

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TRAFİK KAZALARINDA KAZAYA ETKİ EDEN
DİNAMİK PARAMETRELERİN ANALİZİ**

Mak. Müh. Sezer KIRAL

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI

İSTANBUL, 2010

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTIMA LİSTESİ.....	vi
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	x
ÖNSÖZ	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT	xiii
1 GİRİŞ	1
2 KAZA ANALİZİ	2
2.1 İmpuls-Momentum Teorisi	3
3 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	6
3.1 RISCAS Çarpışma Testleri	6
3.2 Düzlemsel Çarpışma Mekaniği ile RISCAS Testlerinin Analizi	11
3.3 CRASH 3 ve Düzlemsel Çarpışma Mekaniği Yöntemlerinin Karşılaştırılması ...	16
4 NOKTA-KÜTLE TEORİSİ.....	19
4.1 Nokta-Kütle Yöntemi ile Kaza Analizi.....	22
4.2 Nokta-Kütle Yöntemiyle Kaza Analizindeki Önemli Parametreler	28
4.2.1 Sürtünme Katsayısı	28
4.2.2 İmpuls Oranı.....	31
4.2.3 Geri Sıçrama Katsayısı	32
4.2.3.1 Önden Çarpışmada Geri Sıçrama Katsayısı	35
4.2.3.2 Yandan Çarpışmada Geri Sıçrama Katsayısı	44
4.2.3.3 Arkadan Çarpışmada Geri Sıçrama Katsayısı	45
4.2.4 Yönelim Açılıları	48
4.2.5 Deformasyon Yüzey Açısı	49
4.3 Nokta-Kütle Yöntemi ile Kaza Analizi Örnekleri.....	54
5 DÜZLEMSEL ÇARPIŞMA MEKANİĞİ	58
5.1 Düzlemsel Çarpışma Mekaniği ile Kaza Analizindeki Önemli Parametreler	66

5.1.1	Geri Sıçrama Katsayısı ve İmpuls Oranı.....	66
5.1.2	Açılar.....	68
5.1.3	Eylemsizlik Momenti.....	69
5.1.3.1	Trifilar Sarkaç Metodu ile Araçların Eylemsizlik Momentinin Belirlenmesi.....	72
5.2	Düzlemsel Çarpışma Mekaniğinde Araç-Bariyer Çarpışmaları.....	77
5.3	Düzlemsel Çarpışma Mekaniği ile Kaza Analizi Yöntemleri.....	79
5.3.1	Hız Bileşenleri Bilinen Bir Çarpışmanın Analizi.....	79
5.3.2	Çarpışma Öncesi veya Sonrası Hızları Bilinen Bir Çarpışmanın Analizi.....	80
5.3.3	Enerji Değerleri Bilinen Bir Çarpışmanın Analizi.....	80
6	CRASH 3 YÖNTEMİ İLE KAZA ANALİZİ.....	81
6.1	CRASH 3 ve Düzlemsel Çarpışma Mekaniği Yöntemlerinin Birlikte Kullanılması.....	94
7	MATLAB İLE YAPILAN ANALİZLER.....	98
7.1	Akış Şemaları.....	98
7.2	Düzlemsel Çarpışma Mekaniği ile RISCAS Testlerinin Analizi.....	102
7.2.1	Hız Analizi.....	102
7.2.2	Geri Sıçrama Katsayısı ve İmpuls Oranı Değerleri.....	108
7.2.3	Enerji Analizi.....	109
7.3	CRASH 3 Yöntemi ile RISCAS Testlerinin Analizi.....	111
7.4	Düzlemsel Çarpışma Mekaniğinde Parametrelerin Değişiminin Etkisi.....	116
7.4.1	Geri Sıçrama Katsayısının Etkisi.....	116
7.4.2	Çarpışma Geometrisinin Etkisi.....	117
7.5	Gerçek Bir Kazanın Analizi.....	121
7.5.1	Düzlemsel Çarpışma Mekaniği Yöntemiyle Analiz.....	124
7.5.2	Nokta-Kütle Yöntemiyle Analiz.....	127
8	KAZA ANALİZİNDE BAZI ÖZEL HESAPLAR.....	130
8.1	Durma Mesafesi ve Hız Hesabı.....	130
8.2	Taşıtın Yavaşlaması Sırasında Herhangi Bir Andaki Hız ve Uzaklık İlişkisi.....	131
8.3	Kaza Öncesi Fren Yapmış Bir Taşıtın Çarpma Hızını Bulmak.....	132
8.4	Taşıtın Düz Yol Üzerinde Bırakmış Olduğu Fren İzinden Hız Tespiti.....	132
8.5	Eğimli Bir Yolda Frenleyen Taşıtın Durma Mesafesi Hesabı.....	134
8.6	Virajda Kritik Hız.....	135
9	SONUÇLAR VE TARTIŞMA.....	137
	KAYNAKLAR.....	138
	ÖZGEÇMİŞ.....	140

SİMGE LİSTESİ

a	İvme
A	Taşıtın ezilme katsayısı
B	Taşıtın ezilme katsayısı
C	Temas noktası (Çarpışma noktası)
C_i	Ezilme ölçümü
$d_{a,b,c,d}$	Normal ve teğetsel doğrultudaki impuls bileşenlerinin moment kolları
d	Çarpma sonrası konum (Nokta-kütle), Araç ağırlık merkezi ile temas noktası olan C arasındaki uzaklık (Düzlemsel çarpışma mekaniği)
d_s	Durma mesafesi
d_{pdr}	Algılama-karar verme-reaksiyon mesafesi
d_b	Fren mesafesi
e	Geri sıçrama katsayısı
E_{ilk}	İlk enerji
E_{son}	Son enerji
$E_{crushloss}$	Ezilme enerji kaybı
$E_{t.loss}$	Teğetsel enerji kaybı
E_{ci}	Araç i'nin ezilme ölçümleriyle belirlenen enerji kaybı
E_{ctop}	Toplam enerji kaybı
f	Yol ile lastikler arasındaki sürtünme katsayısı
g	Yerçekimi ivmesi
G	Taşıtın ezilme katsayısı
h	Bileşke kuvvetin moment kolu
I	Eylemsizlik momenti
k	Dönme yarıçapı
L	Ezilme bölgesi uzunluğu , araç uzunluğu
m	Kütle
\bar{m}	Kütlelerle oluşan bir katsayı
P	İmpuls
q	Son açısız hızın bulunmasında kullanılan bir katsayı
r	İmpuls oranının bulunmasında kullanılan bir katsayı
S	Aracın yavaşlarken aldığı yol
T	Zaman
T_L	Enerji kaybı
t_{pdr}	Algılama-karar verme-reaksiyon süresi
t_{brake}	Fren süresi
t_{stop}	Durma süresi
v	Çarpışma öncesi hız
V	Çarpışma sonrası hız
$v_{i,c}$	C noktasının çarpışma öncesi hızı
$V_{i,c}$	C noktasının çarpışma öncesi hızı
V_{Cm}	C noktasında son bağıl hız
v_{Cm}	C noktasında ilk bağıl hız
V_k	Virajda yoldan çıkmama için kritik hız

V_d	Virajda devrilmeme için kritik hız
x_f	Ağırlık merkezinden aracın önüne olan uzaklık
x_r	Ağırlık merkezinden aracın arkasına olan uzaklık
y_s	Ağırlık merkezinden aracın yanına olan uzaklık
θ	Yönelim açısı
Γ	Deformasyon yüzey açısı
ω	İlk açısal hız
Ω	Son açısal hız
ΔV	Hız değişimi
μ	İmpuls oranı
μ_c	Kritik impuls oranı
ϕ	Yol açısı (Nokta-kütle) , Uzunlamasına araç eksenine ile d_1 ve d_2 doğrultusu arasındaki açı (Düzlemsel çarpışma mekaniği)
ΔT	Enerji kaybı / ilk enerji
α	PDOF açısı

KISALTMALİSTESİ

AASHTO	American Association of State Highway and Transportation Officials
CRASH	CALSPAN Reconstruction of Accident Speeds on the Highway
ECF	Energy Correction Factor
FMVSS	Federal Motor Vehicle Safety Standards
GM	General Motors
IPMD	Inertial Parameter Measurement Device
LESCOR	Least Square Collision Reconstruction
NASS	National Automotive Sampling System
NCAP	New Car Assessment Program
NHTSA	National Highway Traffic Safety Administration
PDOF	Principal Direction of Force
RISCAS	Research Input for Computer Simulation of Automobile Collisions
SEA	Software and Engineering Associates
SMAC	Simulation Model of Automobile Collisions
VRTC	Vehicle Research and Test Center

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Çarpışan iki araç için momentumun korunumu.....	5
Şekil 3.1 Araçlarda firewall kısmı.....	7
Şekil 3.2 RISCAS testlerinin çarpışma konfigürasyonları.....	7
Şekil 3.3 Literatür ve test datalarında V_x değerlerinin karşılaştırılması.....	14
Şekil 3.4 Literatür ve test datalarında V_y değerlerinin karşılaştırılması.....	14
Şekil 3.5 Literatür ve test datalarında açısal hız değerlerinin karşılaştırılması.....	15
Şekil 3.6 Literatür ve test datalarında hız değişimi değerlerinin karşılaştırılması.....	15
Şekil 3.7 Literatür ve test datalarında CRASH 3 hız değişimi değerlerinin karşılaştırılması.....	18
Şekil 3.8 Düzlemsel çarpışma mekaniği ve CRASH 3 yöntemiyle bulunan hız değişimlerinin karşılaştırılması.....	18
Şekil 4.1 Çarpışan iki nokta-kütlenin serbest cisim diyagramı.....	19
Şekil 4.2 Nokta-kütle teorisine göre çarpışan iki aracın serbest cisim diyagramı.....	23
Şekil 4.3 Otomobillerde hız-sürtünme katsayısı arasındaki ilişki.....	29
Şekil 4.4 Geri sıçrama katsayısının yaklaşma hızı ile ilişkisi.....	34
Şekil 4.5 Çarpışma testlerinde kullanılan hızölçerlerin konumları.....	35
Şekil 4.6 Önden çarpışma testi.....	35
Şekil 4.7 Önden çarpışma sonucu oluşan hasar örnekleri.....	36
Şekil 4.8 Önden çarpışma bariyer testi.....	36
Şekil 4.9 Prasad'ın belirlediği çarpışma hızı- geri sıçrama katsayısı ilişkisi.....	38
Şekil 4.10 Kerkhoff'un çalışmasına göre çarpışma hızı- geri sıçrama katsayısı ilişkisi.....	38
Şekil 4.11 Çarpışma hızı-geri sıçrama katsayısı ilişkisi.....	39
Şekil 4.12 Önden çarpışma durumu için araç kütlelerinin geri sıçrama katsayısına etkisi.....	41
Şekil 4.13 Önden çarpışma durumu için araç uzunluğunun geri sıçrama katsayısına etkisi..	41
Şekil 4.14 Önden çarpışma durumu için araç genişliğinin geri sıçrama katsayısına etkisi....	42
Şekil 4.15 Önden çarpışma durumu için dingil açıklığının geri sıçrama katsayısına etkisi....	42
Şekil 4.16 Önden çarpışma durumu için model yılının geri sıçrama katsayısına etkisi.....	43
Şekil 4.17 Yandan çarpışma testi.....	44
Şekil 4.18 Yandan çarpışma sonucu oluşan hasar örnekleri.....	45
Şekil 4.19 Arkadan çarpışma testi.....	45
Şekil 4.20 Arkadan çarpışma sonucu oluşan hasar örnekleri.....	46

Şekil 4.21	Arkadan çarpışma durumu için çarpışma hızının geri sıçrama katsayısına etkisi.	46
Şekil 4.22	Arkadan çarpışma durumu için kütle farkının geri sıçrama katsayısına etkisi.....	47
Şekil 4.23	Arkadan çarpışma durumu için araç genişliğinin geri sıçrama katsayısına etkisi.	47
Şekil 4.24	Arkadan çarpışma durumu için model yılının geri sıçrama katsayısına etkisi.....	48
Şekil 4.25	Deformasyon yüzey açısı.....	50
Şekil 4.26	Deformasyon yüzey açısının ölçümü.....	52
Şekil 5.1	Düzlemde çarpışan iki aracın serbest cisim diyagramı.....	60
Şekil 5.2	Araç ağırlık merkezinden geçen eksenler.....	70
Şekil 5.3	Araçların eylemsizlik momentini ölçmekte kullanılan çeşitli test cihazları.....	71
Şekil 5.4	Trifilar sarkaç.....	72
Şekil 5.5	Platformun döndürülmesi.....	72
Şekil 5.6	Aracın bariyere önden çarpması.....	78
Şekil 5.7	Aracın yunuslama hareketi.....	79
Şekil 6.1	1971-1972 model GM araçlarıyla önden çarpışma şeklinde gerçekleştirilen bariyer testlerinden elde edilen sonuca göre, çarpışma hızı ile ezilme arasındaki ilişki.....	82
Şekil 6.2	NHTSA ve Ford'un F 150 model kamyon için önden çarpışma şeklinde gerçekleştirilen bariyer testlerinden belirlediği çarpışma hızı-ezilme ilişkisi.....	82
Şekil 6.3	NHTSA ve Ford'un Taurus model otomobil için önden çarpışma şeklinde gerçekleştirilen bariyer testlerinden belirlediği çarpışma hızı-ezilme ilişkisi.....	83
Şekil 6.4	Araçta C1 ve C6 ölçüm yerleri.....	83
Şekil 6.5	Ezilme ölçümleri.....	84
Şekil 6.6	Ezilme ölçümlerinin araç üzerinden alınışı.....	84
Şekil 6.7	PDOF'un doğrultusunun gösterilişi.....	88
Şekil 6.8	PDOF'un yönü.....	88
Şekil 6.9	Açılı bir çarpışmada kuvvet bileşenleri.....	89
Şekil 6.10	PDOF'un saat sistemiyle gösterilmesi.....	92
Şekil 6.11	Bileşke kuvvetin moment kolları olan h mesafeleri.....	93
Şekil 7.1	Nokta-kütle yönteminin program akış şeması.....	99
Şekil 7.2	Düzlemsel çarpışma mekaniği yönteminin program akış şeması.....	100
Şekil 7.3	CRASH 3 yönteminin program akış şeması.....	101
Şekil 7.4	MATLAB ile dataların V_x değerlerinin karşılaştırılması.....	104

Şekil 7.5	MATLAB ile dataların V_y değerlerinin karşılaştırılması.....	104
Şekil 7.6	MATLAB’da bulunan hız değişimleri.....	105
Şekil 7.7	MATLAB ile dataların hız değişimleri yönünden karşılaştırılması.....	105
Şekil 7.8	Tüm datalara göre hız değişimlerinin karşılaştırılması.....	106
Şekil 7.9	Test datalarına göre hız değişimleri bakımından % hata.....	106
Şekil 7.10	MATLAB ile dataların son açısız hız değerlerinin karşılaştırılması.....	107
Şekil 7.11	MATLAB ve literatürde bulunan geri sıçrama katsayısı değerlerinin karşılaştırılması.....	108
Şekil 7.12	MATLAB’de bulunan enerji kayıpları.....	110
Şekil 7.13	MATLAB ve literatürde bulunan enerji kayıplarının karşılaştırılması.....	110
Şekil 7.14	CRASH 3 yöntemiyle bulunan hız değişimlerinin karşılaştırılması.....	114
Şekil 7.15	Düzeltilmiş ve düzeltilmemiş hız değişimlerinin karşılaştırılması.....	114
Şekil 7.16	Düzeltilme katsayısı kullanılmış hız değişimi değerlerinin karşılaştırılması.....	115
Şekil 7.17	Düzlemsel çarpışma mekaniği ile CRASH 3 metodundan bulunan hız değişimi değerlerinin karşılaştırılması.....	115
Şekil 7.18	Geri sıçrama katsayısı ile enerji kaybı arasındaki ilişki.....	116
Şekil 7.19	Geri sıçrama katsayısının hız değişimine etkisi.....	117
Şekil 7.20	Deformasyon yüzey açısının farklı seçilmesinin ezilme ve teğetsel enerji kaybına etkisi (RISCAS 1).....	118
Şekil 7.21	RISCAS 1 testinde deformasyon yüzey açısının n-t düzlemindeki impuls değerlerine etkisi.....	119
Şekil 7.22	RISCAS 1 testinde deformasyon yüzey açısının x-y düzlemindeki impuls değerlerine etkisi.....	119
Şekil 7.23	RISCAS 1 testinde deformasyon yüzey açısının impuls oranına etkisi.....	120
Şekil 7.24	RISCAS 11 testinde deformasyon yüzey açısının impuls oranına etkisi.....	120
Şekil 7.25	RISCAS 5 testinde deformasyon yüzey açısının impuls oranına etkisi.....	121
Şekil 7.26	Kazanın videosundan çekilmiş resimler.....	124
Şekil 7.27	Çarpışma hızlarının belirlendiği resimler.....	124
Şekil 7.28	Çarpışmanın düzlemsel çarpışma mekaniğine göre şeması.....	125
Şekil 7.29	Hasar karakteristikleri.....	126
Şekil 7.30	Çarpışma noktası ve son konumlar.....	127
Şekil 7.31	Çarpışmanın nokta-kütle yöntemine göre şeması.....	128

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 3.1 RISCAS testlerinde kullanılan araçlar ve bazı parametreler.....	8
Çizelge 3.2 RISCAS testlerindeki hasarlı araçların ezilme ölçümleri ve CRASH 3 yönteminde kullanılan bazı parametreler.....	9
Çizelge 3.3 RISCAS testlerinin hız değerleri.....	10
Çizelge 3.4 Literatür çalışmasında bulunan geri sıçrama katsayısı ve impuls oranı değerleri.....	11
Çizelge 3.5 Literatür çalışmasında bulunan enerji kaybı yüzdeleri.....	12
Çizelge 3.6 RISCAS testlerinin analiz sonuçları ve karşılaştırılması.....	13
Çizelge 3.7 CRASH 3 ve düzlemsel çarpışma mekaniği yöntemleriyle bulunan hız değişimlerinin karşılaştırılması.....	17
Çizelge 4.1 Yol ile lastikler arasındaki sürtünme katsayıları.....	30
Çizelge 4.2 NHTSA 'nın yaptığı testlerde belirlediği geri sıçrama katsayıları.....	37
Çizelge 4.3 Test sonuçlarına göre belirlenen geri sıçrama katsayısı ortalamaları.....	40
Çizelge 5.1 NHTSA'nın belirlediği eylemsizlik momentlerinin bir kısmı	75
Çizelge 5.2 Dingil açıklığına göre araçların dönme yarıçapları ve bazı parametreler.....	76
Çizelge 6.1 Araçların dingil açıklığına göre ezilme katsayıları.....	85
Çizelge 7.1 MATLAB'de bulunan sonuçlar ve datarlarla karşılaştırılması.....	103
Çizelge 7.2 Deneysel ΔV ile düzlemsel çarpışma mekaniği yöntemiyle belirlenen ΔV farkları ortalaması.....	107
Çizelge 7.3 Düzlemsel çarpışma mekaniği yöntemiyle belirlenen geri sıçrama katsayısı ve impuls oranı değerleri.....	108
Çizelge 7.4 MATLAB'de bulunan enerji değerleri.....	109
Çizelge 7.5 Enerji kayıplarının literatür ile karşılaştırılması.....	109
Çizelge 7.6 Düzlemsel çarpışma mekaniği ile bulunan PDOF açıları.....	111
Çizelge 7.7 MATLAB ile analizde kullanılan ezilme katsayısı tablosu.....	112
Çizelge 7.8 Bulunan ΔV değerleri ve literatür ile karşılaştırılması.....	113
Çizelge 7.9 Deformasyon yüzey açısının farklı seçilmesinin geri sıçrama katsayısına etkisi.....	118

ÖNSÖZ

Değerli yardımlarını esirgemeyen Tarkan SANDALCI hocama teşekkür ediyorum.

2009 yılında bir trafik kazası sonucu kaybettiğimiz Ersun YALÇIN hocamı saygıyla anıyorum.

Hayatımın önem sırasında her zaman kendimden önceki yerlerde bulunan aileme de teşekkür ediyorum.

Mayıs, 2010

Sezer KIRAL

ÖZET

Bu araştırmanın amacı, genel çarpışma mekaniği temelinde trafik kazalarının analizlerinin incelenmesidir. Genel olarak hasar bazlı ve yörünge bazlı olan analiz yöntemlerinden, kazanın niteliğine göre uygun yöntem seçilerek analiz yapılmalıdır.

Bu çalışmada yörünge bazlı olan nokta-kütle yöntemi, hasar bazlı olan düzlemsel çarpışma mekaniği ve CRASH 3 yöntemleri incelenmiştir. Her yöntem için MATLAB programı yazılmıştır. Yöntemler arasındaki farklar, birbirlerine göre üstünlükleri ve eksiklikleri belirtilmiştir. Literatür çalışmalarında analiz edilen RISCAS çarpışmaları incelenmiş ve MATLAB programında analizler tekrarlanarak sonuçlar literatür sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Düzlemsel çarpışma mekaniği, analiz için bilinmesi gereken girdi değerleri doğru olmak şartıyla, diğer yöntemlerden daha doğru sonuçlar sağlamaktadır.

Çalışmanın sonunda gerçek bir kazanın, düzlemsel çarpışma mekaniği ve nokta-kütle yöntemleriyle analizi yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler : Kaza analizi, düzlemsel çarpışma mekaniği, nokta-kütle yöntemi, CRASH 3 yöntemi.

ABSTRACT

This research's purpose is to examine the analysis of traffic accidents with basic impact mechanics. An accident must be analysed with the appropriate method that is trajectory or damage based.

In this study, point-mass method which is trajectory-based, planar impact mechanics and CRASH 3 which are damage-based were examined. For each method, a program was written in MATLAB. Superiorities and deficiencies between the methods were stated. Literature studies on RISCAS collisions were iterated and results were compared. On condition that input variables for analyse are correct, planar impact mechanics gives more accurate results.

A real collision was analysed with planar impact mechanics and point-mass method at the end of study.

Keywords : Accident analysis, planar impact mechanics, point-mass method, CRASH 3 method.

1. GİRİŞ

Trafik kazaları ülkemizde ve tüm dünyada ekonomik zararlara, yaralanmalara ve ölümlere neden olmaktadır. Kazaların analizi birçok yönden gerekli ve zorunludur.

Tezde kaza analizi hakkında yapılan çalışmalar incelenmiştir. Bu çalışmalarda kullanılan düzlemsel çarpışma mekaniği ve CRASH 3 yöntemleri ve bunlara ek olarak ilk hızlara geçiş olanağı sunan bir rekonstrüksiyon yöntemi olan nokta-kütle yöntemi incelenmiştir. Her yöntem için yazılan MATLAB programı ile çeşitli analizler yapılmıştır.

2. KAZA ANALİZİ

Kaza analizi, bir kazanın hikayesini anlatmak için kullanılır denilebilir. Kaza analizi ile kazaya karışan araçlara ne olduğu ve kazanın nasıl olduğu analiz edilir. Kaza analizinde mühendislik hesapları, fiziksel ve matematiksel kanunlar çerçevesinde bir kazaya uygulanır. Kaza analizinin amacı kazanın nasıl oluştuğunu belirlemektir. Kaza analizlerinde taşıtların veya yayaların, kaza meydana gelmeden önceki ve kaza esnasındaki hareketleri ve konumları ile ilgili tanımlamalar, sürücülerin taşıtları kullanma şeklinin ve yayaların davranışlarının doğru olup olmadığı hakkında detaylı bilgi edinilmesine olanak sağlar.

Kaza analizinin amaçları şu şekilde sıralanabilir:

- 1) Kanun yaptırımları, bir kazanın koşullarını saptamak için araçların hızlarını belirlemeye ihtiyaç duyar. Çığnemen bir kural var mı? , Kaza önlenbilir miydi? gibi sorulara cevap arar. Burada önemli olan hız değişimlerinin değil, çarpma hızlarının belirlenmesidir.
- 2) Sigorta ve dava konularındaki araştırmalar, zarardan sorumlu olan kişiyi belirlemek için araç hızlarına gerek duyar. Burada önemli olan parametreler çarpışma hızları ve hız değişimleridir. Yaralanma veya ölümlerin beklenen sonuç veya farklı bir istisna olup olmadığı belirlenir. Hız değişimlerinin (ΔV) hangi boyutlarının ölüm veya yaralanmalara neden olduğunu istatistik çalışmalarına dökmek için kaza analizi gereklidir.
- 3) Kamu kuruluşları veya özel kuruluşlar (NHTSA, AASHTO gibi) yaralanma ve ölümlerin araçların neresinde ve nasıl gerçekleştiği hakkında bir kaza gruplamasına ihtiyaç duyarlar. Ölüm veya yaralanmanın sürücü hatasından mı, yol dizaynındaki bir bozukluktan mı ya da her iki faktörü de içeren bir kombinasyondan mı kaynaklandığı araştırılır. Bu yüzden de hız değişimleri (ΔV) önemli bir rol oynar. Kaza analizi, ölüm ve yaralanmaları azaltmak amacıyla güvenlik tedbirleri alınmasına imkan sağlar.

Kaza analizlerinde insan, çevre ve taşıt faktörleri olmak üzere üç faktör önemlidir. İnsan faktörü; sürücünün performansı ve taşıt içindeki davranışlarıyla, insan kinetiği, kinematiği ve biyomekaniğiyle ilgilendir. Çevre faktörü; yolların durumu, bariyer ve trafik işaretlerinin dizaynı gibi konuları kapsar. Bu çalışmada insan ve çevre faktörlerinden bahsedilmeyecektir.

Kaza analizi hakkında yazılmış çok sayıda kaynak vardır. Bu kaynaklarda çeşitli metotlardan bahsedilir. Kaza analizlerinde genel olarak hasarı temel alan (damage-based) ve

yörüngeyi temel alan (trajectory-based) metotlar kullanılır.

Hasarı temel alan metotta, taşıt üzerindeki deformasyondan yararlanılarak analiz yapılır. Çarpışma sonrası oluşan ezilmenin, enerji kaybı ve hız değişimi ile ilişkisi vardır. Hasar bazlı bir yöntem olan CRASH 3 yönteminde A,B,G ezilme katsayıları kullanılır. Bu katsayılar araç gövde yapısına bağlı olan katsayılardır. Çarpışma testlerinden elde edilen datalardan faydalanılarak bu katsayılar kaza analizlerinde kullanılır. Mevcut kazanın analizinde, benzer taşıtların çarpışma testlerinden elde edilen datalar doğru sonucu vermeyebilir. Bu tip kaza analizi ancak ilk tahmin prosesi olarak tanımlanmalıdır. Kaza hakkında ön bilgi verir. İstatistiksel çalışmalarda hasar bazlı yöntemler kullanılır. Çünkü çok sayıda kazanın analiz edilmesi için verimli ve ekonomik olan yöntem, hasar bazlı yöntemdir.

Yörüngeyi temel alan yöntemde ise, kaza sonrası taşıtlar ayrıldıktan sonraki son konumları ve bu hareket esnasında yol ile lastikler arasındaki direnç kuvveti önemlidir.

Her iki yöntemde de amaç; taşıtların çarpışma öncesi hızlarını, çarpışma anındaki hız değişimlerini (ΔV) veya çarpışmadaki enerji kaybını belirlemektir.

Kaza analizi tekniğinde hem taşıtta meydana gelen hasardan, hem de kaza mahallinden elde edilen kanıtlardan yararlanılmalıdır. Kaza analizi için, mevcut kanıtlar toplandıktan sonra kaza analizi tekniği seçilmelidir.

2.1 İmpuls-Momentum Teorisi

Çarpışmaları nicel olarak analiz etmek için mekanik kavramlar kullanılır. Newton'un hareket kanunlarını hatırlarsak:

- 1) Her cisim bulunduğu konumu muhafaza eder. Duran veya hareket eden cisim dışarıdan harici bir kuvvet etki etmediği sürece konumunu sürdürür. (Eylemsizlik)
- 2) Cismin ivmesi, kendisini oluşturan kuvvet ile aynı yönde ve doğru orantılı, cismin kütlesi ile ters orantılıdır. ($F=m.a$)
- 3) Herhangi bir noktaya uygulanan kuvvetin, kendisine ters yönde ve denk bir reaksiyon kuvveti vardır. (Etki-tepki)

Bir kaza hakkında sağlam ve geçerli sonuçlara analiz yoluyla ulaşmak için nicel metotlar

kullanılır. Taşıt çarpışmalarından bahsedildiğinde ortak olarak akla gelen tabir, momentumun korunumudur. Momentum uygulamasının ana nedeni, taşıtların birbirleri ile temas ettikleri andaki hızlarının belirlenmesidir.

Momentum: Cismin hareketi ile bağlantılı olan vektörel bir büyüklüktür. Büyüklüğü, cismin hızına ve kütlesine bağlıdır. Yönü, cismin hareket yönüyle aynıdır. SI birim sistemindeki birimi kg.m/s'dir.

İmpuls: Kuvvet ile bağlantılı olan vektörel bir büyüklüktür. Belirli bir zaman aralığında kuvvetin integralidir. Çarpışmalarda, bu zaman aralığı çok kısadır. Bir cisme etkiyen impuls, o cismin momentum değişimidir. Birimi N.s'dir.

Newton'un 2. hareket kanununa göre bir x yönünde hareket eden sabit kütle için;

$$m \frac{dv(t)}{dt} = F(t) \quad (2.1)$$

m : Kütle

t : Zaman

v(t) : Hız ve $v(t)=dx/dt$ 'dir.

F(t), x yönünde kütleye etki eden toplam kuvveti gösterir.

t_1 ve t_2 zaman aralığı için bu denklemin integrali;

$$m \int_{t_1}^{t_2} dv = mv(t_2) - mv(t_1) = mV - mv = \int_{t_1}^{t_2} F(t) dt \quad (2.2)$$

şeklini alır.

Burada mV son momentum, mv de ilk momentumdur. Kuvvetin zaman aralığı için integrali de impulsu verir.

$$p(t) = \int_{t_1}^t F(t) dt \quad (2.3)$$

Yani;

$$mV - mv = P \quad (2.4)$$

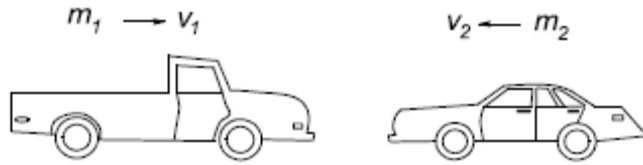
P: impuls

Bu denklemler Newton'un 2. kanunundan türemiştir. Bileşke kuvvetin impulsu, momentumdaki değişimdir.

Momentum, kütle ve hız ile oluşur. Momentumu büyük olan bir taşıt ağır fakat yavaş, veya hafif fakat hızlı olabilir. Eğer ekstra bir dış kuvvet söz konusu değilse, mekanik yasalarına göre iki cismin oluşturduğu bir sistemin momentumu değişmez.

İki taşıtın çarpışmaları sırasında bir araya gelip ayrılmaları esnasında geçen sürede momentum değişmez. Temas süresince lastikten gelen kuvvetler gibi dış kuvvetler ihmal edilmektedir.

Lineer momentum; taşıt ağırlığının, belirli yöndeki taşıt hızı ile çarpımına eşittir. Kaza analizi için kullanılan momentumun korunumu ilkesine göre; kazayı takip eden lineer momentum, kaza öncesi lineer momentum ile aynıdır. Herhangi bir taşıt tarafından kaybedilen momentum, diğer taşıt tarafından kazanılır.



Şekil 2.1 Çarpışan iki araç için momentumun korunumu.

Örnekteki gibi çarpışan 2 aracın ilk hızları v_1 ve v_2 , çarpıştıktan sonraki hızları da v_1' ve v_2' olsun.

Çarpışma öncesi momentum = Çarpışma sonrası momentum

$$m_1 v_1 + m_2 v_2 = m_1 v_1' + m_2 v_2' \quad (2.5)$$

Kazalarda açısal momentumdan da bahsedilir. Açısal momentumun korunduğu kazalar da olabilir. Çarpışmada bir taşıt tarafından kaybedilen momentum, diğer taşıt tarafından kazanılacaktır. Açısal momentum prensibi, bilardo oyununda gözlenebilir. Topa belli bir açı

ile vurularak kendi eksenini etrafında dönme hareketi kazandırılabilir. Açısal momentum prensibinin kazalara uygulanması, lineer momentum prensibine göre daha zordur. Bunun nedeni; lineer momentum uygulamasında taşıtın ağırlığı gerekli iken, açısal momentum uygulamasında taşıtın eylemsizlik momenti bilinmelidir. Bu konu, düzlemsel çarpışma mekaniği konusunda incelenmiştir.

3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde, düzlemsel çarpışma mekaniği ve CRASH 3 analiz yöntemleri ile yapılan bazı çalışmalar ve sonuçları incelenmiştir.

Analizlerde RISCAS (Research Input for Computer Simulation of Automobile Collisions) çarpışma testleri incelenmiş ve datalarından faydalanılmıştır.

3.1 RISCAS Çarpışma Testleri

1970'lerde NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) için bir takım araç çarpışma testleri ile çarpışma analizlerinde kullanılmak üzere bazı datalar belirlenmiştir. Projenin adı 'Research Input for Computer Simulation of Automobile Collisions' yani **RISCAS**'dir.

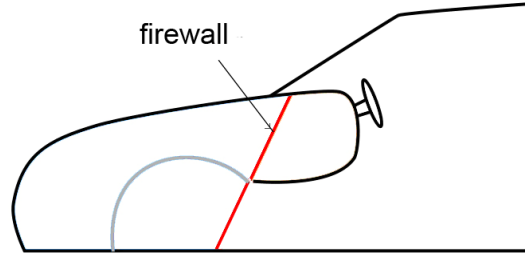
Testler 11 aracın çarpışma analizini kapsamaktadır. 'CALSPAN's Vehicle Experimental Research Facility' adlı araştırma tesisinde gerçekleştirilen bu testler Kasım 1977- Temmuz 1978 arasında yapılmıştır.

Testlerin gerçekleştirildiği yüzeyin sürtünme katsayısı 0.87'dir.

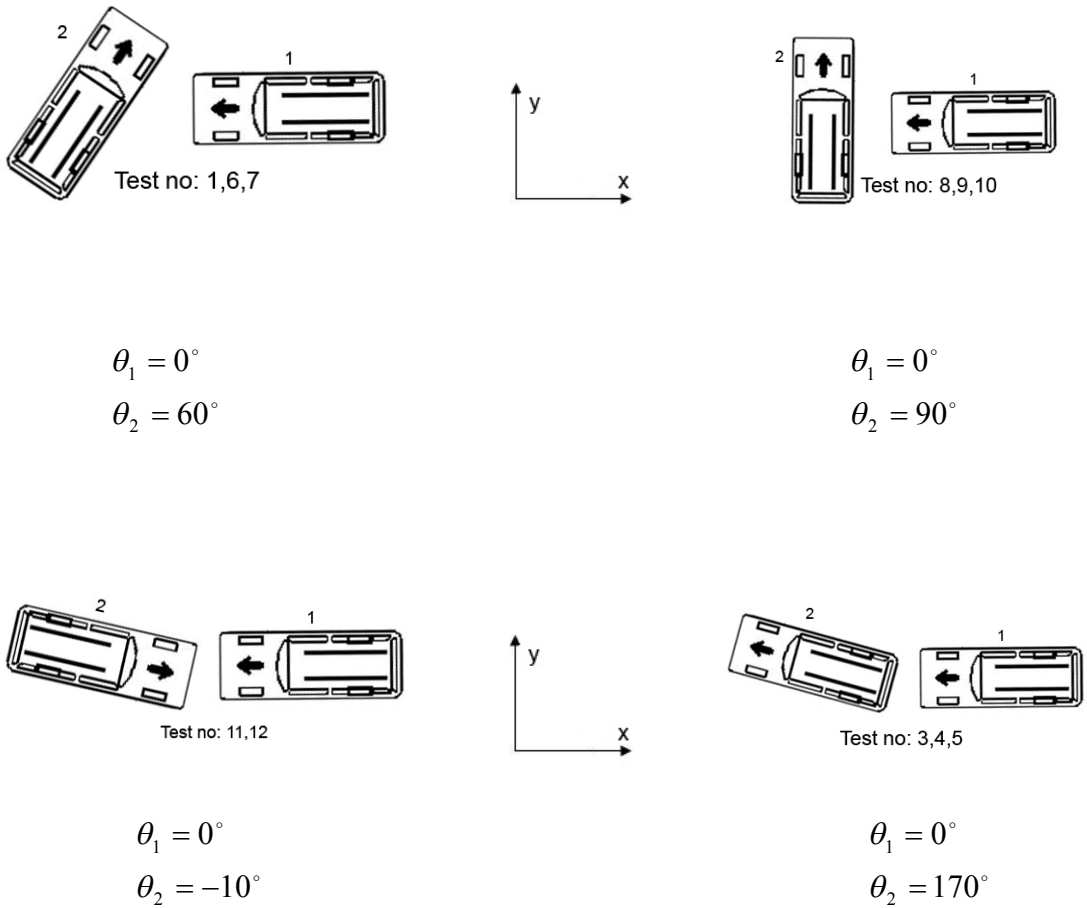
10 ° açılı kafa kafaya (head-on) ve önden arkaya (rear-end) olan çarpışmalar açısız (collinear) tiplidir. Diğer tüm çarpışmalar açılıdır (oblique).

Testlerde kullanılan teçhizat şu şekildedir:

- Firewall kısmına yerleştirilen 3 eksenli hız ölçer
- Aracın diğer bazı bölümlerine yerleştirilen hız ölçerler
- Direksiyon bağlantısına takılan voltmetre
- En az 3 tekerlekte takometre
- Çarpışma data kayıt cihazı (Teledyn Geotech Model 35500 crash recorder)
- Çarpışmayı görüntüleyen çeşitli kameralar.



Şekil 3.1 Araçlarda firewall kısmı.



Şekil 3.2 RISCAS testlerinin çarpışma konfigürasyonları.

Tablolarda çarpışma testleri ve datalar görülmektedir.

Çizelge 3.1 RISCAS testlerinde kullanılan araçlar ve bazı parametreler

	Test No	Araçlar		Araç Kütleleri (kg)		Araç Kategorisi		Eylemsizlik momenti (kg m ²) (Yaw)		φ açısı (°)		d mesafesi (m)		Γ açısı (°)
		1	2	m ₁	m ₂	1	2	I ₁	I ₂	φ ₁	φ ₂	d ₁	d ₂	
60° önden yana	1	74 Chevelle Malibu	74 Ford Pinto	2095	1398	I	SC	5053	2658	-19.8	-38.7	2.31	1.04	-30
	6	74 Chev Chevelle	75 VW Rabbit	1949	1189	I	SC	4702	2262	-17.9	-90	2.56	0.60	
	7	74 Chev Chevelle	75 VW Rabbit	1678	1184	I	SC	4046	1466	-17.9	-90	2.56	0.60	
90° önden yana	8	74 Chev Chevelle	74 Chev Chevelle	2030	2135	I	I	4898	5150	0	-68.8	2.40	0.84	0
	9	74 Honda Civic	74 Ford Torino	1023	2221	M	I	1322	5358	6	-29.7	1.46	1.58	
	10	74 Honda Civic	74 Ford Torino	1046	2140	M	I	1352	4077	0	-29.2	1.05	1.61	
10° önden öne	11	74 Chev Vega	74 Ford Torino	1378	2198	SC	I	2622	5304	9.4	11.3	1.87	2.33	0
	12	74 Chev Vega	75 Ford Torino	1419	2045	SC	I	2700	4934	9.6	10.3	2.92	3.13	
10° önden arkaya	3	74 Ford Torino	74 Ford Pinto	2243	1415	I	SC	5411	2692	-17	171.4	2.69	2.32	-10
	4	74 Ford Torino	74 Ford Pinto	2257	1447	I	SC	5446	2754	-18.2	171.7	2.44	2.11	
	5	74 Ford Torino	74 Honda Civic	2086	1147	I	M	5030	1484	-20.7	168	2.46	1.75	

Çizelge 3.2 RISCAS testlerindeki hasarlı araçların ezilme ölçümleri ve CRASH 3 yönteminde kullanılan bazı parametreler

Test No	Araç	Dingil Mesafesi (cm)	C ₁ (cm)	C ₂ (cm)	C ₃ (cm)	C ₄ (cm)	C ₅ (cm)	C ₆ (cm)	L (cm)	D (cm)
1	1	294.6	10.2	14	17.8	25.9	30.7	37.6	116.8	36.3
	2	237.49	1.3	30.5	26.9	30	22.9	10.4	287.8	55.4
6	1	281.9	1.3	1.3	3.3	3.8	4.6	5.8	138.4	24.9
	2	241.3	10.2	30.5	45.2	49.0	43.2	21.1	138.4	-8.4
7	1	281.9	0	3.1	5.0	8	12.7	15.8	167.6	10.2
	2	241.3	12.7	27.9	28.3	53.3	53.7	3.17	275.5	-21.6
8	1	294.6	6.9	9.1	-	-	-	-	185.4	0
	2	284.4	15.7	21.1	23.4	15	11.2	2	214.6	38.1
9	1	220.9	12.7	14.7	31.8	19.1	19.1	24.1	126.5	4.1
	2	300.9	19.8	11.7	12.2	9.7	7.1	3.8	138.4	3.8
10	1	220.9	17.8	25.9	35	22.6	17.8	22.9	120.7	-7.1
	2	300.9	23.4	16.5	15.5	13.5	11.4	1.3	134.6	168.9
11	1	246.3	55.9	51.3	47.0	42.7	38.1	31.8	82.6	-25.7
	2	299.7	74.9	66.8	58.4	47.5	36.3	27.9	82	-32.7
12	1	246.3	98	87.9	74.9	66	49.8	36.3	81.3	7.1
	2	299.7	100.3	83.8	73.2	60.5	48.8	38.1	71.9	-26.9
3	1	298.4	5.0	5.0	3.8	4.4	5.0	5.7	76.2	55.8
	2	238.7	16.5	17.1	14.6	12.7	9.5	7.6	76.2	-12.7
4	1	298.4	15.87	19.8	24.9	31.8	37.6	46.5	105.4	40.9
	2	241.3	91.4	80.8	73.7	61	49.5	37.6	106.2	23.1
5	1	298.4	3.6	3.6	5.1	5.3	5.8	7.4	85.1	51.6
	2	220.98	91.4	92.7	80	58.4	33.8	15.2	134.6	-4.1

Bu değerler CRASH 3 yöntemi ile kaza analizi için gerekli olan girdilerdir.

Çizelge 3.3 RISCAS testlerinin hız değerleri

Test No	Araç	Çarpışma hızları (km/h)	İlk hızlar (m/s)		Son hızlar (m/s)		Son açısal hızlar (rad/s)	Hız değişimi (m/s)
			v_x	v_y	V_x	V_y	Ω	ΔV
1	1	31,9	-8.95	0	-3.76	2.41	-1.57	5.64
	2	31.9	4.43	7.67	-2.07	5.17	0	6.95
6	1	34.6	-9.61	0	-5.69	1.26	-0.52	4.11
	2	34.6	4.66	8.32	-1.28	5.49	-3.14	6.58
7	1	46.8	-13.01	0	-7.74	1.48	-0.52	5.46
	2	46.8	6.50	11.27	-2.22	8.64	-3.35	9.20
8	1	33.4	-9.30	0	-3.12	3.27	-1.99	6.98
	2	33.4	0	9.30	-3.66	6.01	-0.31	4.94
9	1	34.2	-9.48	0	-0.86	4.52	-3.14	9.72
	2	34.2	0	9.48	-3.02	7.38	0.79	3.69
10	1	53.7	-14.89	0	-1.55	8.59	-5.24	15.85
	2	53.7	0	14.89	-4.44	11.14	1.26	5.82
11	1	32.8	-9.12	0	1.77	0.62	0.52	10.91
	2	32.8	8.98	-1.58	1.96	-1.25	0	7.04
12	1	50.7	-14.08	-4.28	4.28	-0.49	1.57	18.38
	2	50.7	13.87	2.44	1.93	-2.94	1.05	11.95
3	1	34.2	-9.48	0	-5.23	0.07	-0.26	4.24
	2	0	0	0	-6.97	1.14	0	7.07
4	1	62.3	-17.3	0	-8.94	-0.44	-0.65	8.38
	2	0	0	0	-9.92	0.42	-0.52	9.94
5	1	64	-17.75	0	-10.46	0.17	-0.21	7.28
	2	0	0	0	-11.32	0.84	-1.22	11.37

- ❖ I: Intermediate SC: Sub Compact M: Minicar
- ❖ 2 numaralı testte data kaybı yaşanmıştır.
- ❖ Tüm çarpışmalarda ilk açısal hızlar 0'dır.
- ❖ d mesafeleri ve ϕ açıları, çarpışma noktası C 'nin yeri tahmin edilerek belirlenmiştir. Bu parametreler, düzlemsel çarpışma mekaniği ile analizde kullanılmaktadır.
- ❖ Γ ile gösterilen deformasyon yüzey açısı araç üzerindeki hasardan belirlenmiştir.

3.2 Düzlemsel Çarpışma Mekaniği ile RISCAS Testlerinin Analizi

Kaynak : Brach, R., (1983), "Impact Analysis of Two-Vehicle Collisions", Society of Automotive Engineers, 830468.

Düzlemsel çarpışma mekaniği yöntemiyle RISCAS çarpışma testleri analiz edilmiştir. İlk ve son hız bileşenleri bilinen RISCAS testlerini, düzlemsel çarpışma mekaniği ile analiz edebilmek için çarpışmaların geri sıçrama katsayıları belirlenmiştir. Daha sonra bu geri sıçrama katsayılarının da içinde bulunduğu giriş dataları kullanılarak çarpışmalar analiz edilmiş ve sonuçlar test değerleriyle karşılaştırılmıştır. Hız değişimi değerleri 2 şekilde bulunmuştur:

- 1) Düzlemsel çarpışma mekaniği denklemleri ile
- 2) Düzlemsel çarpışma mekaniği yöntemiyle bulunan enerji değerleri kullanılarak bir formülle yaklaşımla

Çizelge 3.4 Literatür çalışmasında bulunan geri sıçrama katsayısı ve impuls oranı değerleri

Test No	1	6	7	8	9	10	11	12	3	4	5
e	0.005	0	0.003	0.043	0.245	0.258	0.008	0.112	0.221	0.071	0.075
μ	0.911	0.797	0.656	0.553	0.714	0.822	0.049	-0.009	-0.069	-0.008	-0.034

Geri sıçrama katsayısı, 0.3 değerinden her zaman küçük çıkmıştır. Çarpışma konfigürasyonunun aynı olduğu çarpışmalarda geri sıçrama katsayısı kısmen tutarlılık göstermiştir.

