

MUSTAFA KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
İNŞAAT MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

135868

KUVVETLİ-AHŞAP DİKMELERE SAHİP OTOKORKULUK
SİSTEMLERİNDE ÇARPIŞMA DENEYİ DAVRANIŞININ
SANAL ORTAMDA İYİLEŞTİRİLMESİ

ÖMER FARUK CANSIZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ANTAKYA

MAYIS-2003

135868

Mustafa Kemal Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğüne,

Yrd. Doç. Dr. Ali Osman ATAHAN danışmanlığında, Ömer Faruk CANSIZ tarafından hazırlanan bu çalışma 05/05/2003 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından, İnşaat Mühendisliği Anabilim dalında Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Yrd. Doç. Dr. Ali Osman ATAHAN

Üye : Doç. Dr. Sabit OYMAEL

Üye : Prof. Dr. Gürel ÇAM

.....
.....
.....

Yukarıdaki imzaların adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım.

Kod No: 121

Prof. Dr. Mustafa KAPLANKIRAN
Enstitü Müdürü

.....
05 / 05 / 2003
Mustafa Kemal Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaktan yapılan bildirişlerin çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak gösterilmeden kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	I
ABSTRACT	III
ÖNSÖZ	V
SİMGELER VE KISALTMALAR	VI
ÇİZELGELER DİZİNİ	VII
ŞEKİLLER DİZİNİ	VIII
1. GİRİŞ	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR	3
2.1. Standart Otokorkuluk Dikmeleri Hakkında İncelemeler	3
2.2. Otokorkuluk Sistemin Bilgisayar Ortamında Modellenerek İncelenmesi	6
2.3. Gerçek Çarpışma Deneylerinin İncelenmesi	9
3. MATERYAL VE YÖNTEM	12
3.1. Materyal	12
3.2. Yöntem	14
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE YÖNTEM	15
4.1. Bilgisayar Simülasyonlarının Doğrulanması	15
4.1.1. G4(2W) ve G4(RW) ile Yapılan Gerçek Çarpışma Deneyleri	15
4.1.2. Bilgisayar Simülasyonları	18
4.1.2.1. G4(RW) Otokorkuluk Sisteminin Modellenmesi	18
4.1.2.2. G4(2W) Otokorkuluk Sisteminin Modellenmesi	21
4.1.3. Gerçek Çarpışma Deneyleri ile Bilgisayar Modellerinin Karşılaştırılması	22
4.2. Optimum Takoz Mesafesinin Belirlenmesi	27
4.2.1. G4(2W) Sistemi	27
4.2.2. G4(RW) Sistemi	35
4.3. Optimum Dikme Gömülme Derinliğinin Belirlenmesi	44
4.3.1. Dikme Gömülme Derinliği Hakkında Gelişmeler	44
4.3.2. Optimum Dikme Gömülme Derinliğinin Tespiti	44
4.3.3. İlk Simülasyon ile Optimum DGD'ne Sahip Sistemin Karşılaştırılması	48

4.4. Tartışma	53
4.4.1. Takoz Mesafesinin Artırılması Hakkında	53
4.4.2. Dikme Gömülme Derinliğinin Azaltılması Hakkında	54
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	56
KAYNAKLAR	57
EKLER	
EK 1	60
EK 2	63
EK 3	68
ÖZGEÇMİŞ	71



ÖZET

KUVVETLİ-AHŞAP DİKMELERE SAHİP OTOKORKULUK SİSTEMLERİNDE ÇARPIŞMA DENEYİ DAVRANIŞININ SANAL ORTAMDA İYİLEŞTİRİLMESİ

Kuvvetli-ahşap dikmeli otokorkuluk sistemlerinin çarpışma deneylerinde, aracın güvenli bir şekilde tekrar yola dönmesini önleyen ve otokorkuluğun çalışma prensibini bozan bir olay gözlenmiştir. İstenmeyen bu olay, aracın otokorkuluğa çarpan taraftaki tekerinin otokorkuluğun dikmesine çarpıp takılmasıdır. Bunun sonucunda aracın stabilitesi bozulmakta ve istenilmeyen davranışlar (spin atma, takla atma v.b.) meydana gelmektedir. Tekerin dikmeye çarpması ve takılması olayı literatürde "snag" diye adlandırılmaktadır.

Bu çalışmada tekerin dikmeye çarpması ve takılması olayının sebep ve sonuçları incelenecektir. Aynı zamanda, kuvvetli-ahşap dikmelere sahip otokorkuluk sistemlerinin, çarpışma deneyi davranışının sanal ortamda iyileştirilerek tekerin dikmeye çarpmasının önlenmesi amaçlanmıştır.

Seyir halinde iken herhangi bir sebeple yol güzergahından ayrılıp otokorkuluklara yönelen bir aracın senaryosunun canlandırıldığı çarpışma deneyleri, sonlu elemanlar yöntemini kullanarak dinamik analiz yapan programlarda modellenmektedir. Bu modelin analizi yapılarak simülasyonu elde edilmektedir. Simülasyonlar sonucunda deneylerde elde edilen sonuçların aynısı yakalanamasa da, çok yakın sonuçlara ulaşılabilir.

Gerçek çarpışma testlerinde kaydedilen bilgilerin ve simülasyonlardan elde edilen verilerin ışığında, tekerin dikmeye çarptığı anda çok ciddi ivmelenmeler olduğu ve araçta değişik eksenler etrafında dönmeler meydana geldiği gözlenmektedir.

Bu olayın engellenmesi için iki yöntem üzerinde durulmaktadır. Bunlar:

- a) Takoz derinliğinin artırılması ve
- b) Dikme gömülme derinliğinin azaltılması.

Öncelikle, Teksas Ulaşım Enstitüsünde yapılan G4(RW) ve G4(2W) otokorkuluk sistemlerinin yer aldığı gerçek çarpışma deneylerinin düzenekleri, bilgisayar programlarında modellenerek çarpışma davranışı analiz edilmektedir. Analiz sonucunda kabul edilebilecek derecede gerçeğe yakın sonuçlar elde edildikten sonra, tekerin dikmeye çarpmasını önlemek amacıyla düşünülen yollar için modeller üzerinde düzenlemeler yapılmaktadır.

Takozların derinliğinin artırılması yönteminde, dikmelerin kesitleri farklı olduğundan dolayı, iki sistemde farklı düzenlemeler yapılmaktadır. G4(RW) sisteminde takozun standart çap değeri olan 180-mm, oluşturulan diğer simülasyonlarda 190-mm, 210-mm, 230-mm ve 250-mm olarak düzenlenmektedir. G4(2W) sisteminde ise 140-mm x 190-mm olan standart boyut 140-mm x 210-mm, 230-mm ve 250-mm'ye artırılarak geliştirilmektedir. Geliştirilen bu yeni modellerle analizler yapılarak simülasyonları elde edilmektedir. Bu simülasyonlar seçilen boyutların uygunluğu konusunda fikirler vermektedir.

Analizler sonucunda, 210-mm ve 230-mm'lerde çarpışma şiddeti azalmasına rağmen sadece 250-mm'de tekerin dikmeye çarpmadığı görülmektedir. Buna bağlı

olarak optimum deęer her iki sistemde 250-mm olarak belirlenmiřtir. Takoz derinlięi 250-mm iken araçta ivmelenme deęeri çok dūřuk olmakla beraber, araç çok gūvenli bir řekilde tekrar yola dūnmektedir. Būylece aracın içindekiler için herhangi bir tehlike riski olmamaktadır.

Dikme gūmūlme derinlięinin (DGD) azaltılması yūnteminde G4(RW) sistemi kullanılmıřtır. 1118-mm olan standart DGD deęeri 1068-mm, 1018-mm, 968-mm ve 918-mm'ye deęiřtirilerek, dūrt farklı DGD'ne sahip sistemler oluřturulmuřtur. Bu farklı sistemler, bilgisayarda analiz yapılarak karřılařtırılmıřtır. Sonuçta, 968-mm'nin G4(RW) sistemleri için optimum deęer olduęu sonucuna ulařılmıřtır.



2003, 70 sayfa

Anahtar Kelimeler: Yol kenar gūvenlięi, otokorkuluk, ls-dyna, simūlasyon, ahřap dikme, dikme gūmūlme derinlięi, takoz mesafesi, arpıřma testi

ABSTRACT**AN INVESTIGATION OF VEHICLE STABILITY IN STRONG POST
GUARDRAIL SYSTEM**

Recent crash tests on strong-post round and rectangular-wood W-beam guardrail systems demonstrate that wheel snagging can be a serious concern for vehicle stability and impact severity. There are several methods that exist to minimize wheel snagging in strong-post guardrail systems.

In this study, alternative designs for improving the stability of test vehicle were evaluated using advanced analytical methods. Possible improvements to prevent wheel snagging were assessed. First part of the study aims to investigate the effect of one of those methods: the increased offset distance between post and W-beam rail. Second part improves the vehicle stability; in this context the current design was modified to include guardrail posts with shorter embedment depth.

To increase offset distance between post and W-beam rail, extensive simulation studies were performed. Different designs with varying offset block depths were evaluated and their impact performances were compared. *LS-DYNA*, a versatile, non-linear, large deformation, finite element program was utilized to analyze different alternatives.

Guardrail models previously validated against full-scale crash tests were used in the analysis. Simulation findings suggest that tendency to wheel snagging reduces with increased offset depths. 250-mm depth was determined to be the optimum offset distance between the wooden posts and W-beam. Simulation results show that when an effective 250-mm offset distance is provided, wheel snagging and associated vehicle instability and impact severity can be alleviated in wooden-post guardrail systems.

In second part of this study, a modification to the existing design was evaluated to improve the stability of impacting vehicle. A baseline finite element model of the existing system has been developed to replicate the observed crash test behavior of the G4(RW). The fidelity of the baseline model was verified against full-scale crash test results. To improve the vehicle stability, the current design was modified to include guardrail posts with shorter embedment depth.

An optimum post embedment depth was determined and used in the second simulation study. Finite element analysis results show that improved G4(RW) system eliminates wheel snagging on posts, reduces sudden vehicle deceleration and therefore improves the stability of impacting vehicle significantly. Moreover simulation results show that when 968-mm offset distance is provided, wheel snagging and associated vehicle instability and impact severity can be alleviated in wooden-post guardrail systems. 968-mm depth was determined to be the optimum embedment depth.

2003, 70 Page

Key Words: Roadside safety, guardrail systems, ls-dyna, simulation, wooden post, post embedment depth, offset block depth, crash test

ÖNSÖZ

Yol kenarlarında düzenlenen otokorkuluklar, herhangi bir hatadan dolayı aracın yol dışarısına çıkarak daha büyük bir kaza yapmasını engeller. Tabii ki aracın yolun dışına çıkmasının engellenmesi kontrollü bir şekilde olmalıdır. Yani aracın yola dengesiz bir şekilde tekrar döndürülmesi yolda seyir halinde olan diğer araçlar için tehlikeli olabilir.

Bilgisayar modelleme sayesinde otokorkuluk sistemlerinde optimum performans seviyelerine ulaşılabilmesi daha az masrafla olmaktadır. Gerçek çarpışma deneylerinde performansı yeterli bulunmayan otokorkuluk sistemlerinde yapılan düzenlemelerle tekrar deney yapmak çok maliyetli olmaktadır. Tabii ki burada bilgisayar programlarından elde edilecek değerlerin yaklaşık değerler olması, üzerinde durulması gereken bir konudur. Yani programlarla tespit ettiğimiz optimum değerler, gerçek çarpışma deneyleriyle kontrol edilmelidir.

Bu çalışmada, standart otokorkuluk sistemlerinde sadece iki büyüklük üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Bunlar w-ray'ın dikmelerden uzakta durmasını sağlayan takozun derinliği ve dikmelerin zemin seviyesinin altında kalan kısmının derinliğidir. Bunun yanı sıra, analizde kolaylık sağlayabilmek ve zaman kazanabilmek amacıyla, dikme-zemin etkileşiminin yerine yayların kullanılması gibi genel kabul görmüş basitleştirmelerden faydalanılmıştır. Bilgisayar modelinde deney düzeneğini tamamlamak amacıyla kullanılan araç modeli, NCAC'dan (Amerikan Ulusal Çarpışma Analiz Merkezi) alınan doğruluğu kanıtlanmış bir modeldir.

Master tez konumun belirlenmesinde ve çalışmalarımın her aşamasında yardımlarını esirgemeyen, değerli fikir ve katkılarıyla ışık tutan ve yönlendiren danışman hocam, Sayın Yrd.Doç.Dr. Ali Osman ATAHAN'a (Mustafa Kemal Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı), yardımlarını gördüğüm değerli mesai arkadaşlarım, Sayın Arş.Gör. Mustafa ÇALIŞICI ve Arş.Gör. Murat ÖRNEK'e (Mustafa Kemal Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı) teşekkürlerimi sunarım.

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

AASHTO	Amerikan Eyalet Karayolu ve Ulaştırma Birimleri Topluluğu
DGD	Dikme Gömülme Derinliği
FEMB	Sonlu Elemanlar Metoduna Uygun Modelleme Yapan Program
G4(2W)	Dikdörtgen Kesitli Kuvvetli Dikmeler, W-ray ve Takozdan Oluşan 4. Sınıf Otokorkuluk Sistemi
G4(RW)	Daire Kesitli Kuvvetli Dikmeler, W-ray ve Takozdan Oluşan 4. Sınıf Otokorkuluk Sistemi
GÇD	Gerçek Çarpışma Deneyi
LS-DYNA	Livermore Software Şirketinin Dyna Adlı Programı
NCAC	Amerikan Ulusal Çarpışma Analiz Merkezi
NCHRP	Amerikan Ulusal Anayol Araştırma Programı
W-ray	Otokorkuluklarda Kullanılan 2 Boğumlu Ray

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Ahşap dikmelerin bilgisayar modelinde kullanılan materyal özellikleri	4
Çizelge 2.2. Çarpışma deneylerinin sonuçları	5
Çizelge 2.3. Ls-dyna analizinde kullanılan ahşap dikmelerin materyal özellikleri	7
Çizelge 2.4. Modellemede kullanılan ahşap materyal özellikleri	8
Çizelge 2.5. Gerçek çarpışma deneylerinin sonuçları	10
Çizelge 4.1.1. G4(RW) modelinde dikmeler ve takozlarda kullanılan ahşap materyalin özellikleri	19
Çizelge 4.1.2. G4(RW) yuvarlak-kuvvetli-ahşap dikmeli otokorkuluk modelinin doğrulanması	25
Çizelge 4.1.3. G4(2W) dikdörtgen-kuvvetli-ahşap dikmeli otokorkuluk modelinin doğrulanması	26
Çizelge 4.2.1. Bu çalışmada kullanılan dikmelerin ve takozların ölçüleri	27
Çizelge 4.2.2. S1-S3 durumlarındaki simülasyonların gerçek çarpışma deneyi ile karşılaştırılması	34
Çizelge 4.2.3. S1-S3 durumlarında tekere etkiyen toplam impuls	35
Çizelge 4.2.4. S4-S7 durumlarının simülasyon detayları	42
Çizelge 4.2.5. S4-S7 durumlarının simülasyonunda tekere etkiyen toplam impuls	43
Çizelge 4.3.1. Farklı DGD'ne sahip yuvarlak- ahşap dikmelerin simülasyon sonuçları	47
Çizelge 4.3.2. G4(RW) sisteminde oluşturulan ilk simülasyon ve optimum DGD'ne sahip sistemin simülasyonunun karşılaştırılması	51

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Ahşap dikme ve teker modelinin resmi	4
Şekil 2.2. Dinamik deneyde ağaç dikmelerin deformasyon-zaman grafiği	6
Şekil 3.1.1. Deney düzeneğinde G4(RW) otokorkuluk sistemi	13
Şekil 3.1.2. Deney düzeneğinde G4(2W) otokorkuluk sistemi	13
Şekil 4.1.1. TTI Testi 405391-1 numaralı deneyde denge problemleri	16
Şekil 4.1.2. TTI Testi 471470-26 numaralı deneyde denge problemleri	17
Şekil 4.1.3. Bilgisayar simülasyonu çalışmalarında kullanılmak için hazırlanan araç, zemin ve G4(RW) sisteminin modellerinden oluşan düzenek	20
Şekil 4.1.4. Deney düzeneği modelinde G4(2W) sistemi	21
Şekil 4.1.5. Ahşap dikmeli otokorkuluk sistemlerinde meydana gelen teker çarpma ve takılmasının resimle gösterilmesi	24
Şekil 4.2.1. S2 durumu simülasyon çalışmasında kullanılan G4(2W) otokorkuluk sisteminin kurulum düzeni resmi	28
Şekil 4.2.2. S1 durumunun simülasyonunda tekerin dikmeye çarptığı gözlemlendi	29
Şekil 4.2.3. G4(2W) sisteminin farklı takoz derinlikleri kullanılarak yapılan simülasyonlarında, tekerin montaj noktasında meydana gelen kuvvetlerin zamana bağlı grafikleri	30
Şekil 4.2.4. S2 durumunun simülasyonunda tekerin 16. dikmeye çarpması	31
Şekil 4.2.5. G4(2W) sisteminde oluşturulan S3 durumunun simülasyonunda tekerin dikmelere çarpmaksızın geçmesi	33
Şekil 4.2.6. S4 durumunun simülasyonunda tekerin dikme 15'e çarpması	36
Şekil 4.2.7. G4(RW) sisteminin farklı takoz derinlikleri kullanılarak yapılan simülasyonlarında, tekerin montaj noktasında meydana gelen kuvvetlerin zamana bağlı grafikleri	37
Şekil 4.2.8. S5 durumunun simülasyonunda tekerin 15. dikmeye çarpması	38
Şekil 4.2.9. S6 durumunun simülasyonunda tekerin dikme 15'i etkileşimsiz geçmesi ve 16. dikmeye çarpması	39
Şekil 4.2.10. G4(RW) sisteminde oluşturulan S7 durumunun simülasyonunda tekerin dikmelere çarpmaksızın geçmesi	40

Şekil 4.3.1. Farklı DGD'ne sahip yuvarlak-ahşap dikmelerin sarkaç deneyi sonuçlarının karşılaştırılması	45
Şekil 4.3.2. Farklı DGD'ne sahip yuvarlak-ahşap dikmelerin, dikme deformasyonu – tekerin pozisyonu resimlerinin karşılaştırılması	48
Şekil 4.3.3. Geliştirilmiş G4(RW) sistemlerinde gözlemlenen seri fotoğraflar	49
Şekil 4.3.4. İlk simülasyon ve optimum değerli simülasyonun ivme-zaman grafiklerinin karşılaştırılması	50
Şekil 4.3.5. G4(RW) sisteminde 1118 mm and 968 mm DGD'ne sahip modellerin w-ray deformasyonlarının karşılaştırılması	52



1. GİRİŞ

Kuvvetli ahşap dikmelere sahip G4(RW) ve G4(2W) otokorkuluk sistemleri Amerika ve Avrupa'da yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu otokorkuluk sistemleri, otokorkuluğa çarpan aracın tekrar güvenli bir şekilde yola dönmesini sağlamak için kullanılır. Bu sistemler üzerinde gerçekleştirilen birçok çarpışma deneyi, sistemlerin araçları yol içerisinde tutmayı başarabileceğini ve dolayısıyla güvenilir sistemler olduğunu göstermektedir (BLIGH, 1995).

Gerçek çarpışma deneyleri 2000-kg ağırlığında pikap araçların, yaklaşık 100-km/saat hızla otokorkuluk sistemine çaptırılmasıyla gerçekleştirilir. Deney sonuçlarında, otokorkulukların performansının NCHRP Rapor 350'nin (Amerikan Ulusal Anayol Araştırma Programı Rapor 350) minimum standartlarını sağlayacak düzeyde olduğu taktirde araçların yol içerisinde kaldığı görülmektedir (ROSS, 1993).

Kuvvetli dikmeli otokorkuluk sistemi ile zayıf dikmeli sistem karşılaştırıldığında, çarpışma sırasında güçlü dikme içeren sistemde daha yüksek ivmelenme ve daha az w-ray deformasyonu meydana gelir (Otokorkuluk çeşitleri hakkında bilgi EK 1'de verilmektedir). Otokorkuluk dikmeleri, çarpma yüklerine maruz kaldıkları zaman, kuvvet-deplasman davranışı ve enerji dağılım karakteristikleri iki kritik performans oluşturur (STOUT ve ark., 1988). Dikmeler, çarpma yükleri etkideğinde, çarpma mukavemeti yetersiz olduğu durumlarda kolayca kırılacağından dikmelerin kuvvet-deformasyon davranışı çok önemlidir. Dikmelerin kırılması otokorkuluğun deformasyonunun yatayda artmasına sebep olur. Bu da w-rayın yırtılmasıyla sonuçlanabilir. Kuvvetli dikmeler kullanılarak otokorkuluğun çarpışma yük kapasitesi artırılabilir. Böylece otokorkuluğun aşırı yatay deplasmanı ve w-rayın istenilmeyen şekilde olan davranışı önlenmiş olur.

Bunun yanında, aracın tekerinin otokorkuluğun dikmesine çarpması, araç dengesinin bozulmasına sebep olan bir tehlikedir. Çünkü tekerin dikmeye çarpması takla veya spin atma gibi stabilite problemlerine neden olmaktadır. Bunun yanında ani ivme kaybı ve bundan dolayı oluşan sürücü yaralanmaları da görülmektedir.

G4(RW) ve G4(2W) otokorkuluk sistemlerinin 2000-kg'lık pikap araca olan etkileri ve bu aracı yeniden yönlendirmesi, GÇD'leri (Gerçek Çarpışma Deneyi) ile

incelenmektedir. Çarpışma deneylerinde kullanılan sistem, NCHRP Rapor 350 şartnamesine uymasına rağmen, deney aracının stabilitesi ve aracın otokorkuluğu terk etme açısı hakkında bazı kaygılar ortaya çıkmaktadır. Bu kaygıların sebebi, aracın otokorkuluğa çarptığı taraftaki tekerin dikmeye takılması ve araçtan ayrılmasıyla ilgilidir.

G4(RW) ve G4(2W) sistemlerinin yer aldığı deneyler, aracın ön-sol tekerinin otokorkuluğa çarparak istenmeyen bir etkileşim içerisinde olduğunu göstermektedir. Teker dikmeye takılarak ileri doğru hareketinden alıkonulmakta ve bu da araçta ani ivme değişikliklerine, aracın savrulmasına ve aracın stabilitesini kısmen kaybetmesine sebep olmaktadır.

Bu çalışmada, G4(RW) ve G4(2W) otokorkuluk sistemleri üzerinde bazı dizayn değişiklikleri yapılarak yukarıda bahsedilen olumsuz etkilerin giderilmesi amaçlanmaktadır. Düşünülen dizayn değişiklikleri, standart dikmelerin gömülme boylarının azaltılması ve w-ray ile dikme arasında yer alan takozun derinliğinin artırılmasından ibarettir. Geliştirilen bu yeni dizaynlar ile tekerin dikmelere çarpıp takılmasının önlenmesi ve dolayısıyla aracın stabilitesinin artırılması planlanmaktadır.

Bu çalışmalar sırasında bilgisayar programlarından yararlanılmıştır. Bunlar, paket program ls-dyna ve yazılım ailesidir. Programlarda, gerçek çarpışma deney düzenekleri bilgisayar ortamında modellenmektedir (HALQUIST, 1998). Bu modeller ls-dyna'da analiz edildikten sonra gerçek çarpışma deneylerine çok yakın sonuçlara ulaşılmaktadır.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Kuvvetli dikmeli otokorkuluk sistemlerinde çarpışma sırasında meydana gelen olaylardan ekerin dikmeye çarpması ve takılması ile ilgili raporlar ve makalelerin özetleri aşağıda sunulmuştur.

