

**KÖPÜK METALLERİN ‘ARKADAN ÇARPMA
SÖNÜMLEYİCİ’ OLARAK AĞIR VASITALARDA
KULLANIMININ DENEYSEL İNCELENMESİ**

QASEM MOHAMMADİ



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KÖPÜK METALLERİN “ARKADAN ÇARPMA SÖNÜMLEYİCİ” OLARAK
AĞIR VASITALARDA KULLANIMININ DENEYSEL İNCELENMESİ**

QASEM MOHAMMADI

Prof. Dr. Agah UĞUZ
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2019

TEZ ONAYI

QASEM MOHAMMADI tarafından hazırlanan “KÖPÜK METALLERİN ‘‘ARKADAN ÇARPMA SÖNÜMLEYİCİ’’ OLARAK AĞIR VASITALARDA KULLANIMININ DENEYSEL İNCELENMESİ’’ adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Agah UĞUZ

Başkan : Prof. Dr. Agah UĞUZ
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Prof. Dr. M. Cemal ÇAKIR
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ
Bursa Teknik Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Ali BAYRAM
Enstitü Müdürü

8.5/2019

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

08/05/2019

İmza

QASEM MOHAMMADI

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

KÖPÜK METALLERİN ‘‘ARKADAN ÇARPMA SÖNÜMLEYİCİ’’ OLARAK AĞIR
VASITALARDA KULLANIMININ DENEYSEL İNCELENMESİ

QASEM MOHAMMADI

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Agah UĞUZ

Her yıl ağır vasıtalar ve otomobiller arasında vuku bulan kazalar nedeniyle binlerce ölüm dünya çapında kayıt altına alınmaktadır. Bir otomobilin bir kamyonla çarpışması sırasında ortaya çıkan en yüksek risk; otomobil yolcu kabininin kamyonun arkasından altına girerek yolculara ölümcül yaralanmaya yol açmasıdır. Kamyonun sağlam arka koruyucu tasarımı ve bunun geliştirilmesinin dikkate alınması gereken önemli faktörlerden biridir. Bu çalışmada, kaza anında ağır vasıtaların altına girmesine karşı dayanıklılığı arttırmak ve yolcu kabininin hasarını azaltmak için ECE R-58 yönetmeliklerine dayanan yeni bir arka koruyucu cihaz geliştirilmiştir. Avrupa Birliği üye ülkeleri gibi Türkiye de arka koruyucu standart olarak ECE R-58 yönetmeliğini kabul etmiştir. Bu standart ağır taşıtların arka koruyucularına gereken kuvvet miktarlarını tanımlamaktadır. Ayrıca yerden yüksekliği ve arka koruyucunun sahip olması gereken ölçülerini de belirlemektedir.

Arka koruyucularda enerji sönmleme için malzeme seçimi ve yapısal tasarımı önemlidir. Bu çalışmada enerji sönmleme davranışına sahip alüminyum köpük ve bal peteği yapı malzemeleri kullanılarak yeni arka koruyucu tasarımda analiz edildi. Analizler ‘Sonlu Elemanlar’ yazılımı Altair Hyperworks (Radioss) ve Solidworks üzerinde modelleme kullanılarak gerçekleştirildi. Simülasyon sonuçları arka koruyucu cihazının daha iyi mukavemet özelliğine sahip olduğunu ve kazalarda araç yolcularını etkili bir şekilde koruyabildiğini gösterdi.

Anahtar kelimeler: Arka koruyucu, Alüminyum Köpük, Enerji sönmleme, Bal peteği yapı, Hyperwprks,

ABSTRACT

MSc Thesis

AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE METAL FOAMS TO BE USED IN THE HEAVY VEHICLE CAUSES AS A ENERGY ABSORPTION IN UNDERRUN PROTECTION DEVICE

Qasem MOHAMMADI

Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering
Supervisor: Prof. Dr. Agah UĞUZ

Every year, thousands of deaths are recorded worldwide due to crashes of small cars with heavy trucks. The highest risk during collision of passengers' car with a truck is the intrusion of passengers' compartment under the heavy truck rear underrun protection device (RUPD) leading to cause fatal injuries to passengers. Design of robust RUPD of truck is one of the significant factors that should be taken into consideration within design and enhancement of truck chassis. In this study, a new rear RUPD based on ECE R-58 regulations is developed to enhance the crashworthiness and reduce passenger compartment intrusion under heavy trucks during accident. Like the European Union, Turkey have accepted the regulation no ECE R-58 as a rear underrun protection standard. This regulation defines the amount of the load of the RUPD that they must be resistant to. Also distance between the RUPD and the ground must have to be and the measurements that they must have to.

The choice of material and the structural design are the two major factors for impact energy absorption during a crash. In this study, aluminum foam and honeycomb construction materials as energy absorption behavior were analyzed in the new RUPD design. The Modeling on SOLIDWORKS and analysis was carrying out using Finite Elements software, HYPERWORKS (RADIOSS). The simulation results showed that the RUPD had better strength and was able to effectively protect vehicle occupants in accidents.

Key words: Rear underrun protection device (RUPD), Aluminum foam, Hyperworks

TEŞEKKÜR

Bilgi ve tecrübeleri ile her zaman her konuda yanımda olan bana destek veren, çalışmamda deneyimlerini benden esirgemeyen, değerli hocam Prof. Dr. Agah UĞUZ'a sonsuz teşekkür ve saygılarımı sunarım. Tez çalışmam sırasında yardım, bilgi ve tecrübeleri ile bana sürekli destek olan değerli Hocam Dr. Öğr. Üyesi Betül Gülçimen Çakan'a teşekkür ederim.

Hayatımın her anında yanımda olan bana desteğini hiçbir zaman eksik etmeyen aileme teşekkürlerimi sunarım.



Qasem Mohammadi

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1. Ağır Vasıtalarda Arka Koruyucu	3
2.2. Enerji Emici Sistemler	4
2.3. Alüminyum Köpük	5
2.4. Bal Peteği Yapılar	8
2.5. Arka Koruyucunun Geçmişten Günümüze Gelişimi	16
2.6. Literatür Taraması	18
2.7. ADAC'ın Arka Koruyucu Test İncelenmesi	28
2.7.1. ADAC Çarpışma test 1	29
2.7.2. ADAC Çarpışma test 2	30
2.8. Uluslararası Arka Koruyucu Standartları	33
2.8.1. ABD'de arka koruyucuların standardı	33
2.8.2. Kanada'da Arka koruyucu standardı	37
2.8.3. Brazil - CONTRAN 805/95	39
2.8.4. Avustralya - ADR 42/04	39
2.8.5. Avrupa Birliği	40
2.8.6. Türkiye	42
3. MATERYAL VE YÖNTEM	44
3.1. Arka koruması için Farklı Tasarımlar	45
3.2. Altair Hyperworks ile Modellemesi	45
3.2.1. Araba ve arka koruyucu Sonlu Elemanlar Modellemesi	46
3.2.2. Temas modeli (contact)	49
3.2.3. Simülasyon	51
3.2.4. Farklı simülasyonlarının karşılaştırılması	53
3.3. Çarpışmada Yolcu Kabinin İncelemesi	54
3.4. Çarpışmada Alüminyum Köpük ve Bal Yapının İncelemesi	55
3.5. Çarpışmada Arka korucuların incelenmesi	57
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	58
4.1. Çarpışmadan Sonra Araç Hızı ve İvmesi	58
4.2. Arka Koruyucuların Yer Değiştirme	60
4.3. Arka Koruyucularda Kuvvet Karşılaşması	61
4.4. Çarpışmada Arka Koruyucularda Enerji Emilimi	63

4.5. Çarpışmada Kinetik Enerji	65
5. SONUÇ.....	67
KAYNAKLAR	69
ZGEMİş	72



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

E	Enerji
F	Kuvvet
g	Yerçekim ivmesi
t	Zaman
V	Hız
ρ	Yoğunluğu

Kısaltmalar

Açıklama

AB	Avrupa Birliği
ABD	Amerika birleşik devletleri
ADAC	Allgemeiner Deutscher Automobil-Club e.V.(General German Automobile Club)
BAA	Brüt Araç Ağırlığı
CAD	Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
CAE	Computer Aided Engineering
CM	Santimetre
CMVSS	Canadian Motor Vehicle Safety Standards (Kanada Motorlu Araç Güvenlik Standartları)
DEF	Deformasyon
FARS	Fatality Analysis Report System (Kaza Analiz Rapor Sistemi)
FMVSS	Federal Motor Vehicle Safety Standards (Federal motorlu Araç Güvenlik Standartları)
ECE R-58	Economic Commission for Europe Regulation-58 (Avrupa Ekonomi Komisyon Yönetmeliği)
GES	General Estimates System (Genel Tahmin Sistemi)
ICC	US Interstate Commerce Commission (ABD Eyaletler Arası Ticaret Komisyonu)
IIHS	Insurance Institute for Highway (Otoyol Güvenliği Sigorta Enstitüsü)
KG	Kilogram
KJ	Kilojoule
KM	Kilometre
KN	Kilonewton
MAX	Maksimum
MIN	Minimum
MM	Milimetre

NASS	National Automotive Sampling System (Ulusal Otomotive Örneklemesi Sistemi)
NCAP	European New Car Assessment Programme (Avrupa Yeni Araba Değerlendirme Programı)
RUPD	Rear Underrun Protection Device
Sa	Saat
S	Saniye
SSG	The University of Michigan Transportation Research Institute (Michigan Üniversitesi Ulaştırma Araştırma Enstitüsü)
VC	Vehicle Crash (Araç Kaza)



ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Yolcu kabinine şiddetli hasar gören kazalar	2
Şekil 2.1. Tipik arka koruyucu örneği	4
Şekil 2.2. Alüminyum köpüğün deformasyon davranışını	6
Şekil 2.3. Karşılaştırma: Bir köpük ve yoğun bir katı madde ile enerji emilimi	7
Şekil 2.4. Farklı yoğunluğu sahip alüminyum köpük	8
Şekil 2.5. Çıplak bal petek örneği	9
Şekil 2.6. Metalik bal peteklerin basma gerilme eğrisi	10
Şekil 2.7. Kare kutu eksenler ve bal peteğin yönleri	11
Şekil 2.8. Enerji absorpsiyon eğrileri	12
Şekil 2.9. Alüminyum bal peteğinin farklı yoğunlukta enerji emilimi	14
Şekil 2.10 Alüminyum köpük farklı yoğunlukta enerji emilimi	14
Şekil 2.11. Farklı metal dolgu yoğunluğu için özgül enerji emilimi	16
Şekil 2.12. Enerji emici yapısı diyagramı	20
Şekil 2.13. HED-SafeBar'in Şeması	21
Şekil 2.14. Goud ve Pachorinin tasarladığı arka koruyucu	22
Şekil 2.15. Üç arka koruyucu tasarımı	22
Şekil 2.16. Tüm tasarımları için enerji absorpsiyon sonuçları	23
Şekil 2.17. Tüm tasarımları için kuvvet sonuçları	25
Şekil 2.18. Tüm tasarımlar için ivme sonuçları	27
Şekil 2.19. Tüm tasarımları 63 km/h için son durum şeması	28
Şekil 2.20. 2006/20 / EC'ye uygun arka koruyucu ile ADAC çarpışma testinin sonucu.....	30
Şekil 2.21. ADAC testi sırasında arka koruyucu üzerindeki ölçülen kuvvetlerin toplamı ..	31
Şekil 2.22. Güçlendirilmiş ve alçaltılmış arka koruyucu ile 2. ADAC testinin sonucu	32
Şekil 2.23. Yüklerin uygulanması için standartlara göre test yerleri	34
Şekil 2.24. Arka koruyucu tarafından emilen enerji P3 noktasında	36
Şekil 2.25. ABD'de arka koruyucu standartları	37
Şekil 2.26. Kanada CMVSS 223 yönetmeliklerine ilişkin detaylar	38
Şekil 2.27. Arka koruyucunun yeri ve direnç noktaları P1, P2 ve P3	41
Şekil 2.28. ECE R-58 Arka koruyucu standartları	42
Şekil 3.1. Hypermesh'de radioss ara yüzü.....	46
Şekil 3.2. Binek aracın sonlu eleman modeli.....	47
Şekil 3.3. Arka koruyucu şeması	48
Şekil 3.4. Alüminyum köpük ve Bal peteğin plato bölgesinin gerinim-gerilme eğrisi	49
Şekil 3.5. Hypermesh'de temas modeli	50
Şekil 3.6. Çarpışma sırasında Sınır ve Yükleme Koşulları.....	51
Şekil 3.7. HyperVeiw'de simülasyon gösterişi.....	52

Şekil 3.8. 56 km/h Hızda alüminyum köpük ve bal peteği yapının karşılaştırılması	53
Şekil 3.9. Yolcu kabinlerin 0,08 s'de karşılaştırması	54
Şekil 3.10. Arka koruyucuda alüminyum köpük ilk ve son durum	55
Şekil 3.11. Arka koruyucuda bal peteği yapının ilk ve son durum.....	56
Şekil 3.12. Arka koruyucuların deformasyonları.....	57
Şekil 4.1. Mavi eğrisi alüminyum köpük arka koruyucu tasarımı (1. test) için gelen aracın hızı ve kırmızı eğrisi bal peteği yapısı arka koruyucu tasarımı (2. test) için gelen aracın hızını belirtmektedir	59
Şekil 4.2. Mavi eğri alüminyum köpük arka koruyucu tasarımı (1. test) için gelen aracın ivmesi ve kırmızı eğri bal peteği yapısı arka koruyucu tasarımı (2. test) için gelen aracın ivmesini belirtmektedir	60
Şekil 4.3. Mavi eğri alüminyum köpük arka koruyucu tasarımı (1. test) için yer değiştirme ve kırmızı eğrisi bal peteği yapısı arka koruyucu tasarımı (2. test) için yer değiştirmesini belirtmektedir	61
Şekil 4.4. Mavi eğrisi al. köpük arka koruyucu tasarımı (1. test) için toplam tepki kuvveti ve kırmızı eğrisi bal peteği yapı arka koruyucu tasarımı (2. test) için toplam tepki kuvveti	62
Şekil 4.5. Alüminyum köpük ve bal peteğin enerji absorpsiyon eğrilerin karşılaştırması ..	64
Şekil 4.6. Mavi eğrisi alüminyum köpük arka koruyucu tasarımı (1. test) için emilen enerji ve kırmızı eğrisi bal peteği yapı arka koruyucu tasarımı (2. test) için emilen enerji	65
Şekil 4.7. Mavi eğrisi alüminyum köpük arka koruyucu tasarımı (1. test) için kinetik enerji ve kırmızı eğrisi bal peteği yapı arka koruyucu tasarımı (2. test) için kinetik enerji.....	66

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 2.1. Farklı metal dolgu yoğunluğu için enerji emilimi	13
Çizelge 2.2. Farklı metal dolgu yoğunluğu için özgül enerji emilimi	15
Çizelge 2.3. Çeşitli hızlar için üç temel tasarımın maksimum ivme sonuçları	26
Çizelge 2.4. Çeşitli hızlar için üç temel tasarımın yer değiştirme sonuçları.....	28
Çizelge 2.5. Arka koruyucunun kuvvet uygulamaları	35
Çizelge 2.6. ABD ve Kanada standartların Özeti	38
Çizelge 3.1. Çelik için tutarlı birim sistem örnekleri.....	45
Çizelge 3.2. Arka koruyucunun malzemelerin mekanik özellikleri.....	48
Çizelge 4.1. P1, P2 ve P3 noktaların maksimum tepki kuvvetleri.....	63

1. GİRİŞ

Trafik kazalar tüm toplum üyeleri için önemli bir endişe kaynağıdır, Fiziksel ve insani potansiyelleri azaltan en önemli sorunlardan biri haline gelmiş, sosyal ve psikolojik problemlere ve maddi kayıplara neden olabilmektedir. Otomobiller ile ağır vasıtalar arasındaki kazalar yolcuların hayatını tehlikeye atan ölümcül kazalar içinde yer alır. Bu gibi çarpışmalar sırasında, ağır araçların altına giren küçük arabalar daha büyük çapta hasar görüyor, yolcu kabinesi kırılarak sürücü ve yolcular için ölümcül yaralanmalara veya ölüme neden olabiliyor (Şekil 1.1). Bu tür otomobillerin ağır vasıtaların arka tarafına çarptığı tüm ölümcül trafik kazalarında ağır vasıtalarda arka koruyucusunun bulunmadığı ve ya zayıf olduğu durumlarda, % 30-40'dan fazla altına girmesi tahmin edilmektedir. Bu da büyük ölçüde ölüm olayların artmasına neden olmaktadır.

Kaza raporlarında, binek araçların % 85'inde ön kabinine kadar ve % 17'sinde ise arka kabinine kadar ulaştığını göstermektedir. Arka koruyucuların kullanılması Avrupa, Amerika Birleşik Devletleri, Avustralya ve Kanada'da uzun bir araştırma ve geliştirme tarihine sahiptir. Bu zorunlu emniyet aracı trafik kazalarına karşı bu ülkelerde farkındalık oluşturmaktadır. Buna göre, Avrupa'da ECE R58, Kanada'da CMVSS 223, Çin'de GB11567.2-2001 ve Amerika'da FMVSS223 / 224 gibi kurallar bazı standart koruma gereklilikleri, özellikle arkadan çarpışma emniyeti açısından büyük önem arz etmektedir. Arka koruyucuların yerden daha fazla yüksekte monte edilmesi ve kalitesiz yapılmasından dolayı otomobiller ağır vasıtanın altına giriyor. Kazaların ölüm olaylarının ortadan kaldırılması ve yolcuların güvenliğinin sağlanması açısından taşıtlar arasındaki uyumluluğu geliştirmek çok önemlidir (Al-Bahash ve ark. 2017).



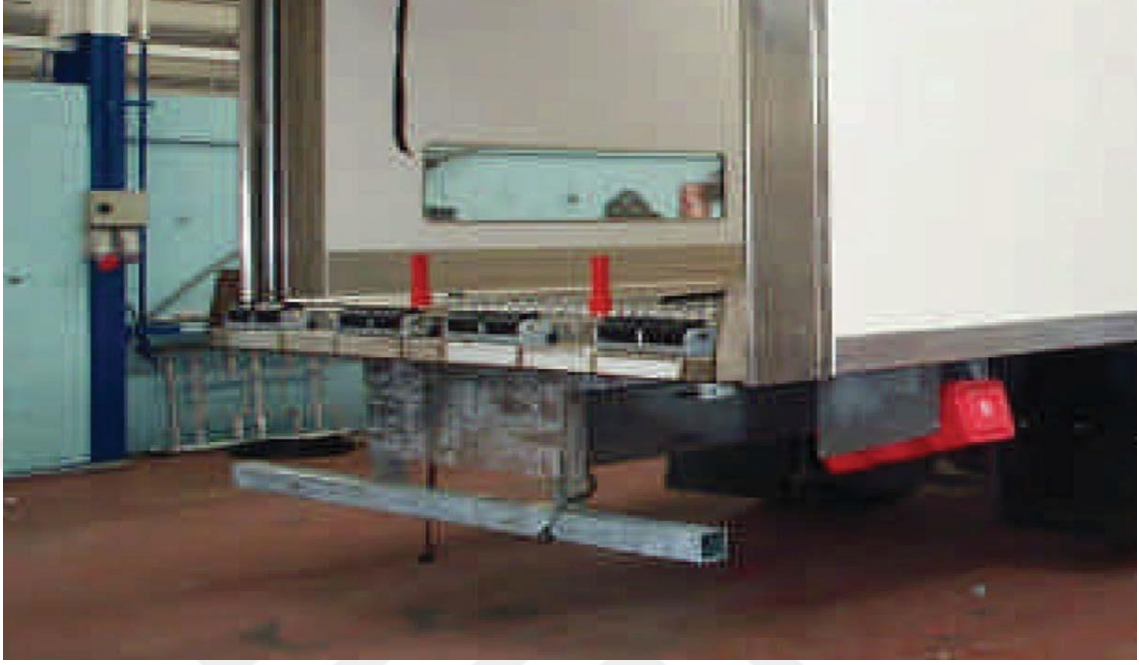
Şekil 1.1. Yolcu kabinine şiddetli hasar gören kazalar (Al-Bahash ve ark. 2017)

Enerji emen sistemler sadece boyutsal nitelikleri elde etmekle kalmayıp, çarpışma sırasında aracın çarpışma aralığını azaltmak için enerjinin bir kısmını sönümleme kapasitesine sahip olmalıdır. Ağır vasıtanın ön, arka ve yan koruyucuların, kazalar sırasında küçük aracın çarpma enerjisinin bir kısmını emmesi ve daha sonra araçtaki yolcuların yaralanmalarını azaltması amaçlanmıştır. Bununla birlikte, arka koruyucu, yolculara ciddi yaralanmalara yol açabilecek yüksek ivmeye maruz bırakmadan, kontrollü ve enerjiyi emebilecek bir şekilde ve verimli olarak tasarlanmalıdır. Kamyonlar ve otomobiller arasındaki farklı yapısal tasarımlardan dolayı, enerji emicileri uyum sağlamamaktadır. Çarpışma esnasında, zayıf arka koruyucu tasarımı nedeniyle, daha zayıf binek araç ağır vasıttan maksimum kinetik enerjiyi emer. Arka koruyucuyu geliştirmeye yönelik çalışmaların artmasına rağmen, sınırlı kalmaktadır. Ve mevcut arka koruyucu ürünleri birçok problem yaşamaktadır (Al-Bahash ve ark. 2017).

2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Ağır Vasıtalarda Arka Koruyucu

Her yıl binlerce yolcular yol kazaları nedeniyle yaralanıyor veya hayatını kaybediyor. Bunların % 8'i ağır vasıta kazalarından kaynaklanmaktadır. Brüt araç ağırlığı oranı (4536 kg) 'den fazla olan araç ağır vasıta olarak kabul edilir. Bu kazalar, ağır vasıtalarla küçük araç arasındaki kitle farkından dolayı çok daha şiddetlidir. Binek aracın arkadan ağır vasıtaya girmesi kazaları, büyük bir kısmını temsil eder ve binlerce kişi bu kazalar nedeniyle ölür. Toplumun gelişmesiyle birlikte, insanlar aracın yolcu güvenliği, yakıt ekonomisi ve hafif ağırlık derecesi için giderek daha fazla taleplere sahipler. Araç gövdesi hafifliği, yapı değişikliği veya malzeme değişimi ile sağlanabilir. Yapı değişikliği biçimlendirme, kaynaklama ve montaj sistemlerinde meydana gelen değişikliklerin maliyetli olmasını gerektirirken, malzeme değişimi daha az değişiklik gerektiriyor. Üstelik malzeme değiştirme genellikle aracın hafifliğinde yapı değişikliğinden daha etkilidir. Aracın ağırlığını azaltmak için, alüminyum alaşımı, yüksek mukavemetli çelik, kompozit malzeme ve benzerleri hafif malzemeler yaygın şekilde kullanılmaktadır. Arka koruyucu ağır vasıtalarda önemli yapılardan birisidir, dikkatli tasarım ve imalatı ile aracın toplam ağırlığının düşürülerek iyi darbe sönümleme davranışı elde etmektedir. Arka koruyucu çarpışmalarda enerjinin emilmesi için temel bir yapıdır. Böylece uygun darbe dayanımı, böyle bir yapının ana beklentisidir. Arka koruyucu binek aracın arkadan girmesini önleyebilmek için bazı geometrik ve kuvvet gereksinimlerini karşılamalıdır (Şekil 2.1). Arka koruyucunun doğru konumlandırılması son derece önemlidir, yerden yükseklik ve aracın yatağından uzunluğu etkililik faktörleri belirliyor. Enerji emilim kapasitesinin maksimum avantajından yararlanmak için yerden yükseklik asla 500 mm'yi geçmemeli, 400 mm tercih edilmeli ve mümkün olduğunca arkaya yerleştirmek gereklidir (Gombi ve ark. 2015).



Şekil 2.1. Tipik arka koruyucu örneği (Albahash ve ark. 2016)

2.2. Enerji Emici Sistemler

Bir kazada enerji emiliminin araştırılması çok önemlidir ve binek araçların güvenlik tasarımı açısından beklenmektedir. Birçok araştırmacı, özellikle hafif arabalar ve kamyonlar arasındaki çarpışmalar sırasında ortalama ezme kuvvetini ve emilen enerjiyi tahmin etmek için araştırma çalışması yaptılar. Kamyonlar ve arabalar arasındaki farklı yapısal tasarımlardan dolayı enerji emiciler uyuşmuyor. Deformasyon sayesinde daha zayıf binek araba, çarpışmada kamyonun daha yüksek miktarda kinetik enerjiyi emer. Enerji emilimi, çarpışma hızının karesiyle orantılıdır; deformasyon yapısı belirli bir sertliğe sahip olmalıdır. Yapının sertliği, deformasyon uzunluğu ile çarpılan ortalama kuvvetin sonucudur ve enerji emilim değerini veriyor. Bunun anlamı, 60 km/h bir çarpışma örneği olarak 30 km/h bir çarpışma ile karşılaştırıldığında, Aynı seviyedeki hızı kesmek için dört kat daha uzun deformasyon mesafesi gereklidir (Albahash ve ark. 2016).

Enerji emilim sistemlerinin yenilikçi tasarımları farklı geometri şekillerinde yeni hafif malzemelere ihtiyaç vardır. Kamyonun ön, arka ve yan alt kısmı, çarpışmalar sırasında

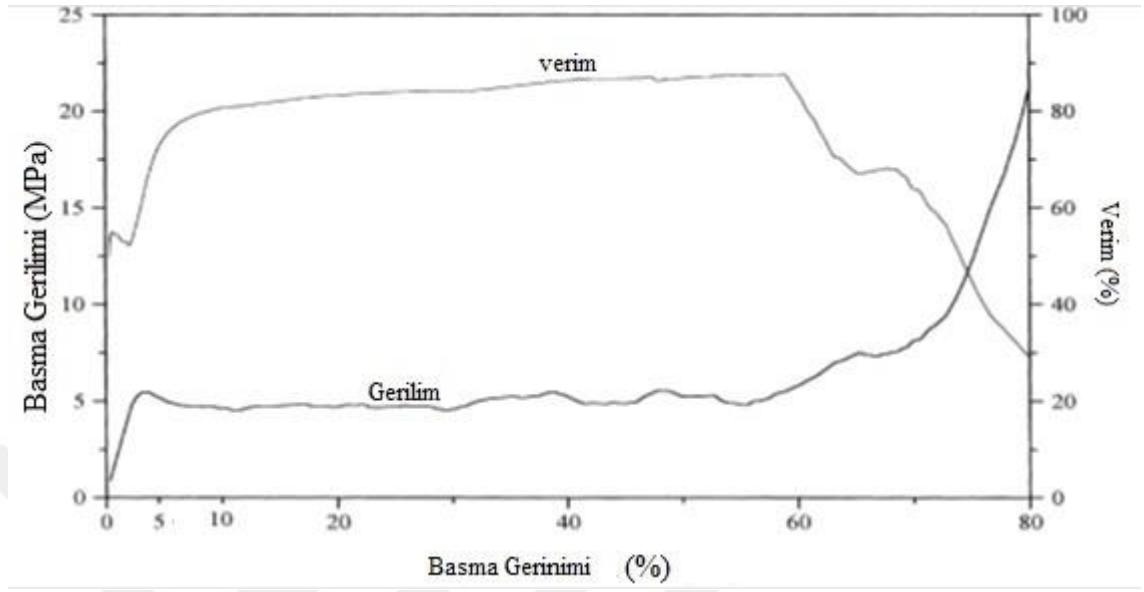
hafif aracın darbe enerjisinin bir kısmını emecek şekilde tasarlanmıştır ve dolayısıyla araçta bulunan kişilerin yaralanmalarını azaltır (Albahash ve ark. 2016).

Çarpmaya dayanıklı olan elemanın malzeme özellikleri enerji emme kapasitesi büyük ölçüde etkilenir. Malzemenin rolü çok önemlidir. Maliyet ve emisyon indirmek için aracın ağırlığını azaltın daha hafif malzemeler geliştiriliyor. Aynı zamanda, daha hafif olan bu malzemeler, aracın güvenliğini de standartlara uygun olarak korumalıdır (Albahash ve ark. 2016).

2.3. Alüminyum Köpük

Genel olarak köpük malzemeler ve özellikle alüminyum köpükler gözenekli yapıları nedeniyle çok sayıda ilginç özellik göstermektedir ve geniş bir uygulama alanı sunmaktadır. Metal köpükler matrisin metalik doğasından kaynaklanan özellikleri morfolojilerine bağlı davranışlarla birleştirir (Grilec ve ark. 2010).

Şekil 2.2'de sıkıştırılmış yük altında Alüminyum köpüğün deformasyon davranışını göstermektedir. Malzeme tarafından emilen hacim başına enerji, ilgili gerilme-gerinim eğrisinin altındaki alana doğrudan karşılık gelir. Köpük, sabit bir şekil değiştirme gerilmeyi göstermektedir ve bu nedenle aynı gerilme seviyesinde bir parça alüminyumdan daha fazla deformasyon enerji emebilir. Alüminyum köpük bir başka avantajı olan absorbe edilen enerjinin büyük kısmı geri dönüşümsüz olarak plastik deformasyon enerjisine dönüştürülür. Şekil 2.2'de köpük için enerji emme verimliliği eğrisi gösterilmiştir. Enerji emme verimliliğinin, Basma gerilimi ile maksimum değere yükseldiği, gerilme yoğunlaşma bölgesini aştığı zaman azaldığı gösterilmiştir. Alüminyum köpük özellikle ilk % 60 deformasyonunda % 90'na kadar verimliliğe ulaşmaktadır. Yoğunlaşma bölgesinde artan gerilimi ile verimlilik düşer (Baumeister ve ark. 2010).