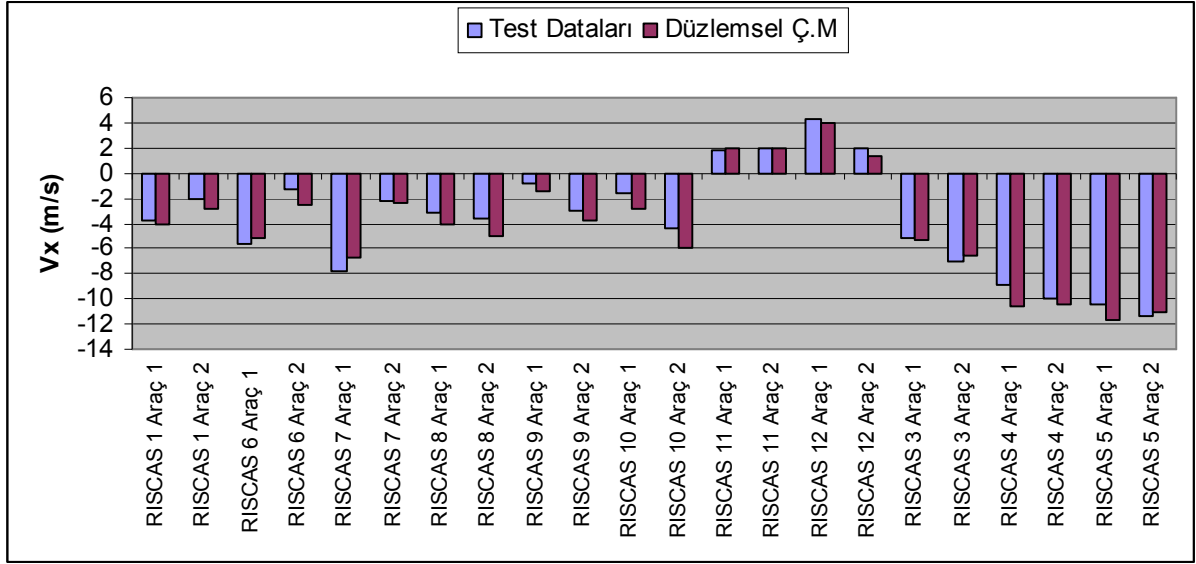
Çizelge 3.5 Literatür çalışmasında bulunan enerji kaybı yüzdeleri

Test No	1	6	7	8	9	10	11	12	3	4	5
% Enerji Kaybı	57.5	48.4	47.9	38.9	40.0	41.5	92	92.9	34	36.1	32.1

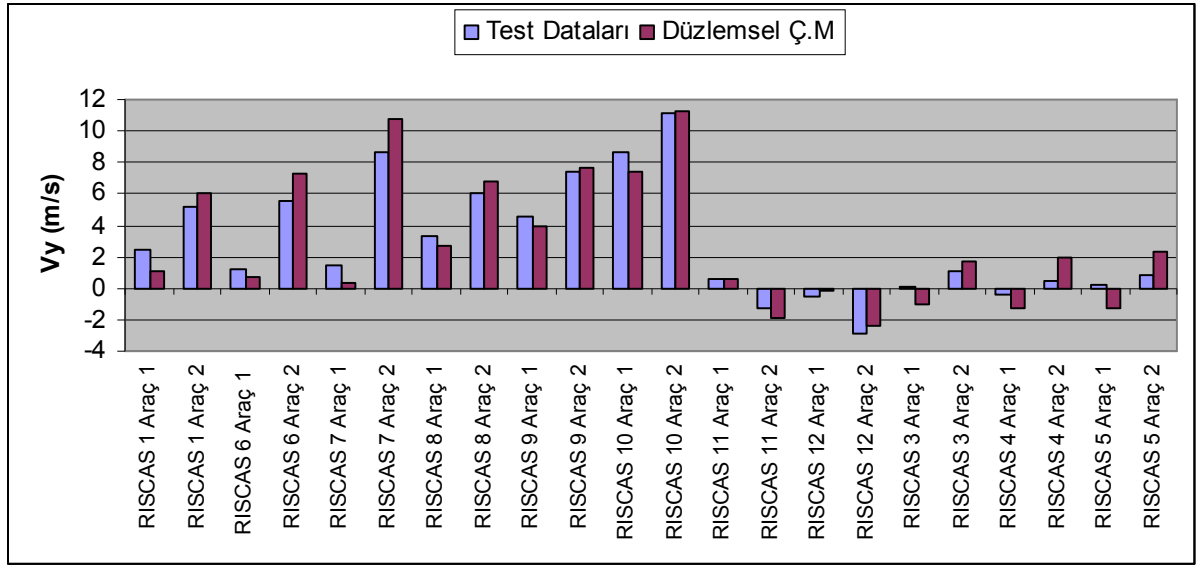
11 ve 12 numaralı testler, önden kafa kafaya çarpışma koşullarına yakın olduğu için maksimum enerji kayıpları oluşmuştur.

Çizelge 3.6 RISCAS testlerinin analiz sonuçları ve karşılaştırılması

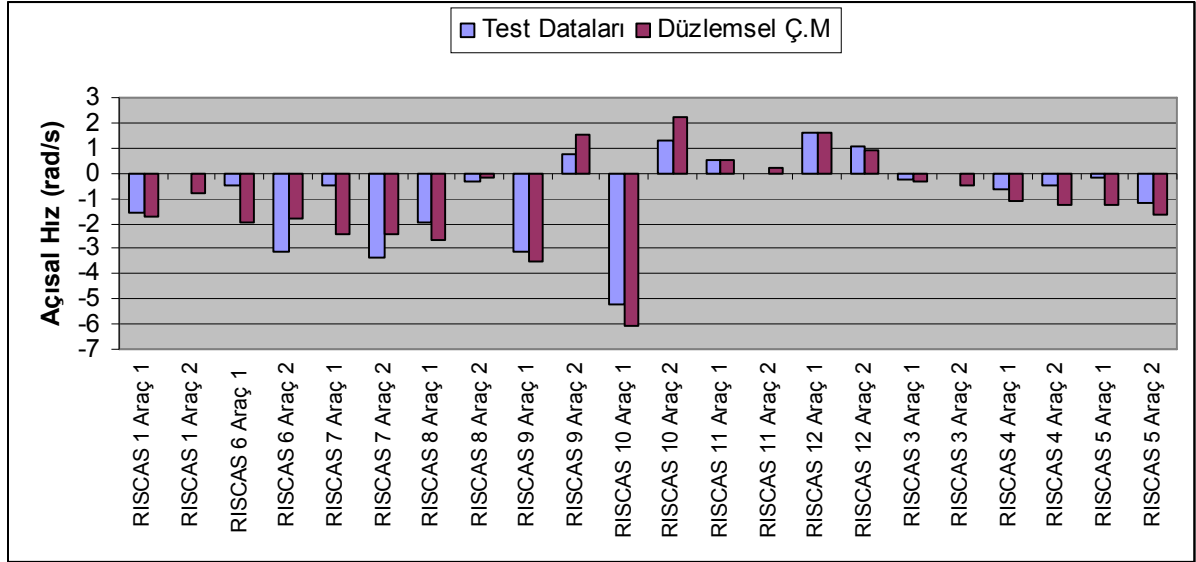
Test No	Test Dataları				Düzlemsel Çarpışma Mekanikliği				Ampirik Formül
	Son hızlar (m/s)		ΔV (m/s)	Son Açısal hızlar (rad/s)	Son hızlar (m/s)		ΔV (m/s)	Son Açısal hızlar (rad/s)	ΔV (m/s)
	V_x	V_y			V_x	V_y			
1	-3.76	2.41	5.64	-1.57	-4.04	1.05	4.91	-1.74	5.36
	-2.07	5.17	6.95	0	-2.78	6.09	7.38	-0.82	8.05
6	-5.69	1.26	4.11	-0.52	-5.18	0.67	4.48	-1.96	5.21
	-1.28	5.49	6.58	-3.14	-2.60	7.23	7.35	-1.81	8.26
7	-7.74	1.48	5.46	-0.52	-6.79	0.36	6.22	-2.39	7.35
	-2.22	8.64	9.20	-3.35	-2.30	10.76	8.81	-2.39	10.42
8	-3.12	3.27	6.98	-1.99	-4.10	2.65	5.85	-2.65	5.61
	-3.66	6.01	4.94	-0.31	-4.95	6.78	5.55	-0.20	5.33
9	-0.86	4.52	9.72	-3.14	-1.38	3.98	9.02	-3.52	9.54
	-3.02	7.38	3.69	0.79	-3.73	7.64	4.15	1.53	4.39
10	-1.55	8.59	15.85	-5.24	-2.88	7.45	14.14	-6.09	14.57
	-4.44	11.14	5.82	1.26	-5.87	11.25	6.92	2.24	7.10
11	1.77	0.62	10.91	0.52	1.99	0.55	11.16	0.54	10.97
	1.96	-1.25	7.04	0	2.01	-1.93	6.98	0.18	6.89
12	4.28	-0.49	18.38	1.57	3.98	-0.17	18.07	1.63	15.88
	1.93	-2.94	11.95	1.05	1.34	-2.33	12.62	0.92	11.00
3	-5.23	0.07	4.24	-0.26	-5.29	-1.04	4.30	-0.36	3.69
	-6.97	1.14	7.07	0	-6.63	1.65	6.83	-0.47	5.85
4	-8.94	-0.44	8.38	-0.65	-10.59	-1.24	6.83	-1.10	6.92
	-9.92	0.42	9.94	-0.52	-10.47	1.94	10.64	-1.27	10.82
5	-10.4	0.17	7.28	-0.21	-11.63	-1.29	6.25	-1.27	6.71
	-11.3	0.84	11.37	-1.22	-11.11	2.35	11.37	-1.68	12.19



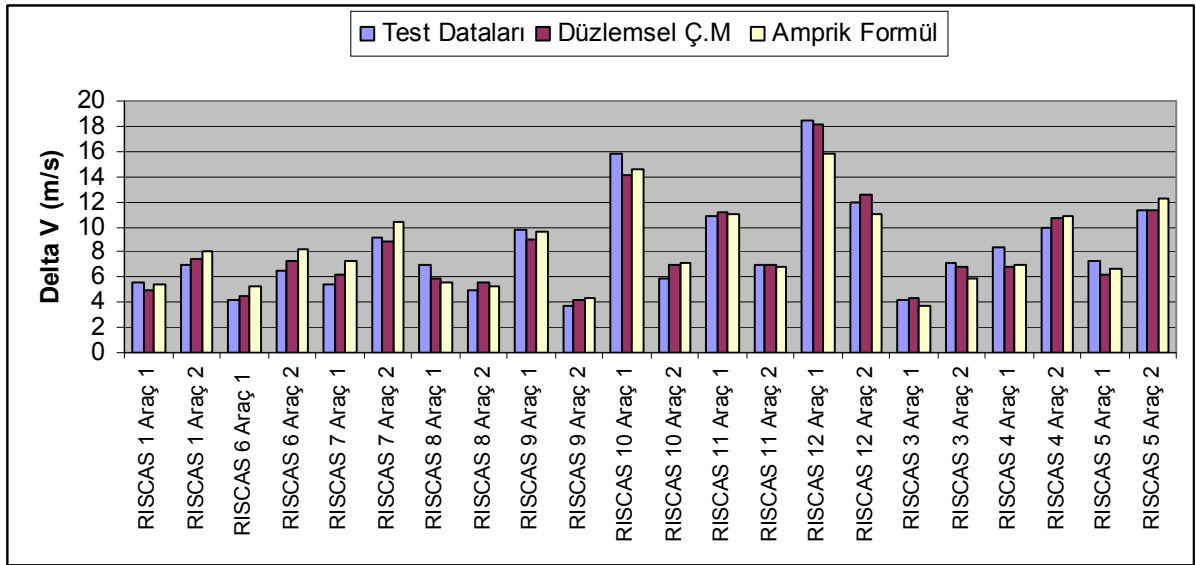
Şekil 3.3 Literatür ve test datalarında V_x değerlerinin karşılaştırılması.



Şekil 3.4 Literatür ve test datalarında V_y değerlerinin karşılaştırılması.



Şekil 3.5 Literatür ve test datalarında açısal hız değerlerinin karşılaştırılması.



Şekil 3.6 Literatür ve test datalarında hız değişimi değerlerinin karşılaştırılması.

Grafiklerde 11 testteki 22 aracın, tablodaki sıraya göre hızlarının karşılaştırılması görülmektedir. Hız bileşenlerinin (V_{xi}, V_{yi}) uyumu her zaman iyi olmamasına rağmen, hız değişimleri deneysel datalarla iyi bir eşleşme göstermiştir. Enerji değerleriyle ilişkili olan formülle belirlenen hız değişimi değerleri de datalara iyi bir uyum göstermiştir.

3.3 CRASH 3 ve Düzlemsel Çarpışma Mekaniği Yöntemlerinin Karşılaştırılması

Kaynak : Brach, R. ve Brach, M., (1998), "Crush Energy and Planar Impact Mechanics for Accident Reconstruction", SAE International, 980025.

CRASH 3, araç üzerindeki deformasyona bağlı olarak enerji kaybı ve hız değişimlerinin bulunabildiği bir analiz yöntemidir. Bu çalışmada, RISCAS çarpışma testlerinin dataları ile, CRASH 3 ve düzlemsel çarpışma mekaniği ile elde edilen hız değişimi değerleri karşılaştırılmıştır.

Çarpışmalarda hasara neden olan kuvvet, araçlar arasındaki bir impuls çizgisi boyunca etki eder. Bu çizgi, PDOF (Principle Direction of Force) olarak adlandırılır ve bir açı değeri ile tanımlanır. Delta V vektörü de bu çizgi boyuncadır. Çarpışmalarda yolcuların fırladığı yön PDOF yönünün tersidir. CRASH 3 metodu ile hız değişimlerinin bulunabilmesi için araçlar arası bu impulsun yönü bilinmelidir. RISCAS testleri için bu değer literatürde mevcut değildir fakat düzlemsel çarpışma mekaniği yöntemiyle belirlenebilir. Bu çalışmada da bu değer düzlemsel çarpışma mekaniği yöntemiyle belirlenip, CRASH 3 metodunda kullanılmıştır.

CRASH 3 metoduyla belirlenen hız değişimlerinin daha iyi yaklaşımlı sonuçlar vermesi için bir düzeltme katsayısı kullanılır. Bu düzeltme katsayısı da PDOF açısıyla ilişkilidir.

Tabloda her iki yöntemle bulunan hız değişimi değerleri görülmektedir. Sonuçların gösterdiğine göre; hız değişimleri yönünden düzlemsel çarpışma mekaniği, CRASH 3 metoduna göre çok daha iyi sonuçlar vermektedir.

Çizelge 3.7 CRASH 3 ve düzlemsel çarpışma mekaniği yöntemleriyle bulunan hız değişimlerinin karşılaştırılması

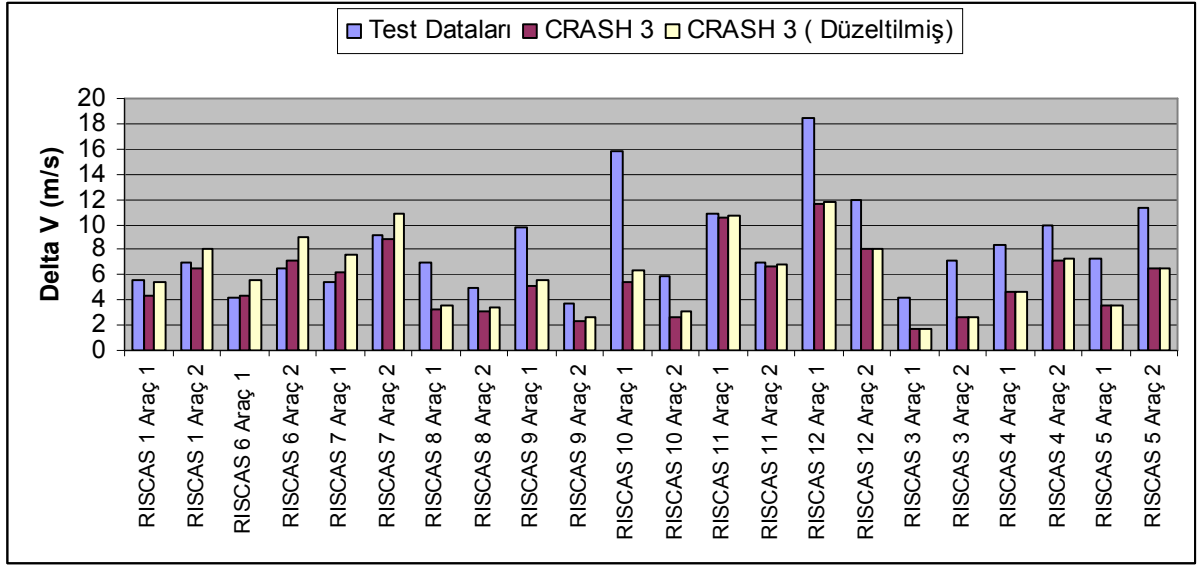
	RISCAS 1		RISCAS 6		RISCAS 7	
	ΔV_1	ΔV_2	ΔV_1	ΔV_2	ΔV_1	ΔV_2
Test Dataları	5.64	6.95	4.11	6.58	5.46	9.20
Düzlemsel Ç.M	4.91	7.38	4.48	7.35	6.22	8.81
CRASH 3	4.32	6.46	4.38	7.19	6,21	8.83
CRASH 3 Düzeltilmiş	5.39	8.04	5.51	9.05	7.62	10.82

	RISCAS 8		RISCAS 9		RISCAS 10	
	ΔV_1	ΔV_2	ΔV_1	ΔV_2	ΔV_1	ΔV_2
Test Dataları	6.98	4.94	9.72	3.69	15.85	5.82
Düzlemsel Ç.M	5.85	5.55	9.02	4.15	14.14	6.92
CRASH 3	3.29	3.10	5.05	2.31	5.48	2.68
CRASH 3 Düzeltilmiş	3.56	3.38	5.63	2.59	6.37	3.10

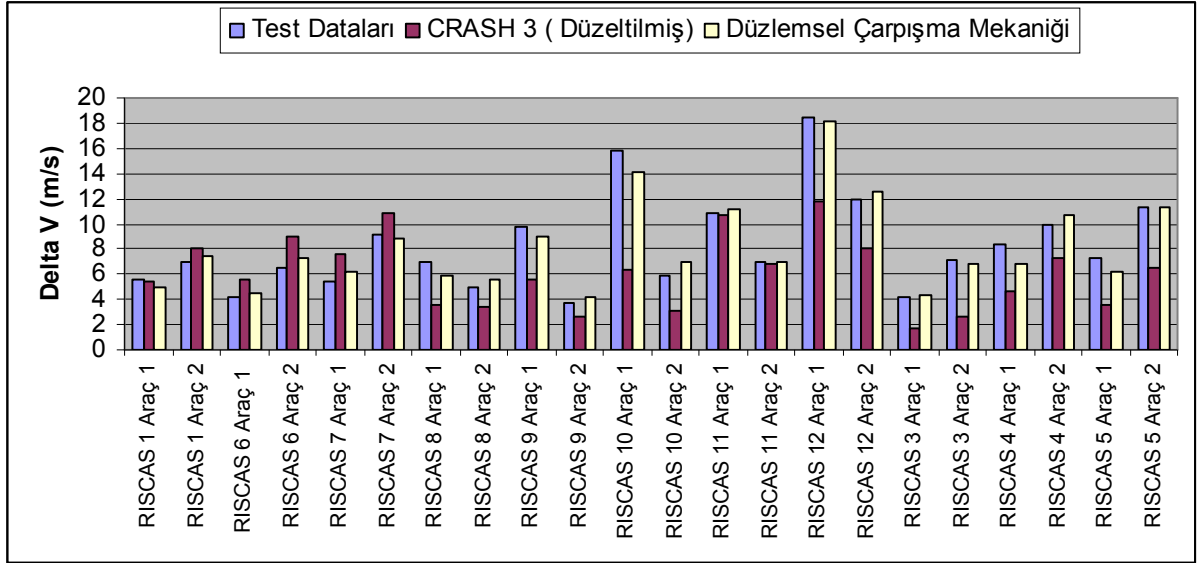
	RISCAS 11		RISCAS 12	
	ΔV_1	ΔV_2	ΔV_1	ΔV_2
Test Dataları	10.91	7.04	18.38	11.95
Düzlemsel Ç.M	11.16	6.98	18.07	12.62
CRASH 3	10.54	6.73	11.61	8.04
CRASH 3 Düzeltilmiş	10.69	6.85	11.73	8.13

	RISCAS 3		RISCAS 4		RISCAS 5	
	ΔV_1	ΔV_2	ΔV_1	ΔV_2	ΔV_1	ΔV_2
Test Dataları	4.24	7.07	8.38	9.94	7.28	11.37
Düzlemsel Ç.M	4.30	6.83	6.83	10.64	6.25	11.37
CRASH 3	1.67	2.65	4.60	7.19	3.56	6.46
CRASH 3 Düzeltilmiş	1.70	2.71	4.69	7.31	3.59	6.52

❖ Tablolarda tüm hız birimleri m/s'dir.



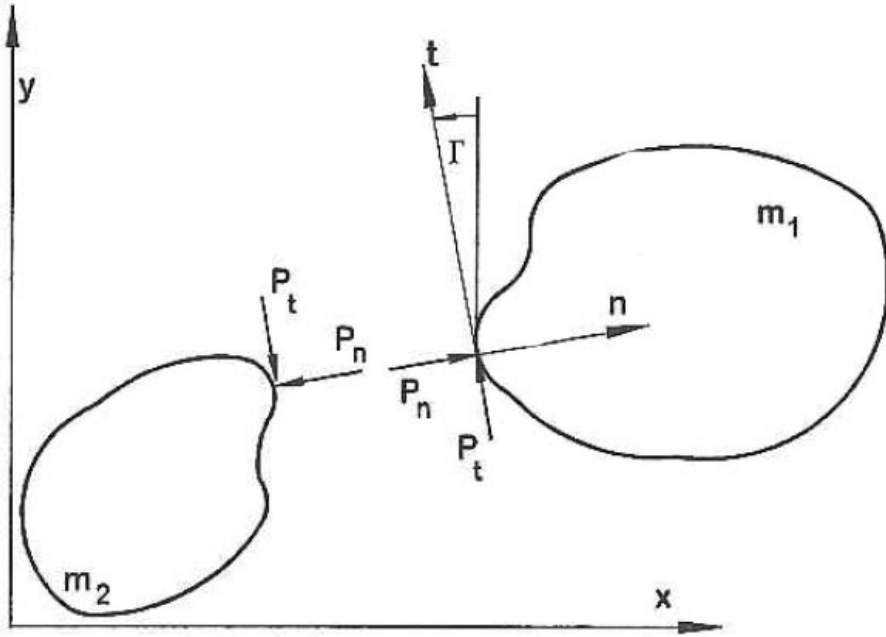
Şekil 3.7 Literatür ve test datalarında CRASH 3 hız değişimi değerlerinin karşılaştırılması.



Şekil 3.8 Düzlemsel çarpışma mekanikliği ve CRASH 3 yöntemiyle bulunan hız değişimlerinin karşılaştırılması.

4. NOKTA - KÜTLE TEORİSİ (Point – Mass Theory)

Çarpışan iki cisim incelendiğinde, çarpışma esnasındaki temas kuvveti, cisimler üzerine etki eden diğer tüm kuvvetlerden çok daha büyüktür. Temas kuvvetinin impulsu diğer kuvvetlerin impulslarından daha baskındır. Newton'un impuls ve momentum kanunları, diğer dış kuvvetler ihmal edilerek, cisimlere tek tek uygulanabilir. Şekil'deki gibi m_1 ve m_2 kütleli cisimlerinin çarpıştığı varsayalım ve x-y koordinatları referans koordinatlar olsun. Çarpışma, temas geometrisine bağlı olduğundan normal ve teğetsel koordinatları simgeleyen n-t koordinatları da dikkate alınır.



Şekil 4.1 Çarpışan iki nokta-kütle'nin serbest cisim diyagramı. (Brach,2005)

Normal (n) doğrultusunda; çarpışma öncesi hızlar v_{1n} ve v_{2n} , çarpışma sonrası hızlar da V_{1n} ve V_{2n} 'dir. Bu hızlar cisimlerin ağırlık merkezlerinin hızlarıdır. Normal doğrultusunda m_1 kütlelerine etkiyen impuls;

$$m_1 V_{1n} - m_1 v_{1n} = P_n \quad (4.1)$$

Aynı şekilde t doğrultusunda da;

$$m_1 V_{1t} - m_1 v_{1t} = P_t \quad \text{'dir.} \quad (4.2)$$

Aynı denklemler m_2 için şu şekildedir:

$$m_2 V_{2n} - m_2 v_{2n} = -P_n \quad (4.3)$$

$$m_2 V_{2t} - m_2 v_{2t} = -P_t \quad (4.4)$$

$$P = \sqrt{P_n^2 + P_t^2} \quad (4.5)$$

Çarpışma esnasında temas süresi çok kısa olduğundan, cisimlerin pozisyonları önemli ölçüde bir değişim göstermez. Hızların da, pozisyonlarda bir değişiklik olmadan ani olarak değiştiği kabul edilir.

Yukarıdaki 4 denklem, '*düzlemde nokta-kütle'nin impuls-momentum denklemleri*' olarak adlandırılır. Denklemler şu şekilde düzenlenebilir;

$$(m_1 V_{1n} - m_1 v_{1n}) + (m_2 V_{2n} - m_2 v_{2n}) = 0 \quad (4.6)$$

$$(m_1 V_{1t} - m_1 v_{1t}) + (m_2 V_{2t} - m_2 v_{2t}) = 0 \quad (4.7)$$

(4.6), n doğrultusunda sistemin momentum değişimidir. Toplam 0 olduğundan, momentum değişmemiştir yani denklem, momentumun n doğrultusundaki korunumunu açıklar. (4.7)'de görüldüğü gibi, momentumun korunumu t doğrultusu için de geçerlidir.

Cisimlerin ilk hızlarının ve kütlelerinin bilindiğini varsayarsak $V_{1n}, V_{1t}, V_{2n}, V_{2t}, P_n, P_t$ altı adet bilinmeyendir. Bu bilinmeyenleri bulabilmek için 2 denkleme daha ihtiyaç duyulur. İlki, geri sıçrama katsayısının tanımından gelir. Geri sıçrama katsayısı, normal doğrultusunda son bağlı hızın, ilk bağlı hıza oranıdır.

$$V_{2n} - V_{1n} = -e(v_{2n} - v_{1n}) \quad (4.8)$$

6. denklem, teğetsel ve normal impuls arasındaki ilişkiden çıkar.

$$P_t = \mu P_n \quad (4.9)$$

μ , impuls oranı olarak adlandırılır. Sürtünmeyle alakalıdır. Temas eden araç gövdeleri arasındaki sürtünme katsayısı olarak kabul edilir. Pozitif veya negatif olabilir. İmpuls oranı, impuls oranının sürtünmeyle ilişkisi ve geri sıçrama katsayısı hakkında, ileriki bölümlerde bilgi verilecektir.

Tüm bu 6 denklem, sistem denklemleridir. Şu şekle dönüştürülebilirler:

$$\begin{aligned}
V_{1n} &= v_{1n} + \bar{m}(1+e)(v_{2n} - v_{1n})/m_1 \\
V_{2n} &= v_{2n} - \bar{m}(1+e)(v_{2n} - v_{1n})/m_2 \\
V_{1t} &= v_{1t} + \mu\bar{m}(1+e)(v_{2n} - v_{1n})/m_1 \\
V_{2t} &= v_{2t} - \mu\bar{m}(1+e)(v_{2n} - v_{1n})/m_2
\end{aligned} \tag{4.10}$$

Burada, $\bar{m} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$.

Çarpışan cisimlerin hız değişimleri (ΔV) için şu formül kullanılır:

$$\Delta V_i = \frac{\bar{m}(v_{2n} - v_{1n})}{m_i} (1+e)\sqrt{1+\mu^2} \quad i=1,2 \tag{4.11}$$

Kinetik enerji kaybı, ilk kinetik enerjiden son kinetik enerjiyi çıkararak bulunur.

$$T_L = \frac{1}{2}m_1(v_{1n}^2 + v_{1t}^2) + \frac{1}{2}m_2(v_{2n}^2 + v_{2t}^2) - \frac{1}{2}m_1(V_{1n}^2 + V_{1t}^2) - \frac{1}{2}m_2(V_{2n}^2 + V_{2t}^2) \tag{4.12}$$

Denklem şu şekle dönüştürülebilir:

$$T_L = \frac{1}{2}\bar{m}(v_{2n} - v_{1n})^2 (1+e) \left[(1-e) + 2\mu r - (1+e)\mu^2 \right] \tag{4.13}$$

Burada ; $r = \frac{v_{2t} - v_{1t}}{v_{2n} - v_{1n}}$ ile ifade edilir ve ilk hızlarla ilişkili bir katsayıdır.

Denklemden görüldüğü gibi; iki cismin çarpıştığı bir çarpışmadaki enerji kaybı, $(v_{2n} - v_{1n})^2$

ile orantılıdır. $(v_{2n} - v_{1n})$, ilk normal bağıl hızlardır. Buna da 'yaklaşma hızı' (closing speed) denir.

Bu bölümde, nokta-kütle teorisi hakkında genel bilgi verilmiştir. Denklemlerde görüldüğü üzere, cisimlerin ilk hızlarının bilindiği varsayılmıştır. Bu yöntemle kaza analizinde amaç ilk hızları bulmaktır.

4.1 Nokta - Kütle Yöntemi ile Kaza Analizi

Kaza analizi yöntemlerinin genel olarak hasarı temel alan ve yörüngeyi temel alan yöntem olmak üzere iki yöntem ile analiz edildiği söylenmiştir. Bu yöntem yörünge temellidir.

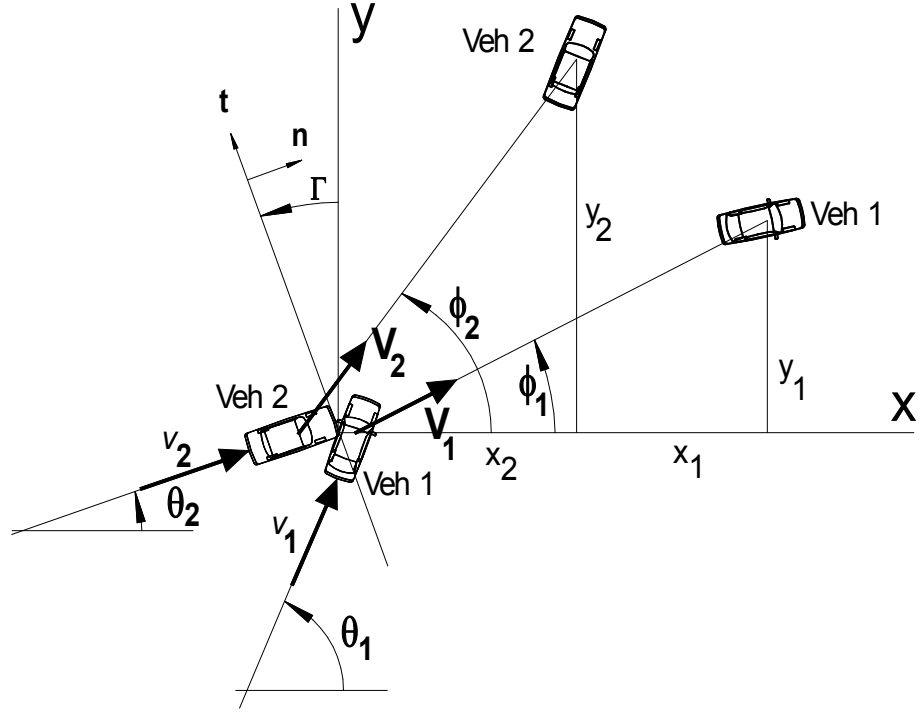
Nokta-kütle teorisi ile son hızlardan ilk hızlara geçilebilmektedir. Çarpışma sonrası araç hareketleri yaklaşık olarak düz bir çizgi boyunca devam ediyorsa bu yöntem kullanılabilir. Açısal hızlar ve açısal momentumlar bu yöntemde ihmal edilir.

Nokta-kütle teorisi araç rotasyonel hareketleri önemsiz iken, bir ilk analiz yapılmak istendiğinde kullanılır. Son hızlardan ilk hızlara geçilebildiği için bir rekonstrüksiyon yöntemidir.

Bu yöntemde araçların '*skid to rest (kayma-durma)*' hareketi dikkate alınarak ilk hızlar ve enerji kaybı belirlenir.

Kayma-Durma : Çarpışmayı takiben, araçların kayma hareketi ile yer değiştirmeleri ve durmaları arasındaki süreçte hareketleri.

Şekilde v_1 ve v_2 ilk hızlarına ve çarpışma sonrası V_1 ve V_2 son hızlarına sahip olan iki araç görülüyor. Araçlar sırasıyla $\theta_1, \theta_2, \phi_1, \phi_2$ açılara sahiptirler. İlk yönleri belirleyen θ_1 ve θ_2 yönelim açıları bilinmektedir. Çarpışma sonrası, araçlar yaklaşık olarak düz bir çizgi boyunca hareket ederek dururlar. Çarpışma ile durma arasındaki (*skid to rest*) yer değiştirme mesafeleri x_1, x_2, y_1, y_2 'dir. Çarpışmadan sonraki doğrultuyu gösteren yol açıları da ϕ_1 ve ϕ_2 'dir.



Şekil 4.2 Nokta-kütle teorisine göre, çarpışan iki aracın serbest cisim diyagramı. (Brach,2005)

Çarpışma sonrası hareketler, f_1 ve f_2 sürtünme katsayılı düz bir yüzey üzerinde gerçekleşir. Bu katsayılar, çarpışma sonrası araçların kat ettiği yol yüzeyinin özelliklerine göre eşit veya farklı olabilir. Aynı yüzeyde hareket etmeleri durumunda sürtünme katsayıları eşittir.

Nokta-kütle yöntemiyle bir kaza analizi uygulamasında kullanılan denklemler ve izlenen yol aşağıdaki gibidir:

- ❖ Öncelikle bilinmesi gereken önemli bir husus vardır. Bu yöntemle analiz yapılabilmesi için çarpışmanın açılı (oblique collision) olması gerekir. Aynı doğrultuda olan yani önden kafa kafaya (head-on) veya tam arkadan (rear-end) olan çarpışmalarda ve yönelim açılarının eşit olduğu ($\theta_1 = \theta_2$) çarpışmalarda bu yöntem hatalı sonuçlar verir.

Bilinen değerler:

Araç kütleleri : m_1 ve m_2

Lastikler ile yol arasındaki sürtünme katsayıları : f_1 ve f_2

Çarpışmadan sonra x ve y doğrultusunda kayma mesafeleri : x_1, x_2, y_1, y_2

Çarpışma öncesi yönü belirleyen yönelim açıları : θ_1, θ_2

Deformasyon yüzey açısı : Γ (Hasarlı araç üzerinden ölçülen bir açı değeri)

Bu bilinenlere göre hesaplar şu denklemlerden oluşur:

‘Kayma-Durma’ hareketi sonrasındaki konumlar:

$$d_1 = \sqrt{x_1^2 + y_1^2} \quad (\text{m}) \quad (4.14)$$

$$d_2 = \sqrt{x_2^2 + y_2^2} \quad (\text{m}) \quad (4.15)$$

Çarpışma sonrasındaki yol açıları olan ϕ_1 ve ϕ_2 :

* ϕ_1 ‘in hesabı:

$$y_1 > 0 \quad \text{ve} \quad x_1 > 0 \quad \text{ise} \quad ; \quad \phi_1 = \arctan \left| \frac{y_1}{x_1} \right| \quad (\text{rad}) \quad (4.16)$$

$$y_1 > 0 \quad \text{ve} \quad x_1 < 0 \quad \text{ise} \quad ; \quad \phi_1 = \pi - \arctan \left| \frac{y_1}{x_1} \right| \quad (\text{rad}) \quad (4.17)$$

$$y_1 < 0 \quad \text{ve} \quad x_1 > 0 \quad \text{ise} \quad ; \quad \phi_1 = 2\pi - \arctan \left| \frac{y_1}{x_1} \right| \quad (\text{rad}) \quad (4.18)$$

$$y_1 < 0 \quad \text{ve} \quad x_1 < 0 \quad \text{ise} \quad ; \quad \phi_1 = \pi + \arctan \left| \frac{y_1}{x_1} \right| \quad (\text{rad}) \quad (4.19)$$

$$y_1=0 \text{ ise} \quad ; \quad \phi_1 = 2\pi - \arctan\left|\frac{y_1}{x_1}\right| \quad (\text{rad}) \quad (4.20)$$

$x_1=0$ için açı tanımsızdır.

* ϕ_2 'nin hesabı:

$$y_2>0 \text{ ve } x_2>0 \text{ ise} \quad ; \quad \phi_2 = \arctan\left|\frac{y_2}{x_2}\right| \quad (\text{rad}) \quad (4.21)$$

$$y_2>0 \text{ ve } x_2<0 \text{ ise} \quad ; \quad \phi_2 = \pi - \arctan\left|\frac{y_2}{x_2}\right| \quad (\text{rad}) \quad (4.22)$$

$$y_2<0 \text{ ve } x_2>0 \text{ ise} \quad ; \quad \phi_2 = 2\pi - \arctan\left|\frac{y_2}{x_2}\right| \quad (\text{rad}) \quad (4.23)$$

$$y_2<0 \text{ ve } x_2<0 \text{ ise} \quad ; \quad \phi_2 = \pi + \arctan\left|\frac{y_2}{x_2}\right| \quad (\text{rad}) \quad (4.24)$$

$$y_2=0 \text{ ise} \quad ; \quad \phi_2 = 2\pi - \arctan\left|\frac{y_2}{x_2}\right| \quad (\text{rad}) \quad (4.25)$$

$x_2=0$ için açı tanımsızdır.

Çarpışma sonrası hızlar:

$$V_1 = \sqrt{2 \times f_1 \times g \times d_1} \quad (\text{m/s}) \quad (4.26)$$

$$V_2 = \sqrt{2 \times f_2 \times g \times d_2} \quad (\text{m/s}) \quad (4.27)$$

Bu hızlar 3.6 ile çarpılırsa birimleri km/h'ye dönüşür.

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2 \quad (\text{yerçekimi ivmesi})$$

Çarpışma sonrası hızların x ve y doğrultusundaki bileşenleri:

$$\begin{aligned} V_{1x} &= V_1 \cos \phi_1 \\ V_{2x} &= V_2 \cos \phi_2 \\ V_{1y} &= V_1 \sin \phi_1 \\ V_{2y} &= V_2 \sin \phi_2 \end{aligned} \quad (\text{m/s}) \quad (4.28)$$

İlk hızlara geçiş:

$$\begin{aligned} v_1 &= \frac{m_2 [(m_1 V_{1x} + m_2 V_{2x}) \sin \theta_2 - (m_1 V_{1y} + m_2 V_{2y}) \cos \theta_2]}{m_1 m_2 (\cos \theta_1 \sin \theta_2 - \cos \theta_2 \sin \theta_1)} \\ v_2 &= \frac{m_1 [(m_1 V_{1y} + m_2 V_{2y}) \cos \theta_1 - (m_1 V_{1x} + m_2 V_{2x}) \sin \theta_1]}{m_1 m_2 (\cos \theta_1 \sin \theta_2 - \cos \theta_2 \sin \theta_1)} \end{aligned} \quad (\text{m/s}) \quad (4.29)$$

Çarpışma öncesi hızların x ve y doğrultusunda bileşenleri:

$$\begin{aligned} v_{1x} &= v_1 \cos \theta_1 \\ v_{1y} &= v_1 \sin \theta_1 \\ v_{2x} &= v_2 \cos \theta_2 \\ v_{2y} &= v_2 \sin \theta_2 \end{aligned} \quad (\text{m/s}) \quad (4.30)$$

n ve t doğrultusundaki hızların bulunuşu:

$$\begin{aligned} v_{1n} &= v_{1x} \cos \Gamma + v_{1y} \sin \Gamma \\ v_{2n} &= v_{2x} \cos \Gamma + v_{2y} \sin \Gamma \\ v_{1t} &= -v_{1x} \sin \Gamma + v_{1y} \cos \Gamma \\ v_{2t} &= -v_{2x} \sin \Gamma + v_{2y} \cos \Gamma \end{aligned} \quad (\text{m/s}) \quad \text{Çarpışma öncesi} \quad (4.31)$$

$$\begin{aligned} V_{1n} &= V_{1x} \cos \Gamma + V_{1y} \sin \Gamma \\ V_{2n} &= V_{2x} \cos \Gamma + V_{2y} \sin \Gamma \\ V_{1t} &= -V_{1x} \sin \Gamma + V_{1y} \cos \Gamma \\ V_{2t} &= -V_{2x} \sin \Gamma + V_{2y} \cos \Gamma \end{aligned} \quad (\text{m/s}) \quad \text{Çarpışma sonrası} \quad (4.32)$$

Hız değişimleri:

$$\begin{aligned} \Delta V_1 &= \sqrt{(V_{1x} - v_{1x})^2 + (V_{1y} - v_{1y})^2} \\ \Delta V_2 &= \sqrt{(V_{2x} - v_{2x})^2 + (V_{2y} - v_{2y})^2} \end{aligned} \quad (4.33)$$

Veya;

$$\Delta V_i = \frac{\bar{m}(v_{2n} - v_{1n})}{m_i} (1 + e) \sqrt{1 + \mu^2} \quad , \quad \bar{m} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \quad (4.34)$$

❖ Denklemlerde Γ , θ ve ϕ açılarının birimleri radyan'dır.

Geri sıçrama katsayısı ve impuls oranının hesabı:

$$e = -\frac{(V_{2n} - V_{1n})}{(v_{2n} - v_{1n})} \quad (4.35)$$

$$\mu = \frac{(V_{2t} - v_{2t})}{(V_{2n} - v_{2n})} \quad (4.36)$$

$$\mu_c = \frac{(v_{2t} - v_{1t})/(v_{2n} - v_{1n})}{1 + e} \quad (\text{Kritik impuls oranı}) \quad (4.37)$$

Bu yöntemde geri sıçrama katsayısı ve impuls oranı bilinmeyen değerlerdir. Analiz sonucunda hesaplanırlar. Bu değerler için bazı sınırlamalar vardır ve analiz sonucunda bu değerlerin belirlenen sınırlamalar dışına çıkması, analizin hatalı olduğunu, gerçekçi olmadığını gösterir. Yani bu katsayılar nokta-kütle yönteminde kontrol parametreleri olarak tanımlanabilir.

Enerji hesabı:

$$\text{İlk enerji} = \frac{m_1 v_1^2 + m_2 v_2^2}{2} \quad (\text{J}) \quad (4.38)$$

$$\text{Son enerji} = \frac{m_1 V_1^2 + m_2 V_2^2}{2} \quad (\text{J}) \quad (4.39)$$

$$\text{Kayıp} = \text{İlk enerji} - \text{Son enerji} \quad (\text{J}) \quad (4.40)$$

$$\% \text{ Kayıp} = 100 \times \text{Kayıp} / \text{İlk enerji} \quad (4.41)$$

Enerji kaybı şu şekilde de hesaplanabilir:

$$T_L = \frac{1}{2} m_1 (v_{1n}^2 + v_{1t}^2) + \frac{1}{2} m_2 (v_{2n}^2 + v_{2t}^2) - \frac{1}{2} m_1 (V_{1n}^2 + V_{1t}^2) - \frac{1}{2} m_2 (V_{2n}^2 + V_{2t}^2) \quad (\text{J}) \quad (4.42)$$

$$T_L = \frac{1}{2} \bar{m} (v_{2n} - v_{1n})^2 (1 + e) \left[(1 - e) + 2\mu r - (1 + e)\mu^2 \right] \quad (\text{J}) \quad (4.43)$$

$e=0$ ve $\mu = \mu_c$ için enerji kaybı maksimumdur.

$$T_{L_{\max}} = \frac{1}{2} \bar{m} [(v_{2t} - v_{1t})^2 + (v_{2n} - v_{1n})^2] \quad (\text{J}) \quad (4.44)$$

Sürtünmesiz bir çarpışmada teğetsel impuls 0'dır. Bu durumda $\mu = 0$ 'dır. Bu koşuldaki bir çarpışmada enerji kaybı şu şekildedir.

$$T_L = \frac{1}{2} \bar{m} (1 - e^2) (v_{2n} - v_{1n})^2 \quad (4.45)$$

Sürtünmesiz çarpışma, araçların temas eden yüzeyleri arasında sürtünme olmaması demektir. Yol ile tekerlekler arasındaki sürtünme ile bir ilgisi yoktur.

4.2 Nokta-Kütle Yöntemiyle Kaza Analizindeki Önemli Parametreler

Bu bölümde nokta-kütle teorisi ile kaza analizi yönteminde kullanılan bazı parametreler açıklanacaktır. Bu parametrelerden bazıları düzlemsel çarpışma mekaniği için de geçerlidir.

4.2.1 Sürtünme Katsayısı

Sürtünme kuvveti; birbiriyle temas halinde olan iki yüzey arasında harekete karşı oluşan direnç kuvvetidir. Sürtünme katsayısı; bir yüzey üzerinde kayan bir cisme etki eden sürtünme kuvvetinin, cisim ile kayma yüzeyini birbirine bastıran normal kuvvete oranıdır. Sürtünme katsayısı ve sürtünme kuvveti arasındaki ilişki şu şekildedir:

$$f = F / w \quad (4.46)$$

f : Sürtünme katsayısı

F : Sürtünme kuvveti (N)

w : Normal kuvvet (N)

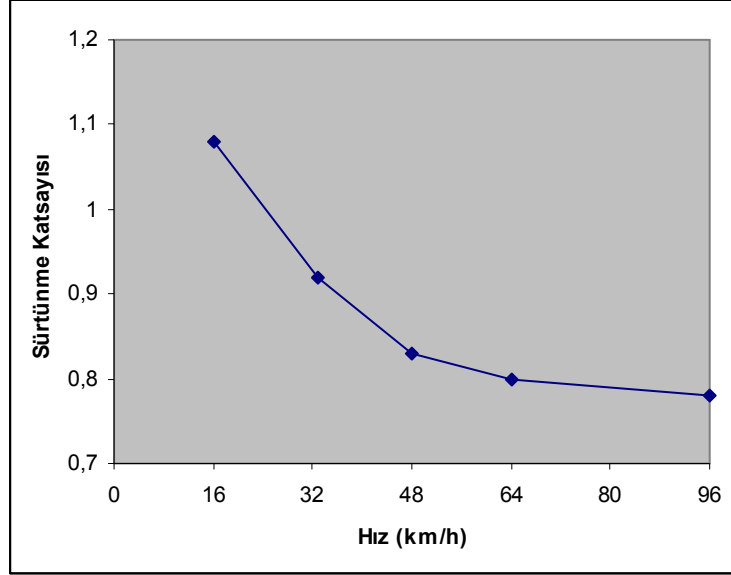
Normal kuvvet; cisim düz bir yüzey üzerinde kayıyorsa cismin ağırlığına, eğik bir yüzey üzerinde kayıyorsa cismin ağırlığının düşey bileşenine eşittir.

Bazı durumlarda araç lastiği ile yol arasındaki temas yüzeyinin artması, daha yüksek bir değerde sürtünme kuvveti sağlar. Kabak lastiklerde temiz, kuru ve sert bir yüzey üzerinde daha yüksek bir değerde sürtünme kuvveti elde edilebilir.

