



YENİ NESİL OTOKORKULUK SİSTEMLERİNİN
ÇARPIŞMA ANALİZLERİ VE SEZGİSEL
OPTİMİZASYON YÖNTEMLERİ KULLANILARAK
GELİŞTİRİLMESİ

Enes Kurtuluş

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doç. Dr. Ali Rıza YILDIZ

2015



T.C.
BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YENİ NESİL OTOKORKULUK SİSTEMLERİNİN
ÇARPIŞMA ANALİZLERİ VE SEZGİSEL
OPTİMİZASYON YÖNTEMLERİ KULLANILARAK
GELİŞTİRİLMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Enes KURTULUŞ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

BURSA

Temmuz 2015

YÜKSEK LİSANS TEZİ ONAY FORMU

“Enes KURTULUŞ” tarafından “Doç. Dr. Ali Rıza YILDIZ” yönetiminde hazırlanan “YENİ NESİL OTOKORKULUK SİSTEMLERİNİN ÇARPIŞMA ANALİZLERİ VE SEZGİSEL OPTİMİZASYON YÖNTEMLERİ KULLANILARAK GELİŞTİRİLMESİ” başlıklı tez, kapsamı ve niteliği açısından incelenmiş ve **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Sınav Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Ali Rıza YILDIZ

(Bursa Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği)

Doç. Dr. Rukiye ERTAN

(Uludağ Üniversitesi, Otomotiv Mühendisliği)

Yrd. Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ

(Bursa Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği)

Tez Savunma Tarihi: .../07/2015

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Prof. Dr. Nurettin ACIR

.../ .../2015

İNTİHAL BEYANI

Bu tezde görsel, işitsel ve yazılı biçimde sunulan tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uyularak tarafımdan elde edildiğini, tez içinde yer alan ancak bu çalışmaya özgü olmayan tüm sonuç ve bilgileri tezde kaynak göstererek belgelediğimi, aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim.

Öğrencinin Adı Soyadı: Enes KURTULUŞ

İmzası:

TEŞEKKÜR

Tez çalışması sürecinde bana yol gösteren, bilgi ve tecrübesi ile desteğini esirgemeyen tez danışmanım Doç. Dr. Ali Rıza YILDIZ' a teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca çalışmalarım sırasında yardımlarını esirgemeyen ve üniversitenin olanaklarından faydalanmamı sağlayan Bursa Teknik Üniversitesi öğretim üyelerine, özellikle Arş. Gör. Emre Demirci'ye, destekleri için çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Bana her zaman ve her konuda maddi ve manevi desteğini esirgemeyen aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Enes KURTULUŞ

İÇİNDEKİLER

İçindekiler	v
Şekil Listesi	vii
Çizelge Listesi	ix
Sembol ve Kısaltma Listesi	x
Özet	xi
Abstract	xii
1.GİRİŞ	1
1.1 Otokorkuluk Tanımı ve Özellikleri	1
1.2 Çelik Otokorkuluk Tipleri	2
1.2.1 Basit otokorkuluk uygulamaları	3
1.2.2 Basit mesafeli otokorkuluk uygulamaları	3
1.2.3 Çift mesafeli otokorkuluk uygulamaları	4
1.2.4 Köprü koruyuculu basit mesafeli otokorkuluk uygulamaları	5
1.2.5 Ağır hizmet tipi otokorkuluk uygulamaları	5
1.3 Otokorkuluk Tasarımında Çarpma Testi Kriterleri	6
2. LİTERATÜR ÖZETİ	10
3. SONLU ELEMANLAR METODU	14
3.1 Giriş	14
3.2 Sonlu Elemanlar Yöntemi Kullanarak Modelleme	15
3.2.1 Problemin ayrıklaştırılması	15
3.2.2 Serbestlik derecesi (DOF)	16
3.2.3 Uygun ağ yapısının oluşturulması	16
3.3 Zaman İntegrasyon Yöntemleri	17
3.3.1 Kapalı (implisit) zaman integrasyonu	18
3.3.2 Açık (eksplisit) zaman integrasyonu	18
3.4 Çalışmada Kullanılan Yazılımlar	19
4. OTOKORKULUK ÇARPIŞMA ANALİZLERİ	20
4.1 Sonlu Elemanlar Modelinin Hazırlanması	27
4.1.1 Sonlu elemanların oluşturulması	27
4.1.2 Kabuk (shell) elemanların özelliklerinin tanımlanması	28
4.1.3 Malzeme tanımlamaları	29
4.1.4 Elemanların çoğaltılması ve konumlandırılması	32

4.1.5 Test araçlarının hazırlanması	33
4.1.6 Bağlantı ve temas tanımlamaları	35
4.1.7 Rijit duvar ve sınır şartlarının tanımlanması	36
4.1.8 Analizlerin çözdürülmesi	40
4.2 Çarpışma Analizlerinin Gerçekleştirilmesi	40
4.2.1 TB11 testi	40
4.2.2 TB42 testi	44
4.3 Analiz Sonuçları	47
5. OPTİMİZASYON	48
5.1 Sezgisel Yöntemler	52
5.2 Yerçekimsel Arama Optimizasyon Algoritması	53
5.2.1 Yerçekimi kanunu	53
5.2.2 Yerçekimsel arama algoritması	53
5.3 Yerçekimsel Arama Algoritması Yardımıyla Optimizasyon	57
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	61
KAYNAKLAR	62
ÖZGEÇMİŞ	65

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa no</u>	
Şekil 1.1	Farklı bariyer (otokorkuluk) tipleri [3]	2
Şekil 1.2	Basit otokorkuluk [5]	3
Şekil 1.3	Basit mesafeli otokorkuluk [5]	4
Şekil 1.4	Çift mesafeli otokorkuluk [5]	4
Şekil 1.5	Köprü koruyuculu basit mesafeli otokorkuluk [5]	5
Şekil 1.6	Ağır hizmet tipi otokorkuluk [7]	6
Şekil 1.7	Çalışma genişliği [9]	8
Şekil 3.1	Bir dişlinin örnek sonlu elemanlar modeli [22]	14
Şekil 3.2	Bir boyutlu, iki boyutlu ve üç boyutlu sonlu eleman örnekleri [24]	15
Şekil 3.3	Sonlu elemanlar yönteminde serbestlik derecesi [24]	16
Şekil 3.4	Bir daireyi temsil eden farklı sayıdaki çizgiler [24]	16
Şekil 3.5	Çizgi sayısına bağlı olarak hesaplanan daire alanının değişimi [24]	17
Şekil 4.1	C profil dikmeye sahip otokorkuluk sisteminin görünümü [25]	20
Şekil 4.2	Otokorkuluk sisteminde kullanılan ray yapısının ve ilgili bağlantı bölgelerinin teknik detayları [26]	21
Şekil 4.3	Otokorkuluk sistemini oluşturan yapıların 3 boyutlu modelleri (a) Ray, (b) Dikme profil, (c) Bağlantı plakası	22
Şekil 4.4	Otokorkuluk sisteminin montaj yapısı	23
Şekil 4.5	Tasarımda kullanılan w ve L değişkenleri	23
Şekil 4.6	Tasarım değişkenlerinin minimum değerleri ile elde edilen tasarım	24
Şekil 4.7	Tasarım değişkenlerinin maksimum değerleri ile elde edilen tasarım	24
Şekil 4.8	Farklı tasarım değişkenleri kullanılarak elde edilmiş 25 farklı dikme tasarımı	26
Şekil 4.9	Otokorkuluk sistemini oluşturan yapıların sonlu eleman modelleri	28
Şekil 4.10	Otokorkuluk sistemi sonlu eleman modeli	28
Şekil 4.11	Kabuk eleman özellik tanımlama kartı	29
Şekil 4.12	Johnson-Cook malzeme kartı	31
Şekil 4.13	S355 JR malzeme için gerçek gerilme-gerinim eğrisi	31
Şekil 4.14	TB11 analizi için 16 metre uzatılmış ve 20 derece döndürülmüş otokorkuluk sistemi	32
Şekil 4.15	TB42 analizi için 32 metre uzatılmış ve 15 derece döndürülmüş otokorkuluk sistemi	33
Şekil 4.16	Analizlerde kullanılan araç modelleri (a) 10000 kg'lık kamyon b) 900 kg'lık otomobil)	34
Şekil 4.17	TB11 analizine göre konumlandırılmış araç ve otokorkuluk sistemi	34
Şekil 4.18	TB42 analizine göre konumlandırılmış araç ve otokorkuluk sistemi	34
Şekil 4.19	Kamyon ve otokorkuluk sistemi arasında gerçekleştirilen temas tanımlaması	35
Şekil 4.20	HyperCrash programında tanımlanan civatanın görünümü	36

Şekil 4.21	Dikmelerin zeminde konumlandırılması	37
Şekil 4.22	Rijit duvar yardımıyla zemin tanımlaması	37
Şekil 4.23	Ray komponentin uç kısımlarından yay elemanlarla sabitlenmesi	38
Şekil 4.24	Dikmelerin zemin altında kalan kısımlarının sabitlenmesi	38
Şekil 4.25	Sistemde mevcut olan tüm mesnetlerin görünümü	39
Şekil 4.26	Yerçekimi tanımlaması	39
Şekil 4.27	TB11 test simülasyonu (a) öncesi ve (b) sonrası çarpışma durumları	41
Şekil 4.28	TB11 test simülasyonu sonucu	42
Şekil 4.29	X, y ve z yönlerindeki ivme değerleri	43
Şekil 4.30	TB42 test simülasyonu (a) öncesi ve (b) sonrası çarpışma durumları	45
Şekil 4.31	Otokorkuluk çalışma genişliği	45
Şekil 4.32	TB42 test simülasyonu sonucu	46
Şekil 5.1	Geleneksel tasarım [33]	48
Şekil 5.2	Optimum tasarım süreci [33]	49
Şekil 5.3	Optimizasyonda kullanılan yöntemler [34]	51
Şekil 5.4	Yerçekimsel arama algoritması akış diyagramı [35]	57
Şekil 5.5	Optimum tasarım	58
Şekil 5.6	Optimum tasarım TB11 simülasyonu	59
Şekil 5.7	Optimum tasarım TB42 simülasyonu	59

ÇİZELGE LİSTESİ

		<u>Sayfa no</u>
Çizelge 1.1	EN 1317 Avrupa standardı çarpışma testi kriterleri [8]	7
Çizelge 1.2	EN 1317 Avrupa standardı hizmet seviyesi yapılması gereken kabul testleri [8]	7
Çizelge 1.3	EN 1317 Avrupa standardı çalışma genişliği sınıfları [8]	8
Çizelge 1.4	EN 1317 Avrupa standardı çarpma şiddeti düzeyleri [8]	9
Çizelge 4.1	Dikme profillerinde kullanılan farklı tasarım değişkenleri için oluşturulmuş tasarım tablosu	25
Çizelge 4.2	Analizlerde kullanılan malzeme özellikleri	29
Çizelge 4.3	Johnson-Cook malzeme parametreleri	31
Çizelge 4.4	Farklı tasarımlar için gerçekleştirilen analiz sonuçları	47
Çizelge 5.1	Optimum tasarım değişkenleri	58
Çizelge 5.2	Optimum tasarım analiz sonuçları	59

SEMBOL VE KISALTMA LİSTESİ

Simgeler	Açıklama
$\overline{a_x}(t)$	X Yönündeki Maksimum İvmelenme
$\overline{a_y}(t)$	Y Yönündeki Maksimum İvmelenme
$\overline{a_z}(t)$	Z Yönündeki Maksimum İvmelenme
$F_{dış}$	Dış Kuvvetler
$F_{iç}$	İç Kuvvetler
w	Oluk Genişliği
L	Oluk Derinliği
M	Kütle Matrisi
u	Yer Değiştirme
v	Hız
T	Dikme Profil Et Kalınlığı
$\dot{\epsilon}$	Gerinim Hızı
ϵ_p	Gerçek Gerinme
σ	Gerçek Gerilme
b	Plastik Sertleşme Parametresi
a	Akma Gerilmesi
n	Plastik Sertleşme Üsteli
G	Yerçekimi Sabiti
F	Yerçekimsel Kuvvet
X	Kütlenin Konumu
R	Parçacıklar Arası Uzaklık
M_a	Aktif Yerçekimsel Kuvvet
M_p	Pasif Yerçekimsel Kuvvet

Kısaltmalar	Açıklama
ASI	Acceleration Severity Index
EN	European Norm (Avrupa Standardı)
DOF	Degrees of Freedom (Serbestlik Derecesi)
BDT	Bilgisayar Destekli Tasarım
NCAC	National Crash Analysis Center (Ulusal Çarpışma Analizleri Merkezi)
BDTO	Bilgisayar Destekli Tasarım Optimizasyonu
YAA	Yerçekimsel Arama Algoritması

ÖZET

YENİ NESİL OTOKORKULUK SİSTEMLERİNİN ÇARPIŞMA ANALİZLERİ VE SEZGİSEL OPTİMİZASYON YÖNTEMLERİ KULLANILARAK GELİŞTİRİLMESİ

Enes KURTULUŞ

Bursa Teknik Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Doç. Dr. Ali Rıza YILDIZ

Temmuz 2015, 65 sayfa

Otokorkuluk sistemleri, trafikte seyreden farklı tiplerdeki araçları olası bir kaza anında karayolu içerisinde tutup, meydana gelecek yaralanma risklerini azaltmak için özel olarak tasarlanan güvenlik sistemlerindedir. Bu sistemlerin çarpışma performanslarının belirlendiği testler ve simülasyonlar EN 1317 Avrupa Yolkenarı Emniyet Sistemleri standartlarına uygun olarak gerçekleştirilmek durumundadır. Bu çalışmada H1 koruma sınıfına sahip bir otokorkuluk sisteminin bilgisayar ortamında çarpışma testleri simüle edilmiş ve çarpışma performansını arttırmaya yönelik tasarımlar gerçekleştirilerek sonuçlar incelenmiştir. Tasarımda farklı kesitlere sahip çelik dikme profil, çelik ray, bağlantı plakası ve cıvatalar kullanılmıştır.

Analizler için farklı tasarım değişkenleriyle tasarlanmış 25 farklı kesite sahip dikme profili oluşturulmuş, dikme aralıkları 2.00 m alınmış ve otokorkuluk sistemleri buna göre tasarlanmıştır. Üç boyutlu katı modeller CATIA ile tasarlanmış, sonlu eleman modelleri HYPERMESH ile oluşturulmuş, EN 1317 standardında belirtilen çarpışma testlerinden TB11 ve TB42'ye göre çarpışma simülasyonları RADIOSS ile gerçekleştirilmiştir.

Oluşturulan 25 farklı tasarım; ağırlık, otokorkuluk çalışma genişliği ve çarpma şiddetine (ASI) göre değerlendirilmiştir. 25 tasarımdan 2 modelde otokorkuluk sisteminin aracı yolda tutmada başarısız olduğu gözlenmiş, bu modeller hariç tutularak mevcut 23 tasarım üzerinden sezgisel optimizasyon metodlarından yerçekimsel arama algoritmasıyla en uygun tasarım elde edilmeye çalışılmıştır. Optimizasyon sonucunda çarpışma şiddeti derecesi (ASI) ve ağırlık minimum olacak şekilde bir optimum tasarım elde edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Çarpışma analizi, EN1317, Optimizasyon, Otokorkuluk

ABSTRACT

DEVELOPMENT OF NEXT GENERATION GUARDRAIL SYSTEMS USING CRASH ANALYSIS AND HEURISTIC OPTIMIZATION METHODS

Enes KURTULUŞ

Bursa Technical University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering Program

Master of Science Thesis

Assoc. Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ

July 2015, 65 pages

The guardrail systems are being designed to keep the vehicles moving in the traffic in the road and to reduce the risk of injury during an accident. The crash performances of these systems were determined with tests and simulations which were performed according to EN 1317 European Roadside Safety Standards. In this study, crash tests of a guardrail system, which has H1 containment level, were simulated and new designs were performed to improve the crash performance. Steel posts with different cross-sectional design, steel W-Beam, connection plates and bolts were used.

Guardrail systems were designed with 25 different post sections with different design variables and the distance between the posts was designed as 2.00 m for the analysis. Three dimensional solid models have been prepared in CATIA while finite element models have been built up with HYPERMESH. TB11 and TB42 crash analysis were performed with RADIOSS software according to EN 1317 standards.

25 different designs were evaluated according to weight, guardrail's working width and acceleration severity index (ASI). 2 of 25 designs were found to be unsuccessful to keep the vehicles on the road during the collision, so excluding these models, the optimum design has been trying to obtained over 23 models with gravitational search algorithm, which is one of the heuristic optimization methods. As a result of optimization, an optimum design was obtained which has minimum weight and acceleration severity index value (ASI).

Key Words: Crash analysis, EN 1317, Guardrails, Optimization

1.GİRİŞ

Günümüzde hem yolcu hem de yük taşımacılığında kara yolu ulaşımı, diğer ulaşım türlerine göre çok daha fazla ve yaygın şekilde kullanılmakla birlikte, her geçen gün artan kara yolu taşıtlarının sayısına paralel olarak en fazla kazanın görüldüğü ulaşım türü olarak bilinmektedir. Karayolları Genel Müdürlüğü'nün 2014'te hazırladığı Trafik Kazaları Özeti Raporu'na göre ülkemizde 2013 yılında meydana gelen ölümlü ve yaralanmalı trafik kazalarının %14.65'i araçların yoldan çıkması sonucu gerçekleşmiştir. Raporda dikkat çeken bir diğer istatistik de meydana gelen ölümlü ve yaralanmalı kazaların %50.50'lik bir kısmında kazaların tek araçla gerçekleşmiş olmasıdır [1].

Yolların şartnamelere uygun olarak tasarlanıp, gerekli yol işaretlerinin konularak, araçları yol sınırları içinde tutmak ve bu tür kazaları önlemeye çalışmak başvurulacak ilk çözüm yoludur. Buna ek olarak, karayollarında otokorkuluk kullanımı, araçların yol dışına çıkmalarını veya karşı trafik yönüne geçmesini engelleyerek meydana gelebilecek kayıpları en aza indirmek için uygulanmakta olan bir yöntemdir.

1.1 Otokorkuluk Tanımı ve Özellikleri

Otokorkuluk sistemleri, otoyollarda seyreden araçların, risk arz eden bölgelerde yol güvenliğini arttırmak, araçların yoldan çıkma riskini en aza indirmek ve araçların bariyere çarpmasından dolayı ortaya çıkan bir kısım enerjiyi emerek bu enerjiyi aracı yola, trafik akışına tekrar sokmak amacıyla tasarlanmış pasif koruma sistemlerindedir. Karayollarında kullanılan bariyer sistemlerinin temel amacı; karayolunda seyreden araçlar ile bu araçlar için tehlikeli olan bölgeleri birbirinden ayırarak karayollarının güvenliğini arttırmaktır.

Bir bariyerin performansını değerlendirirken aşağıdaki hususlar dikkate alınır [2]:

- Çarpan aracın bariyer tarafından tutulabilmesi
- Bariyerin yanal deformasyonu ve/veya (ötelenmesi)
- Çarpan aracın stabilitesi
- Çarpışmadan sonra aracın hareket doğrultusu

- Yolculara gelen darbe etkileri

Dünyada kullanılan bariyerler genel olarak 4 sınıfta toplanabilir. Bunlar:

- a) Çelik bariyer,
- b) Beton bariyer,
- c) Çelik halat bariyer
- d) Diğer bariyer tipleri olarak sınıflandırılabilirler.

Çelik bariyer: Çelik dikme, ray ve bağlantı elemanlarından oluşurlar. Dikmeler yol tabanına tespit edilirler.

Beton bariyer: Prefabrik veya yerinde dökülen, kesitleri ve yüzey geometrileri özel olarak şekillendirilmiş betonarme elemanlardır. Yol yüzeyine yerleştirilip hareketli olarak istenen yerlere çekilebilir veya yol tabanına sabitlenebilirler.

Çelik halat bariyer: Çelik dikmeler arasına belli sayıda gerilmiş çelik halatlardan oluşurlar. Dikmeler yol tabanına tespit edilirler.

Diğer bariyer tipleri: Yukarıda belirtilenlerden daha seyrek kullanılan bazı bariyer tipleri arasında: Ahşap, toprak, taş veya diğer malzemelerden yapılmış bariyer tipleri mevcuttur [3].



Şekil 1.1 Farklı bariyer (otokorkuluk) tipleri [3]

Uygulamada daha çok tercih edilen bariyer sistemleri çelik yapı elemanlarından elde edilen tasarımlardır. Çelik otokorkulukların beton otokorkuluklara oranla hafif olmaları, enerji sönmüleme kapasitesinin yüksek ve esneklik özelliklerinin iyi olması tercih edilme nedenleridir.

1.2 Çelik Otokorkuluk Tipleri

1.2.1 Basit otokorkuluk uygulamaları

Araçların yoldan çıkmasını engellemek amacıyla tek taraflı yol kenarlarında ve refüjlerde, araç trafiğine uygun olarak seçilerek kullanılan otokorkuluk sistemleridir. Basit otokorkuluk, genellikle 1.500 kg ağırlık ve altındaki hafif araçlar ve hız sınırının çarpma açısına göre maksimum 80 km/saat hız ve altında olduğu kesimlerde kullanılmaktadır. Uygulamalarda yolun risk faktörü göz önüne alınarak, dikme aralıkları ayarlanarak risk sınırı düşürülmektedir [4].



