

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ « FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**M2 SINIFI TİCARİ BİR ARACIN ECE-R66 STANDARDINA UYGUN
BİLGİSAYAR ORTAMINDA TAVAN EZİLME ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Cahit Sertaç TAR**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Otomotiv

OCAK 2009

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ « FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**M2 SINIFI TİCARİ BİR ARACIN ECE-R66 STANDARDINA UYGUN
BİLGİSAYAR ORTAMINDA TAVAN EZİLME ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Cahit Sertaç TAR
(503051719)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 29 Aralık 2008
Tezin Savunulduğu Tarih : 19 Ocak 2009**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. İ. Murat EREKE (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Metin ERGENEMAN (İTÜ)
Prof. Dr. İrfan YAVAŞLIOĞLU (YTÜ)**

OCAK 2009

ÖNSÖZ

Bana bu çalışmayı yapma olanağı veren ve her konuda değerli fikirlerini sunan danışmanım Sayın Prof. Dr. İ. Murat EREKE'ye, uygulama aşamalarının başından sonuna kadar tecrübelerinden yararlandığım Sayın Arş. Gör. Dr. Kubilay YAY'a, çalışmanın ilerlemesinde yardımcı olan Ford Otosan Çarpışma Güvenliği Müdür Yardımcısı Sayın Dr. Mustafa ERDENER ve Sayın Mak. Yük. Müh. Sertan AŞKAN'a, yardımlarını benden hiçbir zaman esirgemeyen anneme babama ve de çalışmanın başından sonuna kadar beni hep destekleyen sevgili eşim Dr. Selda YILDIRIM TAR'a sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum.

Ocak 2009

Cahit Sertaç TAR
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Kaza Özetleri	1
1.2 ECBOS	3
1.2.1 Emniyet kemeri kullanımı	4
1.2.2 Yolcu ağırlıkları	4
1.2.3 M2 sınıfı taşıtlar	5
1.2.4 Çocuk güvenliği	5
1.2.5 Pendulum testi.....	5
1.2.6 Devrilme mankeni	5
2. TAŞITLARIN SINIFLANDIRILMASI VE TAŞIT ONAYI	9
2.1 Taşıtların Sınıflandırılması	9
2.2 Taşıtların Onayı (Homologasyon).....	10
3. ECE-R66 REGÜLASYONU	11
3.1 Teknik Özellikler	11
3.2 Taşıtların Ağırlık Merkezinin Bulunması.....	12
3.2.1 Ağırlık merkezinin boyuna konumu	12
3.2.2 Ağırlık merkezinin yatay konumu	13
3.2.3 Ağırlık merkezinin düşey konumu	14
3.3 Test Koşulları.....	15
3.3.1 Tam ölçekli taşıtların devrilmesi.....	16
3.3.2 Taşıtların kesitinin devrilmesi.....	17
3.3.3 Taşıtların kesitinin sanki-statik yükleme testi	19
3.3.4 Devrilme testinin nümerik simülasyonu.....	21
3.3.5 Hesaplama tekniğinin doğrulanması	21
4. BİLGİSAYAR DESTEKLİ MÜHENDİSLİĞİN ÖNEMİ	23
5. TAŞITIN MATEMATİK MODELİ	27
5.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi	27
5.1.1 Doğrusal sistemlerin çözümü.....	27
5.1.2 Doğrusal olmayan sistemlerin çözümü	29
5.1.2.1 Geometrinin doğrusal olmayan davranışı	29
5.1.2.2 Malzemenin doğrusal olmayan davranışı	29
5.1.2.3 Sınır koşullarının doğrusal olmayan davranışı.....	30
5.1.3 Doğrusal olmayan dinamik sistemlerin çözümü	30
5.1.4 Merkezi farklar yöntemi	31
5.1.5 Açık kodda zaman aralığı kontrolü	32
5.2 Taşıtların ECE-R66 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması.....	33
5.2.1 Kafes yapısı	35
5.2.2 Sac yapısı.....	36
5.2.3 Kabin ve kapılar	40

5.2.4 Şasi	41
5.3 Araç Modelinde Kullanılan Malzemeler ve Malzeme Modelleri.....	42
5.3.1 Doğrusal elastik malzeme modeli.....	44
5.3.2 Johnson – Cook malzeme modeli	44
5.3.3 Elastik plastik parçalı doğrusal malzeme modeli	47
5.4 İlk Hızın Bulunması	48
6. MODELİN ÇÖZDÜRÜLMESİ VE DEĞERLENDİRİLMESİ	51
6.1 Çözdürme Parametreleri.....	51
6.2 Sonuçların Değerlendirilmesi	52
7. İLERİ SENARYOLAR.....	61
7.1 Senaryo 1 – Koltukların Eklenmesi	61
7.2 Senaryo 2 – Koltukların ve Yolcu Kütlelerinin Eklenmesi	64
7.3 Senaryo 3 – Taşıtın Diğer Tarafı Üzerine Devrilmesi	66
8. SONUÇ	67
KAYNAKLAR	69

KISALTMALAR

CAE	: Computer Aided Engineering
CAD	: Computer Aided Design
CDM	: Central Difference Method
CFL	: Courrant, Freidrichs & Lewy
ECBOS	: Enhanced Coach and Bus Occupant Safety
ECE-R66	: Economic Comission for Europe Regulation No: 66
ECE-R80	: Economic Comission for Europe Regulation No: 80
FEM	: Finite Element Method
NVH	: Noise, Vibration & Harshness
TÜV	: Technischer Überwachungs Verein

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : 2006 yılında Türkiye’de kazaların oluş şekline göre dağılımı	1
Çizelge 1.2 : Otobüs kazalarında yaralanma dağılımı, İspanya 1995-1999.	2
Çizelge 2.1 : Taşıtların kullanım amacına göre sınıflandırılması	9
Çizelge 6.1 : Analiz boyunca kullanılan yazılımlar	51

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1	: Bir devrilme kazası örneği	3
Şekil 1.2	: ECBOS projesinden örnekler	6
Şekil 3.1	: Yaşam hacmi şablonunun aracın enine kesiti	11
Şekil 3.2	: Taşıt koltuğunun merkez noktasından alınan A-A kesiti.....	12
Şekil 3.3	: Taşıt ağırlık merkezinin boyuna konumu	13
Şekil 3.4	: Taşıt ağırlık merkezinin yatay konumu	14
Şekil 3.5	: Taşıt ağırlık merkezinin düşey konumu.....	15
Şekil 3.6	: Devrilme testi platformu	16
Şekil 3.7	: Tam ölçekli bir taşıtın devrilme testi.....	17
Şekil 3.8	: Taşıttaki yapısal bölmeler	18
Şekil 3.9	: Taşıt kesitinin devrilme testi	19
Şekil 3.10	: Taşıt kesitinin sanki-statik yüklenmesi.....	20
Şekil 3.11	: Parça testi – CAE analiz korelasyonu örneği.....	22
Şekil 4.1	: 1960'lı yıllarda kullanılan bir test aracı.....	23
Şekil 5.1	: Doğrusal elastik malzeme eğrisi.....	28
Şekil 5.2	: Doğrusal olmayan malzeme eğrisi	29
Şekil 5.3	: Merkezi farklar yöntemi	31
Şekil 5.4	: Taşıtın sonlu elemanlar modeli üç görünüş	35
Şekil 5.5	: Taşıtın kafes yapısı	36
Şekil 5.6	: Kafes yapıdaki profiller arası bağlantı.....	36
Şekil 5.7	: Taşıtın sac giydirmesi	37
Şekil 5.8	: Modeldeki punta kaynaklar	38
Şekil 5.9	: Çubuk tipi yay elemanın deformasyon modları	39
Şekil 5.10	: Yay elemanın doğrusal kuvvet – uzama grafiği.....	39
Şekil 5.11	: Yay elemanın doğrusal olmayan kuvvet – uzama grafiği.....	40
Şekil 5.12	: Kabin ve kapıların modellenmesi	41
Şekil 5.13	: Şasinin modellenmesi	41
Şekil 5.14	: Çekme testi cihazı ve test numunesi.....	42
Şekil 5.15	: Üç noktadan basma cihazı ve test numunesi.....	42
Şekil 5.16	: Mühendislik ve gerçek gerilme-gerinme eğrileri	43
Şekil 5.17	: Doğrusal elastik malzeme modeli kartı	44
Şekil 5.18	: Johnson – Cook malzeme modelinde gerinme hızı etkisi.....	46
Şekil 5.19	: Johnson – Cook malzeme modeli kartı.....	46
Şekil 5.20	: Parçalı doğrusal malzeme modeli gerilme – gerinme eğrisi	47
Şekil 5.21	: Parçalı doğrusal malzeme modeli kartı.....	48
Şekil 5.22	: Devrilmenin şematik gösterimi	50
Şekil 5.23	: İlk hız kartı	50
Şekil 6.1	: Taşıtın genel deformasyon davranışı.....	53
Şekil 6.2	: Taşıt deformasyonunun önden görünüşü	54
Şekil 6.3	: Taşıt enerjisinin zamana bağlı değişimi.....	55
Şekil 6.4	: Taşıt ağırlık merkezinin düşey (z) yer değiştirmesi	56

Şekil 6.5	: Taşıttaki alt sistemlerin iç enerji dağılımları.....	57
Şekil 6.6	: Kafes yapıya ait bölmelerin iç enerji dağılımları	58
Şekil 6.7	: Taşıt bölmeleri.....	58
Şekil 6.8	: Maksimum deformasyonun görüldüğü kesit görünüş.....	59
Şekil 7.1	: Taşıta eklenen koltuklar	61
Şekil 7.2	: Koltuk – alt gövde bağlantıları	62
Şekil 7.3	: Senaryo 1 – maksimum deformasyonun görüldüğü kesit görünüş.....	63
Şekil 7.4	: Senaryo 1 – taşıt enerjisinin zamana bağlı değişimi.....	63
Şekil 7.5	: Senaryo 2 – maksimum deformasyonun görüldüğü kesit görünüş.....	64
Şekil 7.6	: Senaryo 2 – taşıt enerjisinin zamana bağlı değişimi.....	65
Şekil 7.7	: Ana model ve ilk iki senaryo taşıtlarının iç enerji değişimleri.....	65
Şekil 7.8	: Ana model ve senaryo 3'ün iç ve kinetik enerji değişimleri.....	66

SEMBOL LİSTESİ

E	: Young Modülü
Δt	: Zaman Aralığı
c	: Dalga Hızı
σ	: Gerilme
ε_p	: Plastik Gerinme
ρ	: Yoğunluk
L_c	: Karakteristik Eleman Boyu
m	: Kütle
$\ddot{x}$	: İvme
I_p	: Polar Atalet Momenti
ω	: Açısal Hız

M2 SINIFI TİCARİ BİR ARACIN ECE-R66 STANDARDINA UYGUN BİLGİSAYAR ORTAMINDA TAVAN EZİLME ANALİZİ

ÖZET

Son yıllarda, ticari taşıtlarda meydana gelen kazalar arasında, devrilme kazaları en tehlikeli kazalar arasında bulunmaktadır. Bu tip kazaların taşıt içerisindeki kişilerin ölümüyle sonuçlanması riski diğer kaza tiplerine oranla birkaç kat daha fazladır. Devrilme kazalarında en sık görülen durumlar; kaza sonrası taşıt gövdesinde ciddi deformasyonlar oluşması, yolcuların hayatta kalması için gereken güvenlik hacminin sağlanamaması veya yolcuların cam bölgelerinden kısmen veya tamamen dışarı sarkmalarıdır. İstatistiklere göre, bunların içinde göz önünde bulundurulması gereken en önemli şey gövdenin sağlamlığıdır.

Avrupa Ekonomik Topluluğu (ECE) standartları arasında otobüs tipi ticari taşıtların devrilme sırasındaki davranışının değerlendirildiği regülasyon ECE-R66'dır. Regülasyonun sağlanabilmesi için taşıtın ya tamamına ya da tamamını temsil edebilecek bir kesitine standart bir devrilme senaryosu uygulanır. Sertifikasyon için kabul gören bir başka yöntem ise taşıtın bilgisayar destekli mühendislik yazılımları kullanılarak sonlu elemanlar modeli olarak da adlandırılan matematiksel modelinin hazırlanması ve devrilme simülasyonunun sanal ortamda oluşturulmasıdır.

Bu çalışmada, ECE-R66 regülasyonu kapsamındaki ticari bir taşıtın tam ölçekli sonlu elemanlar modeli hazırlanarak devrilme testinin simülasyonu gerçekleştirilmiş ve test sonucu taşıtın regülasyonun şartlarını sağlayıp sağlamadığı araştırılmıştır. Bunun yanında sonlu elemanlar modelinin geliştirilmesi süreci ve testin sınır şartlarının tanımlanması anlatılmış ve simülasyonu koşturmak için gerekli diğer parametreler üzerinde durulmuştur.

Taşıtın devrilme analizinde, çözücü olarak doğrusal olmayan açık kod RADIOSS, sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasında ön işlemci olarak Hypermesh ve Hypercrash yazılımları, analiz sonuçlarının değerlendirilmesinde son işlemci olarak Envision ve TH++ yazılımları kullanılmıştır.

Bu çalışmanın amacı, bilgisayar destekli mühendislik yazılımları kullanılarak gerçek saha testlerinin sanal ortamda canlandırılabilmesinin ve regülasyonların sağlanmasında testlere alternatif olabileceğinin ortaya konmasıdır.

COMPUTER AIDED ROOF CRASH ANALYSIS OF A M2 CLASS COMMERCIAL VEHICLE ACCORDING TO ECE-R66 STANDARD

SUMMARY

In recent years, among the accidents of commercial vehicles, rollover accidents have been the most hazardous ones. The risk of injury or fatality in rollover is several times bigger than the other types of accidents. The most possible scenarios seen during a rollover are; large deformation on vehicle body, not enough residual space for occupants to survive, partial or complete ejection of occupants through side openings or windshields. According to statistics, the most important criterion to be taken into account is the stiffness of vehicle body.

ECE regulation which is dedicated to bus and coach rollover behavior is ECE-R66. In order to satisfy the regulation, a standard rollover scenario is applied to full vehicle or a section of it. Other option of approval is implementing a rollover simulation of the vehicle by creating a mathematical model with the help of computer aided engineering applications.

In this study, mathematical model of an ECE-R66 subjected commercial vehicle is created using finite element method, numerical simulation of the model is performed and inspection is made if the vehicle satisfies the regulation or not. Besides, the development stages of the finite element method, boundary conditions of the test and the other parameter to run the job are the further considerations of the study.

A nonlinear explicit code RADIOSS is used as the solver, Hypermesh and Hypercrash are used as preprocessors, Envision and TH++ are used as postprocessors throughout the simulation of the rollover test.

The aim of this study is to show if real-life tests can be simulated virtually by using computer aided engineering tools and the numerical simulations might be alternatives to approval tests of regulations.

1. GİRİŞ

1.1 Kaza Özetleri

Dünyada son yıllarda gerçekleştirilen istatistiksel kaza değerlendirmelerinde devrilme kazaları çoğunlukla aynı gerçeği işaret etmektedir. Devrilme kazaları bütün kazalar içinde az sıklıkta görülmesine rağmen yüksek oranda ölümcül yaralanma riski taşımaktadır.

Türkiye Karayolları Genel Müdürlüğü tarafından 2007 yılında yayınlanan “Trafik Kazaları Özeti”ne göre, 2006 yılında Türkiye’de seksen binin üzerinde ölümlü ve yaralanmalı trafik kazası meydana gelmiştir. Bu kazaların %10’unu devrilme kazaları oluşturmaktadır. Taşıtların yüksek hızlarda seyrettiği şehirlerarası yollarda oluşan kazalar göz önünde alındığında devrilme kazaları %20 oranla en sık gerçekleşen ikinci çarpışma şeklidir. 2006 yılındaki kazaların oluş şekillerine göre dağılımı Çizelge 1.1’de gösterilmiştir [1].

Çizelge 1.1: 2006 yılında Türkiye’de kazaların oluş şekline göre dağılımı

Kaza Oluş Şekli	Şehir içi	%	Şehir dışı	%	Toplam	%
Çarpışma	24,165	40,07	5,612	22,25	29,777	34,82
Arkadan Çarpma	5,738	9,52	3,071	12,18	8,809	10,30
Duran Araca Çarpma	2,388	3,96	447	1,77	2,835	3,32
Sabit Cisme Çarpma	5,367	8,90	1,965	7,79	7,332	8,57
Yayaya Çarpma	14,802	24,55	1,131	4,48	15,933	18,63
Hayvana Çarpma	219	0,36	273	1,08	492	0,58
Devrilme	3,561	5,91	5,037	19,97	8,598	10,05
Yoldan Çıkma	3,572	5,92	7,548	29,93	11,120	13,00
Araçtan Düşen İnsan	422	0,70	85	0,34	507	0,59
Araçtan Düşen Cisim	62	0,10	53	0,21	115	0,13
Toplam	60296	100	25222	100	85518	100

1995-1999 yılları arasında İspanya’da rapor edilen karayolu kazaları arasında otoyollarda gerçekleşen devrilme kazaları %3,8’lik bir orana sahiptir. Bu oran şehir içinde daha da seyrek (0,4). Fakat devrilme kazalarının ölümle sonuçlanma riski başka bir kaza oluş şekline göre beş kat daha fazla olabilmektedir. Örneğin, otobüslerin önden çarpışmalarında ölümcül yaralanma riski %2 iken devrilmede %9,6 gibi bir orandır [2].

Aşağıdaki çizelgede devrilme ve diğer kaza oluş şekillerinin ölüm, hafif yaralanma, ağır yaralanma risklerinin karşılaştırılması yer almaktadır.

Çizelge 1.2: Otobüs kazalarında yaralanma dağılımı, İspanya 1995-1999 [2]

Yaralanma Şiddeti	Devrilme (%)	Diğer (%)
Ölüm	9,6	2,5
Ağır yaralanma	32,1	7,7
Hafif yaralanma	55,6	43,3
Yaralanmama	2,6	46,5
Toplam yolcu sayısı	1037	14151

Avrupa’daki devrilme kazalarına bakıldığında bir paralellik göze çarpmaktadır. 2000 yılında İngiltere’de gerçekleştirilen istatistiksel çalışmalara göre 12005 kişi devrilme kazaları sebebiyle yaralanmıştır. Bu sayı kaydedilen toplam kaza sayısının %4’üne denk delmektedir. Ölüm veya ağır yaralanmayla sonuçlanan kazalar göz önünde bulundurulduğunda devrilme kaynaklı kazaların (%19) diğer kazalardan (%9) daha büyük bir orana sahip olduğu sonucuna varılabilir [3].

ABD’de durum farklı olmayıp devrilme kazaları toplam kazaların %2’sini temsil etmesine rağmen, her yıl önemli sayıdaki insan bu yüzden ölmektedir. ABD’de devrilme, önden çarpışmadan sonra en ölümcül ikinci kaza olarak istatistiklere geçmiştir. Devrilme kazalarında yandan çarpışmalara göre daha fazla insan ölmektedir [4].

Rechnitzer ve arkadaşlarının yaptığı bir çalışmaya göre Avustralya’da yolcu ölümlerinin %19’u devrilme kaynaklıdır. Kent dışında gerçekleşen kazalar göz önüne alındığında tablo daha da kötüleşmektedir. Devrilme kazaları, Batı Avustralya kırsalında %44, kuzeyinde %54 oranında ağır yaralanma ve ölüm sonuçludur [4].

Devrilme kazalarının ölüm veya ağır yaralanma riski taşımasının nedeni olarak devrilemeye maruz kalan taşıtların büyük çoğunluğunun ağırlık merkezinin yerden

yüksek olması ve taşıtların yolcu kapasitelerinin diğer taşıtlara göre fazla olması gösterilebilir [5]. Bu yüzden devrilme ihtimali en yüksek olan ve devrilme sonucu can kaybının en fazla yaşandığı taşıtlar M sınıfı taşıtlar olan otobüsler ve minibüslerdir.



Şekil 1.1: Bir devrilme kazası örneği.

1.2 ECBOS

Son yıllarda bu araç sınıflarında artan yaralanma ve ölümleri engellemek ve daha güvenli bir yolcu taşımacılığı sağlamak amacıyla 2000-2003 yılları arasında sekiz Avrupa Birliği üyesi ülkenin¹ ortaklığıyla, kısa adı ECBOS (Enhanced Coach and Bus Occupant Safety) olan bir proje yürütülmüştür. Çalışmanın amacı, toplu taşıma araçlarının güncel onay test yöntemlerinin gerçek kaza örnekleri ile uyumunun araştırılması ve test yöntemlerinin geliştirilmesi üzerine önerilerde bulunmaktır. Otobüslerin pasif güvenliğinin ayrı ayrı araştırıldığı birçok özel çalışma olmasına rağmen, bütün güvenlik sorunlarının (önden-arkadan çarpma, devrilme) bir arada irdelendiği bir çalışma ilk defa yapılmıştır [6].

¹ Avusturya, Fransa, Almanya, İngiltere, İtalya, Hollanda, İspanya, İsveç.

ECBOS projesinin ilk aşamasında Avrupa ülkelerinde meydana gelen kazaların genel bir analizi gerçekleştirilmiştir. Bu analizde hükümetlerin veritabanlarından yararlanılarak kazaların oluş şekilleri, sıklıkları ve can, mal kaybı gibi istatistikler çıkarılmıştır.

İkinci aşamada, her kaza tipi ile ilgili ana yaralanma mekanizmaları incelenmiştir. Bu mekanizmaların ortaya çıkarılması için öncelikle çeşitli komponent ve malzeme testleri ile çarpışma sırasında aktif rol oynayan yapısal parçalar, koltuklar ve iç parçaların çarpışma davranışları gözlemlenmiştir. Bu fiziksel testler daha sonra taşıt yapıları ve yolcu güvenliği için oluşturulan nümerik simülasyon modellerinde kullanılmıştır. Buna ek olarak parametrik çalışmalar adı altında yolcu tipi, taşıt tipi, güvenlik sistemi tipi gibi değişik parametrelerin etkileri incelenmiştir.

Çalışma sonucunda güncel Avrupa regülasyon ve yönetmelikleri (özellikle ECE R66 ve ECE R80) ile ilgili önerilerde bulunulmuştur. Bunlardan bazıları değerlendirilmiş ve ECE R66 regülasyonu 2007 yılında düzenlenmiştir. Bu tezin konusu olan devrilme ile ilgili öneriler şu şekildedir:

1.2.1 Emniyet kemeri kullanımı

Kaza analizlerine göre devrilme kazalarındaki yaralanmalar yolcuların yan panele, camlara ve üst bagaj bölmesine çarpması ve yolcuların birbirlerine temas etmeleri sonucu görülmektedir. Emniyet kemeri donanımı bulunan taşıtlarda yaralanan yolcu sayısı ve yaralanma derecesi azalmaktadır. 2 noktalı ve 3 noktalı emniyet kemeri sistemleri arasındaki farklar incelenmiş fakat devrilme durumunda hangisinin daha iyi olduğu kesin bir şekilde belirtilememiştir. Bunun yanında taşıtta en azından 2 noktalı emniyet kemeri donanımı bulunması şiddetle tavsiye edilmektedir. 3 noktalı sistem ise koridor tarafında bulunan yolcuların yan camlara uzanmalarını engellemektedir. 2007 yılında regülasyona eklenmiştir.