Islak asfalt üzerinde kabak lastik kullanımı sonucu, lastik ile yol yüzeyi arasında temasın kesilmesi (aquaplaning) sonucunda taşıt kayabilir ve kazaya neden olabilir. Yeni lastiklerin kullanılmasıyla, yol zeminindeki ıslak tabaka oluklar içerisindeki kanallardan dışarı atılır.

Böylece taşıtların kayması engellenmiş olur.

Sürtünme kuvveti alanında yapılan çalışmalar neticesinde şekildeki gibi bir hız- sürtünme katsayısı grafiği elde edilmiştir. Taşıt hızı arttığında ortalama sürtünme katsayısının azaldığı görülmektedir.



Şekil 4.3 Otomobillerde hız-sürtünme katsayısı arasındaki ilişki.

Bu yöntemde hesap için gerekli olan yol ile tekerlek arası sürtünme katsayıları tablodaki gibidir.

Çizelge 4.1 Yol ile lastikler arasındaki sürtünme katsayıları

YÜZEY	KURU		ISLAK	
	48 km/h 'den düşük hızda	48 km/h 'den yüksek hızda	48 km/h 'den düşük hızda	48 km/h 'den yüksek hızda
Yeni beton	0.80-1.20	0.70-1.00	0.50-0.80	0.40-0.75
Cilalanmış beton	0.55-0.75	0.50-0.65	0.45-0.65	0.45-0.60
Eski beton	0.60-0.80	0.60-0.75	0.45-0.70	0.45-0.65
Yeni asfalt	0.80-1.20	0.65-1.00	0.30-0.80	0.45-0.75
Eski asfalt	0.60-0.80	0.55-0.70	0.45-0.70	0.40-0.65
Cilalanmış asfalt	0.55-0.75	0.45-0.65	0.45-0.65	0.40-0.60
Yağlı asfalt	0.50-0.60	0.35-0.60	0.30-0.60	0.25-0.55
Sıkı ve yağlı çakıl	0.55-0.85	0.50-0.80	0.40-0.80	0.40-0.60
Gevşek çakıl	0.40-0.70	0.40-0.70	0.45-0.75	0.45-0.75
Çim	0.40-0.60	-	0.20-0.45	-
Kül	0.50-0.70	0.50-0.70	0.65-0.75	0.65-0.75
Çamur	0.35-0.65	-	0.35-0.65	-
Yığın halinde kar	0.30-0.55	0.35-0.55	0.30-0.60	0.30-0.60
Gevşek kar	0.10-0.25	0.10-0.20	0.30-0.60	0.30-0.60
Buz	0.10-0.25	0.07-0.20	0.05-0.10	0.05-0.10
Metal-sert yüzey	0.40-0.50	-	0.40-0.50	-
Elbiseli insan	0.50-0.60	-	-	-
Çıplak insan	1.1	-	-	-
Ezilmiş kaya	0.55-0.75	0.55-0.75	0.55-0.75	0.55-0.75
	Otomobil Lastiği	Kamyon Lastiği		
Kuru beton	0.85	0.65		
Kuru asfalt	0.80	0.60		
Islak beton	0.70-0.80	0.50		
Islak asfalt	0.45-0.80	0.30		
Yığın halinde kar	0.15	0.15		
Buz	0.05	0.11 (kuru) 0.70 (ıslak)		
Kuru toz	0.65	-		
Çamur	0.40-0.50	-		
Çakıl veya kum	0.55	-		
Islak, yağlı, pürüzsüz beton	-	0.25		
Zincirli durumdayken yığın halinde kar	-	0.60		
Zincirli durumdayken buz	-	0.25		

4.2.2 İmpuls Oranı

Teğetsel impuls bileşeninin, normal impuls bileşenine oranıdır. Teğetsel doğrultudaki hız değişimlerini ve enerji kaybını kontrol eder.

Teğetsel impuls (P_t), çarpışan cisimler arasında kaymaya (bağlı teğetsel harekete) neden olacak kadar büyükse yani $V_{2t} - V_{1t} = 0$ ise impuls oranı kritik değerini alır.

$V_{2t} = V_{1t}$ durumu, çarpışmadan sonra teğetsel doğrultuda iki aracın da hızlarının aynı olduğunu gösterir.

$$\mu = \frac{(V_{2t} - v_{2t})}{(V_{2n} - v_{2n})} \quad (4.47)$$

$$\mu_c = \frac{(v_{2t} - v_{1t})/(v_{2n} - v_{1n})}{1 + e} = \frac{r}{1 + e} \quad (4.48)$$

Burada;

$$e = -\frac{(V_{2n} - V_{1n})}{(v_{2n} - v_{1n})} \quad (4.49)$$

Buradaki μ_c kritik impuls oranı olarak adlandırılır. $\mu = \mu_c$ olduğu durumlarda araçlar t doğrultusunda ortak hıza sahiptirler.

Teğetsel impuls, araçların temas eden yüzeyleri arasındaki bir f sürtünme katsayılı sürtünme kuvveti ile oluşur.

$f < |\mu_c|$ ise, ayrılma esnasında kayma devam eder.

$f = |\mu_c|$ ise, ayrılma anında kayma biter.

$f > |\mu_c|$ ise, ayrılmadan önce kayma biter.

} Bu durumlarda $\mu = \mu_c$

Burada 'ayrılma' diye bahsedilen olay, çarpışan araçların temaslarının kesilmesi demektir.

Kayma olayı ise, araçların temas eden yüzeylerinin birbirleri üzerinden kaymasıdır. Bağlı teğetsel hareket demektir.

İmpuls oranı, teğetsel doğrultudaki kaymayı kontrol eden bir parametredir. İmpuls oranı değerini etkileyen en önemli parametre, deformasyon yüzey açıdır.

İmpuls oranı nokta-kütle yönteminde bilinen değerlere bağlı olarak hesaplanan bir değerdir. Şu aralıktadır:

$$|\mu| \leq |\mu_c|$$

Bu eşitlik sağlanmıyorsa analiz hatalıdır. Sonuçlar gerçekçi değildir. İmpuls oranı, kritik değeri geçemez. $\mu > \mu_c$ durumu, enerji kaybı miktarında gerçekçi olmayan sonuçlar verir. İmpuls oranı negatif değer de alabilir.

$\mu = \mu_c$ ve $e=0$ olduğunda, '*ortak hız durumu*' oluşur. Nokta-kütle yönteminde bu durum, çarpışmadan sonra araçların tek bir kütle gibi hareket ettiğini gösterir. Bu durumun oluşması için yüksek hızlı çarpışmalar olması gerekir. Araştırmaların gösterdiğine göre maksimum enerji kayıpları $\mu = \mu_c$ ve $e=0$ durumunda gerçekleşir.

Sürtünmesiz çarpışmalarda (frictionless collisions) $\mu = 0$ 'dır. Burada bahsedilen sürtünme, yol ile tekerlek arasındaki sürtünme değildir. Araçların temas eden yüzeyleri arasındaki sürtünmedir. Açılı çarpışmaların sürtünmesiz olduğu durumlar çok nadirdir. Açısız çarpışmalar ise sürtünmesiz olabilmektedir.

İmpuls oranına literatürde 'sürtünme katsayısı' da denmektedir. Bu katsayı, araç gövdeleri arasındaki sürtünme katsayısı olarak kabul edilmektedir.

4.2.3 Geri sıçrama Katsayısı (Coefficient of Restitution)

Geri sıçrama katsayısı, çarpışmanın elastiklik seviyesini gösteren bir parametredir. Normal doğrultusundaki hız değişimlerini ve enerji kaybını kontrol eder.

Araç tiplerine, hızlara, çarpışma geometrisine ve daha birçok farklı parametreye göre farklı değerler alabilir. Çarpışmaların doğası çok karmaşık olduğundan, bu katsayının belli koşullar için standartlaştırılması güçtür.

Geri sıçrama katsayısı Newton'un geri sıçrama katsayısı olarak da bilinir. Kinematik geri sıçrama katsayısı olarak da adlandırılır.

- $e=1$ durumunda çarpışmada enerji kaybı 0'dır. Çarpışma, kusursuz elastik çarpışmadır.
- $e=0$ durumunda çarpışmada enerji kaybı maksimumdur. Çarpışma, kusursuz plastik çarpışmadır.

Geri sıçrama katsayısının değeri 0 ile 1 arasında değişir. $e < 0$ durumu, bazı araştırmacılar tarafından olağan bir durum olarak kabul edilse de, genel olarak imkansız bir durumdur. Çünkü $e < 0$ demek, çarpışan araçlar birbirleri içinden geçiyor demektir. Normal çarpışma koşulları için bu durum imkansız olarak kabul edilmektedir. Bu durum, camı kıran bir top örneğinde geçerlidir.

Geri sıçrama katsayısının negatif olması, enerji kaybı üzerinde bir etki oluşturmaz. Çünkü enerji kaybının e^2 ile ilişkisi vardır. Bu katsayının negatif olması, hızları ve impulsları değiştirir, fakat enerji kaybı değeri ve yüzdesi aynı kalır. Örneğin; geri sıçrama katsayısının 0.4 veya -0.4 olması, çarpışmadaki enerji kaybını değiştirmez.

Bu katsayının genel tanımı şöyledir:

Geri sıçrama katsayısı, çarpışma sonunda normal doğrultusundaki bağıl hızın, temasın tam başladığı anda normal doğrultusundaki bağıl hıza oranıdır. Yani temas etme ve temastan ayrılma anlarındaki bağıl hızların oranıdır. Nokta-kütle teorisinde bu hızlar, araçların ağırlık merkezlerinin hızlarıdır.

$$e = -\frac{(V_{2n} - V_{1n})}{(v_{2n} - v_{1n})} \quad (4.50)$$

Bu formül, çarpışan iki kütle yani bu çalışmanın içeriğine göre, çarpışan iki araç için uygulanır. Tek bir aracın bir duvara veya rijit bir bariyere çarpması durumunda bu formül değişir. Örneğin m_1 kütleli bir araç, m_2 kütleli bir duvara çarpsın. Bu durumda $m_2 \gg m_1$ durumu kabul edilir. Çarpışma sonrası m_2 'nin hız değişimi ihmal edilebilecek kadar küçük veya 0'dır. Geri sıçrama katsayısı bu durumda;

$$e = \frac{-V_{1n}}{v_{1n}} \text{ 'dir.} \quad (4.51)$$

Geri sıçrama katsayısının belirlenmesi çok karmaşık ve zor olduğu için, bu konu hakkında bir çok araştırma yapılmıştır.

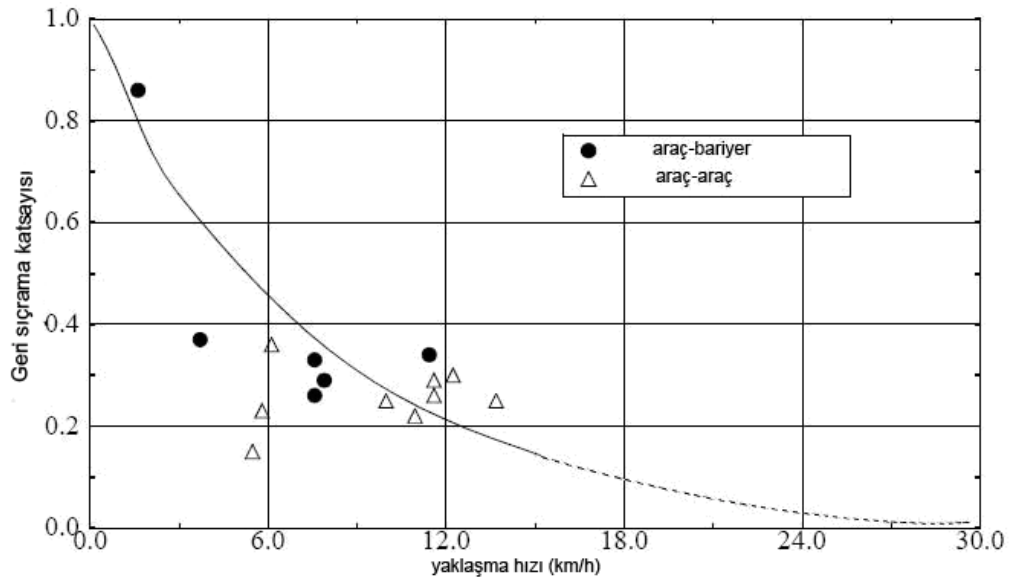
Kaza analizlerinde kullanılan yazılım programlarının çoğunda geri sıçrama katsayısı kullanıcı tarafından girilir. Programın bu katsayıyı, o an analiz ettiği çarpışmaya göre belirlemesi zordur. Nokta- kütle yönteminde ise bu katsayı hesaplanmaktadır. Bir girdi değeri değildir. Nokta-kütle yönteminde geri sıçrama katsayısı 0 ile 0.3 arasında değişir. Geri sıçrama

katsayısının bu değerler arasında çıkması, analizin doğru olduğunu gösterir. 0.3 değerini aştığı durumlar nadirdir.

Literatürde bu katsayı için birçok farklı araştırmacı tarafından farklı görüşler ortaya atılmaktadır.

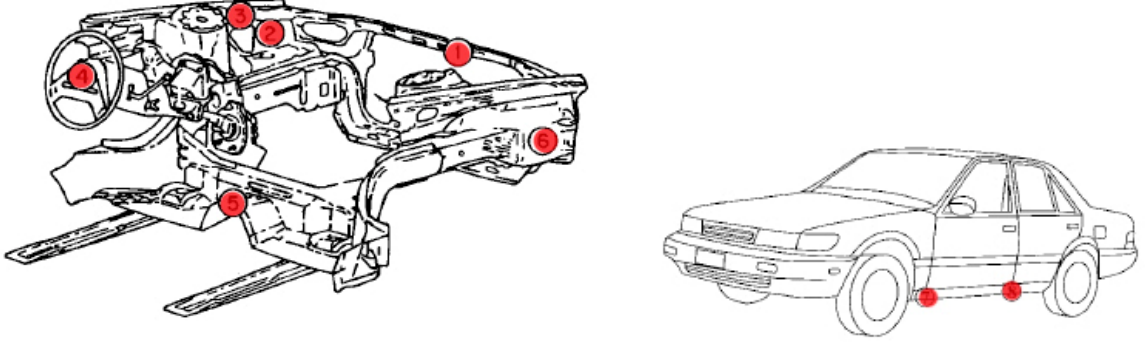
Örneğin; Marquardt, geri sıçrama katsayısının 0.1'den büyük olamayacağını söylemiştir. Strother ve Tamny 48 km/h 'nin üzerindeki hızlarda bu katsayının ciddi şekilde azaldığı şeklinde bir görüş belirtmişlerdir.

Biodynamic Research Group tarafından yapılan geri sıçrama katsayısı testlerini açıklayan bir makale 1993'te yayınlanmıştır. Yaklaşma hızları 1.6 – 13.7 km/h gibi düşük tutulup, geri sıçrama katsayılarının yüksek çıkması beklenmiştir. 9 tane önden arkaya araç-araç çarpışması, 6 tane de arkadan bariyere çarpışma testi yapılmıştır. Sonuçlar göstermektedir ki, geri sıçrama katsayısı yaklaşma hızı arttıkça azalmaktadır. Araç-araç çarpışmalarında belirlenen katsayılar, araç-bariyer çarpışmalarındaki katsayılardan küçük çıkmıştır. Sonuçlar aşağıdaki grafikte görülmektedir:



Şekil 4.4 Geri sıçrama katsayısının yaklaşma hızı ile ilişkisi. (Monson,1995)

Geri sıçrama katsayısının tanımındaki formülde kullanılan hızlar, çarpışma testlerinde kullanılan hızölçerler ile belirlenir.

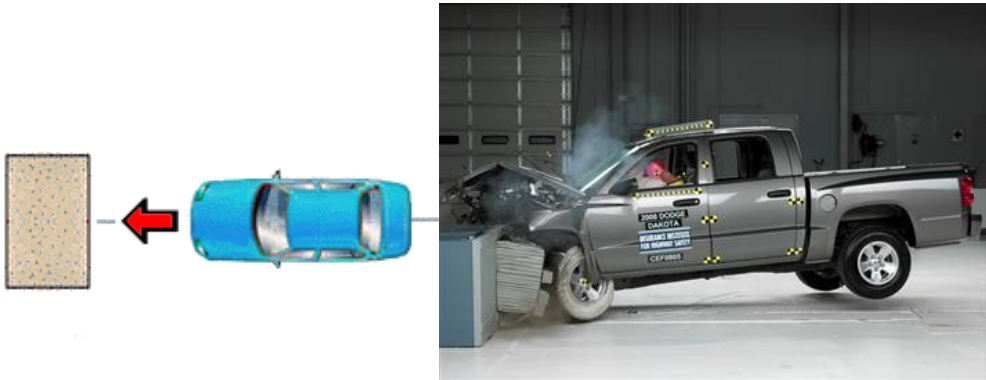


Şekil 4.5 Çarpışma testlerinde kullanılan hızölçerlerin konumları.

Literatürde bu tip çalışmalar çok sayıdadır. Geri sıçrama katsayısı testlerinin çarpışma tiplerine göre sınıflandırılması şu şekilde yapılabilir:

4.2.3.1 Önden Çarpışmada Geri sıçrama Katsayısı

Önden çarpışma durumu, en büyük enerji kaybına neden olan durumdur ve araştırmaların odağı durumundadır. Dünyada trafik kazalarından kaynaklanan ölümlerin %50'si önden çarpışmalarda meydana gelmektedir.



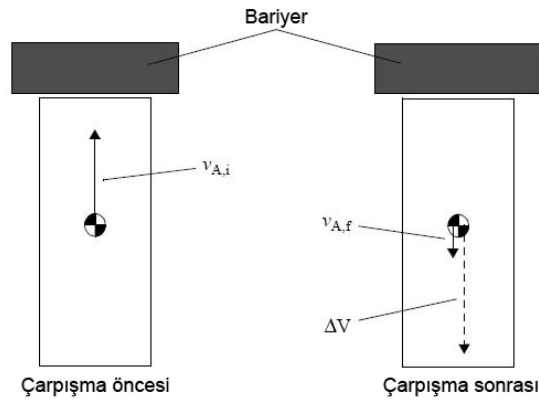
Şekil 4.6 Önden çarpışma testi.



Şekil 4.7 Önden çarpışma sonucu oluşan hasar örnekleri.

1. Çalışma

Tablo, NHTSA'nın 1989 ve 1990 model 26 araç ile yaptığı bariyer testi sonuçlarını göstermektedir. Önden çarpma şeklinde yapılan bariyer testlerinde araçların geri tepme göstermediği durum olmamıştır. Yani geri sıçrama katsayısı hiçbir zaman 0 olmamıştır. Yüksek hızlı çarpışmalarda geri tepme küçüktür. Test hızları 48.3 veya 56.3 km/h'dir. Bu şekilde belirlenen geri sıçrama katsayıları araçlar için bireyseldir.



Şekil 4.8 Önden çarpışma bariyer testi.

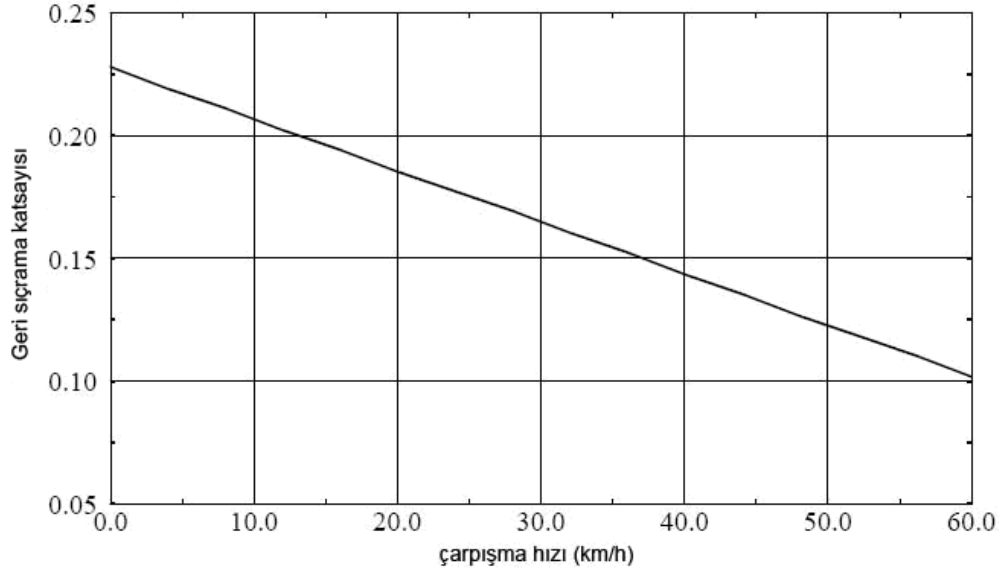
Çizelge 4.2 NHTSA 'nın yaptığı testlerde belirlediği geri sıçrama katsayıları (Brach, 2005)

Model Yılı	Araç	Araç Modeli	e
89	Toyota	Cressida	0.115
89	Ford	Bronco	0.036
89	Hyundai	Sonata	0.116
89	Audi	80	0.124
89	Volkswagen	Fox	0.070
89	Peugeot	505	0.118
89	Geo	Metro	0.100
89	Geo	Metro	0.104
89	Nissan / Datsun	Maxima	0.074
89	Nissan / Datsun	Pickup	0.096
90	Lexus	ES250	0.131
90	Hyundai	Excel GLS	0.120
90	Ford	Taurus	0.143
90	Geo	Prizm	0.141
90	Nissan / Datsun	Axxess	0.136
90	Toyota	Celica	0.138
90	Chevrolet	Blazer MPV	0.109
90	Chevrolet	S10 Pickup	0.102
90	Ford	Ranger	0.054
90	Nissan / Datsun	Infinity M30	0.131
90	Lincoln	Town Car	0.166
90	Ford	Mustang	0.106
90	BMW	325 I	0.110
90	Honda	Prelude	0.128
90	Mercedes	190	0.121
90	Buick	LeSabre	0.111

2. Çalışma

Başka bir çalışma 1991 yılında Alope Prasad tarafından Ohio'da yapılmıştır.. Yapılan çalışmada NHTSA verilerinden faydalanılmıştır. 68 önden çarpışma incelenmiştir. Önden çarpışmalar 48 ve 56 km/h hızlarında aracın rijit bariyere çarpması şeklindedir. Önden çarpışma sonuçlarına göre Prasad, hıza bağlı bir denklem belirlemiştir:

$$e = 0,22771 - 0.003377 \times \text{çarpışma hızı} \quad (4.52)$$

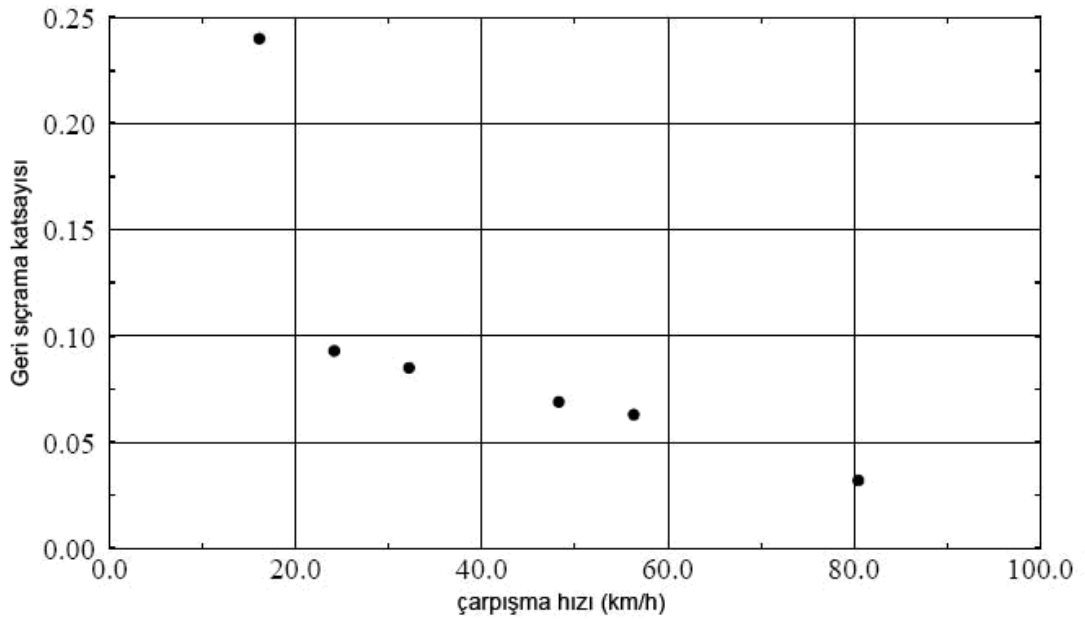


Şekil 4.9 Prasad'ın belirlediği çarpışma hızı- geri sıçrama katsayısı ilişkisi. (Monson,1995)

Fakat bu denklem sadece düşük hızlar için geçerlidir. Hız 70 km/h'ye yaklaştığında e değeri negatif değer almaya başlamaktadır.

3. Çalışma

Kerkhoff'un 1981-1985 model Ford Escort araçlar ile yaptığı bariyere önden çarpma testlerine göre, geri sıçrama katsayısının çarpışma hızı arttıkça azaldığı görülmüştür.



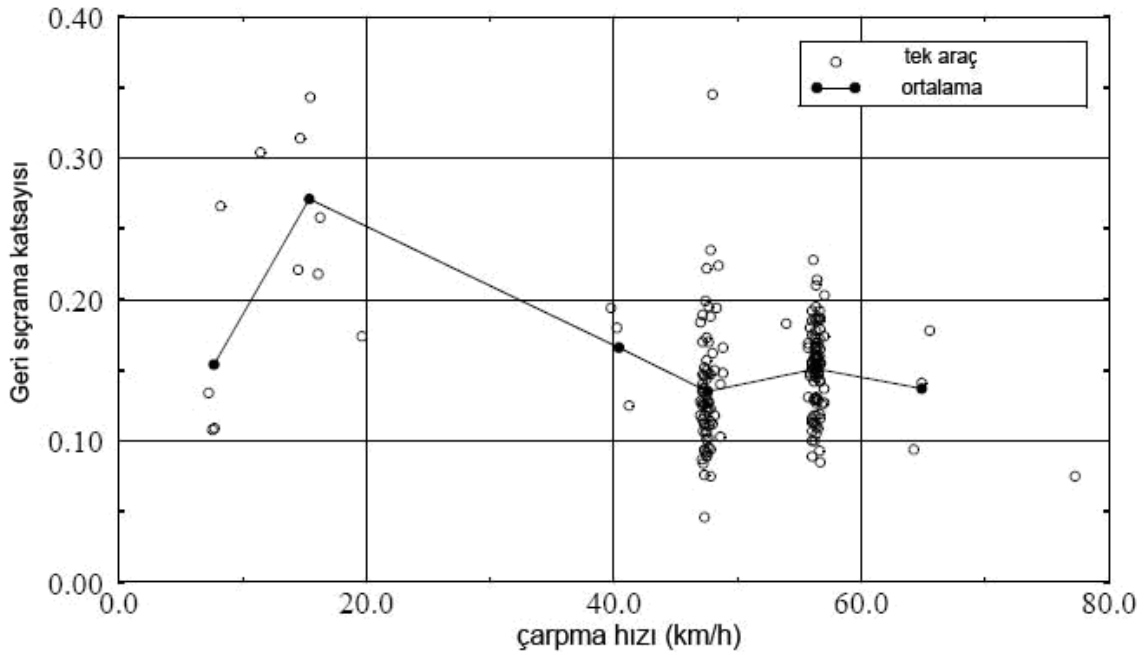
Şekil 4.10 Kerkhoff'un çalışmasına göre çarpışma hızı- geri sıçrama katsayısı ilişkisi. (Monson,1995)

4. Çalışma

181 tane önden bariyere çarpma testi sonucu, hızın fonksiyonu olarak grafikte gösterilmiştir. Bu testlerin 142'si yolcu taşıyan araç, 10 tanesi pikap kamyonet, 14 tanesi spor otomobil ve 15 tanesi de van tipi araçlar ile yapılmıştır. Sonuçların ortalamasına yolcu taşıyan araçlar büyük oranda etki etmiştir.

48 km/h ile yapılan test FMVSS 208 (Federal Motor Vehicle Safety Standards), 56 km/h ile yapılan test de NCAP (New Car Assessment Program) standardına göre belirlenmiş test hızlarıdır. Bu hızlar dışındaki hızlar ile yapılan testler sadece yolcu taşıyan araçlar ile yapılmıştır.

Sonuçlara göre, genel olarak çarpışma hızı arttıkça geri sıçrama katsayısının azaldığı kanısı desteklenmektedir. Ama bazı testlerde 56 km/h hızında geri sıçrama katsayısı 48 km/h hızdakinden büyük çıkmıştır. Bu da beklenmeyen bir sonuçtur.



Şekil 4.11 Çarpışma hızı-geri sıçrama katsayısı ilişkisi. (Monson,1995)

Sonuçlara göre, çarpışma hızı 70 km/h olmadıkça geri sıçrama katsayısının 0.1'in altına inmediği söylenebilir. Tüm araçlar bireysel olarak farklı sonuçlar vermiştir. Aynı tip araçlar için ortalama katsayılar belirlenmiştir. Sonuçlar tablodadır:

Çizelge 4.3 Test sonuçlarına göre belirlenen geri sıçrama katsayısı ortalamaları (Monson,1995)

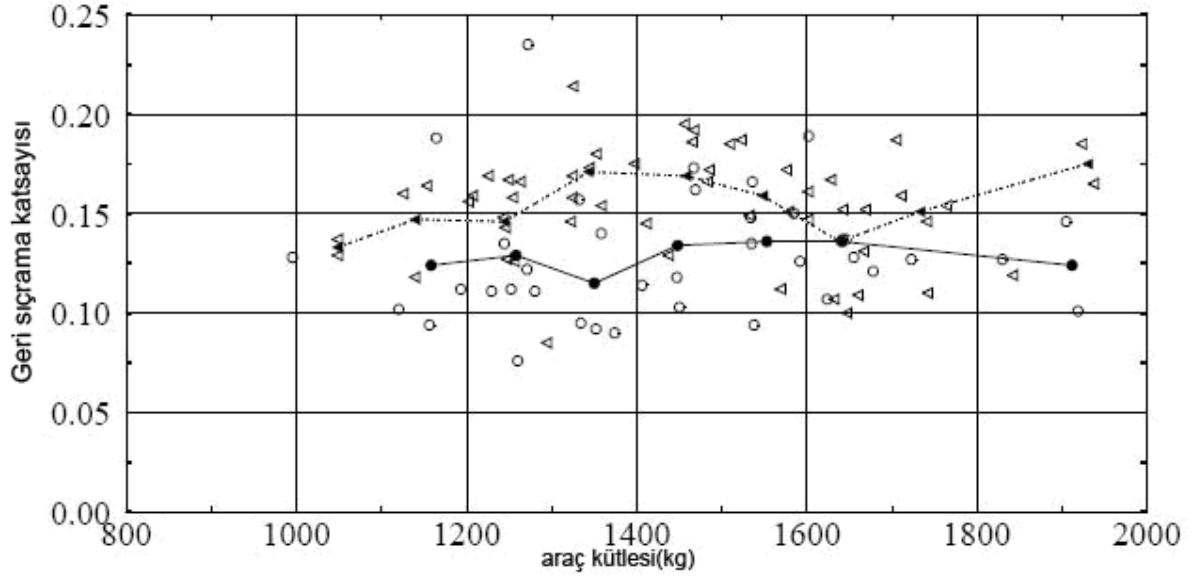
Araç tipi	48 km/h (FMVSS 208)		56 km/h (NCAP)	
	Ortalama e	Test sayısı	Ortalama e	Test sayısı
Yolcu taşıyan	0,139	53	0,152	70
Pikap kamyonet	0,105	5	0,160	5
Spor otomobil	0,135	6	0,146	8
Van	0,131	7	0,143	8

5. Çalışma - Araç Parametrelerinin Etkisi

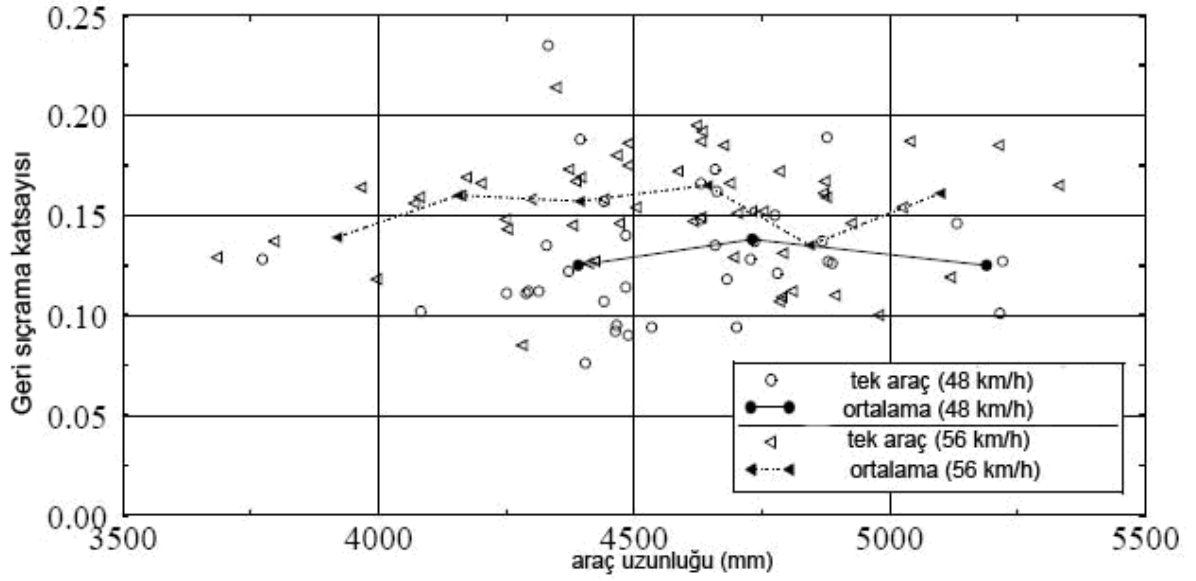
Bu çalışma, yolcu taşıyan araçlarla yapılmıştır.

Hız dışında başka parametreler de geri sıçrama katsayısı üzerinde etkilidir. Önden çarpışma durumu için araçların kütle farkı, araç uzunluğu, araç genişliği ve araç model yılı gibi parametrelerin geri sıçrama katsayısı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

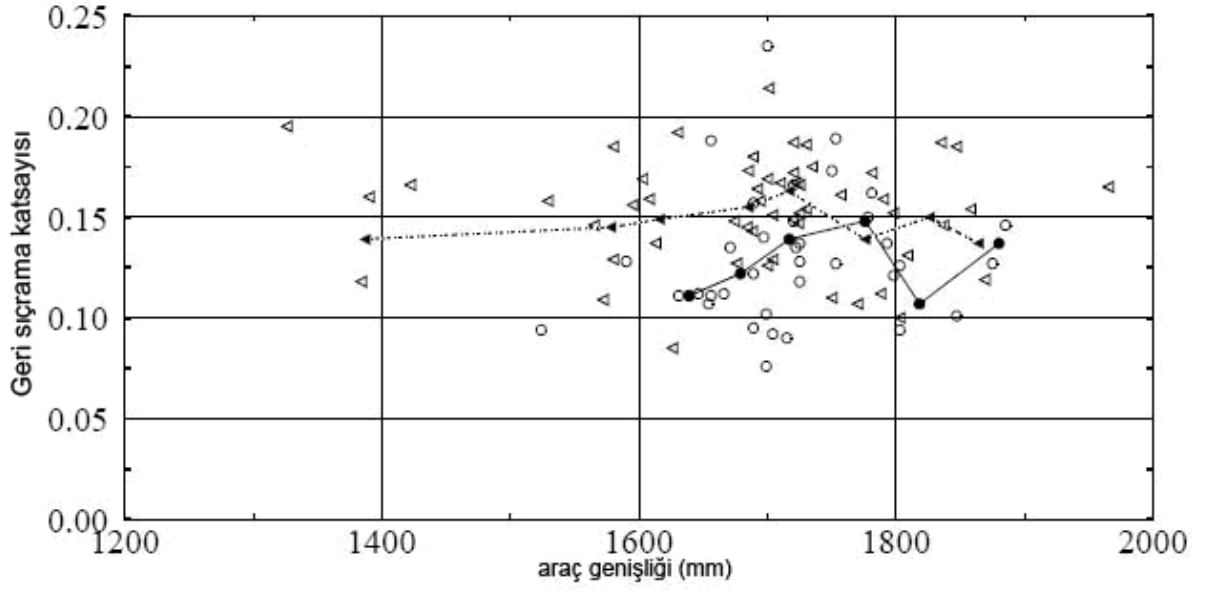
Sonuçlar, önden çarpışmada araç model yılı dışında diğer parametrelerin geri sıçrama katsayısı üzerinde belirli bir etkisi olmadığını göstermiştir. Aracın model yılı yükseldikçe, daha büyük bir geri sıçrama katsayısına sahip olduğu belirlenmiştir. Yeni araçlar eski araçlara göre daha sağlamdır sonucu buradan çıkarılabilir. 1985- 1990 modelleri arasında en düşük geri sıçrama katsayıları saptanmıştır. 1990'dan sonra ise her model yılı için geri sıçrama katsayısında yaklaşık 0,03'lük bir artış olduğu söylenebilir.



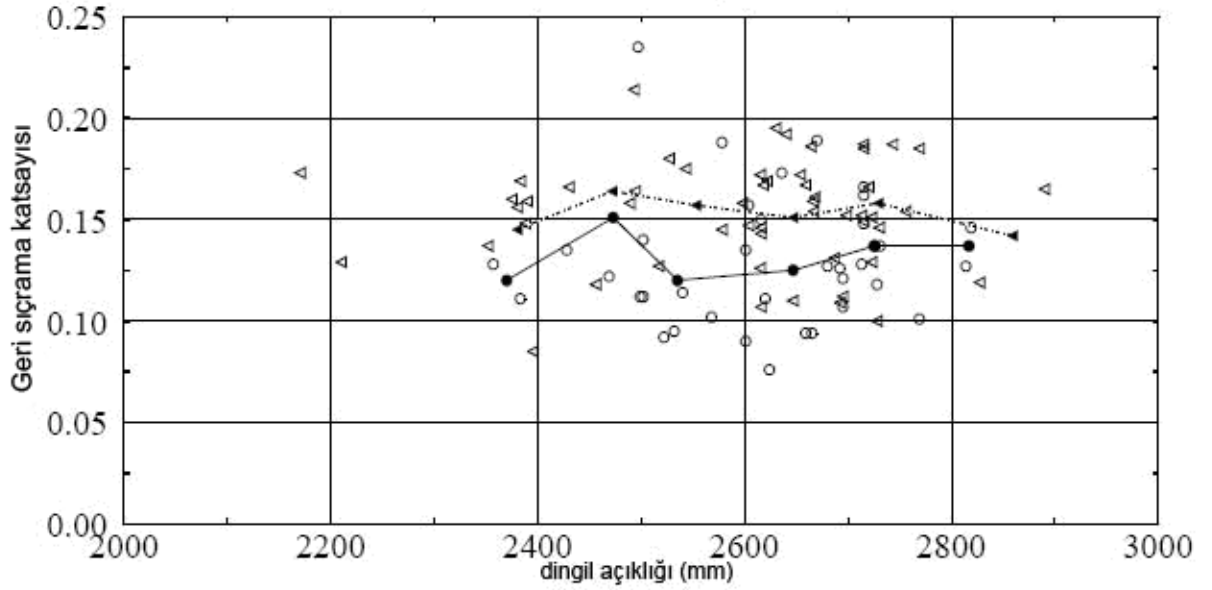
Şekil 4.12 Önden çarpışma durumu için araç kütlesinin geri sıçrama katsayısına etkisi. (Monson,1995)



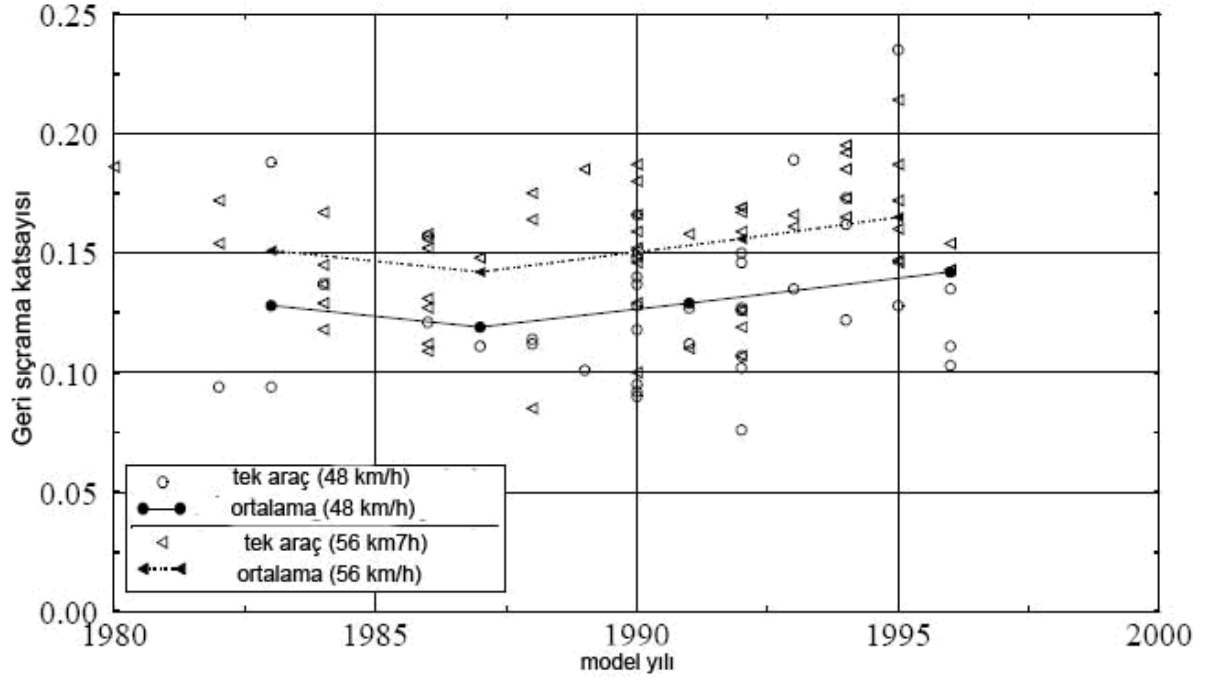
Şekil 4.13 Önden çarpışma durumu için araç uzunluğunun geri sıçrama katsayısına etkisi. (Monson,1995)



Şekil 4.14 Önden çarpışma durumu için araç genişliğinin geri sıçrama katsayısına etkisi. (Monson,1995)



Şekil 4.15 Önden çarpışma durumu için dingil açıklığının geri sıçrama katsayısına etkisi. (Monson,1995)



Şekil 4.16 Önden çarpışma durumu için model yılının geri sıçrama katsayısına etkisi. (Monson,1995)

Bu değerler, tam temaslı (full-width) çarpışmalar içindir. Yani araçlar, tüm genişlikleri ile çarpışmaya maruz kalmıştır. Kısmi temaslı çarpışmalar için yapılan testlerde geri sıçrama katsayısı değerleri aynı parametreler için daha düşük bulunmuştur.

Araç- bariyer çarpışma testlerinden her bir araç için belirlenen geri sıçrama katsayıları şu formülle araç-araç çarpışmalarında kullanılacak geri sıçrama katsayısına dönüştürülebilir:

e_1 : 1. Aracın bariyer testinde belirlenen geri sıçrama katsayısı

e_2 : 2. aracın bariyer testinde belirlenen geri sıçrama katsayısı

e : 1 ve 2 araçlarının çarpışması durumunda, çarpışmanın geri sıçrama katsayısı

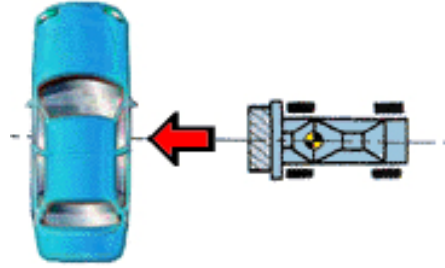
m_1 : 1. aracın kütlesi

m_2 : 2. aracın kütlesi

$$e = \sqrt{1 + \frac{m_2(e_1^2 - 1) + m_1(e_2^2 - 1)}{m_1 + m_2}} \quad (4.53)$$

4.2.3.2 Yandan Çarpışmada Geri sıçrama Katsayısı

Dünyada trafik kazalarında ölümlerin %30'u yandan çarpışmalarda yaşanmaktadır. Yandan çarpışmalarda yaralanmalar, önden çarpışmalara göre daha ciddi olmaktadır. Yandan çarpışma şeklinde gerçekleşen kaza sayısı, önden çarpışma şeklinde gerçekleşen kaza sayısının $\frac{1}{4}$ 'ü kadardır. Yandan çarpışma testleri, deforme olabilen hareketli bir çarpıcının, test aracına tam yandan çarpması şeklinde yapılmıştır. Çarpışma hızı ve kütle farklarının etkileri araştırılmıştır. Ancak, bu parametrelerin geri sıçrama katsayısı üzerindeki etkilerinin ihmal edilebilecek kadar az olduğu görülmüştür. 48 km/h ve 56 km/h hızlarıyla yapılan tüm testlerde, geri sıçrama katsayısı 0,1 ile 0,13 arasında değişmiştir.



Şekil 4.17 Yandan çarpışma testi.



Şekil 4.18 Yandan çarpışma sonucu oluşan hasar örnekleri.

4.2.3.3 Arkadan Çarpışmada Geri sıçrama Katsayısı

Rijit çarpıcının araca arkadan çarpması şeklinde 24 adet test yapılmıştır. 5 adet de önden arkaya araç-arac çarpışması testi yapılmıştır. Önden arkaya çarpma testlerinin 1 tanesi 65 km/h hız için yapılmıştır. 48 km/h ve 56 km/h çarpma hızlarında yapılan testlerde ortalama 0.12 değerinde bir katsayı belirlenmiştir. Böylece arkadan çarpışma için hızın, geri sıçrama katsayısı üzerinde etkili olmadığı görülmüştür.

Önden arkaya araç-arac çarpışmaları, çarpıcı kullanılan testlere göre daha karmaşık sonuçlar vermiştir. Bunun nedeni, çarpan aracın önü ve çarpılan aracın arkasının yapısal karakteristiklerinin çok karmaşık olması ve farklı özellikler içermesidir.



