial vehicles, especially produced in Europe and Asia, have flat front surface without large crushable structures between front end and instrument panel of the cabin. The most possible scenarios seen during front crash are; deformation on front end of the cabin and limiting the survival space of the occupants even there would not be enough survival space after crash.

Economic Commission of Europe (ECE) regulation which is dedicated to prevent occupants of the cab of commercial vehicle is ECE-R29. ECE-R29 (6 August 2007 – Amendment 2) includes 3 types of tests such as front crash, roof strength and rear wall strength. In this study, front crash is investigated. In order to satisfy the regulation, a standard front crash test defined by regulation is applied to full vehicle with the help of computer aided engineering (CAE) tools.

In this study, mathematical model of an ECE-R29 subjected heavy commercial vehicle is created by using finite element method, numerical simulation of the model is performed and inspection is performed if the vehicle satisfies the regulation or not. Besides, the development stages of the finite element method, initial conditions, boundary conditions of the test and the other parameters to run the job are the further considerations of the study. Hypermesh and Hypercrash are used as pre-processors, a nonlinear explicit code RADIOSS is used as the solver, Envision and TH++ are used as post-processors throughout the simulation of the front crash test in heavy commercial vehicles.

While building the finite element model of the vehicle, components of vehicle, which are effective during crash, are modeled geometrically. Weight values of engine and transmission are used during calculations. According to first results of analysis, improvements are defined to meet requirements of regulation. Improvements are analyzed and tested. Then, vehicle becomes to meet requirements of regulation.

1. GİRİŞ

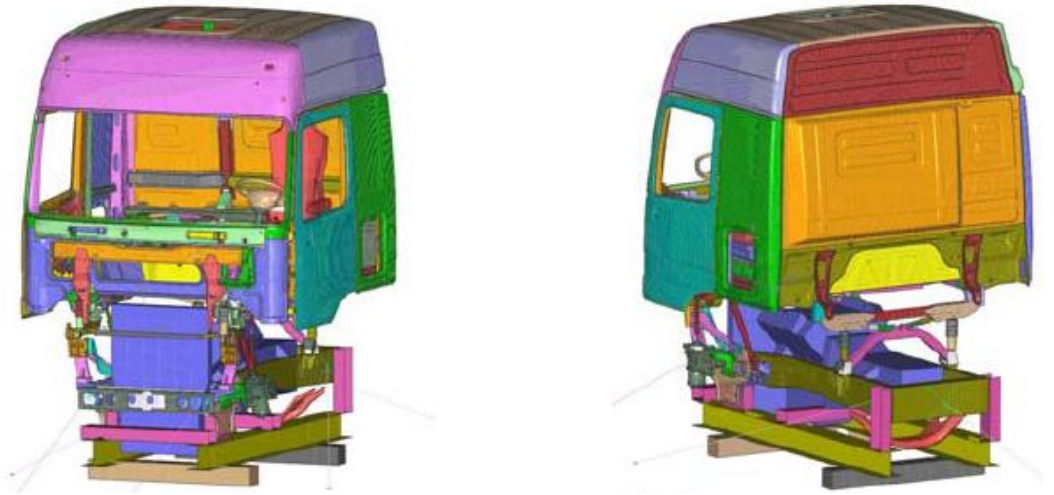
Sanayileşmiş ülkelerde olmazsa olmazlardan biri olarak yerini alan taşıtlar, günümüz gündelik yaşamında çok önemli bir yer tutmaktadır. Bireylerin mekân ile olan ilişkileri başta olmak üzere, derin sosyal değişikliklere neden olan taşıtlar, ekonomik ve kültürel ilişkilerin gelişmesini kolaylaştırmakla beraber yollar, otoyollar ile park yerleri gibi devasa yeni altyapıların geliştirilmesine de yol açtı. Taşıtların bireyselliği arttırması; obezite, çevre düzenini değiştirmesi ve kirliliğe yol açması gibi sosyal yaşam üzerindeki olumsuz etkileri ile birlikte, en çok tartışılan bir diğer konu da kaza sonucu ölüm yüzdesindeki artış olmuştur.

Dünyada son yıllarda gerçekleştirilen istatistiksel kaza değerlendirmelerinde, ağır ticari vasıtalarda önden çarpma kazaları çoğunlukla aynı gerçeği işaret etmektedir. Ağır ticari araç kazaları, diğer araç kazalarına nazaran daha az sıklıkta görülmesine rağmen sonu ölümle biten yaralanmalar bu tip kazalarda daha fazladır.

Yoldayken güvenlik hissinin ne kadar önemli olduğu gerçeği, araç kazalarının artması ile daha iyi anlaşılmıştır. Hava yastığı gibi, aracın ön tarafında meydana gelen güçlü darbeye etkinleşip sürücü ve yolcu koltuklarındaki kişilerin kafaları ve göğüslerine gelen ağır darbeleri hafifleten sistemler, çarpışma çeşidine bağlı olarak yolcuların tavana çarparak ikinci bir darbe alması olasılığını azaltan içyapı uygulamaları, aktif emniyet kemeri gibi sistemler, sürücü ve yolcu güvenliğini sağlamak amacıyla geliştirilmiştir. Çarpışma güvenliği standartlarının da geliştirilmesi ile yeni nesil araç tasarımlarında, kazaları önceden önleyen teknolojiler geliştirilmekte, mümkün olabilecek her kaza senaryosu göz önünde bulundurularak araç gövdeleri tasarlanmakta ve hatta bir kaza anında, yayaları gerçekten koruyabileceğinden emin olmak üzere gerçekçi çarpışma testleri yapılmaktadır. Avrupa Ekonomik Topluluğu (ECE) standartlarına göre, ticari bir aracın kabini içerisindeki yolcuları korumaya yönelik olan regülasyon ECE R29' dur.

Ağır ticari araç üreticileri çarpışma esnasında araçlarının güvenli olduğundan emin olmak adına ECE R29 regülasyonunun gerekliliklerini sağlamak zorundadırlar. Bunun için araç satışa sunulmadan önce ECE R29 regülasyonunun tanımladığı fiziksel testler gerçekleştirilmektedir. Testler sonucunda oluşabilecek problemler ve fiziksel test tekrarlarını önlemek adına, ürün geliştirme aşamasında bilgisayar destekli mühendislik yardımı ile iyileştirme çalışmaları tamamlanmaktadır. Bu çalışmalardan bir tanesi de Mercedes firmasının 2003 yılında Almanya’ da gerçekleştirilen 4. Avrupa Ls-Dyna konferansında sunduğu “Mercedes Actros kabininin ECE R29 regülasyonuna göre güvenlik analizi[1]” çalışmasıdır.

Çalışma içeriğinde Mercedes Actros ağır ticari aracının ilk tasarım sonlu elemanlar modeli Şekil 1.1’ de gösterildiğı şekilde hazırlanmıştır.

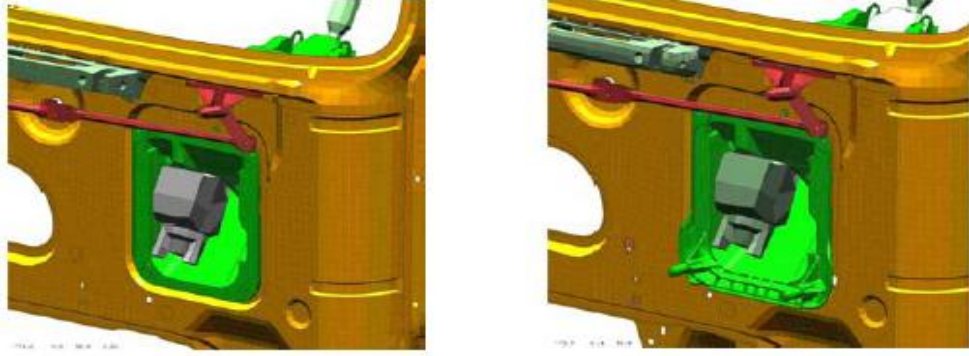


Şekil 1.1 Mercedes Actros - sonlu elemanlar modeli [1]

Konferansta sunulan çalışmada[1] Mercedes firmasının belirlediğı modelleme kriterleri hakkında detaylı bilgilendirmeler bulunmaktadır. Bu kriterler içerisinde sonlu elemanların boyutları, özellikleri, kullanılan malzeme tipleri, çarpışma enerjisinin aktarım şeklinin modellenmesi gibi detaylar bulunmaktadır.

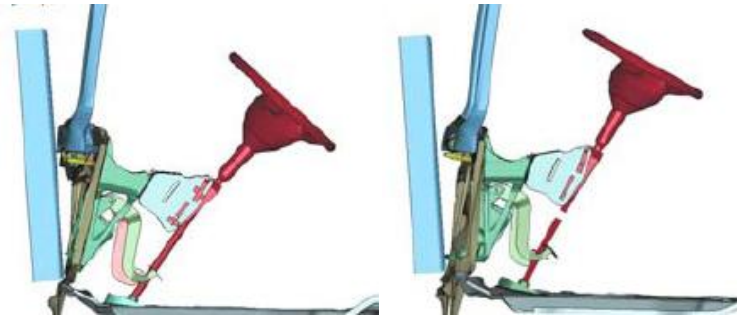
Yapılan ilk önden çarpma analizleri sonucunda yeterli yaşam alanı kalmadığı tespit edilmiştir. Yaşam alanı kaybına neden olan kök neden araştırılmış, ön duvar ve pedal kutusunun iyileştirilmesi gerektiğı anlaşılmıştır. İyileştirme çalışmaları ön duvarın ve

pedal kutusunun optimize edilmesi ile gerçekleştirilmiştir. Optimize edilen sistemler şekil 1.2’ de gösterilmektedir.



Şekil 1.2 Ön duvar ve pedal kutusunun optimizasyon öncesi ve sonrası [1]

Yapılan iyileştirme çalışmaları sonrasında önden çarpma analizleri tekrarlanmıştır. Tekrar edilen analiz sonuçlarına göre çarpma sonrası ön duvar ve pedal kutusu hedeflenen şekilde deformasyon davranışı göstermiştir. Bu deformasyon sonucunda direksiyon sisteminin hareketi incelenmiş ve yaşam alanına etkileri araştırılmıştır. Direksiyon sisteminin kaz esnasındaki hareketi Şekil 1.3’ de gösterilmektedir. Yapılan iyileştirme çalışmalarının neticesinde çarpma sonrası yaşam alanı Şekil 1.4’ de gösterildiği gibi regülasyonun gerekliliklerini sağlayacak yeterliliktedir.



Şekil 1.3 Çarpma esnasında direksiyon hareketinin iyileştirme öncesi ve sonrası [1]



Şekil 1.4 Çarpma sonrası yaşam alanı [1]

Bu çalışmada da ECE R29 regülasyonu dikkate alınarak standart önden çarpma testi, bilgisayar destekli mühendislik (CAE) yazılımları yardımlarıyla gerçekleştirilmiştir. Örnek bir ağır vasıtanın önden çarpma anındaki davranışı, çarpışma sonrası durum analizi ve yapılması gereken iyileştirme çalışmaları, farklı senaryolar için RADIOSS programı kullanılarak incelenmiştir. Bunun yanı sıra, sonlu elemanlar modelinin geliştirilmesi sürecinde, testin başlangıç ve sınır şartları tanımlanmış ve simülasyonu gerçekleştirmek için gerekli diğer parametreler belirlenmiştir. Sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasında, ön işlemci olarak Hypermesh ve Hypercrash, çözücü olarak doğrusal olmayan açık kod (RADIOSS), analiz sonuçlarının değerlendirilmesinde ise son işlemci olarak Envision ve TH++ yazılımları kullanılmıştır. ECE-R29 regülasyonu kapsamındaki ağır ticari bir taşıtın tam ölçekli sonlu elemanlar modeli hazırlanarak önden çarpma testinin simülasyonu gerçekleştirilmiş ve test sonucunda, taşıtın regülasyon şartlarını sağlayıp sağlamadığı araştırılmıştır. Analiz sonuçları, 2008 yılında Ford Otosan Eskişehir İnönü Üretim Tesisleri'nde gerçekleştirilen deneysel çarpışma verileri ile karşılaştırılmıştır.

2. TAŞIT KAVRAMI, SINIFLANDIRILAMASI VE ONAYI

Otomobil; basit tabirle yolcu taşımaya uygun tekerlekli, motorunu kendi taşıyabilen kara ulaşım taşıtıdır. Önemli bir teknolojik buluş olan otomobilin gelişimi 19. yüzyılda enerji kaynağı olarak buharın kullanılmasıyla başlar ve içten yanmalı motorlarda petrolün kullanılmasıyla devam edip günümüze kadar ulaşır.

2.1. Taşıtların Sınıflandırılması

Günlük hayatımızda karşımıza çıkan taşıtlar, kullanım amaçları, aks sayıları ve kapasitelerine göre sınıflara ayrılmış ve her sınıf harflendirilerek tariflenmiştir. Bu sınıflandırma dünya çapında kabul görmüş hem Birleşmiş Milletler hem de Avrupa Birliği tarafından kullanılmaktadır. Kullanım amacı ve kapasitelerine göre taşıtların sınıflandırılması Çizelge 2.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 2.1 Taşıtların kullanım amacına göre sınıflandırılması [2]

Sınıf	Açıklama
M	En az dört tekerlekli ve yolcu taşımada kullanılan motorlu taşıtlar
M1	Yolcu taşımada kullanılan ve sürücü dahil en fazla 9 oturma yeri olan motorlu taşıtlar.
M2	Yolcu taşımada kullanılan, sürücü dahil 9’dan fazla oturma yeri olan ve azami ağırlığı 5 tonu aşmayan motorlu taşıtlar
M3	Yolcu taşımada kullanılan, sürücü dahil 9’dan fazla oturma yeri olan ve azami ağırlığı 5 tonu aşan motorlu taşıtlar.
N	En az dört tekerlekli ve yük taşımada kullanılan motorlu taşıtlar
N1	Yük taşımada kullanılan ve azami ağırlığı 3,5 tonu aşmayan motorlu taşıtlar
N2	Yük taşımada kullanılan ve azami ağırlığı 3,5 tonu aşan, ancak 12 tonu aşmayan motorlu taşıtlar
N3	Yük taşımada kullanılan ve azami ağırlığı 12 tonu aşan motorlu taşıtlar

Ağır ticari araçlar azami yüklü ağırlığı 3,5 ton ve üzeri ticari taşıt araçları ve bunların tamamlayıcısı treyler ve diğer üstyapılar olarak tanımlanmaktadır [2]. Bu çalışma çerçevesinde incelenecek araç sınıfı N3 (Ağır ticari araç) olacaktır.

2.2. Araç Güvenliği

Dünya Sağlık Örgütü ve Dünya Bankasının 2004 yılında karayolu trafik kazalarının önlenmesine yönelik hazırladığı rapora göre, dünya genelinde trafik kazalarında ölen kişi sayısı 1.2 milyon olarak tahmin edilmekte, 50 milyon kişinin yaralandığı belirtilmektedir. Erken ölüme neden olan faktörler arasında 1990 yılında 9. sırada yer alan trafik kazalarının, 2020 yılı itibariyle üçüncü sırada yer alacağı öngörülmektedir [3]. Türkiye açısından duruma bakıldığında ise, IX.Ulusal Kalkınma Planı'nda sunulan mevcut durum değerlendirme bilgilerine göre, trafik kazalarından kaynaklanan yolcu-km başına düşen ölü sayısı AB ortalamasının üzerindedir. 2004 yılı istatistiklerine göre, ülkemizde 4,428 kişi hayatını kaybetmiş, 136,229 kişi de yaralanmıştır [4].

Meydana gelen trafik kazalarının %54'ü otomobillerin karıştığı kazalardır. Otomobilli kazaların, % 40.76'sı yerleşim yerlerinde meydana gelirken, sadece % 13.41'i yerleşim dışında gerçekleşmektedir. Bu oranlar, otomobillerin trafik kazaları açısından kritik bir belirleyici olduğunu göstermektedir. Ocak 2007'de kayda geçen 101,562 trafik kazasının, 61,621'inin otomobillerin karıştığı kazalar olduğu görülmektedir [3].

Yoldayken güvenlik hissinin ne kadar önemli olduğu gerçeği, araç kazalarının artması ile daha iyi anlaşılmıştır. Hava yastığı gibi, aracın ön tarafında meydana gelen güçlü darbeyeyle etkinleşip sürücü ve yolcu koltuklarındaki kişilerin kafaları ve göğüslerine gelen ağır darbeleri hafifleten sistemler (Şekil 2.1), çarpışma çeşidine bağlı olarak yolcuların tavana çarparak ikinci bir darbe alması olasılığını azaltan iç yapı uygulamaları, aktif emniyet kemeri gibi sistemler, sürücü ve yolcu güvenliğini sağlamak amacıyla geliştirilmiştir.



Şekil 2.1 Ford Focus Çarpışma Testi [5]

Çarpışma güvenliği standartlarının da geliştirilmesi ile yeni nesil araç tasarımlarında, kazaları önceden önleyen teknolojiler geliştirilmekte, mümkün olabilecek her kaza senaryosu göz önünde bulundurularak araç gövdeleri tasarlanmakta ve hatta bir kaza anında, yayaları gerçekten koruyabileceğinden emin olmak üzere gerçekçi çarpışma testleri yapılmaktadır.

2.3. Taşıt Onayı

Homologasyon, taşıtın belli yasal yönetmelikleri veya regülasyonları sağladığını gösteren sertifikasyon işlemidir. Aracın satılacağı pazarı kapsayan standartları sağlaması gerekmektedir. Avrupa Birliği'nde üretilen ve satılan her araç için bu standartlar Avrupa Ekonomik Topluluğu (ECE) regülasyonlarıdır. Türk imalatçıların da Avrupa ile gümrük ortaklığına başladıktan sonra ECE regülasyonlarını sağlaması gerekmektedir. Güvenlik açısından bu regülasyonların amacı, belli standartlar sağlayarak piyasaya sürülen araçların çarpışma konusunda güvenli olmalarını garanti altına almaktır. Regülasyonlar günün şartlarına göre belli periyotlarda yeniden düzenlenmektedir. Bu düzenlemeler çoğunlukla regülasyonu sıkılaştırıcı yönde olmaktadır.

Taşıtlar geliştirme sürecinde regülasyonu sağlayıp sağlamadığını sınamak için regülasyon tarafından belirlenmiş şartlarda test edilirler. Bu testler neticesinde tasarımın güvenliğinden emin olunduğu takdirde onay almak için homologasyon testlerine sokulurlar. Homologasyon testleri onay verme yetkisine sahip bağımsız bir kuruluştan (örneğin TÜV, RDW) katılan bir gözlemci önünde gerçekleştirilir. Test

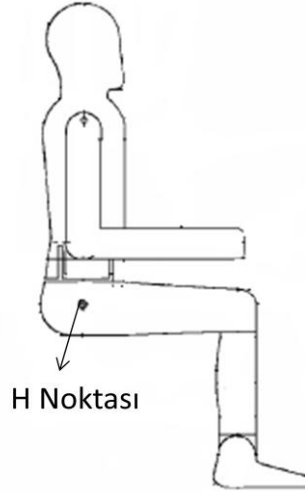
sonrasında taşıtın reg lasyonu sağlayıp sağlamadığına gözlemci karar verir. Test sonucu regülasyon sağlanırsa belgelendirme sürecine geçilir. Bu çalışmaya konu olan ECE-R29 reg lasyonu yük taşımak için kullanılan ağır ticari taşıtlar için düzenlenmiş olup bu tezde N3 sınıfı bir taşıtın önden çarpma güvenliği araştırılacaktır.

3. ECE R29 REGÜLASYONU

ECE R29 regülasyonuna göre; taşıtın kabin bölümünde test sırasında ve sonrasında boyutları regülasyon tarafından tariflenen sürücü ve yolcuya yeterli yaşam alanı kalmalı, kabin şasi ile bağlı kalmalı ve test sırasında sürücü ve yolcu tarafındaki kapılar açılmamalıdır. [6]

3.1. Sürücü H Noktasının Belirlenmesi

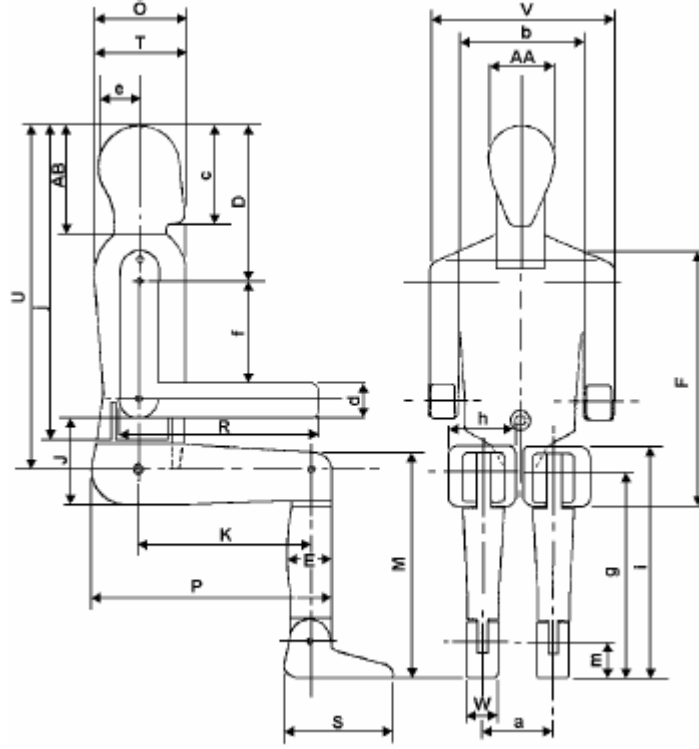
Regülasyon tarafından çarpma tarifi için kritik olan H noktası yine regülasyon tarafından belirlenen oturma pozisyonunda iken mankenin Şekil 3.1’ de gösterilen kalça orta noktasının geldiği pozisyon olarak belirlenmektedir. H noktası ölçümü yapıldıktan sonra ileri kullanımlar için noktanın yükseklik konumu araç üzerine de işaretlenmektedir.