1.2.2 Yolcu ağırlıkları

Çalışmanın diğer bir sonucu ise emniyet kemeri ile bağlı yolcuların devrilme sırasında taşıt tarafından çekilen enerjiyi belirgin bir şekilde arttırdığı gerçeğidir. Bu olgu, sadece taşıt üst yapısının belirleyici olduğu regülasyon ve yönetmeliklerde dikkate alınmalıdır. Bağlı yolcuların etkisi toplam yolcu kütlelerinin belli bir yüzdesinin sisteme yüklenmesiyle sağlanabilir. Bu yüzde, emniyet kemeri tipine göre

farklılık göstermekte olup 2 noktalı sistemlerde %70, 3 noktalı sistemlerde % 90'dır. Kütle, rijit bağlantı olarak düşünülmeli ve yolcuların ağırlık merkezinin olması gerektiği noktada olmalıdır. Bu nokta, tabandan 200 mm veya R noktasından 100 mm yukarıdadır. Bu iki faktör (kütlenin yüzde etkisi ve ağırlık merkezinin pozisyonu) önemlidir çünkü taşıtın çekeceği enerji miktarını doğrudan etkilemektedir. 2007'de yapılan düzeltme ile yolcu ağırlıkları da hesaba katılmaktadır.

1.2.3 M2 sınıfı taşıtlar

Bu teze konu olan ECE R66 regülasyonu 22 ve üzeri yolcu taşıyan taşıtlar için düzenlenmiştir. Bu yüzden 22'den az yolcu taşıyan M2 sınıfı taşıtlar bu regülasyonu sağlama zorunluluğunda değildir. Fakat testler iyi tasarlanmış M2 sınıfı bir taşıtın regülasyonu sağladığını göstermiştir. Bu yüzden M2 sınıfı taşıtların da ECE R66'ya dahil edilmesi teklif edilmektedir. Bir başka fikir ise diğer regülasyonlarda olduğu gibi regülasyonu taşıt kütlesi ve/veya boyutlarına göre düzenlemektir.

1.2.4 Çocuk güvenliği

Çocukların da yetişkinler gibi bir sabitleme sistemi güvenlik altında tutulması gerekmektedir. Amaç, çocukların yan veya ön camadan fırlamasını ve taşıtın içinde serbest hareket etmelerini önlemektir.

1.2.5 Pendulum testi

Pendulum testi 2007 yılından önce ECE R66 onayı için uygulanabilen yöntemlerden bir tanesidir. Farklı yöntemler karşılaştırıldığında test sonrası taşıtın çektiği toplam enerji pendulum testinde daha fazla çıkmıştır. Bu yüzden uygulaması zor ve sonucu gerçekçi olmayan pendulum testi 2007 yılında yapılan bir düzeltme ile regülasyondan çıkarılmıştır.

1.2.6 Devrilme mankeni

Dışarı fırlamanın olmadığı durumlarda vücutta en sık hasar gören yerler baş, boyun ve omuzlardır. Bu durumda yolcuların emniyet kemeri kullanmalarının önemi artmaktadır. Bu davranış MADYMO modelleri kullanılarak yapılan simülasyonlarda görülmüştür. Bu modeller farklı devrilme senaryolarında ve farklı sabitleme sistemlerinde (2 noktalı 3 noktalı emniyet kemeri) denenmiş ve en sık görülen

yaralanma mekanizması bulunmaya çalışılmıştır. Bu çalışmaların sonuçlarında biri yandan çarpma mankeninin devrilme testi için yeterli olmadığı, boyun ve omuz bölgesinin geliştirilmesi gerekliliğidir.

Simülasyonlar devrilme sırasında boyna yanal eğilme, yanal kesme ve yanal burulma kuvvetlerinin bileşkesi bir kuvvetin etkidiğini ortaya koymuştur. Geliştirilecek mankenin bu yükleri simüle edebilecek bir boyun ve omuz yapısına sahip olması gerekmektedir.



Şekil 1.2: ECBOS projesinden örnekler.

Devrilme kazalarında daha önemli olan diğer bir unsur taşıtın tavan ve yan gövdesinin birleştiği köşe noktalarında meydana gelen ezilmedir. Gövde ezilirken taşıtın devrilmesini durduracak yeterli plastik deformasyonu göstermesi

gerekmektedir. Fakat gövdenin şekil değiştirmesi arttıkça yolcuların kaza hayatta kalmalarını sağlayacak “yaşam hacmi” azalmaktadır. Bu hacim belli bir değerin altına indiğinde yolcular emniyet kemeri ile sabitlenmiş olmalarına rağmen ağır veya ölümcül yaralanma riski artar. Yani taşıt gövdesinin ne çok az enerji çekecek kadar sert ne de çok fazla deforme olarak yolcuların güvenliğini tehlikeye atacak kadar zayıf olması istenir.

Taşıtların devrilme sırasındaki gövde deformasyon miktarı taşıt gövdesinin dayanımı olarak bilinen bir parametre ile kontrol edilmektedir. Avrupa’da 1986 yılında yürürlüğe giren ECE-R66 regülasyonu, M sınıfı yolcu taşıtlarının devrilme güvenliğini belirleyici unsur görevi görmektedir. Regülasyonun amacı, güvenli otobüs gövdeleri üretimi için standart oluşturmaktır. Taşıtın devrilme sırasındaki davranışını inceler ve devrilme sonrasında içerideki yolcuların hayatta kalmalarını sağlayacak yaşam hacmi tek ölçüttür. Bu yönüyle ECE-R66 bir pasif güvenlik kontrol mekanizmasıdır.

Bu çalışmada, 16 yolcu kapasiteli bir taşıtın ECE-R66 regülasyonu baz alınarak hazırlanmış matematiksel modeli doğrusal olmayan ekplisit kod ile çözölmüş ve regülasyonun sağlayıp sağlamadığı araştırılmıştır. Ayrıca regülasyonun alternatif olarak sunduğu değişik test tipleri ayrı iterasyonlar halinde koşturulmuş ve karşılaştırılmıştır.

2. TAŞITLARIN SINIFLANDIRILMASI VE TAŞIT ONAYI

2.1 Taşıtların Sınıflandırılması

Taşıtlar, kullanım amaçları, aks sayıları ve kapasitelerine göre sınıflandırılmıştır. 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 [7]

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.

2.2 Taşıt Onayı (Homologasyon)

Homologasyon taşıtın belli yasal yönetmelikleri veya regülasyonları sağladığını gösteren sertifikasyondur. Aracın satılacağı marketi kapsayan standartları sağlaması gerekmektedir. Avrupa Birliği'nde üretilen ve satılan her araçlar için bu standartlar ECE regülasyonlarıdır. Türk imalatçıların da Avrupa ile gümrük ortaklığına başladıktan sonra ECE regülasyonlarını sağlaması gerekmektedir. 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 olduğu takdirde onay almak için homologasyon testlerine sokulurlar. Homologasyon testleri onay verme yetkisine sahip bağımsız bir kuruluştan (örneğin TÜV) katılan bir gözlemci önünde gerçekleştirilir. Test sonrasında taşıtın regülasyonu sağlayıp sağlamadığına gözlemci karar verir. Test sonucu regülasyon sağlanırsa belgelendirme sürecine geçilir.

Bu çalışmaya konu olan ECE-R66 regülasyonu 22 ve daha üstü yolcu kapasiteli tek katlı ticari taşıtlar için düzenlenmiş olup bu tezde M2 sınıfı 16 yolcu kapasiteli bir taşıtın devrilme güvenliği araştırılacaktır.

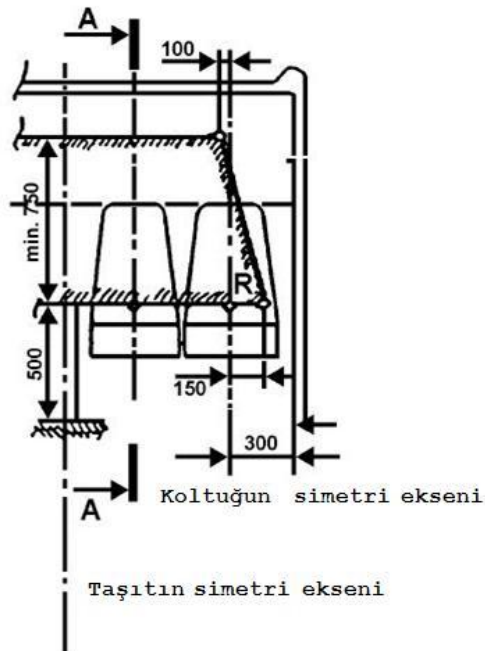
3. ECE-R66 REGÜLASYONU

3.1 Teknik Özellikler

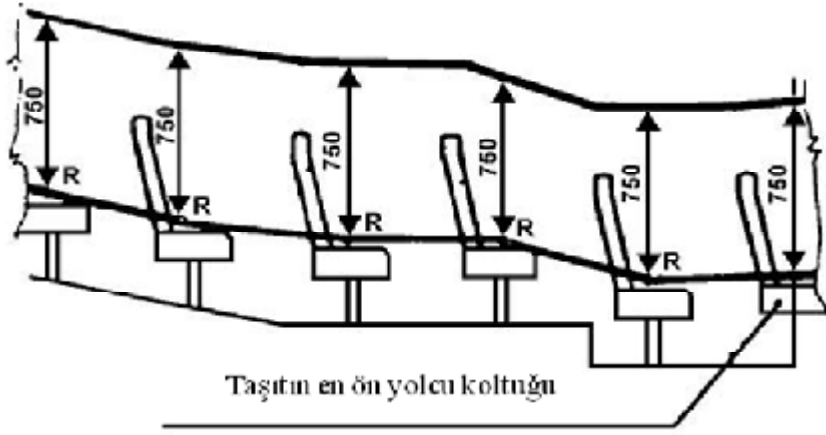
ECE-R66 regülasyonuna göre; taşıtın üstyapısının devrilme testi sırasında ve sonrasında yeterli direnci göstermeli ve taşıtın herhangi bir bölgesinin regülasyonca belirlenen yaşam hacminin içerisine girişim yapmamalıdır. Buna ek olarak yaşam hacmi, taşıtın deforme olan yapısından dışarı taşmamalıdır.

Taşıtın yaşam hacmini temsil eden şablon, taşıtın en arka koltuğundan başlayarak en ön yolcu koltuğuna kadar boyuna eksen boyunca uzanmaktadır. Taşıtın zemininde kot farkı olduğu durumlarda şablon koltuktan koltuğa açılı oluşturacak şekilde uzanabilir.

Şablonun taşıtın enine kesitindeki konumu koltuğun R noktası ile belirlenir. R noktası, taşıtın yer döşemesinden 500 mm yukarıda, yan camların iç yüzeyinden 300 mm içeridedir. Şablonun şekli eşkenar yamuk olup ayrıntılı ölçülendirmesi Şekil 3.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1: Yaşam hacmi şablonunun aracın enine kesiti.



Şekil 3.2: Taşıt koltuğunun merkez noktasından alınan A-A kesiti.

3.2 Taşıt Ağırlık Merkezinin Bulunması

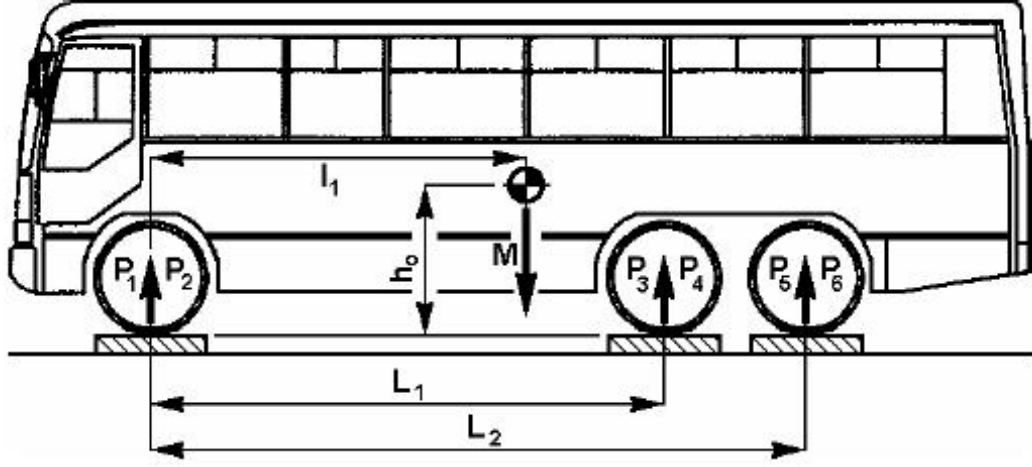
Devrilme testi sırasında taşıtın çekeceği toplam enerji miktarı taşıt ağırlık merkezine doğudan bağlı olduğu için ağırlık merkezinin yerinin mümkün olduğunca doğru hesaplanması gerekmektedir.

Ağırlık merkezinin üç global koordinattaki ölçüleri şu şekildedir:

- : Ağırlık merkezi ile ön aks arasındaki boyuna mesafe,
- : Ağırlık merkezi ile taşıt boyuna eksen (x eksen) arasındaki yatay mesafe,
- : Ağırlık merkezi ile yer arasındaki düşey mesafedir.

3.2.1 Ağırlık merkezinin boyuna konumu

Taşıt düz bir zemin üzerindedir ve her tekerleğin altında o tekerleğe gelen yükü ölçmek üzere bir kuvvetölçer bulunmaktadır.



Şekil 3.3: Taşıt ağırlık merkezinin boyuna konumu.

Ağırlık merkezinin ön aksa olan uzaklığı (l_1) şu eşitlik ile bulunur:

$$l_1 = \frac{(P_3 + P_4) \cdot L_1 + (P_5 + P_6) \cdot L_2}{M_{\text{taşıt}} \cdot g} \quad (3.1)$$

P_1 : Ön aksın sağ tekerleğine gelen yük,

P_2 : Ön aksın sol tekerleğine gelen yük,

P_3 : Orta aksın sağ tekerleğine gelen yük,

P_4 : Orta aksın sol tekerleğine gelen yük,

P_5 : Arka aksın sağ tekerleğine gelen yük,

P_6 : Arka aksın sol tekerleğine gelen yük,

L_1 : Ön aks ile orta aks arasındaki mesafe,

L_2 : Ön aks ile arka aks arasındaki mesafedir.

Bu çalışmaya konu olan taşıt iki akslı olduğu için L_1 sıfırdır.

3.2.2 Ağırlık merkezinin yatay konumu

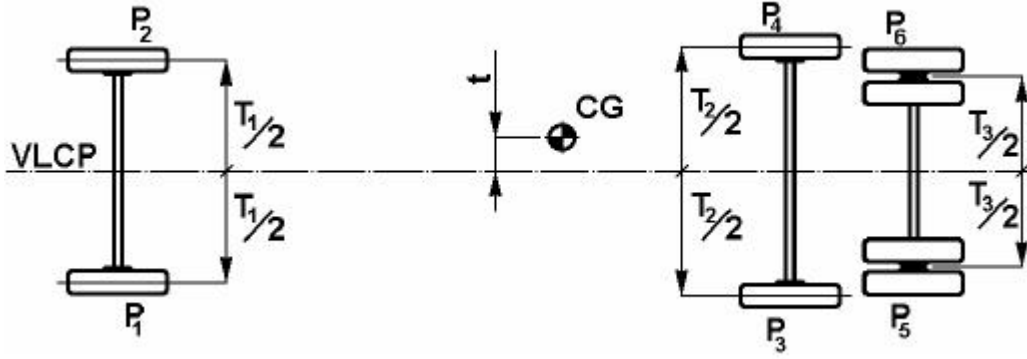
Yatay konum (t) aşağıdaki eşitlik ile bulunur:

$$t = \left[(P_1 - P_2) \frac{T_1}{2} + (P_3 - P_4) \frac{T_2}{2} + (P_5 - P_6) \frac{T_3}{2} \right] \cdot \frac{1}{M_{\text{taşıt}} \cdot g} \quad (3.2)$$

T_1 : Ön aksın iki tekerleği arasındaki mesafe,

T_2 : Orta aksın iki tekerleği arasındaki mesafe,

T_3 : Arka aksın iki tekerleği arasındaki mesafedir.



Şekil 3.4: Taşıt ağırlık merkezinin yatay konumu.

Bu çalışmaya konu olan taşıt iki akslı olduğu için T_2 sıfırdır.

3.2.3 Ağırlık merkezinin düşey konumu

Düşey konumun (h_0) bulunabilmesi için tekerlekler düşeyde bağımsız hareket edebilen yatay platformlar üzerine konur. Her tekerleğin altında kuvvetölçer bulunur. Arka akstaki platformlar belli bir H mesafesi kadar yükseltilir ve her tekerleğe binen reaksiyon kuvveti (P_i) okunur. Bu durumda düşey konum:

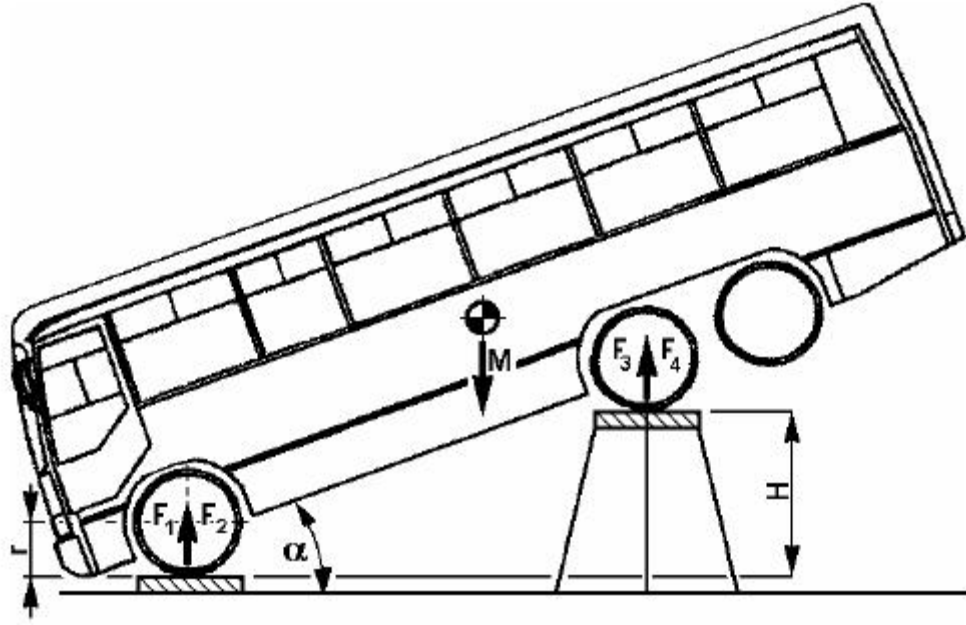
$$\alpha = \arcsin\left(\frac{H}{L_1}\right) \quad (3.3)$$

$$h_0 = r + \left(\frac{1}{tg\alpha}\right)\left(l_1 - L_1 \frac{P_3 + P_4}{M_{taşıt} \cdot g}\right) \quad (3.4)$$

H : Ön ve arka aks merkezleri arasındaki düşey mesafe,

L_1 : Ön aks ile orta aks arasındaki mesafe,

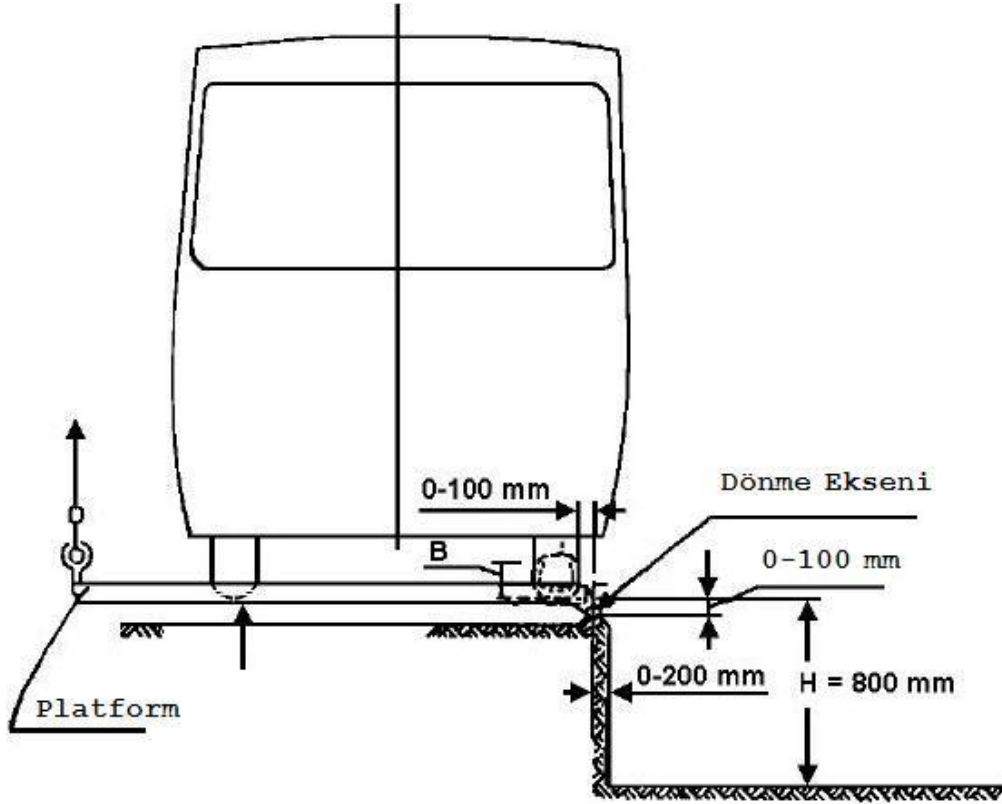
r : Ön aks merkezi ile platform arasındaki düşey mesafedir.



Şekil 3.5: Taşıt ağırlık merkezinin düşey konumu.

3.3 Test koşulları

Taşıt, test için yerden yüksekliği 800 ± 20 mm olan ve taşıtın boyuna eksenini etrafında dönen bir platform üzerine yerleştirilir ve bu eksen etrafında yan yüzeyi üzerine devrilir [8]. Taşıtın kafes yapısından veya ek özelliklerinden (klima, bagaj veya motorun konumlandırılması, vs.) dolayı ağırlık merkezinin kaçık olması taşıtın bir tarafının daha dirençli olması sonucunu doğurabilir. Bu yüzden taşıtın hangi yan yüzeyi üzerine devrileceğine imalatçı karar verse de genellikle daha zayıf olan yüzey seçilmektedir. Şekil 3.6'da test platformunun şematik gösterimi bulunmaktadır.



Şekil 3.6: Devrilme testi platformu.

ECE-R66 Regülasyonunda sertifikasyon için birbirinin dengi dört alternatif yöntemden biri seçilebilmektedir. Bunlar:

- Ø Tam ölçekli bir taşıtın devrilme testi,
- Ø Taşıtın tamamını temsil eden kesitinin testi,
- Ø Taşıt kesitinin sanki-statik (quasi-static) yükleme testi,
- Ø Taşıtın devrilme testinin nümerik simülasyonu.