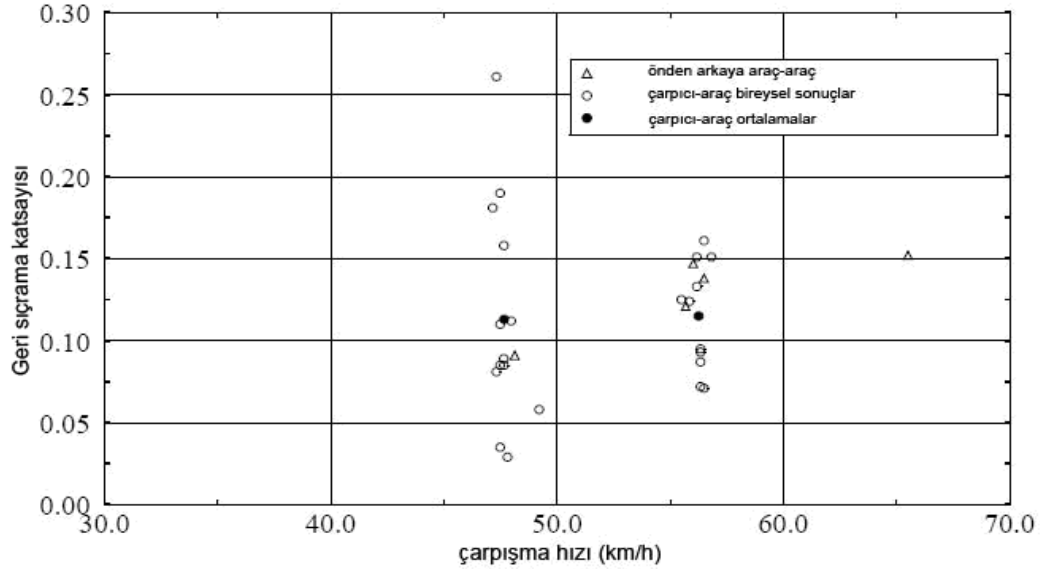
Şekil 4.19 Arkadan çarpışma testi.



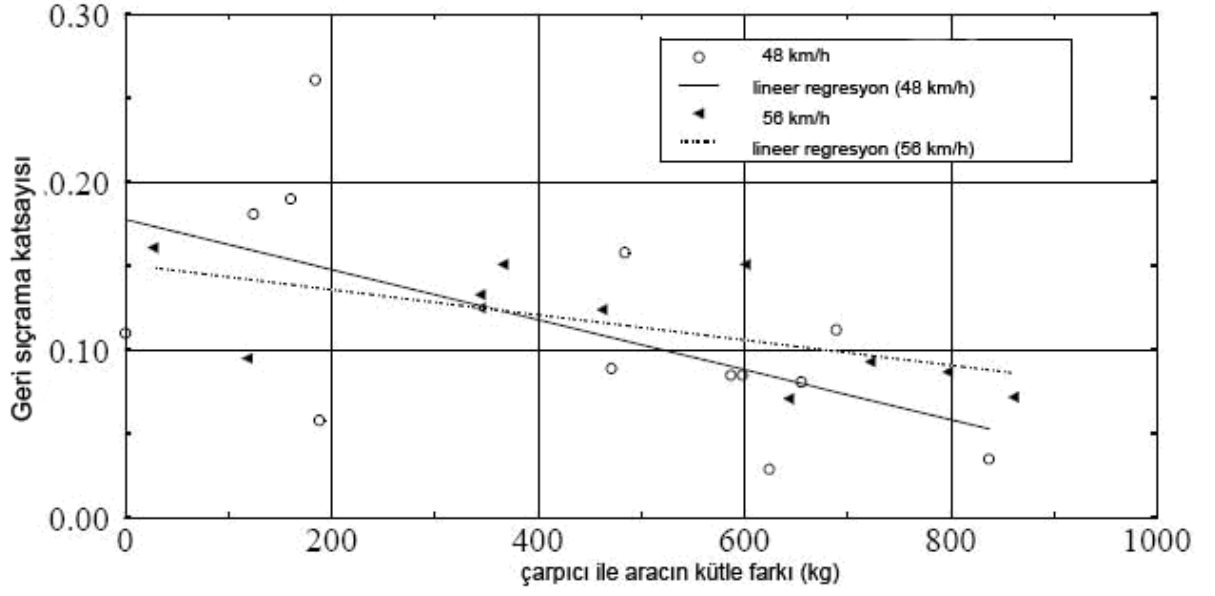
Şekil 4.20 Arkadan çarpışma sonucu oluşan hasar örnekleri.

Arkadan çarpışma için geri sıçrama katsayısı üzerinde etkili olan parametrelerin araç kütle farkları ve araç genişlikleri olduğu testler sonucunda belirlenmiştir. Çarpışan iki aracın kütleleri arasındaki fark arttıkça çarpışmanın geri sıçrama katsayısı azalmakta, yani enerji kaybı artmaktadır. Araç genişliği arttıkça, araç için geri sıçrama katsayısının arttığı görülmüştür.

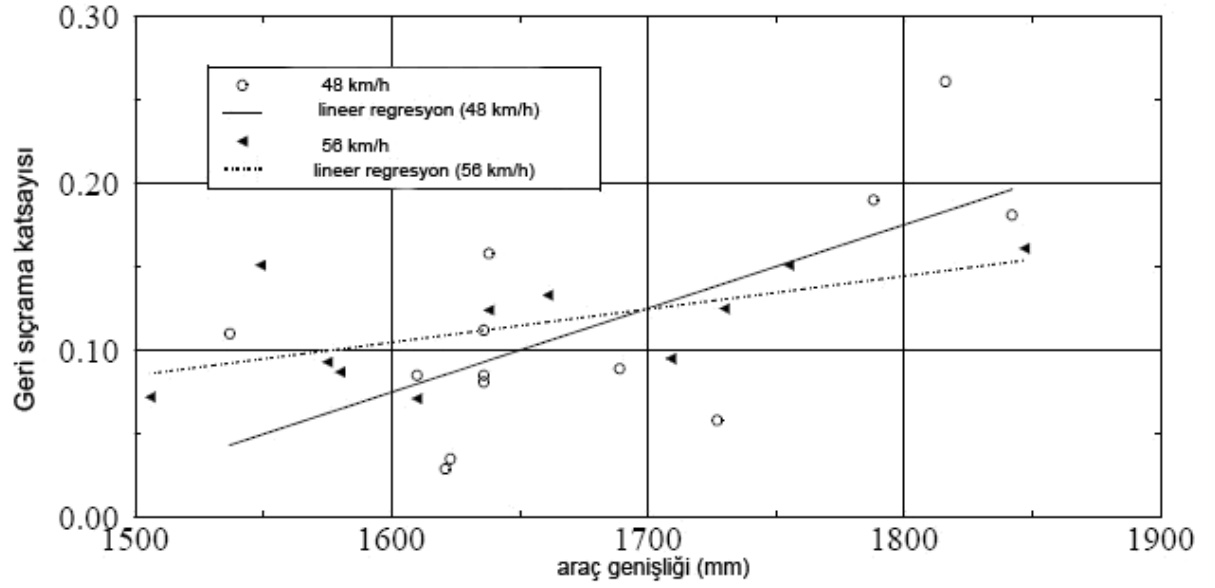
Araç model yılının etkisi arkadan çarpışma için belirlenememiştir. Datalar, kesin bir şey söylenemeyecek kadar karmaşık çıkmıştır.



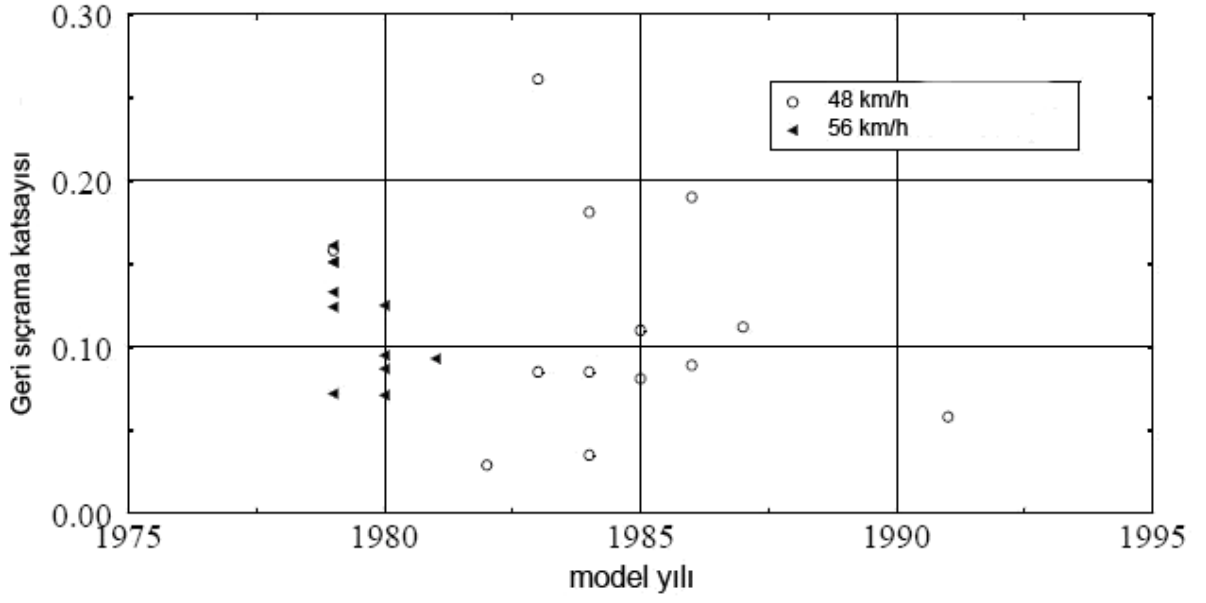
Şekil 4.21 Arkadan çarpışma durumu için çarpışma hızının geri sıçrama katsayısına etkisi. (Monson, 1995)



Şekil 4.22 Arkadan çarpışma durumu için kütle farkının geri sıçrama katsayısına etkisi. (Monson,1995)



Şekil 4.23 Arkadan çarpışma durumu için araç genişliğinin geri sıçrama katsayısına etkisi. (Monson,1995)

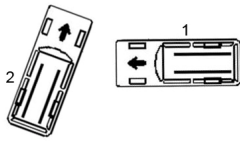


Şekil 4.24 Arkadan çarpışma durumu için model yılının geri sıçrama katsayısına etkisi. (Monson,1995)

4.2.4 Yönelim Açıları

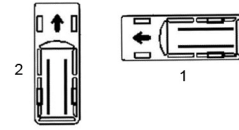
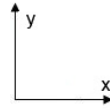
Şekil 3.2’de görüldüğü gibi yönelim açıları, saat yönünün tersi yön için pozitif değer almaktadır.

Örnek yönelim açıları şu şekildedir:



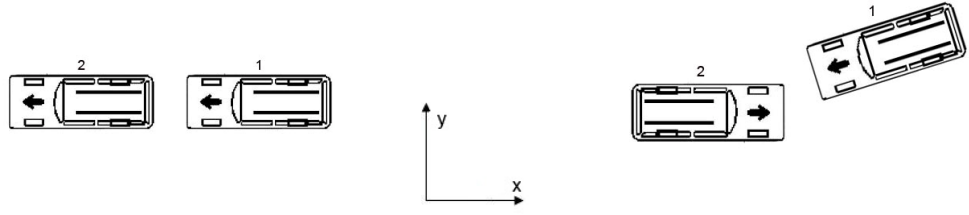
$$\theta_1 = 180$$

$$\theta_2 = 60$$



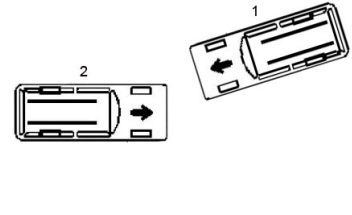
$$\theta_1 = 180$$

$$\theta_2 = 90$$



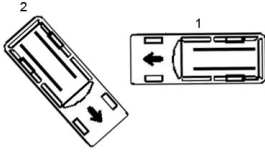
$$\theta_1 = 180$$

$$\theta_2 = 180$$



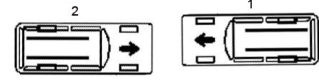
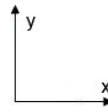
$$\theta_1 = 200(-160)$$

$$\theta_2 = 0$$



$$\theta_1 = 180$$

$$\theta_2 = 315(-45)$$



$$\theta_1 = 180$$

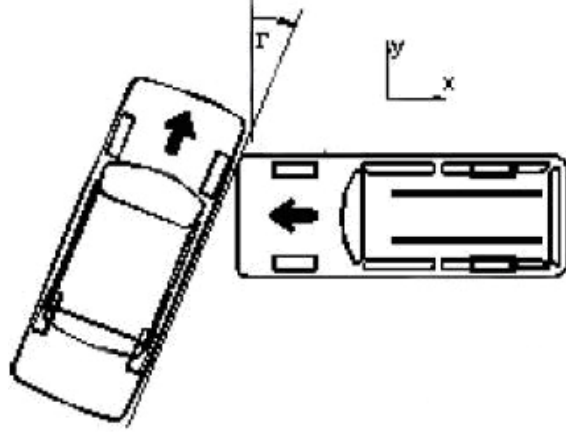
$$\theta_2 = 0$$

❖ Şekillerde açı birimleri derecedir.

Yönelim açıları, kazadaki araçların konumuna göre zemine yerleştirilen bir x-y düzlemi referans alınarak, analizci tarafından belirlenir. Yol açıları (ϕ) ise hesap ile bulunur.

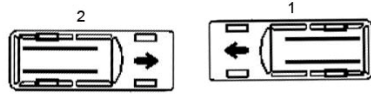
4.2.5 Deformasyon Yüzey Açısı

Bu açı, normal ve teğetsel doğrultudaki impulsların etkisini tayin eder. Normal ve teğetsel doğrultudaki hızlar olan $V_{in}, V_{it}, v_{in}, v_{it}$ hızları bu açıyla ilişkilidir. Araç üzerindeki deformasyona göre belirlenir. Ayrıca bu açı, x-y koordinat düzlemi ile n-t koordinat düzlemi arasındaki açıdır. Bu açının belirlenmesi için özel durumlar şu şekildedir:



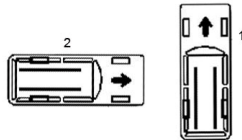
Şekil 4.25 Deformasyon yüzey açısı.

- Önden kafa kafaya (head-on) çarpışma durumunda $\Gamma = 0$ 'dır. Çünkü her iki aracın da ön kısımlarında, çarpışmadan önceki gövde yapısına göre açılı bir deformasyon oluşmaz.



$$\Gamma=0$$

- Tam yandan çarpışma durumunda $\Gamma = 0$ 'dır. Çünkü şekildeki 1 no'lu aracın yan kısmında, 2 no'lu aracın da ön kısmında çarpışmadan önceki gövde yapısına göre açılı bir deformasyon oluşmaz.



$$\Gamma=0$$

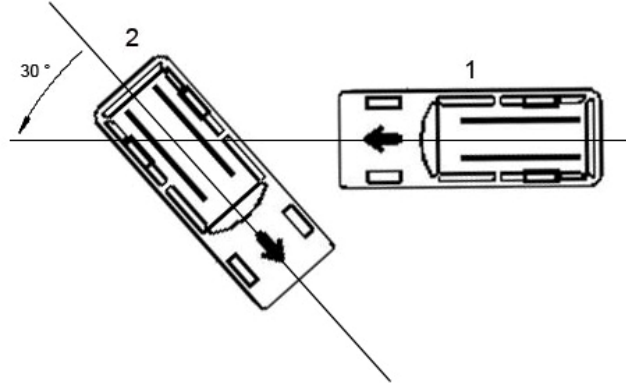
- Önden arkaya (rear-end) çarpışma durumunda $\Gamma = 0$ 'dır. Çünkü şekildeki 1 no'lu aracın ön kısmında, 2 no'lu aracın da arka kısmında çarpışmadan önceki gövde yapısına göre açılı bir deformasyon oluşmaz.



$$\Gamma=0$$

Deformasyon yüzey açısı araçlardan birine göre belirlenerek analize uygulanır.

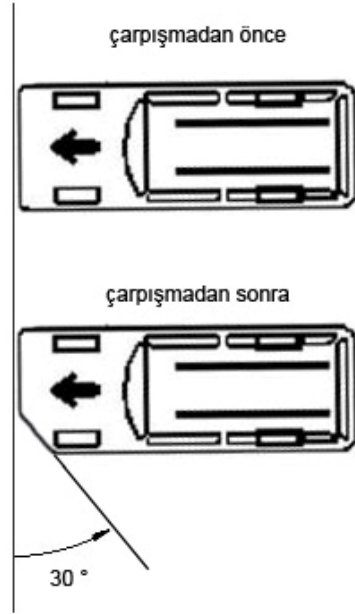
Örneğin;



Şekildeki çarpışmada yönelim açıları $\theta_1 = 180^\circ$, $\theta_2 = 330^\circ$ (-30°)'dir. Araçların uzunlamasına eksenleri arasında 30° vardır.

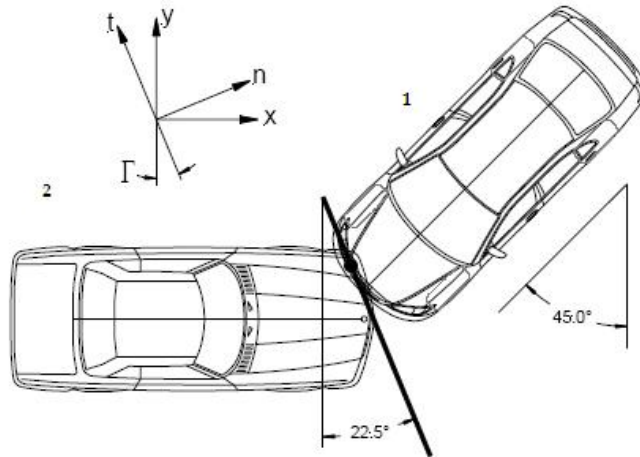
2 numaralı araç referans alınırsa deformasyon yüzey açısı 0° 'dir. Çünkü, 2. aracın deforme olmamış yüzeyi ile ezilmiş yüzeyi arasında açısal bir fark yoktur. Ezilme, içeriye göçme şeklindedir. Bu tip yandan çarpışmalarda, yandan darbe yiyen araç referans alınırsa, deformasyon yüzey açısı 0° kabul edilir.

1 numaralı araç referans alınırsa deformasyon yüzey açısı 30° kabul edilebilir. Aracın ön kısmındaki ezilme, aracın deformasyonsuz halinin ön kısmından 30° 'lik bir sapma yapmıştır. Zaten bu değer, iki aracın uzunlamasına eksenleri arasındaki açı kadardır.



Şekil 4.26 Deformasyon yüzey açısının ölçümü.

0° ve 30° olarak belirlenen bu değerler, deformasyon yüzey açısı için atanabilecek uç değerleridir. Ancak bu şekildeki seçimler yerine yönelim açılarını kullanarak ortalama bir Γ açısı belirlemek de mümkündür.



Şekildeki çarpışmada yönelim açıları $\theta_1 = 225^\circ$, $\theta_2 = 0^\circ$ 'dir. Araçların uzunlamasına eksenleri arasında 45° vardır.

Deformasyon yüzey açısı araçlardan biri referans alınarak ,uç değerler olan 0° ve 45° değerlerini alabilir. Ancak bu çarpışmada, deformasyonlar araçların ön kısımlarında gerçekleşmiştir ve çarpışma, açılı bir çarpışmadır. Deformasyon yüzey açısının 0° alınmaması daha uygundur. 1 numaralı araç, 2 numaralı araca şekildeki gibi köşeden değil de daha yandan çarpıyorsa, 2 numaralı araç referans alınarak deformasyon yüzey açısı 0° seçilebilirdi.

Deformasyon yüzey açısının belirlenmesinde yönelim açıları kullanılarak şu şekilde bir yaklaşım yapılabilir:

$$\Gamma = \text{Araçların uzunlamasına eksenleri arasındaki açı} / 2 \quad (4.54)$$

Yukarıdaki örnek için;

$$\Gamma = 45 / 2 = 22.5^\circ$$

Bu şekilde belirlenen açı değerinin işareti, araç konfigürasyonuna göre, deformasyonunun yönü dikkate alınarak seçilir.

Bu yöntem, yaklaşık bir sonuç için geçerli bir yöntemdir. Gerçek Γ değeri, deformasyonlu araç üzerinden ölçülerek belirlenmelidir.

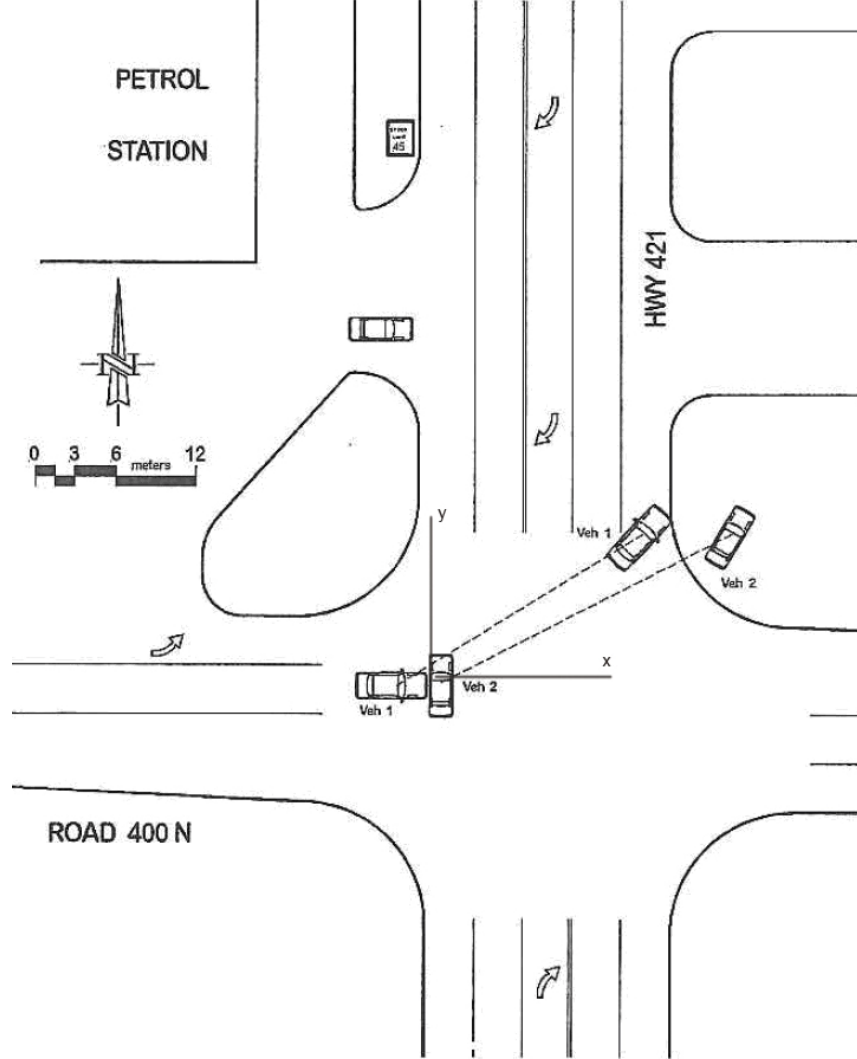
Deformasyon yüzey açısının yönü, yönelim açılarında olduğu gibi saat yönüne ters yönde pozitifdir. Değerin 30° veya -330° olması, sonuçları etkilemez.

Bu açının farklı seçilmesi, enerji kaybı ve hız değişimlerini önemli ölçüde etkilemez. Sadece n ve t doğrultusundaki değerleri ve bileşenleri etkiler.

4.3 Nokta-kütle Yöntemi ile Kaza Analizi Örnekleri

Bu bölümde nokta-kütle metoduyla kaza analizi hakkında literatürden 2 örnek verilmiştir.

Örnek 1



Şekildeki gibi gerçekleşen bir kazada, analiz için gerekli olan girdi değerleri şu şekildedir:

Yer değiştirmeler:

$$x_1 = 18.3 \text{ m}$$

$$y_1 = 11.4 \text{ m}$$

$$x_2 = 21.7 \text{ m}$$

$$y_2 = 11.2 \text{ m}$$

Yönelim açıları:

$$\theta_1 = 0^\circ \text{ ve } \theta_2 = 90^\circ$$

Araç kütleleri:

$$m_1 = 1695 \text{ kg}$$

$$m_2 = 1590 \text{ kg}$$

Sürtünme katsayıları:

İki araç da aynı yüzeyde olduğu için $f_1 = f_2 = 0.7$ (kuru asfalt)

Deformasyon yüzey açısı:

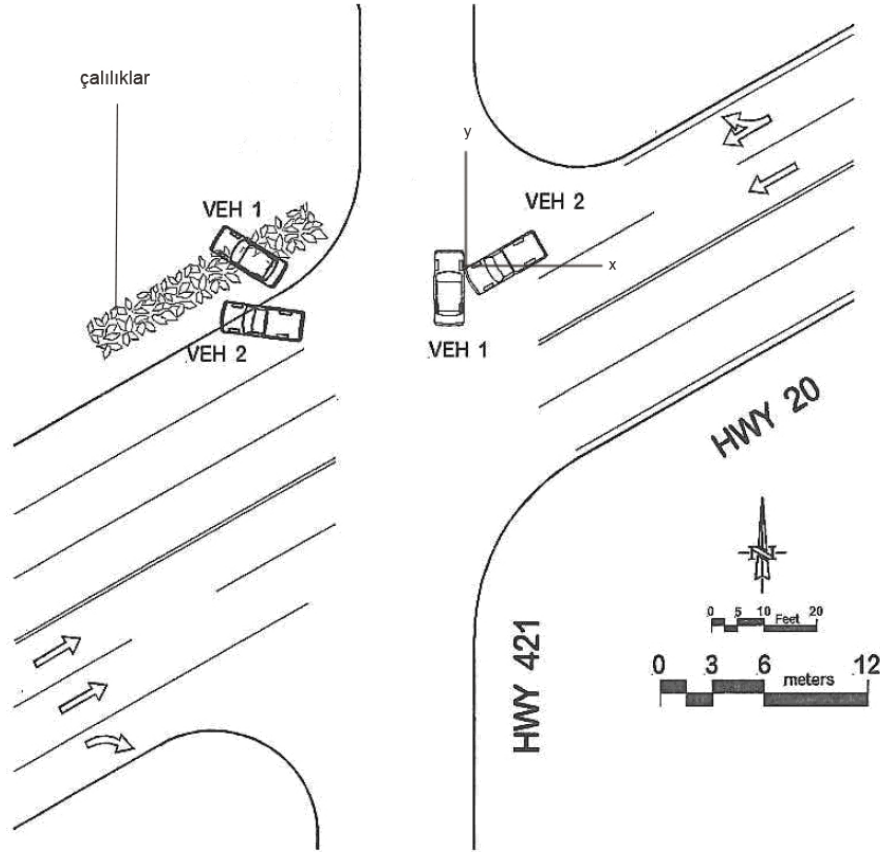
Tam yandan çarpışma olduğu için $\Gamma = 0^\circ$

Bu değerlere göre analiz sonuçları şu şekildedir:

		1. Araç	2. Araç	Birim
Çarpışma sonrası yer değiştirme	d	21.56	24.42	m
Çarpışma sonrası yol açıları	ϕ	31.9	27.3	°
Çarpışma sonrası hızlar	V	61.94	65.92	km/h
	V_x	14.6	16.27	m/s
	V_y	9.10	8.40	m/s
İlk hızlar	v	107.8	65	km/h
	v_x	29.94	0	m/s
	v_y	0	18.05	m/s
Hız değişimleri	ΔV	64.22	68.11	km/h
Geri sıçrama katsayısı	e	0.06		
İmpuls oranı	μ	-0.59		
Kritik impuls oranı	μ_c	-0.60		
Enerji değerleri	İlk enerji	1.020.643		J
	Son enerji	519.016		J
	Enerji kaybı	501.626 (% 49)		J

Geri sıçrama katsayısı 0 ile 0.3 arasındadır. İmpuls oranı da $|\mu| \leq |\mu_c|$ eşitliğini sağlamaktadır. Yani analiz gerçekçidir.

Örnek 2



Şekildeki gibi gerçekleşen bir kazada, analiz için gerekli olan girdi değerleri şu şekildedir:

Yer değiştirmeler:

$$x_1 = -11.7 \text{ m}$$

$$y_1 = 0.6 \text{ m}$$

$$x_2 = -12.9 \text{ m}$$

$$y_2 = -3.3 \text{ m}$$

Yönelim açıları:

$$\theta_1 = 90^\circ \text{ ve } \theta_2 = 210^\circ$$

Araç kütleleri:

$$m_1 = 1270 \text{ kg}$$

$$m_2 = 1722 \text{ kg}$$

Sürtünme katsayıları:

İki araç da aynı yüzeyde olduğu için $f_1 = f_2 = 0.7$ (kuru asfalt)

Deformasyon yüzey açısı:

Yandan çarpışmalarda, yandan darbe alan araca göre deformasyon yüzey açısının 0° alındığı daha önceki bölümlerde belirtilmişti. Bu yüzden 1. araç referans alınarak $\Gamma = 0^\circ$ seçilmiştir. 2. araç referans alınsaydı, iki aracın uzunlamasına eksenleri arasındaki açı olan 30° değeri kabul edilecekti. Veya yönelim açılarına göre ortalama değer belirlenseydi $30/2=15^\circ$ kabul edilecekti. Ama bu tip yandan çarpışmalarda bu açı genellikle 0° kabul edilmektedir.

Bu değerlere göre $e=-0.02$, $\mu = 1.03$, $\mu_c = 1.21$ çıkmıştır. Geri sıçrama katsayısı negatif değer alamaz. Bu yüzden analizi iyileştirmek gereklidir. Girdi değerlerinden uygun olanı değiştirilip gerçeğe yakın sonuçlara ulaşmak gerekir.

Şekilde görüldüğü gibi, 1 numaralı araç çarpışmadan sonra çalılıklara girmiştir. Yani çalılıklar bu aracın lastikleri ile yol arasındaki sürtünme katsayısını değiştirmiştir. Bu durumun etkisini, f_1 sürtünme katsayısı 0.7 'den 0.75 'e çıkararak analize uygularsak sonuçlar uygun çıkmaktadır. Sonuçlar şu şekildedir:

		1. Araç	2. Araç	Birim
Çarpışma sonrası yer	d	11.72	13.32	m
Çarpışma sonrası yol	ϕ	177.1	194.3	°
Çarpışma sonrası hızlar	V	47.26	48.67	km/h
	V_x	-13.11	-13.10	m/s
	V_y	0.67	-3.35	m/s
İlk hızlar	v	50.2	94.6	km/h
	v_x	0	-22.76	m/s
	v_y	13.95	-13.14	m/s
Hız değişimleri	ΔV	67.17	49,53	km/h
Geri sıçrama katsayısı	e	0		
İmpuls oranı	μ	1.01		
Kritik impuls oranı	μ_c	1.19		
Enerji değerleri	İlk enerji	719.099		J
	Son enerji	267.001		J
	Enerji kaybı	452.098 (% 62.9)		J

5. DÜZLEMSEL ÇARPIŞMA MEKANIĞI

Bu yöntem hasar bazlı bir analiz yöntemidir.

Nokta-kütle uygulamalarında açısal hızlar, ataletler ve açısal momentumlar ihmal edilmiştir. Bu yöntemde ise bu etkiler ihmal edilmemektedir. Rotasyonel hareketler dikkate alınmaktadır.

Düzlemsel çarpışma mekaniğinde de temel kanun, momentumun korunumu kanunudur. Yani Newton'un 2. kanunundan faydalanılır.

Bu yöntemin diğer adı; '*rijit gövde çarpışma teorisi*'dir. Rijit gövde söylemi, araçlar deforme olmuyor demek değildir. Rotasyonel hareketler de dikkate alınmıyor demektir.

Bu yöntemde de geri sıçrama katsayısı normal doğrultusundaki enerji kaybını ve hız değişimlerini, impuls oranı da teğetsel doğrultudaki enerji kaybını ve hız değişimlerini belirler.

Düzlemsel çarpışma mekaniği, son hızlardan ilk hıza geçişe izin vermediği için nokta kütle yöntemi gibi bir rekonstrüksiyon yöntemi değildir. Ancak bu yöntemle, bir çarpışmanın bilinen son koşullara ulaşmak için ilk koşullar deneme yanılma yöntemi ile değiştirilebilir ve bir eşleşme sağlanabilir. Örneğin; bir çarpışmanın, CRASH 3 yöntemi ile enerji kaybı bulunur. Düzlemsel çarpışma mekaniğinde girdi değerleri ile bu enerji kaybı CRASH 3 ile

eşleştirilir ve böylece hız değişimleri (ΔV) ve diğer etkiler görülebilir. Veya herhangi bir çarpışmanın ilk koşulları bilindiği takdirde, son koşulları detaylı olarak görülebilir.

Düzlemsel çarpışma mekaniği uygulamalarında;

- Kısa süreli dinamik temas gerçekleşir.
- Temas kuvvetleri dışındaki kuvvetler ihmal edilir.
- Araçların rotasyonel hareketleri dikkate alınır.
- İlk hızlar bilinir, son hızlar bulunur.
- Deformasyon, lokal ve küçüktür.
- Temas süresince araçların pozisyon değişimi ihmal edilebilir. Küçüktür.
- Hız değişimleri anidir ve ivmeler büyüktür.

Özet olarak; düzlemsel çarpışma mekaniği açısal hızları, açısal impulsları, normal ve teğetsel doğrultudaki enerji kayıplarını da içeren çok detaylı bir analiz yöntemidir. Rotasyonel yani dönme hareketinin etkileri de analize katılır.

Hesap için gerekli bilgiler 4 kategoriye ayrılabilir:

- 1) İlk hız bileşenleri : $v_{1x}, v_{1y}, \omega_1, \omega_2, v_{2x}, v_{2y}$
- 2) Araçların fiziksel özellikleri : m_1, m_2, I_1, I_2
- 3) Araçların yönelim açıları (headings): θ_1, θ_2
- 4) Çarpışma-hasar karakteristikleri : $d_1, \phi_1, d_2, \phi_2, \Gamma, e, \mu$

$d_1, \phi_1, d_2, \phi_2, \Gamma$ parametreleri hasar ile , e, μ parametreleri de enerji kaybı ile ilgilidir.

Şekilde m_1 ve m_2 kütleli, I_1 ve I_2 eylemsizlik momentli iki araç, C temas noktaları ve açılar gösteriliyor. x-y koordinat sistemi zemine yerleştirilmiştir. Şekil üzerinde gösterilen açı ve uzunlukların açıklamaları şöyledir:

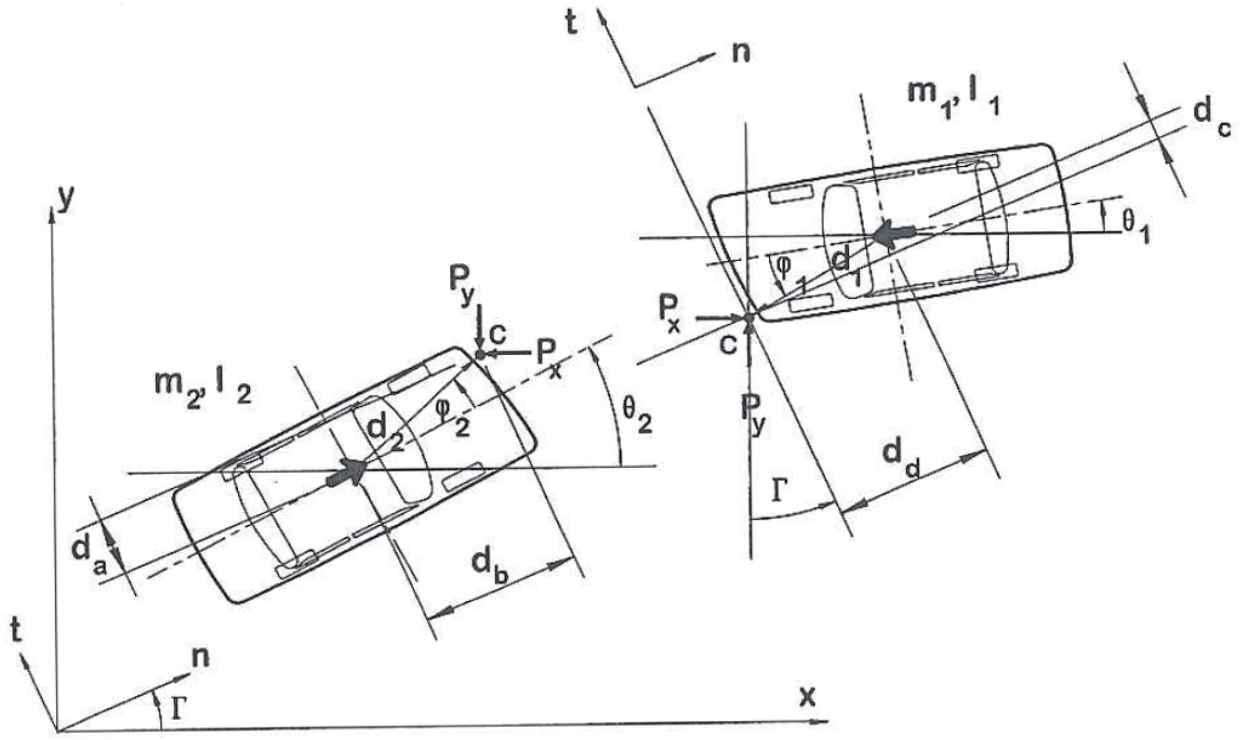
d_1 ve d_2 : Araç ağırlık merkezleri ile temas noktası olan C arasındaki uzaklıklar.

ϕ_1, ϕ_2 : Uzunlamasına araç eksenine ile d_1 ve d_2 doğrultusu arasındaki açılar.

θ_1, θ_2 : Çarpma anında araçların yönelim açıları. (headings)

Γ : Deformasyon yüzey açısı. Nokta-kütle yöntemindeki açıklamalar, bu yöntem için de geçerlidir.

d_a, d_b, d_c, d_d : Normal ve teğetsel doğrultudaki impuls bileşenlerinin moment kolları.



Şekil 5.1 Düzlemde çarpışan iki aracın serbest cisim diyagramı.(Brach,2005)

İki aracın çarpışmaları esnasındaki temas noktaları olan C noktaları, her zaman kesin olarak bilinmese de yaklaşık olarak belirlenebilir. Bu noktaya çarpışma veya temas noktası denir.

Temas kuvvetleri, diğer kuvvetlerden çok daha büyüktür. Genel olarak kaza analizinde aerodinamik ve lastik kuvvetleri de dikkate alınır. Ama düzlemsel çarpışma mekaniğinde diğer kuvvetlerin etkileri ihmal edilir.

Eğimli bir yüzeyde gerçekleşen çarpışmalar için de bu yöntem kullanılabilir. Eğime sahip olsa da yüzey bir düzlemdir. Temas halindeki iki aracın temas kuvvetleri diğer kuvvetlerin yanında çok daha büyüktür. Bu yüzden eğimin etkisi de ihmal edilebilir.

Newton'un impuls-momentum kanunları, araçlar üzerine direkt olarak uygulanabilir.

Normal doğrultusunda momentumun korunumu:

$$m_1 V_{1n} + m_2 V_{2n} = m_1 v_{1n} + m_2 v_{2n} \quad (5.1)$$

Teğetsel doğrultuda momentumun korunumu:

$$m_1 V_{1t} + m_2 V_{2t} = m_1 v_{1t} + m_2 v_{2t} \quad (5.2)$$

Düzlemde çarpışan iki aracın çarpışma anındaki hızlarının v_1 ve v_2 (km/h) olduğunu kabul edersek hesaplar şu şekildedir:

$$\begin{aligned} d_a &= d_2 \sin(\theta_2 + \phi_2 - \Gamma) \\ d_b &= d_2 \cos(\theta_2 + \phi_2 - \Gamma) \\ d_c &= d_1 \sin(\theta_1 + \phi_1 - \Gamma) \\ d_d &= d_1 \cos(\theta_1 + \phi_1 - \Gamma) \end{aligned} \quad (\text{m}) \quad \text{İmpuls bileşenlerinin moment kolları} \quad (5.3)$$

İlk hız bileşenleri:

$$\begin{aligned} v_{1x} &= -v_1 \cdot \cos \theta_1 / 3.6 \\ v_{2x} &= v_2 \cdot \cos \theta_2 / 3.6 \\ v_{1y} &= v_1 \cdot \sin \theta_1 / 3.6 \\ v_{2y} &= v_2 \cdot \sin \theta_2 / 3.6 \end{aligned} \quad (\text{m/s}) \quad (5.4)$$

$$\begin{aligned} v_{1n} &= (v_{1x} \cos \Gamma + v_{1y} \sin \Gamma) \\ v_{2n} &= (v_{2x} \cos \Gamma + v_{2y} \sin \Gamma) \\ v_{1t} &= (-v_{1x} \sin \Gamma + v_{1y} \cos \Gamma) \\ v_{2t} &= (-v_{2x} \sin \Gamma + v_{2y} \cos \Gamma) \end{aligned} \quad (\text{m/s}) \quad (5.5)$$

Bu hızlar araçların ağırlık merkezlerinin hızlarıdır.

C noktasındaki ilk hız bileşenleri:

$$\begin{aligned} v_{1cn} &= v_{1n} + dc \cdot \omega_1 \\ v_{2cn} &= v_{2n} - da \cdot \omega_2 \\ v_{1ct} &= v_{1t} - dd \cdot \omega_1 \\ v_{2ct} &= v_{2t} + db \cdot \omega_2 \end{aligned} \quad (\text{m/s}) \quad (5.6)$$

$\omega_{1,2}$: Araçların ilk açısal hızları (rad/s) (Genellikle 0 kabul edilir.)

Son hız bileşenleri:

$$\begin{aligned}
 V_{1n} &= v_{1n} + \bar{m}(1+e)v_{rn}q/m_1 \\
 V_{1t} &= v_{1t} + \mu\bar{m}(1+e)v_{rn}q/m_1 \\
 V_{2n} &= v_{2n} - \bar{m}(1+e)v_{rn}q/m_2 \\
 V_{2t} &= v_{2t} - \mu\bar{m}(1+e)v_{rn}q/m_2
 \end{aligned} \quad (\text{m/s}) \quad (5.7)$$

$$v_{rn} = (v_{2n} - d_a\omega_2) - (v_{1n} + d_c\omega_1) = v_2cn - v_1cn \quad (5.8)$$

$$\begin{aligned}
 V_{1x} &= V_{1n} \cos \Gamma - V_{1t} \sin \Gamma \\
 V_{2x} &= V_{2n} \cos \Gamma - V_{2t} \sin \Gamma \\
 V_{1y} &= V_{1n} \sin \Gamma + V_{1t} \cos \Gamma \\
 V_{2y} &= V_{2n} \sin \Gamma + V_{2t} \cos \Gamma
 \end{aligned} \quad (\text{m/s}) \quad (5.9)$$

$$\begin{aligned}
 V_1 &= \sqrt{V_{1x}^2 + V_{1y}^2} \\
 V_2 &= \sqrt{V_{2x}^2 + V_{2y}^2}
 \end{aligned} \quad (5.10)$$

Bu hızlar araçların ağırlık merkezlerinin hızlarıdır.

C noktasındaki son hız bileşenleri:

$$\begin{aligned}
 V_1cn &= V_{1n} + dc.\Omega_1 \\
 V_2cn &= V_{2n} - da.\Omega_2 \\
 V_1ct &= V_{1t} - dd\Omega_1 \\
 V_2ct &= V_{2t} + db\Omega_2
 \end{aligned} \quad (\text{m/s}) \quad (5.11)$$

C noktasındaki bağıl hızlar:

$$\begin{aligned}
 V_{Crm} &= V_{1n} + d_c\Omega_1 - V_{2n} + d_a\Omega_2 \\
 v_{Crm} &= v_{1n} + d_c\omega_1 - v_{2n} + d_a\omega_2
 \end{aligned} \quad (5.12)$$

$$\begin{aligned}
 \Omega_1 &= \omega_1 + \bar{m}(1+e)v_{rn}(d_c - \mu d_d)q/I_1 \\
 \Omega_2 &= \omega_2 + \bar{m}(1+e)v_{rn}(d_a - \mu d_b)q/I_2
 \end{aligned} \quad (\text{rad/s}) \quad \text{Son açısal hızlar} \quad (5.13)$$

Burada;

$$q = 1 + \frac{\bar{m}d_a^2}{I_2} + \frac{\bar{m}d_c^2}{I_1} - \mu \left(\frac{\bar{m}d_c d_d}{I_1} + \frac{\bar{m}d_a d_b}{I_2} \right) \quad (5.14)$$

$$\bar{m} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \quad (5.15)$$

İmpuls oranı :

$$\mu = \frac{rA + (1+e)B}{(1+e)(1+C) + rB} \quad (5.16)$$

$$A = 1 + \frac{\bar{m}d_c^2}{I_1} + \frac{\bar{m}d_a^2}{I_2} \quad (5.17)$$

$$B = \frac{\bar{m}d_c d_d}{I_1} + \frac{\bar{m}d_a d_b}{I_2} \quad (5.18)$$

$$C = \frac{\bar{m}d_d^2}{I_1} + \frac{\bar{m}d_b^2}{I_2} \quad (5.19)$$

$$r = \frac{(v_{2t} - d_b \omega_2) - (v_{1t} + d_d \omega_1)}{(v_{2n} - d_a \omega_2) - (v_{1n} + d_c \omega_1)} \quad (5.20)$$

Hız değişimleri (ağırlık merkezlerinin):

$$\begin{aligned} \Delta V_1 &= \sqrt{(V_{1x} - v_{1x})^2 + (V_{1y} - v_{1y})^2} \\ \Delta V_2 &= \sqrt{(V_{2x} - v_{2x})^2 + (V_{2y} - v_{2y})^2} \end{aligned} \quad (\text{m/s}) \quad (5.21)$$

İmpuls hesapları:

$$\begin{aligned} P_x &= m_1(V_{1x} - v_{1x}) \\ P_y &= m_1(V_{1y} - v_{1y}) \quad (\text{Ns}) \quad \text{x-y düzleminde impuls bileşenleri} \\ P &= \sqrt{P_x^2 + P_y^2} \end{aligned} \quad (5.22)$$

$$\begin{aligned} P_n &= m_1(V_{1n} - v_{1n}) \\ P_t &= m_1(V_{1t} - v_{1t}) \quad (\text{Ns}) \quad \text{n-t düzleminde impuls bileşenleri} \\ P &= \sqrt{P_n^2 + P_t^2} \end{aligned} \quad (5.23)$$

İmpuls bileşenleri arasındaki ilişki şu şekildedir:

$$\begin{aligned} P_n &= P_x \cos \Gamma + P_y \sin \Gamma \\ P_t &= P_x \sin \Gamma + P_y \cos \Gamma \end{aligned} \quad (5.24)$$

Newton'un 2. kanununa göre açısal momentumdaki değişim, cisimler üzerine etkiyen impulsların momentine eşittir.

$$\begin{aligned} I_1(\Omega_1 - \omega_1) &= P_n d_c - P_t d_d \\ I_2(\Omega_2 - \omega_2) &= P_n d_a - P_t d_b \end{aligned} \quad (5.25)$$

$$\begin{aligned} I_1 &= m_1 k_1^2 \\ I_2 &= m_2 k_2^2 \end{aligned} \quad (5.26)$$

$I_{1,2}$: Araçların eylemsizlik momentleri (kg m²)

Burada k_1 ve k_2 , cisimlerin ağırlık merkezlerine göre dönme yarıçaplarıdır. (m)

Açısal momentumun da korunduğu kazalar olabilmektedir fakat pek sık görülmez.