Şekil 1.2 Basit otokorkuluk [5]

1.2.2 Basit mesafeli otokorkuluk uygulamaları

Araçların yoldan çıkmasını engellemek amacıyla tek taraflı yol kenarlarında ve refüjlerde, araç trafiğine uygun olarak seçilerek kullanılan yol bariyeri sistemleridir. Genellikle 10.000 kg ağırlık ve altındaki kamyon gibi araçlar ile hız sınırının çarpma açısına göre maksimum 70 km/saat hız ve altında olduğu kesimlerde kullanılmaktadır. Uygulamalarda yolun risk faktörü göz önüne alınarak, dikme aralıkları ayarlanarak risk sınırı düşürülmektedir [4].



Şekil 1.3 Basit mesafeli otokorkuluk [5]

1.2.3 Çift mesafeli otokorkuluk uygulamaları

Araçların yoldan çıkmasını engellemek amacıyla çift taraflı yol kenarlarında ve refüjlerde, araç trafiğine uygun olarak seçilerek kullanılan yol bariyeri sistemleridir. Genellikle 10.000 kg ağırlık ve altındaki kamyon gibi araçlar ile hız sınırının çarpma açısına göre maksimum 70 km/saat hız ve altında olduğu kesimlerde kullanılmaktadır. Uygulamalarda yolun risk faktörü göz önüne alınarak, dikme aralıkları ayarlanarak risk sınırı düşürülmektedir [4].



Şekil 1.4 Çift mesafeli otokorkuluk [5]

1.2.4 Köprü koruyuculu basit mesafeli otokorkuluk uygulamaları

Araçların yoldan çıkmasını engellemek amacıyla özellikle köprüler, viyadükler gibi tehlikeli tek taraflı yol kenarlarında ve refüjlerde, araç trafiğine uygun olarak seçilerek kullanılan yol bariyeri sistemleridir. Genellikle taban plakalı ve ankrajlı olarak trafik yoğunluğuna göre basit, basit mesafeli ve çift mesafeli uygulamalar olarak farklılıklar göstermektedir. Uygulamalarda yolun risk faktörü göz önüne alınarak, dikme aralıkları ayarlanarak risk sınırı düşürülmektedir [4].



Şekil 1.5 Köprü koruyuculu basit mesafeli otokorkuluk [5]

1.2.5 Ağır hizmet tipi otokorkuluk uygulamaları

Ağır hizmet tipi otokorkuluklar; karayolunu terk eden araçların ve özellikle de ağır vasıtaların tekrar yola döndürülmesi için inşa edilmiş sistemlerdir. Ülkemizde kullanılmakta olan ağır hizmet tipi otokorkuluk sistemi hem hafif hem de ağır vasıtaları karayolu içerisinde tutmak için tasarlanmıştır. Ağır hizmet tipi otokorkulukların; trafik yoğunluğu olarak ağır vasıta oranının daha fazla olduğu yol kesimlerinde, özellikle de köprü ve viyadük üzeri gibi net düşü yüksekliği fazla olan bölgelerde, orta refüjde ve bankette kullanılması uygundur. Bu tip otokorkuluk sistemleri daha rijit olup yanal deformasyonu normal otokorkuluk sistemlerine göre daha azdır [6].



Şekil 1.6 Ağır hizmet tipi otokorkuluk [7]

1.3 Otokorkuluk Tasarımında Çarpma Testi Kriterleri

Farklı isim ve tiplerde üretilen otoyol bariyerlerinin otoyollarda kullanım izni alabilmesi için EN 1317 standartlarına uygun bazı testlerden geçmesi gerekmektedir. Buna göre; gerçek bir araç, standartlarda belirtilen koşullar altında (çarpma hızı, çarpma açısı vs.) performansı belirlenmek istenen bariyere çarptırılarak fiziksel çarpışma testine tabi tutulur. Aynı testin farklı tip araçlar için tekrarlanması gerektiği düşünüldüğünde bu yöntemin oldukça maliyetli olduğu görülmektedir. Bu yüzden özellikle son yıllarda, çarpışma testlerinin ‘Sonlu Elemanlar Metodu’ kullanılarak bilgisayarlar yardımıyla sanal ortamda simule edilmesi üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Bilgisayarlar kullanılarak gerçekleştirilen sanal çarpışma analizleri sayesinde bariyer davranışlarının incelenmesi çok daha ucuza mal olmaktadır ve daha da önemlisi araştırmacılar çarpışma testlerine oranla çok daha fazla bilgiye çok daha hızlı biçimde ulaşabilmektedirler.

Teste tabi tutulan bariyerler için sınıflandırmalar; koruma seviyesi, çalışma genişliği ve çarpma şiddeti (ASI) baz alınarak gerçekleştirilir. Genellikle bu sınıflandırmalar gerçekleştirilirken; çarpma şiddeti ile ilgili sınıflandırma için en hafif araçla gerçekleştirilen TB11 testi, koruma seviyesi ve çalışma genişliği için ise bu teste ek olarak koruma seviyesine göre daha ağır araçlarla gerçekleştirilen test sonuçları dikkate alınır.

Çizelge 1.1 EN 1317 Avrupa standardı çarpışma testi kriterleri [8]

Test Kodu	Araç Ağırlığı ve Tipi	Çarpma Açısı ve Hızı
TB11	900 kg Otomobil	20 Derece 100 km/saat
TB21	1300 kg Otomobil	8 Derece 80 km/saat
TB22	1300 kg Otomobil	15 Derece 80 km/saat
TB31	1500 kg Otomobil	20 Derece 80 km/saat
TB32	1500 kg Otomobil	20 Derece 110 km/saat
TB41	10000 kg Kamyon	8 Derece 70 km/saat
TB42	10000 kg Kamyon	15 Derece 70 km/saat
TB51	13000 kg Otobüs	20 Derece 70 km/saat
TB61	16000 kg Kamyon	20 Derece 80 km/saat
TB71	30000 kg Kamyon	20 Derece 65 km/saat
TB81	38000 kg Tır	20 Derece 65 km/saat

1.3.1 Koruma (Hizmet) seviyesi

Otokorkuluk sistemlerinin ait olduğu hizmet seviyesi için uygulanması gereken test tipleri EN1317 normunda aşağıdaki çizelgedeki gibi belirtilmiştir. Buna göre örneğin; T1 hizmet seviyesine ait bir bariyere yalnızca otomobil ile gerçekleştirilen TB21 testi uygulanırken, H2 koruma seviyesine göre tasarlanan bir bariyer sisteminin uygunluğu incelenirken hem otomobil ile gerçekleştirilen TB11 testi hem de otobüsle gerçekleştirilen TB51 testi uygulanmakta ve standartlara uygunluğu incelenmektedir.

Çizelge 1.2 EN 1317 Avrupa standardı hizmet seviyesi yapılması gereken kabul testleri [8]

Koruma Seviyesi	Koruma Seviyesi Kodu	Kabul Testi
En Hafif Hizmet	T1	TB21
	T2	TB22
	T3	TB21 + TB42
Normal Hizmet	N1	TB31
	N2	TB11 + TB31
Ağır Hizmet	H1	TB11 + TB42
	H2	TB11 + TB51
	H3	TB11 + TB61
Çok Ağır Hizmet	H4a	TB11 + TB71
	H4b	TB11 + TB81

1.3.2 Çalışma genişliği

Çalışma genişliği (W), çarpışma testi esnasında bariyer sisteminde meydana gelen yanal deformasyon olarak tanımlanır.



Şekil 1.7 Çalışma genişliği [9]

Çizelge 1.3 EN 1317 Avrupa standardı çalışma genişliği sınıfları [8]

Deformasyon Kodu	Çalışma Genişliği (metre)
W1	$W \leq 0.6$
W2	$W \leq 0.8$
W3	$W \leq 1.0$
W4	$W \leq 1.3$
W5	$W \leq 1.7$
W6	$W \leq 2.1$
W7	$W \leq 2.5$
W8	$W \leq 3.5$

1.3.3 Çarpma şiddeti (ASI)

Çarpma şiddeti olarak bilinen ASI (Acceleration Severity Index) parametresi; çarpmanın araçta bulunan yolculara olan etkisinin bir ölçüsü olarak tanımlanabilir. Araç ağırlık merkezinin çarpma esnasında 3 yöndeki ivmelenmesi ölçülür ve bu değerlerin belirli aralıklarla (50 ms) belirli bir formülasyonla ortalamasının

alınmasıyla boyutsuz ASI parametresi elde edilir. ASI değeri için hesaplama formülasyonu denklem 1.1 'de verilmiştir.

$$ASI_{(t)} = \sqrt{\left(\frac{\overline{a_x(t)}}{12}\right)^2 + \left(\frac{\overline{a_y(t)}}{9}\right)^2 + \left(\frac{\overline{a_z(t)}}{10}\right)^2} \quad (1.1)$$

Genelde bu değerin, sınıflandırmaya göre 1 veya 1.4 değerinin altında olması istenir. Bu değerlerin üzerine çıkıldığında ise yolcu güvenliği açısından risk artmaktadır.

Çizelge 1.4 EN 1317 Avrupa standardı çarpma şiddeti düzeyleri [8]

Çarpma Şiddeti Düzeyi	Çarpma Şiddeti Değeri
A	$ASI \leq 1.0$
B	$1.0 < ASI \leq 1.4$
C	$1.4 < ASI \leq 1.9$

2. LİTERATÜR ÖZETİ

Literatürde otokorkuluk sistemlerinin çarpma davranışlarını ve performanslarını inceleyen birçok çalışma mevcuttur. Bariyer sisteminde kullanılan ray yüksekliğinin, dikme yüksekliğinin, dikme aralıklarının, araç tiplerinin etkisi gibi birçok özelliğin incelendiği bu çalışmalardan bazıları gerçek çarpışma testleri ile yapıldığı gibi, bazılarında ise bilgisayar ortamında gerçekleştirilen çarpışma simülasyonlarından yararlanılmıştır. Otokorkuluk sistemlerinin çarpma davranışı ile ilgili yapılmış bazı çalışmalar aşağıda sırasıyla özetlenmiştir.

Ray [10], yaptığı çalışmada sonlu elemanlar yönteminin, bariyer çarpışma performanslarının incelenmesinde aşağıdaki gibi üç şekilde kullanılabileceğini belirtmiştir;

- Uygulanmış gerçek çarpma testleri üzerine simülasyonların gerçekleştirilmesi: Söz konusu simülasyonların amacı, karmaşık çarpma olaylarındaki çarpma davranışının ve sistem performansının anlaşılabilmesidir.
- Tam kapsamlı çarpma testi uygulamasından önce test sonuçlarının öngörülebilmesi için simülasyonların gerçekleştirilmesi: Simülasyon sonuçları en iyi sonuç veren tasarım alternatiflerinin, en kritik çarpma koşullarının belirlenmesi ve test maliyetlerinin etkin bir şekilde azaltılması amacı ile kullanılmaktadır.
- Fiziksel olarak gerçek koşullarda test edilemeyecek durumlarda otokorkuluk sistemlerinin performansının değerlendirilebilmesi için simülasyonların gerçekleştirilmesi.

Reid ve Sicking [11], bilgisayar destekli analiz programı LS-DYNA yazılımını kullanarak doğrusal olmayan sonlu elemanlar metoduyla Amerika karayolu güvenliği standartlarına uygun yarı rijit çelik otokorkuluk önüne monte edilen enerji emici kuvvet saptırıcı plakaya üç tip farklı ağırlıktaki araç kullanarak ve farklı açılarda çarpışma analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Bu analizlerden elde edilen veriler doğrultusunda otokorkuluk elemanı olan W-ray'ın yanal deformasyonu ve yer değiştirmesi incelenmiştir.

Tabiei ve Wu [12], çelik otokorkuluk yapılarında kullanılan W-ray'ın cıvata bağlantısında farklı sonlu eleman örgüleri (mesh) oluşturmuşlardır. Ağır hizmet taşıtı kamyon kullanarak, LS-DYNA yazılımında gerçekleştirdikleri simülasyonlar sonucunda x ve y doğrultularında oluşan kuvvetlerin ve yer değiştirmenin zamana göre değişimi ve çarpma performansına etkisini incelemiştirlerdir.

Plaxico ve arkadaşları [13], gerçek çarpışma testleri ve sonlu eleman analizlerini kullanarak, G4(1W) ve G4(2W) isimli bariyer sistemlerinin çarpışma performanslarını karşılaştırmışlardır. Çalışmada öncelikle G4(2W) sisteminin sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiş ve analizden elde edilen sonuçlar gerçek çarpışma testi ile karşılaştırılmıştır. Çarpışma testi ile sonlu eleman modeli arasındaki doğrulamadan ardından G4(1W) otokorkuluk sisteminin sonlu eleman modeli oluşturulmuştur. Daha sonra bu iki G4 otokorkuluk sistemi karşılaştırılmış ve aralarındaki benzerlikler tespit edilmiştir. Her iki otokorkuluk sisteminin simülasyon sonuçları, deneylerde elde edilen sonuçlar ile uygunluk göstermektedir. Gerçek çarpma testinde görülen ön tekerleğin dikmeye takılması olayı simülasyonlarda da aynen görülmektedir.

Ibitoye ve arkadaşları [14], bilgisayar destekli analiz yazılımı MADYMO kullanarak bir motosikletin 45 derece ve 90 derece açıyla ve değişik hızlarda hazırlanan çarpışma senaryolarıyla W-kirişli otokorkuluğa çarpmasını incelemiştirlerdir.

Amerika'da gerçekleştirilen çarpışma testinde kullanılan bir geçiş otokorkuluğu çarpan aracın takla atmasına ve testin başarısız olmasına sebep olmuştur. Sorunun belirlenebilmesi amacıyla aynı çarpışma testi sonlu elemanlar ile modellenmiş ve analiz ile test sonuçları doğrulanmıştır. Takla atma sebebinin düşük yükseklikteki ray olduğu ön görülmüş ve ikinci simülasyonda ray yüksekliği 685 mm'den 810 mm'ye çıkarılmıştır. Yeni tasarım ile gerçekleştirilen analiz sonucunda sistemde iyileşme olduğu belirlenmiştir [15].

Atahan ve Bonin [16], çalışmalarında Amerika'da kullanılmakta olan otokorkuluk geçiş tasarımının Avrupa standardına (EN 1317) göre performansını incelemiştirlerdir. Gerçek çarpma testlerinin yanında LS-DYNA analizleri de kullanılarak gerçekleştirilen çalışmaya göre; 810 mm yükseklikteki otokorkuluk tasarımının 30 ton

ağırlığındaki kamyonu yolda tutmada başarısız olduğu tespit edilmiş ve otokorkuluğun H4a olarak adlandırılan koruma seviyesini sağlayabilmesi için minimum 1050 mm yükseklikte olması gerektiği belirtilmiştir.

Vesenjak, Borovinsek ve Ren [17], çalışmalarında H1 koruma seviyesine göre tasarlanmış bir otokorkuluk modelinin çarpışma performansını incelemiştir. Bu koruma seviyesinin belirlenebilmesi için otomobil ve kamyon ile çarpışma senaryolarının ayrı ayrı uygulanması ve elde edilen yanal deformasyon ve çarpma şiddeti değerlerinin EN 1317 standardında belirtilen değerlere uygun olması gerekmektedir. Yazarlar sanal analizleri LS –DYNA kodu kullanarak gerçekleştirmiş, buna ilaveten, tam ölçekli çarpışma testleri uygulanmış ve ölçülen deneysel veri, sanal analiz sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Test ve analiz verilerinin karşılaştırılması sonucunda, sanal analizlerin kullanımını, yol kenarı bariyerlerinin daha fazla gelişmesini geçerli kılacak ve doğrulayacak çok uygun sonuçlar elde edilmiştir.

Reid ve diğerleri tarafından yapılan çalışmada otokorkulukların sonlandırılma bölgelerinde otokorkuluğun ucunun yoldan uzağa kaydırılma oranlarının etkisi incelenmiştir. Bu çalışma ile otokorkuluk boyunun kısaltılarak maliyetlerin düşürülmesi ve aynı zamanda meydana gelebilecek darbe şiddetlerinin azaltılması hedeflenmiştir. 5 farklı kaydırma oranına sahip otokorkuluk tasarımları gerçekleştirilmiş ve bu sistemler kullanılarak çarpışma testleri yapılmıştır. Aynı sistemlerin sonlu eleman analizleri de bilgisayar ortamında gerçekleştirilmiştir. Standart otokorkulukların uçlarının yoldan kaydırma oranının 15:1 den daha yüksek olduğu durumlarda testlerin başarısız olduğu hem gerçek testler hem de sanal analizlerle doğrulanmıştır [18].

Atahan [19], New Jersey tipi beton otokorkulukların yüksekliğinin çarpışma performansına etkisini incelemiştir. LS-DYNA yazılımı yardımıyla 10 tonluk ve 30 tonluk ağır vasıtalar kullanılarak yapılan bu çalışmada minimum otokorkuluk yüksekliği 1050 mm olarak hesaplanmıştır. Bu yüksekliğin altında tasarlanan beton otokorkulukların 30 tonluk ağır vasıtaları yolda tutmada yetersiz olacağı belirlenmiştir.

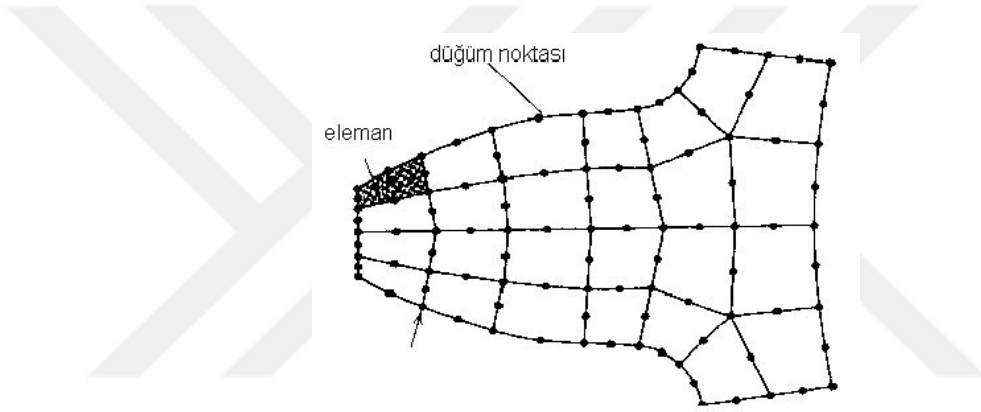
Borovinsek, Vesenjak, Ren [20], elik takviyeli ahşap bir otokorkuluk tasarımının Avrupa standardı EN 1317'ye göre uygunluğunu incelemişlerdir. Sanal analizlerin hassasiyetini arttırmak için, cıvata bağlantılarında mevcut olan n gerilmeleri de hesaba katmış ve hasar tanımını buna uygun olarak gerçekleştirmişlerdir. Öncelikle sistemden bağımsız olarak bu ön gerilme analizlerini gerçek testlerle doğrulamış, daha sonra da aynı mantığı tüm bariyer sistemine uygulamışlardır. TB32 tip çarpışma analizi 1500 kg'lık aracın bariyer sistemine 110 km/h hız ve 20 derece açıyla çarptırılmasıyla gerçekleştirilmiştir. Analiz sonucunda sistemin istenen yanal deformasyon sınırlarının içinde olduğu ve çarpma şiddeti parametrelerinin uygun seviyelerde olduğu belirlenmiştir. Sonrasında gerçek çarpma testi uygulanmış ve analizde elde edilen sonuçlarla oldukça yakın sonuçlar elde edilmiştir.

Atahan ve arkadaşları [21], L1 koruma seviyesine sahip yeni nesil bir otokorkuluğun performansını gerçek çarpışma testleri yardımıyla incelemişlerdir. Çalışmada AG04-2.0 isimli bariyer sistemi ilk olarak 10 tonluk kamyon ile TB42 testine tabi tutulmuş ve sistem EN1317 kriterlerini sağlamada başarısız olmuştur. Ardından aynı ağırlığa sahip farklı model bir kamyon ile test tekrarlanmış, bu kez sistem aracı yolda tutmada başarılı olmuştur. Sonrasında 900 kg ve 1500 kg ağırlığındaki otomobillerle gerçekleştirilen TB11 ve TB32 testleri hem A tipi hem de B tipi raya sahip bariyer sistemine uygulanmış ve başarılı sonuçlar elde edilmiştir. Bu alışma sonucunda A tipi ve B tipi raya sahip sistemlerin birbirine yakın sonuç verdiği ve çarpma testlerinde kullanılan gerçek araç modellerinin test sonuçları üzerinde önemli etkisi olduğu belirlenmiştir.

3. SONLU ELEMANLAR METODU

3.1 Giriş

Sonlu elemanlar metodu fizik ve mühendislikte karşılaşılan birçok problemin çözümünde kullanılan en yaygın ve etkin sayısal yöntemlerden biridir. Sonlu elemanlar metodundaki temel mantık, karmaşık bir problemi basite indirgeyerek çözüme götürmektir. Bu metotta çözüm bölgesi, çok sayıda, basit, küçük, birbirine bağlı, sonlu eleman adı verilen alt bölgelere ayrılmaktadır. Yani kısacası birbirine çok sayıda düğüm noktalarıyla bağlanmış parçalara ayrılan problemin çözümü kolay bir şekilde yapılabilmektedir [22].



