

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YOLCU GÜVENLİĞİNİ GÜVENCE ALTINA ALAN E.C.E
REGÜLASYONUNA GÖRE OTOBÜS GÖVDE İSKELETİ ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Fatih Han AVCI

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

ARALIK 2016

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YOLCU GÜVENLİĞİNİ GÜVENCE ALTINA ALAN E.C.E
REGÜLASYONUNA GÖRE OTOBÜS GÖVDE İSKELETİ ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Fatih Han AVCI
(503021204)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Cevat Erdem İMRAK

ARALIK 2016

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503021204 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Fatih Han AVCI, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “YOLCU GÜVENLİĞİNİ GÜVENCE ALTINA ALAN E.C.E REGÜLASYONUNA GÖRE OTOBÜS GÖVDE İSKELETİ ANALİZİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. C. Erdem İMRAK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Cemal BAYKARA**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Cüneyt FETVACI
İstanbul Üniversitesi

Teslim Tarihi : 17 Kasım 2016
Savunma Tarihi : 23 Aralık 2016

Eşime ve çocuklarıma,

ÖNSÖZ

İlkokul yıllarımdan başlayarak eğitim hayatım boyunca karşıma çıkan güzel ülkemizin fedakar öğretmenlerine candan teşekkür ederim.

Yıldız Teknik Üniversitesi'nde başlayan ve İstanbul Teknik Üniversitesi'nde devam eden yüksek öğrenimimiz süresince, eğitim ve öğretimin farklı kavramlar olduğunu idrak etmemize vesile olan ve insanlığa fayda sağlama sorumluluğunu omuzlarımıza yükleyen Yıldız Teknik Üniversitesi ve İstanbul Teknik Üniversitesi'nin tüm akademisyenlerine candan teşekkür ederim.

Bu tezi hazırlamamda bana cesaret veren ve her türlü desteği sunan kıymetli danışmanım Prof. Dr. Cevat Erdem İMRAK'a şükranlarımı sunarım.

Sınırsız desteklerini her daim hissettiren anneme, babama, kardeşlerime ve arkadaşlarıma candan teşekkür ederim.

Sevgili eşim Pınar, sevgili oğlum Tarık Buğra, sevgili kızım Nil Asya, sizlerin nitelikli birer akademisyen olmasını arzu ediyorum. Bu tezi hazırlayarak sizlere rol model olmuş olmanın huzurunu yaşıyorum. Bu tezin hazırlanması için bana sağladığınız motivasyon için sizlere candan teşekkür ederim.

Kasım 2016

Fatih Han AVCI
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xvi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xviii
ÖZET.....	xx
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ....	1
1.1 Tezin Amacı	3
1.2 Literatür Araştırması	4
2. E.C.E-R.66 REGÜLASYONU.....	9
2.1 E.C.E-R.66' nın Kapsamı.....	9
2.2 E.C.E R-66.00 ve E.C.E-R66.02 Arasındaki Farklar	11
3. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ (FEM).....	15
3.1 Sonlu Elemanlar Metodunda Modelleme.....	16
3.2 Sonlu Elemanlar Metodunda Eleman Seçimi.....	17
3.3 Sonlu Elemanlar Yönteminde İşlem Adımları	20
4. KISMİ GÖVDENİN TEST VE ANALİZİ.....	21
4.1 Kısmi Gövdenin FEM Modelinin Oluşturulması.....	21
4.2 Kısmi Gövdenin FEM Tabanlı Analizi	22
4.3 Kısmi Gövdenin Testi	25
4.4 Kısmi Gövdenin Test ve Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması	25
5. GÖVDE KOMPLESİNİN ANALİZİ.....	27
5.1 Araç Ağırlık Merkezinin Koordinatlarının Tespiti	27
5.2 Gövde Komplexinin FEM Modelinin Oluşturulması	31
5.2.1 Malzeme Modelinin Belirlenmesi.....	32
5.2.2 Kütle Dağılımının Yapılması	32
5.2.3 Yaşam Mahallinin ve Kontakların Tanımlanması	33
5.3 Gövde Komplexinin FEM Tabanlı Analizi	34
5.3.1 Gövde Komplexinin Açısız Hızının Hesaplanması.....	35
5.3.2 Analiz Sonuçları.....	36
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	43
KAYNAKLAR	45
ÖZGEÇMİŞ	47

KISALTMALAR

ABS	: Anti-lock Braking System
CAD	: Computer Aided Design
CG	: Center of Gravity
EBD	: Electronic Brake Distribution
ECE-R	: Regulation of Economic Commission for Europe
ESP	: Electronic Stability Program
FEM	: Finite Elements Method
LGU	: Lineer Gerilmeli Üçgen Eleman
mph	: Miles Per Hour
NHTSA	: National Highway Traffic Safety Administration
OYO	: Ölü ya da ağır yaralı oranı
SGU	: Sabit Gerilmeli Üçgen Eleman
UNECE	: The United Nations Economic Commission for Europe

SEMBOLLER

E_k	: Kinetik enerji
F	: Açı verilmiş durumda tekerlek ağırlığı
g	: Yerçekimi ivmesi
I	: Eylemsizlik momenti
m	: Kütle
m_y	: Yolcu ağırlıklarının yarısı
P	: Tekerlek ağırlığı
r	: Gövde dönme yarıçapı
r_{dyn}	: Tekerlek dinamik yarıçapı
w	: Açısal hız
x, y, z	: Ağırlık merkezi koordinatları
α	: Gövde açısı
ε	: Gerinim
σ	: Gerilme

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : M kategorisi araçlarının sınıflandırılması.	2
Çizelge 2.1 : Toplam enerjinin hesaplanması.	11
Çizelge 5.1 : Gövde açısı ve arka tekerleklerin ağırlıkları.	30
Çizelge 5.2 : Ağırlık merkezi gerçek koordinatları.	31

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Otobüs kaza tiplerinin yolculara etkisi.....	1
Şekil 1.2 : M ₃ kategorisindeki araçların sınıflandırılması.....	2
Şekil 1.3 : Çek Cumhuriyeti’ nde 04.09.1999 tarihinde yaşanmış bir kaza.....	3
Şekil 1.4 : New York’ ta 12.03.2011 tarihinde yaşanmış bir kaza.....	5
Şekil 1.5 : New York’ ta 12.03.2011 tarihinde yaşanmış bir kaza.....	6
Şekil 1.6 : New York’ ta 12.03.2011 tarihinde yaşanmış kazanın raporu.....	7
Şekil 1.7 : Devrilme test sonucu ile simülasyon sonucunun karşılaştırılması.....	7
Şekil 2.1 : E.C.E R-66 regülasyonu	9
Şekil 2.2 : E.C.E R-66 regülasyonuna göre otobüs devrilme prensibi	10
Şekil 2.3 : E.C.E R-66 regülasyonuna göre yolcuların yaşam mahalli.....	11
Şekil 2.4 : E.C.E R-66.00 regülasyonuna göre toplam enerji.....	12
Şekil 2.5 : E.C.E R-66.02 regülasyonuna göre toplam enerji.....	13
Şekil 2.6 : R-66.00 (Eski) ve R-66.02 (Yeni) regülasyonlarında gövdenin absorbe etmesi gereken enerjiler.	13
Şekil 3.1 : Bir sonlu elemanlar modelinde nod noktaları ve elemanlar ...	16
Şekil 3.2 : Eleman geometrisinde müsaade edilebilir sınırlar.	17
Şekil 3.3 : Sabit gerilmeli üçgen eleman.	18
Şekil 3.4 : Dört nodlu çifte lineer dörtgen eleman.....	19
Şekil 3.5 : Dört nodlu ve dört kenarlı elastik eleman	20
Şekil 3.6 : Kullanılan yazılımların listesi.....	20
Şekil 4.1 : Kısmi gövdenin sonlu elemanlar modeli.....	21
Şekil 4.2 : QSTE 460 gerilme – gerinim grafiği.....	22
Şekil 4.3 : Sünek malzemelerde gerilme-gerinim ilişkisi.	22
Şekil 4.4 : Kısmi gövdenin sonlu elemanlar analizi	24
Şekil 4.5 : Kısmi gövdenin analiz sonucu.....	24
Şekil 4.6 : Kısmi gövdenin testi ...	25
Şekil 4.7 : Kısmi gövdenin analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması	25
Şekil 4.8 : Kısmi gövdenin analiz süresince enerji değişimi.	26
Şekil 4.9 : Kısmi gövdenin analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması.	26
Şekil 4.10 : Kısmi gövdenin analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması	26
Şekil 5.1 : Ağırlık merkezinin y, z eksenlerindeki konumu	27
Şekil 5.2 : Ağırlık merkezinin x, y eksenlerindeki konumu.	28
Şekil 5.3 : Ağırlık merkezinin z eksenindeki konumu.....	28
Şekil 5.4 : Gövde açısı ve arka tekerleklerin ağırlıklarının ölçülmesi.....	29
Şekil 5.5 : Aracın gövde açısı ve arka tekerleklerin ağırlıklarının ölçüm sonuçları..	30
Şekil 5.6 : Aracın sonlu elemanlar modeli.....	32
Şekil 5.7 : Kütle bilgileri girilmiş FEM modeli.....	33
Şekil 5.8 : Yaşam mahallinin tanımlanması.	34
Şekil 5.9 : Analize hazır hale getirilmiş nihai FEM modeli.	34
Şekil 5.10 : Analiz aşamaları	35

Şekil 5.11 : Zamana bağlı enerji değişimi	37
Şekil 5.12 : Analiz sonuçları incelenecek kesitler.	37
Şekil 5.13 : 1. Kesit analiz sonucu.....	38
Şekil 5.14 : 2. Kesit analiz sonucu.....	38
Şekil 5.15 : 3. Kesit analiz sonucu.....	39
Şekil 5.16 : 4. Kesit analiz sonucu.....	39
Şekil 5.17 : 5. Kesit analiz sonucu.....	40
Şekil 5.18 : 6. Kesit analiz sonucu.....	40
Şekil 5.19 : 7. Kesit analiz sonucu.....	41
Şekil 5.20 : 8. Kesit analiz sonucu.....	41
Şekil 6.1 : R-66.00 şartlarını sağlayan bir otobüsün R-66.02 şartlarındaki durumu.	44
Şekil 6.2 : Gövdenin absorbe etmesi gereken enerji farklılıkları	44

YOLCU GÜVENLİĞİNİ GÜVENCE ALTINA ALAN E.C.E REGÜLASYONUNA GÖRE OTOBÜS GÖVDE ANALİZİ

ÖZET

Otobüs, insanların toplu ulaşımında kullandıkları, günümüzün en modern makinalarından biridir. Teknolojik gelişmelere paralel olarak, ulaşım sektöründe kullanılan motorlu araçlar, trafik kazalarının oluşumunu engelleyecek aktif güvenlik sistemleri (ABS, EBD, ESP, vb. gibi) ve kaza sonrası yaralanmaları ve can kayıplarını önleyecek pasif güvenlik sistemleri (Hava yastıkları, kapı içi çelik barlar, kaza anında katlanır pedallar, vb. gibi) ile donatılmaktadırlar.

Otobüs kazaları ile ilgili olarak yapılan araştırmalar, can kaybının ve yaralanmaların en çok otobüsün devrilmesi sırasında ortaya çıktığını göstermiştir. Yaşanan bu can kayıplarının, genellikle kazanın şiddetinden kaynaklanmadığı, otobüslerin gereken gövde mukavemetini karşılayamadıkları için ortaya çıktığı tespit edilmiştir.

Otobüs gövdesinin devrilme kazası esnasında gereken mukavemeti sağlaması ve bu sayede insanların can kayıplarının önüne geçilmesi için U.N.E.C.E (United Nations Economic Commission for Europe) tarafından 1997 yılından itibaren yürürlüğe giren E.C.E R-66.00 regülasyonu yayınlanmıştır. Bu pasif güvenlik regülasyonu ile Avrupa Birliği'ne üye ülkelerde kullanılan otobüslerin gövde parçalarının, devrilme kazası durumunda yolcuların ve mürettebatın yaşam mahalline müdahale etmesinin önüne geçilmiştir. Söz konusu regülasyon, Türkiye'de de Avrupa Birliği'ne üye ülkelerle eş zamanlı olarak uygulanmaktadır.

Otobüs üreticisi firmalar tarafından, E.C.E R-66 regülasyon şartına uygunluğun ispatı için iki yöntem uygulanabilmektedir. Birinci yöntemde, prototipi üretilmiş araç, ilgili şartlara uygun olarak tasarlanmış test düzeneğinde fiili olarak devrilir. Araç gövdesinin, yolcuların ve mürettebatın yaşam mahalline girişimde bulunup bulunmadığı tespit edilir.

İkinci yöntemde ise, birinci yöntemdeki şartlar bilgisayar ortamında sağlanır ve sonlu elemanlar yöntemi tabanlı yazılımlar kullanılarak, otobüs bilgisayar ortamında devrilir. Kullanılan yazılımın ve metodun güvenilirliği, otobüs gövdesinin kısmi bir bölgesinin fiziksel olarak devrilmesi sonucu bulunan sonuç ile aynı kısmi bölgenin bilgisayardan elde edilen simülasyon sonucu karşılaştırılarak elde edilir.

Günümüzde otobüs üreticisi firmalar genellikle ikinci yöntemi kullanmaktadırlar. Birinci yöntem hem pahalı bir yöntemdir hem de optimizasyon yapma şansını sınırlamaktadır. Çünkü otobüs gövdesinde yapılacak her tasarım değişikliğinde bir adet otobüsün fiilen devrilip hurdaya ayrılması gerekmektedir. İkinci yöntemde ise optimizasyon yapma şansı çok daha yüksektir. Yapılacak her tasarım değişikliği bilgisayar ortamında simülasyona tabi tutulabilmektedir. Bu sayede daha hafif ve daha mukavim gövde yapısına ulaşılabilir.

U.N.E.C.E tarafından yayınlanan ve 09 Kasım 2017 tarihinden itibaren ilgili tüm araçlar için yürürlüğe girecek olan E.C.E R-66.02 regülasyonu ile otobüs gövdesinin devrilme esnasında absorbe etmesi gereken enerji bir önceki regülasyona göre yaklaşık %90 oranında artmıştır. Bu mukavemeti sağlamak için yapılacak tasarım değişiklikleri araç ağırlığını arttırabilecektir. Ayrıca aracın ön ve arka aks taşıma kapasiteleri de göz önünde bulundurulduğunda, E.C.E R-66.02 şartını sağlamak için azami yolcu sayısını ve müsaade edilen bagaj ağırlığını azaltmak gerekebilecektir.

Bu çalışmada, otobüs gövde konstrüksiyonunun Ansa yazılımı marifetiyle sonlu elemanlar modeli ağ yapısı oluşturulmuş ve Ls-Dyna yazılımında da devrilme simülasyonları gerçekleştirilmiştir.

Bilgisayar ortamında yapılan işlemlerin güvenilirliğini tespit etmek için otobüs kısmi gövdesi öngörülen şartlarda fiilen devrilmiştir. Ayrıca aracın ağırlık merkezinin bilgisayar ortamındaki koordinatlarının gerçeğe uygun olabilmesi için prototip aracın ağırlık merkezinin koordinatları fiilen yapılan ölçümler sonucu hesaplanmış ve bilgisayar modeline bu gerçek koordinatlar girilerek analiz yapılmıştır. Bilgisayar sonuçları ile fiili test sonuçları karşılaştırılmıştır.

Yapılan çalışmalar ile E.C.E R-66.02 şartlarını sağlayan, yolcu ve bagaj taşıma kapasitesinin azaltılmasını gerektirmeyen, güvenli bir otobüs gövde iskelet konstrüksiyonu elde edilmiştir.

BUS SUPERSTRUCTURE ANALYSIS ACCORDING TO THE E.C.E REGULATION SECURING PASSENGER SAFETY

SUMMARY

A bus is one of the most modern motor vehicles which is used for people's mass transportation ranging from either low to high ranges. In parallel to technological improvements the transportation vehicles are equipped with the active safety systems such as ABS, EBD, ESP, etc. and the passive safety systems such as airbags, embedded door reinforcements, foldable pedals, etc.

According to the research made until today the highest casualties and injuries occur during a rollover accident. And it is seen that- in general - these casualties are not because of the severity of the accident but mostly because of lack of strength of the bus superstructure.

Thus, to maintain enough body strength preventing casualties the E.C.E R66.00 regulation was put into force by U.N.E.C.E (United Nations Economic Commission for Europe) since the year 1997. The E.C.E R66.00 regulation is basically a tilting test where the bus is put on a 800 mm high platform and the platform is slowly rotated until the bus starts to free fall. Shortly after starting a free fall the bus structure (roof edge) hits the ground and the body starts to absorb the occurred kinetic energy during elastic-plastic deformation.

While experiencing the deformation the vehicle also slides on the ground generating some friction energy. The most critical deformation zones are the junctions of sidewall pillars and the transverse profiles. These zones are called plastic hinges and they experience the highest level of plastic strain compared to other deforming parts. For this reason plastic hinges are the primary zones to focus on while trying to improve the design for a good rollover crash performance.

The regulation applies to class M_2 and M_3 vehicles carrying at least 16 passengers. Thanks to this regulation, for the busses operating in European Union member countries, structural intrusion in the so-called survival space of the vehicle is prevented during a rollover accident and this precaution secures passenger and the crew safety. This regulation is in force also in Turkey and the produced bus vehicles are obliged to satisfy the requirements set forth by the regulation.

There are two major methods applied by the bus manufacturers towards the approval of E.C.E R-66 regulation. In the first method a physical test set-up is created to rollover a full vehicle prototype from a prescribed 800 mm high platform. Upon the completion of the test the measurements are evaluated and the distance from the deforming body to the survival space at the worst instant is investigated. In the second method a simulation methodology (with finite elements method) is developed through a series of validation studies and by using relevant FEM software the bus rollover test is performed in computer environment.

The validation studies include material coupon tests to obtain true stress-strain curves, material characterization with 3-point-bending tests applied on particular body structure components (i.e. breast knot or roof-edge knot) and test vs simulation correlation applied on a so-called body section of the bus superstructure.

The FEM model parameters and the material model are fine-tuned until reaching a good level of approximation. As for validation, ground friction coefficient is also one of the most important parameters influencing the accuracy of the simulation results and therefore it is also investigated by performing particular test and simulation studies to obtain a reliable simulation methodology.

Today, the vast majority of the bus manufactures follow the simulation method because the first method (Physical test on a full-scale vehicle) is both expensive and not reproducible. In other words it is difficult and so much time consuming to repeat the tests for obtaining an optimal design. And also it is rather expensive not only because of test set-up and measurement matters but also it is inevitable that each test results in getting a scrap vehicle eventually. However, the simulation method definitely enables the engineers or researchers to perform optimization studies once they provide a reliable simulation model. The virtual environment empowers innovation and gives the user a feasible opportunity to try out the ideas to attain lightweight yet high strength superstructure satisfying the rollover safety requirements.