❖ Tüm denklemlerde Γ, θ, ϕ açılarının birimi radyandır.

İlk enerji:

$$E_{ilk} = \frac{m_1(v_{1x}^2 + v_{1y}^2) + m_2(v_{2x}^2 + v_{2y}^2) + I_1\omega_1^2 + I_2\omega_2^2}{2} \quad (J) \quad (5.27)$$

Son enerji:

$$E_{son} = \frac{m_1(V_{1x}^2 + V_{1y}^2) + m_2(V_{2x}^2 + V_{2y}^2) + I_1\Omega_1^2 + I_2\Omega_2^2}{2} \quad (J) \quad (5.28)$$

$$\text{Enerji kaybı} = E_{ilk} - E_{son} \quad (5.29)$$

Normal (n) doğrultusunda enerji kaybı (ezilme enerji kaybı):

$$E_{crush.loss} = P_n \frac{(V_2cn - V_1cn) + (v_2cn - v_1cn)}{2} \quad (J) \quad (5.30)$$

$$\%E_{crush.loss} = \frac{E_{crush.loss}}{E_{ilk}} \times 100 \quad (5.31)$$

Teğetsel (t) doğrultuda enerji kaybı:

$$E_{t.loss} = P_t \frac{(V_2ct - V_1ct) + (v_2ct - v_1ct)}{2} \quad (J) \quad (5.32)$$

$$\%E_{t.loss} = \frac{E_{t.loss}}{E_{ilk}} \times 100 \quad (5.33)$$

Enerji ve enerji kaybı birer vektör değildir. Ama düzlemsel çarpışma mekaniğinde normal ve teğetsel doğrultuda enerji kaybı bu şekilde bölüştürülebilir.

Sistemin toplam enerji kaybı:

$$\sum E_{loss} = E_{crush.loss} + E_{t.loss} \quad (J) \quad (5.34)$$

$$E_{crush.loss} + E_{t.loss} = E_{ilk} - E_{son} \quad (5.35)$$

Enerji kaybı şu formülle de bulunabilir;

$$T_L = \frac{1}{2} \bar{m} q v_m^2 (1+e) \left[2 + 2\mu r - (1+e)q \left(1 + \mu^2 + \frac{\bar{m}d_e^2}{I_1} + \frac{\bar{m}d_f^2}{I_2} \right) \right] \quad (J) \quad (5.36)$$

Burada;

$$\begin{aligned} d_e &= d_c - \mu d_d \\ d_f &= d_a - \mu d_b \end{aligned} \quad (5.37)$$

5.1 Düzlemsel Çarpışma Mekaniği ile Kaza Analizindeki Önemli Parametreler

5.1.1 Geri sıçrama Katsayısı ve İmpuls Oranı

Kaza analizinde, geri sıçrama katsayısı değerinin belirlenmesi sık yaşanan bir problemdir. Çoğu kez, tecrübe edinilmiş çarpışmalardaki değerler kullanılır. Bölüm 4.2.3'te geri sıçrama katsayısı ile ilgili açıklanan genel bilgiler, düzlemsel çarpışma mekaniği için de geçerlidir.

Düzlemsel çarpışma mekaniğinde, geri sıçrama katsayısı genellikle çok düşüktür.(Örneğin 0.1) Yani çarpışmalar yüksek hızlarda ve yüksek derecede inelastik kabul edilir. Bu yöntemde, nokta-kütle yönteminin aksine, geri sıçrama katsayısı hesaplanamaz. Bir girdi değeridir. Normal doğrultusundaki hız değişimlerini ve enerji kaybını kontrol eder.

Düzlemsel çarpışma mekaniğinde geri sıçrama katsayısı C noktasındaki bağıl hızların oranıdır. Nokta-kütle yönteminde ise ağırlık merkezlerinin hızları oranıdır.

$$e = -V_{Cm} / v_{Cm} \quad (5.38)$$

$$\text{Çarpışma sonundaki bağıl hız} \quad V_{Cm} = V_{1n} + d_c \Omega_1 - V_{2n} + d_a \Omega_2 \quad (5.39)$$

$$\text{Çarpışma anındaki bağıl hız} \quad v_{Cm} = v_{1n} + d_c \omega_1 - v_{2n} + d_a \omega_2 \quad (5.40)$$

Ishikawa, bir çalışmasında (1993, 'Impact Model for Accident Reconstruction', 93054, SAE International) düzlemsel çarpışma mekaniğine benzer bir model oluşturmuştur. Japonya'daki kazalardan edindiği datalar ile geri sıçrama katsayısı değerleri belirlemiştir. Yandan çarpışma datalarından 32, önden çarpışma datalarından 13 değer belirlemiştir. Önden çarpışma datalarından belirlediği geri sıçrama katsayısı değerleri 0 ile 0,15 arasında değişmiştir ve 0,07 olarak bir ortalama belirlemiştir. Yandan çarpışma datalarından da -0,32 ile 0,51 arasında değişen geri sıçrama katsayıları belirlemiştir ve 0,10 olarak bir ortalama atamıştır. Burada, e 'nin negatif değer aldığı durum için Ishikawa, araçların birbiri içinden geçtiğini varsaymıştır. Bu durum, gerçek çarpışmalarda imkansızdır. Bu yüzden Ishikawa'nın çalışmaları bir çok soruya açık gibi görünmektedir.

Düzlemsel çarpışma mekaniği yöntemini oluşturan Brach ise pratikte geri sıçrama katsayısının 0.4'ten büyük olamayacağını söyler.

Düzlemsel çarpışma mekaniğinde geri sıçrama katsayısının sınırları, genellikle karşılaşılan sonuç olan $0 \leq e \leq 0.4$ olarak kabul edilebilir.

Nokta kütle uygulamalarında olduğu gibi, düzlemsel çarpışma mekaniğinde de impuls oranı tanımlanmıştır. Teğetsel doğrultuda araçların C temas noktalarının bağıl hızı 0 olduğunda, impuls oranı kritik değerini alır. Bu durum, düzlemsel çarpışma mekaniğinde de ‘ortak hız koşulu’ olarak adlandırılır ve bu durumda $e=0$, $\mu = \mu_c$ ’dır. Düzlemsel çarpışma mekaniğinde impuls oranı değeri genellikle kritik değerini alır. İmpuls oranının kritik değeri alması demek düzlemsel çarpışma mekaniği uygulamalarında her zaman $V_{1Ct} = V_{2Ct}$ demektir. Yani impuls oranı nokta-kütle yöntemindeki gibi ağırlık merkezinin hızlarıyla tanımlanmaz. C temas noktasındaki teğetsel bağıl hızlarla tanımlanır.

İmpuls oranı, teğetsel doğrultudaki hız değişimlerini ve enerji kaybını kontrol eder.

$$\mu = \frac{P_t}{P_n} \quad (5.41)$$

$$\mu = \frac{rA + (1+e)B}{(1+e)(1+C) + rB}$$

$$A = 1 + \frac{\bar{m}d_c^2}{I_1} + \frac{\bar{m}d_a^2}{I_2}$$

$$B = \frac{\bar{m}d_c d_d}{I_1} + \frac{\bar{m}d_a d_b}{I_2}$$

$$C = \frac{\bar{m}d_d^2}{I_1} + \frac{\bar{m}d_b^2}{I_2}$$

$$r = \frac{(v_{2t} - d_b \omega_2) - (v_{1t} + d_d \omega_1)}{(v_{2n} - d_a \omega_2) - (v_{1n} + d_c \omega_1)}$$

$e=0$, $\mu = \mu_c$ durumunda maksimum enerji kaybı oluşur.

μ değeri sürtünmeyle alakalı olsa da tam olarak bir sürtünme katsayısı değildir. Teğetsel yönde kaymayı kontrol eden impuls gecikmesi olarak tanımlanır. Kritik impuls oranı; araç kütleleri, açılma hızları, eylemsizlik momentleri ve geri sıçrama katsayısı ile ilişkilidir.

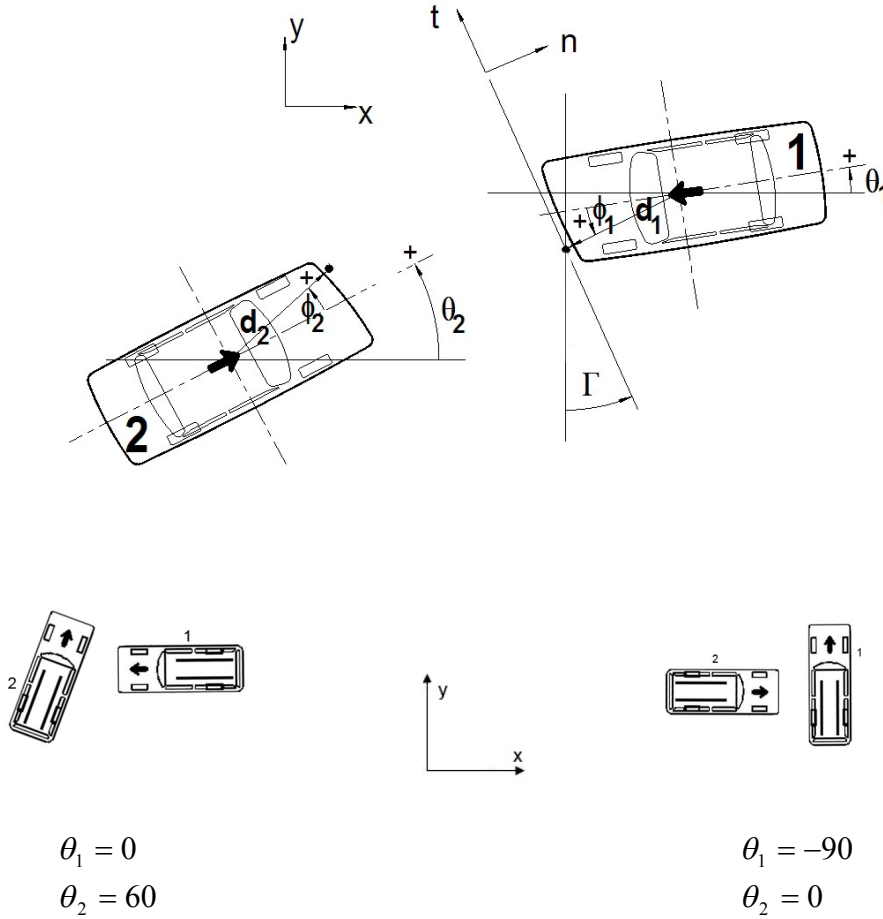
5.1.2 Açılar

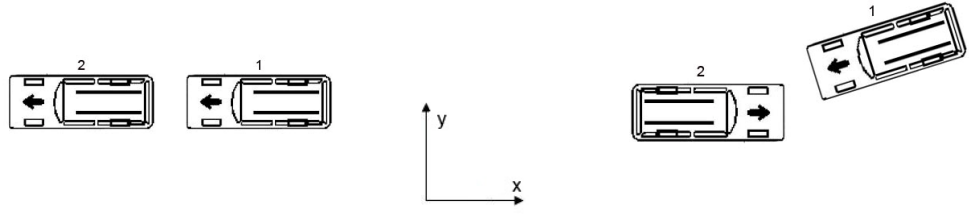
Düzlemsel çarpışma mekaniğinin temel bir kabulü, temas süresince araçların pozisyonlarının ve biçimlerinin değişmemesidir.. Gövde boyutları sabittir. Yüksek hızlı çarpışmalarda araç deformasyonları bölgesel ve küçüktür.

C noktası, bileşke impuls vektörünün yeridir. $d_1, d_2, \phi_1, \phi_2, \Gamma$ değerleri, ölçüm sonucu belirlenen değerlerdir.

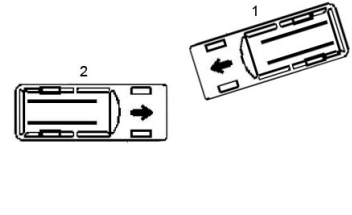
θ, ϕ ve Γ açıları, saat yönünün tersi yön için pozitif değer almaktadır.

Örnek θ açıları şu şekildedir:

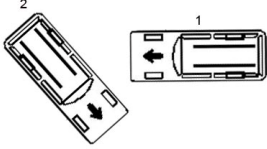




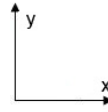
$$\begin{aligned}\theta_1 &= 0 \\ \theta_2 &= 180\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\theta_1 &= 20(-340) \\ \theta_2 &= 0\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\theta_1 &= 0 \\ \theta_2 &= 315(-45)\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\theta_1 &= 0 \\ \theta_2 &= 0\end{aligned}$$

❖ Şekillerde açı birimleri derecedir.

Yönelim açıları, kazadaki araçların konumuna göre zemine yerleştirilen bir x-y düzlemi referans alınarak, analizci tarafından belirlenir.

Deformasyon yüzey açısı ile ilgili nokta-kütle yönteminde açıklananlar, düzlemsel çarpışma mekaniği için de geçerlidir. Belirlenme şekli aynıdır. Belirli yaklaşımlar olmasına rağmen en iyi sonuç , araç üzerinden ölçüm ile bulunan değerdir.

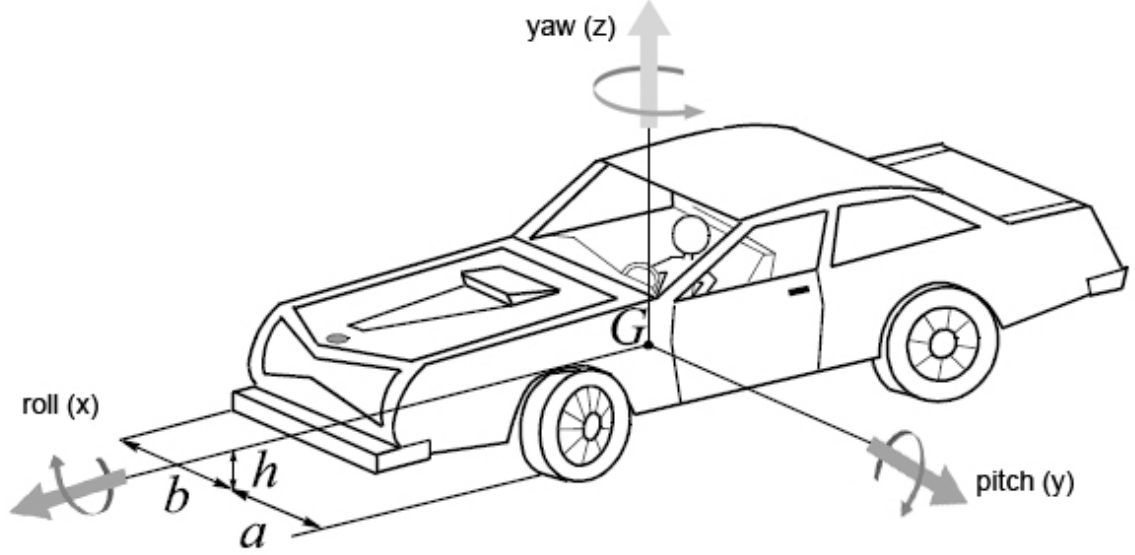
5.1.3 Eylemsizlik Momenti

Araç eylemsizlik momentleri I_1, I_2 'nin ve buna bağlı olarak k_1, k_2 'nin çarpışma süresince sabit kaldığı kabul edilir. Aslında bu değerler zamana bağlı olarak deformasyon ile değişir. Eylemsizlik momentlerinin çarpışma süresince nasıl değiştiğine dair bir çalışma mevcut değildir.

$$\begin{aligned}I_1 &= m_1 k_1^2 \\ I_2 &= m_2 k_2^2\end{aligned} \quad (\text{kg.m}^2) \quad (5.42)$$

Burada k_1 ve k_2 , cisimlerin ağırlık merkezlerine göre dönme yarıçaplarıdır. (m)

Düzlemsel çarpışma mekaniği denklemlerinde kullanılan eylemsizlik momenti değeri, aracın ağırlık merkezinden geçen dik eksene göre (I_z) eylemsizlik momentidir. Buna *sapma eylemsizlik momenti* (yaw inertia) denir.



Şekil 5.2 Araç ağırlık merkezinden geçen eksenler. (Huang,2002)

Araçların eylemsizlik momentlerini ölçmek için çeşitli yöntemler vardır. Ölçümler için çeşitli test cihazları geliştirilmiştir. Bu cihazlar mekanik veya hidrolik olabilir. Bu cihazlarda araçların ağırlık merkezlerinin yeri de belirlenebilir.

Araçların ağırlık merkezinin bulunmasıyla ilgili bir formül mevcuttur:

$$f = \frac{M_1 \times L}{M} \quad (5.43)$$

$$z = \sqrt{(L^2 - y^2)} \quad (5.44)$$

$$h = \left(\frac{z}{y}\right) \left(L \times \left(\frac{M_2}{M}\right) - f \right) + r \quad (5.45)$$

f : Ağırlık merkezinin yatay düzlemde ön dingilden uzaklığı (cm)

h : Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği

z : Taşıtın ön dingilleri yukarı kaldırılmış konumda iki dingil arası mesafenin izdüşüm uzunluğu (cm)

M : Taşıtın sürücü dahil kütlesi (kg)

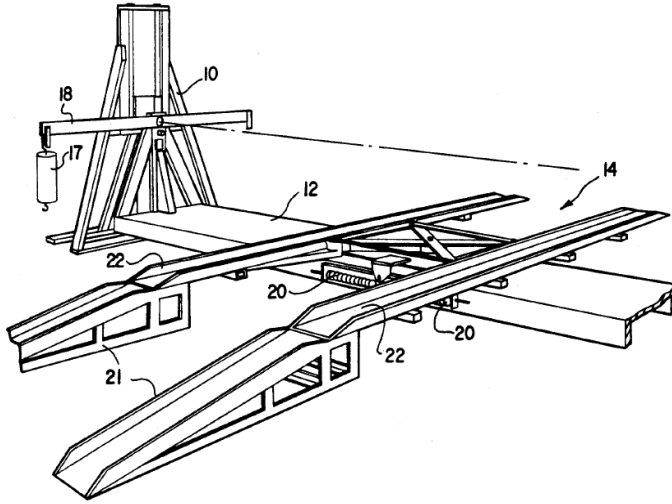
M_1 : Arka dingile düşen kütle (kg)

M_2 : Ön dingil yukarı kaldırılmış konumda iken arka dingile düşen kütle (kg)

y : Ön dingilin normal konumundan yukarı kaldırılma mesafesi (cm)

r : Tekerlek yarıçapı (cm)

L : İki dingil arası mesafe (cm)

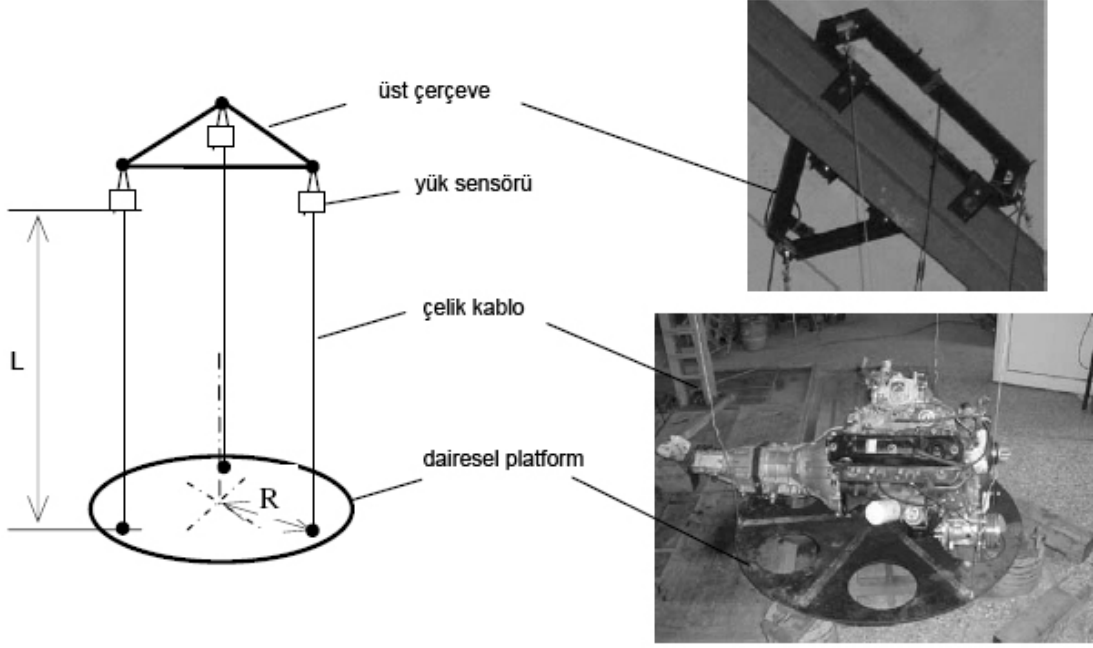


Şekil 5.3 Araçların eylemsizlik momentini ölçmekte kullanılan çeşitli test cihazları.
(Bracati, R. ve Risso, R., 2009)

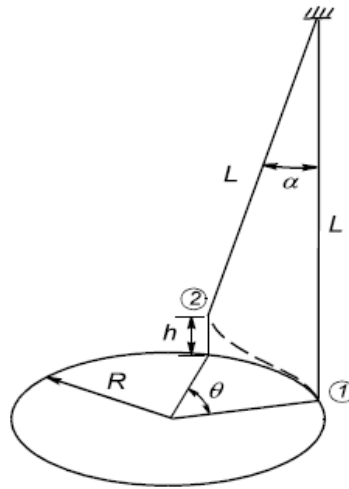
5.1.3.1 Trifilar Sarkaç Metodu ile Araçların Eylemsizlik Momentinin Belirlenmesi

Sapma eylemsizlik momentini belirleme metotlarından biri, trifilar sarkaç metodudur.

Dairesel bir platform, 3 tane çelik kablo ile asılır. Test edilmek istenen cisim platforma yerleştirilir. Platform döndürülür. Cismin hareketi analiz edilerek eylemsizlik momenti hesaplanır.



Şekil 5.4 Trifilar sarkaç.(Huang,2002)



Şekil 5.5 Platformun döndürülmesi.

Şekilde görüldüğü gibi platform döndürülür. Çelik kablolar da döner fakat kabloların üst kısımları sabittir. Kabloların boyu sabit olduğu için, döndükçe platformu da kaldırırlar. Bu kalkış, platformun ve cismin potansiyel enerjisini artırır. Enerji depolanmış olur.

Sistem serbest bırakılınca eski haline gelmek için döner. Potansiyel enerji kinetik enerjiye dönüşür. Platform dairesel bir hareket sergileyerek bu kinetik enerji bitene kadar eski haline gelir. Bu dairesel hareketin periyodu, platformdaki cismin eylemsizlik momenti ile ilişkilendirilir.

Analizin ilk aşaması, dönme sonucu platformun yükselişinin ne kadar olduğunu belirlemesidir. Dönme açısı θ olsun. Çelik kablonun platforma bağlı kısmının kat ettiği mesafe $R\theta$ 'dır. Burada R, platformun merkezinden kablonun bağlı kısmına olan yarıçaptır. Kablo h kadar yukarıya kalkar. Kablonun yanal yer değiştirmesi esnasında süpürdüğü açı $\alpha = R\theta / L$ 'dir.

$$h = L - L \cos \alpha \quad (5.46)$$

Küçük bir α açısı için şu yaklaşım yapılabilir: $\cos \alpha = 1 - \frac{\alpha^2}{2}$

$$\text{Böylece } h = L - L \left(1 - \frac{\alpha^2}{2} \right) = \frac{L\alpha^2}{2} \quad (5.47)$$

$$h = \frac{R^2\theta^2}{2L} \quad (5.48)$$

Sistemin potansiyel enerjisi;

$$V = Wh = W \left(\frac{R^2\theta^2}{2L} \right) \quad (5.49)$$

W: Platform ve cismin toplam ağırlığı

Platformun ve cismin kinetik enerjisi;

$$T = (I_p + I_o) \frac{\dot{\theta}^2}{2} \quad (5.50)$$

I_p : Platformun ağırlık merkezinden geçen eksene göre eylemsizlik momenti

I_o : Cismin ağırlık merkezinden geçen eksene göre eylemsizlik momenti

Platformun ve cismin ağırlık merkezleri z ekseninden geçmektedir.

Sisteme Lagrange denklemleri uygulanır.

$$L = T - V = (I_p + I_0) \frac{\dot{\theta}^2}{2} - W \frac{R^2 \theta^2}{2L} \dots\dots\dots (5.51)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta} = 0 \quad (5.52)$$

$$(I_p + I_0) \ddot{\theta} + \left(\frac{WR^2}{L} \right) \theta = 0 \quad (5.53)$$

Bu denklem, sönümsüz, klasik lineer salıngaçın dairesel hareket denklemidir.

İlk şartları; platformun maksimum açılı biçimde yerleştirildiği ve hızının 0 olduğu durum olarak kabul edersek;

$$\theta = \theta_{\max} \cos(\omega t) \quad \omega = \sqrt{\frac{WR^2}{(I_p + I_0)L}} \quad (5.54)$$

ω : Sistemin açısal hızı

t : Dönüşün periyodu ($= 2\pi / \omega$)

Eylemsizlik momentlerini periyodun bir fonksiyonu haline getirebiliriz:

$$(I_p + I_0) = \left(\frac{tR}{2\pi} \right)^2 \frac{W}{L} \quad (5.55)$$

Platform, eylemsizlik momenti basit formüllerle kolayca belirlenebilen basit bir şekle sahipse (örneğin bir disk), cismin eylemsizlik momenti bu denklemden bulunabilir:

$$I_0 = \left(\frac{tR}{2\pi} \right)^2 \frac{W}{L} - I_p \quad (5.56)$$

Burada dikkat edilmesi gerekenler; R'nin platform merkezinden kablo bağlantı noktasına olan uzaklık olmasıdır. Yani R, platform yarıçapından küçük olabilir. W de platform + cisim ağırlığıdır.

NHTSA , 496 adet hafif aracın eylemsizlik momentini ölçmüş ve bir data oluşturmuştur.

Ölçümler Eylül 1992'den önce NHTSA'nın Vehicle Research and Test Center (VRTC) adlı

test merkezinde, IPMD (Inertial Parameter Measurement Device) adlı cihazla yapılmıştır. 1996-1998 yılları arasında da S.E.A 'nın (Software and Engineering Associates) Vehicle Inertia Measurement Facility tesislerinde yapılmıştır.

Test sonuçlarının küçük bir kısmı şu şekildedir:

Çizelge 5.1 NHTSA'nın belirlediği eylemsizlik momentlerinin bir kısmı (NHTSA Inertia Database, 1999)

Model yılı	Markası	Modeli	Dingil açıklığı (m)	Ağırlık (N)	Ağırlık merkezi (m)		Eylemsizlik momenti (kg-m ²)		
					Ön dingilden	Yerden	Pitch	Roll	Yaw
1984	Audi	Quattro 4000	2,520	12161	1,124	0,506	2328	404	2352
1986	BMW	325i	2,570	12277	1,201	0,533	2011	381	2027
1986	Buick	Electra	2,814	14777	1,045	0,555	2992	623	3103
1986	Buick	Skylark	2,616	12379	0,942	0,543	2032	431	2082
1988	Chevrolet	Astro Van	2,845	17188	1,192	0,741	3357	1070	3390
1998	Chevrolet	Blazer	2,718	19257	1,216	0,653	3246	722	3415
1983	Chevrolet	Cavalier	2,578	12313	0,955	0,551	1994	409	2131
1983	Dodge	Omni	2,515	10031	0,932	0,519	1454	395	1599
1989	Dodge	Raider	2,356	17037	1,211	0,661	2419	583	2527
1988	Ford	Aerostar	3,016	15747	1,278	0,694	3026	732	3068
1991	Ford	Festiva	2,299	11761	1,091	0,536	1381	347	1453
1980	Ford	LTD	2,906	17081	1,236	0,556	3934	686	3989
1988	Ford	Mustang GL	2,553	12322	1,115	0,529	2150	408	2225
1992	Ford	Ranger XLT	2,903	13358	1,150	0,615	2615	404	2643
1988	Ford	Taurus	2,685	13923	0,952	0,563	2553	573	2687
1998	Ford	Windstar	3,076	18561	1,193	0,648	3769	884	4088
1998	Ford	Windstar	3,076	23488	1,465	0,694	4635	1008	4929
1991	Geo	Metro	2,286	7993	0,955	0,511	944	253	1010
1996	Honda	Acura SLX	2,764	19868	1,325	0,698	3787	862	3888
1987	Hyundai	Excel	2,388	11579	0,941	0,555	1691	404	1778
1991	Isuzu	U-15 pickup	2,692	15707	1,123	0,628	2618	515	2684
1997	Jeep	Cherokee	2,578	16311	1,147	0,682	2498	653	2704
1998	Mazda	Protégé	2,601	11289	1,005	0,522	1558	426	1737
1987	Mercedes	190 E	2,653	12766	1,211	0,558	2123	443	2137
1986	Nissan	Maxima	2,550	13834	0,884	0,541	2465	514	2445
1991	Nissan	Pathfinder	2,648	19523	1,273	0,684	3708	706	3753
1987	Nissan	Van	2,350	14991	0,965	0,692	2615	801	2418
1987	Nissan	XE King Cab	2,949	13612	1,340	0,593	2779	522	2808
1980	Oldsmobile	98	3,023	18522	1,312	0,586	4834	991	4984
1990	Toyota	4Runner	2,621	19616	1,126	0,739	3572	748	3749
1987	Toyota	Corolla FX	2,431	9768	0,944	0,543	1485	324	1594
1982	Toyota	Cressida	2,644	12855	1,194	0,541	2352	365	2361

Büyüklik kategorilerine göre araçların dönme yarıçapları sınıflandırılmıştır.

Çizelge 5.2 Dingil açıklığına göre araçların dönme yarıçapları ve bazı parametreler (Huang,2002)

Amerikan Terimi	Mini-Car	Sub-Compact	Compact	Intermediate	Full-Size	Luxury	Van
Avrupa Terimi	-	Supermini	Small Family	Large Family	Executive	Executive	MPV
Örnek	Hyundai Excel	Ford Fiesta	Toyota Corolla	Honda Accord	Ford Thunderbird	Audi A8	Ford Galaxy
W_b	228-240.8	240.8-258	258-280	280-298.4	298.4-312.9	312.9-381	276-330.2
T	129.7	138.6	149.6	157	161.7	161.7	171.7
L	405.8	444.2	498.3	540.5	568.1	582.6	466.3
W	154.4	170.6	184.4	195.5	202.6	202.6	200.6
a	114.5	117.6	130.3	138.9	147.5	152.6	123.1
b	122.1	127.2	141	150.3	160	165.3	174
x_f	193	211.5	228	251	258.5	264.6	192
x_r	-212.8	-232.6	-270.2	-290	-309.6	-318	-271.7
y_s	77.2	85.3	92.2	97.7	101.3	101.3	100.3
k	113.7	137.9	146.4	155.3	161.4	165.1	154.7

Tabloda tüm birimler cm'dir.

W_b : Dingil açıklığı

L : Araç uzunluğu

T : Teker iz genişliği

W : Araç genişliği

a : Ağırlık merkezinden ön dingile olan uzaklık

b : Ağırlık merkezinden arka dingile olan uzaklık

x_f : Ağırlık merkezinden aracın önüne olan uzaklık

x_r : Ağırlık merkezinden aracın arkasına olan uzaklık

y_s : Ağırlık merkezinden aracın yanına olan uzaklık

k : Aracın dönme yarıçapı (sapma hareketi için)

Sapma eylemsizlik momenti (Yaw inertia):

$$I = mk^2$$

NHTSA'nın Vehicle Research and Test Center (VRTC) adlı test merkezinde yaptığı çalışmalarda, araçların dönme yarıçapları ile ilgili bir yaklaşım belirlenmiştir:

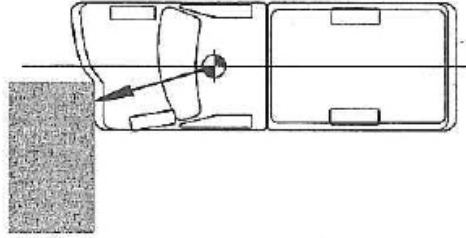
$$k = 0.3 \times L \quad (5.57)$$

5.2 Düzlemsel Çarpışma Mekaniğinde Araç-Bariyer Çarpışmaları

Araç rijit bir bariyere veya duvara çarparsa, tüm düzlemsel çarpışma mekaniği denklemleri çarpışmaya aynen uygulanır fakat 2 numaralı araç girdileri yerine bariyerin girdileri gerekli olur. Bariyer, sonsuz kütleli ve eylemsizlik momentli bir cisim olarak kabul edilebilir.

Örneğin; bariyerin kütlesi ve eylemsizlik momenti için 10^7 gibi bir değer atanır. Bariyerin tüm ilk ve son hız bileşenleri 0'dır. Bariyere çarpan araç küçük bir rebound gösterir. Bu yüzden çarpışmanın geri sıçrama katsayısı 0.1 gibi küçük bir değer alınır.

Örnek:



Şekilde bir pikap kamyon rijit bir bariyere önden, yarı temaslı şekilde çarpıyor. Aracın verileri şu şekildedir:

$m = 1968 \text{ kg}$	$\phi = 21^\circ$
$I = 4425 \text{ kg m}^2$	$\Gamma = 0^\circ$
$\theta = 0^\circ$	$d = 1.42 \text{ m}$
$v = 48 \text{ km/h}$	$\omega = 0^\circ/\text{s}$

Deformasyon yüzey açısı 0° seçilmiştir. Ezilme içeri göçme şeklindedir. Açısızdır. Dikkate alınması gereken eylemsizlik momenti sapma eylemsizlik momentidir. Çünkü bu tip bir çarpışmada araç sapma hareketi gösterir.

Bariyer verileri; kütle ve eylemsizlik momenti için 10^7 , hız için de 0 alınmıştır.

Çarpışmanın geri sıçrama katsayısı 0.1, impuls oranı da kritik impuls oranıdır. Çünkü $v_{1y} = v_{2y} = 0$ 'dır. Teğetsel doğrultuda hız yoktur.

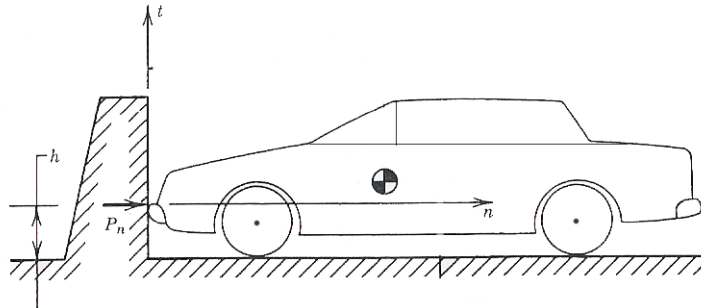
Bu verilere göre bazı sonuçlar şu şekildedir:

$$\Omega_1 = 91.7^\circ / s$$

$$V = 8.17 \text{ km/h}$$

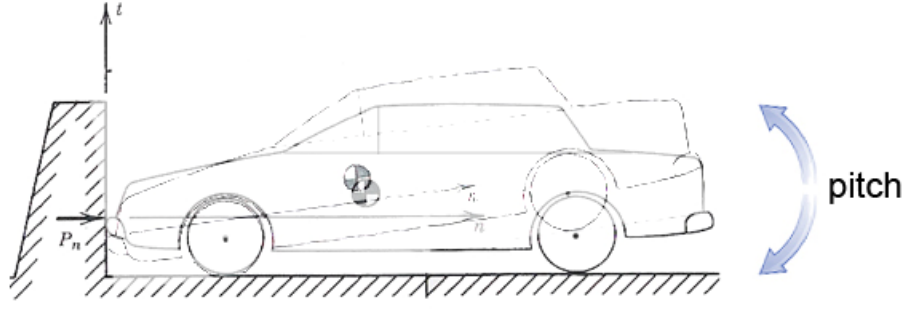
$$\Delta V = 45.97 \text{ km/h}$$

Enerji kaybı: 122.724 J (%94)



Şekil 5.6 Aracın bariyere önden çarpması.

Şekil 5.6'daki gibi tam temaslı (full-width) bir çarpışmada, araç sağa sola sapma hareketi yapmaz. Kafa vurma hareketi yapar. Böyle bir bariyer çarpışmasında eylemsizlik momenti değeri olarak yunuslama eylemsizlik momenti (pitch inertia) dikkate alınır.



Şekil 5.7 Aracın yunuslama hareketi.

5.3 Düzlemsel Çarpışma Mekaniği ile Kaza Analizi Yöntemleri

Düzlemsel çarpışma mekaniği yöntemi ile çeşitli analizler yapılabilmektedir. Yapılabilecek analiz örnekleri şu şekildedir:

5.3.1 Hız Bileşenleri Bilinen Bir Çarpışmanın Analizi

Bu yöntem, ilk ve son hızları bilinen bir çarpışmanın analizi için kullanılır. Diğer bir deyişle; çarpışma parametrelerini belirleme yöntemidir.

Bilinen dataları düzlemsel çarpışma mekaniği ile analiz metoduna uydurmak için LESCOR (Least Square Collision Reconstruction) adlı bir yöntem kullanılır. Bu yöntemde, çarpışma dataları bilinen bir kazanın geri sıçrama katsayısı en küçük kareler yöntemiyle hesaplanır. Bulunan geri sıçrama katsayı kullanılarak düzlemsel çarpışma mekaniği yöntemi ile kaza analiz edilir ve yeni değerler elde edilir.

Geri sıçrama katsayısının hesabı şu şekildedir:

$$e = - \frac{(V_{1y} - d_d \Omega_1 - V_{2y} - d_b \Omega_2) \sin \Gamma + (V_{1x} + d_c \Omega_1 + V_{2x} + d_a \Omega_2) \cos \Gamma}{(v_{1y} - d_d \omega_1 - v_{2y} - d_b \omega_2) \sin \Gamma + (v_{1x} + d_c \omega_1 + v_{2x} + d_a \omega_2) \cos \Gamma} \quad (5.58)$$

$$\begin{aligned} d_a &= d_2 \sin(\theta_2 + \phi_2) \\ d_b &= d_2 \cos(\theta_2 + \phi_2) \\ d_c &= d_1 \sin(\theta_1 + \phi_1) \\ d_d &= d_1 \cos(\theta_1 + \phi_1) \end{aligned} \quad (5.59)$$

Burada hız bileşenleri, çarpışmanın bilinen ilk ve son hız değerleridir. Açılarının birimi radyan, açısal hızların birimi rad/s'dir.

Bu şekilde bulunan geri sıçrama katsayısı, analiz edilen çarpışmayı düzlemsel çarpışma mekaniği ile analize uygun hale getirmek için en iyi yaklaşımlı değerdedir. Bu değer ile düzlemsel çarpışma mekaniği metodu kullanılarak çarpışma sonrası x-y doğrultusundaki hızlar ve açılal hızlar bulunur. Ölçülmüş değerler ile bu şekilde belirlenen değerler her zaman iyi bir uyum göstermez.

Bölüm 3.2'deki literatür çalışmasında RISCAS testlerinin düzlemsel çarpışma mekaniği yöntemi ile analizi mevcuttur.

5.3.2 Çarpışma Öncesi veya Sonrası Hızları Bilinen Bir Çarpışmanın Analizi

Çarpışma sonrası hızları bilinen bir çarpışmanın analizi yapılırken, öncelikle çarpışma için bir geri sıçrama katsayısı tahmini yapmak gerekir. Daha önce yapılmış test sonuçlarına göre, incelenen kazaya ve araçlara benzer özellikler taşıyan bir testin geri sıçrama katsayısı kabul edilebilir. Hasarlı araç üzerinden çarpışma noktaları belirlenip, gerekli açılar ve uzunluklar ölçülür. Daha sonra deneme yanılma yöntemi ile çarpışma öncesi hızları bulunmaya çalışılır. Yaklaşık bir eşleşme sağlanan hız değerleri için, enerji kayıpları, impuls bileşenleri ve hız değişimleri görülebilir.

Çarpışma öncesi hızları bilinen bir çarpışmanın analizinde de öncelikle bir geri sıçrama katsayısı tahmini yapılır. Açılar ve gerekli uzunluklar belirlendikten sonra, bu girdi değerleri ile son hızlar, impuls bileşenleri, hız değişimleri ve enerji kayıpları bulunabilir.

5.3.3 Enerji Değerleri Bilinen Bir Çarpışmanın Analizi

RISCAS çarpışma testleri incelendiğinde, enerji değerleri ile hız değişimi arasında bir ilişki olduğu bulunmuştur. Bu ilişki, en küçük kareler yöntemi ile düzlemsel çarpışma mekaniğine data uyumu sağlandıktan sonra bulunmuştur. Enerji değerleri ile hız değişimi arasında, ilk momentum değerleriyle bağlantılı olan ilişki şu şekildedir:

$$\Delta V_i = \frac{2 \left[(m_1 v_1)^2 + (m_2 v_2)^2 \right]^{\frac{1}{2}} (\Delta T)^{\frac{1}{2}}}{m_i} \quad i = 1,2 \quad (5.60)$$

ΔT : Enerji kaybı / İlk enerji

Enerji değerleri, düzlemsel çarpışma mekaniği yöntemiyle bulunan değerlerdir.

$v_{1,2}$: İlk hızlar

Geri sıçrama katsayısı yaklaşımının yapılp, hız değerleri bilinen bir çarpışmaya uygulandığı analizlerden elde edilen hız değişimi değerleri, bu formülle belirlenen hız değişimi değerlerine yakındır.

Bu formül, RISCAS çarpışmaları için iyi sonuçlar vermesine rağmen, henüz başka gerçek çarpışma dataları için denenmemiştir. $e=0$ ve $\mu = \mu_c$ şartının sağlandığı yani ortak hız koşulları geçerli olan çarpışmalar için kullanılmasının uygun olacağı düşünülmektedir.

Bölüm 3.2'deki karşılaştırma tablosunun son sütunundaki ΔV değerleri (amprik formül), bu yöntemle bulunan değerlerdir.

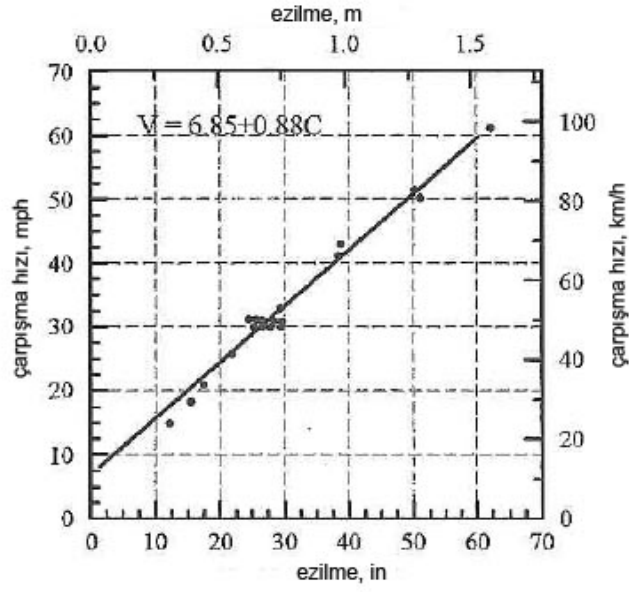
Özetle; düzlemsel çarpışma mekaniği yönteminde, bilinen değerlere göre hangi yolun izleneceği belirlenerek analiz yapılır.

6. CRASH 3 METODU İLE KAZA ANALİZİ

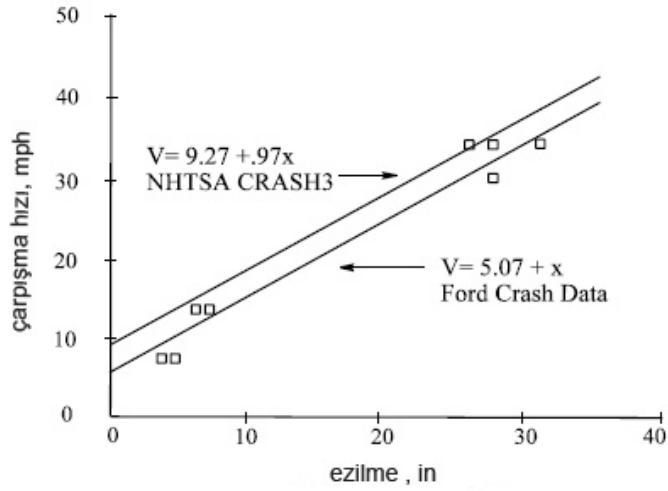
70'li yılların başında Raymond McHenry ve CALSPAN şirketi tarafından bulunmuştur. İlk olarak SMAC kaza analiz programı için bir yardımcı yazılım olarak hazırlanmış basit bir ön yaklaşım tekniğiydi. Fakat daha sonra NHTSA tarafından, trafik kazalarını ve kazalar sonucu oluşan ölümleri azaltmak amacıyla 1979'da başlatılmış olan NASS(National Automotive Sampling System) projesinde kullanılan analiz metodu olmuştur. NASS projesi, analizcilerin ve mühendislerin çalışmalarında kullanması için kaza dataları oluşturmayı amaçlamaktadır.

Bu yöntem kaza analizlerinde yaygın şekilde kullanılmaktadır. Analiz için deformasyonlu araç üzerinden alınan ezilme ölçümleri ve deneysel olarak belirlenmiş ezilme katsayıları kullanılır.