Şekil 3.1 Bir dişlinin örnek sonlu elemanlar modeli [22]

En temel şekliyle sonlu elemanlar yönteminde sistem temel olarak aşağıdaki matris formuna dönüştürülür.

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

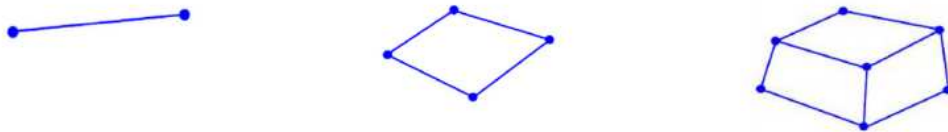
Burada $[D]$ büyüklük alanının düğüm noktalarındaki bilinmeyen değerleri temsil eden vektör, $[R]$ bilinen yük vektörü ve $[K]$ ise bilinen sabitler matrisidir. Daha basite indirgersek R sınır şartlarını (dışarıdan etkiyen yükler vs.), K sistemin yapısını temsil eder (katı, akışkan, gaz vs. özellikleri), D ise düğüm noktaları üzerinde elde edilmeye çalışılan değerlerdir (gerilme, kuvvet vs.). Buradan anlaşılacağı üzere D matrisinin

bulunabilmesi için sistemi temsil eden büyüklüklerin verilmesi (K matrisi) ayrıca dışarıdan etkiyen sınır şartlarının da bilinmesi gereklidir (R matrisi) [23].

3.2 Sonlu Elemanlar Yöntemi Kullanarak Modelleme

3.2.1 Problemin ayrıklaştırılması

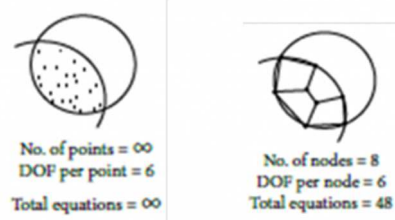
Gerçek hayatta nesnelere küçük parçacıklardan, parçacıklar moleküllerden, moleküller ise atomlardan oluşmaktadır. Her bir parçacık birbirine kütle çekim kuvveti ile bağlıdır. Bu sebeple yapılar arasında sürekli bir bağlantı bulunmaktadır. Karşılaştığımız problemlerin sayısal çözümlerinin yapılabilmesi için parçaları ayrıklaştırılmaktadır. Örneğin, detaylı bir montaj modelinde, yapısal bir problem ile ilgilendiğimizi düşünelim. Fiziksel modelleri bütünüyle sonlu elemanlar analizine taşımamız çok zor ve karmaşık olacağından öncelikle geometrik model üzerinden, incelenmek istenmeyen veya sonuçlara daha az etkisi olduğu düşünülen parçaları modelden çıkartılarak sadeleştirme yapılmalıdır. Ardından parçalara ait ağ yapısı oluşturulmalıdır. Aynı zamanda, modeldeki cıvata, kaynak, perçin gibi bağlantı elemanlarının yerine bir boyutlu modeller, ağırlıklar yerine de noktasal kütleler tanımlanarak problem daha sade bir hale getirilebilir. Model ayrıklaştırılmasının temeli ise parçaları üzerinde ağ yapılarının oluşturulmasıdır. Ağ yapısı eleman ve düğüm noktalarından oluşmaktadır. Düğüm noktaları atomlar olarak düşünülebilir. Düğüm noktaları arasındaki boşluklar da elemanlar olarak tanımlanmaktadır. Genel bir ifade ile, sonlu elemanlar analizinde, problem çözümleri düğüm noktalarında gerçekleştirilmekte ve interpolasyon yardımıyla elemanlar üzerindeki sonuçlar elde edilmektedir. Sonlu elemanlar analizlerinde kullanılan elemanlar, bir boyutlu çizgisel elemanlar, 2 boyutlu kabuk elemanlar ve 3 boyutlu katı elemanlar olarak tanımlanabilir [24].



Şekil 3.2 Bir boyutlu, iki boyutlu ve üç boyutlu sonlu eleman örnekleri [24]

3.2.2 Serbestlik derecesi (DOF)

Serbestlik derecesi sonlu elemanlar yöntemi için çok önemli bir kavramdır. Bir ağ yapısının toplam serbestlik derecesi; toplam düğüm sayısının her bir düğüm noktasındaki serbestlik derecesi ile çarpımına eşittir.

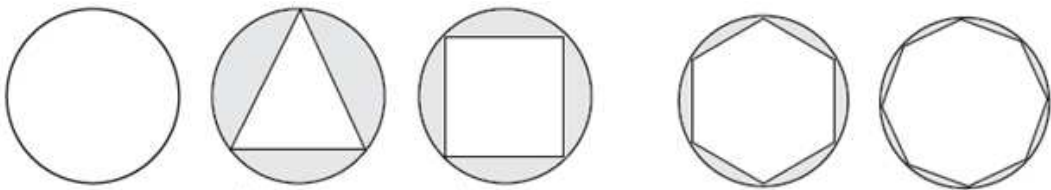


Şekil 3.3 Sonlu elemanlar yönteminde serbestlik derecesi [24]

Serbestlik derecesi, ağ yapısında kullanılan eleman tipine (1D, 2D, 3D), eleman ailesine (ince kabuk eleman, düzlem gerilme eleman, düzlem gerinim, vs...) ve analiz tipine bağlıdır. Örneğin, yapısal bir analizde ince kabuk elemanlar her bir düğüm noktasında 6 serbestlik derecesine sahiptir (3 dönme, 3 öteleme).

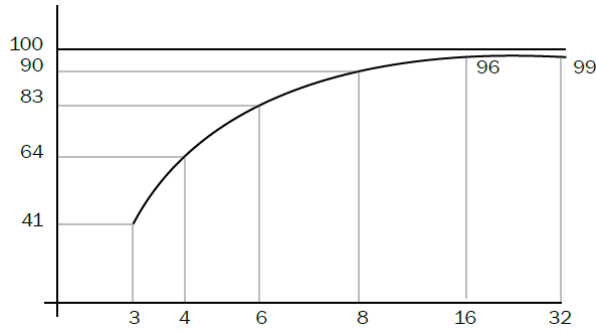
3.2.3 Uygun ağ yapısının oluşturulması

Sonlu elemanlar analizinde oluşturulan ağ yapısı, analiz sonuçlarını doğrudan etkilemektedir. Temel amaç, geometriyi olabildiğince iyi bir şekilde temsil edebilecek bir ağ yapısının oluşturulmasıdır. Şekil 3.4' te bir daire ve bu yapıyı temsil edecek farklı sayılardaki çizgiler ele alınmıştır. Burada çizgiler sonlu elemanlar olarak düşünülebilir. Resimlerden görüldüğü gibi çizgi sayısı arttıkça daire gerçeğe daha yakın olarak modellenebilmekte ve hata oranı düşmektedir.



Şekil 3.4 Bir daireyi temsil eden farklı sayıdaki çizgiler [24]

Verilen örnekte daire alanı 100 birimdir. 3 çizgi kullanıldığında bu alan 41, 4 çizgi kullanıldığında ise 64 birim olarak hesaplanmaktadır. Çizgi sayısı arttıkça gerçek değere yakınlık artacaktır. Bu durumda daire şeklinin mümkün olan en fazla sayıda çizgi ile temsil edilmesinin doğru bir yaklaşım olduğu düşünülebilir, ancak artan eleman sayısının çözüm süresini doğrudan etkilediği düşünülürse bu yaklaşım çok da uygun değildir. Şekil 3.5’ te yer alan grafikte artan çizgi sayısına bağlı olarak hesaplanan alan değerleri görülmektedir. Örneğin; dairenin 8 çizgi ile temsil edildiği durumda gerçek sonuca % 90 oranında bir yakınsama olduğu belirlenmiştir.



Şekil 3.5 Çizgi sayısına bağlı olarak hesaplanan daire alanının değişimi [24]

Sonlu elemanlar metodunun bir yaklaşım olduğu düşünülürse, gerçekleştirilen analizin hassasiyeti ve çözüm için harcanacak ekstra zaman da dikkate alınarak bu oranın uygun bir yaklaşım olduğuna kanaat getirilebilir. Eleman sayısı ile kabul edilebilecek doğruluk arasında bir denge kurulmalı, buna uygun olarak optimum bir ağ yapısı seçilmelidir.

3.3 Zaman İntegrasyon Yöntemleri

Hareket halindeki bir sistemi temsil eden adi diferansiyel denklemler lineer ise bu problemler analitik olarak çözülebilmektedir. Ancak gerçek fiziksel olaylar daima lineer olmayan durumlardır. Lineer olmayan denklem sistemlerinin çözümü için nümerik yöntemler kullanılmaktadır. Bu sistemlerin zamana göre hareket denklemleri zaman integrasyonu yapılarak çözülebilmektedir.

Zaman integrasyonu, açık (eksplisit) ve kapalı (implisit) olmak üzere iki farklı şekilde gerçekleştirilebilmektedir.

3.3.1 Kapalı (implisit) zaman integrasyonu

Kapalı zaman integrasyonunda, sistemin hem şimdiki zaman adımında hem de bir sonraki zaman adımındaki denklemlerinin hesaplanması ile çözüm elde edilir. Bu yöntemde denge denklemleri kesin olarak elde edileceğinden zaman adımlarının nispeten geniş tutulabilmesi mümkündür, bu durum da çözüme daha kısa sürede ulaşabilmeye olanak sağlar. Ancak büyük deformasyonların olduğu ve kısa süre içerisinde yüksek hızlara ulaşılan problemlerde kapalı yöntemin kullanılması uygun değildir. Kapalı zaman integrasyonu daha çok statik yüklemeler, düşük hızlı davranışların incelendiği modeller ve deformasyonların küçük olduğu durumlarda kullanılır.

3.3.2 Açık (eksplisit) zaman integrasyonu

Açık zaman integrasyonu, sistemin bir sonraki zaman adımındaki durumunun şimdiki zaman içerisinde hesaplandığı bir yöntemdir. Bu yöntemde kullanılan zaman adımı kapalı zaman integrasyonunda kullanılan zaman adımına göre oldukça küçüktür, bu sayede küçük zaman aralığında büyük deformasyonların gerçekleştiği çarpışma, patlama, yüksek hızlı deformasyon problemlerinde oldukça iyi sonuçlar vermektedir.

Sistemin bilinen n anındaki hareket denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$Ma^n = F_{dış}^n - F_{iç}^n \quad (3.2)$$

Burada, M kütle matrisini, a^n ivme vektörünü, $F_{dış}^n$ dış kuvvetleri, $F_{iç}^n$ ise iç kuvvetleri temsil etmektedir. Burada ivmeyi yalnız bırakırsak:

$$a^n = M^{-1}(F_{dış}^n - F_{iç}^n) \quad (3.3)$$

elde edilir. $n + 1$ anındaki yer değiştirmeyi bulmak için merkezi farklar yöntemi kullanılarak zaman integrasyonu yapılırsa:

$$v^{n+\frac{1}{2}} = v^{n-\frac{1}{2}} + a^n \Delta t^n \quad (3.4)$$

$$u^{n+1} = u^n + v^{n+\frac{1}{2}} \Delta t^{n+\frac{1}{2}} \quad (3.5)$$

hesaplama yapılan düğüm noktasındaki hız (v) ve yer değıştirme (u) elde edilmiş olunur. Hesaplama yapılırken kullanılan zaman adımı aşağıdaki gibidir:

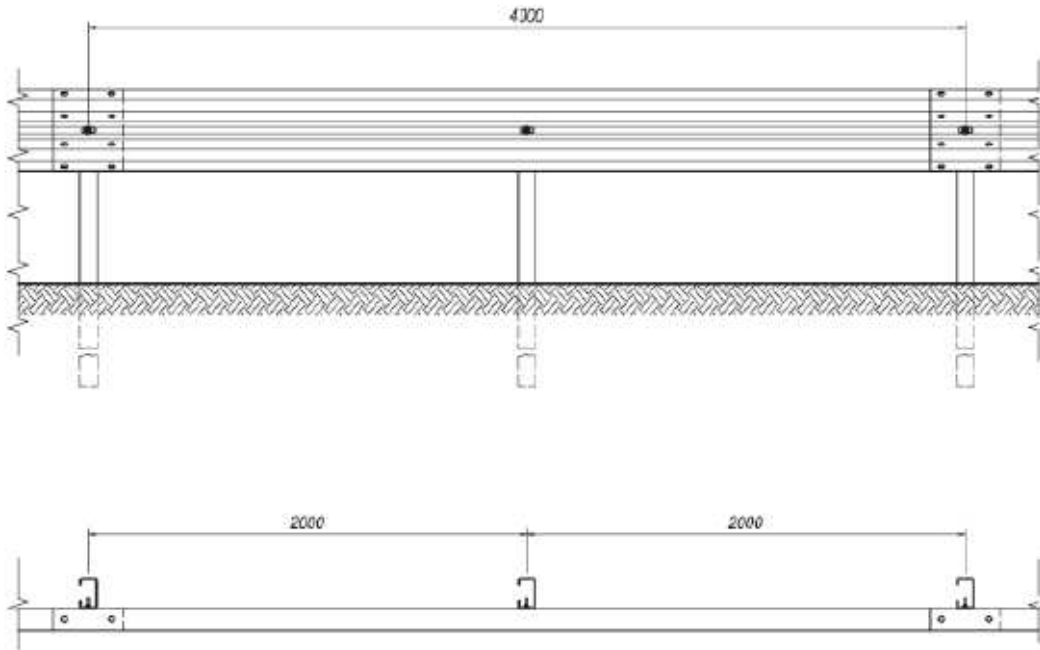
$$\Delta t^{n+\frac{1}{2}} = \frac{(\Delta t^n + \Delta t^{n+1})}{2} \quad (3.6)$$

3.4 Çalışmada Kullanılan Yazılımlar

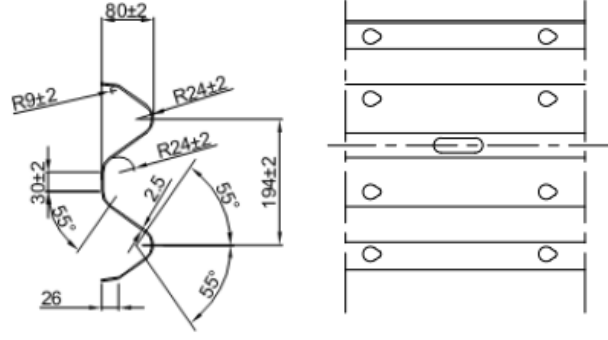
Bu çalışmada otokorkulukların sanal çarpışma analizleri sonlu elemanlar metodu yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Otokorkuluk sisteminin sanal analizinin gerçekleştirilebilmesi için ilk olarak bir BDT programı yardımıyla sistemi oluşturan yapıların üç boyutlu geometrileri oluşturulur. Sonrasında sistemin sonlu eleman modeli oluşturulur, malzeme tanımlamaları, bağlantıların sağlanması, sınır şartlarının belirtilmesi gibi işlemler yine bu aşamada gerçekleştirilir. Hazırlanan sonlu eleman modeli çözücü yazılımında analize tabi tutulur, ardından sonuçlar yine bir yazılım yardımıyla incelenip değerlendirilir. Bu işlemler için literatürde kullanılan pek çok yazılım mevcuttur. Bu tez çalışması kapsamında 3 boyutlu tasarım işlemleri Catia yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Sonlu eleman modeli HyperMesh ve HyperCrash programları yardımıyla oluşturulmuş, çözücü olarak Radioss yazılımı kullanılmış, modeller eksplisit metod ile çözdürülmüş, analiz sonuçlarının değerlendirilmesi ise HyperView ve HyperGraph programları ile gerçekleştirilmiştir. Sanal analizlerde ön-işleme, çözücü ve sonuçların değerlendirilmesinde kullanılan 5 program da Altair firmasının HyperWorks yazılım paketleri altında yer almaktadır.

4. OTOKORKULUK ÇARPIŞMA ANALİZLERİ

Bu çalışmada otokorkuluk sisteminde kullanılan dikmelerdeki şekil değişikliğinin ve kalınlığının çarpışma performansına etkisi incelenmiştir. Bu inceleme yapılırken; mevcutta kullanılan bariyer sistemlerinden kısmen faydalanılmıştır. Yapılan çalışma kapsamında bariyer sisteminde yalnızca dikmenin şekli ve kalınlığı değiştirilerek yeni dikme modelleri oluşturulmuş, sistemde yer alan diğer tüm yapılar değiştirilmeden bırakılmıştır. Mevcut durumda C profil olarak tasarlanan dikme yapısı üzerinde boyuna oluklu yapılar oluşturulmuştur. Bu oluklu yapının genişliği ve derinliği ile birlikte tüm dikme yapısının kalınlığı değiştirilerek her farklı bir profil için sonlu eleman modelleri yeniden oluşturulmuş, bu doğrultuda analizler tekrarlanmış ve belirtilen parametrelerin çarpışma performansı üzerine etkileri incelenmiş, ayrıca yapının ağırlığı da göz önüne alınarak optimum bir tasarım elde edilmeye çalışılmıştır. Kullanılan otokorkuluk sisteminin teknik detayları şekil 4.1 ve 4.2’ de verilmiştir.



Şekil 4.1 C profil dikmeye sahip otokorkuluk sisteminin görünümü [25]



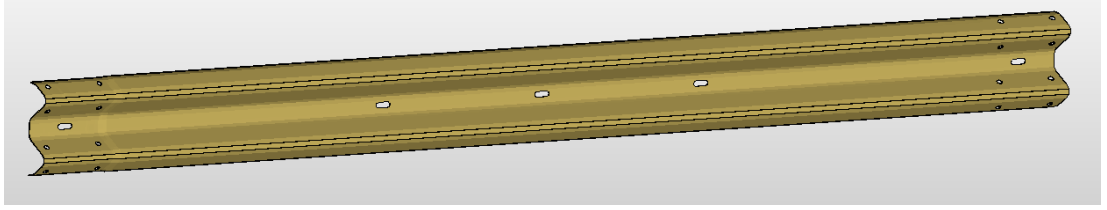
Şekil 4.2 Otokorkuluk sisteminde kullanılan ray yapısının ve ilgili bağlantı bölgelerinin teknik detayları [26]

Belirtilen otokorkuluk sistemi H1 koruma seviyesine sahiptir. İlgili H1 koruma seviyesinin tayini için otokorkuluk sistemi TB11 ve TB42 analizlerine tabi tutulmuştur. Analiz sonucunda otokorkuluk sistemlerinin çalışma genişliği (W) ve boyutsuz ASI parametresi hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır.

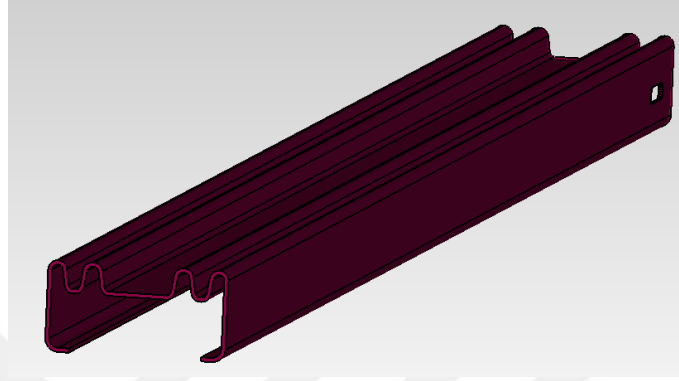
Belirtilen otokorkuluk sistemlerinde kullanılan yapı elemanları isimlendirilecek olursa;

- (1) S355 JR sınıfı dikme profil (L=1600 mm)
- (2) S275 JR sınıfı A tipi otokorkuluk rayı (L=4300 mm)
- (3) Bağlantı plakası
- (4) Altıgen cıvata M10 x 45
- (5) Altıgen cıvata M16 x 45
- (6) Bombe baş cıvata tırnaklı M16 x 27 şeklindedir [27]

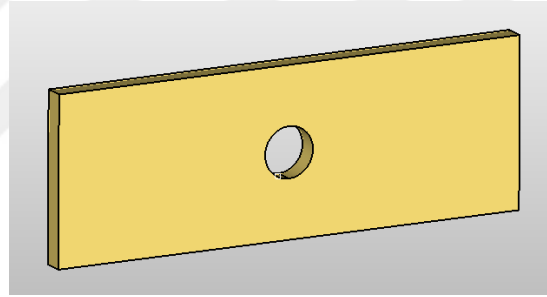
Otokorkuluk sisteminin iki boyutlu çizim ve üç boyutlu tasarım aşamaları Catia programı ile gerçekleştirilmiştir. Simülasyonda işlem kolaylığı açısından sadece ray profili, dikme profili ve bağlantı plakasının üç boyutlu geometrileri oluşturulmuştur. Cıvata geometrileri üç boyutlu olarak modellenmeyip, bunları temsilen bir boyutlu sonlu elemanlar kullanılmıştır. Bu konuda detaylı bilgi sonraki bölümde verilecektir.