Şekil 2.2. Alüminyum köpüğün deformasyon davranışını (Baumeister ve ark. 2010)

Alüminyum köpük, esas olarak, alüminyum veya alüminyum alaşımlı matris ve matris boyunca dağıtılmış bir gazla doldurulmuş gözeneklerden oluşan kompozit bir malzemedir. Bu eşsiz yapı, sıra dışı bir özellik kombinasyonuna sahiptir. Düşük ısı iletkenliği, yüksek darbe enerjisi emme kapasitesi, çok yüksek özgül tokluk ve iyi akustik özellikler, özellikle birbirine bağlı gözeneklilik durumunda özellikleri sahiptir. Üstelik, bu hafif malzeme yanmaz, ekolojik olarak zararsız ve kolayca geri dönüştürülebilir niteliktedir (Grilec ve ark. 2010).

Alüminyum köpük üretimi için, alüminyum tozu, daha yüksek sıcaklıklarda gaz veren bir üfleme maddesiyle karıştırılır ve daha sonra karışım ekstrüzyon teknolojileri kullanılarak sıkıştırılır. Bundan hemen sonra kalıp fırından çıkarılır ve soğutulur, böylece alüminyum köpük kısmı şekil olarak dondurulur. Bu işlemin sonucu, yüzeyde ince bir döküm cildi gösteren kapalı hücreli bir alüminyum köpüktür (Grilec ve ark. 2010).

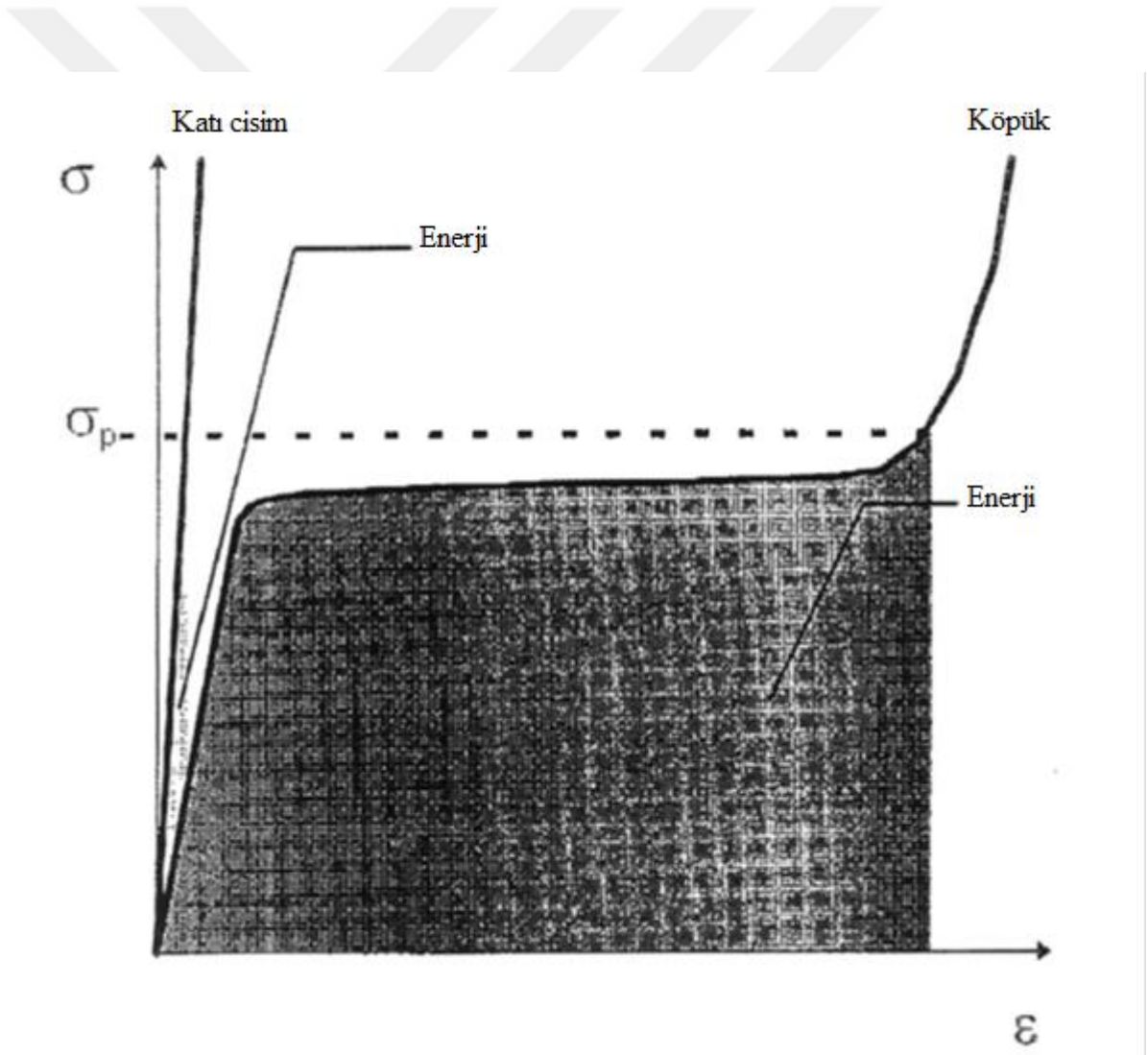
Geniş plato bölgesi nedeniyle, hücreli metallere iyi bir enerji emici verimliliğe ve iyi bir enerji emme kapasitesine sahiptir. Bir çarpışma durumunda Kinetik enerjinin emildiğinde, kuvvetler gerilme düzeyine göre kontrol edilir. Hasar görmesini önlemek için, çarpma kuvvetleri belirli bir değeri geçmemelidir. Bu nedenle, sadece enerji emme kapasitesi

önemli değil, aynı zamanda malzemenin gerilme- gerinim tepkisi de önemli bir rol oynar (Grilec ve ark. 2010).

Belirli bir gerilme aralığında (ϵ_1, ϵ_2) birim hacim başına emilen enerji E_v , gerilim-gerinim eğrisinin altındaki alana eşittir ve şöyle ifade edilebilir:

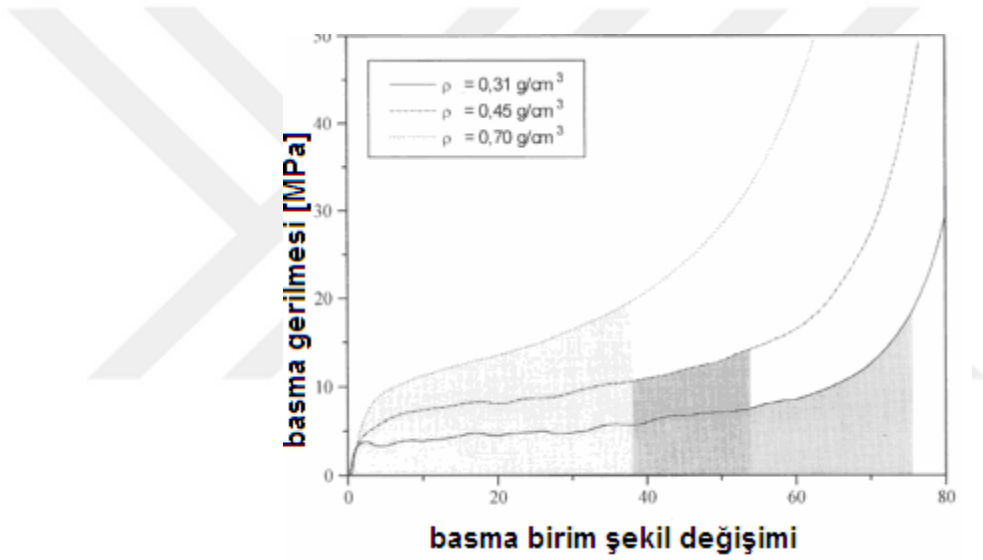
$$E_v = \int_{\epsilon_2}^{\epsilon_1} \sigma(\epsilon) d\epsilon$$

Tamamen yoğun elastik bir katı ve köpük malzemenin tipik enerji emilimi arasındaki bir karşılaştırma Şekil 2.3'te bir diyagram şeklinde verilmiştir (Grilec ve ark. 2010).



Şekil 2.3. Karşılaştırma: Bir köpük ve yoğun bir katı madde ile enerji emilimi (Grilec ve ark. 2010)

Burada ideale yakın köpük bir minimum gerilmeden verilen enerjiyi emileceğini tahmin edilmektedir. Şekil 2.4'te görüldüğü gibi üç farklı yoğunluktaki alüminyum köpüğünün basma gerilmesi-birim şekil değişimi diyagramı görülmektedir. Buna göre taralı alanlar birbirine eşittir ve daha yüksek yoğunluklarda köpüğün daha az deformasyona uğradığı gösterilmiştir. Böylece uygulama alanına göre köpüğün yapısının değiştirilip mukavemeti ve enerji sönmleme yeteneği değiştirilebilir (Grilec ve ark. 2010).



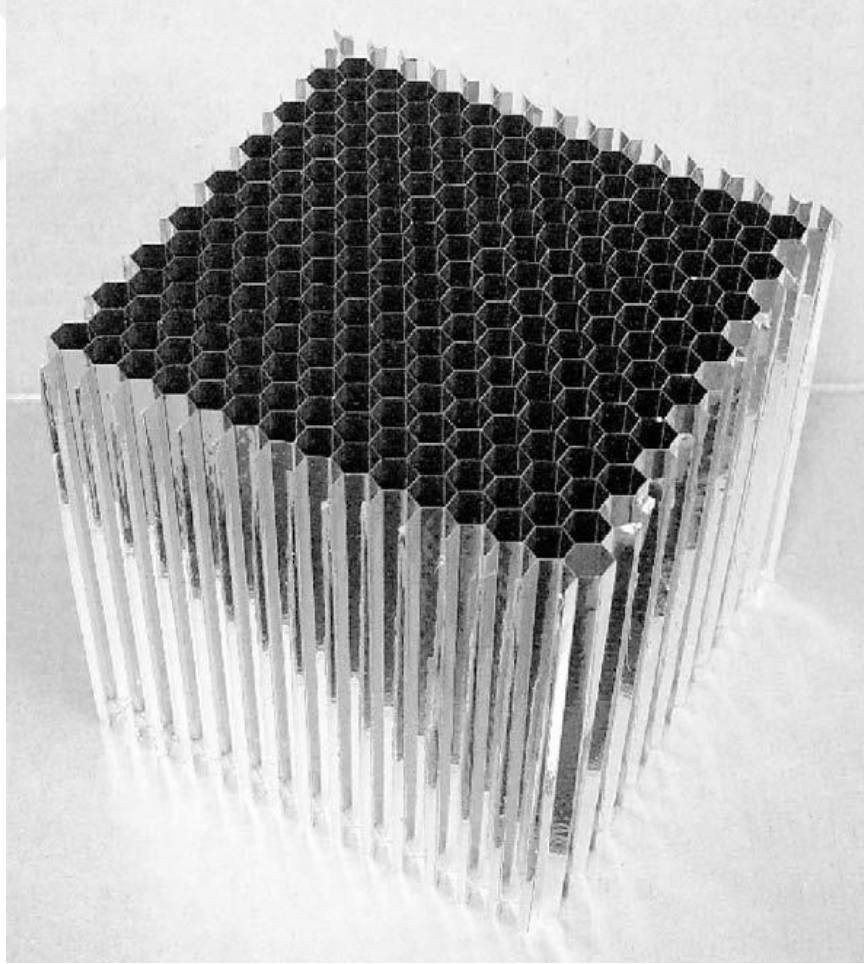
Şekil 2.4. Farklı yoğunluğu sahip alüminyum köpük (Grilec ve ark. 2010)

2.4. Bal Peteği Yapılar

Bal peteği yapılar yaygın olarak ağırlık oranına yüksek enerji kapasitesi sahip oldukları nedeniyle çarpışma içeren uygulamalarda enerji emmek için kullanılırlar. Bir malzemenin enerji kapasitesi, malzemedeki herhangi bir zorlanma oranından etkilenecektir; bu özelliğin bilgisi tasarım amaçları için gereklidir. Bal peteği yapı metalleri enerji emici uygulamalarda kullanılmak için verimli malzemelerdir. Bazı çalışmalarda x3 yönü olarak ifade edilen, hücrelerin bir yönde açık ve sabit bir kesite sahip olduğu hücresel bir yapıya işaret eder. Bunlar levhalarla şekillendirilerek ve birbirine bağlanarak imal edilir. Bal peteği terimi

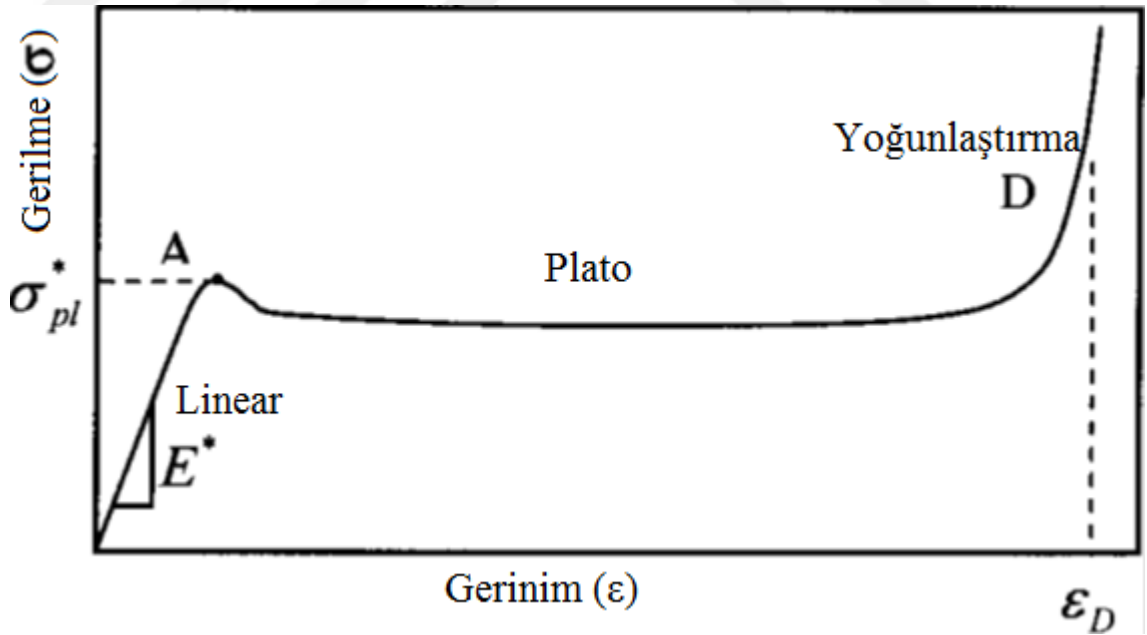
genellikle Şekil 2.5'deki gibi hücrelerin altıgen kesitlere sahip olduğu malzemeler ile iliŐkilidir (Baker ve ark. 1998).

Bal peteği malzemelerinin uygulamalarının birçoğu dinamik yüklemeyi içerir, enerji emici özelliklerin nedenle, anlamlı tasarım ve analiz için bir aralıktaki yükleme oranlarında istenen uygulamaya gerekli hale gelir. GeçmiŐte nitelikteki önemli deneysel çalışmalarda polimer ve plastik levha bal peteği ve hücresel polimer köpükler üzerinde gerçekleŐtirilmiŐtir, ancak bu malzemelerin bazı uygulamalar için birim hacim başına yetersiz miktar enerji emebilir. Metal köpükler ve bal peteği yapı metaller enerji emilim kapasitesini arttırmak için imal edilmiştir (Baker ve ark. 1998).



Şekil 2.5. Çıplak bal petek rneği (Yamashita ve ark. 2004)

Köpükler gibi bal peteği yapılarının basma gerilme davranışı üç bölgeden karakterize edilir: başlangıçta nispeten sert ve esas olarak elastik bölge, nispeten uzun ve yatay plato gerilme bölgesi, belirli sıkışmalardan yoğunlaştırma bölgesidir. Şekil 2.6'da düzlemde basma gerilme için bu üç bölgeyi göstermektedir. Başlangıçta hücre duvarları elastik olarak sıkıştırılır veya bükülür. Daha sonra bir kritik gerilme ötesinde, hücreler, hücre duvarı materyaline ve sıcaklığa bağlı olarak plastik veya elastik burkulma, kayma veya gevrek kırılma ile çökerler. Şekil 2.6'da bir bal petek yapının içinde ilk değişkenliğinin meydana geldiğini A noktasında gösterir. Hücre çöküşü karşı hücre duvarları hüresel yapı içinde genellikle eşit olmayan bir tarzda birbirine değmeye başladığında sona erer. Plato davranışı, plastik hücre çöküşünün ve temasının ardışık olaylarına karşılık gelir. Tüm hücre duvarlarının etkili bir şekilde D noktasına kadar çöktüğü yoğunlaşma, hızlı sertlik artışına neden olur (Wang ve ark. 2004).

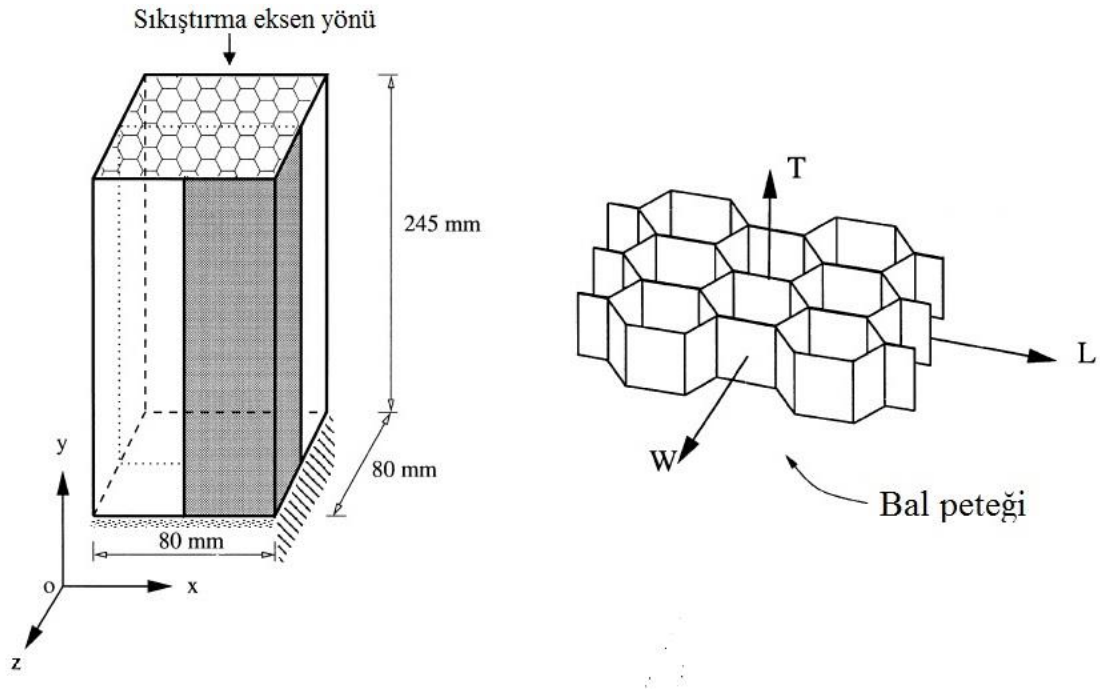


Şekil 2.6. Metalik bal peteklerin basma gerilme eğrisi (Wang ve ark. 2004)

Al. bal peteği ve al. köpüğün çarpma davranışlarının karşılaştırılması

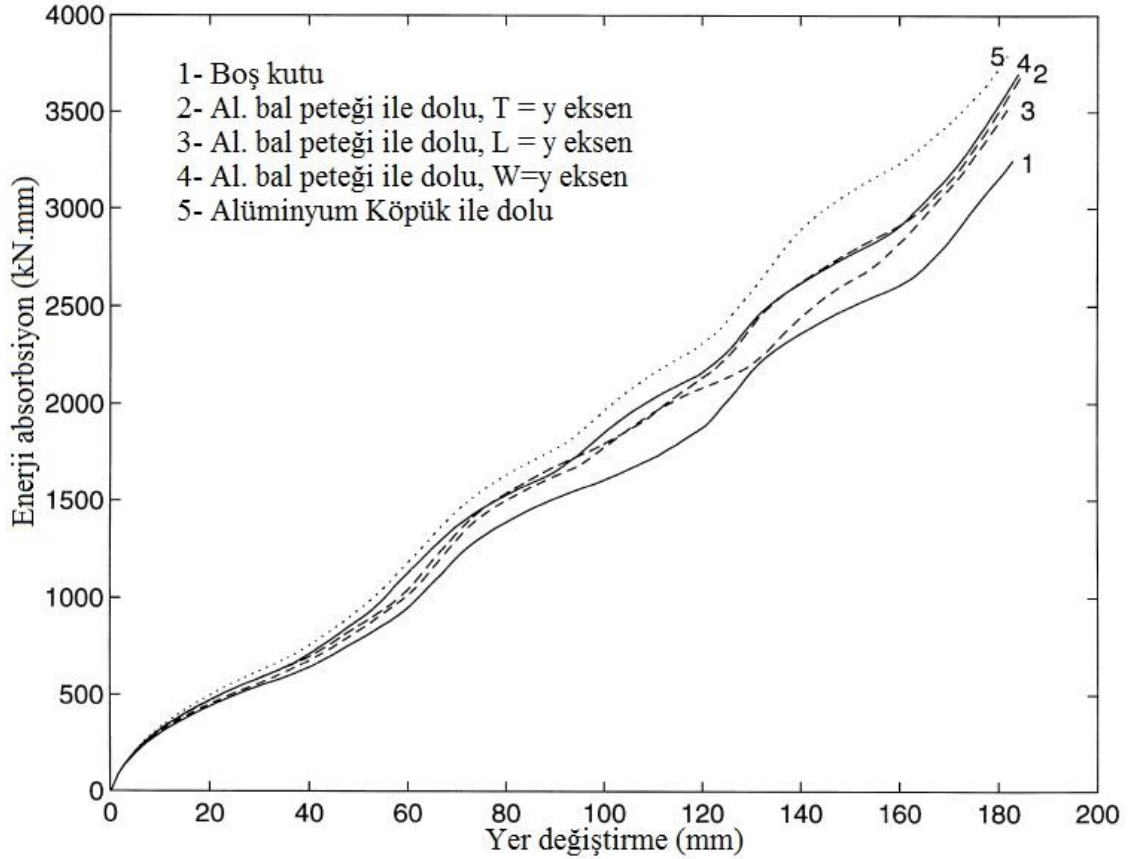
Bir çalışmada yarı-statik yükleme koşulları altında düşük yoğunluklu malzemeler alüminyum bal peteği yapısı (Honeycomb 5256) ve alüminyum köpük (HYDRO) olarak bir kare kutu içinde ezilme direncinin etkisini incelenmiştir ve sonuçlar karşılaştırılmıştır (şekil 2.7). Alüminyum AA 6063 T7 kutunun malzemesidir ve içinde farklı metal dolgu yönleri ile doldurulmuş beş değişik tipte simülasyon uygulanmıştır (Santosa ve ark. 1998):

1. Boş kutu
2. Bal peteğin güçlü eksenini ile sıkıştırma eksen yönü ile hizalanmış. Bu durumda, güçlü eksen T, y eksenini yönünde yerleştirilmiştir.
3. Bal peteğin L eksenini ile sıkıştırma eksen yönü ile hizalanmış. Bu durumda eksen L, y eksenini yönündedir.
4. Bal peteğin W eksenini ile sıkıştırma eksen yönü ile hizalanmış. Bu durumda eksen W, y eksenini yönündedir.
5. Alüminyum köpük ile doldurulmuş.



şekil 2.7. Kare kutu eksenleri ve bal peteğinin yönleri (Santosa ve ark. 1998)

Şekil 2.8'de her bir simülasyon tipi için enerji emme davranışlarını gösterilmektedir. Bu şekilde görüldüğü gibi, en yüksek enerji emilimi, kutunun alüminyum köpük ile doldurulmasıyla elde edilir. T = y eksen için alüminyum petek dolgusu için enerji emme özellikleri, W = y eksene oldukça benzerdir. Eksenel sıkıştırma yükü altındaki dolgulu kutu tarafından emilen toplam enerji çizelge 2.1'de verilmiştir. Alüminyum köpük dolgusu ile % 18 oranında enerji emilimi artışı sağlanabilir. Öte yandan, alüminyum petek dolgusu, T=y yönde elde edilen yaklaşık % 11'lik ve W = y yönde elde edilen yaklaşık % 12 bir enerji emilim artışı sağlar (Santosa ve ark. 1998).

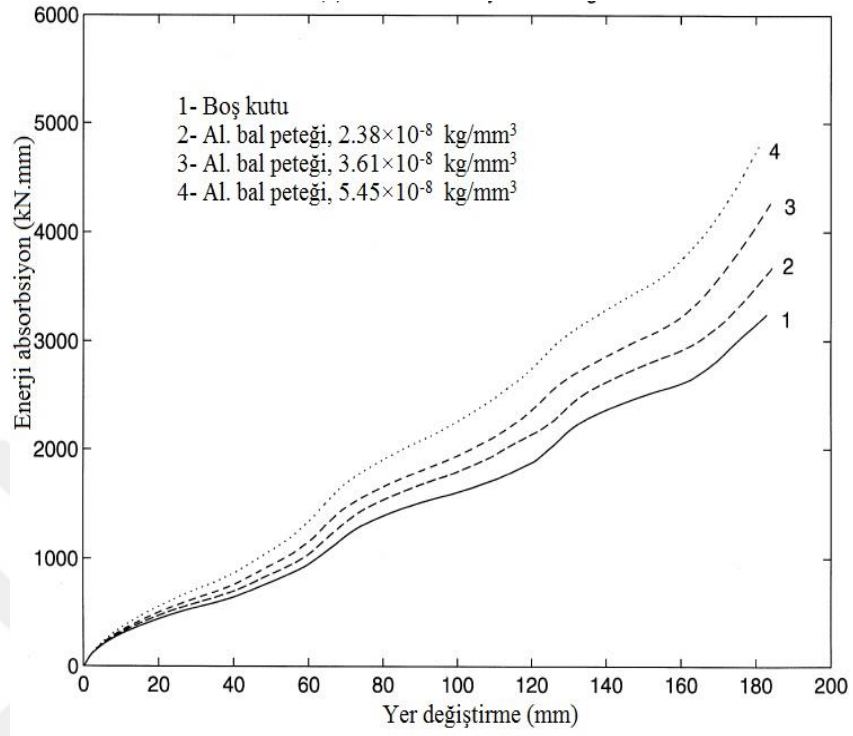


Şekil 2.8. Enerji absorpsiyon eğrileri (Santosa ve ark. 1998)

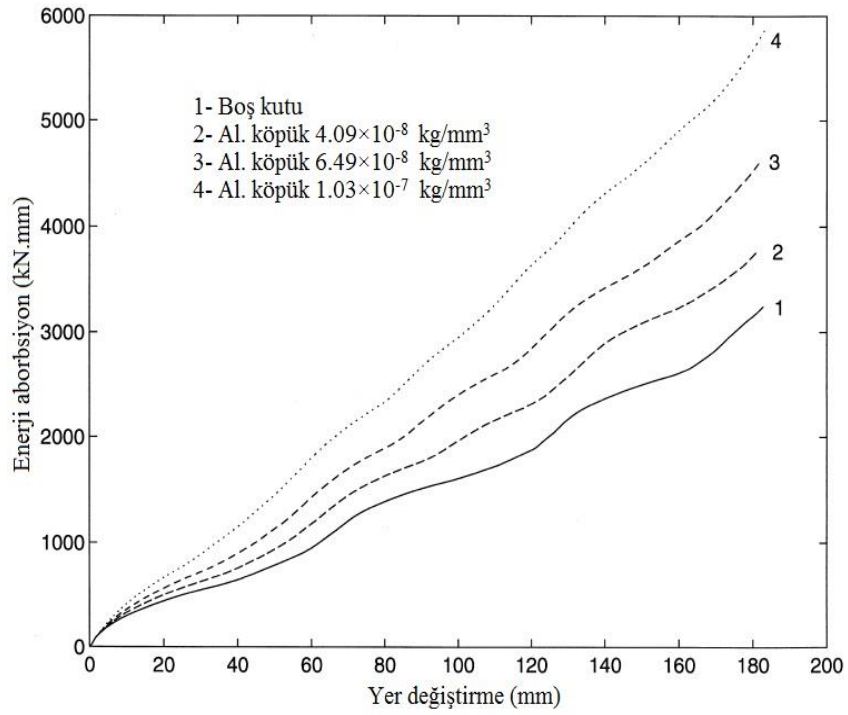
Çizelge 2.1’de görüldüğü üzere farklı yoğunluklar için simülasyonların sonuçlarını göstermektedir. Şekil 2.9’da boş kutu ve içinde doldurulmuş alüminyum bal peteği üç farklı yoğunluk ile enerji emme eğrilerini sunmaktadır. Şekil 2.10’da boş kutu ve içinde doldurulmuş alüminyum köpük üç farklı yoğunluk ile enerji emme eğrilerini göstermektedir. Alüminyum peteğinin yoğunluğu arttıkça, emilen enerji eğilimi artışı görünmektedir. Benzer bir enerji emme eğilimi, Şekil 2.10’da gösterildiği gibi alüminyum köpük dolgusu için gösteriyor. Ezilme işlemi sırasında kutu tarafından emilen toplam enerji çizelge 2.1’de verilmiştir. Kutu emilimini alüminyum bal peteği veya alüminyum köpükle doldurmak suretiyle enerji emiliminde önemli bir artış sağlanabileceğini göstermektedir. Alüminyum bal peteği ve alüminyum köpük dolgusu, enerji emilimini sırasıyla % 11 ± % 51 ve % 18 ± % 80 arttırır. Metal dolgu maddelerinin düşük ağırlığı göz önüne alındığında, kutudaki enerji emiliminin artması alternatif bir enerji emici olarak kullanım için oldukça umut vericidir (Santosa ve ark. 1998).