2.1. Standart Otokorkuluk Dikmeleri Hakkında İncelemeler

KARLSON (2000), standart ölçülere sahip otokorkuluk dikmeleri üzerinde çalışmalarını, aracın otokorkuluğa çarpması sırasında meydana gelen tekerin dikmeye çarpma olayını, sistemi tek bir dikmeye indirgeyerek incelemiştir. Araştırmalarını gerçek çarpışma deneyleri yerine bilgisayar simülasyonlarıyla yapmıştır. Dikmeleri bilgisayar ortamında modelledikten sonra, çarpışma düzeneğini tamamlamak için 1400-kg ağırlığında ve silindir şeklinde bir çarpan modellemiştir. 150-mm x 200-mm ahşap dikme, W150x23.5 çelik dikme ve W150x13.5 çelik dikmeyi farklı çarpışma düzeneklerinde modelleyerek, 1400-kg ağırlığındaki çarpanı 32-km/s hızla çarptırmıştır. Dikmeleri modellerken kırılma ihtimali olan bölgeleri ve kırılma ihtimali olmayan bölgeleri farklı materyal tanımlamaları ile modellemiştir. Ahşap dikmeler için kullandığı materyal tanımlamaları Çizelge 2.1'de gösterilmektedir. Bu dikmelerin her birine ait enerji absorpsiyon kapasitelerini tespit edip bunların zamana bağlı grafiklerini çalışmasında göstermektedir.

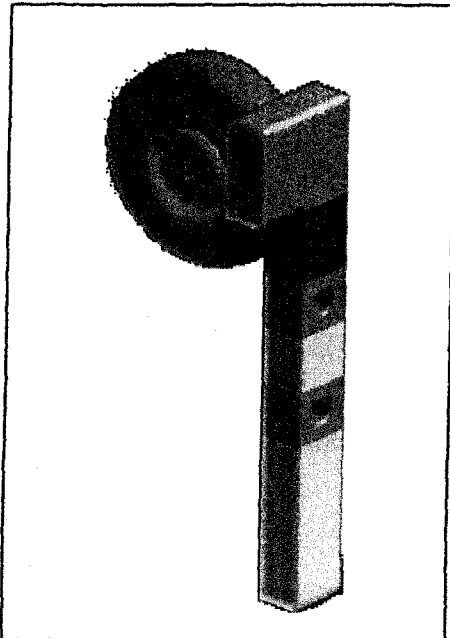
Dikmelerin enerji dissipasyon kapasitelerini belirledikten sonra, çarpışma deneylerinde görülen tekerin dikmeye çarpmasını engellemek için iki farklı yöntem kullanılmaktadır. Bunlar;

- a) Takoz derinliğinin artırılması ve
- b) Dikmenin gövdesinde delik açılmasıdır.

KARLSON (2000), bilgisayar ortamında deney düzeneklerini modelledikten sonra bu yöntemleri uygulayarak yani farklı takoz derinliklerinde ve dikmelerin gövdelerine farklı sayıda delikler açarak analizler yapmıştır. Bu analizlerde silindir çarpan yerine gerçek boyutlarda teker kullanılmıştır (Şekil 2.1). Çalışmanın sonucunda; 150x200-mm ahşap dikmelerde, tekerin dikmeye çarpmasının önlendiği takoz derinliği 250-mm olmaktadır.

Çizelge 2.1. Ahşap dikmelerin bilgisayar modelinde kullanılan materyal özellikleri

Kırılma Olmayan Bölge		
Materyal Tipi	3	İzotropik-elastik-plastik
Eleman Tipi	solid	1 integrasyon noktalı
Yoğunluk	610	kg/m ³
Elastisite Modülü	11	GPa
Poisson Oranı	0.3	
Akma Gerilmesi	40	MPa
Tanjant Modülü	11	MPa
Kırılma Bölgesi		
Materyal Tipi	13	Kırılma için izotropik-elastik-plastik
Eleman Tipi	solid	14 integrasyon noktalı
Yoğunluk	610	kg/m ³
Elastisite Modülü	11	GPa
Poisson Oranı	0.3	
Kayma Modülü	4231	MPa
Hacim Modülü	9167	MPa
Akma Gerilmesi	40	MPa
Kırılma Gerilmesi	-1.0E+20	MPa



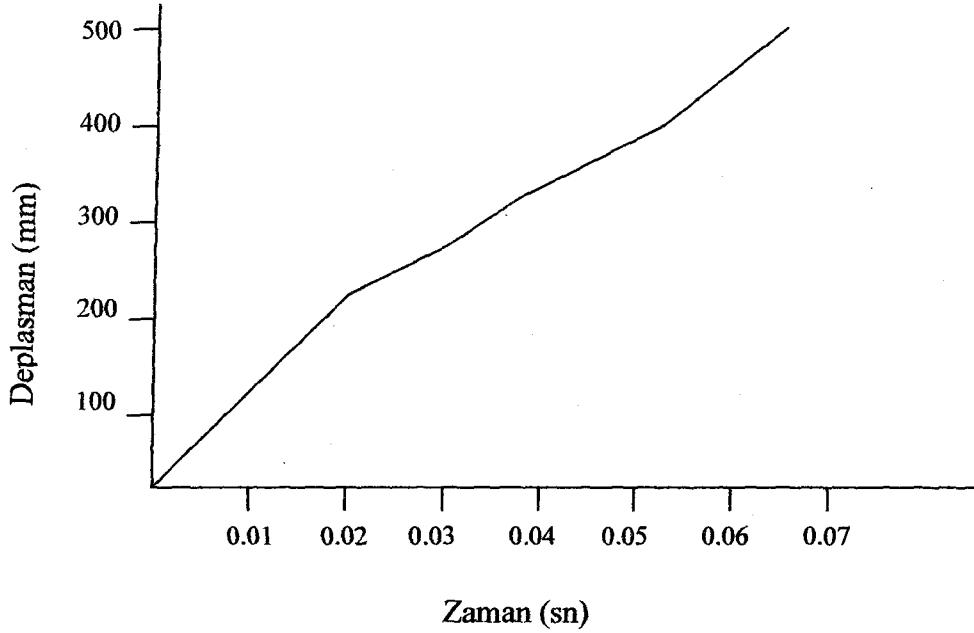
Şekil 2.1. Ahşap dikme ve teker modelinin resmi

COON ve ark. (1999), çelik ve ahşap dikmelerle dinamik çarpışma deneyleri yapmışlardır. Bu dikmeler; W150x13.5 ve W150x23.5 çelik profil olanlar ve 150x200-mm çam ağacından yapılan dikmelerdir. W150x23.5 çelik dikmeler, dikmenin zeminden ayrılmasına göre dizayn edilerek tipik çarpışma deneylerinden farklı deformasyonlara ulaşılmıştır. 946-kg ağırlığa sahip araç, 5.5, 8.9 ve 13.4-m/sn hızla dikmelere çarptırılmıştır. Çizelge 2.2’de deneyler sonucunda elde edilen veriler gösterilmektedir.

Çizelge 2.2. Çarpışma deneylerinin sonuçları

	Çarpışma Hızı (m/s)	Maksimum Kuvvet (kN)	Maksimum Deplasman (mm)	Aracın Son Durumu
Çelik Dikme				
W150x13.5	4.6	64.0	234	Durdu
W150x13.5	6.0	32.3	597	Durdu
W150x13.5	5.4	66.9	314	Durdu
W150x23.5	5.9	67.0	348	Durdu
W150x23.5	8.9	104.7	597	Devam etti
W150x23.5	8.9	86.3	597	Devam etti
Ahşap Dikme				
150x200 mm	4.9	36.3	444	Durdu
150x200 mm	4.8	38.8	450	Durdu
150x200 mm	9.6	77.8	597	Durdu
150x200 mm	9.0	64.2	145	Dikme kırıldı

HOLLOWAY ve ark. (1996), çelik ve ahşap dikmelerin gömüldüğü zeminlerle ilgili çalışmalar yaptılar. Killi ve kumlu zeminlerin değişik su muhtevalarında dinamik çarpışma deneyleri düzenlediler. Elde ettikleri verileri bilgisayar simülasyonu da kullanarak yorumladılar. Kullanılan aracın ağırlığı 1390-kg ve çarpışma hızı 32-km/saat’tır. 150x200-mm kesite sahip ahşap dikmenin deformasyon-zaman grafiği Şekil 2.1’de gösterilmiştir. Grafikte görüleceği gibi dikmenin maksimum deplasmanı yaklaşık 500-mm’dir.



Şekil 2.2. Dinamik deneyde ağaç dikmelerin deformasyon-zaman grafiği

2.2. Otokorkuluk Sistemin Bilgisayar Ortamında Modellenerek İncelenmesi

RAY ve PATZNER (1997), eksantrik yüklü ray sonlarının (EYRS) sonlu elemanlar modelini, LS-DYNA programını kullanarak geliştirmişlerdir. Bu modelin performansı 2000-kg'lık aracın çarpıtılmasıyla ölçülmüştür. Ahşap dikmeler, bilgisayar ortamında solid (katı)elemanlar kullanılarak modellenmiştir. Kırılma bölgesinin materyali, ls-dyna programında tanımlanan materyal tiplerinden 13. materyal tipi (kırılma bölgesi için elastik-plastik materyal) ile tanımlanmaktadır. Bu materyal tipinin yanında 14 integrasyon noktası olan eleman formülasyonu kullanılmıştır. Dikmenin büyük kısmı 1. materyal tipi olan elastik-plastik materyal tipi ile modellenmiştir. Böylece modelin analiz süresinin daha az olması amaçlanmıştır. Dikmenin geriye kalan kısmı 3. materyal tipi olan kinematik-isotropik elastik-plastik materyal tipi ile modellenmiştir. Analizde kullanılan ahşap dikmenin özellikleri Çizelge 2.3'te gösterilmektedir.

Çizelge 2.3. Ls-dyna analizinde kullanılan ahşap dikmelerin materyal özellikleri

Eleman Tipi	BT	Solid
Yoğunluk	610	Kg/m ³
Poisson Oranı	0.30	
Üst Kısım		
Materyal Tipi	1	Elastik
Elastisite Modülü	11	GPa
Kırılma Bölgesi		
Materyal Tipi	13	Kırılma için izotropik-elastik, plastik
Kayma Modülü	4231	MPa
Hacim Modülü	9167	MPa
Akma Gerilmesi	27	MPa
Kırılma Gerilmesi	-120	MPa
Alt Kısım		
Materyal Tipi	3	İsotropik-elastik-plastik
Elastisite Modülü	200	GPa
Akma Gerilmesi	40	MPa

PLAXICO ve ark. (1988), ahşap dikmeli otokorkuluk sisteminin sonlu elemanlar modelini yaparak dikme-zemin etkileşimini incelemiştir. Dikme bölümlerinin modellenmesinde farklı materyal modelleri kullanılmıştır. Kullanılan materyal tipleri ve özellikleri Çizelge 2.4'te gösterilmiştir. Otokorkuluğun dikmeleri yay dizisiyle desteklenmiştir. Yaylar zemin materyali özelliklerini taşımaktadırlar. Zemini modellerken kullanılan özelliklerden iç sürtünme açısı, farklı zeminlerde ve yoğunluklarda değiştirilmektedir. Bu modelde açının değeri, simülasyon sonuçlarıyla fiziksel sarkaç deneyinin sonuçları birbirine uyana kadar değiştirilmiştir. Seçilen 35 derecelik açı ile gerçeğe yaklaşılmıştır.

Çizelge 2.4. Modellemede kullanılan ahşap materyal özellikleri

Kırılmayan Bölge		
Materyal Tipi	3	İzotropik-elastik-plastik
Element Tipi	Solid	1 noktalı integrasyon
Yoğunluk	610	Kg/m ³
Elastisite Modülü	11	GPa
Poisson Oranı	0,3	
Akma Gerilmesi	40	MPa
Tanjant Modülü	11	MPa
Kırılma Bölgesi		
Materyal Tipi	13	Kırılma için İzotropik-elastik-plastik
Element Tipi	Solid	14 noktalı integrasyon
Yoğunluk	610	Kg/m ³
Poisson Oranı	0,3	
Kayma Modülü	4231	MPa
Hacim Modülü	9167	MPa
Akma Gerilmesi	40	MPa
Kırılma Gerilmesi	-90	MPa

PLAXİCO ve ark. (1998), kırılabilir kabloların kullanıldığı otokorkuluk sistemlerinde dikme ve zemin mukavemetinin birbirlerine etkilerini incelemişlerdir. Dikme-zemin etkileşiminin modellenmesi ve materyal özellikleri en son bahsettiğimiz modeldeki gibi yapılmaktadır. Buradaki amaç dikme ile zemin mukavemeti arasında uygun bir kombinasyon kurulmasıdır.

PLAXİCO ve ark. (2000), gerçek çarpışma deneyleri ve sonlu eleman modellerini kullanarak, G4(1W) ve G4(2W) sistemlerinin çarpışma performanslarını karşılaştırmışlardır. İlk önce G4(2W) sisteminin sonlu elemanlar modeli geliştirilerek bu modelden elde edilen sonuçlar gerçek çarpışma deneyi ile karşılaştırılmaktadır. Çarpışma deneyi ile sonlu eleman modeli arasında güzel bir birliktelik kurulduktan sonra G4(1W) otokorkuluk sisteminin sonlu eleman modeli yapılmıştır. Daha sonra bu

iki G4 otokorkuluk sistemi karşılaştırılmış ve aralarındaki benzerlikler tespit edilmeye çalışılmıştır. Her iki otokorkuluk sisteminin simülasyon sonuçları, deneylerde belirtilen koşullar ile aynı özellikleri göstermektedir. GÇD'nde görülen tekerin dikmeye takılması olayı simülasyonlarda da aynen görülmektedir.

SICKLING VE ROSS (1987), W-Ray'a sahip güçlü dikmeli otokorkuluk sistemlerinde optimum yapı değerlerine ulaşabilmek için çalışmalar yapmışlardır. Yapı optimizasyonunun hedefi, otokorkuluk sistemini oluşturan elemanların en verimli olacağı değerleri bulmaktır. Bilgisayar simülasyonunda Guard adlı bir programdan yararlanılmıştır. Güçlü dikmeli otokorkuluk sistemlerinde incelenecek dört değişken vardır. Bunlar; dikmeler arası mesafe, W-rayın yüksekliği, dikmenin kesiti ve uzunluğu ve takoz derinliğidir. Bu değişkenlerin varyasyonları çarpışma performansını ciddi boyutlarda etkiler. Takoz derinliklerinde iki farklı boyut düşünülmüştür. Bunlar 254-mm ve 356-mm'dir. Modellenen çarpma düzeneğinde küçük araç kullanılmıştır. Guard programından elde edilen simülasyon sonuçlarına göre, takoz derinliğinin 254-mm ve 356-mm olduğu durumlarda tekerin dikmeye takılması önlenmektedir.

2.3. Gerçek Çarpışma Deneylerinin İncelenmesi

MAK ve MENGES (1994), 2000-kg'lık aracı kullanarak yaptıkları deney ile güçlü dikmeli otokorkuluk sistemlerinin performansını yorumladılar. Aracın hızı 100km/saat ve çarpma açısı 25 derece olarak tasarlanmıştır. G4(2W) standart otokorkuluk sistemi ile G4(1S) standart otokorkuluk sistemi deney düzeneklerinde kullanılmıştır. İlk test olan G4(2W) sistemin kullanıldığı deneyde aracın ön sol tekerinin dikmeye takıldığı ve araçtan ayrıldığı gözlenmiştir. G4(1S) sisteminin performansının gözlemlendiği deney sonucunda ise ön sol tekerin dikmeye takıldığı ve bundan dolayı aracın spin attığı görülmektedir. Araç rayın sonuna geldiğinde yuvarlanmaktadır. Burada otokorkuluk yüksekliği 866-mm ve dikmenin kesiti 150-mm x 200-mm olarak modellenmiştir.

STOUT ve ark. (1988), dikme-zemin etkileşimini üzerinde çalışmalar yaptılar ve bu etkileşimin çarpma olaylarını etkilediğini gösterdiler. 2134-mm dikme uzunluğuna sahip iki çeşit otokorkuluk sisteminin performansını test etmeyi amaçlamışlardır. Dikme uzunluğunu değiştirerek 4 adet gerçek çarpışma deneyi yapmışlardır. Bu deneylerin sonuçları Çizelge 2.5'te gösterilmektedir.

Çizelge 2.5. Gerçek çarpışma deneylerinin sonuçları

Deney	O.S.	Uzunluk (mm)	Hız (km/s)	Çarpma Açısı (derece)	Sonuçlar
1717-1-88	G4(1S)	2134	97.6	26	Tekrar yönlendirme yok. Rayda penetrasyon var
1717-2-88	G4(1S)	1829	97.9	27	Tekrar yönlendirme var. Rayda penetrasyon var
1717-3-88	G2	2134	97.3	25	Tekrar yönlendirme var. Çok yüksek hız değişimi var
1717-4-88	G2	1600	97.9	26	Tekrar yönlendirme var. Rayda penetrasyon var ve teker dikmeye takılıyor.

IVEY ve ark. (1986), W-ray ve thrie-ray'dan oluşan otokorkuluk sistemlerinin performansını gerçek çarpışma deneyi ile ölçmüşlerdir. Bu deneyde otokorkuluk sistemine okul otobüsü yani ağır bir vasıta çarptırılmıştır. Bu rapor, aynı zamanda thrie-ray'a sahip otokorkuluklarda yapılan düzenlemeleri ve gelişmeleri anlatmaktadır. 9081-kg'lık otobüs ile iki adet çarpışma deneyi yapılmaktadır. Bunlardan birinde, 13.5 derece çarpma açısı ve 89.5 km/saat çarpma hızı ve diğerinde 15 derece çarpma açısı ve 96 km/saat çarpma hızı kullanılmıştır. Deneylerin sonucunda 90 derecelik bir dönme açısı ve rayın arka kısmında penetrasyon olayı gözlenmiştir. Her iki sonuç kabul edilemez bulunmuştur. Aracı güvenli bir şekilde tekrar yola yöneltmesi gereken otokorkuluk sisteminde önemli dizayn değişiklikleri yapılması gerektiğine karar verilmiştir. Bu değişiklikler, otokorkuluğun yüksekliğinin artırılması, takoz derinliğinin 360-mm'ye çıkarılması, dikme gömülme derinliğinin artırılması ve thrie-ray'ın değiştirilmesidir. Otokorkuluk sistemi üzerinde bu değişiklikler yapıldıktan sonra, 9081-kg'lık otobüs, 89.8-km/saat hız ve 15 derecelik açı ile tekrar deney yapılmıştır. Sonuçta kabul

edilebilir çarpışma değerlerine ulaşılmıştır. Bu deneyler daha önce 1032-kg ağırlığında Honda Civic marka otomobil ile 100.6-km/saat hız ve 15 derece açı 99.1-km/saat ve 18 derece açı durumlarında daha önce yapılmıştı. Bu deneylerin her ikisinde de tekerin dikmeye takılmadığı gözlenmiş ve tatmin edilen sonuçlar elde edilmiştir. Son deneyde, 14515-kg'lık şehiriçi otobüsü, 60-km/saat ve 14 derece çarpma açısı ile geliştirilmiş otokorkuluk sistemine çarptırılarak performansının aracı tekrar yönlendirip yönlendiremeyeceği test edilmiştir. Otobüste meydana gelen bütün reaksiyonlar ideal olarak düşünülmüştür. Sonuç olarak söylenebilir ki; takoz derinliği 360-mm'ye çıkarıldığında, tekerin dikmeye takılmadığı gözlenmektedir.

MAK ve MENGES (1995), thrie-ray'a sahip iki çeşit otokorkuluk sisteminin çarpışma deneyini gerçekleştirdiler. Kullanılan 2000-kg'lık aracın her iki deneyde hızı 100-km/saat ve çarpışma açısı 25 derece olarak seçilmiştir. Geliştirilmiş thrie-raya sahip otokorkuluk sisteminde, aracın ön sol tekerinin dikmeye takılarak, tekerin monte edildiği yerden koptuğu gözlenmiştir. Thrie-ray'a sahip G9 otokorkuluk sisteminin kullanıldığı deney, tekerin dikmeye takılması ve aracın yuvarlanmasıyla sonuçlanmıştır.

MAK ve ALBERSON (1994), tarafından yapılan gerçek çarpışma deneyinde, 2000-kg'lık pikap araç w-ray ve zayıf dikmelerden oluşan G2 otokorkuluk sistemine çarptırılmıştır. Aracın hızı 71.0 km/saat ve çarpma açısı 26.1 derece olarak seçilmiştir. Bu halde iken tekerin dikmeye çarptığı ve takıldığı gözlenmiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

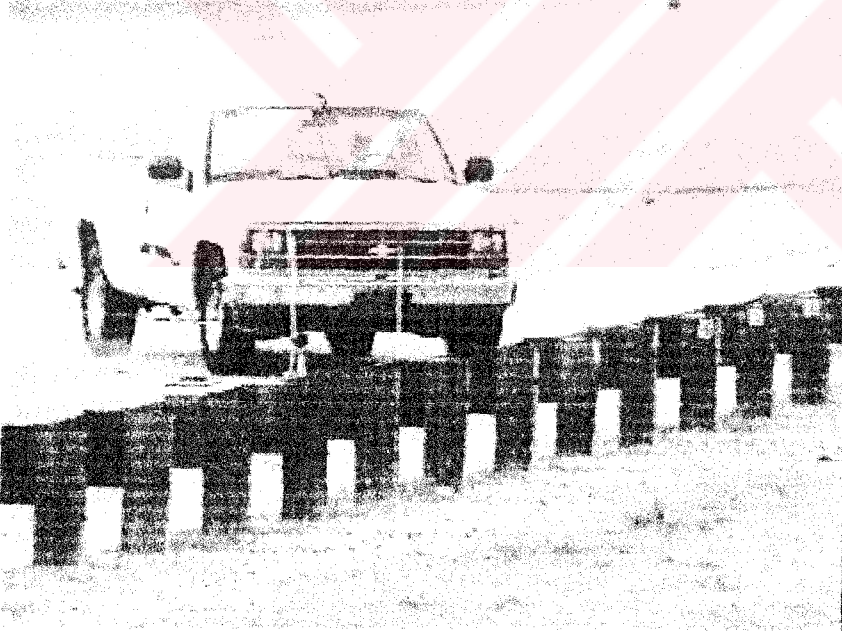
Bu çalışmada yarı rijit otokorkuluk sistemlerinden G4(RW) ve G4(2W) sistemlerinin performansı incelenmiştir (EK1).

Kuvvetli dikmeli otokorkuluk sistemleri arasında yer alan G4(RW) otokorkuluk sistemi Teksas Eyaletinde (A.B.D.) yaygın biçimde kullanılmaktadır. Bu sistem nominal olarak, 180 mm çapı olan yuvarlak kesitli ağaç dikmeler ile 140-mm genişlik x 180-mm derinlik x 356-mm uzunluk ölçülerine sahip olan takoz ve w-raydan oluşmaktadır (Şekil 3.1.1). 1829-mm uzunluğa sahip olan dikmelerin, 1118-mm'si zemin seviyesinin altındadır. Yani dikmenin gömülme derinliği 1118-mm'dir. Dikme ile w-ray arasında bulunan ve 140x200x356-mm ölçülerine sahip takozun görevi, tekerin arabadan ayrılmasıyla sonuçlanabilen, tekerin dikmelere çarpmasını önlemektir. Dikmeler arası mesafe 1905-mm'dir. Dikmeler birbirine 2,66-mm kalınlığı ve 4-m uzunluğu olan w-raylarla birleştirilmiştir. Dikmeler, takozlar ve w-ray birbirine civatalar vasıtasıyla tutturulmaktadır. 15240-mm uzunluğundaki sistemin her iki sonuna, otokorkuluk sonu enerji absorbe edici terminaller uygulanmıştır. Böylece 45700-mm uzunluğundaki G4(RW) otokorkuluk sistemi terminaller yardımı ile 15240-mm içerisinde sınırlandırılmaktadır.