Şekil 3.1 H noktasının manken üzerindeki gösterimi [6]

3.2. Test Ölçüm Mankeni Boyutları

Test gerçekleştirildikten sonra araç üzerindeki hiçbir parça araç dışına çıkartılmadan Şekil 3.2’ de gösterilen ve regülasyon ölçülerine uygun olan manken oturtularak yeterli yaşam alanı olup olmadığı kontrol edilmektedir. Şekil 3.2’ de gösterilen mankenin boyutlarının tanımlamaları ve değerleri Çizelge 3.2 deki gibidir.



Şekil 3.2 Ölçüm mankeni ve boyut parametreleri [6]

Çizelge 3.2 Manken boyut tanımlamaları [6]

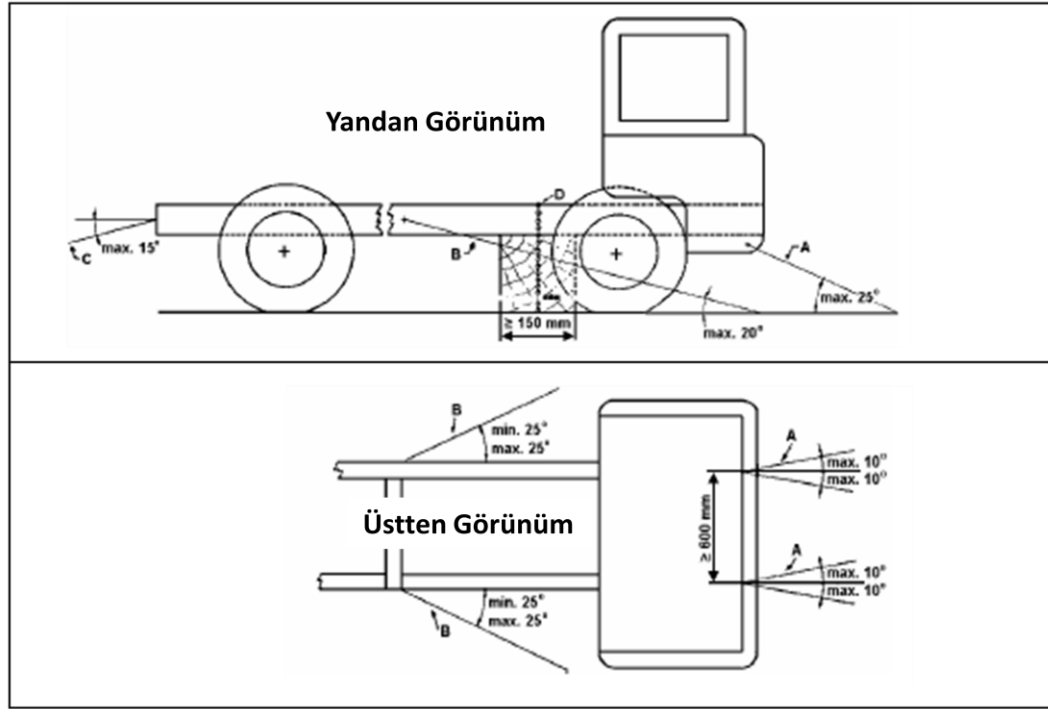
Sembol	Açıklama	Uzunluk
AA	Baş genişliği	15.3 cm
AB	Boyunla beraber baş yüksekliği	24.4 cm
D	Baş üstünün omuz merkezine uzaklığı	35.9 cm
E	Baldır derinliği	10.6 cm
F	Oturak ile omuz arasındaki mesafe	62.0 cm
J	Dirsek ile oturak mesafesi	21.0 cm
M	Diz yüksekliği	54.6 cm
O	Göğüs derinliği	23.0 cm
P	Sırt ile diz arasındaki mesafe	59.5 cm
R	Dirsek ile parmak ucu mesafesi	49.0 cm
S	Ayak uzunluğu	26.6 cm
T	Baş en uzunluğu	21.1 cm
U	Baş üstü ile oturak arasındaki mesafe	90.0 cm
V	Omuz genişliği	45.3 cm
W	Ayak genişliği	7.70 cm
a	Diz merkezleri arasındaki mesafe	17.2 cm
b	Göğüs genişliği	30.5 cm
c	Baş üstü ile çene arasındaki mesafe	22.1 cm
d	Ön kol kalınlığı	9.40 cm
e	Baş arkası ile omuz merkezi arasındaki mesafe	10.2 cm
f	Omuz merkezi ile dirsek merkezi arasındaki mesafe	28.3 cm
g	Diz merkezinin yerden yüksekliği	50.5 cm
h	Kalça genişliği	16.5 cm
i	Oturur durumdaki bel yüksekliği	56.5 cm
j	Baş üstü ile H noktası arasındaki mesafe	81.9 cm
k	Kalça uyluğu ile diz merkezi arasındaki mesafe	42.6 cm
m	Bilek merkezi yüksekliği	8.90 cm

3.3. Yaşam Alanı Tarifi

Araç önden çarpma testi gerçekleştirilir ve araç üzerindeki hiçbir parça sökülmez. Daha sonra eğer araç sabit bir koltuğa sahip değil ise koltuğun izin verdiği en ön ve en arka pozisyonların tam ortasına getirilir. Koltuk yüksekliği daha önceden ölçülen manken H noktasının araç teste girmeden önceki yükseklik seviyesinde konumlandırılır. Daha sonra boyutları regülasyon tarafından belirlenen ve Şekil 3.2’ de gösterilen manken koltuğa oturtulur. Eğer manken araç parçalarından esnek olmayanları ile temasa girmiyor ise gerekli yaşam alanı sağlandığı söylenebilir.

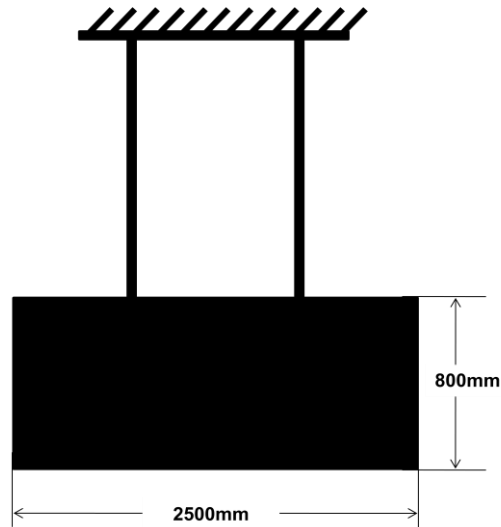
3.4. Önden Çarpma Testinin Tariflenmesi

Regülasyon araç içerisinde seyahat eden kişilerin kaza sırasında ve sonrasında güvenli vaziyette olmasını amaçlamaktadır. Bu amaçla test gerçekleştirilmeden önce araç yere yardımcı aparatlar kullanılarak sabitlenmelidir.



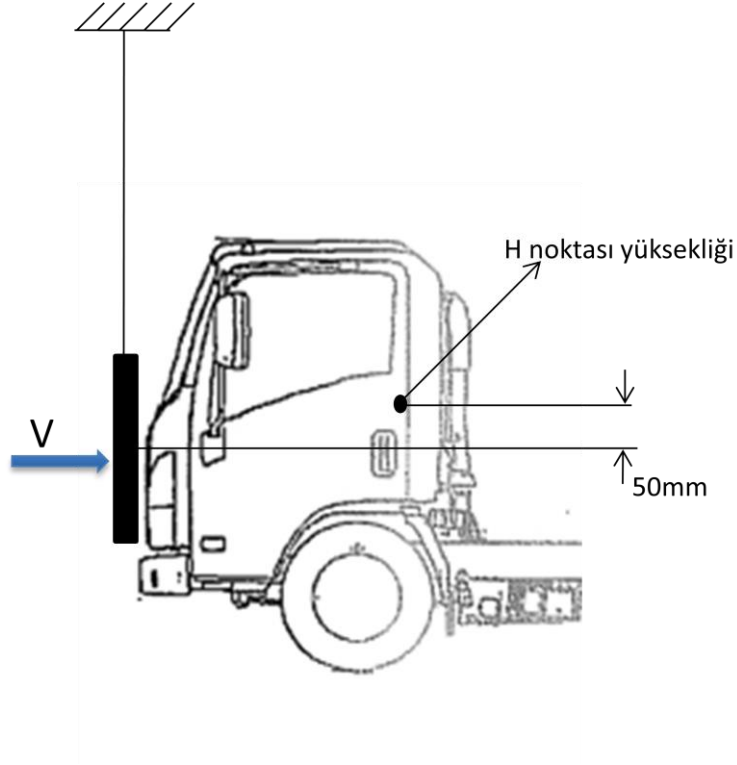
Şekil 3.3 Aracın yere sabitlenmesi ve sabitleme kriterleri [6]

Araç Şekil 3.3’ de bağlantı açı tarifleri regülasyon ile tanımlanan çelik halatlar ile yere A, B ve C noktalarından halatlar gergin duracak şekilde sabitlenmelidir. Sabitleme işlemi gerçekleştirirken araç ile yer arasındaki bağlantıları sağlayan halatların konum ve yer ile yaptığı açılar Şekil 3.3’ de tariflenmektedir. Çarpışma esnasında halatlar ve yer bağlantı elemanlarında kopma meydana gelmemelidir. Araç sabitlenmesi tamamlandıktan sonra araç Şekil 3.4’ de tariflenen sallanan kütlenin önünde Şekil 3.5’ de gösterilen şekilde konumlandırılır.



Şekil 3.4 Sallanan kütle gösterimi ve boyutları [6]

Bu konumlandırılma yapılırken kütlenin geometrik merkez noktasının yüksekliği manken H noktasının araç üzerinde sürücü tarafında oturur vaziyetteki yüksekliğinden 50 mm daha aşağıda olmalıdır.



Şekil 3.5 Aracın sallanan kütleye göre konumlandırılması

Regülasyonun tanımlamasına göre sallanan kütlenin ağırlığı 1500 ± 250 kg olmalıdır. Sallanan kütlenin araç ile temasa girecek yüzeyi düz ve pürüzsüz olmalıdır. Sallanan kütle araç ile temasa girmeden önce 45 kJ' lik kinetik enerjiye sahip olmalıdır. Diğer bir deyişle çarpma enerjisi 45 kJ olmalıdır.

Sallanan kütlenin bu enerjiye sahip olabilmesi için serbest salınım hareketinden faydalanılmaktadır. Sallanan kütlenin ağırlığı ve ağırlık merkezi göz önüne alınarak belirli bir yüksekliğe kaldırılır ve gerekli olan potansiyel enerji elde edilir. Serbest salınım hareketi sonrasında elde edilen potansiyel enerji kinetik enerjiye dönüşür ve gerekli olan çarpma enerjisi elde edilmiş olur.

4. BİLGİSAYAR DESTEKLİ MÜHENDİSLİĞİN ÖNEMİ

Otomotiv Endüstri'sinin ortaya çıktığı ilk yıllarda tasarlanan araçlar, pahalı testler gerçekleştirilerek kontrol edilebiliyordu. Malzemelerin mekanik özellikleri, statik ve dinamik yükler altındaki davranışları çok bilinmediği için veya bu özellikleri tespit edecek araçlar yeterli olmadığı için aracın çarpışma güvenliği hakkında ilk görüşler ancak prototip hazırlanıp testler gerçekleştirildiğinde elde edilebiliyordu. Bu yüzden ilk prototip yapılırken, çalışan mühendislerin ve teknisyenlerin tecrübeleri ve yetenekleri çok önemli bir rol oynamaktaydı.

Şekil 4.1' de 60'lı yıllarda bir çarpma testinde bilgi ve tecrübe edinmenin ne kadar zor olduğunu ve insanların bu bilgiyi elde edebilmek için ne kadar zorlandıklarını görebilmekteyiz. Şekil 4.1' de hasarsız yüksek ivme testindeki oluşan durumu gözlemlemek için araçta bulunan insanı görmekteyiz.



Şekil 4.1. 1960' lı yıllarda testteki durumu gözlemlemek için araca oturan insan [7]

Prototipte kullanılan parçaların seri imalatla üretilmemesi yüzünden prototip başına düşen maliyetin yüksek olması ve hem yerel hem de uluslar arası yönetmelikleri sağlamak için araçta gerçekleştirilen her değişim için ayrı prototip harcanması

sebebiyle toplam maliyet oldukça artmaktaydı. Buna gerçekleştirilen testlerin yüksek giderleri de eklenince ortaya korkutucu bir bilanço çıkmaktaydı.

Önceleri Uçak ve Uzay Endüstri'sinden kendine uygulama alanı bulan sonlu elemanlar, sonlu fark yöntemi gibi sayısal yöntemler kullanılarak araç matematiksel modelleri oluşturulmuş, bu modeller yüksek hızlı iş istasyonlarında çözdürülmüş ve ilk araç testi simülasyonları elde edilmiştir. Bu gelişme, şüphesiz Otomotiv Endüstri'sine bir ivme kazandırmış ve literatüre bilgisayar destekli mühendislik (Computer Aided Engineering – CAE) uygulamaları olarak geçmiştir.

70'lerin başında öncelikli olarak dünyanın önde gelen üniversite ve enstitüleri tarafından geliştirilen bu uygulamalar sonraları endüstrinin ihtiyacına göre ticari yazılımlar olarak piyasa sürülmüş kısa bir süre içerisinde belli başlı otomotiv imalatçıların CAE ekipleri tarafından kullanılmaya başlanmıştır. Önden çarpmanın da içinde yer aldığı çarpışma güvenliği konusu da CAE uygulamalarının ilk zamanlarından itibaren kendine yer bulduğu alanlardandır. CAE sayesinde önden, yandan ve arkadan çarpmaya ek olarak tavan ezilmesi, devrilme, araç içi regülasyonlarını sağlayan prototipler hazırlanmasında ilerleme kaydedilmiştir. Daha sonraki yıllarda katılık derecesi artan regülasyonlara rağmen, hem çarpışma prototiplerinin sayısında hem de prototip hazırlama süresinde azalma gerçekleşmiştir. Buna rağmen, belli bir süre CAE uygulamaları büyük araba imalatçıları için bile yüksek oranda yatırım ayrılması gereken ve işgücü olarak çok kalifiye mühendislerin çalıştırılabildiği bir alan olmuştur. Aracın tam ölçekli bir modelinin koşturulması günler hatta haftalar alabilmekteydi. 90'ların başında bilgisayar teknolojisinin yanında elektronik sektöründe gerçekleşen atılımın sonucu olarak çok daha hızlı iş istasyonlarının (Super Computer) üretilmesi maliyeti düşürmüştür. Ticari yazılımların daha çok kişiye ulaşması ile de CAE ile uğraşan yetişmiş insan sayısı hızla artmıştır.

Günümüzde CAE devamlı popülerleşmektedir. CAE, imalatçılara prototip ve ileriki seviyelerde birçok alternatifi değerlendirme olanağı sağlamıştır. Böylece CAE sonuçlarının güvenilirliği sayesinde daha güvenli daha dayanıklı ve daha düşük maliyetli araçlar yapılabilmektedir.

Çarpışma güvenliği, CAE uygulamaları (NVH, Ömür, Dayanıklılık, vb.) arasında önemli ve kritik bir rol oynamaktadır. Genelde konfor ve ergonomi ve uzun ömrün ön planda olduğu diğer uygulamaların aksine çarpışmada aracın bütün yerel ve evrensel güvenlik yönetmeliklerini sağlaması gerekmektedir. Bu yüzden aracın geliştirilmesi sürecinin önemli noktalarında aracın çarpışma güvenliği ile ilgili yönetmelikleri sağlayıp sağlamadığı kontrol edilir. Maliyetlerin belli seviyede tutulması açısından güvenilir CAE uygulamaları önem taşımaktadır.

CAE uygulamalarının bunca avantajının yanında, gerek CAE modelinin güvenilirliğini ispat etmek amacıyla malzeme ve parça testleri; sertifikasyon sürecinde ise son kararı vermek amacıyla laboratuvar ve gerçek saha testleri gerçekleştirilmektedir.

CAE uygulamaları arasında; yıllar süren çalışmalar sonucu elde edilen tecrübelerle dayanarak en sıklıkla kullanılan matematik modelleme tekniği Sonlu Elemanlar Yöntemi'dir (Finite Element Method – FEM) ve günümüz ticari yazılımlarının büyük bir oranı Sonlu Elemanlar Yöntemi'ni temel alarak oluşturulmuştur.

5. PLASTİSİTE TEORİSİNE GENEL BAKIŞ

CAE konusu dahilinde olan çarpışma güvenliğinin sayısal hesaplamalarının temelini platisite teorisi oluşturmaktadır. Katı cisimler sadece düşük kuvvetler ve yükler altında elastik davranış gösterirler. Yüksek kuvvet veya yüklerin etkisi altında ise elastik olmayan veya plastik deformasyonlara maruz kalmaktadırlar. Platisite teorisi deforme olabilen cisimler mekaniğine bakış açısıdır ve elastisite teorisi ile bağlantılıdır. Cisimlerin plastik özellikleri çok değişken olmakla birlikte malzeme özelliklerine, cisim boyutlarına ve çevre koşullarına bağlıdır (sıcaklık, proses süresi, nem,vb)

5.1. Platisite Teorisinin Tarihsel Gelişimi

Platisite ile ilgili çalışmaların başlangıcının, Tresca'nın 1864 ve 1872 yılları arasında metallerin ekstrüzyonu üzerine yaptığı ve yayınladığı çalışmalar olduğu kabul edilir. Tresca çalışmalarında ilk olarak akma (yield) durumları açıklanmıştır. Tresca; maksimal kayma gerilmesi kritik değere ulaştığında metallerin esnediğinden bahsetmiştir. Aynı tarihlerde St.Venant katı cisimlerin ve ideal plastik malzemelerin düzlem gerilme (plane stress) teoreminde temel prensiplerini açıklamıştır.

Lévy ise bu denklemleri 3 boyutlu koordinat sistemi için geliştirmiştir. 1913 yılında Von Mises [8] platisite ile ilgili genel denklemleri bulmuştur. 1924 yılında Prandtl [9] St. Venant - Lévy- Von Mises denklemlerini elastik komponentlerdeki gerinmeleri (strain) de içeren düzlem sürekliliği (plane continuum) problemleri için genişletmiş ve geliştirmiştir. Reuss ise 1930 yılında bu çalışmayı 3 boyutlu sistemler için genişletmiştir. Von Mises 1928 [10] yılında önceki çalışmalarını genel akma fonksiyonlarını içeren rijit ve ideal plastik katılar için genişletmiş ve plastik gerinimlerin artımının yönü ile düzgün akma yüzeyi (smooth yield surface) ilişkisini açıklamaya çalışmıştır. Böylece akış teorisinde plastik durumdaki akma

fonksiyonunun (yield function) gerilme - gerinim ile olan ilişkisinin temel kavramını oluşturmuştur.

İdeal plastisiteye kıyasla pekleşen (hardening) malzemeler için artımlı bünye denklemlerinin (incremental constitutive relations) gelişimi çok yavaş olmuştur. 1928 yılında Prandtl [11] pekleşen malzemelerin genel ilişkisini açıklayan genel formülleri bulmak için çalışmalarda bulunmuştur. 1938 yılında Melan [12] bazı varsayımlarda bulunarak, söz konusu ideal plastisite konseptini artım ilişkileriyle verilen düzgün akma yüzeyi ile pekleşen katılar için genelleştirmiştir ve ideal plastik malzemeler ve pekleşen malzemeler için elastoplastik artımlı problemlerde önemli sonuçlardan bahsetmiştir.

1940 yılından sonra plastisite teorisi hızlı bir gelişme göstermiştir. 1949 yılında Prager düzgün akma fonksiyonu (smooth yield function) ile pekleşen malzemeler için plastik bünye denklemlerinin (plastic constitutive relations) genel çerçevesini çıkarmıştır. Drucker, 1951 yılında malzeme kararlılığı hakkındaki hipotezini açıklamıştır. 1953 yılında Koiter düzgün olmayan akma yüzeyleri (nonsmooth yield surface) için plastik gerilme-gerinim ilişkisini açıklamış ve bazı önemli sonuçlara ulaşmıştır.

Plastisite teorisi ile ilgili 1980 den önceki diğer detaylı araştırmalar, Zyczkowski tarafından yapılmıştır. Zyczkowski'nin çalışmaları plastisiteye bakış açısı ve plastisite teorisi ile ilgili tartışmalara zenginlik katmıştır.

Hemen hemen statik (Quasistatic) problemlerde elastoplastisiteye matematiksel ve sayısal bakış 1970 yılından sonraki çalışmalara dayanır. Sınır değerleri (Boundary values) ile ilgili ilk sistematik matematiksel çalışmalara Duvaut ve Lions tarafından yapılmıştır. Duvaut ve Lions elastik ve ideal plastik problemlerini değişken eşitsizlik (variational inequality) üzerine formüle etmiştir. Moreau daha çok geometrik bakış açısında bulunarak aynı konular üzerinde çalışmıştır. Johnson analizi iki aşamada yaklaşarak genişletmiştir. İlk aşama; hızı ihmal edilmiştir ve böylece problem zamandan bağımsız biçimde değişken eşitsizlik (variational inequality) durumuna gelmiştir. İkinci aşama ise hızı tekrar hesaba katarak yapılan çözümden meydana gelmektedir. Johnson'un elastik-ideal plastik durumdaki çalışmasına göre ayrık

sistemlerde (discrete in both time and space) gerilme en önemli değişkendir ve hata tahmininden (error estimate) türetilmiştir. Daha sonraki çalışmalarında Johnson [13] tamamen ayırık (fully discrete) sistemler için pekleşen elastoplastisite problemlerinde, sonlu elemanlar yaklaşımında bulunmuştur.