Çizelge 2.1. Farklı metal dolgu yoğunluğu için enerji emilimi (Santosa ve ark. 1998)

	Yoğunluk (kg/mm ³)	Emilen enerji E (N.m)	ΔE (N.m)	% Artışı
Boş kutu		3178,94		
Bal peteği	2.38×10 ⁻⁸	3532,66	353,72	11%
	3.61×10 ⁻⁸	4096,65	917,71	29%
	5.45×10 ⁻⁸	4790,45	1611,51	51%
Al. Köpük	4.09×10 ⁻⁸	3755,29	576,35	18%
	6.49×10 ⁻⁸	4560,91	1381,91	44%
	1.03×10 ⁻⁷	5728,84	2549,90	80%



Şekil 2.9. Alüminyum bal peteğinin farklı yoğunlukta enerji emilimi (Santosa ve ark. 1998)



Şekil 2.10 Alüminyum köpük farklı yoğunlukta enerji emilimi (Santosa ve ark. 1998)

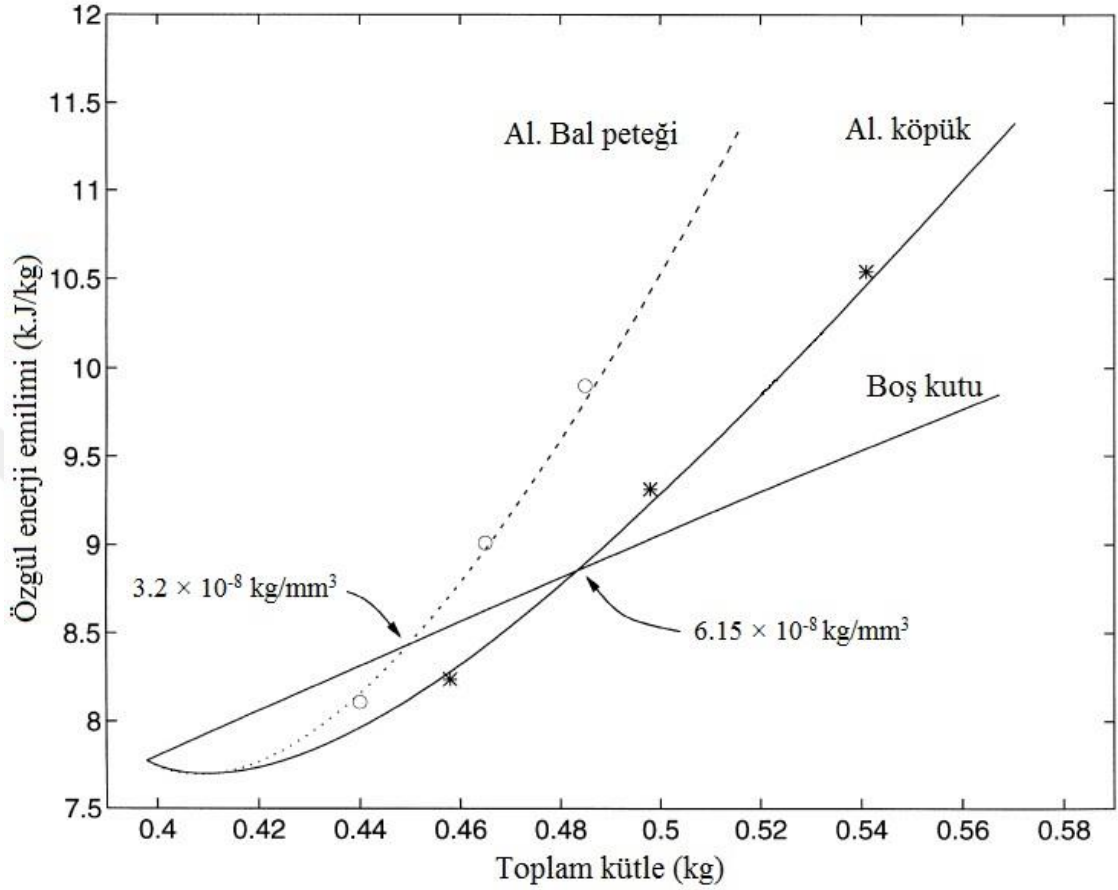
Özgül enerji emilimi (S.E.A) malzeme kütlesi başına emilen enerji olarak tanımlanır. Genellikle belirli bir yapının ağırlık verimliliğinin bir göstergesi olarak kullanılır. Özgül enerji emilimi aşağıdaki denklem ile hesaplanabilir: Burada m_c ve m_f sırasıyla kutu ve metal dolgu ağırlığıdır.

$$S. E. A. = \frac{\text{Emilen enerji}}{m_c + m_f}$$

Farklı metal yoğunlukları için özgül enerji emilimi çizelge 2.2'de verilmiştir ve Şekil 2.11'de grafiksel olarak gösterilmiştir. Özgül enerji emilimin eğrilerin değerlendirmesi ile üç farklı bölgeye ayrılabilir. İlk bölge, toplam ağırlığı 0,45 kg'dan az olanlarda kutu duvarının kalınlaştırılması ile en iyi özgül enerji emilimini verir. Toplam ağırlığı 0,45 kg'den daha büyük bir aralıktaysa, alüminyum bal peteği, en yüksek özgül enerji emilimini sağlar. Bu $3,2 \times 10^{-8} \text{ kg/mm}^3$ daha büyük bir yoğunluğa sahip alüminyum bal peteği kullanılarak elde edilebilir. Alüminyum köpük dolgusu ise toplam ağırlığı 0,485 kg'den büyük olduğunda kutu duvarının kalınlaşmasından daha fazla özgül enerji emilimini sağlar. Grafiğe göre kullanılan alüminyum köpük yoğunluğu, $6,15 \times 10^{-8} \text{ kg/mm}^3$ daha büyük olduğunda elde edilebilir.

Çizelge 2.2. Farklı metal dolgu yoğunluğu için özgül enerji emilimi (Santosa ve ark. 1998)

	Yoğunluk (kg/mm^3)	Emilen enerji E (N.m)	$m_c + m_f$ (kg)	S.E.A (kJ/kg)
Boş kutu		3178,94		
Bal peteği	2.38×10^{-8}	3532,66	0,435	8,11
	3.61×10^{-8}	4096,65	0,455	9,01
	5.45×10^{-8}	4790,45	0,484	9,90
Al. Köpük	4.09×10^{-8}	3755,29	0,456	8,23
	6.49×10^{-8}	4560,91	0,490	9,31
	1.03×10^{-7}	5728,84	0,544	10,54



Şekil 2.11. Farklı metal dolgu yoğunluğu için özgül enerji emilimi (Santosa ve ark. 1998)

2.5. Arka Koruyucunun Geçmişten Günümüze Gelişimi

1953 yılında Federal Karayolu İdaresi (FHWA), otomobillerin ağır araçların altına girmemesi için kamyon bir cihaz ile donatılmalıdır. Tampon veya cihazlar büyük ölçüde korumalı ve sıkıca bağlanmalıdır. 1971 yılında, Ulusal Ulaştırma Güvenliği Kurulu (NTSB), çok sayıda traktör tırlar ve binek araçların arasındaki kazalarda binek araçların korunması için ağır vasıtalarda arka koruyucu gerekliliğini çağrısında bulundu.

1974 yılında, Martens arka koruyucuların tasarımının uygulamalarda yetersiz olduğunu ve ağır frenleme sırasında araç süspansiyonlarının daha duyarlı olması için tasarımın geliştirilmesi gerekiyordu.

1977 yılında Zarembo ve ark. önemli ölçüde geliştirilmiş arka koruyucunun korumasını göstermek için beş çarpışma testi gerçekleştirdi. Daha geniş kapsamlı darbe koşullarında ağırlıkta önemli değişiklikler olmaksızın daha fazla korumak için tasarımların geliştirilebileceği rapor edilmiştir. 1980 yılında Tomassoni ve Bell, Ulusal Otoyol Trafik Güvenliği İdaresi NHTSA'nın tasarım yaklaşımlarını tırların arka koruyucu fayda-maliyet açısından değerlendirmede bulundu. mevcut tasarımlar üzerinde önemli gelişmelerin rijit enerji emici tasarımı en etkili olacağını bildirmişlerdir. Ayrıca 1980 yılında, Persicke ve Baker hidrolik piston bir sistemin gelişimini bildirdiler. Sistemin tasarımında 35 mil/h 4,300 lb'lik bir araçla Sonlu eleman modellemesi kullanarak çarpma durumunu gösterdiler. 1988'de ABD Kongresi için Teknoloji Değerlendirme Ofisi, ölümcül binek otomobil-kamyon arka-uç çarpışmalarının % 90'ının kamyonun altına girdiğini bildirmişti. NHTSA'nın 1969'da arka koruyucular için gerekliliğe rağmen, hiçbir zaman bir asgari standart yayınlamadığını bildirmişlerdir. 393.86 sayılı FMCSA düzenlemeye göre birçoğu tarafından yeterince düşük ya da yeterince güçlü olmadığı düşünülmüştür. 1996 yılında, Mahesh ve ark. arka koruyucuda enerji emici önermişlerdir. Simetrik bir hidrolik amortisör tasarımının, tırların altına girmeyi ve binek aracının hızının kesmesi minimize edeceğini keşfettiler. 1998 yılında Mariolani ve ark. arka koruyucunun otomotiv güvenliği teknolojisine ayak uydurmadığını bildirdi. Brezilya'da aynı benzer kurallara işaret edildiği gibi altına girmemesi için çok yüksekti çünkü çoğu binek araçlar acil frenleme sırasında ön uçları daha düşük bir seviyeye getiriyorlar daha sonra sadece yumuşak parçalara dokunarak ağır aracın yukarı doğru kaldırılmasını neden olur ve binek aracı aşağıya doğru araya sıkışıyor. Ayrıca yolcu kabine kadar ulaşıyor. Ek olarak, kuvvet seviyelerinin yetersiz olduğu bildirilmiştir. ECE-R 58'nin gereksinimlerine göre uzantılar, önlem kabiliyetine zarar vermeden yerden daha düşük bir eklemli arka koruyucu monte edilebildiğini ve dört katı yük kapasitesini gösterdiler. Binek araç 64 km/h cihaza çarptığında ağır vasıtanın altına girmediğine ve mankenin az miktarda yaralandığını bildirdi.

FMVSS 223 ve 224, 1998'den sonra yapılan araçlar için oluşturulmuş ve uygulanabilir iken, Kanada motorlu taşıtlar topluluğunun (CMVSS) ,işaret edildiği gereksinimleri gibi araç teknolojisine ayak uydurma ihtiyacını yansıtmıyordu ve Sağlanması gereken daha yüksek güçlü ihtiyacı var. Ancak Sigorta Güvenliği Otoyol Güvenliği (IIHS) tarafından

işaret edildiği gibi boşluklar kalır (Brumbelow ve ark. 2010). Dahası, IIHS testinde, daha yüksek kuvvette tehlikeli çarpışma esnasında binek aracın tırın altına girebileceğini göstermiştir (Brumbelow 2011). Avrupa gereklilikleri yıllardır yürürlükte ve en az 2000 yılına kadar, yetersiz olduğu ve Brüt araç ağırlığının % 50'si maksimum 200 kN'a asgari test kuvvetlerinin en az ikiye katlanması gerektiği belirtilmiştir. Kamyon üreticisi MAN, kaza araştırmasına dayanan ve deneyimini kullanan bir enerji emici Arka koruyucuyu geliştirdi.

2000 yılında Mariolani ve ark. yükleri uygulamak için yukarıdaki mesafe olarak 600 mm'lik kullanımı eleştirmeye devam etti ve test yüklerinin yerden 450 mm ile sınırlandırılması gerektiğine işaret etti. Ayrıca, mafsallı ve pense tipi bir sistem için Brezilya'da tipik araçlar için 63 km/ h'ya kadar sistem tasarım performansı bildirdi.

Ayrıca 2000 yılında Blower ve Campbell ölümcül vakalarının % 70'inde arka-ön kazalarda meydana geldiğini bildirmişlerdir. 1997'de kullanımda olan arka koruyucuların çoğunluğu 1952 asgari gereksinimler ile ölümler üzerinde herhangi bir güvenlik etkisi olduğuna dair hiçbir kanıt bulunamamıştır. Buna ek olarak, arkası düz kamyonlarla tırların ölüm oranını orantılı olarak buldular.

2.6. Literatür Taraması

Bu bölümde ilgili araştırma makalelerinin gözden geçirilmesi tartışılmıştır. Çok sayıdaki sistematik inceleme otomobil çarpışma olaylarında arka koruma konusundaki uygulaması gözden geçirdi. Araştırmacılar, büyük kamyon ve uzun kombinasyon araçlarının çalışmasına iki yaklaşım getirdi. Birinci yaklaşım, yolcuların gerçek güvenliğini öngörmek için büyük kamyon tasarımı gereksinimi ve emniyet koruma cihazlarının incelenmesine odaklanmaktadır. İkinci yaklaşım, gerçek çarpışma oranlarının ve sonucunun değerlendirilmesidir (AlBahash ve ark. 2016).

Araçların darbe enerjisini emme ve yolcuların için hayatta kalma kabiliyetine yapının çarpmaya dayanıklılığı denir. Araçların çarpmaya dayanıklılığı, kontrollü arıza

mekanizmaları ve absorpsiyon esnasında yük profilinde kademeli bir bozulmanın devam etmemesini sağlayan modlar yoluyla enerjinin emilimi ile ilgilidir. Araçların çarpmaya dayanıklılığında yapılar, çarpışma enerjisini kontrollü bir şekilde absorbe edecek şekilde tasarlanmalıdır; eğer bu şekilde tasarım yapılmazsa araçtaki kişilerde ciddi iç yaralanmalara, özellikle beyin hasarına neden olabilir. Araç büyüklüğü ve kütlesi araçtaki kişilere belirli bir derecede koruma sağlar, ancak negatif atalet etkisi olabilir. Hem büyüklük hem de kütlenin bu olumsuz etkilerini gidermek için geliştirilen malzemeler yakıt verimliliği talimatlarıyla birleşince, bu hafif ve dayanıklı malzemeler kullanılarak darbe enerjisinin emilmesi için yeni tasarımlar yapılmaktadır (AlBahash ve ark. 2016).

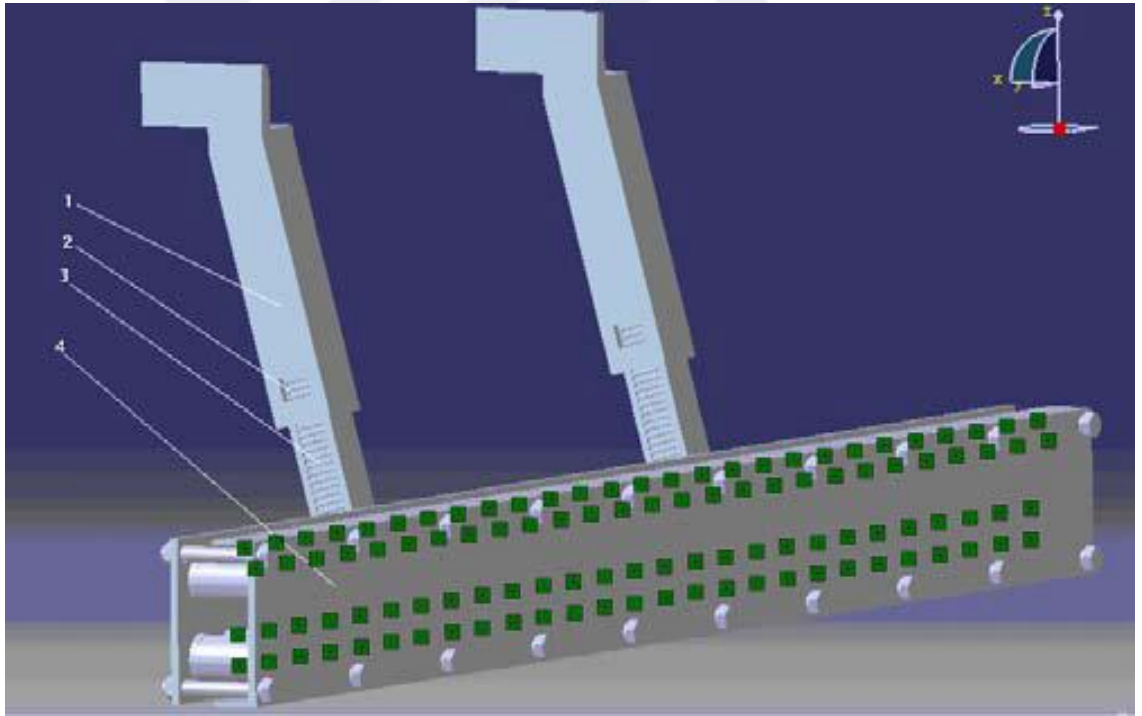
Khatab (2011) tarafından yapılan bir çalışmada, çarpışmadaki çarpma şiddeti farklı tasarım ve operasyonel faktörlerdeki çarpma hızı, araç ağırlığı, çarpışma türü ve çarpışan araçlar arasındaki uyumsuzluk gibi bağlıdır. Çarpışma şiddetini etkileyen tüm faktörlerin arasında çarpışma hızının en önemli faktör olduğu bilinmektedir ve bunu çarpışma türü ve araç ağırlığı tipinde izler. Yüksek hızlı bir kazada potansiyel bir hasarın şiddeti nispeten hafif veya düşük hızdaki kazalardan 25 kat daha fazla olabilir.

Mehdi ve ark (2006) yapısal gereksinimlerin ve şiddetli bir kazaya dayanıklı tasarım sisteminin şunları yapabileceğini belirtti: (1) kontrol edilebilir bir tarzda çarpmanın kinetik enerjisini (KE) dağıtmak, (2) korunan bileşenler için sağ kalma alanını sağlamak, (3) bu bileşenler tarafından maruz kalan kuvvetler ve ivmeleri en aza indirmek.

Joshi ve ark. (2012) LS-DYNA'ı kullanarak Hint Standardı (IS 14812-2005) açısından belirlenen arka koruyucu gücünü değerlendirdi. Tasarım şartları karşılar, ama yine de daha fazla analiz ve fiziksel testlerle kanıtlanması gerekir. Xue ve Yang (2013) enerji emilimini artırmak için yeni bir eklemli ark koruyucu geliştirdi. Ortak arka koruyucular ile karşılaştırıldığında, yeni arka koruyucunun geriye doğru genişletilmiş yapısı deformasyon için daha fazla alana sahiptir. LS-DYNA'daki performansını test etmek için Sonlu elemanlar simülasyonu gerçekleştirdi. Sonuçlar, Arka koruyucunun tüm çarpışma enerjisinin %77'sini dağıttığını ve ivmenin mevcut testinden %40 daha az olan 22,8 g olduğunu gösterdi. Joseph ve ark (2013) LS-DYNA kullanılarak Hint standardına (IS

14812-2005) göre eklemli arka koruyucu yapısının yük taşıma kapasitesini optimize edildi. Optimize edilmiş arka koruyucu yük kapasitesini 68'den 71,2 kN'ye yükseltti.

Hong-fei ve ark. (2010) şekil 2.12'de gösterildiği gibi entegre bir fonksiyona sahip akıllı bir arka koruma sistemi geliştirdi. Bileşen 1 fonksiyonu bağlantı olan ve bütün cihazı destekleyen bir üst destek çerçevesidir. Bileşen 2 bileşen 1 ve 3 arasında yer alır ve işlevi alt desteği yukarı ve aşağı kontrol etmek olan bir kilitleme kaldırma düzeneğidir. Bileşen 3 enerji emiciyi destekleyen bir alt destek çerçevesidir. Bileşen 4, çarpışma enerjisini emmek için en önemli bileşen olan bir endergonik kiriştir. Endergonik kirişin yapısı, alüminyum köpük ile doldurulmuş dairesel bir tüp, çapraz kol ve metal bir kiriş oluşur. Dairesel tüp, ana enerji emici olarak harici bir metal tüp ve alüminyum köpükten oluşur.

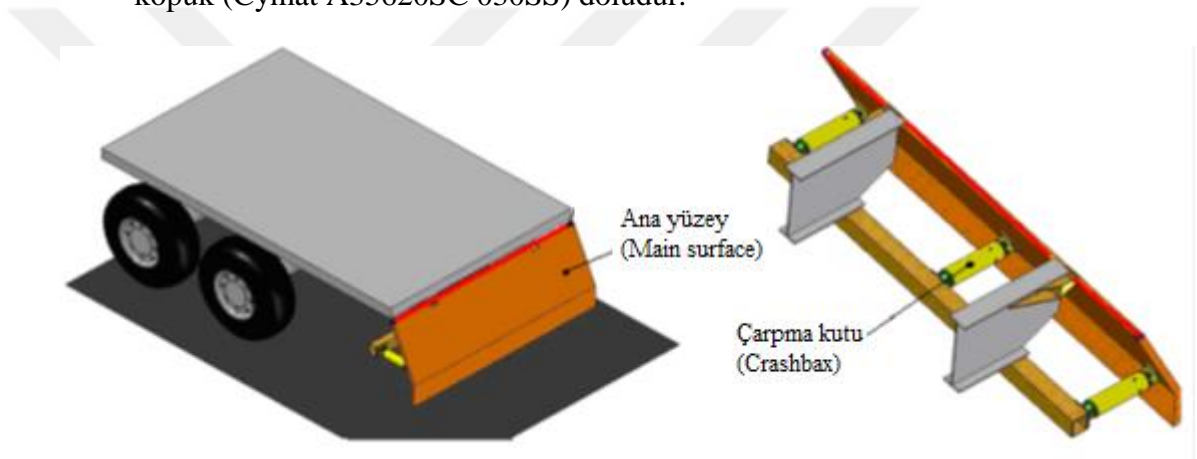


Şekil 2.12. Enerji emici yapısı diyagramı (Hong-fei ve ark. 2010)

F. Cappello ve ark. (2008) tarafından yapılan bir çalışmada, HED-SafeBar (High Energy Dissipation Safe Bar) olarak tasarlanmıştır, bir kamyon ve binek araç arasındaki

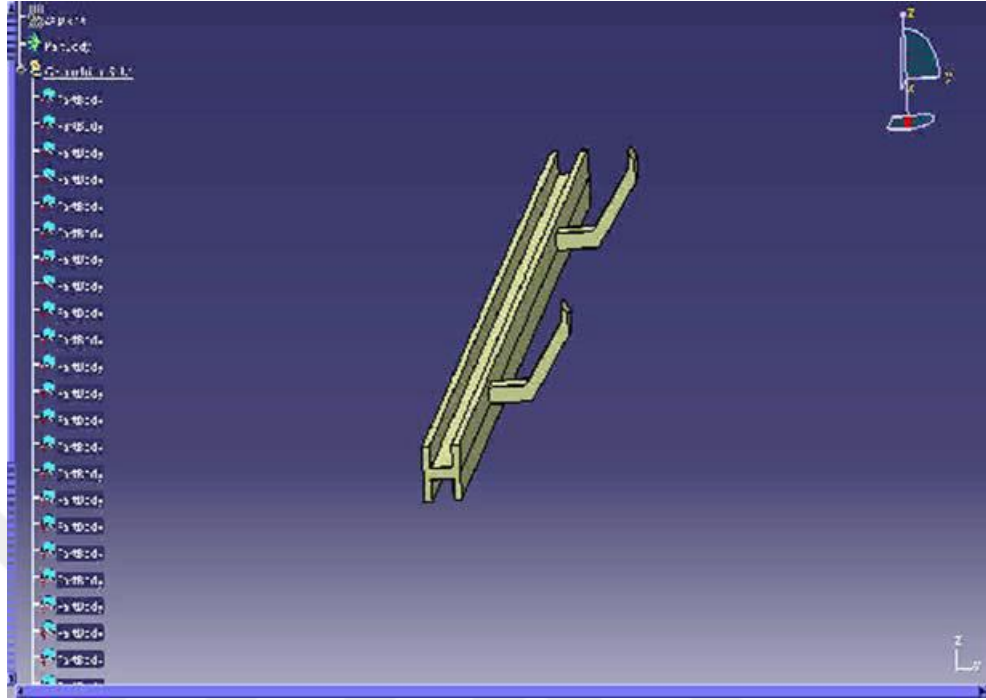
çarpışmada dayanıklılık düzeyini artırabilir. Bazı özel bileşenlerin tanıtılması için aşağıdaki şekil 2.13'te gösterilmektedir.

- Ana yüzey (Main surface) ; temas yüzeyini temsil eder, çarpma kutularının çökertir ve arabanın altına girmesini önler. Ana yüzeyi bir iç net çelik kiriş ile takviye etmektedir, bundan dolayı çarpma kutularının ezilmesine izin vermektedir.
- Üç set çarpma kutuları (Crashboxes) ; bunlar enerji emicileri temsil eder, Her çarpma kutusunun içi alüminyum 6061 T6 malzemesinden kapalı hücreli metalik köpük (Cymat A35620SC 030SS) doludur.



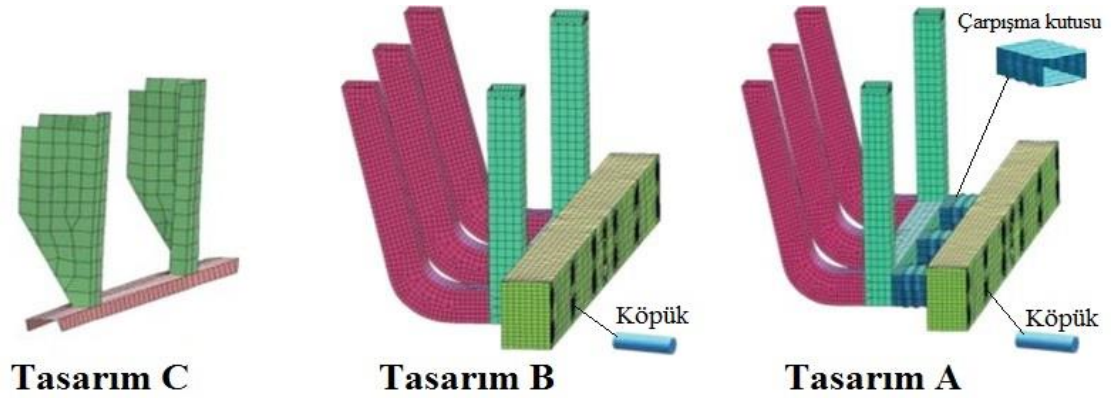
Şekil 2.13. HED-SafeBar'ın Şeması (Cappello ve ark. 2008)

Bir çalışmada Goud ve Pachori (2017) arka koruyucularda çeliğin alüminyum köpük ile değiştirilmesini aracın çarpışmaya dayanıklı olabilmek için iyileştireceğini ve ayrıca aracın ağırlığını azaltacağını belirlemiştir (Şekil 2.14).



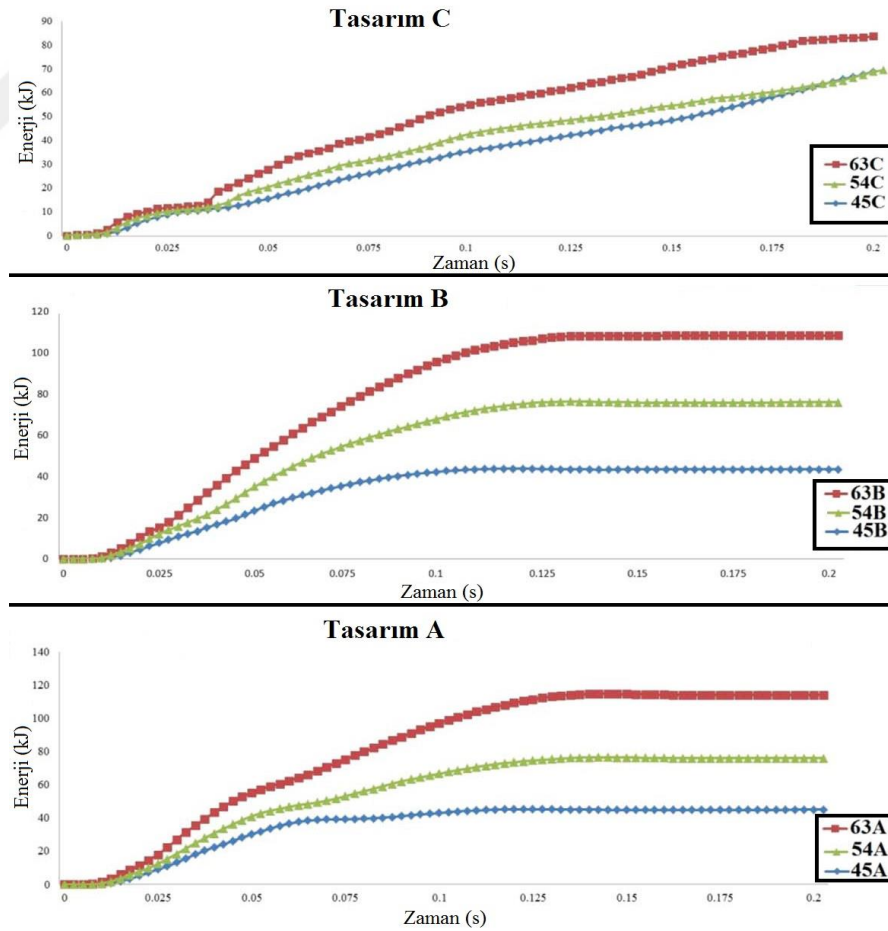
Şekil 2.14. Goud ve Pachorinin tasarladığı arka koruyucu (Goud ve ark. 2017)

Başka bir çalışmada, bir araba modeli bir kamyon şasisine bağlanmış arka koruyucunun sonlu elemanlar yöntemi ile kullanılarak arkadan çarpma testi yapıldı. Deneylerde üç farklı arka koruyucu tasarımı kullanılmıştır (şekil 2.15). Her bir arka koruyucu tasarım için üç farklı hız ile (45, 54 ve 63 km/h) analiz edildi ve sonuçlar karşılaştırıldı (Al-Bahash ve ark. 2017).