(a) Ray



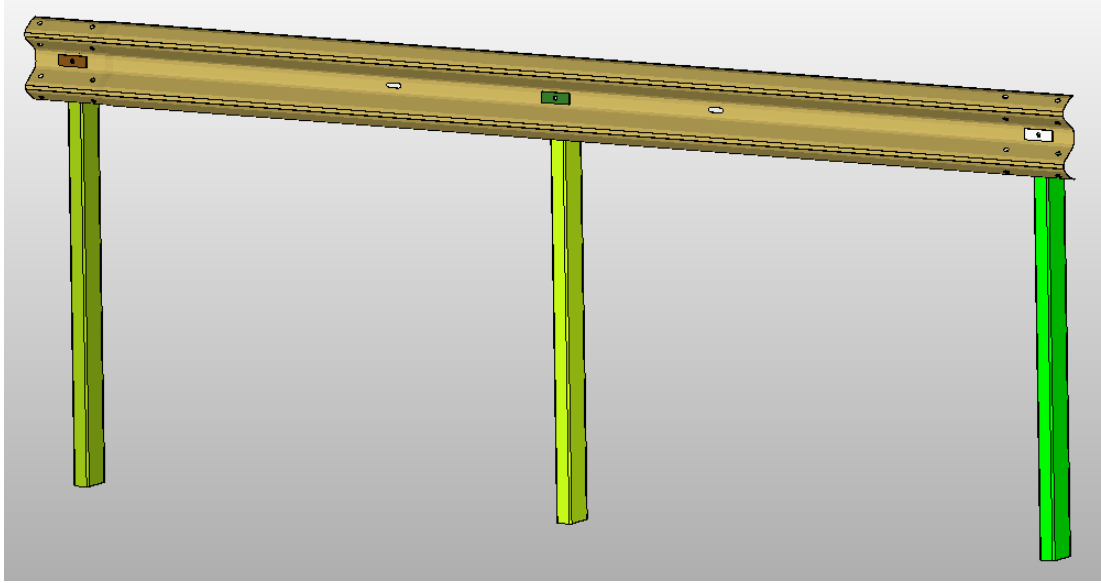
(b) Dikme Profil



(c) Bağlantı Plakası

Şekil 4.3 Otokorkuluk sistemini oluşturan yapıların 3 boyutlu modelleri (a) Ray, (b) Dikme profil, (c) Bağlantı plakası

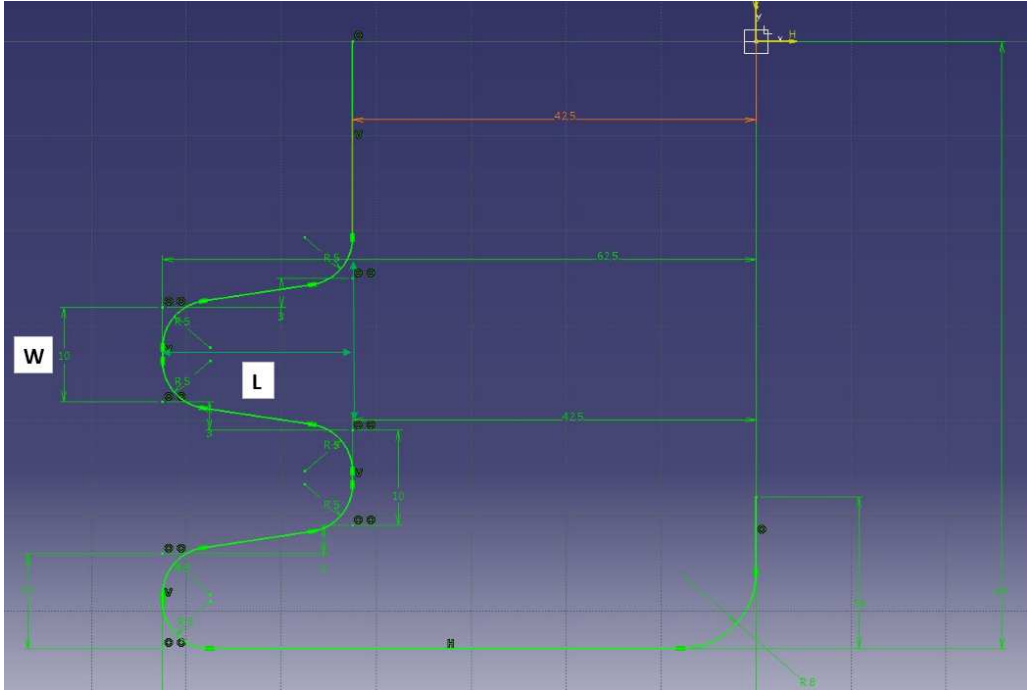
Catia ile modellenen üç boyutlu yapılar yine burada yer alan montaj kısmındaki komutlar yardımıyla çoğaltılıp aşağıdaki gibi konumlandırılarak otokorkuluk sisteminin temeli oluşturulmuştur.



Şekil 4.4 Otokorkuluk sisteminin montaj yapısı

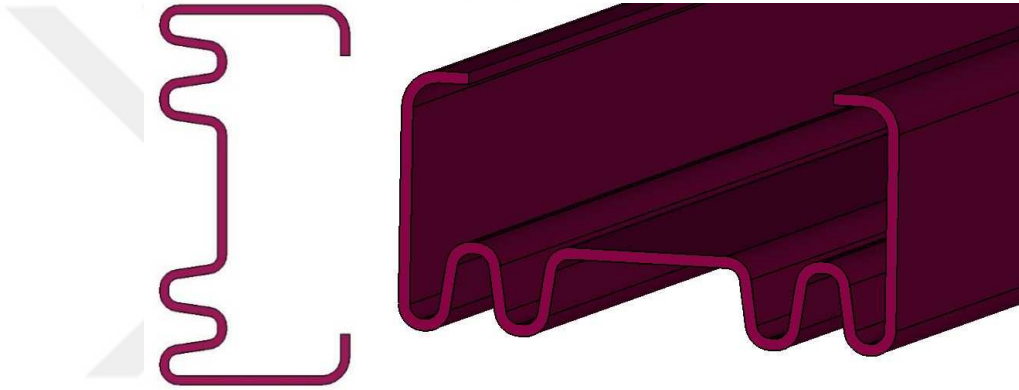
Bu çalışma kapsamında dikme profil üzerinde tasarlanan olukların genişliği ve derinliği ile birlikte yapının et kalınlığı değiştirilerek toplam 25 farklı tasarım gerçekleştirilmiştir.

Şekil 4.5' te tasarımda kullanılan değişkenler yer almaktadır.

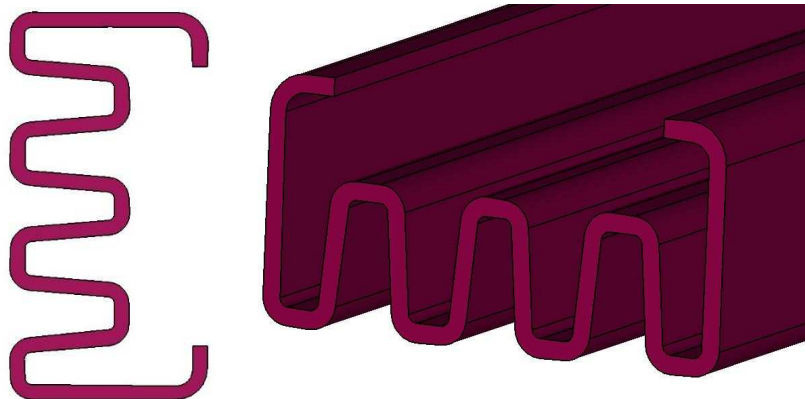


Şekil 4.5 Tasarımda kullanılan w ve L değişkenleri

w ile belirtilen değişken; simetrik olarak oluşturulmuş oluk yapısının genişliğini, L değişkeni ise aynı oluğun derinliğini ifade etmektedir. Bu iki değişkene ek olarak oluşturulan üçüncü değişken de dikmenin et kalınlığını ifade eden T (thickness) değişkenidir. Oluşturulan tasarımlarda oluk genişliği (w) için belirlenen minimum değer 10 mm , maksimum değer ise 16 mm ' dir. Oluk derinliği (L) için alt sınır 20 mm iken üst sınır 36 mm olarak belirlenmiştir ve profilin et kalınlığı (T) için minimum değer 3 mm , maksimum değer ise 5 mm kabul edilmiştir. Minimum değerlerle elde edilen tasarım ile maksimum değerlerle elde edilen tasarımlar sırasıyla şekil 4.6 ve şekil 4.7' de gösterilmiştir.



Şekil 4.6 Tasarım değişkenlerinin minimum değerleri ile elde edilen tasarım



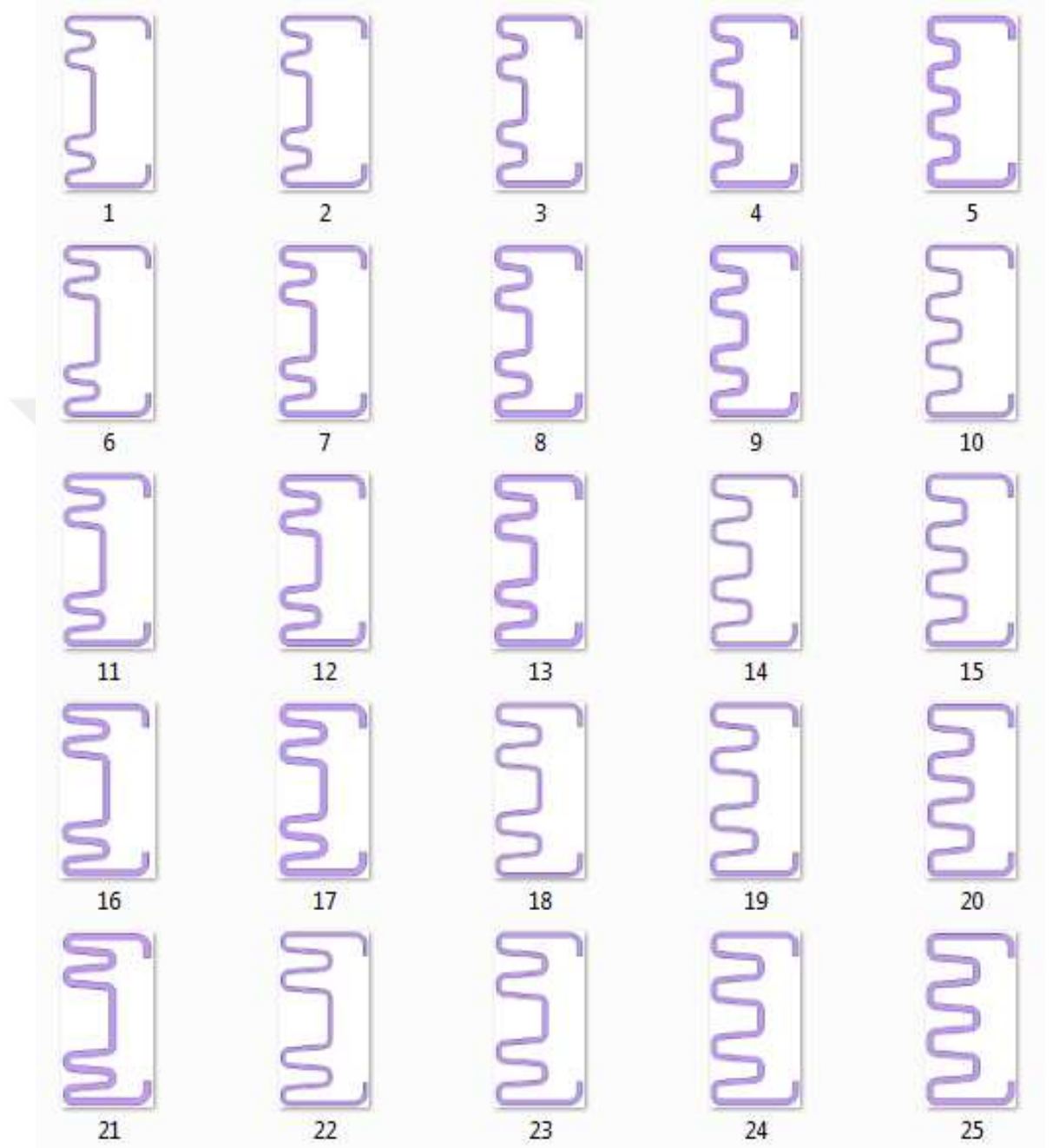
Şekil 4. 7 Tasarım değişkenlerinin maksimum değerleri ile elde edilen tasarım

Gerçekleştirilen tasarımlara ait tasarım değişkenleri ve dikme başına ağırlık değerleri ile ilgili bilgiler Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1 Dikme profillerinde kullanılan farklı tasarım değişkenleri için oluşturulmuş tasarım tablosu

Tasarım	Oluk derinliği (L) [mm]	Oluk genişliği (w) [mm]	Et kalınlığı (T) [mm]	Ağırlık [kg]
Model 1	20	10	3	13,46
Model 2	20	11,5	3,5	15,7
Model 3	20	13	4	17,95
Model 4	20	14,5	4,5	20,20
Model 5	20	16	5	22,44
Model 6	24	10	3,5	16,70
Model 7	24	11,5	4	19,10
Model 8	24	13	4,5	21,47
Model 9	24	14,5	5	23,85
Model 10	24	16	3	14,32
Model 11	28	10	4	20,24
Model 12	28	11,5	4,5	22,77
Model 13	28	13	5	25,30
Model 14	28	14,5	3	15,19
Model 15	28	16	3,5	17,70
Model 16	32	10	4,5	24,08
Model 17	32	11,5	5	26,76
Model 18	32	13	3	16,05
Model 19	32	14,5	3,5	18,73
Model 20	32	16	4	21,40
Model 21	36	10	5	28,23
Model 22	36	11,5	3	16,93
Model 23	36	13	3,5	19,76
Model 24	36	14,5	4	22,58
Model 25	36	16	4,5	25,4

25 farklı dikme tasarımının sırasıyla bir arada verilmiş şekli aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.8 Farklı tasarım değişkenleri kullanılarak elde edilmiş 25 farklı dikme tasarımı

4.1 Sonlu Elemanlar Modelinin Hazırlanması

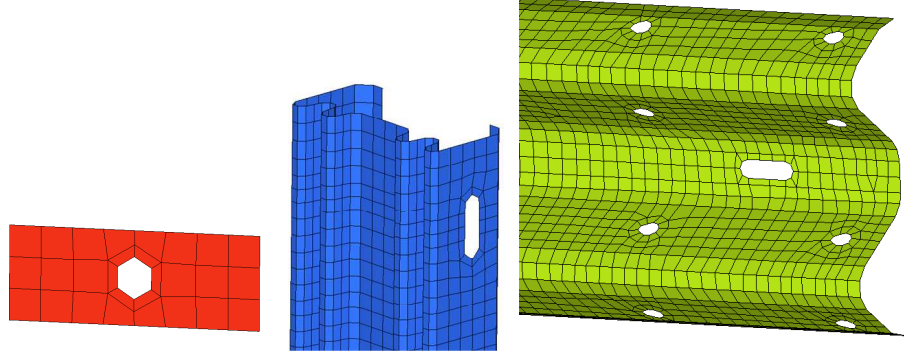
Catia ile üç boyutlu montajı gerçekleştirilmiş otokorkuluk sistemleri HyperMesh yazılımına aktarılmış ve sonlu eleman modelleri oluşturulmuştur.

Bu aşamada yapılacak işlemler kısaca özetlenecek olursa;

- Sonlu eleman ağının (mesh yapısı) oluşturulması,
- Elemanlara ait özelliklerin tanımlanması,
- Malzeme ve malzeme özelliklerinin atanması,
- Elemanların çoğaltılarak ve çarpma açısına göre konumlandırılarak otokorkuluk sisteminin oluşturulması,
- Otokorkuluk sistemini oluşturan farklı yapılar arasındaki temas ve bağlantıların sağlanması,
- Test araçlarının hazırlanması ,
- EN1317-2 standardına göre sınır şartlarının tanımlanıp analizlerin gerçekleştirilmesi şeklindedir.

4.1.1 Sonlu elemanların oluşturulması

Otokorkuluk sisteminde kullanılan ray, dikme ve bağlantı plakası parçalarının et kalınlıkları boylarına oranla oldukça küçük olduğundan sonlu eleman ağ yapıları iki boyutlu kabuk (shell) elemanlar ile oluşturulmuştur. Ağ yapısı oluşturulurken, analiz süreleri de göz önüne alınarak ray komponenti $15 \times 15 \text{ mm}$, plaka ve dikmeler ise $10 \times 10 \text{ mm}$ boyutlu dört düğüm noktalı dörtgen kabuk elemanlar ile örülmüştür. Bununla birlikte cıvata bağlantılarının gerçekleştiği bölgelerde eleman boyutları düşürülerek delik çevrelerindeki ağ yapısının daha hassas sonuç vermesi amaçlanmıştır. Bariyer sistemine ait parçaların ve tüm sistemin sonlu elemanlar ağ yapısı aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 4.9 Otokorkuluk sistemini oluşturan yapıların sonlu eleman modelleri



Şekil 4.10 Otokorkuluk sistemi sonlu eleman modeli

4.1.2 Kabuk (shell) elemanların özelliklerinin tanımlanması

Radioss programında kabuk elemanlar için özellik tanımlamaları / PROP/ SHELL kartı ile gerçekleştirilmektedir. Kabuk elemanlar için kalınlık atamaları, kabuk eleman formülasyonu, hesaplamada eleman kalınlığı boyunca kullanılacak integrasyon nokta sayısı gibi özellikler bu kart altında tanımlanmaktadır.

[Ishell]	[Ismstr]	[Ish3]	[Idrill]
24			
	[Hm]		[Hf]
[N]	[Istrain]	[Thick]	
5			4 . 0 0 0

Şekil 4.11 Kabuk eleman özellik tanımlama kartı

Gerçekleştirilen analizlerde plaka, dikme ve ray yapıları için bu kartlar ayrı ayrı tanımlanmış, her bir yapıya ait kalınlık bilgileri belirtilmiştir. Ayrıca eleman formülasyonu (Ishell) olarak, çözüm süresi ve çözüm hassasiyeti açısından en iyi sonuç veren QEPH 24 seçilmiştir [28]. Bunun dışında, integrasyon nokta sayısı (N) olarak da 1 ile 10 arasında değerler seçilebilmektedir, ancak burada yine çözüm süresi ve çözüm hassasiyeti açısından yeterli bir değer olan 5 nokta tanımlanmıştır [28].

4.1.3 Malzeme tanımlamaları

Otokorkuluk sisteminde ray ve plaka için S275 JR, dikmeler için ise S355 JR kodlu galvanizli çelik kullanılmıştır. Elimizde malzemelere ilişkin gerçek çekme testi sonuçları mevcut olmadığından malzemelerin mekanik özellikleri üretici firmaların kataloglarından temin edilmiştir. Aşağıdaki tabloda kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri belirtilmiştir [29].

Çizelge 4.2 Analizlerde kullanılan malzeme özellikleri

Malzeme	Yoğunluk [ton/mm ³]	Young Modülü [MPa]	Poisson Oranı	Akma Gerilmesi [MPa]	Çekme Gerilmesi [MPa]	Kopma Uzaması [%]
S275 JR	7,85E-009	210000	0,3	275	500	15
S355 JR	7,85E-009	210000	0,3	355	560	16

Tabloda belirtilen malzeme özelliklerinin Radioss yazılımına aktarılması yine ilgili malzeme kartının tanımlanmasıyla gerçekleştirilmektedir. Analizlerde kullanılan malzeme kartı, elastik-plastik davranış gösteren malzemelerin tanımlanmasında

sıklıkla kullanılan bir malzeme modeli olan Johnson-Cook (/ MAT / PLAS_JOHNS) malzeme modelidir. Bu malzeme modelinde, akma gerilmesinin altında malzeme elastik özellik gösterirken, bu değerin üzerindeki plastik davranışı aşağıdaki gibi formülize edilmektedir. [30]

$$\sigma = (a + b\varepsilon_p^n) \left(1 + c \ln \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0}\right) (1 - T^{*m}) \quad (4.1)$$

Denklemden yer alan ikinci çarpan deformasyon hızı ile ilgili değişimleri, üçüncü çarpan ise sıcaklık etkilerini içermektedir. Bu iki parametreyi ihmal ettiğimizde denklem aşağıdaki halini almaktadır.

$$\sigma = (a + b\varepsilon_p^n) \quad (4.2)$$

Bu denklemde ;

a : Akma gerilmesi

b : Plastik sertleşme parametresi

n : Plastik sertleşme üsteli

σ : Gerçek gerilme

ε_p : Gerçek gerinme değerlerini belirtmektedir.

Malzeme kartının tanıtılabilmesi için Çizelge 4.2 ile verilen değerler yardımıyla yukarıdaki parametrelerin hesaplanması gerekmektedir. Bu değerler hesaplanırken ilk olarak mühendislik değerleri verilen mekanik özelliklerin gerçek değerleri elde edilmektedir. Bu dönüşüm aşağıdaki denklemler ile gerçekleştirilmektedir.

$$\text{Gerçek gerinme} = \ln(1 + \text{mühendislik gerinmesi}/100) \quad (4.3)$$

$$\text{Gerçek gerilme} = (\text{mühendislik gerilmesi}) \times e^{(\text{gerçek gerinme})} \quad (4.4)$$

Dönüşüm yardımıyla denklem 4.2 'de belirtilen gerçek gerilme ve gerçek gerinme değerleri elde edilebilmektedir. Sonraki aşamada ise ilgili denklemden a , b ve n

parametreleri bulunmuş ve bu değerlerle malzeme kartları her iki malzeme için ayrı ayrı tanımlanmıştır.

İki malzeme için elde edilen Johnson-Cook malzeme parametreleri Çizelge 4.3' te verilmiştir.