The required superstructure energy absorption percentage is increased by %90 (compared to R-66.00) with the E.C.E R-66.02 regulation which is released by U.N.E.C.E and which will come into force starting November 9th, 2017. This new version of the regulation orders to introduce half weight of the seated passengers and the survival space is redefined to occupy a space throughout the vehicle axis taking also the foremost and rearmost pillars into play. The countermeasures to be taken to satisfy the new regulation requirement might cause a body weight and cost increase. Besides, considering the maximum allowed axle weight, it might even result in reducing the maximum number of passengers or allowed luggage weight just to satisfy the new requirements coming with E.C.E R-66.

In the context of this thesis the parts comprising the bus body are designed to have more strength yet reduced weight and high strength steel materials are used where necessary. The dynamical FEM model (Stiffness, mass and mass distribution is represented at a high level of accuracy) of the designed bus structure is prepared with the specialized preprocessing software Ansa and the rollover crash analyses are performed with the commercial code Ls-Dyna.

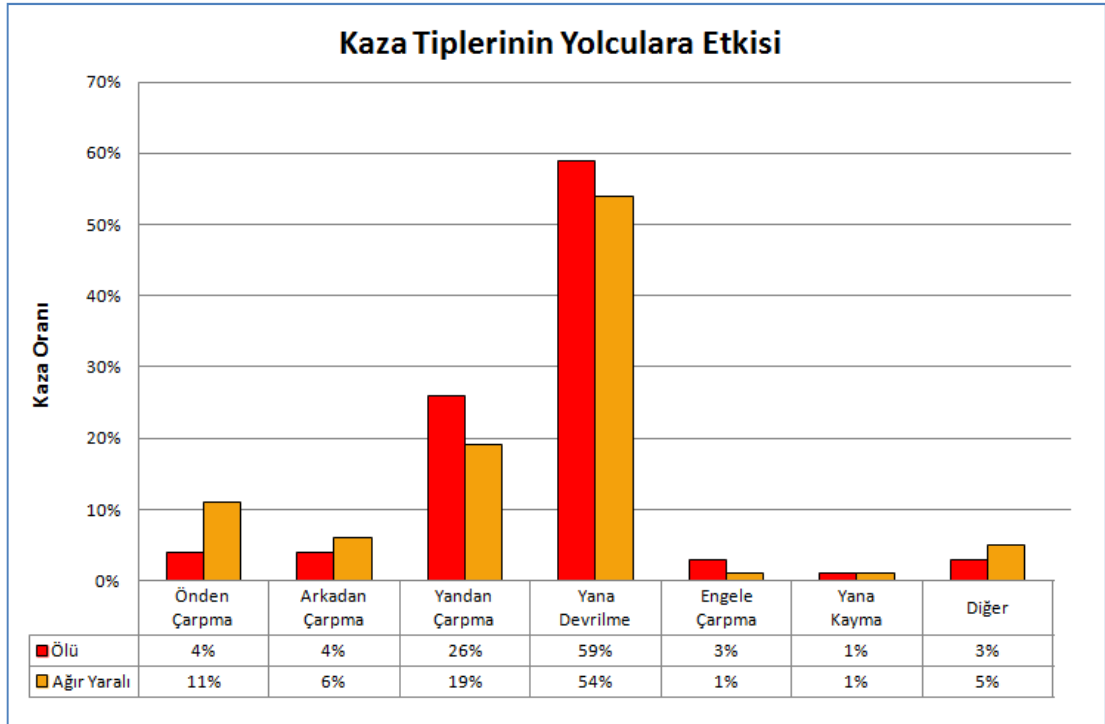
Ls-Dyna is mainly an explicit-dynamic FEM code developed by Livermore Software Technology Corporation located in California, U.S.A. It is especially developed for low-to-hypervelocity impact events. It has an explicit time integration scheme based on central difference numerical method which is mathematically well suited for better capturing the consequences of highly transient physics. That is why it is globally widespread among the crashworthiness and safety departments of various industries.

To establish a reliable FEM simulation, a simulation vs test correlation study is performed on a bus body section using the prescribed initial conditions. In addition to that, the mass center of gravity (CG) of a full-scale bus is measured with physical tests and the mass distribution of the dynamical simulation model is fine-tuned to accurately match the real CG. Upon obtaining a proven simulation methodology the

computer simulation is performed and the deformation results are compared to those from the physical test. With all the effort given, a safe bus superstructure design is obtained which conforms the E.C.E R-66.02 regulation and does not require reducing the maximum allowed number of passengers or the maximum allowed luggage weight.

1. GİRİŞ

Otobüs kaza tiplerinin yolcu ve mürettebat güvenliğine etkileri ile ilgili yapılan araştırmalar [1] neticesinde otobüs kazalarında en çok can kaybının otobüsün devrilmesi sonucunda ortaya çıktığı tespit edilmiştir (Şekil 1.1).



Şekil 1.1: Otobüs kaza tiplerinin yolculara etkisi.

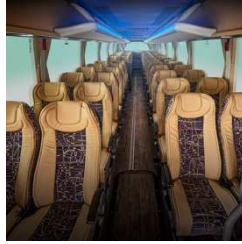
Yukarıdaki grafikten de anlaşılacağı üzere yana devrilen otobüslerin %59' unda can kaybı yaşanmaktadır. Yaşanan bu can kayıplarının genellikle kazanın şiddetinden kaynaklanmadığı, otobüslerin gereken gövde mukavemetini karşılayamadıkları için meydana geldiği düşünülmüştür.

Otobüs gövdesinin devrilme kazası esnasında gereken mukavemeti sağlaması ve bu sayede insanların can kayıplarının önüne geçilmesi için U.N.E.C.E (United Nations Economic Commission for Europe) tarafından 1997 yılından itibaren yürürlüğe giren E.C.E.R-66.00 regülasyonu yayınlanmıştır [2]. Söz konusu regülasyon M₂ ve M₃ kategorisindeki 16' dan fazla yolcu taşıyan araçlar için geçerlidir (Çizelge 1.1).

Çizelge 1.1 : M kategorisi araçlarının sınıflandırılması.

M Kategorisi Araçlar (En az dört tekerlekli, motorlu, yolcu taşıma amaçlı kullanılan araçlardır.)	
M ₁	En fazla sekiz kişilik yolcu oturma yeri olan araçlar.
M ₂	Sekizden fazla yolcu oturma yeri olan ve azami kütlesi 5 tonu aşmayan araçlar.
M ₃	Sekizden fazla yolcu oturma yeri olan ve azami kütlesi 5 tonu aşan araçlar.

M₃ kategorisinde bulunan araçlar da kendi içinde sınıflandırılırlar [3]. Şehirlerarası yolcu otobüslerini de kapsayan araçların sınıflandırılması aşağıdadır (Şekil 1.2).

Sınıf I	Ayakta yolcu taşımak için ayrılmış alanları bulunan ve yolcu iniş, binişlerinin sıkça yapıldığı araçlardır.  
Sınıf II	Çift sıralı koltuklar için ayrılan alana geçmeyen, geçit koridorunda veya ayakta durma alanında ayakta duran yolcuların taşınabildiği araçlardır.  
Sınıf III	Sadece oturan yolcuları taşımak için tasarlanmış araçlardır.  

Şekil 1.2: M₃ kategorisindeki araçların sınıflandırılması.

Yayınlanan bu pasif güvenlik regülasyonu ile toplu ulaşım araçlarının gövde iskelet parçalarının, devrilme kazası durumunda yolcuların ve mürettebatın yaşam mahalline müdahale etmesinin önüne geçilmiştir (Şekil 1.3).

Türkiye’de de Avrupa Birliği’ ne üye ülkelerle eş zamanlı olarak devreye giren söz konusu regülasyonun en güncel hali olan R-66.02 regülasyonu [4] da 2010 yılından itibaren yeni tip onayı alacak araçlar için, 09 Kasım 2017 tarihinden itibaren ise geçmişten bu yana üretimi devam eden ilgili tüm araçlar için geçerli olacaktır. Bu yüzden seri üretimi devam eden araçların tasarımlarında değişiklikler yapılması gerekebilecektir.



Şekil 1.3 : Çek Cumhuriyeti’ nde 04.09.1999 tarihinde yaşanmış bir kaza.

1.1 Tezin Amacı

U.N.E.C.E tarafından yayınlanan ve 09 Kasım 2017 tarihinden itibaren yürürlüğe girecek olan E.C.E R-66.02 regülasyonu ile otobüs gövdesinin devrilme esnasında absorbe etmesi gereken enerji, bir önceki regülasyona göre yaklaşık %90 oranında artmıştır. Bu mukavemeti sağlamak için yapılacak tasarım değişiklikleri araç toplam ağırlığını arttırabilecektir. Ayrıca aracın ön ve arka akslarının taşıma kapasiteleri de göz önünde bulundurulduğunda, E.C.E R-66.02 şartını sağlamak için azami yolcu sayısını ve taşınabilecek bagaj ağırlığını azaltmak gerekebilecektir.

Bu çalışmada, M₃ kategorisindeki Sınıf III tipindeki bir otobüsün gövde konstrüksiyonunun Ansa yazılımı marifetiyle sonlu elemanlar modeli ağ yapısı oluşturulacak ve Ls-Dyna yazılımında da eksplisit (kısa zaman aralığında büyük deformasyonlar, kırılma veya kopma içeren durumlar) dinamik devrilme simülasyonları gerçekleştirilecektir.

Bilgisayar ortamında yapılan işlemlerin güvenilirliğini tespit etmek için otobüs kısmi gövdesi regülasyonda belirtilen şartlarda fiilen devrilecektir. Ayrıca aracın ağırlık merkezinin bilgisayar ortamındaki koordinatlarının gerçek değere uygun olabilmesi için prototip aracın ağırlık merkezi koordinatları fiilen yapılan ölçümler sonucu hesaplanacak ve bilgisayar modeline gerçek koordinat değerleri girilecektir.

Yapılacak nihai optimizasyon çalışmaları ile E.C.E R-66.02 şartlarını sağlayan, azami yolcu sayısının ve bagaj taşıma kapasitesinin azaltılmasını gerektirmeyen, güvenli bir otobüs gövde iskeleti konstrüksiyonu elde edilmesi amaçlanmaktadır.

1.2 Literatür Araştırması

Toplu ulaşım amacıyla kullanılan lastik tekerlekli araç kazaları ile ilgili yapılan yayınlara göre, devrilerek kazaya karışan araç yolcuları, yaralanma ve can kayıpları açısından ciddi risk altındadırlar [5].

Avrupa’ da can kaybı yaşanmış otobüs kazaları incelendiğinde, 47 gerçek otobüs kazasının 20’ sinde otobüslerin yana devrildiği tespit edilmiştir [6].

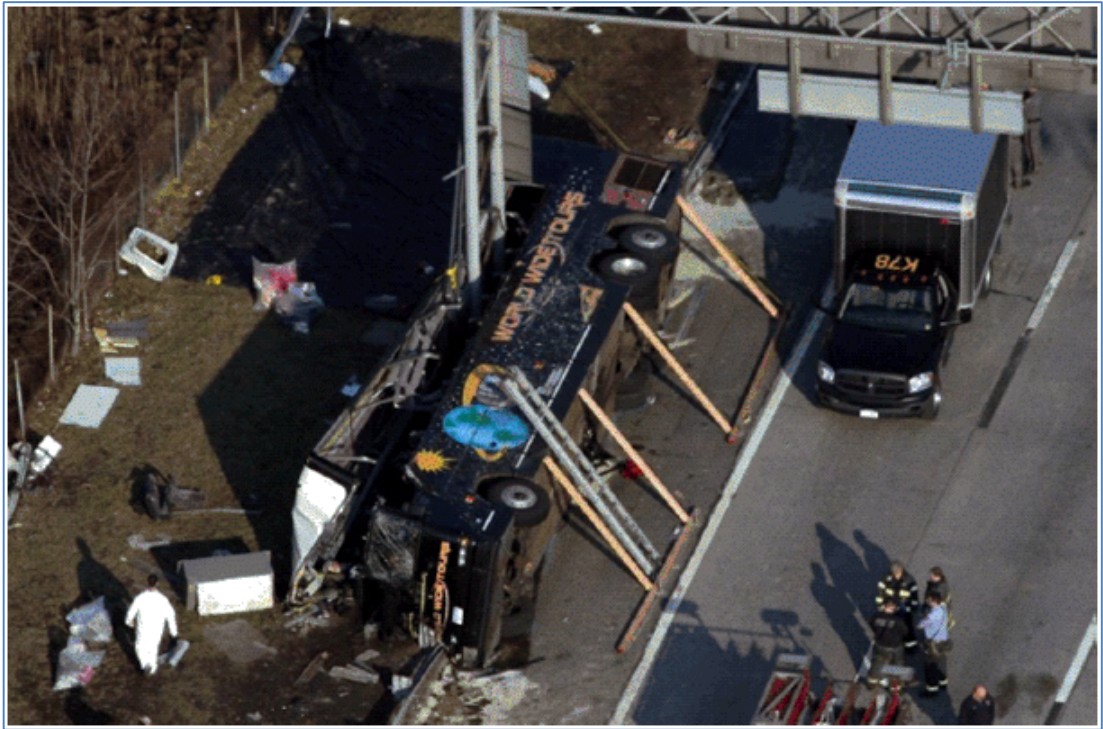
Bunun üzerine otobüs devrilmelerindeki yaralanma ve can kayıplarının kök sebepleri etraflıca incelenmiştir [7].

Devrilme kazalarında otobüs içerisindeki insanların %19’u ölmekle birlikte, en yüksek ölüm oranları sabit bariyer üzerinden yana devrilmelerde %30’luk bir OYO (Ölü ya da ağır yaralı) oranı ile ortaya çıkmaktadır. Ancak devrilmede sabit bir bariyer rol oynamıyor ise OYO oranı %14 seviyelerine düşmektedir. Eğer otobüs çift katlı ise OYO’nın %80’ inden fazlasının otobüsün üst katında gerçekleştiği gözlemlenmiştir. En ağır hasarlar ise otobüsün devrilme sonrasında zemin üzerinde kaymaya devam etmesi ile ortaya çıkmaktadır. Bir diğer araştırmaya göre, İspanya’da 1995-1999 yılları arasında gerçekleşen otobüs kazalarının %4’ü devrilme olmakla birlikte, devrilme kazalarındaki ölüm riskinin diğer kazalara kıyasla 5 kat fazla olduğu belirtilmiştir [8].

Almanya’da gerçekleşen 48 tur otobüsü kazasının 8’inin devrilme kazası olduğu kaydedilmiş olup, tüm ağır yaralanmaların %50’si ve ölümlerin %90’ ı bu 8 devrilme kazasında gerçekleşmiştir [9].

Amerika'da toplu ulaşım araçlarının dahil olduğu ölüm veya yaralanma ile sonuçlanan her kaza Federal kuruluş olan NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) tarafından etraflıca incelenmektedir. Yapılan detaylı incelemeler sonucu otobüs üreticisine, taşıma firmasına, sürücüye ve yol şartlarına ait durumlar sorgulanıp, kazanın kök sebebinin tekrar ortaya çıkmaması için tüm muhatapların katılımı ile çeşitli önlemler alınmaktadır.

2011 yılında New York' ta meydana gelen otobüs kazasında [10], araç yana devrildikten sonra zeminde bir süre kaymış ve işaret levhası direği, otobüsün yatay düzlemi boyunca yolcuların yaşam mahalline girişimde bulunmuştur (Şekil 1.4).



Şekil 1.4 : New York' ta 12.03.2011 tarihinde yaşanmış bir kaza.

Kaza ile ilgili olarak, hız sınırının 50 mph olarak uygulandığı otoyolda, aracın fiili hızının 64 mph olduğu ve aracın sürücü hatası sebebiyle yoldan çıktığı tespit edilmiştir. Ayrıca araç gövde iskeleti yan direklerinin yeteri kadar mukavim olmadığı için trafik işaret direğinin girişimi sonucu kolaylıkla kesilebildiği de raporlanmıştır. Öte yandan, trafik işaret direğinin bu kadar sağlam mesnetlenmiş olması da ayrı bir çalışmanın konusu olabilecek durumdadır (Şekil 1.5).



Şekil 1.5 : New York’ ta 12.03.2011 tarihinde yaşanmış bir kaza.

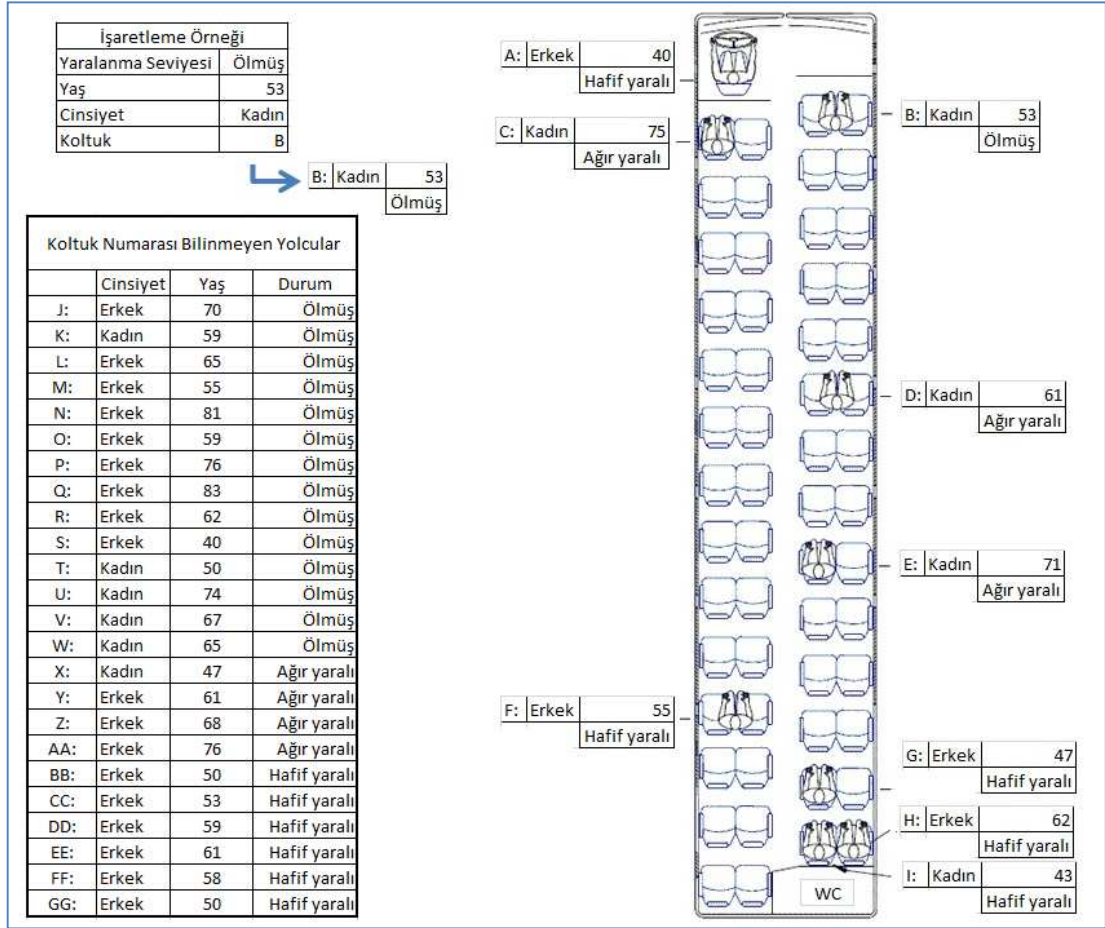
Otobüste bulunan 32 yolcudan 15’ i ölmüş, 7’ si ise ağır yaralanmıştır (Şekil 1.6).