Şekil 2.15. Üç arka koruyucu tasarımı (Al-Bahash ve ark. 2017)

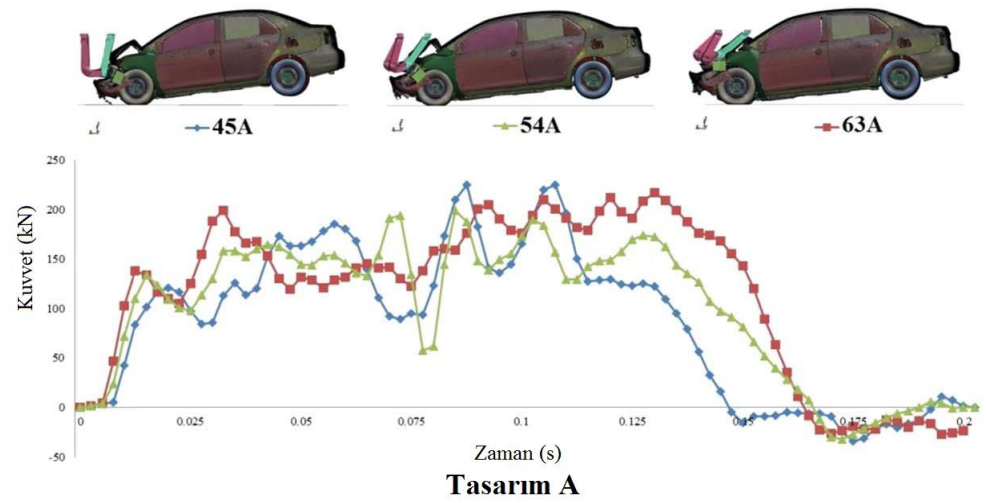
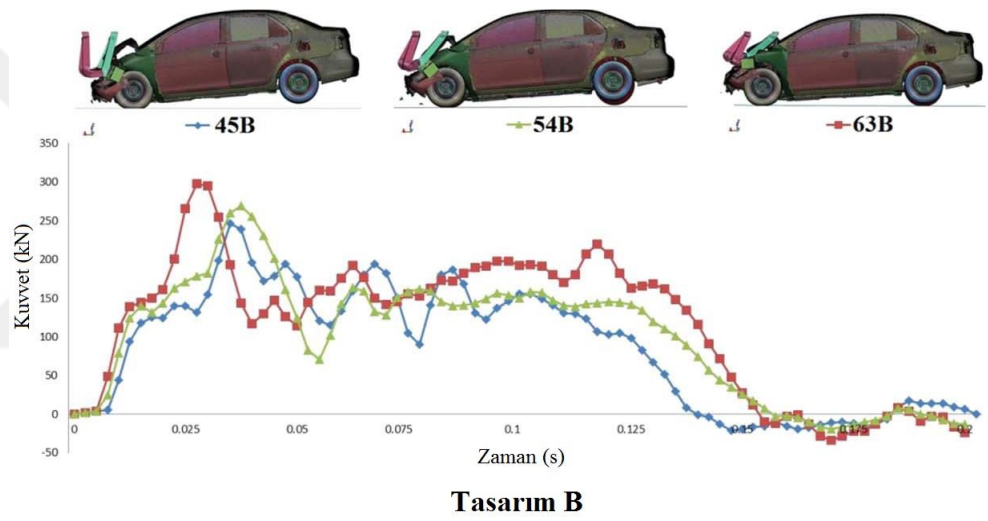
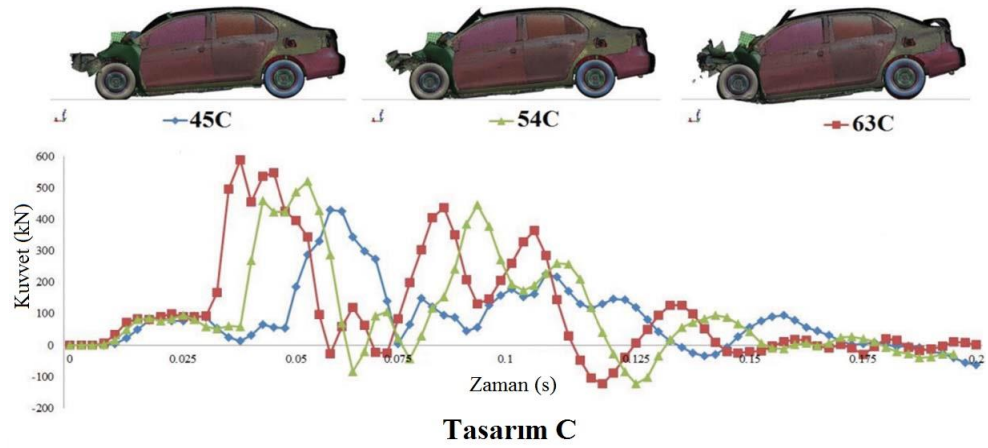
Şekil 2.16'da üç farklı arka koruyucu modelinin enerji emiliminin sonuçları, 45, 54 ve 63 km/h olan üç farklı hız için karşılaştırıldı. Tasarım A tarafından çarpışmadan sonra 0.15 s'de emilen maksimum enerjinin 63 km/h hızında 116 kJ, 54 km/h hızında 78 kJ ve 45 km/h hızında 42 kJ olduğu, tasarım B sırasıyla aynı hızlarda 108, 75 ve 42 kJ'yi ve tasarım C sırasıyla aynı hızlarda 72, 55 ve 48 kJ enerjiyi emildiğini gösteriyor. Bu, tasarım A'nın 54 ve 63 km/h hızında B ve C tasarımlardan daha iyi performans gösterdiğini gösterirken, Tasarım C'nin enerji emilimi, 45 km/h hızındaki diğer tasarımlardan daha iyi olduğunu beyan ediyor. Bundan dolayı A tasarımlı arka koruyucu ile C ve B tasarımlı arka koruyucular karşılaştırıldığında daha iyi çarpma değerine sahip olduğu sonucu çıkıyor (Al-Bahash ve ark. 2017).



Şekil 2.16. Tüm tasarımları için enerji absorpsiyon sonuçları (Al-Bahash ve ark. 2017)

Arka koruyucu C tasarımının simülasyon sonuçları, 45, 54 ve 63 km/h üç hızdaki reaksiyon kuvvetlerinin benzer davranışa sahip olduğunu ancak Şekil 2.17'de gösterildiği gibi farklı değerlerle olduğunu göstermektedir. Reaksiyon kuvvetinin büyüklüğü, sırasıyla (0.062, 0.055, 0.037 s) arasındaki tüm hızlar için 0 kN'den maksimum değerlere (600, 500, 420 kN) yükseliyor. ve aniden negatif değere düştüğünde çarpışma sona erene kadar inip çıkıyor bu ani düşüş direncindeki başarısızlığın bir göstergesidir (Al-Bahash ve ark. 2017).

C tasarımının reaksiyon kuvveti A ve B Tasarımlardan daha yüksek olsa bile arabanın kamyonun altına giriyor. A ve B tasarımları reaksiyon kuvvetinin artırılması ve normal C Tasarımı ile karşılaştırıldığında çarpışma sırasında ezilme süresi arttıkça daha iyi istikrar göstermiştir. Tasarım B 300 kN en yüksek reaksiyon kuvveti değerini, 63 km/h hızında 0,027 saniyede kaydetmiştir. Tasarım A 63 km/h hızında 0,03 s'de maksimum 200 kN reaksiyon kuvveti değeri kaydetmiştir. A ve B tasarımları C tasarımından daha az reaksiyon kuvveti kaydettiğinde bile, arabanın kamyonun altına girmesini önlemek için daha iyi direnç gösterirler. Yatay eleman ve köpük ile dolu 14 tüpün tümü kademeli olarak ezildi ve sonra iki dikey destek çubuğu sıkıştırıldı ve üç sırt destek çubuk yardım ile aracını durdurmak için daha fazla direnç gösterdi (Al-Bahash ve ark. 2017).



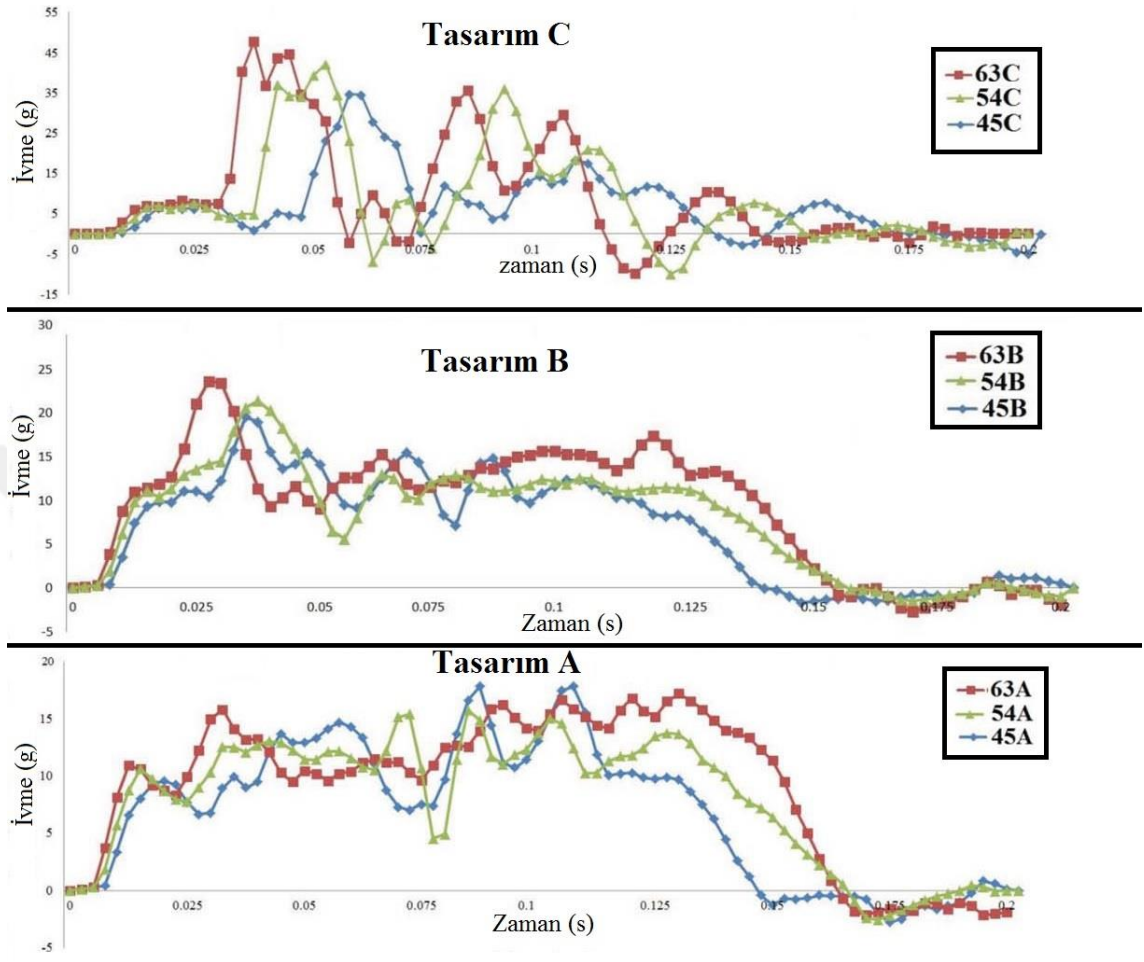
Şekil 2.17. Tüm tasarımları için kuvvet sonuçları (Al-Bahash ve ark. 2017)

Simülasyon sonuçları her A, B ve C tasarımları için çizelge 2.3’da aracın ivmeleri gösterilmektedir.

Çizelge 2.3. Çeşitli hızlar için üç temel tasarımın maksimum ivme sonuçları

Arka koruyucu	Test hızı (km/h)	Maksimum ivme (g)
Tasarım C	45	34,131
	54	41,318
	63	46,718
Tasarım B	45	19,57
	54	21,04
	63	23,64
Tasarım A	45	14,07
	54	15,43
	63	15,83

Çizelge 2.3’de üç çarpışma hızında maksimum ivmeler en yüksek değerlerinin Tasarım C için kaydedildiği belirtiliyor. Tasarım C’den daha az ve Tasarım A’dan daha yüksek değerler elde eden Tasarım B için kaydedilmiştir. Tasarım C 63 km/h hızında maksimum 46,718 g ve aynı hızda tasarım B’de 23,64 g, tasarım A’da 15,83 g ivmeleri kaydetmiştir. Bu nedenle, en düşük ivme değerlerini temsil eden en iyi sonuçlar Tasarım A için kaydedildi. En düşük değer araba yolcular üzerinde ani şokları azaltıyor. Şekil 2.18’de üç arka koruyucu tasarımının üç farklı hızda (45, 54 ve 63 km/h) ivme davranışını gösteriyor (Al-Bahash ve ark. 2017).



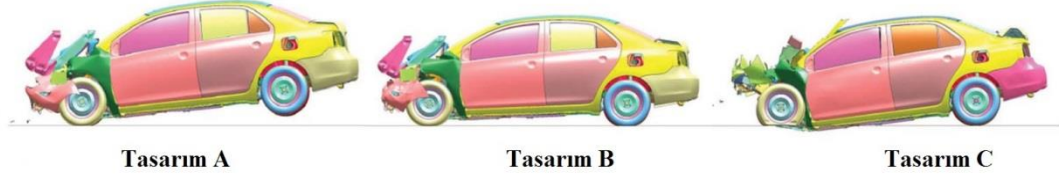
Şekil 2.18. Tüm tasarımlar için ivme sonuçları (Al-Bahash ve ark. 2017)

Arka koruyucuların (A, B, C) yer değiştirmesinin simülasyon sonuçları çizelge 2.4’de verilmiştir. Sonuçlar, yer değiştirmenin hız arttıkça arttığını göstermektedir. Çizelge 2.4’de tasarım C diğer iki tasarım ile kıyasla tüm hızlarda maksimum yer değiştirmeyi kaydettiği görülmektedir. 63 km/h hızda araç yer değiştirme büyüklüğü 1091,1 mm emniyet şartları 800 mm’den çok fazla aştığını gösteriyor. Bu arka koruyucu aracın kamyonun altına girmesini engel olmadığını gösteriyor (şekil 2.19). Tasarım B tasarım C’den daha iyi performans gösterdi ve tasarım C’ye kıyasla tüm hızlarında daha düşük değerlere ulaştı. 63 km/h hızındaki yer değiştirme 678,87 mm’dir. Tasarım A, diğer tasarımlar arasında daha iyi performans gösterdi ve tüm hızlarında en düşük yer değiştirmeye ulaştı. 63 km/h hızındaki yer değiştirme 638 mm’dir, bu değer 800 mm’den daha düşüktür. Bu değere göre, çarpma

Şekil 2.19'da gösterildiği gibi yolcu kabineine çarpmaya devam etmedi ve aracın ön camına çarpmadan önce durdu (Al-Bahash ve ark. 2017).

Çizelge 2.4. Çeşitli hızlar için üç temel tasarımın yer değiştirme sonuçları

Arka koruyucu	Test hızı (km/h)	Yer değiştirme (mm)
Tasarım C	45	926,969
	54	1002,4
	63	1091,1
Tasarım B	45	327,16
	54	509,55
	63	678,87
Tasarım A	45	204,42
	54	409,14
	63	638,00



Şekil 2.19. Tüm tasarımları 63 km/h için son durum şeması (Al-Bahash ve ark. 2017)

2.7. ADAC'ın Arka Koruyucu Test İncelenmesi

ADAC yani Alman Otomobil Kulübü'nün 16 milyondan fazla üyesi bulunmakta olup, Avrupa'nın en büyük otomobil kuruluşudur. Sunmakta oldukları 14 milyon tirajlı aylık dergisi "ADAC Motorwelt" Avrupa'nın bu branşta en çok okunan dergisidir. ADAC testi Avrupa'da arka koruyucular için en çok bilinen ve önemli testlerden biridir. Almanya'da 2006 yılında yapılan 2006/20/EC direktife göre iki testte performansların farklılığını gösteren arka koruyucuları bildirilmiştir (ADAC 2006).

ADAC raporunda, ciddi veya ölümcül yaralanmaların otomobiller ve kamyonların ön-arka çarpışmalarda sık görülen bir sonucu olduğu belirtildi. Almanya'da, gözden geçirilmiş direktifin sürücülere ve ön koltuktaki yolculara yeterli koruma sağlayacağı konusunda hala endişeler vardı.

ADAC 2006/20/EC gerekliliklerine göre tasarlanan bir arka koruyucu, otomobilin yolcuları yaralanmalara karşı yeterli düzeyde koruma sağlayıp sağlamadığını belirlemek için uygun bir çarpışma testi programı gerçekleştirdi. İlk test, yeni gereksinimleri geçmek için gösterilen bir arka koruyucu ile bir çarpışmayı içeriyordu. İkinci bir çarpışma testi de, daha sağlam olması amaçlanan bir prototip arka koruyucu cihazını içeriyordu (ADAC 2006).

Her iki çarpışma testi için de ADAC mühendisleri, Ford Focus'a benzeyen aynı model arabayı kullandılar. Bu aracın boyutları ve ağırlığı ortalama bir yolcu otomobilini temsil ediyordu. Aynı motorların kullanımı, güvenlik ekipmanı, ağırlık ve koltukların tutumu, iki testte de aynı test koşullarını sağlamıştır.

Test araçları 56 km/h hızda %75 bindirme oran ile sabit kamyonu çarpıldı. 56 km/h test hızı seçildi, çünkü her bir yolcu otomobili tip onayı sırasında 56 km/h ön çarpışma testinden geçmelidir (ADAC 2006).

2.7.1. ADAC Çarpışma test 1

İlk test 2006/20/EC düzeltmelerinde belirtilen yükleme gerekliliklerini karşılamak için tasarlanmış arka koruyucu üzerinde bir çarpışma gerçekleşti.

Kabinde iki adet vitrin mankeni olan test aracı sabit bir römorkla çarpıldı. Römork 990 mm'lik bir şasi yüksekliğine sahipti ve yeni bir arka koruyucu 2006/20/EC düzeltmelerine uygun donatılmıştı. Arka koruyucunun yerden yüksekliği 550 mm idi. vitrin mankenleri kullanıldı çünkü arka koruyucu az da olsa otomobilin altına girmesini engellediği nedenle aracın yolcularına zarar vereceği düşünülmüştür.

İlk ADAC çarpışma testi, şartlara uyan bir arka koruyucunun arabanın yolcularını 56 km/h bir çarpışma hızında hayati tehlike yaratan yaralanmalara karşı korumadığını gösterdi. Bu aşağıdaki Şekil 2.20’de görsel olarak görülebilir (ADAC 2006).



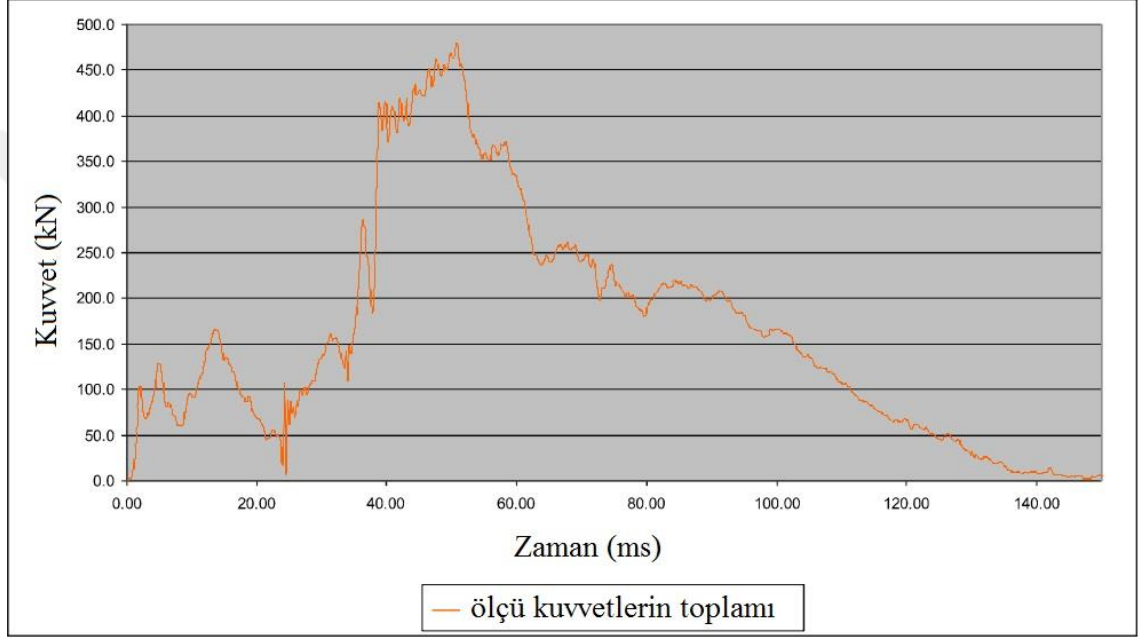
Şekil 2.20. 2006/20 / EC'ye uygun arka koruyucu ile ADAC çarpışma testinin sonucu (ADAC 2006)

Arka koruyucunun şasiye bağlantısı çok zayıf olduğundan ilk darbeden hemen sonra bozuldu. Bu başarısızlık sonucunda, binek araç römorkun arkasına önemli bir mesafe ile altına girdi. Kamyonun arkası ön kabine çöktüğünde hava yastıklar yolcuları koruyamadı. Yolcu bölümü arka kapılara kadar tamamen tahrip oldu. ADAC sonuçları açık ve net olarak şu sonucu bizlere sundu; böyle bir olayda araçta bulunanlar için ciddi veya ölümcül yaralanma riskinin olabileceği oldukça yüksekti (ADAC 2006).

2.7.2. ADAC Çarpışma test 2

İkinci test, araç yolcularına etkili koruma sağlamak için ADAC tarafından geliştirilen bir arka koruyucu cihazını değerlendirdi. Geliştirilmiş bir arka koruyucu cihazı ile donatılmış test 1'de (990 mm şasi yüksekliği) kullanılabilecek bir kamyonun arkasına etkiledi. Burada arka koruyucudan şasiye köşegenlerde daha fazla destek sağlamıştır. Yerden

yükseklik 450 mm'de AB uyumlu cihazdan daha azdı. Darbe esnasındaki kuvvet yüklemesini ölçmek için cihazına sensörler yerleştirilmiştir. Bu sensörlerden elde edilen sonuçların birleştirilmesi, test esnasında arka koruyucuya uygulanan toplam yükün aşağıdaki şekil 2.21'de gösterildiği gibi olduğunu göstermiştir (ADAC 2006).



Şekil 2.21. ADAC testi sırasında arka koruyucu üzerindeki ölçülen kuvvetlerin toplamı (ADAC 2006)

Test sırasında uygulanan tepe kuvvetinin 450kN'den daha fazla ölçüldüğü görülebilir. Ancak bu testin sonucu ilkinden tamamen farklıydı. Daha düşük yerden yükseklikteki ve açılı desteklerle sabitlenmiş, çarpma kuvvetine dayanmış binek aracının burkulma bölgelerinin işlevlerini yerine getirmesine izin vermiştir. Bu testte araba kamyonun altına girmedi ve hava yastıkları yerinde kalarak yolcuları korudu. Öte yandan kamyonun arkası da aracın kabinine girmedi. ADAC bu testle yaşamı tehdit eden yaralanma tehlikesinin çok azaldığına onay verdi. Sonuç aşağıdaki Şekil 2.22'de görsel olarak görülebilir (ADAC 2006).



Şekil 2.22. Güçlendirilmiş ve alçaltılmış arka koruyucu ile 2. ADAC testinin sonucu (ADAC 2006)

ADAC bu testlerin, arka koruyucu ile ilgili AB direktifine yapılan son düzeltmelerde; araç yolcularının yaşamını tehdit eden yaralanmalara karşı korumak için yetersiz olduğuna dair açık bir sonuca vardı. ADAC ikinci testten elde ettiği sonuca göre az maliyetle arka koruyucu tasarımlarının gelişme potansiyeli olduğu gösterdi (ADAC 2006).

ADAC arka koruyucuların performans gereksinimleri için aşağıdaki değişiklikleri önermiştir:

1. Arka koruyucu cihazların onaylanması için statik test yükleri aynı anda kaldırılmalı ve uygulanmalıdır. Ancak, önerilen yük değerleri belirtilmemiştir.
2. Arka koruyucu aracın arkasına mümkün olduğunca yakın yerleştirilmelidir, çünkü; Mevcut Direktif “Bu gereklilik, uygulama sırası ve sonrasında, cihazın arkası ile aracın arka ucu arasındaki yatay mesafenin P1, P2 ve P3 noktalarından herhangi birinin 40 cm'yi aşmadığını” göstermesi durumunda karşılanacaktır. Bu nedenle arka koruyucu sert olduğu ve deforme olmazsa, aracın arkasından 40 cm'ye kadar konumlandırılabilir. Çarpışma durumunda aracın çarpışma yapısının etkileşiminden ve deformasyonundan önce 40 cm'ye kadar kamyonun altına girmesine izin verir. Kısa ön yapıya sahip araçlar için, aracın ön cam bölgesi ile artan bir etkileşim olasılığı vardır.

3. Arabaların enerji emici yapısı ile uygun etkileşimi sağlamak için zemin açıklığı azaltılmalıdır. Yine, test 450 mm'de gerçekleştirilmiş olmasına rağmen, hiçbir şekil önerilmemektedir. Arabaların enerji emici yapısı ile uygun etkileşimi sağlamak için zemin açıklığı azaltılmalıdır. Yine, test 450 mm'de gerçekleştirilmiş olmasına rağmen, hiçbir şekil önerilmemektedir (ADAC 2006).

2.8. Uluslararası Arka Koruyucu Standartları

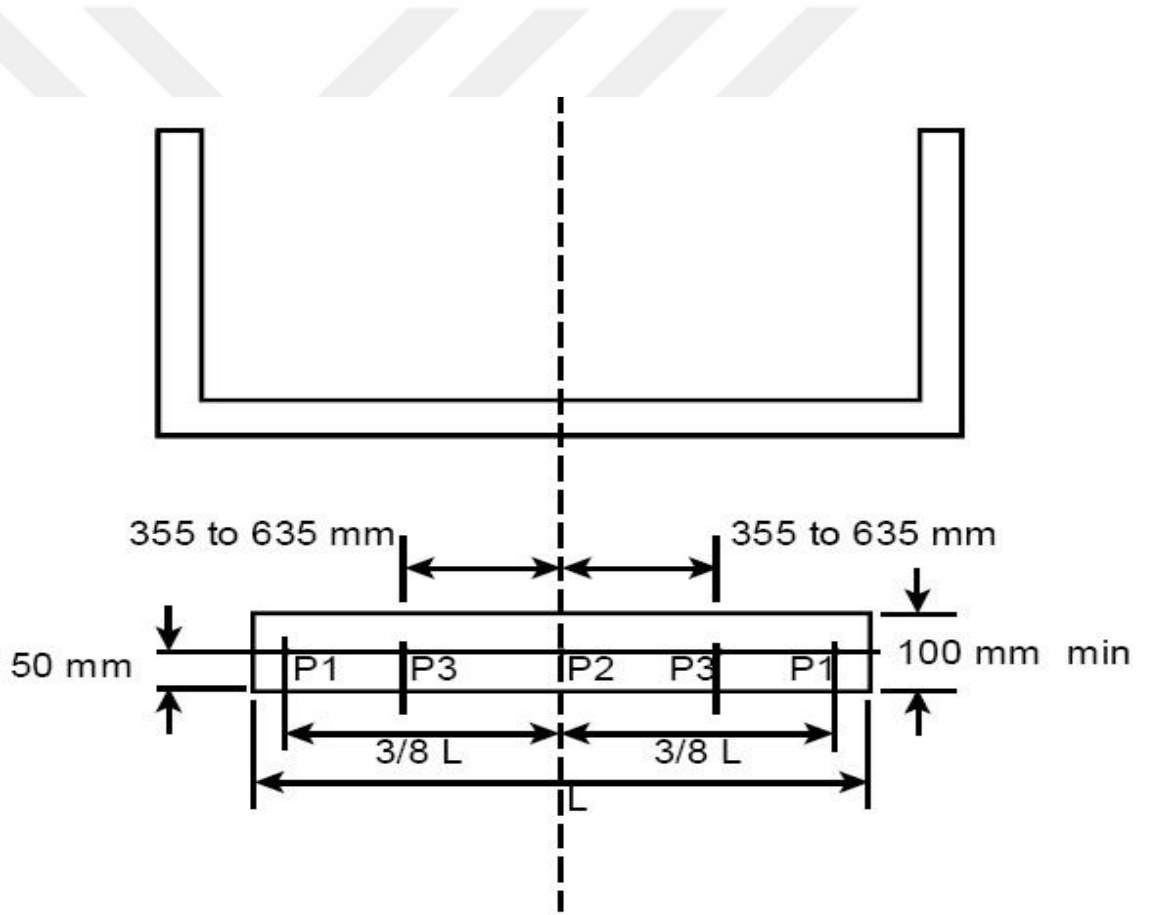
2.8.1. ABD’de arka koruyucuların standardı

Ulusal Karayolu Trafik Güvenliği Yönetimi (NHTSA) 1996'da FMVSS No. 223 ve 224'ü yayınladı ve bu iki standart 1998'de uygulandı. Bu standartlar, ağır vasıtaların ve yarı tırların arka taraflarına hafif taşıtların çarpmasından kaynaklanan yaralanma ve ölümleri azaltmayı amaçlanmaktadır. FMVSS No. 223, Arka koruyucunun yeni tırlar ve yarı römorklara monte edilmeden önce yerine getirmesi gereken performans gereksinimlerini belirtir. İkinci standart olan FMVSS 224, brüt araç ağırlığı oranı (GVWR) 4,536 kilogram (10.000 pound) veya daha fazla olan çoğu yeni tırlar ve yarı tırların FMVSS No. 223 gereksinimlerini karşılayan bir Arka koruyucu ile donatılması gerekliliğini ortaya koymaktadır. Ayrıca, taşıtın arka ucuna göre Arka koruyucunun montaj yeri için gereksinimleri de içerir (Bodapati 2004).