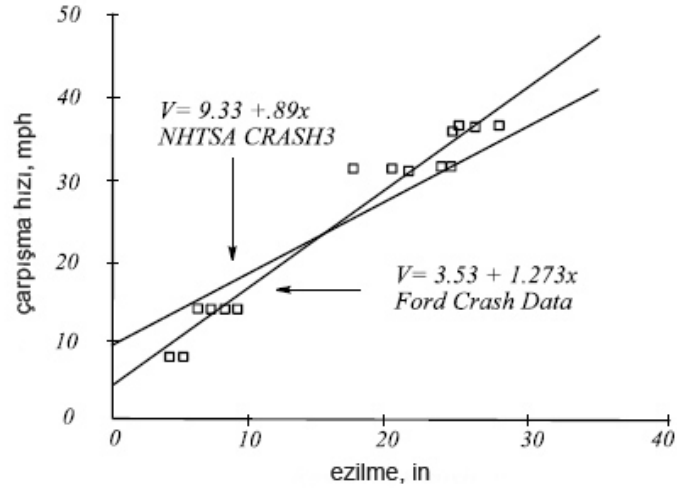
Yapılan testlerden elde edilen sonuçlara göre, çarpışma hızı ile ezilme arasında bir ilişki vardır:



Şekil 6.1 1971-1972 model GM araçlarıyla önden çarpışma şeklinde gerçekleştirilen bariyer testlerinden elde edilen sonuca göre, çarpışma hızı ile ezilme arasındaki ilişki.(Brach,2005)



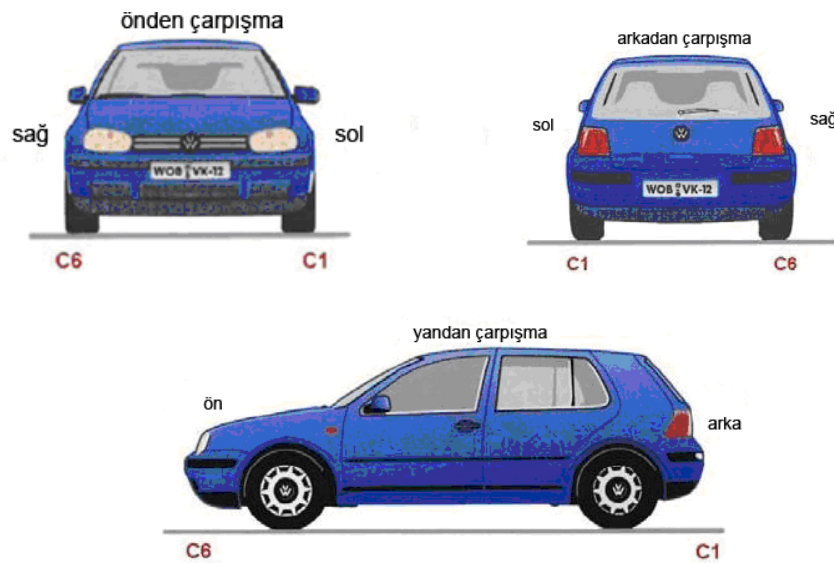
Şekil 6.2 NHTSA ve Ford'un F 150 model kamyon için önden çarpışma şeklinde gerçekleştirilen bariyer testlerinden belirlendiği çarpışma hızı-ezilme ilişkisi (Huang,2002)



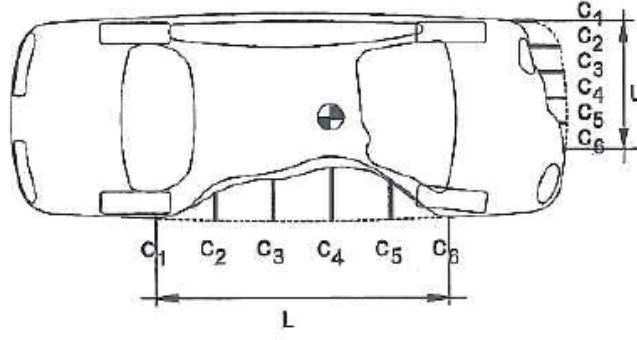
Şekil 6.3 NHTSA ve Ford'un Taurus model otomobil için önden çarpışma şeklinde gerçekleştirilen bariyer testlerinden belirlendiği çarpışma hızı-ezilme ilişkisi (Huang,2002)

Deformasyonlu yüzey üzerinden belirli bir kurala göre ölçümler yapılır. C₁- C₆ olmak üzere 6 ölçüm değeri belirlenir.

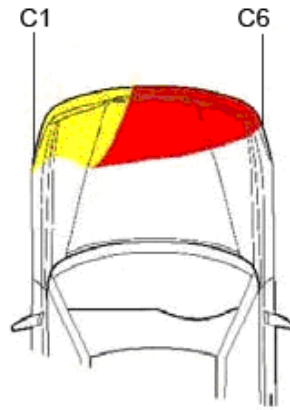
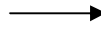
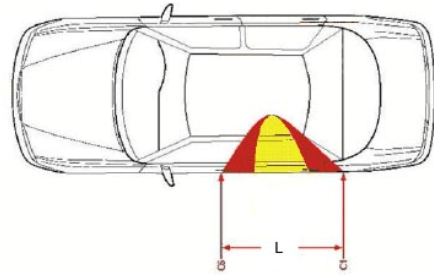
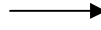
- Önden veya arkadan çarpışmada C₁ aracın solundadır.
- Yandan çarpışmada C₁ aracın arkasındadır.
- Önden veya arkadan çarpışmada C₆ aracın sağındadır.
- Yandan çarpışmada C₆ aracın önündedir.



Şekil 6.4 Araçta C₁ ve C₆ ölçüm yerleri. (Tomasch, E., 2004)



Şekil 6.5 Ezilme ölçümleri.



Şekil 6.6 Ezilme ölçümlerinin araç üzerinden alınışı. (Tomasch, E., 2004)

Her bir araç için ezilme ölçümleri ile enerji kaybı arasında şu ilişki vardır:

$$E_c = \frac{L}{5} \left[\left(\frac{A}{2} \right) (C_1 + 2C_2 + 2C_3 + 2C_4 + 2C_5 + C_6) + \left(\frac{B}{6} \right) \left(C_1^2 + 2C_2^2 + 2C_3^2 + 2C_4^2 + 2C_5^2 + C_6^2 + C_1C_2 + C_2C_3 + C_3C_4 + C_4C_5 + C_5C_6 \right) + 5G \right] \text{ N cm} \quad (6.1)$$

Bu değer 100'e bölünürse birimi Joule olur.

L: Ezilme bölgesi uzunluğu (cm)

A: Taşıtın ezilme katsayısı (N/cm) (Plastik deformasyonun başlamasına neden olan kuvvet)

B: Taşıtın ezilme katsayısı (N/cm²) (Araçın yapısal sertliği)

G: Taşıtın ezilme katsayısı (N) (A kuvvetine tepki kuvvetini doğuran enerjiyi oluşturan kuvvet)

C_i : Ezilme derinliği (cm)

Araçların dingil açıklıklarına göre A,B ve G değerleri sınıflandırılmıştır:

Çizelge 6.1 Araçların dingil açıklığına göre ezilme katsayıları
(CRASH 3 Technical Manuel ve NHTSA Stiffness Coefficients)

Dingil Açıklığı	Otomobil				
	205-240.8	240.8-258	258-280 cm	280-298 cm	298-313 cm
ÖN					
A	528.5	453.2	554.7	623.0	567.7
B	32.3	29.6	38.5	23.4	25.4
G	4312.6	3467.0	3988.0	8284.1	6344.4
YAN					
A	640.5	684.2	717.5	624.7	519.7
B	26.1	28.2	30.3	8.9	48.2
G	7834.3	8286.9	8490.6	21788.1	2800.5
ARKA					
A	301.87	245.0	302.7	250.2	309.7
B	44.37	46.1	39.2	34.4	32.3
G	1026.87	650.1	1166.9	908.9	1481.4

	Van	Pikap
Dingil açıklığı	313-381 cm	276.8-330.2 cm
ÖN		
A	670.2	840.0
B	86.8	34.4
G	2587.3	10240.9
YAN		
A	*	*
B	*	*
G	*	*
ARKA		
A	525.0	605.5
B	37.8	17.2
G	3636.6	10642.3

❖ $G = A^2 / 2B$ (N)

❖ * Sadece ön ve arkadan çarpışma için belirlidir. Yandan çarpışma için ilk tablodan değer seçilir.

Bu değerler çarpışma testleri ile bulunmuş, taşıtın dingil açıklıklarına bağlı genel değerlerdir. Kaza analizinde daha gerçekçi sonuçlar için her taşıt için belirlenmiş olan özel değerler kullanılmalıdır.

CRASH 3 metodu ile ezilme ölçümleri yoluyla enerji kayıpları hesaplanır. Ayrıca genel çarpışma mekaniği denklemleri (nokta-kütle teorisi) kullanılarak hız değişimleri de hesaplanabilir. Bunun için bazı kabuller yapılır:

- 1- Ezilme enerjisi, çarpışmadaki toplam enerji kaybına eşittir.
- 2- Ortak hız koşulları geçerlidir. ($e=0$, $\mu = \mu_0$). Çarpışma sonrası ribaunt yoktur. Çarpışma, kusursuz plastiktir.
- 3- Dış kuvvetler (tekerlek-yüzey arası) ihmal edilir.

Yani ortak hız koşulu kabul edilmiş olur.

Çarpışmalarda hasara neden olan kuvvet, araçlar arası bir impuls çizgisi boyunca etki eder. Bu çizgi, PDOF (Principle Direction of Force) olarak adlandırılır ve bir açı değeri ile tanımlanır. Delta V vektörü de bu çizgi doğrultusundadır. Çarpışmalarda yolcuların fırladığı yön PDOF yönünün tersidir. CRASH 3 metodu ile hız değişimlerinin bulunabilmesi için araçlar arası bu

impulsun yönü bilinmelidir. PDOF'nin yönünün belirlenmesi bir sorundur fakat düzlemsel çarpışma mekaniği yönteminde PDOF açısı değeri hesaplanabilmektedir. Özetle PDOF, ezilmeye neden olan kuvvetin etki doğrultusudur. 'Kaza esnasında araçlara etki eden kuvvet hangi yönden geldi?' sorusunun cevabıdır. Bu açı en fazla $\pm 180^\circ$ olabilir.

Hız değişimlerinin bulunmasında şu denklemler kullanılır:

$$m_i \Delta V_i = \sqrt{2m_e E_c} \quad i=1,2 \quad (6.2)$$

Hız değişimi;

$$\Delta V_i = \frac{\sqrt{2m_e E_{ctop}}}{m_i} \quad (\text{m/s}) \quad (6.3)$$

Burada;

E_{ctop} : Toplam ezilme enerjisi $E_{c1}+E_{c2}$ (J)

m_i : Araç kütlesi (kg)

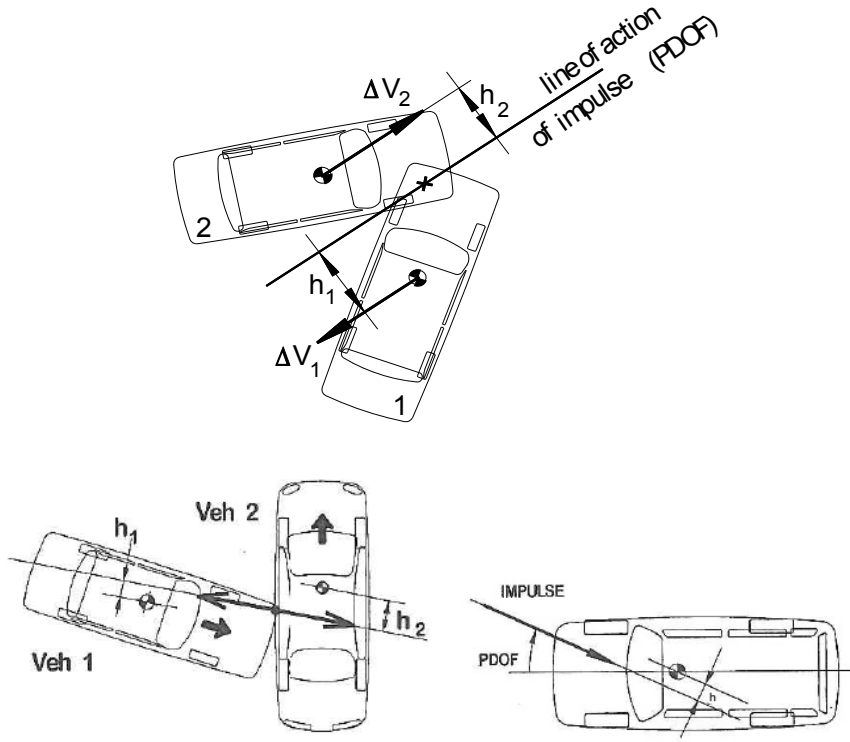
$$m_e = \frac{\gamma_1 m_1 \gamma_2 m_2}{\gamma_1 m_1 + \gamma_2 m_2} \quad (6.4)$$

$$\gamma_i = \frac{k_i^2}{k_i^2 + h_i^2} \quad (6.5)$$

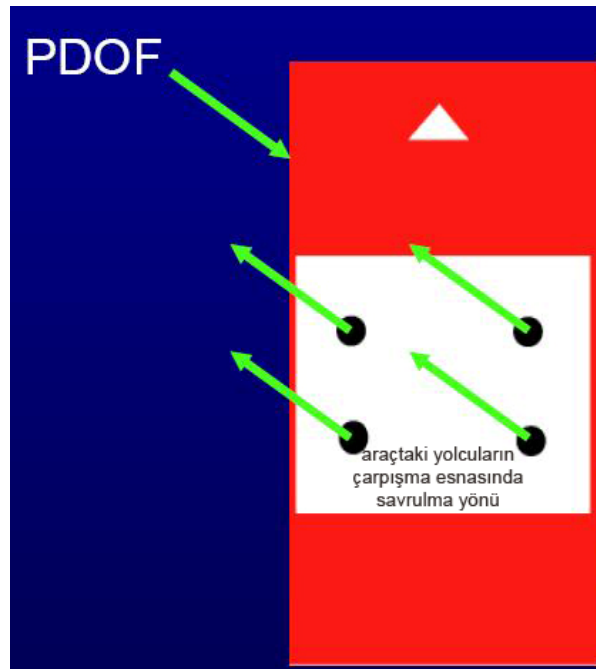
k_i : Dönme yarıçapı (m) $k_i = \sqrt{I_i / m_i}$

I : Eylemsizlik momenti (yaw) (kg m²)

h_i : PDOF çizgisinden araç ağırlık merkezinde olan dik uzaklık (Bileşke kuvvetin moment kolları) (m)

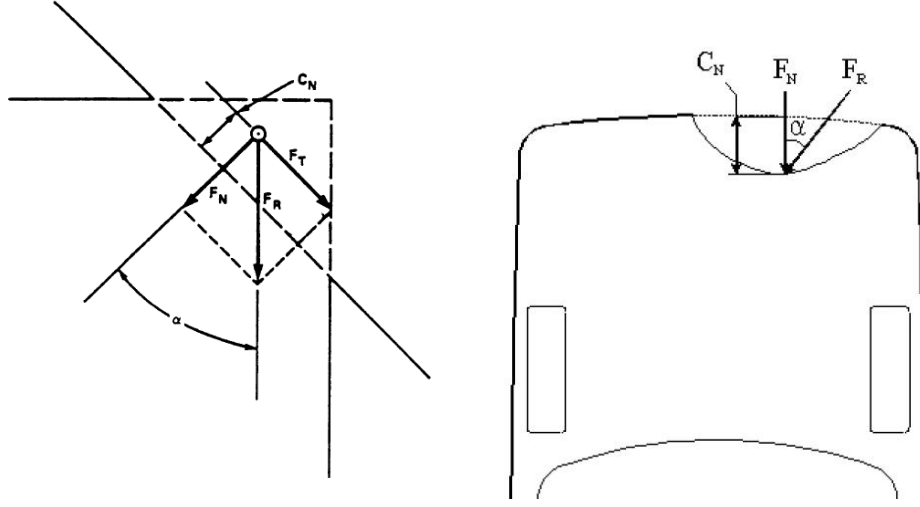


Şekil 6.7 PDOF'un doğrultusunun gösterilişi.



Şekil 6.8 PDOF'un yönü.

CRASH 3 metodunda sadece normal doğrultusundaki etkiler hesaba katılır. Açılı çarpışmalarda teğetsel etki de hesaba katılmalıdır yani sürtünmeye karşı yapılan iş de hesaba katılmalıdır.



Şekil 6.9 Açılı bir çarpışmada kuvvet bileşenleri.

F_R : Bileşke kuvvet

F_N : Normal kuvvet

F_T : Teğetsel kuvvet

C_N : Normal ezilme

$$F_T = F_N \cdot \tan \alpha$$

Çarpışma esnasında araçlara etki eden kuvvetin teğetsel etkisini hesaba katmak için bir enerji düzeltme katsayısı kullanılır. Enerji değerleri, bu düzeltme katsayısı ile yeniden düzenlenir. Brach'a göre; her ne kadar düzeltme katsayısı kullanılsa da, bu yöntemle bulunan değerler düzlemsel çarpışma mekaniği yöntemi ile bulunan değerler kadar doğru değildir. CRASH 3 yöntemini oluşturan McHenry ise düzeltme katsayısı ile, değerlerin çok doğru sonuçlar verdiğini savunmaktadır.

$$ECF = 1 + \tan^2 \alpha \quad (6.6)$$

ECF : Düzeltme katsayısı (Energy Correction Factor)

α : PDOF açısı

PDOF açısı $\pm 180^\circ$ aralığında değerler alabilmesine rağmen, CRASH 3 metodunda bu açı $\pm 45^\circ$ olarak sınırlanmıştır. Yani düzeltme katsayısı en fazla 2 olabilmektedir. Çarpışmaya katılan her aracın kendine ait düzeltme katsayısı olur.

Yandan çarpışmalarda bu açı, aracın uzunlamasına eksenine ile yapılan açı olarak kabul edilmelidir. O yüzden, örneğin PDOF=100 ° olan bir yandan çarpışmada, düzeltme katsayısı için kullanılan α açısı $100-90=10^\circ$ alınmalıdır.

Literatürde çarpışma testlerinde PDOF'un yönü ve değeri ile h mesafeleri mevcut değildir.

PDOF açısı düzlemsel çarpışma mekaniği metoduyla ve SMAC programıyla bulunabilir. Düzlemsel çarpışma mekaniği ile hesabı şu şekildedir:

Düzlemsel çarpışma mekaniğinde PDOF açısının bulunması:

$$\begin{aligned} h_{x1} &= \cos(\theta_1) \times \frac{\pi}{180} \\ h_{y1} &= \sin(\theta_1) \times \frac{\pi}{180} \\ h_{x2} &= \cos(\theta_2) \times \frac{\pi}{180} \\ h_{y2} &= \sin(\theta_2) \times \frac{\pi}{180} \end{aligned} \quad (6.7)$$

θ : yönelim açıları ($^\circ$)

$$\begin{aligned} p_x &= P_x / P \\ p_y &= P_y / P \end{aligned} \quad (6.8)$$

$$\begin{aligned} prod_1 &= 180 \times a \cos(-h_{x1} \cdot p_x - h_{y1} \cdot p_y) / \pi \\ prod_2 &= 180 \times a \cos(-h_{x2} \cdot p_x - h_{y2} \cdot p_y) / \pi \end{aligned} \quad (6.9)$$

$$\theta_1 \geq 0 \text{ ise } th_1 = \theta_1 \quad (6.10)$$

$$\theta_1 < 0 \text{ ise } th_1 = \theta_1 + 360 \quad (6.11)$$

$$\theta_2 \geq 0 \text{ ise } th_2 = \theta_2 \quad (6.12)$$

$$\theta_2 < 0 \text{ ise } th_2 = \theta_2 + 360 \quad (6.13)$$

$P_x.P_y > 0$ durumunda;

$$P_x \geq 0 \text{ ise } gp_1 = 180 \times a \tan \left| \frac{P_y}{P_x} \right| / \pi \quad (6.14)$$

$$gp_2 = 180 + 180 \times a \tan \left| \frac{P_y}{P_x} \right| / \pi \quad (6.15)$$

$$P_x < 0 \text{ ise } gp_1 = 180 + 180 \times a \tan \left| \frac{P_y}{P_x} \right| / \pi \quad (6.16)$$

$$gp_2 = 180 \times a \tan \left| \frac{P_y}{P_x} \right| / \pi \quad (6.17)$$

$P_x.P_y \leq 0$ durumunda;

$$P_x < 0 \text{ ise } gp_1 = 180 - 180 \times a \tan \left| \frac{P_y}{P_x} \right| / \pi \quad (6.18)$$

$$gp_2 = 360 - 180 \times a \tan \left| \frac{P_y}{P_x} \right| / \pi \quad (6.19)$$

$$P_x \geq 0 \text{ ise } gp_1 = 360 - 180 \times a \tan \left| \frac{P_y}{P_x} \right| / \pi \quad (6.20)$$

$$gp_2 = 180 - 180 \times a \tan \left| \frac{P_y}{P_x} \right| / \pi \quad (6.21)$$

$$th_1 - gp_1 < -180 \text{ ise } PDOF1 = (th_1 - gp_1) + 360 \quad (6.22)$$

$$th_1 - gp_1 > 180 \text{ ise } PDOF1 = (th_1 - gp_1) - 360 \quad (6.23)$$

$$-180 \leq th_1 - gp_1 \leq 180 \text{ ise } PDOF1 = (th_1 - gp_1) \quad (6.24)$$

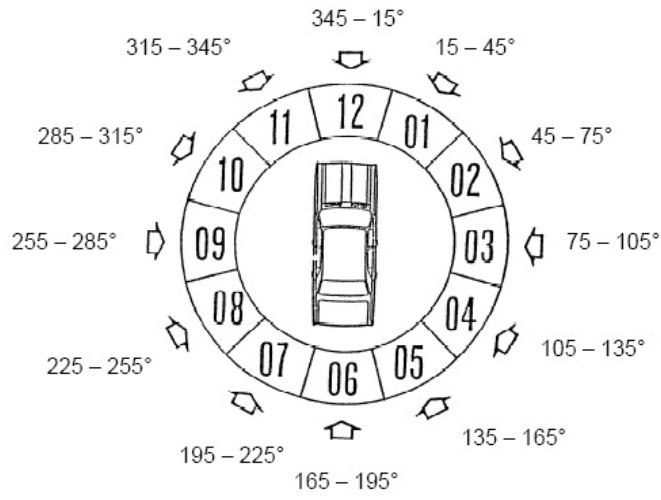
$$180 + th_2 - gp_2 < -180 \text{ ise } PDOF2 = (180 + th_2 - gp_2) + 360 \quad (6.25)$$

$$180 + th_2 - gp_2 > 180 \text{ ise } PDOF2 = (180 + th_2 - gp_2) - 360 \quad (6.26)$$

$$-180 \leq 180 + th_2 - gp_2 \leq 180 \text{ ise } PDOF2 = (180 + th_2 - gp_2) \quad (6.27)$$

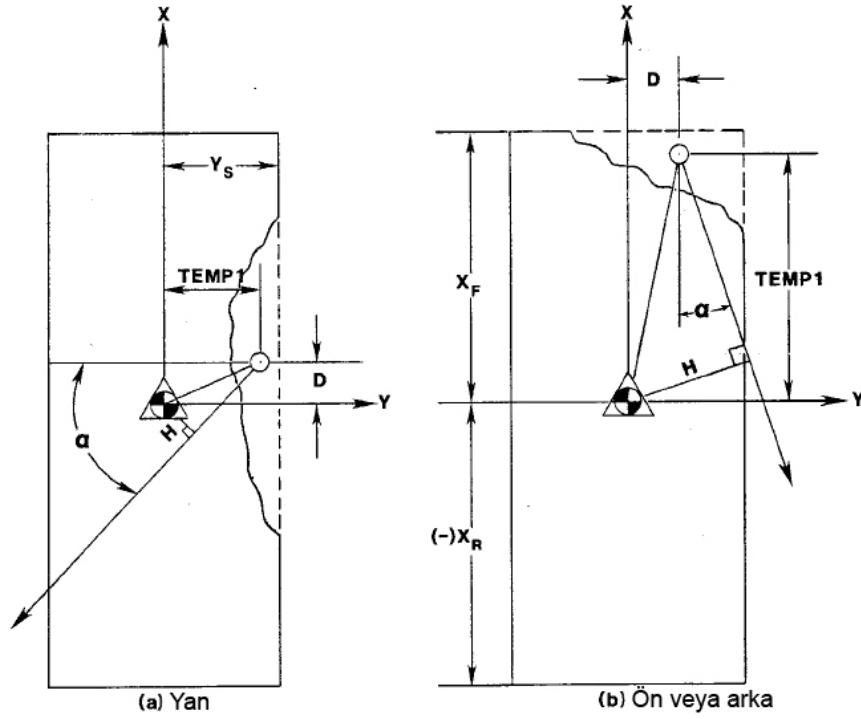
Bu şekilde bulunan PDOF açılarının birimi derecedir.

PDOF açısı saat sistemiyle de gösterilir.



Şekil 6.10 PDOF'un saat sistemiyle gösterilmesi.

Bileşke kuvvetin moment kolları olan h mesafeleri şu şekilde hesaplanır:



Şekil 6.11 Bileşke kuvvetin moment kolları olan h mesafeleri.

Yandan temaslarda;

$$TEMP1 = Y_s - \frac{1}{6}(C_1 + C_2 + \dots C_6) \quad (6.28)$$

$$h = \left(D^2 + (TEMP1)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \cos \left\{ \arctan \left(\frac{TEMP1}{D} \right) + \alpha \right\} \quad (6.29)$$

Önden veya arkadan temaslarda;

$$TEMP1 = X_F - \left(\frac{1}{6} \right) (C_1 + C_2 + \dots C_6) \quad (6.30)$$

veya

$$TEMP1 = -X_R - \left(\frac{1}{6} \right) (C_1 + C_2 + \dots C_6) \quad (6.31)$$

$$h = D \cdot \cos \alpha + TEMP1 \cdot \sin \alpha \quad (6.32)$$

Y_s , X_R ve X_F değerleri Çizelge 5.2'de gösterilmektedir.

6.1 CRASH 3 ve Düzlemsel Çarpışma Mekaniği Yöntemlerinin Birlikte Kullanılması

Her iki yöntem de kombinasyon olarak bir analizde kullanılabilir.

Bu kombinasyon şu şekilde yapılır:

1-CRASH 3 metodu ile, ezilme ölçüm değerlerinden iki aracın da enerji kayıpları toplanarak toplam enerji kaybı bulunur.

2-Düzlemsel çarpışma mekaniği yönteminde çarpışma için yaklaşık bir geri sıçrama katsayısı belirlenir. İmpuls oranı kritik değerde kabul edilir. Ezilme enerji kaybı $E_{crush.loss}$ ile CRASH 3 metoduyla bulunan toplam enerji kaybı eşleştirilmeye çalışılır. Çünkü CRASH 3 'de teğetsel etki ihmal edilmiştir. Eşleşme sağlanana kadar düzlemsel çarpışma mekaniği yönteminde bilinmeyen ilk hızlar değiştirilir.

Brach'a göre genel olarak iki metot arasındaki farklar şu şekilde özetlenebilir:

1- CRASH 3 algoritması bir düzeltme katsayısı kullanır ve bu değeri 2 ile sınırlayarak teğetsel etkiyi gerçek değerinden uzak bir etkide gösterebilir. Düzlemsel çarpışma mekaniği ise teğetsel etkiyi olması gerektiği gibi hesaba katar.

2- CRASH 3 algoritmasında hesap yapabilmek için PDOF'nin yönü bilinmelidir. Düzlemsel çarpışma mekaniği ise bu değeri hesaplamaya imkan tanır.

3- CRASH 3 metodu ortak hız koşullarında hesaplama yapar yani geri sıçrama katsayısını 0, impuls oranını da kritik değerde kabul eder. Düzlemsel çarpışma mekaniği ise çarpışmaya uygun olan bir geri sıçrama katsayısı belirlenir ve impuls oranı kritik değerde kabul edilir. Bu da daha doğru sonuçlar verecektir.

4- CRASH 3 metodunda her araç için ayrı ayrı PDOF açısı ve düzeltme katsayısı kullanır. Düzlemsel çarpışma mekaniğinde ise çarpışma için ortak bir deformasyon yüzey açısı belirlenir.

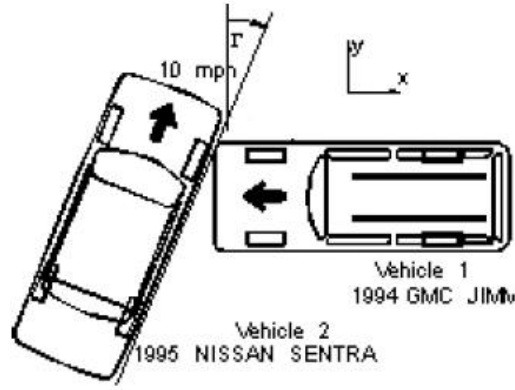
5- Düzlemsel çarpışma mekaniğinde deformasyon yüzey açısı, ezilme net görüldüğü için kolay belirlenir. CRASH 3 yöntemindeki PDOF yönü ise her analizci tarafından farklı kabul edilebilir. Bu da düzlemsel çarpışma mekaniğinin bir üstünlüğüdür.

İki yöntem bir kaza analizinde birlikte kullanılabilir. İlk hızların birinin veya her ikisinin de bilinmediği bir çarpışmanın düzlemsel çarpışma mekaniği ile analizinde, enerji kaybı değerlerinin eşleştirilmesi, ilk hızların hangi koşula kadar değiştirileceği konusunda belirleyici olur.

RISCAS testlerinden elde edilen sonuçlara göre düzlemsel çarpışma mekaniği çok daha doğru sonuçlar vermektedir.

Örnek: CRASH 3 ve Düzlemsel çarpışma mekaniğinin kombinasyonu ile kaza analizi

Kaynak : Brach, R. ve Brach, M., (1998), "Crush Energy and Planar Impact Mechanics for Accident Reconstruction", SAE International, 980025.



Örnek çarpışmadaki araçların özellikleri :

Araç 1

$$m_1 = 1676.4 \text{ kg}$$

$$I_1 = 3303.3 \text{ kg.m}^2$$

Dingil açıklığı: 2.7 m

Araç 2

$$m_2 = 1548.1 \text{ kg}$$

$$I_2 = 2935 \text{ kg.m}^2$$

Dingil açıklığı: 2.6 m

CRASH 3 ile analiz

Araç 1:

$$C_1 = 54.1cm$$

$$C_2 = 51.6cm$$

$$C_3 = 35.1cm$$

$$C_4 = 28.7cm$$

$$C_5 = 13.5cm$$

$$C_6 = 12.2cm$$

$$L = 1.65m$$

$$h_1 = 0.4m$$

$$A = 587.4N/cm$$

$$B = 63.3N/cm^2$$

$$G = 12114N$$

Araç 2:

$$C_1 = 7.6cm$$

$$C_2 = 40.1cm$$

$$C_3 = 34.3cm$$

$$C_4 = 17cm$$

$$C_5 = 8.4cm$$

$$C_6 = 12.7cm$$

$$L = 2.13m$$

$$h_2 = 1.7m$$

$$A = 339.3N/cm$$

$$B = 28.8N/cm^2$$

$$G = 8883.8N$$

Düzeltilme katsayısı kullanılmadan bulunan sonuçlar:

$$E_{C1} = 102000J$$

$$E_{C2} = 38700J$$

$$\Delta V_1 = 8.41 \text{ m/s}$$

$$\Delta V_2 = 9.91 \text{ m/s}$$

$$E_{Ctoplam} = 140700J$$

Düzlemsel çarpışma mekaniği ile analiz

2 numaralı aracın hızının 16 km/h olduğu bilinmektedir.

Düzlemsel çarpışma mekaniği ile analiz için geri sıçrama katsayısı 0.3 kabul edilmiştir.

İmpuls oranı da kritik değerdedir ve 0.371'dir. İlk açısal hızlar 0'dır.

CRASH 3 yöntemiyle belirlenen 140700 J toplam enerji kaybını düzlemsel çarpışma mekaniğinde ezilme enerji kaybı ile eşleştirmek için araç 1'nin hızı deneme yanılma yolu ile 82.4 km/h bulunmuştur. Bu koşulda ezilme enerji kaybı 140700 J olmuştur. Toplam enerji kaybı da 188000 J olarak bulunmuştur.

Parametreler ve sonuçlar şu şekildedir:

$$e = 0.3$$

$$\phi_1 = -22.4^\circ$$

$$\mu = 0.371$$

$$\phi_2 = -39^\circ$$

$$\Gamma = -23^\circ$$

$$\Omega_1 = -4rad/s$$

$$d_1 = 1.92 \text{ m} \quad \Omega_2 = -4.1 \text{ rad / s}$$

$$d_2 = 1.15 \quad \theta_1 = 0^\circ$$

$$\theta_2 = 67^\circ$$

$$\Delta V_1 = 12.12 \text{ m/s}$$

$$\Delta V_2 = 13.13 \text{ m/s}$$

$$\text{İlk enerji} = 453000 \text{ J}$$

$$\text{Toplam kayıp} = 188000 \text{ J}$$

$$\text{Ezilme enerji kaybı} = 140700 \text{ J}$$

$$P_n = 19045 \text{ N}$$

$$P_t = 1064 \text{ N}$$

$$P = 20313 \text{ N}$$

Düzlemsel çarpışma mekaniğinden bulunan PDOF kullanılarak düzeltme katsayısı ile hesap yapıldığında CRASH 3 analiz sonuçları şu şekilde olur:

$$\text{Toplam enerji kaybı} = 189000 \text{ J}$$

$$\Delta V_1 = 9.75 \text{ m/s}$$

$$\Delta V_2 = 10.5 \text{ m/s}$$

Düzeltilme faktörü kullanıldığı halde sonuçlar, düzlemsel çarpışma mekaniğinden oldukça düşük çıkmıştır. Bunun nedeni, CRASH 3 'ün ortak hız koşullarını kabul etmesi ve geri sıçrama katsayısının 0 kabul edilmesi, düzlemsel çarpışma mekaniğinde ise çarpışma için uygun olduğu düşünülen 0.3 değerinin kabul edilmesidir.

Düzlemsel çarpışma mekaniği yöntemini oluşturan Raymond Brach, CRASH 3 yönteminin hatalı sonuçlar verdiğini, düzlemsel çarpışma mekaniğinin ise çok daha doğru sonuçlar verdiğini savunmaktadır.

CRASH 3 yöntemini oluşturan Brian McHenry ise, düzeltme katsayısı kullanımı ile CRASH 3 yönteminin doğru sonuçlar verdiğini savunur.

Brian McHenry'ye göre düzlemsel çarpışma mekaniği çok karmaşık bir yöntemdir ve bir çok problem içermektedir. Bu problemleri şöyle sıralar:

- Deformasyon yüzey açısının belirlenmesi başlı başına bir sorundur. Bu açının belirlenmesi ayrı bir çalışma konusu oluşturmaktadır.
- Geri sıçrama katsayısı ve impuls oranı gibi katsayıların her çarpışma için farklı değerler aldığı bir gerçektir. Bu değerlerin giriş dataları olduğu bir çarpışma analizi yapılırken, bu değerler neye göre seçilecektir?
- Giriş datalarındaki karmaşıklık ne kadar az olursa analiz o kadar basit olur. Düzlemsel çarpışma mekaniğindeki bu 3 katsayı analizi zorlaştırmaktadır.

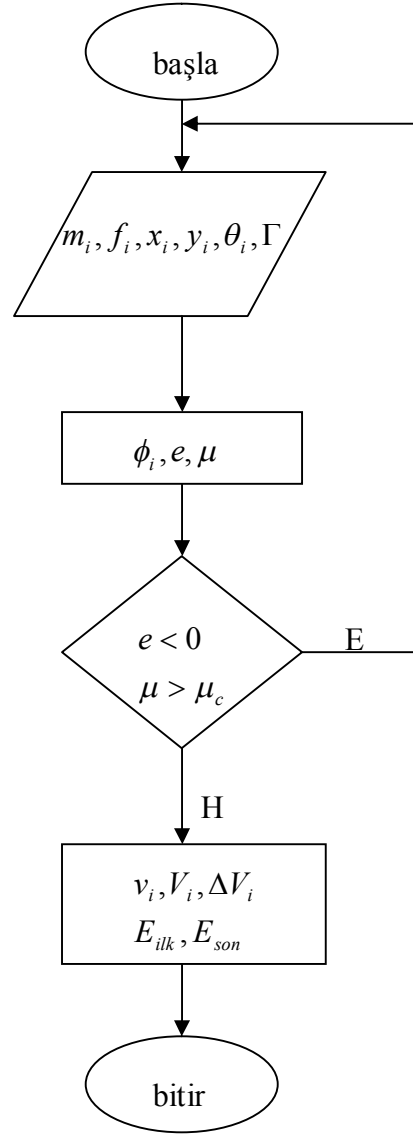
Bu yüzden McHenry, CRASH 3 metodunun daha az karmaşık olduğunu ve doğru sonuçlar verdiğini savunmaktadır. Bu metotta sadece PDOF açısının bilinmesi halinde basit bir hesaplama ile sonuca ulaşılacağını belirtir.

7. MATLAB İLE YAPILAN ANALİZLER

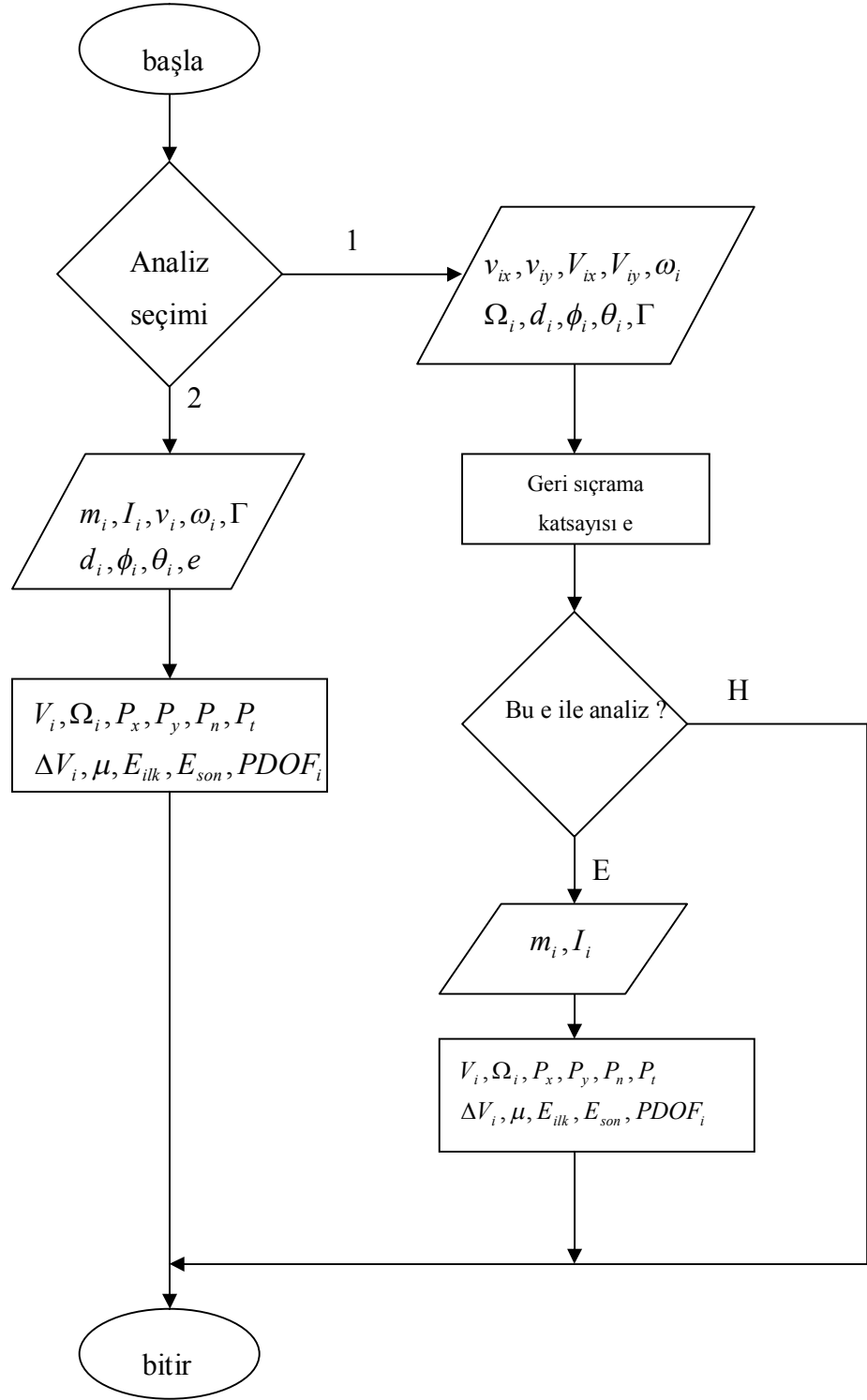
MATLAB programında nokta-kütle, düzlemsel çarpışma mekaniği ve CRASH 3 yöntemi ile analiz için programlar yazılmıştır. Bu programlar ile literatürdeki bazı analizler tekrarlanmış ve sonuçları gösterilmiştir. Literatürdeki sonuçlarla MATLAB yazılımı ile bulunan sonuçlar karşılaştırılmıştır. Ayrıca gerçek bir çarpışmanın analizi de MATLAB’de yazılan programlar ile yapılmıştır.

7.1 Akış Şemaları

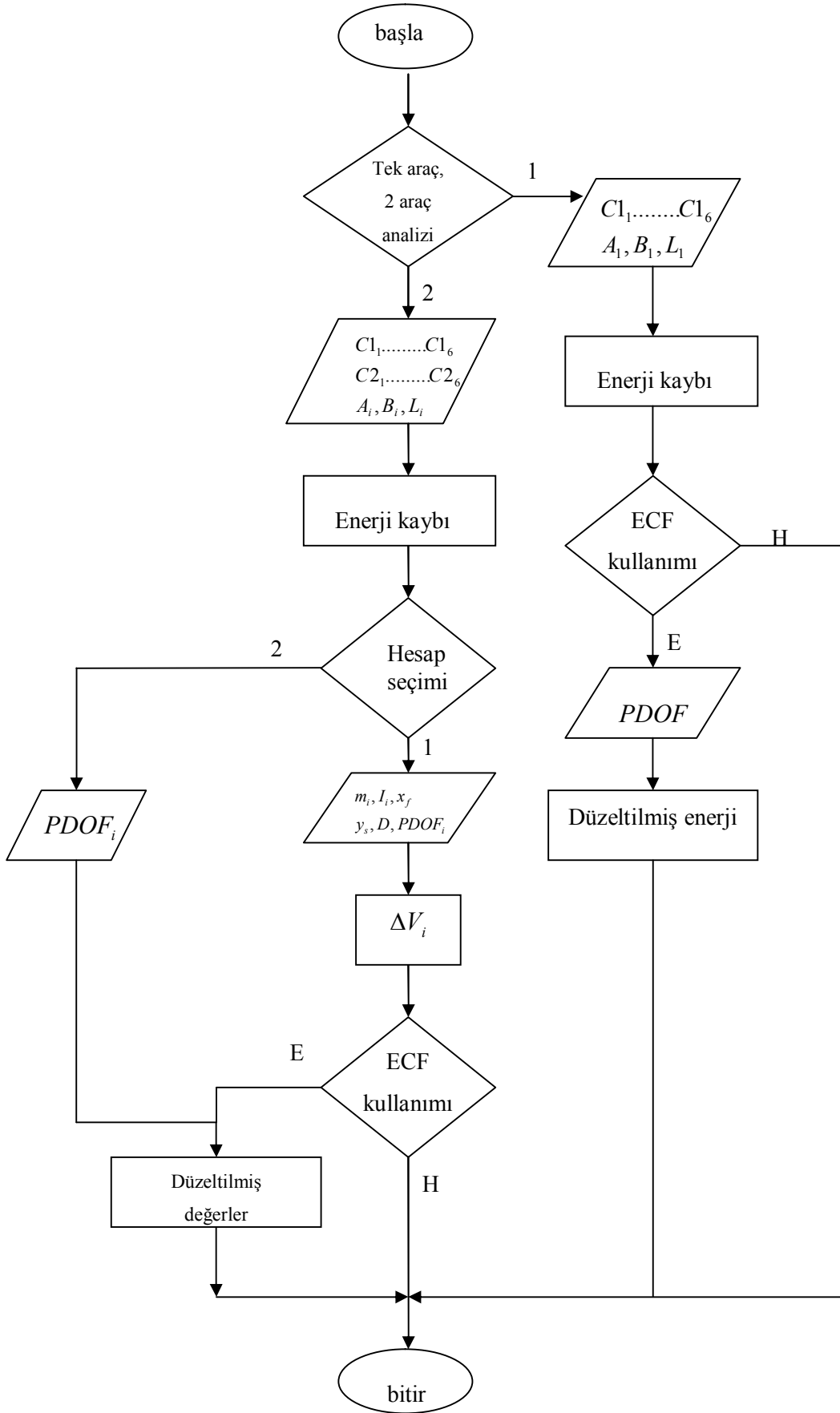
Her yöntem için oluşturulan MATLAB programlarının akış şemaları şekillerdeki gibidir:



Şekil 7.1 Nokta-kütle yönteminin program akış şeması.



Şekil 7.2 Düzlemsel çarpışma mekaniği yönteminin program akış şeması.



Şekil 7.3 CRASH 3 yönteminin program akış şeması.

7.2 Düzlemsel Çarpışma Mekaniği ile RISCAS Testlerinin Analizi

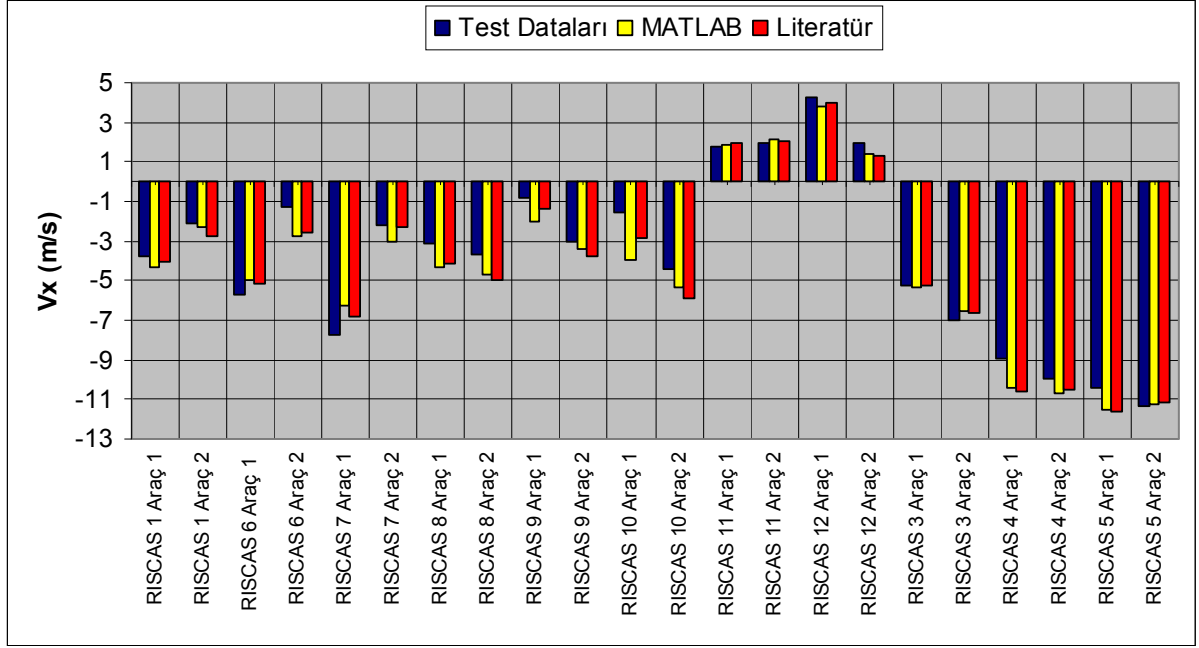
MATLAB'de oluşturulan program ile RISCAS çarpışma testleri, düzlemsel çarpışma mekaniği yöntemiyle analiz edilmiş ve sonuçları aşağıdaki gibi sıralanmıştır. Ayrıca literatürdeki sonuçlar ile karşılaştırma yapılmıştır.