E.C.E – R66 regülasyonu, kazaya müdahil olan araca ait her hangi bir gövde parçasının, yolcuların yaşam mahalline müdahale etmemesini amaçlamıştır. Ancak bu kazada durum farklıdır. Trafik işaret levhası direğinin araca girişimde bulunarak aracın sağında ve solunda bulunan gövde direklerini kesmesi ile bir çok can kaybı yaşanmıştır.

Söz konusu regülasyonun 09 Kasım 2017 tarihinde yürürlüğe girecek son versiyonunda araç gövdesinin devrilme durumunda absorbe etmesi gereken enerji yaklaşık %90 oranında artacağı için otobüs gövde yan direklerinde sağlanacak mukavemet artışları, bu ve benzeri kazalarda yolcu güvenliğine olumlu yönde katkı sağlayacaktır.

Devrilme esnasında yolcuların araçtan fırlama, sarkma ve yabancı cisimlerin temasına maruz kalmaları riski daha yüksek olduğu için ölüm riski de bir o kadar artmaktadır [11].

Bir otobüsün devrilmesi durumunda, bir otomobil yolcusuna kıyasla otobüs yolcusu, aracın dönme merkezine çok daha uzak bir konumda bulunmaktadır. Bu durum otobüs yolcularının kaza esnasında daha fazla yer değiştirmesine sebep olmaktadır.



Şekil 1.6 : New York’ ta 12.03.2011 tarihinde yaşanmış kazanın raporu.

Otobüs devrilmesi problemi, kapsamlı bir sonlu elemanlar tabanlı yazılım kullanılarak analiz edildiğinde, simülasyon sonuçları ile deneyler arasında uyum olduğu araştırmacılar [12-13] tarafından gösterilmiştir (Şekil 1.7).



Şekil 1.7 : Devrilme test sonucu ile simülasyon sonucunun karşılaştırılması.

2. E.C.E-R.66 REGÜLASYONU

2.1 E.C.E-R.66' nın Kapsamı

E.C.E – R.66 regülasyonu, toplu ulaşım araçlarının her hangi bir devrilme kazasına müdahil olmaları durumunda, yolcuların güvenliğini sağlamayı amaçlamış “Yolcu Taşıyan Araçların Yapısal Mukavemeti” başlıklı Avrupa Birliği’ ne üye ülkelerde 1997 yılından bu yana geçerli olan bir regülasyondur (Şekil 2.1).

COUNTRY : E.C.E.	© InterRegs Ltd 2010
ORIGINAL : UNITED NATIONS of September 3, 1997	
E/CE/324 E/CE/TRANS/505 October 4, 2010	Rev.1/Add.65/Rev.1/Amend.2

STATUS OF UNITED NATIONS REGULATION

ECE 66-02

UNIFORM PROVISIONS CONCERNING THE APPROVAL OF:

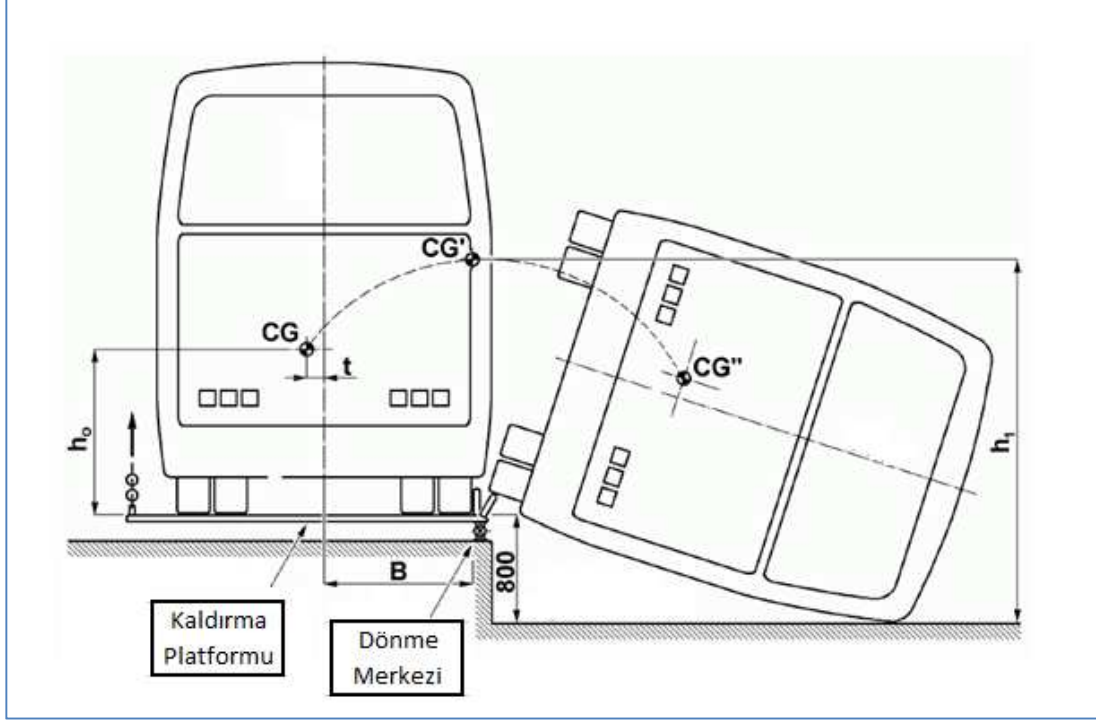
**LARGE PASSENGER VEHICLES WITH REGARD TO
THE STRENGTH OF THEIR SUPERSTRUCTURE**

Incorporating:

Supplement 1 to the 00 series of amendments	Date of Entry into Force: 03.09.97
01 series of amendments	Date of Entry into Force: 09.11.05
Corr. 1 to the 01 series of amendments	Dated: 13.12.06
Corr. 2 to the 01 series of amendments	Dated: 10.05.07
Supplement 1 to the 01 series of amendments	Date of Entry into Force: 15.10.08
02 series of amendments	Date of Entry into Force: 19.08.10

Şekil 2.1: E.C.E R-66 regülasyonu.

Söz konusu regülasyon zaman içerisinde çeşitli revizyonlara tabi tutularak geliştirilmiştir. Son olarak 09 Kasım 2017 tarihinden itibaren yürürlüğe girecek ve ilgili tüm araçlarda geçerli olacak olan R-66.02 versiyonu yayınlanmıştır. Regülasyonun temel prensibi, otobüsün 800 mm. yükseklikten, yolcu güvenliği açısından zayıf olan tarafına devrilmesidir (Şekil 2.2).



Şekil 2.2 : E.C.E-R66 regülasyonuna göre otobüs devrilme prensibi.

$$E_R = m \cdot g \cdot h_1 = m \cdot g \cdot [0,8 + \sqrt{h_0^2 + (B + t)^2}] \quad (2.1)$$

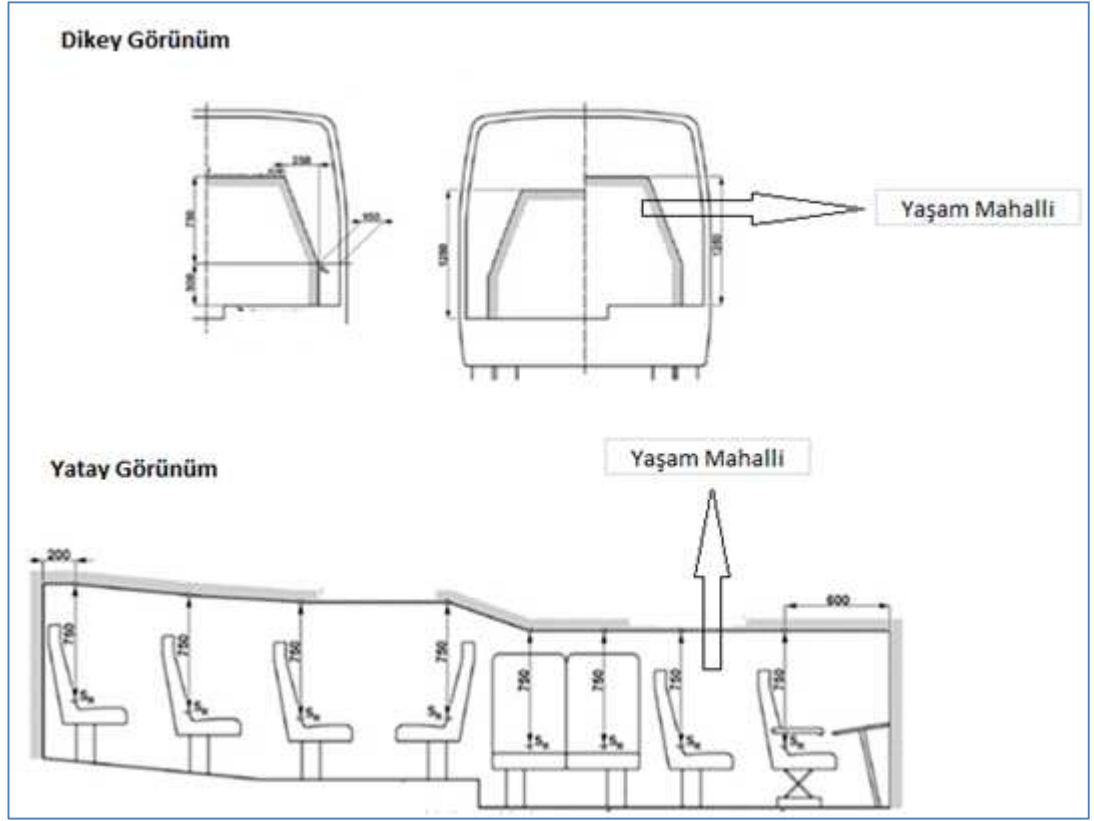
E_R = Gövdenin absorbe edeceği referans enerji [J]

m = Araç kütlesi [kg]

g = Yer çekimi ivmesi [m/s^2]

h, B, t = Uzunluk [m]

Bu devrilme sonucunda yolcuların ve mürettebatın yaşam mahalline her hangi bir girişim olmaması gerekmektedir (Şekil 2.3).



Şekil 2.3 : E.C.E-R66 regülasyonuna göre yolcuların ve mürettebatın yaşam mahalli.

2.2 E.C.E-R-66.00 ve E.C.E-R-66.02 Regülasyonları Arasındaki Farklar

R-66.00 regülasyonunda gövdenin absorbe etmesi gereken potansiyel enerji hesaplanırken sadece aracın boş ağırlığı referans alınır. Ayrıca hesaplanan potansiyel enerji 0,75 ile çarpılır (Çizelge 2.1).

R-66.02 regülasyonunda ise potansiyel enerji hesaplanırken, araç boş ağırlığına yolcu ağırlıklarının %50' si (m_y) ilave edilir. Toplam potansiyel enerji 0,75 ile çarpılmaz. Bu yüzden analiz başlamadan evvel hesaplanan potansiyel enerji yaklaşık %50 daha fazladır.

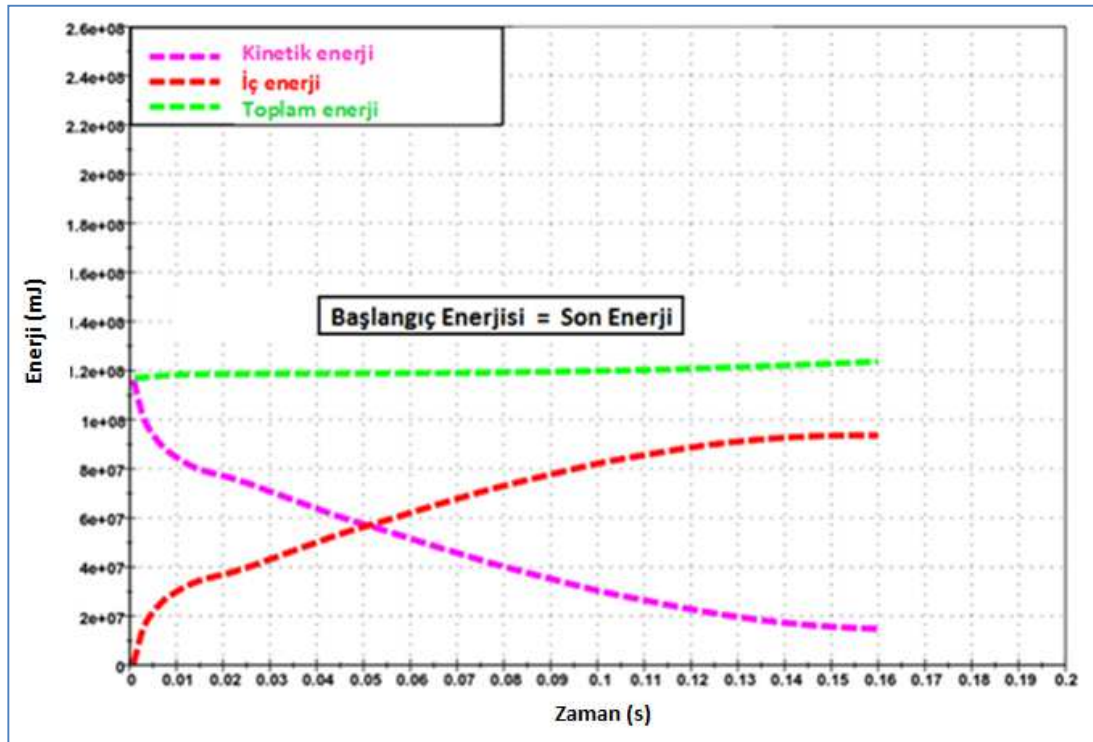
Çizelge 2.1 : Toplam enerjinin hesaplanması.

	R-66.00	R-66.02
Araç Potansiyel Enerjisi [J]	$0,75.m.g.(h_1 - h_0)$	$(m + m_y).g.(h_1 - h_0)$
Koltuk Başına Yolcu Ağırlığı [kg]	-	0,5 x 68 kg
Çarpma Sonrası Yerçekimi İvmesinin Etkisi	Dahil edilmiyor	Dahil ediliyor

R-66.00 regülasyonunda, enerji hesabında kullanılan h_1 yüksekliği devrilen aracın zemine çarptığı an oluşan yüksekliktir. Ancak devrilme kazalarının büyük çoğunluğunda araç askıda kalmamakta, yer çekiminin etkisiyle tam olarak yana

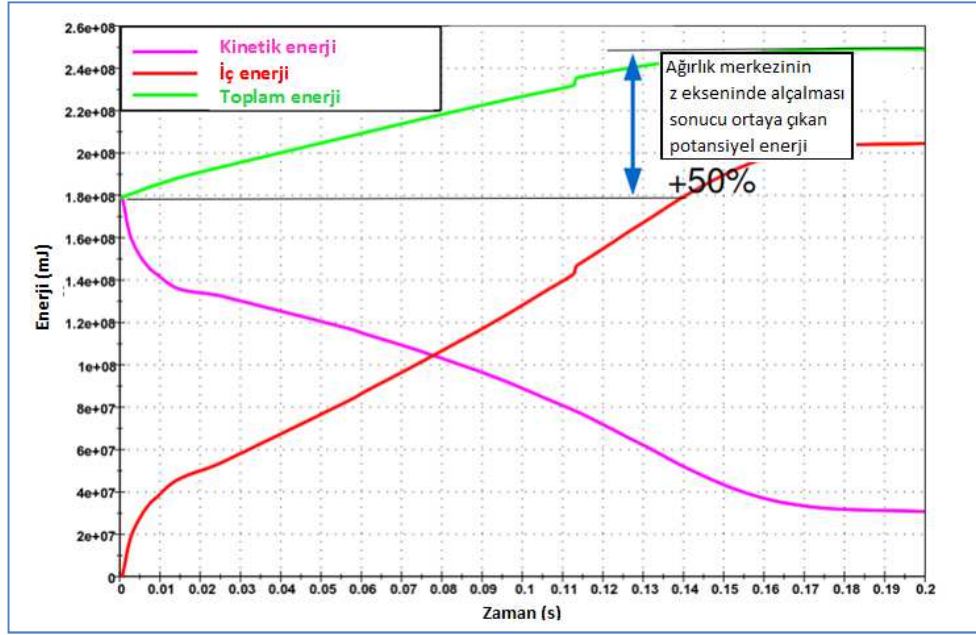
yatmaktadır. Bu durum, zemine çarpan aracın ağırlık merkezinin $-z$ yönünde yer değiştirmeye devam ettiğini göstermektedir. R-66.00 regülasyonunda ihmal edilen bu durum R-66.02 regülasyonu ile hesaplamalara dahil edilmektedir. Bu sebeple gövdenin absorbe etmesi gereken enerji miktarı artmaktadır.

Analiz başlamadan evvel hesaplanan potansiyel enerji, analiz süresince, gövde tarafından absorbe edilen iç enerjiye ve kinetik enerjiye dönüşür. İç enerji ile kinetik enerjinin toplamı potansiyel enerjiyi verir (Şekil 2.4).



Şekil 2.4 : E.C.E-R66.00 regülasyonuna göre toplam enerji.

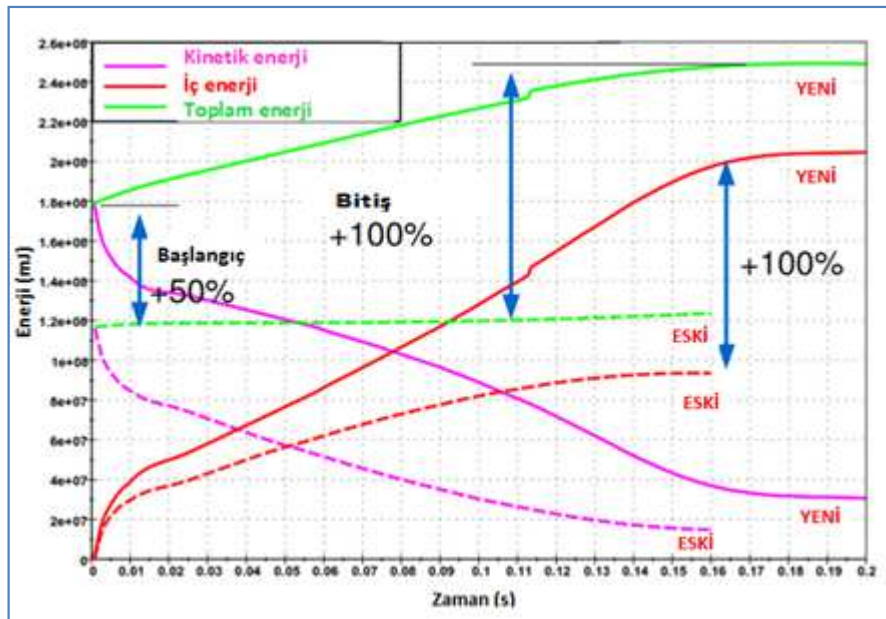
Devrilen aracın zemine çarptıktan sonra deformasyona uğraması ile $-z$ yönünde kat ettiği ilave uzunluk h_1 yüksekliğine ilave edilir. Eğer gövde gereken mukavemeti gösteremez ve ağırlık merkezi $-z$ yönünde yer değiştirmeye devam ederse, gövde de potansiyel enerji kazanmaya devam edecektir. Sonradan kazanılan bu potansiyel enerji de gövde tarafından absorbe edilecektir. Eğer gövde yeteri kadar mukavim değil ise absorbe edilen bu enerji, deformasyonu da devam ettirecektir (Şekil 2.5).