Arka koruyucunun değerlendirilmesi ve yerleştirilmesi

Arka koruyucunun değerlendirilmesi, 223 sayılı FMVSS Standardına göre yapılmalıdır. Mukavemet ve enerji emici gereksinimleri ve arka koruyucunun yerleştirilmesi FMVSS Standardı No. 223'de belirtilen şartlara göre yapılmalıdır. Standarda göre mukavemet ve enerji emici gereklilikleri kontrol etmek ve korumanın uygulanan yüklere dayanıp dayanmadığını kontrol etmek ve test yapmak için bir test standardı belirlemek anlamına gelir. Belirli bir arka koruyucunun değerlendirilmesi, yarı-statik ve dinamik testler ile

yapılır. Ancak, dinamik test nihai tasarımını değerlendirmek için yapılır. Ocak 1998'de yayınlanan kurallara göre, mukavemet gereksinimleri için standart, muhafazanın yatay elemanı boyunca belirtilen noktalarda 25 mm kalınlığında 203 mm x 203 mm'lik bir kuvvet plakası ile itilerek arka korumanın test edilmesine ihtiyaç duymaktadır. Test, kuvvet plakasını, 2 cm'den daha az sabit bir yer değiştirme oranına ileri yönde 1,0 – 1,5 mm/s sabit bir hızda değiştirmeye devam eder. Şekil 2.23'te yükleri uygulamak için FMVSS Standardı No. 223'e göre test yerlerini göstermektedir. Kuvvet uygulama plakası, aşağıda belirtilen yerlere yerleştirilecek ve standarda göre yer değiştirecektir (Bodapati 2004).



Şekil 2.23. Yüklerin uygulanması için standartlara göre test yerleri (Bodapati 2004)

Çizelge 2.5'de değerleri ve Şekil 2.23'te belirtilen yerlerde uygulanması gereken kuvvetleri göstermektedir ve Arka koruyucu belirtilen yüklerle direnmelidir. P1 noktası uca yakın, P2 noktası merkezdedir ve P3 noktası 355 mm ile 635 mm arasındadır.

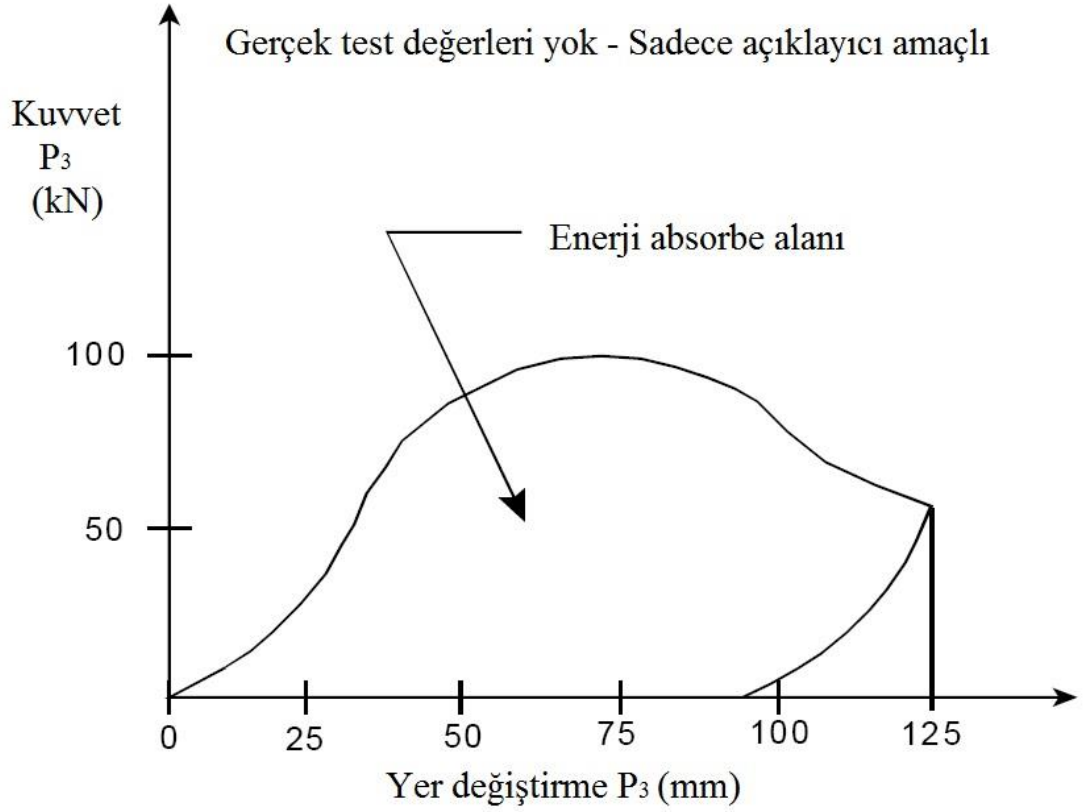
Çizelge 2.5. Arka koruyucunun kuvvet uygulamaları (Bodapati 2004)

Test yeri	Kuvvet
P ₁	50 kN
P ₂	50 kN
P ₃	100 kN

Testi geçmek için Arka koruyucuya uygulanan kuvvetin ilk 125 mm yer değiştirmeyi direnmesi gerekir (Bodapati 2004).

FMVSS 223 Standardına göre enerji emme gereklilikleri

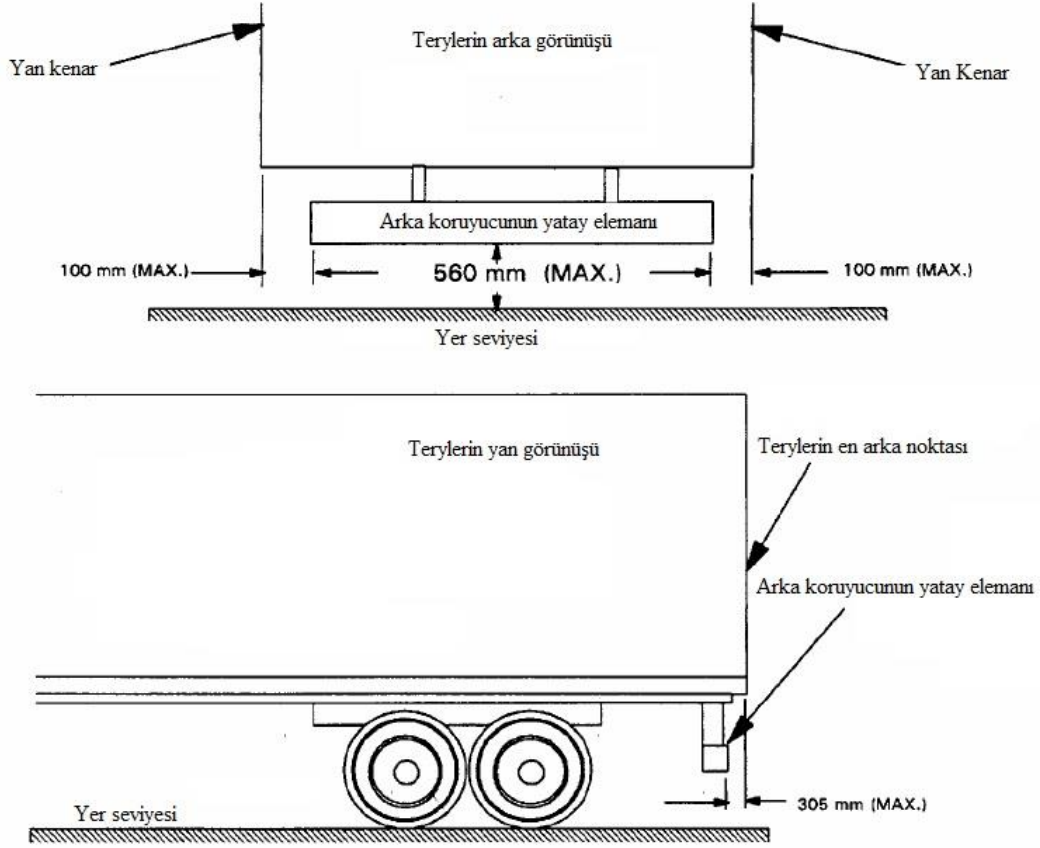
Enerji emilimi için standart testi mukavemet testi ile aynı şekilde, ancak sadece belirli bir test noktasında bir kuvvet uygulanarak yapılır. Kuvvet, 125 mm yer değiştirmeye kadar her 25 mm başına en az 10 kez kaydedilir ve kuvvet plakası tamamen Arka koruyucudan çekilir. Arka koruyucu enerji emilimi, kaydedilen ölçümler kullanılarak çizilen bir kuvvete karşı sapma grafiğinden hesaplanır. Arka koruyucunun elastik kısmı sayılmadığından gerekli miktarda enerji emilimini karşılamaya yönelik sadece plastik deformasyon sayılır. Arka koruyucu uygulanan yüke P3 konumunda direnirse, koruma cihaza uygulanmış yükleri P1 ve P2 gibi farklı konumlarda absorbe etmede mükemmel çalışır. Kuvvet ve yer değiştirme eğrisi cihazın koruma mukavemetini ve enerji emici gereksinimlerini karşılayıp karşılamadığını belirlemek için kullanılacaktır. Şekil 2.24'te P3 konumdaki tipik kuvvet ve yer değiştirme eğrisini göstermektedir ve eğri altındaki alan 100 kN kuvvet uygulamasıyla test edilen arka koruyucu tarafından emilen enerjiyi göstermektedir (Bodapati 2004).



şekil 2.24. Arka koruyucu tarafından emilen enerji P_3 noktasında (Bodapati 2004)

Yapılandırma gereksinimleri

Tırlar veya yarı Tırların arka ucuna göre arka koruyucunun yatay elemanının en arka yüzeyinin, römorkun arka ucunun en fazla 305 mm uzağına yerleştirilmesi gerekliliktir. Aşağıdaki şekil 2.25'de FMVSS 223/224 yönetmeliğıne göre alt koruma için yapılandırma gereksinimlerini göstermektedir (Bodapati 2004).

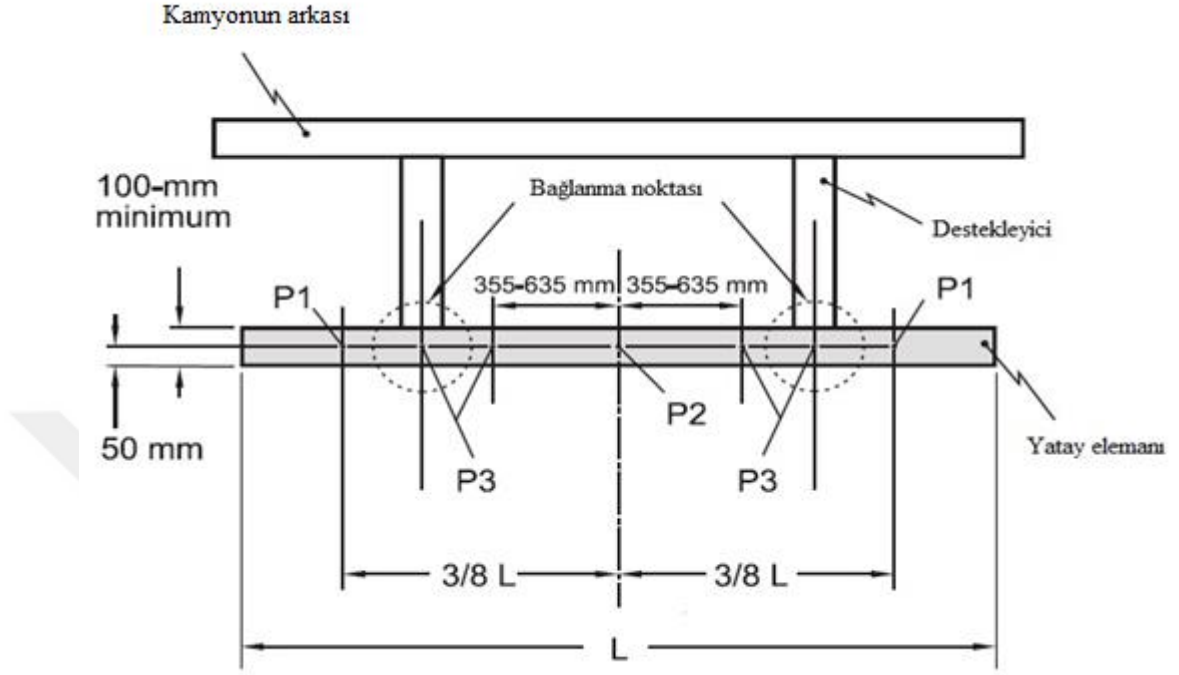


Şekil 2.25. ABD’de arka koruyucu standartları (Bodapati 2004)

FMVSS 224 arka koruyucunun yerden yüksekliği 560 mm daha fazla olmamasını ve aracın her bir yan tarafının maksimum 100 mm uzanmasını belirtir (Bodapati 2004).

2.8.2. Kanada’da Arka koruyucu standardı

Kanada 2005’de CMVSS No. 223 yenilenmiştir ve 2007 yılında etkili hale getirmiştir (Şekil 2.26). CMVSS No. 223, römorklar ve yarı tırlar için geçerlidir ve FMVSS No. 223’tekilere benzer yarı statik yüklemeye testlerini belirtir. Bununla birlikte, CMVSS No. 223, yatay eleman üzerinde 350 kN eşit dağılımlı yük testi ile FMVSS No. 223’teki P3 konumunda 100 kN yarı statik nokta yük testinin yerini alır (Çizelge 2.6).



Şekil 2.26. Kanada CMVSS 223 yönetmeliklerine ilişkin detaylar (NHTSA 2015)

Çizelge 2.6. ABD ve Kanada standartların Özeti (NHTSA 2015)

	Amerika Birleşik Devletleri FMVSS 223/224	Kanada CMVSS 223
Yerden yüksekliği	560 mm (testten önce)	560 mm (testten sonra)
Kuvvet gerekliliği	50 kN (P ₁ Noktada) 50 kN (P ₂ Noktada) 100 kN (P ₃ Noktada)	50 kN (P ₁ Noktada) 50 kN (P ₂ Noktada) 350 kN (Eşit yük testi)
Enerji absorpsiyon	5,650 kJ	20 kJ

Arka koruyucu bu yüke dayanmak ve en az 20 kJ enerjiyi 125 mm'lik sapma içinde absorbe etmek için gereklidir ve testin öncesi ve sonrası 560 mm'yi geçmeden bir zemin açıklığına sahiptir. Arka koruyucu 700 kN'den daha fazla eşit dağılmış bir yüke direnebilirse, üreticiler enerji emilim gereksiniminden vazgeçebilir ancak eşit dağıtılmış yük testinden sonra zemin açıklığının 560 mm'yi aşmamasını sağlamalıdır. 223 sayılı FMVSS'ye benzer şekilde, CMVSS No. 223, üreticinin talimatlarına göre, sert bir test donanımına veya tam bir tır bağlandığında arka darbe korumasının test edilmesine izin verir. Kapsamlı testler

sayesinde Kanada, bu gereksinimlerin 56 km/h hızda CMVSS No. 223 uyumlu tırların arka koruyucunda, binek araçlarının yolcu kabini ihlali olmaması anlamına geldiğini gösterdi (NHTSA 2015).

2.8.3. Brazil - CONTRAN 805/95

Brezilya'da, araştırmacılar Arka koruyucu için Amerikan standartlarına son derece eleştirel olmuştur. Brezilyalılar, arka koruyucuya daha büyük kuvvetler uygulanmasını ve kuvvetlerin uygulanması için belirli bir sıralama gerektiren bir standart önermişlerdir. uygulanan kuvvetler aracın kütlesine bağlıdır. Uygulanan maksimum kuvvet merkezdeki (P_3) ve Arka koruyucunun sonuna doğru (P_1) noktalarda 100 kN ve Arka koruyucunun Merkezi ile uçları arasındaki noktalarda (P_2) 150 kN'dir. Brezilya standardı ayrıca, P_1 , P_2 ve P_3 noktaların her birinde 125 mm'lik izin verilen maksimum sapmayı belirtir. Brezilya için aşağıdaki CONTRAN 805/95 standardı belirlenmiştir (Mariolani 2001).

- Yerden yükseklik tercihen 350 mm ve 400 mm'den fazla olmalı
- Aracın arkasından bariyere kadar en az 300mm mesafe
- Lastiklerin veya kamyonun dış kenarının tam genişliği
- 50 kJ enerji emme kapasitesi

2.8.4. Avustralya - ADR 42/04

Avustralya Standartları, her yarı- tırların sürekli bir arka koruma ile donatılması gerektiğini belirtmektedir (DIRDF 2016).

- Arka koruyucunun Alt kenarı zeminden 600 mm daha fazla olmamalı
- Arka koruyucunun temas yüzeyi aracın arkasından en fazla 600 mm mesafede bulunur ve beyaz rengi ile boyanır.
- Arka koruyucunun uçları her bir tarafının 300 mm kadar uzanır.

- Arka koruyucuda tampona temas yüzeyi, 100 mm dış çapa ve 8 mm et kalınlığına sahip çelik boru malzemeye göre daha fazla mukavemet olmalı

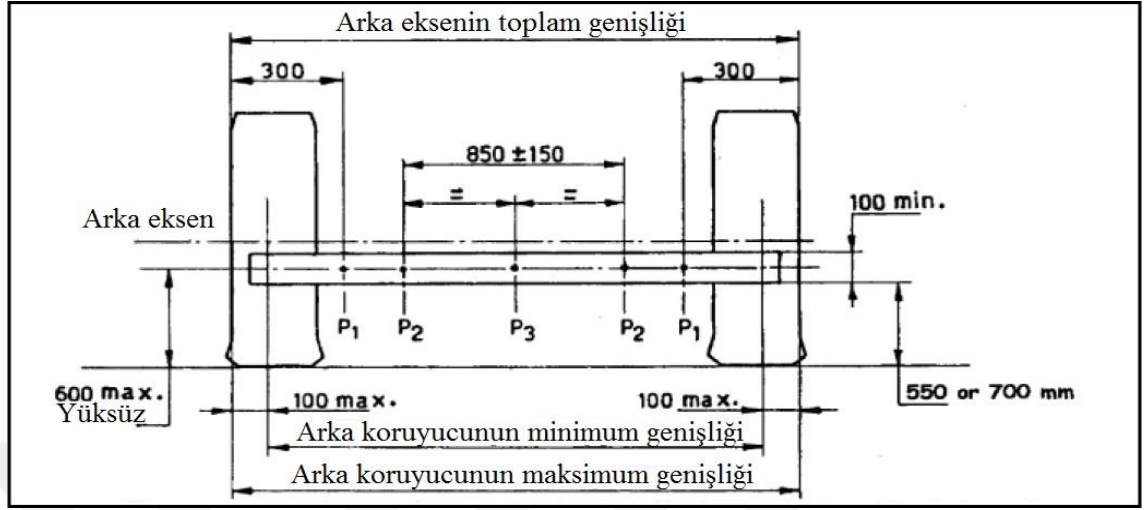
Bu şartlar Avustralya her yarı tırlar için yapmışlar. Ayrıca enerji emici cihazlar için aşağıdaki ek tavsiyelerde bulundu.

- 100 kJ'lik bir enerji emme kapasitesi
- Tam enerji emilimi ardından artık dayanım sert bariyer ile aynı şekilde olacak

2.8.5. Avrupa Birliği

Avrupa Ekonomik Komisyonu (ECE R58) Arka koruma donanımları N kategorilerinin ticari araçlarına monte edilmesi için gerekli standart uygulandı. Bu standardın amacı araçların parçalanmasına karşı etkili bir koruma sunmaktır. Arka koruyucular M1, M2, M3, N1, N2, N3, T1, T2, T3 ve T4 kategorilerindeki araçlara monte edilmek üzere tasarlanmıştır. M araç kategorisini netleştirmek için yolcu taşımak kullanılan en az dört tekerleğe sahip bir motorlu taşıt yolcu kapasitesine göre M1, M2 ve M3 ve Brüt Araç Ağırlığı (BAA) olarak sınıflandırılmıştır. N kategorisi mal taşımak için kullanılan en az dört tekerlekli bir Motorlu araç anlamına gelmektedir. Bu araçlar şartlara göre malların yanında ek olarak kişileri taşıyabilir. Brüt Araç Ağırlığına bağlı olarak N1, N2 ve N3 olarak sınıflandırıldı. Kategori T-Çekili Araç (Römorklar), tasarımı ve teknik özellikleri nedeniyle, kişilerin veya eşyaların taşınmasında kullanılan ve bir motorlu araç tarafından çekilmesi amaçlanan, en az iki tekerleğe sahip, kendiliğinden hareket kabiliyeti olmayan bir sürülen yol aracı anlamına gelir. Bu kategoride yarı römork bulunmaktadır. Tam bir römork, en az iki eksene sahip çekici araç ve çekiciye önemli bir statik yük iletmeyen araç anlamına gelir. römorka göre dikey olarak hareket edebilen bir çekme tertibatı ile donatılmıştır ve ön yönünü kontrol edebilir. Ayrıca tonaj kapasitelerine bağlı olarak T1, T2, T3 ve T4 olarak sınıflandırılmıştır (Jaju ve ark 2016).

ECE R 58'in amacı, M1 ve N1 kategorileri, motosiklet veya alçak yüksekliğe sahip üç tekerlekli ağır taşıtların altına girmemek için sunmaktır.



Şekil 2.27. Arka koruyucunun yeri ve direnç noktaları P1, P2 ve P3 (Jaju ve ark 2016)

Şekil 2.27'de Arka koruyucunun ECE R 58 standardı mevzuat gereğini açıklar. Arka koruyucunun kirişinin minimum kesit uzunluğu 100 mm'den az olmamalıdır. Cihaz aracın arka tarafındaki konumunun değiştirilebileceği ve 400 kN'yi aşmayan bir kuvvet uygulayacak şekilde tasarlanır. M1, N1, T1, T2 kategorisine ait araçlar, bu standartta belirtilen 500 mm'lik zemin yüksekliği gereksinimine uygun olacaktır. Arka koruma tertibatının alt tarafına göre maksimum zemin aralığı N2, N3, T3, T4 için 500 mm'den ve M2, M3 kategorisi için 700 mm'den fazla olmayacaktır. M1 ve N1 kategorileri ve düşük yüksekliğe sahip iki ve üç tekerlekli araçlar ağır taşıtlarının altına girmeye karşı bütün genişlikleri boyunca etkili koruma sağlayacak şekilde inşa edilecek. Cihaz aracın uzunlamasına eksenine paralel uygulanan kuvvetlere karşı yeterli direnç sunacaktır. Bu gereklilik, uygulama sırasında ve sonrasında, Arka koruyucunun arkası ile aracın arka ucu arasındaki yatay mesafenin P1, P2 ve P3 noktalarından herhangi birinde 400 mm'yi aşmadığını göstermesi durumunda karşılanacaktır. P1 noktası, arka akstaki tekerleklerin dış kenarlarına teğet olarak gelen uzunlamasına düzlemlerden 25 mm toleransla 300 mm konumlandırılmıştır. P1 hattı bağlantı noktasında bulunan P2 noktası, aracın ortalama uzunlamasına düzlemine 700 ila 1000 mm arasında simetrik bir mesafedir, tam konumu üretici tarafından belirtilir. Noktaların yerden yükseklik ve P2 cihazı yatay olarak bağlayan hatlar içinde araç üreticisi tarafından tanımlanacaktır. Araç yüksüz olduğu zaman yükseklik

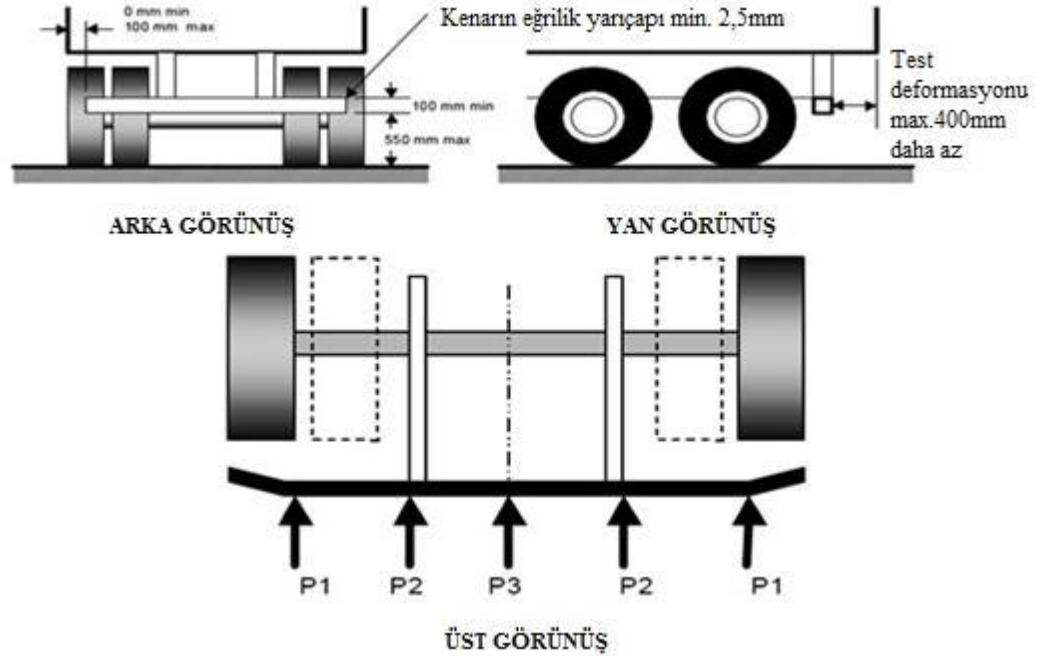
600 mm'den fazla olmalıdır. P3, düz çizgi birleştirme noktası P2'nin merkez noktasıdır (Jaju ve ark 2016).

Araç için arka koruma tertibatı, aşağıda belirtildiği gibi kuvvetlere karşı yeterli direnç göstermelidir (Jaju ve ark 2016).

- P1 = BAA'nın % 12,5'i (Brüt Araç Ağırlığı) 25 kN'den fazla değil
- P2 = BAA'nın % 50'si (Brüt Araç Ağırlığı) 100 kN'den fazla değil
- P3 = BAA'nın % 12,5'i (Brüt Araç Ağırlığı) 25 kN'den fazla değil

2.8.6. Türkiye

Türkiye'de ağır taşıtlar için Birleşmiş Milletlerin ECE R-58'de düzenlediği standartlardır.



Şekil 2.28. ECE R-58 Arka koruyucu standartları (Aygün 2013)

Arka koruyucunun alt kısmı, yer yüksekliğine göre araç yüksüzken tüm genişliği boyunca 550 mm aşmamalıdır (şekil 2.28). Arka koruyucu mümkün olduğunca aracın arkasına yakın

yerleştirilmelidir. Arka koruyucu genişliği, tekerleklerin en dıştaki noktalarda ölçülen arka aks genişliğini aşmamalıdır. Her iki kenardan 100 mm daha kısa olmalıdır.

Arka koruyucunun yükseklik bölümü 100 mm'den az olamaz. Arka koruyucunun yanal uzantıları arkaya eğilmemeli veya keskin bir dış kenara sahip olmamalıdır. Arka koruyucunun yanal uzantıları en az 2,5 mm eğrilik yarıçapına getirilir veya dışarıdan yuvarlatılırsa bu koşullar sağlanmış olur (Aygün 2013).

25 kN sınırını geçmediği, aracın maksimum standart ağırlığın yüzde 12,5'i İzin verilen yatay doğrultuda bir kuvvet uygulamaktadır. Bu yük durumu, her iki P3 noktasına ve P1 noktasına işaret eder. Aracın izin verilen maksimum standart ağırlığının % 50'sine kadar yatay kuvveti 100 kN'den aşmamalıdır. Bu yük P1 ve P3 noktaların gibi P2 noktasında da uygulanır (Mohod 2016).

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Modern mühendislik analizinde belirli şartlar altında modelin davranışını analiz etmek için bir çeşit simülasyon gerekir. Simülasyonun avantajları sayısız ve önemlidir. Yeni bir tasarım konsepti, çeşitli yük ortamlarında gerçek dünya davranışını belirlemek için modellenabilir ve bu nedenle çizimler oluşturulmadan önce değişiklikler yapılabilir ve değişiklikler ucuz olabilir. Detaylı bir CAD (Computer Aided Design – Bilgisayar Destekli Tasarım) modeli geliştirildikten sonra, simülasyonlar tasarımı detaylı bir şekilde analiz edebilir, gerekli olan prototip sayısını azaltarak zamandan ve paradan tasarruf edebilir. Bir problem yaşamakta olan ya da sadece geliştirilmekte olan mevcut bir ürün, bir mühendislik değişikliğini hızlandırmak ve maliyetini azaltmak için analiz edilebilir.

Çarpışma testi, testler sırasında tahrip edilecek bir dizi test aracını gerektirir ve ayrıca zaman alıcı ve ekonomik değildir. Büyük popülerlik kazanan yeni bir yöntem, bilgisayar simülasyonlu çarpışma testidir. Burada gerçek bir araç yerine, aracın bir SE (Sonlu Elemanlar) modeli üretilir ve gerçek araçları kullanmadan önce gerçekleştirilen farklı testleri yürütmek için kullanılır. Araçların çarpışma testini yürütmek için donanımlı birçok yazılım paketi vardır, ancak dinamik analiz yazılımlarında en popüler olanlardan biri de Hyperworks'dır.