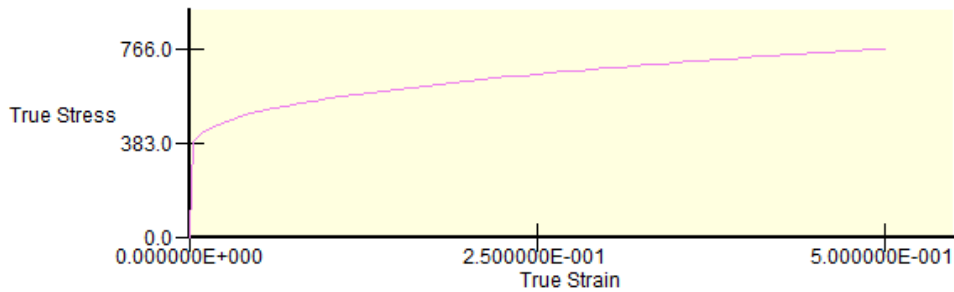
Çizelge 4.3 Johnson-Cook malzeme parametreleri

Malzeme	a (akma gerilmesi) [MPa]	b (plastik sertleşme parametresi) [MPa]	n (plastik sertleşme üsteli)
S275 JR	275	508	0,268
S355 JR	355	552	0,422

S355 JR malzeme için tanımlanmış malzeme kartı ve değerlerle tanımlanan karta göre yazılımda elde edilmiş gerçek gerilme-gerçek gerinme eğrisi aşağıda görülmektedir.

[Rho_Initial]	[Ref_Rho]	
7 . 8 5 0 e - 0 9		
[E]	[nu]	
2 1 0 0 0 0 . 0 0 0	0 . 3 0 0	
[a]	[b]	[n]
3 5 5 . 0 0 0 0	5 5 2 . 0 0 0 0	0 . 4 2 2

Şekil 4.12 Johnson-Cook malzeme kartı

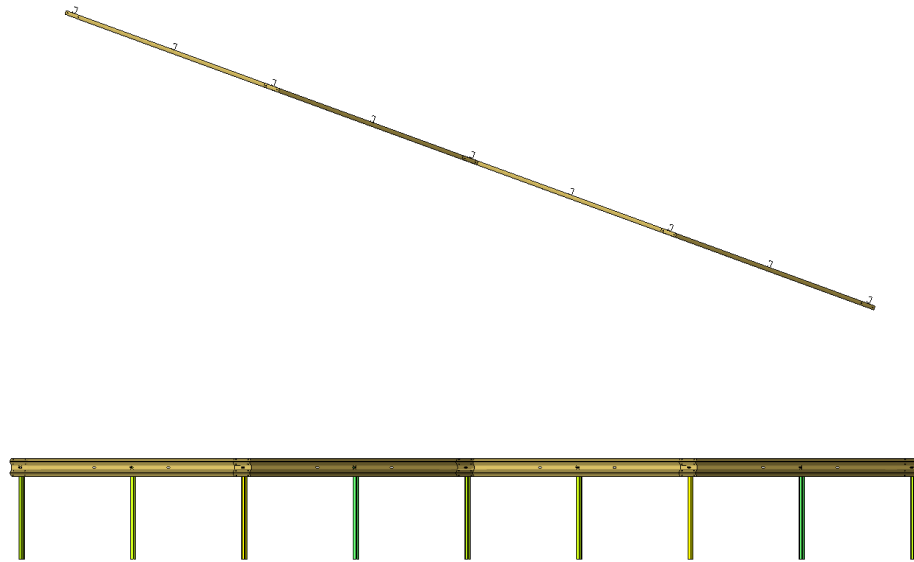


Şekil 4.13 S355 JR malzeme için gerçek gerilme-gerinim eğrisi

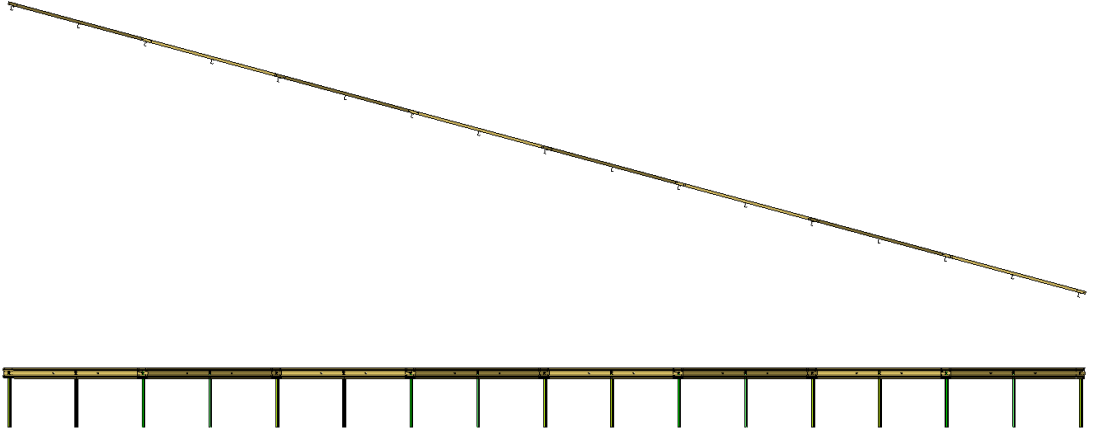
4.1.4 Elemanların çoğaltılması ve konumlandırılması

Yukarıda eleman özellikleri ve malzeme parametreleri tanımlanan bir adet ray ve üç adet dikmeden oluşan yapı, çarpışma analizinin gerçekleştirilebilmesi için çoğaltılıp belirli mesafeler ile ötelenerek otokorkuluk sisteminin tamamı analize hazır hale getirilmiştir. Bu aşamada elemanlar HyperMesh programında yer alan 'Duplicate' komutu ile çoğaltılmış ve dikmeler arasındaki mesafeler belirtilerek 'Translate' komutuyla ötelenerek otokorkuluk seviyesi istenen uzunluğa getirilmiştir. Analizlerde TB11 otomobil çarpışma simülasyonu için bariyer uzunluğu 16 metre iken, TB42 kamyon çarpışma simülasyonunda ise 32 metrelik bariyer kullanılmıştır.

Uzunlukları istenen seviyede ayarlanan otokorkuluk sistemlerinin pozisyonları, test standartlarında belirtilen çarpışma açıları için de ayarlanmak durumundadır. HyperMesh'te yer alan 'Rotate' komutu kullanılarak çarpışma açıları için gereken miktar kadar döndürülerek bariyer sistemlerinin pozisyonlanması gerçekleştirilmiştir. Burada TB11 otomobil analizi için döndürme açısı 20 derece iken, TB42 kamyon analizi için ise 15 derecedir.



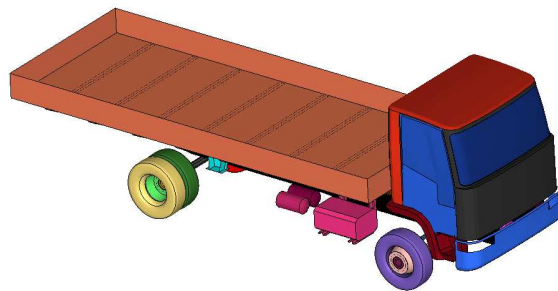
Şekil 4.14 TB11 analizi için 16 metre uzatılmış ve 20 derece döndürülmüş otokorkuluk sistemi



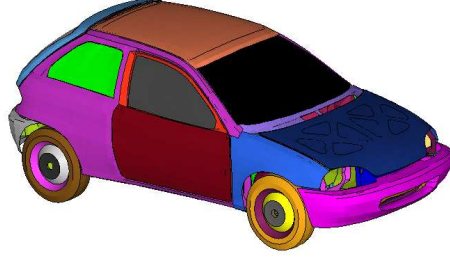
Şekil 4.15 TB42 analizi için 32 metre uzatılmış ve 15 derece döndürülmüş otokorkuluk sistemi

4.1.5 Test araçlarının hazırlanması

Analizlerde kullanılan 900 kg'lık otomobil ile 10000 kg'lık kamyon modeli, daha önce doğruluğu ispatlanmış ve Amerikan Ulusal Çarpışma Analiz Merkezi'nden (NCAC) alınmıştır [31]. Araç modelleri, farklı bir sonlu eleman analiz programı olan Ls-Dyna yazılımı için ve bu program formatında hazırlanmış durumdadır. Bu aşamada modeller HyperCrash programının Ls-Dyna arayüzüne aktarılmış ve daha sonra gerekli dönüşümler bu program yardımıyla gerçekleştirilerek Radioss dosya formatında kaydedilmiştir. Sonrasında bu dosyalar otokorkuluk modellerinin bulunduğu dosyalara eklenmiştir. Araç modelleri ve araçlara göre konumlandırılmış bariyer sistemleriyle hazırlanan modeller aşağıda verilmiştir.



(a) 10000 kg'lık kamyon modeli



(b) 900 kg'lık otomobil modeli

Şekil 4.16 Analizlerde kullanılan araç modelleri (a) 10000 kg'lık kamyon b) 900 kg'lık otomobil)



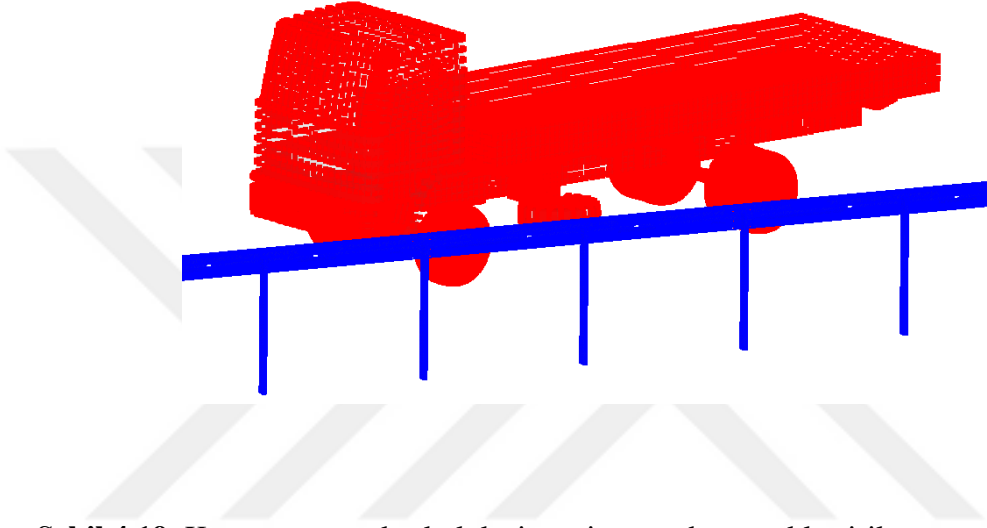
Şekil 4.17 TB11 analizine göre konumlandırılmış araç ve otokorkuluk sistemi



Şekil 4.18 TB42 analizine göre konumlandırılmış araç ve otokorkuluk sistemi

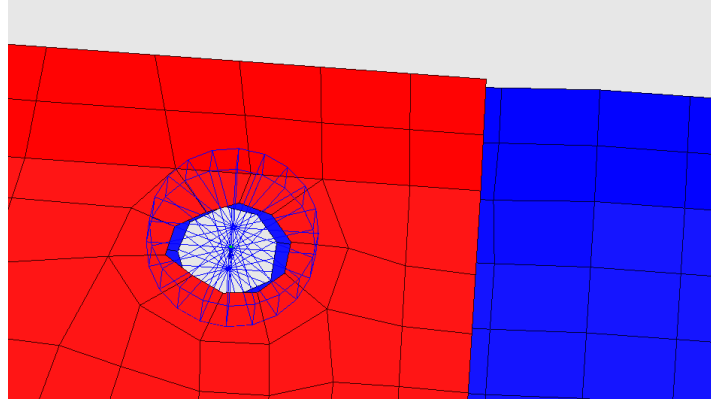
4.1.6 Bağlantı ve temas tanımlamaları

Gerçekleştirilecek çarpışma analizleri için otokorkuluğu oluşturan yapıların kendi aralarındaki ve araçlarla gerçekleşecek temaslarının tanımlanması önem arz etmektedir. Aksi takdirde bu yapılar birbirlerine temas etmeden iç içe geçeceklerdir. Analizlerde temas tanımlamaları için genel amaçlı kontak tanımlanmıştır. Radioss arayüzünde bu tanımlama /INTER/TYPE 7 kartıyla gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.19 Kamyon ve otokorkuluk sistemi arasında gerçekleştirilen temas tanımlaması

Otokorkuluk sistemini oluşturan parçaların birbirleriyle olan bağlantısı da analiz açısından önem taşımaktadır. Ray, dikmeler ve plakalar arasındaki bu bağlantılar fiziksel olarak cıvatalarla sağlanmaktadır. Ancak analizde cıvataların da 3 boyutlu veya 2 boyutlu olarak modele dahil olması durumunda çözüm süresi ciddi anlamda artacağından dolayı cıvataları temsilen bir boyutlu elemanlar kullanılmıştır. HyperCrash yazılımı, çarpışma üzerine geliştirilmiş bir yazılım olduğu için otomotivde sıkça kullanılan cıvata, kaynak, yapıştırıcı gibi bağlantı elemanlarının modellenmesi için yazılım içi özel araçlar geliştirilmiş durumdadır. Bu şekilde ‘Connections-Bolt’ seçeneği kullanılarak otokorkuluk sisteminde kullanılan cıvatalar bir boyutlu olarak modellenmiştir. Aşağıda bariyer sisteminde oluşturulan bir boyutlu cıvatanın temsili görünümü verilmiştir.

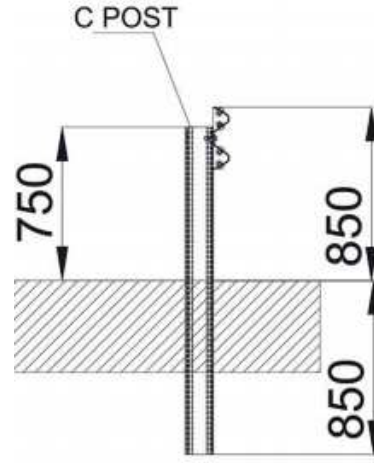


Şekil 4.20 HyperCrash programında tanımlanan cıvatanın görünümü

Burada dikkat edilmesi gereken konulardan biri de, oluşturulan bir boyutlu elemanın tipidir. Cıvata bağlantısında kullanılan bir boyutlu eleman rijit, çubuk, yay gibi farklı tiplerde olabilir. Analizlerde modelleme için yay eleman kullanılmıştır. Bu sayede cıvata için hasar kuvvet değeri girilebilmekte ve bu kuvvete ulaşıldığında bir boyutlu elemanın yapıdan ayrılması sağlanmakta, dolayısıyla cıvatanın kopmasının simüle edilebilmesi mümkün olmaktadır. Dikme ve ray arasındaki bağlantılar M 16 x 45 5.8 kalite sınıfı cıvata ile sağlanmıştır. Bu cıvata için hasar kuvveti üst sınırı çekmede 75,2 kN, kaymada ise 37,2 kN olarak tanımlanmıştır [32].

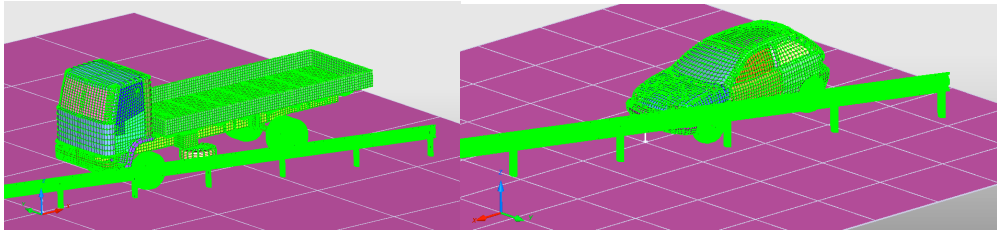
4.1.7 Rijit duvar ve sınır şartlarının tanımlanması

Analiz ortamında zeminin tanımlanması için rijit duvar kullanılmıştır. Bu sayede araç tekerlerinin ve otokorkuluk sisteminden ayrılan dikmelerin zemine temas etmesi doğru bir şekilde simüle edilebilmiştir. Zeminin konumlandırılması Şekil 4.21' e göre gerçekleştirilmiştir [27].



Şekil 4.21 Dikmelerin zeminde konumlandırılması

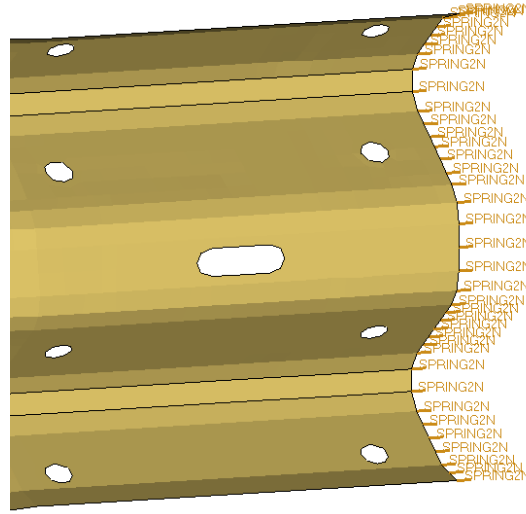
HyperCrash arayüzünde gerçekleştirilen rijit duvar tanımlamaları aşağıdaki resimde gösterilmiştir. Buna göre tüm bariyer sistemi ve araç komponentleri rijit duvar ile etkileşime girecek şekilde seçilmiştir. Tanımlanan rijit duvar, düzlemsel ve deforme olmayan yapıdadır ve HyperCrash arayüzünde /RWALL/PLANE kartıyla tanımlanmıştır.



Şekil 4.22 Rijit duvar yardımıyla zemin tanımlaması

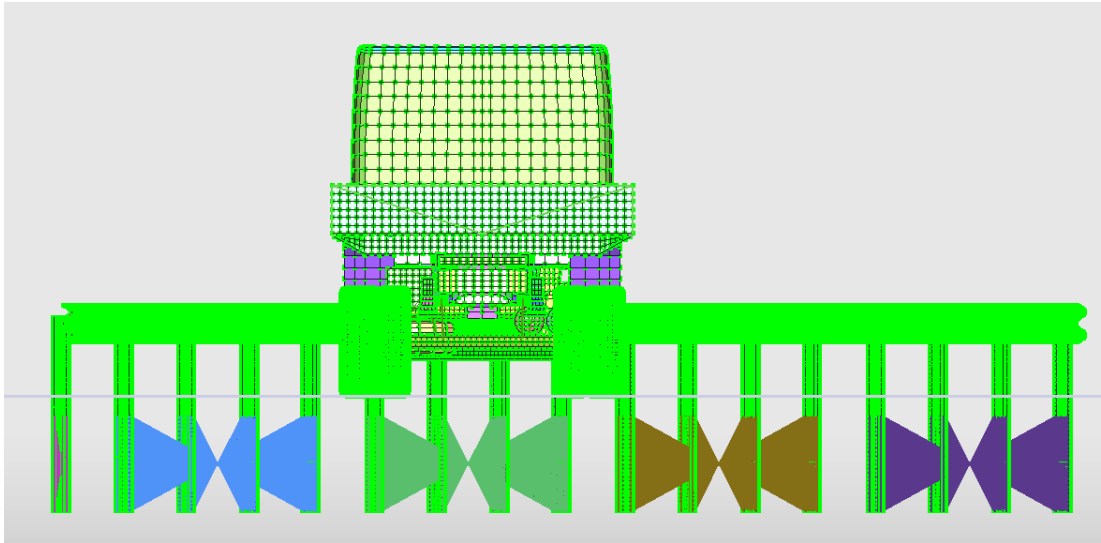
Her iki analiz tipi için oluşturulan otokorkuluk sistemleri için belirli bir uzunluk belirlenmiştir. Sistemi oluşturan yapıların sürekliliği için ray yapısının her iki ucundan bir boyutlu yay elemanlar modele eklenmiş, bir ucu raya bağlı olan bu elemanlar diğer uçlarından tüm serbestlik derecelerini kapsayacak şekilde kısıtlanmıştır. Bu sayede bu bölgeden doğrudan gerçekleştirilecek bir kısıtlama ile ray üzerinde ekstra gerilmeler oluşması ve gerçeklikten uzak deformasyonların meydana gelmesi önlenmeye

çalışılmıştır. Kullanılan yay elemanlar için yay katsayısı 200000 N/mm olarak belirlenmiştir [17].



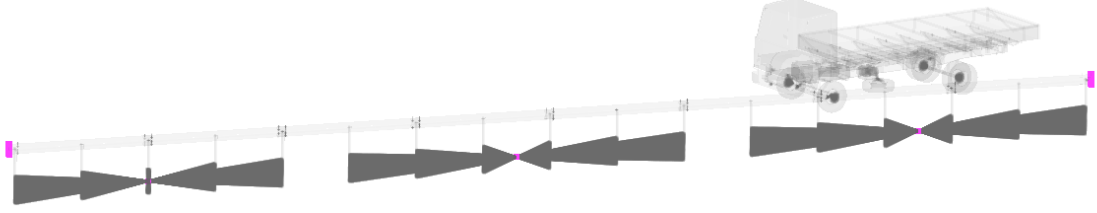
Şekil 4.23 Ray komponentin uç kısımlarından yay elemanlarla sabitlenmesi

Analizlerde kullanılan ikinci sabitleme, dikmelerin yerin altında kalan kısımlarının sabitlenmesidir. Burada, zemin seviyesinin altında kalan bölgeler rijit elemanlarla tutulmuş ve bu rijit elemanların merkez noktaları tüm dönme ve öteleme serbestlik dereceleri dahil edilerek kısıtlanmıştır.