Şekil 2.5 : E.C.E-R66.02 regülasyonuna göre toplam enerji.

R-66.00 ile R-66.02 regülasyonlarının enerji karşılaştırmaları yapıldığında [14], toplam enerji farkının % 100 civarında olduğu görülmüştür. Ancak bu değer aracın kütlesi ve mukavemeti ile değişmektedir.

5. Bölüm’ de açıklanan analiz çalışmasında kullanılan aracın enerji farkı yaklaşık %72’ dir. Bu yüzden iki regülasyon arasındaki toplam enerji farkının ortalama %90 olabileceği kabul edilmiştir (Şekil 2.6).



Şekil 2.6 : R-66.00 (Eski) ve R-66.02 (Yeni) regülasyonlarında gövdenin absorbe etmesi gereken enerjiler.

3. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ (FEM)

Sonlu elemanlar metodunun temeli mühendisler tarafından atılmış ve geliştirilmiştir. Metod ilk olarak gerilme analizi problemlerine uygulanmıştır. Bu uygulamalarda bir büyüklük alanının hesaplanması istenmektedir. Gerilme analizinde bu değer deplasman alanı veya gerilme alanı, ısı analizinde sıcaklık alanı veya ısı akısı, akışkan problemlerinde ise akım fonksiyonu veya hız potansiyel fonksiyonudur [15].

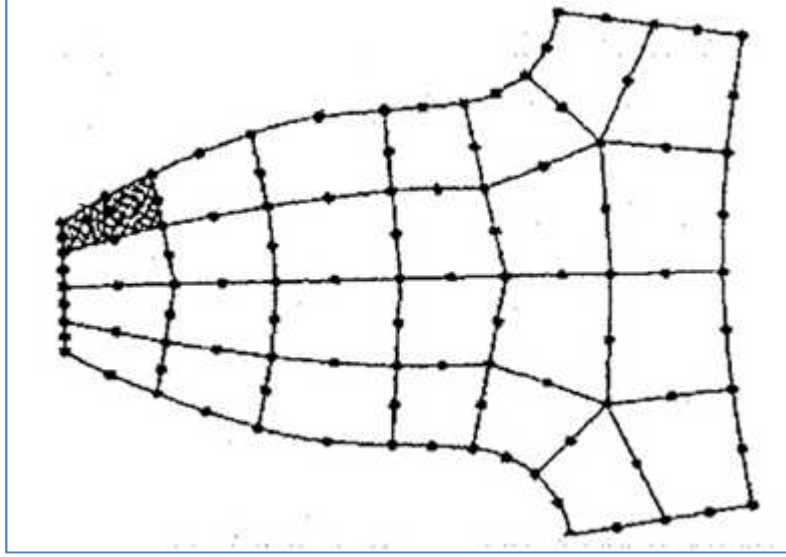
Sonlu elemanlar metodunda tüm yapı, davranışı bilinen sonlu sayıda elemana bölünür. Elemanlar “nod” adı verilen noktalarda tekrar birleştirirler (Şekil 3.1).

Fiziksel bir sorunun matematiksel denklemleri elde edilir. Gerilme analizinde bu denklemler nodlardaki denge denklemleridir. İncelenen probleme bağlı olarak bu şekilde yüzlerce hatta binlerce denklem elde edilir. Bu denklem takımının çözümü ise bilgisayar kullanımını zorunlu kılmaktadır.

Sonlu elemanlar metodunda temel fikir, sürekli fonksiyonları bölgesel sürekli fonksiyonlar ile temsil etmektir. Bunun anlamı, bir eleman içerisinde hesaplanması istenen büyüklüğün değeri o elemanın nodlarındaki değerler kullanılarak interpolasyon ile bulunmasıdır. Bu nedenle sonlu elemanlar metodunda bilinmeyen ve hesaplanması istenen değerler nodlardaki değerlerdir. Belirli bir prensip (örneğin; enerjinin minimum olması prensibi) kullanılarak büyüklük alanının nodlardaki değerleri için bir denklem takımı elde edilir. Bu denklem takımının matris formundaki gösterimi;

$$[K] \cdot [D] = [R] \quad (3.1)$$

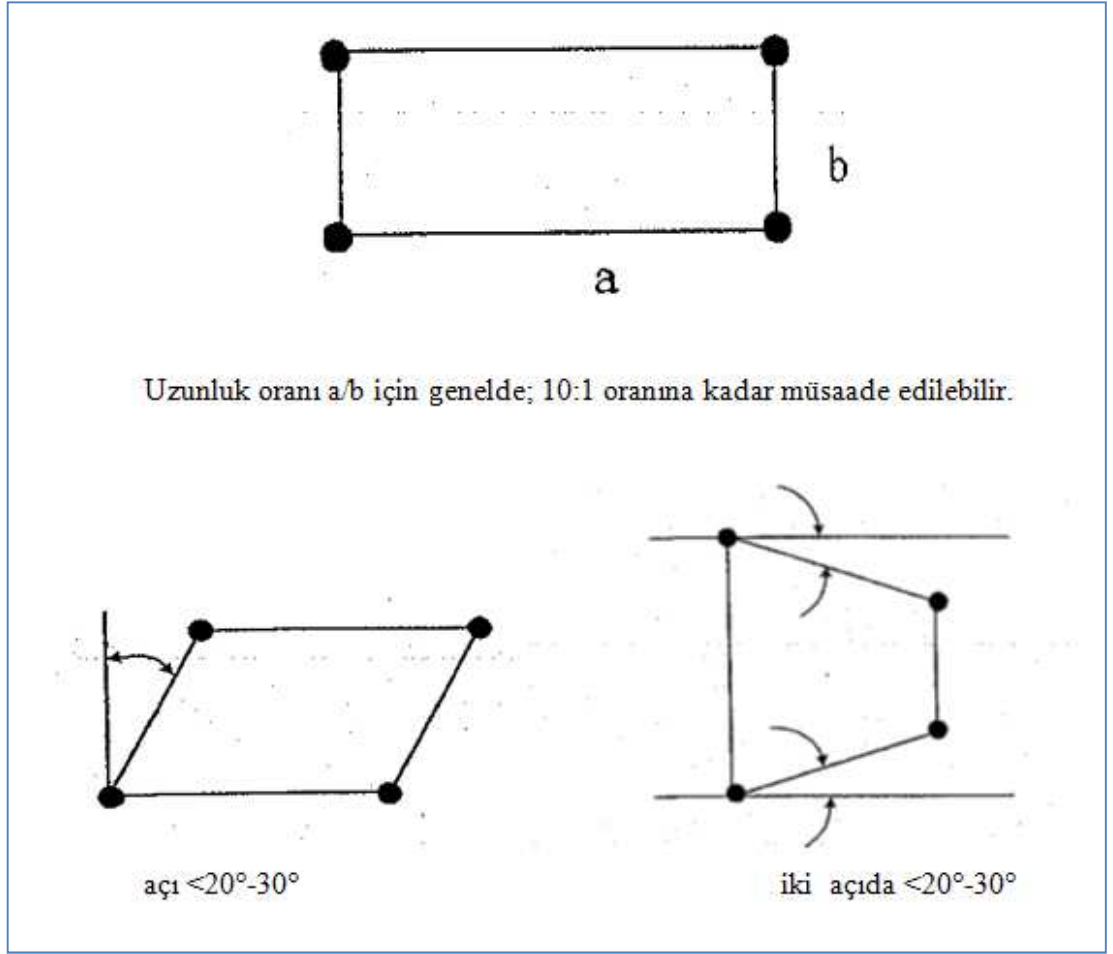
Burada [D] büyüklük alanının nodlardaki bilinmeyen değerlerini temsil eden vektör , [R] bilinen yük vektörü ve [K] ise bilinen sabitler matrisidir. Gerilme analizinde [K] rijitlik matrisi olarak bilinmektedir.



Şekil 3.1 : Bir sonlu eleman modelinde nod noktaları ve elemanlar.

3.1 Sonlu Elemanlar Yönteminde Modelleme

Modelleme bir fiziksel yapı veya sürecin analitik veya sayısal olarak yeniden inşa edilmesidir. Sonlu elemanlar metodunda modelleme, basitçe nod ve elemanlardan oluşan bir ağ yapısı hazırlamak değildir. Problemi gerekli şekilde modelleyebilmek için gerekli sayı ve tipteki elemana karar vermek ancak problemin fiziğinin iyi şekilde anlaşılmasıyla mümkündür. Kötü şekil verilmiş elemanlar kullanılması ve hesaplanması istenilen büyüklüğün, hesaplama alanı içindeki değişimi yansıtamayacak kadar büyük boyutlu elemanlar kullanılması uygun sonuçlar vermez (Şekil 3.2).



Şekil 3.2 : Eleman geometrisinde müsaade edilebilir sınırlar.

3.2 Sonlu Elemanlar Yönteminde Eleman seçimi

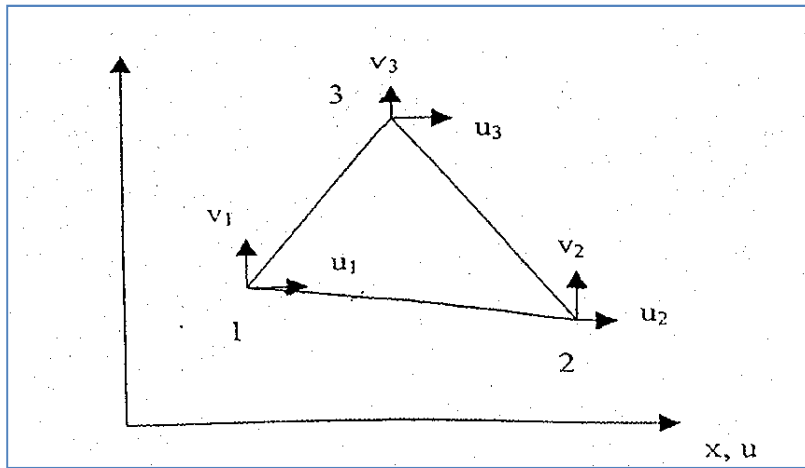
Sonlu elemanlar ile modelleme aşamasında, “eleman tipi (çubuk, kabuk, v.b. gibi), eleman şekli (dörtgen, üçgen) ve eleman sayısı ne olmalı ?” gibi bir takım soruların cevaplanması gerekmektedir. Bu soruların cevabı ancak analiz edilen yapının ve seçilen eleman tiplerinin davranışı hakkında bilgi sahibi olunduktan sonra cevaplanabilir. Örneğin, gerilme analizinde yapının bir bölgesindeki gerilme durumunu en iyi yansıtan eleman tipi o bölge için seçilmelidir.

Üç boyutlu (3D) kiriş eleman: 3D kiriş elemanı genel amaçlı bir sonlu eleman tipi olup 3 boyutlu işlemi yapabilme kapasitesine sahiptir. Bu eleman tipi aynı zamanda uzay kiriş eleman olarak da adlandırılmaktadır. Eleman uzayda iki adet nod ile tarif edilmektedir. Üçüncü bir nod ise serbestlik derecesine haiz olmayan ve eleman koordinat sistemini tarif etmek amacıyla kullanılmaktadır. Elemanın iki ucunu tespit eden iki adet nod için 12 adet serbestlik derecesi mevcuttur. Her bir nod 3 adet öteleme 3 adet dönme serbestliğine sahiptir. Eleman her hangi bir doğrultuda gelen

kuvvet ve herhangi bir eksen etrafında dönme zorlamasına direnç gösterecek kapasiteye sahiptir. Elemanı tarif etmek için nodların koordinatlarına, elastisite modülüne, kayma modülüne, kesit alanına, kesit atalet momenti değerlerine, burulma sabitine ve kiriş eksenine dik doğrultudaki deformasyon faktörlerine ihtiyaç vardır.

Sabit gerilmeli üçgen eleman (SGU): SGU elemanı sabit kalınlığı olan, üç nod noktasını birleştiren ve toplam altı serbestlik derecesi ile tarif edilen bir elemandır (Şekil 3.3).

Deplasman alanı eleman içinde ve kenarlar boyunca lineerdir. Eleman sınırları içinde ise gerilme değerleri sabittir. Birbirine bağlı elemanlar arasında deplasman uyumluluğu, bağlı iki nod arasındaki lineer kenar deformasyon karakteristiği dolayısıyla sağlanmaktadır. Yapının bütün olarak kuvvet dengesi ise nod noktalarında sağlanır.



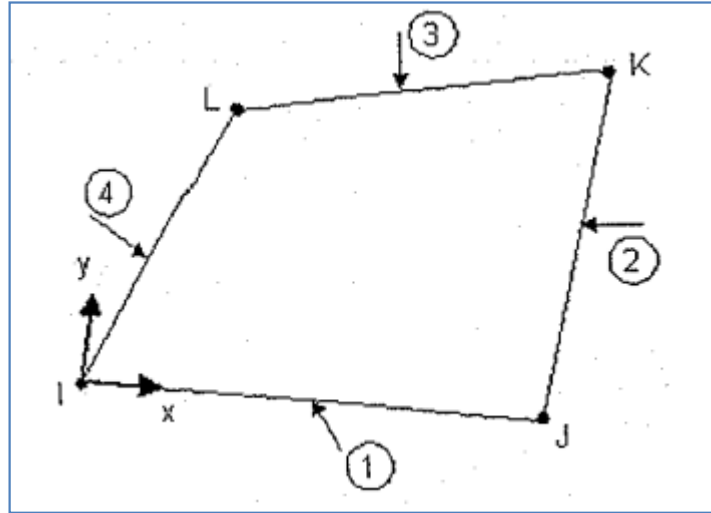
Şekil 3.3 : Sabit gerilmeli üçgen eleman.

SGU elemanı sonlu eleman modellerinde küçük gerilme gradyeni karakteristiğine sahip bölgelerde iyi sonuç verecektir. Diğer durumlarda SGU elemanının kullanılması iyi sonuç vermeyecektir. Örneğin sadece eğilmeye maruz bir yapıyı SGU elemanlarıyla modellemek gerçek problem ile uyumsuz sonuçlar verecektir.

Lineer gerilmeli üçgen eleman (LGU): LGU elemanları SGU tip elemanların aksine, köşe noktalarına ilaveten kenar orta noktalarına birer adet daha nod noktasına sahiptir. Böylece her bir LGU elemanı 6 adet nod noktasına ve toplam 12 nod serbestlik derecesine sahiptir. SGU elemanının aksine gerilme büyüklüğü LGU elemanı içerisinde x ve y koordinatları ile lineer olarak değişmektedir. Sadece

eğilmeye maruz yapılar için LGU elemanlarıyla yapılan modellemelerde, deplasman ve gerilme alanları için çok iyi yaklaşımlar elde edilebilir.

Çifte Lineer Dörtgen Eleman: İki boyutlu problemler için diğer bir tip eleman, çifte lineer dörtgen elemanlardır. Eleman köşelerinde dört adet nod yer almaktadır ve eleman sekiz nodal serbestlik derecesine sahiptir. Diğer yandan 8 nodlu eleman tipi için ise kenarların orta noktalarında dört adet nod vardır (Şekil 3.4).



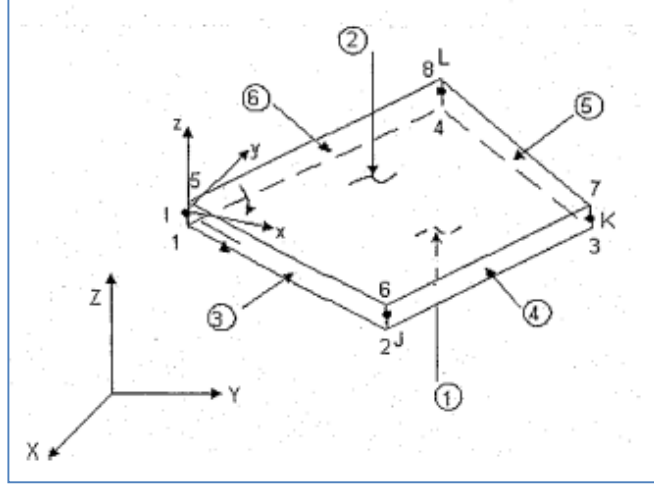
Şekil 3.4 : Dört nodlu çifte lineer dörtgen eleman.

Elemanın en önemli özelliği σ_x değeri x - koordinatlarından bağımsızdır. Bu eleman tipi, örneğin ucundan yüklü konsol kirişlerin modellemesinde uygun sonuç vermeyecektir.

Kabuk Elemanlar: Bir kabul eleman, membran ve eğilme etkisini aynı anda temsil edebilmelidir. Örneğin; dört nodlu basit bir dörtgen eleman tarif edilebilir. Elemanı tarif eden tüm nodlar aynı düzlem üzerinde olmayabilir. Bu da elemanda çarpılmaya neden olur. Genellikle az sayıda daha karışık bir eleman tipi kullanılması yerine, daha fazla sayıda basit bir eleman tipi kullanılması gerekmektedir. Dört nodlu kabuk elemanın en büyük dezavantajı düzgün eğrisel yüzeylerin düzlem elemanlarla veya az miktarda çarpılmış şekle sahip olan elemanla temsil edilmesidir.

Dört Nodlu ve Dört Kenarlı Elastik Kabuk Eleman: Eleman düzlemi içinde ve düzlemine dik doğrultudaki yüklemelere müsaade eder. Her nod, üç tanesi x, y, z doğrultusunda öteleme ve üç tanesi de bu eksenler etrafında dönme serbestliği olmak üzere altı adet serbestlik derecesine sahiptir (Şekil 3.5).

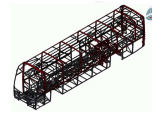
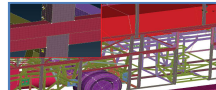
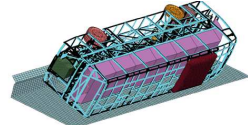
Eleman dört nod ile tarif edilmekte ve değişken kalınlığa müsaade edilebilmektedir. Değişken kalınlıklı elemanlar için kalınlık eleman içerisinde düzgün olarak değişmelidir. Bu eleman tipi plakların olduğu kadar düzgün eğrisel yüzeylerin modellemesinde de kullanılmaktadır. Eğrisel yüzeylerde iyi bir yaklaşım elde edebilmek için fazla sayıda bu elemandan kullanılmalıdır.