7.2.1 Hız Analizi

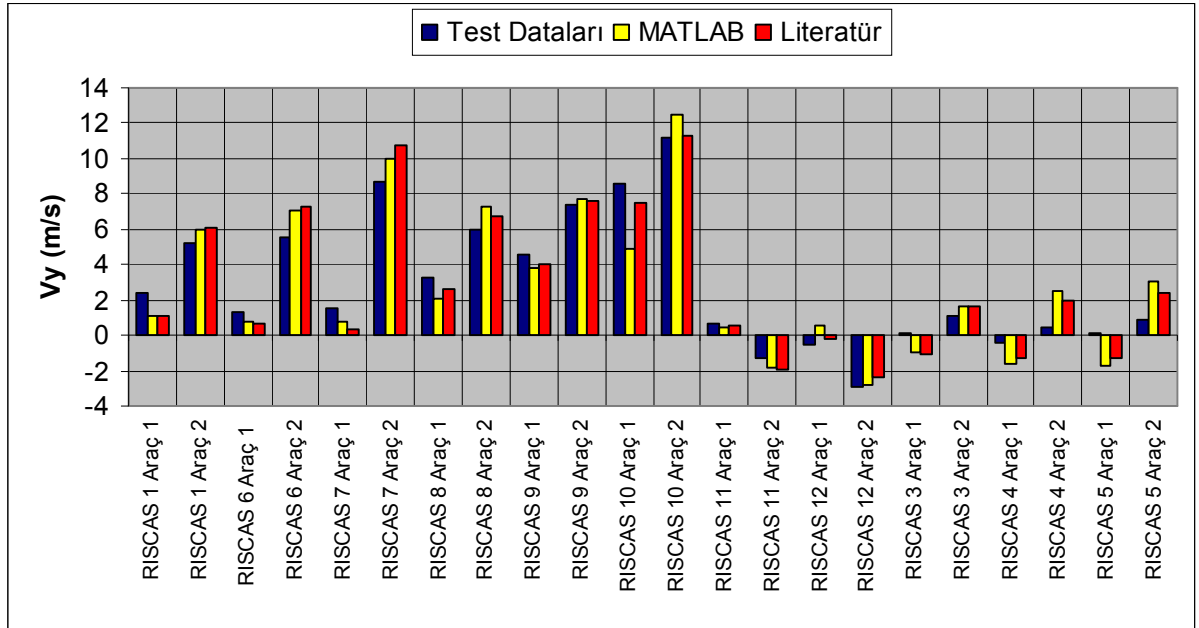
MATLAB programında literatür çalışması tekrarlanmış ve bulunan hız değerleri test dataları ve literatürdeki sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Çizelge7.1 MATLAB’da bulunan sonuçlar ve datalarla karşılaştırılması

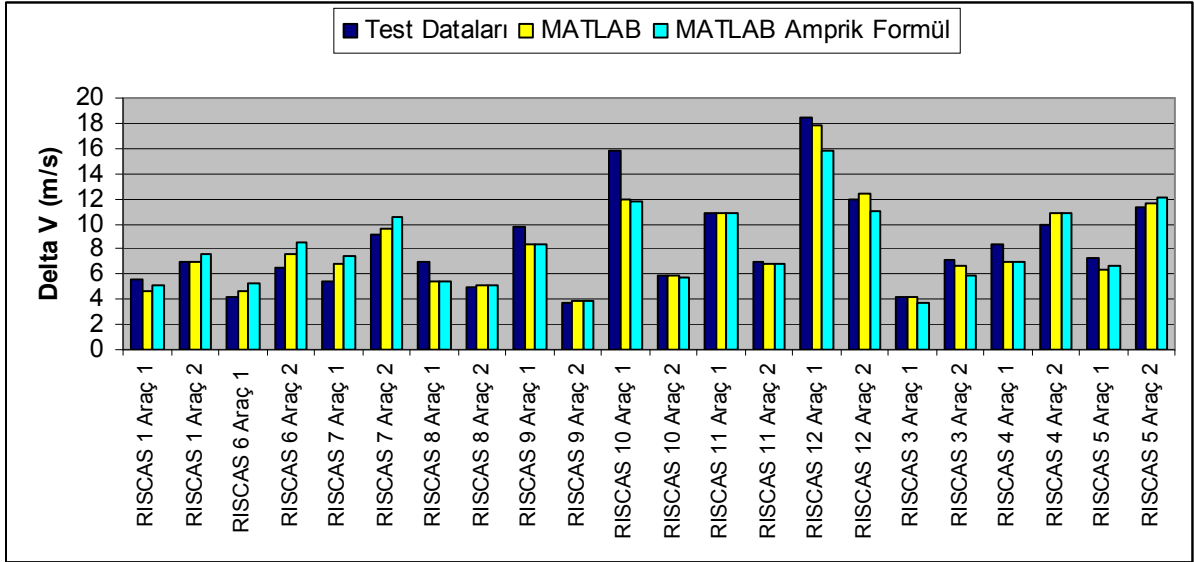
Test No	Test dataları				MATLAB				MATLAB Ampirik Formül	Literatür				Literatür Ampirik Formül
	Son hızlar (m/s)		ΔV (m/s)	Son Açısal hızlar (rad/s)	Son hızlar (m/s)		ΔV (m/s)	Son Açısal hızlar (rad/s)	ΔV (m/s)	Son hızlar (m/s)		ΔV (m/s)	Son Açısal hızlar (rad/s)	ΔV (m/s)
	V_x	V_y			V_x	V_y				V_x	V_y			
1	-3.76	2.41	5.64	-1.57	-4.36	1.11	4.61	-2.45	5.11	-4.04	1.05	4.91	-1.74	5.36
	-2.07	5.17	6.95	0	-2.29	5.99	6.91	0.49	7.66	-2.78	6.09	7.38	-0.82	8.05
6	-5.69	1.26	4.11	-0.52	-4.99	0.75	4.62	-2.26	5.24	-5.18	0.67	4.48	-1.96	5.21
	-1.28	5.49	6.58	-3.14	-2.74	7.07	7.63	-1.55	8.6	-2.60	7.23	7.35	-1.81	8.26
7	-7.74	1.48	5.46	-0.52	-6.28	0.85	6.75	-3.09	7.40	-6.79	0.36	6.22	-2.39	7.35
	-2.22	8.64	9.20	-3.35	-3.00	9.96	9.56	-2.88	10.49	-2.30	10.76	8.81	-2.39	10.42
8	-3.12	3.27	6.98	-1.99	-4.28	2.11	5.40	-2.11	5.38	-4.10	2.65	5.85	-2.65	5.61
	-3.66	6.01	4.94	-0.31	-4.73	7.24	5.14	-0.06	5.12	-4.95	6.78	5.55	-0.20	5.33
9	-0.86	4.52	9.72	-3.14	-2.04	3.83	8.36	-3.42	8.32	-1.38	3.98	9.02	-3.52	9.54
	-3.02	7.38	3.69	0.79	-3.43	7.71	3.85	1.38	3.83	-3.73	7.64	4.15	1.53	4.39
10	-1.55	8.59	15.85	-5.24	-3.96	4.89	11.96	-5.97	11.82	-2.88	7.45	14.14	-6.09	14.57
	-4.44	11.14	5.82	1.26	-5.34	12.49	5.85	2.33	5.78	-5.87	11.25	6.92	2.24	7.10
11	1.77	0.62	10.91	0.52	1.84	0.42	10.93	1.35	10.89	1.99	0.55	11.16	0.54	10.97
	1.96	-1.25	7.04	0	2.10	-1.84	6.85	-0.10	6.82	2.01	-1.93	6.98	0.18	6.89
12	4.28	-0.49	18.38	1.57	3.82	0.57	17.87	2.29	15.77	3.98	-0.17	18.07	1.63	15.88
	1.93	-2.94	11.95	1.05	1.44	-2.83	12.40	-0.30	10.94	1.34	-2.33	12.62	0.92	11.00
3	-5.23	0.07	4.24	-0.26	-5.34	-1.01	4.25	-0.27	3.70	-5.29	-1.04	4.30	-0.36	3.69
	-6.97	1.14	7.07	0	-6.55	1.60	6.74	-0.71	5.87	-6.63	1.65	6.83	-0.47	5.85
4	-8.94	-0.44	8.38	-0.65	-10.43	-1.57	7.01	-0.65	6.92	-10.59	-1.24	6.83	-1.10	6.92
	-9.92	0.42	9.94	-0.52	-10.66	2.46	10.93	-1.13	10.79	-10.47	1.94	10.64	-1.27	10.82
5	-10.4	0.17	7.28	-0.21	-11.54	-1.68	6.41	-0.62	6.68	-11.63	-1.29	6.25	-1.27	6.71
	-11.3	0.84	11.37	-1.22	-11.25	3.06	11.66	-1.87	12.14	-11.11	2.35	11.37	-1.68	12.19



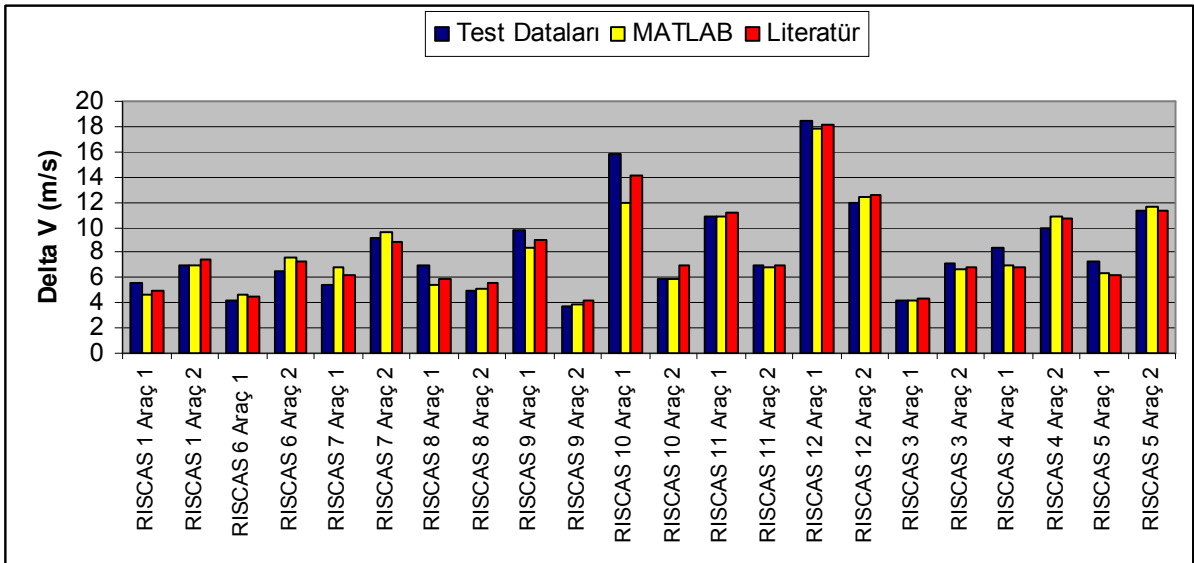
Şekil 7.4 MATLAB ile dataların V_x değerlerinin karşılaştırılması



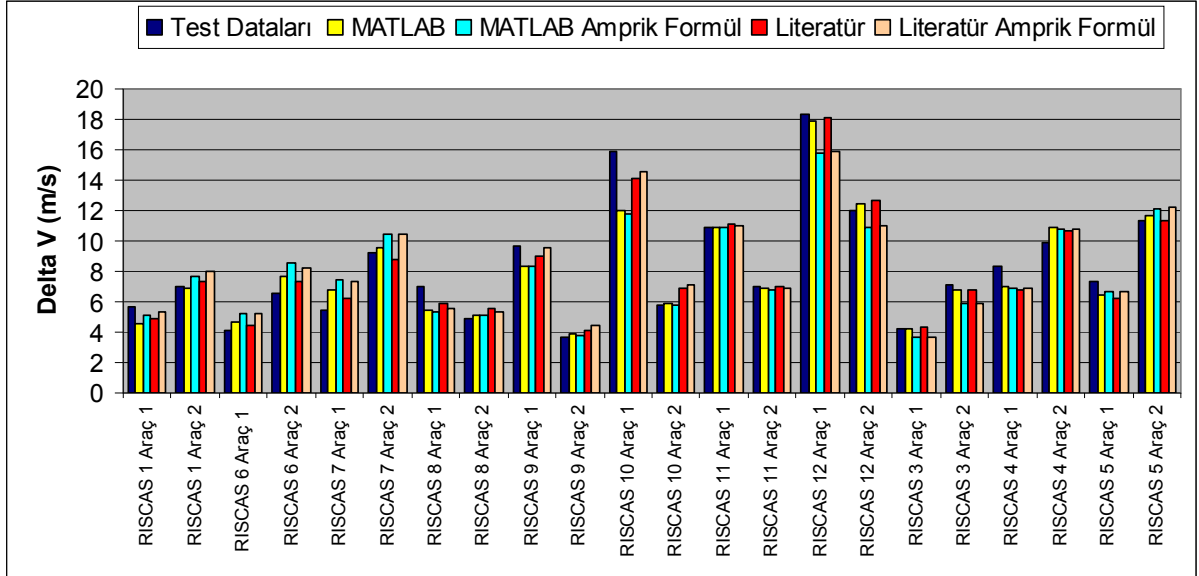
Şekil 7.5 MATLAB ile dataların V_y değerlerinin karşılaştırılması.



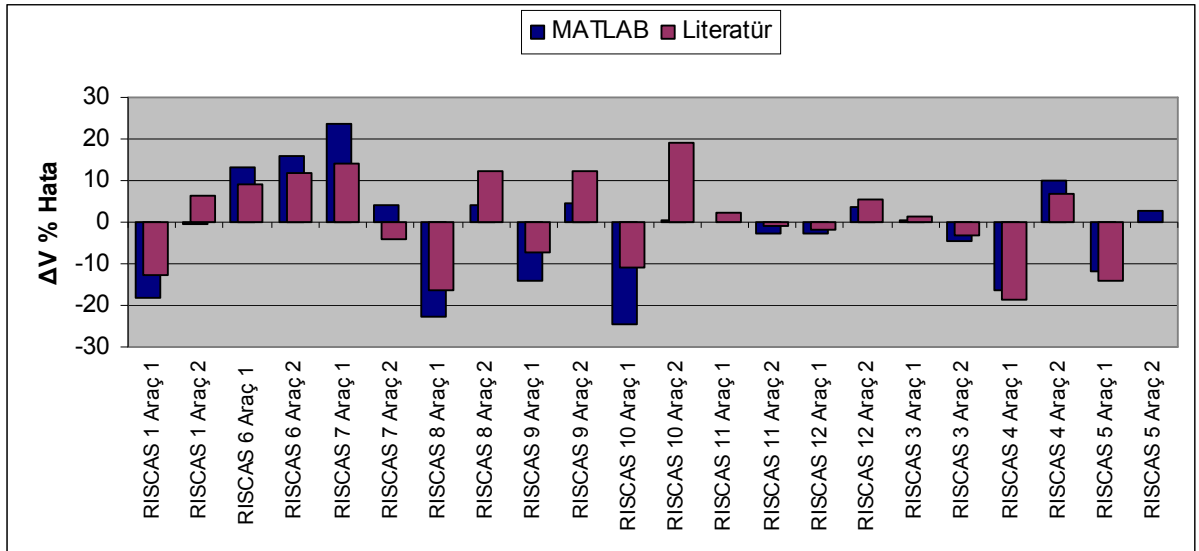
Şekil 7.6 MATLAB’da bulunan hız değişimleri.



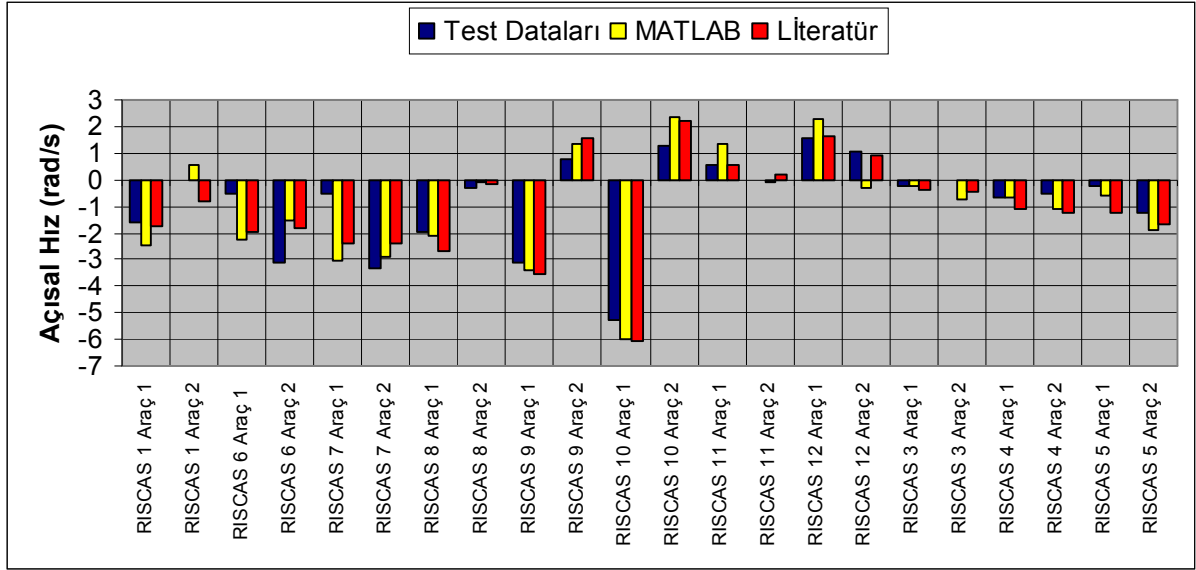
Şekil 7.7 MATLAB ile dataların hız değişimleri yönünden karşılaştırılması.



Şekil 7.8 Tüm datalara göre hız değişimlerinin karşılaştırılması.



Şekil 7.9 Test datalarına göre hız değişimleri bakımından % hata.



Şekil 7.10 MATLAB ile dataların son açısal hız değerlerinin karşılaştırılması.

MATLAB’de bulunan sonuçlar, test datalarına literatürden bazen daha yakın, bazen de daha uzak çıkmıştır.

Hız değişimleri analizinde MATLAB programında maksimum hata % -24.5 ile RISCAS 10 testinde araç 1’de , literatürde maksimum hata % 18.9 ile yine RISCAS 10 testinde araç 2’de görülmüştür.

Çizelge 7.2 Deneysel ΔV ile düzlemsel çarpışma mekaniği yöntemiyle belirlenen ΔV farkları ortalaması

Test No	1,6,7	8,9,10	11,12	3,4,5
MATLAB	-0.36	1.07	0.057	0.21
Literatür	-0.65	-1.17	-0.45	1.13

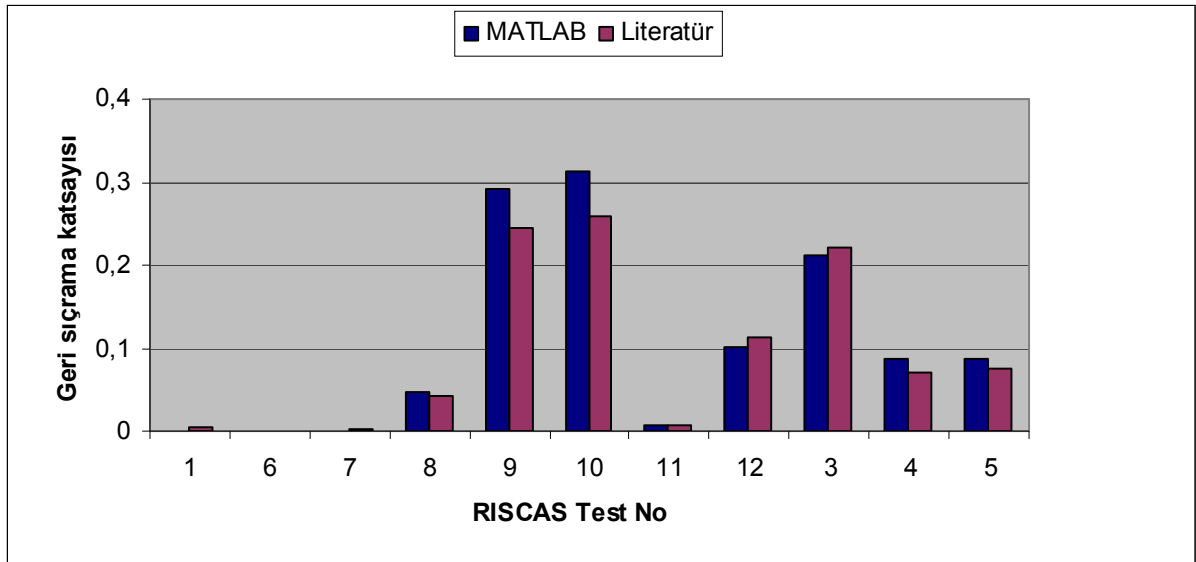
Tabloda test datalarındaki hız değişimlerinden, hesaplanan hız değişimlerinin çıkarılmasıyla oluşturulmuş değerlerin, test grupları için ortalamaları görülmektedir. MATLAB programında bulunan değerlerle hesaplanan bu ortalamalar, literatürdeki değerlere göre daha iyidir.

7.2.2 Geri Sıçrama Katsayısı ve İmpuls Oranı Değerleri

Çizelge 7.3 Düzlemsel çarpışma mekaniği yöntemiyle belirlenen geri sıçrama katsayısı ve impuls oranı değerleri

	Test No	1	6	7	8	9	10	11	12	3	4	5
MATLAB	e	0	0	0	0.047	0.291	0.313	0.008	0.101	0.212	0.088	0.086
	μ	0.962	0.824	0.773	0.425	0.514	0.448	0.038	0.031	-0.065	-0.052	-0.092
Literatür	e	0.005	0	0.003	0.043	0.245	0.258	0.008	0.112	0.221	0.071	0.075
	μ	0.911	0.797	0.656	0.553	0.714	0.882	0.049	-0.009	-0.069	-0.008	-0.034

Önden yana 60° şeklindeki çarpışmalarda geri sıçrama katsayısı 0'a yakın değerlerdedir. Tüm impuls oranı değerleri, kritik değerde kabul edilmiştir ve bunun sonucu olarak tüm testlerde $V_{1Cr} = V_{2Cr}$ sonucu çıkmıştır.



Şekil 7.11 MATLAB ve literatürde bulunan geri sıçrama katsayısı değerlerinin karşılaştırılması.

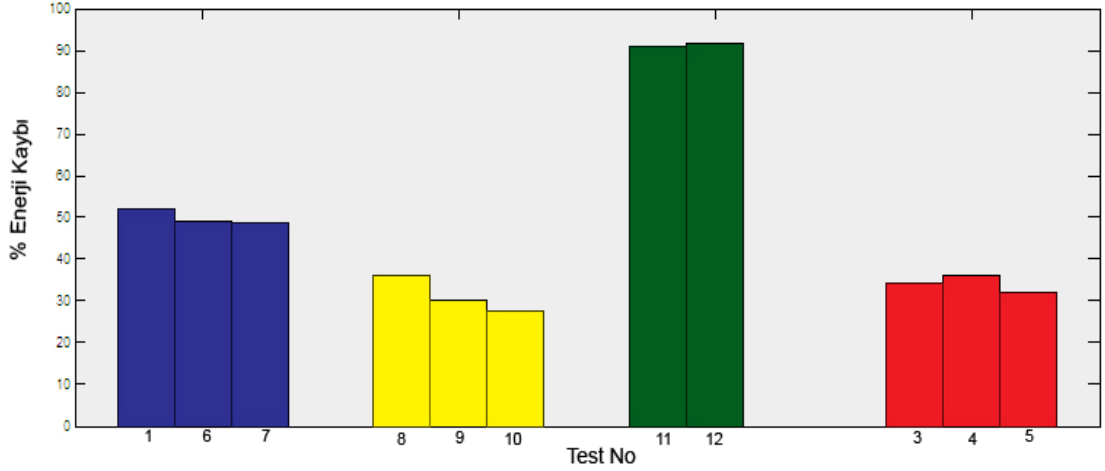
7.2.3 Enerji Analizi

Çizelge 7.4 MATLAB’de bulunan enerji değerleri

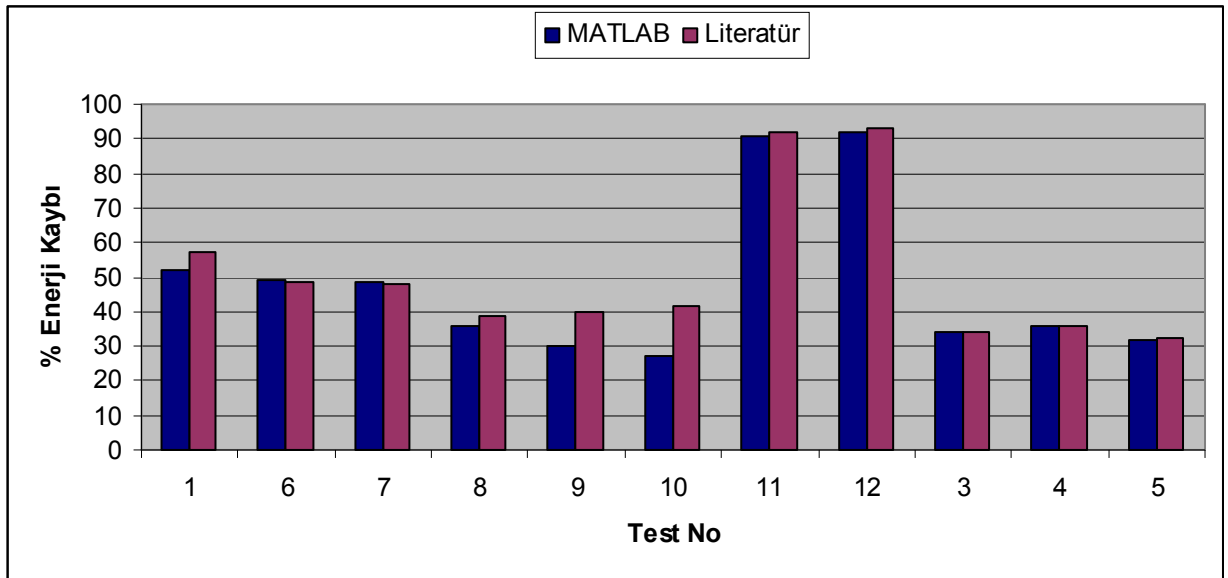
Test No	1	6	7	8	9	10	11	12	3	4	5
İlk enerji (kJ)	136.3	144.1	240.4	178.2	145.5	352.4	147.5	341.6	100.6	336	327.7
Son enerji (kJ)	65.5	73.6	123.1	113.8	101.4	256.1	13.4	28.1	66.1	214.8	223.4
Enerji kaybı (kJ)	70.8	70.4	117.3	64.3	44.1	96.3	134.1	313.4	34.4	121.2	104.3
Ezilme enerjisi kaybı (kj) (n doğrultusunda)	26.1	29.1	49.9	44.5	25.5	58.3	134.6	314.4	34.9	122.4	106.2
Teğetsel enerji kaybı (kj) (t doğrultusunda)	44.7	41.3	67.4	19.8	18.5	38	-0.44	-0.97	-0.50	-1.23	-1.87
Enerji Kaybı(%)	52	48.9	48.8	36.1	30.3	27.3	90.9	91.8	34.3	36.1	31.8

Çizelge 7.5 Enerji kayıplarının literatür ile karşılaştırılması

Test No	1	6	7	8	9	10	11	12	3	4	5
Literatürde % Enerji Kaybı	57.5	48.4	47.9	38.9	40	41.5	92	92.9	34	36.1	32.1
MATLAB’de bulunan enerji kaybı	52	48.9	48.8	36.1	30.3	27.3	90.9	91.8	34.3	36.1	31.8



Şekil 7.12 MATLAB’de bulunan enerji kayıpları.



Şekil 7.13 MATLAB ve literatürde bulunan enerji kayıplarının karşılaştırılması.

Enerji kayıpları, literatürdeki değerlere yakın çıkmıştır. 9 ve 10 numaralı testlerdeki farklar, geri sıçrama katsayılarındaki farklılardan kaynaklanmaktadır.

En büyük enerji kayıpları, önden kafa kafaya çarpışmalarda meydana gelmiştir. Teğetsel enerji kaybının negatif değerleri, fiziksel olarak imkansızdır. Yaklaşım sonucu ortaya çıkan negatif enerji değerleri, 0’a yakın olan çok küçük enerji kayıplarını temsil eder.

Enerji kayıpları, aynı test grupları içerisinde tutarlı çıkmıştır. 11 ve 12 no'lu testler önden kafa kafaya çarpışmaya yakın koşullara sahip olduğu için enerji kayıpları büyüktür.

7.3 CRASH 3 Yöntemi ile RISCAS Testlerinin Analizi

MATLAB'da oluşturulan program ile RISCAS testlerinin analizi CRASH 3 metoduyla yapılmıştır. Ezilme katsayısı değerleri, dingil açıklığına göre belirlenmiş genel değerlerden alınmıştır. PDOF açıları, düzlemsel çarpışma mekaniği yöntemiyle bulunan değerler kabul edilmiştir.

Çizelge 7.6 Düzlemsel çarpışma mekaniği ile bulunan PDOF açıları

Test No		1	6	7	8	9	10	11	12	3	4	5
PDOF (°)	Araç 1	-14	-9.3	-7.6	-23	-27.2	-24.1	-2.2	-1.8	13.7	-13	15.2
	Araç 2	46	50.7	52.4	67	62.8	65.9	-12.2	-11.8	-176.3	-177	-174.8

Ezilme katsayısı ve diğer parametrelerin değerleri literatürde farklı kaynaklarda farklı değerlerde gösterilmiştir. CRASH analiz programının 2. versiyonundan 3. versiyonuna geçilirken ezilme katsayısı değerleri güncellenmiştir. Fakat ezilme katsayısı değerleri CRASH 3 için güncellenirken prosedüre uyum konusunda bazı problemler yaşanmıştır. Bu yüzden CRASH 3'ün ezilme katsayısı değerleri CRASH 2'nin değerlerinden daha gerçekçi değildir. MATLAB ile analizde 'CRASH 2 User's Manual' kaynağındaki değerler kullanılmıştır. Bu değerler ile daha iyi sonuçlar alınmıştır. Literatürde hangi ezilme katsayılarının kullanıldığı belirtilmemiştir.

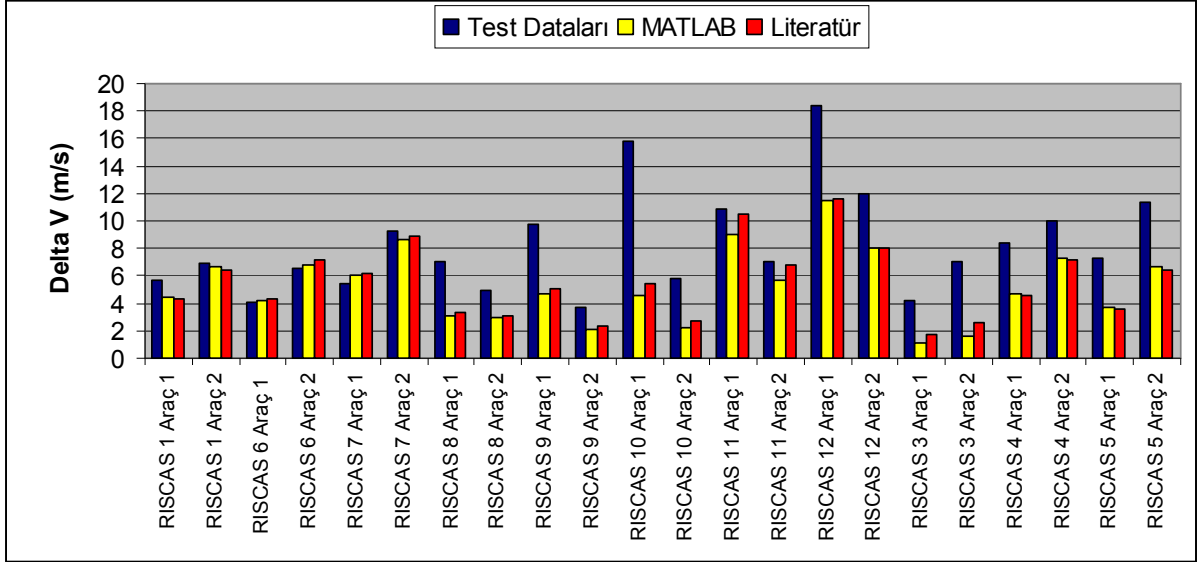
Çizelge 7.7 MATLAB ile analizde kullanılan ezilme katsayısı tablosu
(CRASH 2 User's Manual)

Dingil açıklığı	<258 cm	258-280 cm	280-298 cm	>298 cm
ÖN				
A	228.37	270.55	493.15	538.12
B	40.45	47.93	23.30	25.41
G	644.55	763.5	5218.37	5696.5
YAN				
A	143.86	195.65	76.51	86.08
B	29.46	40.07	32.54	36.60
G	351.2	477.62	89.94	101.21
ARKA				
A	115.3	136.81	149.64	163.24
B	9.09	10.44	11.78	12.85
G	731.17	896.02	949.75	1036.31
Diğer Parametreler				
x_f (cm)	189.73	217.67	240.79	255.27
y_s (cm)	79	90.67	97.53	100.58

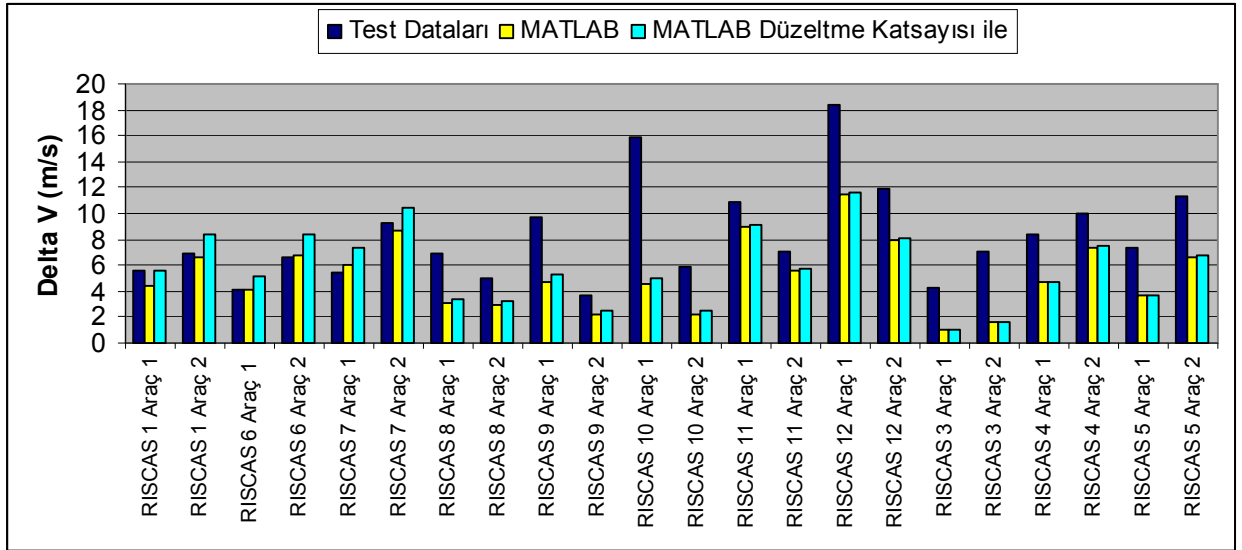
Çizelge 7.8 Bulunan ΔV değerleri ve literatür ile karşılaştırılması (m/s)

Test No	Araç	Test Dataları	MATLAB			Literatür	
			CRASH 3	CRASH 3 Düzeltme Katsayılı	Düzlemsel Çarpışma Mekanığı	CRASH3	CRASH 3 Düzeltme Katsayılı
1	1	5.64	4.44	5.54	4.61	4.32	5.39
	2	6.95	6.65	8.31	6.91	6.46	8.04
6	1	4.11	4.14	5.14	4.62	4.38	5.51
	2	6.58	6.79	8.42	7.63	7.19	9.05
7	1	5.46	6.08	7.41	6.75	6.21	7.62
	2	9.20	8.62	10.50	9.56	8.83	10.82
8	1	6.98	3.07	3.33	5.40	3.29	3.56
	2	4.94	2.92	3.17	5.14	3.10	3.38
9	1	9.72	4.69	5.27	8.36	5.05	5.63
	2	3.69	2.16	2.43	3.85	2.31	2.59
10	1	15.85	4.62	5.06	11.96	5.48	6.37
	2	5.82	2.26	2.48	5.85	2.68	3.10
11	1	10.91	8.96	9.08	10.93	10.54	10.69
	2	7.04	5.62	5.69	6.85	6.73	6.85
12	1	18.38	11.53	11.64	17.87	11.61	11.73
	2	11.95	8.00	8.08	12.40	8.04	8.13
3	1	4.24	1.05	1.06	4.25	1.67	1.70
	2	7.07	1.66	1.68	6.74	2.65	2.71
4	1	8.38	4.70	4.77	7.01	4.60	4.69
	2	9.94	7.34	7.44	10.93	7.19	7.31
5	1	7.28	3.66	3.69	6.41	3.56	3.59
	2	11.37	6.65	6.72	11.66	6.46	6.53

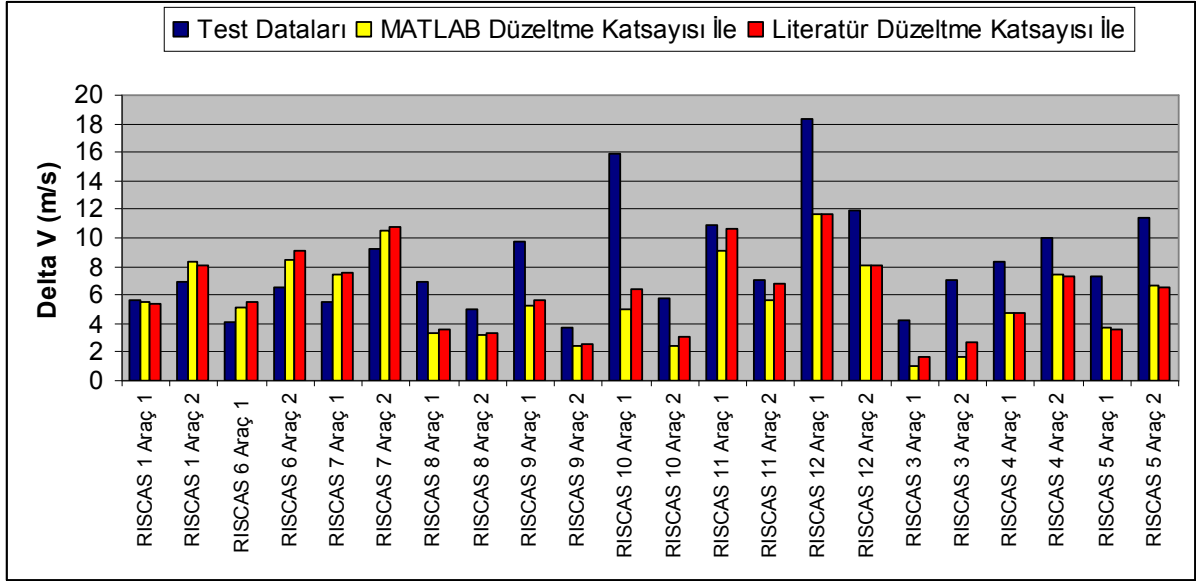
Literatürdeki çalışmada kullanılan ezilme katsayıları ve diğer parametreler, MATLAB’de yapılan çalışmada kullanılan değerlerden farklı olabilir. Bu yüzden literatürdeki sonuçlarla bir kıyaslama yapmak, doğru sonuçlar vermeyebilir. Kullanılan ezilme ölçüm değerleri de literatür çalışmasında kullanılan değerlerden küçük de olsa farklılıklar göstermiş olabilir. Çünkü farklı iki kaynaktan küçük farklar olsa da farklı ezilme ölçümleri verilmiştir.



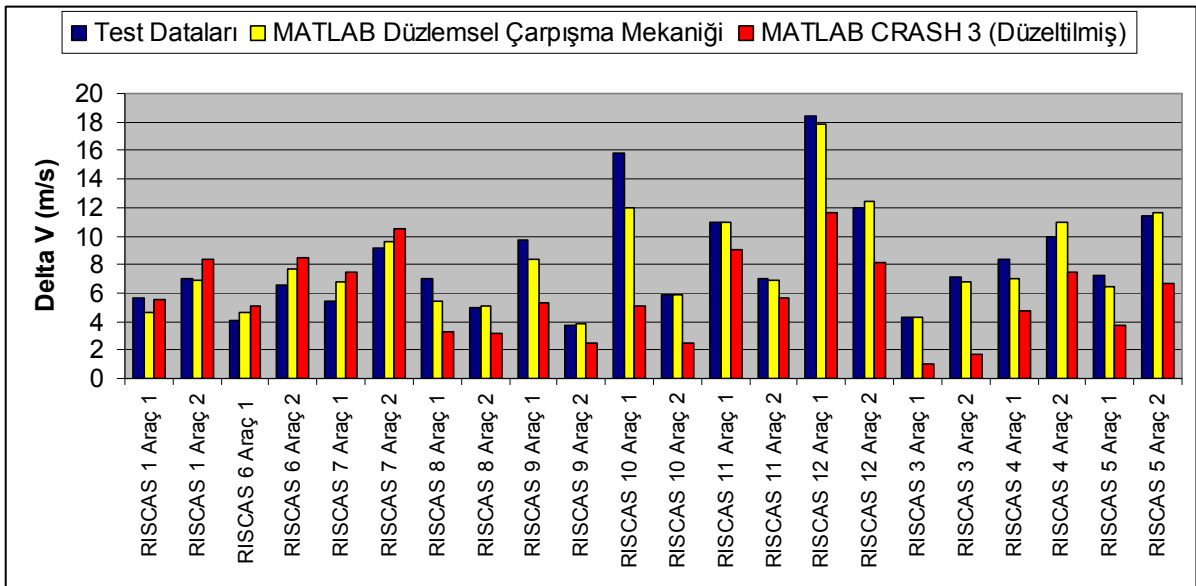
Şekil 7.14 CRASH 3 yöntemiyle bulunan hız değişimlerinin karşılaştırılması.



Şekil 7.15 Düzeltilmiş ve düzeltilmemiş hız değişimlerinin karşılaştırılması.



Şekil 7.16 Düzeltme katsayısı kullanılmış hız değişimi değerlerinin karşılaştırılması.



Şekil 7.17 Düzlemsel çarpışma mekanikliği ile CRASH 3 metodundan bulunan hız değişimi değerlerinin karşılaştırılması.

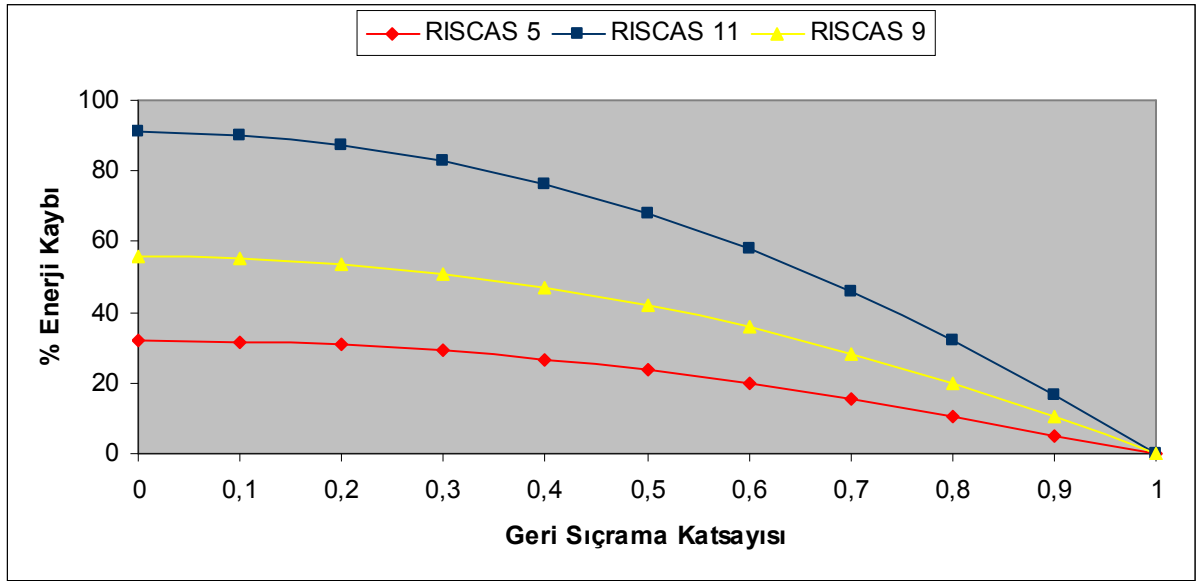
Görüldüğü gibi, düzlemsel çarpışma mekaniği hız değişimlerinde CRASH 3 yöntemine göre daha gerçekçi sonuçlar vermiştir.

7.4 Düzlemsel Çarpışma Mekaniğinde Parametrelerin Değişiminin Etkisi

Bu bölümde RISCAS çarpışma testlerinden bazıları ile parametre değişimi üzerine MATLAB programı ile bir çalışmanın sonuçları gösterilmektedir.