Şekil 3.1.2.'de görülen G4(2W) otokorkuluk sisteminin G4(RW) sistemi ile çok benzer olduğu AASHTO otokorkuluk donanım rehberinde görülmektedir (AASHTO, 1996). Bu benzer özellikler: i) 1829 mm uzunluğundaki dikmelerin 1118 mm'lik bölümü zemin içerisinde yer almaktadır. ii) G4(2W) sisteminde dikdörtgen takozun ölçüleri 140 mm genişlik x 190 mm derinlik iken G4(RW) sistemindeki yuvarlak takozun çapı 180 mm'dir. iii) Dikmeler arası mesafe 1905 mm'dir. iv) 2.66-mm et kalınlıklı standart w-ray kullanılmaktadır. v) w-rayların dikmelere tutturulduğu civatalar arası mesafe aynıdır. vi) w-rayların sonları aynı şekilde sonlandırılmıştır. Yani görüldüğü gibi iki sistem arasındaki tek fark birinin dikdörtgen diğerinin yuvarlak kesitli dikmelere sahip olmasıdır.



Şekil 3.1.1. Deney düzeneğinde G4(RW) otokorkuluk sistemi



Şekil 3.1.2. Deney düzeneğinde G4(2W) otokorkuluk sistemi

Her iki sistemde de kullanılan ahşap dikmelerin ve takozların malzeme özellikleri 2. sınıf ahşap malzeme olan çam ağacının (Southern Yellow Pine Grade 2) özellikleridir (WOOD HANDBOOK, 1987). Yani ağaç dikmeler ve takozlar çam ağacından yapılmaktadır. Kullanılan ahşap malzeme, meydana gelebilecek hava koşullarından etkilenme, yıpranma, yorulma, çürüme gibi bozulmaları önlemek amacıyla koruyucu maddelerle kaplanmıştır.

3.2. Yöntem

Bu çalışma da ilk amaç gerçek çarpışma deneylerini bilgisayar ortamına aktarabilmektir. Bunun için LS-DYNA programının yardımcı programı olan FEMB yardımıyla çarpışma deneylerinin düzeneği bilgisayarda modellenecek ve sonra analizi yapılacaktır (HALQUIST, 1998). Analiz sonrasında, bilgisayar simülasyonunda çarpışma deneyine çok yakın sonuçlar elde edildiğinde, modeller doğrulanmış olmaktadır. Bundan sonra, doğrulanmış bilgisayar modeli üzerinde değişiklikler yapılarak optimum değerlere ulaşılmaya çalışılacaktır.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

4.1. Bilgisayar Simülasyonlarının Doğrulanması

4.1.1. G4(2W) ve G4(RW) ile Yapılan Çarpışma Deneyleri

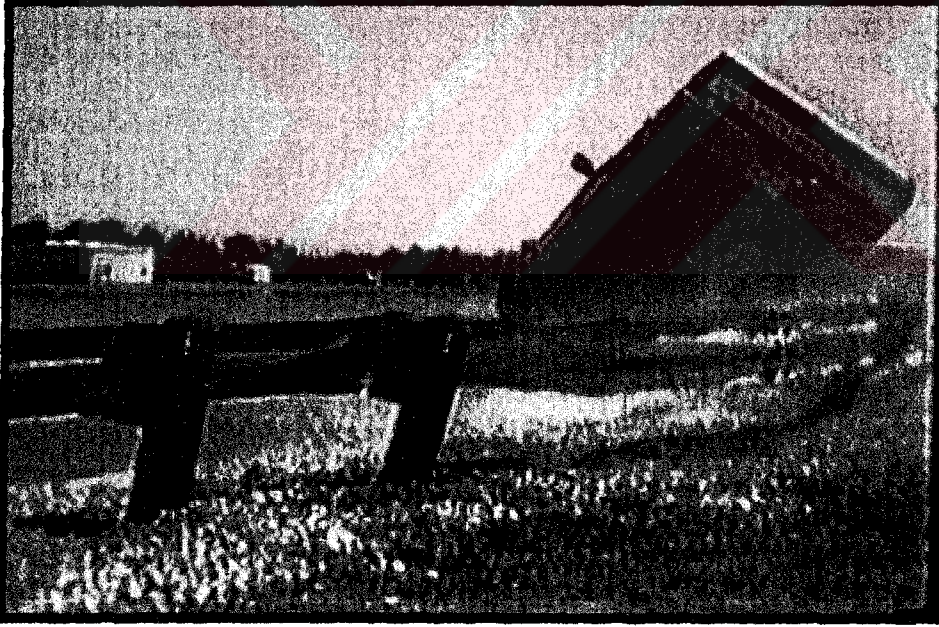
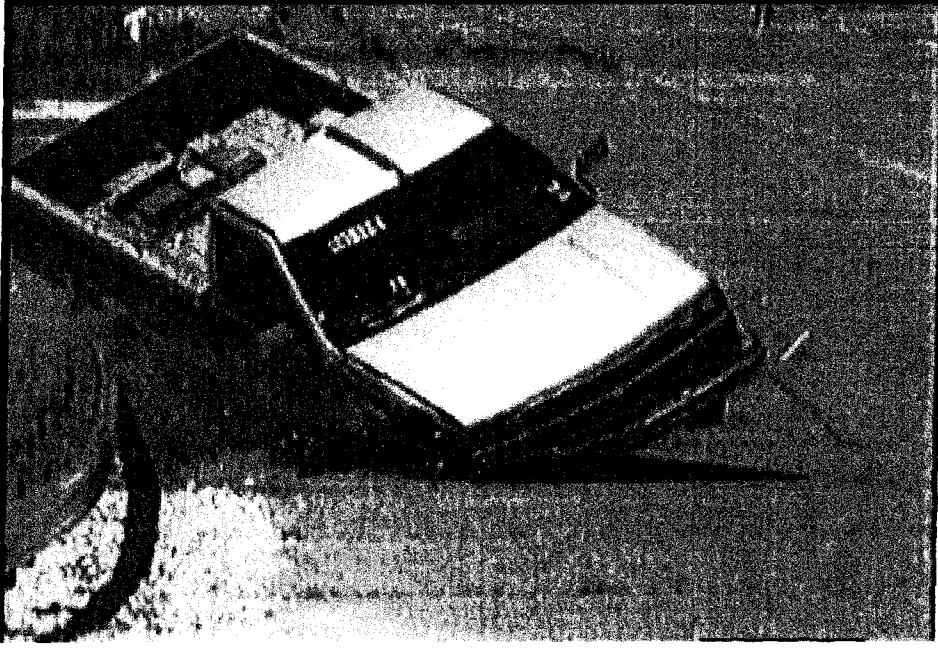
Çalışmamızda kullanacağımız her iki otokorkuluk sisteminde, gerçek çarpışma deneyleri yapılmıştır. Bilgisayarda oluşturulan modeller bu çarpışma deneylerinin sonuçlarıyla karşılaştırılarak doğrulanmaktadır.

Texas Ulaşım Enstitüsünde, G4(RW) kuvvetli dikmeli otokorkuluk sisteminin çarpışma performansının, NCHRP Rapor 350'ye uygunluğunu kontrol edebilmek için gerçek çarpışma deneyleri yapılmaktadır (ROSS ve ark., 1993). TTI 405391-1 numaralı deneyde, 100-km/s hızıyla seyreden 2000-kg ağırlığındaki araç, 25 derecelik bir açıyla otokorkuluk sistemine çarpmaktadır (BLIGH ve BULLARD, 1995).

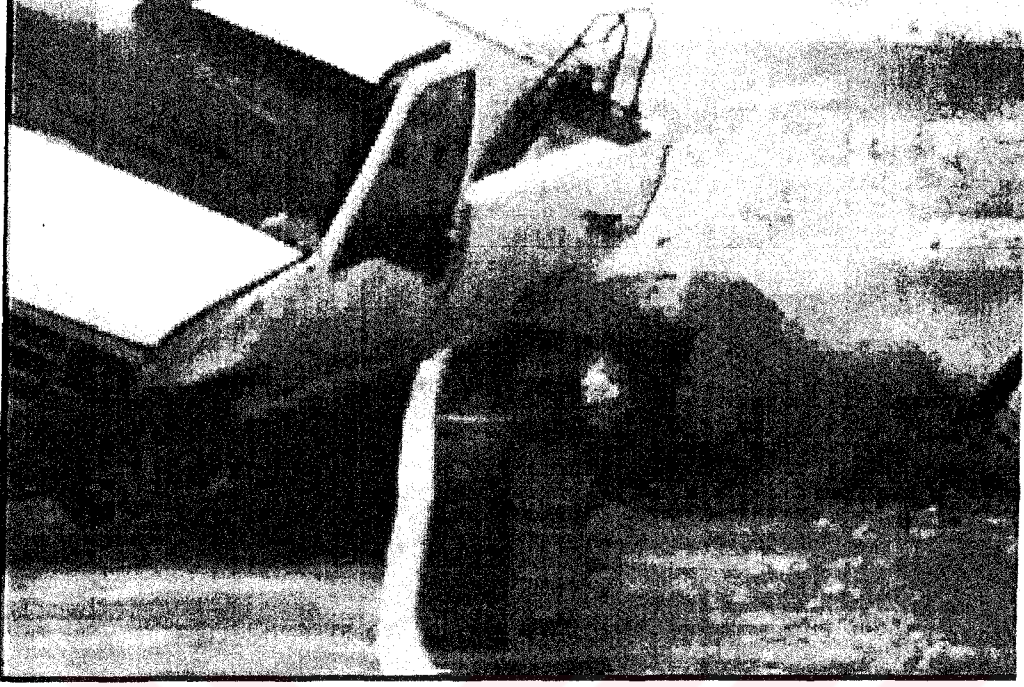
İlk çarpışma dikmeler arasındaki w-ray ile araç arasında olmuştur. Çarpışmayla beraber, çarpışma kenarındaki ön teker dikmelerin doğrultusunda ilerleyerek dikmeye çarpmıştır. Sert bir çarpışma olmuştur ve bu etkiyle teker dikmeye takılmaktadır. Teker, dikmeye takılmasından sonra araca bağlandığı montaj yerinden ayrılmaktadır. Tekerin dikmeye çarpmasının diğer sonuçları ise ani ivmelenme ve arabanın dengesinin bozulmasıdır. Tekerin montaj yerinden ayrılması, ayrıldığı kenardan arabanın yuvarlanmasına sebep olur.

TTI Test 405391-1 numaralı çarpışma deneyi, aracın stabilitesi konusunda ciddi kaygılar uyandırsa da NCHRP Rapor 350'nin kriterlerine göre sınırdan bir emniyet sağlamıştır. 405391-1 numaralı çarpışma deneyindeki aracın çarpışma süresince olan hareketi Şekil 4.1.1'de gösterilmektedir.

G4(2W) otokorkuluk sistemin performansını ölçmek için yapılan gerçek çarpışma deneyinde, G4(RW) sisteminde yaşanan problemler tekrar ortaya çıkmaktadır (Şekil 4.1.2). Tekerin dikmeye çarpmasına bağlı olarak araçta ivmelenmeler meydana gelmekte ve aracın stabilitesi hakkında ciddi kaygılar uyandırmaktadır. Dikdörtgen dikmeli otokorkulukların performansının ölçüldüğü gerçek çarpışma deneyinin numarası TTI Test 471470-26'dir (MAK ve ark., 1995 ; BLIGH ve BULLARD, 1995).



Şekil 4.1.1. TTI Testi 405391-1 numaralı deneyde denge problemleri



Şekil 4.1.2. TTI Testi 471470-26 numaralı deneyde denge problemleri

4.1.2. Bilgisayar Simülasyonları

4.1.2.1. G4(RW) Otokorkuluk Sisteminin Modellenmesi

Test-405391-1 numaralı gerçek çarpışma deneyi sırasında meydana gelen karışık dinamik etkileşimleri daha iyi anlayabilmek için, bilgisayarda yapılacak ayrıntılı modellemeye ihtiyaç vardır. Bilgisayar simülasyonuna ulaşabilmek için, nonlinear sonlu elemanlar programı LS-DYNA kullanılmaktadır (HALQUIST, 1998).

Gerçek çarpışma deneyini bilgisayar programında modelleyip modellerin doğruluğunu belirledikten sonra, G4(RW) otokorkuluk sistemini geliştirmek için farklı modeller yapılacaktır. Bu modellerin yapılması için takip edilen yöntemde kullanılan materyal özellikleri, önceki çalışmalarda kullanılmış ve doğruluğu kanıtlanmış olan materyal özellikleridir. Ahşap dikmeler ve takozlar için, ls-dynanın 13. materyal tipi yani 'izotropik - elastik materyal' (isotropic - elastic - failure) kullanılmaktadır. Ağacın materyal özellikleri Wood Handbook (1987)'den alınmıştır. Bu özellikler Çizelge 4.1.1'de gösterilmektedir. W-ray'ın materyal tanımı için, büyük deformasyonlara izin veren 24 nolu materyal tipi, yani 'sınırlı lineer plastik' (a piecewise linear plastic) kullanılmaktadır. W-ray modelinde kullanılan materyal özellikleri daha önceki çalışmalardan alınarak ve Çizelge 4.1.1'de gösterilmektedir (WRIGHT ve RAY, 1996).

Dikmeler, LS-DYNA'da sekiz nodlu katı elemanlar kullanılarak modellenmektedir. Bu katı elemanlar, tek integrasyon noktası olan elemanlar olarak tanımlanmıştır. Buna kırılması ihtimali olan bölgeler dahil edilmemiştir.

Yüksek gerilme altında kalan ve kompleks kırılma mekanizması meydana gelecek yerlerde ondört integrasyon noktası olan elemanlar tanımlanmaktadır.

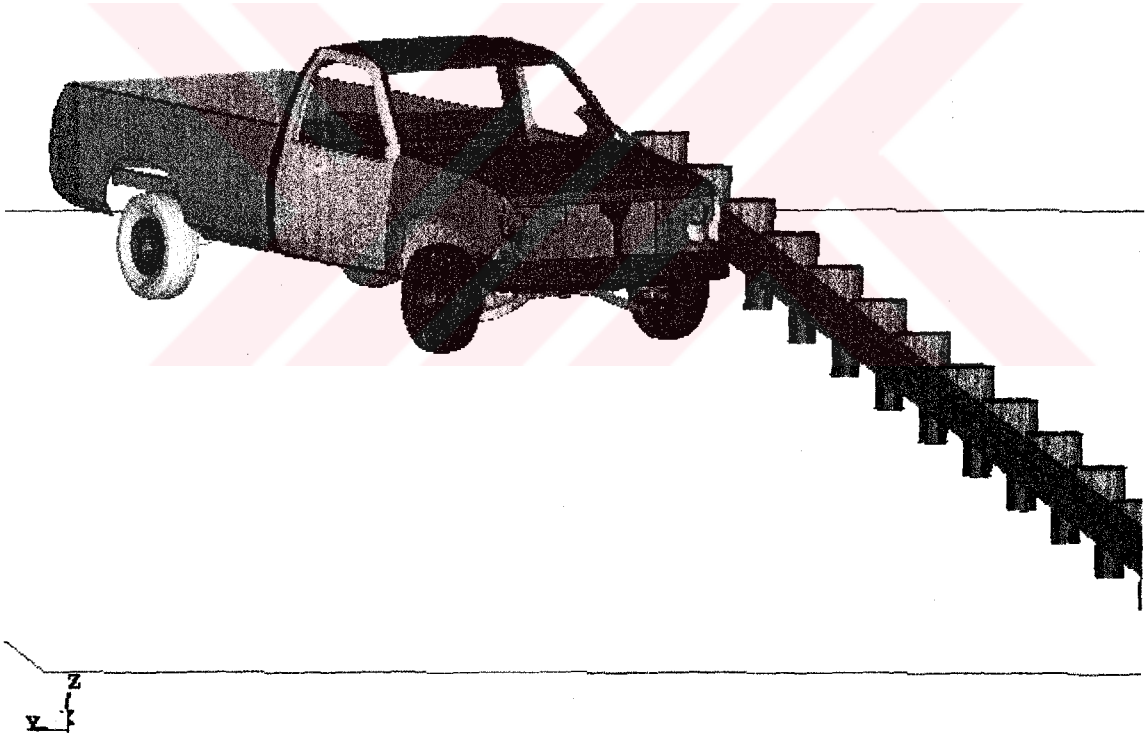
W-ray'da verimliliği arttırmak için 4-nodlu Belyshko-Tsay kabuk elemanlar kullanılmaktadır. Gerçeğe daha yakın simülasyonlara ulaşmak amacıyla, tek integrasyon noktası yerine üç integrasyon noktası olan elemanlar olarak tanımlanmaktadır. Elemanlarda integrasyon sayısının artırılmasıyla işlem sayısı artmakta buna bağlı olarak analiz süresi uzamaktadır. Fakat, gerçek sonuçlara ulaşma ihtimali daha fazla olmaktadır.

Dikme-zemin etkileşimi, çiftler halinde sıralanan yaylar kullanılarak modellenmektedir. Bu yaylar zemin çizgisinin altında her bir dikmenin üzerine gelecek şekilde yerleştirilmiştir (PLAXİCO ve ark., 1998) ve zemin materyali gibi davranış göstermesi sağlanmaktadır. Her bir non-lineer yayın rijitliği, dikmelerin gömüldüğü, NCHRP Rapor 350'ye uygun kuvvetli zemini sağlayacak şekilde tanımlanmaktadır. Ahşap dikmelerin davranışının sonuçlarının elde edildiği ve doğrulandığı sarkaç deneyinde, tek bir ahşap dikmenin zemin içerisine gömülerek dikme-zemin etkileşiminin değerleri doğrulanmaktadır (KARLSSON, 2000).

Çizelge 4.1.1. G4(RW) modelinde dikmeler ve takozlarda kullanılan ahşap materyalin özellikleri

Ahşap Özellikleri	LS-DYNA Girdisi
Eleman Tipi	8-Düğüm noktalı solid
Yoğunluk	610 kg/m ³
Poisson Oranı	0.3
Elastisite Modülü	11,000 MPa
Üst Dikme - Takoz	
Materyal Tipi	Mat-elastic (1)
İntegrasyon Noktalarının Sayısı	1
Dikmedeki Kırılma Bölgeleri	
Materyal Tipi	Mat-izotropik-elastic-failure (13)
İntegrasyon Noktalarının Sayısı	14
Kayma Modülü	4231 MPa
Hacim Modülü	9167 MPa
Akma Gerilmesi	40 MPa
Kırılma Gerilmesi	-90 MPa
Dikmenin Zemin Çizgisinin Altında Kalan Kısmı	
Materyal Tipi	Kinematic/isotropic elastic-plastic material (3)
İntegrasyon Noktalarının Sayısı	1
Akma Gerilmesi	40 MPa

Kapsamlı çalışmalar sonrasında G4(RW) otokorkuluk sistemi geliştirilerek modellenmiştir. Daha önce doğruluğu ispatlanmış 2000 kg'lık pikap aracın modeli (Versiyon 7 truck), Amerikan Ulusal Çarpışma Analiz Merkezinden (NCAC) alınarak çarpışmayı modellemek için kullanılmaktadır (ZAOUK ve ark., 1996). Otokorkuluk sisteminin ve 2000 kg'lık pikap aracın bir arada bulunduğu modelin analizi başlamadan önceki bir resmi, Şekil 4.1.3'te gösterilmektedir. Bu model gerçek çarpışma deneyinin ölçüleriyle aynı koşullarda çalıştırılmaktadır. Modelin analizinden elde edilen sonuçlar, gerçek çarpışma deneyinden elde edilen sonuçlarla aynı olana kadar, model üzerinde düzenlemeler yapılmaktadır.



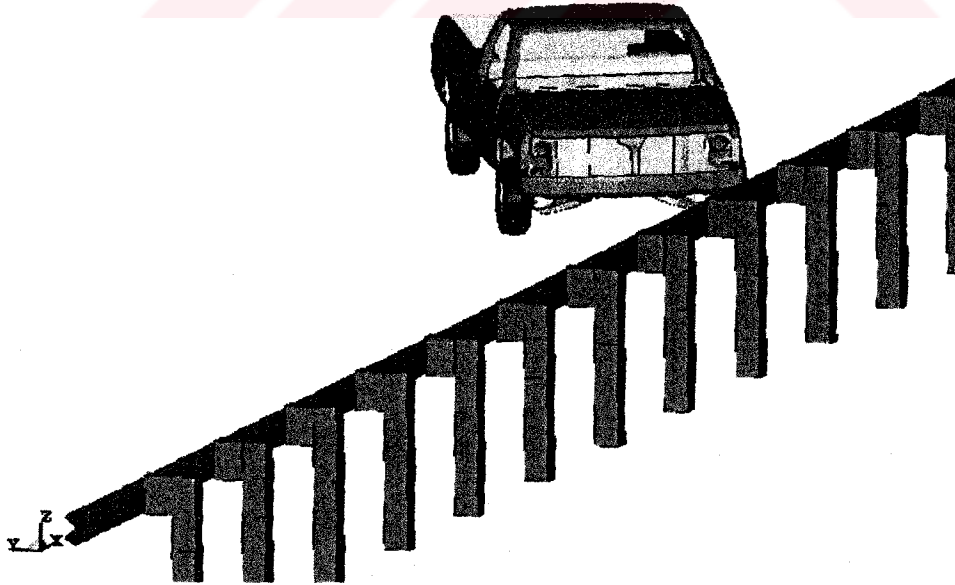
Şekil 4.1.3. Bilgisayar simülasyonu çalışmalarında kullanmak için hazırlanan araç, zemin ve G4(RW) sistemin modellerinden oluşan düzenek

4.1.2.2. G4(2W) Otokorkuluk Sisteminin Modellenmesi

G4(2W) sisteminin sonlu elemanlar metodu kullanılarak hazırlanmış modeli Çarpışma Analizleri Ulusal Merkezinin (NCAC) web sitesinden alınmıştır (NCAC, 1998). Bu modelin özellikleri de yukarıda belirttiğimiz G4(RW) sisteminin modellenmesinde kullandığımız özelliklerin aynısıdır. Her iki sistemde kuvvetli ahşap dikmeler, ahşap takoz ve w-raydan oluştuğu için eleman tanımlarında aynı özellikler kullanılmaktadır. İki sistem arasındaki farklar geometrik özelliklerden kaynaklanmaktadır.

TTI Testi 471470-26 numaralı deney G4(2W) sisteminin performansının ölçüldüğü deneydir. Bilgisayarda modellediğimiz G4(2W) sisteminin doğruluğu, TTI Testi 471470-26 deneyinin bilgisayarda gerçeğe yakın simülasyonu elde edilerek kanıtlanmaktadır.

Şekil 4.1.4'te görüldüğü gibi G4(2W) otokorkuluk sisteminin, zeminin ve aracın modelleri bilgisayar ortamında deney şartlarına göre hazırlanmaktadır. Burada dikme-zemin ilişkisi dahil olmak üzere bütün özellikler G4(RW) sistemi için hazırlanan düzenele aynıdır.