Bu analizde arka darbe çarpma testi, sonlu eleman modeli olarak modellenmiş araba ve kamyon şasisi (yarım segment) kullanılarak gerçekleştirilir. Arka koruyucu Solidworks üzerinde modellenmiştir ve kritik ağ örgüsü oluşturma (meshing) için Hypermesh'de entegre edilmiştir. Ağ örgüsü oluşmaktan sonra, model çeşitli simülasyon parametrelerini ayarlamak için Hypermesh ortamında kullanıldı ve Radioss çözücüsünde çözüldü.

Kamyon şasisi sabittir ve Arka koruyucu çarpmadan önce araç modelinin ilk hızı 56 km/h olarak kabul edilir. Simülasyona bir sonlandırma süresi 0,8 s verilir. Bu analiz için takip edilen birim sistemi saniye, milimetre ve tondur. Çizelge 3.1'de kullanıldığı birim sistemler b grubunda verilmiştir.

Çizelge 3.1. Çelik için tutarlı birim sistem örnekleri

	(a)	(b)	(c)
Uzunluk	Metre	milimetre	milimetre
Zaman	Saniye	saniye	milisaniye
Kütle	Kilogram	Ton	Kilogram
Kuvvet	Newton	Newton	Kilo Newton
Gerilme	210,0E+09	210,0E+03	210,0
Yoğunluk	7,85E+03	7,85E-09	7,85E-06
Yerçekimi	9,81	9,81E+03	9,81E-03
56 km/h Hız eşdeğeri	15,6	15,6E+03	15,6

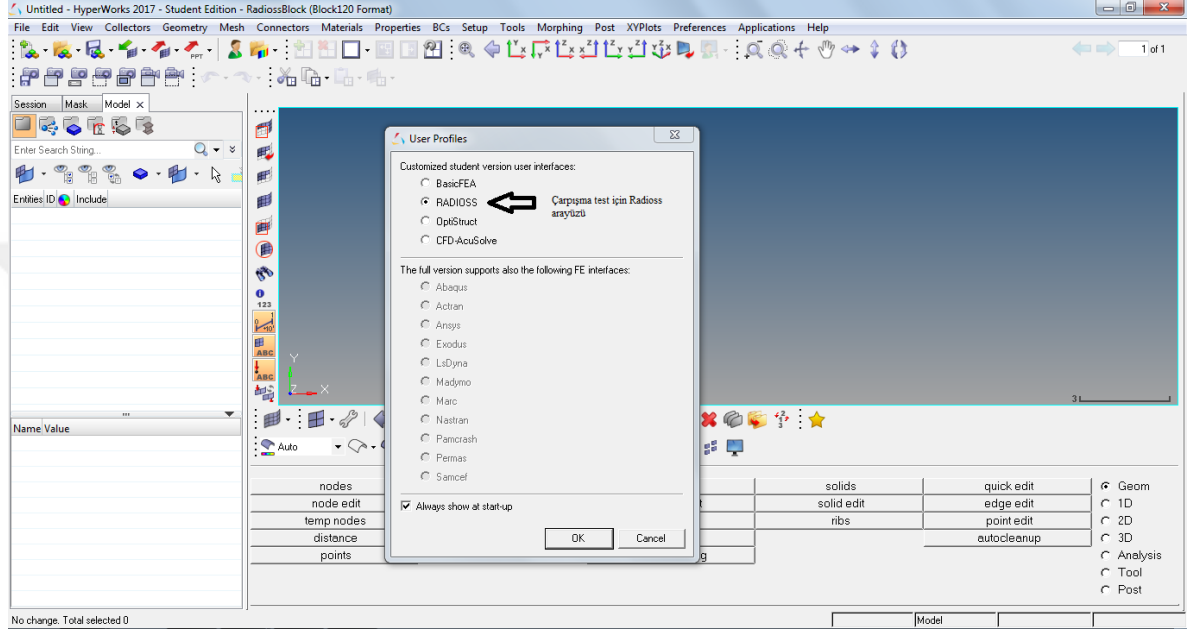
3.1. Arka koruması için Farklı Tasarımlar

Şuan ki tüm arka koruyucu tasarımları, iki dikey destekle ve daha az güçlü olan yatay bir elemanla tasarlanmaktadır. Bu günler de yatay eleman için iyi bir mukavemet için gereklilik var ve ölümden kaçınmak için kamyonun arkası boyunca tam genişlikte güvenlik görevlisi çalışmalıdır. Eğilme ve kırılmalardan korunmaya yardımcı olmak için daha fazla dikey destek ve diyagonal destek eklenebilir. Çok az güncel tasarım, için gelişmiş enerji emici teknikleri kullanıyor. Bu korumalar binek arabanın altına girmek ve durdurmak için düşük zemin boşluğuna sahip olması gerektiğini de istemektedir.

3.2. Altair Hyperworks ile Modellemesi

Altair HyperWorks alanında en iyi çözümleri sunan, modelleme, analiz, optimizasyon, görüntüleme, raporlama ve veri yönetimi gerçekleştirme yazılımları içeren CAE (computer aided engineering) paketidir. Birçok makine sektöründe kullanılan Hyperworks özellikle Hypermesh ön işlem hazırlama (pre-processing) ile bilinmektedir. Diğer çözümleri kullanan mühendisler, en zahmetli iş olan ağ örgüsü oluşumu Hypermesh içerisinde hallederek, diğer programlarda sınır koşullarını uygulayıp çözüme ulaşırlar. Çarpışma analizler Radioss çözümleri ile çözülür. bu yüzden hypermesh'de Radioss ara yüzü

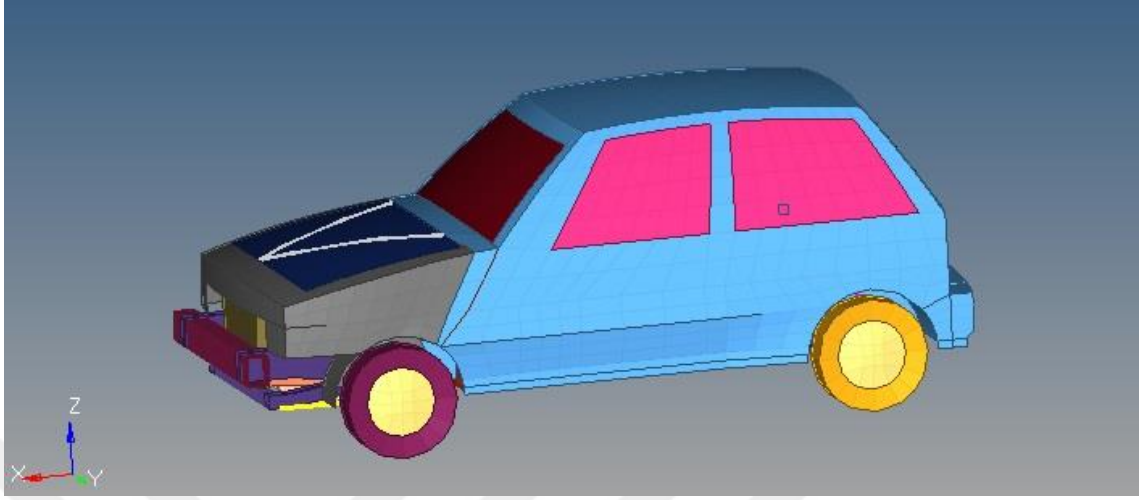
seçilmektedir (Şekil 3.1). Analiz işlemi bitikten sonra Hyperworks içirişinde HyperView yazılımı (post-processing) ile elde edilen sonuçları göstermektedir.



Şekil 3.1. Hypermesh’de radioss ara yüzü

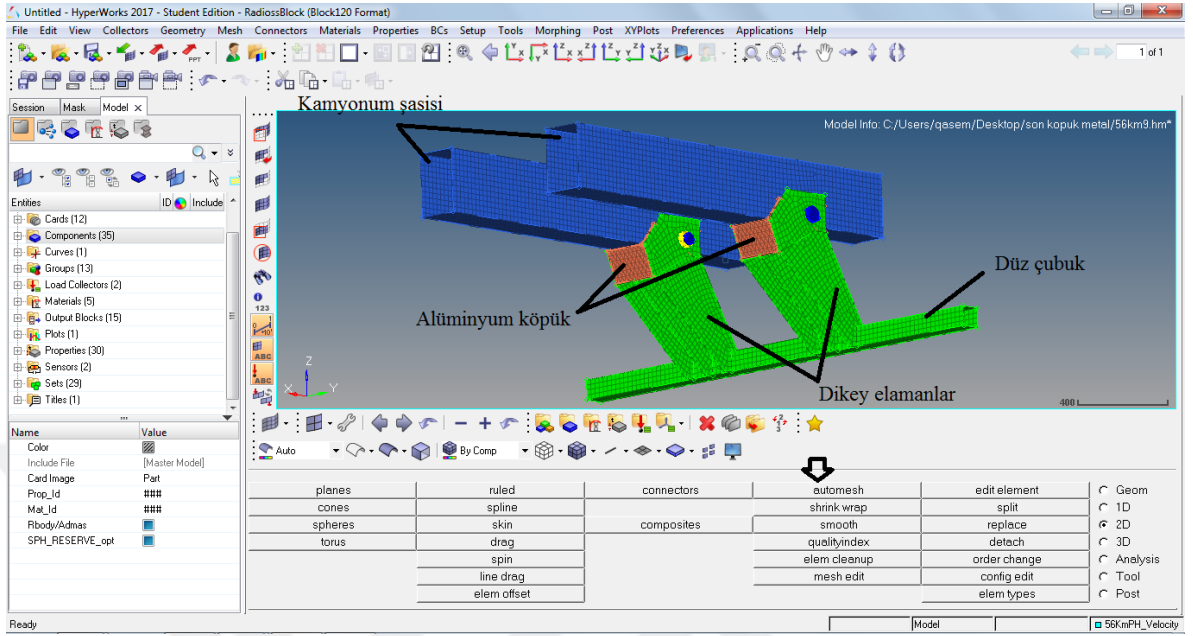
3.2.1. Araba ve arka koruyucu Sonlu Elemanlar Modellemesi

Bu çalışmada kullanılan araç modeli altairhyperworks.com web sitesinden alınmıştır. Farklı parçaların ve temasların malzemesi modelde iyi tanımlanmıştır. Araba modelleri birçok parçaya sahip olsa da, burada kullanılan araba modeli 35 parçaya indirildi. Bu parçalar 19 kabuk (Shell), 4 katı (Solid) ve 7 kiriş bileşeni tanımlanmıştır (Şekil 3.2).



Şekil 3.2. Binek aracın sonlu eleman modeli

Arka koruyucu bileşenleri CAD üzerinde tasarlanmış ve kabuk bileşenleri olarak tanımlanmıştır. Arka koruyucu iki bileşenden düz çubuk ve dikey eleman oluşturur. Dikey elemanlar bir tarafından kamyonun şasisini bağlanır ve bir tarafından düz çubuğu taşır. Montaj bileşenleri karmaşık özelliklere sahip değildir. Ayrıca katı bir parça (Alüminyum köpük veya bal peteği yapı) kamyon şasisi ve dikey elemanlar arasında yerleştirilir ve enerji emci olarak amaçlıyor (Şekil 3.3). Hypermesh'te otomatik ağı örgüsü oluşturma (automesh) seçeneğiyle yapılır. Tüm bileşen geometrisini temsil eden yüzey alanının makul bir kapsamını sağlamıştır. Bu bileşenlerin hepsi yüzey alanlarına göre çok daha az kalınlığa sahiptir. Dolayısıyla Hypermesh'da parçalar çoğu kabuk (Shell) olarak modellenmiştir. Arka koruyucun elemanları; düz çubuk ve dikey elemanın et kalınlığı 10 mm'dir.



Şekil 3.3. Arka koruyucu şeması

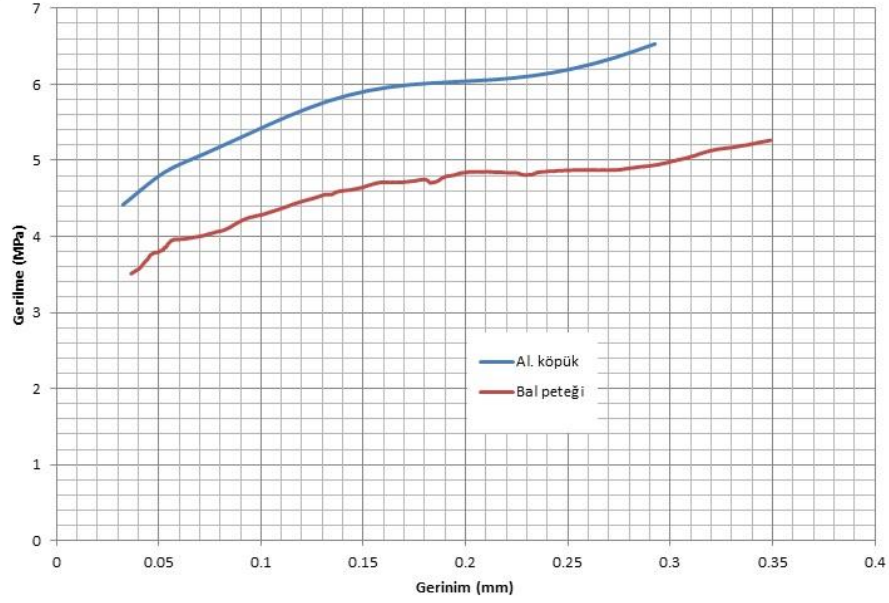
Arka koruyucu bileşenlerinin malzeme kartı M1_ELAST kartı altında tanımlanmıştır. Katı parça bir kere M33_FOAM_PLAS kartı altında tanımlanmıştır. Bununla birlikte analiz, katı parçanın M28_HONEYCOMP kartı ile de yapılır. Metal köpük ve Bal peteği yapı malzeme enerji emilebilme kapasitelerinin karşılaştırmak için iki kere analiz yapıldı. Çizelge 3.2’de arka koruyucunun kullanıldığı malzeme özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.2. Arka koruyucunun malzemelerin mekanik özellikleri

Malzeme kartı (Hypermesh)	Malzeme	Elastisite Modülü (N/mm ²)	Poisson oranı	Yoğunluk (Ton/mm ³)
M1_ELAST	Çelik	207000	0,3	7,83e-9
M33_FOAM_PLAS	Alüminyum köpük	250		6,38e-10
M28_HONEYCOMP	Bal peteği	200		3e-10

Malzeme modeli analizin sonuçlarına doğrudan etkileyen bir parametredir. Arka koruyucu malzemelerindeki plastik davranışlar parça deformasyonların en önemli noktasını

oluşturmaktadır. Bunun için alüminyum Köpük ve Bal peteği yapı plato bölgesinin gerilme-gerinim eğrisini şekil 3.4'teki gibi Hyperworks'da kullanıldı.

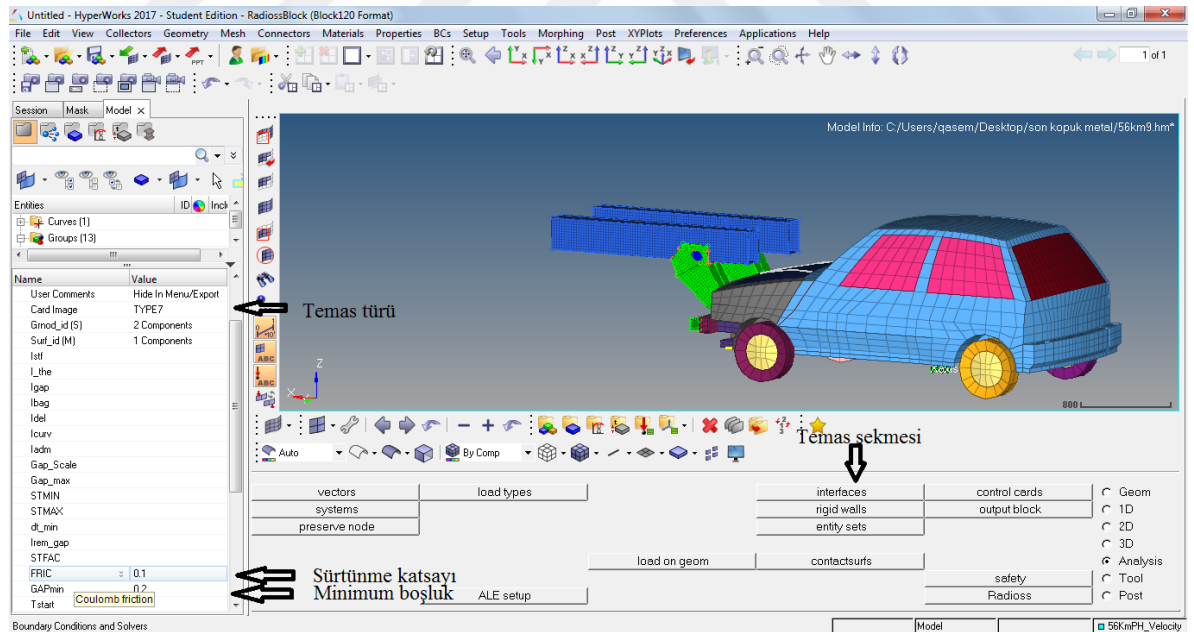


Şekil 3.4. Alüminyum köpük ve Bal peteğin plato bölgesinin gerinim-gerilme eğrisi

3.2.2. Temas modeli (contact)

Hyperworks programında bir modelin iki parçası arasındaki temas ve darbe koşullarını arayüzler (interfaces) seçenek ile çözer. Temas-darbe problemleri süreksizlikleri ortaya çıkardıklarında çözülmesi en zor doğrusal olmayan problemler arasındadır. Temastan önce, temas eden iki cismin normal hızları eşit değildir, çarpışmadan sonra normal hızlar geçirgenlik durumuyla tutarlı olmalıdır. Aynı şekilde sürtünme modellerinde yapışma-kayma davranışı oluştuğunda ara yüzler boyunca teğet hızlar süreksizdir. Temas-darbe sorununun merkezi dengesizliğin şartıdır. Bu durum temas halindeki cisimlerin üst üste gelemeyeceğini veya kesişimlerinin boş kaldığını belirtir. Modelde minimum boşluk gibi değişkenlerin özenle seçilmesi gerekmektedir. Bir temas probleminin çözümü üç adımda gerçekleşir; Birincisi, her bir nokta için karşıt gövdede muhtemelen temas edecek noktaların bulunması gereklidir. Bu geometrik tanıma aşamasıdır. İkinci aşama, gövdelerin

temas halinde olup olmadığını kontrol etmektir. Eğer gövdeler temas halinde ise, yapışıyor veya kayıyorlarsa kontrol edilmesi gerekir. Bu adım ilk aşamada hesaplanan geometrik bilgilerin kullanımını sağlar. Son adım tatmin edici bir temas durumunu hesaplamak olacaktır. Arka koruyucu temas (contact) için TYPE7 (Radioss) ara yüzü kullanılmıştır. TYPE7 (Radioss) ara yüzü temas yüzeyleri arasında kaymayı sağlar. Yüzeyler arasındaki Coulomb sürtünmesi modellenmiştir. Giriş kartında bir sürtünme katsayısı gerekir. Yüzeyler arasında hiçbir değer girilmemişse sıfır sürtünmeyi tanımlar. Tip 7 ara yüzler iki parça arasındaki temasın ne zaman oluştuğunu belirleyen bir boşluğa sahiptir. Bu boşluk tanımlıdır ancak bazı ara yüzler otomatik olarak varsayılan bir boşluğu hesaplar (Şekil 3.5).

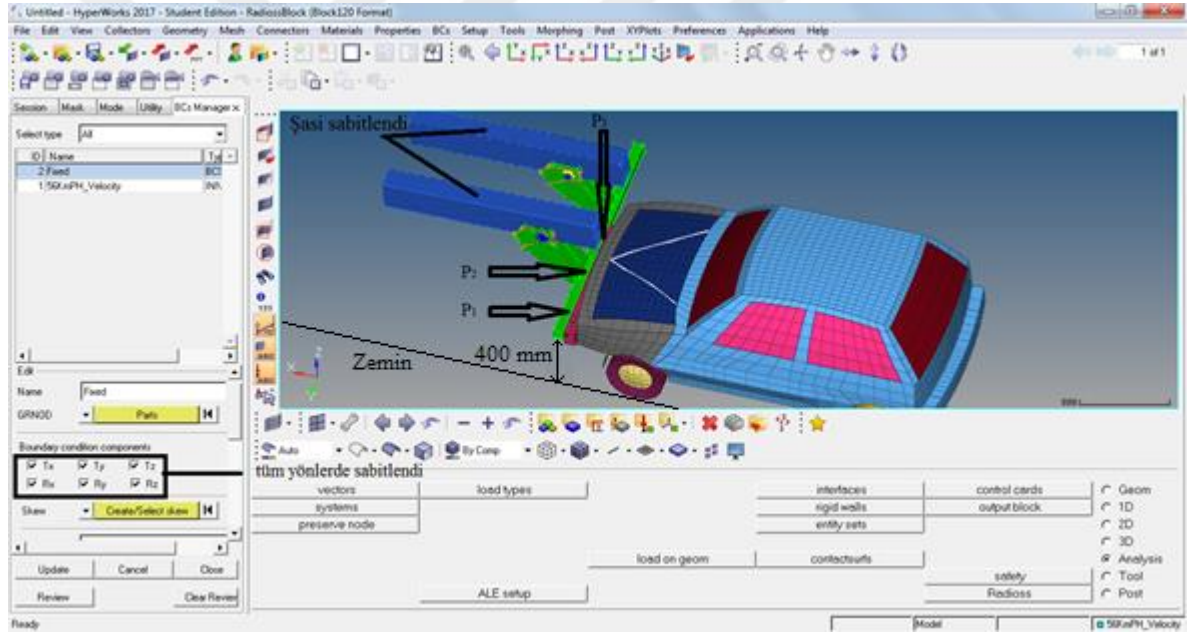


Şekil 3.5. Hypermesh’de temas modeli

Sınır şartlarında şasinin ucundaki noktalar tüm yönlerde sabitlenmiştir. Bu bir ağır vasıtanın sabit durumda olduğunu benzetimini yapar. BCs manager (Boundary Condition)

sekmesi ile sınır şartlarında uygulanacak analizi tanımlandı. Şekilde 3.6'da gösterdiği gibi şasi sabitlendi. Şasi kritik bir bileşendir ve çarpışma nedeniyle deformasyon olması durumunda değişmesi zor olabilir.

Şekil 3.6'da bir çarpışma sırasında tipik bir yükleme ve sınır koşullarını göstermektedir. Binek araç sabit duran kamyonun arka koruyucusuna çarpmış şekilde benzetilmiştir. Binek araç ilk hızı 56 km/h ve çarpışma anında ayna hız ele alınmıştır. Arka koruyucunun ECE R-58 belirtilen çarpma noktalarına göre P_1 , P_2 ve P_3 Noktaların simülasyonu gerçekleştirildi. Arka koruyucu ile zemin açıklığı 400 mm'lik ölçü kabul edilmiştir.

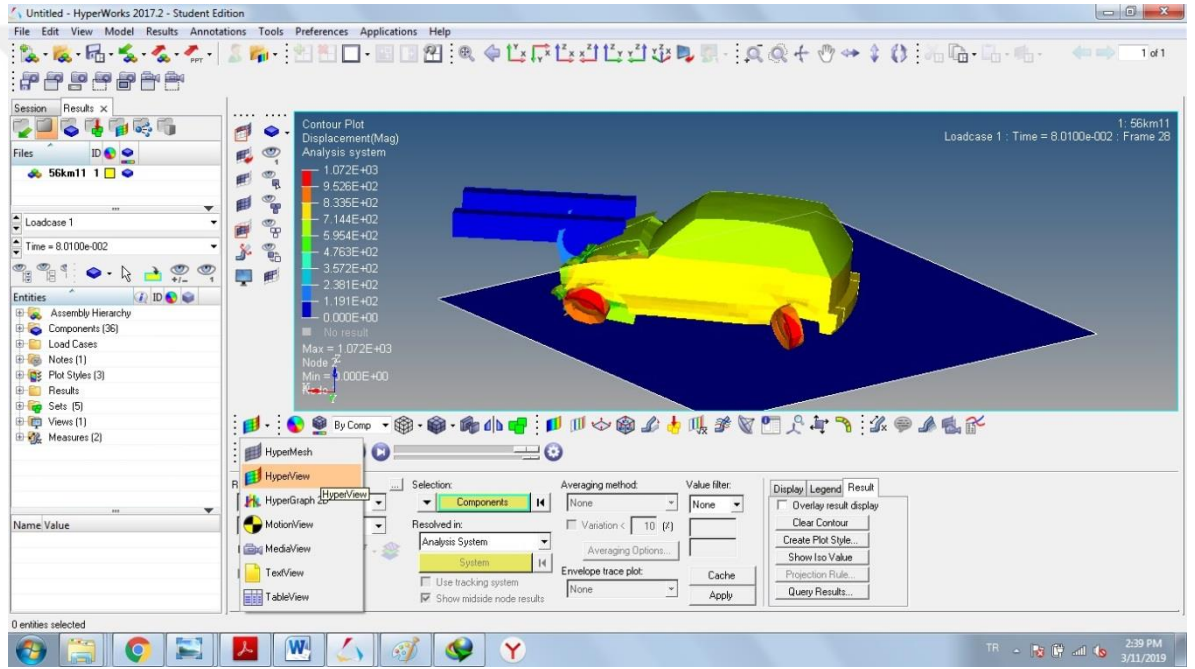


Şekil 3.6. Çarpışma sırasında Sınır ve Yükleme Koşulları

3.2.3. Simülasyon

Model test metodolojisinde belirtildiği gibi kurulmuştur. Öncelikle alüminyum köpük enerji emici olarak analiz edildi ve daha sonra bal peteği yapı ile değiştirildi. Bu iki testin elde edilen grafik sonuçları birbiriyle karşılaştırılmıştır. İki durumda da aracın başlangıç hızı 56 km/h olarak belirtilir. Aracın arka koruyucusuna dokunan ilk kısmı yatay eleman

tampondur. Araba ilerledikçe, arka koruyucu ileri gidiyor metal köpük veya bal peteği yapıyı sıkıştırıyor. Araba ilerlemeye devam ettikçe, Arka koruyucunun destekleri iki dikey elemana basarak enerji emicileri sıkıştıncaya kadar sıkıştırılır. Ardından arabanın ön bölgesinin kırılması başlayacak. Kırılmaların çoğu, Arka koruyucu ve kamyonun ana şasesi tarafından oluştu. Bu işlem devam ederken çoğu yük kamyonun ana kirişlerine aktarılır ve aracın ön kısmının bükülmelerine neden olur.

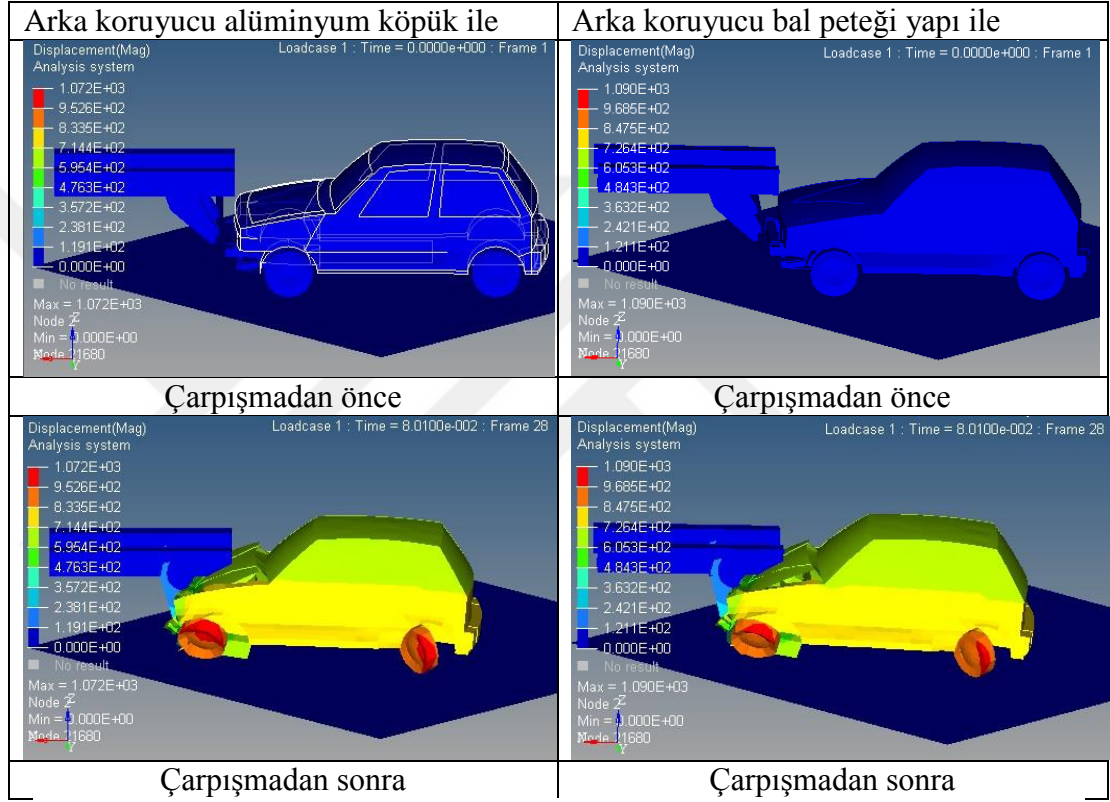


Şekil 3.7. HyperView'de simülasyon gösterişi

Aracın ön lastikleri kamyonun alt kirişi ile temas edene kadar deforme olmaya devam ediyor. Bu noktada, aracın önü zemine karşı bastırılmış ve aracın arkası kalkmaya çalışılmaktadır. Ön ezilme bölgesi tamamen kırılır. Araba çarpma noktasına doğru döndü. Enerji emiciler darbe sonrasında sıkışık kalır ve yapılan testte enerji sönmleme gerçekleşmiş olur (Şekil 3.7).