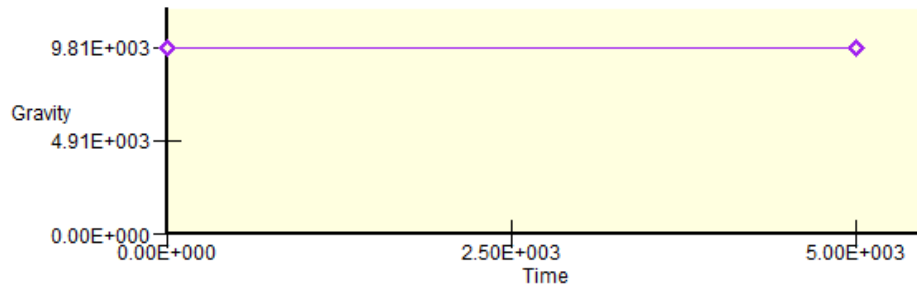
Şekil 4.24 Dikmelerin zemin altında kalan kısımlarının sabitlenmesi

Burada doğrudan zemin bölgesinden ayrılma gerçekleşmemesi için rijit elemanlar tam zemine temas bölgesinden değil, 100 mm kadar aşağıdan sabitlenmiş, böylece daha gerçekçi deformasyon gözlemlenmesi hedeflenmiştir.



Şekil 4.25 Sistemde mevcut olan tüm mesnetlerin görünümü

Sistemde etkin olan bir diğer yük, yerçekimi ivmesidir. Bu sayede aracın zemin ile olan teması, çarpışmadan sonra aracın hareketi ve sistemden ayrılan parçaların hareketi gerçekçi bir şekilde incelenebilmektedir. Yerçekimi ivmesi, yine HyperCrash arayüzünde yer alan 'Gravity Load' kısmından tanımlanır. Yerçekimi ivmesi yazılımda fonksiyon olarak tanımlanmaktadır ve seçilmiş olan birim sistemine göre 9810 mm/s^2 olarak sabit şekilde tanımlanmıştır.



Şekil 4.26 Yerçekimi tanımlaması

Analizlerde son olarak uygulanacak sınır şartları araçların sahip oldukları hızlardır. Kamyon ile gerçekleştirilen TB42 analizinde araç 70 km/h 'lik bir hıza sahipken, otomobil kullanılan TB11 testinde bu hız 100 km/h olarak tanımlanmıştır. Hız tanımlaması HyperCrash arayüzünde 'Initial Velocity' kısmından gerçekleştirilmiştir.

4.1.8 Analizlerin çözdürülmesi

Analizler için tüm sınır şartları tanımlamaları gerçekleştirildikten sonra otokorkuluk sistemleri Radioss yazılımı ile çarpışma analizine tabi tutulmuştur. 25 farklı oluklu dikme yapısına sahip otokorkuluk sistemleri için TB11 ve TB42 analizleri gerçekleştirilmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Otomobil ile gerçekleştirilen TB11 testi için aracın çarpmayı tamamlayacağı süre 0,5 saniye, TB42 kamyon analizi için ise yaklaşık olarak 1,5 saniye olarak öngörülmüş ve analiz süreleri bu şekilde belirlenmiştir. Analiz çıktısı olarak enerji değişimi, kuvvet, hız gibi değerler 1×10^{-4} saniye zaman aralığı ile yazdırılmıştır.

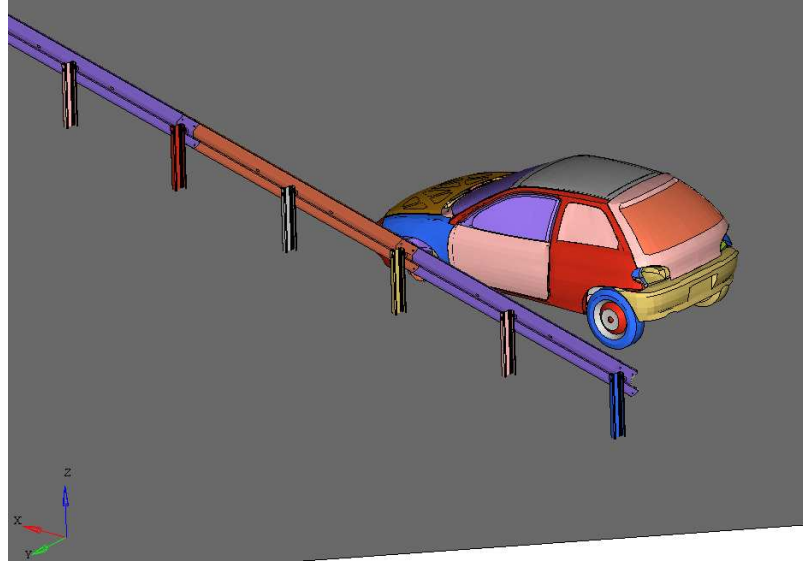
Ortalama 180000 elemana sahip TB42 kamyon modeli için bir analizin çözümü 8 çekirdekli bir bilgisayar yardımıyla yaklaşık 70 saatte tamamlanmaktadır. TB11 otomobil modelinde ise yaklaşık olarak 90000 eleman kullanılmış olup, yine 8 çekirdekli bir bilgisayar ile bir analizin çözümü 11 saatte gerçekleştirilebilmektedir.

4.2 Çarpışma Analizlerinin Gerçekleştirilmesi

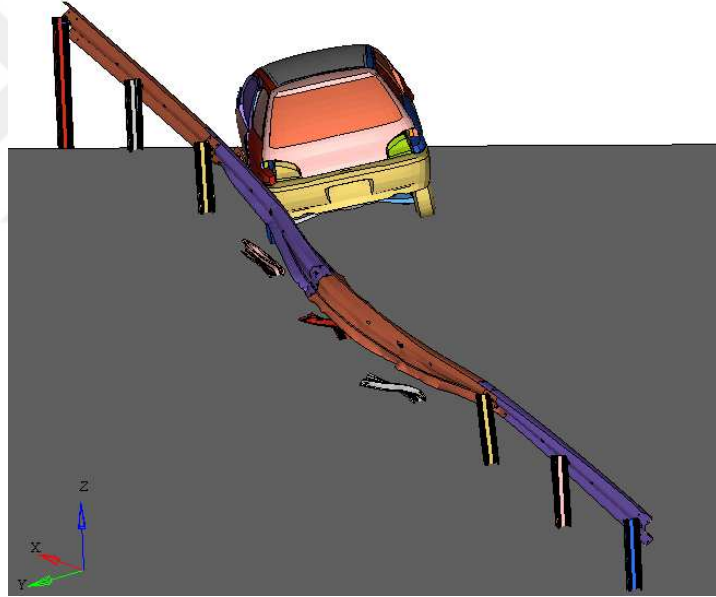
Farklı tasarım dikme yapılarına sahip toplam 25 model ayrı ayrı TB11 ve TB42 analizlerine tabi tutulmuş ve analiz sonucu elde edilen çarpışma parametreleri incelenerek karşılaştırılmıştır.

4.2.1 TB11 testi

TB11 analizi sonucunda ASI parametresi hesaplanmakta ve yolcuların yaralanma riski belirlenmektedir. Şekil 4.27' da Model 1 isimli sistemin TB11 test simülasyonu öncesi (a) ve sonrası (b) çarpışma durumları görülmektedir.

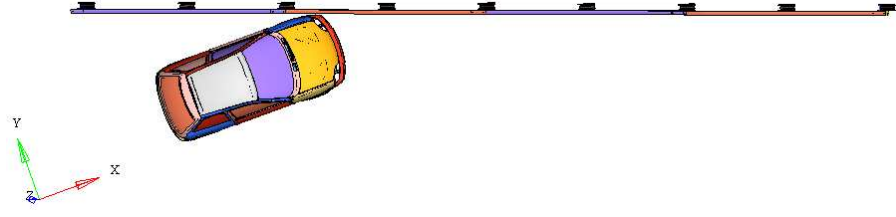


a) TB11 test simülasyon öncesi

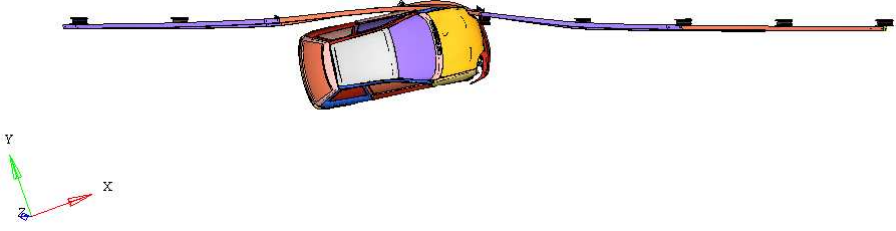


a) TB11 test simülasyon sonrası

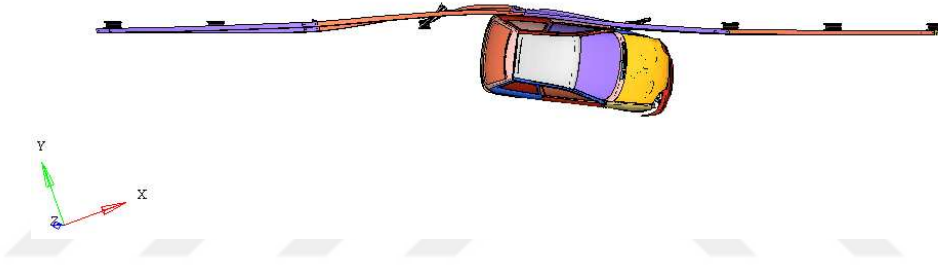
Şekil 4.27 TB11 test simülasyonu (a) öncesi ve (b) sonrası çarpışma durumları



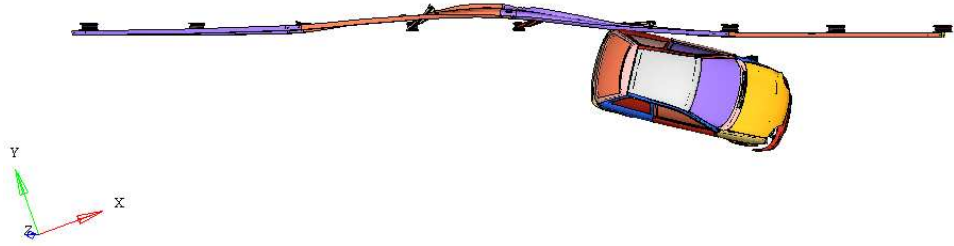
a) 0.000 s



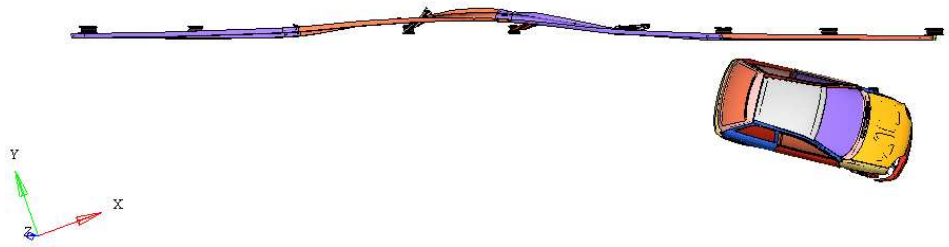
b) 0.120 s



c) 0.250 s



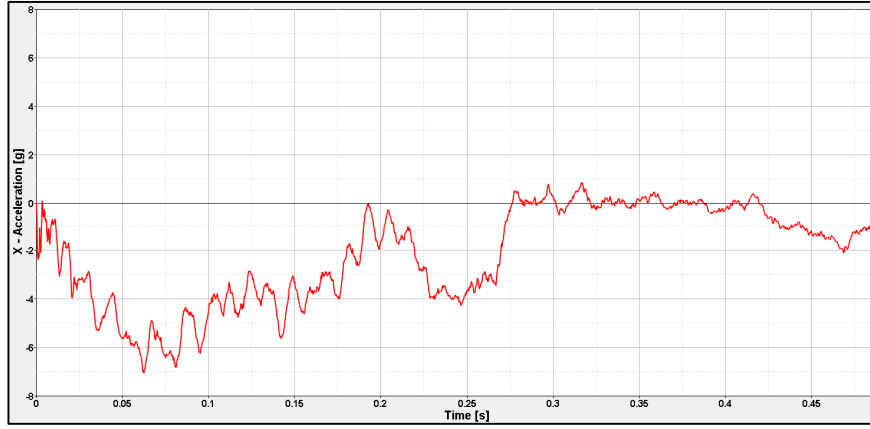
d) 0.370 s



e) 0.500 s

Şekil 4.28 TB11 test simülasyonu sonucu

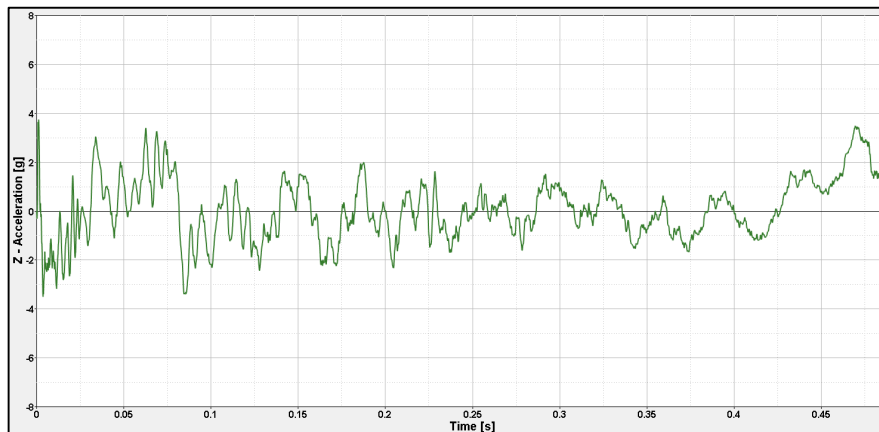
TB11 testi sonucu x, y ve z doğrultularında elde edilen ivme değerleri Şekil 4.29' daki grafiklerde verilmiştir.



a) X yönündeki ivme grafiği



b) Y yönündeki ivme grafiği



c) Z yönündeki ivme grafiği

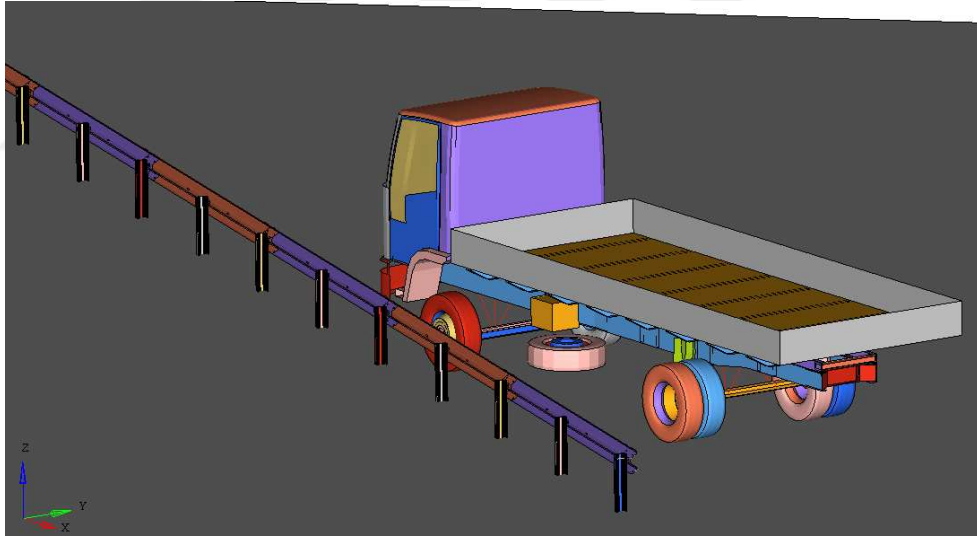
Şekil 4.29 X, y ve z yönlerindeki ivme değerleri

Şekil 4.29’ da elde edilen ivme değerleri, denklem 1.1 ile verilen bağıntıda kullanılmış ve Model 1 için boyutsuz ASI parametresi 1,0445 olarak hesaplanmıştır. ASI değerinin mümkün mertebe düşük olması, istenen durumdur.

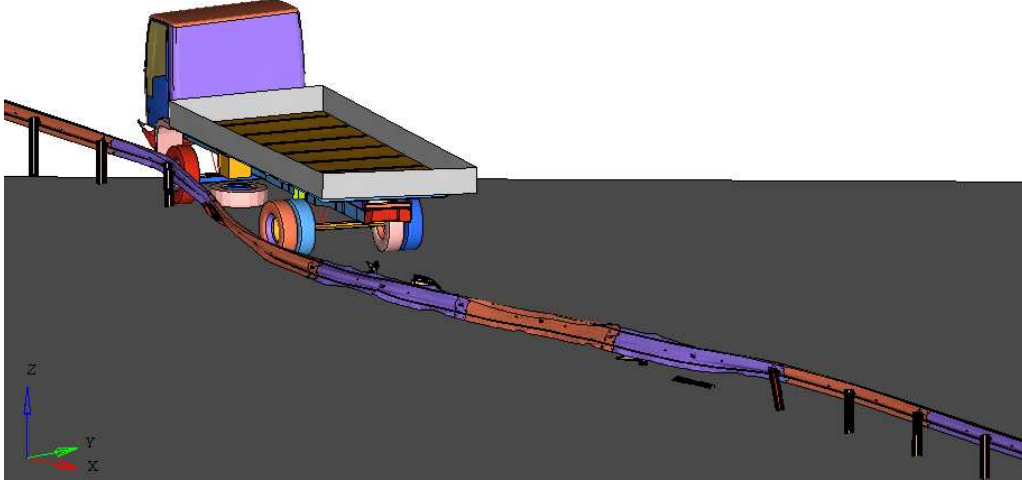
TB11 testi için yukarıda belirtilen tüm işlemler, 25 farklı tasarım modeli için gerçekleştirilmiştir.

4.2.2 TB42 testi

TB42 analizi ile otokorkuluğun yapısal yeterliliği incelenmektedir. Analiz sonucunda otokorkuluğa ait yanal deformasyon değeri bulunmuştur. Şekil 4.30’ da Model 2 isimli sistemin TB42 test simülasyonu öncesi (a) ve sonrası (b) çarpışma durumları görülmektedir.



a) TB42 test simülasyon öncesi



b) TB42 test simülasyon sonrası

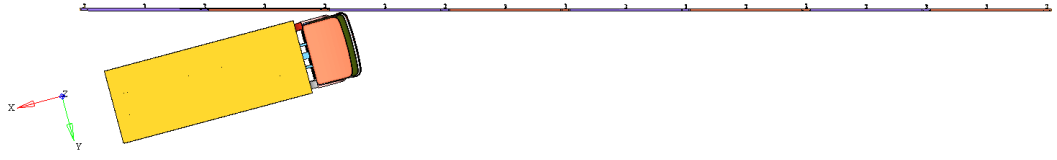
Şekil 4.30 TB42 test simülasyonu (a) öncesi ve (b) sonrası çarpışma durumları



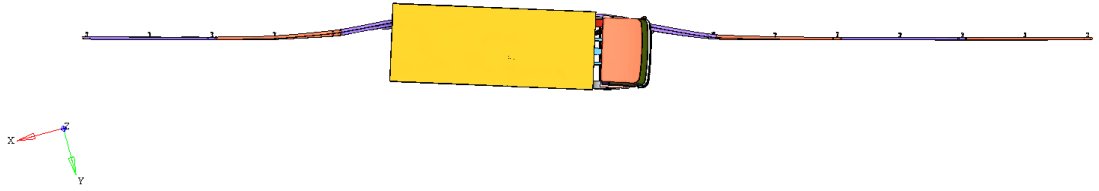
Şekil 4.31 Otokorkuluk çalışma genişliği

Şekil 4.31' de analiz sonucu elde edilen çalışma genişliği değeri görülmektedir. Bu değer Model 2 için 1,437 m olarak hesaplanmış olup Çizelge 1.3' e göre sistemin deformasyon kodu W5 olarak belirlenmiştir.

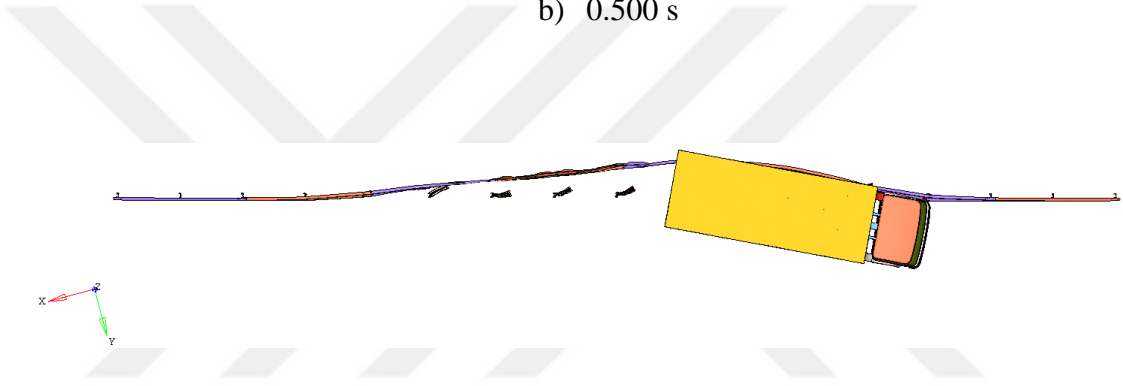
TB42 testi için yukarıda belirtilen işlemler, 25 farklı tasarım modeli için gerçekleştirilmiştir.