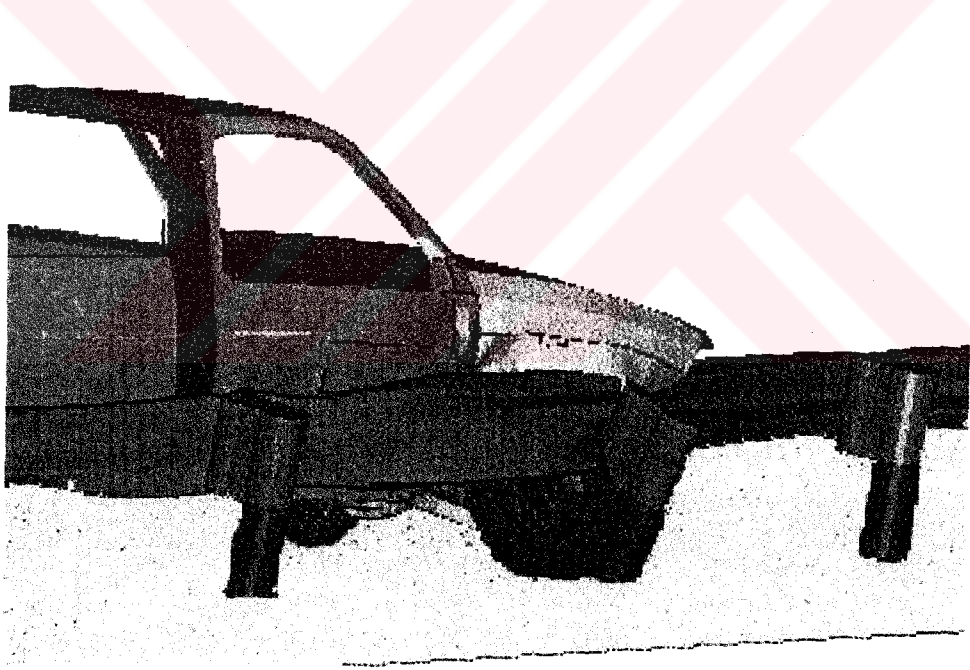
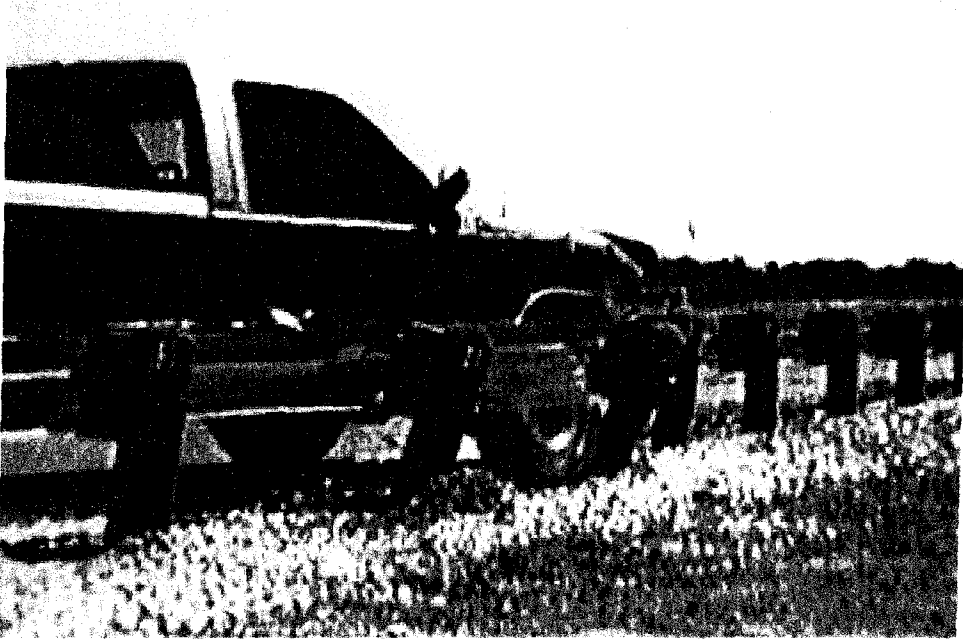
Şekil 4.1.4. Deney düzeneği modelinde G4(2W) sistemi

4.1.3. Gerçek Çarpışma Deneyleri ile Bilgisayar Modellerinin Karşılaştırılması

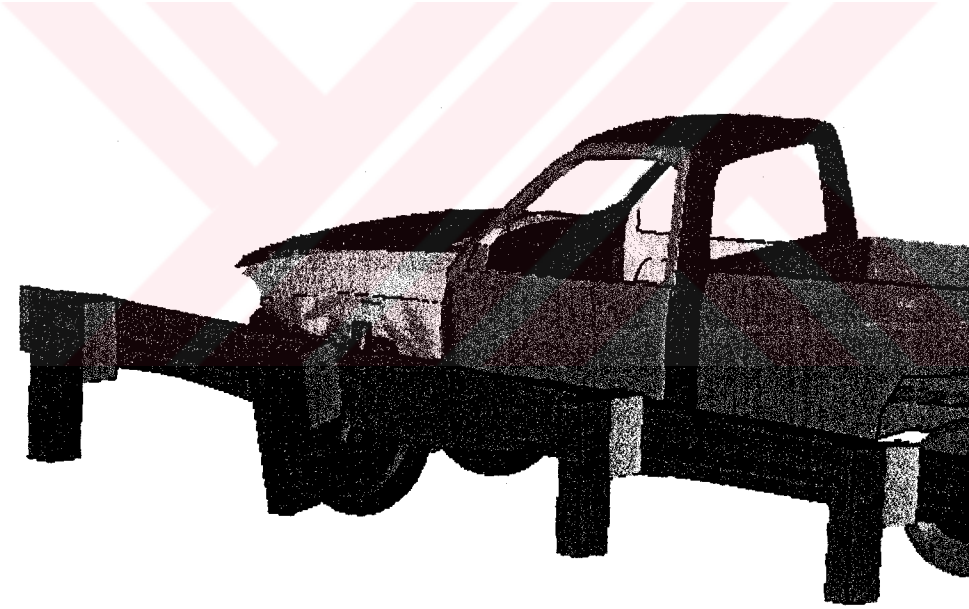
Şekil 4.1.5’de görüldüğü gibi, Texas Ulaşım Enstitüsünde yapılan iki çarpışma deneyinde, tekerin otokorkuluğun dikmelerine çarptığı ve takıldığı tespit edilmiştir. Araçla tekerin montaj noktası arasında, tekerin dikmeye takılmasından dolayı şiddetli bir çekme kuvveti oluşur ve dolayısıyla her iki deneyde teker, araçtan montaj yerinden ayrılmıştır. Tekerin dikmeye çarpma ve takılma şiddetinden her iki araçta da önemli ölçülerde stabilite problemi oluşmaktadır. Araçlarda büyük yuvarlanma açıları oluşması ve araçların spin atması bu stabilite problemlerindedir. Çarpışma deneyinin verileri incelendiğinde, ani ivme değişikliğinden kaynaklanan sarsıntılar ve buna bağlı olarak araçta bulunanların yaralanma riskinin artması gibi problemler ortaya çıkmaktadır.

Bilgisayar modellerinin analizi yapıldıktan sonra yukarıda bahsettiğimiz bütün olumsuzluklara bilgisayar simülasyonlarında ulaşılmaktadır. Araç modelinin tekeri otokorkuluğun dikmelerine çarparak takılmaktadır (Şekil 4.1.5).

Gerçek çarpışma deneyinin sonuçları ve simülasyonun buna uygunluğu Çizelge 4.1.2’de gösterilmektedir. Bu çalışmanın ayrıntıları ATAHAN ve CANSIZ (2002) ile verilen kaynakta yer almaktadır. Bu modelin doğruluğu Çizelge 4.1.3’de gerçek çarpışma deneyi ile (TTI Test 471470-26) karşılaştırılarak gösterilmektedir (MAK ve ark., 1995). Çizelge 4.1.2 ve Çizelge 4.1.3’te görüldüğü gibi iki simülasyon çalışmasının sonucu da kendisiyle ilgili gerçek çarpışma deneyinin sonucu ile uyusmaktadır. Bundan dolayı bu iki model daha ileri araştırmalar için güvenle kullanılabilir durumdadır.



(a) 180-mm çaplı takozlara sahip geleneksel G4(RW) sistemi



(b) 190-mm derinlikteki takozlara sahip geleneksel G4(2W) sistemi

Şekil 4.1.5. Ahşap dikmeli otokorkuluk sistemlerinde meydana gelen teker çarpma ve takılmasının resimle gösterilmesi

Çizelge 4.1.2. G4(RW) yuvarlak-kuvvetli-aşşap dikmeli otokorkuluk modelinin doğrulanması

Kriterler	Gerçek Çarpışma Test 405391-1	Simülasyon
Çarpışma Hızı(km/saat)	102.2	102.2
Çarpışma Açısı (derece)	25.4	25.4
Aracın 15. Dikmeye Çarpması (sn)	0.079	0.078
Aracın 16. Dikmeye Çarpması (sn)	0.165	0.171
Aracın Arkasının Otokorkulukla Konağa girmesi (sn)	0.198	0.204
Aracın Takla Atmaya Başlama Zamanı (sn)	0.305	0.321
14. Dikmenin Zemin Çizgisindeki Kalıcı Deplasmanı (mm)	113	121
15-17. Dikmelerin Zemin Çizgisindeki Kalıcı Deplasmanı (mm)	Dikme Kırıldı	Dikme Kırıldı
18. Dikmenin Zemin Çizgisindeki Kalıcı Deplasmanı (mm)	402	389
Maksimum W-ray Deplasmanı (mm)	1,127	1,108
Maksimum W-ray Kalıcı Deplasmanı (mm)	793	802
x Doğrultusunda Yavaşlama İvmelenmesi (g)	-10.9	-10.5
y doğrultusunda Yavaşlama İvmelenmesi (g)	-11.8	-12.3
Çarpışma Sonrası Maksimum Baş İvmelenmesi (g)	9.6	9.3
Aracın Otokorkuluk Sisteminden Ayrılması (sn)	0.447	0.451
Aracın Çıkış Hızı (km/saat)	57.4	59.1
Çıkışta Aracın Maksimum Takla Atma Açısı (derece)	38	36
Çıkışta Aracın Maksimum Yuvarlanma Açısı (derece)	-14.7	-12.5
Çıkışta Aracın Maksimum Sapma Açısı (derece)	-61.8	-59.6

4.2. Optimum Takoz Mesafesinin Belirlenmesi

4.2.1. G4(2W) Sistemi

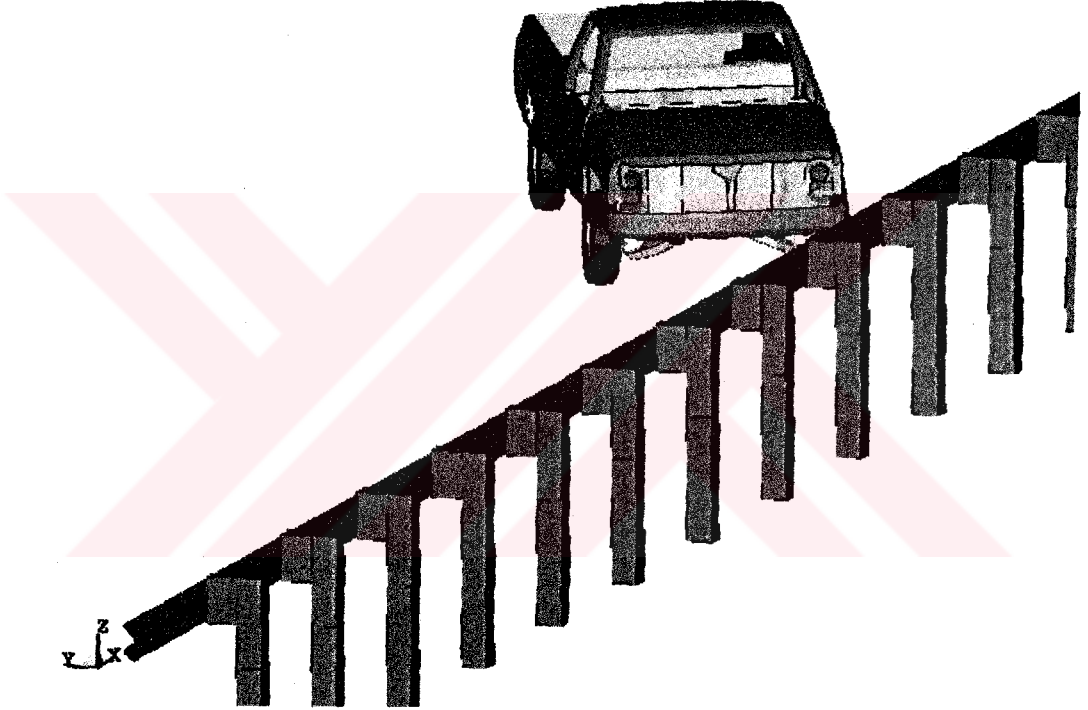
Optimum takoz mesafesinin belirlenmesinin amacı, tekerin dikmeye çarpmasının önleildiği en ekonomik boyutun tespit edilmesidir. Optimum takoz mesafesinin G4(2W) otokorkuluk sisteminde belirlenmesi için, 140 mm genişlik x 190 mm derinlik ölçüleri, 140x210mm, 140x230mm ve 140x250mm'ye değiştirilerek modeller hazırlanmıştır. Her bir modelle hazırlanacak olan simülasyonlar sırasıyla S1, S2 ve S3 olarak adlandırılmaktadır. S1-S3 simülasyon durumlarında kullanılan dikmelerin ve takozların boyutları Çizelge 4.2.1'te verilmiştir.

Çizelge 4.2.1. Bu çalışmada kullanılan dikmelerin ve takozların ölçüleri

Durum Adlandırması	Dikme Ölçüleri	Takoz Ölçüleri
	genişlik x derinlik	genişlik x derinlik
471470-26	140 x 190 mm	140 mm x 190 mm
S1	140 x 190 mm	140 mm x 210 mm
S2	140 x 190 mm	140 mm x 230 mm
S3	140 x 190 mm	140 mm x 250 mm
405391-1	180 mm çap	140 mm x 180 mm
S4	180 mm çap	140mmx190 mm
S5	180 mm çap	140mmx210 mm
S6	180 mm çap	140mmx230 mm
S7	180 mm çap	140mmx250 mm

Daha önce bahsedilen ve doğruluğu ispatlanan otokorkuluk sistemi (NCAC, 1998) yapılması tasarlanan değişikliklere göre düzenlenmiştir. Otokorkuluk modeli, 12 tane dikme, bu dikmelere bağlı 12 adet takoz ve takozlara tutturulan w-ray'dan oluşmaktadır. Çarpışma Analizleri Ulusal Merkezi (NCAC)'den alınan 2000kg'lık

pikap araç modeli (ZAOUK ve ark., 1996) otokorkuluk sistemine çarpıtılmak amacıyla kullanılmaktadır. G4(2W) otokorkuluk sisteminin modelinin uzunluğu bir uçtan diğer bir uca 22860-mm'dir. S2 simülasyon çalışmasında çarpışma için hazır hale getirilen modelin resmi Şekil 4.2.1'de gösterilmektedir. Hazırlanan bütün simülasyon çalışmalarında (S1-S3) yaklaşık olarak 20889 adet düğüm noktası ve 18795 adet eleman bulunmaktadır.

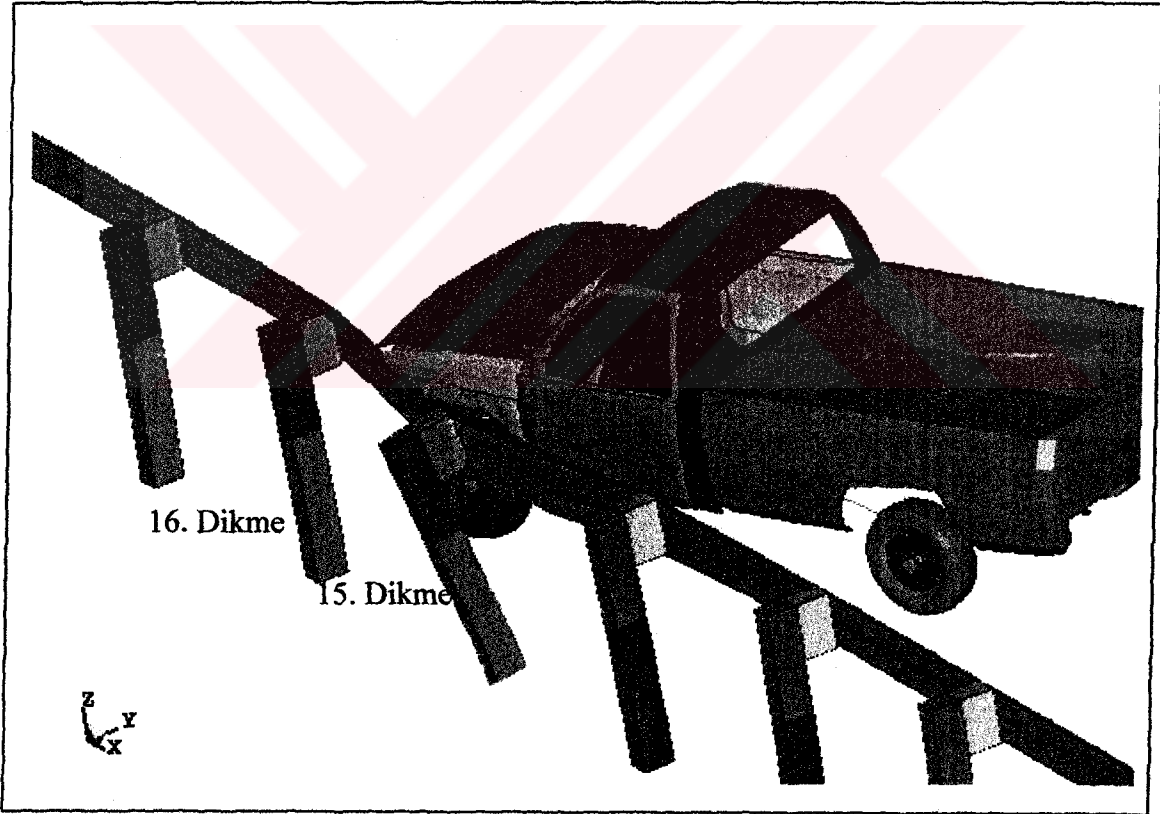


Şekil 4.2.1. S2 durumu simülasyon çalışmasında kullanılan G4(2W) otokorkuluk sisteminin kurulum düzeni resmi

Simülasyonların her üç durumunda da, aracın otokorkuluk sistemiyle kontağa geçtiği ilk nokta, w-rayın 14. dikmeye bağlandığı yerden 600-mm ileridedir. Gerçek çarpışma deneyinde mesafe aynıdır. Şekil 4.1.5'te görüldüğü gibi, TTI Test 471470-

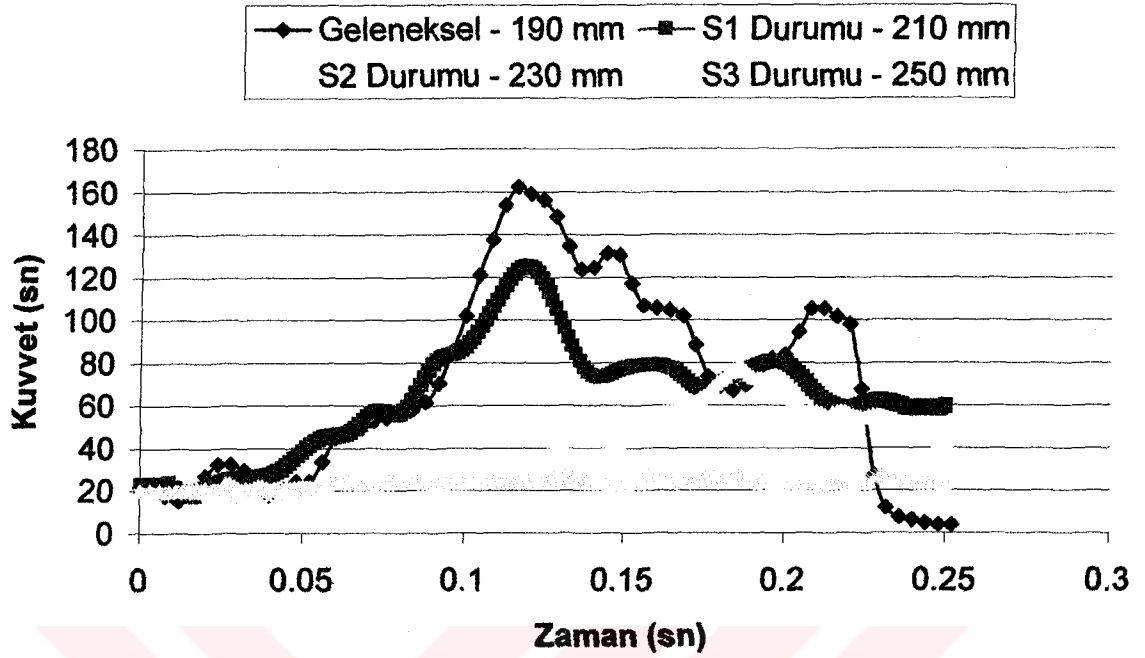
26'da ön sol teker 15. dikme ile kontağa girmekte ve 104. ms'de teker ile dikme arasında ciddi bir çarpışma meydana gelmektedir.

S1 durumunda ise 102.ms'de ön sol teker 15. dikme ile kontağa geçiyor (Şekil 4.2.2) ve tekerin arabaya monte olduğu noktada, 130 kN gibi yüksek bir kesme kuvveti meydana gelmektedir. Şekil 4.2.3 incelendiğinde görülecektir ki bu değer, G4(2W) sisteminin geleneksel değeri olan 190-mm mesafeli takoz (PLAXICO ve ark., 2000) kullanılan simülasyondan elde edilen değerden yaklaşık %25 daha azdır. Şekil 4.2.2 ve Şekil 4.2.3'te görüleceği üzere, S1 durumunda elde edilen tepkiler geleneksel durum ile nitel ve nicel olarak benzer özellikler taşımaktadır.



Şekil 4.2.2. S1 durumunun simülasyonunda tekerin dikmeye çarpması

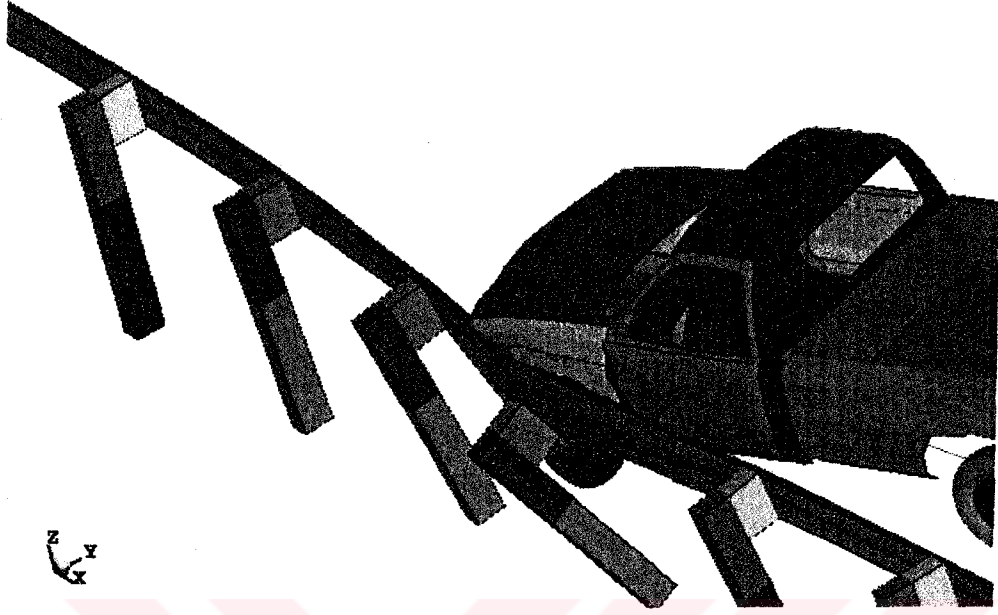
G4(2W) Otokorkuluk Sistemi



Şekil 4.2.3. G4(2W) sisteminin farklı takoz derinlikleri kullanılarak yapılan simülasyonlarında, tekerin montaj noktasında meydana gelen kuvvetlerin zamana bağlı değişimi

Diğer taraftan durum 2’de, yani takoz mesafesi 230-mm olduğu zaman ilgi çeken bir olay meydana gelmektedir. Teker 15. dikmeyi kontağa girmeden geçmekte fakat simülasyonun 195. milisaniyesinde, ön sol teker 16. dikme ile kontağa girmektedir (Şekil 4.2.4). Şekli 3.2.4 incelendiğinde görülecektir ki, bu beklenmedik davranış sebebiyle tekerin araca monte edildiği noktada yaklaşık 80-kN’luk bir çekme kuvveti meydana gelmektedir. S1 durumu dikkate alındığında kesme kuvvetinin bu değeri çok yüksek değildir.