Kullanmış olduğu formölasyonda gerilme ve hız değişkendir. Benzer alışmalar ayrıca Hlavácek tarafından da yapılmıştır. Pekleşen plastisite problemleri için analiz ve sayısal analiz ile klasik yaklaşımları Bonnetieri Li ve Babuřka tarafından yapılmıştır. Han ve Reddy' nin son yıllardaki çalışmaları, pekleşen elastoplastik problemlerin matematiksel ve sayısal analizleri ile ilgili kapsamlı tanımlamalarda bulunmuşlardır [14].

5.2. Akma Kriteri

Elastisite limitini belirleyen koşul akma sınırırır. Herhangi gerilme kombinasyonlarının etkisi altında plastik deformasyonun başladığı sınır olarak da tanımlanabilir. Elastik bölgede oluşan deformasyon, uygulanan gerilme kaldırıldığında tekrar ilk önceki haline dönecektir. Akma sınırı aşıldığı takdirde ise uygulanan gerilme ortadan kaldırıldığında bir miktar deformasyon kalıcı olacaktır. Bu deformasyona plastik deformasyon, diğer bir deyişle kalıcı deformasyon adı verilir [14,16].

Tek boyutlu basit yükleme koşulunda akma kriteri, plastik deformasyonun başladığı gerilme değeri olarak belirlenebilir. Bu değer grafikte gösterilecek olursa nokta şeklinde görülecektir. İki boyutlu bir yükleme sisteminde akma eğri olacaktır. Üç boyutlu sistemlerde ise akma yüzey olacaktır. Yani akma kriteri uzayda akma yüzeyi (yield surface) olarak tanımlanacaktır. Eğer yükleme altında oluşan gerilme akma yüzeyi içindeyse malzemenin davranışı elastik olacaktır. Oluşan gerilme akma yüzeyi üzerindeyse plastik deformasyon meydana gelecektir. Akma yüzeyi matematiksel ifade ile gösterilecek olursa;

$$f(\sigma_{ij}) = f(I_1, I_2, I_3) = 0 \quad (5.1)$$

5.3. Plastiklik Potansiyeli ve Akış Kuralı (Flow Rule)

Plastisitenin temel problemi gerilme, akma yüzeyinin üzerindeyken plastik deformasyonun belirlenmesidir. En çok kullanılan yöntem plastik gerinim hızı (plastic strain rate) kabulüdür. Bu formül aşağıdaki gibi yazılabilir [10,12]:

$$d\varepsilon_{ij} \rho = d\lambda \frac{\partial g}{\partial \sigma_{ij}} \quad (5.2)$$

$$g = g(\sigma_{ij}) = g(I_1, I_2, I_3) = 0 \quad (5.3)$$

(5.2) denklemi plastik gerinim hızına dayanan temel akış kuralını ifade etmektedir. Bu akış kuralı, 1870 yılında St. Venant'ın metaller üzerinde yaptığı çalışmalara dayanmaktadır. Bu denklem nerdeyse bütün plastisite modellerinde kullanılmaktadır ve eş eksenli varsayım (coaxial assumption) olarak adlandırılmaktadır. Fakat son yıllardaki test çalışmaları ve çıkan dataların gösterdiği üzere bu denklemin zemin mekaniğinde geçerliliği onaylanmamıştır. Eğer plastik potansiyel (plastic potential), akma yüzeyi ile aynı ise plastik akış kuralı (5.2), birleşik akış kuralı (associated flow rule) olarak adlandırılır. Akma yüzeyi ile aynı değil ise ilintisiz akış kuralı (non-associated flow rule) denir.

5.4. Maksimum Kayma Gerilmesi Teorisi

Bu teoriye kısaca Tresca kriteri de denir ve sünek metal ve alaşımlarda doğruya yakın sonuç verir. Buna karşılık gevrek malzemelerde bu kriter doğru sonuç vermez. Tresca, yaptığı ekstrüzyon deneyleri sonucunda, plastik şekil değişimi başladığı anda, maksimum kayma gerilmesinin belirli bir değer aldığını görmüştür [15].

Asal gerilmeler Şekil 5.1' de tanımlandığı gibi $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ ile gösterilirse ($\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$), maksimum kayma gerilmesi

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (5.4)$$

olduğundan Tresca kriteri

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = c \quad (5.5)$$

şeklinde ifade edilebilir ($c = \text{sabit}$) σ_0 , basit kaymada ise kayma gerilmesi akma sınırı k ile gösterilirse

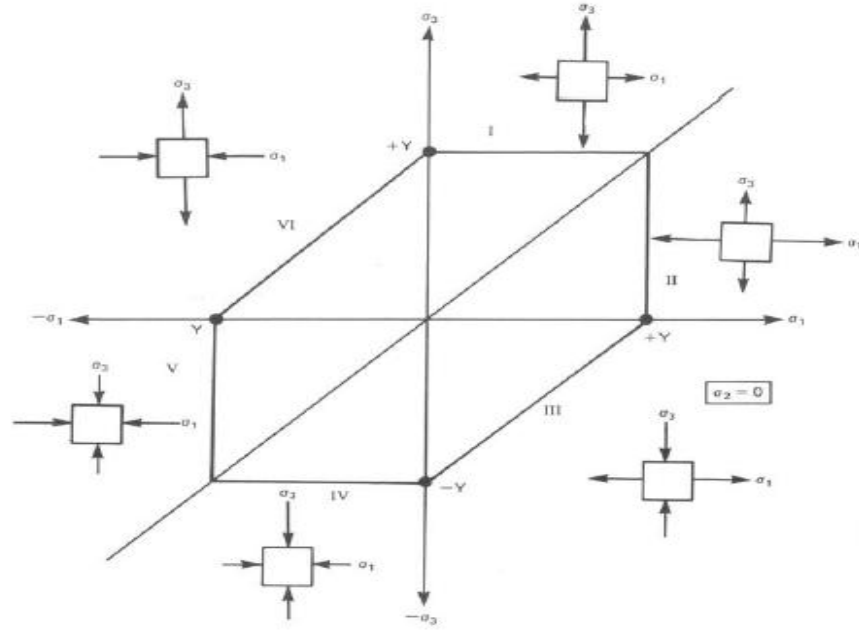
Basit çekmede $\sigma_1 = \sigma_0$ $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$

Basit çekmede $\sigma_1 = \sigma_3 = k$ $\sigma_2 = 0$

olduğundan, (5.5) denklemi

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_0 = 2k \quad (5.6)$$

olarak ifade edilebilir.



Şekil 5.1: Düzlem Gerilme için Tresca Akma Kriterinin Gösterimi ($\sigma_2 = 0$).

5.5. Von Mises Akma Kriteri (Biçim Değiştirme İşi Teorisi)

Von Mises, Hencky ve Huber tarafından ileri sürülen bu kritere göre, cisim içindeki bir noktada biçim değiştirme işi belirli bir değere eriştiği anda akma baslar [15]. Birim hacim başına biçim değiştirme işi

$$w_d^e = \frac{1}{2G} J_2 \quad (5.7)$$

olduğundan, bu denklemde gerilme katsayısı olan

$$J_2 = -\frac{1}{6} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]$$

yerine konduğu takdirde, biçim değiştirme işi teorisine göre

$$-\frac{1}{12G}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] = c$$

yazılabilir (c = sabit). Basit çekmede $\sigma_0^2 = \sigma_3 = 0$ ve akma başlangıcında $\sigma_1 = \sigma_0$ olduğundan $c = \frac{\sigma_0^2}{6G^2}$ bulunur. Böylece biçim değiştirme işi teorisi

$$[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{1/2} = \sqrt{2}\sigma_0 \quad (5.8)$$

şeklinde ifade edilir.

Basit kaymada, kayma gerilmesi akma sınırı k ile gösterilirse, $\sigma_1 = -\sigma_3 = k$ ve $\sigma_2 = 0$ olduğundan, biçim değiştirme işi teorisi k cinsinden

$$[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] = 6k^2 \quad (5.9)$$

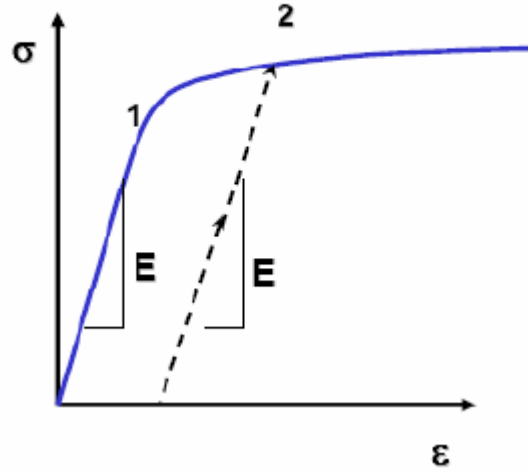
şeklinde yazılır. Denklem (5.8) ve (5.9)' dan

$$k = \frac{1}{\sqrt{3}}\sigma_0$$

bulunur. Maksimum kayma gerilmesi teorisine göre $k = \frac{\sigma_0}{2}$ idi. Her iki değer arasındaki fark %15.5' dir. Bu iki kriter arasındaki en büyük farktır.

5.6. Pekleşme (Hardening)

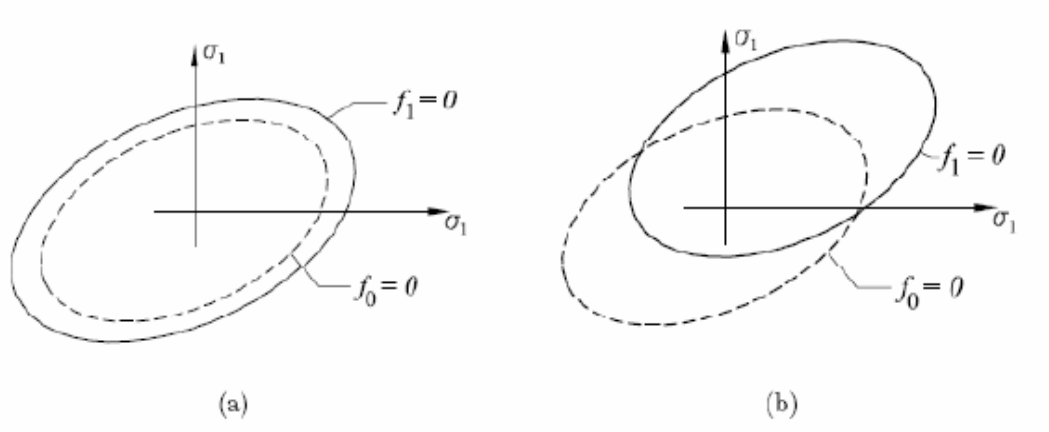
Metallerin uygulanan yükler altında elastik bölgeyi geçerek kalıcı şekil değişimine uğraması ve buna bağlı olarak mukavemet değerlerinin artmasına pekleşme adı verilir. Diğer bir ifade ile pekleşmenin anlamı, akma yüzeyinin şeklinin ve boyutunun plastik deformasyon (yükleme) süresince değişmesidir.



Şekil 5.2: Gerilme - Gerinim Eğrisi

Şekil 5.4' de verilen gerilme - gerinim grafiğinde malzeme için 1 noktası elastik sınır kabul edilirse ve malzeme bu sınırın üzerinde yüklenip yük kaldırılırsa malzemede plastik deformasyon meydana gelmiş olur. Malzemeye tekrar yük uygulandığında, malzemenin elastik sınırının 1 noktasından 2 noktasına geldiği görülür. Böylece plastik deformasyonla malzemenin mukavemeti arttırılmış olur. Bu işlem literatürde şekil değiştirme pekleşmesi olarak tanımlanır.

Pekleşme genelde gelişigüzel olmaktadır ve tam olarak tanımlanması çok zordur. Bu yüzden izotropik ve kinematik olmak üzere iki farklı şekilde tanımlanmıştır. İzotropik pekleşme durumunda, plastik yükleme devam ederken, akma yüzeyi her yönde eşit miktarda ve şekilde genişlemektedir. Kinematik pekleşme durumunda ise Baushinger etkisi gözlemlenmektedir [17]. Akma yüzeyleri Şekil 5.3' de şematik olarak da gösterilmektedir.



Şekil 5.3: İzotropik (a) ve Kinematik (b) Pekleşme için Akma Yüzeyleri

6. BİR TAŞITIN MATEMATİKSEL OLARAK MODELLENMESİ

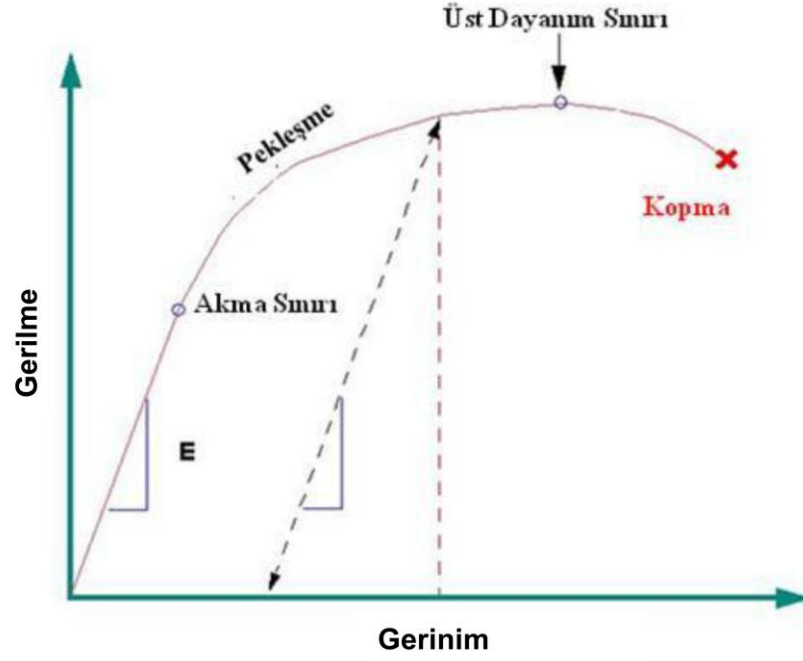
6.1. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu Elemanlar Yöntemi, karmaşık olan mühendislik problemlerinin daha basit alt problemlere ayrılarak her birinin kendi içinde çözülmesiyle tam çözümün bulunduğu bir çözüm şeklidir. Yapısal analizlerde, karmaşık yapı sonlu eleman olarak adlandırılan çok sayıdaki parçaya bölünür, elemanlar birbirine düğüm noktalarında bağlıdır [18]. Her bir düğüm noktası üç ötelenme, üç dönme olmak üzere altı serbestlik derecesine sahiptir. Tamamıyla düğüm noktalarından oluşan bir yapı ele alınır, sistemin düğüm noktası sayısı kadar serbestlik derecesi olacaktır. Gerçekte ise bir yapı sonsuz sayıda serbestlik derecesine sahiptir. Sonlu elemanlar yöntemi ise sürekli bir yapının davranışını sonlu sayıdaki düğüm noktası (serbestlik derecesi) ile tahmin etmeye yarar ve genelde sonuçlar gerçektekine benzer çıkmaktadır.

6.2. Doğrusal Olmayan Sistemlerin Çözümü

Sistemin, doğrusal denge denklemi ile çözülemediği durumlara doğrusal olmayan davranış denir ve Hooke eşitliği yeterli olmaz. Bu yüzden sistem birden fazla adımda yüklenir. Her yükleme belli sayıda yenileme (iterasyon) ile tekrar edilerek sonuca belli bir hata ile yakınsanmaya çalışılır.

Buna örnek olarak malzemenin doğrusal olmayan davranışı gösterilebilir. Sonlu elemanlar modelinde kullanılan eleman akma sınırının üzerine çıktığı zaman üzerindeki yükler, eleman direngenliği ile yer değiştirmesinin çarpımına eşit değildir.



Şekil 6.1 Malzeme gerilme - gerinim eğrisi

Eleman üzerindeki gerilme değerleri akma sınırını aştığında malzeme doğrusal olmayan davranış göstermeye başlar (Şekil 6.1). Bu plastik davranış olarak adlandırılır. Sonlu elemanlar modelindeki eleman üzerindeki deformasyonlar büyük ölçüde kalıcı deformasyonlardır.

6.3. Doğrusal Olmayan Dinamik Sistemlerin Çözümü

Sıklıkla karşılaşılan bir başka sonlu elemanlar uygulaması da doğrusal olmayan dinamik sistemlerin çözümüdür. Açık (explicit) kod ile çözülürler. Açık kod kullanılan çözümlerde sistemin katılık matrisi oluşturulmadığı için bu çözümün daha sade olmasını sağlar. Sistem büyük deformasyonlar gösterdiği ve malzemenin plastik bölgesinde seyrettiği için malzemenin doğrusal olmayan davranışı söz konusudur. Yükleme şartları her zaman aralığı için farklı olduğundan doğrusal sistemlerdeki gibi denge hali araştırılmaz. Buna karşılık, yükleme belirli bir zaman bölgesinde (time domain) etki ettiği için bir hareket denklemi yazılır ve bu denklem belli zaman aralıklarında çözülür.

Açık kodların dezavantajı sistemin kararlılığı açısından modeli küçük zaman aralıklarında çözme gerekliliğidir. Zaman aralığı büyürse çözümde oluşan hata payı da artar.

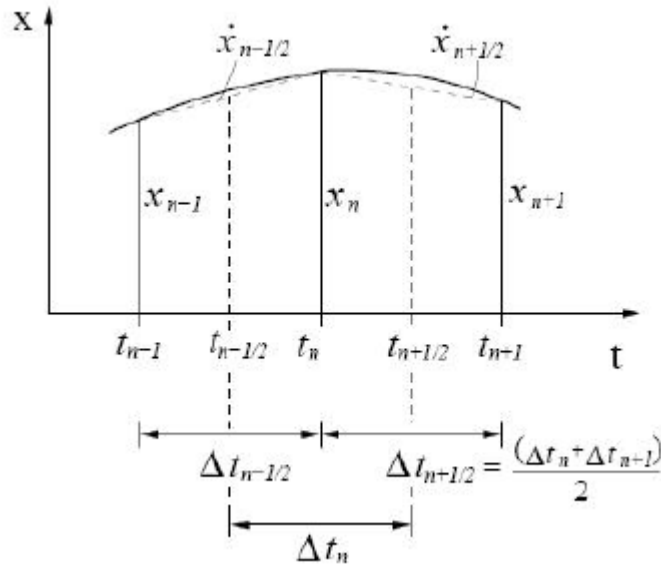
Dinamik sistemlerin çözümü için temel dinamik denge denklemi esas alınmaktadır.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (6.1)$$

Denklem bir adi diferansiyel eşitlik olup zaman kümesinde merkezi farklar yöntemi (Central Difference Method – CDM) kullanılarak çözülebilmektedir.

6.3.1. Merkezi farklar yöntemi

Doğrusal olmayan dinamik sistemlerin çözümü için en sıklıkla kullanılan yöntemdir (Şekil 6.2).



Şekil 6.2 Merkezi Farklar Yöntemi [23]

$$x_{n+1} = x_n + \dot{x}_{n+\frac{1}{2}}\Delta t_n \quad (6.2)$$

$$\dot{x}_{n+\frac{1}{2}} = \dot{x}_{n-\frac{1}{2}} + \ddot{x}_n\Delta t_n \quad (6.3)$$

Yukarıdaki iki denklem ile birlikte dinamik denge denklemi aşağıdaki şekli alır.

$$[M]\{\ddot{X}_n\} + [C]\{\dot{X}_n\} + [K]\{X_n\} = \{F_{dış}(t_n)\} \quad (6.4)$$

[M] : Kütle matrisi,

[K] : Katılık matrisi,
[C] : Sönümleme matrisi,
{F_{dış}} : Dış kuvvetler vektörüdür.

$$[K]\{X_n\} = \{F_{iç}(t_n)\} \quad (6.5)$$

{F_{iç}} iç kuvvetleri temsil etmekte ve denklem 6.5’de olduğu gibi katılık matrisi ve yapının deformasyonu ile ifade edilmektedir. Sistemin çözülmesi sırasında yapıya etkiyen diğer kuvvetler de hesaba katıldığında doğrusal hızlar için genel hareket denklemi şu şekilde olur.

$$[M]\left\{\frac{\partial \theta}{\partial t}\right\} = \{F_{dış}\} - \{F_{iç}\} + \{F_{gövde}\} + \{F_{hgr}\} + \{F_{kontak}\} \quad (6.6)$$

Bu denklemde;

{F_{gövde}} : Gövde kuvvetleri,
{F_{hgr}} : Hourglass kuvvetleri,
{F_{kontak}} : Modeldeki parçalar arasında oluşan kontak kuvvetleridir.

6.3.2. Açık kodda zaman aralığı

Açık kodlarda zaman aralığı modelde en küçük zaman aralığına sahip elemana göre belirlenir. Genelde bir sonlu elemanın zaman aralığı sesin eleman içerisinden geçerken harcadığı zaman olarak ifade edilir. Teknik olarak, dalganın bir zaman aralığında birden fazla elemanı geçmemesine dikkat ederek zaman aralığı seçilmesi gerekmektedir. Bu durumda zaman aralığı karakteristik eleman boyutunun akustik dalga hızına oranıdır. Aşağıda bulunan eşitlikle tek boyutlu bir eleman için yazılan zaman aralığı formülasyonu gösterilmektedir.

$$\Delta t = \frac{L_c}{c} \quad (6.7)$$

Bu eşitliğe Courant, Freidrichs ve Lewy’den dolayı CFL şartı denmektedir.