3.2.4. Farklı simülasyonlarının karşılaştırılması

Şekil 3.8’da her iki analizde çarpışmadan önce ve çarpışmadan sonra karşılaştırmalar gösterilmektedir.



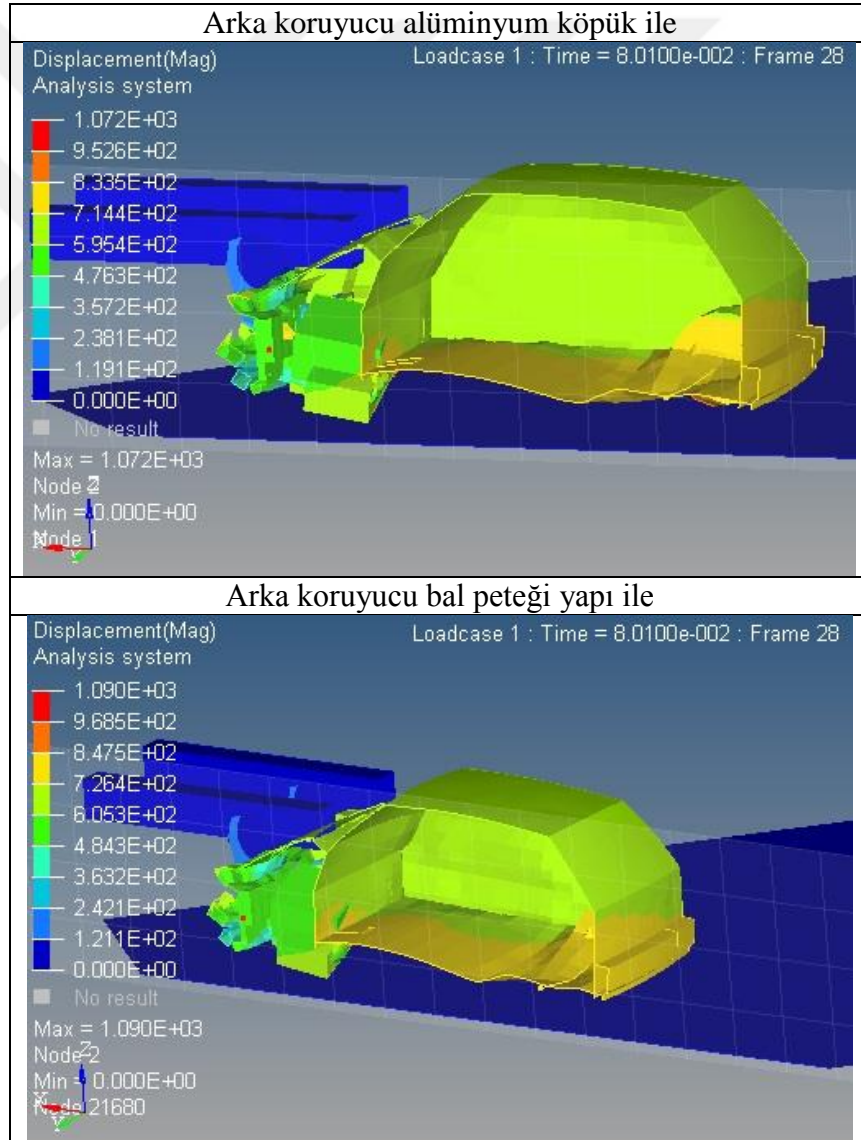
Şekil 3.8. 56 km/h Hızda alüminyum köpük ve bal peteği yapının karşılaştırılması

Yukarıdaki simülasyonlara göre gözlemler aşağıdaki gibidir. Binek araç her iki durumda 56 km/h hızla çarparak yolcu kabinine kadar kamyonun altına girdi. Binek araçlar yolcu kabinleri hasar görmeden duruyorlar. Tüm enerji motor bölgesi ve arka koruyucu tarafından emildi. Araç ilk olarak arka koruyucuyu ileri itiyor ardından metal köpük veya bal peteği yapı enerjii emerek deformasyon oluşuyor. Bu sırada aracın ön kısmında bükülme ve süspansiyon sıkışmasına neden olur. Araç arka korucuyu ileriye iterken arka koruyucunun yatay elemanı biraz aşağıya çekilir ve aracın tamponuna temas oluşur. Bu araçların, ön kaza elemanları tarafından daha fazla enerji emilmesine yol açtı. Çarpışma sonrasında Araçların

kapı saç deformasyonları minimumdu ve kapılar çarpışmadan sonra çalıştırılabilir bir durumda kaldı.

3.3. Çarpışmada Yolcu Kabinin İncelemesi

Aşağıdaki şekil 3,9'da yolcu kabininin içerisinde vuku bulan ayrıntılar gösterilmektedir.

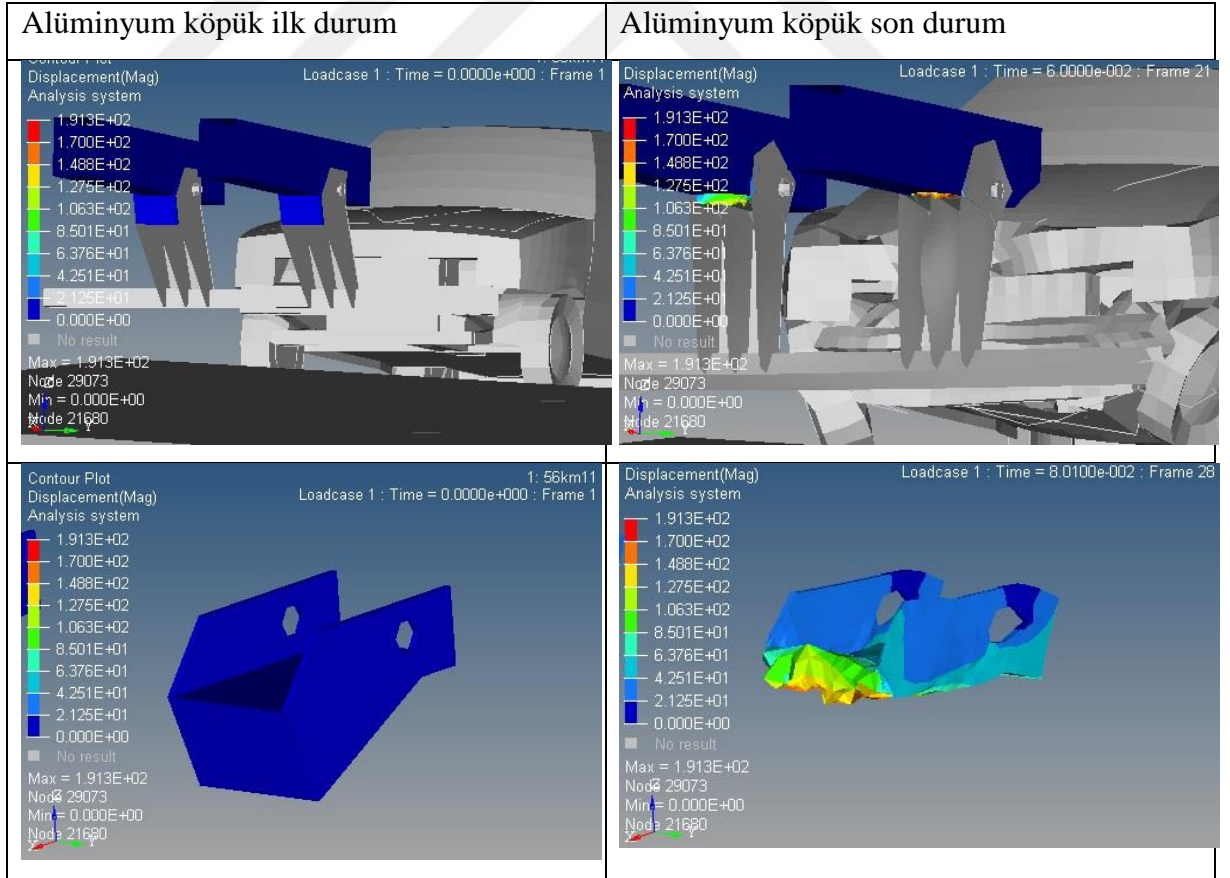


Şekil 3.9. Yolcu kabinlerin 0,08 s'de karşılaştırması

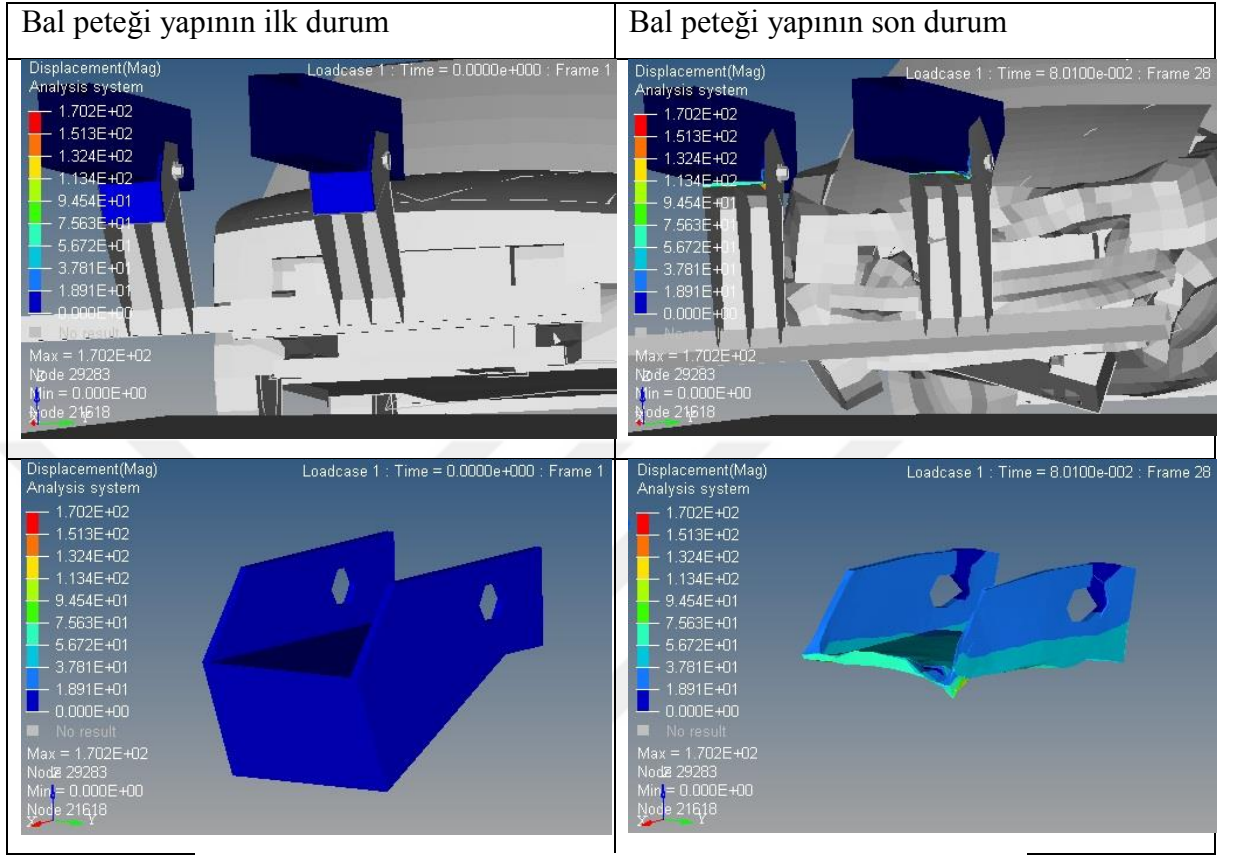
Yukarıdaki şekilleri karşılaştırarak, her iki araçta da yolcu kabininin fazla hasar görmediğini göstermektedir. Arka koruyucular olan her iki çarpışmada yolcu kabinlerinin tehdit altında kalmadığı görülmüştür. Yolcu kabinlerinin standart dışı bir ihlali olmadığından, pasif emniyet cihazları yolcuların hayatlarını kurtarmak için uygun şekilde çalışacaktır.

3.4. Çarpışmada Alüminyum Köpük ve Bal Yapının İncelemesi

Aşağıdaki şekillerde ilk durum ve son durum alüminyum köpük ve bal peteği yapının ayrıntıları çarpışmada gösterilmektedir.



Şekil 3.10. Arka koruyucuda alüminyum köpük ilk ve son durum

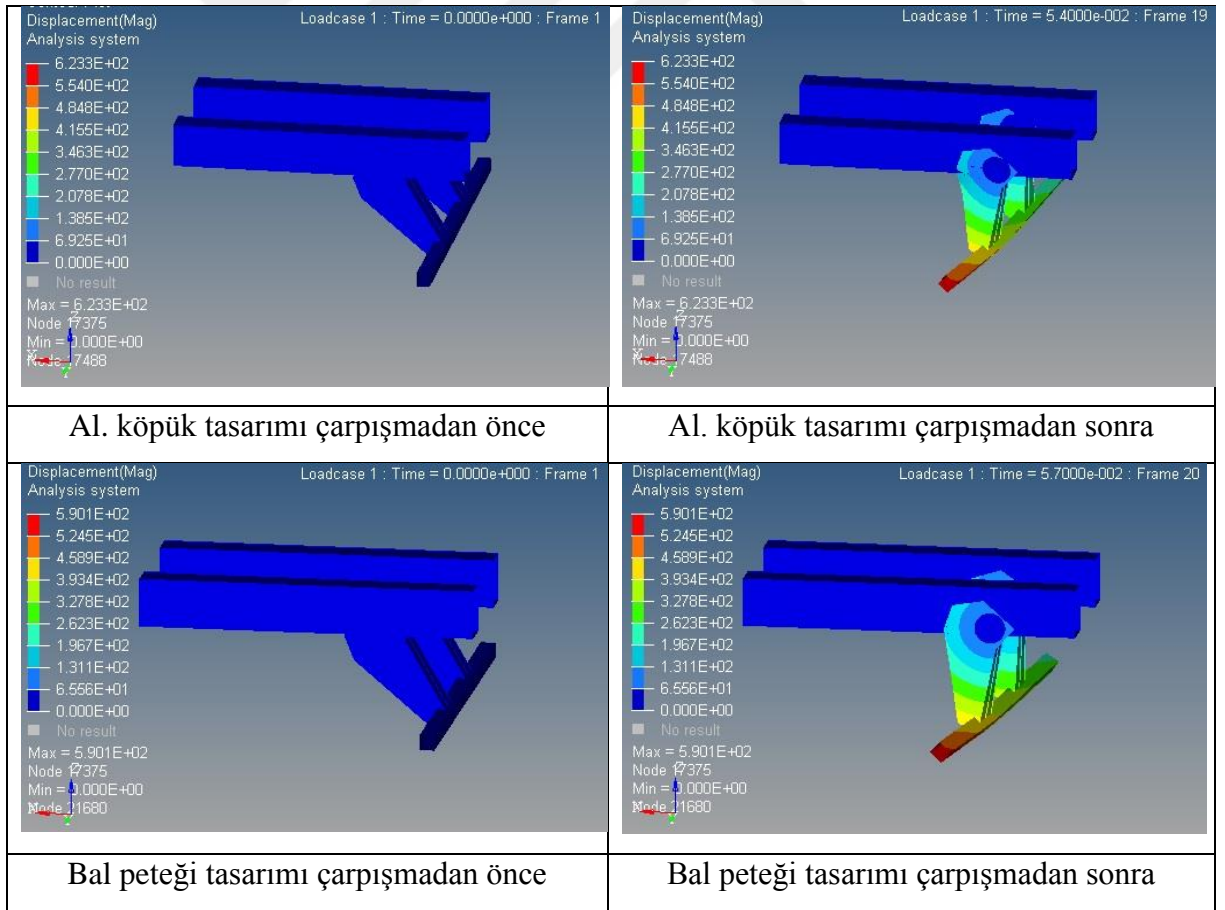


Şekil 3.11. Arka koruyucuda bal peteği yapının ilk ve son durum

Araba tamponunun ve arka koruyucuların enerji emilimi önemlidir. Çarpışmanın ardından aracın kinetik enerjisi iç enerjilerini yükseltmek üzere dönüştürülür. Araç çarpma enerjisini emmek için özel olarak tasarlanmış bir tampon sağlamaktadır. Arka koruyucular ayrıca çarpışma etkisi nedeniyle alüminyum köpük veya bal peteği yapısı ile enerjiyi emer. Tampon ve arka koruyucu arasındaki enerjisi emen dağılımını analiz etmek oldukça önemlidir. Arka koruyucu tarafından daha fazla enerji emilirse, daha az miktarda enerji yolcu kabinine doğru yönlendirilir. Şekil 3.10'da alüminyum köpük maksimum 191 mm deformasyon uğradığını gösteriyor. Şekil 3.11'da bal peteği için maksimum deformasyonu 170 mm olduğunu gösteriyor. Alüminyum köpük daha fazla deformasyon maruz kalmıştır.

3.5. Çarpışmada Arka korucuların incelenmesi

Şekilde 3.12’de alüminyum köpük tasarımı ve bal peteği tasarımı çarpışmada uğradığı deformasyonun ayrıntıları gösterilmektedir. Her iki arka koruyucuların Deformasyonları çarpışma başlangıcından aracın durmasına kadar geçen süre boyunca ölçülmüştür. Arka koruyucu alüminyum köpük tasarımı maksimum 623 mm yer değiştirdiğini ve arka koruyucu bal peteği için 590 mm maksimum yer değiştirdi. Şekil 3.12’de alüminyum köpük, bal peteğinden daha fazla yer değiştirdiğini gösterirken burada arka koruyucu alüminyum köpük tasarımı da daha fazla yer değiştirdiğini göstermektedir. Yer değiştirme değerlerini karşılaştırırsak, bal peteği değeri daha güvenlidir.

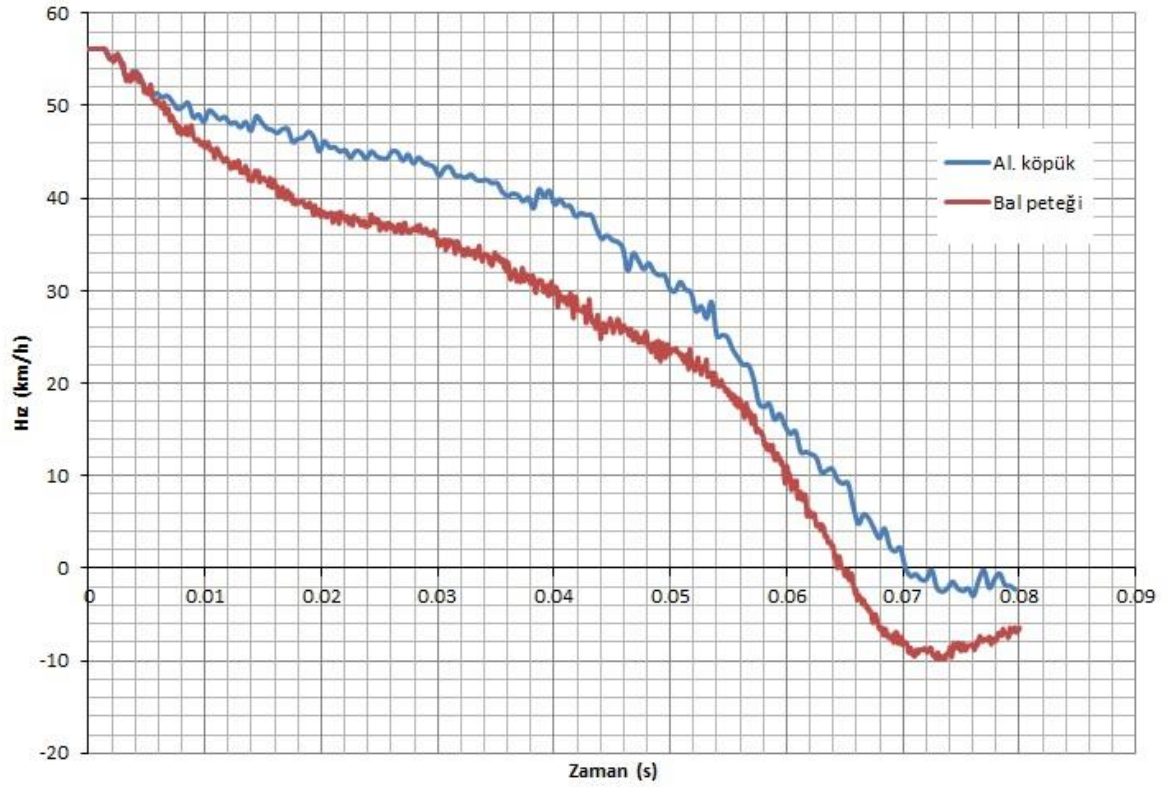


Şekil 3.12. Arka koruyucuların deformasyonları

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

4.1. Çarpışmadan Sonra Araç Hızı ve İvmesi

Simülasyon testlerinden elde edilen sonuçlar, hız değişikliğinin, 56 km/h hız ile arka koruyucuların çarpmalarında iki farklı eğri ile gösterilmektedir. Şekil 4.1'de test aracının iki durumda hız eğrileri karşılaştırılmıştır. İlk testte arka koruyucunun tasarımında alüminyum köpük kullanılmıştır ve grafikte mavi eğri ile hızı gösterilmektedir. İkinci testte ise arka koruyucunun tasarımında bal peteği yapı kullanılmıştır ve grafikte kırmızı eğri ile hızı gösterilmektedir. Her iki testte aracın hızı 0,005 s'de aynı şekilde iniyor. Daha sonra alüminyum köpük tasarımı daha fazla deformasyon uğradığı için daha fazla enerji sönmleme yapar bundan dolayı aracın hızının düşmesi daha fazla zaman alır ve 0,07 s'de aracın hızı sıfıra düşer. Ardından araç yavaşça durur. Bal peteği tasarımı ise daha az bir şekilde deformasyon uğradığı için daha az enerji sönmleme yapar. Aracın hızının düşmesi daha az zaman alır ve 0,065 s'de aracın hızı sıfıra düşer. 0,065 s'den itibaren, araba geri gider ve maksimum hız 10 km/h hızına ulaştıktan sonra yeniden aracın hızı azalmaya başlar.

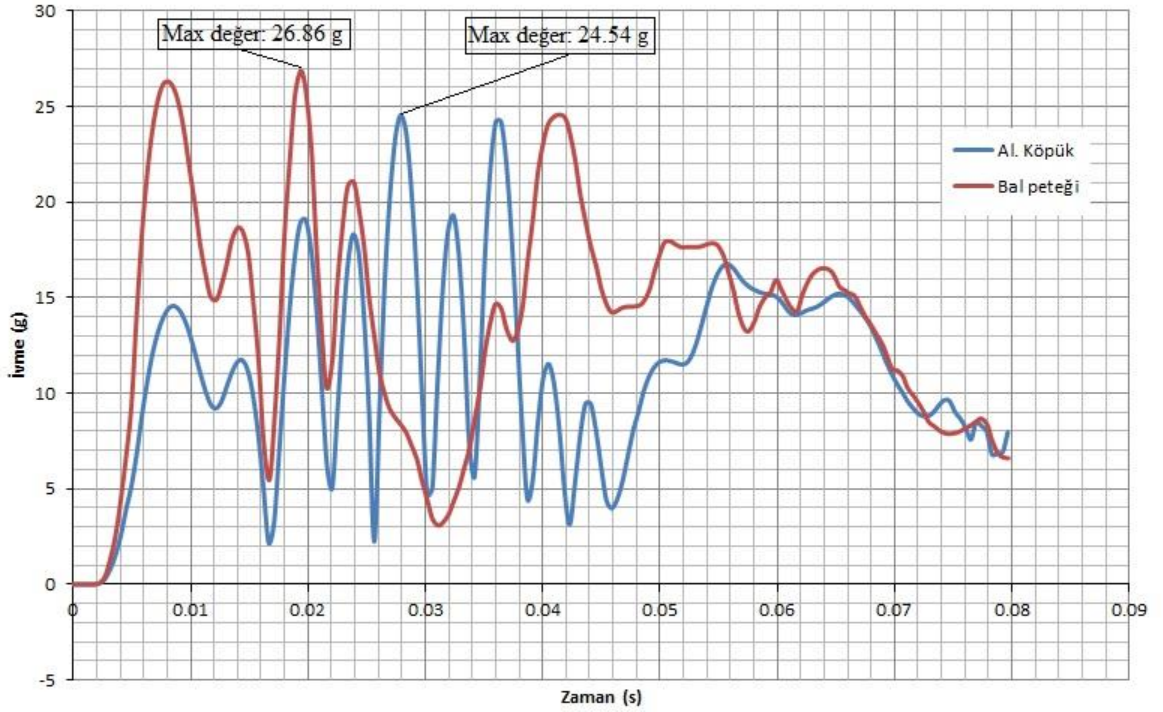


Şekil 4.1. Mavi eğrisi alüminyum köpük arka koruyucu tasarımı (1. test) için gelen aracın hızı ve kırmızı eğrisi bal peteği yapısı arka koruyucu tasarımı (2. test) için gelen aracın hızını belirtmektedir

Aracın ivmesi aracın yolcuları üzerinde doğrudan etkisi olduğu için analiz edilmesi gereken önemli bir husustur. Çarpışmada durma mesafesi çok küçük olduğunda; bariyerde büyük bir kuvvet üretilir. Bu kuvvet ağırlığa neden olan ivme türünü ölçmek için g (yer çekimi için g) kullanılır. FMVSS 223 koşullarına göre arka koruyucu bariyer testinde aracın ivmesi 30 g'dan fazla artmamalıdır (NHTSA 2015).

Şekil 4.2'deki test aracının iki durumda ivme eğrileri karşılaştırır. İlk testte arka koruyucunun tasarımında alüminyum köpük kullanılmıştır ve grafikte mavi eğri ile ivmesi gösterilmektedir. İkinci testte ise arka koruyucunun tasarımında bal peteği yapı kullanılmıştır ve grafikte kırmızı eğri ile ivmesi gösterilmektedir. İlk testte alüminyum köpük için aracın maksimum ivmesi 24,54 g görülmektedir. İkinci testte bal peteği için aracın maksimum ivme 26,86 g'ı görülmektedir. Alüminyum köpük tasarımında daha

düşük ivme görülmektedir. Bu değer araçtaki yolculara uygulanabilecek ani şokların azalmasına neden olur. Çarpışma başlangıcında hızlı bir ivme yükselişi görülmektedir. Bal peteği tasarımında ivme 8,55 mili saniyede 25,95 g'a ulaşmıştır ve alüminyum köpük tasarımında ivme 8,55 mili saniyede 14,57 g'a ulaşmıştır. Bu iki değer kıyaslandığında bal peteğin ivmesi çarpışmanın başlangıcında çok büyük değere ulaşmıştır. Bundan dolayı alüminyum köpük tasarımı daha iyi performans göstermektedir.

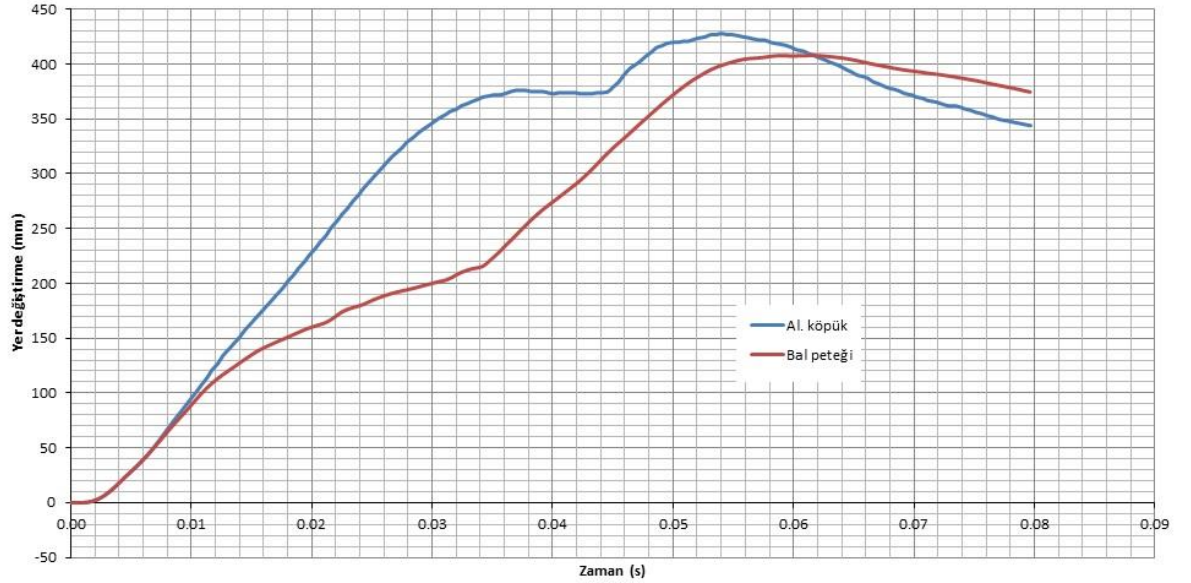


Şekil 4.2. Mavi eğri alüminyum köpük arka koruyucu tasarımı (1. test) için gelen aracın ivmesi ve kırmızı eğri bal peteği yapısı arka koruyucu tasarımı (2. test) için gelen aracın ivmesini belirtmektedir

4.2. Arka Koruyucuların Yer Değiştirme

Şekil 4.3'de arka koruyucuların belirlediği P2 noktasının zamana göre yer değiştirme grafiği verilmiştir. Mavi eğri alüminyum köpük tasarımı için yer değiştirmeyi ve kırmızı eğri bal peteği tasarımı için değiştirmeyi belirtmektedir. Arka koruyucu alüminyum köpük ile 428 mm yer değiştirmiştir. Arka koruyucu bal peteği yapısı ile 407,94 mm yer

değiştirmiştir. Arka koruyucu bal peteği tasarımı ile daha az yer değiştirdiğinden dolayı binek aracın daha az kamyonun altına girmesi demektir. Ama alüminyum köpük tasarımı daha fazla deformasyon uğradığı için daha fazla kinetik enerji emilmiştir ve binek aracın daha az hasar uğramasına neden olmuştur. Bu yüzden daha iyi performans göstermiştir.