Simülasyon sonuçları incelendiğinde, takoz mesafesini 250-mm’ye yükselttiğimizde araç ile ahşap dikmeler arasında herhangi bir temas meydana gelmediği gözlenmektedir.



Şekil 4.2.4. S2 durumunun simülasyonunda tekerin 16. dikmeye çarpması

Son olarak S3 durumunda yani takoz mesafesinin 250-mm olduğu durumda, Şekil 4.2.5’da görüleceği gibi, dikmeler ile teker arasında herhangi bir etkileşim meydana gelmemektedir. Davranışın böyle olduğuna dair diğer bir delil de, Şekil 4.2.3’te gösterilen çekme kuvveti-zaman grafiğidir.

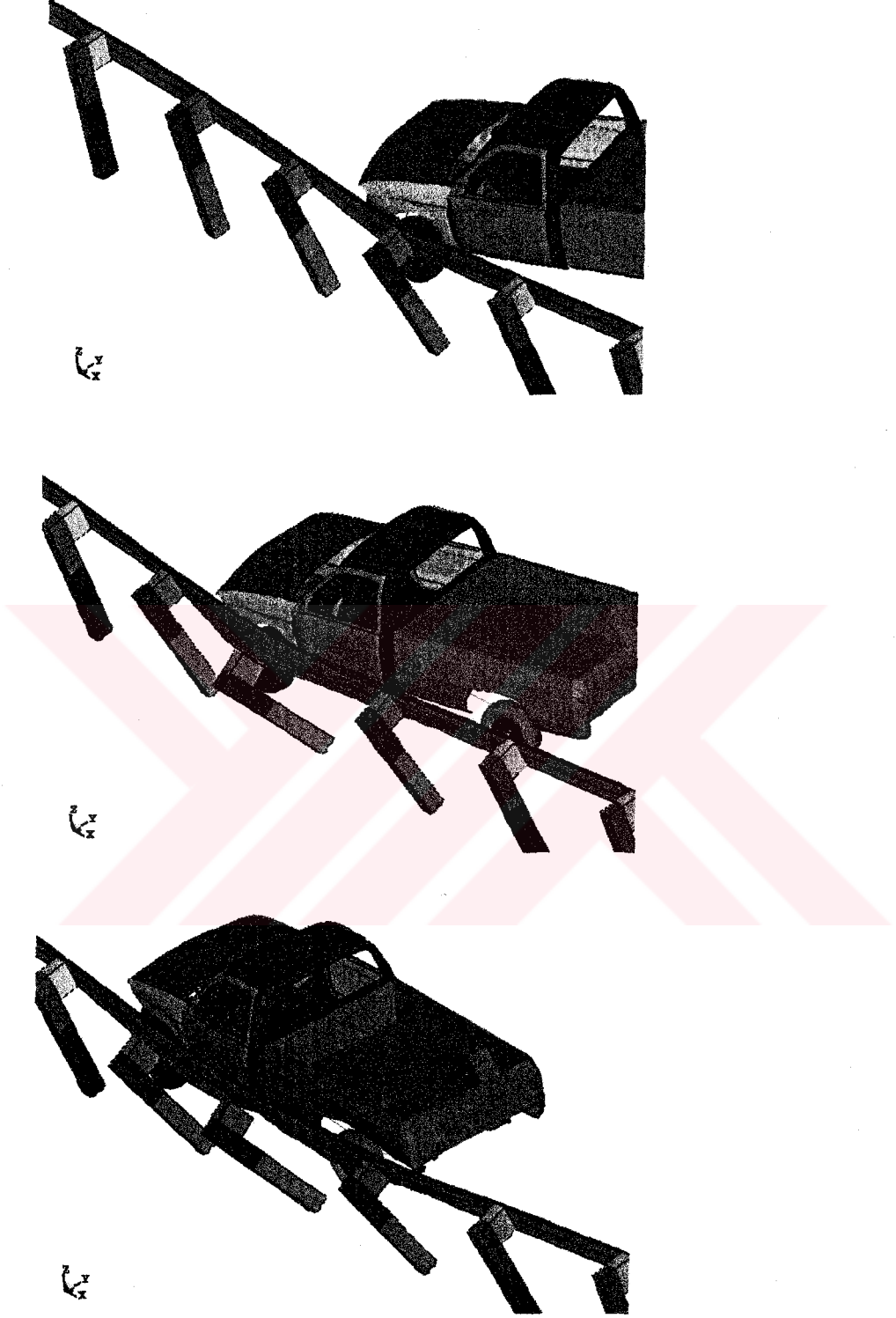
S3 durumunun sonuçları göstermektedir ki, yanlış doğrultuya sapmış olan araç, en küçük kesme kuvvetine maruz bırakılarak tekrar yola dönmesi sağlanmaktadır. Bu durum TTI Test-471470-26 ile karşılaştırıldığında çok daha düzgün ve daha sarsıntısız bir şekilde olmaktadır. S1, S2 ve S3 durumlarının simülasyon detayları ile beraber TTI Test 471470-26’nın sonuçları Çizelge 4.2.2’te verilmektedir. Çizelge 4.2.2’te gösterilen çekme kuvveti bilgileri, daha gerçekçi olması amacıyla 60 Hz’ye göre filtrelenmektedir.

S1, S2 ve S3 durumlarının sonuçları gösteriyor ki, 250-mm takoz boyutunda otokorkuluk sistemi tekerin dikmeye çarpmasını önlemede yeterli olmaktadır. Böylece bu değer yani 250-mm, G4(2W) sistemi için optimum değer olarak kabul edilebilir. Dikkate değer diğer bir husus da, S3 durumunda dikmelerin yatay deformasyonlarının TTI Test 471470-26’dan %50 daha az olmasıdır, bu da tekerin dikmeye çarpmasının önlenmesi ile alakalıdır.

Tekerin araca monte edildiği noktada meydana gelen çekme kuvveti-zaman grafiği incelenerek karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma sonucunda S1,S2 ve S3 durumlarından elde edilen sonuçlar Çizelge 4.2.3’te gösterilmektedir. Geleneksel boyutlar olan 140-mm x 190-mm ölçülerine sahip takozun simülasyonunun sonuçları da bu tabloda verilmektedir.

Az önce bahsedildiği gibi, geleneksel durumun simülasyonunda tekere etkiyen kuvvet tekerin araçtan ayrılması için yeterli büyüklükte idi. S1, S2 ve S3 durumlarının hiç birinde toplam etkinin değeri, geleneksel durumda oluşan toplam etkinin değerine ulaşamamıştır.

Kısaca özetleyecek olursak, takoz derinliği 210-mm veya daha büyük olan G4(2W) otokorkuluk sistemlerinde tekerin araçtan ayrılması gibi bir durum söz konusu olmamaktadır.



Şekil 4.2.5. G4(2W) sisteminde oluşturulan S3 durumunun simülasyonunda tekerin dikmelere çarpmaksızın geçmesi

Çizelge 4.2.2. S1-S3 durumlarındaki simülasyonların gerçek çarpışma deneyi ile karşılaştırılması

Kriterler	Test 471470-26	S1 Durumu	S2 Durumu	S3 Durumu
Çarpma Hızı (km/s)	100.8	100.8	100.8	100.8
Çarpma Açısı (derece)	24.3	24.3	24.3	24.3
Aracın Sapmaya Başlama Zamanı (sn)	0.056	0.055	0.052	0.054
15. Dikmenin Konağa Girme Zamanı (sn)	0.104	0.105	0.102	0.102
15. Dikme ile Çarpıştığında Tekerin Montaj Noktasında Meydana Gelen Kuvvet (kN)	170	130	38	31
15. Dikme ile Konağa Girdiğinde Aracın Hızı (km/s)	90.2	91.3	92.6	92.5
16. Dikme ile Konağa Girme Zamanı (sn)	0.193	0.183	0.174	---
16. Dikme ile Çarpıştığında Tekerin Montaj Noktasında Meydana Gelen Kuvvet (kN)	95	84	76	24
16. Dikme ile Konağa Girdiğinde Aracın Hızı (km/s)	74.8	75.9	77.2	79.3
Tekerin Ayrılma Zamanı (sn)	0.230	---	---	---
Aracın Takla Atmaya Başlama Zamanı (sn)	0.306	---	---	---
15. Dikmenin Zemin Çizgisindeki Kalıcı Deplasmanı (mm)	330	307	230	218
16. Dikmenin Zemin Çizgisindeki Kalıcı Deplasmanı (mm)	343	318	371	272
17. Dikmenin Zemin Çizgisindeki Kalıcı Deplasmanı (mm)	121	163	227	141
W-rayın Kalıcı Deplasmanı (mm)	690	616	582	522
Araçtaki Maksimum Boyuna İvmelenme (g)	11.6	11.3	10.8	5.4
Aracın Maksimum Takla Atma Açısı (derece)	-40	-19	-15	-11

Çizelge 4.2.3. S1-S3 durumlarında tekere etkiyen toplam impuls

Simülasyon Durumları	Tekerin Montaj Noktasında Toplam İmpuls (kN-sn)	Yorumlar
Geleneksel Durum	15.32	Teker 15. ve 16. dikmeye şiddetli bir şekilde çarpıyor ve takılıyor ve bundan dolayı teker araçtan ayrılıyor.
S1	13.39	Teker 15. dikmeye sert bir şekilde çarpıyor ama 16. dikmeye yumuşak bir şekilde çarpıyor, tekerin araçtan ayrılmadığı gözleniyor.
S2	6.93	Teker 15. dikmeye çarpıyor ama 16. dikmeye yumuşak bir şekilde çarpıyor, teker araçtan ayrılmıyor.
S3	4.23	Teker ne dikmelere çarpıyor, ne de araçtan ayrılıyor ve bu nedenle aracın stabilitesi tehlikeye girmiyor.

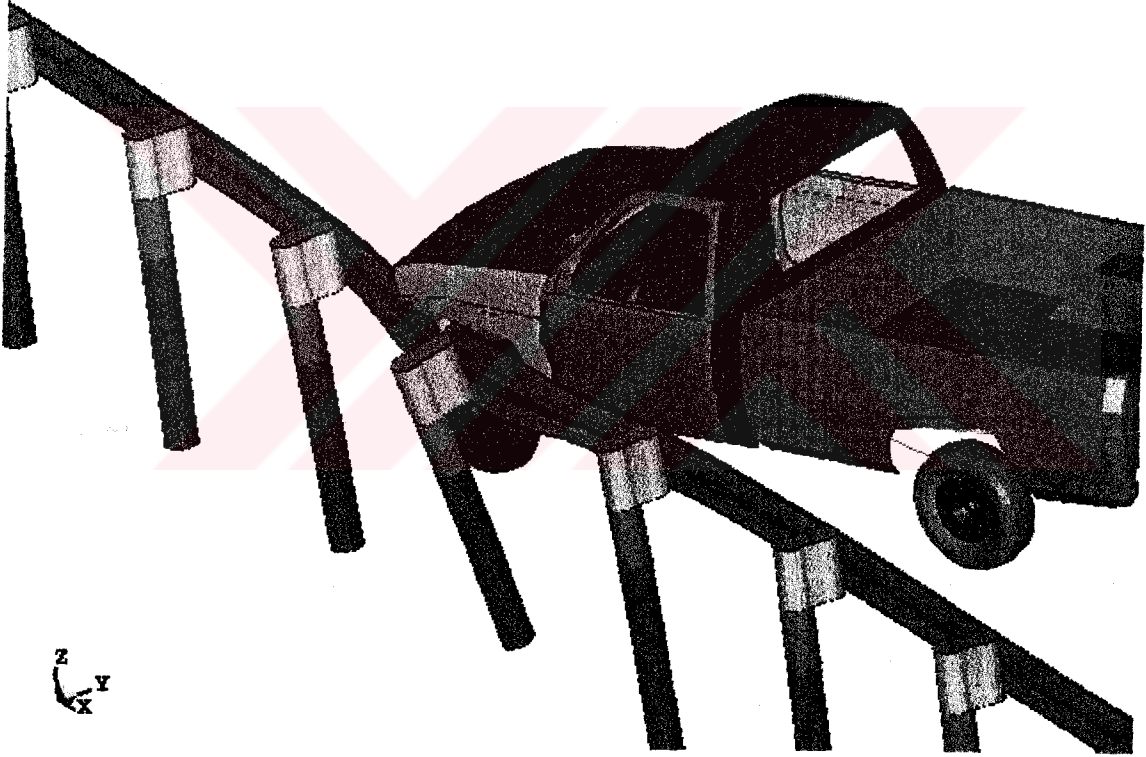
4.2.2. G4(RW) Sistemi

Bu sistemde, daha önce doğruluğu ispatlanmış, takozun çapının 180-mm olduğu geleneksel boyutlara göre düzenlemiş olan bir model mevcuttu. Bu model üzerinde, G4(2W) sisteminde kullandığımız yöntemle benzer olarak 180-mm çaplı takozları 190-mm, 210-mm, 230-mm ve 250-mm çaplı olarak tekrar modellenmektedir. Bunlar, sırasıyla S4'ten S7'ye kadar isimlendirilmiştir. S4-S7 durumlarının ve geleneksel durumun simülasyonlarında kullanılan dikmelerin ve takozların boyutları Çizelge 4.2.1'de gösterilmektedir.

Bu simülasyonlarda kullanılan otokorkuluk sistemlerinin modelleri, takoz derinlikleri hariç daha önce bahsedilen doğrulanmış simülasyonlarla aynıdır (ATAHAN ve CANSIZ, 2002). S4-S7 durumlarında, S1-S3 durumlarında olduğu gibi 12'şer tane dikme ve takoz düzenlenmiştir ve bunlara w-ray'ın modeli bağlanmıştır. Daha önce kullanılmış olan 2000-kg'lık pikap aracın modeli de çarpışma sisteminin hazırlanmasında kullanılmıştır. G4(RW) modelinin baştan sona uzunluğu, son

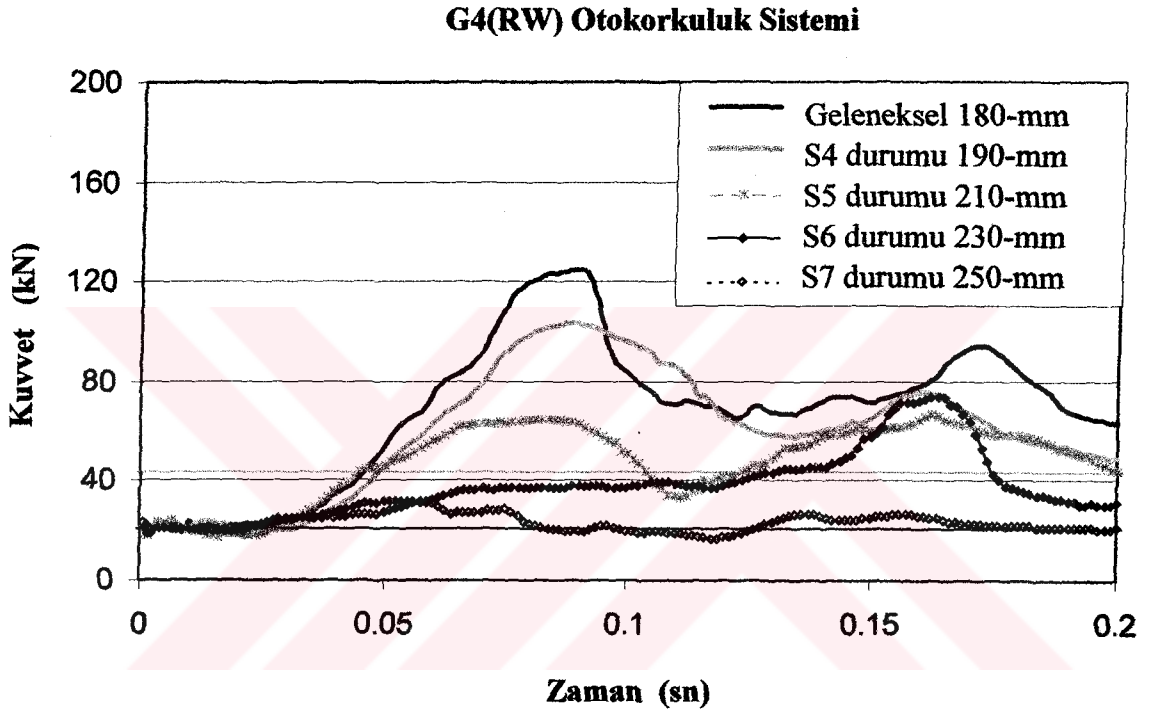
terminaller hariç 22860-mm'dir. S4-S7 durumlarının modellerinin her birinde yaklaşık 22560 adet düğüm noktası sayısı ve 20335 adet eleman kullanılmıştır.

Gerçek çarpışma deneyine (TTI Test 405391-1) benzer olarak dört durumun her birinde de, aracın otokorkuluk sistemi ile kontağa geçtiği ilk nokta, w-ray'ın 14. dikmeye tutturulduğu yerden 20-cm ileridedir. TTI Test 405391-1'de, aracın sol ön tekeri 15. dikme ile 79. ms'de kontağa girmekte, buna bağlı olarak, S4 durumundaki simülasyonda sol ön teker 15. dikme ile 77. ms'de kontağa girmektedir (Şekil 4.2.6).



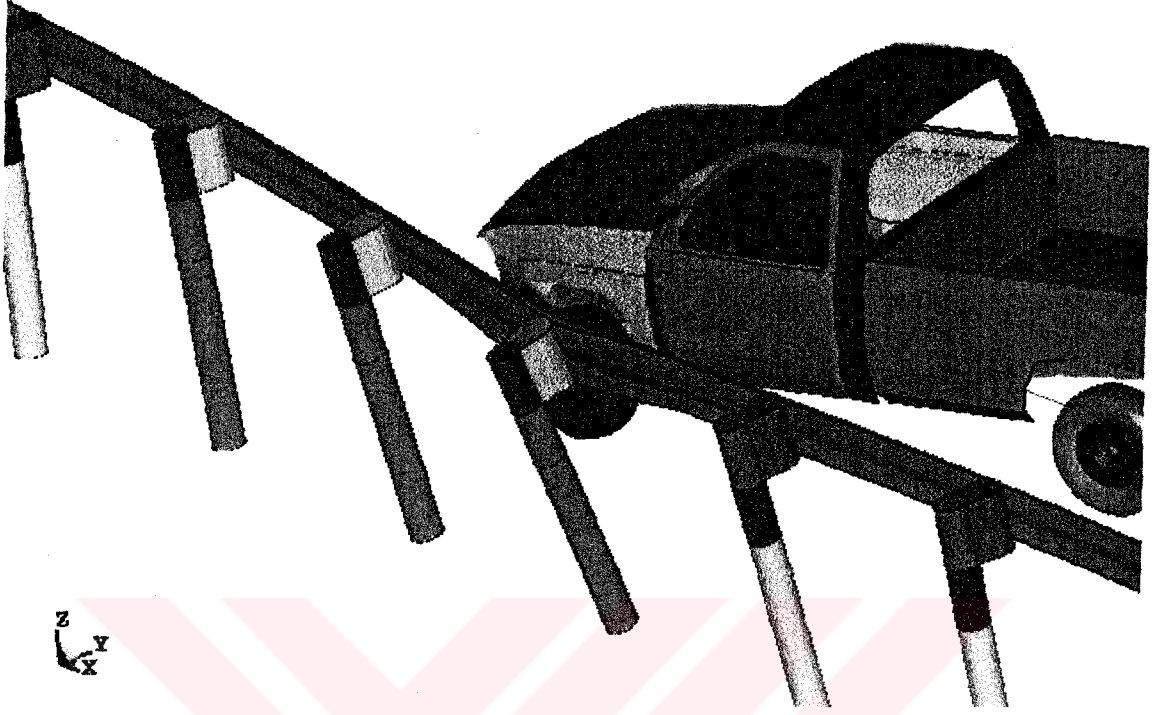
Şekil 4.2.6. S4 durumunun simülasyonunda tekerin dikme 15'e çarpması

Gerçek çarpışma deneyinde, 15. dikme, tekerin çarpması ve sonrasında takılmasından dolayı kırılmaktadır. S4 durumunda teker, 15. dikme ile kontağa girmekte fakat dikmede kırılma meydana gelmemektedir. Yine de S4 durumu memnun edici değildir, çünkü teker dikmeye çarpmıştır. Tekerin araca monte edildiği noktada meydana gelen çekme kuvvetinin zamana göre miktarı Şekil 4.2.7’de verilmektedir.



Şekil 4.2.7. G4(RW) otokorkuluk sisteminin farklı takoz derinlikleri kullanılarak yapılan simülasyonlarında, tekerin montaj noktasında meydana gelen kuvvetlerin zamana bağlı değişimi

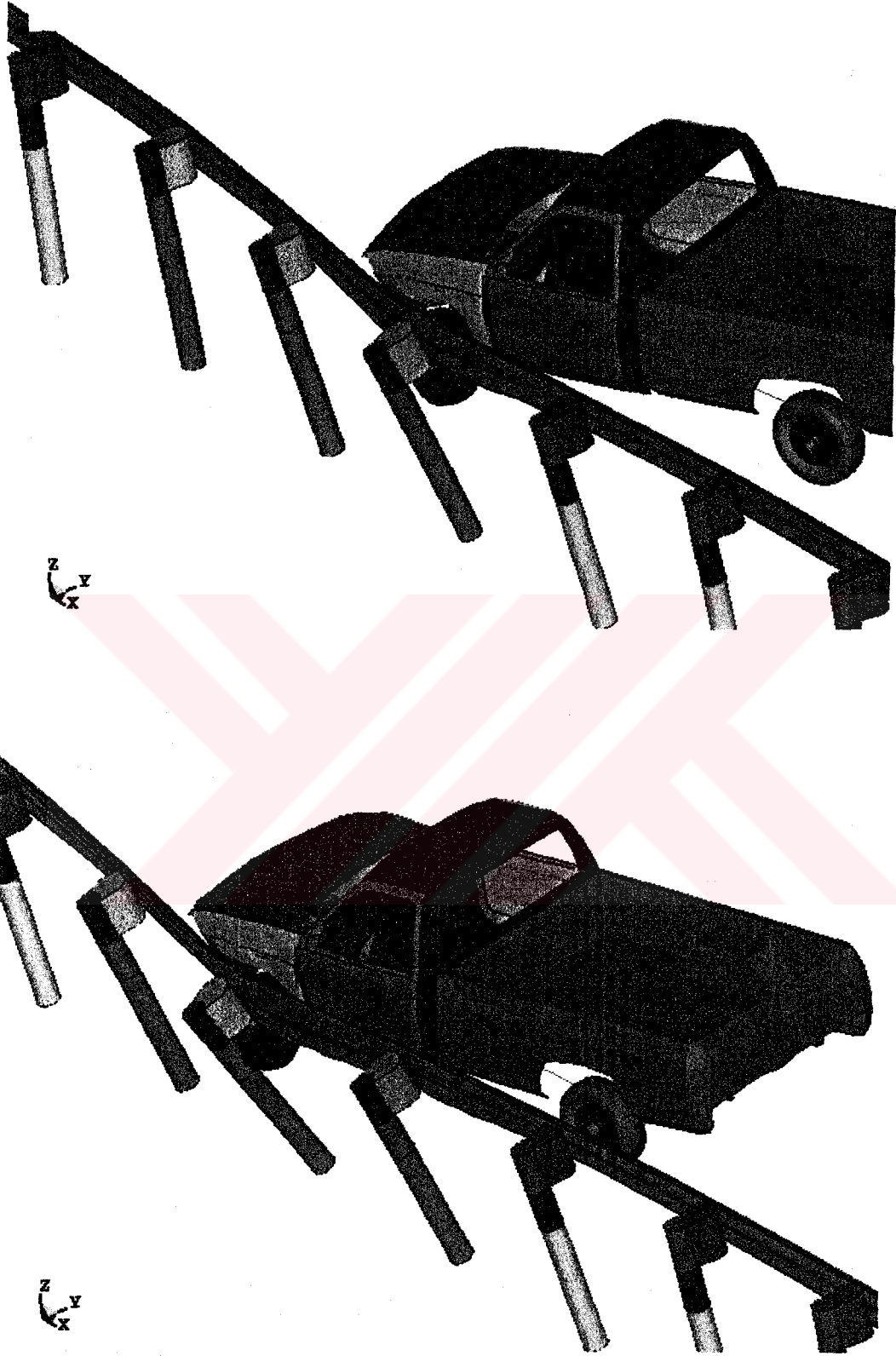
Takoz derinliğini 210-mm’ye artırdığımız S5 durumunda, S4 durumuna benzer bir davranış gözlenmektedir (Şekil 4.2.8). Teker 80-ms civarında 15. dikme ile kontağa girmekte ve bundan dolayı istenilmeyen bir durum gerçekleşmektedir.