3.3.1 Tam ölçekli taşıtın devrilmesi

Tam ölçekli taşıt; şasi, gövde, aktarma organları, koltuklar ve yolcu sabitleme sistemlerinin dahil olduğu yüksüz haldeki taşıttır. Testte tam ölçekli bir taşıt kullanılabileceği gibi bu sistemlerden bir veya birkaçının eksik olduğu bir konfigürasyon da kullanılabilir. Fakat bu durumda testte kullanılacak taşıtın, kütle, ağırlık merkezi ve kütlenin dağılımı bakımından tam ölçekli taşıtı temsil edebilmesi gerekmektedir.



Şekil 3.7: Tam ölçekli bir taşıtın devrilme testi.

Yolcu emniyet kemeri sistemlerinin standart olduğu taşıtlarda, her koltuğa kütlenin emniyet kemeri ile sabitlenmesi gerekmektedir. Bu kütle ortalama yolcu kütlesinin (68 kg) yarısı ağırlığında olabilir. Bu durumda ağırlık merkezi koltuk R noktasının 100 mm önünde ve üstünde olacak şekilde kütle sabitlenmelidir. Diğer bir yol ise regülasyonda ölçüleri verilen mankenin kullanılmasıdır.

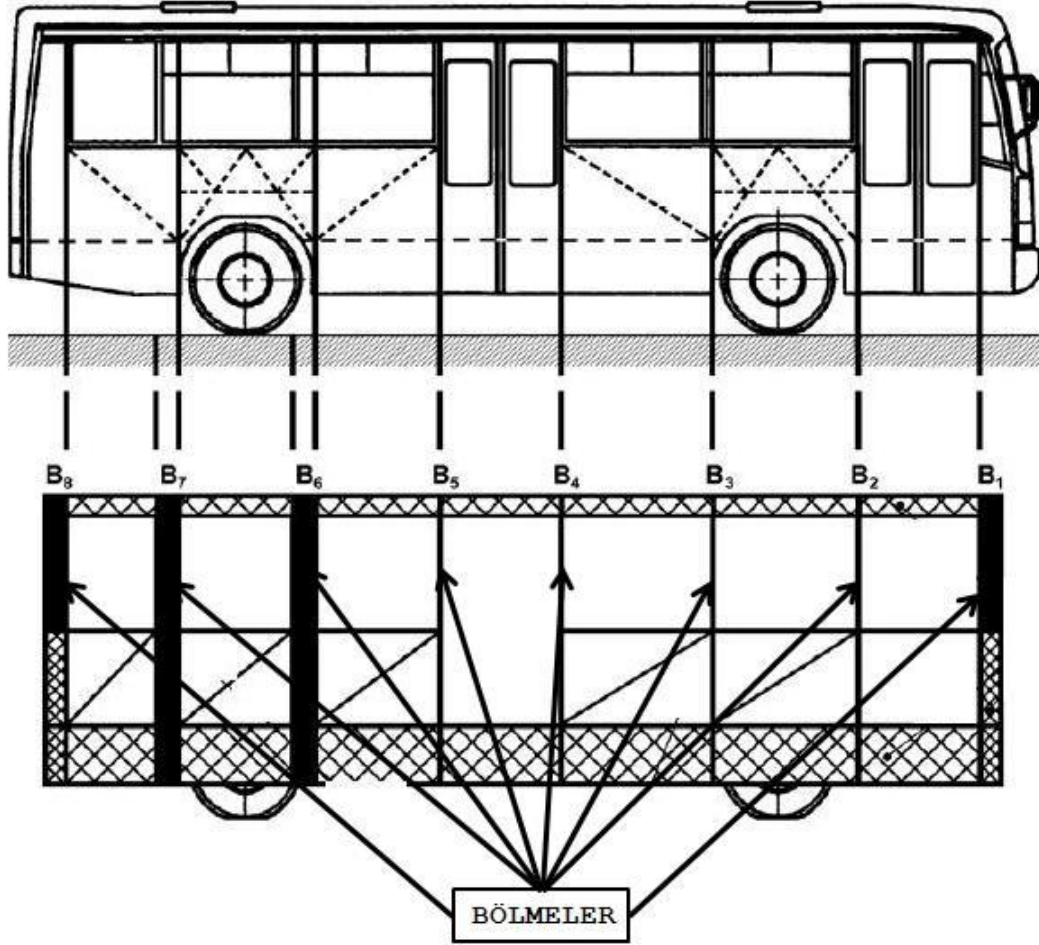
Devrilme sırasında taşıtın kendi ağırlığının etkisiyle serbest düşmektedir. Bu yüzden dinamik etkileri elemine edebilmek amacıyla platformun açılma hızının saniyede 5 dereceyi (0.087 radyan/saniye) aşmaması gerekir [8].

3.3.2 Taşıt kesitinin devrilmesi

Tam ölçekli bir taşıtın devrilme senaryosuna benzer biçimde, taşıtın yüklenmemiş halinin tümünü temsil edebilecek kesitinin devrilme testi gerçekleştirilebilir. Kesitin taşıtı temsil edebilmesi için kütle dağılımının ve ağırlık merkezinin taşıt ile uyumlu olması gerekmektedir.

ECE R66 regülasyonuna göre test edilecek kesitte en az iki bölme bulunması gerekmektedir. Bölme, taşıtın her iki tarafından birer kapı veya pencere sütunu, tavan

ve taban kirişinden oluşan araç boyuna eksenine (x eksenine) dik yapısal kesitlere denir [8]. Şekil 3.8’de görüldüğü gibi devrilme testine tabi olan taşıtların yolcu kompartımanı birden çok bölmeden oluşmaktadır.



Şekil 3.8: Taşıttaki yapısal bölmeler.

Her bölmenin imalatçı tarafından belirlenen kütlelerinin toplamı taşıtın toplam kütlesinden az olmamalıdır. M_i bir bölmenin kütlesi olmak üzere;

$$\sum_{i=1}^n M_i \geq M_{\text{taşıt}} \quad (3.5)$$

Kesitin kütlesi, teste tabi olacak kesitin iki veya daha fazla noktadan asılmasıyla ölçülür ve tam ölçekli yüksüz taşıtının kütlesinin yüzdesi olarak ifade edilir. Eğer bu değer imalatçının belirlediği yüzdeden farklı ise dışarıdan eklenecek kütlelerle istenen değere getirilir.

Kesitin ağırlık merkezi de taşıtın yatay ve dikey eksenini boyunca tam ölçekli taşıt ile aynı olmalıdır. Çünkü taşıt serbest düşme ile devrilirken yere değdiği andaki ilk hızını belirleyen ağırlık merkezinin yeridir. Bu da taşıtın regülasyonu sağlaması için çekmesi gereken enerji ile orantılıdır.

Bunların dışında test edilecek kesit şu özelliklerde olmalıdır:

Tam ölçekli taşıtın içine yerleştirilen yaşam hacmi şablonu kesite yerleştirilen şablon ile uyumlu olmalıdır. Tavan yapısında tavan yüksekliği, klima veya bagajdan dolayı oluşan lokal farklılıklar kesitte iyi temsil edilmelidir. Kesitte bulunan taşıt bölmeleri malzeme, birleştirme tekniği, geometri ve şekil olarak tam ölçekli taşıt ile aynı olmalıdır.

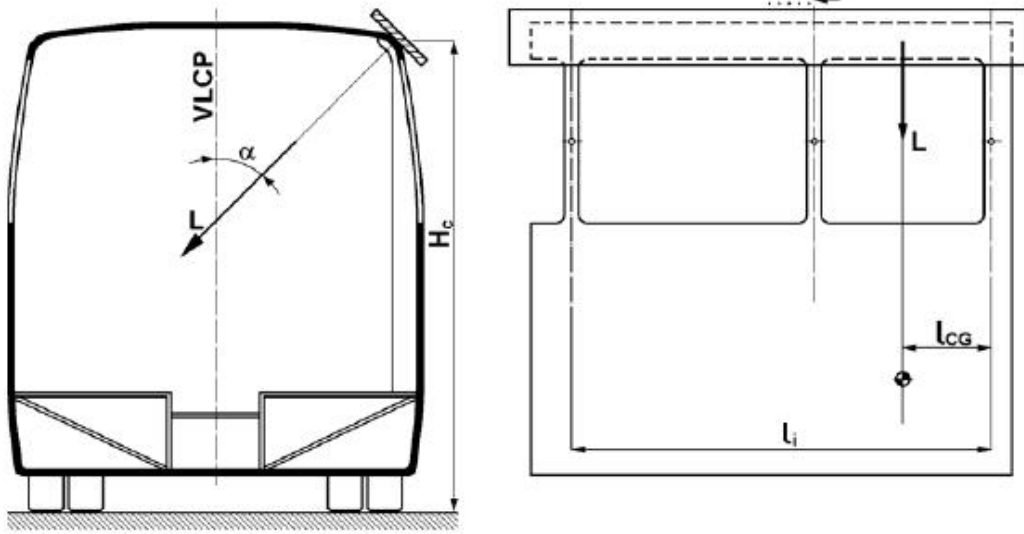


Şekil 3.9: Taşıt kesitinin devrilme testi.

3.3.3 Taşıt kesitinin sanki-statik yükleme testi

Bu seçenekte taşıt kesiti üzerine statığa yakın bir hızda yük uygulanarak oluşacak deformasyon gözlemlenmektedir. Taşıt kesitinin teste uygunluğu için istenen özellikler bir önceki bölümde anlatılanlar ile aynıdır. Bunlara ek olarak statik basma testinde kesit üzerine ne kadar enerji verildiğinin takibi için test edilecek taşıt kesitinin enerji çekme kapasitesinin çıkarılması gerekmektedir.

Şekil 3.10’da görüldüğü gibi devrilme etkisinin yaratılabilmesi için yük kesitin kiriş-kolon birleşimlerine uygulanmaktadır. Yükün uygulanması için uzunluğu taşıtın uzunluğundan kısa olmayan rijit bir profil kullanılmaktadır.



Şekil 3.10: Taşıt kesitinin sanki-statik yüklenmesi.

Kuvveti uygulanma yönü taşıt yüksekliğinin (H_c) bir fonksiyonu olup şu denkleme göre belirlenmektedir;

$$\alpha = 90^\circ - \arcsin\left(\frac{800}{H_c}\right) \quad (3.6)$$

Bu testte devrilmedeki deformasyonun yakalanabilmesi için enerji kontrolü yapılmalıdır. Test sırasında yükleme – yer değiştirme grafiği çıkartılır. Bu grafiğin altında kalan alan kesite aktarılan enerji vermektedir. Bu şekilde test sonunda taşıta aktarılan toplam enerji ile kesitin devrilme sırasında çekebileceği enerji miktarı karşılaştırılır.

Kesitin çekebileceği minimum enerji E_{min} olmak üzere;

$$E_{min} = \sum_{i=1}^s E_{toplaml} \frac{M_i}{M_{taşıtl}} \quad (3.7)$$

Burada;

$E_{toplaml}$: Toplam enerji

M_i : Kesitteki her bölmenin kütlesidir.

Kesitin testi geçebilmesi için test sonucu çektiği enerjinin en az E_{min} kadar olması gerekmektedir.

3.3.4 Devrilme testinin nümerik simülasyonu

Taşıtın regülasyonu sağladığı teknik servisin onayladığı herhangi bir nümerik hesaplama yöntemiyle de kanıtlanmaktadır. Bunun için taşıtın bir matematik modeli oluşturulur. Matematik model aşağıdaki özellikleri sağlamalıdır:

Ø Model, devrilmenin fiziğini açıklayabilecek yetenekte olmalıdır. Sonuçların konservatif olabilmesi için modelde kabuller yapılmalıdır. Buların dışında model oluşturulurken aşağıdakilere dikkat edilir:

Ø Teknik servis, modelde yapılan kabulleri değerlendirmek ve modelin geçerliliğini sınamak için gerçek taşıt üzerinde parça testleri talep edebilir.

Ø Modelde kullanılan kütle ve ağırlık merkezi gerçek taşıtta bulunan değerlerle aynı olmalıdır.

Ø Modeldeki kütle dağılımı onay alınan taşıtınkine tekabül etmelidir. Atalet momenti değerleri taşıtın kütle dağılımına göre hesaplanır.

Ø Devrilme simülasyonu taşıtın denge halinin bozulduğu yani devrilmeye başladığı ilk andan itibaren başlatılabileceği gibi taşıtın yer ile temasa geçtiği andan itibaren de başlatılabilir. Bu durumda modelin ilk çarpma anındaki sınır koşulları, taşıtın denge halinin bozulduğu ilk andaki potansiyel enerji miktarından yola çıkarak hesaplanır.

Ø Modelin gerçek taşıtı temsil ettiğinden ve test şartlarını sağladığından emin olduğunda, taşıt geometrisinin zamana bağlı değişimi gözlemlenerek simülasyon incelenir. Taşıtın maksimum deformasyonu gösterdiği anda yaşam hacmi şablonuna taşıt tarafından girişim olmuyorsa taşıta onay verilir [8].

Bu tezde, devrilme davranışı araştırılan taşıtın matematik modellemesinde Sonlu Elemanlar Yöntemi (Finite Element Method – FEM), hesapların yürütülmesinde ise Merkezi Farklar Yöntemi (Central Difference Method – CDM) kullanılmıştır.

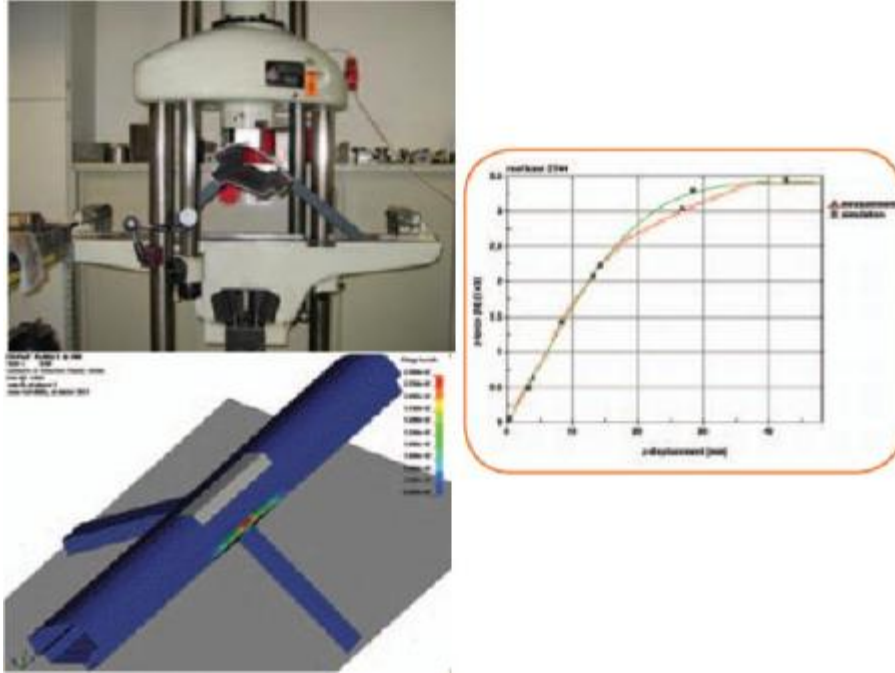
3.3.5 Hesaplama tekniğinin doğrulanması

Sertifikasyondan sorumlu teknik servis onay için kullanılacak modelin oluşturulacağı hesaplama tekniğinin doğruluğu sınamak ister. Bunun için teknik servise taşıtın çeşitli yerlerinden çıkartılmış test numuneleri gönderilir. ECE-R66 devrilme testinde taşıtın deformasyon davranışında kafes yapı önemli rol oynamaktadır bu sebeple genellikle taşıtın yan gövde profillerinin t bağlantıları ve sütun tavan kirişi t bağlantıları seçilir. Buradaki amaç, modelin oluşturulmasında kullanılacak malzeme

modellerinin taşıtın gerçek davranışını tam anlamıyla simüle edebilmesini sağlamaktır.

Test numunelerine üç nokta basma aparatlarında sanki – statik yükleme testleri uygulanarak eğilmeye karşı dirençleri ölçülür. Daha sonra bu testlerin matematik modelleri tam araç modelinin hazırlanacağı yazılımlarda oluşturulur.

Hesaplama tekniğinin doğrulunun sağlanabilmesi için test ile analiz arasında belli bir oranda korelasyon istenir. Parça testleri ve analizlerin yük – yer değiştirme eğrileri karşılaştırılır korelasyonun tutmadığı bölgelerde modelde iyileştirmeye gidilir. Gerekli korelasyon sağlandığında araç modelinin oluşturulması için bir engel kalmamış demektir.



Şekil 3.11: Parça testi – CAE analiz korelasyonu örneği [9].

4. BİLGİSAYAR DESTEKLİ MÜHENDİSLİĞİN ÖNEMİ

Otomotiv Endüstri'sinin ortaya çıktığı ilk yıllarda araçların tasarımı, 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.

Aşağıdaki resimde 60'lı yıllarda araç testi için özel olarak imal edilmiş iki adet araç görülmektedir. Öndeki araç verinin toplanacağı test aracıdır. Fakat test ekipmanının çok fazla yer işgal etmesi sebebiyle, veri kabloları arkaya doğru uzatılarak ekipmanı yerleştirecek ikinci bir araç teste dahil edilmiştir. Aradaki kablolar, öndeki test aracında bulunan sensörler ile arkadaki araçta bulunan test donanımı arasında bağlantı sağlamaktadır.



Şekil 4.1: 1960'lı yıllarda kullanılan bir test aracı.

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 nümerik 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. Devrilmenin de 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 karşın, 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 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 global 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 tecrübelere 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. TAŞITIN MATEMATİK MODELİ

5.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu Elemanlar Yöntemi karmaşık mühendislik problemlerini çok sayıda küçük ve daha basit problemlere bölerek analiz etme yöntemidir. Yapısal analizlerde, karmaşık yapı sonlu eleman olarak adlandırılan çok sayıdaki parçaya bölünür, elemanlar birbirine düğüm noktalarında bağlıdır [10].

Her bir düğüm noktası üç doğrusal, üç dairesel 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 devamlılık gösteren bir yapının davranışını sonlu sayıdaki düğüm noktası (serbestlik derecesi) ile tahmin etmeye yarar.

5.1.1 Doğrusal sistemlerin çözümü

Yapıyı oluşturan her elemanın sistem içerisindeki davranışı eleman katılık matrisi $[k]_e$ olarak adlandırılan bir parametre tarafından kontrol edilir. Eleman katılık matrisi, eleman malzeme ve geometri özelliklerinin türetilmesinden oluşturulmuştur. Elemanın üzerine etki eden yükleri eleman yük matrisi $\{f\}_e$ ifade etmektedir.

Buna göre bir eleman ve onu çevreleyen düğüm noktaları arasındaki ilişki aşağıdaki eşitlikle belirtilebilir:

$$\{f\}_e = [k]_e \{u\}_e \quad (5.1)$$

Bu eşitlikte $\{u\}_e$ bilinmeyen olup, etkiyen kuvvet sonucunda düğüm noktalarının nasıl ve ne kadar yer değiştirdiğini göstermektedir.

Daha sonra her elemanın katılık matrisi birleştirilerek sistemin katılık matrisi $[K]$ oluşturulur. Sisteme etkiyen yüklerin de bileşkesi alınarak global bir yük vektörü $\{F\}$ haline getirilir. Eşitlik tüm sistem için aşağıdaki şekli alır:

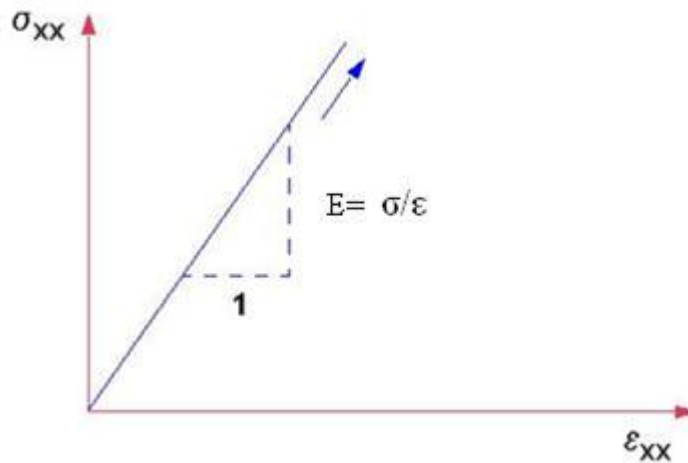
$$\{F\} = [K] \{u\} \quad (5.2)$$

Eşitlikte bilinmeyen yer değiştirme vektörü $\{u\}$ 'dur. Bundan sonrası sisteme sınır koşulları ekleyerek katılık matrisini düzenlemek ve bu çok bilinmeyenli sistemi çözmektir. Sistemin çözümü, düğüm noktalarının yer değiştirme değerleridir ve bu değerlerden hareketle önce gerinme (birim uzama) daha sonra gerilme elde edilir.

Denklem 5.2, dikkatli incelendiğinde Robert Hooke'un basit yay için bulduğu kuvvet – yer değiştirme ilişkisinin aynısı olduğu açıkça görülebilir. Bu ilişki şöyledir ki: sistem üzerindeki kuvvet iki katına çıkarıldığında yer değiştirme de 2 kat artacaktır. Bu denklemde yayın veya sistemin sertliği (K) sabit kabul edilmektedir.

Sonlu elemanlarda bu durum “doğrusal analiz” olarak adlandırılır ve aşağıda belirtilen şartları sağlar:

- Ø Gerilme değerleri elastik bölgededir yani malzemenin akma sınırı dışına çıkmamıştır.
- Ø Deformasyonlar ve buna bağlı olarak gerinme değerleri küçüktür. Plastik gerinme görünmez.
- Ø Sınır koşulları değişmez.
- Ø Yüklemeler deformasyondan bağımsızdır.
- Ø Yer değiştirmeler yüklemeler ile doğru orantılıdır.
- Ø Çözüm, sistem denge konumuna ulaştınca sağlanır.



Şekil 5.1: Doğrusal elastik malzeme eğrisi.

5.1.2 Doğrusal olmayan sistemlerin çözümü

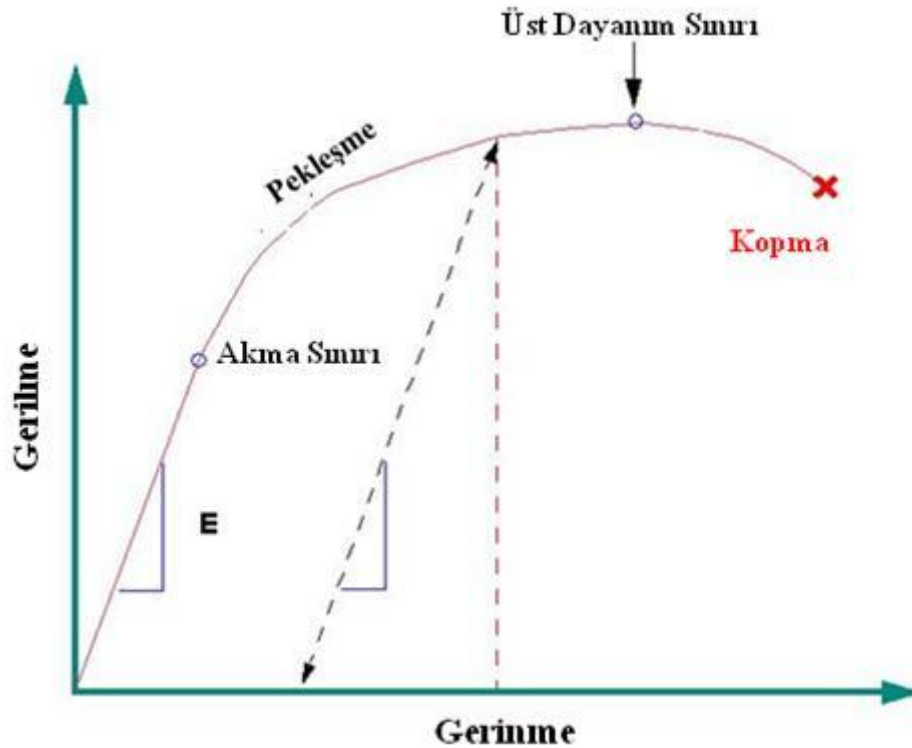
Sistemin, doğrusal denge denklemi ile çözülemediği durumlara doğrusal olmayan davranış denir ve Hooke eşitliği yeterli olmaz. Bu yüzden sistem birden fazla basamakta yüklenir. Her yükleme belli sayıda yenileme (iterasyon) ile tekrar edilerek sonuca belli bir hata ile yakınsanmaya çalışılır. Her basamağın çözümünden önce katılık matrisi tekrar hesaplanır. Sistemin doğrusal olarak davranmadığı durumlar şu şekilde sıralanabilir:

5.1.2.1 Geometrinin doğrusal olmayan davranışı

Deformasyonlar büyüktür. Bu tip çözümler “yüksek gerinim analizleri” olarak adlandırılırlar ve elemanların gerinme değerleri elemanların yer değiştirmelerinin doğrusal olmayan fonksiyonları cinsinden ifade edilir.