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\theta^2)}} \quad (6.8)$$

c : Ses hızı
E : Malzemenin elastisite modülü
ρ : Malzemenin yoğunluğu

ϑ : Poisson oranı

L_c : Karakteristik eleman boyu olup her eleman tipine göre değişik formüller ile hesaplanmaktadır.

6.7 ve 6.8 denklemleri gösteriyor ki zaman aralığı malzemenin boyutu ve malzemenin fiziksel özelliklerinden yoğunluğu ile ters orantılı, malzemenin sertliği(hardness) ile doğru orantılıdır.

6.3.3. Sayısal hesaplama yöntemi

Bu çalışma dahilinde, çözücü olarak kullanılan RADIOSS sonlu elemanlar programının temel aldığı hesaplama yöntemi, Şekil 6.3' de de gösterildiği gibi özetlenebilir. Buna göre;

1. Belirli bir zaman adımındaki deplasman, hız ve ivme için dış kuvvetler düzenlenir ve uygulanır.
2. Geçiş elemanları (loop over) uygulanır. İç ve Hourglass kuvvetler ile sonraki zaman adımı hesaplanır. Bu döngü için prosedür şu şekildedir:

- Ara deplasman için intrinsic koordinat sisteminde Jacobian matrisi hesaplanır.

$$\left. \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right|_t = F_{\xi}^{-1} \left. \frac{\partial \Phi}{\partial \xi} \right|_t \quad (6.9)$$

- Birim şekil değiştirme oranı (strain rate) hesaplanır.

$$\dot{\epsilon}_{ij} = \left(\frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right) \dot{x} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \quad (6.10)$$

- Gerilme oranı (Stress rate) hesaplanır

$$\dot{\sigma}_{ij} = f(\dot{\epsilon}, \text{malzeme modeli}) \quad (6.11)$$

- Açık (explicit) zaman integrasyonu kullanılarak Cauchy gerilmeleri hesaplanır.

$$\sigma(t + \Delta t) = \sigma(t) + \dot{\sigma}(\Delta t) \quad (6.12)$$

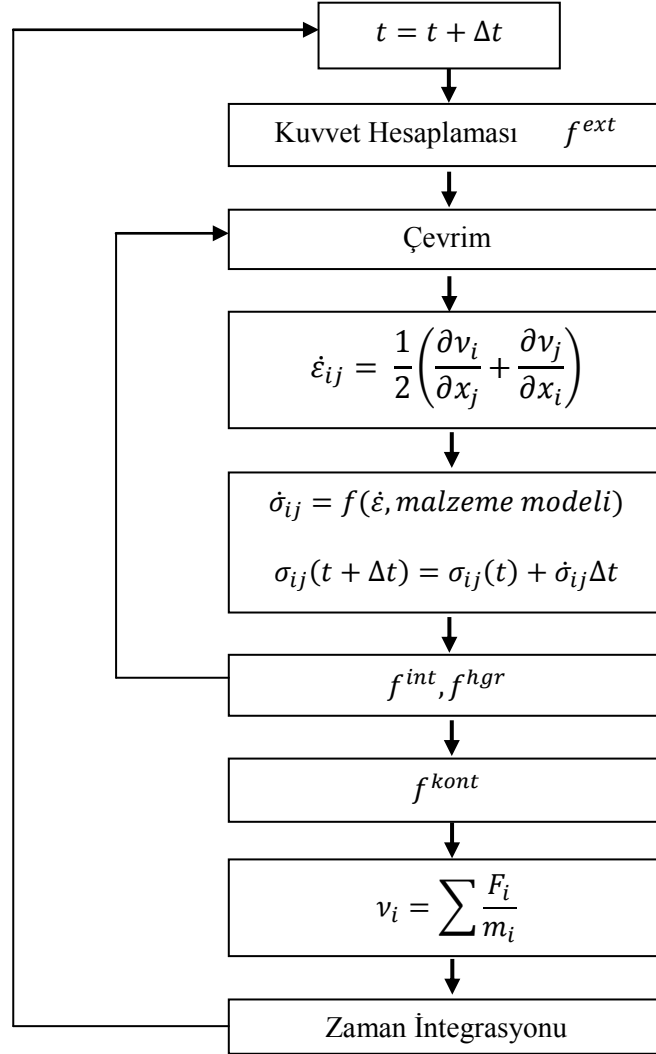
- İç ve Hourglass kuvvet vektörleri hesaplanır.
- Eleman veya düğüm noktası zaman adımı kullanılarak bir sonraki zaman adımı hesaplanır.

3. Her bir eleman için iç ve Hourglass kuvvetler hesaplandıktan sonra program algortiması her ara yüzey için kontak kuvvetlerini hesaplayarak ilerler.

4. Bütün kuvvetler bulunduktan sonra, kütle matrisi ve dış kuvvetler kullanılarak yeni ivmeler hesaplanır.

$$\dot{v}_i = M^{-1}(f_{ext}^i - f_{int}^i) \quad (6.13)$$

5. Son olarak hız ve deplasman integrasyonu yeni değerler kullanılarak uygulanır.



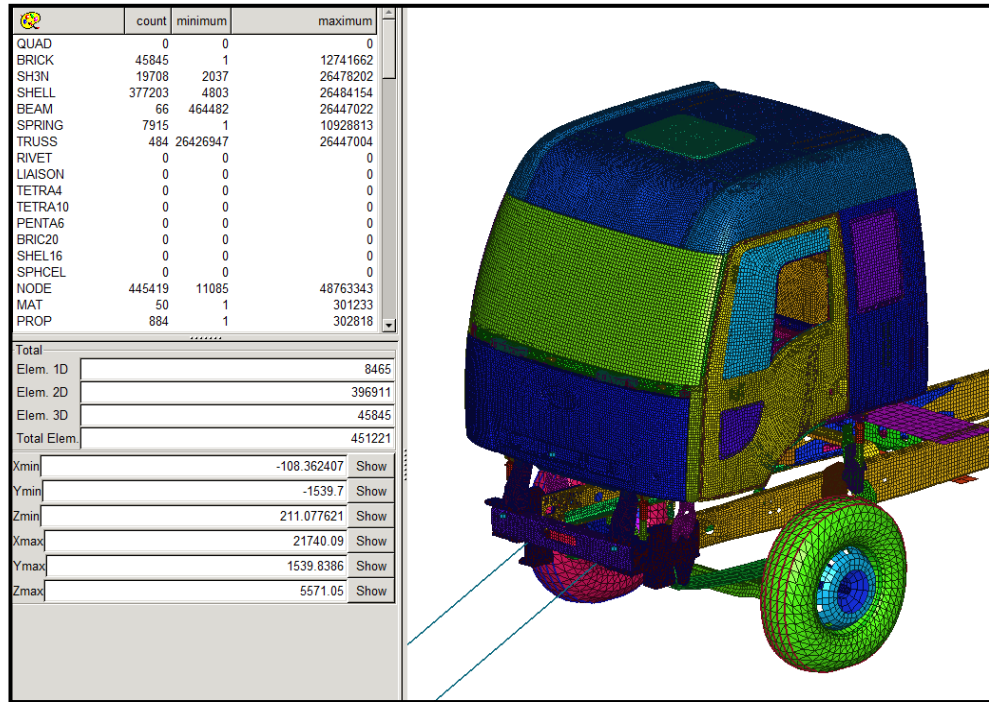
Şekil 6.3 Sayısal Döngü [21]

6.4. Ağır Ticari Taşıtın ECE R29 Regülasyonu Önden Çarpma Analizi

Bu çalışma bir ağır ticari taşıtın sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak modellenmesi, oluşturulan modele ECE R29 önden çarpma koşullarının uygulanması, analiz edilmesi, sonuçların değerlendirilmesi, çıkan problemlerin temel nedenlerinin araştırılması ve bu temel nedenlere uygun önlemlerin alınarak regülasyon isterlerinin sağlanması şeklinde tamamlanacaktır.

6.4.1. Taşıtın sonlu elemanlar modelinin hazırlanması

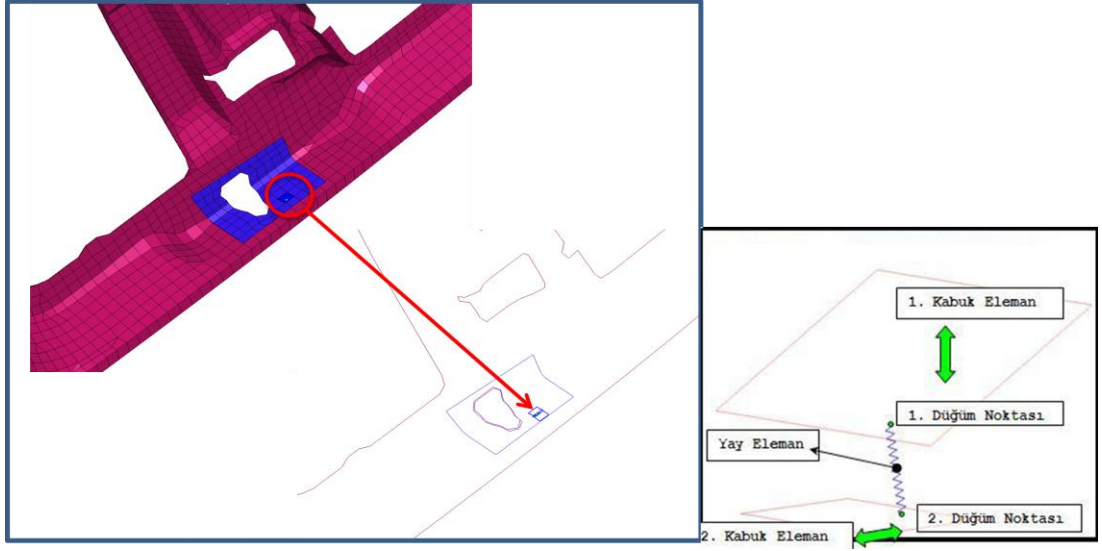
Bu bölümde hazırlanışı anlatılacak olan sonlu elemanlar modeli N3 sınıfı ağır ticari aracın ECE R29 regülasyonuna uygun gerçek ölçekli önden çarpma testini temsil etmektedir. Model, detayları Şekil 6.4’ de gösterildiği şekilde toplamda 451221 eleman ve 445419 düğüm noktasından oluşmaktadır.



Şekil 6.4 Modeli oluşturan eleman detayları

Aracın geometrisi “Altair Hypermesh” önışlemcisinde sonlu elemanlara bölünmüştür. Ardından “Altair Hypercrash” yazılımında elemanların malzeme, kesit ve eleman formülasyonu özellikleri girilmiş ve sabitlemeler, ağırlık dengelemesi, ilk hız gibi sınır şartları tanımlanmıştır.

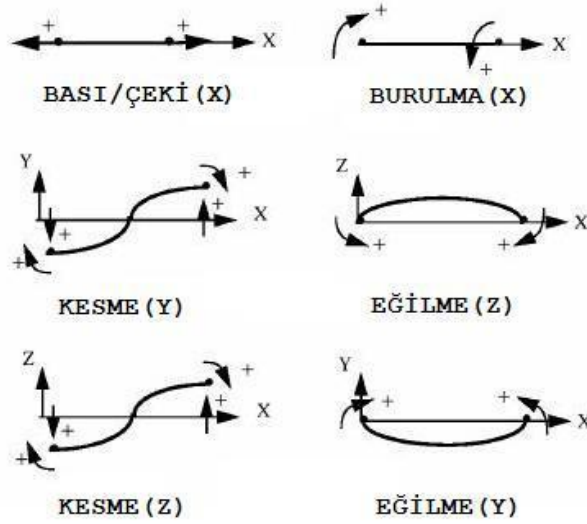
Önden çarpma testinde önemli rol oynayan parçalar (gövde sacları, kapılar, vs) geometriyi daha iyi yakalayabilmek ve hata payını en aza indirebilmek için ortalama eleman boyutu 10 mm olacak şekilde genellikle dörtgen kabuk elemanlardan (SHELL ve SH3N) oluşmaktadır. Deformasyonun az görüldüğü şasi ve ona bağlı alt yapılarda ise hesaplama zamanını azaltmak amacıyla eleman boyutu olarak ortalama 20-25 mm seçilmiştir. Bağlantı parçalarında (punta kaynağı, ark kaynağı, cıvata, yapıştırma) bağlantının tipine göre yay (SPRING), çubuk (BEAM) ve rijit (RBODY) elemanlar kullanılmıştır. Bu bağlantı yapılarından punta kaynağının rastgele seçilen bir parça üzerindeki yay eleman kullanılarak hazırlanan modeli Şekil 6.5’ de net bir şekilde gösterilmektedir.



Şekil 6.5 Punta kaynak tipinin yay kullanılarak modellenmesi

Punta kaynağı modellenmesinde kullanılan yay eleman RADIOSS’ ta çubuk tipli yay ismiyle geçen tip 13 yay elemandır. Yay elemanın mekanik özellik kartında eleman lokal koordinat takımında altı serbestlik derecesi için altı deformasyon modu tanımlanabilmektedir [19]. Bu modlar;

- Basma/ çekme (x ekseni)
- Burulma (x ekseni)
- Eğilme (y ve z ekseni)
- Kesme (y ve z ekseni)

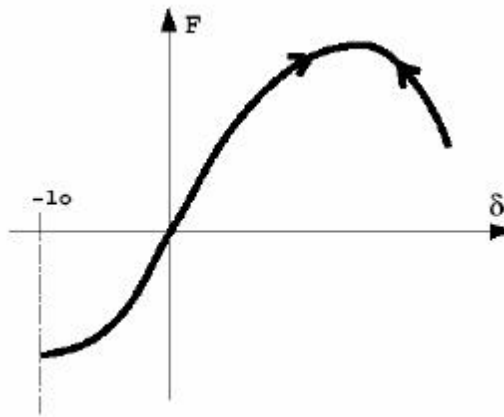


Şekil 6.6 Çubuk tipi yay elemanın deformasyon modları [19]

Yay elemanın doğrusal davranış gösterdiği durumlarda kütle, yay direngenliği (k) ve damper etkisi (c) sabit olacağından bu katsayıları tanımlamak yeterlidir.

$$F = f(l - l_0) + c \frac{dl}{dt} \quad (6.14)$$

Fakat genelde punta kaynak formülasyonunda kullanılan yay elemanlar doğrusal olmayan davranış sergilediklerinden her deformasyon modu (Şekil6.6) için doğrusal olmayan kuvvet – uzama (F-x) eğrileri tanımlanmaktadır (Şekil 6.7). Doğrusal olmayan davranıştaki yay elemanlarda kütle (m) ve damper etkisi (c) sabittir.



Şekil 6.7 Doğrusal olmayan yay elemanın kuvvet-uzama grafiği [19]

Yay elemanın mekanik özellik kartında üç doğrusal (T_x , T_y , T_z) ve üç dairesel (R_x , R_y , R_z) serbestlik derecesi için yükleme ve boşaltma eğrileri tanımlanabilmektedir.

Bu eğrilerle girilen maksimum dayanım ve uzama değerleri aynı zamanda punta kaynağının ilgili deformasyon modundaki davranışını belirler. Bu sayede punta kaynak için kopma tanımlanabilmektedir. Eleman boyutu açısından daha önceden edinilen tecrübelerle dayanarak zaman aralığı konusunda sorun yaşamamak için 4 mm' nin altında eleman kullanılmamaya özen gösterilmiştir.

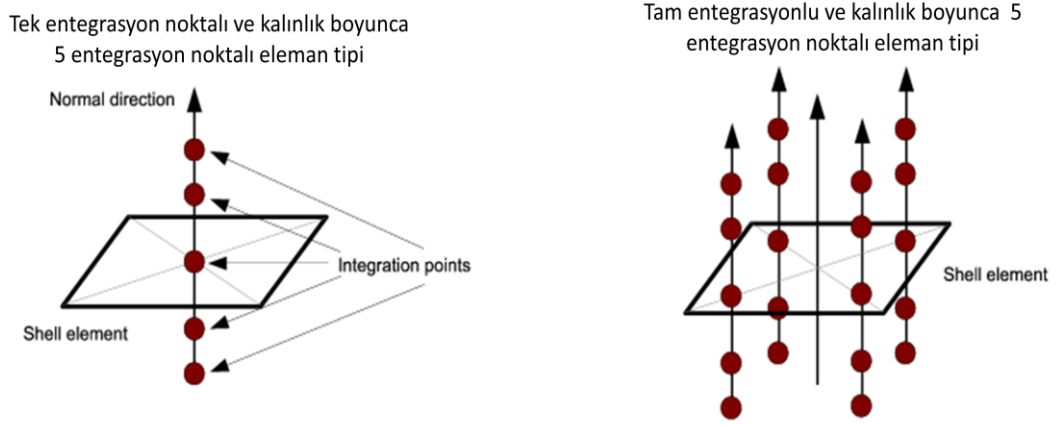
Deforme olabilen çoğu parçada dört düğüm noktalı Belytschko-Tsay kabuk eleman formülasyonu (PROP/SHELL Ishell=1-4) kullanılmıştır. Elemanın özelliği, eleman merkezinde tek bir entegrasyon noktası bulunmasıdır. Düşük entegrasyonlu elemanlar hesaplama maliyetlerini ve eleman direngenliğini azaltır böylece öngörülen gerilme değerleri daha hassas hesaplanır [20].

Fakat eleman, "Hourglass" ismi verilen bir problemi beraberinde getirmektedir. Bazı deformasyon durumlarında elemanın düğüm noktaları deformasyon gösterdiği halde, tek entegrasyon noktasında hesaplanan iç enerji ve toplam kuvvet sıfır çıkmaktadır. Bu duruma "sıfır enerji modu" veya "Hourglass modu" denir. Çözücü, Hourglass deformasyonunu karşılamak için kuvvet uygular. Bu, sisteme iç enerji müdahalesi demektir ve sistem üzerinde yapay bir kuvvet artışı şeklinde gözlenebilir [21]. Hourglass kaynaklı enerjinin modelin toplam enerjisinin %10' unu aşmaması istenir. Bu nedenle, modelde Hourglass enerjisinin kritik değeri geçip geçmediği takip edilmiştir.

Taşıtın daha fazla enerji sönümlediği veya yük taşıdığı bölgelerde deformasyon karakteristiğini doğru yakalayabilmek için bazı parçalarda "tam entegrasyonlu elemanlar" kullanılmıştır (PROP/SHELL Ishell=12, QBAT/DKT18). Bu eleman formülasyonunun özelliği eleman yüzeyinde dört Gauss noktası belirleyerek elemanın iç enerjisini ve deformasyonu bu noktaların ortalaması şeklinde hesaplamasıdır. Bu yüzden enerjinin kontrol edildiği birden fazla nokta olduğu için Hourglass deformasyonu gözükmez.

Modeldeki kabuk elemanların eğilme direnci gösterebilmeleri için kabuk kalınlığı boyunca birden fazla entegrasyon noktası seçilmelidir çünkü eleman kalınlığı boyunca tek entegrasyon noktasına (N=1) sahip elemanlar zar gibi davranırlar.

Bugün, hesaplama zamanı ve çözücü işlemcilerinden maliyeti göz önüne alındığında, sonlu elemanlar uygulamalarında kalınlık boyunca beş entegrasyon noktalı elemanlar (N=5) standart haline gelmiştir. Kalınlık boyunca bulunan beş entegrasyon noktası Şekil 6.8’ de gösterilmektedir.