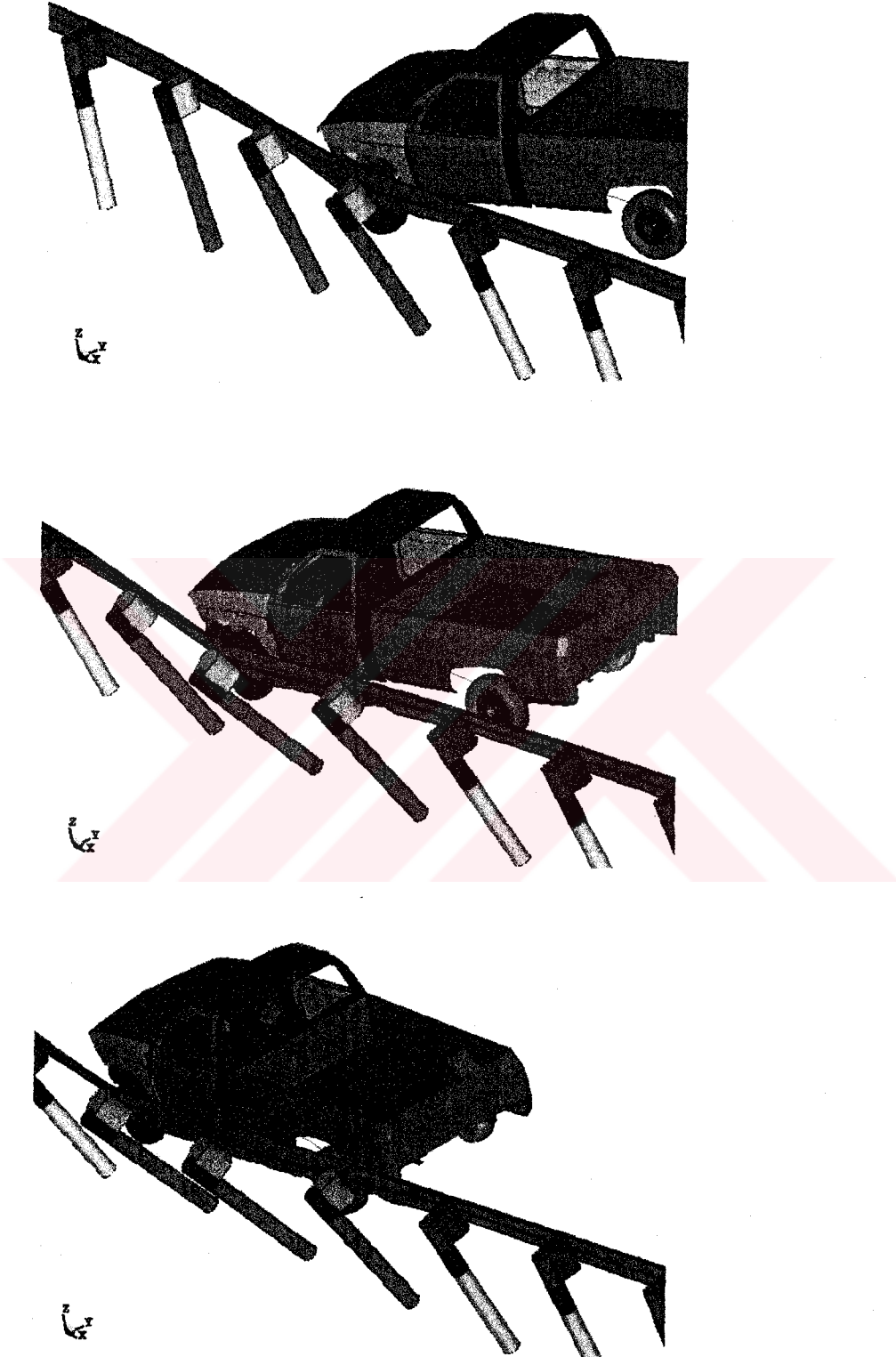
Şekil 4.2.8. S5 durumunun simülasyonunda tekerin 15. dikmeye çarpması

Takoz derinliğinin 230-mm olduğu S6 durumunda, teker dikme 15'i kontağa girmeden geçtikten sonra, 16. dikmeye çarpmaktadır (Şekil 4.2.9). W-ray ile dikme arası mesafenin 230-mm olduğu, G4(2W) sisteminin S2 durumuna benzer olarak S6 durumu da tekerin dikmeye çarpmasını önlemek için yeterli olmamıştır. Şekil 4.2.7 incelendiğinde görüldüğü gibi, tekerin dikme 16'ya çarpmasından meydana gelen çekme kuvveti öncekilere göre küçük olmasına rağmen, S6 durumu tatmin edici olmamıştır.

Son durum olan takoz mesafesinin 250-mm'ye yükseltildiği S7 durumunda oluşan simülasyonun görüntüleri Şekil 4.2.10'de gösterilmektedir. Bu simülasyonda tekerin hiçbir dikme ile etkileşime girmediği görülmektedir. Tekerin montaj noktasında meydana gelen çekme kuvvetinde önemsenmeyecek kadar az artışlar



Şekil 4.2.9. S6 durumunun simülasyonunda tekerin dikme 15'i etkileşimsiz geçmesi ve 16. dikmeye çarpması



Şekil 4.2.10. G4(RW) sisteminde oluşturulan S7 durumunun simülasyonunda tekerin dikmelere çarpmaksızın geçmesi

oluşmuştur (Şekil 4.2.7). Bu, G4(RW) otokorkuluk sistemlerinde kullanılan takozun derinliğinin 250-mm olmasının doğruluğunu etkili bir şekilde ispatlamaktadır. S4, S5, S6 ve S7 durumlarının simülasyon detayları Çizelge 4.2.4'da verilmiştir. Ayrıca bu tabloda geleneksel G4(RW) otokorkuluk sisteminin çarpışma deneyinden (TTI Test 405391-1) elde edilen sonuçlar da gösterilmektedir.

Sonlu elemanlar metodu kullanılarak analizi yapılan simülasyonlardan elde edilen çekme kuvveti bilgileri 60-Hz'ye göre filtre edilmektedir. S4-S7 durumlarının simülasyonundan elde ettiğimiz sonuçlara göre, 250-mm derinliğe sahip takoz, tekerin dikmeye takılmasını önlemek için yeterlidir. Bu değer G4(RW) otokorkuluk sistemi için optimum değer olarak kullanılabilir.

S4-S7 durumlarında tekerin montaj noktasına etkiyen toplam impuls karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmanın sonuçları özet halinde Çizelge 4.2.5'de verilmektedir. Mukayese amacıyla, 180-mm takoz derinliğine sahip simülasyonun sonuçları da tabloda gösterilmektedir.

Geleneksel G4(2W) otokorkuluk sisteminde olduğu gibi, geleneksel G4(RW) sisteminin simülasyonunda yüksek impuls kuvvetine maruz kalan teker araçtan ayrılıyor. S4'ten S7'ye kadar durumların hiç birinde ise impuls kuvvetinin değeri kritik impuls değerine ulaşmıyor. Bunu kısaca şöyle özetleyebiliriz; tekerin araçtan ayrılmaması için, takoz derinliği 190-mm'ye eşit veya daha büyük olması gerekmektedir.

Çizelge 4.2.4. S4-S7 durumlarının simülasyon detayları

Kriterler	Test 405391-1	S4 Durumu	S5 Durumu	S6 Durumu	S7 Durumu
Çarpma Hızı (km/s)	100.2	100.2	100.2	100.2	100.2
Çarpma Açısı (derece)	25.2	25.2	25.2	25.2	25.2
Aracın Sapmaya Başlama Zamanı (sn)	0.034	0.031	0.033	0.033	0.031
15. Dikmenin Kontağa Girme Zamanı(sn)	0.079	0.077	0.076	---	---
15. Dikme ile Çarpıştığında Tekerin Montaj Noktasında Meydana Gelen Kuvvet (kN)	130	98	68	33	24
15. Dikme ile Kontağa Girdiğinde Aracın Hızı (km/s)	92.4	92.8	93.2	94.7	94.7
16. Dikme ile Kontağa Girme Zamanı (sn)	0.165	0.155	0.152	0.157	---
16. Dikme ile Çarpıştığında Tekerin Montaj Noktasında Meydana Gelen Kuvvet (kN)	92	76	62	77	24
16. Dikme ile Kontağa Girdiğinde Aracın Hızı (km/s)	79.2	81.5	83.1	84.1	86.3
Tekerin Ayrılma Zamanı (sn)	0.227	---	---	---	---
Aracın Takla Atmaya Başlama Zamanı (sn)	0.305	---	---	---	---
15. Dikmenin Zemin Çizgisindeki Kalıcı Deplasmanı (mm)	Dikme Kırıldı	424	378	265	257
16. Dikmenin Zemin Çizgisindeki Kalıcı Deplasmanı (mm)	Dikme Kırıldı	337	318	419	287
17. Dikmenin Zemin Çizgisindeki Kalıcı Deplasmanı (mm)	Dikme Kırıldı	251	256	315	238
18. Dikmenin Zemin Çizgisindeki Kalıcı Deplasmanı (mm)	402	218	229	283	131
W-rayın Kalıcı Deplasmanı (mm)	793	783	731	665	594
Araçtaki Maksimum Boyuna İvmelenme (g)	11.2	10.7	8.5	9.4	6.1
Aracın Maksimum Takla Atma Açısı (derece)	-38	-21	-16	-15	-13

Çizelge 4.2.5. S4-S7 durumlarının simülasyonunda tekere etkiyen toplam impuls

Simülasyon Durumları	Tekere Etkiyen Toplam İmpuls (kN-sn)	Yorumlar
Geleneksel Durum	14.24	15-17. dikmelere teker şiddetli bir şekilde çarpıyor ve dikmeler kırılıyor. Bunun yanında teker araçtan ayrılıyor.
S4	12.56	Teker 15. dikmeye sert çarpıyor ve 16. dikmeye yumuşak çarpıyor. Tekerin araçtan ayrılmadığı gözleniyor.
S5	9.92	Teker 15. dikmeye yumuşak çarpıyor ve 16. dikmeye çarpmadan geçiyor. Tekerin araçtan ayrılmıyor.
S6	7.56	Teker 15. dikmeye çarpıyor ama 16. dikmeye çarptığı gözleniyor. Teker araçtan ayrılmıyor.
S7	4.51	Teker herhangi bir dikmeye çarpıyor. Tekerin araçtan ayrılması gibi bir tehlike mevcut değil.

4.3. Optimum Dikme Gömülme Derinliğinin Belirlenmesi

4.3.1. Dikmelerin Gömülme Derinliği Hakkında Gelişmeler

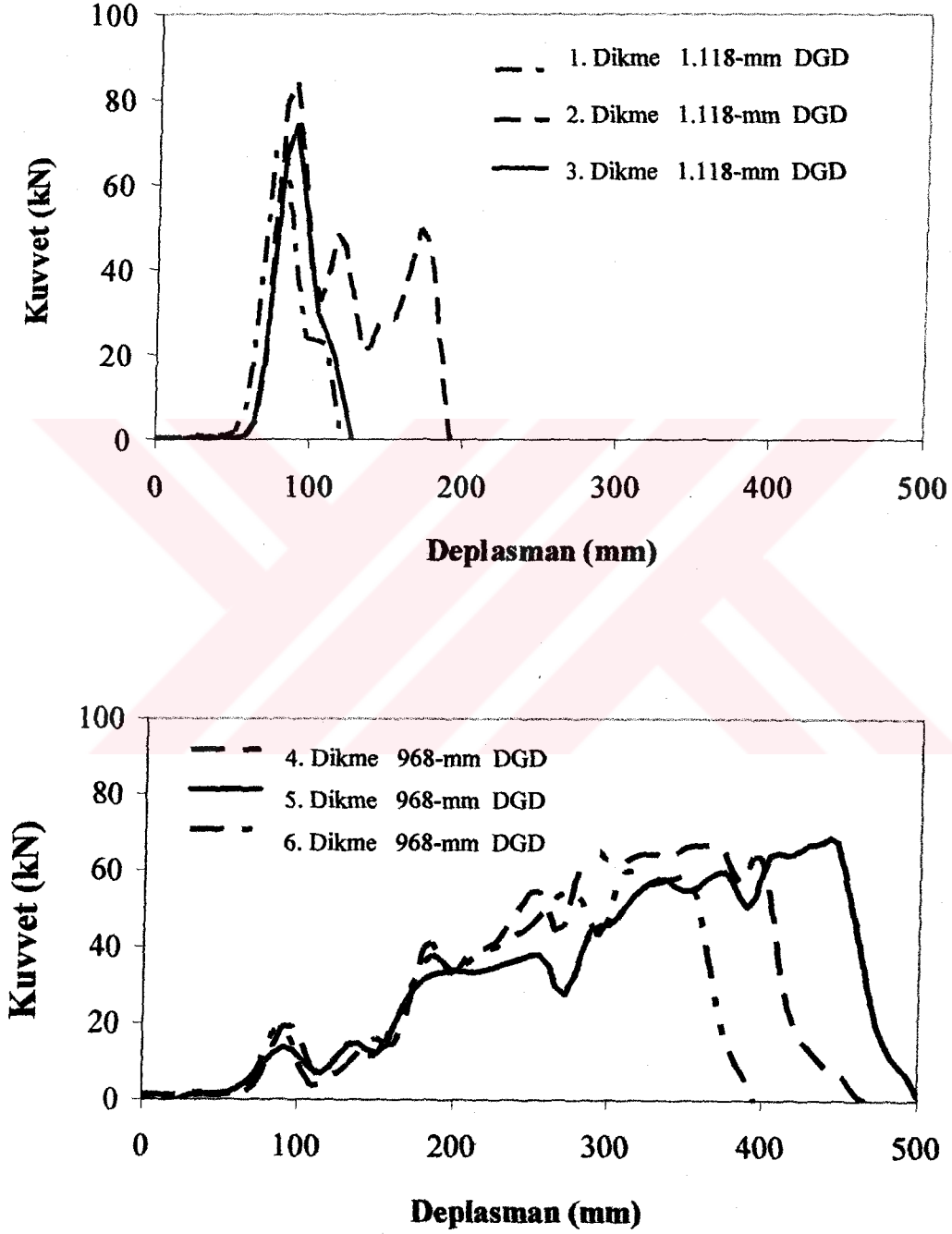
Dikmelerin gömülme derinliği (DGD), çarpma sırasında otokorkuluk dikmelerinin davranışında çok önemli rol oynar (COON ve ark., 1999). DGD'nin zemin yatay hareket karakteristikleri ve dikmelerin kuvvet-deformasyon davranışı üzerinde etkisi vardır. DGD, dikmelerin dönme noktasını ve enerji salınım kapasitelerini önemli bir şekilde değiştirebilmektedir.

DGD'in enerji dağılımı üzerindeki etkisi, dinamik sarkacın çarpma etkisi altında kalan, iki farklı durum karşılaştırılarak Şekil 4.3.1'de gösterilmektedir (BLIGH ve ark., 2001). Sarkaç deneyi hakkında ayrıntılar A.B.D. Federal Otoyol İdaresinin (Federal Highway Administration) raporlarında verilmektedir. Şekil 4.3.1'de görüldüğü gibi, dikmelerin gömülme derinliğinin giderek azalmasıyla zemin içerisindeki yatay hareket artmakta böylece DGD'nin fazla olduğu durumlara göre daha çok enerji dağılımı olmaktadır. Şekildeki kuvvet-deformasyon eğrisinin altındaki alan, enerji absorbe edilen enerji miktarının hesabında temel alınmaktadır. Sonuç olarak, daha kısa gömülme derinliğine sahip olması daha uzun gömülme derinliğine sahip olması durumundan 3-4 kez daha fazla deplasman yapmasına sebep olmaktadır. Böylece otokorkuluk sisteminin yatay deformasyonu artırılmakta, buna bağlı olarak ta tekerin dikmeye takılması ihtimali en aza indirilmektedir. Bu sonuç dikkate alınarak, DGD'nin ayarlanmasıyla, tekerin dikmeye çarpması engellenebilmektedir. Tekerin dikmeye çarpmasının engellenmesi ve yatay deformasyonun artmaması arasında, optimum dikme gömülme derinliğinin belirlenmesi gerekmektedir.

4.3.2. Optimum Dikme Gömülme Derinliğinin Tespiti

Kuvvetli zeminlerde, kuvvetli-yuvarlak-ahşap dikmeli otokorkuluk sistemlerinde optimum gömülme derinliğini belirlemek için, pikap araç, w-ray ve dikmelerden oluşan simülasyon çalışması oluşturulmuştur. 12 dikmeden oluşan otokorkuluk modelleri, gömülme derinliği 1118-mm'den 918-mm'ye kadar değişen

boyutlarda modellenmektedir. Böylece, farklı gömülme derinliklerine sahip beş adet otokorkuluk sistemi modellenmiştir. Bunlar arasında performansı en iyi olan sistemin DGD'si optimum değer olarak belirlenecektir.



Şekil 4.3.1. Farklı DGD'ne sahip yuvarlak-ahşap dikmelerin sarkaç deneyi sonuçlarının karşılaştırılması

Bu modellerde, dikme-zemin etkileşimi yerine daha öncede kullanıldığı gibi non-lineer özellik gösteren yaylar kullanılmaktadır. Çarpışma sisteminde kullanılan pikap aracın modeli deney düzeneğine yerleştirilerek ilk modelde kullanılan değerler yani çarpma hızı 100-km/s ve çarpma açısı 25 derece olacak şekilde düzenlenmiştir. Aracın yeri ve çarpışma noktası ilk simülasyon modelinin aynısı olacak şekilde modellenmektedir.

Bu simülasyonların amacına ulaşması (tekerin dikmeye takılmasını engelleyen optimum DGD'nin belirlenmesi) için, tekerle 15. dikme (aracın çarptığı ilk dikme) arasındaki etkileşimi gösterecek kadar analiz yapılmasının yeterli olacağı düşünülmektedir. Fakat tekerin 15. dikmeyi temasa girmeden geçtiği gömülme derinliğinde, simülasyon devam ettiği zaman üzerinde durulması gereken bir durum ortaya çıkmaktadır. Teker 15. dikmeye çarpmadan geçse de, 16. dikmeye çarptığı görülmektedir. Bu durum tekerin dikmeye takılmasını önlemede başarısız olduğunu gösterse de, gömülme derinliğini azaltarak başarıya ulaşma konusunda umut verici olmuştur.

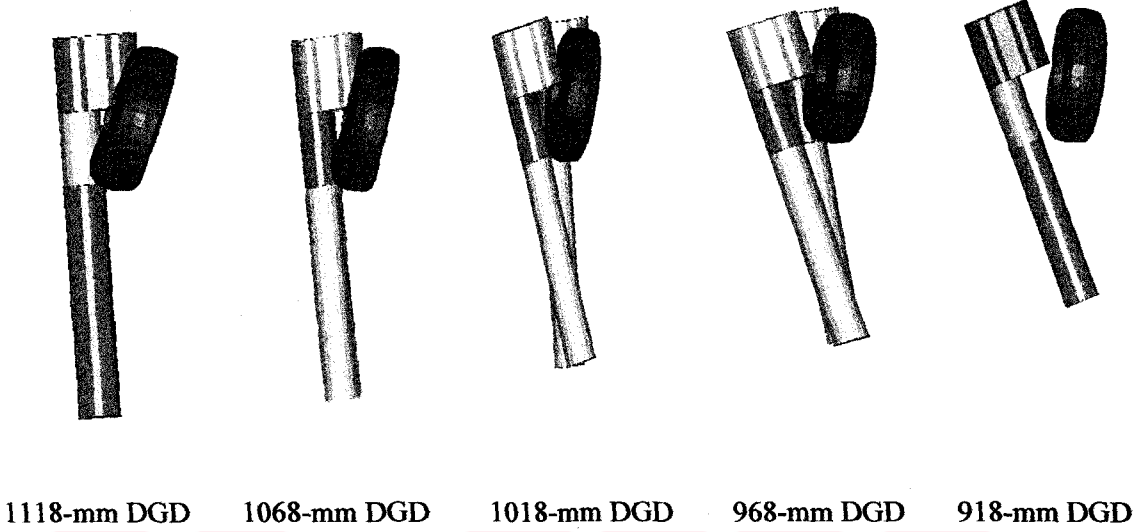
Dikmelerin her bir gömülme değerindeki enerji dağılımı, maksimum yatay deformasyon, dikme dönme noktaları ve dikme numaraları tablo haline getirilerek Çizelge 4.3.1'de gösterilmektedir. Söz konusu tabloda görüldüğü gibi, dikme gömülme derinliği 1118-mm'den 1018-mm'ye kadar, tekerin 15. dikmeye çarptığı ve takıldığı gözlenmektedir. Bunun yanında dikmelerin yataydaki deplasmanları ve otokorkuluk sistemindeki enerji dağılımı küçük boyutlarda kalmaktadır. 1018-mm gömülme derinliğine sahip otokorkuluk sisteminde teker 15. dikmeye çarpmamakta, fakat 16. dikmeye çarpmaktadır. Buna rağmen bu sistemde enerji dağılımı diğer modellere göre daha iyi olmaktadır. Çünkü dikmeler zemin içerisinde daha rahat ve daha çok dönebilmektedir. Tabii bu durum tekerin dikmeye çarpmasını önlemede başarısız sayıldığından dolayı bir sonraki durum olarak 968-mm gömülme derinliğine sahip dikmelerin bulunduğu otokorkuluk sistemi modellenmiştir. Bu modelin analizinden sonra elde edilen sonuçlar oldukça tatmin edici olmuştur. Çünkü simülasyonda tekerin herhangi bir dikmeyle temasa geçtiği görülmemiştir. Bu otokorkuluk sisteminin enerji salınım kapasitesi diğer durumlara göre çok yüksek değerlerde olmasının yanında dikmelerin yatay deplasmanı da kabul edilebilir oranlarda olmaktadır.

Çizelge 4.3.1. Farklı DGD'ne sahip yuvarlak- ahşap dikmelerin simülasyon sonuçları

DGD (mm)	Dikme No	Dikmelerin Dinamik Maksimum Deplasmanı (mm)	Enerji Sönümlenme Miktarı (kN-mm)	Zeminin Altında Dönme Noktası (mm)	Tekerin Çarpma Şiddeti	Yorumlar
1118	15	142	3201	910	Sert	Dikme zemin içerisinde az miktarda dönüyor. Eğer simülasyon devam etseydi, dikme kırılacaktı.
1068	15	199	4643	870	Normal	Dikme zemin içerisinde daha iyi dönüyor, buna bağlı olarak tekerin dikmeye çarpması ve kırılması potansiyeli hala var.
1018	16	284	6283	830	Normal	Dikme zemin içerisinde daha çok dönmekte ve teker 16. dikmeye çarpmaktadır.
968	--	417	8356	790	Hiç	Zemin içerisinde dikmenin daha çok dönmesi ile teker herhangi bir dikmeye çarpmamakta ve büyük bir enerji sönümlenmesi olmaktadır.
918	--	539	6428	745	Hiç	Zeminde fazla dönen dikme, W-Ray'ın yatay deformasyonunda aşırı bir artışa neden olmaktadır.