Şekil 3.5 : Dört nodlu ve dört kenarlı elastik eleman.

3.3. Sonlu Elemanlar Yönteminde İşlem Adımları

Üç boyutlu katı modelleme programlarından Catia V5 marifetiyle otobüsün üç boyutlu katı modeli çizilmiştir. Sonrasında Ansa yazılımı ile ağ (mesh) yapısı elde edilmiştir. Ağ yapısı tamamlanmış, kütle bilgileri girilmiş nihai data Ls-Dyna programına transfer edilmiştir. Ls-Dyna yazılımında da eksplisit (kısa zaman aralığında büyük deformasyonlar, kırılma veya kopma içeren durumlar) dinamik devrilme simülasyonları gerçekleştirilmiştir.

Kullanılan Yazılımlar			
No	İşlem	Kullanılan Yazılım	
1	Katı Modelleme	Catia V5	
2	Ağ (Mesh) yapısının oluşturulması	ANSA	
4	Çözümleme	LS-DYNA	

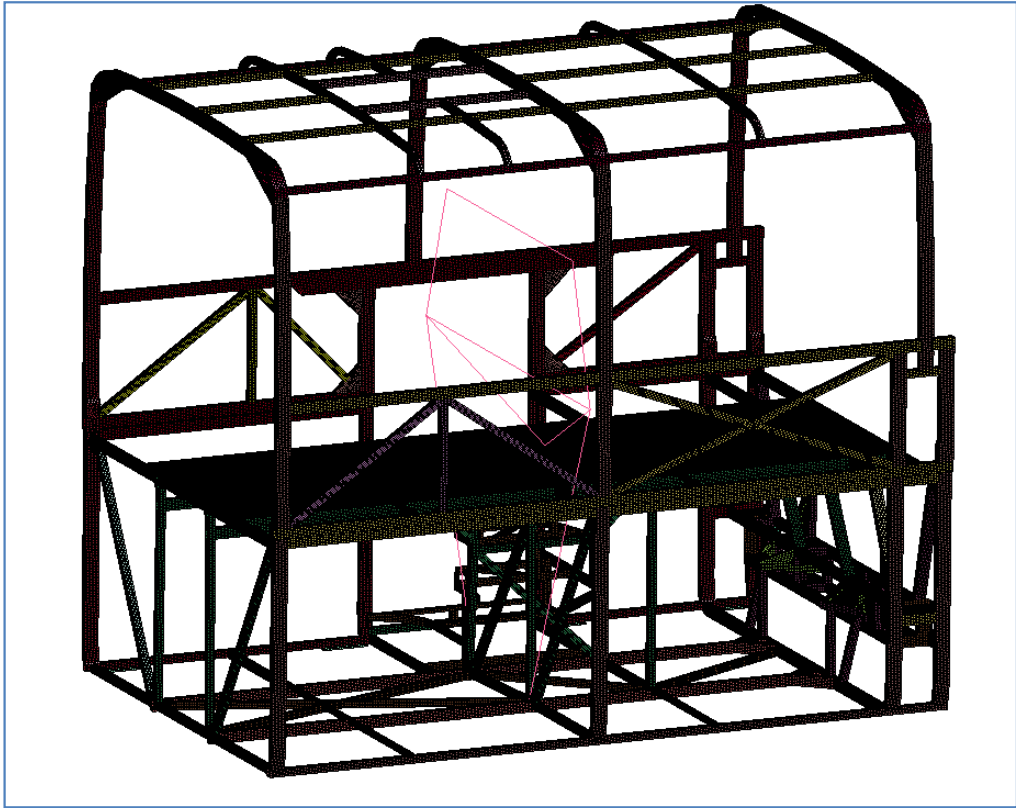
Şekil 3.6 : Kullanılan yazılımların listesi.

4. KISMI GÖVDENİN TEST VE ANALİZİ

Otobüsün tamamının bilgisayar ortamında simülasyonunu yapmadan önce, kullanılan yazılımların güvenilirliğini tespit etmek amacıyla otobüs kısmi gövdesi devrilme testine tabi tutulmuştur. Daha sonra bilgisayar ortamında yapılan analiz sonuçları ile fiili test sonuçları karşılaştırılmıştır.

4.1. Kısmi Gövdenin FEM Modelinin Oluşturulması

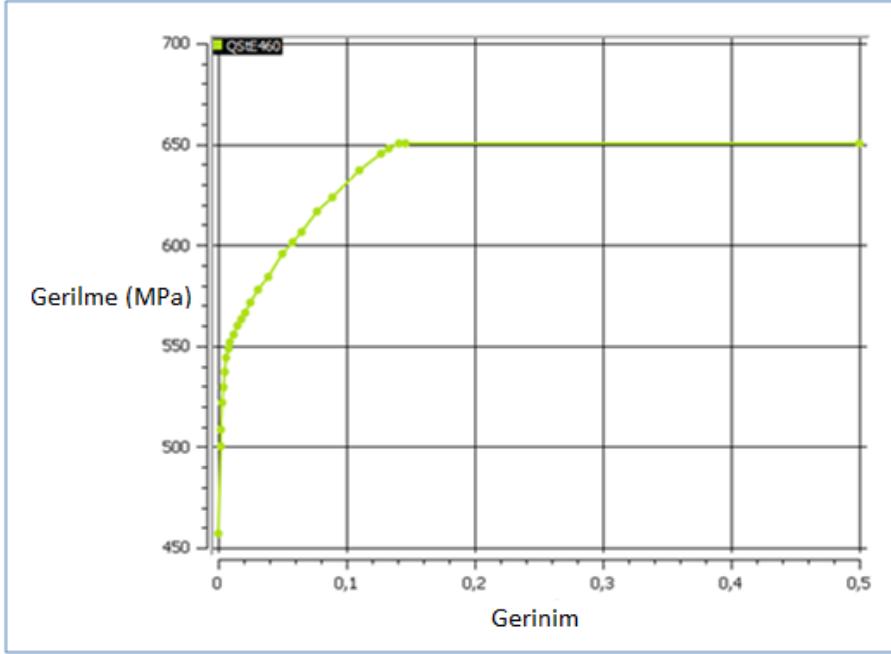
Kısmi gövdenin sonlu elemanlar modeli, 438.929 adet kabuk (shell) eleman, 10 adet çubuk (beam) eleman ve 210 adet nodal rijit eleman ve 4.170 adet rijit elemandan [16] oluşmaktadır. Kabuk eleman kenar boyutları, yan duvar ve tavan gibi krtitik bölgelerde 10 mm. sınırını geçmemiştir (Şekil 4.1).



Şekil 4.1 : Kısmi gövdenin sonlu elemanlar modeli.

Deforme olabilir yapı için, “MAT Type 24, Piecewise Linear Plasticity” malzeme modeli kullanılmıştır [16].

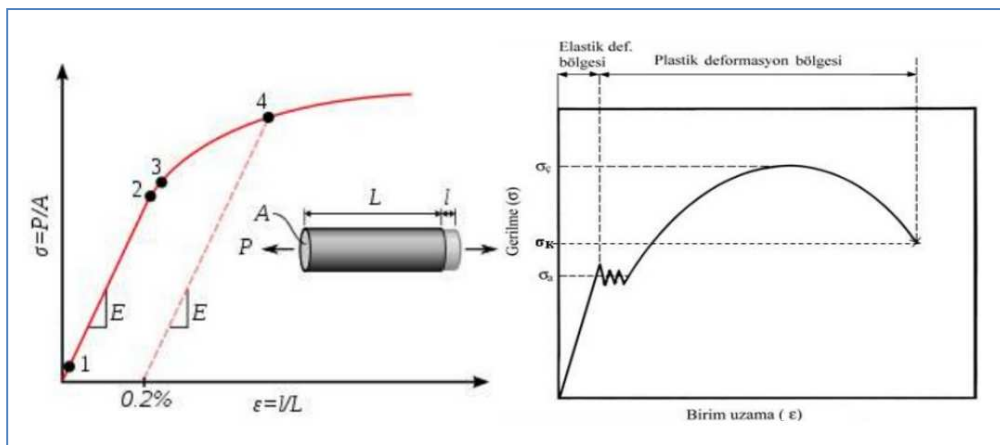
Tavan ve yan direk profillerinin malzemesi QSTE460 olarak seçilmiştir. Bu malzemenin test sonucu elde edilen gerilme - gerinim grafiği aşağıdadır (Şekil 4.2).



Şekil 4.2 : QSTE 460 gerilme – gerinim grafiği.

4.2. Kısmi Gövdenin FEM Tabanlı Analizi

Nümerik simülasyon, malzeme elastik ve plastik bölgelerindeki gerilme – gerinim arasındaki ilişki [17] kullanılarak gerçekleştirilmiştir (Şekil 4.3).



Şekil 4.3 : Sünek malzemelerde gerilme – gerinim ilişkisi.

$$\sigma_T = \frac{P}{A} \quad (4.1)$$

$$\varepsilon_E = \frac{l}{L} \quad (4.2)$$

$$A_0 \cdot L = A \cdot (L + l) \quad (4.3)$$

$$\frac{A_0}{A} = \frac{L+l}{L} \quad (4.4)$$

$$\frac{A_0}{A} = \frac{L+l}{L} = 1 + \varepsilon_E \quad (4.5)$$

$$\sigma_T = \frac{P}{A} \cdot \frac{A_0}{A_0} = \frac{P}{A_0} \cdot \frac{A_0}{A} \quad (4.6)$$

$$\sigma_T = \frac{P}{A_0} (1 + \varepsilon_E) \quad (4.7)$$

$$\sigma_T = \sigma_E (1 + \varepsilon_E) \quad (4.8)$$

$$\varepsilon_T = \int_L^{L+l} \frac{d(L+l)}{L+l} = \ln \left(\frac{L+l}{L} \right) \quad (4.9)$$

$$\varepsilon_T = \ln (1 + \varepsilon_E) \quad (4.10)$$

σ_T = Gerçek gerilme.

σ_E = Görünür gerilme.

ε_T = Gerçek gerinim.

ε_E = Görünür gerinim.

A_0 = Başlangıç kesit alanı.

A = Son kesit alanı.

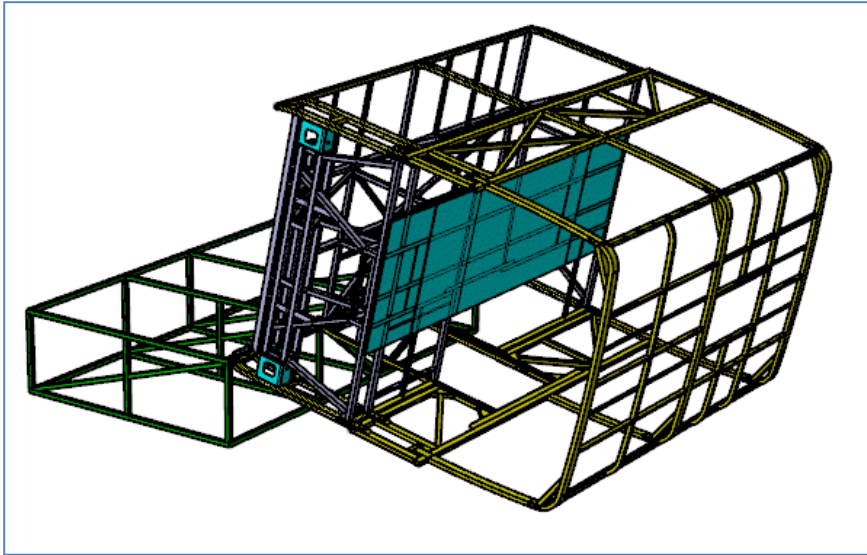
l = Uzama miktarı.

L = Başlangıç boyu.

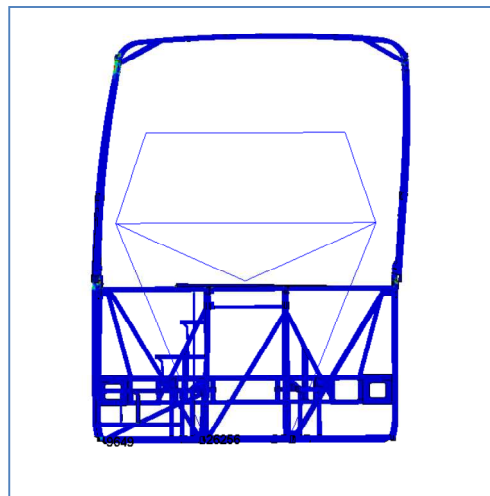
P = Kuvvet

Elastik bölgede görünür gerilme ve gerinim formülleri, plastik bölgede ise gerçek gerilme ve gerinim formülleri kullanılmaktadır.

Kısmi gövde ile zemin arasındaki sürtünme katsayısı 0,1 olarak referans alınmıştır. Kısmi gövdenin analiz sonuçlarından, yolcu yaşam mahalline her hangi bir girişim olmadığı tespit edilmiştir (Şekil 4.4 ve 4.5).



Şekil 4.4 : Kısmi gövdenin sonlu elemanlar analizi.



Şekil 4.5 : Kısmi gövdenin analiz sonucu.

4.3. Kısmi Gövdenin Testi

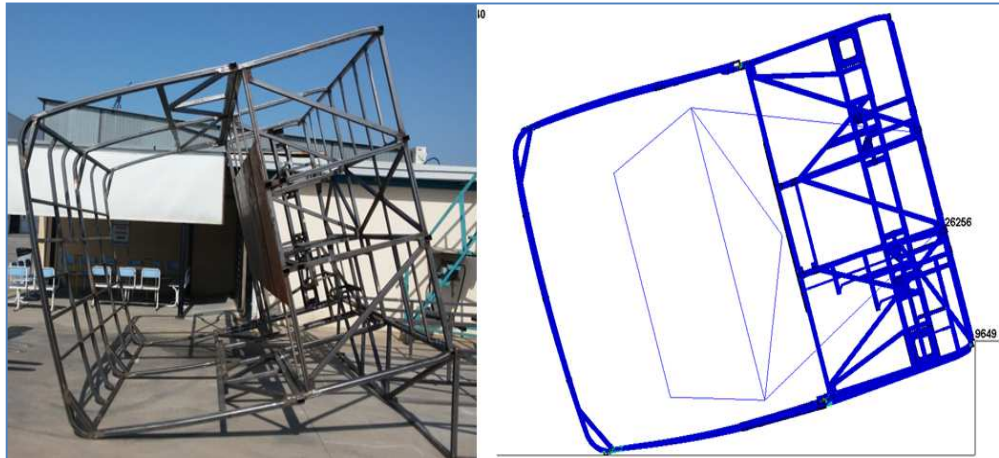
Kısmi gövde iskeletinin 800 mm. yükseklikten fiilen devrilmesi ile ortaya çıkan deformasyonlar ile bilgisayar analizi sonucu ortaya çıkan deformasyonların örtüştüğü tespit edilmiştir. Böylelikle, tüm otobüsün bilgisayar ortamında devrilmesi için yazılım ve donanım güvenilirliği teyit edilmiştir (Şekil 4.6).



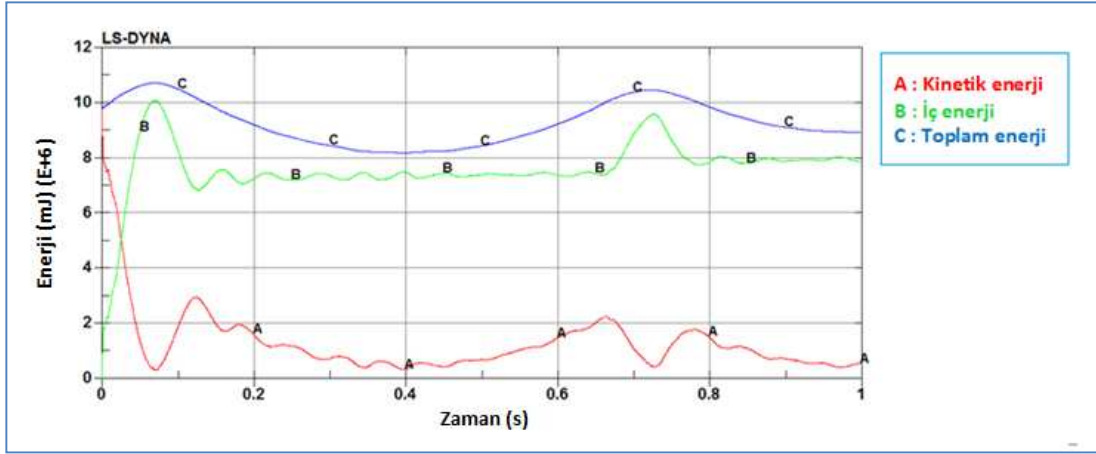
Şekil 4.6 : Kısmi gövdenin testi.

4.4. Test ve Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

Yapılan test sonucu ortaya çıkan deformasyonların analiz sonuçlarında ortaya çıkan deformasyonları doğruladığı görülmüştür (Şekil 4.7-10).



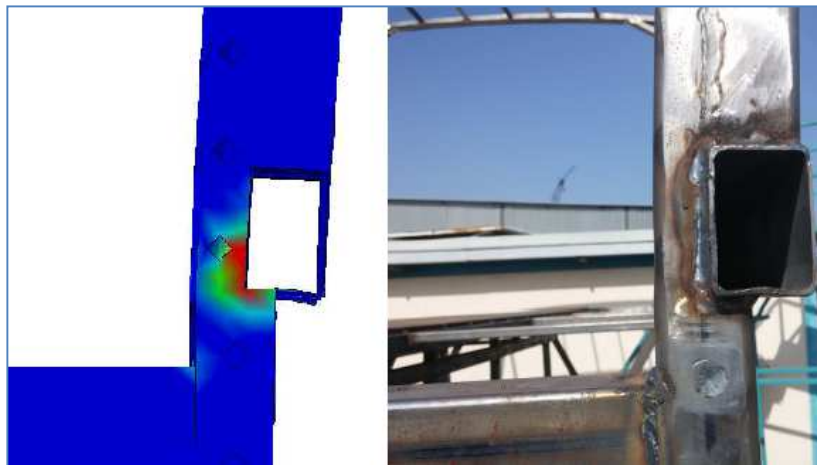
Şekil 4.7 : Kısmi gövdenin analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması.



Şekil 4.8 : Kısmi gövdenin analiz süresince enerji değişimi



Şekil 4.9 : Kısmi gövdenin analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması.



Şekil 4.10 : Kısmi gövdenin analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması.

5. GÖVDE KOMPLESİNİN ANALİZİ

Bilgisayar ortamında oluşturulan gövde iskeleti sonlu elemanlar modeline, araç kütlesini oluşturan tüm ağırlıklar, gerçek koordinatları ile %100 oranında girilemediği için sonlu elemanlar modelinin ağırlık merkezi koordinatları ile gerçek aracın ağırlık merkezi (CG) koordinatları arasında farklılıklar ortaya çıkmaktadır. Bu yüzden aracın ağırlık merkezi fiilen ölçülmüştür. Elde edilen fiili koordinatların sonlu elemanlar modeline girilmesi ile otobüs gövde analizi gerçekleştirilmiştir.