Şekil 6.8 Tam ve Tek entegrasyon noktalı eleman üzerinde kalınlık boyunca uzanan 5 entegrasyon noktası

Modelde birden fazla malzeme tipi ve özelliği kullanıldı. Bunlardan bir tanesi elastik malzeme modelidir. Bu malzeme modeli salt elastik davranan veya akma noktasını aşmayan malzemelerde kullanılmaktadır. Hook kanunu sadece iki parametreye ihtiyaç duyar; elastiklik veya Young modülü (E) ile Poisson oranı (ν). Bunların yanında parçanın kütlelerinin hesaplanabilmesi için yoğunluk (ρ) girilir. Bu modelin en çok kullanıldığı yerler; rijit davranması istendiği için rijit eleman ile birleştirilen parçalar, deformasyon davranışına etkisi olmayan parçalar, sadece kontağı yakalaması için modele eklenen çok ince kabuklardır. Modeldeki elastik parçaların malzeme kartından alınan örneği Şekil 6.9’ da gösterilmektedir.

```
#--1---|---2---|---3---|---4---|---5---|---6---|---7---|---8---|---9---|---10---|
/MAT/ELAST/1/rigid
#   Init. dens.      Ref. dens.
      7.86e-06|              0
#           E          Nu
      210              0.3
```

Şekil 6.9 Elastik malzeme özellikleri

Kullanılan diğer bir malzeme tipi ise Johnson-Cook malzeme modelidir. Çarpışma testlerinde özellikle çarpışma bölgesi içerisinde kalan parçalarda yüksek deformasyon ve pekleşme gözlemlenir. Deformasyonlar malzemenin gerilme-

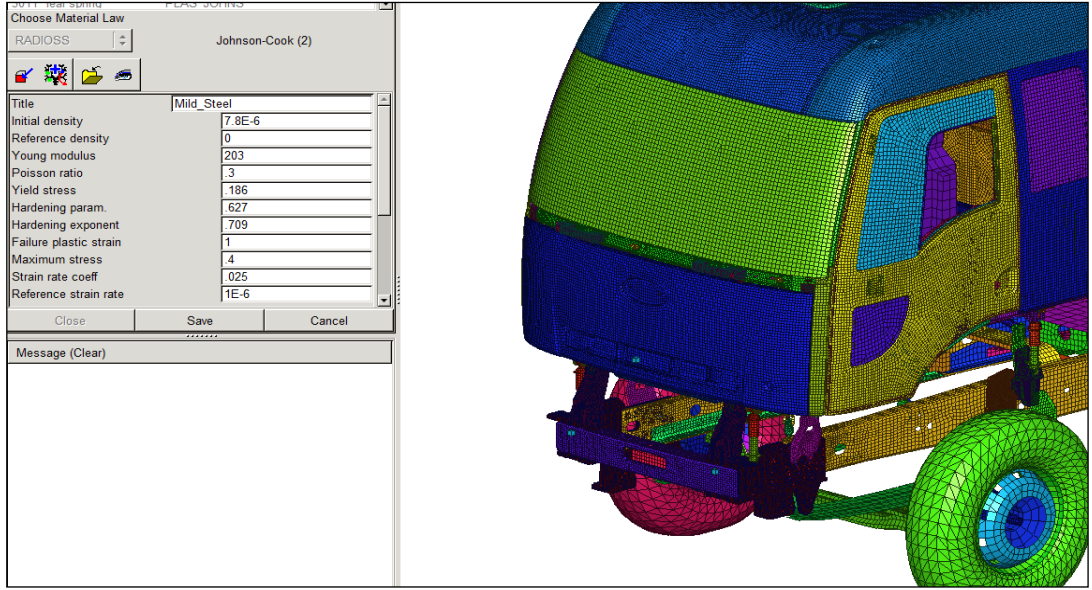
gerinme eğrisinin plastik bölgesinde yani kalıcıdır. Akma noktasının üzerine çıkılmış olduğundan malzemenin deformasyon eğrisi doğrusal yerine paraboliktir. Simülasyonun gerçekçi olması için bu eğri, malzemenin gerçekteki gerilme-gerinme eğrisine mümkün olduğunca yakın olmalıdır. Fakat bu eğriye yakın olmak tek başına yeterli değildir. Çarpışma durumlarında malzemelerin deformasyonu kadar deformasyon hızları da büyük önem taşımaktadır. Zira çarpışmalarda çok değişik hızlarla karşılaşmaktadır. Değişik hızlar altında malzemenin davranışı da çeşitli olacağından modelin gerçekçiliği için malzeme modelinin farklı hızları simüle edebilmesi gerekmektedir. Bu nedenlerle dolayı taşıtın sonlu elemanlar modelinde genel kullanılan malzeme model Johnson-Cook' tur. Johnson- Cook malzeme modelinin matematiksel gösterimi;

$$\sigma = (a + b\varepsilon_p^n) \left(1 + c \ln \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0}\right) (1 - T^m) \quad (6.15)$$

- σ : Normal gerilme (elastik ve plastik gerilme beraber),
- a : Akma gerilmesi,
- b : Pekleşme modülü,
- n : Pekleşme üstü,
- c : Gerinme hızı katsayısı,
- ε_p : Plastik gerinme (gerçek gerinme),
- $\dot{\varepsilon}$: Gerinme hızı,
- $\dot{\varepsilon}_0$: Referans gerinme hızı,
- m : Sıcaklık üstü,

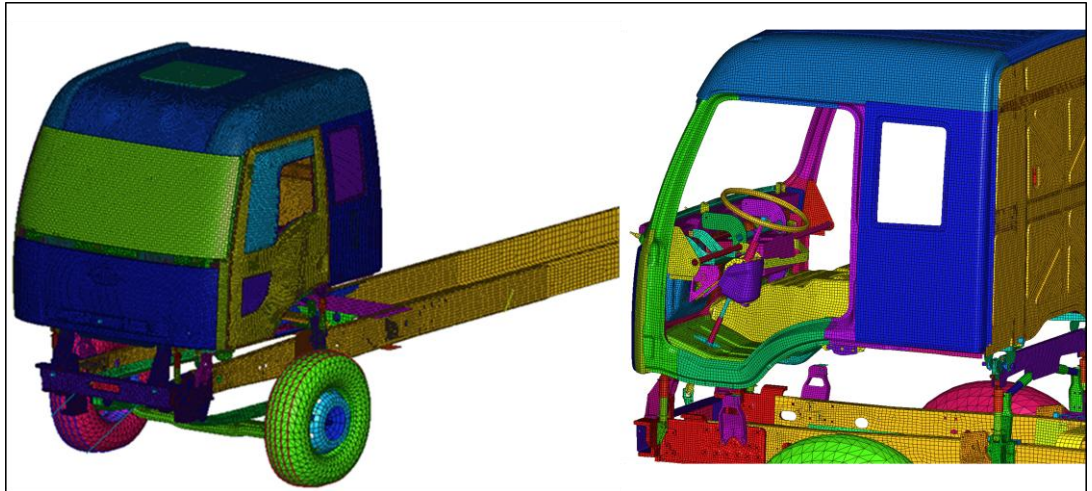
$$T = \frac{T - 298}{T_{ergime} - 298}$$

Modelde kullanılan Johnson – Cook malzeme modelinde sıcaklık etkisi ihmal edilmiştir. Bu ihmalle hazırlanan örnek malzeme modelinin gösterimi Şekil 6.10' da verilmiştir.



Şekil 6.10 Johnson – Cook malzeme modeli

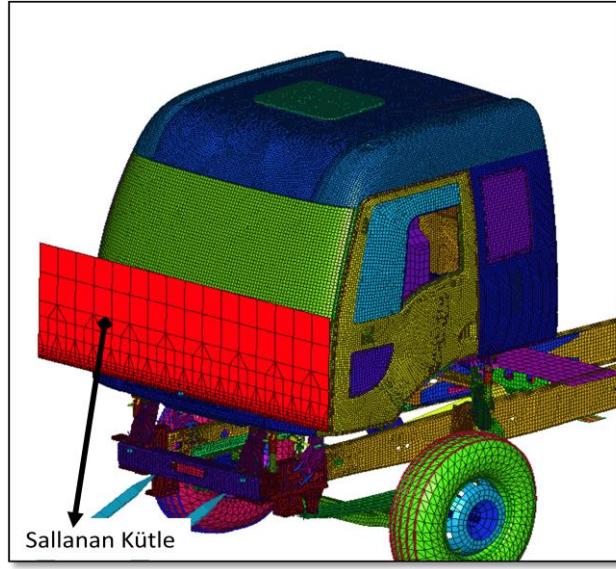
Modeli sadeleştirmek amacıyla deformasyona etkisi olmayan ve çarpma esnasında rijit gövde hareketi yapan parçalar (motor, motor aktarma organları) modele dahil edilmemiştir. Yalnız, aracın kütle dağılımının gerçek ile aynı olabilmesi için bu parçaların kütle, ağırlık merkezi ve atalet değerleri modele dışarıdan girilmiştir. Tamamlanmış araç modeli Şekil 6.11’ de tam olarak gösterilmektedir.



Şekil 6.11 Taşıtın tam boyutlu sonlu elemanlar modeli

6.4.2. Taşıt modeline regülasyon koşullarının uygulanması

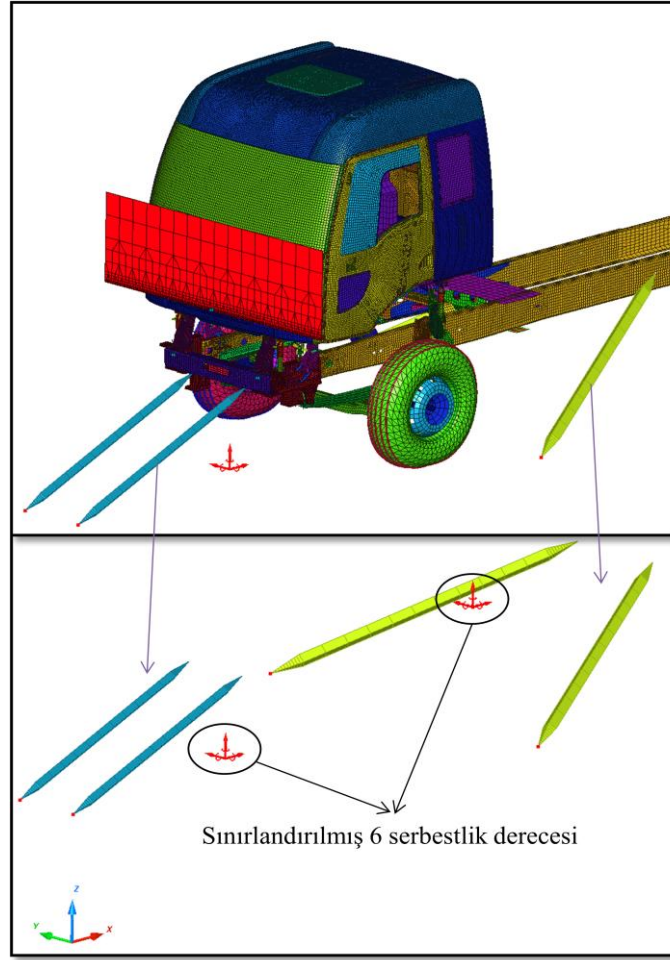
Bütün yapısal ve enerji sönümleyen parçalar detaylı bir şekilde modellenmiştir. Hazırlanan modele öncelikle Şekil 6.12’ de gösterilen ve regülasyona göre araca çapması gereken sallanan kütle gerçek boyutlarında hazırlandı ve modele eklendi. Sallanan kütle için araç ile temas girmesi planlandı ve buna göre temas model parametreleri tanımlandı.



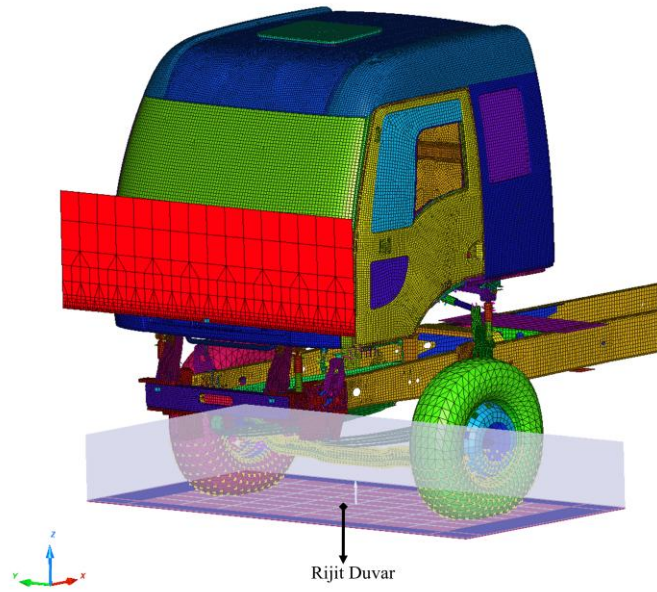
Şekil 6.12 Sallanan Kütle

Sallanan kütle için ağırlığı regülasyonda tanımlanan ağırlık baz alınarak 1700 kg olarak belirlendi. Bu kütle için ilk hızı yine regülasyonda tanımlanan enerji olan 45 kJ’ ü barındırabilmesi için 7.28 m/s olarak atandı.

Daha sonra araç regülasyonda tanımlanan şekilde şasi kısmından halatlar tras (truss) elemanlar kullanılarak ve bu tras elemanların yer bağlantı noktalarının 6 serbestlik derecesi sınırlandırılarak Şekil 6.13’ de gösterildiği şekilde yere sabitlendi. Tras bağlantı açıları regülasyonun tanımladığı açılara uygun olacak şekilde düzenlendi ve tras uzunluğu bu açı sınırlamalarına göre belirlendi. Aracın yer ile temasını simüle edebilmek için yeri temsil eden ve aracın tekerlekleri ile temas halinde olan rijit duvar Şekil 6.14’ de gösterildiği şekilde oluşturuldu. Tüm modelleme işlemleri tamamlandıktan sonra model son kontrol aşamalarından geçirilerek çözüm aşamasında problem yaratabilecek hatalardan arındırıldı. Bu sayede oluşturulan sonlu elemanlar modeli analiz edilmeye hazır hale getirildi.



Şekil 6.13 Aracın yere sabitlenmesi



Şekil 6.14 Rijit Duvar araç entegrasyonu

7.MODELİN ÇÖZDÜRÜLMESİ VE DEĞERLENDİRİLMESİ

7.1. Modelin Çözdürülmesinde Kullanılan Parametreler

Modelin çözdürülmesi için RADIOSS V4.4_SPMD (Production) kullanılmıştır. RADIOSS otomotiv sektöründe sıklıkla kullanılan bir sonlu elemanlar yazılımı olup, açık ve kapalı zaman entegrasyonlu kodları Lagrangian, Eulerian veya Arbitrary Euler- Lagrangian formülasyonları ile birlikte kullanmaktadır. Mekanik, yapısal, akışkanlar mekaniği ve sıvı – katı etkileşim problemlerini dinamik ve statik yükler altında çözer. Yapılar, doğrusal olmayan malzeme davranışı ile büyük deformasyon ve yüksek deformasyon hızlarına maruz kalabilirler [22]. Model çoklu işlemci desteği olan SPMD (Single Program Multiple Data) tekniği kullanılarak 16 adet işlemci ile çözdürülmüştür. Analiz zamanı olarak 150 ms seçildiğinde koşturma süresi 16 işlemcilik bir konfigürasyon ile 9-9.5 saattir. Aşağıda modeli oluşturma, koşturma ve sonuçları değerlendirme aşamalarında kullanılan yazılımlar Çizelge 7.1’de listelenmiştir.

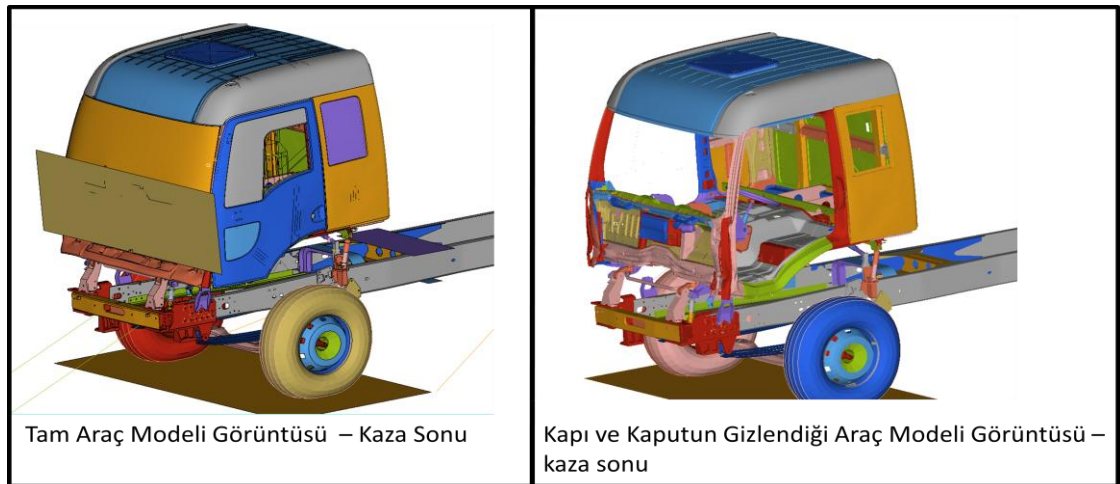
Çizelge 7.1 Model hazırlama ve değerlendirme boyunca kullanılan yazılımlar

Yazılım Amacı	Yazılım İsmi	Kullanım sebebi
Ön İşlemci	Altair HyperMesh	Mesh işleminin yapılması
Ön İşlemci	Altair HyperCrash	Modelleme koşullarının entegrasyonu
Çözücü	RADIOSS	Doğrusal olmayan dinamik açık kod
Son İşlemci	Envision	Animasyon görüntülenmesi
Son İşlemci	TH++	Eğrilerin çıkartılması

7.2. Sonuçların Değerlendirilmesi

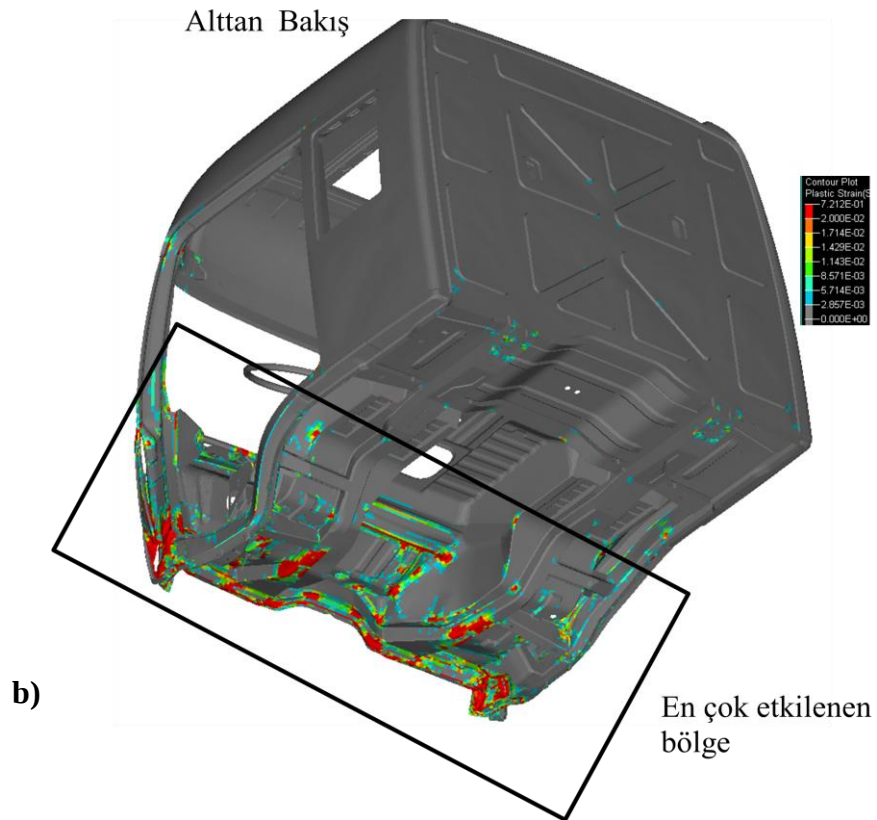
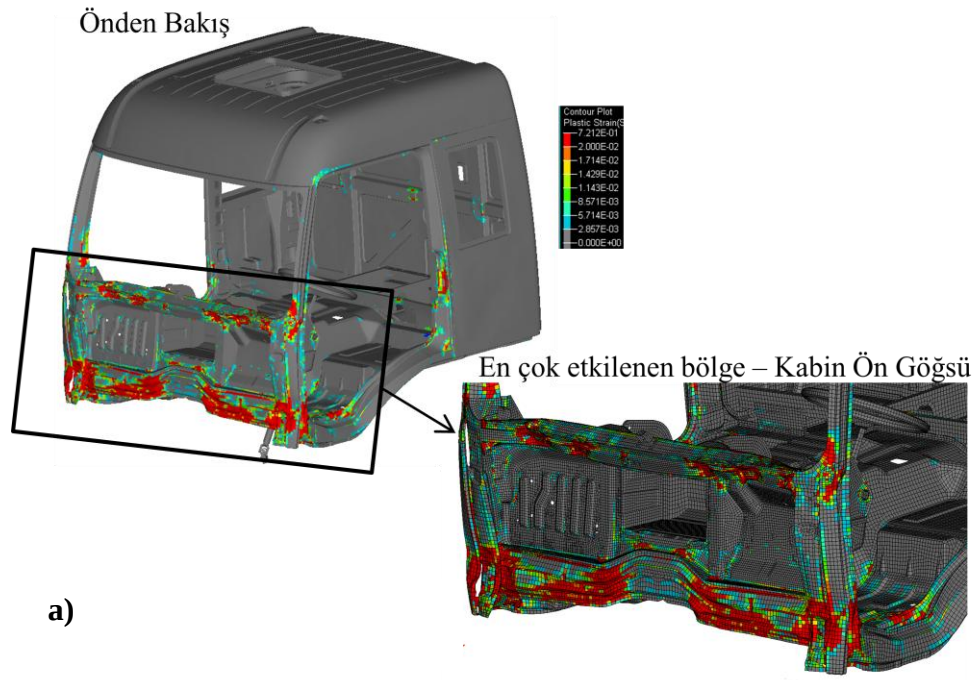
Model RADIOSS programında çözdürüldü. Çözüm çıktılarından animasyon ve sayısal veri dosyaları alınarak incelemeler başlatıldı. Animasyon dosyalarının incelenmesi sonucu elde edilen aracın deforme olan durumu Şekil 7.1’ de gösterilmektedir.

Sallanan kütle araca temas ettiği andan itibaren kabin yapısı enerjinin aktarılması nedeniyle şekil değiştirmeye başlamaktadır. Şekil değiştirme ya da deformasyonun artmasıyla kabinin iç enerjisi artarken sallanan kütlenin enerjisi azalmaya başlamaktadır. Bu süreç sallanan cismin tüm enerjisini boşaltana kadar devam etmektedir. Sallanan cismin enerjisini boşaltma süresi bu analiz için yaklaşık olarak 150 milisaniye sürmektedir.



Şekil 7.1 Kaza sonundaki araç görüntüsü

Şekil 7.1’ de belirgin bir şekilde kabin ön yan dikme yapısından çarpmadan kaynaklanan yüksek deformasyon gözlemlenmektedir. Bununla birlikte kabinin yan kapı çerçevesi, ön göğsü ve alt gövde yapılarında da şekilsel süreksizlikten kaynaklanan deformasyonlar mevcuttur. Kabinde oluşan deformasyon dağılımını daha net görebilmek için Şekil 7.2’ de plastik gerinim (plastic strain) dağılımı gösterilmektedir.