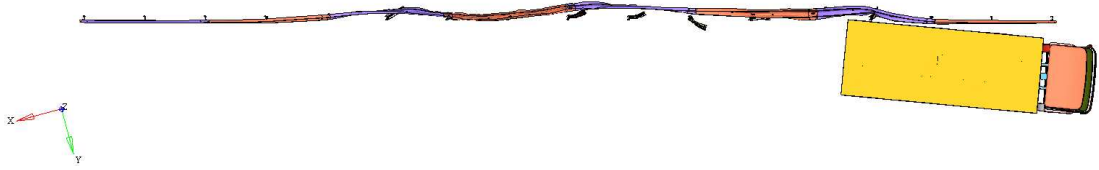
a) 0.000 s



b) 0.500 s



c) 1.000 s



d) 1.500 s

Şekil 4.32 TB42 test simülasyonu sonucu

4.3 Analiz Sonuçları

25 farklı model için gerçekleştirilen analizler sonucunda elde edilen çalışma genişliği, ASI değerleri ve modellere ilişkin ağırlık bilgileri Çizelge 4.4' te verilmiştir.

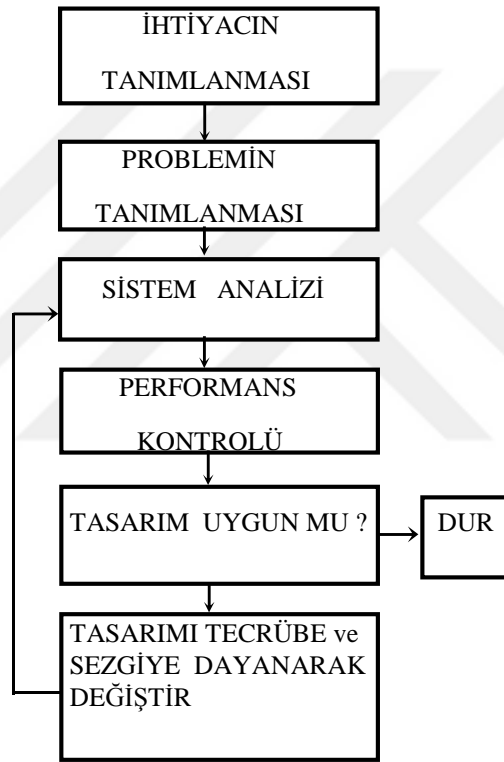
Çizelge 4.4 Farklı tasarımlar için gerçekleştirilen analiz sonuçları

Tasarım	Çalışma Genişliği [mm]	ASI	Ağırlık [kg]
Model 1	devriliyor	1,0445	13,46
Model 2	1437,0000	1,123	15,7
Model 3	1297,00	1,16	17,95
Model 4	1245,00	1,214	20,20
Model 5	1214,78	1,25	22,44
Model 6	1346,98	1,19	16,70
Model 7	1287,70	1,15	19,10
Model 8	1234,73	1,26	21,47
Model 9	1210,73	1,33	23,85
Model 10	1458,42	1,05	14,32
Model 11	devriliyor	1,23	20,24
Model 12	1188,50	1,338	22,77
Model 13	1157,05	1,342	25,30
Model 14	1400,34	1,166	15,19
Model 15	1326,07	1,17	17,70
Model 16	1168,45	1,38	24,08
Model 17	1085,65	1,438	26,76
Model 18	1193,16	1,156	16,05
Model 19	1163,22	1,24	18,73
Model 20	1165,84	1,33	21,40
Model 21	1099,82	1,41	28,23
Model 22	1396,65	1,14	16,93
Model 23	1239,91	1,25	19,76
Model 24	1210,83	1,286	22,58
Model 25	1133,00	1,33	25,4

5. OPTİMİZASYON

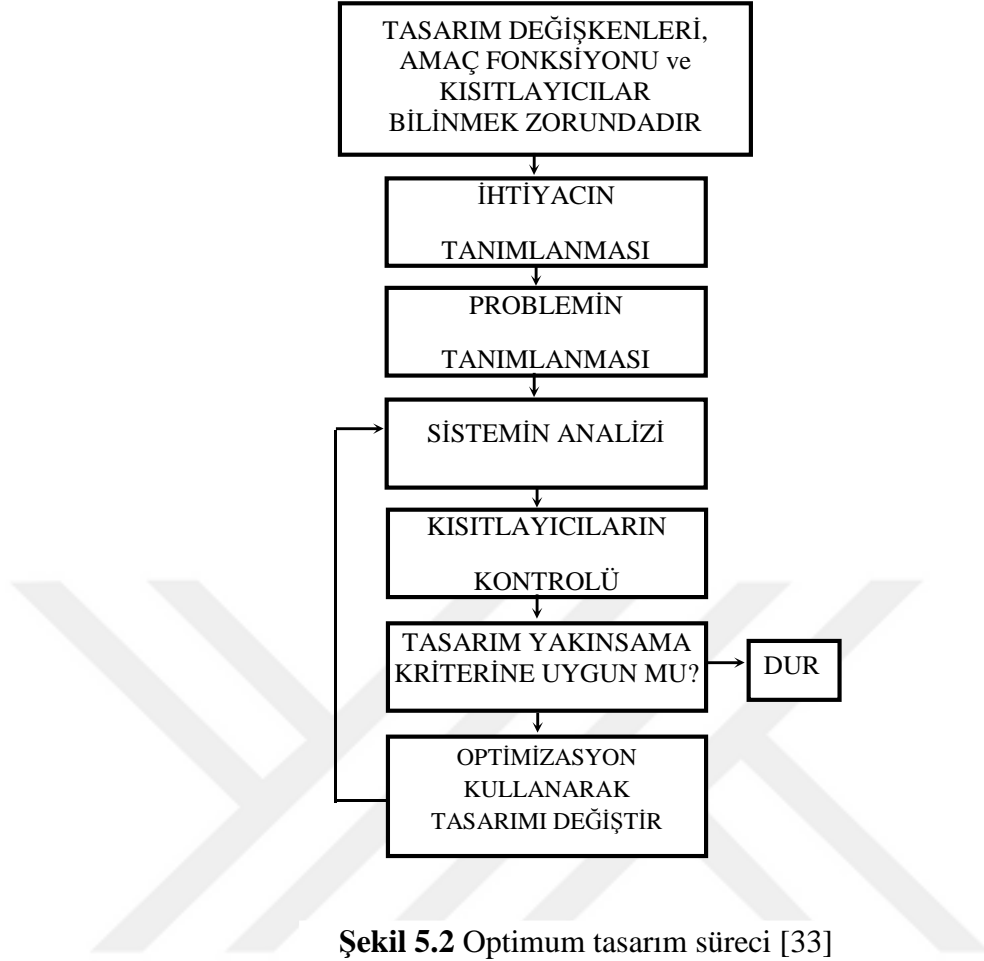
Optimizasyon bir sistemin daha iyisini gerçekleştirme sürecidir. Bir mühendis veya bilim adamı yeni bir fikir ortaya koyar. Optimizasyon, bu fikrin geliştirilmesinde yer alan bir süreçtir.

Geleneksel tasarım süreci tasarımcının sezgi, deneyim ve becerisine bağlıdır. Şekil 5.1’ de görülen bu durum karmaşık sistemlerin tasarımında tehlikeli ve hatalı sonuçlara götürür [33].



Şekil 5.1 Geleneksel tasarım [33]

Kaynakların kıt olduğu ve verimliliğe ihtiyaç duyulan günümüz rekabet şartları mühendisleri daha ekonomik tasarımlar yapmaya zorlar. Bilgisayar destekli tasarım optimizasyonu (BDTO) terimi, tasarımda bilgisayar desteğini özetlemek için kullanılır. Şekil 5.2’ de optimum tasarım süreci görülmektedir [33].



Şekil 5.2 Optimum tasarım süreci [33]

Hem geleneksel tasarım süreci hem de optimum tasarım süreci sistem geliştirmenin farklı adımlarında kullanılabilir. Tasarımcının tecrübe ve sezgisine dayanan geleneksel sürecin temel avantajı; sistemde kavramsal değişiklikler yapmakla veya tasarım sürecine ilave şartlar koymakla ilgilenmesidir. Karmaşık tasarımlara gelindiğinde geleneksel tasarım sürecinin bazı dezavantajları ve zorlukları vardır. Bu zorluklar; titreşim frekansındaki sınırlamalar ya da yükleme şartlarının değişken olması gibi durumlardır. Bu durumda tasarımcı kısıtlayıcıları sağlamada belirli bir yapısal elemanın büyüklüğü değiştirmeye (artırma veya azaltma) karar vermede zorluklarla karşılaşır. Daha fazlası geleneksel tasarım süreci ekonomik olmayan tasarımlara ve aşırı zaman kaybına sebep olur. Optimum tasarım süreci, tasarımcıyı sistemin kısıtlayıcı fonksiyonlarını, minimize edilecek maliyet fonksiyonlarını ve tasarım değişkenlerini açıkça tanımaya (bilmeye) zorlar ve problemin daha iyi anlaşılmasında tasarımcıya yardımcı olur [33].

Tasarım Değişkenleri: Bir sistemin tasarımını tanımlamada seçilen parametreler tasarım değişkeni olarak adlandırılır. Problemin uygun formülasyonundaki önemli ilk adım sistem için tasarım değişkenlerini belirlemektir. Eğer uygun değişkenler seçilmezse tasarım gerçekleştirilemez.

Bir problemde tasarım değişkenlerini tanımlamada aşağıdaki hususlar dikkate alınmalıdır :

- Tüm tasarım değişkenleri diğerlerinden bağımsız olmalıdır.
- Tasarım problemini formülleştirmede gerekli minimum tasarım değişkeni sayısı vardır.
- Tasarım değişkenleri belirli bir aralıkta değişmelidir [33].

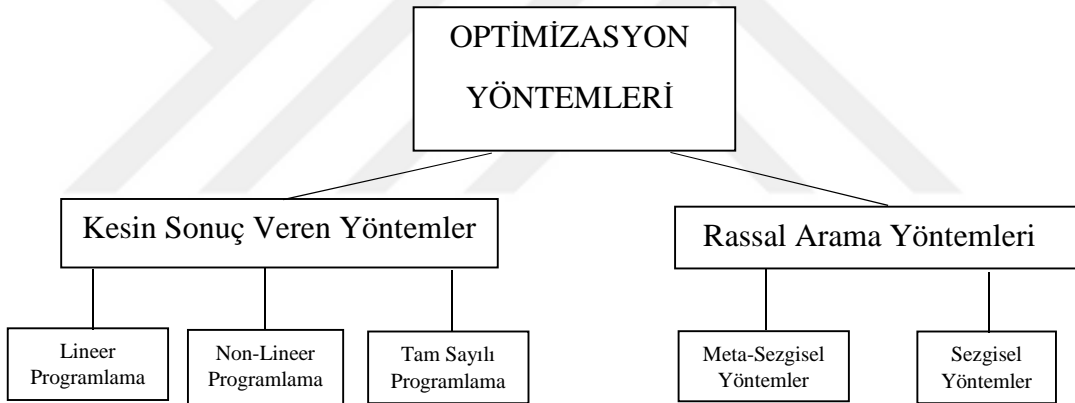
Amaç Fonksiyonu: Bir sistem için farklı uygun tasarımlar olabilir. Amacı gerçekleştirilmede değişik tasarımlarla karşılaştırmak için bazı kriterlere sahip olmak zorundayız. Kriter, sayısal değeri olan bir fonksiyon olmalıdır. Ayrıca kriter, tasarım değişkenlerinin fonksiyonu olmak zorundadır. Böyle bir kriter optimum tasarım problemi için amaç fonksiyonu olarak adlandırılır.

Uygun amaç fonksiyonunun seçimi tasarım sürecinde önemli bir karardır. Literatürde, maliyet minimizasyonu, kâr maksimizasyonu, ağırlık minimizasyonu gibi değişik amaç fonksiyonları kullanılır. Birçok durumda bir fonksiyon amaç olarak belirlenir. Genelde üretim maliyetinin minimum olması istenir. Diğer taraftan birden fazla amaç fonksiyonunun olduğu durumlarda söz konusudur. Örneğin bir yapının ağırlığının minimize edilmesi istenilebilir ve aynı zamanda eğilmenin veya belli bir noktadaki gerilmenin de minimize edilmesi istenilebilir. Bu durum çok amaçlı (multiobjective) tasarım optimizasyon problemi olarak adlandırılır.

Birçok tasarım probleminde amaç fonksiyonu ve onun tasarım değişkenleri ile bağlantısının nasıl olduğu tam olarak belli değildir. Uygun amaç fonksiyonunu belirlemede önemli bilgi ve tecrübeye gereksinim duyulmaktadır [33].

Tasarım Kısıtlayıcıları: Bir tasarımdaki tüm sınırlamalar genel anlamda kısıtlayıcı olarak adlandırılır. Her bir kısıtlayıcı bir ya da birden fazla tasarım değişkeni tarafından etkilenmek zorundadır. Ancak o zaman anlamlı ve optimum tasarım üzerinde etkili olur. Bazı kısıtlayıcılar oldukça basittir (tasarım değişkenlerinin minimum ve maksimum değerleri gibi). Örneğin; büyük bir yapıda, bir noktadaki eğilme, yapının tasarımına bağlıdır. Bununla birlikte çok basit yapılar için farklı tasarım değişkenlerinin belirli bir fonksiyonu olarak eğilmeyi açıklamak olanaksızdır. Bu durum kapalı kısıtlayıcılar (implicit constraints) olarak adlandırılır.

Tasarım problemleri eşitsizlik kısıtlayıcıları gibi eşitliğe sahip olabilir. Uygun (feasible) bir tasarım tüm eşitlik kısıtlayıcılarını tam olarak sağlamak zorundadır. Birçok tasarım probleminde eşitsizlik kısıtlayıcıları da vardır. Örneğin; hesaplanan gerilmeler malzemenin izin verilebilir (emniyetli) gerilmesini aşmamalıdır [33].



Şekil 5.3 Optimizasyonda kullanılan yöntemler [34]

Şekil 5.3’de optimizasyonda kullanılan yöntemler yer almaktadır. İncelenen problem, eğer matematiksel bir model ile ifade edilebiliyor ise bu tür problemlerin optimum çözümüne kesin sonuç veren yöntemler ile ulaşılabilir. Fakat matematiksel model, tam sayılı değişkenlere sahip çok büyük boyutlu bir modelse veya model non-lineer kısıt içeriyorsa bu çözüm yöntemleri yetersiz kalmaktadır. Böyle durumlarda rassal arama yöntemleri olarak geçen metasezgisel ve sezgisel yöntemler sıklıkla kullanılmaktadır.

5.1 Sezgisel Yöntemler

Literatürde ‘sezgisel’ olarak geçen ifade orjinalinde ‘heuristic’ fiilinden türetilmiştir. Bu fiil; bulmak, keşfetmek anlamını taşımaktadır. Eğer optimizasyon problemlerine çözüm arayan sezgisel bir teknikten bahsediliyorsa o zaman ‘sezgisel’ terimini ‘aramak’ fiiliyle ilişkilendirmek daha doğru olacaktır [34].

Gerçek yaşam problemlerinin çoğunda problemin çözüm uzayı sonsuz veya tüm çözümlerin değerlendirilemeyeceği kadar büyük olur. Bunun için kabul edilebilir bir sürede çözümlerin değerlendirilerek iyi bir çözümün bulunması gerekmektedir. Çözümlerin neye göre ve nasıl seçileceği sezgisel tekniğe göre değişir.

Sezgisel yöntemler arama uzayında oldukça kısıtlı bir alanda tarama yapmalarına rağmen oldukça kısa bir sürede iyiye yakın çözümler üretmektedirler. Bunun yanında sezgisel teknikler genelde hızlı bir şekilde uygun bir ilk çözüm bularak bu çözümü iyileştirmeye çalışırlar [34].

Algoritma, mekanik davranan kişiye ve makineye bir takım verilerden yola çıkarak ve sonlu sayıda aşamalardan geçerek belli bir problemi çözme imkânı veren, çok kesin komutlar bütününde oluşmaktadır. Bir algoritmanın çalışmasındaki mutlak zorunluluk, her türlü belirsizlikten arınmış olmasıdır. Bir algoritmanın yürütülmesi, her biri komutla belirlenen bir etkiler dizisi oluşturur ve bir dizi önceki komutun yürütülmesinin sona ermesiyle birlikte yürütülmeye başlar. Sezgisel yaklaşımların temel adımları aşağıdaki gibidir.

- Mümkün olabilecek durumların içinde herhangi birinin ele alınması,
- Ele alınmış duruma mümkün gidişler uygulayarak durumun değiştirilmesi,
- Durumun değerlendirilmesi,
- Gereksiz durumların atılması,
- Eğer sonuca ulaşılmışsa çözümün tamamlanması, aksi halde yeni değerler ele alınarak işlemlerin tekrarlanması [34].

Literatürde pek çok sezgisel optimizasyon metodu mevcuttur. Bu tez çalışmasında; literatürdeki en yeni sezgisel optimizasyon algoritmalarından biri olan yerçekimsel arama algoritması (YAA) kullanılmıştır.

5.2 Yerçekimsel Arama Optimizasyon Algoritması

5.2.1 Yerçekimi kanunu

Newton'un yerçekimi kanununa göre, tüm parçacıklar diğer parçacıkları yerçekimsel bir kuvvetle çekmektedirler. İki parçacık arasındaki yerçekimsel kuvvet, parçacıkların kütleleriyle doğru orantılı, aralarındaki uzaklığın karesiyle ters orantılıdır.

$$F = G \frac{M_1 M_2}{R^2} \quad (5.1)$$

5.1 denkleminde, F yerçekimsel kuvvetin büyüklüğünü, G yerçekimi sabitini, M_1 ve M_2 birinci ve ikinci parçacığın kütlelerini, R ise iki parçacık arasındaki uzaklığı sembolize etmektedir. Newton'un ikinci yasasına göre bir parçacığa belli bir F kuvveti etki ettiğinde, parçacığın ivmesi olan a yalnızca parçacığa etki eden F kuvvetine ve parçacığın kütlesi olan M 'ye bağlı olarak değişmektedir.

$$a = \frac{F}{M} \quad (5.2)$$

5.2.2 Yerçekimsel arama algoritması

Literatürdeki en yeni optimizasyon algoritmalarından birisi olan yerçekimsel arama algoritması (YAA) Newton yerçekimi ve hareket kanunlarından esinlenerek geliştirilmiştir [35]. Yerçekimsel arama algoritmasında, ajanlar cisim olarak ele alınırken, performansları kütleleriyle ölçülmüştür. Tüm cisimler birbirini yerçekimi kuvveti ile çekmektedirler ve bu kuvvet cisimleri büyük kütleli cisimlere doğru gidecek şekilde evrensel bir hareket kazandırmaktadır. Bu yüzden, cisimler yer çekimi kuvveti sayesinde doğrudan iletişim formunu kullanarak birbirleri arasında işbirliği sağlamaktadırlar. İyi çözüm anlamına da gelen büyük kütleler, daha hafif olanlara göre daha yavaşlar, bu algoritmanın global arama yapmasını sağlar.

YAA' da her bir kütle (ajan) dört farklı özelliğe sahiptir. Bunlar; konum, atalet kütlesi, aktif ve pasif yerçekimsel kütlelerdir. Kütle konumu problemin çözümü anlamına gelirken, yerçekimsel ve ataletsel ağırlıkları bir uygunluk fonksiyonu kullanılarak belirlenir. Bir başka deyişle, her bir kütle bir çözümü ifade ederken, algoritmaya yerçekimsel ve ataletsel kütlelerin uygun bir şekilde ayarlanması yoluyla yön verilir. Zamanla kütlelerin en ağır olan tarafından çekilmesi beklenir ki bu ağır kütle, arama alanındaki optimum çözümü temsil etmektedir [35].

YAA izole edilmiş kütleler sistemi olarak ön görülebilir. Bir başka deyişle YAA, birçok kütleli içinde barındıran ve Newton'un yer çekimi ve hareket kanunlarının egemen olduğu yapay bir dünya olarak da tarif edilebilir. Kütleler bu yapay dünya içinde aşağıdaki kanunlara uymaktadırlar. Bu kanunlar:

Yer çekimi kanunu: Her bir parçacık diğer parçacıkları çekmektedir ve iki parçacık arasındaki yer çekimi kuvveti, parçacıkların kütlelerinin çarpımıyla doğru orantılıken, aralarındaki mesafe R ile ters orantılıdır.

Hareket kanunları: Herhangi bir kütlenin mevcut hızı, o kütlenin bir önceki hızının belli bir kısmı ve hızındaki değişimin toplamına eşittir. Herhangi bir cismin hızındaki veya ivmesindeki değişim, sisteme etki eden kuvvetin, cismin ataletsel kütlesine bölümüne eşittir [35].