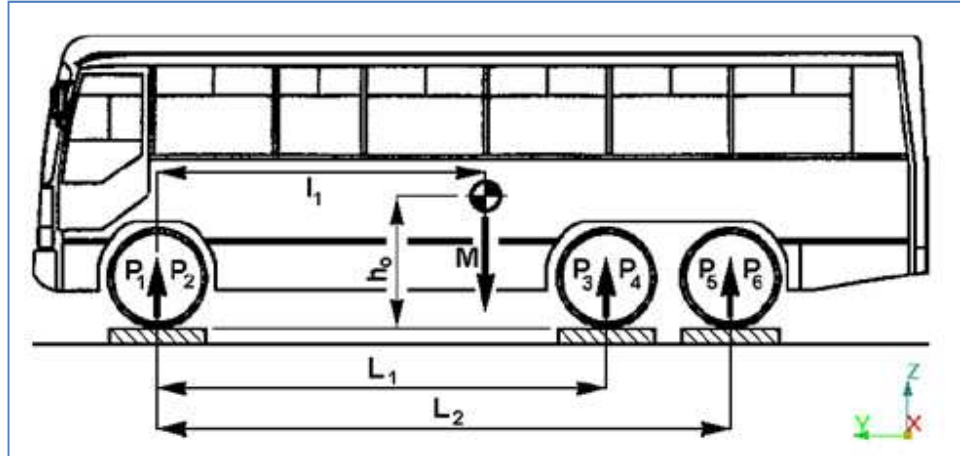
Kullanılan Yazılımlar:

Ansa, Beta CAE Systems S.A.

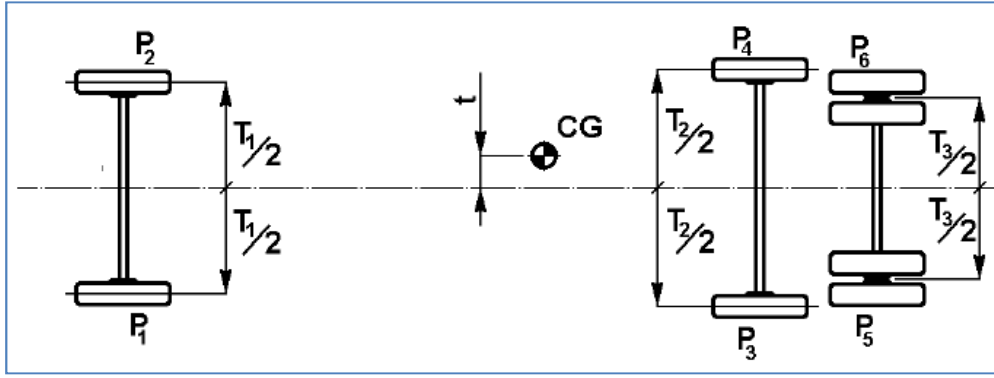
Ls-Dyna, Livermore Software Technology Corporation.

5.1 Araç Ağırlık Merkezi Koordinatlarının Tespiti

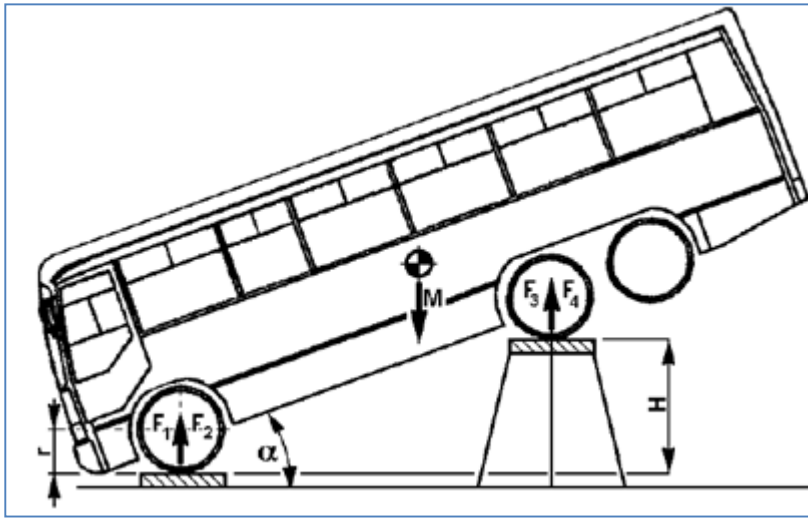
Ağırlık merkezinin konumu ve yüklerin bu konuma uzaklıkları sembollerle açıklanmıştır (Şekil 5.1 – 3).



Şekil 5.1 : Ağırlık merkezinin y,z eksenlerindeki konumu.



Şekil 5.2 : Ağırlık merkezinin x,y eksenlerindeki konumu.



Şekil 5.3 : Ağırlık merkezinin z eksenindeki konumu.

Moment hesapları yapılarak, ağırlık merkezinin x, y, z koordinatları bulunmuştur.

$$t = \left((P_1 - P_2) \cdot \frac{T_1}{2} + (P_3 - P_4) \cdot \frac{T_2}{2} \right) \cdot \frac{1}{P_{toplam}} \quad (5.1)$$

$$l_1 = \frac{(P_3 + P_4) \cdot L_1}{P_{toplam}} \quad (5.2)$$

$$h_0 = r + \left(\frac{1}{\tan \alpha} \right) \left((L_1 - l_1) - L_1 \cdot \frac{(P_{toplam} - F_3 - F_4)}{P_{toplam}} \right) \quad (5.3)$$

P_1 = Ön sol tekerlek ağırlığı [kg]

P_2 = Ön sağ tekerlek ağırlığı [kg]

P_3 = Arka sol tekerlek ağırlığı [kg]

P_4 = Arka sağ tekerlek ağırlığı [kg]

P_{toplam} = Araç toplam ağırlığı [kg]

L_1 = Ön ve arka aks arası mesafe [mm]

T_1 = Ön aks izin genişliği [mm]

T_2 = Arka aks izin genişliği [mm]

Araçta 3. aks olmadığı için sadece ön ve arka aks ağırlıkları referans alınarak hesaplamalar yapılmıştır. Ağırlık merkezinin z eksenindeki konumunu hesaplamak için aracın ön aksını ya da arka aksını kaldırarak ölçüm yapılması sonucu değiştirmeyeceği için ön aks kaldırılarak, arka tekerleklerin altına yerleştirilen seyyar kantarlar ile ölçümler yapılmıştır (Şekil 5.4 ve 5.5).

r_{dyn} = Tekerlek dinamik yarıçapı [mm]

α = Aracın açısı [deg]

F_3 = Açılı verilmiş durumda arka sol tekerlek ağırlığı [kg]

F_4 = Açılı verilmiş durumda arka sağ tekerlek ağırlığı [kg]



Şekil 5.4 : Gövde açısı ve arka tekerleklerin ağırlıklarının ölçülmesi.



Şekil 5.5 : Aracın gövde açısı ve arka tekerleklerin ağırlıklarının ölçüm sonuçları.

Söz konusu regülasyona göre, z eksenindeki ağırlık merkezinin konumunun tespiti için gövde açısının en az 20° olması gerekmektedir (Çizelge 5.1).

Çizelge 5.1 : Gövde açısı ve arka tekerleklerin ağırlıkları.

Gövde açısı (α)	F_3 (kg)	F_4 (kg)
0	4.840	5.100
16	4.990	5.440
20	5.130	5.500
21	5.210	5.520

$$P_1 = 2.820 \text{ kg.}$$

$$P_2 = 2.800 \text{ kg.}$$

$$P_3 = 4.840 \text{ kg.}$$

$$P_4 = 5.100 \text{ kg.}$$

$$P_{toplam} = 15.560 \text{ kg.}$$

$$L_1 = 7.050 \text{ mm.}$$

$$T_1 = 2.096 \text{ mm.}$$

$$T_2 = 1.846 \text{ mm.}$$

$$r_{dyn} = 507 \text{ mm.}$$

$$\alpha = 21 \text{ deg.}$$

$$F_3 = 5.210 \text{ kg.}$$

$$F_4 = 5.520 \text{ kg.}$$

t = Ağırlık merkezinin araç orta eksenine x eksenindeki uzaklığı.

l_1 = Ağırlık merkezinin ön aks merkezine y eksenindeki uzaklığı.

h_0 = Ağırlık merkezinin z ekseninde yerden yüksekliği.

Denklem 5.1 kullanılarak;

$$t = \left((2820 - 2800) \cdot \frac{2096}{2} + (4840 - 5100) \cdot \frac{1846}{2} \right) \cdot \frac{1}{15560} = -14,1 \text{ mm.}$$

Denklem 5.2 kullanılarak;

$$l_1 = \frac{(4.840+5.100)7.050}{15.560} = 4.503,7 \text{ mm.}$$

Denklem 5.3 kullanılarak;

$$h_0 = 507 + \left(\frac{1}{\tan 21} \right) \left((7050 - 4504) - 7050 \cdot \frac{(15560-5210-5520)}{15560} \right) = 1.438,4 \text{ mm.}$$

olarak ağırlık merkezi koordinatları hesaplanmıştır (Çizelge 5.2).

Çizelge 5.2 : Ağırlık merkezi gerçek koordinatları.

Toplam Ağırlık	Ağırlık Merkezi Koordinatları		
15.560 kg.	x	y	z
	Referans: Araç orta eksen	Referans: Ön aks eksen	Referans: Zemin
	-14 mm.	4.504 mm.	1.438 mm.

5.2 Gövde Komplexinin FEM Modelinin Oluşturulması

Otobüs gövde kompleksinin CAD modeli, Ansa yazılımına transfer edilerek FEM modeli oluşturulmuştur (Şekil 5.6).

Eleman tipi: Kabuk (Shell), Belytschko – Tsay [16].

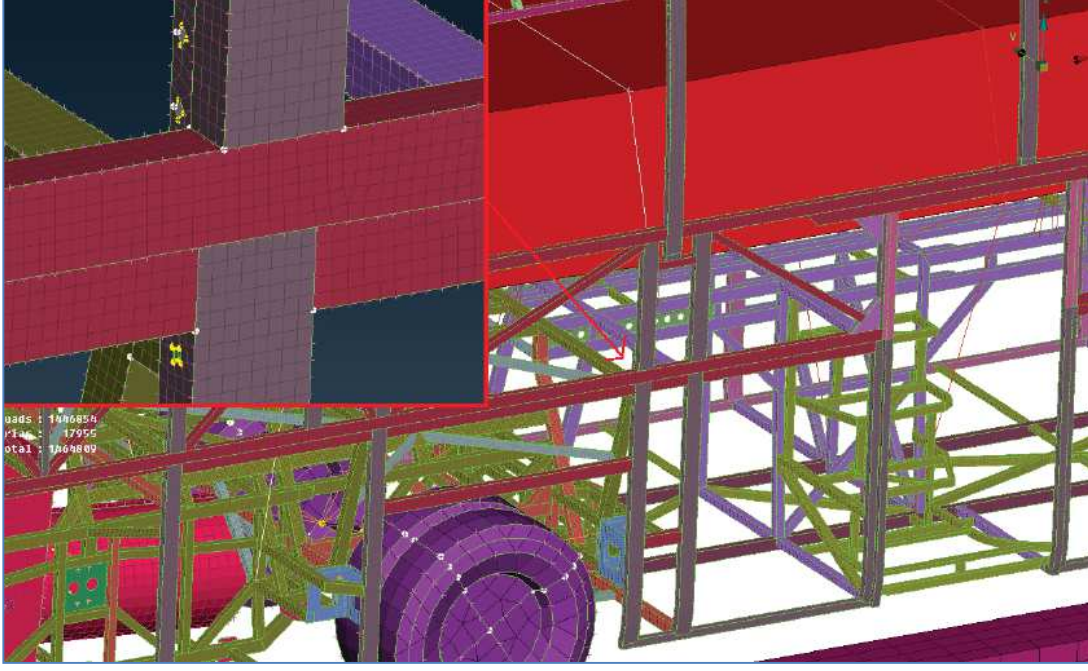
Otobüs gövdesi sonlu elemanlar modeli aşağıdaki elemanlardan oluşturulmuştur.

Dörtgen kabuk eleman sayısı = 1.419.455 adet.

Üçgen kabuk eleman sayısı = 17.322 adet.

Çubuk (Beam) eleman sayısı = 653 adet.

Kütle eleman sayısı = 299.342 adet.



Şekil 5.6 : Aracın sonlu elemanlar modeli.

5.2.1 Malzeme modelinin belirlenmesi

Otobüs gövde iskeletinde farklı standartlarda malzemeler kullanılmaktadır. Ancak devrilme direnci açısından en önemli bölge olan yan duvarlar ve tavan bölgesinde QSTE460 kalitesinde kare ve dikdörtgen kesitlerde profiller kullanılmıştır. Bu malzemeye ait numunenin fiili teste tabi tutulması ile elde edilmiş gerilme-gerinim grafiği Şekil 4.2’ de dir.

FEM modelinde deforme olabilir bölgelerde “MAT Type 24, Piecewise Linear Plasticity model” kullanılmıştır [16].

Motor, şanzıman, klima, ön ve arka akslar vb. gibi rijit parçalar için “MAT Type 20, Rigid Material” malzeme modeli kullanılmıştır [16].

Yaşam alanını tanımlayan kabuk elemanlar için “MAT Type 9, Null Material” malzeme modeli kullanılmıştır [16]. Bu malzemenin herhangi bir mukavemeti yoktur.

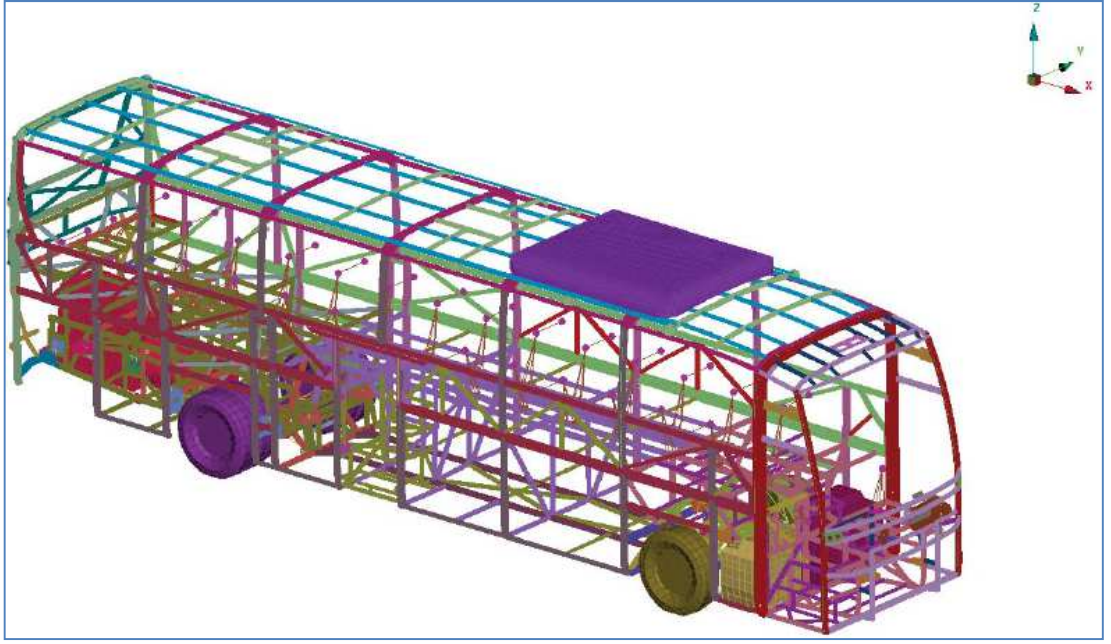
5.2.2 Kütle dağılımının yapılması

Motor, şanzıman, klima, yakıt tankı gibi ağırlığı ve ağırlık merkezi bilinen parçalar üç boyutlu rijit parça (3D rigid part) olarak modellenmiştir. Bu parçaların atalet momentleri, Catia yazılımında hesaplanarak, ağırlık merkezlerinde oluşturulan düğüm noktalarına atanmıştır.

Ön ve arka akslar rijit destek (rigid truss) elemanlarla modellenmiştir. Koltuklar, camlar, kapılar, tamponlar, akü, yedek lastik vb. gibi parçalar kütle (mass) elemanlarla modellenmiştir.

Birleştirme elemanları, gaz ve sıvı transfer hatları, izolasyon, kaplama parçaları, vb. gibi parçalardan kaynaklanan eksik kütle (toplam kütlenin en fazla %3' ü) homojen olarak gövde kompleksine dağıtılmıştır.

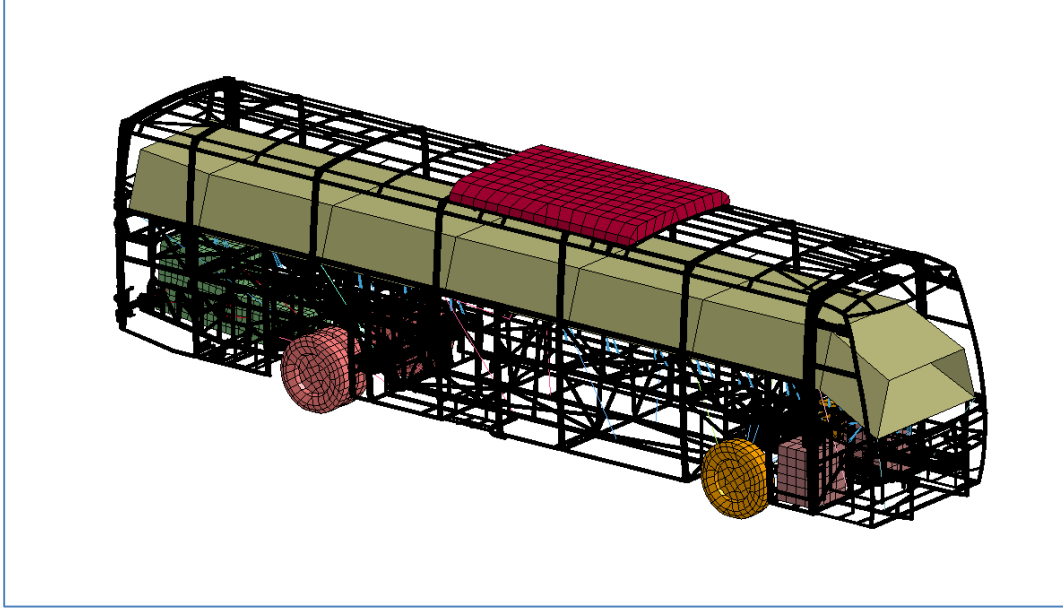
E.C.E-R66.02 regülasyonu ile devreye girecek olan, her yolcu için 34 kg. lık ağırlıklar yolcuların ağırlık merkezlerine noktasal olarak girilmiştir (Şekil 5.7).