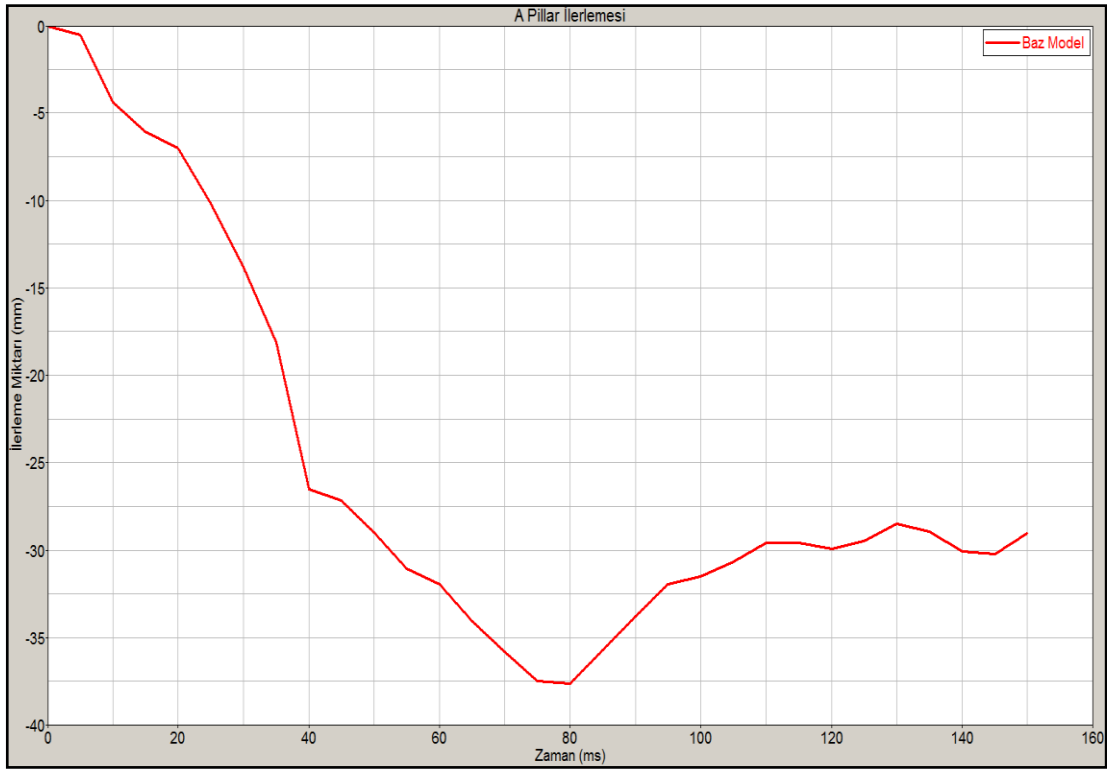
Şekil 7.2 Kabin üzerinde oluşan plastik gerinim (deformasyon) a) Önden bakış,

b) Altan bakış

Şekil 7.2’ deki deformasyon kontur dağılımları araç üzerinde çarpma sırasında sonunda en çok deformasyona uğrayan bölgeleri net bir şekilde görmemizi

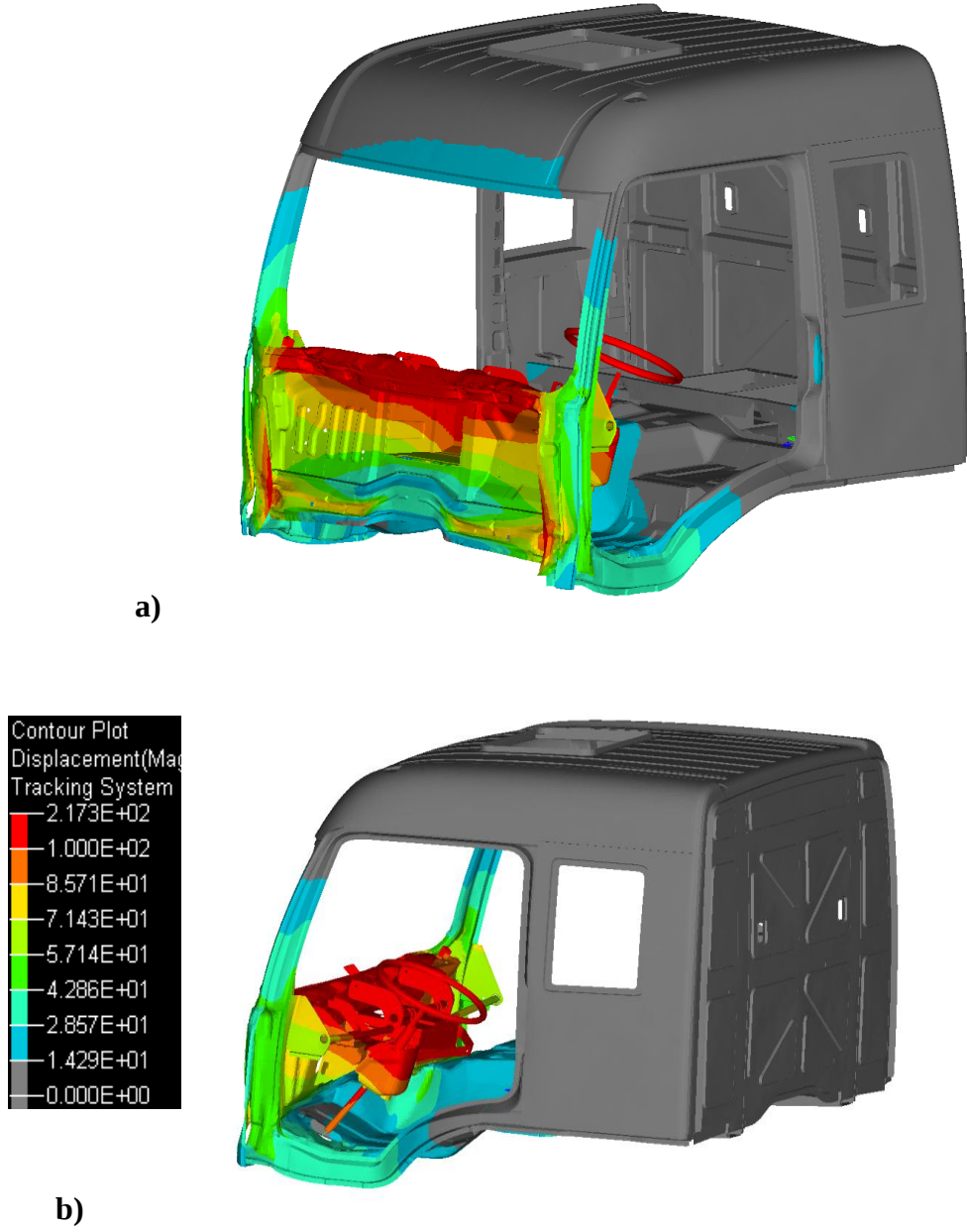
sağlamaktadır. Buradan incelenmesi gereken parçaların kabin ön yan dikme yapılarının (A Pillar), alt gövde yapısının ve ön göğüs bölgesinin sallanan kütleden enerjiyi ancak belirli bölümlerinden karşılayabildiği gözlemlenmektedir.

Bu noktadan hareket ederek öncelikle A Pillar ilerleme miktarına odaklanmanın ihtiyaç olduğu gözlemlenmektedir. Şekil 7.3’ de gösterildiği gibi A Pillar’ ın ilerleme miktarı kaza sonunda 30 mm civarında seyretmektedir. A Pillar ve araç ön göğsüne direksiyon ve ön konsol yapıları direk olarak bağlandığı için bu ilerleme miktarı direk olarak bu sistemlerin ilerlemesine ve kaza sonrası yaşam alanının daralmasına neden olmaktadır. Diğer bir kabin yapı sistemi olan kabin ön göğüs sisteminin deformasyondan kaynaklanan ilerleme miktarı da kaza sonrası yaşam alanının daralması konusunda önemli bir etmendir.



Şekil 7.3 A Pillar x yönündeki ilerleme miktarı-zaman eğrisi

Şekil 7.4’ de aracın ön göğüs bölgesinin ilerleme konturları hem önden hem de yandan görüntü verilerek detaylı şekilde gösterilmektedir.

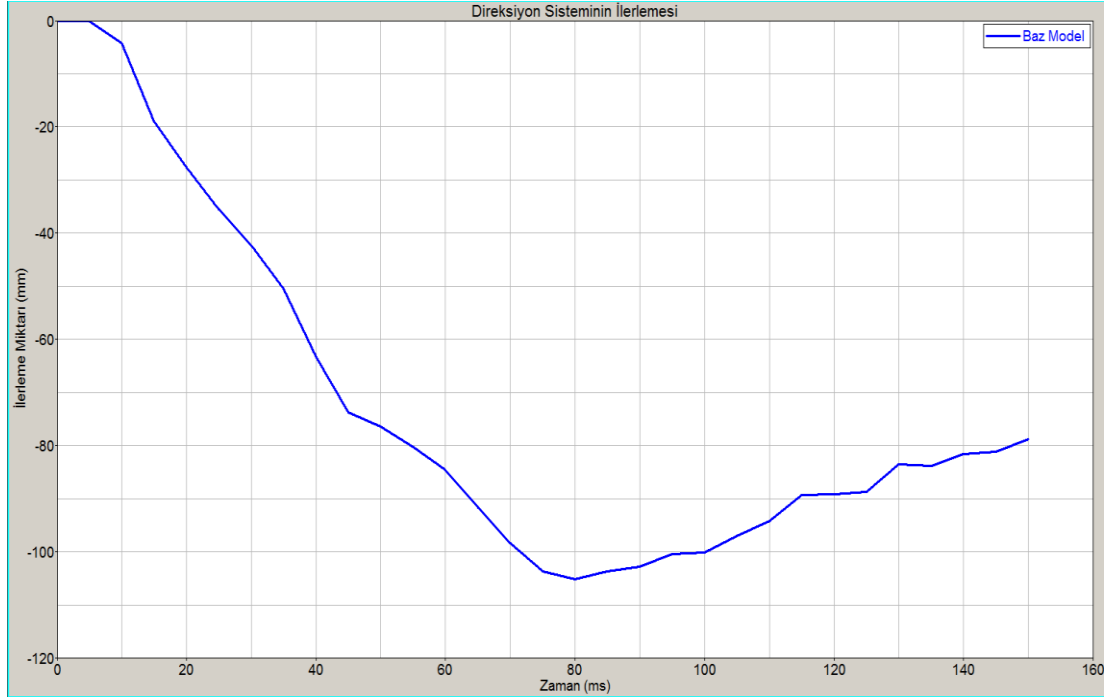


Şekil 7.4 Kabin ön göğüs bölümünün x yönündeki ilerleme konturları

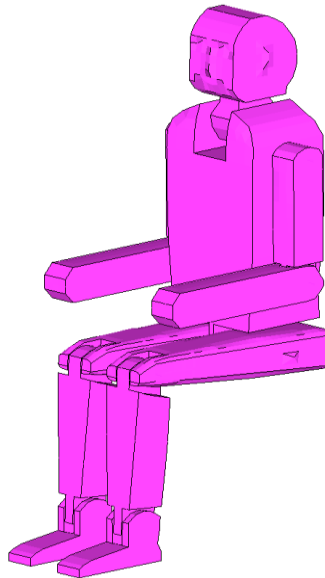
a) Önden görünüm, b) Yandan Görünüm

Kontur dağılımlarından en fazla ilerlemenin ön göğüs orta bölgesinde oluştuğunu görmekteyiz. Bu bölgede oluşan ilerleme miktarı yaklaşık olarak 217 mm civarındadır. Bu ilerlemenin direksiyon sisteminin ilerlemesine katkısı bu ölçülen miktar kadar olmayacaktır ama sistemin ilerlemesine neden olacak ve yaşam alanını A Pillar ilerlemesi ile beraber daha da daraltacaktır. Bu noktada direksiyon sisteminin ilerlemesi yaşam alanı açısından önem kazanmaktadır.

Şekil 7.5’ de verilen direksiyon sistemi yaklaşık olarak 80 mm ilerlemektedir ve bu kaza öncesi ölçüm mankeninin sahip olduğu yaşam alanından daha fazladır. Şekil 7.6’ da regülasyonda verilen ölçülere uygun olarak sonlu elemanlar yöntemi ile hazırlanmış olan ölçüm mankeni gösterilmektedir.



Şekil 7.5 Direksiyon sisteminin x yönünde ilerlemesi



Şekil 7.6 Regülasyonda tariflenen ölçüm mankeni modeli

Kaza sonrası deformasyona uğrayan kabin ve yaşam alanını etkileyen sistemleri deforme olan halinde alıp ölçüm mankenini regülasyonda tariflenen oturma

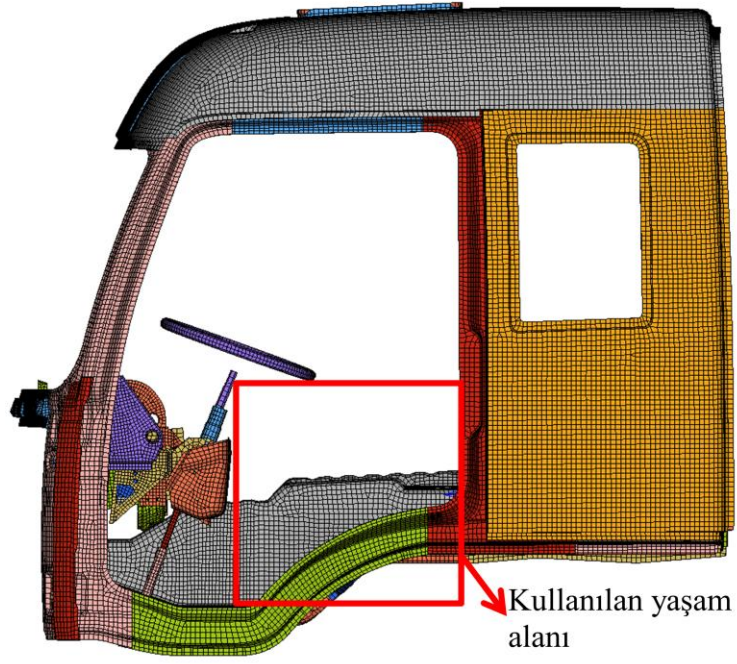
pozisyonunda konumlandırırsak Şekil 7.7' de gösterilen yaşam alanı kaybı oluşmaktadır. Bu oluşan yaşam alanı kaybı yaklaşık yapılan ölçümlere göre yaklaşık olarak 30 mm civarındadır.

7.3. Yaşam Alanı Kaybının Kök Nedeni Ve Karşı Önlem Bulunması

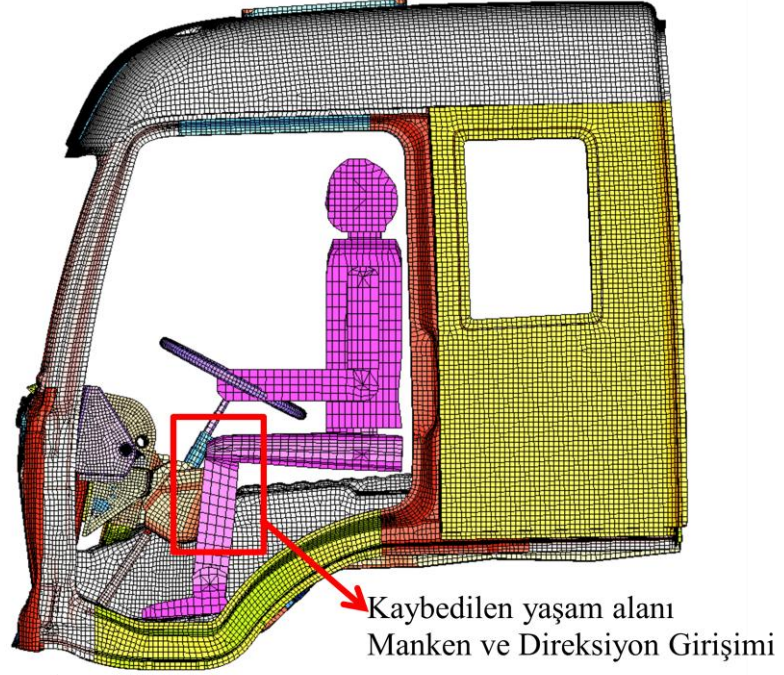
Analiz sonuçlarına göre yaklaşık olarak 30 mm yaşam alanı kaybı diğer bir deyişle mankenin direksiyon sistemine 30 mm' lik girişimi söz konusudur (Şekil 7.7). Bunun ana nedeni olarak direksiyon sisteminin x yönünde ilerlemesidir. Direksiyon sisteminin bu hareketinin nedeni olarak A pillar ve kabin ön göğüs sistemlerinin ilerlemesi gösterilebilir.

A Pillar ve ön göğüs sistemlerinin ilerleme nedenini bulmak için kabin yapısının incelenmesinin iyi bir başlangıç noktası olduğu düşünülmektedir.

Çarpmadan önceki durum

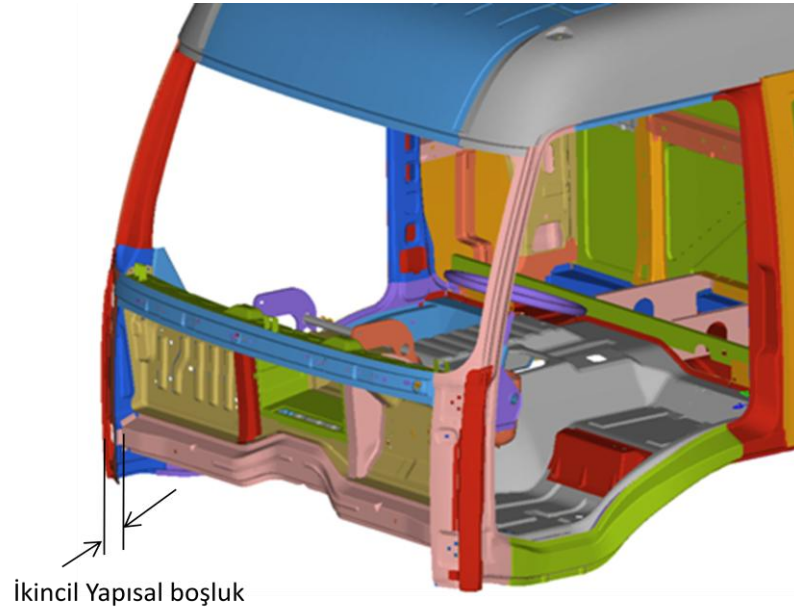
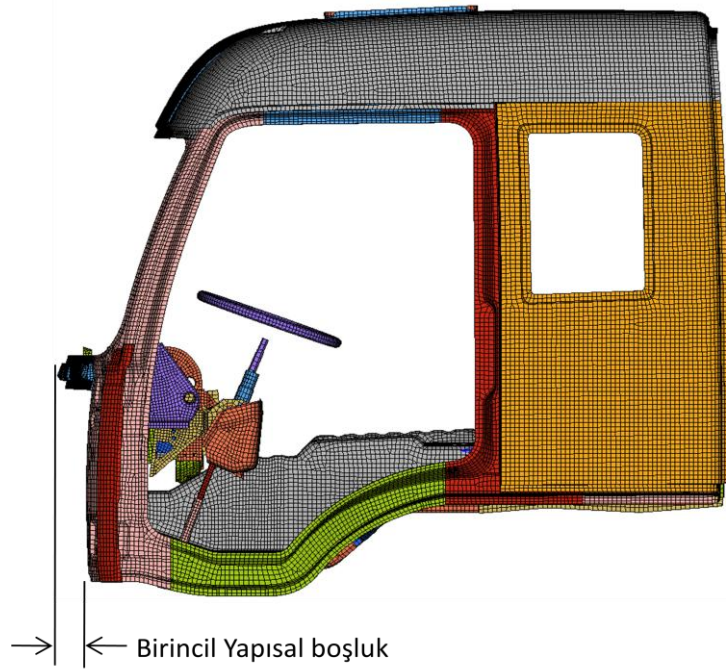


Çarpmadan sonraki durum



Şekil 7.7 Kaza öncesi ve sonrası yaşam alanı

Bu incelemeye başlamadan önce direksiyon sisteminin bir bağlantısının A pillar üzerinde diğer bağlantısının kabin ön göğsü üzerinde olduğunu belirtmek gereklidir. Şekil 7.8’ de gösterilen ve araca çarpan kütlenin ilk önce temas ederek deforme ettiği yapılardan kabin ön göğsü ile A pillar arasında birincil yapısal boşluk bulunmaktadır.