Son durum olan 918-mm gömülme derinliğine sahip dikmelerin bulunduğu otokorkuluk sistemi tekerin dikmeye takılmasını önlemektedir. Aslında bu dizayn büyük yatay deformasyonlar ve sistemin enerji dağılımının düşük olmasından dolayı sakıncalı görülebilir. Simülasyonların sonucunda elde edilen deplasman karakteristikleri ve dikmelerin pozisyonlarının farklı gömülme derinliklerinde, tekerin etkisiyle değişimi Şekil 4.3.2'de gösterilmiştir. Bu şekil, tekerin dikmeye çarpmasıyla dikmenin gömülme derinliği arasındaki ilişkiyi açık bir şekilde anlatmaktadır. Not olarak şunu söylemek gerekir, Şekil 4.3.2'de berraklık sağlayabilmek için w-ray, aracın parçalarının çoğu ve dikme 15 ve 16 haricindeki diğer dikmeler gösterilmemektedir. Böylece bu simülasyon

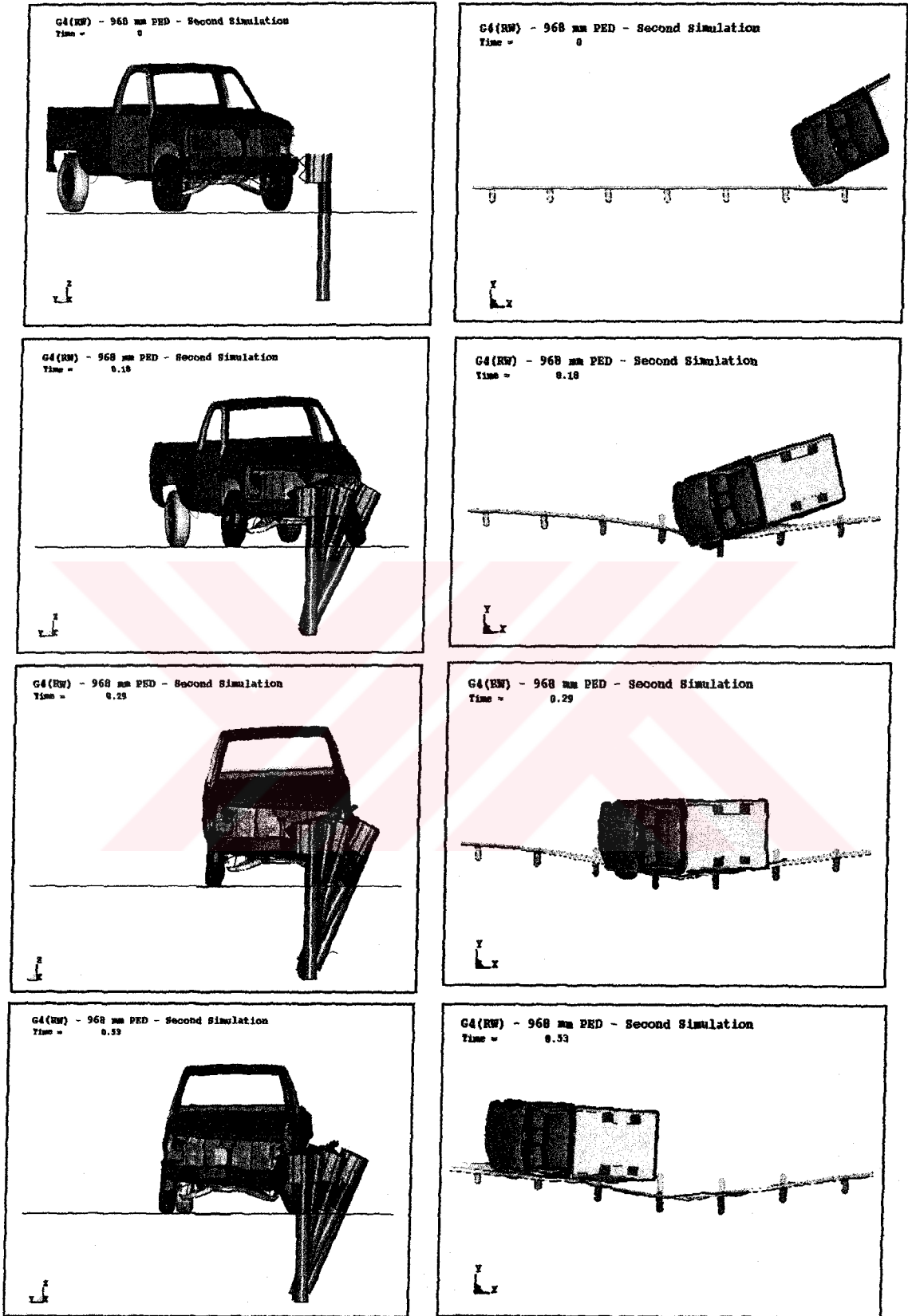
çalışmasında kuvvetli-yuvarlak-ahşap dikmelere sahip otokorkuluk sistemleri için dikmelerin optimum gömülme derinliği 968-mm olarak bulunmuştur.



Şekil 4.3.2. Farklı DGD'ne sahip yuvarlak-ahşap dikmelerin, dikme deformasyonu ve teker pozisyonu resimlerinin karşılaştırılması

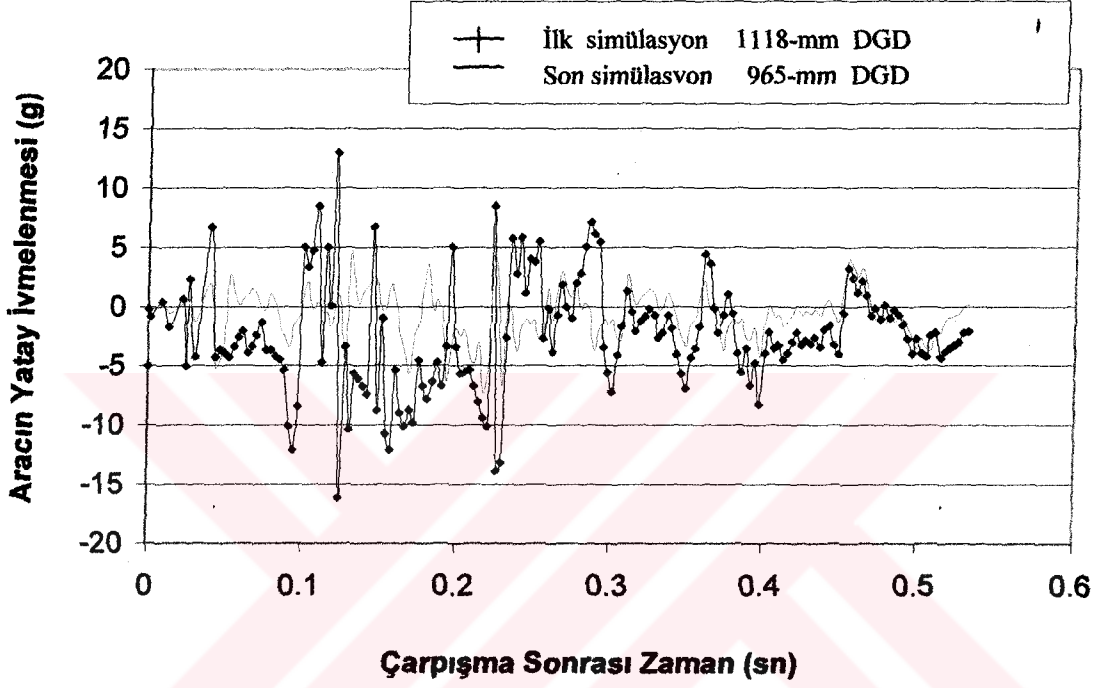
4.3.3 İlk Simülasyon ile Optimum DGD'ne Sahip Sistemin Karşılaştırılması

Şekil 4.3.3'te gösterildiği gibi, sonuçlar çok cesaret vericidir. Optimum DGD'ne sahip sistemin performansı ilk simülasyonla karşılaştırıldığında kayda değer bir şekilde değiştiği görülmektedir. Tahmin edildiği gibi ikinci simülasyon boyunca araçta hiçbir stabilite problemi çıkmamaktadır. Tekerle dikmeler arasında hiçbir temas meydana gelmeden yani büyük sarsıntılar oluşmadan araç tekrar yola doğru yönelmektedir. Yani dikmeler yatayda daha çok deplasman yaparak tekerin herhangi bir dikmeyle temasa girmesini önlemektedir.



Şekil 4.3.3. Geliştirilmiş G4(RW) sistemlerinde gözlemlenen seri fotoğraflar

Optimum DGD'li simülasyonun ivme-zaman grafiği ilk simülasyonla karşılaştırmalı olarak Şekil 4.3.4'te gösterilmektedir. Tekerin dikmeye takılması engellendiği zaman açıkça görülüyor ki, aracın ani ivme değişimi daha az olmakta, yani grafikte tepeler az ve küçük oluşmaktadır. Not olarak; ivme-zaman bilgileri 60 Hz'ye göre filtre edilmektedir.



Şekil 4.3.4. İlk simülasyon ve optimum değerli simülasyonun ivme-zaman grafiklerinin karşılaştırılması

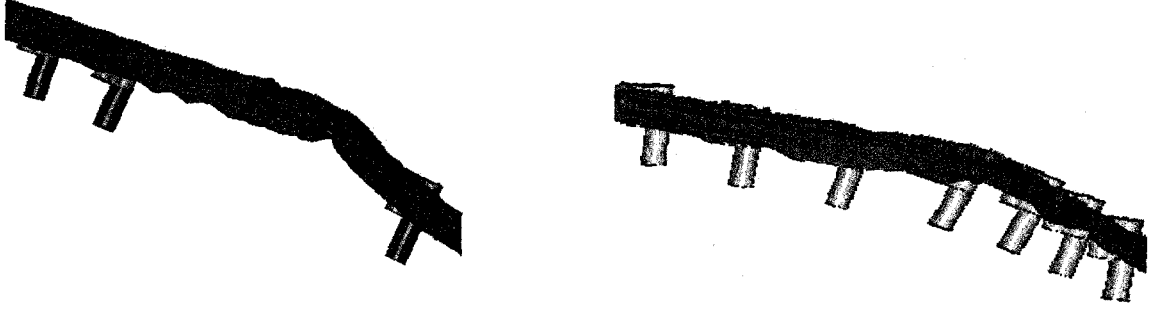
Simülasyon süresince; dikmelerde kırılma meydana gelmediği gibi aracın çarpışma enerjisi, büyük oranda dikmelerin yatayda daha çok hareket etmelerine izin veren zemin tarafından absorbe edilmiştir. Sonuçlarda görüldüğü gibi, aracın yuvarlanma açısı 10 derecenin altında kalmaktadır (Şekil 4.3.3). Bu geliştirilmiş sistemin tek dezavantajı, dikmelerin yatay hareketine bağlı olarak, w-rayın yataydaki deformasyonunun artmasıdır. Bu durum G4(RW) otokorkuluk sisteminin kurulduğu, yol kenar eğiminin mesafe bırakılmadan hemen başladığı ve eğim oranının yüksek olduğu yerlerde problem olabilir.

Çarpışma içerisindeki önemli olayların, ilk simülasyon ile optimum DGD'ne sahip sistemin simülasyonun karşılaştırılması özet olarak Çizelge 4.3.2'de verilmiştir. Bu tablodaki değerleri incelediğimizde; ilk simülasyon ve ikinci simülasyonda araçların otokorkuluk sisteminden çıkış hızları sırasıyla 59,1 km/s ve 53 km/s'dir. Bu durum gösteriyor ki, geliştirilmiş otokorkuluk sistemiyle zeminde kinetik enerjinin absorbe edilme oranı artıyor. Böylece geliştirilmiş G4(RW) otokorkuluk sisteminin, çarpan aracın sahip olduğu kinetik enerjinin dağılımını daha iyi yaptığı ve aracın kontrol dışı davranışının sona erdirilmesinde daha etkili olduğu güzel bir şekilde kanıtlanmış olmaktadır.

Çizelge 4.3.2. G4(RW) sisteminde oluşturulan ilk simülasyon ve optimum DGD'ne sahip sistemin simülasyonunun karşılaştırılması

Çarpışma Olaylarının Özeti	1118 mm DGD		968 mm DGD	
	İlk Simülasyon		Opt. Simülasyon	
	Zaman (sn)	Hız (km/s)	Zaman (sn)	Hız (km/s)
İlk Kontakta Girme	0.000	100.2	0.000	100.2
Tekerin Dikme 15'e Çarpması	0.078	95.1	--	97.2
Tekerin Dikme 16'ya Çarpması	0.171	87.2	--	92.4
Aracın Yuvarlanmaya Başlaması	0.391	64.7	--	--
Aracın Otokorkuluk Dışına Çıkışı	0.451	62.7	0.540	57.4
Dikmelerin Zemin Seviyesindeki Deplasmanları	Hareketli (mm)	Sabit (mm)	Hareketli (mm)	Sabit (mm)
Dikme 15	Dikme Kırıldı		281	254
Dikme 16	Dikme Kırıldı		390	356
Dikme 17	Dikme Kırıldı		542	502
Dikme 18	393	359	426	378
W-Ray'm Maksimum Kalıcı Yatay Deformasyonu (mm)	813		945	

Şekil 4.3.3'te görüldüğü gibi, aracın dışarı çıkış açısı 5 dereceyi aşmamaktadır. Bu da gösteriyor ki, istenilmeyen bir durum olan kazalardan sonra aracın kontrolsüz bir şekilde yola dönerek başka kazalara sebep olması ihtimali iyice azalmaktadır. Optimum DGD'ne sahip simülasyonda meydana gelen deformasyonlar ve deplasmanlarla beraber otokorkuluk sisteminin aldığı şeklin resmi Şekil 4.3.5'te gösterilmektedir.



(a) İlk Simülasyon (1118 mm DGD)

(b) Opt. Simülasyon (968 mm DGD)

Şekil 4.3.5. G4(RW) sisteminde 1118 mm and 968 mm DGD'ne sahip modellerin w-ray deformasyonlarının karşılaştırılması

Dikmelerin gömülme derinliğinin azaltılması, dikme-teker arasında etkileşimi düzenleyerek aracın dengesinin bozulmasını engellemektedir. Bilgisayar programları kullanarak ulaştığımız simülasyonlar gerçek sonuçlar değildir, sadece yaklaşık sonuçlardır. Elde ettiğimiz bu sonuçların gerçek çarpışma deneyleriyle doğrulanmaya ihtiyacı vardır.

4.4. Tartışma

4.4.1. Takoz Mesafesinin Artırılması Hakkında

Çarpışma içerisindeki en önemli olaylardan biri, tekerin dikmeye çarpıp takılmasıdır. Tekerin dikmeye çarpması ve takılmasıyla, araçta aşırı ivmelenme meydana gelmekte ve araç içerisindekiler fazla miktarda kuvvete maruz kalmaktadır. Bu husus, yol güvenliği mühendislerinin çözmesi gereken, çözülmediğinde ciddi sonuçlar doğuran bir problemdir. Kuvvetli dikmelere sahip bir otokorkuluk sisteminde, aracın tekerinin dikmeye takılmaksızın ilerleyeceği bir çarpışma senaryosu modelleyebilmek için; mühendislik sezgisi, dizayn, analiz ve deneyim gerekmektedir.

Bu çalışmada tespit edilmiştir ki, G4(2W) ve G4(RW) otokorkuluk sistemlerinin ikisinde de takoz derinliği, geleneksel boyutların yerine 250-mm olursa; sistem, aracı düzgün bir şekilde tekrar yola yönlendirmekte ve çarpan aracın sahip olduğu kinetik enerjiyi çok daha olumlu bir şekilde dağıtmakta yani sönmülemektedir.

Bu simülasyon çalışmalarının sonucuna göre söylenebilir ki; takoz derinliğinin 230-mm olması tekerin dikmeye çarpmasının çok yumuşak olmasını sağlamaktadır. Fakat bu durum 230-mm'yi kabul etmemize sebep olmamalıdır. Çünkü kullandığımız bilgisayar simülasyonu, kullandığımız basitleştirmeler ve yaklaşımlardan dolayı gerçek hayatın koşullarına uymayabilir. Her ne kadar gerçek çarpışma mekaniğini ve dinamik etkileşimi yakalamak istesek de sonlu elemanlar metodu dahil olmak üzere yaklaşımlar üzerinde bir model oluşturduğumuzdan dolayı analizlerde hatalar olabilmektedir. Örneğin, genel kabul gören bir basitleştirme olan dikme-zemin etkileşiminin yerine, model içerisinde benzer bir etki gösteren doğrusal olmayan elastik yaylar kullanılmaktadır (PLAXICO ve ark., 1998). Yine de çok uzun sürecek analizleri göze alarak daha güvenilir sonuçlara ulaşmak istenirse, daha gelişmiş bir zemin modeli yapılabilir. Zeminin içerisine yerleştirilmiş dikmenin çarpışma davranışı, ilerdeki bir araştırma konusu olarak burada bırakılacaktır.

Önemli bir not olarak; bu çalışma, kuvvetli dikmelere sahip otokorkuluk sistemlerinde, tekerin dikmeye çarpıp takılmasını engelleyen optimum takoz derinliğini belirlemeyi amaçlamaktadır. Her ne kadar otokorkuluk sisteminin performansı,

belirlenen takoz derinliğinden daha küçük ölçülerde de aracın tekrar yola dönmesini sağlasa da araç içi ivmelenmede tatmin edici sonuçlar vermemektedir. Her iki güçlü otokorkuluk sisteminde meydana gelen araç stabilitesinin durumu Çizelge 4.2.2 ve 4.2.4'de özet olarak verilmektedir. Bununla birlikte, güçlü otokorkuluk sistemlerinde takoz derinliğinin artırılmasıyla, çarpmanın şiddetinin azaltılması ve aracın stabilitesinin bozulmaması arasında ciddi bir ilişki bulunmaktadır.

4.4.2. Dikme Gömülme Derinliğinin Azaltılması Hakkında

Çalışmanın bu bölümü, kuvvetli-yuvarlak-ahşap dikmeler, takozlar ve w-ray'dan oluşan ve G4(RW) kısaltması ile adlandırılan otokorkuluk sistemleri ile ilgilidir. Tabii ki sadece G4(RW) sistemlerinde kesin sonuçlara ulaşılsa da diğer kuvvetli dikmeli otokorkuluk sistemlerindeki gelişmelere ışık tutacak düzenlemelere ve sonuçlara ulaşılmaktadır.

Gerçek çarpışma deneyi TTI Test 405391-1'deki otokorkuluk sistemi, boyutları ve performansıyla NCHRP Rapor 350'nin şartlarına uygun olmasına rağmen, gerçek çarpışma deneyindeki davranışıyla, aracın ivmelenmesi ve stabilitesi konusunda bazı kaygılara sebep olmaktadır. Bu kaygıların en temel sebebi tekerin dikmelere çarparak takılmasıdır.

LS-DYNA, dinamik, lineer olmayan, büyük deformasyonları analiz edebilen sonlu elemanlar programıdır. TTI Test 405391-1 numaralı gerçek çarpışma deneyinin simülasyonunu hazırlamakta ve gerçek çarpışma deneyi ile geliştirilmiş otokorkuluk sisteminin yer aldığı ikinci simülasyonun karşılaştırılmasında bu program kullanılmaktadır. Böylece G4(RW) otokorkuluk sistemleri için optimum dikme gömülme derinliğini bulmakta çok pahalı olan gerçek çarpışma deneylerinin sayısı azalacağından dolayı, bilgisayar simülasyonu yöntemi ile masraflar minimuma indirilmektedir.

G4(RW) otokorkuluk sistemlerinin simülasyon çalışmasının sonuçlarında görülmüştür ki; dikmelerin yatay hareket karakteristikleri, G4(RW) otokorkuluk sisteminin geniş kapsamlı çarpışma performansında büyük ölçüde etkili olmaktadır. Otokorkuluk dikmelerinde 1118-mm olan geleneksel gömülme derinliğinin yerine 968-

mm gömülme derinliği seçilirse, otokorkuluk sisteminin çarpışma performansında önemli gelişmeler olmaktadır. G4(RW) otokorkuluk sisteminde bahsedilen düzenlemeler yapılarak sonlu elemanlar metodunun kullanıldığı programlarda elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde; tekerin dikmeyle kontağa girmediği, ani ivme değişikliklerinin azaldığı ve değerinin küçüldüğü, araç içindekilerin yaralanma riskinin önemli ölçüde düştüğü ve çarpan aracın stabilitesinin büyük ölçüde bozulmadığı görülmektedir.

Bu çalışmada tespit edilmiştir ki, dikmelerin gömülme derinliği, geleneksel boyutların yerine 968-mm olursa; sistem, aracı düzgün bir şekilde tekrar yola yönlendirmekte ve çarpan aracın sahip olduğu kinetik enerjiyi çok daha olumlu bir şekilde dağıtmakta yani sönmülemektedir. Simülasyon çalışmasından ve aracın yuvarlanma açısı resimlerinden elde edilen ivme-zaman grafiklerinden bu açık ve net bir şekilde görülmektedir.

Ayrıca bu iki simülasyon çalışması arasındaki kinetik enerjinin dağılımı, araçların sistemden çıkış hızı baz alınarak hesap yapılarak karşılaştırıldığında, hemen hemen %20'lik bir fark gözükmektedir. Kinetik enerjinin sönmülenmesinin daha çok olması, dikmelerin gömülme derinliğinin kısa bırakılmasının doğruluğunu bir kez daha ispatlamaktadır. Geliştirilmiş sistemin tek dezavantajı dikmelerin yatay hareketlerine bağlı olarak artan w-rayın yatay deformasyonudur. Bu durum, eğimi yüksek olan yol kenarlarına geliştirilmiş sistemin kullanılmasında problem olabilir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmanın amacı, kuvvetli ahşap dikmelere sahip otokorkuluklar için yapılan çarpışma deneylerinde meydana gelen araç stabilitesinin bozulması problemini çözmektir. Otokorkuluklarda dizayn düzenlemeleri yapılarak performansının artırılması amaçlanmıştır. Bu amaçla farklı boyutlarda takozlar dizayn edilmiştir. Bunlar; G4(2W) otokorkuluk sistemleri için 140-mm genişlik x 210-mm, 230-mm ve 250-mm derinlik; G4(RW) sistemleri için genişliğini 140-mm 190-mm, 210-mm, 230-mm ve 250-mm derinlik. Farklı dizaynlardan elde edilen çarpışma simülasyonlarından çıkan sonuç; geleneksel ahşap dikmeler kullanıldığında, tekerin dikmeye çarpmasını önlemek için takoz derinliği 250-mm olmalıdır. Bu çalışmada takoz genişliğinin etkisi incelenmemiştir. Eğer takoz derinliği; G4(RW) sistemlerinde en az 190-mm ve G4(2W) sistemlerinde en az 210-mm olursa, oluşturulan güçlü ahşap dikmeli otokorkuluk sistemlerinin hiçbirinde teker araçtan ayrılmamaktadır.

Bu araştırmanın diğer bir sonucu da; G4(RW) kuvvetli-yuvarlak-ahşap dikmeli otokorkuluk sisteminin dikme gömülme derinliğini değiştirme amacıyla yapılan bir öneridir. 968-mm gömülme derinliğine sahip G4(RW) otokorkuluk sisteminin, aracın dengesini bozmadan tekrar yola dönmesini sağlayan en etkin sistem olduğu gösterilmiştir.

Araçların otokorkuluk sistemlerine çarpması ile meydana gelen kazalarda, tekerin dikmeye çarpmasını engellemek için yaptığımız simülasyonlar, bilgisayar ortamında olmasından dolayı yaklaşık değerlerdir. Bulduğumuz optimum değerlerin gerçek çarpışma deneyleri ile kontrol edilmesi gerekmektedir. Bu doğrulamalardan sonra; AASHTO Otokorkuluk Donanım Rehberinde, G4(RW) otokorkuluk sisteminin dikme gömülme derinliği için geçerli değer olan 1118-mm'nin 968-mm'ye, takoz derinliğinin 180-mm'den 250-mm'ye ; G4(2W) otokorkuluk sisteminde ise takoz derinliğinin 190-mm'den 250-mm'ye değiştirilmesi için tavsiyelerde bulunulabilir.