5.1.2.2 Malzemenin doğrusal olmayan davranışı

Eleman akma sınırının üzerine çıkabilir. Eleman üzerindeki yükler, eleman sertliği ile yer değiştirmesinin çarpımına eşit değildir.



Şekil 5.2: Doğrusal olmayan malzeme eğrisi.

Eleman üzerindeki gerilme değerleri akma sınırını aştığında malzeme doğrusal olmayan davranış göstermeye başlar. Bu plastik davranış olarak adlandırılır. Eleman üzerindeki deformasyonlar büyük ölçüde kalıcı deformasyonlardır.

Bunu haricinde, ideal plastik gibi davranmayan malzemeler de mevcuttur. Bu malzemelere; neredeyse sıkıştırılmaz (kauçuk), viskoelastik ve viskoplastik malzemeler örnek verilebilir.

5.1.2.3 Sınır koşullarının doğrusal olmayan davranışı

İki veya daha fazla parçanın birbirleri ile etkileşime girdikleri durumlar kontak problemleri olarak adlandırılırlar ve doğrusal olmayan bir sınır koşulu problemleridir. Çünkü parçaların kontağı sırasında yükler kontak yüzeyleri boyunca elemandan elemana aktarılır. Sisteme sürtünme tanımlanmışsa kesme (shear) kuvvetleri de aktarılır.

Buraya kadar incelenen doğrusal ve doğrusal olmayan davranış sergileyen sistemler örtülü (implicit) kod ile çözülürler. Örtülü kod basit olarak matris sisteminin değişik çözümlerini içermektedir.

5.1.3 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. Ayrıca sistemdeki parçalar gerek birbirleri ile gerekse kendi içerisinde kontak şartları oluşturmaktadırlar. Bu haliyle sistem sınır koşullarının doğrusal olmayan davranışına örnektir.

Yükleme şartları dinamik olduğu için doğrusal sistemlerdeki gibi denge hali araştırılmaz. Buna karşılık, yükleme zaman kümesinde (time domain) etkidiği için bir hareket denklemi yazılır ve bu denklem belli zaman aralıklarında çözülür.

Açık kodların dezavantajı sistemin kararlılığı açısından modeli küçük zaman aralıklarında çözme gerekliliğidir. Bir modeli çözmeden önce zaman aralığının nasıl hesaplandığı sonraki bölümde anlatılmıştır.

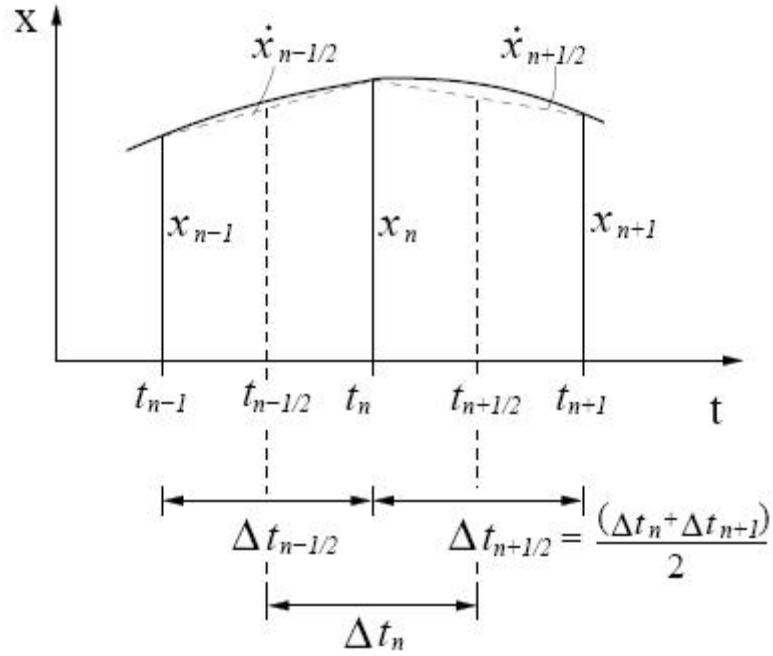
Dinamik sistemlerin çözümü için temel dinamik denge denklemi esas alınmaktadır.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (5.3)$$

Denklem bir adi diferansiyel eşitlik olup zaman kümesinde merkezi farklar yöntemi (Central Difference Method – CDM) kullanılarak çözülür. Bu yöntem günümüzde açık kodların çözümü için en çok kullanılan yöntemdir.

5.1.4 Merkezi farklar yöntemi

Doğrusal olmayan dinamik sistemlerin çözümü için en sıklıkla kullanılan yöntemdir.



Şekil 5.3: Merkezi farklar yöntemi [11].

$$x_{n+1} = x_n + \dot{x}_{n+\frac{1}{2}}\Delta t_n \quad (5.4)$$

$$\dot{x}_{n+\frac{1}{2}} = \dot{x}_{n-\frac{1}{2}} + \ddot{x}_n\Delta t_n \quad (5.5)$$

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

$$[M]\{\ddot{X}_n\} + [K]\{X_n\} = \{F_{dış}(t_n)\} \quad (5.6)$$

Burada;

M : Kütle matrisi,

K : Katılık matrisi,

$F_{dış}$: Dış kuvvetler vektörüdür.

$$[K]\{X_n\} = \{F_{iç}(t_n)\} \quad (5.7)$$

$F_{iç}$ iç kuvvetleri temsil etmekte ve denklem 5.7’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.

$$[M]\left\{\frac{\partial v}{\partial t}\right\} = \{F_{dış}\} - \{F_{iç}\} + \{F_{gövde}\} + \{F_{hgr}\} + \{F_{kontak}\} \quad (5.8)$$

Bu denklemde;

$F_{gövde}$: Gövde kuvvetleri,

F_{hgr} : Hourglass kuvvetleri,

F_{kontak} : Modeldeki parçalar arasında oluşan kontak kuvvetleridir.

5.1.5 Açık koddaki zaman aralığı kontrolü

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, dalgaının bir zaman aralığında birden fazla elemanı geçmemesine dikkat ederek zaman aralığı seçilmesi gerekmektedir. Bu durumda zaman aralığı karakteristik eleman boyutunun akustik dalga hızına oranıdır.

$$\Delta t = \frac{L_c}{c} \quad (5.9)$$

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

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (5.10)$$

c : Ses hızı

E : Malzemenin Young modülü,

ρ : Malzemenin yoğunluğu,

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

5.9 ve 5.10 denklemlerinden yola çıkarak zaman aralığının etkileyen iki parametre sayabiliriz:

Ø Eleman boyutu: Karakteristik eleman boyu zaman aralığı ile doğru orantılı olduğu için modeldeki eleman sayısı arttıkça eleman boyutu azalacak ve bu da zaman aralığının daha düşük seçilmesine neden olacaktır. Bu durumda hesaplama zamanı da artar.

Ø Malzemenin fiziksel özellikleri: Ses hızı malzemenin sertliği (E) ile doğru, yoğunluğu ile ters orantılı olduğu için; sert ve hafif malzemeye sahip sistemlerin çözümünde zaman aralığı da azalacaktır.

5.2 Taşıtın ECE-R66 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

Sonlu elemanlar modeli, M2 sınıfı hafif ticari bir aracın ECE R66 standardında tam ölçekli devrilme testini temsil etmektedir. Model, 290000 eleman ve 298000 düğüm noktasından oluşmaktadır. Aracın geometrisi “Altair Hypermesh” önışlemcisinde sonlu elemanlara bölünmüştür. Ardından “Altair Hypercrash” yazılımında elemanların malzeme, kesit ve eleman formülasyonu özellikleri girilmiş ve sabitlemeler, kütle ve ağırlık merkezi dengelenmesi, ilk hız gibi sınır şartları tanımlanmıştır.

Devrilme deformasyonunda kritik rol oynayan kafes yapıya ait parçalar (kolon, kiriş ve gövde sacları) geometriyi daha iyi yakalayabilmek için ortalama eleman boyutu 10 mm olacak şekilde genellikle dörtgen kabuk elemanlardan (/SHELL ve /SH3N) oluşmaktadır. Deformasyonun az görüldüğü alt gövde ve şasi kısımlarında 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.

Zaman aralığından kaynaklanan bir sorun yaşamamak için modelde 5 mm'den küçük eleman kullanılmamıştır.

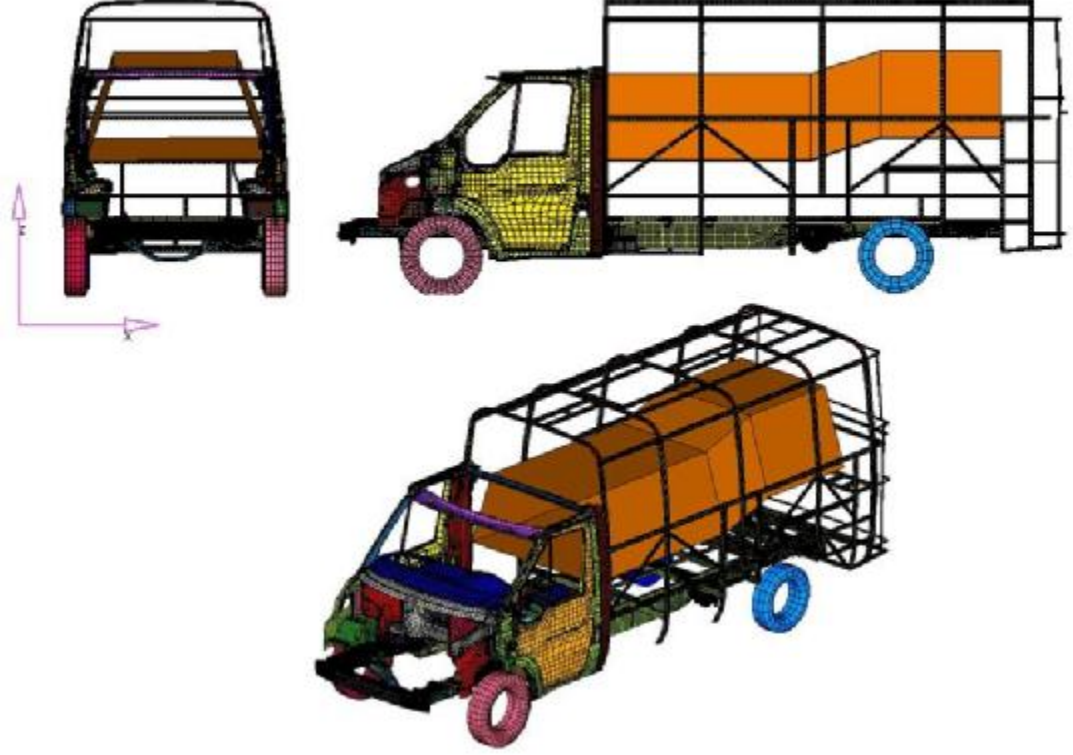
Deforme olabilen çoğu parçada dört düğüm noktalı Belytschko-Tsay kabuk eleman formülasyonu (PROP/SHELL Ishell=1-4) kullanılmıştır. Elemanın özelliği, eleman merkezinde tek bir entegrasyon noktası bulunmasıdır. Düşük entegrasyonlu elemanlar hesaplama maliyetlerini ve eleman sertliğini azaltır böylece öngörülen gerilme değerleri daha hassas hesaplanır [12]. Fakat eleman, “Hourglass” ismi verilen bir problemi beraberinde getirmektedir. Bazı deformasyon modlarında 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 [13]. 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 çektiği 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.

Modeli sadeleştirmek amacıyla deformasyona etkisi olmayan ve devrilmesi sırasında rijit gövde hareketi yapan parçalar (motor, aktarım organları, radyatör ve yakıt tankı) modele dahil edilmemiştir. Yalnız, aracın kütle dağılımının gerçek ile aynı olabilmesi için bu parçaların kütle, ağırlık merkezi ve atalet değerleri modele dışarıdan girilmiştir. Bunun için, öncelikle parçaların bu değerleri CAD ortamında

ıkartılmış, daha sonra parçaları temsil eden düğüm noktaları oluşturularak değerler düğüm noktalarında noktasal ktle elemanları (/ADMAS) kullanılarak tanımlanmıştır.



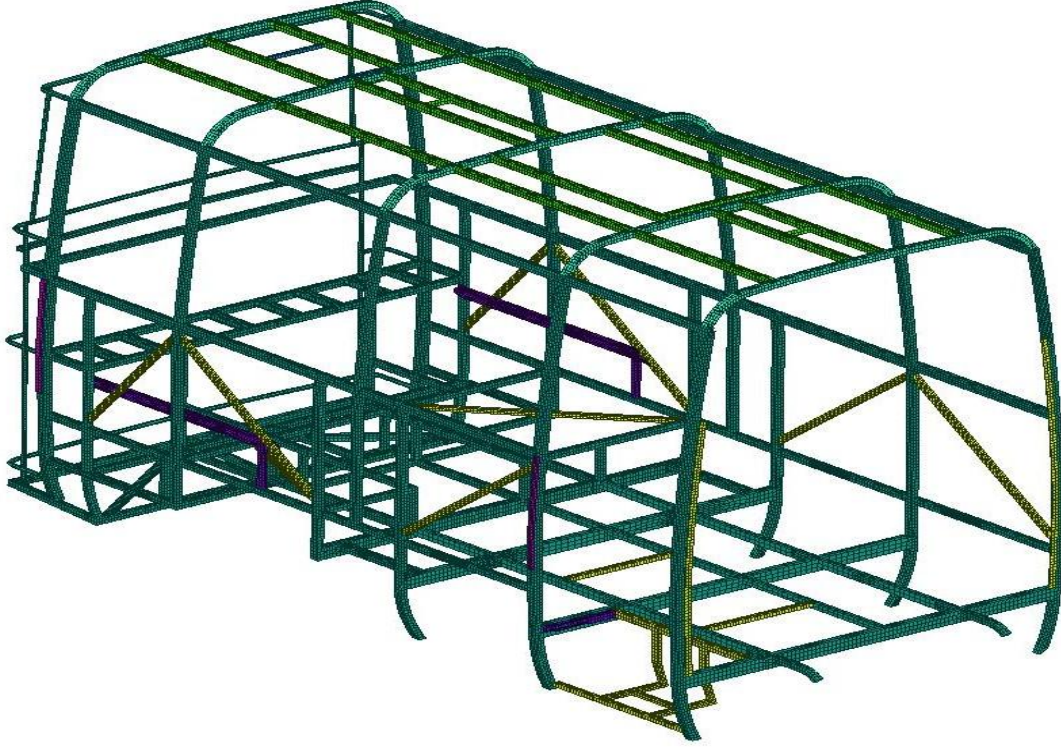
şekil 5.4: Taşıtın sonlu elemanlar modeli  görünüşü.

5.2.1 Kafes yapı

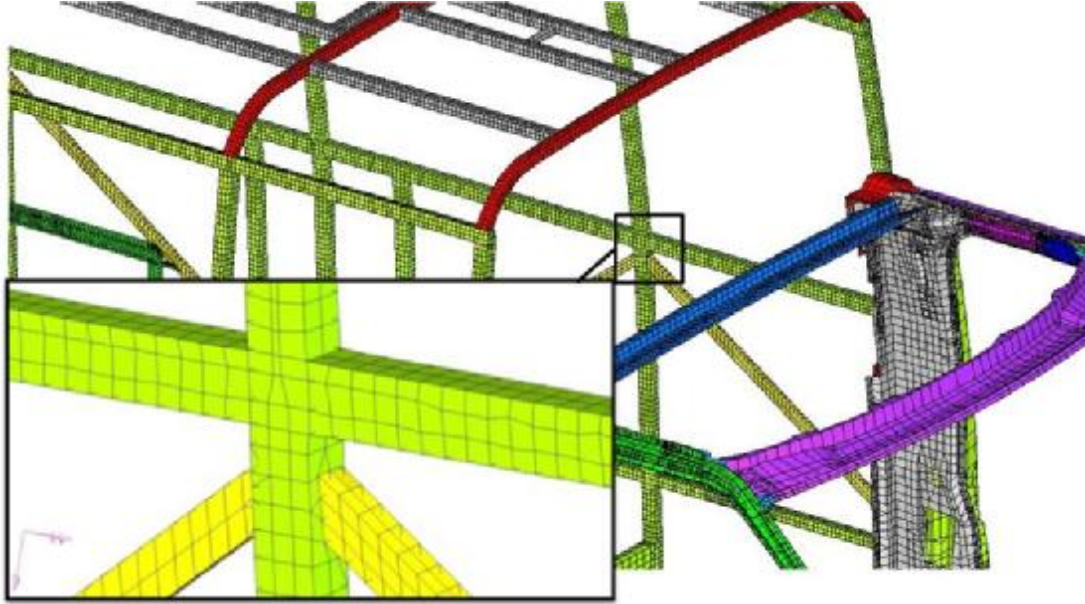
Bütün yapısal ve enerji çeken parçalar detaylı şekilde modellenmiştir. Devrilmede; taşıtın kafesini oluşturan profiller, kabin stnları ve bu parçaların bağlantı bölgeleri en çok enerji çeken kısımlardır (şekil 5.5).

Profillerin birbirleriyle olan bağlantılarında sürekli aę örgüsü tekniği kullanılmıştır. Buna göre parçaların komşu elemanları ortak düğüm noktalarına sahip olup profil sistemi tek bir paraymış gibi davranmaktadır.

Taşıtın n kısmı kabinden oluştuğu için, kabine ait olan A ve B stnları ile stnları birleştiren kirişler de detaylı olarak modellenmişlerdir.



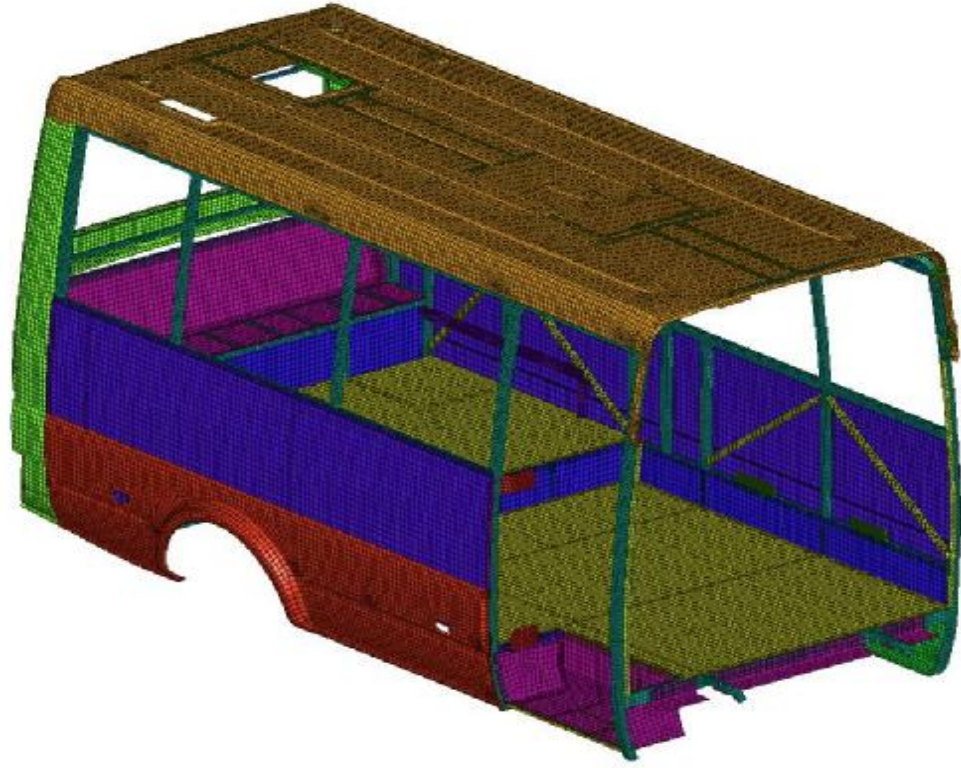
Şekil 5.5: Taşıtın kafes yapısı.



Şekil 5.6: Kafes yapıdaki profiller arası bağlantı.