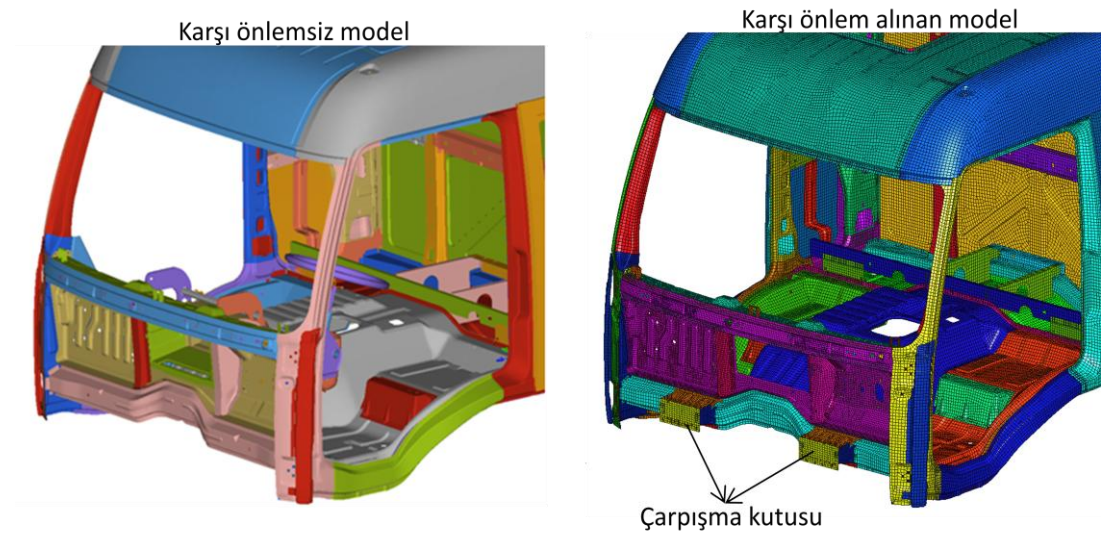
Şekil 7.8 Kabin sistemindeki yapısal boşluklar

Bu yapısal boşluk kapanana kadar ön göğüs deformasyonu devam ediyor. Sistem Deforme olduğu sürece direksiyon istemini iterek ilerlemesine neden olmaktadır.

Ön göğüs deformasyonu tamamlanıp birincil boşluk kapandıktan sonra çarpan kütle A pillar ile temasa girmektedir. A Pillar ile kabin alt gövdesi arasında da Şekil 7.8’ de gösterildiği gibi ikincil bir boşluk bulunmaktadır. Çarpan kütle ikincil boşluk kapanan kadar A Pillar’ ı deforme edip ilerlemesine neden olmaktadır. Yine direksiyon sisteminin diğer bağlantısı A Pillar’ın üzerinde olduğu için A Pillar’ ın bu hareketi direksiyon sisteminin ilerlemesine neden olmaktadır.

Hem A Pillar’ ın hem de ön göğüs sisteminin ilerlemesi direksiyon sistemine ve dolayısıyla kaza sonrası yaşam alanına etki ettiği için birincil ve ikincil boşluklardan kabin yapısını değiştirmeden kurtulmak gerekmektedir.

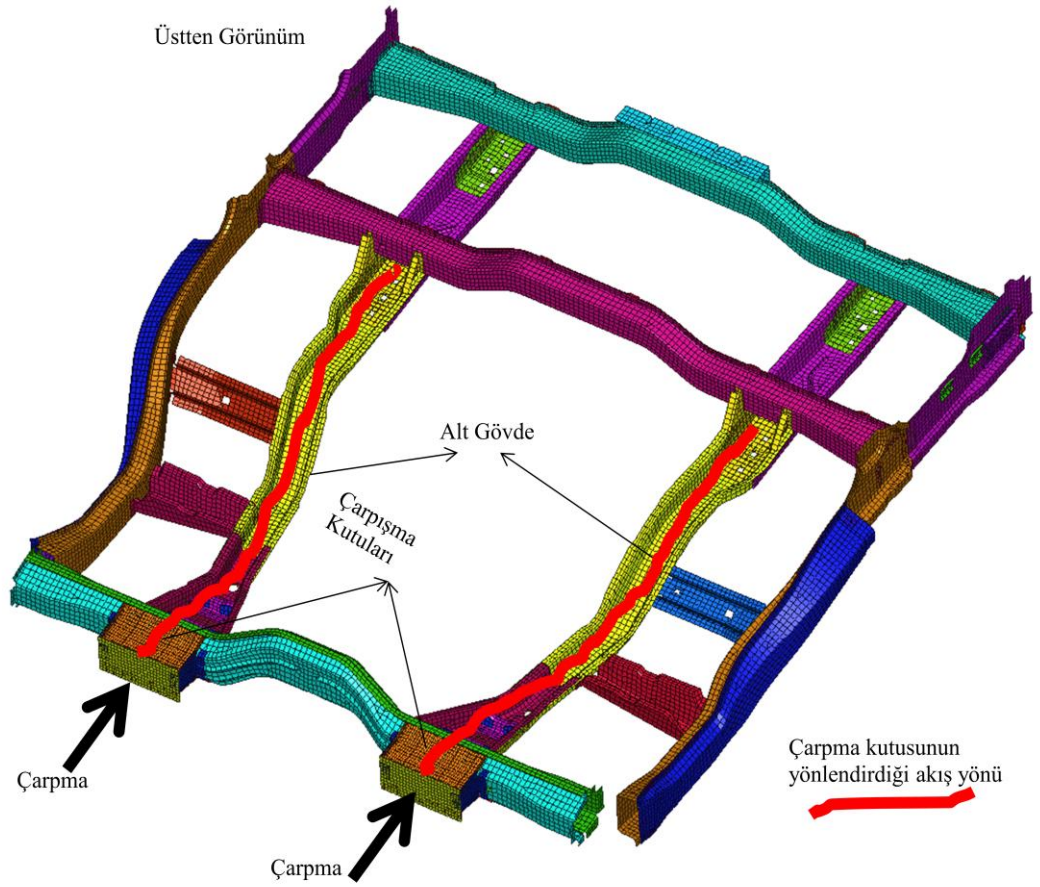
Şekil 7.9’ da gösterildiği gibi hem üretim açısından kolay hem de yaşanan problemi gidemeye yönelik iki tane çarpışma kutusu alt gövdenin ön bölgesine monte edilmesinin problemin çözümüne katkı sağlayacağı düşünülmektedir.



Şekil 7.9 Karşı önlem – Çarpışma Kutusu

Bu çarpışma kutuları daha önce bahsi geçen birincil ve ikincil boşlukları dolduracaktır. Kabin alt gövdesine giden enerjiyi Şekil 7.10’ da gösterilen şekilde

arttırarak enerjinin akış yönünü değiştirecektir. Ayrıca çarpışma kutuları kendisinde deforme olacak ve çarpan kütleden gelen enerjinin bir kısmını da sönümleyecektir.

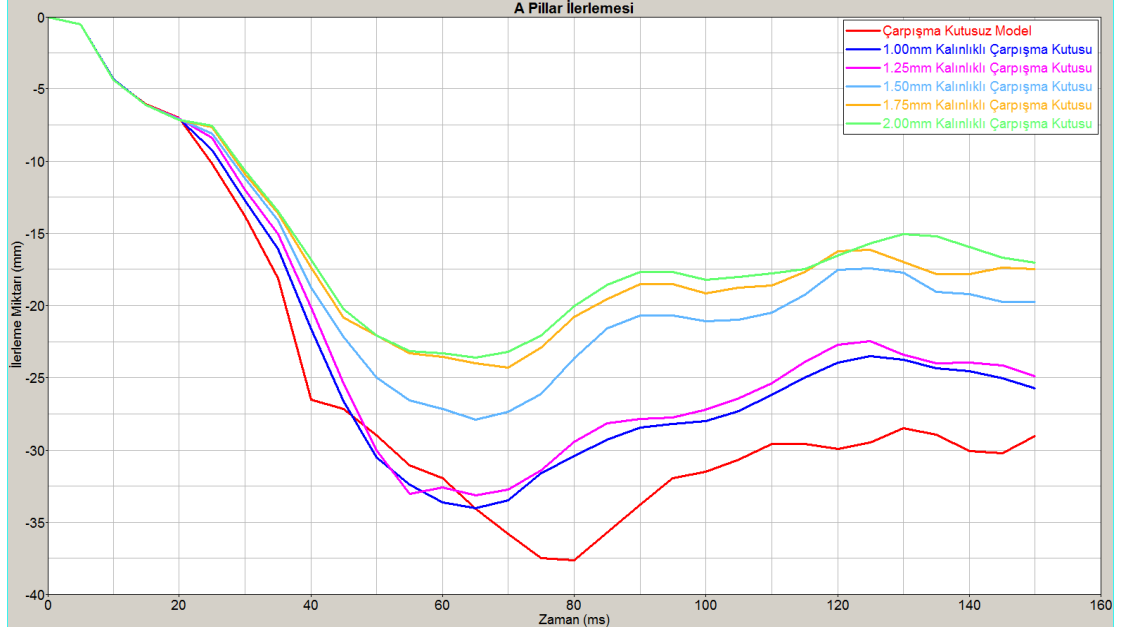


Şekil 7.10 Alt gövde ve çarpışma kutularının enerjiyi tekrardan yönlendirmesi

7.4. Karşı Önlemin Optimizasyonu ve Değerlendirilmesi

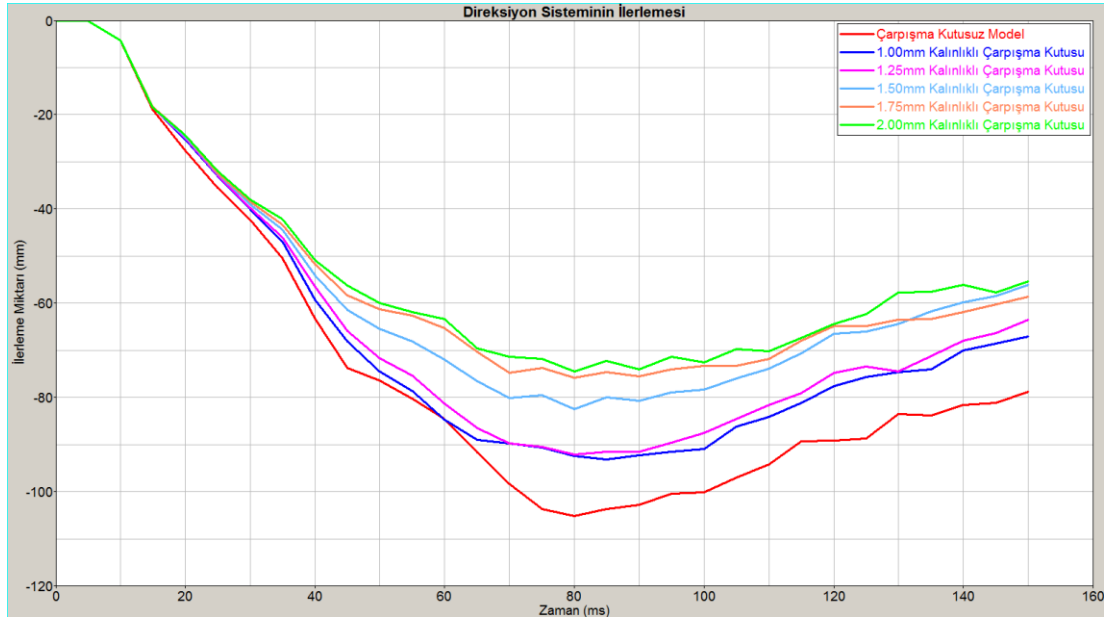
Daha önce çözdürülen araç modeline diğer sistemlerden hiçbirisi değiştirilmeden çarpışma kutuları eklendi. Model bu şekilde bir önceki koşturulan modeldeki sistem ve hiyerarşi tekrarlanarak çözdürüldü. Yaşam alanı problemi olan model karşılaştırmalı sonuçlarda çarpışma kutusuz model, karşı önlemler ile hazırlanan model ise çarpışma kutulu model olarak adlandırılacaktır.

Karşı önlemlerli modeller hazırlanırken çarpışma kutularının kalınlığına karar verebilmek adına farklı kalınlıklarda çarpışma kutuları modellendi. Çarpışma kutuları kalıp işlemi sırasında sorun çıkmaması adına yaygın olarak kullanılan 1-2 mm arasındaki kalınlıkların optimizasyon analizleri gerçekleştirildi. Şekil 7.11’ de her bir kalınlığın A pillar ilerlemesi üzerine etkileri grafiksel olarak gösterilmektedir.



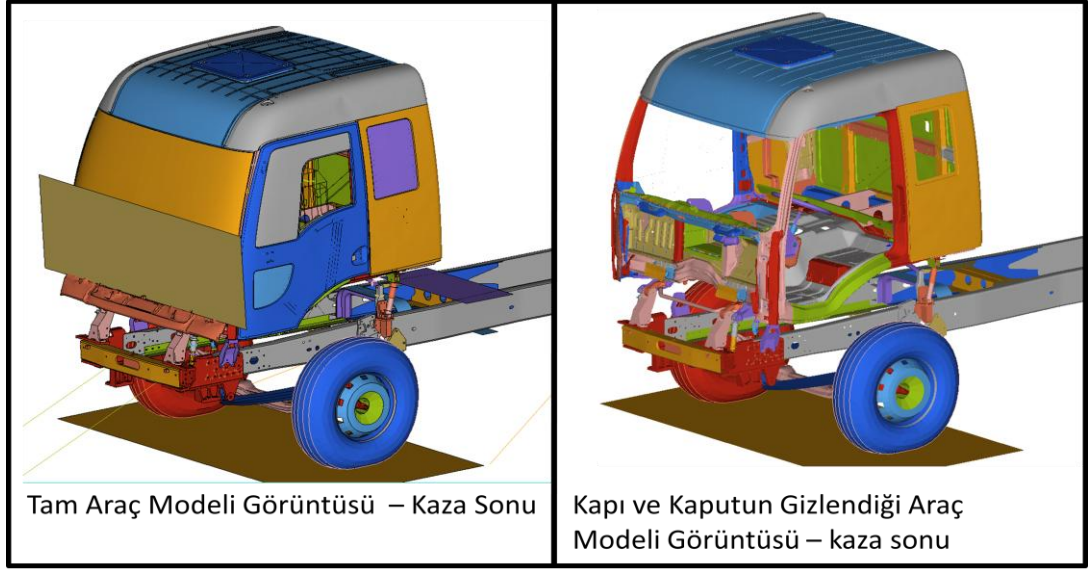
Şekil 7.11 Optimizasyon çalışmasındaki A Pillar ilerlemesi

A pillar ilerlemesinin de sonucunu etkilediği yaşam alanı kaybının miktarını anlamak için önemli bir kriter olan direksiyon sisteminin ilerleme miktarını Şekil 7.12’ de görebilmekteyiz. Optimizasyon çalışması sonucunda test mankeni için yeterli yaşam alanı için 2 mm kalınlığının yeterli olduğu yapılan incelemeler sonucunda anlaşılmıştır.

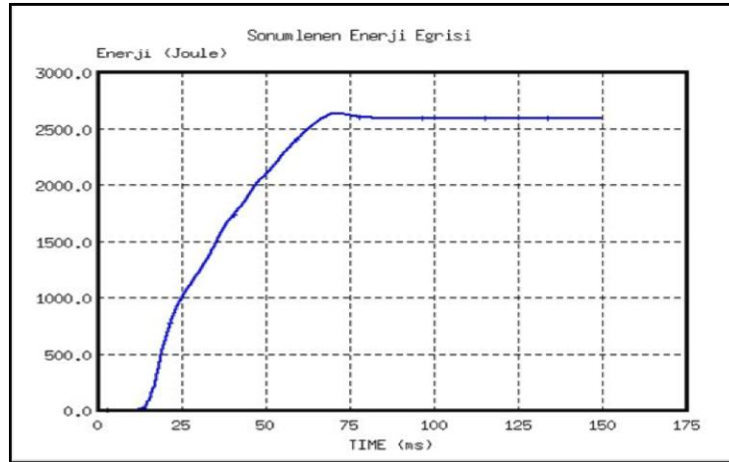


Şekil 7.12 Optimizasyon çalışmasındaki direksiyon sisteminin ilerlemesi

Şekil 7.13’ de çarpışma kutularının A pillar ve ön göğüs deformasyonunu önemli miktarda iyileştirdiği net bir şekilde gösterilmektedir. Bu iyileştirmeleri yaparken hem alt gövde bölümüne önemli miktarda enerji aktarmış hem de sallanan kütleden aktarılan enerjinin yaklaşık %5’ lik bölümünü deforme olarak kendi sönümlenmiştir. Sönümlenen enerjinin miktarı ve değişimini Şekil 7.14’ de grafiksel olarak gösterilmektedir.



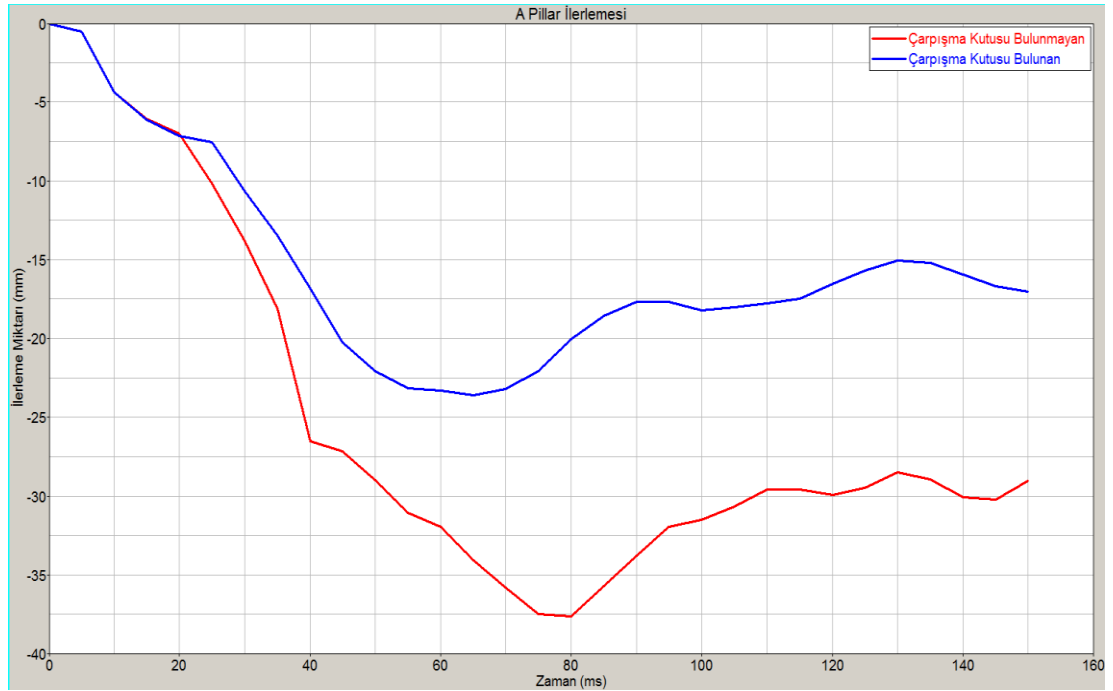
Şekil 7.13 Kaza sonu araç görüntüsü



Şekil 7.14 Çarpışma kutularının sönümlendiği enerji

Bu noktada A Pillar ilerlemesini incelersek, Şekil 7.15 A Pillar’ daki iyileşmeyi göstermektedir. A Pillar ilerleme miktarı çarpışma kutusu kullanımı ile beraber 30

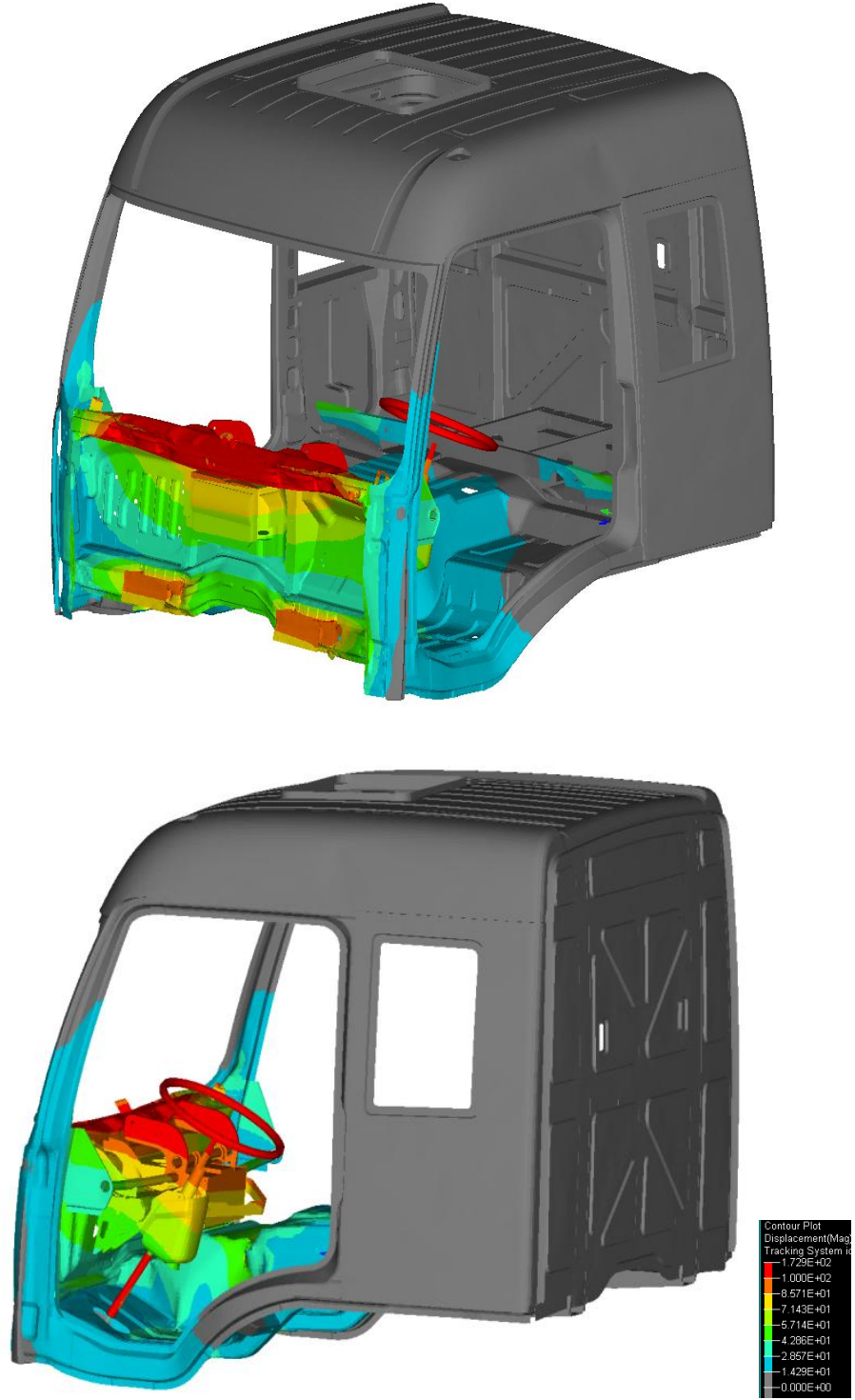
mm olan eski seviyeden 17 mm seviyesine kadar gerilemektedir. A pillar noktasında 13 mm' lik bir iyileşme elde edilmiştir.