KAYNAKLAR

- AASHTO-AGC-ARTBA, 1996. Joint Committee. "A Standardized Guide to Highway Barrier Hardware." American Association of State Highway and Transportation Officials, Washington, D.C.
- ATAHAN, A.O. ve CANSIZ, O.F., 2002 "Improvements to G4(RW) Strong-Post Round-Wood W-Beam Guardrail." Journal of Transportation Engineering, ASCE, (in review).
- ATAHAN, A.O. ve ROSS, H.E., 2002. "Computer Simulation of Recycled Content Guardrail Post." Journal of Transportation Engineering, ASCE (baskıda).
- BLIGH, R.P. ve BULLARD, L.D., JR., 1995. "Crash Testing and Evaluation of Round, Wood Post, W-beam Guardrail System." *TTI Research Study No. RF405391-1*, Texas Transportation Institute, Texas A&M University, College Station, Texas.
- BLIGH, R.P., MENGES, W.L., ve ALBERSON, D.C., 2001. "Testing and evaluation of recycled materials in roadside safety devices." *Research Report 1458-3*. Texas Transportation Institute, College Station, Texas.
- BUTH, E.C., MENGES, W.L. ve IVEY, D.L., 1999 "W-Beam Guardrail." Paper No. 990871, Transportation Research Board, 78th Annual Meeting, Washington, D.C., January.
- COON, B.A., REID, J.D., ve ROHDE, J.R., 1999. "Dynamic Impact Testing of Guardrail Posts Embedded In Soil." Transportation Research Report No. TRP-03-77-98, Midwest Roadside Safety Facility, University of Nebraska, Lincoln, Nebraska.
- FEDERAL HIGHWAY ADMINISTRATION, 1990. "Crush Characteristics of The 1800-lb Pendulum." Publication No. *FHWA-RD-90-059*, FHWA, McLean, Virginia.
- HOLLOWAY, J. C., BIERMAN, M. G., PFEIFER, B. G., ROSSON, B. T., ve SICKING, D. L., 1996. "Performance Evaluation of KDOT W-Beam Systems", Midwest Roadside Safety Facility (MwRSF), University of Nebraska-Lincoln.
- HALLQUIST, J.O., 1998. "LS-DYNA Users Manual." Livermore Software Technology Corporation, Livermore, California.
- IVEY, D. L., ROBERTSON, R. ve BUTH, C. E., 1986. "Test and Evaluation of W-beam and Thrie-beam Guardrails", Report FHWA/rd-82/071, Texas Transportation Institute, Texas A&M University, College Station
- KARLSSON, J., 2000. "Snag Potential of Standard Guardrail Posts." Masters Thesis, Worcester Polytechnic Institute, Worcester, Mass.
- MAK, K. K. ve ALBERSON, D.C., 1994. "Test Report NO. 7147-22", Texas Transportation Institute, Texas A&M University, College Station.
- MAK, K. K. ve MENGES, W. C., 1994. "Crash Testing Evaluation Strong-post, W-beam Guardrail System", Texas Transportation Institute, Texas A&M University, College Station.
- , 1995. "Crash Testing and Evaluation of Modified Thrie-beam Guardrail System", Texas Transportation Institute, Texas A&M University, College Station.

- MAK, K.K., BLIGH, R.P. ve MENGES, W.L., 1995. "**Crash Testing and Evaluation of Existing Guardrail Systems**", Texas Transportation Institute Report No. 471470-26 The Texas A&M University System, College Station, Texas, December.
- PLAXICO, C., PATZNER, G.S., ve RAY, M.H. 1998. "**Finite Element Modeling of Guardrail Timber Posts and The Post-soil Interaction.**" Transportation Research Record 1647, Transportation Research Board, Washington, D.C., 139-146.
- PLAXICO, C.A., RAY, M.H. ve HIRANMAYEE, K, 2000 "**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.
- RAY, M. H. ve PATZNER, G. S., 1997. "**Finite-Element Model of Modified Eccentric Loader Terminal (MELT)**", In Transportation Research record 1599, 11-21, TRB, Notional Research Council, Washington, D.C.
- ROSS, H.E. JR., SICKING, D.L., ZIMMER, R.A. ve MICHIE, J.D. 1993. "**Recommended procedures for the safety performance evaluation of highway features.**" *NCHRP Report 350*, National Research Council, Washington, D.C.
- SICKLING, D. L. ve ROSS, H. E. JR., 1987. "**Structural optimization of strong-post W-beam guardrail**", In Transportation research record 1133, 42-50, Transportation Research Board, Washington, D.C.
- STOUT, D., HINCH, J., ve YANG, T-L. 1988. "**Force-Deflection Characteristics of Guardrail Posts.**" *Report FHWA-88-193*, FHWA, US Department of Transportation, Washington, D.C.
- WOOD HANDBOOK, 1987. Wood as an Engineering Material. United States Department of Agriculture, U.S. Government Printing Office, Washington, D.C.
- WRIGHT, A.E. ve RAY, M.H., 1996. "**Characterizing Guardrail Steels for LS-DYNA3D Simulations**", Transportation Research Record No. 1528, Transportation Research Board, Washington, D.C.
- ZAOUK, A.K., BEDEWI, N.E., KAN. C.D., ve MARZOUGUI, D. 1996. "**Development and evaluation of a C-1500 pickup truck model for roadside hardware impact simulation**", International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Atlanta, Georgia.

EKLER



EK-1

YOL KENARI OTOKORKULUKLARI

1. Kategoriler

A) Esnek Sistemler

1. 3'lü kenar kablosu
2. W-ray (zayıf dikme)
3. Üçlü-ray (zayıf dikme)

B) Yarı Rijit Sistemler

1. Kutu ray (zayıf dikme)
2. Takoz W-ray (kuvvetli dikme)
3. Takoz üçlü-ray (kuvvetli dikme)
4. Geliştirilmiş üçlü-ray
5. Eski haline gelebilen sistemler
6. Çelik destekli ağaç ray

C) Rijit Sistemler

1. Beton güvenlik sistemleri
2. Taş duvar sistemler

2. Otokorkuluk Sistemlerinin Özellikleri

A) Esnek Sistemler

1. **3'lü Kenar Kablolü Sistem** : Bu sistem zayıf dikmeler ve bu dikmelere monte edilen çelik kablolardan oluşmaktadır. Kabloların yerden yüksekliği 690-mm ile 760-mm arasında değişmektedir.
2. **W-ray** : Rayın yerden yüksekliği 760-mm olan bu sistem w-ray ve zayıf dikmelerden oluşmaktadır. Sistemin aracı yol içerisinde tutabilmesi için otokorkuluk sisteminin arkasında 2-4 m'lik düz bir alan olması gerekmektedir.

3. **Üçlü-ray** : Sistem üç boğumlu bir ray ve zayıf dikmelerden oluşmaktadır. Rayın yerden yüksekliği 840-mm'dir. 2000-kg'lık bir aracın tekrar yola yönlendirilmesi için, otokorkuluk arkasında engellerden arınmış 1,9-m boş alan gerekmektedir.

B) Yarı Rijit Sistemler

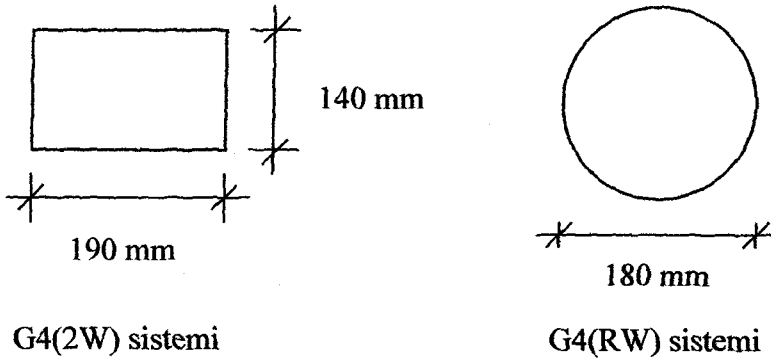
1. **Kutu Kirişli Sistemler** : 800-1800-kg arasındaki araçları tekrar yola yönlendirme kapasitesine sahiptir. Aracın tekrar yola yönlendirilmesi için otokorkuluk arkasında en az 1.5-m'lik bir boş alan gerekmektedir. Bu sistem kutu şeklindeki raylar ve zayıf dikmelerden oluşmaktadır.
2. **Takoz-W-Ray Sistemler** : Bu çeşit otokorkuluklar günümüzde en çok kullanılan sistemlerdir. W-ray, güçlü dikme ve takozlardan oluşmaktadır. Bu sistemlerde dikmelerin direnci fazla olduğundan, teker dikmeye çarptığında tekerin araca monte edildiği noktada çok büyük kuvvetler oluşmaktadır. Araçta ivmelenmeler meydana gelmekte ve araç içindekiler için tehlikeli savrulmalar oluşmaktadır. Bu davranışların önlenmesi için, sisteme takozlar yerleştirilmiştir.
3. **Takoz-Üçlü-Ray Sistemler** : Bu sistemler üçlü ray, güçlü dikme ve takozlardan oluşmaktadır. Otokorkuluğun yerden yüksekliği 900-mm'dir.
4. **Geliştirilmiş Üçlü-Ray** : Takoz, üçlü-ray sistemlerinin ağır vasıtalar düşünülerek geliştirilmiştir şeklidir. Burada takozlar köşelerinden kesilerek üçgen bir hale getirilmiştir. Rayın yerden yüksekliği 860-mm'dir.
5. **Tekrar Kullanılabilen Sistemler** : Kazaların çok fazla olduğu bölgelerde bu sistemler çok kullanışlı olmaktadır. Çarpışma sırasında arkaya doğru deplasman yapabilen ve aracı yola doğru yönlendirildikten sonra eski pozisyonlarını alan bu sistemlerde rayın yüksekliği 840-mm'dir. Bu çeşit otokorkuluklar, boru şeklindeki elemanlarla desteklenmiş üçlü-raylar, güçlü ağaç dikmeler, çelik barlar ve kablolardan oluşmaktadır.
6. **Çelik Destekli Ağaç Raylar** : Bu sistemler, çelik levhalarla desteklenmiş ahşap raylar ve ahşap dikmelerden oluşmaktadır. Bu şekildeki otokorkuluklar estetik bir özellik taşımaktadır. Bu yüzden daha çok A.B.D.'de ulusal park yollarında kullanılmaktadır.

C) Rijit Sistemler

1. **Beton Güvenlik Sistemleri** : Dizayn yüksekliği 810-mm olan bu otokorkuluk sistemleri, ağır vasıtaların tekrar yola yönlendirilmesinde başarılı performans göstermektedir. Betondan imal edilen bu sistemlerin genelinde donatılar güçlendirmek için kullanılmaktadır.
2. **Taş Duvar Sistemler** : Bu otokorkuluk sistemleri, betonarme olarak inşa edilen elamanların, kireçli harç kullanılarak taşla kaplanmasıyla oluşturulur. Yüksekliği 690-mm olan bu tip otokorkuluklarda, estetik görünüm de ön plandadır.

3. G4(2W) ve G4(RW) Otokorkuluk Sistemleri

Bu iki otokorkuluk sistemi de takoz-w-ray sistemleri arasında yer almaktadır. Her iki sistem de w-ray, kuvvetli dikme ve takoz elemanlarından oluşmaktadır. Kuvvetli dikmeler ve takozlar ahşap malzemedendir yapılmaktadır. İki sistem arasındaki fark ise dikmelerin geometrik şekillerinden kaynaklanmaktadır. G4(RW) sisteminde dikmelerin kesiti 185-mm çaplı daire şeklinde, G4(2W) sisteminde ise dikmelerin kesiti 140x190 mm'lik dikdörtgen şeklindedir (Şekil 1).



Şekil 1. G4(2W) ve G4(RW) otokorkuluk sistemlerinde dikme kesiti

EK-2

LS-DYNA

LS-DYNA, gerçek yaşamdaki kompleks olayların bilgisayar simülasyonun yapılabildiği, sonlu elemanlar metodunun kullanıldığı nonlinear dinamik analiz yapabilen bir programdır.

1. Uygulama Alanları

- Çarpma güvenliği
- Araçtakilerin güvenliği
- Metal formasyonu
- Metal kesimi
- Biyomedikal
- Patlamalar
- Akışkan-yapı etkileşimi
- Deprem mühendisliği

2. Analiz Kapasitesinden Örnekler

- Nonlinear dinamik analizi
- Rijit kütlelin dinamik analizi
- Quasi-statik simülasyonlar
- Normal modlar
- Lineer statik analiz
- Termal analiz
- Akıřkan analizi
- Kırılma analizi
- Çatlak yayılma analizi

- Gerçek-zaman akustik analizi
- Dizayn optimizasyonu
- Tam sıçrama analizi
- Yapı-ısı etkileşimi

3. Malzeme Modellerinden Örnekler

- Metaller
- Plastikler
- Cam
- Köpükler
- Fabrikler
- Kompositler
- Betonlar ve katılar
- Patlayıcılar
- Petekler
- Akışkanlar
- Kullanıcın materyal tanımları

4. Kullanılan Elemanlardan Örnekler

- Katılar
- 8 düğüm noktalı kabuk elemanlar
- 4 düğüm noktalı kabuk elemanlar
- Kirişler
- Kaynaklar
- Kablolar

5. LS-DYNA'nın Kullanımı

LS-DYNA programında analiz yapabilmek için data dosyasının hazırlanması gerekmektedir. Data dosyası LS-DYNA'nın yardımcı programı olan FEMB kullanılarak hazırlanabilmektedir. FEMB programında, ortam 3 boyutlu olarak görsel bir şekilde modellenir ve LS-DYNA'nın kabul edeceği data dosyası çıktısı alınır. Bu çıktı LS-DYNA'ya yönlendirilerek analiz yapılması sağlanmaktadır.

Analiz sonuçları LS-DYNA'nın diğer bir yardımcı programı olan Ls-Post tarafından takip edilebilmektedir. Ls-Post ile analiz sonuçlarının simülasyonu ve her türlü sayısal sonuç görsel olarak alınabilmektedir.

6. Örnek Data Dosyası

```
*KEYWORD
*TITLE
DENEME
*CONTROL_TERMINATION
.000E+00 0 .000 .000 .000
*PART
PART PID = 1 PART NAME :P0000001
$ PID SID MID EOSID HGID GRAV ADOPT TMID
1 1 1
*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY
$ MID RO E PR SIGY ETAN EPPF TDEL
1 7.830E-09 2.070E+05 2.800E-01 2.100E+02 0.000E+00 0.000E+00 0.000E+00
$ C P LCSS LCSR VP
.000E+00 .000E+00 .000E+00 .000E+00 .000E+00
$ EPS1 EPS2 EPS3 EPS4 EPS5 EPS6 EPS7 EPS8
0.000E+00 0.000E+00 0.000E+00 0.000E+00 0.000E+00 0.000E+00 0.000E+00 0.000E+00
0.000E+00
$ ES1 ES2 ES3 ES4 ES5 ES6 ES7 ES8
0.000E+00 0.000E+00 3.090E-02 4.090E-02 5.000E-02 1.510E-01 3.010E-01 7.010E-01
*SECTION_SHELL
$ SID ELFORM SHRF NIP PROPT QR/TRID ICOMP SETYP
1 2 .100E+01 2 .000E+00 .000E+00 0 1
$ T1 T2 T3 T4 NLOC
.000E+00 .100E+01 .000E+00 .100E+01 .000E+00
*NODE
$ NODE X Y Z TC RC
1 -.395222500E+04 .141136100E+04 .460956400E+03
2 -.394661700E+04 .135982000E+04 .462007300E+03
```

3 -.393785800E+04 .130893000E+04 .462657200E+03
 4 -.392830700E+04 .125796900E+04 .463214200E+03
 5 -.391875500E+04 .120700200E+04 .463771300E+03

***ELEMENT_SOLID**

\$	EID	PID	N1	N2	N3	N4	N5	N6	N7	N8
	7000	8	7032	7033	7000	7036	7045	7046	7050	7049
	7001	8	7033	7034	7037	7000	7046	7047	7051	7050
	7002	8	7034	7035	7038	7037	7047	7048	7052	7051
	7003	8	7036	7000	7040	7039	7049	7050	7054	7053
	7004	8	7000	7037	7041	7040	7050	7051	7055	7054
	7005	8	7037	7038	7042	7041	7051	7052	7056	7055

***ELEMENT_SHELL**

\$	EID	PID	N1	N2	N3	N4
	325	1	39	362	363	363
	326	1	370	222	371	371
	327	1	99	177	65	65
	328	1	353	278	246	246
	329	1	322	323	326	326
	330	1	326	325	322	322

***END**

7. Örnek Data Dosyası Hakkında Açıklamalar

Yukarıda gösterilen data dosyası analiz yapılmaya hazır bir data dosyası değildir. Data dosyasının formatını göstermek ve önemli bazı komutlar hakkında bilgi verilmesi için hazırlanmıştır.

***TITLE** : Dosyanın ismi

***CONTROL_TERMINATION** : Analizin yapılacağı süre

***PART** : Modellemede kullanılan bölümlerin tanımlanması

***MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY** : Partlara malzeme tanımlanması

***SECTION_SHELL** : Kesit özelliklerinin tanımlanması

***NODE** : Düğüm noktalarının tanımlanması

***ELEMENT_SOLID** : Katı elemanların tanımlanması

***ELEMENT_SHELL** : Kabuk elemanların tanımlanması

***END** : Programın sonlandırılması

8. Tezde Kullanılan Malzeme Tanımlamaları

*MAT_ELASTIC : LS-DYNA'da tanımlanan 1. materyal tipi olan bu malzeme izotropik elastik materyal özelliği göstermektedir. Kirişler, kabuk elemanlar ve katı elemanlar için tanımlanabilmektedir.

*MAT_ISOTROPIC_ELASTIC_FAILURE : 13 numaralı materyal olarak tanımlanan bu malzeme, verilen bir gerilme değerine göre kırılan non-iterative plastik özelliği göstermektedir.

*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY : 24 numaralı materyal tipi olarak tanımlanmaktadır. Elasto-plastik materyal özelliği gösteren bu malzeme ile keyfi gerilme-gerinim eğrisi girilerek malzeme özellikleri verilebilmektedir.

EK-3

ÇARPIŞMA DENEYİ KRİTERLERİNİN YORUMLANMASI

Faktörler :

- 1- Yapısal yeterlilik
- 2- Araçtakilerin maruz kaldığı riskler
- 3- Aracın seyir durumu

1. Yapısal Yeterlilik :

Genel olarak, yapısal yeterlilik kriterler arasında en önemli faktör olarak düşünülür. Otokorkuluk sisteminin güvenlik yönünden başarılı olabilmesi için Çizelge 1'de gösterilen A, B ve C özelliklerini sağlaması gerekir. Bu tabloya göre güvenlik özelliğinin memnun edici düzeyde olması için aracın tekrar yola yönlendirilmesi veya aracın kontrollü bir şekilde durdurulması gerekmektedir.

Çizelge 1. Yapısal yeterlilikte kriterlerin yorumlanması

Faktörler	Kriterlerin Yorumlanması
Yapısal Yeterlilik	A Deney sistemi, aracı yol içerisinde tutmalı ve tekrar yönlendirmeli. Araç otokorkuluk sisteminin arkasına geçmemeli, otokorkuluğun altından veya üstünden girmemelidir. Bunun yanında yatay deplasman kabul edilebilir düzeyde olmalıdır
	B Deney aletleri daha önceden tahmin edildiği gibi kırılma, akma ve kopma davranışlarını göstermeli
	C Testin kabul edilebilmesi için araç yönlendirilmeli veya kontrollü bir şekilde deforme olmalı veya durdurulmalıdır.

2.Araçtakilerin Maruz Kaldığı Yaralanma Riski :

Çarpışma sırasında araçtakilerin yaralanma riski, yollardaki güvenlik elemanlarının boyutlarının, çarpan aracın çarpışma değerini karşılmasına bağlıdır. Çarpışma dayanımı, yapısal bütünlük, dolgu maddesi, sistemin tutulma şekilleri gibi özellikler çarpışma davranışlarını belirlediğinden dolayı araçtakilerin yaralanma riski bunlara da bağlıdır. Bununla birlikte, farklı çarpışma dayanımları için güvenli olma özelliğine ulaşmak için farklı boyutlar kullanılabilir. Gerçek çarpışma deneylerinin araçtakilerin maruz kaldığı riskler açısından güvenli olması için Çizelge 2’de yer alan D, E, F, G, H, I, J kriterlerine uygun olmalıdır.

Çizelge 2. Araçtakilerin maruz kaldığı risklerdeki kriterler

Faktörler	Kriterlerin Yorumlanması			
Araç İçindekilerin Taşdığı Riskler	D	Deney aletlerinden ayrılan parçalar, kırıklar araçta oturanların bulunduğu bölüme girmemelidir. Bunun yanında bu parçalar trafikteki diğer araçlar ve yayalar içinde tehlike oluşturmamalıdır.		
	E	Ayrılan elemanlar, kırılan parçalar, sürücünün görüş alanını engellememeli ve aracın kontrolünü kaybetmesine sebep olmamalıdır.		
	F	Lokal eksenler etrafındaki dönmeler kabul edilebilir düzeyde olmalı, yani aracın dik kalması sağlanmalıdır.		
	G	Aracın çarpışma sırasında ve sonrasında dik kalması tercih edilmelidir.		
	H	Araçtakilerin çarpışma hızları aşağıdaki gibi olmalıdır.		
		Araçtakilerin çarpışma hız limitleri (m/sn)		
			Tercih edilen	Maksimum
		Uzunlamasına ve Yanal	9	12
	Yanal	3	5	
	I	Araçtakilerin maruz kaldığı ivme aşağıdaki gibi olmalıdır.		
Araçtakilerin maruz kaldığı yavaşlama ivme limitleri (g)				
		Tercih edilen	Maksimum	
Uzunlamasına ve Yanal	15	20		
J	Araç içerisine yerleştirilen mankenin özellikleri			

3. Aracın Seyir Durumu :

Aracın çarpışma deneyi süresince yaptığı hareketlerle ilgili kriterler Çizelge 3'te gösterilmektedir. Aracın çarpışma sırasındaki seyrinin kabul edilebilir olması için K, L, M, N kriterlerini sağlaması gerekmektedir.

Çizelge 3. Aracın seyir durumu hakkındaki kriterler

Faktörler	Kriterlerin Yorumlanması	
Aracın Seyir Durumu	K	Çarpışma sonrasında aracın yan şeride geçmemesi gerekmektedir.
	L	Araç içindekilerin uzunlamasına hızı 12m/sn'yi, uzunlamasına ivmelenmesi ise 20g'i geçmemelidir.
	M	Aracın deneydeki otokorkuluk sisteminden ayrılma açısı, çarpma açısının %60'ından küçük olmalıdır.
	N	Aracın, çarpma süresince otokorkuluk arkasındaki boş alandaki seyri makul düzeyde olmalıdır.

Çarpışma deneylerinde, otokorkuluk performansının yeterli bulunması için; çarpışma süresince meydana gelen davranışlar, bahsedilen 'yapısal yeterlilik, araç içindekilerin taşıdığı risk ve aracın çarpışma süresindeki seyri' faktörleri için geçerli olan ve A'dan N'ye kadar sıralanan kriterlerin hepsine uygun olmalıdır.

ÖZGEÇMİŞ

1976 yılında Trabzon'da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Hatay'ın Erzin ilçesinde, lise öğrenimini Adana Erkek Lisesi'nde tamamladı. Üniversite öğrenimini Çukurova Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi İnşaat Mühendisliği Bölümünde yaptı. 2000 yılı Haziran döneminde İnşaat Mühendisi ünvanıyla mezun oldu. Aynı yıl, Mustafa Kemal Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi İnşaat Mühendisliği Bölümü'nde Yüksek Lisans programına başladı. Daha sonra Ulaştırma Anabilim Dalında Araştırma Görevlisi kadrosuna atandı. Halen bu görevini sürdürmektedir.