N ajanlı (kütleli) bir sistem düşünelim. Herhangi bir i . ajanın (kütlenin) konumu aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir:

$$X_i = (x_i^1, \dots, x_i^d, \dots, x_i^n) \quad i = 1, 2, \dots, N, \text{ için}, \quad (5.3)$$

Burada x_i^d , d . boyuttaki i . kümenin konumudur. Herhangi bir t zamanı için, j külesinden i külesine etki eden çekimsel kuvvet aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$F_{ij}^d(t) = G(t) \frac{M_{pi}(t) \times M_{aj}(t)}{R_{ij}(t) + \varepsilon} (x_j^d(t) - x_i^d(t)) \quad (5.4)$$

5.4 denkleminde, M_{aj} , j ajanıyla alakalı olan aktif yerçekimsel kuvveti, M_{pi} i ajanıyla alakalı olan pasif yerçekimsel kuvveti, $G(t)$ herhangi bir t zamanındaki yer çekimi sabitini, ε bir küçük sabiti ve $R_{ij}(t)$ i ve j ajanları arasındaki öklid uzaklığını ifade etmektedir.

$$R_{ij}(t) = \|X_i(t), X_j(t)\|_2 \quad (5.5)$$

d . boyuttaki i ajanına etki eden toplam kuvvetin, diğer ajanlardan uygulanan ve rastgele ağırlıklandırılmış kuvvetlerin d . bileşenlerinin toplamına eşit olduğu kabul edilir.

$$F_i^d(t) = \sum_{j=1, j \neq i}^N rand_j F_{ij}^d(t) \quad (5.6)$$

Burada $rand_j$ $[0,1]$ aralığında değişen rastgele bir sayıyı ifade etmektedir. Bundan dolayı, t zamanındaki i ajanının d . $a_i^d(t)$ doğrultusundaki ivmesi hareket kanunuyla aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$a_i^d(t) = \frac{F_i^d(t)}{M_{ii}(t)} \quad (5.7)$$

5.7 denkleminde, M_{ii} , i . ajanın atalet kütleini ifade etmektedir. Buna ek olarak, ajanın bir sonraki hızı, mevcut hızının bir kısmının ivmesine eklenmesiyle elde edilmiştir. Bu nedenle, ajanın konumu ve hızı aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır:

$$v_i^d(t+1) = rand_i \times v_i^d(t) + a_i^d(t) \quad (5.8)$$

$$x_i^d(t+1) = x_i^d(t) + v_i^d(t+1) \quad (5.9)$$

Denklemlerde $rand_i$ $[0,1]$ aralığındaki eşit dağılımlı bir rastgele değişkeni ifade etmektedir. G , başlangıç değerinin (G_0) ve zamanın (t) bir fonksiyonu olarak aşağıdaki şekilde ifade edilir;

$$G(t) = G(G_0, t) \quad (5.10)$$

Yerçekimsel ve ataletsel kütleler basit bir şekilde uygunluk değerlendirme yardımıyla hesaplanmıştır. Ağır bir kütle daha verimli bir ajan anlamına gelmektedir. Buradan daha iyi ajanların daha fazla çekimsel olduğu ve daha yavaş yol aldığı sonuçlarına varabilir. Yerçekimsel ve ataletsel kütlelerin denklığı varsayımında bulunarak, kütlelerin değerleri uygunluk haritası yardımıyla hesaplanmıştır. Yerçekimsel ve ataletsel kütleler aşağıdaki bağıntılar kullanılarak güncellenmiştir.

$$M_{ai} = M_{pi} = M_{ii} = M_i, \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (5.11)$$

$$m_i(t) = \frac{fit_i(t) - worst(t)}{best(t) - worst(t)} \quad (5.12)$$

$$M_i(t) = \frac{m_i(t)}{\sum_{j=1}^N m_j(t)} \quad (5.13)$$

Bu denklemlerde $M_i(t)$ ve $fit_i(t)$ sırasıyla kütle ve t anındaki i . ajanın uygunluk değerini temsil eder. Bir minimizasyon problemi için $best(t)$ ve $worst(t)$ aşağıdaki gibi tanımlanır;

$$best(t) = \min_{j \in \{1, \dots, N\}} fit_j(t) \quad (5.14)$$

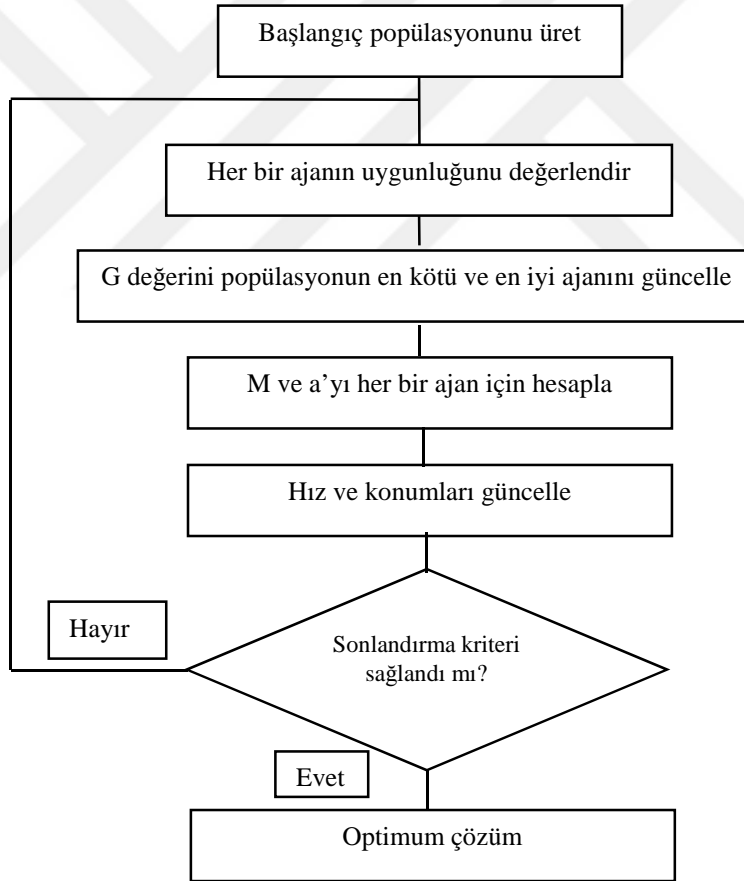
$$worst(t) = \max_{j \in \{1, \dots, N\}} fit_j(t) \quad (5.15)$$

$best(t)$ değeri, tüm nesnelerin elde ettiği amaç fonksiyonu değerleri arasında en iyi değeri ifade eder. Benzer şekilde, $worst(t)$ değeri, tüm nesnelerin elde ettiği amaç fonksiyonu değerleri arasında en kötü değeri gösterir.

$$F_i^d(t) = \sum_{j \in K_{best}, j \neq i} rand_j F_{ij}^d(t) \quad (5.16)$$

5.16 denkleminde k_{best} ; en iyi uygunluk değeri ve en büyük kütleyle sahip ilk K ajanlarının bir dizisidir.

YAA' nın çalışma prensibi Şekil 5.4'te verilmiştir.



Şekil 5.4 Yerçekimsel arama algoritması akış diyagramı [35]

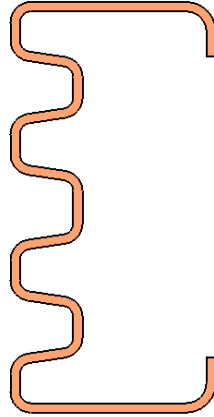
5.3 Yerçekimsel Arama Algoritması Yardımıyla Optimizasyon

Çizelge 4.4' te de belirtildiği gibi Model 1 ve Model 11 tasarımlarında, TB42 ile gerçekleştirilen kamyon çarpışma analizlerinde, otokorkuluk sistemi aracı yolda tutmada başarılı olamamış, araç bariyer üzerinden yolun karşısına geçmiştir. Bu yüzden gerçekleştirilen optimizasyonda bu iki model devre dışı bırakılmış ve optimizasyon işlemleri kalan 23 model baz alınarak gerçekleştirilmiştir.

23 model üzerinden yerçekimsel arama algoritması kullanılarak, ağırlık ve ASI değeri minimum olacak şekilde çok amaçlı olarak gerçekleştirilen optimizasyon sonucunda optimum tasarım değerleri için elde edilen değerler Çizelge 5.1'de belirtilmiş, ilgili tasarım Şekil 5.5' te verilmiştir.

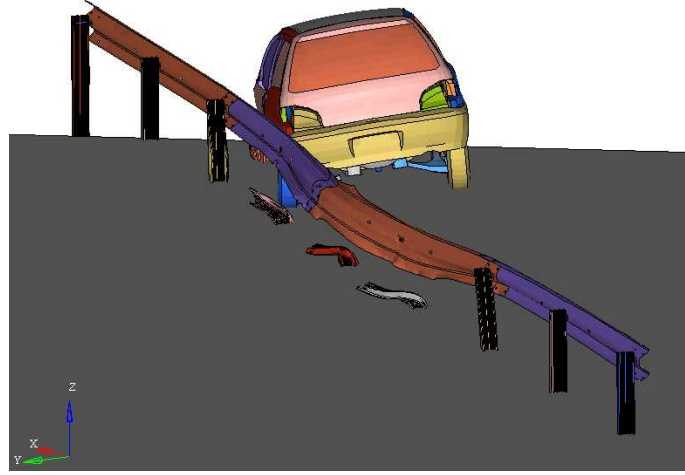
Çizelge 5.1 Optimum tasarım değişkenleri

Tasarım	Oluk derinliği (L) [mm]	Oluk genişliği (w) [mm]	Et kalınlığı (T) [mm]
Optimum Tasarım	20	15,1714	3

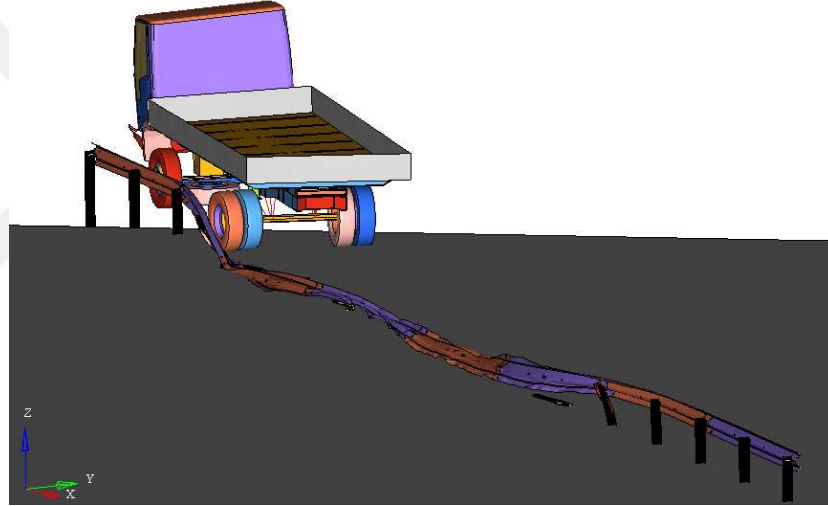


Şekil 5.5 Optimum tasarım

Çizelge 5.1 ' de belirtilen tasarım değişkenleri ile gerçekleştirilen sistemin analizi sonucunda elde edilen çalışma genişliği, ASI ve ağırlık değerleri Çizelge 5.2' de verilmiştir. Ayrıca Şekil 5.6 ve Şekil 5.7' de optimum tasarım ile gerçekleştirilen TB11 ve TB42 test simülasyonları sırası ile yer almaktadır.



Şekil 5.6 Optimum tasarım TB11 simülasyonu



Şekil 5.7 Optimum tasarım TB42 simülasyonu

Çizelge 5.2 Optimum tasarım analiz sonuçları

Tasarım	Çalışma Genişliği [mm]	ASI	Ağırlık [kg]
Optimum Tasarım	1453	1,036	13,46

Buna göre gerçekleştirilen optimizasyon ile; ASI değeri A seviyesine oldukça yakın ve W5 deformasyon koduna sahip, ağırlık açısından da minimum dikme ağırlığına sahip bir sistem tasarımı elde edilmiştir.



6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışması kapsamında karayollarında kullanılan güvenlik sistemlerinden olan otokorkuluk sistemlerinin çarpışma performansları incelenmiştir. H1 koruma seviyesine sahip olan bir otokorkuluk sisteminde dikme profili üzerindeki şekilsel değişikliklerin ve dikme kalınlığının çarpışma performansına olan etkisi araştırılmıştır.

- EN 1317 standardına göre gerçekleştirilen bilgisayar simülasyonları sonucunda dikme yapısının çarpışma performansı üzerinde çok ciddi etkileri olduğu belirlenmiştir.
- Genel olarak dikme yapısının rijitliği arttıkça, yanal deformasyonun azaldığı, fakat buna bağlı olarak düşük olması gereken ASI değerinin de arttığı görülmüştür.
- Oluşturulan tasarımlar arasında ağırlık açısından en hafif tasarım olan Model 1 isimli tasarım, ilk haliyle aracı yolda tutmada başarılı olamamasına rağmen, gerçekleştirilen optimizasyon sonucunda aynı ağırlığa sahip sistemin aracı yolda tutabildiği gözlenmiştir.
- Sezgisel optimizasyon metotlarından olan yerçekimsel arama algoritmasının bariyer sistemlerinin optimum tasarımında kullanılabileceği anlaşılmıştır.
- Elde edilen çalışma sonucunda, dikmeler üzerinde gerçekleştirilen geometrik şekil değişikliklerinin çarpma performansını etkilediği düşünüldüğünde, benzer çalışmaların otokorkuluk sistemini oluşturan diğer yapılar üzerinde de gerçekleştirilebileceği öngörülmüştür.
- Bazı çalışmalarda çarpışma performansının artmasına rağmen, yapının ağırlığının da arttığı görülmektedir. Bu durumda da dikmeler arası mesafenin artırılması sonucu metre başına düşen ağırlığın azaltılması, bunun sonucu olarak da hem ağırlık hem de performans açısından iyileştirilmiş sistemlerin tasarlanması mümkün olabilecektir.

KAYNAKLAR

- [1] Karayolları Genel Müdürlüğü , Trafik Kazaları Özeti 2013 , Ankara, Temmuz 2014
<http://www.kgm.gov.tr/SiteCollectionDocuments/KGMdocuments/Trafik/TrafikKazalariOzeti2013.pdf>
- [2] Atahan A.O., ” Niçin Beton Otokorkuluklar? ”, TÇMB Hazır Beton Komitesinde sunum metni, İstanbul, 2009.
- [3] Türkiye Çimento Müstahsilleri Birliği,
http://www.ekatalog.co/yayinlar/tcmb/ekatalog/10/files/10_beton_bariyer_.pdf , 5 Şubat 2015
- [4] Köse N., *Hareketli Bir Çelik Otokorkuluk Tasarım ve Sonlu Elemanlar Çarpışma Analizi*, Yüksek Lisans Tezi, Mustafa Kemal Üniversitesi-Fen Bilimleri Enstitüsü, Hatay, 2013
- [5] Satra Trafik Sanayi İnş. Ve Tic. Ltd. Şti. , http://satra.com.tr/satra_e-katalog.pdf , 20 Mart 2015
- [6] Çepaş Galvaniz , <http://www.cepas.com.tr/products/HeavyDutyGuardrail.aspx> , 10 Şubat 2015
- [7] Gürmak Metal, <http://www.gurmakmetal.com.tr/page.php?ID=13> , 15 Mart 2015
- [8] CEN (2010), Avrupa Standartları, EN1317-2, Otokorkulukların Test Yöntemleri ve Performans Değerlendirme Detayları, Avrupa Standardizasyon Komitesi, Brussels.
- [9] <http://www.asebal.com/auxiliar-balizamiento/ing/seguridad-vial/sistemas-de-contencion-para-vehiculos/orden-circular-28-2-009/norma-une-en-1317/290> , 10 Mart 2015
- [10] Ray, M.H., *Finite element analysis as a tool in roadside safety hardware design*, Issues for Improving Roadside Safety, Transportation Research Circular 453, Transportation Research Board, Washington D.C., **1996**.
- [11] Reid J.D., Sicking D.L., 1998, Design and Simulation of a Sequential Kinking Guardrail Terminal, *International Journal of Impact Engineering*, **1998**, Vol. 21, No. 9, pp. 761-772.
- [12] Tabiei A., Wu J., Roadmap for Crashworthiness Finite Element Simulation of Roadside Safety Structures, *Finite Elements in Analysis and Design* , **2000**, 34, 145-157.
- [13] Plaxico C.A., Ray M.H., Hiranmayee K., Comparison of the Impact Performance of the G4(1W) and G4(2W) Guardrail Systems under NCHRP Report 350 Test 3-11

Conditions, Transportation Research Record, Paper No.00-0525, Transportation Research Board, Washington D.C., **2000**.

[14] Ibitoye A.B., Hamouda A.M.S., Wong S.V., Radin R.S., Simulation of Motorcyclist's Kinematics During Impact With W-Beam Guardrail, *Advances in Engineering Software*, **2006**, 37, 56-61.

[15] Atahan, A.O., Cansız O.F., 2005, Impact Analysis of a Vertical Flared Back Bridge Rail to Guardrail Transition Structure Using Simulation, *Finite Elements in Analysis and Design*, **2005**, 41, 371-396.

[16] Atahan, A.O., Bonin, G., Numerical Analysis of an H4a Heavy Containment Level Transition, *Heavy Vehicle Systems, A series of the International Journal of Vehicle Design*, **2006**, 13(4), 351-365.

[17] Vesenjak, M., Borovinsek M., Ren Z., Computational Simulations of Road Safety Barriers Using LS-DYNA, *LS-DYNA Anwenderforum*, B-III, pp 11-17, **2007**

[18] Reid J.D., Kuipers B.D., Sicking D.L., Faller R.K., Impact Performance of W-Beam Guardrail Installed at Various Flare Rates, *International Journal of Impact Engineering*, **2008**, 36, 476-485.

[19] Atahan, A.O., Effect of Permanent Jersey Shaped Concrete Barriers Height on Heavy Vehicle Post-impact Stability, *Heavy Vehicle Systems, A series of the International Journal of Vehicle Design*, **2009**, 16(1/2), 243-257.

[20] Borovinsek M., Vesenjak, M., Ren Z., Improving the Crashworthiness of Reinforced Wooden Road Safety Barrier Using Simulations of Pre-stressed Bolt Connections With Failure, *Engineering Failure Analysis*, **2013**, 35, 625-635.

[21] Atahan A.O., Yücel A.Ö., Erdem M.M., Crash Testing and Evaluation of a New Generation L1 Containment Level Guardrail, *Engineering Failure Analysis*, **2014**, 38, 25-37.

[22] <http://www.elektrikport.com/teknik-kutuphane/sonlu-elemanlar-metodu-nedir-nerelerde-kullanilir/11661#ad-image-0> , 18 Mart 2015.

[23] <http://www.ibrahimcayiroglu.com/Dokumanlar/BilgisayarDestekliTasarim/BilgisayarDestekliTasarimVeAnaliz-1-hafta.pdf> , 18 Mart 2015.

[24] <http://analizsimulasyon.com/2014/12/28/sonlu-elemanlar-yontemi/> , 19 Mart 2015.

[25] Bayat E., *Çarpışma Testi ve Simülasyon Kullanılarak Yeni Nesil H1 Seviye Otokorkuluk Geliştirilmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Bahçeşehir Üniversitesi-Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2012

[26] <http://www.alkagroup.com.tr/docs/H1/AG04%202.00%20A%20Connection%20Detail-Model.pdf> , Alka Group, 5 Ocak 2015.

- [27] Kırac Galvaniz, <http://www.kiracgalvaniz.com.tr/upload/images/h1/kg-ob-h1-h1-w4-a.pdf> , 12 Ocak 2015.
- [28] Altair Engineering, RADIOSS Theory Manual 13.0 Version, Chapter 5, USA, Haziran 2014.
- [29] B2B Metal, <http://www.b2bmetal.eu/en/pages/index/index/id/144/> ,10 Şubat 2015.
- [30] Altair Engineering, RADIOSS Theory Manual 13.0 Version, Chapter 9, USA, Haziran 2014.
- [31] NCAC, National Crash Analysis Center, George Washington Üniversitesi, <http://www.ncac.gwu.edu/vml/models.html>, 17.12.2014.
- [32] Vesenjok M., Ren Z., *Improving the Roadside Safety with Computational Simulations*, 4th European LS-DYNA Users Conference ,Crash/Automotive Applications II, **2003**.
- [33] Arora J.S., Introduction to Optimum Design, Elsevier Academic Press, San Diego , **2004**.
- [34] Yurttaş A., *Araç Matematiksel Modelinin Oluşturulması ve Tasarım Parametrelerinin Sezgisel Yöntemlerle Optimizasyonu*, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi-Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa, 2011
- [35] Rashedi, E., Nezamabadi-pour, H., Saryazdi, S., GSA: A Gravitational Search Algorithm, *Information Sciences*, **2009**, 179, 2232-2248.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı SOYADI : Enes KURTULUŞ
Doğum Tarihi ve Yeri : 13/07/1989, Yıldırım
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : kurtuluses@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

<u>Derece</u>	<u>Alan</u>	<u>Üniversite adı</u>	<u>Mezuniyet Yılı</u>
Lisans	Makine Mühendisliği	Uludağ Üniversitesi	2011

İŞ TECRÜBESİ

<u>Yıl</u>	<u>Firma/Kurum</u>	<u>Görevi</u>
2011 - 2013	DTA Mühendislik	Proje Mühendisi
2013 - halen	Yeşilova Holding	Ar-Ge Bilgisayar Destekli Analiz Mühendisi