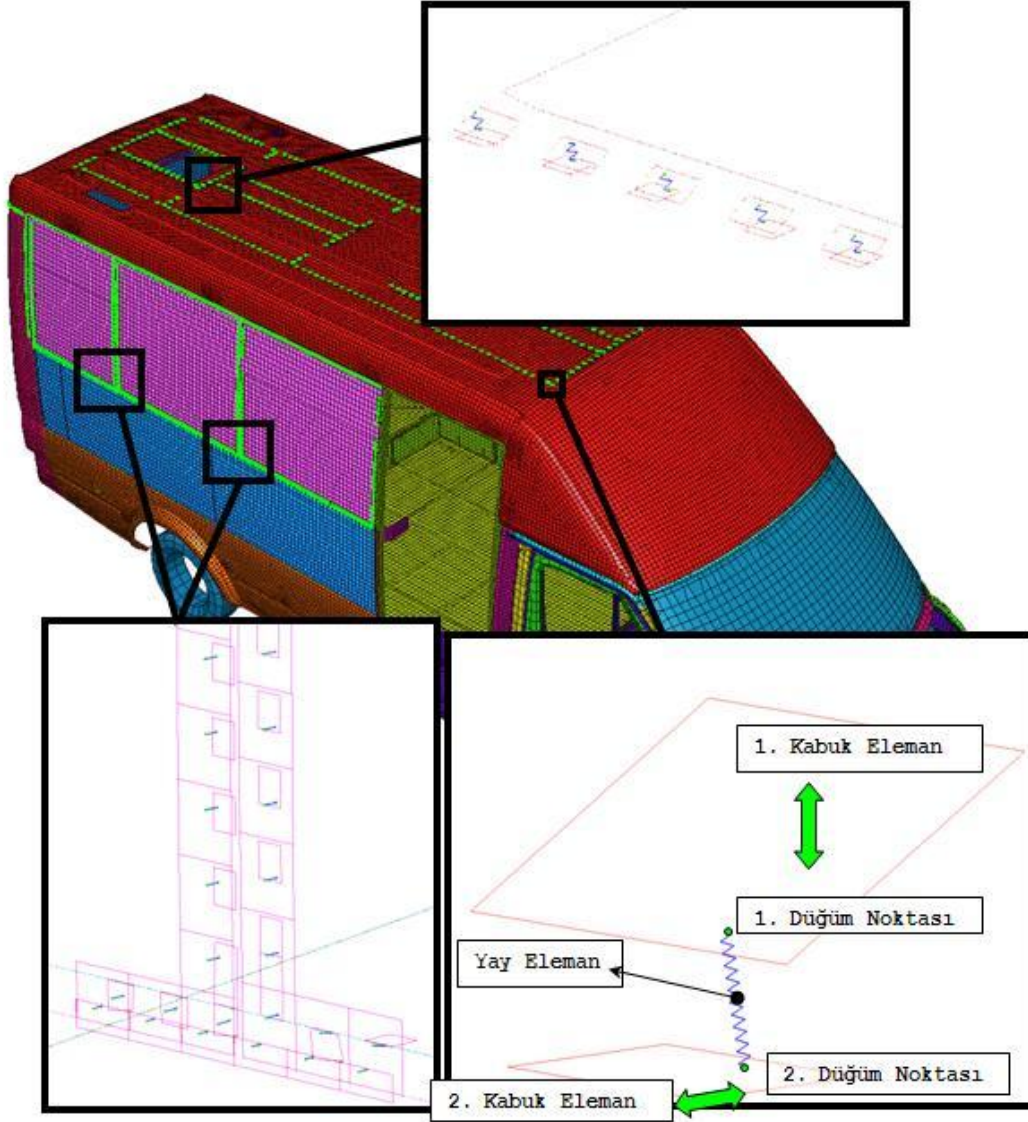
5.2.2 Sac yapı

Tam ölçekli taşıtın devrilmesinde, taşıtın dışını kaplayan sac parçalar da enerji çekmede büyük önem taşırlar. Bu yüzden sac giydirme modele tam olarak dahil edilmiştir. Sac parçalar için eleman boyutu 20-25 mm civarında seçilmiştir.



Şekil 5.7: Taşıtın sac giydirmesi.

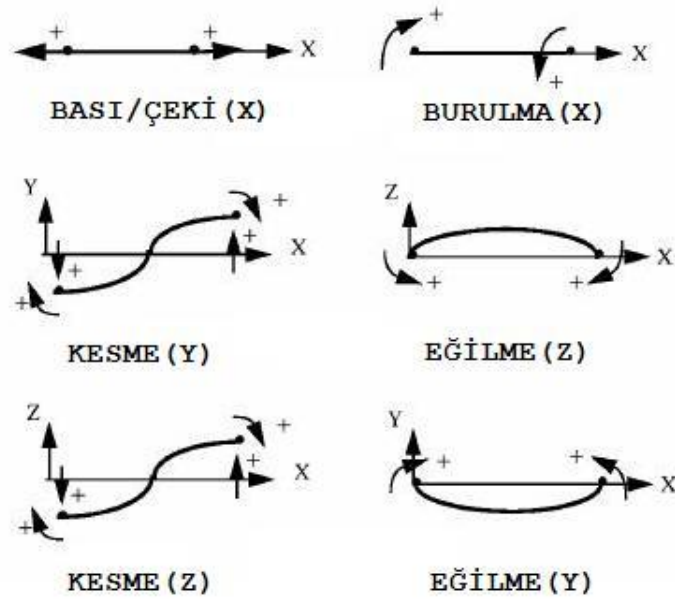
Sacların profillere ve sacları yine saclara birleştirilmesinde punta kaynağı kullanılmıştır. Punta kaynaklar, kaynağın iki tarafını temsil eden kabuk elemanların arasına yay eleman yerleştirerek (/PROP/SPRING) modellenmiştir. Yay elemanın her düğüm noktası ile kendisine yakın olan kabuk eleman arasında bağlı kontak (/INTER/TYPE2) tanımlanmıştır. Bağlı kontakta, bağlanan düğüm noktaları bağlandıkları kabuk eleman yüzeyinde kayma veya ötelenme hareketi olmayacak şekilde kısıtlanırlar. Bu şekilde, analiz başlangıcında her düğüm noktası kendisine en yakın kabuk elemana ortogonal iş düşümü alınarak bağlanır. Düğüm noktası ile kabuk eleman arasındaki bağ bir kinematik bağlantı tipi ile matematiksel olarak ifade edilmektedir.



Şekil 5.8: Modeldeki punta kaynaklar.

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 [14]. Bu modlar;

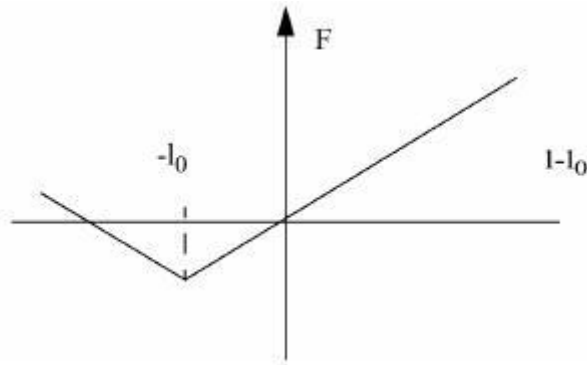
- Ø Bası/ çeki (x ekseni)
- Ø Burulma (x ekseni)
- Ø Eğilme (y ve z ekseni)
- Ø Kesme (y ve z ekseni)



Şekil 5.9: Çubuk tipi yay elemanın deformasyon modları.

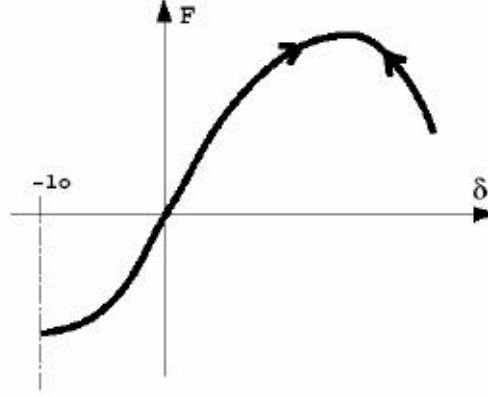
Yay elemanın doğrusal davranış gösterdiği durumlarda kütle, yay sertlik (k) ve damper etkisi (c) sabit olacağından bu katsayıları tanımlamak yeterlidir.

$$F = f(l - l_0) + c \frac{dl}{dt} \quad (5.11)$$



Şekil 5.10: Yay elemanın doğrusal kuvvet – uzama grafiği.

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



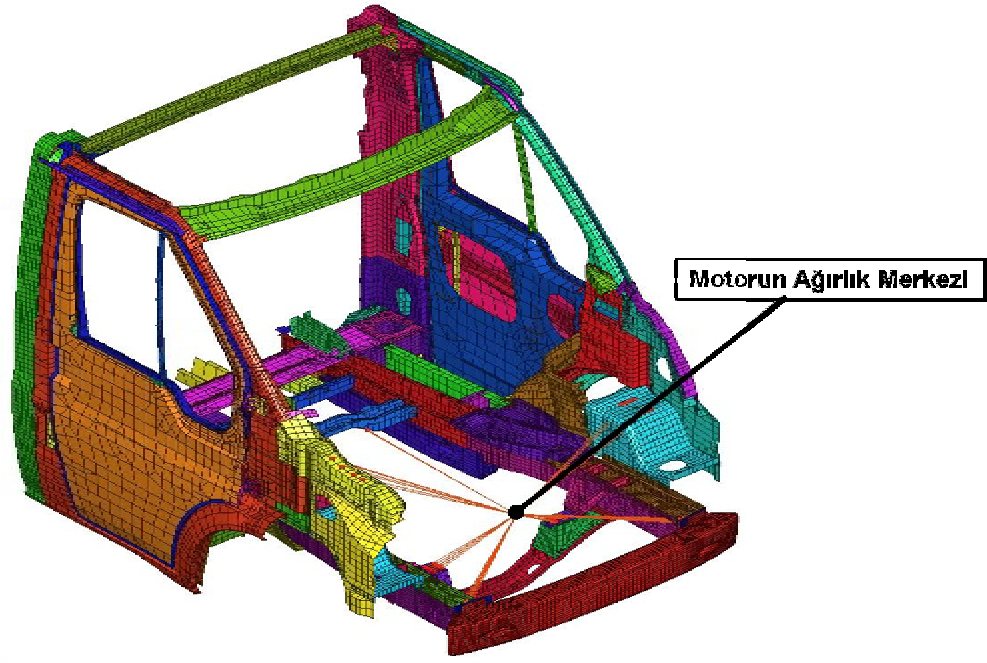
Şekil 5.11: Yay elemanın doğrusal olmayan kuvvet – uzama grafiği.

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.

5.2.3 Kabin ve kapılar

Taşıtta kabin ve yolcu bölmesi ayrı olduğundan modele eklenmesi de ayrı ayrı olmuştur. Kabin ve kapılar alt montaj olarak modellenmiş daha sonra kafes sisteme bağlanarak ana modele eklenmiştir. Kabinin tavanı yolcu bölmesinden alçak kaldığı için devrilme sırasında deforme olmaz dolayısıyla enerji çekmez. Bunun yanında özellikle motor bloğunu taşıdığı için kütle olarak fazladır ve taşıtın önünde serbest hareket eden bir grubu temsil edip atalet oluşturur. Motor bloğu atalet üzerinde kritik rol üstlendiği için ağırlık merkezi ile kütle ve atalet momenti değerlerinin modele eksiksiz eklenmesi gerekmektedir.

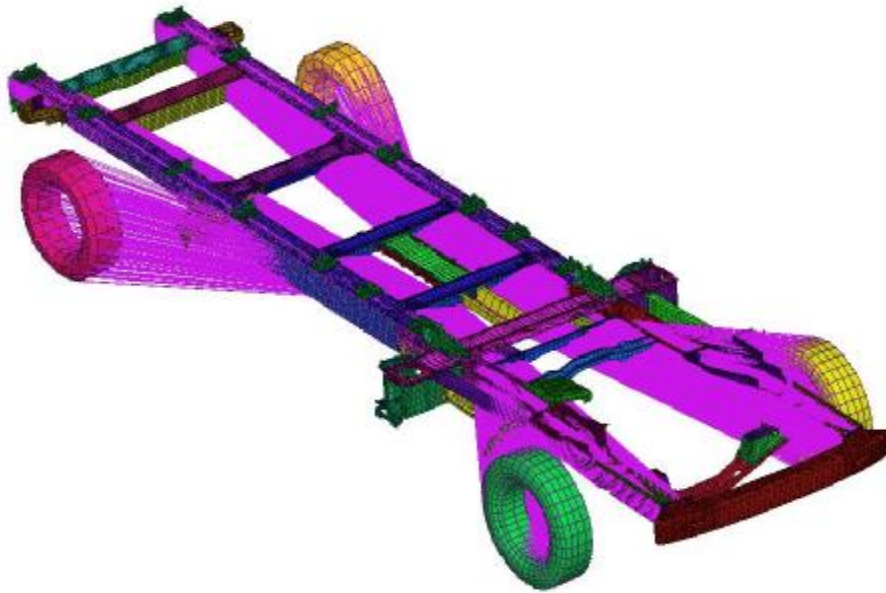
Şekil 5.13'te görüldüğü gibi motorun şasi ve yan kollar bağlandığı düğüm noktaları ile rijit gövde oluşturulmuş ve rijit gövdenin ana düğüm noktası motorun gerçekte ölçülmüş ağırlık merkezine taşınarak kütle dengelenmesi yapılmıştır. Bu düğüm noktasına motorun toplam kütlesi olan 330 kg eklenmiştir.



Şekil 5.12: Kabin ve kapıların modellenmesi.

5.2.4 Şasi

Şasi devrilme sırasında kritik bölgede olmadığı için dikkat edilmesi gereken şasi bağlı ağır parçaların kütleleri ve pozisyonlarıdır. Şasiye bağlı aktarma organları ve tekerlekler tek bir rijit gövde ile birbirlerine bağlanmışlardır. Ayrıca yakıt tankı yine rijit gövde ile kütsel olarak modele eklenmiştir.

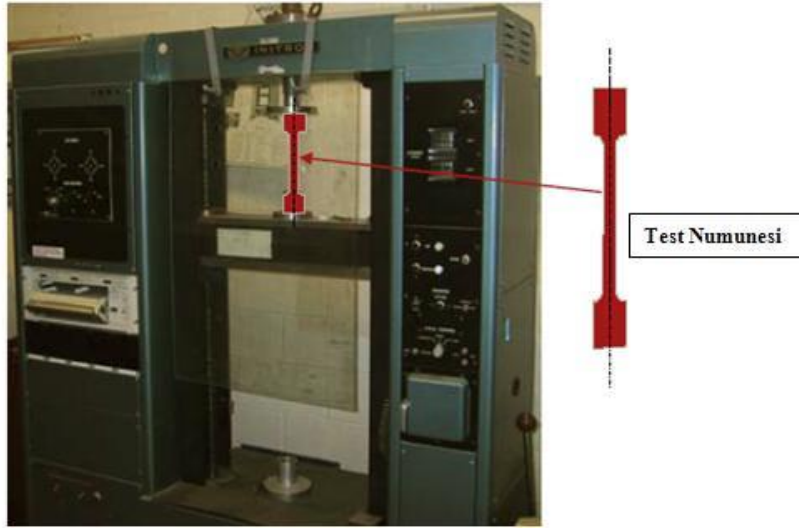


Şekil 5.13: Şasinin modellenmesi.

5.3 Araç Modelinde Kullanılan Malzemeler ve Malzeme Modelleri

Sonlu elemanlar modelinde, her malzeme için gerçekleştirilen malzeme testi sonuçlarından yola çıkılarak oluşturulan malzeme modelleri kullanılır. Çünkü sonlu elemanlar modelinin gerçeği simüle edebilmesi için, modelde kullanılacak malzeme modelinin güvenilirliğinin kanıtlanması gerekmektedir.

Malzeme testleri modele eklenecek malzemenin çalıştığı yük koşullarına göre farklılık göstermektedir. Örneğin, çeki veya basıya çalışan malzemeler için çekme testi, eğilmeye çalışan malzemeler için üç noktadan basma testi uygulanır.



Şekil 5.14: Çekme testi cihazı ve test numunesi.

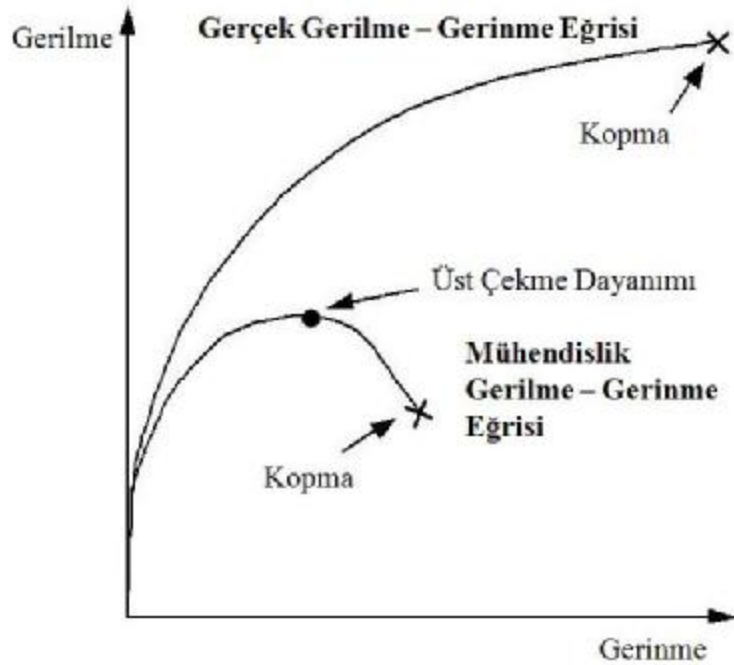


Şekil 5.15: Üç noktadan basma cihazı ve test numunesi.

Her test ve malzeme için standartlarca belirlenmiş test numuneleri bulunmaktadır. İlgili numune yükleme koşullarına uygun test cihazına yerleştirilerek test gerçekleştirilir.

Test sırasında numune üzerinde oluşan yükleme ve deformasyon verisi ya gerilme – gerinme (stress – strain) ya da kuvvet – uzama (load – displacement) eğrisi şeklinde yazdırılır. Hangi eğri tipinin daha kullanışlı olduğu malzeme modelinin tipine göre farklılık gösterir. Örneğin, elastik plastik parçalı doğrusal malzeme modelinde (elastic plastic piecewise linear material model) eğri verisi olarak gerilme – gerinme eğrisi girildiği için test sonucu olarak bu eğri tipinin çıkartılması daha isabetli olacaktır. Bazı kauçuk malzeme modellerinde ise test sonucunda elde edilen kuvvet – uzama eğrisi doğrudan kullanılmaktadır.

Malzeme testi sırasında gerilme – gerinme değerlerinin çıkarılmasında test numunesinin başlangıçtaki kesit alanı (A_0) temel alındığı için çıkan değerler “mühendislik” gerilme ve gerinme değerleridir. Fakat numunenin boyu uzarken kesit alanı da daraldığı için “gerçek” gerilme ve gerinme değerleri daha farklıdır.



Şekil 5.16: Mühendislik ve gerçek gerilme-gerinme eğrileri.

Şekil 5.14’te görüldüğü gibi mühendislik eğrisinde üst çekme dayanımının görüldüğü an boyunlanma noktasıdır (necking point). Boyunlanma noktası, eksenel çekmeye maruz kalan bir parçada meydana gelen lokal kesit alanı daralmasıdır. Bu notadan sonra parça yük taşımadığı için mühendislik eğrisinde gerilme değerleri

düşmektedir. Gerçekte de parça yük taşımaz fakat kesit alanı hızla daralır. Bunun sonucu olarak gerçek gerilme değerlerinde artış görülür. Buna bağlı olarak gerçek gerilme değerleri de değişir. Mühendislik gerilme – gerilme değerleri aşağıdaki denklemler ile gerçek gerilme – gerilme değerlerine dönüştürülebilir:

$$\sigma_{gerçek} = \sigma_{müh}(1 + \varepsilon_{müh}) \quad (5.12)$$

$$\varepsilon_{gerçek} = \ln(1 + \varepsilon_{müh}) \quad (5.13)$$

RADIOSS yazılımında aksi belirtilmedikçe modele eklenen bütün gerilme – gerilme eğrileri gerçek gerilme – gerilme eğrileridir. Bu yüzden malzeme testlerinden gelen mühendislik eğrileri gerçek eğrilere dönüştürülmüştür.