Şekil 5.7 : Kütle bilgileri girilmiş FEM modeli.

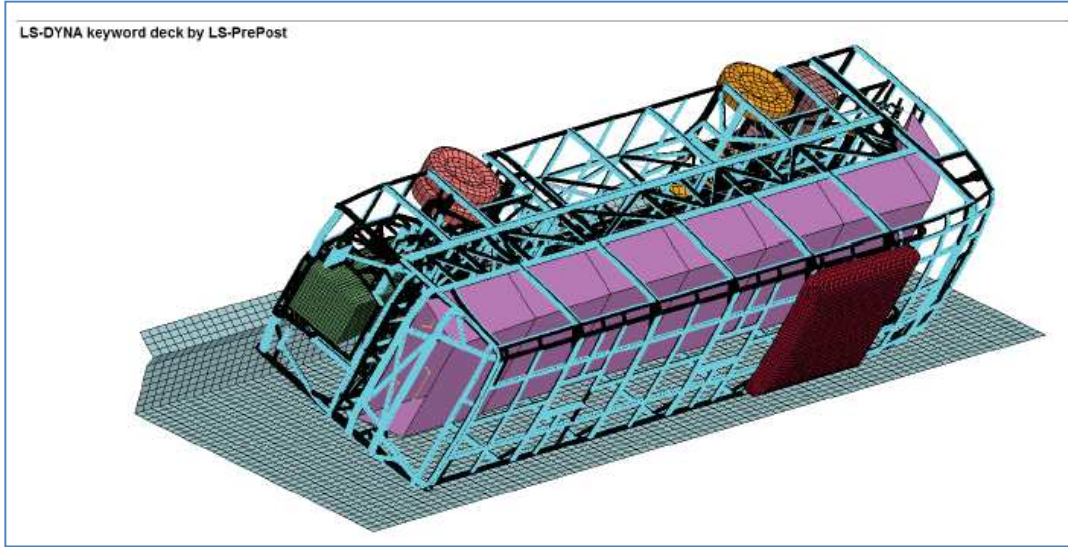
5.2.3 Yaşam mahallinin ve kontakların tanımlanması

Yaşam mahalli, E.C.E-R66.02 regülasyonunda tanımlandığı gibi, araç iç zemininden başlayarak +z yönünde 1250 mm. yükseklik ölçüsünü, koltukların konumuna göre daima muhafaza eden ve bu sayede otobüste bulunan tüm yolcuların ve şoförün yaşam alanını sınırladığı farz edilen bölgedir (Şekil 5.8).



Şekil 5.8 : Yaşam mahallinin tanımlanması.

Nihai olarak, araç gövde kompleksi analize hazır hale getirilerek Ls-Dyna yazılımına transfer edilmiştir (Şekil 5.9).



Şekil 5.9 : Analize hazır hale getirilmiş nihai FEM modeli.

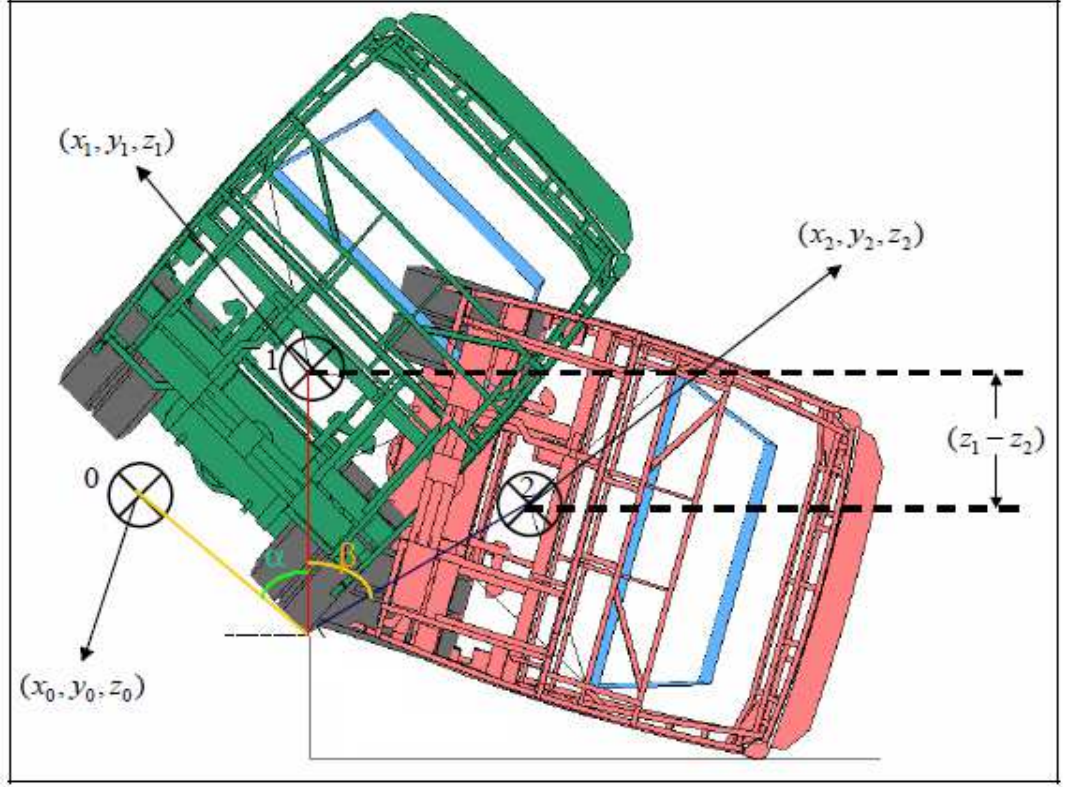
5.3 Gövde Kompleksinin FEM Tabanlı Analizi

Otobüsün Ls-Dyna yazılımında gerçekleştirilen devrilme analizi üç aşamada izah edilebilir.

İlk aşama, otobüsün dönme merkezi etrafında devrilmeden durabileceği son konum olan kararlı konuma (x_1, y_1, z_1) kadar döndürülmesidir.

İkinci aşama, otobüsün serbest düşme hareketi yaparak zemine temas ettiği ana kadar geçen zaman olarak tanımlanabilir. Bu aşamada otobüs, kazandığı kinetik enerji ile dönme merkezi etrafında bir açısal hız kazanır.

Üçüncü aşamada ise gövde yere çarpar ve deformasyon başlar (Şekil 5.10).



Şekil 5.10 : Analiz aşamaları.

Analizlerde gövde üzerinde hiçbir deformasyonun olmadığı birinci ve ikinci aşamalar göz ardı edilir ve analiz üçüncü aşamadan itibaren çalıştırılır. Aksi durumda analiz süresi uzayabilir.

Bu basitleştirmeyi yapabilmek için bahsi geçen süre içinde aracın kazandığı toplam kinetik enerjinin hesaplanması gerekmektedir. Hesaplanan bu kinetik enerji, ağırlık merkezine uygulanacak olan eşdeğer açısal hızın hesaplanmasında kullanılır.

5.3.1 Gövde Komplexinin Açısal Hızının Hesaplanması

Kazanılan toplam kinetik enerji (E_K);

$$E_K = m \cdot g \cdot (z_1 - z_2) \quad (5.4)$$

$$m = 15.560 \text{ kg}$$

$$g = 9,806 \text{ m/s}^2$$

$$z_1 = 2727 \text{ mm.}$$

$$z_2 = 1638 \text{ mm.}$$

Denklem 5.4 kullanılarak;

$$E_K = 15560.9,806.1,089 = 166.161 \text{ Joule}$$

Açısal hız ile dönen bir cismin kinetik enerjisi;

$$E_K = \frac{1}{2} . I . w^2 \quad (5.5)$$

$$I = \sum m . r^2 \quad (5.6)$$

I = Eylemsizlik momenti [kg. m²]

r = Dönme yarıçapı [m]

w = Açısal hız [rad/s]

Denklem 5.5 ve 5.6 kullanılarak;

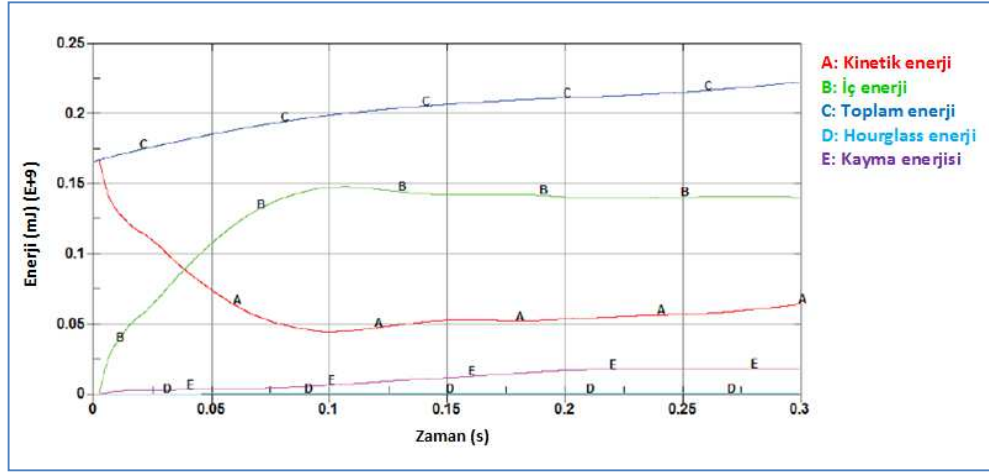
$$166161 = \frac{1}{2} . (15560. (2,727 - 0,800)^2) . w^2$$

$w = 2,398 \text{ rad/s}$ olarak hesaplanmıştır.

Bulunan bu açısal hızın, aracın ağırlık merkezine uygulanmasıyla analiz gerçekleştirilmiştir. Araç ile zemin arasındaki sürtünme katsayısı = 0,1 olarak referans alınmıştır.

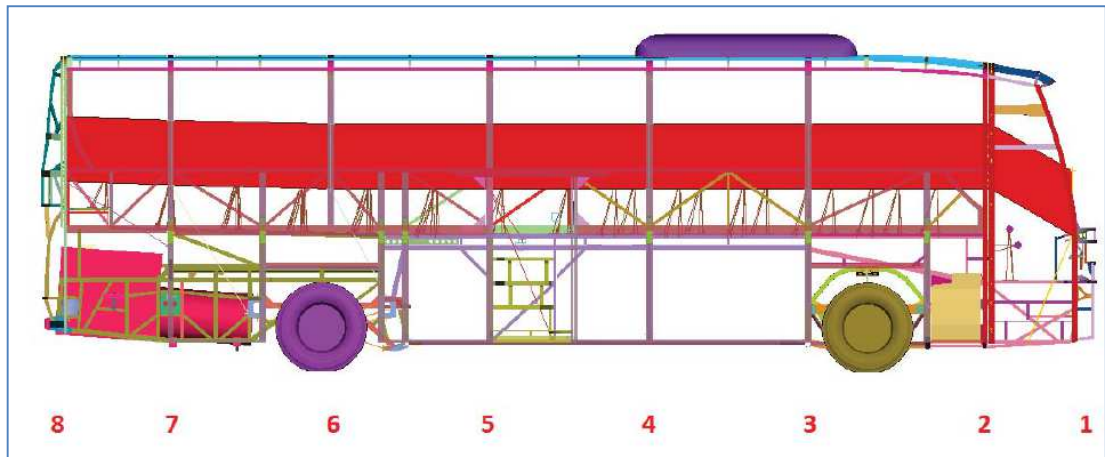
5.3.2 Analiz sonuçları

Ls-Dyna yazılımı marifetiyle elde edilen analiz sonuçlarından otobüs gövde iskeletinin E.C.E-R.66.02 şartlarını sağladığı görülmüştür (Şekil 5.11-20).



Şekil 5.11 : Zamana bağlı enerji değişimi.

Sonlu elemanlar yönteminde, hourglass enerji, nümerik analizde kullanılan ağın doğruluğu için iyi bir göstergedir. Eğer bu enerji, iç enerji değerinin % 5' inden küçük kalıyorsa ağ kalitesinin yeterli olduğu söylenebilmektedir [18].



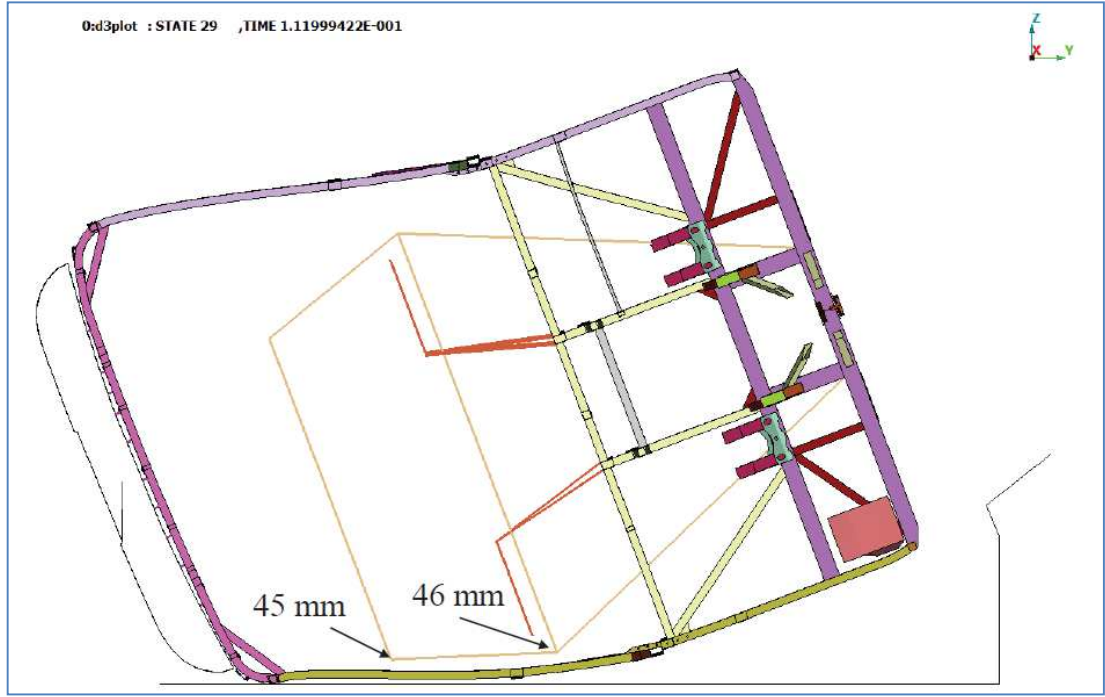
Şekil 5.12 : Analiz sonuçları incelenecek kesitler.



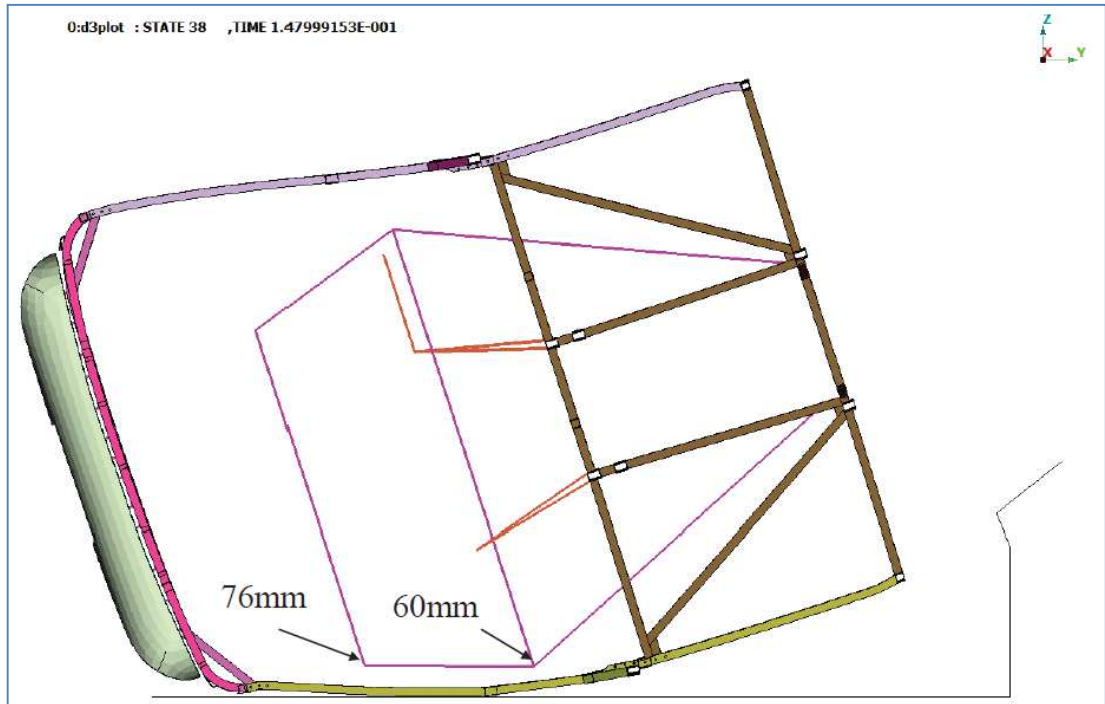
Şekil 5.13 : 1. Kesit analiz sonucu.



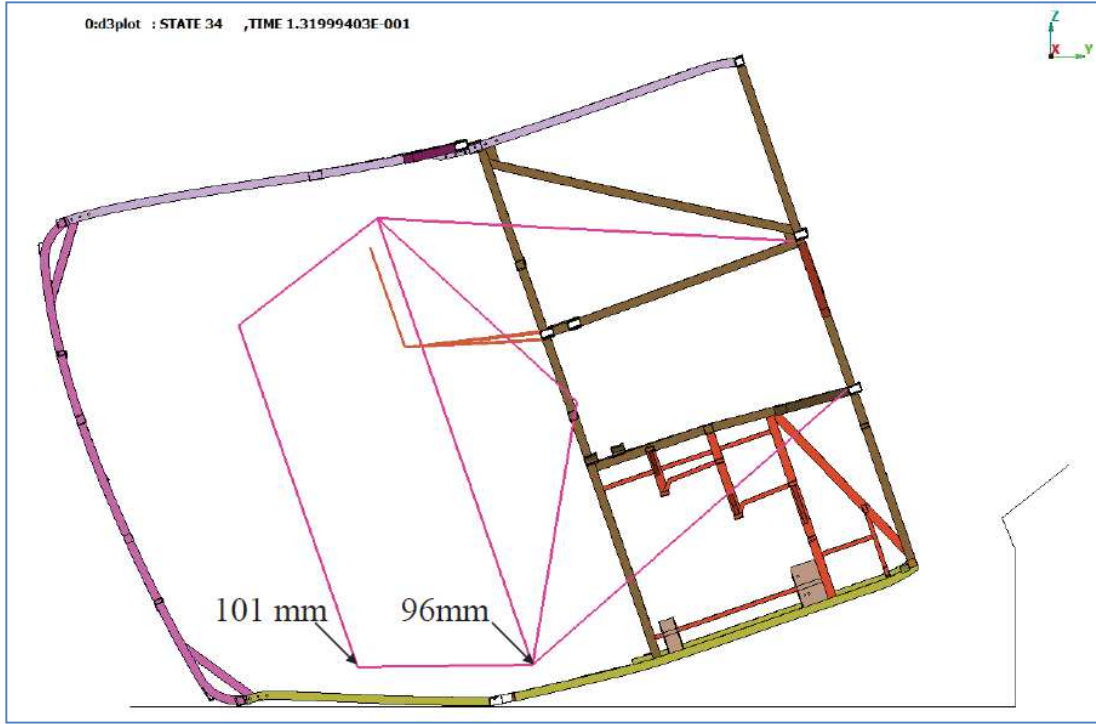
Şekil 5.14 : 2. Kesit analiz sonucu.