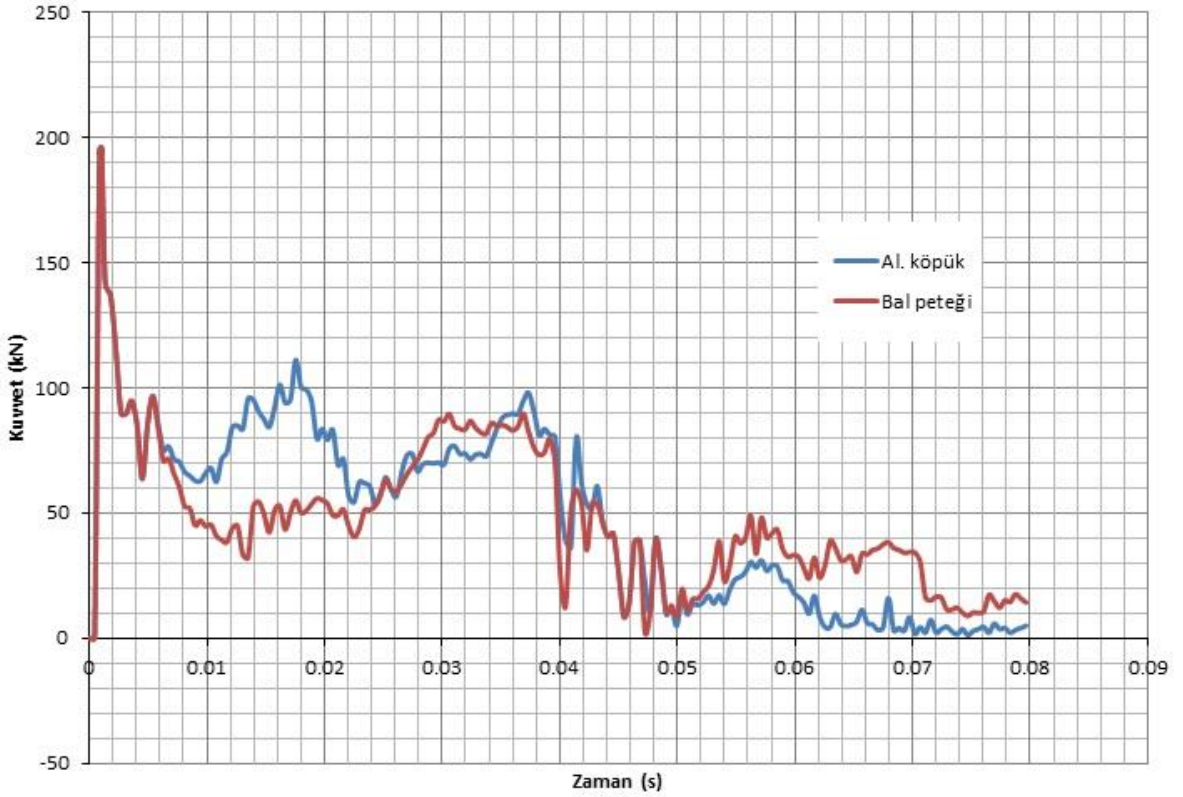


Şekil 4.3. Mavi eğri alüminyum köpük arka koruyucu tasarımı (1. test) için yer değiştirme ve kırmızı eğrisi bal peteği yapısı arka koruyucu tasarımı (2. test) için yer değiştirmesini belirtmektedir

4.3. Arka Koruyucularda Kuvvet Karşılaşması

Testlerde en önemli koşul arka koruyucuda yatay elemanına araçlar tarafından gelen kuvvetlerine karşı direncidir. Şekil 4.4'de her iki arka koruyuculara toplam tepki kuvvetleri göstermektedir. 1. Testte al. köpük arka koruyucu tasarıma toplam tepki kuvveti mavi eğri ve 2. testte bal peteği yapı arka koruyucu tasarıma toplam tepki kuvveti kırmızı eğri ile gösterilmektedir. Her iki arka koruyucu için tepki kuvvetinin büyüklüğü 0 kN'den maksimum değere 196,31 kN yükseltildikten sonra aniden bezer bir şekilde 0,006 saniyesine kadar azalmaktadır. Bu değer çarpışma anında olduğunu ve her iki testte de aynı başlangıç hız ile çarptığı için iki durumda aynı davranışı göstermektedir. Daha sonra Bal

peteği tepki kuvveti azalmaya devam etmektedir. Ama Al. köpük 0,006 s'den sonra tepki kuvveti yedinden yükselmektedir. Tepki kuvvetinin büyüklüğündeki artış ve düşüş malzemelerin davranışına bağlanır. Al. köpük bal peteği ile kıyasla, çarpışma sırasında tepki kuvvetin ezilme süresinde istikrarlı bir şekilde karşılamaktadır.



Şekil 4.4. Mavi eğrisi al. köpük arka koruyucu tasarımı (1. test) için toplam tepki kuvveti ve kırmızı eğrisi bal peteği yapı arka koruyucu tasarımı (2. test) için toplam tepki kuvveti

P1, P2 ve P3 noktalarda her iki testte aynı başlangıç hız ile çarptığı için iki durumda benzer tepki kuvvetler uygulanmıştır. Çizelge 4.1'de arka koruyucuların P1, P2 ve P3 noktalar için tepki kuvvetleri ile ne kadar yer değiştirdiği verilmiştir. Arka koruyucu alüminyum köpük tasarımı P1, P2 ve P3 noktalarda 85,07 kN, 61,26 kN ve 77,12 kN kuvvetler sırasıyla 533,90, 428 ve 363,30 mm yer değiştirme değerleri görölmektedir. Arka koruyucu bal petek tasarımı P1, P2 ve P3 noktalarda 85,07 kN, 61,26 kN ve 77,12 kN kuvvetler sırasıyla

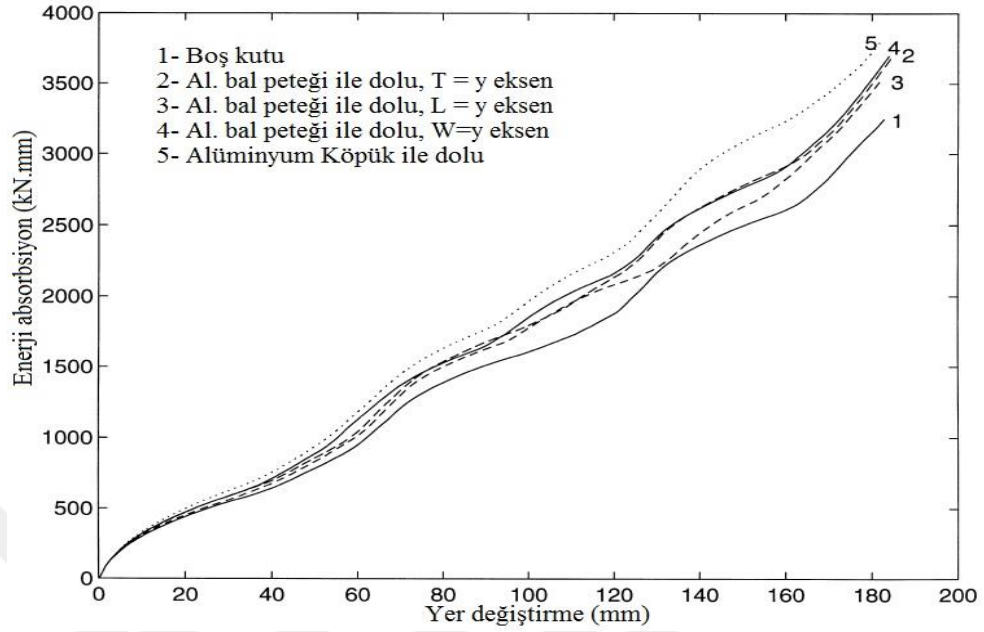
490,45, 307,94 ve 361,10 mm yer değiştirme değerleri grlmektedir. Bal peteği tasarımımda uygulanmış kuvvetler için daha az yer değiştirdiğini grlmektedir. Bundan dolayı binek araç daha az kamyonun altına girer. Binek aracın yolcularının koruması için daha iyi performans göstermektedir.

Çizelge 4.1. P1, P2 ve P3 noktaların maksimum tepki kuvvetleri

Arka koruyucu	Nokta	Kuvvet (kN)	Yer değiştirme (mm)
Al. köpük	P1	85,07	533,90
	P2	61,26	428,00
	P3	77,12	363,30
Bal peteği	P1	85,07	490,45
	P2	61,26	407,94
	P3	77,12	361,10

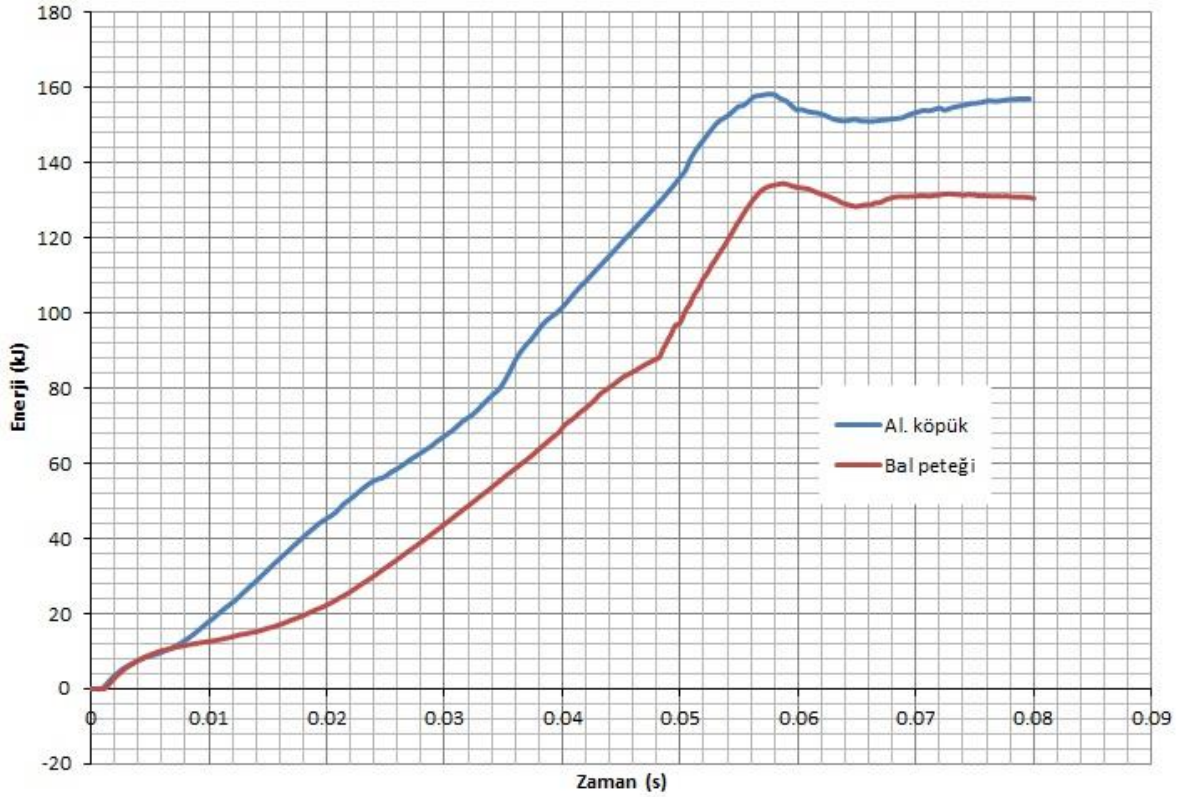
4.4. Çarpışmada Arka Koruyucularda Enerji Emilimi

şekil 4.5’de alüminyum köpük ve bal peteği için enerji emme eğrileri gösterilmektedir. Bu şekilde göründüğü gibi, en yüksek enerji emilimi, kutunun alüminyum köpük ile doldurulmasıyla göstermektedir. Alüminyum köpük bal peteği ile karşılaştırdığında daha yüksek sönümleme kapasitesine sahiptir (Santosa ve ark. 1998).



Şekil 4.5. Alüminyum köpük ve bal peteğin enerji absorpsiyon eğrilerinin karşılaştırması (Santosa ve ark. 1998)

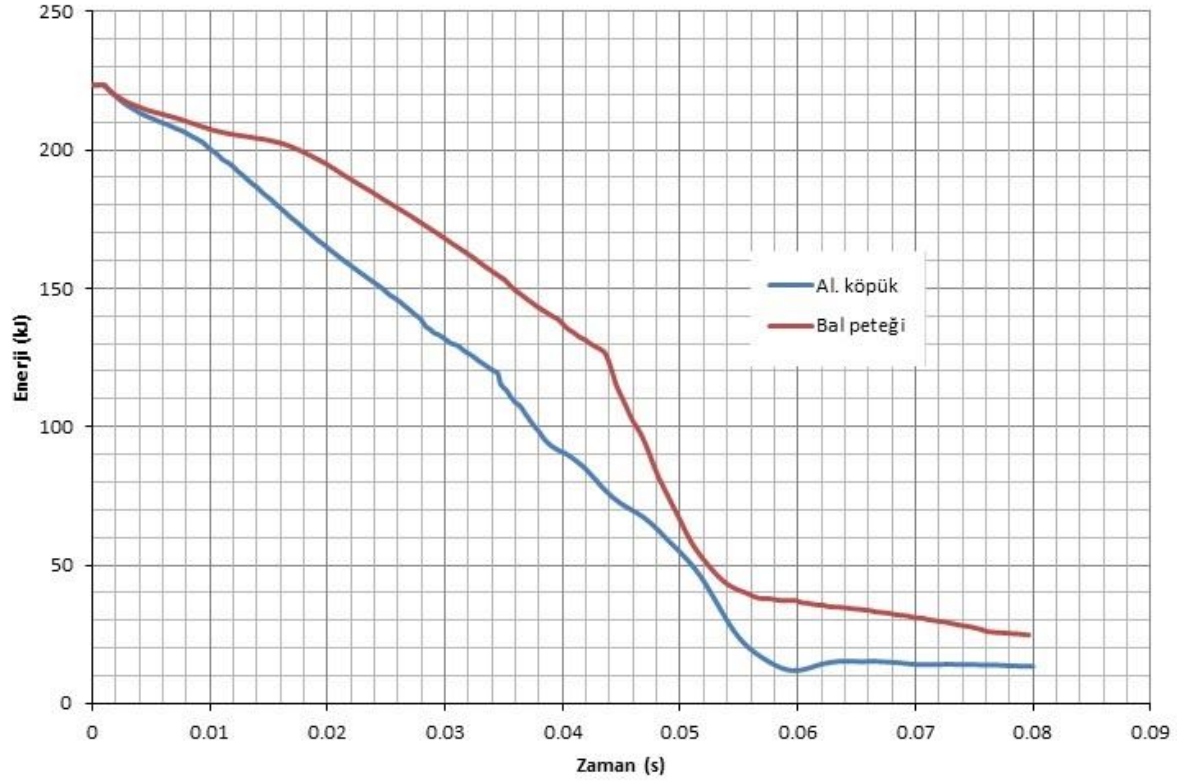
Arka koruyucuda enerji emilimini değerlendirmek önemlidir. Çarpışmadan sonra aracın kinetik enerjisi önemli parçalarda iç enerjilerinin rolünü yükseltmek üzere dönüştürülür. Çarpma enerjisini emmek için özel olarak tasarlanmış bir arka koruyucu sağlamaktadır. Ayrıca çarpışma etkisi nedeniyle kinetik enerjiyi emer. Aracın tamponu ve kamyonun arka koruyucusunun arasındaki sönümleme ve absorpsiyon enerjisinin dağılımını analiz etmek önemlidir. Arka koruyucu tarafından daha fazla enerji emilirse, daha az miktarda enerji yolculara doğru yönlendirilir. Şekil 4.6'da her iki test durumunda enerji emilimini göstermektedir. Mavi eğrisi alüminyum köpük tasarımlı arka koruyucuda çarpışmadan sonra 0,057 s'de absorbe edilen maksimum enerjinin 158,35 kJ olduğu gözlemlenmiştir. Kırmızı eğrisi bal peteği yapı tasarımlı arka koruyucuda çarpışmadan sonra 0,058 s'de enerji emiliminin 134,51 kJ olduğunu gözlemlenmiştir. Arka koruyucu alüminyum köpük tasarımı tarafından daha fazla enerji sönümlendiğini görülmektedir. Alüminyum köpük enerji eğrisi hızlı bir şekilde yükselirken alüminyum köpük daha düzgün bir deformasyonuna uğradığı göstermektedir ve bu nedenle alüminyum köpük tarafından emilen enerji miktarı daha yüksektir.



Şekil 4.6. Mavi eğrisi alüminyum köpük arka koruyucu tasarımı (1. test) için emilen enerji ve kırmızı eğrisi bal peteği yapı arka koruyucu tasarımı (2. test) için emilen enerji

4.5. Çarpışmada Kinetik Enerji

Şekil 4.7’de arka koruyucu alüminyum köpük ile tasarımı kinetik enerji eğrisi mavi renk ve arka koruyucu bal peteği yapısı tasarımı kinetik enerji eğrisi kırmızı renk ile belirtilmektedir. Her iki testte arka koruyucuya dokunan ilk parça aracın tamponudur. Arka koruyucularda kinetik eğrisini analiz etmek, çarpışma başlangıç zamanının en yüksek değeri 223,47 kJ olduğu bulunabilir. Daha sonra kinetik enerjisi azalmaya başlar. Alüminyum köpük için sıkıştırma deformasyonu sırasında kinetik enerjisi 0,059 s’ine kadar hızla azalmaktadır. 0,059 s ile 0,08 s arasında kinetik enerji düşük hızla azalmaktadır. Bundan dolayı arka koruyucu alüminyum köpük tarafından daha fazla kinetik enerjinin emildiğini göstermektedir. Arka koruyucu bal peteği tasarımı tarafından çarpışmadan sonra kinetik enerji daha az sönmülediğini göstermektedir.



Şekil 4.7. Mavi eğrisi alüminyum köpük arka koruyucu tasarımı (1. test) için kinetik enerji ve kırmızı eğrisi bal peteği yapı arka koruyucu tasarımı (2. test) için kinetik enerji

5. SONUÇ

Türkiye ve yurtdışındaki ilgili standartlara dayanarak yeni bir arka koruyucu sistem yapısı tasarlanıp ve uygun olduğu analiz edilmiştir. Önceki ilgili arka koruyucularla karşılaştırıldığında özgünlüğü ve mükemmelliği açıktır, ancak karmaşık yapısı ve kapsamlı işlevi nedeniyle, sistemin geçerliliği gerçek araç testi ile daha da doğrulanmalıdır.

Mevcut çalışmanın hedefi, ağır bir kamyonun yeni bir arka koruyucusunun performansını ve küçük bir araba ile kaza sırasında belirtilen standartlara uyup uymadığını araştırmaktır. Performans HYPERWORKS programı kullanılarak gerçekleştirilen simülasyon işlemi sırasında analiz edilir. Simülasyonun modelleme ve analiz yazılımı üzerindeki stratejisi ve parametreleri uygulanmıştır. Yer değiştirme, hız eğrisi ve enerji grafiği ile çarpışma sürecinin ayrıntılı analizi yapılmıştır. Arka koruyucunun farklı malzeme enerji emilimi olarak alüminyum köpük ve bal peteği yapı kullanılıp ve arasındaki farkı belirtilmiştir. Çarpışma sırasında malzeme ve mekanik özellikleri ve arıza mekanizmasını bilmek de çok önemlidir. Almanya'da ADAC testleri de dahil olmak üzere çok çeşitli çalışmalar, modern araçların yolcularını 56 km/h çarpışmalarda korumak için güçlü arka koruyucular gerekli olacaktır. Arka koruyucunun maksimum zemin açıklığının azalmasını istemektedir. Bu çalışmada arka koruyucu ile zemin açıklığının 400 mm olması uygundur.

Her iki analizde ivmenin kabul edilebilir maksimum standart değeri 30 g'yi aşmamalıdır ve analizlerde de ulaştırıldığı değerler şöyledir: en yüksek değer alüminyum köpük için 24,54 g ve bal peteği için 26,86 g olmuştur. Alüminyum köpük tasarımında daha düşük ivme görülmektedir. Bu nedenle ani ivme sırasında araçta olan kişiler daha emniyet sınırları içerisinde olacaklardır.

Alüminyum köpük tasarımlı arka koruyucu 158,35 kJ enerji sönümlenme yaparken bal peteği yapı tasarımlı arka koruyucuda daha az 134,51 kJ enerjiyi sönümlenmektedir. Bundan dolayı alüminyum köpük çarpışmada daha iyi enerji sönümlenme kapasitesi sahiptir. Çarpışma etkisinden sonra binek aracın kinetik enerjisi arka koruyucunun alüminyum köpük yapısı tarafından büyük ölçüde emilir ve aracın tamponu emmesi ile beraber çok az miktarda enerji yolcu kabine yönlendirilir.

Sonuçlar alüminyum köpük ve bal peteği yapı malzemeler karşılaştırıldığında alüminyum köpük daha iyi bir performans sergilediğini göstermektedir. Bu malzemenin uygulanması arka koruyucu takımının hasar görmesini engellemeye yardımcı olacak ve ayrıca diğer malzemelerin daha az hasarı nedeniyle daha uzun bir ömre sahip olacaktır.



KAYNAKLAR

- ADAC, 2006.** Test report on rear impact with HGV. retrieved from https://www.adac.de/Tests/Crash_Tests/Unterfahrschutz/default.asp?ComponentID=165159&SourceP . Unpublished test report kindly supplied by ADAC for use in the project, available on direct personal application to ADAC only.
- Al-Bahash, Z.F., Ansari, M.N.M., Shah, Q.H. 2017.** Design and simulation of a rear underride protection device (RUPD) for heavy vehicles. *International Journal of Crashworthiness*, 23(1): 47-56.
- Albahash, Z.F., Ansari, M.N.M. 2016.** A review on rear under-ride protection devices for trucks. *International Journal of Crashworthiness*, 22(1): 95-109.
- Aygün, Y. 2013.** Ağır taşıtlarda arka koruyucu tasarımı ve kaza performansının değerlendirilmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Kocaeli üniversitesi Fen bilimleri enstitüsü, Makine eğitimi anabilim dalı, Kocaeli.
- Baker, W. E., Togami, T. C., Weydert, J. C. 1998.** Static and dynamical properties of high-dense metal honeycombs. *Elsevier Science*, 21(3): 149-163.
- Baumeister, J., Banhart, J., Weber, M. 1997.** Aluminium foams for transport industry. *Elsevier Science*, 18(4/6): 217-220.
- Blower, D., Campbell, K. 2000.** Underride in fatal rear-end truck crashes. *SAE Technical Paper 2000-01-3521*,.
- Bodapati, V.K.K. 2004.** Evaluation of energy absorbing pliers underride guards for rear and side of large trucks. *Master of Science Thesis*, the faculty of the Graduate School of Wichita State University, the Department of Mechanical Engineering, Hyderabad,.
- Brumbelow M., Blonar, L. 2010.** Evaluation of US rear underride guard regulation for large trucks using real world crashes. *Stapp Car Crash J.* 54: 119–131.
- Brumbelow, M. 2011.** Crash test performance of large truck rear underride guards. *Insurance Institute for Highway Safety United States*, 22nd Enhanced Safety Vehicle Safety Conference, Paper 11-0074,.
- Cappello, F., Ingrassia, T., Nigrelli, V., 2008.** Design of a new high energy rear underrun protective device. *Witpress*, 325 – 335.
- Department of Infrastructure and Regional Development Federal (DIRDF). 2016.** Vehicle Standard (Australian Design Rule 42/04 – General Safety Requirements) 2005. *Federal Register of Legislative Instruments F2016C00153*,.
- Federal Motor Vehicle Safety Standard 223, 1998.** U.S. Code of Federal Regulations 49 CFR 571.223, *Washington, DC*,.
- Federal Motor Vehicle Safety Standard 224, 1998.** U.S. Code of Federal Regulations 49 CFR 571.224. *Washington, DC*,.
- Gombi, S., Mahendra S. B., Amitkumar, H. 2015.** Energy absorption analysis of RUPD. *International Journal of Research in Engineering and Technology*, 4(2): 208-215.
- Goud, B.N., pachori, A. 2017.** Investigation of Vehicle Rear Under Run Protection Device (RUPD) Using Aluminium Foam. *IOPscience*, 225: 012289.
- Grilec, K., Maric, G., Jakovljević, S. 2010.** A study on energy absorption of aluminium foam. *BHM Berg- und Hüttenmännische Monatshefte*, 155(5): 231 – 234.

- Hong-Fei, L., Tao, P., Hong-guo, X., Li-dong, T., Lili, S. 2010.** Research on the intelligent rear under-run protection system for trucks. *World Congress on Intelligent Control and Automation (WCICA), 8th IEEE, China, 5274–5278.*
- Jaju, S., Pandare, S., 2016.** Rear Underrun Protection Test (ECE R58) using CAE Simulation. *SAE International in United States, 9(2): 276-279.*
- Joseph, M.G., DhananjayShinde, M., Patil, M.G. 2013.** Design and optimization of the rear under-run protection device using LS-DYNA. *Int. J. Eng. Res. Applicat, 3(4): 152–162.*
- Joshi, K., Jadhav, T.A., Joshi, A., 2012.** Finite element analysis of rear under-run protection device (RUPD) for impact loading. *Int. J. Eng. Res Develop. 1(7): 19–26.*
- Khattab, A., El-Rahman, A. 2011.** Investigation of an adaptable crash energy management system to enhance vehicle crashworthiness. *Ph.D. Thesis, Concordia University, Montreal, Canada.*
- Mahdi, E., Mokhtar, A.S., Asari, N.A., Elfaki, F., Abdullah, E.J. 2006.** Nonlinear finite element analysis of axially crushed cotton fibre composite corrugated tubes. *Science Direct. 75(1): 39–48.*
- Mahesh, B., Subhash, R., Van, H. 1996.** Crashworthiness enhancement in a car-truck collision using energy dissipative underride guard. *SAE Technical Paper 962211,.*
- Mariolani, J.R.L., Arruda, A.C.F., Schmutzler, L.O.F. 2001.** Development of new underride guards for enhancement of compatibility between trucks and cars. *State University of Campinas Brazil, 425-435.*
- Mariolani, J., Schmutzler, L., Arruda, A., Occhipinti, S., dos Santos, P.S. P., Stellute, J.C., Mazarin, J.C. 1998.** Impact project: searching for solution to the underride problem. *SAE Technical Paper 982755,.*
- Mariolani, J., Schmutzler, L., Fonseca de Arruda, J., Mazarin, J., Stelluti, J.C., Pereira dos Santos, P. 2000.** Impact project: four years working to overcome the underride tragedy. *SAE Technical Paper 2000-01-3302,.*
- Martens, J. 1974.** Design and damageability: persuasion or regulation?. *SAE Technical Paper 740064,.*
- Mohod, R.P. 2016.** Crashing analysis of rear under run protection device (RUPD). *International Journal of Emerging Technologies in Engineering Research (IJETER), 4: 8-11.*
- National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), 1969.** Fatality Analysis Reporting System (FARS). <https://www.nhtsa.gov/research-data/fatality-analysis-reporting-system-fars> .
- National Transportation Safety Board (NTSB), 1971.** Safety Recommendations, H-71-077.
- National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA). 2015.** Department of Transportation. *Federal Register, 80(241).*
- Persicke, G., Baker, P. 1980.** A Development Of Truck Rear End Underride Protection. *SAE Technical paper 801423,.*
- Rechnitzer, G., Powell, C., Seyer, K. 2001.** Performance criteria, design and crash tests of effective rear underride barriers for heavy vehicles. *International ESV Conference, Paper 218,.*

- Santosa, S., Wierzbicki, T. 1998.** Crash behavior of box columns filled with aluminum honeycomb or foam. *Impact & Crashworthiness Laboratory, Massachusetts Institute of Technology U.S.A*, 68(1998): 343-367.
- The Federal Highway Administration (FHWA), 1953.** Rear End Protection. *49 Code of Federal Regulations*, Paragraph 393.86.
- Tomassoni, J., Bell, G. 1980.** An Approach To Developing Underride Guard Requirements For Improved Occupant Protection. *SAE Technical paper 801422*,.
- US Congress, Office of Technology Assessment, 1988.** Gearing up for safety: motor carrier safety in a competitive environment. *OTA-SET-382*,.
- Wang, A. J., McDowell, D. L. 2014.** In-Plane Stiffness and Yield Strength of Periodic Metal Honeycombs. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 126(2): 137-156.
- Xue L., Yang, J. 2013.** A study on the application of energy-dissipating protection device in car-to-truck rear underride. *In Measuring Technology and Mechatronics Automation (ICMTMA), Fifth International Conference IEEE*, 130–134.
- Yamashita, M., Gotoh, M. 2004.** Impact behavior of honeycomb structures with various cell specifications—numerical simulation and experiment. *Department of Mechanical and Systems Engineering, Gifu University, 1-1 Yanagido, Gifu, 501-1193, Japan*, 32(2005): 618–630.
- Zaremba, L., Wong, J., Moffatt, C. 1977.** Eliminating Occupant Compartment Penetration in Moderate Speed Rear End Crashes: A Crash Test Program. *Insurance Institute of Highway Safety*, Washington, DC,.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Qasem Mohammadi
Doğum Yeri ve Tarihi : Afganistan, 21/3/1990
Yabancı Dili : İngilizce ve Farsça

Eğitim Durumu (Kurum ve yıl)

Lise : Rahe Danesh - 2008
Lisans : Sakarya Üniversitesi - 2015
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi - 2019
Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve yıl :
İletişim (e-posta) : qasem@yandex.com
Yayınları :