5.3.1 Doğrusal elastik 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 kütesinin 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.

```
#--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 5.17: Doğrusal elastik malzeme modeli kartı.

5.3.2 Johnson – Cook malzeme modeli

Kısa zaman aralıklarında gerçekleşen çarpışma testlerinde (önden, yandan, arkadan çarpma, devrilme, direk çarpışma) özellikle çarpışma bölgesi içerisinde kalan parçalarda yüksek deformasyon ve sertleşme gözlemlenir. Deformasyonlar malzemenin gerilme-gerilme eğrisinin plastik bölgesinde yani kalıcıdır. Akma noktasının üzerine çıkmış olduğundan malzemenin deformasyon eğrisi doğrusal yerine paraboliktir. Simülasyonun gerçekçi olması için bu eğri, malzemenin gerçekteki gerilme-gerilme 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.

Johnson – Cook malzeme modeli gerek kullanım kolaylığı gerekse gerçek durumları verimli bir şekilde simüle edebilmesi sebebiyle RADIOSS kodu altında en sık kullanılan elasto-plastik malzeme modellerinden biridir. Bu malzeme modelinde malzeme, akma gerilmesinin altındaki yüklerde elastik davranış gösterir. Akmanın üzerine çıkıldığında malzeme plastik deformasyon davranışındadır. Malzeme modeli kabuk, çubuk, kiriş ve katı elemanlar ile uyumludur. Deformasyon karakteristiğinin matematiksel ifadesi aşağıdaki gibidir:

$$\sigma = (a + b \varepsilon_p^n) \left(1 + c \ln \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0} \right) (1 - T^m) \quad (5.14)$$

σ : Gerilme (elastik ve plastik gerilme beraber),

a : Akma gerilmesi,

b : Sertleşme modülü,

n : Sertleşme üstü,

c : Gerinme hızı katsayısı,

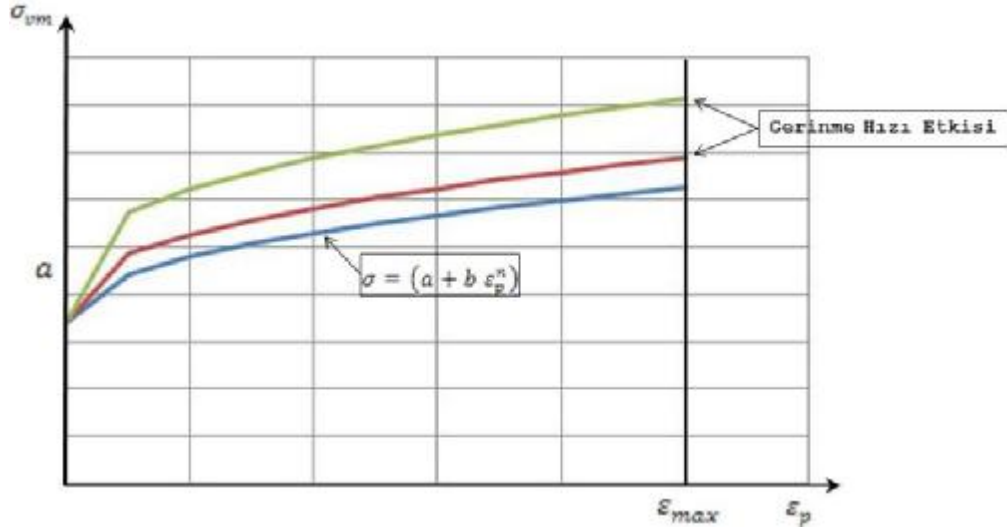
ε_p : Plastik gerinme (gerçek gerinme),

$\dot{\varepsilon}$: Gerinme hızı,

$\dot{\varepsilon}_0$: Referans gerinme hızı,

m : Sıcaklık üstü,

$$T = \frac{T - 298}{T_{ergime} - 298} \quad (5.15)$$



Şekil 5.18: Johnson – Cook malzeme modelinde gerilme hızı etkisi.

Şekil 5.19’da Johnson – Cook malzeme modelinin gerilme-gerilme eğrisi gösterilmiştir. Gerilme kopmanın gerçekleştiği maksimum gerilme değerine kadar azalan bir eğim ile artmaktadır. Kopma basitçe maksimum plastik gerilme değerine ulaşan elemanın hesaplamadan silinmesi şeklinde simüle edilmektedir [14].

Malzemenin mekanik özellikleri farklı deformasyon hızlarında farklı davranış gösterir. Yüksek deformasyon hızlarında malzemeye aynı gerilme uygulandığında daha fazla gerilme elde edilmektedir. Bu etki, malzeme modelinde gerilme hızı katsayısı (c) ile yapılmaktadır. Gerilme – gerilme eğrisi, ilgili katsayı ile yukarı doğru ötelenerek farklı hızlardaki deformasyon simüle edilmektedir.

Şekil 5.20’de Johnson – Cook malzeme modeli kullanılarak oluşturulan bir çeliğin malzeme kartı gösterilmektedir.

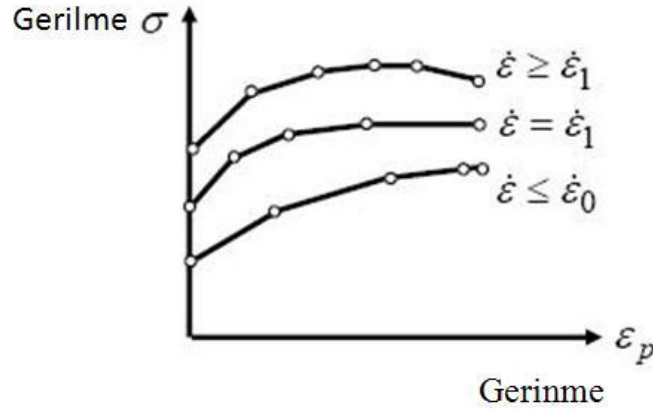
#	--1---	---2---	---3---	---4---	---5---	---6---	---7---	---8---	---9---	---10---
/MAT/PLAS_JOHNS/100006/33										
#	Init. dens.	Ref. dens.								
	7.8e-06	0								
#	E	Nu								
	207	0.30000001								
#	a	b	n			Eps_max	sigma_max			
	0.14	0.215	0.330			10000	0.28			
#	c	Eps_0	Icc	Fsmooth	FCUT					
	0.0683	0	0	0	1e+30					
#	m	T_melt	rhoCp			T_i				
	0	0	0			0				

Şekil 5.19: Johnson – Cook malzeme modeli kartı.

5.3.3 Elastik plastik parçalı doğrusal malzeme modeli

RADIOSS yazılımında en çok kullanılan diğer malzeme modelidir. Malzemenin elastik-plastik davranışı kullanıcı tarafından belirlenen eğriler ile sağlanmaktadır. Gerilme – gerinme eğrisinin elastik bölgesi elastik modülü (E) ve Poisson oranı (ν) ile plastik bölgesi ise belli gerinme hızları için girilen gerilme – plastik gerinme eğrileri ile modellenir. Farklı gerinme hızları için istenilen sayıda eğri tanımlanabilir.

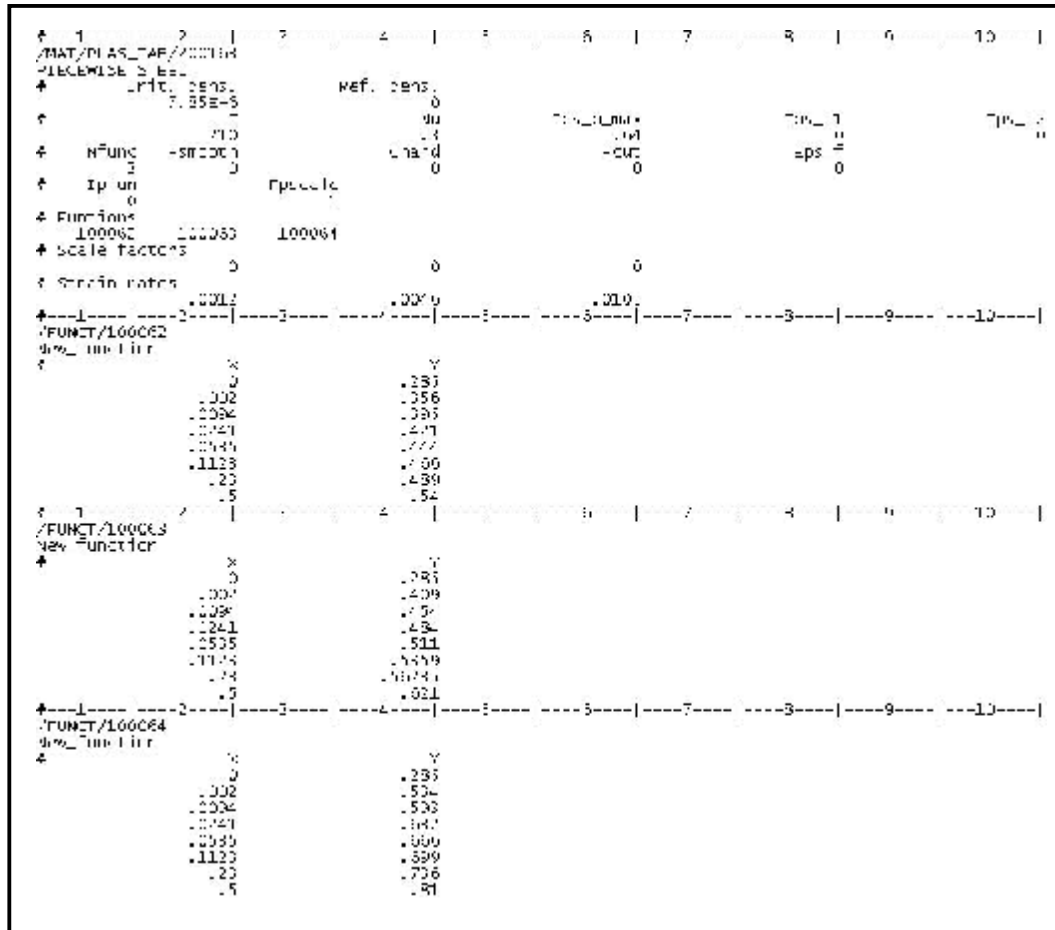
Belli bir zamandaki plastik gerinme hızı ($\dot{\epsilon}$) malzeme modelinde belirlenen gerinme hızlarından küçükse en küçük gerinme hızına ait eğriyi kullanır. Belirlenen gerinme hızları arasında ise interpolasyon ile belirlenen gerinme hızlarından büyük ise ekstrapolasyon ile gerilme – gerinme eğrisini hesaplar ve bu eğriyi kullanır [15].



Şekil 5.20: Parçalı doğrusal malzeme modeli gerilme – gerinme eğrisi.

Şekil 5.22’de parçalı doğrusal bir malzeme modeli kartı gösterilmiştir. Bu malzeme modelinde, diğer malzeme modellerinde tanımlanan Young modülü (E), yoğunluk (ρ), Poisson oranına (ν) ek olarak malzemenin plastik davranışını belirten gerilme – gerinme eğrileri ve bu eğrilerin elde edildiği gerinme hızı ($\dot{\epsilon}$) değerleri bulunmaktadır.

RADIOSS içerisinde tanımlanan eğriler için /FUNCT kartı kullanılmaktadır. Bu kartın altında x ve y sütunları için girilen değerler eğriyi oluşturur. Malzeme kartları için tanımlanan eğrilerde ise sağdaki sütuna (x) plastik gerinme, soldaki sütuna (y) ilgili gerinme değeri girilerek eğri oluşturulur. Daha sonra malzeme kartı içerisinde referans gösterilmek istenen gerilme – gerinme eğrisinin id numarası fonksiyonlar satırı altına girilir. Gerinme hızları satırı altındaki gerinme hızı değerleri ile gerilme – gerinme eğrilerinin id numaraları arasında aynı sıra geçerlidir.



Şekil 5.21: Parçalı doğrusal malzeme modeli kartı.

5.4 İlk Hızın Bulunması

Taşıta hareket verilmesinde izlenebilecek iki yol vardır;

1. Gerçek testte olduğu gibi platform ilk pozisyonundan itibaren regülasyonda belirlenmiş hızda döndürülür. Taşıt dengesini kaybettiği andan itibaren platformdan ayrılarak serbest düşme yapar ve belli bir hızla yere çarpar.
2. Taşıtın yere değdiği andaki hızı modele sınır koşulu – ilk hız olarak girilir. Böylece analiz çarpma anından itibaren koşturulduğu için taşıtın serbest düşme yaptığı zaman zarfı geçilir ve hesaplama zamanından kazanılır.

Bu çalışmada ikinci yol izleneceği için öncelikle taşıtın çarpma anındaki ilk hızının bulunması gerekmektedir. Bunun için enerjinin korunumu kanunundan yararlanılmıştır.

$$E^* = 0.75Mgh = \frac{1}{2}I_p\omega^2 \quad (5.16)$$

$$E^* = 13180 \text{ J} \quad (\text{Toplam enerji}),$$

$$M = 2357 \text{ kg} \quad (\text{Taşıt kütlesi}),$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2 \quad (\text{Yerçekimi ivmesi}),$$

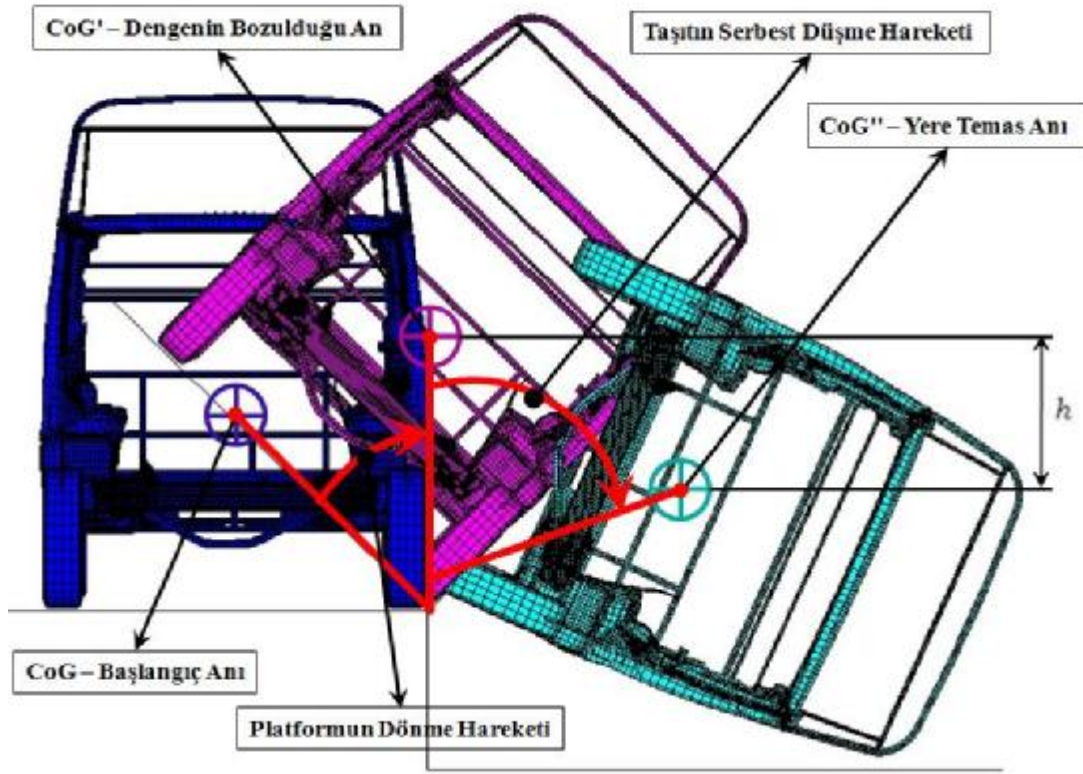
$$I_p = 5,61 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^2 \quad (\text{Taşıtın dönme eksenine göre polar atalet momenti}),$$

$$h = 0,76 \text{ m} \quad (\text{Taşıt ağırlık merkezinin serbest düşme sırasında aldığı düşey yol olmak üzere taşıtın çarpma anındaki açısal hızı};$$

$$\omega = 2,167 \text{ rad/s} \text{ olarak bulunur.}$$

Düşey yol şu şekilde hesaplanır:

Taşıt ve platform, taşıt boyuna eksenini (modelde x eksenidir) etrafında taşıt ağırlık merkezi düşeyde dönme eksenini ile aynı seviyeye gelene kadar döndürülür. Bu konum hem taşıtın dengesinin bozulduğu hem de taşıt ağırlık merkezinin en yüksekte olduğu konumdur. Taşıt ağırlık merkezinin z koordinatı not edilir. Daha sonra taşıt tekerleklerin yanında bulunan 100 mm yüksekliğindeki destek etrafında yere temas edene kadar döndürülür. Taşıt yere temas ettiği anda ağırlık merkezi en alçak konumdadır. En yüksek ve en alçak konumlar arasındaki düşey mesafe taşıtın sahip olduğu potansiyel enerjiyi verir.



Şekil 5.22: Devrilmenin şematik gösterimi.

RADIOSS yazılımında belli bir eksen etrafında açısal ilk hız tanımlamak için /INVEL/AXIS kartı kullanılmıştır.

#	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Şekil 5.23: İlk hız kartı.

V_t : Doğrusal ilk hız,