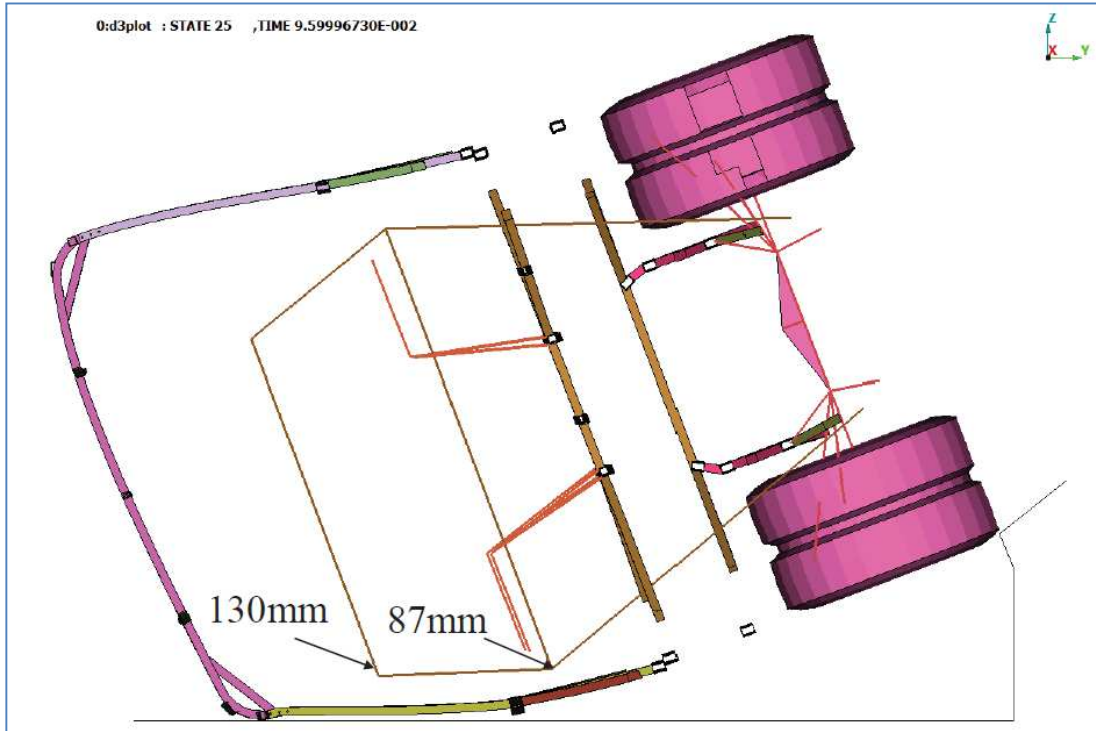
Şekil 5.15 : 3. Kesit analiz sonucu.



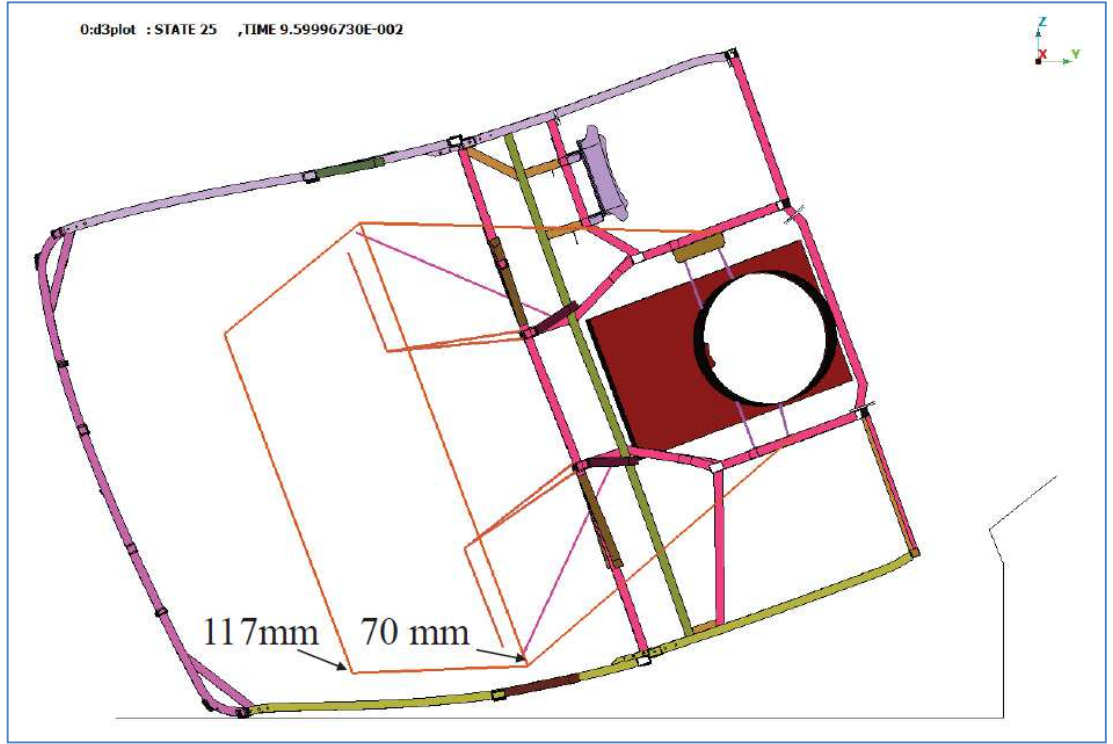
Şekil 5.16 : 4. Kesit analiz sonucu.



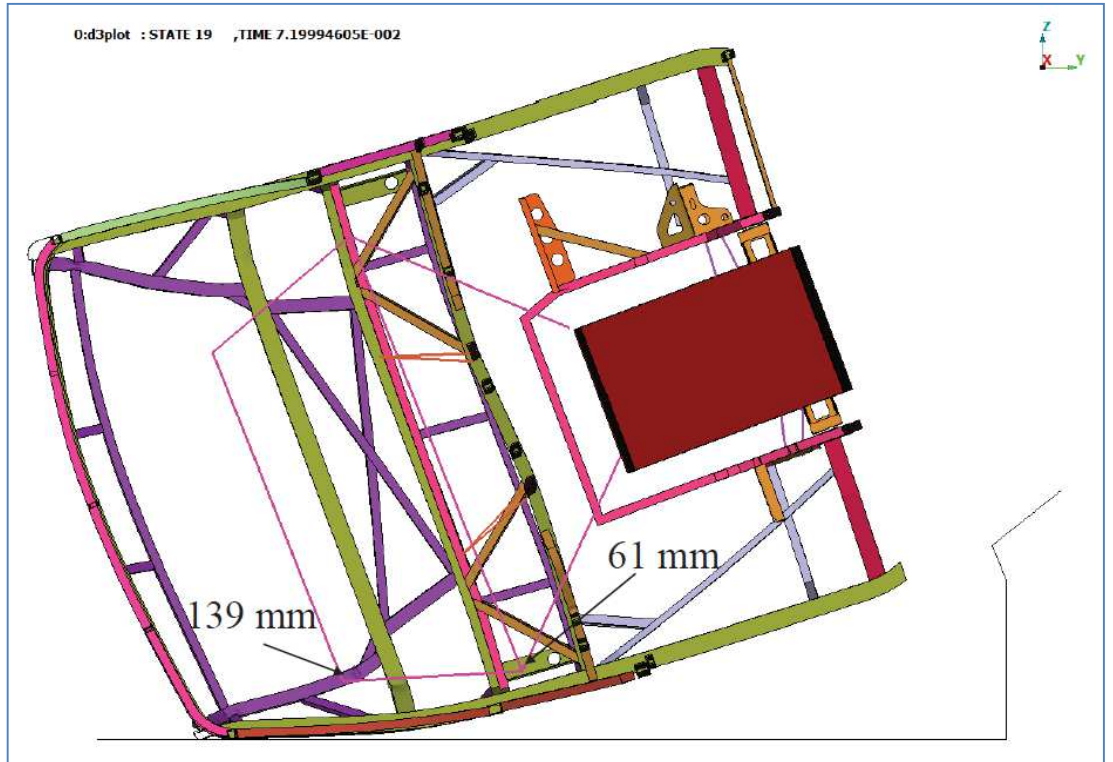
Şekil 5.17 : 5. Kesit analiz sonucu.



Şekil 5.18 : 6. Kesit analiz sonucu.



Şekil 5.19 : 7. Kesit analiz sonucu.



Şekil 5.20 : 8. Kesit analiz sonucu.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

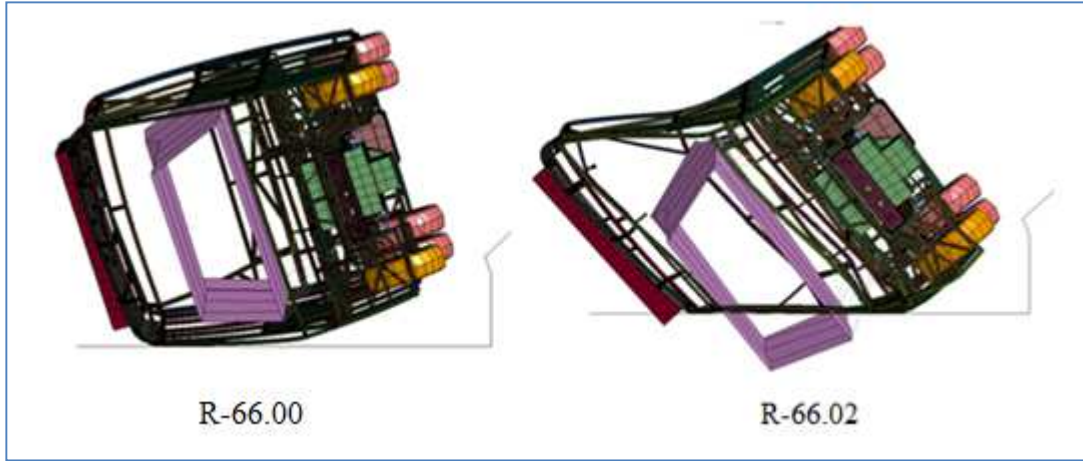
Bilgisayar destekli mühendislik yazılımlarının kullanılmasıyla bir otobüsün devrilme kazası esnasındaki davranışı incelenmiştir. Bu davranışın, yolcuların ve mürettebatın güvenliğini ne şekilde etkileyeceği R.66 regülasyonu referans alınarak tespit edilmiştir. Yapılan çalışmalar fiili testler ile doğrulanmıştır. Bu sayede, uzun çalışma süreleri ve yüksek maliyetler gerektiren, bir otobüsün komple bir halde fiilen devrilme testlerinin yapılmasına gerek duyulmamıştır.

09 Kasım 2017 tarihinden itibaren hali hazırda üretilen tüm ilgili araçlar için geçerli olacak R-66.02 regülasyonu ile devreye girecek yeni uygulamalar, devrilme kazalarında gövdenin absorbe etmesi gereken enerjiyi arttırmıştır. Bu yüzden otobüslerin gövde konstrüksiyonlarının daha mukavim bir yapıya kavuşturulmaları şarttır.

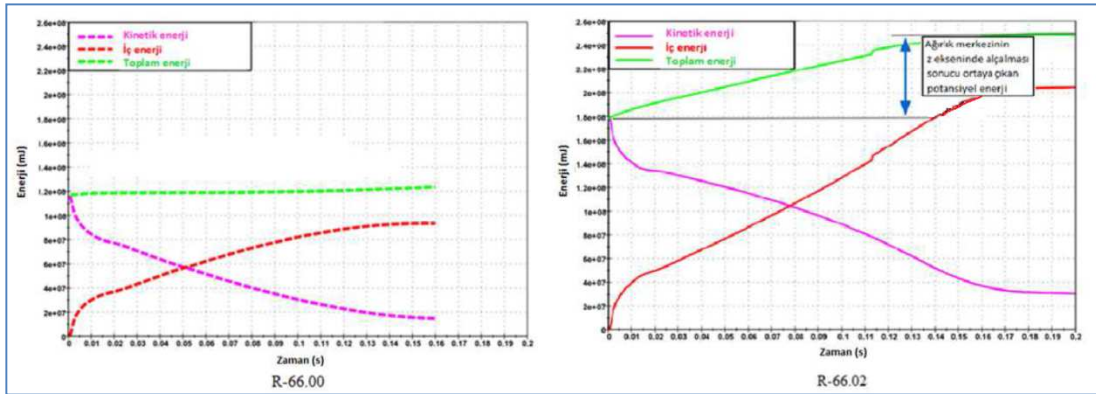
R-66.00 regülasyon şartlarını sağlayan bir otobüs her hangi bir tasarım değişikliği yapılmadan R-66.02 regülasyon şartları referans alınarak devrilme analizine tabi tutulduğunda gövde iskelet parçalarının çarpıcı biçimde yaşam mahalline girişimde bulunduğu görülmüştür (Şekil 6.1).

İki regülasyon arasındaki farklılıkların etkilediği temel büyüklük, gövdenin absorbe etmesi gereken enerjidir (Şekil 6.2).

Bu enerjiyi azaltmak için araç kütesinin azaltılması gerekmektedir. Ancak kütle azaltılırken gövde mukavemetinden ödün vermemek gerekmektedir. Bu yüzden daha hafif ve daha mukavim malzemelerin kullanılması önerilmektedir. Daha hafif araçların yakıt sarfiyatları daha düşük olabileceği için doğaya salınan karbon emisyonlarının düşürülmesine de katkı sağlanabilecektir.



Şekil 6.1 : R-66.00 şartlarını sağlayan bir otobüsün R-66.02 şartlarındaki durumu.



Şekil 6.2 : Gövdenin absorbe etmesi gereken enerji farklılıkları.

Devrilme kazalarında yolcuların araçtan fırlamasının önlenmesi hayati öneme sahiptir. Bu yüzden otobüslerde emniyet kemeri kullanımını şart hale getirecek sistemlerin geliştirilmesi elzemdir.

KAYNAKLAR

- [1] **Albertsson, P. and Falkmer**, (2005). “Is there a pattern in European bus and coach incidents? A literature analysis with special focus on injury causation and injury mechanisms”, *Accident Analysis & Prevention* Vol. 37, Issue 2, (s.225-233).
- [2] **UNECE, Regulation No.66**, (1997). United Nations Executive Committee Release, 3 Eylül 1997.
- [3] **Motorlu Araçlar ve Römorkları Tip Onayı Yönetmeliği (2009)**, T.C. Resmi Gazete, 27272, 28 Haziran 2009.
- [4] **UNECE, Regulation No.66**, (2010), Erişim: 02 Kasım 2016.
www.unece.org/trans/main/wp29/wp29regs61-80.html
- [5] **Evaluation of Occupant Protection in Busses**, (2002), Rona Kinetics and Associates Ltd., North Vancouver, BC, Canada, Report RK02-06.
- [6] **Botto P., Caillieret M., Tarrier C., Got C. and Patel A.**, (1994), Evaluation of restraint system for coach passengers, 14th International Technical Conference on Enhanced Safety of Vehicles, Munich, Germany.
- [7] **Botto P., Caillieret M., Tarrier C., Got C. and Patel A.**, (1996), Vehicle rollover and occupant retention, 15th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, Melbourne, Australia.
- [8] **Martínez L., Aparicio F., García A., Páez J. and Ferichola G.**, (2003), Improving occupant safety in coach rollover, *Int. J. Crashworthiness*, 8,2003 (2), (s.121–132).
- [9] **Rasenack W., Appel H., Rau H. and Rietz C.**, (1996), Belt systems in passenger coaches, 15th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, Melbourne, Australia.
- [10] **Department of Transportation, NHTSA Recall List**, (2011), Erişim: 25 Ekim 2016, <http://www.odi.nhtsa.dot.gov/owners/SearchSafetyIssues>
- [11] **Evaluation of occupant protection in buses**, (2002), Transport Canada, Road Safety and Motor Vehicle Regulation (ASFBE), Ottawa, Canada.
- [12] **Kumagai K., Kabeshita Y., Enomoto H., and Shimojima S.**, (1994), An Analysis Method for Rollover Strength of Bus Structures, 14th International Technical Conference on Enhanced Safety of Vehicles, Munich, Germany.
- [13] **Castejon L., Miravete A. and Larrodé E.**, (2001), Intercity bus rollover simulation, *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 26, No 2/3.
- [14] **Ebelsheiser H.,Lasso GmbH.**, (2011), Bus Rollover Test ECE-R66 Changes in Revision 01.

- [15] **Moaveni S.**, Finite Elements Analysis (1999), Theory and Application with ANSYS.
- [16] **Livermore Software Technology Corporation**, (2006), Ls-Dyna Theory Manual. Erişim: 21 Eylöl 2016,
www.dynasupport.com/manuals/additional/ls-dyna-theory-manual-2005-beta/view
- [17] **Recinto Universitario De Mayagüez**, (2015), Erişim: 28 Ekim 2016,
<http://academic.uprm.edu/pcaceres/Courses/MatEng3045/EME8-2.pdf>
- [18] **Acar E., Guler M.A., Gerçeker B., Cerit M.E., Bayram B.** (2011), Multi-objective Crashworthiness Optimization of Tapered Thin-walled Tubes with Axisymmetric Indentations," Thin-Walled Structures, 49(1), (s.94-105).

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Fatih Han AVCI
Doğum Tarihi ve Yeri : 09.09.1978 / Adana
E-posta : fatihhan.avci@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2002, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM :

- 2003 – 2008 yılları arasında Temsa A.Ş’ de Ar-Ge Mühendisi olarak çalıştı.
- 2008 – 2010 yılları arasında Temsa A.Ş’ de Ar-Ge Ekip Lideri olarak çalıştı.
- 2010 yılından bu yana Temsa A.Ş’ de Ar-Ge Yöneticisi olarak çalışmaktadır.

DİĞER YAYINLAR VE SUNUMLAR:

Bus Rollover Simulation, Validation of a New Safety Concept.
Uluslararası FEM Teknolojileri Konferansı, Bonn / Almanya, 2005

Regulatory Bus Roll-Over Crash Analysis Using Ls-Dyna.
CAE ve Sistem Modelleme Konferansı, İstanbul, Türkiye, 2005

PATENTLER:

Patent Başlığı:

Hava körüklü, yanıl rod ve radius rodlar içeren ön süspansiyon sistemi.

Patent No:

TR 2007 03349 B