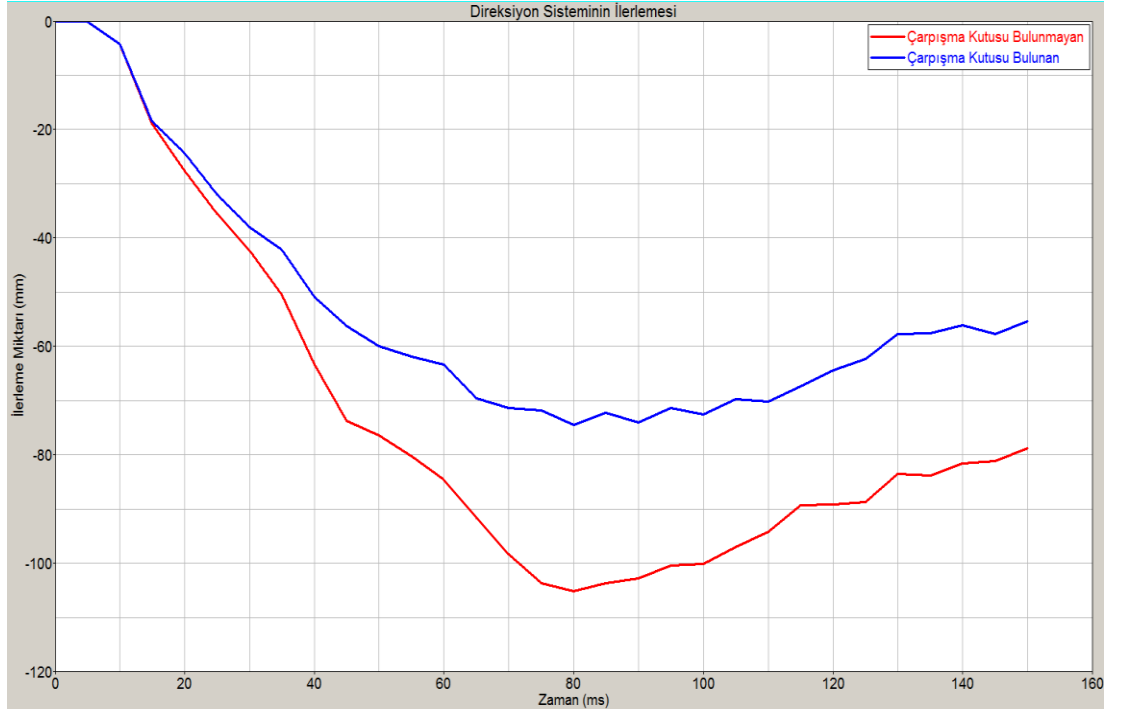
Şekil 7.15 A pillar ilerlemesinin karşılaştırma eğrileri

Diğer bir parametre olan kabin ön göğüs ilerleme miktarı Şekil 7.16' da gösterilmektedir. Daha önceki analiz sonuçlarına göre 217 mm olan maksimum ilerleme miktarı çarpışma kutusu kullanımı sayesinde 172 mm seviyelerine kadar düşürüldü. Ön göğüs sistemi ilerlemesinde 45 mm iyileşme sağlandı. Ayrıca kontur dağılımlarına bakacak olursak, bir önceki durumda direksiyon tarafındaki yüksek kontur değerlerinin de düştüğü görülmektedir.

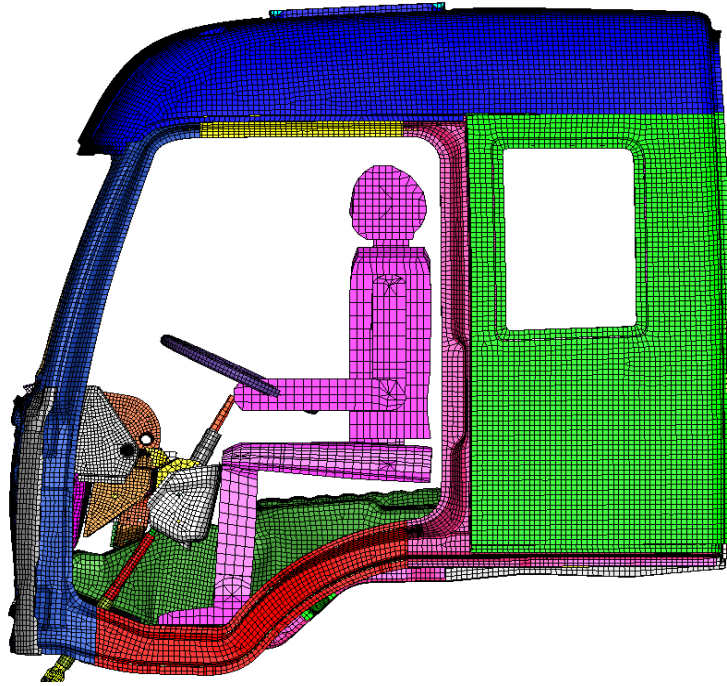
En son olarak bütün bu yapısal iyileşmelerin yansıması olan direksiyon sisteminin ilerlemesini Şekil 7.17' de görmekteyiz. Çarpışma kutusu kullanımı sayesinde direksiyon sisteminin x yönündeki ilerlemesi kaza sonrası durumda yaklaşık olarak 30 mm iyileşme sağlanmaktadır. Kaza sonrasında çarpışma kutusu olan modele yaşam alanı ölçümü için ölçüm mankenini oturtulmuş hali Şekil 7.18' de gösterilmektedir. Yapılan incelemeler sonucunda yeterli yaşam alanının sağlandığı gözlemlenmiştir. Çarpışma sonrası ölçüm mankeninin dizi ile direksiyonun plastik kapağı arasında hafif temas vardır ama regülasyon tanımına göre bu temas yaşam alanını riske atan bir sonuç doğurmamaktadır.



Şekil 7.16 Kabin ön göğüs sistemi x yönündeki ilerleme konturları



Şekil 7.17 Direksiyon sisteminin x yönündeki ilerlemesinin karşılaştırmalı gösterimi



Şekil 7.18 Kaza sonrası yaşam alanı ölçümü

7.5. Karşı Önlemleri İçeren Fiziksel Test Uygulaması

Karşı önlemleri içeren ve CAE modelinin oluşturulduğu Ford Cargo aracı fiziksel test yapılması amacı ile üretildi. Fiziksel test Ford Otosan firmasının Eskişehir İnönü tesislerinde bulunan çarpışma test merkezinde gerçekleştirildi.

Şekil 7.19’ da çarpışma için konumlandırılan araç ve sallanan kütlenin konumu gösterilmektedir. Sallanan kütle Şekil 7.19’ da araç üstünde işaretlenen yeşil renkteki referans noktasına göre yükseklik ayarı yapılarak konumlandırıldı. Araç konumlandırıldıktan sonra yer ile bağlantıyı sağlayan halatların regülasyonun tariflediği şekilde adaptasyonu sağlandı. Regülasyonun diğer tariflemeleri de tamamlanarak araç ve test kurulumu araç çarpışma testinin başlamasına hazır hale getirildi.



Şekil 7.19 Test aracı ve test kurulumu

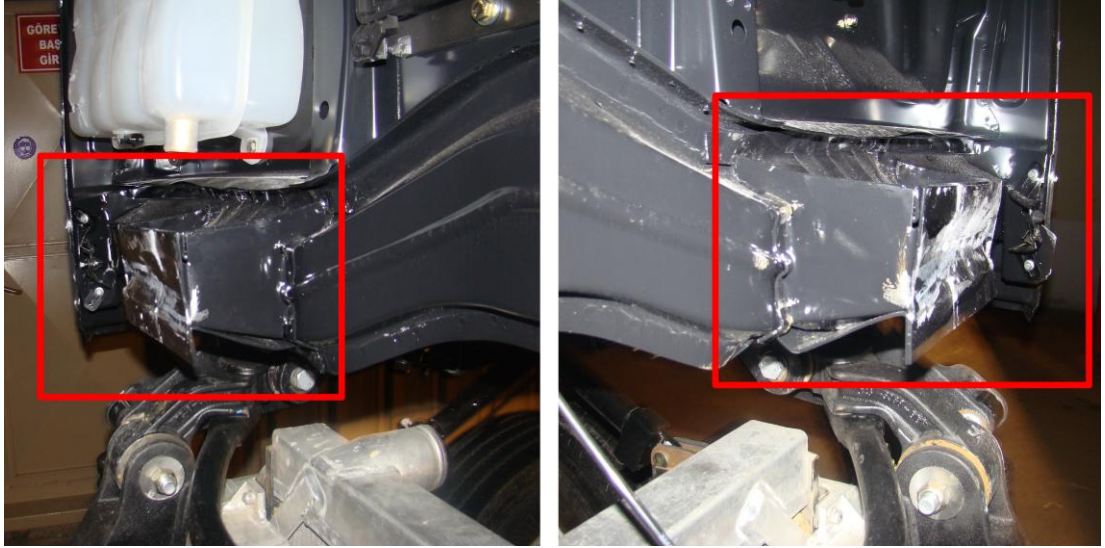
Test için gerekli kontroller tamamlandıktan sonra test alanı güvenlik çemberine alındı. Testi gerçekleştirmek üzere serbest salınma bırakılacak olan kütle regülasyonun tanımladığı enerjiyi sağlayacak yüksekliğe kaldırıcı araç vasıtası ile kaldırıldı.

Regülasyonun belirttiği enerjiye sahip olan kütle serbest bırakılarak araç çarpışması gerçekleşti. Çarpışma sırasında sürücü ve yolcu kapılarında açılma gözlemlenmedi. Araç ile yer arasında bağlantıyı sağlayan çelik halatlarda kopma veya bağlantı noktalarından ayrılma gözlemlenmedi. Test sonrası ilk incelemelerde testin olumlu gerçekleştirildiğini ve regülasyon test uygulama isterlerini karşıladığını söylemek mümkündür. Şekil 7.20’ de çarpışma sonrası aracın önden ve ön göğüs bölgesinin yandan görünümü gösterilmektedir. Gösterilen bölgeler sallanan kütle ile ilk temasa giren ve test boyunca temas halinde kalan araç bölümleridir.



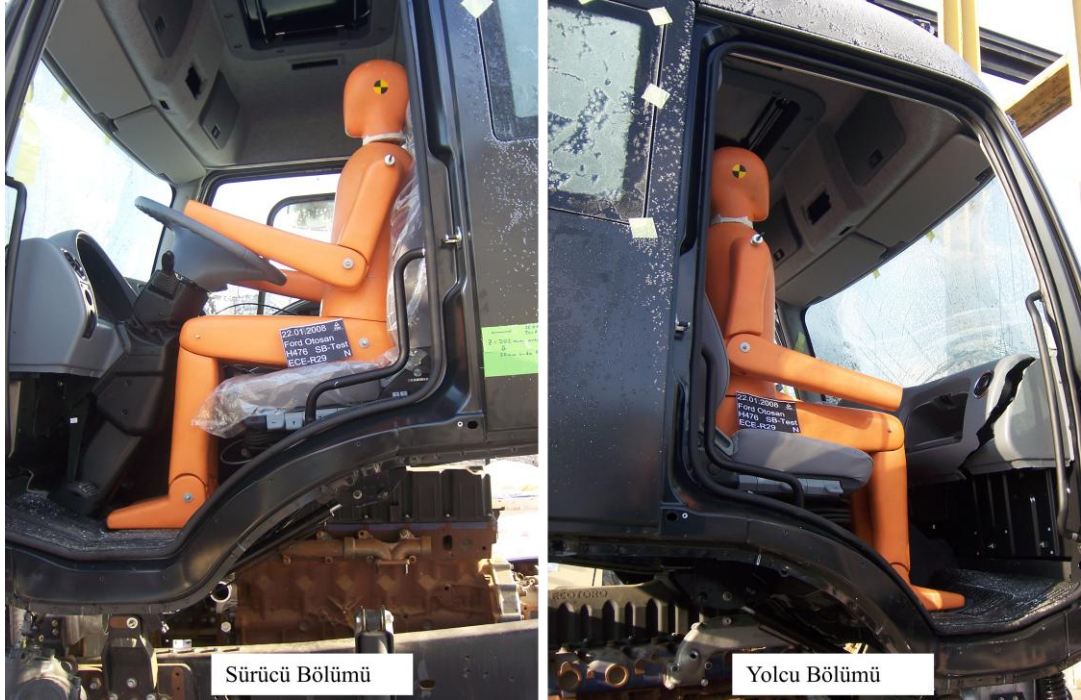
Şekil 7.20 Test sonrası araç görünümü

Gerekli yaşam alanını sağlayabilmek için geliştirilen ve sallanan kütleden araca aktarılan enerjinin önemli bir kısmını kabin alt gövde bölümüne aktarmakta kullanılan çarpışma kutularının fonksiyonelliği kontrol edildi. Şekil 7.21’ de çarpışma kutularının test sonrası durumu gösterilmektedir. Çarpışma kutularını test sonrasında yapılan incelemede sallanan kütle ile temasa girdiği ve sallanan kütleden gelen enerjiyi alt gövde yapısına aktardığı gözlemlenmektedir. Ayrıca ön göğüs yan dikme elemanlarında deformasyon gözlemlenmemesi de yeterli yaşam alanı yaratmak için tasarlanan çarpışma kutularının amaçlanan görevleri yerine getirdiğini işaret etmektedir.



Şekil 7.21 Çarpışma kutularının test sonrası görünümü

Testin yapısal gereklilikleri yerine getirdiğini inceledikten sonra yaşam alanı incelemesine geçildi. Ölçüm mankeni oturtulmadan önce koltuk ileri geri hareketinin tam orta noktasına getirildi ve H noktasını sağladığı yüksekliğe göre ayarlandı. Daha sonra ölçüm mankeni konumlandırılması gerçekleştirildi. Şekil 7.22’ de gösterildiği gibi manken yeterli yaşam alanına sahiptir. Direksiyon plastik kapağı ile mankenin dizi hafif temas halindedir. Bu sonlu elemanlar analizleri sonucunda gözlemlenen sonuçla birebir uyum göstermektedir.



7.22 Test sonrası yaşam alanı incelemesi

8. SONUÇ

Bu çalışmada, ECE-R29 regülasyonunun sayısal simülasyon seçeneğini kullanmak suretiyle ticari bir taşıtın önden çarpma performansı araştırılmış, çıkan sonuçlar değerlendirilmiştir. Değerlendirme sonucunda oluşan problemler ele alınmış ve problemin kök nedenine inerek karşı önlemler oluşturulmuştur. En son olarak karşı önlemlerin işe yararlılığı hem CAE modeli üzerinden hem de fiziksel test aracılığı ile kontrol edilmiştir.

Bilgisayar destekli mühendislik yazılımlarının kullanımı ile gerçek testler sanal ortamda taklit edilmekte ve çok farklı tasarım seçenekleri ayrı ayrı değerlendirilebilmektedir. Bu sayede bir yandan kısa sürede daha hızlı ve efektif kararlar verilerek tasarım süreci hızlandırılmakta diğer yandan maliyeti yüksek testlerden kaçınılmaktadır. Bu sayede en etkili ve yararlı çözüm elde edilebilmektedir.

Önden çarpma performansı araştırılan ticari taşıt için bir ana model hazırlanmış daha sonrada çıkan sonuçlara göre iyileştirme çalışmaları yapılmıştır. İyileştirme çalışmaları yapılırken öncelikle kök neden araştırılmıştır. Daha sonra bu kök nedeni ortadan kaldıracak ya da etkisini en aza indirecek karşı önlemler üzerine fikir yürütülmüş ve bu fikirleri destekleyici kabin ek parçaları oluşturulmuştur.

Yeni parçalar oluşturulmadan önce çarpan cisimden gelen enerjinin çok önemli bir bölümü aracın kabin ön göğüs ve A Pillar sistemlerine aktarılıyordu. Bu parçalar ile direksiyon sistemi doğrusal olarak birbirlerine bağlı oldukları için sistemlerdeki deformasyon ve bundan dolayı oluşan x yönündeki ilerleme direksiyon sistemini tetikliyor ve yaşam alanı problemini ortaya çıkartıyordu.

Oluşturulan arpma kutuları sayesinde çarpan kütleden aktarılan enerjinin akış yolu değiştirilmiştir. Daha önceden aracın kabin ön göğüs bölümünden aktarılan enerjinin büyük bir bölümü yeni tasarlanan parçalar sayesinde enerji akış yönü değiştirilerek kabin alt gövde yapısına doğru aktarılmıştır. Bunun yanında yaklaşık çarpan kütlenin sahip olduğu enerjinin %5' lik bir bölümü de yeni oluşturulan çarpma kutuları tarafından sönümlenmiştir.

Yapılan iyileştirme çalışmaları neticesinde kaza sonrası ciddi yaşam alanı problemine sahip olan araçta önemli yapısal iyileşmeler sağlanarak kaza sonrası yeterli yaşam alanı yaratılmıştır. Bu alışma iyileştirmeler CAE ortamında geliştirilmiş ve fiziksel test sayesinde doğrulaması sağlanmıştır.

Günümüzde ECE-R29 regölasyonu sadece Rusya Federasyonuna giden araçlara uygulanırken en son yayınlanan bildiriye göre Türkiye de dahil olmak üzere birçok Avrupa ülkesi de bu regölasyonu sağlayan araçların satışına izin vereceklerini bildirmişlerdir.

KAYNAKLAR

- [1] www.dynamore.de/documents/papers/euro4/crash-automotive-applications, alındığı tarih 17.03.2011
- [2] **Karayolları Trafik Yönetmeliği**, <<http://www.trafik.gov.tr>>, alındığı tarih 15.09.2008.
- [3] **Aylık Trafik İstatistikleri** (Ocak 2007). Emniyet Genel Müdürlüğü Trafik Hizmetleri Başkanlığı, <http://www.egm.gov.tr/teadb/Ocak07/orta.htm>
- [4] **Dokuzuncu Kalkınma Planı** (2007 – 2013), 1 Temmuz 2006 Cumartesi, Mükerrer Resmî Gazete Sayı : 26215
- [5] www.otomobil.com.tr, alındığı tarih 16.04.2011
- [6] **ECE-R29 Regülasyonu**, <<http://www.unece.org>>, alındığı tarih 27.12.2010.
- [7] www.superstock.com
- [8] **Von Mises, R.**, 1913. *Mechanik der festen Korper im plastisch deformablen Zustand*, Gott. Nach. Math. Phys. Kl., 582–592.
- [9] **Prandtl, L.T.**, 1924. *Spannungsverteilung in plastischen Korpern*, in *Proc. 1st Intern. Congr. Mechanics*, Delft, 43–54.
- [10] **Von Mises, R.**, 1928. *R. von Mises, Mechanik der plastischen Formänderung von Kristallen*, ZAMM 8 , 161–185.
- [11] **Prandtl, L.T.**, 1928. *Ein Gedankenmodell zur kinetischen Theorie der festen Korper*, ZAMM 8, 85–106.
- [12] **Melan, E.**, 1938. *Zur Plastizität des räumlichen Kontinuums*, *Ing. Arch.* 9, 116–125.
- [13] **Johnson, C.**, 1977. *A mixed finite element method for plasticity problems with hardening*, *SIAM J. Numer. Anal.* 14 , 575–583.
- [14] **Hai-Sui YU**, 2006. *Plasticity and Geotechnics*, Springer, University of Nottingham, UK.
- [15] **Çapan, L.**, 1986. *Plastisiteye Giriş*, İ.T.Ü Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi Matbaası, İstanbul.

- [16] **Zienkiewicz O.C., Taylor R.L.**, 2000. The Finite Element Method Volume 2: *Solid Mechanics*, Butterworth –Heinemann, Oxford.
- [17] **Chen W. F., Han D. J.**, 1988. Plasticity for Structural Engineers. Springer Verlag, New York
- [18] **MSC.Software Corporation**, 2004. Introduction to FEA seminar notes.
- [19] **Mecalog SARL**, 2005. Radioss theory manual.
- [20] **Benson, D.J.**, 2003. Zero energy modes in one dimension: an introduction to Hourglass modes.
- [21] **Altair Engineering Inc.**, 2008. Radioss advanced training course notes
- [22] **Mecalog SARL**, 2002. Radioss starter manual version 4.4
- [23] **DYNAmore GmbH**, 2004. LS-DYNA introductory course notes.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad : Fatih YAŞAR

Doğum Yeri ve Tarihi : İZMİT / 04.01.1984

Adres : Fatih mah. Emir. Sok. Adorapark Evleri A2/B
Alikahya/ KOCAELİ

Lisans Üniversite : Orta Doğu Teknik Üniversitesi