V_r : Dairesel ilk hız,

O_x, O_y, O_z : Dönme eksen koordinatları,

U_x, U_y, U_z : Dönme eksen birim vektörleridir.

6. MODELİN ÇÖZDÜRÜLMESİ VE DEĞERLENDİRİLMESİ

6.1 Çözdürme Parametreleri

Modelin çözdürülmesi için RADIOSS V5.1_SPMD kullanılmıştır. RADIOSS otomotiv sektöründe sıklıkla kullanılan bir sonlu elemanlar yazılımı olup, açık ve kapalı zaman entegrasyonu kodlarını 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 [15].

Model çoklu işlemci desteği olan SPMD (Single Program Multiple Data) tekniği kullanılarak 32 adet işlemci ile çözdürülmüştür. Analiz zamanı olarak 300 ms seçildiğinde koşturma süresi 32 işlemcili bir konfigürasyon ile 3-3,5 saattir.

Aşağıda modeli oluşturma, koşturma ve sonuçları değerlendirme aşamalarında kullanılan yazılımlar listelenmiştir:

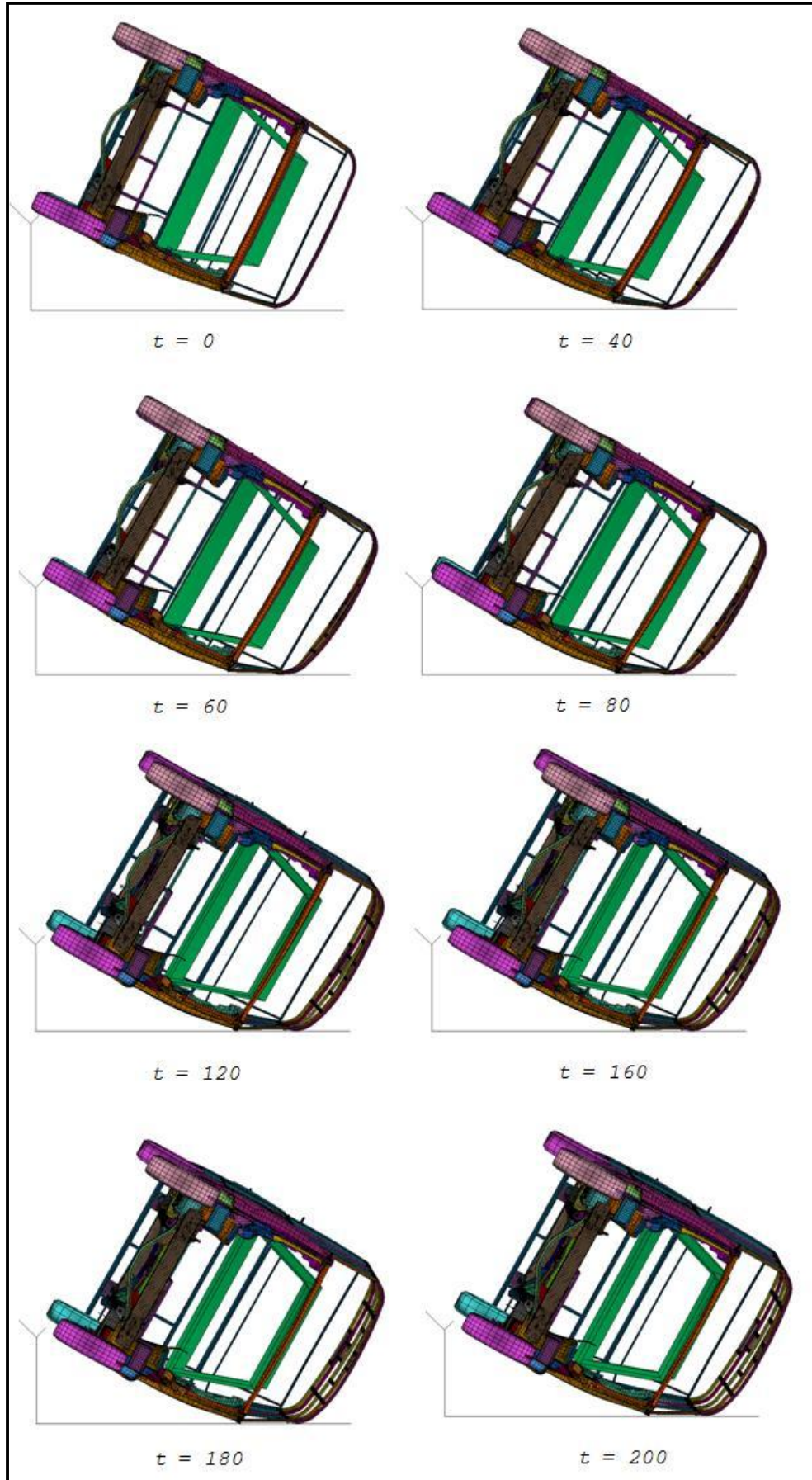
Çizelge 6.1: Analiz boyunca kullanılan yazılımlar

Yazılım Tipi	Yazılım	Kullanım Amacı
Ön İşlemci	Altair Hypermesh	Mesh yapısının oluşturulması
Ön İşlemci	Altair Hypercrash	Sınır şartlarının tanımlanması
Çözücü	RADIOSS	Doğrusal olmayan dinamik açık kod
Son İşlemci	Envision	Animasyonların görüntülenmesi
Son İşlemci	TH++	Grafiklerin çıkartılması

6.2 Sonuçların Değerlendirilmesi

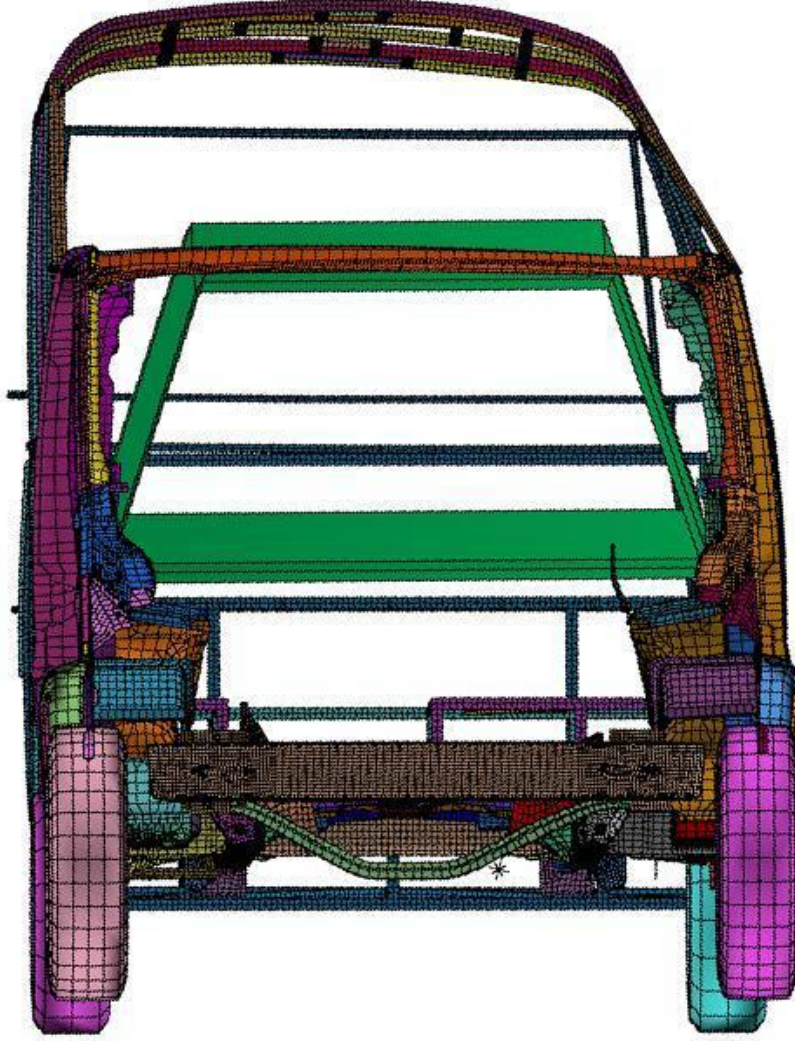
Ana modelin sonuçları aşağıdaki kriterlere göre değerlendirilmiştir:

- Ø Taşıtın belli zaman aralıklarındaki genel deformasyonunun görüntülenmesi,
- Ø Taşıt global enerjisinin zamana bağlı değişimi,
- Ø Taşıt ağırlık merkezinin zamana bağlı değişimi,
- Ø Taşıtı oluşturan alt sistemlerin enerji değişiminin karşılaştırılması,
- Ø Taşıtın farklı bölmelerinin iç enerji dağılımı,
- Ø Taşıt üzerinde en fazla deformasyonu gösteren kesitin incelenmesi.



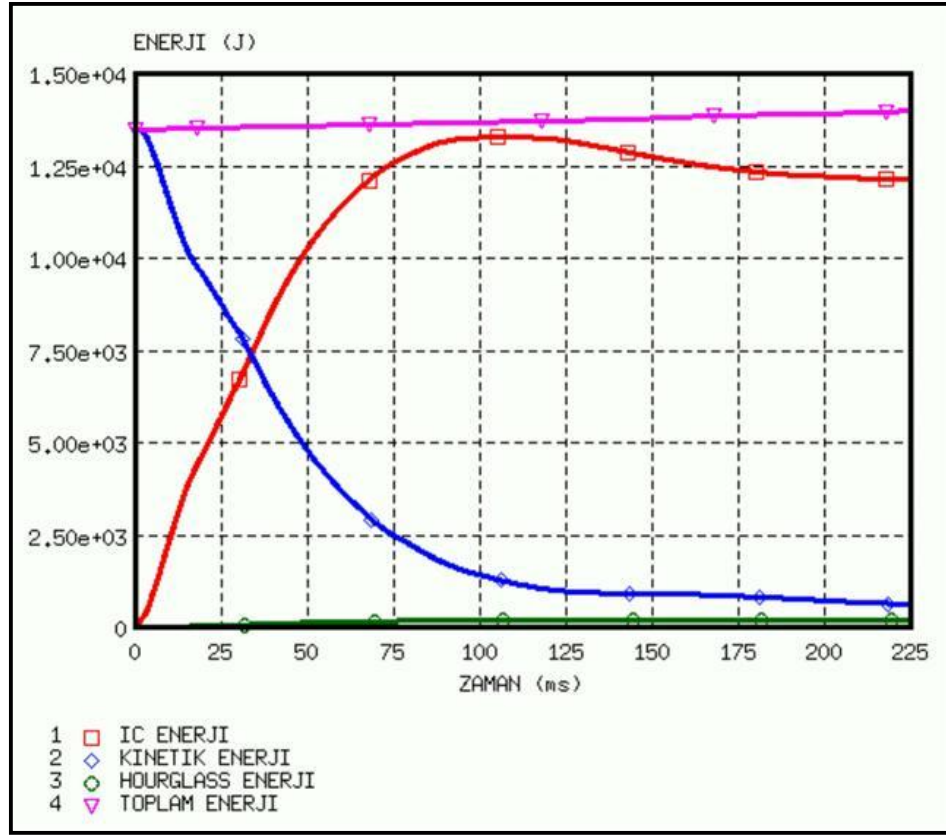
Şekil 6.1: Taşıtın genel deformasyon davranışı.

Şekil 6.1’de taşıtın genel deformasyonunun zamana bağlı olarak değişimi gösterilmiştir. Taşıt yere ile temasa geçtiği andan itibaren sütun kafes yapı eğilme etkisiyle şekil değiştirmeye olmaya başlar. Şekil değiştirmenin etkisiyle taşıtın iç enerjisi artarken çarpma anında sahip olduğu kinetik enerji azalmaya başlar.



Şekil 6.2: Taşıt deformasyonunun önden görünüşü.

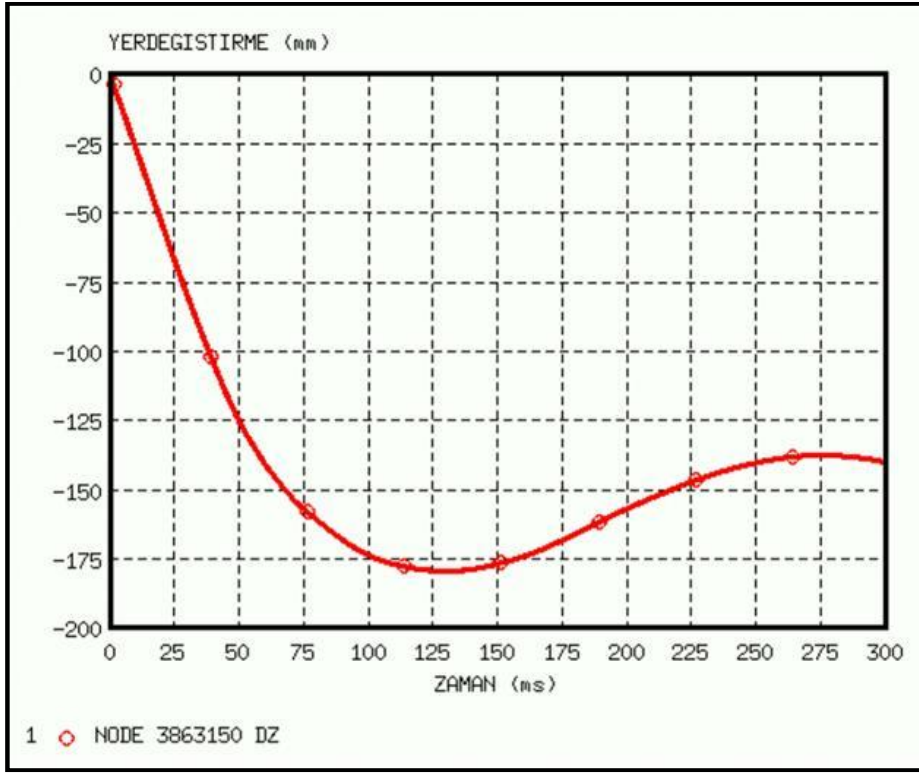
Şekil 6.3’te taşıt enerjisinin zamana bağlı değişimi gösterilmiştir. Modelin güvenilirliği açısından toplam enerjinin neredeyse sabit kalması gerekmektedir. Modelin kalitesini gösteren bir başka parametre olan hourglass enerjisi de ihmal edilecek seviyededir.



Şekil 6.3: Taşıt enerjisinin zamana bağlı değişimi.

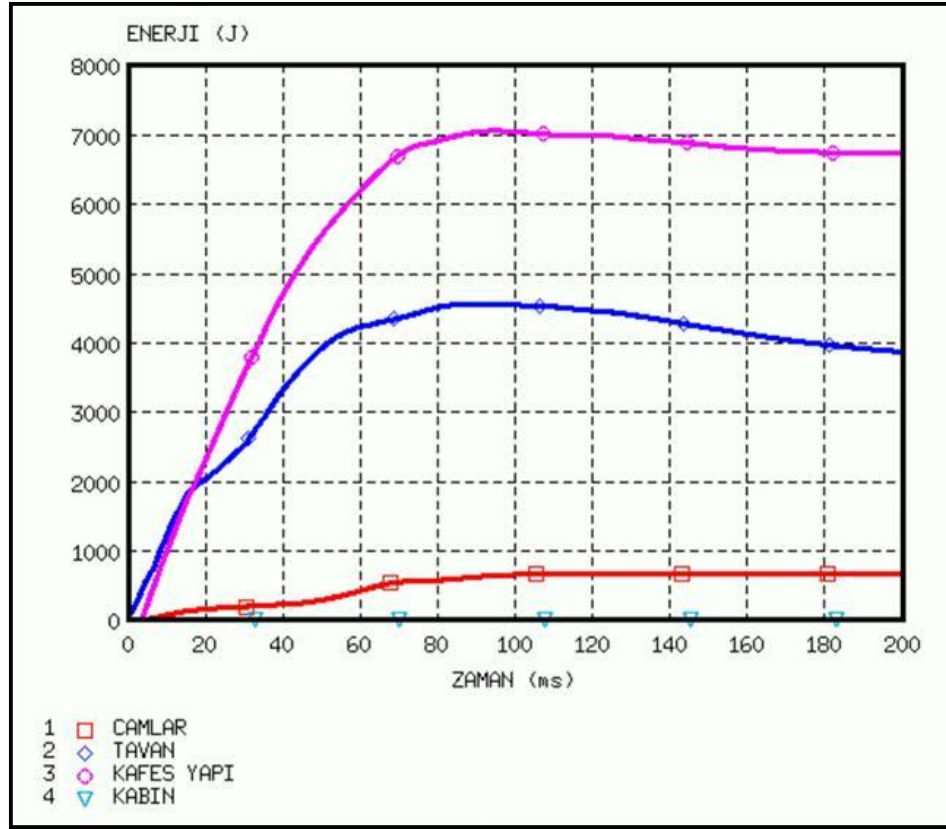
Taşıt 120 ms’de maksimum deformasyonu görene kadar tavan ezilmesi gerçekleşir. bu an aynı zamanda maksimum iç enerjinin görüldüğü andır. Taşıt bu andan itibaren geri yaylanma (springback) yapmaya başlar. Geri yaylanma, temel olarak deformasyon sonrası yükün sistem üzerinden kalkmasından sonra yüksek gerinme altındaki parçaların kısmi olarak eski haline dönme eğilimidir. Parçalar, akma noktası altındaki elastik eğri ilk haline gelecek şekilde geri yaylanır. Fakat elastik gerinme plastik gerinmeye kıyasla çok küçük olduğu için geri yaylanma miktarı da küçük olur.

Şekil 6.4’te taşıt ağırlık merkezi düşey bileşeninin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Ağırlık merkezinin taşıt yer ile temas ettiği andaki pozisyonu referans alınarak çizilmiş bu egride yer değiştirme, taşıt maksimum deformasyona ulaştığı zaman aralığına kadar artmaktadır. Araç geri yaylanma yaptığı sırada ağırlık merkezi de başlangıç pozisyonuna doğru hareket etmektedir.



Şekil 6.4: Taşıt ağırlık merkezinin düşey (z) yer değıştirmesi.

Bu çalışmaya konu olan taşıtın kabin ve yolcu kompartımanı ayrı olup bu ikisi arasında yükseklik farkı bulunmaktadır. Bu nedenle taşıtın sadece yolcu kompartımanı ezilirken kabin rijit gövde hareketi yapar. Kabinin bu hareketi sonucu oluşan kinetik enerjiyi de kafes yapının dengelemesi gerekir ki bu kafes yapının üzerine daha fazla yük etki etmesi demektir. Bu durumda kabinin ve içindeki ağır parçaların (motor, radyatör, ön konsol) kütleleri aktif rol oynayacağı için kütle dengelenmesi, ağırlık merkezi tayini ve hatta atalet momentlerinin gerçekte olması gereken değere getirilmesine ayrıca dikkat edilmiştir.



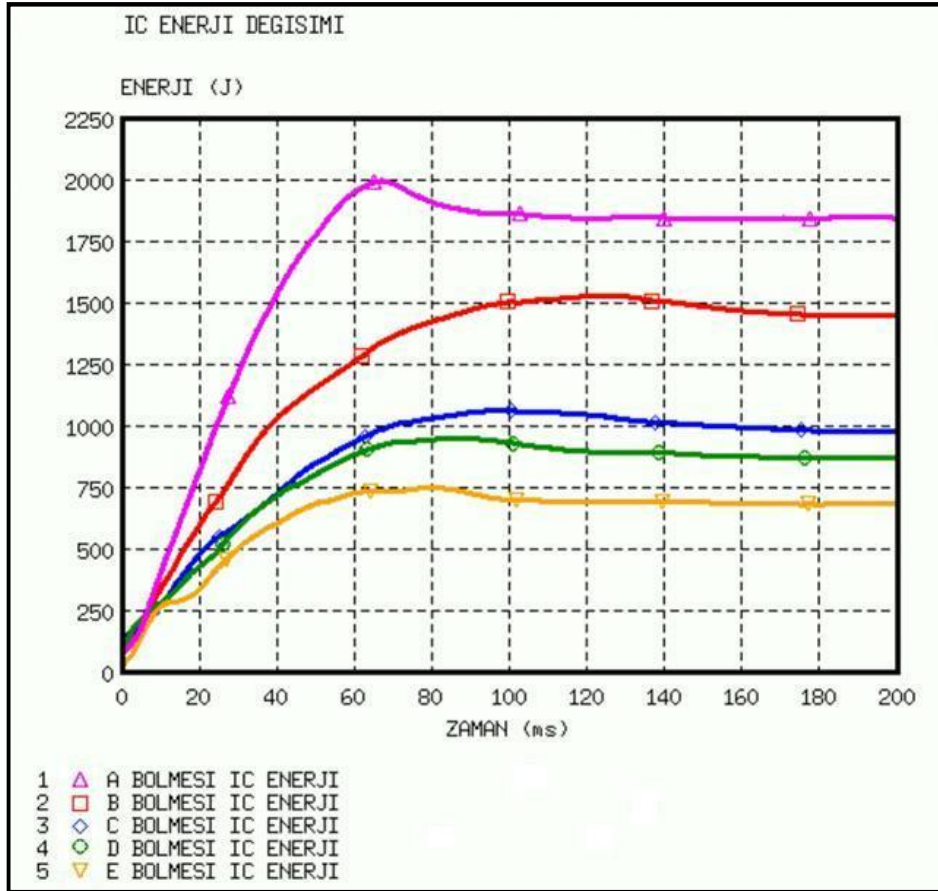
Şekil 6.5: Taşıttaki alt sistemlerin iç enerji dağılımları.

Şekil 6.5'te görüldüğü gibi taşıtın çekmesi gereken enerjinin çoğunu kafes yapı tek başına karşılamaktadır. Bunun yanında tavan sacı en fazla enerji çeken ikinci parçadır. Kabin ise serbest düşme hareketi yaptığından iç enerjisinde artış olmamaktadır.

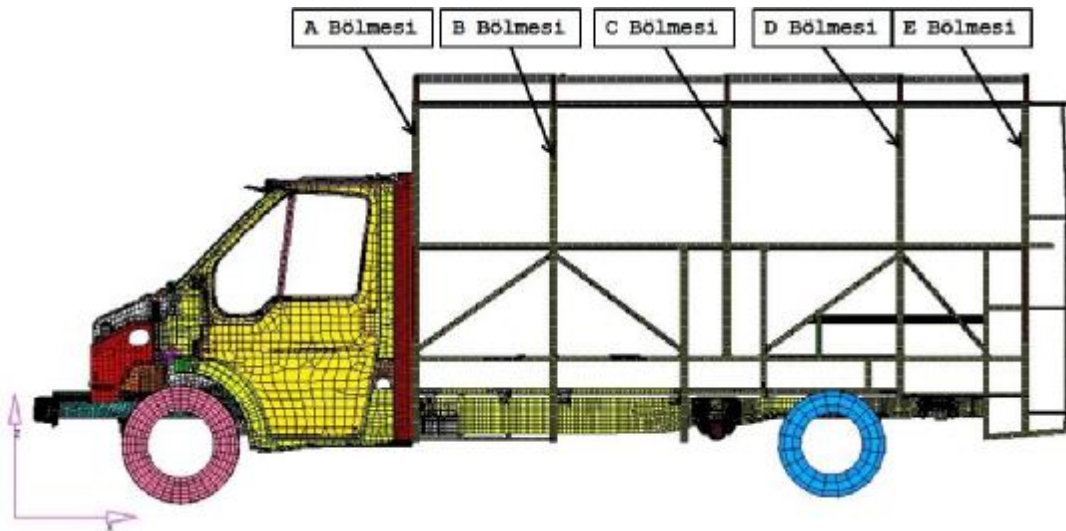
Şekil 6.6'da kafes yapının kendi içerisindeki enerji dağılımı incelendiğinde taşıtın önünden arkasına doğru enerji çekme miktarının azaldığı görülür. Yani taşıtın ön bölmeleri arka bölmelere göre daha fazla yük taşır ve enerji çeker. Bunun iki sebebi vardır;

1. Taşıt ağırlık merkezi taşıtın önüne daha yakındır çünkü motor, radyatör, yakıt tankı gibi kütlece fazla olan parçalar taşıtın ya önünde ya da orta kısmına paketlenmiştir.
2. Daha önce de bahsedildiği kabin ile yolcu kompartımanının yükseklik farkından dolayı yere temas etmemesi nedeniyle kafes yapı üzerine etkiyen yük homojen değildir. Yani kabine en yakın bölme (A bölmesi) kabinin ataletini karşılamak için daha fazla yük taşır. Ayrıca, taşıt devrilirken aynı zamanda kabin kısmı yere yaklaşacak şekilde döner ve taşıtın ön bölmeleri arkaya doğru ilerledikçe yer ile daha

fazla kontağa girerler. Buna bağlı olarak ön bölmelerin iç enerjisindeki değişim ve şekil değiştirmesi daha fazladır.

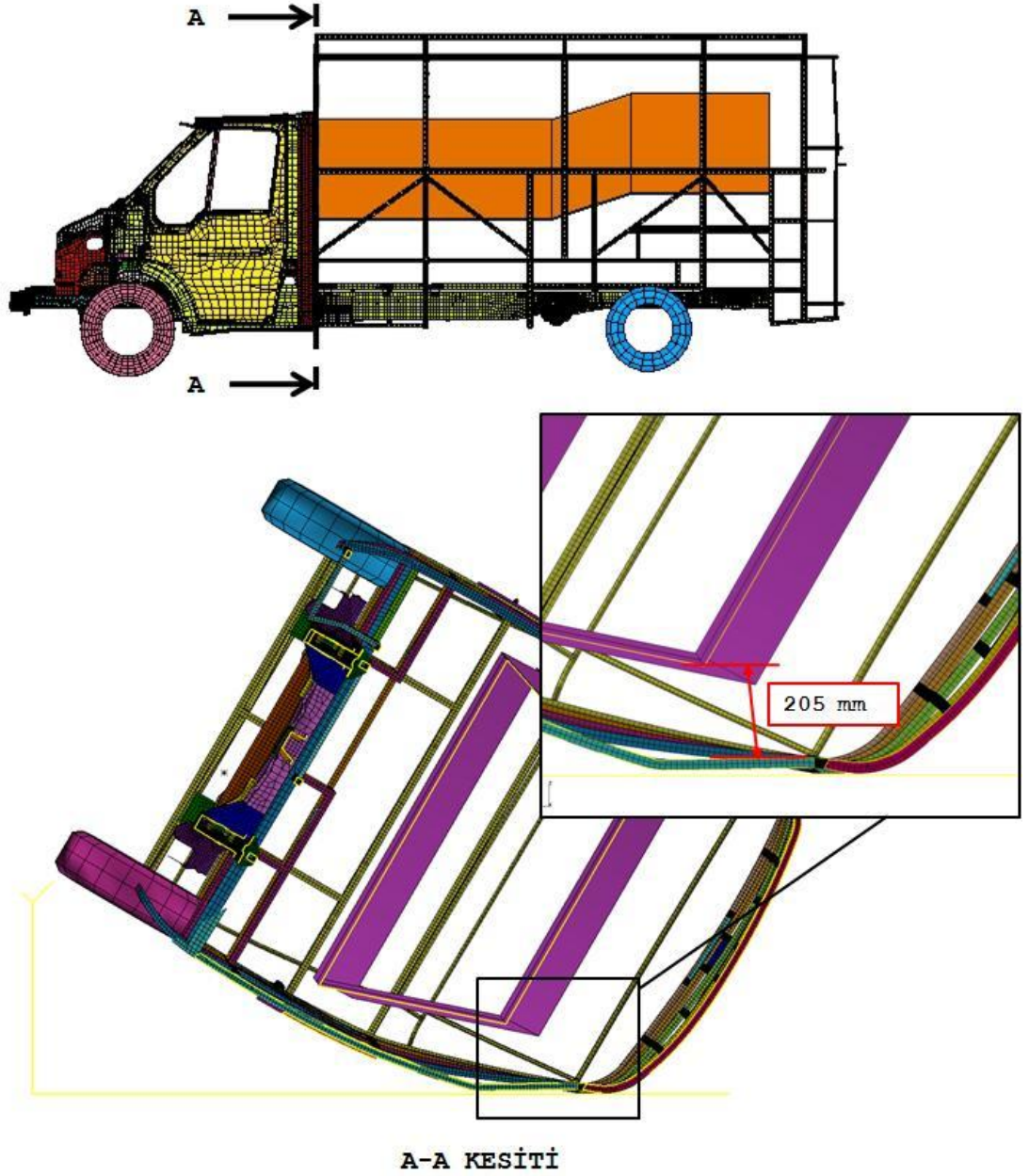


Şekil 6.6: Kafes yapıya ait bölmelerin iç enerji dağılımları.



Şekil 6.7: Taşıt bölmeleri.

Analiz sonrası taşıtın her bölmesinin deformasyon davranışı incelenmiş ve sütun ile yaşam hacmi şablonu arasında kalan mesafe not edilmiştir. Şekil 6.8’de taşıt üzerinde en fazla deformasyonun görüldüğü kesit gösterilmiştir. 120 ms’de A bölgesinden alınan kesitte sütun ile yaşam hacmi şablonu birbirine 180 mm mesafeye kadar yaklaşmıştır. Bu da taşıt üstyapısının yeterli dayanıma sahip olduğunu ve ECE-R66 regülasyonunu sağladığını göstermektedir.



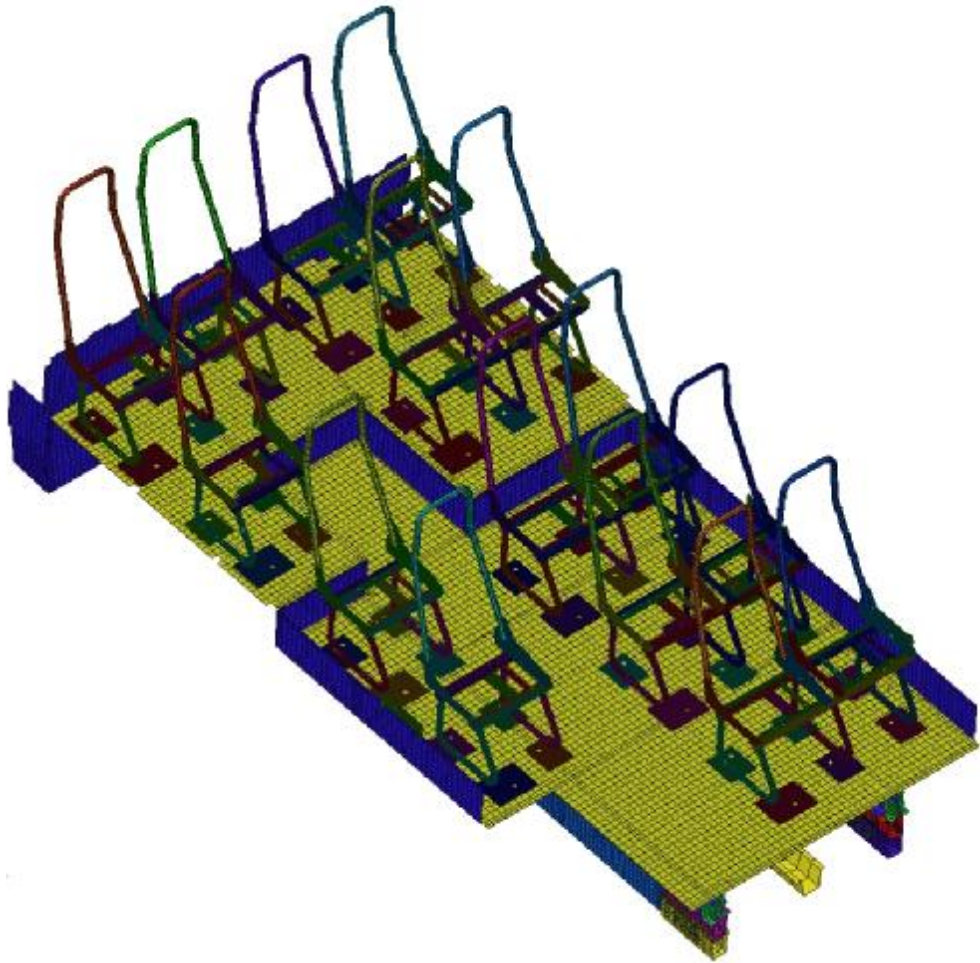
Şekil 6.8: Maksimum deformasyonun görüldüğü kesit görünüşü.

7. İLERİ SENARYOLAR

Ana modelin çözdürülmesi ve sonuçlarının değerlendirilmesinin ardından bu bölümde, araştırılan birkaç farklı senaryodan bahsedilecektir.

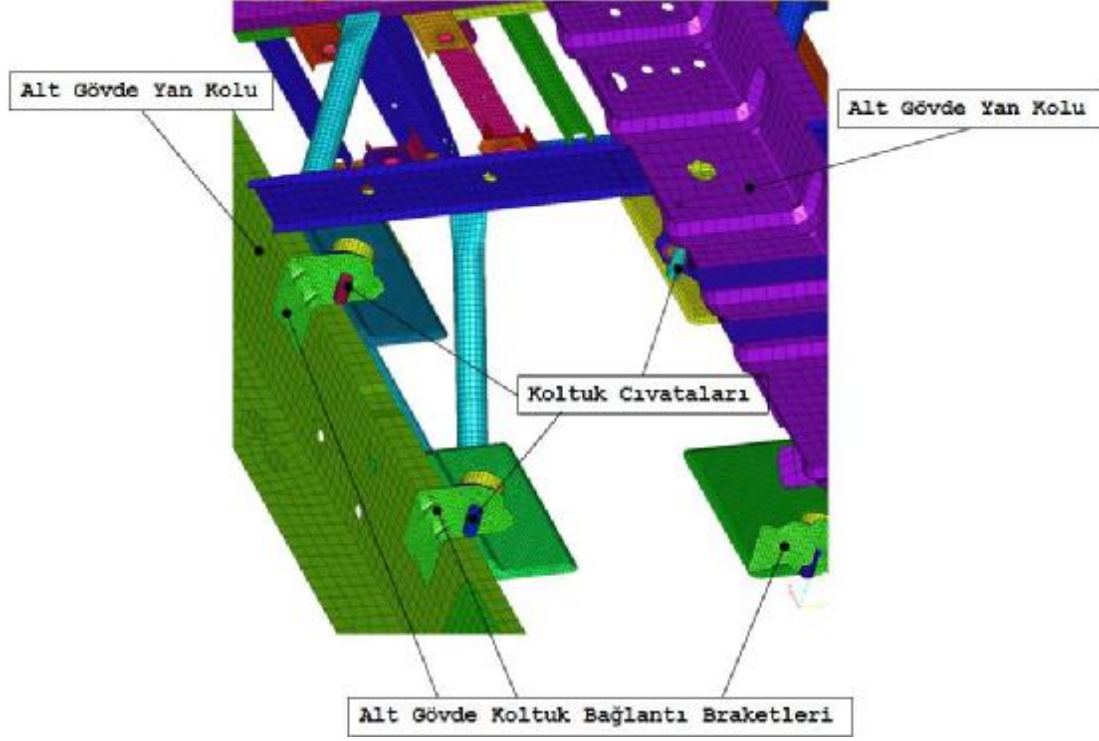
7.1 Senaryo 1 – Koltukların eklenmesi

Bu senaryoda koltuk kütleleri modellenerek ana modele dahil edilmişlerdir. Koltukların sadece metal karkası modellenip, koltuk süngeri, kumaş vb. gibi ayrıntıların montajda bulundukları yerdeki düğüm noktalarında noktasal kütle tanımlanarak kütle dengelenmesi sağlanmıştır.



Şekil 7.1: Taşıta eklenen koltuklar.

Koltuklar gerçekte alt gövdeye cıvatalar ile bağlanmaktadır. Cıvatalar yukarıda burçların içinden geçerek koltuk ayaklarına, aşağıda somun kullanılarak alt gövde koltuk bağlantı braketlerine sabitlenmektedirler. Bu bağlantılar için cıvatalar ve burçlar katı elemanlar (/SOLID) ile modellenmiş malzeme olarak da akma gerilmeleri 0,75 GPa olan yüksek dayanımlı çelik kullanılmıştır.

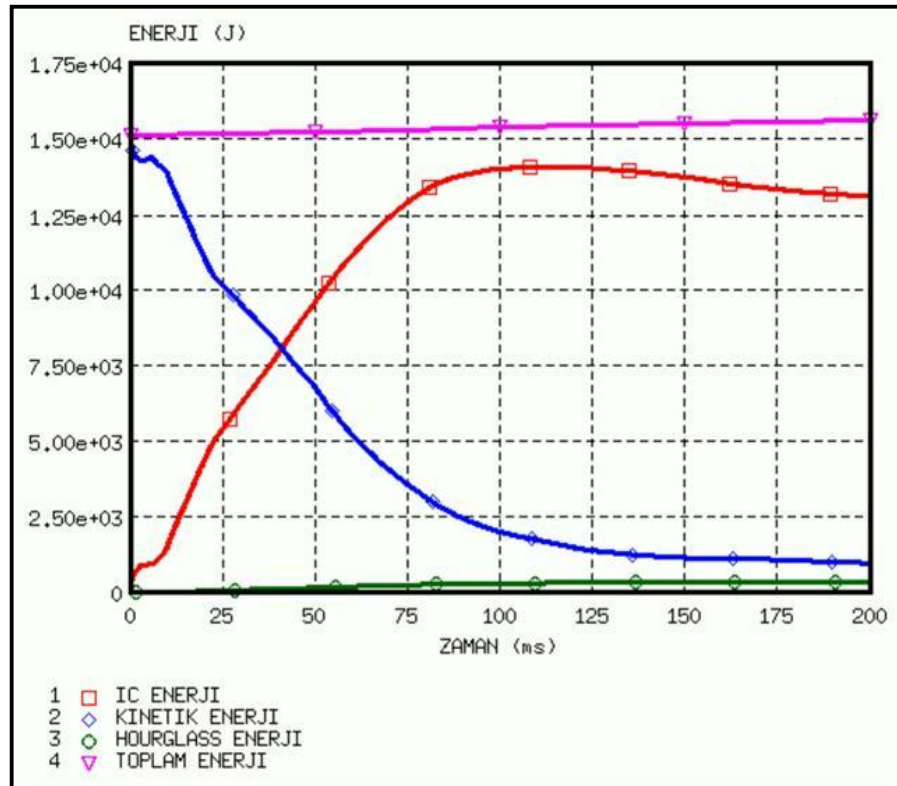


Şekil 7.2: Koltuk – alt gövde bağlantıları.