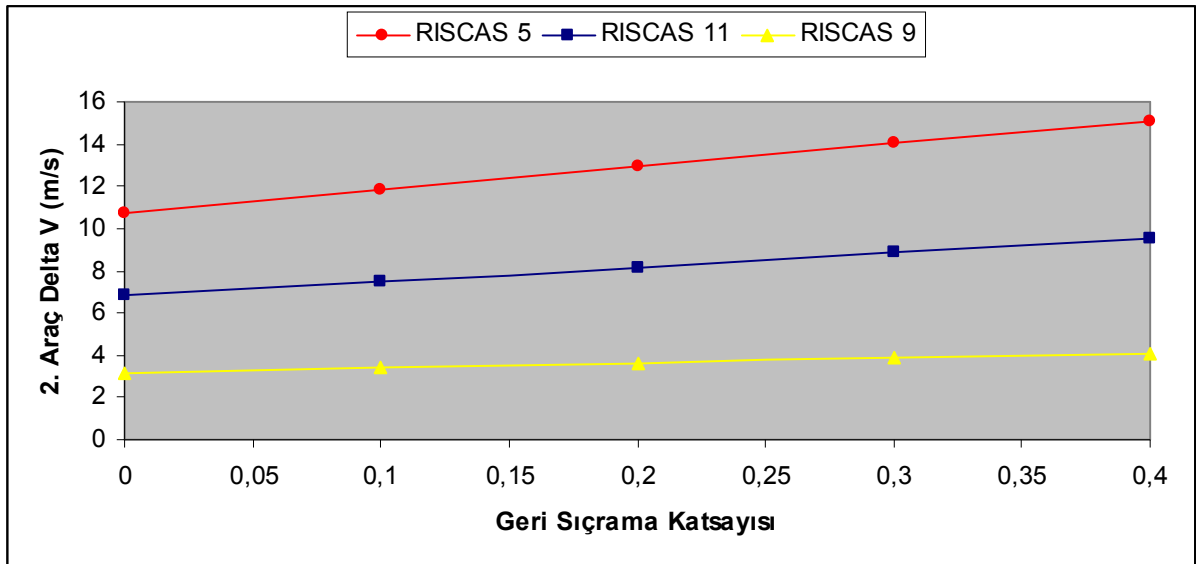
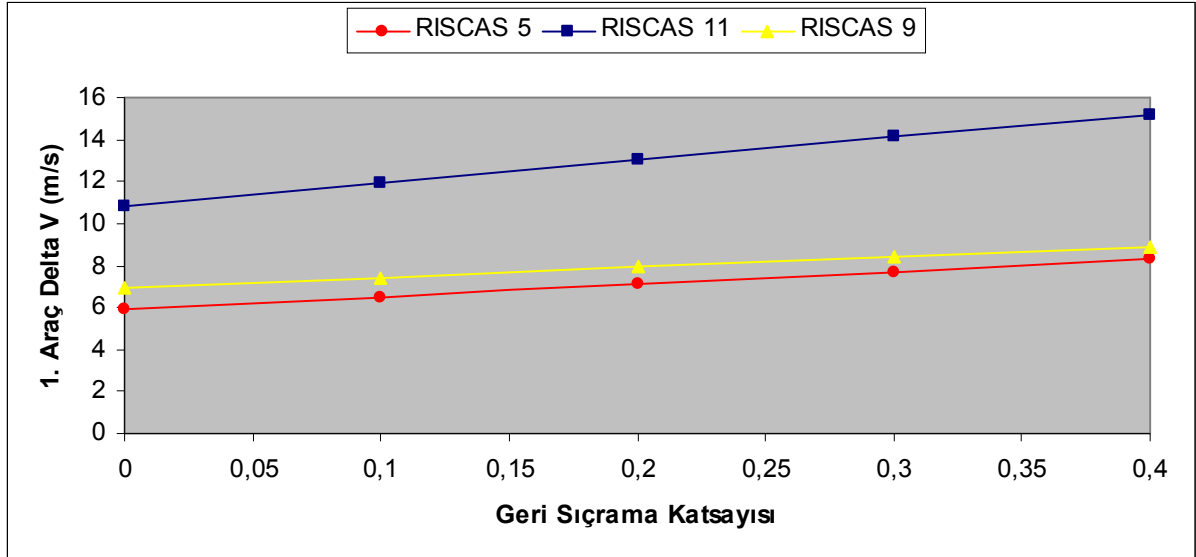
7.4.1 Geri Sıçrama Katsayısının Etkisi

Geri sıçrama katsayısı enerji kaybı ile direkt olarak ilişkilidir. Yapılan analizde bu ilişki şekildeki gibi çıkmıştır:



Şekil 7.18 Geri sıçrama katsayısı ile enerji kaybı arasındaki ilişki.

Geri sıçrama katsayısındaki değişim, ilk hız bileşenlerine etki etmez. Son hız bileşenlerine etki ederek hız değişimlerini etkiler.



Şekil 7.19 Geri sıçrama katsayısının hız değişimine etkisi.

Geri sıçrama katsayısının son açılal hız üzerindeki etkisinin çok az olduğu görülmüştür.

7.4.2 Çarpışma Geometrisinin Etkisi

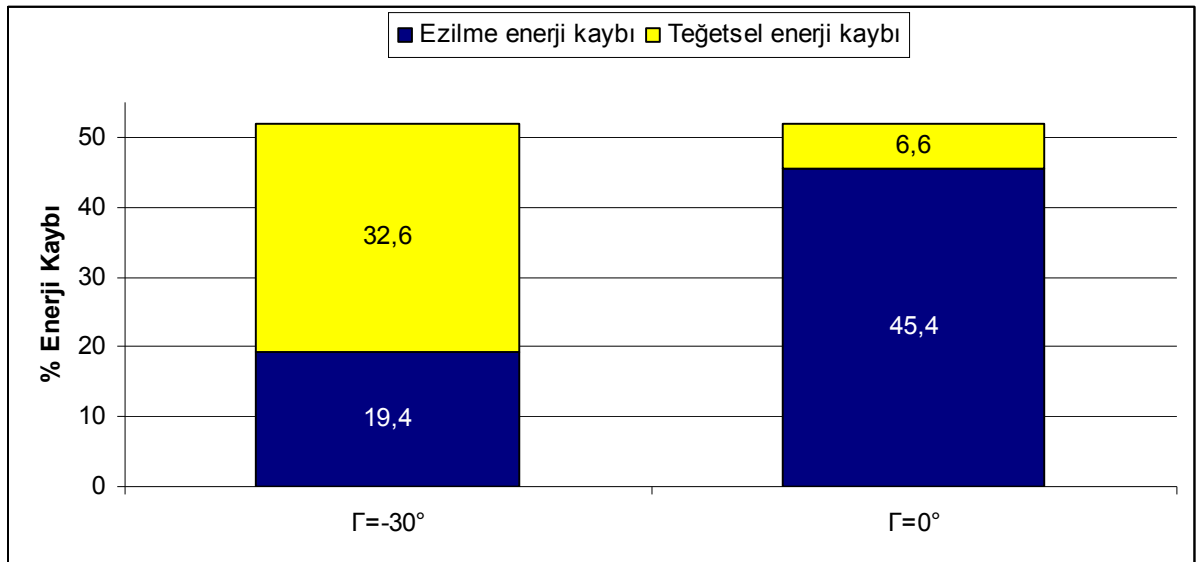
Literatürde, çarpışma noktası C tahmini olarak belirlenmiştir. Buna bağlı olarak ϕ açıları ve d mesafeleri de tahminidir. Deformasyon yüzey açısı, referans alınan araca göre değişik seçilebilir. Deformasyon yüzey açısının değişiminin geri sıçrama katsayısına etkisi tablodaki

gibidir. C noktasının yerinin, dolayısıyla d mesafesi ve ϕ açısının veya deformasyon yüzey açısının değişimi, düzlemsel çarpışma mekaniği ile kaza analizinde enerji kaybı ve hız değişimleri üzerinde ihmal edilebilecek kadar az bir etkiye sahiptir. Deformasyon yüzey açısındaki değişim, normal ve teğetsel doğrultudaki büyüklükleri etkiler.

Çizelge 7.9 Deformasyon yüzey açısının farklı seçilmesinin geri sıçrama katsayısına etkisi

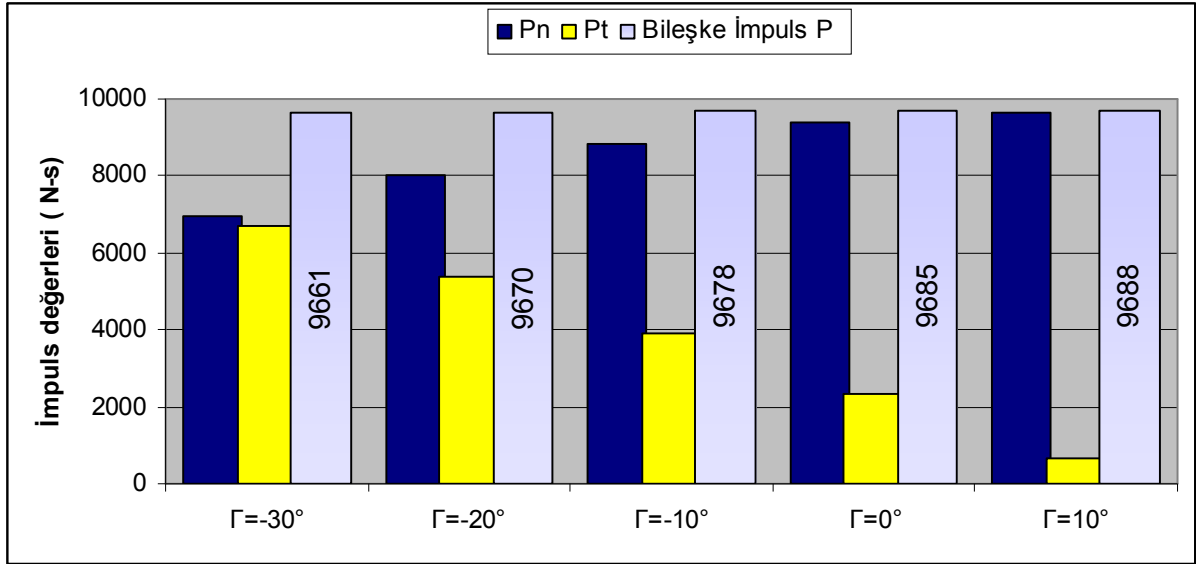
Test No	Γ (°)	e
1	-30	0.005
	0	0
11	0	0.008
	10	0.0073
5	-10	0.086
	0	0.104

Örneğin; RISCAS 1 testinde deformasyon yüzey açısı -30° seçilmiştir. Bu seçim, iki aracın uzunlamasına eksenleri arasındaki açının yarısı olarak belirlenmiştir. Yönü de saat yönünün tersi olduğu için negatiftir. 2 no'lu araca göre seçilseydi 0° alınırdı. MATLAB'de oluşturulan program ile yapılan denemeye göre bu açının 0° veya 30° seçilmesi, enerji kayıpları ve hız değişimleri üzerinde herhangi bir etki yapmamıştır. Normal ve teğetsel doğrultudaki hız bileşenleri, impulslar ve enerji kayıp dağılımlarına etki etmiştir. x-y doğrultularındaki büyüklüklere etkisi yoktur veya çok azdır.

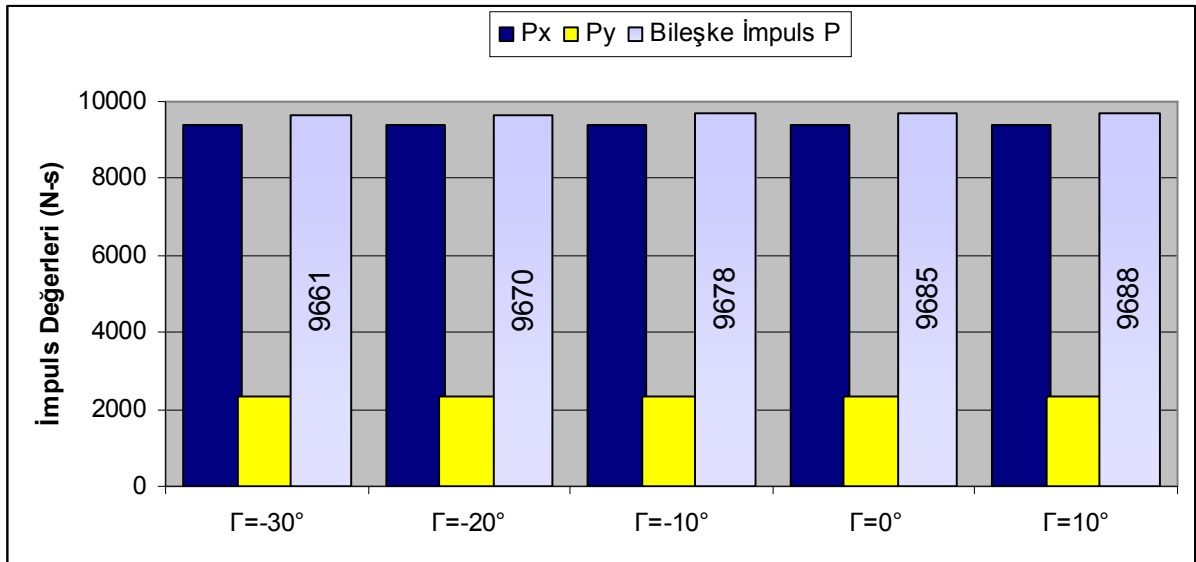


Şekil 7.20 Deformasyon yüzey açısının farklı seçilmesinin ezilme ve teğetsel enerji kaybına etkisi (RISCAS 1)

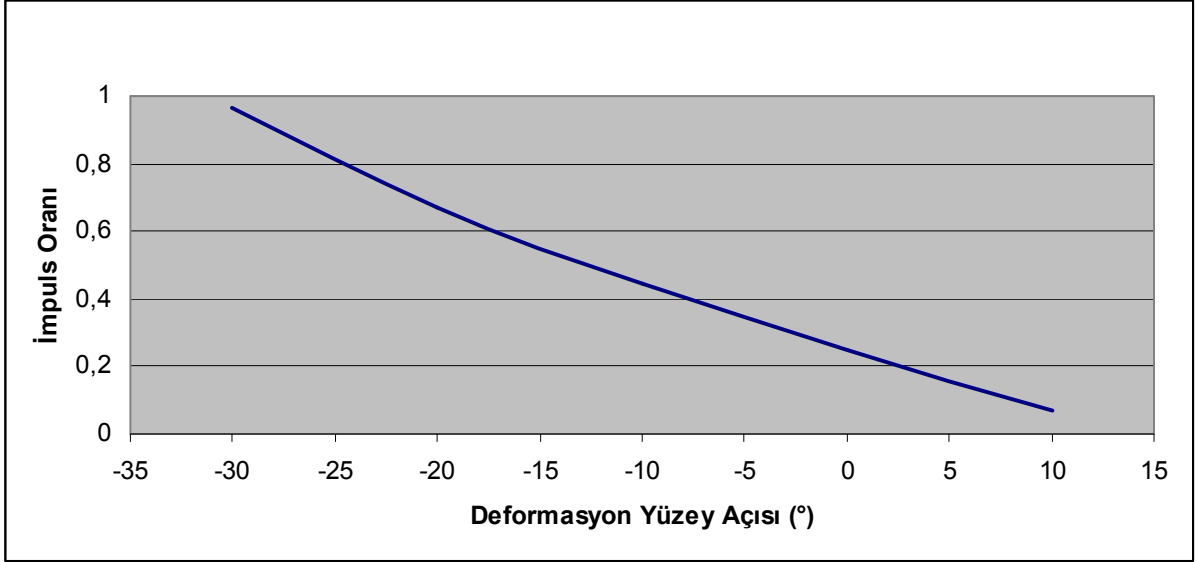
Deformasyon yüzey açısındaki değişim, impuls oranını etkiler. Çünkü impuls oranını oluşturan impuls bileşenleri bu açıyla bağlantılıdır. Şekillerde deformasyon yüzey açısının impulsları ve impuls oranını nasıl etkilediği görülmektedir:



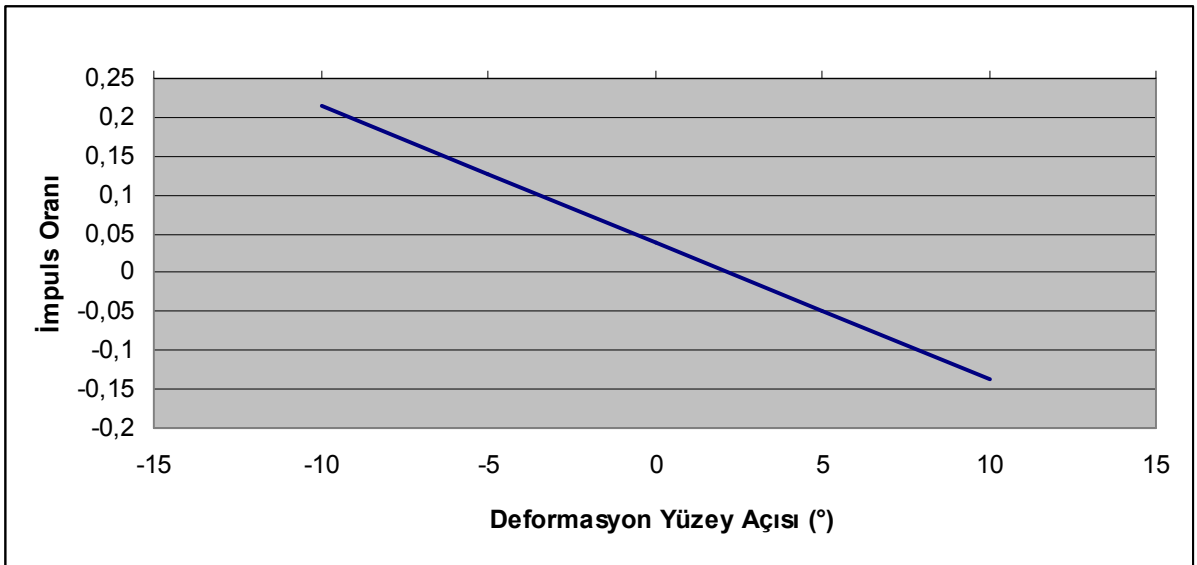
Şekil 7.21 RISCAS 1 testinde deformasyon yüzey açısının n-t düzlemindeki impuls değerlerine etkisi.



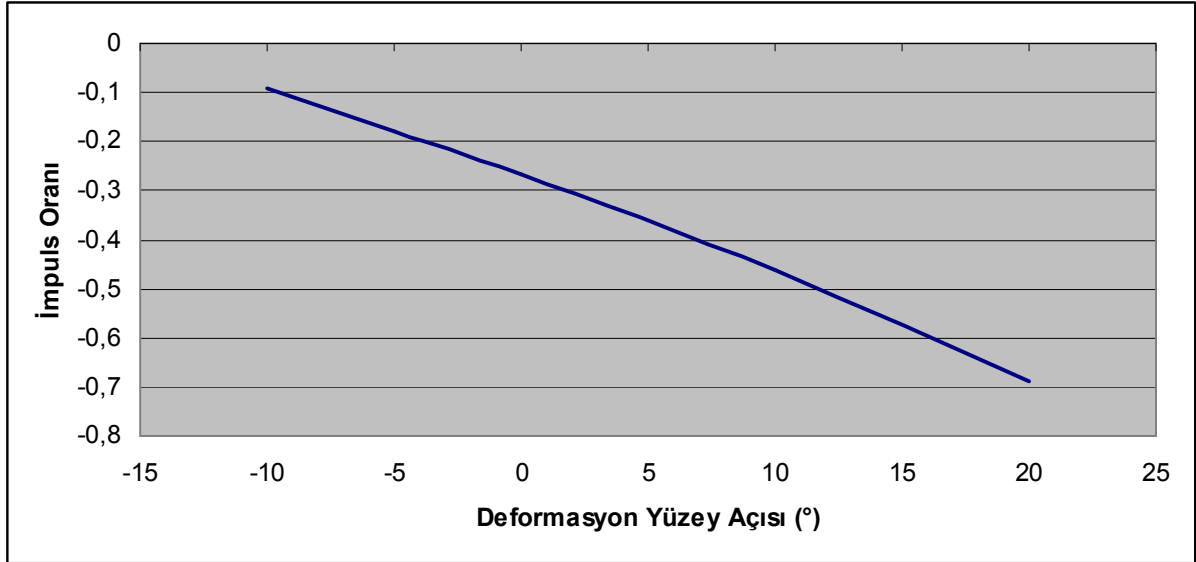
Şekil 7.22 RISCAS 1 testinde deformasyon yüzey açısının x-y düzlemindeki impuls değerlerine etkisi.



Şekil 7.23 RISCAS 1 testinde deformasyon yüzey açısının impuls oranına etkisi.



Şekil 7.24 RISCAS 11 testinde deformasyon yüzey açısının impuls oranına etkisi.



Şekil 7.25 RISCAS 5 testinde deformasyon yüzey açısının impuls oranına etkisi.

7.5 Gerçek Bir Kazanın Analizi

Bu bölümde, Rusya Saint Petersburg'da 12 Ocak 2005'te gerçekleşen bir kazanın düzlemsel çarpışma mekaniği ve nokta-kütle yöntemleri ile analizi yapılmaya çalışılmıştır. Kazadaki araçların marka ve modelleri bilinmediği için iki araç kabulü yapılmıştır. Araçların teknik özellikleri NHTSA datalarından alınmıştır.

1 No'lu Araç Bilgileri



Model : 1998 Honda Civic
Araç Kütlesi : 1143 kg
Dingil Açıklığı : 2.62 m
Ağırlık Merkezi : Ön dingilden 1.03 m uzaklıkta
Araç Uzunluğu : 4.17 m
Sapma Eylemsizlik Momenti : 1785 kg.m²

2 No'lu Araç Bilgileri



Model : 1998 Nissan Sentra
Araç Kütlesi : 1203 kg
Dingil Açıklığı : 2.53 m
Ağırlık Merkezi : Ön dingilden 0.959 m uzaklıkta
Araç Uzunluğu : 4.32 m
Sapma Eylemsizlik Momenti : 1848 kg.m²

Çarpışma bir kavşakta gerçekleşmiştir. Önden yana çarpma şeklindedir. Çarpan araç 1, darbe yiyen araç 2 numaralı araç olarak belirtilmiştir. Video görüntülerine göre çarpma öncesinde her iki araçta da frenleme yapılmadığı kabul edilmiştir.





Şekil 7.26 Kazanın videosundan çekilmiş resimler.

7.5.1 Düzlemsel Çarpışma Mekanığı Yöntemiyle Analiz

Kazanın düzlemsel çarpışma mekaniği ile analizini yapabilmek için öncelikle video görüntüsünden yakalanan ve aralarında 120 ms süre olan iki resimde araçların aldığı mesafeler yardımı ile çarpışma hızları bulunmuştur. Bu resimler; tam çarpışma anındaki ve çarpışma anından 120 ms önceki görüntülerdir.

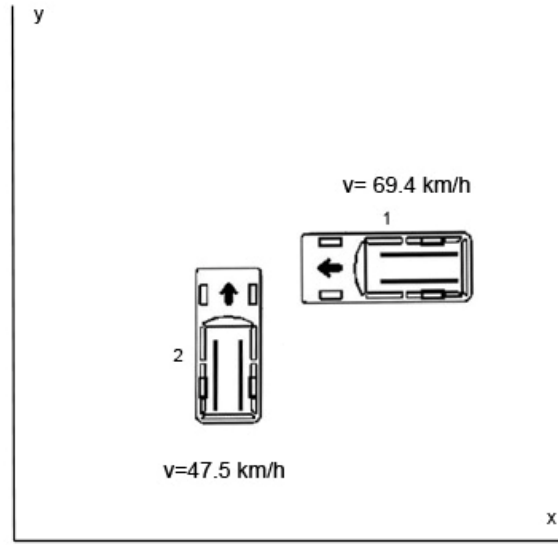


Şekil 7.27 Çarpışma hızlarının belirlendiği resimler.

Buna göre;

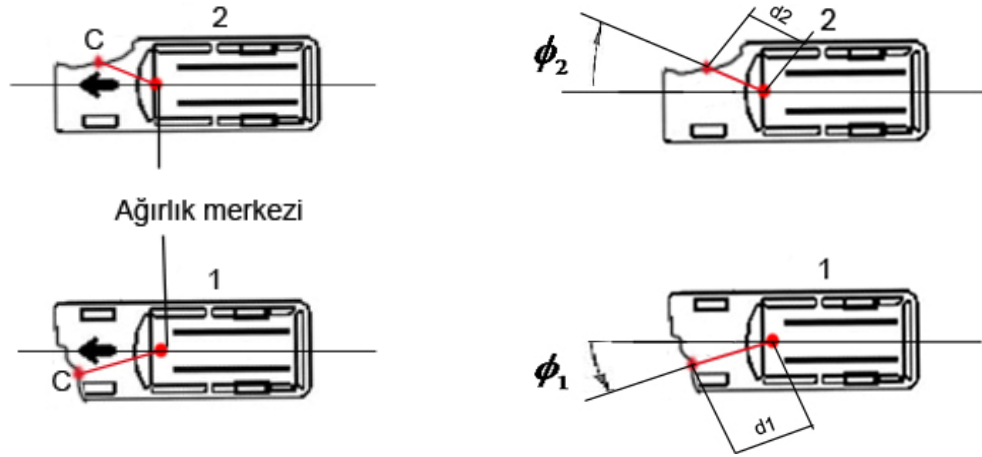
$v_1 = 69.4 \text{ km/h}$ ve $v_2 = 47.5 \text{ km/h}$ çarpışma hızlarıdır.

Daha sonra çarpışma şeması oluşturularak x-y koordinat düzlemi belirlenmiştir.



Şekil 7.28 Çarpışmanın düzlemsel çarpışma mekaniğine göre şeması.

Düzlemsel çarpışma mekaniği ile analizde gerekli olan hasar karakteristikleri (d, ϕ, C noktası) çarpışma sonrası araç deformasyonları görülemediği için yönelim açılarına göre tahmini bir deformasyon ile belirlenmiştir. Bu tahmin yapılırken ağırlık merkezinin yeri, aracı temsil eden resim üzerinde ölçekli olarak konumlandırılmıştır.



Şekil 7.29 Hasar karakteristikleri.

Çarpışma, yandan çarpışmadır. Çarpışmanın geri sıçrama katsayısı Manson'un çalışmalarında yandan çarpışmalar için belirlenen 0.1- 0.13 aralığında olması açısından 0.12 seçilmiştir. Deformasyon yüzey açısı da yandan çarpışma olması dolayısı ile 2 numaralı araca göre 0° kabul edilmiştir. Araçların çarpışma anındaki açısal hızları 0 rad/s kabul edilmiştir. Deformasyon yüzey açısı 0° olduğu için n-t koordinat düzlemi x-y koordinat düzlemi ile çakışır.

Parametre	Birim	Araç 1	Araç 2
Çarpışma Hızı	km/h	69.4	47.5
m	kg	1143	1203
I	$kg.m^2$	1785	1848
θ yönelim açısı	$^\circ$	0	90
d mesafesi	m	1.471	1.014
ϕ açıları	$^\circ$	14.9	-20.8
Deformasyon yüzey açısı Γ	$^\circ$	0	
Çarpışmanın geri sıçrama katsayısı e		0.12	

Bu girdi değerleri ile MATLAB'de yapılan analizde alınan sonuçlar şöyledir:

Parametre	Açıklama	Birim	Araç 1	Araç 2
V	Çarpışma sonrası hız	km/h	40.49	43.22
Ω	Çarpışma sonrası açısal hız	rad/s	-2.75	4.33
ΔV	Hız değişimi	km/h	39.62	37.65

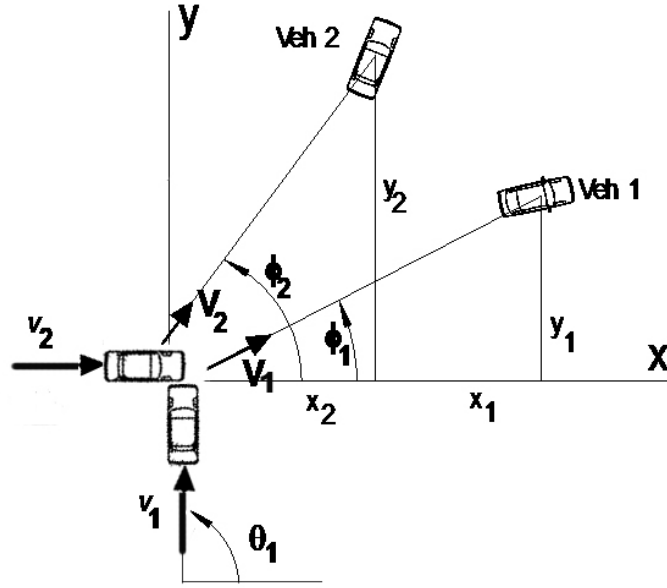
Parametre	Birim	Değer
İlk enerji	J	317105.3
Son enerji	J	183098.5
Enerji kaybı	J	134006.8
% Enerji kaybı	%	42.3
Ezilme enerjisi kaybı (n doğrultusunda)	J	92108.1 (%29)
Teğetsel enerji kaybı (t doğrultusunda)	J	41898.7 (%13.2)
$P_x = P_n$	N.s	10858.96
$P_y = P_t$	N.s	6350.95
P	N.s	12579.81
İmpuls oranı μ		0.5849

7.5.2 Nokta-Kütle Yöntemi ile Analiz

Aynı çarpışma nokta-kütle yöntemi ile analiz edilmiştir. Nokta-kütle yöntemi ile analiz yapılabilmesi için araçların çarpışma sonrası kaymaları sonucu aldıkları mesafeler bilinmelidir. Çarpışma videosundan yakalanan resimler sonucu bu mesafeler kabaca hesaplanmıştır. Tam çarpışma anındaki resim ile kayma sonundaki resim kullanılarak araç boylarından yararlanılıp bir ölçeklendirme yapılmıştır. Çarpışma noktası orijin kabul edilerek bir koordinat düzlemi oluşturulmuştur. Bu düzleme göre araçların çarpışma anındaki yönelim açıları belirlenmiştir.



Şekil 7.30 Çarpışma noktası ve son konumlar.



Şekil 7.31 Çarpışmanın nokta-kütle yöntemine göre şeması.

Kazanın gerçekleştiği yol yüzeyi kuru asfalt kabul edilmiştir. Deformasyon yüzey açısı düzlemsel çarpışma mekaniğinde olduğu gibi 0° 'dir.

Parametre	Birim	Araç 1	Araç 2
m	kg	1143	1203
x yönünde kayma	m	11.04	5.92
y yönünde kayma	m	5.65	17.18
Sürtünme katsayısı f		0.7	0.7
Yönelim açısı θ	$^\circ$	90	0
Deformasyon yüzey açısı Γ	$^\circ$	0	

Bu değerler ile MATLAB'da yapılan analiz sonuçları şu şekildedir:

Parametre	Birim	Araç 1	Araç 2
Çarpışma anındaki hızlar	km/h	78.00	58.27
Çarpışma sonrası hızlar	km/h	46.98	56.87
ΔV	km/h	70.37	66.86
ϕ yol açısı	$^\circ$	27.10	70.99

Parametre	Birim	Değer
İlk enerji	J	425826.34
Son enerji	J	247455.05
Enerji kaybı	J	178371.29
% Enerji kaybı	%	41.9
Geri sıçrama katsayısı		0.39
İmpuls oranı μ		-1.35
Kritik İmpuls Oranı		-0.96

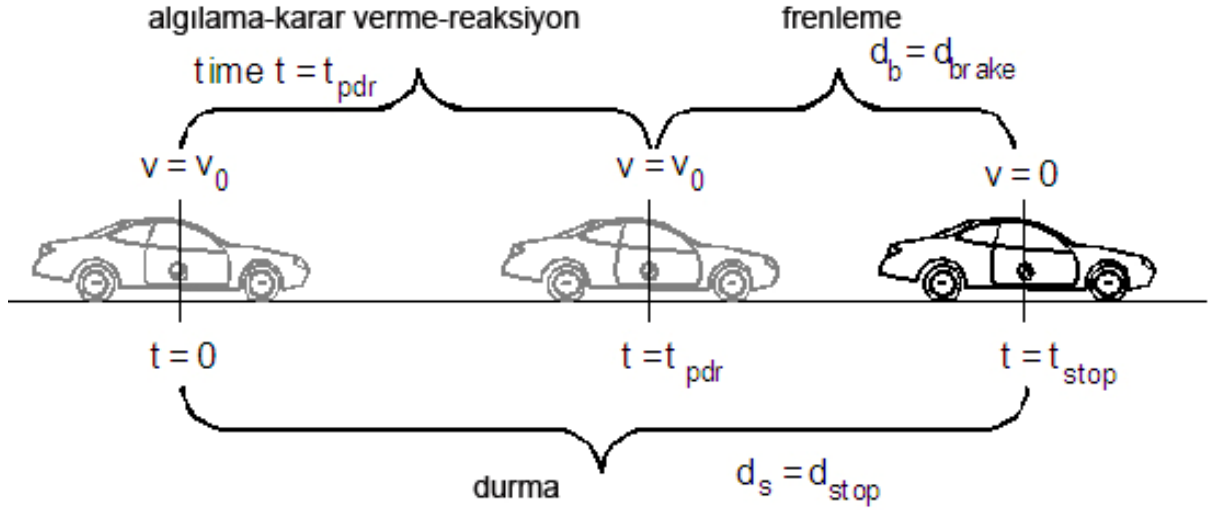
Nokta-kütle yönteminde bir kontrol parametresi olan impuls oranı kritik değerden büyük çıkmıştır. Yani analiz hatalıdır. İlk hız değerleri, videodan belirlenen hızlara göre daha yüksek çıkmıştır. Analizdeki hatalar şu sebeplerden kaynaklanabilir:

- 1) Araç kütleleri gerçek değerler olmadığı için sonuçları ciddi şekilde etkilemiştir.
- 2) 1 numaralı araç çarpışmadan sonra kayarken kaldırırma çarpıp durmuştur. Yani, normal şartlarda kayması devam edecektir. Bu yüzden yer değiştirme değerleri 1 numaralı araç için gerçekçi değildir.
- 3) Yer değiştirme ölçümleri resim üzerinden kabaca yapılmıştır. Araç uzunlukları referans alınarak ölçekli bir şekilde bulunmuştur. Bu şekilde yapılan ölçümler doğru olmayabilir. Ayrıca araç uzunlukları da araçların gerçek uzunlukları olmadığı için hata olasılığı daha da artmaktadır.

Bu etkilere rağmen çarpışmada yaşanan % enerji kaybı düzlemsel çarpışma mekaniği ve nokta-kütle yöntemlerinde yakın çıkmıştır.

8. KAZA ANALİZİNDE BAZI ÖZEL HESAPLAR

8.1 Durma Mesafesi ve Hız Hesabı



Algılama- karar verme- reaksiyon sürecinin süresi t_{pdr} ile gösterilir. Birimi saniyedir.

Bilinen mesafeden hıza geçmek için şu yol izlenir:

$$V = -g \times f \times t_{pdr} \left(1 - \sqrt{\frac{1 + 2 \times d_s}{f \times g \times t_{pdr}^2}} \right) \quad (\text{m/s}) \quad (8.1)$$

Burada ;

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

f : Sürtünme katsayısı

t_{pdr} : Algılama- karar verme- reaksiyon süresi (s)

d_s : Durma mesafesi (m)

Bilinen değerler

Diğer hesaplar;

$$d_{pdr} = t_{pdr} \times v_0 \quad (\text{m}) \quad : \quad \text{Algılama- karar verme- reaksiyon mesafesi} \quad (8.2)$$

$$d_b = \frac{v_0^2}{2gf} \quad (\text{m}) \quad : \quad \text{Fren mesafesi} \quad (8.3)$$

$$t_{brake} = \frac{v_0}{fg} \quad (\text{s}) \quad : \quad \text{Fren süresi} \quad (8.4)$$

$$t_{stop} = t_{pdr} + \frac{v_0}{fg} \quad (\text{s}) \quad : \quad \text{Durma süresi} \quad (8.5)$$

Bilinen hızdan durma mesafesine geçmek için ise şu yol izlenir:

$$d_s = v_0 \cdot t_{pdr} + \frac{v_0^2}{2fg} \quad (8.6)$$

Burada;

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

f : Sürtünme katsayısı

t_{pdr} : Algılama- karar verme- reaksiyon süresi (s)

} Bilinen değerler

8.2 Taşıtın Yavaşlaması Sırasında Herhangi Bir Andaki Hız ve Uzaklık İlişkisi

Taşıtın yavaşlaması sırasında taşıt duruncaya kadar her saniye için uzaklık ve hız değeri hesaplanabilir.

$$S = V_1 t - \left(\frac{at^2}{2} \right) \quad (8.7)$$

$$V_2 = \sqrt{V_1^2 - 2aS} \quad (8.8)$$

V_1 : Başlangıç hızı (m/s)

V_2 : Son hız (m/s)

S : Yavaşlarken aldığı yol (m)

t : Yavaşlama süresi (s)

a : Yavaşlama ivmesi (m/s^2)

8.3 Kaza Öncesi Fren Yapmış Bir Taşıtın Çarpma Hızını Bulmak

$$V_2 = \sqrt{V_1^2 - 2ad} \quad (8.9)$$

$$t = V_1 - \frac{\sqrt{V_1^2 - 2ad}}{a} \quad (8.10)$$

$$a = f \times 9.81 \quad (8.11)$$

V_2 : Çarpma anındaki taşıt hızı (m/s)

V_1 : Frenleme öncesi taşıt hızı (m/s)

t : Frenleme başladığı andan çarpmaya kadar geçen süre (s)

d : Frenleme başladığı andan çarpmaya kadar alınan yol (m)

a : Yavaşlama ivmesi (m/s^2)

f : Sürtünme katsayısı

8.4 Taşıtın Düz Yol Üzerinde Bırakmış Olduğu Fren İzinden Hız Tespiti

Kinetik enerji hız ve kütle için yanı sıra işe bağlı olarak da belirtilebilir:

$$E_k = F \times D \quad (8.12)$$

F : Sürtünme kuvveti (N)

D : Yavaşlama mesafesi (m)

$$F = M \times A \quad (8.13)$$

M : Aracın Kütlesi (kg)

A : Yerçekimi ivme faktörü $A = f \times g$

M yerine $\frac{W}{g}$ yazılabilir.

$$F = \frac{W}{g} \times g \times f \quad (8.14)$$

f : Sürtünme katsayısı

$$F = W \times f \quad (8.15)$$

Böylece $E_k = W \times f \times D$ olur.

Bu denklemi $E_k = \frac{1}{2} \times M \times V^2$ ile birleştirerek yazarsak;

$$W \times f \times D = \frac{1}{2} \times M \times V^2 \quad (8.16)$$

$$W \times f \times D = \frac{1}{2} \times \frac{W}{g} \times V^2 \quad (8.17)$$

W her iki taraftan da yok edilebilir. Yani taşıt ağırlığının kayma mesafesine etkisi yoktur.

$$f \times D = \frac{1}{2g} \times V^2 \quad (8.18)$$

V'yi yalnız bırakmak için denklemin her iki tarafını 2g ile çarparsak;

$$\begin{aligned} 2g \times f \times D &= V^2 \\ 2 \times 9.81 \times f \times D &= V^2 \\ 19.62 \times f \times D &= V^2 \end{aligned} \quad (8.19)$$

Bu denklemde hız birimi m/s'dir. km/h'ye çevirmek için $V=0.278$. S denklemini yerine yazalım;

$$0.278^2 \times S^2 = 19.62 \times f \times D \quad (8.20)$$

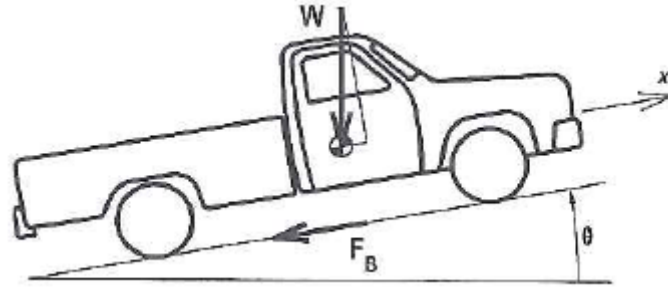
$$\boxed{S = \sqrt{254 \times f \times D}} \quad (8.21)$$

S : Hız (km/h)

D : Fren izi mesafesi (m)

f : Sürtünme katsayısı

8.5 Eğimli Bir Yolda Frenleyen Taşıtın Durma Mesafesi Hesabı



F_B : Sürtünme kuvveti

Eğimsiz bir yol için üniform bir ivmelenmeye sahip taşıtın durma mesafesi $d = -\frac{v_0^2}{2a}$ 'dır.

Burada $a=2.g.f$ 'tir.

Eğim ile birlikte f sürtünme katsayısı $f_{eg} = f \cos \theta + \sin \theta$ şekline dönüşür.

Böylece durma mesafesi de;

$$d = -\frac{v_0^2}{2g(f \cos \theta + \sin \theta)} \text{ olur.} \quad (8.22)$$

8.6 Virajda Kritik Hız

Virajda, taşıtın kayarak yoldan çıkmadan yapabileceği maksimum hız şu şekilde bulunur:

$$V_k = \sqrt{g \times R \times f} \quad (8.23)$$

V_k : Virajda yoldan çıkmadan yapılabilecek maksimum hız. Kritik hız (km/h)

R : Viraj yarıçapı (m)

f : Yol ile tekerlekler arasındaki sürtünme katsayısı

Virajda, taşıtın devrilmeden yapabileceği maksimum hız şu şekilde bulunur:

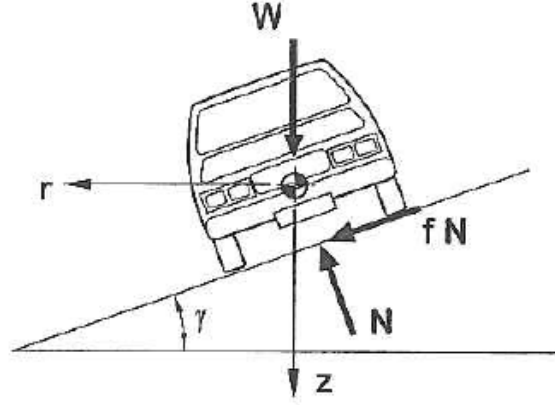
$$V_d = 3.6 \sqrt{\frac{g \times R \times d}{2h}} \quad (8.24)$$

V_d : Virajda devrilmeden yapabileceği maksimum hız. Kritik hız (km/h)

d : Arka dingil uzunluğu (m)

h : ağırlık merkezinin yoldan yüksekliği (m)

R : Viraj yarıçapı (m)



Şekildeki gibi eğimli bir virajda sürüş kontrolünü kaybetmeden ve kaymadan ulaşılabilecek maksimum hız:

$$V_k = \sqrt{g \times R \times \frac{f + \tan \gamma}{1 - f \tan \gamma}} \text{ (km/h)} \quad (8.25)$$

9. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Düzlemsel çarpışma mekaniği ve CRASH 3 yöntemlerini oluşturan araştırmacılar kendi yöntemlerinin daha iyi sonuçlar verdiğini savunmaktadır. Analiz sonuçlarından görüldüğü gibi düzlemsel çarpışma mekaniği ile yapılan analizlerde sonuçlar, gerçek data'lara daha çok yaklaşmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, düzlemsel çarpışma mekaniği ΔV 'lerin bulunması bakımından CRASH 3 yönteminden üstündür. CRASH 3 ve nokta-kütle yöntemine göre daha kapsamlı ve detaylı sonuçlar veren bir yöntemdir. Buna rağmen, günümüzde CRASH 3 yöntemi kaza analizlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Çünkü ekonomik ve basittir.

Geri sıçrama katsayısı çok tutarsız bir değerdir. Bir çok parametreye bağlı olarak değişmektedir. Bir kazaya geri sıçrama katsayısı atanması, genellikle çarpışma tipi ve çarpışma hızları dikkate alınarak yapılır. Fakat bu şekilde atanan geri sıçrama katsayısı her zaman o çarpışmaya uygun olmayabilir. Örneğin; Monson'un çalışmalarında yandan çarpışmalar için 0.12 değerinde ortalama bir geri sıçrama katsayısı belirlenmiştir. Fakat RISCAS testlerinde yandan çarpışmalarda bu katsayının 0.25 değerine ulaştığı da görülmüştür.

RISCAS testlerinin analizi, tezde belirtilen kaynak dışında bir makalede daha ele alınmıştır. Ayrıca aynı araştırmacıya ait bir kitapta da makalelerdeki kadar kapsamlı olmasa da RISCAS testlerinin analizi mevcuttur. Bu üç kaynaktan da hem geri sıçrama katsayısı hem impuls oranı hem de enerji ve hız değerleri birbirinden farklıdır. Ayrıca MATLAB programında, geri sıçrama katsayısı ve diğer tüm girdi değerleri araştırmacının makalesindeki gibi alınmasına rağmen sonuçlar makaledekinden farklı çıkmaktadır. Tüm bu farklılıkların nedeni araştırmacıya elektronik posta yoluyla bir kaç kez sorulmasına rağmen tatmin edici bir cevap alınamamıştır.

KAYNAKLAR

Bebek, G., (1997), Kaza Esnasında Taşıtta Meydana Gelen Deformasyon ve Bunun Yolcuya Olan Etkisinin Etüdü, Alınabilecek Önlemler, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ FBE.

Bracati, R. ve Risso, R., (2009), ‘Method and Equipment for Inertia Parameter Identification’, Università di Napoli, 80125.

Brach, R., (1983a), “Impact Analysis of Two-Vehicle Collisions”, Society of Automotive Engineers, 830468.

Brach, R., (1983b), “Identification of Vehicle and Collision Impact Parameters From Crash Tests”, The American Society of Mechanical Engineers, 83-DET-13.

Brach, R., (1991), Mechanical Impact Dynamics - Rigid Body Collisions, John Wiley & Sons, New York.

Brach, R. ve Brach, M., (1998), “Crush Energy and Planar Impact Mechanics for Accident Reconstruction”, SAE International, 980025.

Brach, R. ve Brach, M., (2005), Vehicle Accident Analysis and Reconstruction Methods, SAE International, Pennsylvania.

Brach, R., Brach, M. ve Welsh, K., (2007), “Residual Crush Energy Partitioning Normal and Tangential Energy Losses”, SAE International, 0737.

Cliff, W. ve Moser, A., (2001), “Reconstruction of Twenty Staged Collisions with PC-Crash’s Optimizer”, SAE International, 2001-01-0507.

Day, T. ve Hargens, R., (1990), “Further Validation of EDSMAC Using the RISCAS Staged Collisions”, SAE International, 900102.

Heydinger, G., Bixel, R., Garrott, W., Pyne, M., Howe, J. ve Gunther, D., (1999), “Measured Vehicle Inertial Parameters- NHTSA’s Datas Through November 1998”, Society of Automotive Engineers, 1336.

Huang, M., (2002), Vehicle Crash Mechanics, CRC Pres, New York.

İnan, A., (2007), MATLAB Kılavuzu, Papatya Yayıncılık, İstanbul.

McHenry, R., (1976), User’s Manual for the CRASH Computer Program, NHTSA, Virginia.

McHenry, R., (1978), Research Input for Computer Simulation of Automobile Collisions Volume 1,2,3,4, NHTSA, Washington.

McHenry, B., (2001), The Algorithms of CRASH, McHenry Software Inc.

Monson, K., (1997), Magnitudes and Mechanism of Planar Restitution in Motor Vehicle Collisions, M.S Degree Thesis, Brigham Young University Department of Mechanical Engineering.

NHTSA, (1986), CRASH 3 Technical Manuel, National Highway of Traffic Safety Administration, Washington.

NHTSA, Car Data – Stiffness Coifficients, National Highway of Traffic Safety Administration, Washington.

Parka, D., (1995), Equation Directory for the Reconstruction, First Edition.

Recep, T., (2004), Trafik Kazalarının Analizi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ FBE.

Smith, R.A. ve Noga, J.T., Examples of Staged Collisions in Accident Reconstruction, NHTSA, Washington.

Silivri, T., (1999), Trafik Kazalarının Analizi ve Yöntemleri, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ FBE.

Stewart, W. ve MacWilliams, J., (2004) Crash Assesment for Field Triage –Rules and Exceptions, University of Maryland, Maryland.

Tomasch, E., (2004), Accident Reconstruction Guidelines, Competitive and Sustainable Growth Program, 1998-2002, Graz.

Traffic Accident Investigation Manuel, (1975), The Traffic Institute, Northwestern University.

Warner, C., (1983),” Friction Applications in Accident Reconstruction”, SAE International, 83-6012.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	06.07.1986	
Doğum yeri	İzmit	
Lise	2001-2004	Sakarya Figen Sakallıođlu Anadolu Lisesi
Lisans	2004-2008	Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Müh. Bölümü
Yüksek Lisans	2008-2010	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Enerji Programı