Taşıtın yolcu kapasitesi 16'dır. Fakat devrilmede yolcu kompartımanı araştırıldığı için 15 adet koltuk 5 sıra halinde taşıta eklenmiştir. Bu senaryoda toplam koltuk kütlesi 243 kg olup taşıtın ağırlık merkezini 11 mm yukarı ötelemiştir. Bunun sonucu olarak sisteme aktarılan enerji hem taşıtın ağırlaşması hem de ağırlık merkezinin yükselmesi sebebiyle %15 artmıştır. Sisteme aktarılan enerjinin artması taşıtın yapısal elemanlarının daha fazla enerji çekmesi ve daha yüksek deformasyon değerleri anlamına gelir. Nitekim bu senaryoda yaşam hacmi ile taşıt sütunları birbirine daha fazla yaklaşmaktadırlar.



Şekil 7.3: Senaryo 1 – maksimum deformasyonun görüldüğü kesit görünüş.



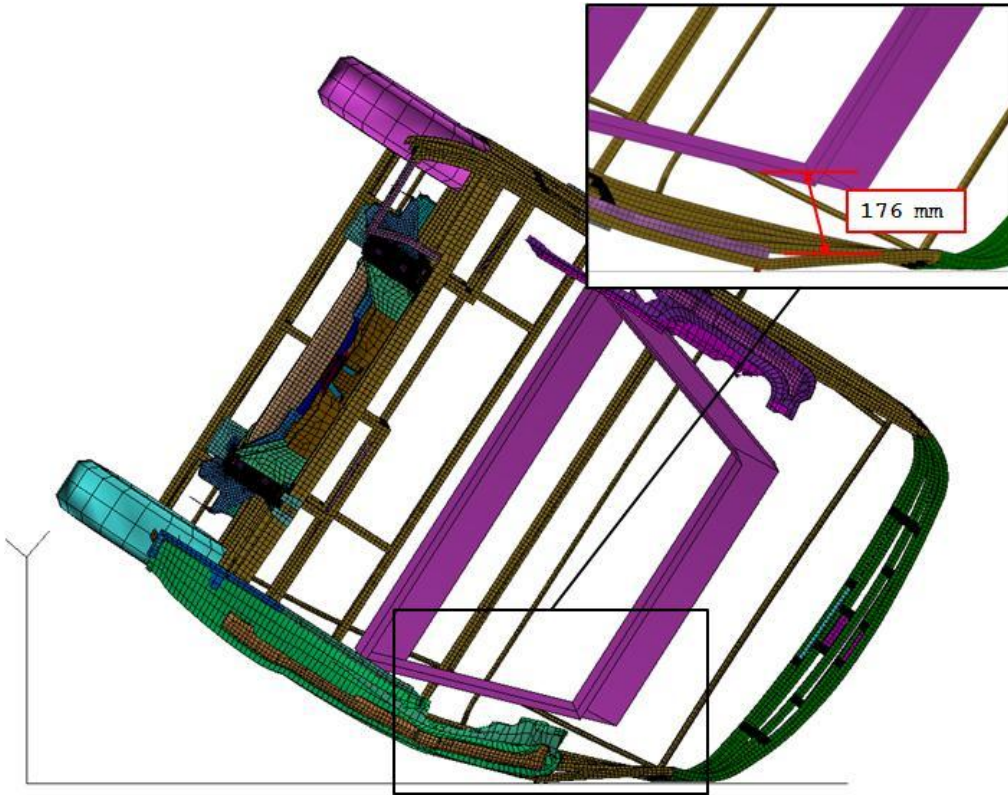
Şekil 7.4: Senaryo 1 – taşıt enerjisinin zamana bağlı değişimi.

7.2 Senaryo 2 – Koltukların ve Yolcu Kütlelerinin Eklenmesi

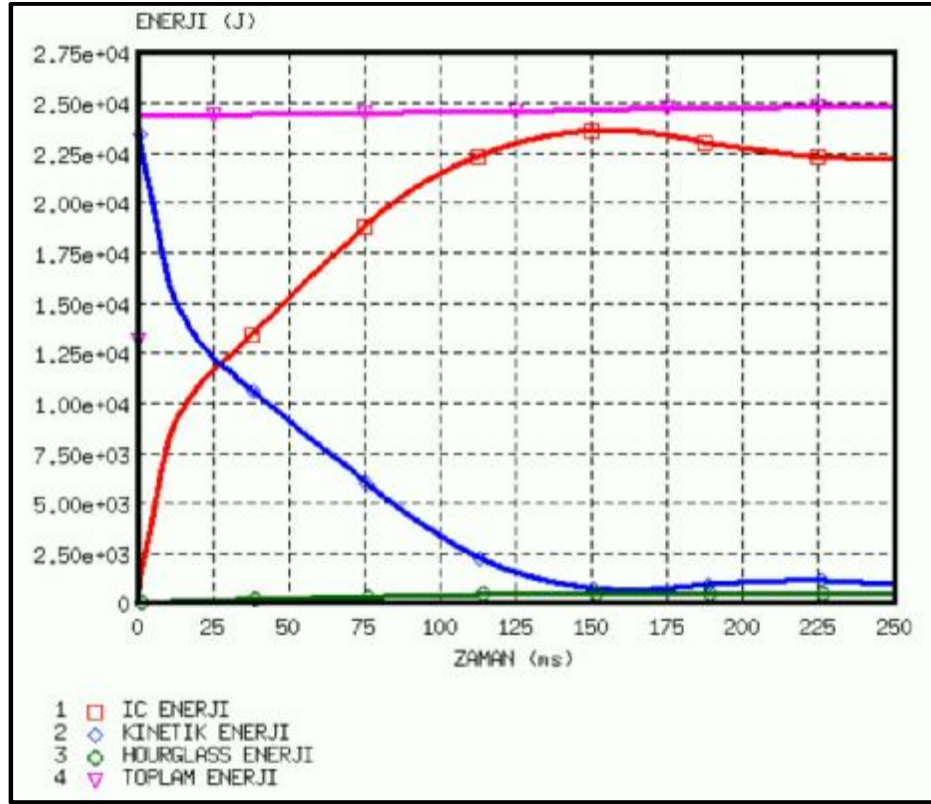
Önceki bölümlerde bahsedildiği gibi ECBOS projesinin ECE-R66 regülasyonunda yapılması önerdiği değişikliklerden biri yolcu kütlelerinin dikkate alınmasıdır. Taşıt içerisindeki yolcular taşıtın kütlesi ve ağırlık merkezinin değişmesinde önemli rol oynarlar. Bu yüzden bu senaryoda senaryo 1'e ek olarak her biri 68 kg olarak kabul edilen yolcuların kütleleri koltuk karkaslarına noktasal yük olarak uygulanmışlardır. Her yolcunun ağırlık merkezi oturduğu koltuğun R noktasından 100 mm yukarıda kabul edilmiştir.

Bu haliyle, 15 adet yolcunun toplam kütlesi 1020 kg, taşıtın toplam kütlesi 3620 kg'dır. Yolcular taşıt ağırlık merkezini 90 mm yukarı ötelerken sisteme aktarılan toplam enerji ana modele göre %57 oranında artmıştır.

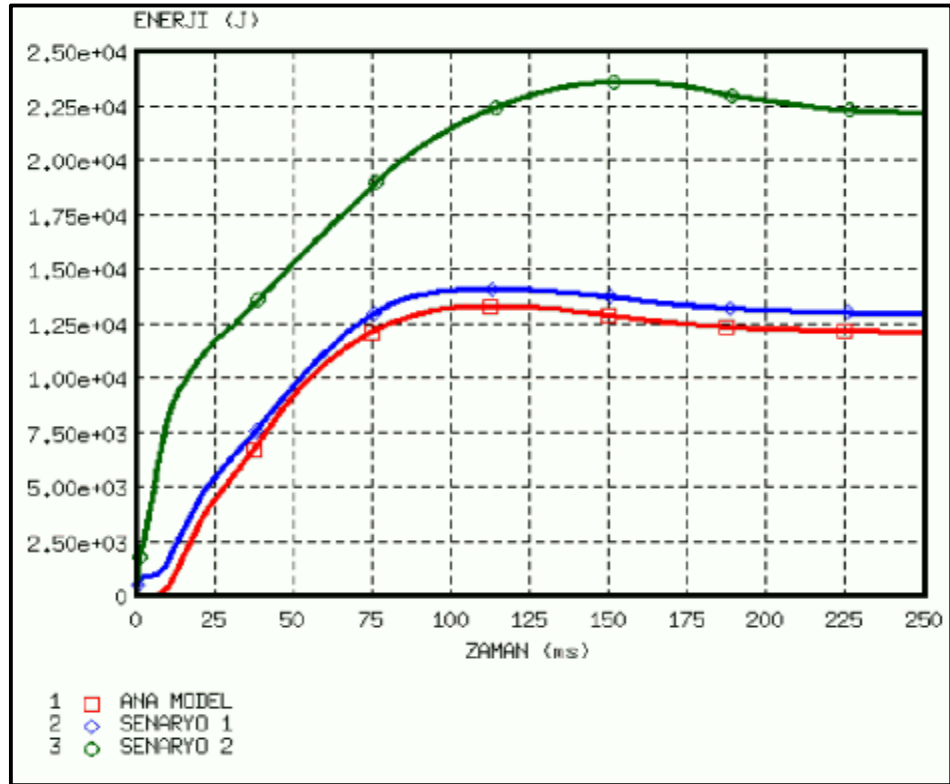
Şekil 7.5'te bu senaryodaki taşıtın gövdesinde meydana gelen şekil değiştirme ve yaşam hacmine olan en yakın mesafe görülmektedir.



Şekil 7.5: Senaryo 2 – maksimum deformasyonun görüldüğü kesit görünüşü.



Şekil 7.6: Senaryo 2 – taşıt enerjisinin zamana bağlı değişimi.



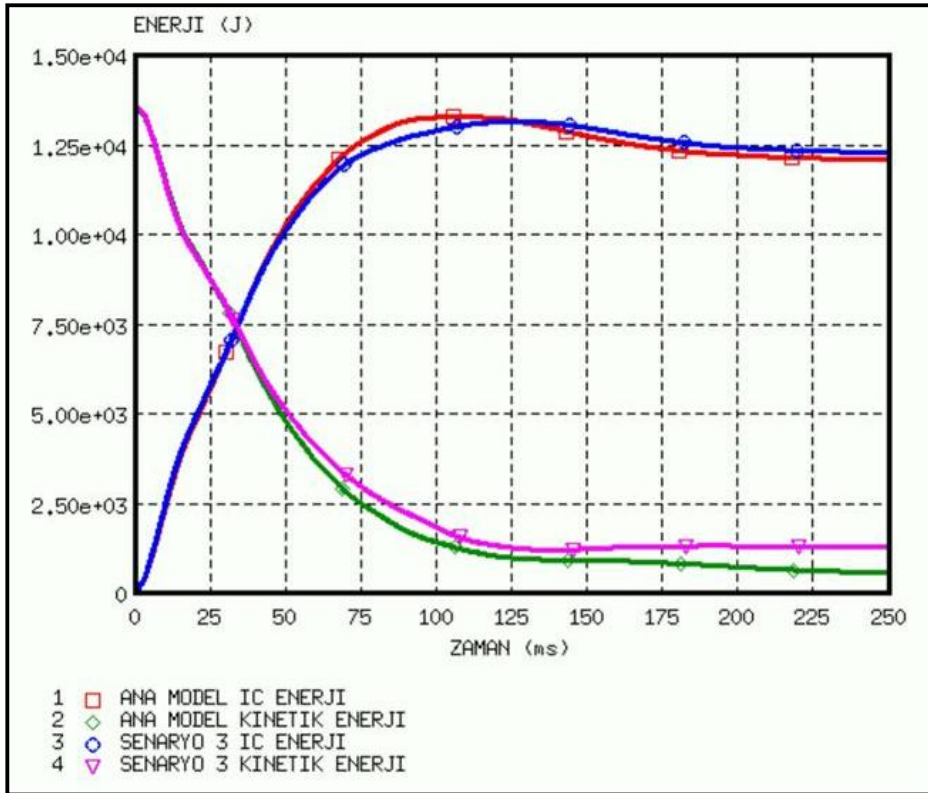
Şekil 7.7: Ana model ve ilk iki senaryo taşıtlarının iç enerji değişimleri.

7.3 Senaryo 3 – Taşıtın Diğer Tarafı Üzerine Devrilmesi

ECE-R66 regülasyonu içeriğinde taşıtın üzerine devrileceği tarafı imalatçının seçeceği belirtilmiştir. Genelde taşıtın ağırlık merkezi kütlece ağır olan alt sistemlerin paketlenmesi neticesiyle yatay ekseninde bir miktar kaçıktır. Bu kaçıklıktan dolayı taşıt farklı taraflara devrildiğinde polar atalet momenti de farklı olacaktır. Bunun yanında, taşıtın iki farklı tarafının tasarımından (bir tarafta yolcu kapısı bulunması veya bagaj bölmesinin konumu) kaynaklanan etkenler taşıtın davranışını etkileyebilir.

Yukarı sözü geçen faktörleri sınamak için bir senaryo hazırlanmış ve taşıt yolcu kapısının bulunduğu yüzey üzerine devrilmiştir. Taşıtın kütlesi ve ağırlık merkezinin düşey bileşeni aynı kaldığı için sisteme aktarılan enerji miktarı ve taşıtın yere çarpma hızı da aynı olacaktır. Burada taşıtın davranışını etkileyen parametre taşıtın kafes yapısının her iki taraftaki deformasyon davranışı farkıdır.

Şekil 7.8’de ana model ve senaryo 3’teki sistemlerin içi enerjilerinin zamana bağlı değişimlerinin neredeyse aynı olduğu görülmektedir. Bu yüzden, çalışmaya konu olan taşıtın her iki tarafının deformasyon davranışının aynı olduğu söylenebilir.



Şekil 7.8: Ana model ve senaryo 3’ün iç ve kinetik enerji değişimleri

8. SONUÇ

Bu çalışmada, ECE-R66 regülasyonunun nümerik simülasyon seçeneğini kullanmak suretiyle ticari bir taşıtın devrilme performansı araştırılmış, ana model çeşitlendirilerek farklı senaryolar denenmiştir. 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.

Devrilme performansı araştırılan taşıt için bir ana model hazırlanmış daha sonra da üç farklı senaryo denenmiştir. Bu senaryolardan ilki yüksüz taşıt olup daha sonra sırasıyla koltuklar ve koltukların üzerine yolcu kütleleri eklenmiştir. Günümüzde ECE-R66 devrilme testleri üzerinde koltuk bulunan taşıtlar üzerinde de gerçekleştirmektedir. İlk senaryoda koltukların sisteme etkisini görmek amacıyla yolcu koltukları modele eklenmiştir. Bunun sonucunda taşıt kütlesi artmış ve ağırlık merkezi 11 mm yükselmiştir. Analiz sonucunda gözlemlenen sisteme aktarılan enerjinin %15 oranında artması ve dolayısıyla taşıtın kafes sisteminde daha fazla deformasyon oluşmasıdır.

ECBOS projesinin regülasyona getirdiği önerilerden biri olan yolcuların devrilme testine eklenmesidir. İkinci senaryoda her biri 68 kg olarak kabul edilen yolcuların koltuklara emniyet kemerleri ile sabitlendikleri düşünülerek koltuklar üzerinde noktasal kütleler oluşturulmuştur. Yolcunun ağırlık merkezinin koltuk R noktasından 100 mm yukarıda kabul edilmiştir. Taşıta eklenen 15 adet yolcu, toplamda 1020 kg'lık bir kütle artışına ve taşıt ağırlık merkezinin 90 mm yükselmesine yol açmıştır. Sonuç olarak taşıta aktarılan enerji %57 oranında fazlalaşarak test şartlarını iyice zorlaşmasına sebep olmuştur.

Günümüzde regülasyon yolcular hesaba katılmamasına rağmen yakın gelecekte kademeli olarak yolcuların da regülasyona dahil olması düşünülmektedir. Böyle bir düzenleme sonucu imalatçıların şimdikinden daha kararlı taşıt gövdeleri yapmalarını zorunlu hale geleceği gibi yolcuların devrilme sırasındaki davranışları da hesaba

katılacaktır. Ayrıca, regülasyon dahilinde sadece taşıt bütünlüğü sınanmayacak, koltuk ve yolcu sabitleme sistemlerinin tasarımları da yakından incelenebilecektir.

KAYNAKLAR

- [1] **Karayolları Genel Müdürlüğü**, 2007. Trafik kazaları özeti 2006, Ankara, Turkey.
- [2] **Martinez, L., Aparicio, F., Garcia, A., Paez, J. and Ferichola, G.**, 2003. Improving occupant safety in coach rollover, *Int. J. Crashworthiness*, **8:2**, 121–132.
- [3] **Mao, M., Chirwa, E.C., Chen, T. and Latchford, J.**, 2004. Static and dynamic roof crash simulation using LS-DYNA3D, *Int. J. Crashworthiness*, **9:5**, 495-504.
- [4] **Richardson, S.A., Rechnitzer, G., Grzebieta, R.H. and Hoareau, H.**, 2004. An advanced methodology for estimating vehicle rollover propensity, *Int. J. Crashworthiness*, **8:1**, 63-72.
- [5] **Lin, Y. and Nian, H.**, 2006. Structural design optimization of the body section using finite element method, *SAE Technical Paper Series*, 2006-01-0954.
- [6] **Mayrhofer, E., Steffan, H. and Hoschoph, H.**, 2005. Enhanced coach and bus occupant safety, paper number 05-0351, Graz University of Technology, Vehicle Safety Institute, Austria.
- [7] **Karayolları Trafik Yönetmeliği**, <<http://www.trafik.gov.tr>>, alındığı tarih 15.09.2008.
- [8] **ECE-R66 Regülasyonu**, <<http://www.unece.org>>, alındığı tarih 07.10.2008.
- [9] **Elitok K.**, 2006. Explicit dynamic analysis of vehicle roll-over crashworthiness using Ls-Dyna, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [10] **MSC.Software Corporation**, 2004. Introduction to FEA seminar notes.
- [11] **DYNAmore GmbH**, 2004. LS-DYNA introductory course notes.
- [12] **Benson, D.J.**, 2003. Zero energy modes in one dimension: an introduction to hourglass modes.
- [13] **Altair Engineering Inc.**, 2008. Radioss advanced training course notes

[14] **Mecalog SARL**, 2005. Radioss theory manual.

[15] **Mecalog SARL**, 2002. Radioss starter manual version 4.4

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı: Cahit Sertaç TAR

Doğum Yeri ve Tarihi: Bursa 22.12.1981

Adres: Kurtuluş Caddesi Çiçek Apt. No:106 Şişli/ İSTANBUL

Lisans Üniversite: Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü