

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MATEMATİK MODELLEME YARDIMIYLA TAŞIT
TASARIMININ ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU**

**DOKTORA TEZİ
Y. Müh. Ali GÖKŞENLİ**

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı : OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ

HAZİRAN 2008

**MATEMATİK MODELLEME YARDIMIYLA TAŞIT
TASARIMININ ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU**

**DOKTORA TEZİ
Y. Müh. Ali GÖKŞENLİ
(503992520)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 27 Kasım 2007
Tezin Savunulduğu Tarih : 24 Haziran 2008**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Ali G. GÖKTAN (İ.T.Ü.)
Diğer Jüri Üyeleri Prof. Dr. Ahmet GÜNEY (İ.T.Ü.)
Prof. Dr. Günay ANLAŞ (B.Ü.)
Prof. Dr. Orhan DENİZ (Y.T.Ü.)
Prof. Dr. Metin ERGENEMAN (İ.T.Ü.)**

HAZİRAN 2008

ÖNSÖZ

Günümüzde otomotiv sektörü, dünyadaki lokomotif sektörlerindendir. En son teknolojik gelişmeler bu sahada yaşanmakta veya bu alana kaydırılmaya çalışılmaktadır. Yoğun rekabetin yaşandığı bu sektörde ise müşteriler başlıca taşıt seçme kriterleri olan “Konfor”, “Ekonomik”, “Emniyet” özelliklerinin çitasını gün geçtikçe yükseltmektedir. Artık firmalar daha kısa sürede, yüksek kalitede ve düşük maliyetle taşıt tasarımları gerekmektedir. Bu acımasız yarışa dayanmak için firmalar yeni arayışlara girmektedirler. Yeni tasarım ve üretim metotlarının geliştirilmesi, sanal tasarımının yoğun olarak kullanılması, şirket birleşmeleri bu çözümlerden başlıcalarıdır.

Çalışmada taşıt tasarım süresini kısaltacak ve tasarımın erken aşamalarında taşıt parametrelerinde meydana gelecek değişiklikler sonucu taşıt özelliklerinin analiz ve optimizasyonu için oluşturulmuş matematik model tanıtılmıştır. Oluşturulan modelin verimli bir şekilde kullanılabilmesi için bir program yazılmıştır. ACANO olarak adlandırılan program zaman ve ekonomiden tasarruf sağlayarak taşıtlardan beklenen özelliklere daha tasarımın erken aşamalarında ulaşılacaktır. Bu çalışmanın birinci amacı taşıt özelliklerinin, özellikleri etkileyen parametrelerin ve etkileme derecelerinin tespit edilmesidir. İkinci amacı ise özellik ve parametrelerin analiz ve optimize edilebilmesi için oluşturulmuş matematik modelin pratikte de kolaylıkla tasarımcılar ve özellikle styling uzmanları tarafından başarılı bir şekilde kullanılabilmesi amacıyla bir adet programın yazılması ve bir konsept taşıt üzerinde uygulama örneği ile tanıtılmasıdır. Eserimin amacına ulaşmasını ümit etmekteyim.

Böyle bir çalışmayı gerçekleştirebilmem için bana her konuda destek olan ve bana değerli bilgilerini sunan danışmanım Prof. Dr. Ali G. GÖKTAN’a, bana her zaman destek olan Prof. Dr. Barlas İ. ERYÜREK’e, babama, anneme, ablama ve eşine ve aynı zamanda dostum olan Dr. Ali İmre AYDENİZ’e ve akrabalarımın teşekkürü bir borç bilirim.

Haziran 2008

Ali GÖKŞENLİ

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	viii
TABLO LİSTESİ	x
ŞEKİL LİSTESİ	xii
SEMBOL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xxi
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ	1
2. TAŞIT TASARIMI	4
2.1 Ürün Fikrinin Oluşması	4
2.2 Taşıt Dizaynı	6
2.3 Klasik Taşıt Tasarımı	11
2.3.1 Ön Geliştirme	12
2.3.2 Prototip Ve Testler	13
2.3.3 Seri Üretime Hazırlık	13
2.4 Sanal Taşıt Tasarımı	14
2.4.1 Sanal Ürün Tanımı (Digital Mock Up)	14
2.4.2 Sanal Gerçeklik (Virtual Reality)	15
2.4.3 Sanal Prototip	17
2.4.4 Sanal Taşıt Tasarım Uygulamaları	18
2.4.5 Gelecekte Sanal Tasarım	21
3. TAŞIT ÖZELLİKLERİ VE MODEL BAĞINTILARI	22
3.1 Pasif Emniyet	26
3.1.1 Pasif Ön Emniyet	27
3.1.1.1 Pasif Ön Emniyet Matematik Modeli	28
3.1.2. Pasif Yan Emniyet	39
3.1.2.1 Pasif Yan Emniyet Matematik Modelinin Oluşturulması	41
3.1.3 Pasif Yaya Emniyeti	49
3.1.3.1 Yaya-Taşıt Çarpışmalarında Yaralanmaya Etki Eden Faktörler	51
3.1.3.2 Pasif Yaya Emniyet Matematik Modeli	53
3.2 Seyir Özellikleri	63
3.2.1 Stabilitate	64
3.2.1.1 Stabilitate Özelliğinin Matematik Modeli	65

3.2.2 Manevra Kabiliyeti	67
3.2.2.1 Manevra Kabiliyetinin Matematik Modeli	69
3.2.3 Slalom Kabiliyeti	70
3.2.3.1 Slalom Kabiliyetinin Matematik Modeli	72
3.2.4 Dönemeçte Doğrultu Koruma Potansiyeli	73
3.2.4.1 Dönemeçte Doğrultu Koruma Matematik Modeli	74
3.2.5 Fren Stabilitesi	75
3.2.5.1 “Frenleme Stabilitesi” Özelliğinin Matematiksel Modeli	77
3.2.6 Dönemeçte Devrilme Sınırı	78
3.2.6.1 Dönemeçte Devrilme Sınırının Matematik Modeli	80
3.2.7 Yan Rüzgar Duyarlılığına Direnç	81
3.2.7.1 Yan Rüzgar Kuvveti Ve Momenti	81
3.2.7.2 “Yan Rüzgar Duyarlılığına Direnç”in Matematik Modeli	82
3.3 Seyir Performansı	83
3.3.1 Düzlükte Maksimum Hız Ve Matematik Modeli	83
3.3.2 Yokuş Çıkma Performansı Ve Matematik Modeli	85
3.3.3 İvmelenme Yeteneği	88
3.3.3.1 İvmelenme Yeteneğinin Analizi	90
3.3.3.2 İvmelenme Yeteneğinin Matematik Modeli	92
3.4 Taşıt Konforu	94
3.4.1 Taşıt Ergonomisi	95
3.4.2 Kabin İçi Tasarım Prosesi [Occupant Packaging]	96
3.4.2.1 Oturma Pozisyonu	97
3.4.2.2 Görüş Alanı	98
3.4.2.3 “Hareket Serbestliği” Ve “Kumanda Kullanım Kolaylığı”	99
3.4.3 Matematik Modelleme Çalışması İçin Oluşturulmuş Anket çalışması (Ürün Kliniği)	100
3.4.3.1 Anket Çalışması	100
3.4.4 Anket Sonuçlarının Değerlendirilmesi Ve Model Oluşturma Metodunun Tespit Edilmesi	101
3.4.4.1 Sınıf-Özellik Puanın Tespit Edilmesi	101
3.4.4.2 Parametrenin İlgili Taşıt Özelliğini Etkileme Derecesinin (Etki-Ağırlık Puanının) Tespit Edilmesi	102
3.4.4.3 Parametrenin 1 mm Artmasıyla İlgili Taşıt Özelliği Etkileme Derecesinde Sınıf Etkisinin Tespit Edilmesi	103

3.4.5 Konfor Analiz Modelinin Bir Örnekle Açıklanması	104
3.4.6 “Koltuk Konforu” İçin Matematik Modelin Oluşturulması	107
3.4.6.1 “Ön Koltuk Konforu” Matematik Modeli	108
3.4.6.2 “Arka Koltuk Konforu” Matematik Modeli	109
3.4.6.3 “Önden İnip-Binme Konforu” nun Matematik Modeli	110
3.4.6.4 “Arkadan İnip-binme Konforu” Matematik Modeli	112
3.4.7 Park Etme Konforu	114
3.4.7.1 Taşıt Karoserisinin “Park Etme Konforuna” Etkisi	114
3.4.7.2 Direksiyon Momentinin “Park Etme Konforuna” Etkisi	116
3.4.7.3 Park Etme Konforunun Matematik Modeli	117
3.4.8 “Geniş İç Hacim” Matematik Modeli	117
3.4.9 Bagaj Hacmi Ve Matematik Modeli	118
3.4.10 Dönemeçte Seyir Konforu	119
3.4.10.1 Dönemeçte Seyir Konforu Matematik Modeli	121
3.4.11 Yaylanma Konforu	121
3.4.11.1 Titreşim Konforunun Analiz Edilmesi	122
3.4.11.2 “Yaylanma Konforunun Matematik Modelinin” Oluşturulması	123
3.5 Yakıt Ekonomisi, Hava Direnç Katsayısı, Ağırlık Ve Ağırlık Merkezinin Konumu	126
3.5.1 Yakıt Ekonomisi	126
3.5.1.1 Yakıt Ekonomisinin Matematik Modeli	127
3.5.2 Taşıt Ayrodinamiği ve Hava Direnci	132
3.5.2.1 Hava Direnç Katsayısı	132
3.5.2.2 Hava Direncinin Düşürülmesi	134
3.5.2.3 Hava Direnç Katsayısı’nın Matematik Modeli	136
3.5.3 Taşıt Ağırlığı	144
3.5.3.1 Taşıt Ağırlığının Tespit Edilmesi	145
3.5.3.2 Taşıt Ağırlığının Matematik Modeli	148
3.5.4 Ağırlık Merkezinin Konumu	149
3.5.4.1 Ağırlık Merkezinin Yerden Yüksekliğinin Matematik Modeli	150
3.5.4.2 Ağırlık Merkezinin Yataydaki Konumunun Matematik Modeli	152
4. OPTİMİZASYON VE DOĞRUSAL PROGRAMLAMA	154
4.1 Optimizasyon ve Performans Göstergesi	154
4.1.1 Performans Göstergesi	155

4.2 Çok Ölçütlü Optimizasyon	156
4.3 Doğrusal Programlama	157
4.3.1 Doğrusal Programlamanın Esasları	158
4.3.2 Temel Kavramlar (Dış – İç bükeylik)	162
4.3.3 Uç Nokta Teoremi	164
4.4 Doğrusal Karar Modeli Çözüm Yaklaşımları	166
4.4.1 Grafik çözüm	166
4.4.2 Analitik çözüm	169
4.4.3 Ardışık Sayısal Çözüm	170
5. ACANO PROGRAMI	172
5.1 Neden ACANO ?	172
5.2 ACANO Programında İncelenen Taşıt Özellikleri ve Parametreleri	173
5.2.1 ACANO Programında İncelenen Taşıt Özellikleri	174
5.2.2 ACANO Programında İncelenen Taşıt Parametreleri	175
5.3 ACANO Programının Bazı Taşıt Parametrelerin Tespitinde Yardımcı Olması	177
5.3.1 Maksimum Hız Değerinin Tespit Edilmesi	177
5.3.2 Ön Ve Arka Çapraz Hareket Katsayılarının Tespit Edilmesi	179
5.3.3 Motor Ağırlığının Tespit Edilmesi	180
5.3.4 Şanzıman Çevrim Oranlarının Tespit Edilmesi	181
5.4 ACANO Programının Çalışma Sistematığı	182
5.5 Analiz ve Optimizasyon Aşamalarında ACANO'nun Hatalı Veri Girişini Uyarması	185
5.5.1 Taşıt Konstrüktif Parametrelerin Hatalı Girilmesi	185
5.5.2 Taşıt Parametrelerin Alt Limit Değerinin Hatalı Girilmesi	186
5.5.3 Taşıt Özellik Ve/Veya Taşıt Parametrelerin Alt-Üst Limit Değerlerinin Hatalı Girilmesi	187
5.6 ACANO Programı Yardımıyla Ek Analiz	187
5.6.1 Özellik Ayrıntı Analizi	188
5.6.2 Fayda-Değer ve Zayıf Nokta Analizi	188
5.6.2.1 Fayda-Değer Analizi	188
5.6.2.2 Zayıf Nokta Analizi	189
5.6.3 Tasarlanan Taşıtın Aynı Segmentten Bir Başka Taşıtla Karşılaştırılması	190
5.6.4 Bazı Özellik ve Teknik Taşıt Parametrelerin Sayısal Olarak Tanımlanması	190
5.7 ACANO'da Kullanılan Programlar ve Veri Akış Sistematığı	192
5.7.1 LINDO-API	193
5.7.1.1 LINDO-API Uygulama Örneği	194
5.7.2 ACANO Programında Veri Akış Sistematığı	196
5.8 ACANO Programının Akış ve Çalışma Sistematığının Füzyon	198

6. ACANO PROGRAMININ BİR UYGULAMA ÖRNEĞİ İLE TANITILMASI	200
6.1 Konsept Taşıt “FUNNY” nin Tanıtılması	200
6.2 FUNNY Taşıtının 1. Analiz Aşaması	203
6.2.1 1. Analiz Sonuçlarının Özellik Etki Analiz Yardımıyla İncelenmesi	207
6.3 FUNNY Taşıtının 2. Analiz Aşaması	208
6.4 İki Analiz Sonuçlarının Fayda-Değer ve Zayıf Nokta Analizleri Açısından Karşılaştırılması	215
6.4.1 İki Analiz Sonuçlarının Fayda-Değer Analizi Açısından Karşılaştırılması	215
6.4.2 İki Analiz Sonuçlarının Zayıf Nokta Analizi Açısından Karşılaştırılması	216
6.5 Bazı Taşıt Özellik ve Teknik Parametrelerin Sayısal Olarak Tanımlanması	220
6.6 ACANO Programın Yardımıyla Aynı Segmentten İki Farklı Taşıtın Karşılaştırılması	221
7. SONUÇLAR	224
KAYNAKLAR	228
EKLER	255
ÖZGEÇMİŞ	256

KISALTMALAR

ACANO	: Autuomobile Characteristics ANalyser and Optimizer
LINDO	: Linear INteractive and Discrete Optimizer
DMU	: Digital Mock Up
CAD	: Computer Aided Design
SG	: Sanal Gerçeklik
SP	: Sanal Prototip
CAVE	: Computer Aided Virtual Enviroment
FEM	: Finite Element Method
CFD	: Computer Aided Fluid Design
HMD	: Head- Mounted Display
AR	: Augmented Reality
NHTSA	: National Highway Traffic Safety Agency
ECE	: Eurpean Committee of Emergency
POE	: Pasif Ön Emniyeti
HIC	: Head Injury Criteria
SUV	: Sports Utility Vehicle
IIHS	: International Institute of Highway Safety
GKD	: Göğüs Kafesi Deformasyon
PYE	: Pasif Yan Emniyete
ISO	: International Standart Organisation
PYE	: Yaya Pasif Emniyet
TÖY	: Taşıt Ön Yüksekliği
DAE	: Dizin Açısıl Eğilmesi
ABS	: Anti Blockage System
ASR	: Anti Slide Resistance
ACC	: Active Cruise Control
FDR	: Fahr Dinamik Regler
DIN	: Deutsche Institut Normen
SLA	: Slalom Kabiliyeti
STA	: Stabilite
DDK	: Dönemeçte Doğrultu Koruma
FRS	: Frenleme Stabilite
DEV	: Dönemeçte Devrilme Sınırı
YRD	: Yan rüzgar Duyarlılığına Direncin
YOK	: Yokuş Çıkma Kapasitesi
DID	: Direksiyon duyarlılığı
SAE	: Society of Automotive Engineering
ÖKK	: Ön koltuk Konforu
AKO	: Arka Koltuk Konforu
OIB	: Önden İnip- Binme Konforu
AİB	: Arkadan İnip- Binme Konforu
PEK	: Park Etme Konforu
GIC	: Geniş İç Hacim

DSK	: Dönemeçte Seyir Konforu
YAY	: Yaylanma Konforu
YT	: Yakıt Tüketimi
YTI	: Şehir İçi Yakıt Tüketimi
YTD	: Şehirler Arası Yakıt Tüketimi
HB	: Hatchback

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1 Analiz edilen taşıt özellikleri.....	23
Tablo 3.2 Teknik taşıt parametrelerin sınıflandırılması.....	24
Tablo 3.3 Farklı araştırmacılara göre 1000 kg ağırlığındaki bir taşıtın ağırlığının 1 kg azalması sonucu meydana gelen yaralanma riskindeki artış değeri.....	31
Tablo 3.4 Test aracının kafa kafaya çarpıştığı taşıtların parametreleri.....	34
Tablo 3.5 Yandan çarpma sonucu yaralanma kriterleri.....	40
Tablo 3.6 Yaya çarpışma deneyi ve sınır değerleri.....	50
Tablo 3.7 Taşıt karakterinin tanımı.....	70
Tablo 3.8 Farklı ivmelenme aralıkları için değişkenlerin aldıkları değerler.....	93
Tablo 3.9 Ön koltuk konforu için koltuk genişliğinin (W7) her bir sınıf için aldığı sınıf katsayısı (λ_s).....	106
Tablo 3.10 Taşıt konstrüktif parametrelerinin 1 mm arttırılması sonucu ön koltuk konforunda taşıt sınıflarına göre meydana gelen değişim (%).....	108
Tablo 3.11 Taşıt konstrüktif parametrelerinin 1 mm arttırılması sonucu arka koltuk konforunda taşıt sınıflarına göre meydana gelen değişim (%).....	110
Tablo 3.12 Taşıt konstrüktif parametrelerinin 1 mm arttırılması sonucu önden inip-binme konforunda taşıt sınıflarına göre meydana gelen değişim (%).....	112
Tablo 3.13 Taşıt konstrüktif parametrelerinin 1 mm arttırılması sonucu arkadan inip-binme konforunda taşıt sınıflarına göre meydana gelen değişim (%).....	113
Tablo 3.14 Taşıt konstrüktif parametrelerinin 1 mm arttırılması sonucu park etme konforunda taşıt sınıflarına göre meydana gelen değişim (%).....	115
Tablo 3.15 Şehir içi- şehirlerarası yakıt tüketiminde parametrelerin değeri	130
Tablo 3.16 Şekil 3.96 da gerçekleştirilen konstrüktif değişiklikler.....	136
Tablo 3.17 a ve b katsayılarının taşıt sınıfına göre aldığı değerler.....	147
Tablo 3.18 Λ düzeltme katsayısının Hatchback tipi taşıtlarda farklı sınıflara göre aldığı değerler.....	148
Tablo 3.19 Farklı sınıf taşıtların ön ve arkadan tahrik şekline göre ön ve arka aks yük dağılımları.....	153
Tablo 5.1 Analiz edilen taşıt özellikleri.....	174
Tablo 5.2 Teknik taşıt parametrelerin sınıflandırılması.....	175
Tablo 5.3 Vites çevrim oranları.....	182
Tablo 5.4 Konstrüktif parametre zincirleri.....	186
Tablo 5.5 Sayısal olarak tespit edilebilen seyir özellik parametreleri,	

	formülleri, kabulleri, sınır değerleri ve parametrenin olmasını arzuladığımız değerin büyüklüğü	191
Tablo 5.6	ACANO programında kullanılan programlar ve veri akış şeması.....	197
Tablo 5.7	ACANO programının akış ve çalışma sistematığının füzyonu...	199
Tablo 6.1	FUNNY' nin konstrüktif parametreleri (mm).....	201
Tablo 6.2	FUNNY' nin motor ve şanzıman parametreleri.....	202
Tablo 6.3	FUNNY taşıtının ilgili denklemler yardımıyla belirtilen parametrelerin tespit edilmesi.....	202
Tablo 6.4	FUNNY taşıt özelliklerinin alt ve üst limit değerleri.....	203
Tablo 6.5	FUNNY taşıt konstrüktiv parametrelerinin alt ve üst limit değerleri.....	204
Tablo 6.6	FUNNY' nin motor şanzıman ve çapraz hareket katsayıları parametrelerin alt ve üst limit değerleri.....	205
Tablo 6.7	Taşıt özelliklerinin 1. analiz sonuçları (% değişim).....	205
Tablo 6.8	Taşıt konstrüktiv parametrelerinin 1. analiz sonuçları [mm].....	206
Tablo 6.9	Taşıtın motor ve şanzıman parametrelerin 1. analiz sonuçları....	206
Tablo 6.10	Şehir içi yakıt tüketiminin % 13,88 azalmasında hangi parametrenin ne kadar etkili olduğunun belirtilmesi.....	207
Tablo 6.11	Taşıt konstrüktiv parametrelerinin ikinci alt-üst limit değerleri.	208
Tablo 6.12	Taşıt özelliklerinin ikinci alt-üst limit değerleri.....	209
Tablo 6.13	Taşıt özelliklerinin 2. analiz sonuçları (% değişim).....	209
Tablo 6.14	Taşıt parametrelerinin ikinci analiz sonuçları.....	210
Tablo 6.15	Taşıt motor, şanzıman ve çapraz hareket katsayı parametrelerinin ikinci analiz sonuçları.....	210
Tablo 6.16	İki analiz sonuçlarının fayda-değer analiz sonuçları.....	216
Tablo 6.17	Seyir özelliklerin sayısal olarak tanımlanması.....	220
Tablo 6.18	Bagaj hacmi ve taşıtın çıkabileceği eğim.....	221
Tablo 6.19	FUNNY taşıtının Opel Corsa'ya göre avantaj (+) ve dezavantajları (-).....	221

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa No
Şekil 2.1	:Taşıt endüstriyel tasarım aşamaları..... 7
Şekil 2.2	:Konsept skeç örneği..... 8
Şekil 2.3	:Skeçlerin duvar çizimlerine dönüştürülmesi..... 9
Şekil 2.4	:Maket modeller..... 9
Şekil 2.5	:1.1 boyutunda modeller..... 10
Şekil 2.6	:Taşıtın içi için oluşturulmuş model..... 10
Şekil 2.7	:Temel taşıt tasarım aşamaları..... 12
Şekil 2.8	:Düz stereo görüntünün 3 boyutlu olarak elde edildiği Immersa Desk..... 16
Şekil 2.9	:CAVE odası ve taşıt analizi..... 16
Şekil 2.10	:Klasik ile sanal taşıt tasarım aşamaların karşılaştırılması..... 17
Şekil 2.11	:Sanal çarpışma deneyleri..... 19
Şekil 2.12	:RAMSIS ile Cax- sistemlerin füzyonu: VIRGO..... 20
Şekil 3.1	:Taşıt parametrelerin sınıflandırılması..... 23
Şekil 3.2	:66 adet konstrüktif taşıt parametresi..... 25
Şekil 3.3	:Pasif emniyetin analiz sistematığı..... 26
Şekil 3.4	:Trafik kazalarında araca çarpma doğrultusu ve sıklığı..... 27
Şekil 3.5	:Taşıt kafa- kafaya çarpışmalardaki enerji absorbe etme kapasiteleri..... 29
Şekil 3.6	:Kafa- kafaya çarpışması sonucu hafif ve ağır taşıtlarda oluşan deformasyonlar..... 29
Şekil 3.7	:Taşıt tipinin kaza esnasında hasar oluşumuna etkisi..... 30
Şekil 3.8	:1 no.lu taşıttaki yolcуда oluşabilecek yaralanma riski..... 30
Şekil 3.9	:Farklı sınıftaki taşıtların ön yapı rijitlik dağılımı..... 32
Şekil 3.10	:Kafa kafaya çarpışmada ağır taşıt rijitlik değerinin değişmediği kabulü ile hafif taşıtta oluşan ivmelenme ve deformasyon değerleri..... 32
Şekil 3.11	:Taşıt rijitliğinin (a) kafa yaralanmasına, (b) göğüs deformasyonuna ve (c) göğüs ivmelenmesine etkisi..... 32
Şekil 3.12	:Otomobil ile üst sınıf jipin kafa kafaya çarpışması sonucu jipin “tırmanması”..... 33
Şekil 3.13	:Şekil 3.10 daki taşıtın değişik taşıtlarla çarpışması sonucu test aracı ayak panelinde meydana gelen deformasyonlar..... 34
Şekil 3.14	:Şekil 3.10 daki taşıtın değişik taşıtlarla çarpışması sonucu çarpılan taşıtla ön tampon yüksekliğinin ayak yaralanmasına etkisi..... 34
Şekil 3.15	:Tablo 3.4 deki taşıtlarla çarpışan taşıttaki mankende oluşan yaralanmalar..... 35
Şekil 3.16	:Tampon yükseklik farkının (Δh_T) yaralanmalara etkisi..... 35
Şekil 3.17	:Önden çarpma testi sonucu taşıt ön bölümünde oluşan deformasyonlar göz önüne alınarak IIHS'nin kabul ettiği

	kademelendirmeye göre yaralanma riskinin sınıflandırılması...	36
Şekil 3.18	:Kafa kafaya çarpışma (a) ve düz duvara çarpma sonucu (b) sürücünün değişik bölgelerinden aldığı darbeler sonucu yaralanma değerleri.....	37
Şekil 3.19	:Ayak panel deformasyon miktarının direksiyon simidinin yataydaki hareketine etkisi.....	38
Şekil 3.20	:Yandan darbe sonucu yaralanma yüzdeleri.....	39
Şekil 3.21	:Yandan çarpma esnasında sürücünün kinematiği.....	41
Şekil 3.22	:Kapı rijitliğinin kapının deformasyonuna etkisi.....	42
Şekil 3.23	:SUV tipi taşıtın otomobile yandan çarpması sonucu oluşan hasar.....	43
Şekil 3.24	:W8 mesafesinin azaltılması -göğüs kafesi deformasyon (GKD) miktarı arasındaki ilişki.....	43
Şekil 3.25	:Yandan darbe esnasında kapı çökmesinde orta konsolun mevcudiyetinin yaralanmaya etkisi.....	44
Şekil 3.26	:R-noktasının tanımı.....	45
Şekil 3.27	:İki farklı taşıtın B-kirişinin quasi-statik yükleme sonrası deformasyon değerleri.....	45
Şekil 3.28	:Yandan çarpışmalarda kütleli oranının yaralanmaya etkisi....	47
Şekil 3.29	:Yandan gelen darbenin tüm gövdeye dağıtılması.....	48
Şekil 3.30	:Kapı eşik yüksekliğinin kafa yaralanmasına etkisi (HIC) (a) ve kapı eşik yüksekliğinin kaburga çökme (deformasyona) etkisi.....	48
Şekil 3.31	:EEVC/WG17 yaya güvenliği test düzeneği.....	50
Şekil 3.32	:Taşıt-yaya kazalarında ölüm ve yaralanmada yaya yaşının etkisi.....	51
Şekil 3.33	:a) Tampon sertliği – diz eğilme açısı ve b) Motor kaput saç sertliği ile kafa yaralama indisi arasındaki ilişki.....	52
Şekil 3.34	:Saç deformasyonu ile kafa yaralama indisi arasındaki ilişki....	52
Şekil 3.35	:Taşıt-yaya kazalarında yayanın kinematiği ve darbe aldığı noktalar.....	54
Şekil 3.36	:Taşıt ön geometrisinde yaya yaralanmalarını etkileyen parametreler ve modelde belirtilen büyüklükler.....	54
Şekil 3.37	:Taşıt-yaya kazalarında yayanın hafif ve ölümcül yaralanma oranları.....	55
Şekil 3.38	:Darbe esnasında kafanın yaralanmasını etkileyen parametreler	55
Şekil 3.39	:Taşıt-yaya kazalarında yaya ağırlık merkezinin kinematiğe etkisi.....	56
Şekil 3.40	:Taşıt ön yüksekliğinin artmasıyla yaya kinematiğindeki değişim.....	57
Şekil 3.41	:Taşıt-yaya kazalarında tampon ön yüksekliğinin etkisi.....	57
Şekil 3.42	:Motor kaput ön yüksekliğinin kafa yaralanmalarına etkisi.....	57
Şekil 3.43	:Tampon ekseninin yerden yüksekliğinin kafa yaralanmasına etkisi.....	58
Şekil 3.44	:Tampon ekseninin yüksekliğinin diz eğilmesine etkisi.....	59
Şekil 3.45	:Motor kaput eğim açısının kafa yaralanma kriterine (HIC) etkisi.....	61
Şekil 3.46	:Taşıtın farklı dinamik karakterinden dolayı izlediği yörüngeler.....	65
Şekil 3.47	:Taşıtların dinamik karakteristik değerlerinin seyir hızıyla	

	değişmesi.....	66
Şekil 3.48	:Farklı sönümlü doğal frekansına sahip iki taşıtın bozucu dış etken sonucu hareketlerinin analizi.....	67
Şekil 3.49	:Gerçek bir basamak fonksiyon uyarı ve taşıtın tepkisi.....	68
Şekil 3.50	: ϕ/δ_d (Açısal dönme hızının direksiyon sapmasına oranı)nın ve $T_{\phi_{MAKS}}$ (maksimum açısal dönme hızına ulaşma süresi) optimizasyonu.....	69
Şekil 3.51	:Merkezkaç ivmesinin direksiyon simidine sapma oranı $(\frac{dV^2}{\rho}/\delta_d)$ yardımıyla taşıt karakterinin tanımı.....	69
Şekil 3.52	:3 farklı taşıtın TB- değerleri ve açısal dönme karakteristikler	72
Şekil 3.53	:Fren stabilitesi analizi için dönemeçte frenleme esnasında tek izli taşıtın ağırlık merkezine etkiyen kuvvet ve momentler.....	75
Şekil 3.54	:Fren kuvvet dağılım sınırları.....	76
Şekil 3.55	:a) Denge durumu b) dengesiz durum.....	78
Şekil 3.56	:Devrilme sınırı ve aks yükleri.....	79
Şekil 3.57	:Kamm tarafından tasarlanmış, yan rüzgar duyarlılığı en aza indirilmiş test aracı.....	82
Şekil 3.58	:Yokuşta bir taşıta etki eden kuvvetler.....	86
Şekil 3.59	:İvme direncinin incelenmesi için model.....	89
Şekil 3.60	:Otomobillerde λ' 'nın muhtelif viteslerde aldığı değerler.....	90
Şekil 3.61	:Ergonomik açıdan uygun taşıt tasarım akış şeması.....	96
Şekil 3.62	:Taşıt tasarımında ergonominin çalışma alanları.....	96
Şekil 3.63	:Ergonomik tasarım prosesi	97
Şekil 3.64	:H-nokta makinası (Oscar).....	98
Şekil 3.65	:Oturma pozisyonunu ifade eden büyüklükler.....	98
Şekil 3.66	:Göz elipsi esas alınarak bilgisayar destekli görüş alanı tasarımı.....	99
Şekil 3.67	:Taşıt içinde sürücü uzuvlarının hareket alanları.....	99
Şekil 3.68	:Anket puanı yardımıyla ilgili sınıfın özellik puanının tespit edilmesi.....	101
Şekil 3.69	:Önem sırası yardımıyla etki puanının tespit edilmesi.....	102
Şekil 3.70	:Ön koltuk konforunun taşıtlara göre aldığı sınıf-özellik puanları.....	104
Şekil 3.71	:Ön koltuk konforunu etkileyen parametrelerin etki-ağırlık puanları.....	105
Şekil 3.72	:Koltuk genişlikleri ile sınıf-özellik puanları arasındaki ilişki...	106
Şekil 3.73	:Sınıf katsayısının (λ_s) taşıt sınıfına göre değişimi.....	106
Şekil 3.74	:Sınıflara göre koltuk genişliğinin 1 mm artması sonucu ön koltuk konforunda meydana gelen değişim.....	107
Şekil 3.75	:Arka koltuk konforunun taşıt sınıfına göre aldığı sınıf-özellik puanları.....	109
Şekil 3.76	:Arka koltuk konforunu etkileyen parametrelerinin etki ağırlık puanları.....	109
Şekil 3.77	:Önden inip-binme konforunun taşıt sınıflarına göre aldığı sınıf-özellik puanları.....	111
Şekil 3.78	:Önden inip-binme konforunu etkileyen parametrelerinin etki ağırlık puanları.....	111
Şekil 3.79	:Arkadan inip-binme konforunun taşıt sınıflarına göre aldığı	

	değer puanları.....	112
Şekil 3.80	:Arkadan inip-binme konforunu etkileyen parametrelerinin etki ağırlık puanları.....	113
Şekil 3.81	:Park etme konforunun taşıtlara göre aldığı sınıf-özellik puanları.....	114
Şekil 3.82	:Park etme konforuna etki eden parametrelerin etki ağırlık puanları	115
Şekil 3.83	:İç hacim konforunun oluşturulması için kabinin iki bölme ayrılması.....	117
Şekil 3.84	:Bagaj hacmini etkileyen konstrüktif parametreler.....	119
Şekil 3.85	:Arka tekerlek çapraz hareket katsayısının yüzme açısı gradyenine etkisi.....	120
Şekil 3.86	:Ağırlık merkezinin yüzme açısı gradyenine etkisi.....	120
Şekil 3.87	:Taşıt ağırlığının yüzme açısı gradyenine etkisi.....	121
Şekil 3.88	:Taşıt titreşim sistemi blok şeması.....	122
Şekil 3.89	:Yol titreşimlerinin değerlendirilmesinde göz önüne alınan sürücü hareketleri.....	122
Şekil 3.90	:Gövde doğal frekansı ile yaylanma konforu (K) arasındaki ilişki.....	124
Şekil 3.91	:Aks aralığının yaylanma konforuna etkisi ($V=20$ m/s, için).....	125
Şekil 3.92	:Şehir içi (a) ve 90 km/ h (b) de (şehirlerarası)yakıt tüketimi-ağırlık ilişkisi.....	131
Şekil 3.93	:Hava direnç katsayısındaki azalma- yakıt tüketimi tasarrufu ilişkisi.....	131
Şekil 3.94	:Hava direnç katsayısını meydana getiren komponentler.....	133
Şekil 3.95	:Yıllar içinde hava direnç katsayısının c_w değişimi.....	133
Şekil 3.96	:Ayrodinamiğin iyileştirilmesi amacıyla gerçekleştirilen değişiklikler.....	135
Şekil 3.97	:Motor kaput eğiminin hava direnç katsayısına etkisi.....	136
Şekil 3.98	:Ön cam eğim açısının (δ) hava direnç katsayısına etkisi.....	138
Şekil 3.99	:Arka cam eğim açısının (ρ) hava direnç katsayısına etkisi.....	139
Şekil 3.100	:Taşıt ön çamurluğunun yerden yüksekliğinin hava direnç katsayısına etkisi.....	141
Şekil 3.101	:Taşıt çatı geometrisinin hava direnç katsayısına etkisi.....	141
Şekil 3.102	:Taşıt bagaj uzunluğunun (L_9) hava direnç katsayısına etkisi...	142
Şekil 3.103	:Bagaj yüksekliğinin hava direnç katsayısına etkisi.....	143
Şekil 3.104	:Taşıtın zeminden yüksekliğinin hava direnç katsayısına etkisi.	143
Şekil 3.105	:Alt orta sınıf araçlarda taşıt yoğunluğu- ağırlık ilişkisi.....	146
Şekil 3.106	:Orta sınıf araçlarda taşıt yoğunluğu- ağırlık ilişkisi.....	146
Şekil 3.107	:Üst orta sınıf araçlarda taşıt yoğunluğu- ağırlık ilişkisi.....	146
Şekil 3.108	:Taşıt ağırlık merkezinin konumu.....	150
Şekil 3.109	: Δm ile $\tan \alpha_s$ arasında ilişkiye veren grafik.....	151
Şekil 3.110	:Ağırlık merkezinin analizi için oluşturulmuş model.....	152
Şekil 4.1	:Mühendislik problemlerinin çözümünün ana şemaları.....	155
Şekil 4.2	:Doğrusal programlama örneği.....	158
Şekil 4.3	:Dış bükey olan ve olmayan kümeler.....	163
Şekil 4.4	:Uygun çözüm alanı boş olan bir model için grafiksel yaklaşım	168
Şekil 4.5	:Uygun çözüm alanı bulunan bir model için grafiksel yaklaşım	168
Şekil 5.1	:ACANO programı yardımıyla tasarım süresinin kısaltılması...	173
Şekil 5.2	:Taşıt parametrelerin sınıflandırılması.....	175

Şekil 5.3	:66 adet konstrüktif taşıt parametresi.....	176
Şekil 5.4	:Farklı sınıftaki taşıtların κ değerinin analizi.....	178
Şekil 5.5	:Lastik iç basıncı ve taşıt ağırlığına bağlı olarak çapraz hareket katsayısının değişimi ($\frac{l_o}{l} = 0,5$).....	180
Şekil 5.6	:Ağırlık merkezine ve taşıt ağırlığına bağlı olarak çapraz hareket katsayısının değişimi ($P_i=2$ bar).....	180
Şekil 5.7	:Motor ağırlığı ile motor momenti ve hacmi arasındaki ilişkiler	181
Şekil 5.8	:ACANO programının çalışma sistematığı.....	184
Şekil 5.9	:“Maksimum Hız” özelliğini etkileyen parametrelerin ve etki değerlerinin tespit edilmesi.....	188
Şekil 6.1	:Şehir içi yakıt tüketiminin % 13,88 azalmasında hangi parametrenin ne kadar etkili olduğunun gösterilmesi.....	207
Şekil 6.2	:1. ve 2. analiz sonuçları (Pasif Emniyet).....	211
Şekil 6.3	:1. ve 2. analiz sonuçları (Seyir özellikleri).....	211
Şekil 6.4	:1. ve 2. analiz sonuçları (Konfor).....	211
Şekil 6.5	:1. ve 2. analiz sonuçları (Performans, ağırlık, hava direnç katsayısı ve yakıt ekonomisi).....	212
Şekil 6.6	:1. ve 2. analiz sonuçları (Yükseklik parametreleri).....	212
Şekil 6.7	:1. ve 2. analiz sonuçları (Genişlik parametreleri).....	212
Şekil 6.8	:1. ve 2. analiz sonuçları (Uzunluk parametreleri).....	213
Şekil 6.9	:1. ve 2. analiz sonuçları (Motor verileri ve ağırlığı).....	213
Şekil 6.10	:1. ve 2. analiz sonuçları (Şanzıman çevrim oranları).....	213
Şekil 6.11	:1. ve 2. analiz sonuçları (Çapraz hareket katsayısı).....	214
Şekil 6.12	:1. ve 2. analiz sonuçları (Ağırlık merkezinin konumu).....	214
Şekil 6.13	:Taşıt ağırlığının 9,46 kg artmasında etkili olan faktörler.....	215
Şekil 6.14	:Performans özelliklerin 1. ve 2. analiz sonuçlarının zayıf nokta analizi yardımıyla karşılaştırılması.....	217
Şekil 6.15	:Konfor özelliklerin 1. ve 2. analiz sonuçlarının zayıf nokta analizi yardımıyla karşılaştırılması.....	218
Şekil 6.16	:Pasif emniyet 1. ve 2. analiz sonuçlarının zayıf nokta analizi yardımıyla karşılaştırılması.....	219
Şekil 6.17	:Seyir özelliklerin 1. ve 2. analiz sonuçlarının zayıf nokta analizi yardımıyla karşılaştırılması.....	219
Şekil 6.18	:FUNNY taşıtının Opel Corsa’ya göre avantaj (+) ve dezavantajları (-) (Pasif Emniyet).....	222
Şekil 6.19	:FUNNY taşıtının Opel Corsa’ya göre avantaj (+) ve dezavantajları (-) (Seyir özellikleri).....	222
Şekil 6.20	:FUNNY taşıtının Opel Corsa’ya göre avantaj (+) ve dezavantajları (-) (Performans).....	222
Şekil 6.21	:FUNNY taşıtının Opel Corsa’ya göre avantaj (+) ve dezavantajları (-) (Konfor).....	223

SEMBOL LİSTESİ

h_S	: Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği
$l_Ö$	: Ağırlık merkezinin ön aksa mesafesi
l_A	: Ağırlık merkezinin arka aksa mesafesi
$C_{aÖ}$	: Ön tekerlek çapraz hareket katsayısı
C_{aA}	: Arka tekerlek çapraz hareket katsayısı
G	: Taşıt ağırlığı
k	: Yay katsayısı
Δh_T	: Çarpışan taşıtların tampon yükseklik farkının
lb	: libre
V_{Kafa}	: Kafa vurma hızı
z	: Kren kuvvet dağılımı
z_{KR}	: Kritik frenleme oranı
F_Y	: Yan kuvveti
M_K	: Taşıt ağırlığından dolayı oluşan moment
M_D	: Merkezkaç kuvvetinden dolayı oluşan moment
ΔV	: Hız değişimi
V_{rel}	: Relativ hız
W	: Toplam deformasyon enerjisi
c	: Taşıt önünün rijitliği
s	: Deformasyon miktarı
a	: Frenleme ivmesi
z_{KR}	: Kritik frenleme oranı
W	: Eğilme momenti
α	: Motor kaput eğim açısı
ω	: Açısal dönme hızı
$T_{\psi-Maks}$	: Maksimum açısal dönme hızına ulaşma süresi
V_{CH}	: Karakteristik hız
i_D	: Direksiyon çevrim oranı
V_{KR}	: Kritik hız
D_f	: Sönüm katsayısı
v_f	: Sönümsüz tabii frekans
v_{fd}	: Sönümlü tabii frekansı
J_Z	: Taşıt dönme eksen
β_{STAT}	: Taşıtın stasyoner yüzme açısı
a_Y	: Yanal ivmeyi
l_A	: Ağırlık merkezinin arka aks eksenine
T_Z	: Zaman sabiti
$1/\rho$	: Eğrilik yarıçapı
A	: Klotoit- katsayısı
δ_D	: Direksiyon simidi sapması
$d\beta$	: Yüzme açısı değişim miktarı
$d\delta_D$	: Direksiyon simidi sapma açısında meydana gelecek değişim

β	: Yüzme açısı
Δb_V	: Ön tekerlekte oluşan yer değişimi
Δb_H	: Arka tekerlekte oluşan yer değişimi
Φ	: Fren kuvvet dağılımı
μ	: Tutunma katsayısı
F_{SW}	: Ayrodinamik yan rüzgar kuvveti
M_W	: Yan rüzgar momenti
k_W	: Yan rüzgar duyarlılık katsayısı
τ	: Rüzgar hücum açısı
V_R	: Rüzgar hızı
e_{SP}	: Basınç etki noktası – ağırlık merkezi arasındaki mesafe
V_{Max}	: Maksimum hız
P_{Max}	: Maksimum motor gücü
Z	: Taşıtın toplam seyir direnci
F_L	: Rüzgar direnci
F_Y	: Yuvarlanma direnci
f_R	: Yuvarlanma direnç katsayısı
ρ	: Havanın yoğunluğu
F_E	: Çeki kuvveti
i_{MAX}	: Birinci vitesteki çevrim oranı
M_{RMAX}	: Maksimum motor momenti
p_{max}	: Maksimum yokuş tırmanma kabiliyeti
μ_h	: Adezyon
ω_R	: Tekerlerin dönme hızı
ω_2	: Kardan milinin dönme hızı
ω_1	: Motorun dönme hızı
E_K	: Kinetik enerji
$\Sigma \theta \cdot \omega_R$	: Dönen parçaların toplam atalet momenti
λ	: İvme direnç katsayısı
λ_S	: Sınıf katsayısı
M_T	: Direksiyon momenti
n_K	: Yapısal kaster
r_O	: Tekerlek sapma dairesi yarıçapı
β_S	: Sürücünün oturma pozisyonunda meydana gelen yüzme açısı
K	: Belli bir frekanstaki titreşim faktörü
B	: Konfor duyarlılığı
K_T	: Toplam titreşim faktörü
B_e	: dt süresi içinde tüketilen yakıt miktarı [g/m]
b_e	: özgül yakıt tüketimini [g/kWsaat]
V_H	: Strok hacmi
F_X	: Motorun tekerleklere ilettiği kuvvet
p_{ME}	: Ortalama efektif basınç
c_W	: Hava direnç katsayısı
c_X	: Hava direnç katsayısı
τ_L	: Rüzgar ücum açısı
δ	: Ön cam eğim açısı
ρ	: Arka cam eğim açısı
ζ	: Taşıt yoğunluğu
Λ	: Kasa tipi düzeltme katsayı
n	: Devir sayısı

G	: Taşıt ağırlığı
G_M	: Motor ağırlığı
V_{MAX}	: Maksimum hız
L1	: Ön tampon uzunluğu
L2	: Ön far izdüşüm uzunluğu
L3	: Motor kaput uzunluğu
L4	: Ön cam yatay uzunluğu
L5	: Ön pencere uzunluğu
L6	: B-kiriş uzunluğu
L7	: Arka pencere uzunluğu
L8	: Arka cam yatay uzunluğu
L9	: Arka bagaj uzunluğu
L10	: Arka far izdüşüm uzunluğu
L11	: Arka tampon uzunluğu
L12	: Motor ön boşluk mesafesi
L13	: Motor uzunluğu
L14	: Motor ile kabin içi arası mesafe
L15	: Taşıt önü ile ön teker aks eksen mesafesi
L16	: Aks aralığı
L17	: Taşıt arkası ile arka teker aks eksen mesafesi
L18	: Taşıt uzunluğu
L19	: Ön kapı ile ön konsol arası mesafe
L20	: Ön konsol ile ön koltuk arası mesafe
L21	: Ayak paneli ile ön koltuk arası mesafe
L22	: Ön koltuk oturma bölgesinin uzunluğu
L23	: Ön koltuk genişliği
L24	: Ön koltuk ile arka koltuk arası mesafe
L25	: Arka koltuk oturma bölgesinin uzunluğu
L26	: Arka koltuk dayanma bölgesi yatay iz düşüm uzunluğu
L27	: Arka koltuk genişliği
H1	: Taşıt yüksekliği
H2	: Ön cam dikey uzunluğu
H3	: Motor kaput eğiminin dikey izdüşümü
H4	: Ön far üst eksenini ile tampon arasındaki yükseklik
H5	: Ön tamponun kalınlığı
H6	: Ön çamurluğun altı ile tampon arasındaki mesafe
H7	: Ön çamurluğun yerden yüksekliği
H8	: Pencere çerçevesi üst kısmının kalınlığı
H9	: Pencerenin yüksekliği
H10	: Pencerenin yerden yüksekliği
H11	: Arka cam dikey uzunluğu
H12	: Arka kaput eğiminin dikey izdüşümü
H13	: Bagaj bölümünün yüksekliği
H14	: Konsolun alt kısmı ile ön cam arasındaki mesafe
H15	: Konsolun alt kısmı ile zemin arasındaki mesafe
H16	: Ön koltuk oturma bölgesi ile tavan arasındaki mesafe
H17	: Kapı eşiğinin yerden yüksekliği
H18	: Ön kapı çerçevesinin yüksekliği
H19	: Ön koltuk sırt dayanma bölgesinin yüksekliği
H20	: Arka koltuk sırt dayanma bölgesinin yüksekliği

H21	: Arka koltuk oturma bölgesi ile tavan arasındaki mesafe
H22	: Ön koltuk oturma bölgesinin yüksekliği
H23	: Arka koltuk oturma bölgesinin yüksekliği
H24	: Koltuklar arası konsol yüksekliği kalınlığı
H25	: Kapı çerçevesinin yüksekliği
H26	: Arka kapı çerçevesinin yüksekliği
R	: Tekerlek çapı
W1	: Taşıt genişliği
W2	: Tekerlekler arasındaki mesafe
W3	: Tekerlek genişliği
W4	: Taşıt genişliği tavan genişliği farkının yarısı
W5	: Çatının genişliği
W6	: Sağ ile sol koltuklar arasındaki mesafe
W7	: Ön koltuk genişliği
W8	: Koltuk ile kapı içi arasındaki mesafe
W9	: Konsol genişliği
W10	: Kapının genişliği
W11	: Ayak koyma bölgesinin genişliği
IA	: 1. vites çevrim oranı
IB	: 2. vites çevrim oranı
IC	: 3. vites çevrim oranı
ID	: 4. vites çevrim oranı
IE	: 5. vites çevrim oranı

MATEMATİK MODELLEME YARDIMIYLA TAŞIT TASARIMININ ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

ÖZET

Doğrusal denklemlerden oluşan matematik modeller günümüzde finans, lojistik, ulaştırma gibi alanlarda geniş çapta kullanılmaktadır. Modeli oluşturan parametrelerin (maliyet, araç ve insan sayısı, güzergahlar...) analiz ve optimizasyonu ise çalışmaların hedefini oluşturmaktadır. Ancak günümüzde teknik sistemlere doğrusal denklemlerden oluşan matematik modellerin oluşturularak parametre ve özelliklerin optimizasyon faaliyeti henüz uygulanmamıştır. Bu tip modeller oluşturularak uçak, gemi, iş makineleri, dişli çark mekanizmaları gibi teknik sistemlerin analiz ve optimizasyonu gerçekleştirilebilir. Böylece tasarımın erken aşamalarında teknik parametrelerin, örneğin bir uçakta kanat, gövde, kabin, koltuk boyutları ve motor tipleri, ile teknik özellikler, yakıt tüketimi, kabin konforu, uçuş hızı, analiz ve optimize edilebilir. Doğrusal denklemlerden oluşan matematik modellerin henüz teknik sistemlere uygulanmamasının sebeplerinden birisi, teknik sistemlerdeki parametre sayısının çokluğu ve bu parametrelerin özelliklere ve bu özelliklerin de birbirlerine çok karmaşık bir şekilde etkilemesidir. Bu sebepten dolayı hangi parametrenin hangi özelliği, ne derecede etkilediği belirlenmesi gerektirir ki bu oldukça güçtür. Çalışmada doğrusal denklemlerden oluşan matematik model, bir teknik sistem olan “Taşıt” a uygulanmıştır.

Yeni tasarlanan bir taşıtın bir karaktere sahip olması arzulanmaktadır. Taşıt karakterini oluşturan faktörler de onun sahip olduğu özelliklerdir. Bu özelliklerin istenilen değerler arasında olması için tasarımın ilk aşamalarından itibaren taşıt üzerinde gerekli değişiklikler gerçekleştirilmektedir. Ancak her bir değişiklik geriye dönük bir çalışmayı gerektirmektedir. Bu değişiklikler ne kadar tasarımın erken aşamalarında olursa, tasarım süresi o kadar kısalmakta ve maliyetler de azalmaktadır. Tasarım süresinin kısaltılmasının en önemli yöntemlerinden birisi taşıtın daha erken tasarım aşamalarında özelliklerinin analiz ve optimize edilebilmesi ve taşıt üzerinde gerçekleştirilecek konstrüktif değişiklikler sonucu taşıt özelliklerinin arzuladığımız doğrultuda iyileştirilebilmesidir. Bu nedenle yeni bir taşıtın geliştirilmesinde, tasarımın başlangıç fazlarından itibaren konstrüktif taşıt parametrelerinin taşıt özelliklerine etkilerini tanımak yada en azından tahmin edebilmek gerekir. Böylelikle tasarımın bütün taşıt özelliklerini mümkün olduğunca amaca uygun hale getirebilecek şekilde geliştirilmesi sağlanabilir.

Taşıt özelliklerin (konfor, emniyet, performans, ekonomik ...) optimizasyonu taşıt tasarımının en önemli aşamasını oluşturmaktadır. Günümüzde taşıtlardan giderek artan bir biçimde birçok özelliği sağlaması ve çok çeşitli fonksiyonları yerine getirmesi beklenmektedir. Fakat çoğu zaman bazı özelliklerin iyileştirilmesi, diğer bazı özelliklerin bu gelişmeden olumsuz yönde etkilenmesi ile sonuçlanmaktadır. Özellikleri şekillendiren parametrelerin ancak belirli sınırlar içinde değiştirilebilmeleri bazı özelliklerin korunabilmesi açısından şart olmakla birlikte, bu konu ile ilgili yapılan çalışmaları daha çok bir optimizasyon problemine yaklaştırmaktadır. Bunun sonucu varılacak ortak sonuç; taşıt özelliklerinin birbirlerine olan çok karmaşık etkileri nedeniyle önümüze çıkacak birçok alternatif çözüm olacaktır. Ayrıca duruma taşıt özellikleri açısından bakıldığında her bir özel amaç için ayrı bir çözümün var olacağı, bir başka deyişle taşıt tasarımı için genel anlamda tek bir uygun çözümün var olamayacağı açıktır. Tasarım çalışması ile ulaşılmak istenen hedefler doğrultusunda belirlenen öncelikler ve önem sırası bu aşamada belirleyici olmaktadır. Bu değerlendirmeler tasarım aşamasında hangi özelliklerin öne çıkacağı, hangilerinin ne oranda dikkate alınacağı sorularına yanıt olacaktır. Şüphesiz ki ne kadar çok özellik sisteme dahi edilirse, olaya bakış açısı da o oranda genişleyecektir. Fakat istekler neticesinde artan özellikler, birbirleriyle çelişen sonuçlar ortaya çıkması olasılığını da aynı oranda arttıracaktır. Gerçekten de bu etkileşimler özellikler arasında oldukça sık rastlanılmakta olan çelişkileri açığa çıkarmaktadır.

Oluşturulan matematik model yardımıyla bazı özellikler ve parametrelerde izin verilen değişikliklerin ne tür kısıtlamalara veya iyileşmelere neden olacağı konusunda tasarımcıya bilgi vermek ve çeşitli olasılıklar karşısında karar vermede yardımcı olmaktadır. Değişken sayısı (77 adet) bağıntı sayısından (29 adet) büyük olan model, yapısı gereği optimizasyon tekniklerinden yararlanılarak irdelenmiştir. Birçok teknik arasında en yaygın ve en etkili olarak göze çarpan Simpleks algoritması kullanılmıştır.

Oluşturulan modelin kolay ve verimli bir şekilde kullanılabilmesi amacıyla bir program yazılmıştır. ACANO olarak adlandırılan bu programı tasarımcı veya styling uzmanı, programın kolay kullanılabilirliği yapısı sayesinde, kolaylıkla programla etkileşim içinde çalışma şeklinde kullanabilecektir. Tezin uygulama bölümünde ACANO programı, şehir içi kullanımı için düşünülmüş küçük sınıf bir konsept taşıt olan FUNNY'nin özelliklerinin ve konstrüktif parametrelerinin "Şehirlerarası yakıt ekonomisinin artırılması" doğrultusunda belirtilen değişim sınırları içersinde nasıl değişebileceği analiz edilmiş ve son olarak FUNNY taşıtı sınıfından farklı bir taşıt ile karşılaştırılmış ve bu taşıta göre avantaj ve dezavantajları tespit edilmiştir.

Taşıt özellikleri ve parametreleri dikkate alınarak kurulan bağıntıların oluşturduğu modelde anlatılan çözüm yaklaşımlarıyla tasarım sırasında karar vericinin sezgilerini keskinleştireceği veya yönlendirici olacağı bir gerçektir. Fakat hiçbir matematiksel yöntem ve teknik karar vericinin yerini tutamaz, ancak ona yardımcı olmaktadır.

ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF VEHICLE DESIGN BY USING A MATHEMATICAL MODEL

SUMMARY

Mathematical models consisting of linear equations are nowadays widely used in areas such as finance, logistic, transportation. Aim of these studies are the analysis and optimization of parameters (price, number of person and vehicle, rout lines...). Unfortunately, optimization of parameters and functions of technical systems using mathematical models consisting of linear equations are not yet applied. These kind of models can be applied technical systems such as aero planes, ships, heavy duty vehicles and gear systems. This would lead to analyze and optimization of technical parameters, such as plane wing width, cabin, seat dimensions and engine types, and technical characteristics, such as fuel consumption, cabin comfort, flight speed. One reason why mathematical models, consisting of linear equations, are not applied to technical systems is that the huge amount of technical parameter numbers and difficulty to determine the effect of technical parameters on technical characteristics. Therefore at first the effect and degree of effectiveness of technical parameters on technical characteristics must be determined, which is quite difficult. In this study a mathematical model consisting of linear equations are applied to the technical system "Vehicle".

A new designed vehicle has to have a character which is describing itself. Factors forming the character of the car are its properties. Necessary modification has to be applied in the early design phases to achieve desired properties. But any re-design causes a feedback study in the design phase. The earlier these modifications are applied the shorten is the design phase and the lower are the costs invested for design. One of the most important method to reduce design and development time is to being able to analyze and optimize vehicle properties and being able to recognize the effects of the change of design parameters on properties even in early design phases. Therefore it is required to identify the effects of constructive vehicle design parameters on vehicle properties or at least being able to estimate. Thus, all the vehicle characteristics of the design can be provided as suitable as possible.

The optimization of vehicle properties such as comfort, economic, safety and performance form the most significant stage of the vehicle design. Nowadays, vehicles are expected to provide a lot of properties at the same time. But unfortunately, improving some properties is mostly resulted that other properties are affected in a negative way by this change. Parameters which form the properties of

the vehicle can be changed in definite limits to keep some other properties in desired values. This kind of studies on this subject is forming an optimization problem. Parameters have different kind of effects on properties and the result is that lot of alternative solutions due to the complex effects of vehicle properties with each other consists. Furthermore, if we examine vehicle properties, it is clear that there will be various solutions for each special goal. In other words it is clear that there can not be a unique reasonable solution for a vehicle design. Priority properties and rank of important of characteristics are being evaluated. These evaluations will be fruitful for us to determine which properties are much more essential in this stage. It is clear that, the more property the system has, the better solutions it will have. However, the properties which are increased by the wishes will raise the probability of having contradictory results with each other in the same proportion. These interactions form the contradictions which are often noticed between the properties. For instance, the contradictions between environment and transport performance, safety and economic value or handling and economic value are valid for vehicles.

By the help of the mathematical model some information about providing restrictions or improvements of varieties permitted in some properties and parameters by examining the items which are identified above can be seen. A model in which variable number (77 number) is more than correlation number (29 number) has been examined by utilizing optimization techniques due to its structure. Simplex method, which is widespread and effective among lots of techniques is used in the study.

A software is formed in order to use the model much more easily and effectively. This software which is called "ACANO" can be used by designers and styling experts by the help of being user friendly and inter-actively. By the application example of the software ACANO, a concept vehicle called FUNNY, which is a city car, is introduced. Target function is chosen as "Fuel Economy", properties and design parameters are analyzed and determined in order to optimize target function in defined ranges. At least FUNNY is compared with a different vehicle in the same segment and advantages and disadvantages according to the compared vehicle is determined.

It is clear that solution approaches in which the model has been explained that is formed with correlations according to vehicle properties and parameters will be beneficial for people who decide since they will direct and guide people's intuitions. However, any mathematical method or technique can not take its place of the people who decide, yet it will assist them.

1. GİRİŞ

Bir taşıttan birçok özelliği sağlaması, çeşitli fonksiyonları yerine getirmesi istenmektedir. Gerek ana hatlarıyla tasarım ve gerekse detay konstrüksiyonları kaçınılmaz olarak birbirleriyle çelişen hedefler ortaya çıkmaktadır. Belirli özelliklerin iyileştirilmesi genellikle diğer bazı özelliklerden ödün vermeyi gerektirmektedir. Bu konuda verilebilecek en tipik örnek; seçilecek eleman ya da malzeme için ele alınacak ‘kalite’ ve ‘fiyat’ kriterleridir. Kalitatif ve kantitatif olarak ne kadar çok istek sıralanırsa, çelişkiye düşme olasılığı da o kadar artmaktadır. Tasarımın değerlendirilmesi genel anlamda kriterlerin (konfor, emniyet, konfor, seyir özellikleri ...) ışığı altında yapılmaktadır. Ancak bütün bu çalışmalardan önce yeni bir taşıtın konsepsiyonun oluşturulmasının ilk aşamasında bir istekler ya da hedefler listesi hazırlanmaktadır.

Taşıt hedeflerin (özelliklerinin) istekler listesine uygun olarak tasarımın erken aşamalarında optimize edilmesi arzulanan bir durumdur. Böylece tasarım süresi kısılacak ve maliyetler azalacaktır. Çalışmada bu amaçla tasarımın erken aşamalarında taşıt parametrelerinde meydana gelecek değişiklikler sonucu taşıt özelliklerinin analiz ve optimizasyonu için bir matematik model oluşturulmuştur. Değişken sayısı bağıntı sayısından büyük olan model, yapısı gereği optimizasyon tekniklerinden yararlanılarak irdelenmiştir. Oluşturulan modelin kolay ve verimli bir şekilde kullanılabilmesi amacıyla bir program yazılmıştır. ACANO (Automobile Characteristics ANalyser and Optimizer) olarak adlandırılan bu programı tasarımcı veya styling uzmanı, programın kolay kullanılabilirliği (user friendly) yapısı sayesinde, kolaylıkla programla etkileşim içinde (inter active) kullanabilecektir. Programın yapısı gereği taşıt özellikleri veya parametrelerinde meydana gelecek değişim sonucu hedef özellik ve diğer özelliklerle birlikte taşıt parametrelerinde ne yönde bir etkileşim olabileceği konusunda tasarımcıya yol göstermektedir.

Tez altı bölümden oluşmaktadır.

Tezin ikinci bölümünde taşıt tasarım aşamaları açıklanmış ve özellikle taşıt tasarımının ilk adımlarından olan “*Taşıt Dizaynı*” safhasına ağırlık verilmiştir. Taşıt dizaynının önemi, ilerde açıklanacak olan taşıt özellik ve parametrelerinin analiz ve optimize edildiği ACANO programının taşıt dizayn aşamasında yoğun olarak kullanılacak olmasıdır. Taşıt tasarımı klasik ve sanal taşıt tasarımı olmak üzere iki farklı açıdan incelenmiştir.

Üçüncü bölümde taşıt özellikleri tanıtılmış, ilgili özelliği etkileyen parametreler ve parametrelerin etki dereceleri tespit edilmiş, başka bir deyişle modeli oluşturulmuştur. Taşıt özellikleri geniş bir yelpazede bulunmasından dolayı özellikler beş ana başlık altında incelenmiştir:

✚ Pasif Emniyet

✚ Konfor

✚ Performans

✚ Seyir Özellikleri

✚ Yakıt Ekonomisi ve Diğerleri

Belirtilen beş ana başlık altında toplam 29 adet taşıt özelliği incelenmiştir. Pasif emniyet başlığı altında kaza analizleri incelenmiş, ön ve yan pasif emniyet kriterleri oluşturulmuştur. Özellikle şehir içinde sık karşılaşılan yaya emniyet kriteri de modele eklenmiştir. Daha sonra aktif emniyetin önemli bir kısmını oluşturan seyir özelliklerine yer verilmiştir. Sistem yapısının karmaşıklığı ve parametrelerin çokluğundan dolayı ancak yedi adet seyir özelliğın matematik modeli oluşturulmuştur. Sonrasında seyir performansı incelenmiştir. Taşıt karakterini oluştururken önemli bir özellik olan performans başlığının altında yokuş çıkabilme kabiliyeti, maksimum hız ve ivmelenme kabiliyeti ele alınmıştır. İvmelenme kabiliyetini ayrıntılı bir şekilde analiz edebilmek için bu özellik 0-80 km/h, 50-90 km/h ve 80-120 km/h (elastisite) olmak üzere üç bölüme ayrılarak incelenmiştir. Günümüzde müşteriler açısından önem kazanan konfor kriteri irdelenmiştir. Konfor iki başlık altında incelenmiştir. Ergonomi (kabin) ve seyir konforu. Subjektif bir kavram olan konfor için ergonomi modelin oluşturulması için bir adet anket çalışması düzenlenmiştir. Anket sonuçlarının değerlendirilmesi neticesinde ön- arka koltuk konforu, önden- arkadan binme konforu ve park etme konforlarının matematik modeli oluşturulmuştur. Seyir konforu başlığı altında titreşim ve dönemeçte seyir

konforu özellikleri incelenmiştir. Son olarak yakıt ekonomisi, hava direnç katsayısı, ağırlık ve ağırlık merkezinin konumu araştırılmıştır. Günümüzde önemli bir taşıt satın alma kriteri olan yakıt ekonomisi şehir içi ve şehirlerarası olmak üzere iki bölüme ayrılarak incelenmiştir. Taşıt ağırlığı ve ağırlık merkezin konumunun da modele yerleştirilmesinin nedeni, bu parametrelerin birçok taşıt özelliklerini doğrudan veya dolaylı bir şekilde etkilemesidir.

Dördüncü bölümde optimizasyon yöntemleri araştırılmıştır. Taşıt özellikleri doğrusallaştırılmış olduklarından, doğrusal programlama teknikleri açıklanmıştır. Konuya ilişkin temel kavramlar ve terminoloji tanıtılmış, doğrusal programlama ve esasları ile doğrusal karar modeli çözüm yaklaşımları belirtilmiş ve nihai olarak duyarlılık analizi açıklanmıştır.

Beşinci bölümde ACANO programı, programın gerekliliği, yapısı, akış diyagramı, çalışma sistemi ve programı oluşturan modüller açıklanmıştır. ACANO programı ile paralel çalışan doğrusal programlama problemlerinin çözümünde yaygın olarak kullanılan LINDO (Linear, Interactive, and Discrete Optimizer) paket programı açıklanmış, programın nasıl çalıştığını gösteren 3 X 2 matris boyutunda bir çalışma örneği gösterilmiş, ACANO'nun bazı taşıt parametrelerin tespit edilmesinde nasıl yol gösterdiği belirtilmiştir. Bölümün sonunda program yardımıyla uygulanan ek analizler (özellik ayrıntı analizi, limit duyarlılık analizi, fayda değer ve zayıf nokta analizi, tasarlanan taşıtın aynı segmentten bir başka taşıtla karşılaştırılması) açıklanmıştır.

Altıncı bölümde ACANO programını bir uygulama örneği ile tanıtmak amacıyla FUNNY adlı konsept bir taşıt ele alınmıştır. Taşıtın sahip olması gereken temel özellikler ve hedef özellik olarak “Şehir İçi Yakıt Ekonomisi” ele alınmasından ve taşıt parametre-özelliklerin alt-üst limit değerlerinin belirlenmesinden sonra iki aşamalı analiz uygulanmıştır. İlk analize göre yakıt ekonomisi kazancında ikinci analiz aşamasında düşüş olmasına rağmen zayıf olan konfor ve emniyet kriterlerinde fayda değer ve zayıf nokta analizleri yardımıyla iyileşme tespit edilmiştir. Özellik ayrıntı analizlerinden sonra konsept FUNNY taşıtı aynı segmentten başka bir taşıtla karşılaştırılmıştır.

2. TAŞIT TASARIMI

Bu bölümde taşıt tasarım aşamaları açıklanacak ve özellikle taşıt tasarımının ilk adımlarından olan “*Endüstriyel Tasarım*” safhasına ağırlık verilecektir. Bunun nedeni, ileride açıklanacak olan taşıt özellik ve parametrelerinin analiz ve optimize edildiği ACANO programının taşıtın endüstriyel tasarım aşamasında yoğun olarak kullanılacak olmasıdır.

Çalışmada taşıt tasarım aşamaları iki açıdan ele alınmıştır; “Klasik Taşıt Tasarımı” ve “Sanal Taşıt Tasarımı”. Sanal taşıt tasarım metodu günümüzde yeni kullanılmaya başlanmıştır ve gelecekte taşıt tasarım metodolojisine yön vereceği tahmin edilmektedir. İki yöntem arasındaki fark, sanal taşıt tasarımında bazı aşamaların eş zamanlı olarak gerçekleştirilmesiyle tasarım süresinin kısaltılmasıdır [1].

2.1 Ürün Fikrinin Oluşması

Ürün fikirlerinin oluşması, elenmesi ve taşıt karakterinin doğru tanımlanması pazara yeni sunulacak taşıtın başarısını belirleyen çok önemli bir faktördür. Bu nedenle taşıt tasarım öncesi gerçekleştirilen “Ürün fikrinin oluşması” aşamasından “Ürünün tanıtılması” aşamasına kadar geçen safhalar kısaca açıklanacaktır.

Şirket, yeni düşünce kaynakları olan segmentlerle iç analizleri tamamladıktan sonra yeni ürün fikrini oluşturmak için bir strateji oluşturur ki bu esnada şirket kendine özgü pazarlama politikasını göz önüne alınmaktadır [2]. Firmalar yeni teknik yapıtlarını pazar talebine uygun olarak geliştirmek zorundadır. Bu amaçla firma bünyesinde “Ürün Planlama Bölümü” oluşturmaktadır. Ürün planlamanın başlıca görevi, hangi ürünün ne tür özelliklere sahip olarak, ne zaman ve hangi pazar (müşteri kitlesi) için geliştirileceğininve pazara sunulacağını tespit etmektedir [3]. Ürün planlama bölümü konstrüksiyon, üretim ve pazarlama bölümleri ile sıkı ilişkiler içinde olmak ve bu birimlerle koordineli olarak çalışmak zorundadır [4].

Sistematik ürün planlamasının ilk aşamasında durum analizi gerçekleştirilmektedir. Bu aşamada işletmenin iç durumu, hedefleri analiz edilmektedir [5]. Daha sonra pazar araştırma aşamasına geçilmektedir. Bu aşama üç bölümden oluşmaktadır;

- ❖ Pazar analizi
- ❖ Müşteri analizi
- ❖ Rakip analizi

Pazar analiz aşamasında ürünün yaşam eğrisi incelenmektedir. Böylece ürünün pazarda teknik ve ekonomik davranışı tespit edilmektedir. Yaşam eğrinin incelenmesiyle hangi devrede pazara yeni bir ürünün sunulacağı veya ürünün hangi devrede olduğu belirlenmektedir. Örneğin işletme, ürünlerinin tip, şekil, teknik ve ekonomik değerler bakımından yaşlanıp yaşlanmadığını (demode olmasını) tespit etmektedir. Bunun en belirgin göstergesi pazar talebindeki azalma eğilimidir [6].

Müşteri analizinin amacı, sadece müşteriye dinlemek değil, onun belli-açık isteklerinin anlamadaki eğilimlerinin gelişimini, dolaylı isteklerini önceden tahmin etmektir [7]. Bu amaçla gerçekleştirilen anket çalışmalarıyla firmanın pazarda mevcut ürünü hakkında sorular sorularak ürünün zayıf noktaları tespit edilmekte, veya pazara yeni bir ürün sürmeden evvel, ürünle benzer fonksiyonları yerine getiren rakip firmaların ürünleri hakkında sorular sorularak, kendi ürününün diğer rakip ürünlere göre avantajı ve dezavantajları tespit edilmektedir [8,9]. Otomobil sektöründe gerçekleştirilen çalışmalardan en sık kullanılan yöntem “Klinik Testtir”. Klinik testlerde önceden tespit edilmiş ve yaş, cinsiyet, meslek grubu gibi kriterlere göre sınıflandırılmış gruplara anket uygulanmaktadır. Gruplar piyasaya sürülmemiş veya henüz yeni sürülmüş bir taşıtı analiz etmektedir. Analiz, taşıtın tasarımı, dış-iç görünüş, stil ve ergonomisi üzerine yoğunlaşmaktadır, ancak seyir konforu, seyir performansı ve dinamiği üzerine analiz gerçekleştirilememektedir. Klinik test sonucu yeni taşıtla ilgili iki özellik tespit edilmektedir [10]:

- Potansiyel hedef kitlesi
- Yeni taşıtın zayıf noktaları

Potansiyel hedef kitlesinin ve zayıf noktaların tespit edilmesiyle taşıtın bir sonraki modellerinde veya henüz pazara sürülmemiş modelinde analiz sonuçlarına göre düzeltmeler, geliştirmeler uygulanmaktadır.

Rakip analiz aşamasında firma, rakipleri tarafından geliştirilmekte olan yeni malları gözlemek zorundadır. Aynı pazara giren firmalarla rekabet durumu, bu firmalardaki pazar eğilimleri incelenmektedir. Pazarlama bilgisi ticaret ve satış elemanlarından gelmektedir. Rakip mallar pazara sunulduktan sonra, bu malların satışları araştırma hizmetleri yardımıyla yakından izlenebilmektedir. Ayrıca rakiplerin ürünlerindeki teknik ve ekonomik avantajlar incelenmekte, ürünlerin ne tür üstünlükleri olduğu anlaşılmasına çalışılmaktadır. Rakip firmaların ürünlerindeki yenilikler tespit edilerek müşteri analizinde bu ürünler hakkında müşterilerin görüşleri alınmakta ve değerlendirilmeye çalışılmaktadır. Pazar araştırması sonucu ürün fikirleri oluşturulmakta ve elde edilen analiz verileri sonucu ürün fikirleri elenerek en uygun ürün alternatifi seçilmekte ve tarif edilmektedir.

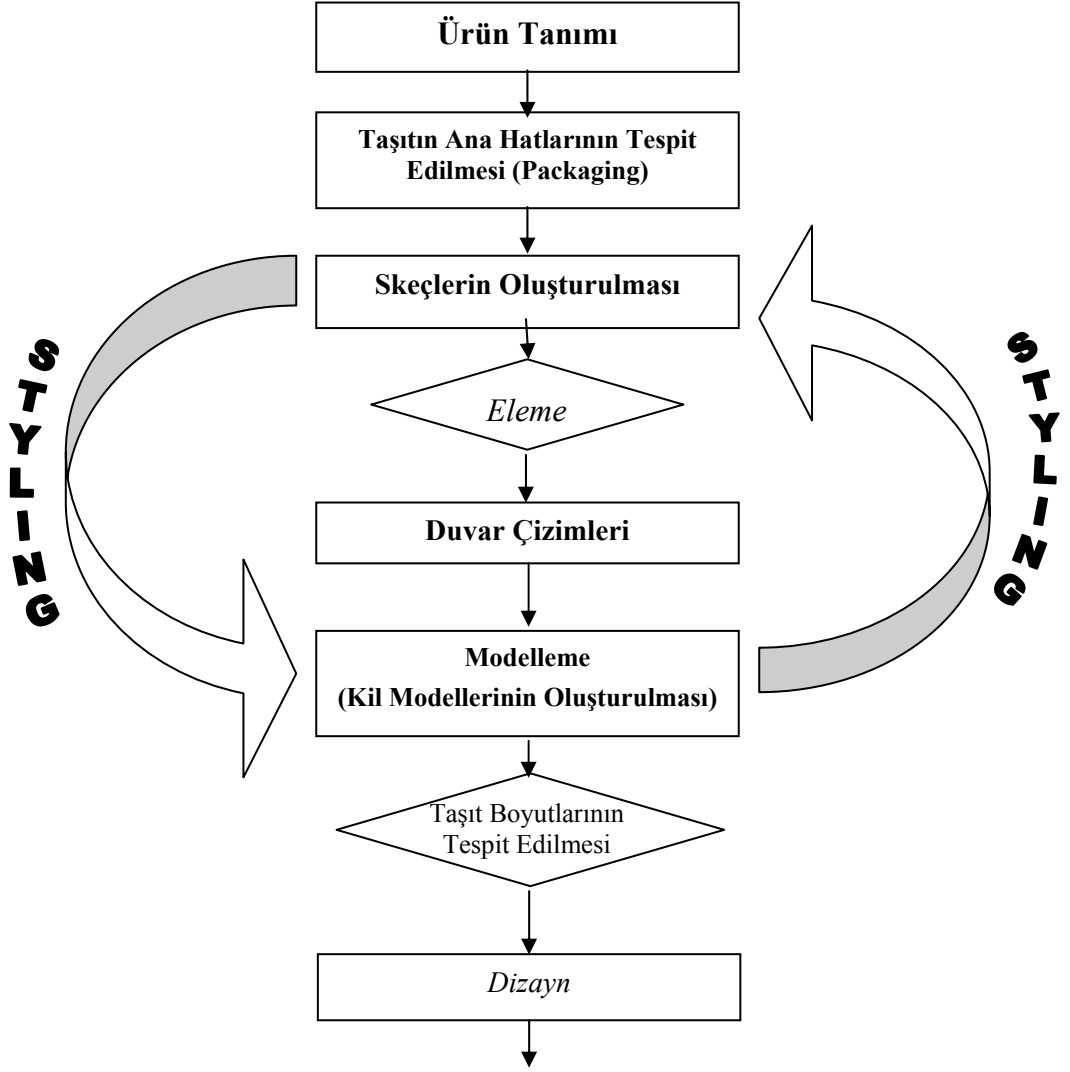
2.2 Taşıt Dizaynı

Taşıt tasarımında, ürün planlama bölümünün gerçekleştirdiği sistematik araştırma ile ürün fikirlerin oluşturulması ve elenmesi sonucu en uygun ürün alternatifi tarif edilmektedir. “Ürün Tanımı” olarak geçen bu aşamada taşıtın aşağıda belirtilen özellikleri tespit edilmektedir:

- ◆ Tipi (spor, aile, şehir içi...)
- ◆ Sınıfı (alt, orta, orta üst, lüks segmentler)
- ◆ Kasa tipi (hatchback, sedan, cabrio, coupe, station, tek hacimli)
- ◆ Karakteristik özellikleri (ekonomik, sportif, konforlu...)

Ürünün tanımlanmasından sonra taşıt dizaynı aşamasına geçilmektedir. Dizayn aşamasının sonunda 1:1 boyutunda konsept taşıtın modeli oluşturulmaktadır. Ürün tanımı ve dizayn aşamaları, taşıtın başarısını belirleyen önemli aşamalarıdır ve şekil 2.1 de belirtilen adımlardan oluşmaktadır [11].

Endüstride kullanılan bir terim olan “Çerçeveleme” (Package), konsept taşıtın temel ergonomik ve mekanik isteklerini gösteren üç boyutlu 1:1 boyutunda ortogonal çizimlerdir. Packaging faaliyetleri mühendisler, ergonomistler, ürün planlayıcı ve



Şekil 2.1: Taşıt endüstriyel tasarım aşamaları

Endüstriyel tasarımcılar tarafından gerçekleştirilmektedir. Bu aşamada aşağıda belirtilen taşıtın ana hatları belirlenmektedir; Taşıt uzunluğu, genişliği, yüksekliği, aks aralığı, tekerlek boyutu, ön-arka iz genişliği, taşıtın yerden yüksekliği, motor-aktarma organları ve radyatörün yerleştirileceği hacim, ön cam konum ve eğim açısı, far ve sinyallerin konumu, minimum/maksimum tampon yüksekliği, süspansiyon boşluğu, %5 kadın- %95 erkek kriterine göre koltuk boyutu ve H-noktası, göz bakış alan ve görüş açısı, sürücü uzanabilme alanı, direksiyon konum ve çapı, gösterge panel ana hatları ile görünebilme ve konumu, pedal ve vites kolunun konumu, giriş-çıkışlar için kapıalanı ve boyutları ve bagaj hacmi [12]. Listenin oluşturulmasında kolaylık olması amacıyla taşıt ana hatlarını gösteren çizimler (Package drawing) oluşturulmaktadır.

Taşıt ana parametreleri bu aşamada yönlendirilmiş bulunmaktadır. Ancak kesin hatlarla bu parametreler belirlenmemektedir. Esnek tasarım yaklaşımıyla listedeki parametrelerin değerleri değiştirilmektedir. Taşıtın nihai olarak alacağı şekil bu aşamada belirlenmeye başlandığı için, mühendislik birimlerinin çoğu bu aşamada aktif olarak katılmaktadır. Taşıt emniyet- , ergonomi- aerodinamik- imalat birimleri gibi bir çok mühendisler taşıtın sahip olması gereken ana parametreleri üzerinde yorum ve analizlerde bulunmaktadır. Bu aşama bir nevi mühendislik birimleri, pazarlama, dizayn ve finans bölümleri arasında isteklerin farklılığından dolayı optimizasyona gidilmesini kapsamaktadır [13,14].

Şirket dizayn stüdyolarında taşıtın ilk konsept skeçleri çizilmektedir. Bu aşama “Styling” olarak da adlandırılmaktadır. Bu çizimlerde (skeçlerde) sınırlamalar oldukça azdır. Stilist kendisine verilen ve taşıtın ana parametrelerini içeren, package listesine uygun olarak taslak çizimlerini oluşturulmaktadır. Çizimlerde stilist, taşıtta vurgulamak istediği açıyı, geçişleri, yuvarlatmaları veya küçük ayrıntıları ön plana çıkarmaya çalışmaktadır (Şekil 2.2).



Şekil 2.2: Konsept skeç örneği [15]

Firma yeni tasarlanacak modelinde radikal bir değişime gitmeyecek ise, konsept skeçler, firmanın ürettiği ve tüm taşıtlarında kullandığı ortak çizgilere ve taşıtın o firmaya ait olduğunun ilk bakışta anlaşılmasını sağlayan unsurlara sağdik kalmaya

çalışmaktadır. Styling çalışmasında stüdyoda birden fazla grup ayrı ayrı olarak kendi çizimlerini oluşturmaktadır. Yaklaşık olarak kırk-elli adet üretilen skeçler bir araya getirilmekte ve değerlendirilmektedir. Değerlendirmeye styling bölümünde tecrübeli stilistler, mühendisler ve pazar araştırmacıları katılmaktadır. Değerlendirmeler sonucu başarılı bulunan skeçler ile çalışılmaya devam edilmekte ve duvar çizimleri aşamasında seçilen skecin ayrıntılı çizimleri gerçekleştirilmektedir [16]. Çizim kolaylığı ve büyük çizim alanı ihtiyacından dolayı çizimler duvarda gerçekleştirilmektedir. Basit çizgiler ve gölgelendirmeler kullanılarak gerçekleştirilen çizimlerde vurgulanmak istenen bölgeler için göz alıcı renkler kullanılmaktadır. Çizim kolaylığı açısından aynı konsept skecin farklı bakış açısı altında skeçleri de duvara yerleştirilmektedir (Şekil 2.3).



Şekil 2.3: Skeçlerin duvar çizimlerine dönüştürülmesi [17]

Modelleme aşamasında oluşturulan duvar çizimleri yardımıyla taşıtın üç boyutlu fiziksel modeli oluşturulmaktadır. Ön analizler için çoğunlukla 1:6-1:24 boyutları arasında ön modeller tercih edilmektedir. Model malzemesi olarak genelde kil veya ahşap kullanılmaktadır (Şekil 2.4).



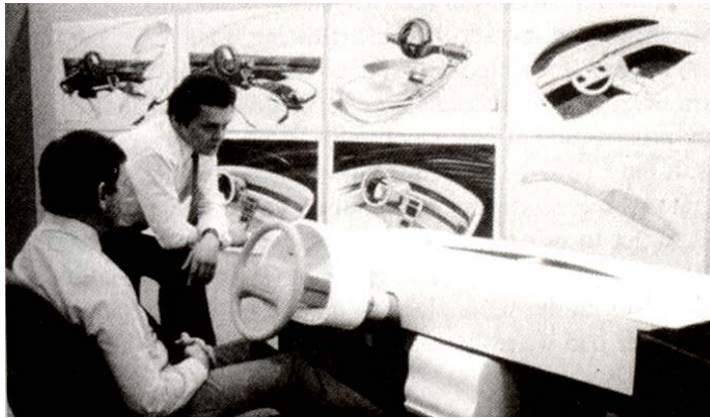
Şekil 2.4: Maket modeller [18]

Modellemenin avantajı konsept taşıtın daha “görsel” olarak değerlendirilebilmesidir. Bu aşamada taşıt üzerinde artık son değişiklikler gerçekleştirilmektedir. Model onaylandıktan sonra modelin 1:1 boyutunda modeli oluşturulmaktadır. Gerçekçi görünüm için model boyanmakta veya yüzeyi Dinoc gibi renkli filmlerle kaplanmaktadır (Şekil 2.5).



Şekil 2.5: 1.1 boyutunda modeller [18]

Modeller sadece taşıtın dış görünümü için değil, aynı zamanda iç dizaynı için de kullanılmaktadır (Şekil 2.6). Taşıtın içi için oluşturulan modellerde kil ve ahşap dışında plastik, fiberglas ve cam malzemeler de kullanılmaktadır. Taşıtın iç

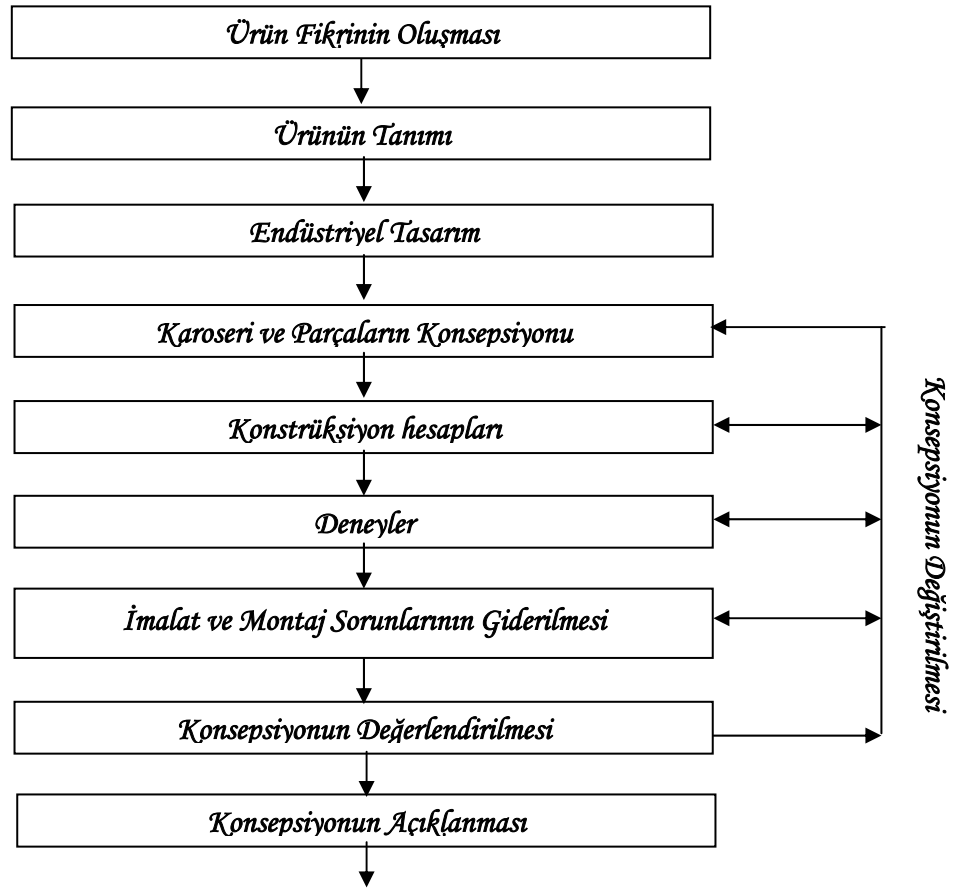


Şekil 2.6: Taşıtın içi için oluşturulmuş model [12]

dizaynının geliştirilmesi daha zor olmakla beraber daha uzun süre almaktadır. Bu aşamada özellikle ergonomistler aktif olarak katılmaktadır. Taşıt içi konfor analizi gerçekleştirilmekte ve package listesinde ön görülen iç boyutların doğruluğu ve uygunluğu kontrol edilmektedir. Dizaynın son aşamasında üretilmesine karar verilen “Konsept Taşıt“, bilgisayar ortamına geçirilmektedir. Bu amaçla 1:1 boyutundaki model, hassas elektronik boyut ölçüm araçları ile üç boyutlu bilgisayar görüntüsü elde edilmektedir. Elde edilen görüntüler sayesinde konsept taşıtın tüm yüzeyleri bilgisayar ortamında tanıtılmış olmakta ve bu veriler ilgili mühendislik birimlerine yollanarak taşıtın ilk analizleri gerçekleştirilmektedir [12].

2.3 Klasik Taşıt Tasarımı

Genel anlamda bir taşıtın tasarımına başlanmasından, son üretilen serinin ömrünü doldurup piyasadan tamamen çekilmesine kadar geçen süre ortalama olarak altı-sekiz seneye yakındır [12]. Taşıtın geliştirilmesi gerek ticari taşıtlarda, gerekse binek otolarda yaklaşık iki-üç sene sürmektedir. Üçüncü senenin içinde seri üretime geçilmekte, ancak seri üretimin ilk yıllarında modelin geliştirilmesine devam edilmektedir. Seri üretim esnasında geliştirmeler, kullanım sırasında ortaya çıkan detay aksaklıkların giderilmesi ve ithalat olanaklarının belirlenmesi halinde taşıtın özelliklerinde alıcı ülkelerin ilgili yönetmeliklerine uygun değişikliklerin yapılması konularını kapsamaktadır. Örnek olarak, öngörülen süreden daha kısa zamanda ömrünü dolduran parçalar, daha önce hesaba katılmamış belli şartlarda ortaya çıkan rahatsız edici titreşim ya da gürültüler, değişik çarpışma ve egzoz gazı normları, farklı iklim şartları gibi durumlar sıralanabilmektedir. Ortaya konan perspektif, tasarım mühendisliği açısından oldukça önemli bir hususu vurgulamaktadır. Geliştirilecek olan taşıt yaklaşık 6-8 yıl sonrası ihtiyaçlarını da karşılayacak özellikler öngörülerek tasarlanmalıdır. Seksenli yılların taşıtları ile günümüzün taşıtları karşılaştırıldığında bu konunun güçlüğü iyice ortaya çıkmaktadır. Diğer bir deyişle bugün tasarımına başlanacak taşıtta 2015’ li yıllar göz önüne alınmalıdır [12]. Bir taşıtın geliştirilmesi için harcanan yaklaşık 2-3 sene boyunca yapılan çalışmalar belirli bir plan ve program dahilinde, çeşitli çalışma gruplarında paralel olarak sürdürülmektedir. Genel olarak izlenen taşıt tasarım aşamaları şekil 2.7 de görülmektedir.



Şekil 2.7: Temel taşıt tasarım aşamaları

2.3.1 Ön Geliştirme

Proje planlanması ve hazırlanması sonucu ne tür bir taşıtın tasarlanacağı, çeşitli konseptasyonların incelenmesi neticesinde tahrik aksının yeri, tahrik organının tipi, hacimler, yolcu adedi gibi konular tespit edilmiş ve bu doğrultuda tasarlanacak taşıtın konsept dizaynları oluşturulmuş ve en uygun çözüm tespit edilmektedir. Yaklaşık bir yıl süren bu çalışma sonucu ön geliştirme aşamasına geçilmektedir. Bu aşama yaklaşık olarak bir ile bir buçuk yılda tamamlanmaktadır. Ön geliştirmede parçaların ve bütünün montajında motor, vites kutusu, akslar ve benzeri organların kendi içlerinde monte edilerek test standlarına bağlanarak denenmektedir. Tahrik ve iletim organları için çeşitli konseptasyonların incelenmesi aşamasında motor ve aktarma organlarının tip, yapı ve özellikleri ile ilgili seçenekler incelenmekte ve ön geliştirme aşamasının sonunda kesin hedef saptanmaktadır. Hacimler, iz genişliği, aks aralığı, tekerlek büyüklüğü, karoseri yapısı gibi boyut tasarımı ve şekillendirmesi bu aşamada netlik kazanmaktadır. Karoseri yapısının oluşumu ile aerodinamik konusunda ön çalışmalara yine bu safhada başlanmaktadır [19].

2.3.2 Prototip Ve Testler

Yaklaşık bir buçuk-iki yıl süreli prototip aşaması ön ve nihai prototip aşamalarından oluşmaktadır. Ön prototip aşamasında motor, vites kutusu, akslar ve benzeri organlar birbirlerine monte edilerek ön prototipleri hazırlanmakta ve test edilmektedir. Bütün bu organlar taşıta monte edilerek nihai prototip aşamasında denenmektedir. Deneme karoserilerinin tasarımı oluşturulmakta ve nihai prototip aşamasında konstrüktif yapı üzerinde deney sonuçlarına göre değişiklikler ve düzeltmeler gerçekleştirilmektedir. Fonksiyon ve dayanıklılık testleri, aerodinamik, eğilme, titreşim, mukavemet ve benzeri testler oluşturulan prototipler yardımıyla analiz edilmektedir. Kendi içinde kapalı organların konstrüksiyonu ve imalatı, saptanmış hedeflere uygun motor, vites kutusu, aks dişlileri ve benzeri organların testleri bu aşamada gerçekleştirilmektedir. Seyir özelliklerinin geliştirilmesinde, taşıtın ivmelenme, frenleme, titreşim özellikleri, dönme, yan rüzgar, kumanda ve benzeri seyir özellikleri ön prototip ve prototipler üzerinde denenerek geliştirilmektedir. Kaza deneyleri, darbe, deformasyon, sönüm ve benzeri özellikler zaman zaman yapılan çarpışma deneyleri ile incelenmektedir. Yol deneylerinde ön ve nihai prototipler kullanılarak, kaliteli-pürüzlü-engebeli-bozuk ve benzeri yol testleri uygulanmaktadır. Egzoz gazları arıtımının geliştirilmesinde, katalizör gerekliliğine ve tipine karar verilip taşıta uygun bir tasarım gerçekleştirilmektedir. Üretim izinleri bölümünde, prototip taşıtın organları ve bütünün yetkili kuruluşlarca yönetmeliklere uygunlukları kontrol edilmektedir [19].

2.3.3 Seri Üretime Hazırlık

Nihai prototip aşamasına geçildiğinde taşıtın seri üretiminin hazırlığına başlanmaktadır. Organların montaj alet ve takımlarının hazırlanması aşamaları konstrüksiyonlar kesinleştikçe ilerletmek üzere montaj bandında kullanılacak donanım, alet ve takımların tip ve özelliklerinin ve kullanım şekillerinin tespiti ve bu donanım, alet ve takımların imali ya da temini sağlanmaktadır. Montaj bandı iş akışının planlanması bölümünde, şasi ve karoseri montaj alet ve takımların hazırlanması ve organların montaj alet ve takımlarının hazırlanması aşamalarına paralel olarak donanım, alet ve takımların kullanım sıra, süre ve pozisyonları tüm işlemler bir bütün halinde göz önüne alınarak tasarlanıp denenmekte ve kesin organizasyon tamamlanmaktadır [19].

2.4 Sanal Taşıt Tasarımı

90' ların başında taşıtın ilk dizaynından seri üretime geçebilmesi için yaklaşık üç-dört yıla ihtiyaç varken, bu süre günümüzde 12-18 aya, hatta Audi A2 örneğinde olduğu gibi 8 aya inmiştir [20]. Firmaların hedefi, daha kısa sürede, daha düşük maliyetle yüksek kalitede taşıtlar üretmektir. Yoğun baskı altında bulunan firmalar sadece taşıt tasarımında değil, “Ürün oluşturma aşamalarında” da yenilik yeteneğine sahip ise gelecekte ayakta kalabilecektir. Tasarım aşamalarındaki yenilik, bilgisayar destekli metot ve araçların yeniden yapılandırılıp sisteme entegre edilmesi şeklinde gerçekleşmektedir. Bu metot ve araçlar Sanal Ürün Tanımı (Digital Mock-up), Sanal Gerçeklik (Virtual reality) ve Sanal Prototip (Virtual prototyping) başlıkları altında toplanmaktadır. Yeni ürünler bu sistemler sayesinde daha kısa sürede, yüksek kalitede ve düşük maliyetle üretilebilecektir.

Günümüzde taşıt üreticileri kademeli olarak sanal taşıt tasarım metotlarını kullanmaya başlamışlardır. Bunun için gerekli teknolojik alt yapıyı oluştururken, aynı zamanda organizasyon yapılarını da gözden geçirilmektedir. “Eş Zamanlı Mühendislik” (Concurrent Engineering) çalışmaların uyumlu ve başarılı bir şekilde gerçekleşmesi için bu şarttır. Yeterli güce sahip olmayan firmalar, ancak büyük firmalarla birleşerek ayakta kalabilmektedir. Günümüzde yaşanan firma “evliliklerin” başlıca nedeni de budur.

2.4.1 Sanal Ürün Tanımı (Digital Mock Up)

Günümüzde “Sanal Taşıt Tanımı” (Digital Mock Up-DMU), CAD (Bilgisayar Destekli Tasarım) dan sonraki yeni teknoloji atılımı olarak görülmektedir. DMU, Sanal Prototip’ in tabanını oluşturmaktadır. En genel tanım olarak DMU, “Bilgisayar tabanlı ürün tanımıdır” [21]. DMU, ürün karakterlerini ve özelliklerini temsil eden dokümanlardan, strüktürlerden, sembollerden ve üç boyutlu CAD veriler kümesinden meydana gelmektedir. Bu veriler kümesi sayesinde taşıtın parçalarının birbirleriyle uyumu, montaj çalışmaları, analizi, çarpışma deney hesaplamaları gibi bir çok işlemler gerçekleştirilmektedir. Böylece “Fiziksel Prototip” oluşturulmadan çok önce “Sanal Prototip” üzerinde araştırma, deney ve analizler gerçekleştirerek zaman ve maliyet tasarrufu sağlanmış ve kalite seviyesi yükseltilmiş olmaktadır [22].

DMU bilgi alış-veriş merkezi (havuzu) olarak kullanılmaktadır. Bu alış- verişin sağlıklı bir şekilde sağlanabilmesi için doğru zamanda ilgili verilerin doğru yerde

bulunması gerekmektedir. Bu veriler belirli bir olgunlukta olması gerekmektedir ki, böylece diğer birimler bu mevcut verileri analiz edip, üzerine kendilerinkini ekleyebilsin ve süreklilik sağlanabilsin [23].

DMU veri havuzundan aynı zamanda tasarımda eş çalışan ilgili yan sanayi de yararlanmaktadır. Yan sanayinin taşıt tasarım aşamalarına daha erken tasarım aşamalarında entegrasyonu ile tasarım süresi kısaltılabilmektedir. Bundan dolayı tasarıma katılacak ilgili yan sanayi daha tasarımın erken aşamalarında tespit edilmeli ve ana tasarım ekibine katılmalıdır. Genel prosesin uyumlu bir şekilde yürümesi için yan sanayi ile geliştirme aşamalarının paralel yürümesi gerekmektedir. Ürün geliştirme aşamasındaki proje çalışmaları “Eş zamanlı mühendislik ekipleri” (Simultaneous Engineering Teams) tarafında yürütülmektedir [24].

Ana firma ile yan sanayi arasındaki entegrasyonun verimli bir şekilde kullanılması için veri alış-verişi düzenli bir “nöbetleşme” şeklinde olmalıdır. Geometrik şekilleri belirten veriler dışında ürün strüktürünü belirten bilgi ve semboller de, örneğin parça ağırlıkları, dokümanlar, ölçüm ve kontrol raporları da düzenli bir şekilde bilgi alış-verişi içinde yer almalıdır, bu da ancak karşılıklı bilgi akışı yazılımının uyumlu hale getirilmesi ile bu mümkündür [25].

2.4.2 Sanal Gerçeklik (Virtual Reality)

Sanal Gerçeklik (SG), günümüzde insan-makine sisteminin yeni bir kesişim alanıdır. Bu alanda tasarımcı “Siber Aracı” sanal bir ortamda görebilmekte, inceleyebilmekte ve gerekli düzeltmeleri yapabilmektedir [26]. SG üzerinde ilk çalışmalar, 1960’ larda Amerikan Savunma Sanayisi tarafından gerçekleştirilmiştir [27]. Amaç, üç boyutlu radar görüntüsü elde etmektir. Günümüzde SG tipten eğlence sektörü, mimarlıktan üretim endüstrisine kadar oldukça geniş kullanım alanlarına sahiptir [26]. Otomotiv sanayisinde sanal gerçeklik teknolojilerini iki şekilde kullanılmaktadır.

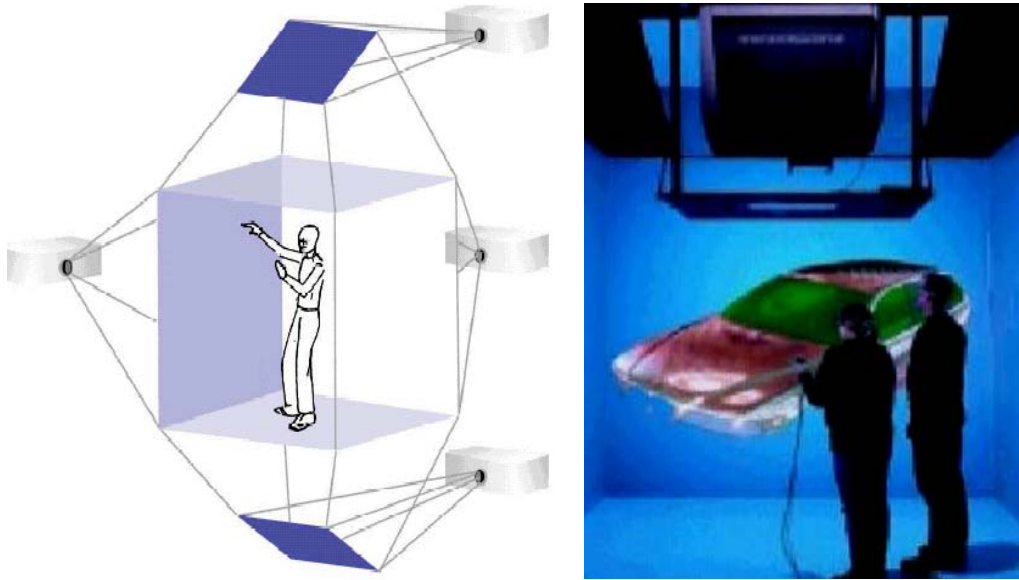
- Sanal masa-duvar sistemleri (Immersa Desk- Wall)
- Üç Boyutlu Stereo Projeksiyon Sistemleri

Immersa desk sistemlerinde iki boyutlu masada (duvarda) üç boyutlu görüntü elde edilmektedir (Şekil 2.8). Görüntü özel bir gözlük ile sağlanmaktadır. Düz stereo görüntünün elde edildiği bu sistemde taşıt üzerinde özel bir kalemle gerekli düzeltmeler yapılabilmektedir.



Şekil 2.8: Düz stereo görüntünün 3 boyutlu olarak elde edildiği Sanal masa-duvar sistemleri [29]

Immersa Desk’ in geliştirilmiş şekli Immersa Work- Wall (Sanal çalışma duvarı) dır. Düz bir duvara projeksiyon yöntemi ile görüntü elde edilmektedir. Böylece sanal taşıtın “Sanal güneş ışığı” altında dizaynı, stili, yuvarlak hatları ve geçişleri analiz edilebilmektedir. Immersa Desk, klasik taşıt tasarımında –Duvar Çizimler- (Full size tape drawing) in yerini almaktadır [30]. Üç boyutlu Stereo-Projeksiyon sistemlerinde görüntü özel projeksiyon aletlerinin kullanılmasıyla elde edilmektedir (Şekil 2.9).



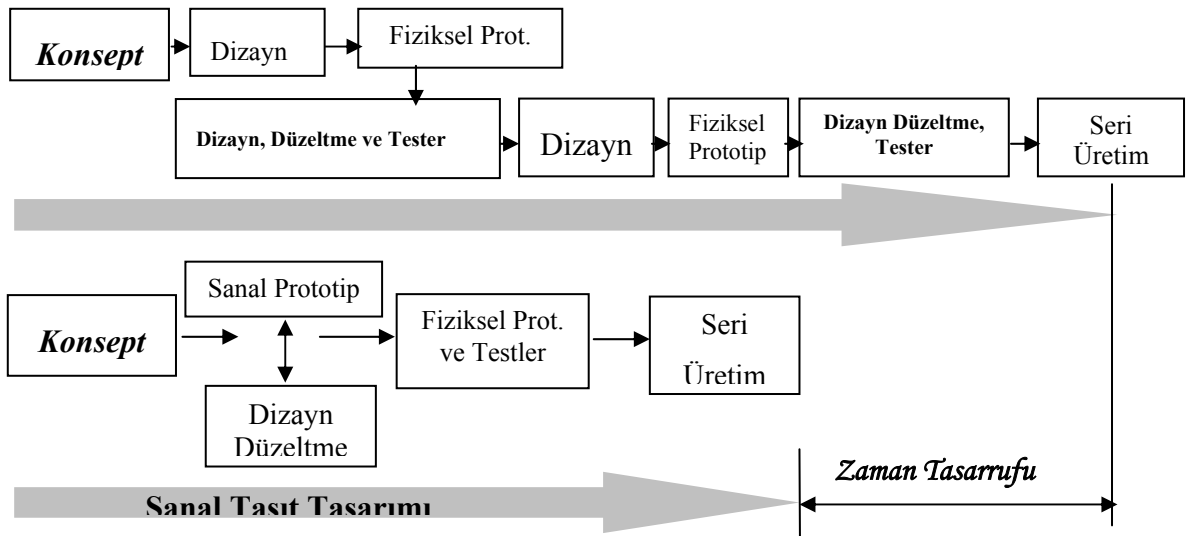
Şekil 2.9: CAVE odası ve taşıt analizi [31]

Çoğunlukla dört adet yüzeyin kullanıldığı bu Sanal Gerçeklik stüdyolarına aynı zamanda CAVE (Computer Aided Virtual Enviroment) denmektedir [32]. Aynı anda

CAVE’ de birden fazla insan bulunabilmekte ve aynı görüntüyü görebilmektedir. CAVE odaları, tasarım ve modellemeden çok analiz amacıyla kullanılmaktadır [33].

2.4.3 Sanal Prototip

Sanal Prototip (SP) SP yazılım tabanlı mühendislik bir disiplin olup, gerçek dünyadaki çalışma ortamlarında mekanik sistemlerin modellenmesine, simülasyon ve 3-boyutlu sanal görüntü davranışlarının analizi ile ilk fiziksel prototipin oluşturulması için iteratif dizayn çalışmalarıyla tasarımın optimize edilmesi faaliyetidir. SP’ nin ilk başarılı uygulama örneği Boeing 777’ nin tasarımıdır [34]. SP sayesinde mühendisler, tasarımcılar ve ürün geliştiriciler ürün geliştirmenin ilk aşamalarında sanal bir ortamda tasarım, montaj ve imal konularında sürekli ortak çalışarak, daha tasarımın erken aşamalarında hataları bulup düzeltebilme imkanına sahip olmaktadır. Böylece fiziksel prototipte çıkabilecek sorunlar önceden tespit edilip model maliyeti düşürülerek zamandan tasarruf sağlanabilecektir (Şekil 2.10).



Şekil 2.10: Klasik ile sanal taşıt tasarım aşamalarının karşılaştırılması

Sanal Prototip (SP), Sanal gerçeklik ile Bilgisayar Destekli Tasarım (CAD) teknolojilerin füzyonudur, ayrıca SG ile CAD ile benzer donanım ve arayüz teknolojileri kullanmakta ve CAE (Bilgisayar destekli mühendislik) nin çalışma alanlarını genişletmektedir [35]. SP sayesinde CAD model verilerini temel alarak

tasarım sonuçlarını analiz etmek mümkündür, bunlar FEM (Sonlu elemanlar metodu), CFD (Bilgisayar destekli akışkan dinamiği) kinematik ve dinamik simülasyon programlarıdır. Sanal tasarımın temelini oluşturan animasyon ve sanal gerçeklik teknolojisi ile modelleme ve simülasyon metotlarının birleştirilmesiyle ürün geliştirmede yepyeni ve farklı tasarım alternatifleri hızlı bir şekilde değerlendirilebilmektedir [36]. Fiziksel prototipe karşılık sanal prototip daha düşük maliyetle daha kısa sürede değiştirilip modifiye edilebilmektedir.

Sanal Prototip' in avantajları aşağıda belirtilmiştir: [37,38]

- Ürün' ün daha kısa sürede pazara girmesi
- Tasarım' ın erken aşamalarında sanal olarak taşıtı test edebilme imkanı
- Fiziksel prototip ihtiyacını azaltması
- Geliştirme maliyetlerinin azaltılması
- Değişik varyasyonların (Hatchback- station, 3- 5 kapı model seçenekleri) kolayca oluşturulması

2.4.4 Sanal Taşıt Tasarım Uygulamaları

Sanal taşıt tasarımı bugün artık otomobil üreticileri için vazgeçilmez bir unsurdur. Şirketler yoğun bir şekilde üniversiteler, enstitüler ve araştırma birimleriyle ortak çalışarak sanal ortamda taşıtları dizayn etmekte, geliştirmekte ve analiz etmektedir [39]. Aşağıda bazı sanal taşıt tasarım uygulama örnekleri açıklanmıştır:

Taşıt dizayn aşamasında skeçler ve modeller kullanılmaktadır. Bu modeller çoğunlukla kil ve ahşaptan imal edilmektedir, ancak üretimleri pahalı ve zaman alıcıdır. Ayrıca bu yöntemle dizaynda değişiklik yapma esnekliğine de sahip değiliz, örneğin boyut değişimleri, hatchback- sedan, 3- veya 5 kapı seçenekleri gibi. Bu amaçla sanal taşıt dizaynı tercih edilmektedir. Dizayn edilen taşıt Immersa Wall veya CAVE' de (üç boyutlu projeksiyon odası) sistemleri ile daha kısa sürede taşıt analiz edilebilmekte ve gerekli düzeltmeler gerçekleştirilebilmektedir. Gerçekliğe uygunluk açısından güneş açılarının çarpma açısı ve gölgelenme de sanal gerçeklikte kullanılmaktadır [40]. Sanal taşıt dizaynından sonra taşıt geliştirilmiş simülatör yardımıyla sanal bir çevrede yol alabilmektedir. Böylece taşıtın seyir özellikleri

hakkında ilk bilgiler alınabilmekte ve tasarımın erken aşamalarında gerekli düzeltmeler yapılabilmektedir [38].

Çarpışma deneyleri ve hesaplamaları masraflı ve uzun süre alan bir çalışmadır. Sanal prototip çalışmaları bu alanda yeni olanaklar sağlamaktadır. Seçilen birim strüktürde relatif ve mutlak hareketlerin incelenmesi, basit ve hızlı bir şekilde analiz sonuçlarının alınması, ağır çekim analizi gerçekleştirilmesi ve sonuçların saklayarak ileride tekrar oynatabilme imkanı, kaza sonucu yolcu ve sürücülere gelen darbe, kuvvet ve ivme değerlerinin incelenerek yaralanma bölge ve derecelerinin tespit edilmesi (Şekil 2.11), sanal kaza analizleri yardımıyla gerçekleştirilmektedir.



Şekil 2.11: Sanal çarpışma deneyleri [41]

Üretilecek bir taşıtın konfor açısından başarılı olması, taşıt dizayn ve tasarımın ilk aşamalarında taşıtın konfor açısından uygunluğunun analiz edilmesine bağlıdır. Bundan dolayı taşıt özelliklerinin optimize edilmesi esnasında konforun da göz önüne alınıp, sağlıklı bir şekilde değerlendirilebilmesi için, tasarımcı taşıtı görmek, içine girmek ve hatta ona dokunmak istemektedir. Bu amaçla sadece taşıtın dışının değil, aynı zamanda içinin de sanal bir görüntüsü oluşturulmaktadır. Böylece dizayn mühendisi taşıtın içine “Girerek” sanal taşıtı görebilmekte, analiz edebilmekte ve gerekli düzeltmeleri yapabilmektedir [42]. Bu amaçla yaygın olarak kullanılan programlardan birisi de RAMSIS’ dir. RAMSIS bir CAD- Ergonomi mankeni olup, konfor, görüş açısı, sürücü konumu hakkında objektif bilgi verme kapasitesindedir. Tasarımcı mankenin gözleriyle etrafı stereoskopik (3-boyutlu) olarak görülebileceği gibi, mankenin etrafında da serbest bir hareket alanı sağlanmakta ve sürücünün konumu incelenebilmektedir (Şekil 2.12). Böylece örneğin sürücünün ayak

boşluğunun yeterli hacme sahip olup olmadığı incelenebilmekte, sürücünün seyir esnasında vites kolu, kumanda aletlerin gibi cisimleri kullanırken yetiştirilme ve bu esnada vücudunun zorlanan bölgeleri analiz edilebilmektedir. Son yapılan



Şekil 2.12: RAMSIS ile Cax- sistemlerin füzyonu: VIRGO [43]

araştırmalarda manken, araştırmacıya takılan Head- Mounted Display (HMD) sayesinde “canlanmakta” ve tasarımcı mankenin hareketleriyle ergonomik analizler gerçekleştirilebilmektedir [44].

Rüzgar tüneli analizlerinde taşıtın ayrodinamiği ve hava akış çizgileri analiz edilmektedir. Amaç düşük hava direncini sağlayarak yakıt tüketimini azaltmak, gürültü ve uğultuya neden olabilecek hava türbülanslarını önlemektir. Günümüzde rüzgar tünelinin tasarımı ve üretimi oldukça maliyetlidir. Sanal rüzgar tüneli sayesinde kısa sürede taşıt üzerinde aerodinamiğe uygun dış karoseri yapımı oluşturulabilmektedir [45].

Taşıt içi iklimlendirme konforunun analizinde havalandırmanın taşıt içinde oluşturduğu hava sirkülasyonu büyük önem arz etmektedir. Bu sirkülasyon özellikle taşıt iç geometrisi tarafından etkilenmektedir. Taşıt içi akım dinamiğinin analizi ve optimizasyonu ile taşıt içi ısıtma-soğutma, havalandırma özellikleri iyileştirilebilmektedir [46]. İklimlendirme esnasında akım dinamiğin fiziksel prototip ile incelemek neredeyse olanaksızdır. Sanal taşıtta bu tarz bir analiz oldukça kolaydır.

2.4.5 Gelecekte Sanal Tasarım

Ürün geliştirmede sanal ortamda çalışma alanları genişleyecek ve vazgeçilmez bir hal alacaktır. Bunun gerçekleşmesi için teknolojik ve enformatik engellerin aşılması gerekmektedir. Gelecekte sanal üretimin zayıf olduğu alanlarda araştırmalar yoğunlaşacaktır. Şirketler geleneksel tasarım yöntemlerinden, sanal tasarıma geçebilmek için gerekli organizasyon yapılarını değiştirmek zorunda kalacaklardır. Daha güçlü ve kapasiteli donanımların kullanılmasıyla sanal gerçekliğin kullanım hızı artacaktır. Animasyon ve simulasyon teknikleri gelişecektir. Yeni araçlar ve metotlar oluşturulacaktır. Bu sistemlerin biri de Augmented Reality–AR (Çoğaltılmış Gerçeklik) dir [47]. AR sayesinde kullanıcı, “Gerçek Dünya” ile “Sanal Dünya” yı aynı anda görebilmektedir. Kullanıcının taktığı gözlük ve sürekli veri alış- verişi ve uzayda konumunu belirten ek donanım sayesinde kullanıcı çalıştığı objenin üç boyutlu sanal görüntüsünü ve bu görüntü ile ilgili sayısal veri ve büyüklükleri alabilmektedir. AR, günümüzde tıp ve mimarlık alanlarında uygulanmaktadır [48,49].

“% 100 Sanal Taşıt Tasarımı”, gelecekte otomobil üreticilerinin vizyonudur. Hedef, ürün planlamadan seri üretime kadar tasarımın tüm aşamalarında taşıtın tamamen sanal bir ortamda dizayn edilmesi, tasarlanması, geliştirilmesi, test edilmesi ve seri üretime hazır hale getirilmesidir. Ancak salt sanal tasarıma güvenerek taşıt üretmek oldukça risklidir. Bundan dolayı fiziksel model ve prototiplerin önemi de unutulmamalı ve ihmal edilmemelidir.

3. TAŞIT ÖZELLİKLERİ VE MODEL BAĞINTILARI

Yeni tasarlanan bir taşıtın bir karaktere sahip olması arzulanmaktadır. Taşıt karakterini oluşturan faktörler de onun sahip olduğu özelliklerdir. Bu özelliklerin kantitatif olarak değerini belirleyen ise taşıt parametreleridir. Çeşitli taşıt parametrelerinin değişik taşıt özelliklere ve bu arada çelişik hedeflere çok karmaşık etkileri bulunmaktadır. Bu sebepten dolayı daha tasarımın erken aşamalarında parametrelerin özelliklere etkileri ve etki dereceleri bilinmesi arzulanmaktadır. Bu amaçla her bir özelliğin modeli, yani onu etkileyen parametreler ve etki dereceleri tespit edilmesi gerekmektedir.

Bu bölümde taşıt özellikleri tanıtılacak, ilgili özelliği etkileyen parametreler ve parametrelerin etki dereceleri tespit edilecektir, başka bir deyişle modeli oluşturulacaktır. Taşıt özellikleri geniş bir yelpazede bulunmasından dolayı özellikler beş ana başlık altında incelenecektir:

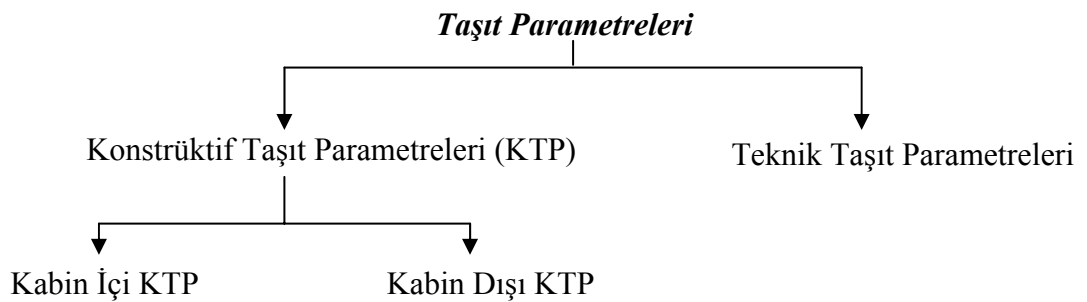
- ✚ Pasif Emniyet
- ✚ Konfor
- ✚ Performans
- ✚ Seyir Özellikleri
- ✚ Yakıt Ekonomisi ve Diğerleri

Belirtilen beş ana başlık altında toplam 29 adet taşıt özelliği incelenecektir (Tablo 3.1). Tablo 3.1 de dikkat edilirse, ”Yakıt tüketimi ve diğer özellikler” başlığı altında taşıt ağırlığı, ağırlık merkezinin konumu ve hava direnç katsayısı da bulunmaktadır. Bu parametreler taşıt özelliği olmamasına rağmen, taşıt özelliklerini direkt veya dolaylı olarak etkileyen büyüklükler olmasından dolayı birer taşıt özelliği olarak ele alınmıştır.

Matematik modelin oluşturulmasında toplam 77 adet taşıt parametresi (TP) kullanılmıştır. TP’lerin analizini kolaylaştırmak amacıyla TP’ler sınıflandırılmıştır (Şekil 3.1).

Tablo 3.1: Analiz edilen taşıt özellikleri

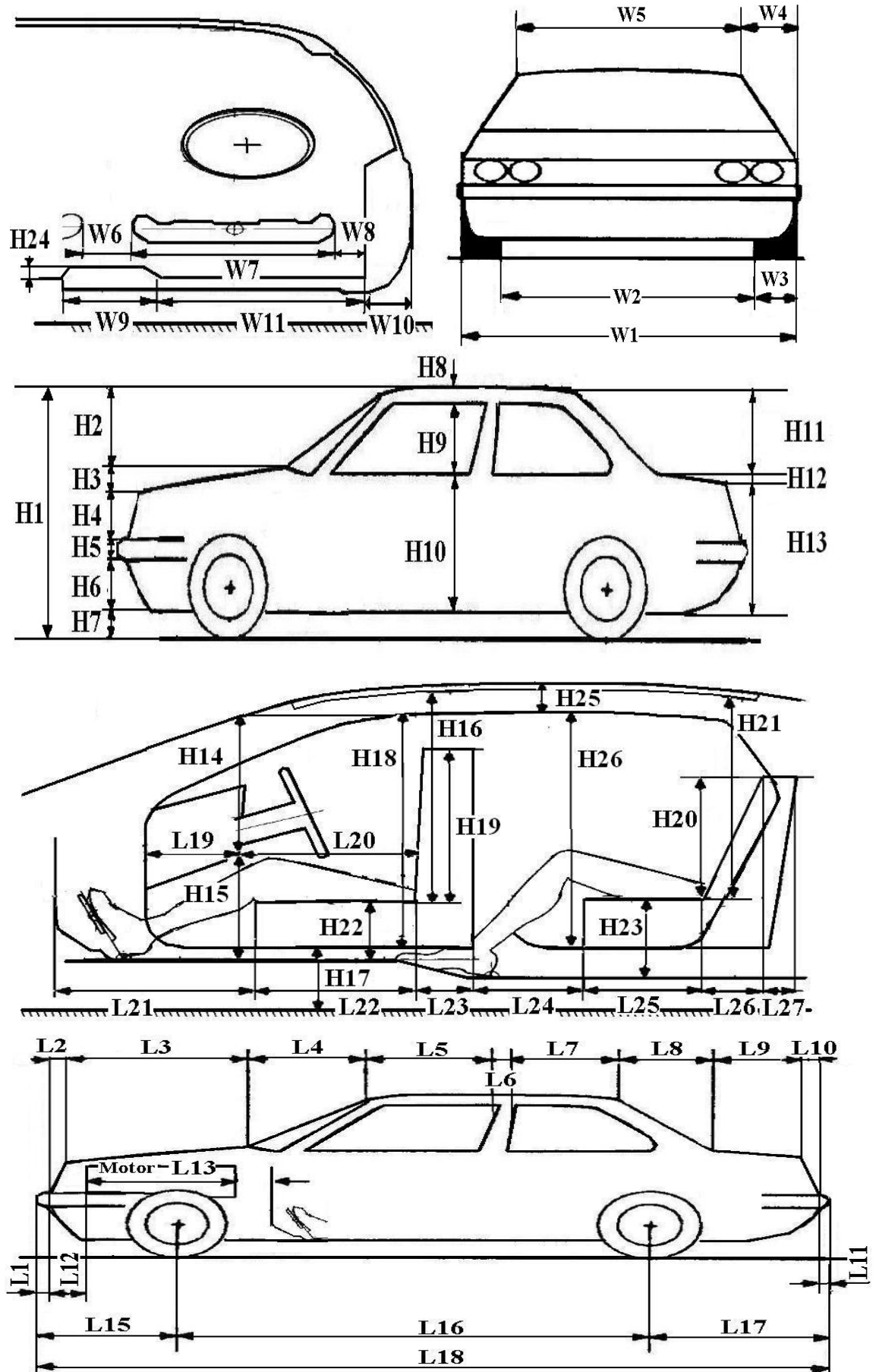
<i>Temel Özellik</i>	<i>Alt Özellikler</i>
<i>Pasif Emniyet</i>	Ön pasif emniyet
	Yan pasif emniyet
	Yaya pasif emniyeti
<i>Konfor</i>	Ön koltuk konforu
	Arka koltuk konforu
	Önden inip-binme konforu
	Arkadan inip-binme konforu
	İç hacim
	Park etme konforu
	Bagaj hacmi
	Dönemeçte seyir konforu
	Yaylanma Konforu
<i>Seyir Özellikleri</i>	Stabilite
	Fren stabilitesi
	Yan rüzgar duyarlılığına direnç
	Manevra Kabiliyeti
	Slalom kabiliyeti
	Dönemeçte doğrultu koruma potansiyeli
	Devrilme sınırı
<i>Seyir Performansı</i>	İvmelenme (0-80 km/h)
	İvmelenme (50-90 km/h)
	İvmelenme (80-120 km/h)
	Maksimum hız
	Yokuş çıkma kabiliyeti
<i>Yakıt Tüketimi ve Diğer Özellikler</i>	Yakıt tüketimi (Şehir içi)
	Yakıt tüketimi (Şehirler arası)
	Hava direnç katsayısı
	Taşıt ağırlığı
	Ağırlık merkezinin konumu (yatay-dikey)

**Şekil 3.1:** Taşıt parametrelerin sınıflandırılması

Ele alınan konstrüktif taşıt parametreler (KTP) şekil 3.2 de görülmektedir. KTP'ler kabin içi KTP (toplam 30 adet) ve kabin dışı KTP (toplam 36 adet) olmak üzere ikiye ayrılarak incelenmiştir. Teknik taşıt parametreler (TTP) ise motor, şanzıman ve tekerlek çapraz hareket katsayısı başlıklarına bölünerek ele alınmıştır (Tablo 3.2).

Tablo 3.2: Teknik taşıt parametrelerin sınıflandırılması

<i>Motor parametreleri</i>	Tork [Nm]
	Motor hacmi [l]
	Motor gücü [PS]
	Motor ağırlığı [kg]
<i>Şanzıman parametreleri</i>	1. vites çevrim oranı
	2. vites çevrim oranı
	3. vites çevrim oranı
	4. vites çevrim oranı
	5. vites çevrim oranı
<i>Çapraz hareket katsayısı</i>	Ön tekerlek çapraz hareket katsayısı [kN/rad]
	Arka tekerlek çapraz hareket katsayısı [kN/rad]



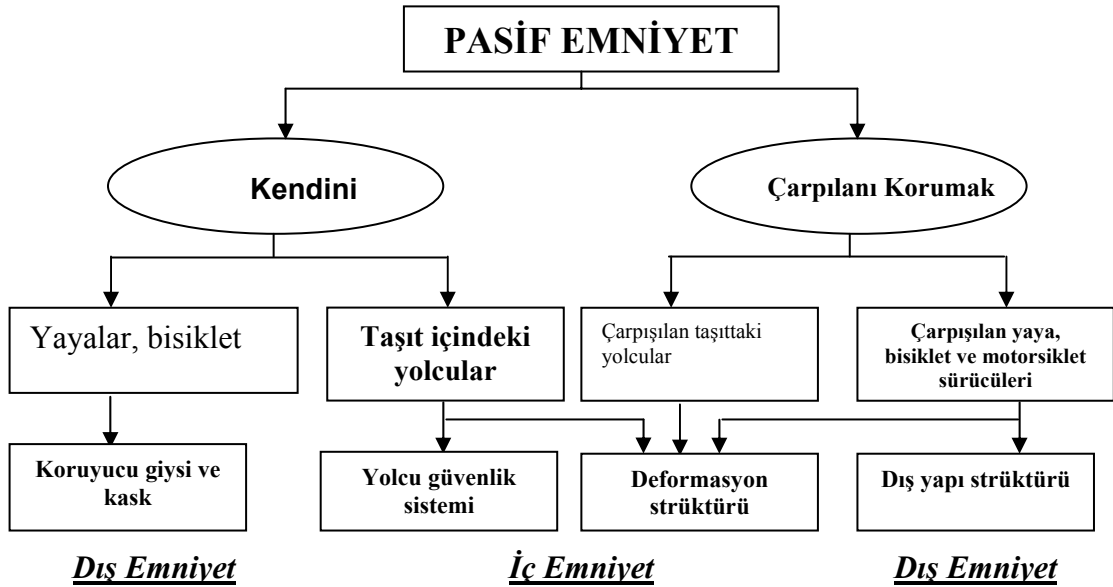
Şekil 3.2: 66 adet konstrüktif taşıt parametresi

3.1 Pasif Emniyet

Günümüzde otomobil üreticileri, emniyete büyük önem vermektedir. Bu amaçla taşıtın ilk tasarım aşamalarından itibaren uygun konstrüktif tedbirler oluşturulmakta, gelişmiş emniyet donanımları ve uygun malzemeler geliştirilmektedir. Alınan tedbirler sayesinde yıllar içinde trafikteki taşıtların yoğunluğu ve seyir hızlarının artmasına rağmen meydana gelen yaralanma ve ölüm oranları azalmıştır [50].

Kaza anı üç bölümden oluşmaktadır; kaza öncesi anı, kaza anı ve kaza sonrası. Kaza oluşumunu önleyecek tedbirler “Aktif emniyet” başlığı, kaza anı ve kaza sonrası aşamaları ise “Pasif emniyet” başlığı altında incelenmektedir [51].

Pasif emniyet iki açıdan ele alınmaktadır; “Kaza anında kendini korumak” ve “Çarpılanları korumak” (Şekil 3.3).



Şekil 3.3: Pasif emniyetin analiz sistematığı

Kendini korumak “Pasif iç emniyet”, çarpılanı (yaya, bisiklet, motosiklet) korumak ise “Pasif dış emniyet” başlıkları altında ele almaktadır. Tanım olarak “Pasif dış Emniyet”, kaza halinde taşıtın dışında bulunan şahısların, örneğin yayaların veya bisiklet sürücülerin göreceikleri zararı hafifletmek üzere taşıtta alınan önlemleri içermektedir. “İç Emniyet” kavramı ise yine bir kaza halinde taşıt içinde bulunan kişilere etkiyecek ivme ve kuvvetlerin düşük tutulması, bu kişilerin hayatta kalmalarına yetecek bir hacmin deforme olmadan kalması ve daha sonra

kazazedelerin kurtulabilme/kurtarılabılme ve dışarı çıkabilmesi/çıkarılabılmesi için gerekli olan bölümlerin kazadan sonra da çalışır olmaları gibi önlemleri içermektedir.

Çalışmada pasif emniyet üç başlık altında incelenmiştir:

- 🚦 Pasif ön emniyet (iç emniyet)
- 🚦 Pasif yan emniyet (iç emniyet)
- 🚦 Pasif yaya emniyeti (dış emniyet)

3.1.1 Pasif Ön Emniyet

Pasif emniyet açısından gerçekleştirilen çalışmaların çoğu taşıtın önden darbe alması durumunda sürücü ve yolcuların korunması üzerine yoğunlaşmaktadır. Bu yoğun ilginin nedeni trafik kazalarının yaklaşık %70'inin önden çarpma sonucu neticelenmesidir (Şekil 3.4) [51].



Şekil 3.4: Trafik kazalarında araca çarpma doğrultusu ve sıklığı

Önden çarpma esnasında yolcuları korumak amacıyla alınmış olan tedbirler üç bölümden oluşmaktadır:

- Kabin içi tedbirler [52-56]
- Şasi ve Karoseri Yapısı [57-65]
- Yardımcı donanımlar [66,67]

Önden çarpma deneyleri hareketli bariyerlere ve sabit bariyerlere çarpma şeklinde sınıflandırılarak standartlaştırılmıştır. Test metotları çarpılan bariyere çarpma açısı, hızı ve çarpma alan yüzdesi olmak üzere Amerikan NHTSA, FMVSS 204, 208, 212, 219, 301, Avrupa ECE-R 12, 33, 34 şeklinde sınıflandırılmıştır [68,69].

3.1.1.1 Pasif Ön Emniyet Matematik Modeli

Önden çarpışma deneyleri ve kaza istatistikleri sonucu yolcuların yaralanmasını etkileyen üç faktör olduğu tespit edilmiştir [70-76].

- Taşıt ağırlığı
- Taşıt ön bölüm rijitliği
- Taşıt ön geometrisi

Çalışmada her bir faktör birbirinden bağımsız olarak ele alınarak analiz edilmiştir.

Günümüzde hafif taşıtların pazar payı artmaktadır. Özellikle gençlerin ve bayan müşterilerin tercih ettiği küçük sınıf (city car) taşıtlarda karşılaşılan en büyük sorunlardan biri yetersiz pasif emniyet tedbirleridir. Yapısal olarak hafif ve küçük boyutlu olan bu sınıf taşıtlarda orta ve üst sınıftaki daha ağır olan taşıtlarda meydana gelen kazalarda çoğunlukla hafif taşıtlarda yaralanmalar görülmektedir. Bunun sebeplerinden biri taşıtın hafif olması ve çarpışma esnasında açığa çıkan enerjinin büyük bir kısmının küçük sınıf taşıtının şekil değiştirme ile kendisinin karşılamak zorunda olmasıdır. Ancak yetersiz deformasyon bölgesinden dolayı çoğunlukla kabin içi şekil değişimi yüksek olmaktadır. Bu iki etkenden dolayı yaralanma riski artmaktadır [77-81]. Bu olumsuzluğu ortadan kaldırmak amacıyla alınmış başlıca tedbirler şunlardır:

- Ön deformasyon bölgesi rijitliği artırılması [82-85].
- Motor bloğu taşıt önüne kaydırılarak ön deformasyon bölgesinin uzunluğunun azaltılması [86].
- Ön bölge ve motor bölümünün geometrisinin geliştirilmesi [87,88].

Taşıt ağırlığının pasif ön emniyete etkisini analiz etmek amacıyla kafa kafaya çarpışan küçük ve büyük iki taşıt enerji korunum yasası incelenmiştir [89]. W toplam deformasyon enerjisini, K küçük taşıtı, B büyük taşıtı temsil etmek üzere;

$$W = W_B + W_K = \frac{1}{2}(F_K \cdot s_K + F_B \cdot s_B) = \frac{1}{2}(c_K \cdot s_K + c_B \cdot s_B) \quad (3.1)$$

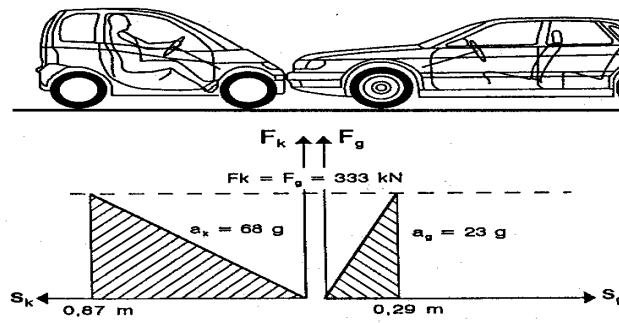
$$F_{\max} = c_K \cdot s_K = c_B \cdot s_B = m_K \cdot a_K = m_B \cdot a_B \quad (3.2)$$

olmaktadır. ΔV = hız değişimi, $V_{\text{rel}} = V_K + V_B$ = bağıl hız kabulü ile

$$\frac{\Delta V_K}{\Delta V_B} = \frac{m \cdot (V_1 + V_2)}{m_B + m_K} \cdot \frac{m_K + m_B}{m_K \cdot (V_1 + V_2)} = \frac{m}{m_K} \quad (3.3)$$

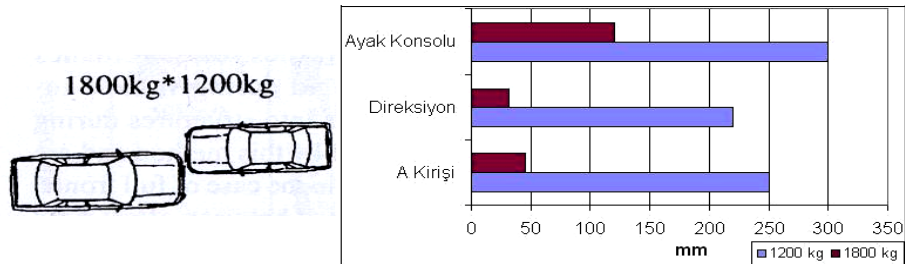
$$\frac{m_K}{m_B} = \frac{c_K}{c_B} = \frac{s_B}{s_K} = \frac{\Delta V_B}{\Delta V_K} = \frac{a_B}{a_K} \quad (3.4)$$

oluşmaktadır. (3.2) denkleminde c taşıt önünün rijitliğini, s deformasyon miktarını temsil etmektedir. Denklemden de görüldü gibi taşıt ağırlığının artmasıyla yaralanmaya etkili olan frenleme ivmesi (a) ve deformasyon miktarı (s) da artmaktadır [90]. (3.1) denkleminin grafiksel gösterimi şekil 3.5’ de görülmektedir.



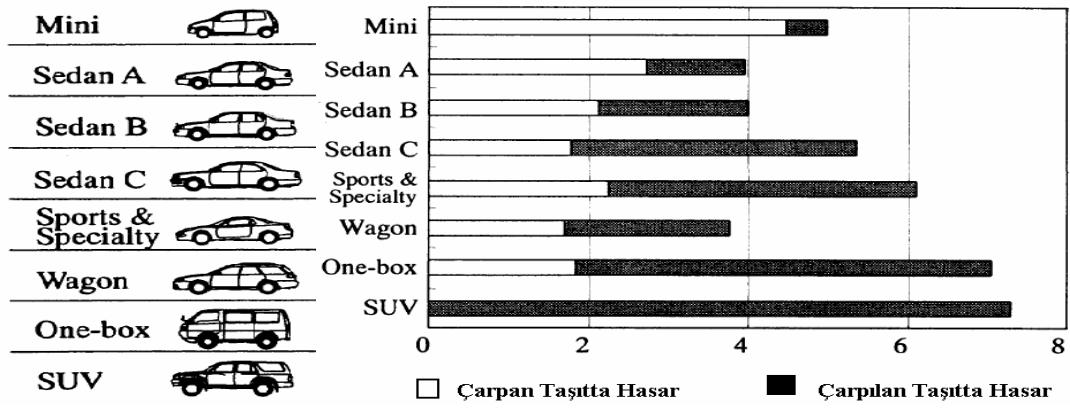
Şekil 3.5: Taşıt kafa- kafaya çarpışmalarındaki enerji absorbe etme kapasiteleri

Taşıt ağırlığının artmasıyla önden çarpma sonucu taşıtta meydana gelen deformasyon miktarları (Şekil 3.6) [91] ve hasar oluşum değerleri azalmaktadır (Şekil 3.7) [92].



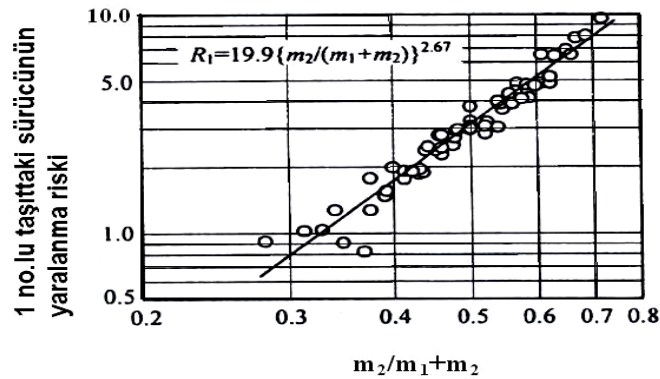
Şekil 3.6: Kafa- kafaya çarpışması sonucu hafif ve ağır taşıtlarda oluşan deformasyonlar

Taşıt ağırlığının yaralanma oranına etkisini incelemek amacıyla değişik çalışmalar gerçekleştirilmiştir [93-105], ancak taşıt ağırlığının artmasıyla yaralanma riskindeki değişim tam olarak belirlenememesinin nedeni, farklı taşıtların ağırlıklarının aynı olmasına rağmen taşıt ön rijitliğinin ve darbe emici ön strüktür yapılarının farklılık göstermesidir [106-110].



Şekil 3.7: Taşıt tipinin kaza esnasında hasar oluşumuna etkisi

Evans taşıt ağırlığının 1800 kg dan 900 kg ağırlığa inmesiyle yaralanma riskinin 2,4 kat artacağını iddia etmiştir [93]. Prtyka ve Boehly'e göre taşıt ağırlığının yarılanmasıyla yaralanma riski %30 artmaktadır [111]. İsveç Folksam güvenlik araştırma birimi tarafından gerçekleştirilen risk analizi sonucu taşıt ağırlığının 800 kg dan 1200 kg'a çıkarılmasıyla yaralanma riski %60 azalmaktadır [112]. Mizuno kafa kafaya çarpışmalarında taşıt ağırlıklarını göz önüne alarak gerçekleştirdiği analiz sonucu 1 no.lu taşıttaki yolcudaki meydana gelebilecek yaralanma riskini üstel fonksiyon yardımıyla açıklamıştır (Şekil 3.8) [113].



Şekil 3.8: 1 no.lu taşıttaki yolcudaki oluşabilecek yaralanma riski

Şekil 3.8 deki ifadeye göre 1000 kg ağırlığındaki iki taşıttan m_1 kütleli taşıtın ağırlığı 1 kg artmasıyla yaralanma riski % 0,132 azalmaktadır. Gerçekleştirilen değişik çalışmalar sonucu 1000 kg olan bir taşıtın ağırlığının 1 kg azalması sonucu meydana gelen yaralanma riski tablo 3.3 de görülmektedir.

Tablo 3.3: Farklı araştırmacılara göre 1000 kg ağırlığındaki bir taşıtın ağırlığının 1 kg azalması sonucu meydana gelen yaralanma riskindeki artış değeri

<i>Araştırmacı</i>	<i>Yaralanma riskindeki artış (%)</i>
Prtyka ve Boehly [94]	0,03
İsveç Folksam güvenlik araştırma birimi [112]	0,15
Evans [93]	0,267
Mizuno [113]	0,132

Tablo 3.3'ün analizi sonucu taşıt ağırlığının pasif ön emniyete (POE) etkisi, verilerin ortalama değeri olan %0,144 alınmıştır. Açıklamanın POE'nin kısmi türevi cinsinden;

$$\frac{dPOE}{POE} = 0,144 \cdot dG \quad [\%] \quad (3.5)$$

şeklinde (3.5) denkleminin açıklaması, taşıt ağırlığının bir kg artması sonucu Pasif Ön Emniyetinde (POE) % 0,144 artış meydana gelecektir.

Taşıtın önden çarpma durumunda, taşıt önünün bir yay elemanı olarak ele alınması ve enerji korunum yasası yardımıyla yay katsayısı (k);

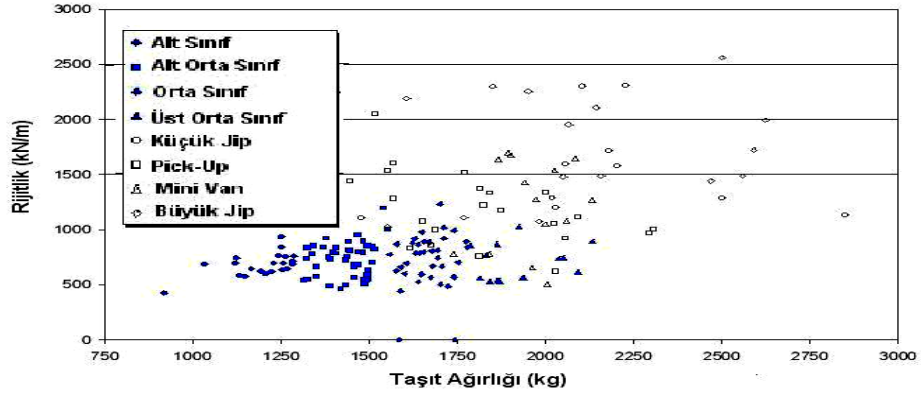
$$k = G \cdot \frac{V^2}{x^2} \quad (3.6)$$

şeklinde yazılmaktadır. V taşıt çarpma hızı, G taşıt kütlesi ve x şekil değişim (deformasyon) miktarıdır. Taşıt kütlesi ile rijitlik arasında (3.6) denkleminde göre doğrusal bir ilişki görülse de Ishikawa [114] taşıt kütlesi (G) ile rijitlik arasında

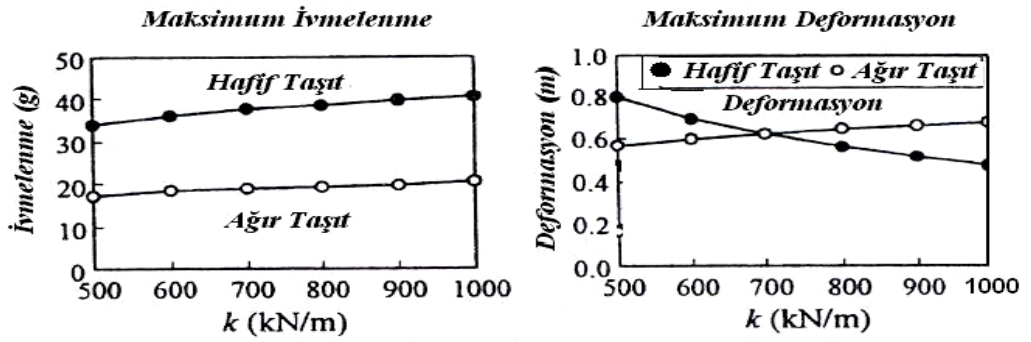
$$k = 78 \cdot G^{\frac{1}{3}}$$

bir ilişki tespit etmiştir. Gerçekte de farklı taşıt ön strüktür ve karoseri yapısından dolayı rijitlik değeri farklılık göstermektedir (Şekil 3.9).

Taşıt rijitliğinin hafif ve ağır taşıtların kafa kafaya çarpışması sonucu meydana getirdiği ivmelenme ve deformasyon değerleri, ağır taşıtın rijitlik değerinin değişmediği, sadece hafif taşıtın rijitlik değerinin değiştiği kabulü ile analiz sonuçları şekil 3.10 da görülmektedir.

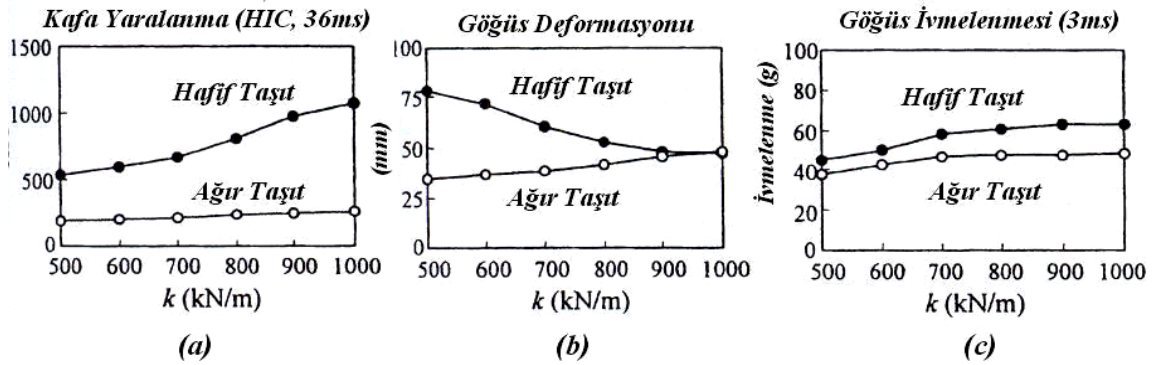


Şekil 3.9: Farklı sınıftaki taşıtların ön yapı rijitlik dağılımı [115]



Şekil 3.10: Kafa kafaya çarpışmada ağır taşıt rijitlik değerinin değişmediği kabulü ile hafif taşıtta oluşan ivmelenme ve deformasyon değerleri [116]

Şekil 3.10 dan görüldüğü gibi hafif-ağır taşıtların kafa kafaya çarpışması sonucu hafif taşıtta, ağır taşıta göre daha yüksek ivmelenme değerleri oluşmaktadır. Hafif taşıtın rijitliğinin artmasıyla ise deformasyon miktarı azalırken, ağır taşıtta artmaktadır. Kafa kafaya çarpışmalarda taşıt rijitliğinin yolcu yaralanmalarına etkisi incelendiğinde (Şekil 3.11), bir paradoks olduğu görülmektedir.



Şekil 3.11: Taşıt rijitliğinin (a) kafa yaralanmasına, (b) göğüs deformasyonuna ve (c) göğüs ivmelenmesine etkisi [116]

Hafif taşıtın rijitliğinin artmasıyla beraber ivmelenme değerleri de arttığından, göğüs ivmelenme ve kafa yaralanma kriteri (HIC) artmaktadır ki bu değer kafanın ivmelenmesi sonucu hasar oluşumunu esas almaktadır, ancak buna karşın deformasyon miktarı azaldığından dolayı yolcuya darbe gelme ihtimali ve böylece göğüs yaralanma riski de azalmaktadır. Bu durumda hafif taşıtın rijitlik tayini bir optimizasyon problemi olmaktadır. Ancak taşıt rijitliğinin matematik modele etkisi olmadığından daha ayrıntılı analize girilmeyecek, sadece konuyla ilgili referans verilerek yetinilecektir [117-120].

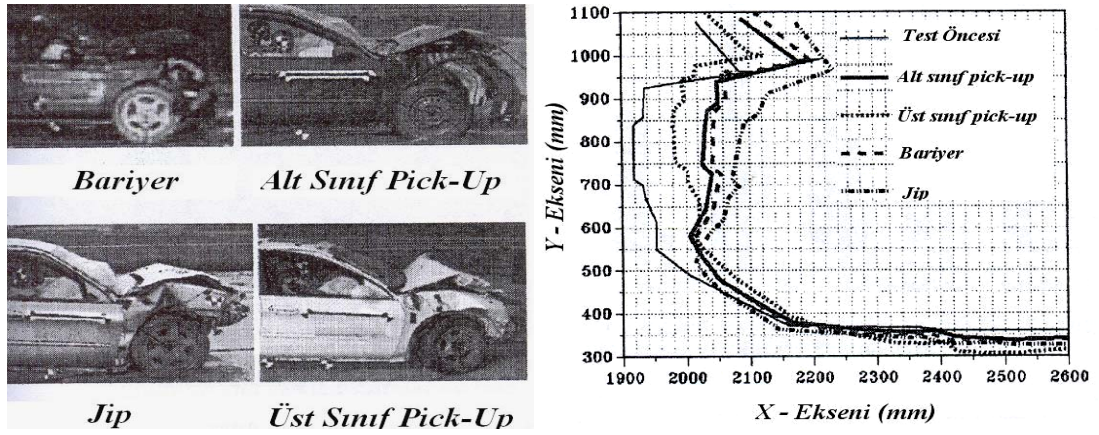
Pasif ön emniyetini etkileyen diğer bir faktör de taşıtın ön geometrisidir. Bu amaçla tampon yüksekliğinin ve taşıt ön uzunluğunun pasif ön emniyete etkisi analiz edilmiştir.

Kafa kafaya çarpışan iki taşıtın ön tampon yükseklikleri arasındaki fark büyük olursa, bu durumda ön tamponu yerden daha yüksek olan taşıt, daha alçakta olan taşıtın kısmi olarak üzerine “Tırmanmaktadır” (Şekil 3.12).

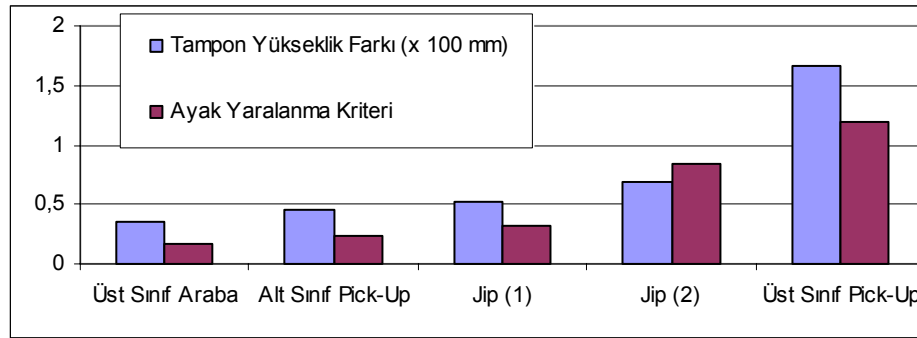


Şekil 3.12: Otomobil ile üst sınıf jipin kafa kafaya çarpışması sonucu jipin “tırmanması”

Bu durumda küçük taşıtın ön deformasyon bölgeleri direkt olarak darbeyi alamamakta, deforme olup darbe enerjisini sönümleyememekte ve kaza anında açığa çıkan enerjinin büyük bir kısmı yolcu kabine iletilmektedir [95]. Sonuç olarak tampon yüksekliği düşük olan taşıttaki yolcularda ciddi yaralanmalar oluşmaktadır [121]. Tampon yükseklik farkının yaralanmaya etkisini incelemek için gerçekleştirilen çalışmalarda, tampon yüksekliği 420 mm olan bir taşıtın değişik sınıflardan taşıtlarla kafa kafaya çarpışma sonuçları analiz edilmiştir (Şekiller 3.13, 3.14).



Şekil 3.13: Şekil 3.10 daki taşıtın değişik taşıtlarla çarpışması sonucu test aracı ayak panelinde meydana gelen deformasyonlar



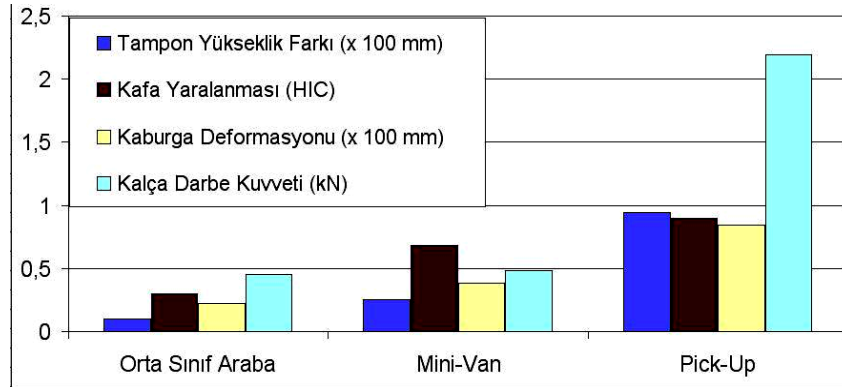
Şekil 3.14: Şekil 3.10 daki taşıtın değişik taşıtlarla çarpışması sonucu çarpılan taşıtla ön tampon yüksekliğinin ayak yaralanmasına etkisi

Şekil 3.13 ve 3.14 de görüldüğü gibi çarpışan taşıtların tampon yükseklik farkları arttıkça ayak panel deformasyon miktarı ve yolcunun ayağından yaralanma riski de artmaktadır. Taşıt ön tampon yüksekliğinin etkisini incelemek amacıyla gerçekleştirilen bir başka çalışmada [122] test aracı dört farklı taşıtla (Tablo 3.4) kafa kafaya çarpışma testine tabi tutulmuştur.

Tablo 3.4: Test aracının kafa kafaya çarpıştığı taşıtların parametreleri

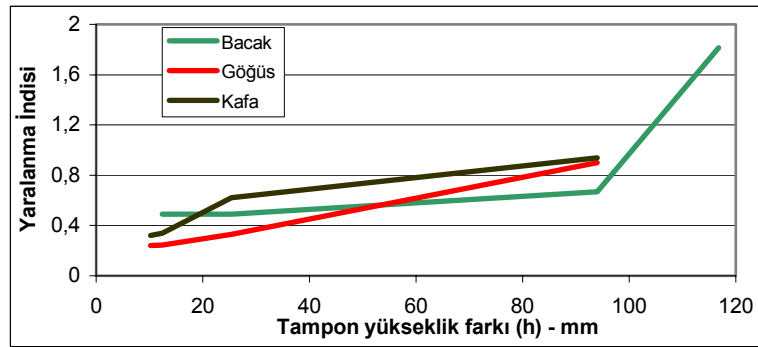
	<i>Küçük SUV</i>	<i>Mini van</i>	<i>Büyük SUV</i>	<i>Otomobil</i>	<i>Otomobil</i>
Taşıtın kütlesi (kg)	2084	2040	-	-	1843
Test aracı ile çarpan taşıtın tamponları arasında yükseklik farkı (mm)	94	25,4	116,8	12,4	10,2

30° açı ile gerçekleştirilen kafa kafaya çarpışma deneyleri sonucu çarpışma mankeninde oluşan yaralanmalar şekil 3.15 de görülmektedir.



Şekil 3.15: Tablo 3.4 deki taşıtlarla çarpışan taşıttaki mankende oluşan yaralanmalar [123]

Şekil 3.15 de gerçekleştirilen çarpışma deney sonucu çarpışan taşıtların tampon yükseklik farkının (Δh_T) vücudun değişik bölgelerinde meydana getirdiği yaralanma şekil ve yoğunlukları incelenmiştir (Şekil 3.16).



Şekil 3.16: Tampon yükseklik farkının (Δh_T) yaralanmalara etkisi [122]

Şekil 3.16 dan da görüldüğü gibi çarpışan taşıtların ön tampon yükseklik farkı (Δh_T) arttıkça yaralanmalar da artmaktadır. Tampon yüksekliğinin 1 mm artmasıyla kafa yaralanması % 0,476, göğüs yaralanması % 2,77, bacak yaralanması ise % 2,22 kadar artmaktadır. Ölümcül yaralanmalarda kafa yaralanması dominant olduğundan,

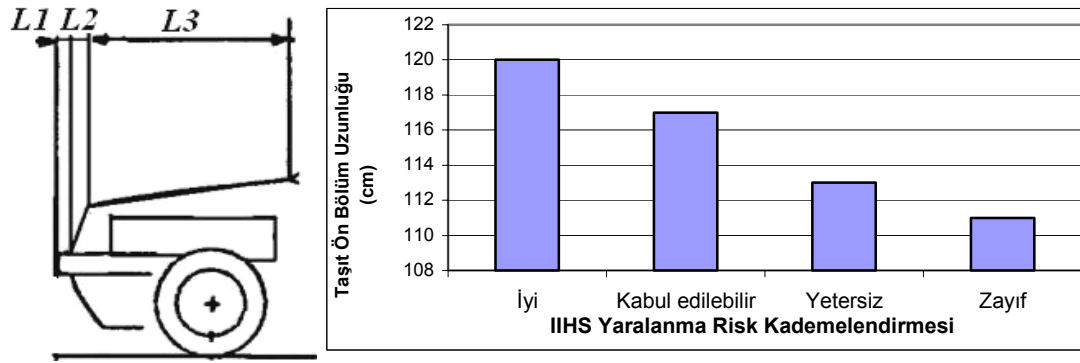
$$0,7 \cdot \text{Kafa yaralanması} + 0,2 \cdot \text{Göğüs yaralanması} + 0,1 \cdot \text{Bacak yaralanması} =$$

$$0,7 \cdot 0,476 + 0,2 \cdot 2,77 + 0,1 \cdot 2,22 = 1,109 \quad (3.7)$$

denklemini esas alınarak Δh_T ($H5+H7$) 1 mm artmasıyla pasif ön emniyet %1,109 kadar artmaktadır. Yani,

$$\frac{dPOE}{POE} = 1,109 \cdot (H5 + H7) \quad (3.8)$$

olmaktadır. Taşıt ön bölüm uzunluğunun ön emniyete etkisini analiz etmek için Nolan'ın [124] çalışmaları esas alınmıştır. Nolan 1995-2001 arası 121 adet farklı taşıtın kafa kafaya çarpışma testini analiz etmiştir. Analiz esnasında taşıt kütlesini, rijitliğini, taşıt ön uzunluğunu ve çarpışma sonucu taşıtta meydana gelen deformasyonları incelemiştir. Deformasyon bölgeleri olarak A-kirişinde, ön konsolde, fren pedalinde, ayak konsolü ve direksiyon simidinde çarpışma testi sonucu oluşan deformasyonlar göz önüne alınarak ve IIHS'nin [125,126] kabul ettiği yaralanma riski ile ilgili dört kademeli sınıflandırma oluşturmuştur: İyi, kabul edilebilir, yetersiz ve zayıf. Nolan analizleri sonucu taşıt kütlesi ve rijitliği ile yaralanma riski arasında bir ilişkinin bulunmadığını, ancak taşıt ön bölüm uzunluğu ile yaralanma riski arasında sağlıklı bir ilişki kurulabileceğini analiz etmiştir (şekil 3.17).



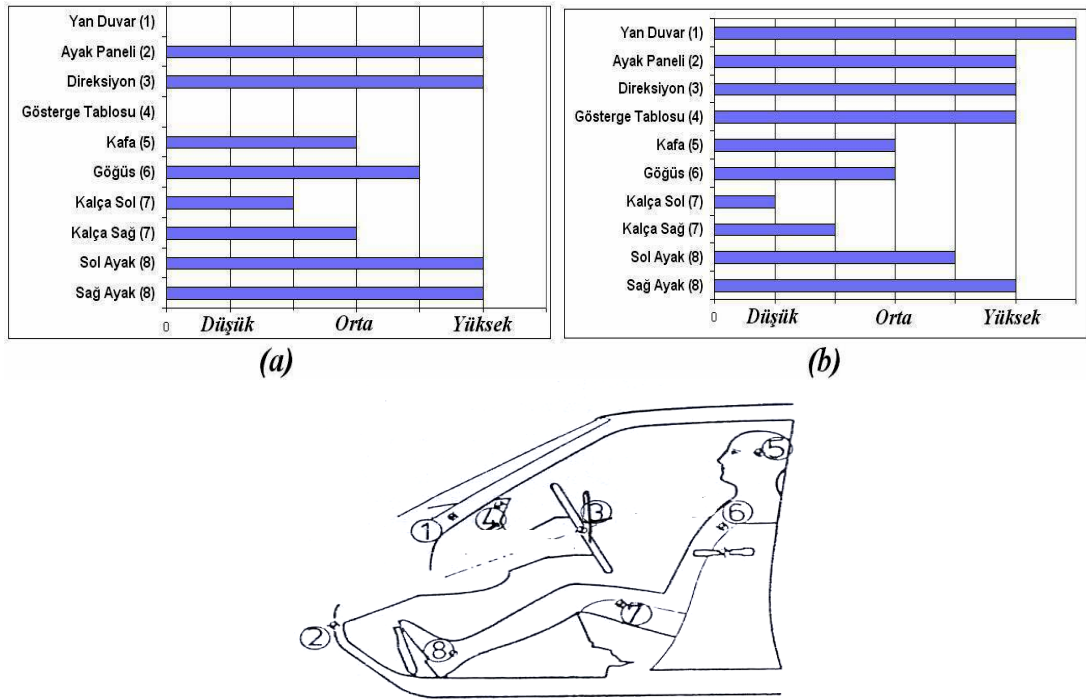
Şekil 3.17: Önden çarpma testi sonucu taşıt ön bölümünde oluşan deformasyonlar göz önüne alınarak IIHS'nin kabul ettiği kademelendirmeye göre yaralanma riskinin sınıflandırılması [125]

Şekil 3.17 nin analizi sonucu taşıt ön uzunluğunun ($L1+L2 + L3$) 111 cm den 120 cm ye çıkarılmasıyla (9cm lik artış) yaralanma riski zayıf derecesinden iyi kademesine geçmektedir, yani %100 lük bir gelişme sağlanmaktadır. Açıklamanın matematiksel ifadesi

$$\frac{dPOE}{POE} = 1,11 \cdot (dL1 + dL2 + dL3) \quad (3.9)$$

şeklindedir.

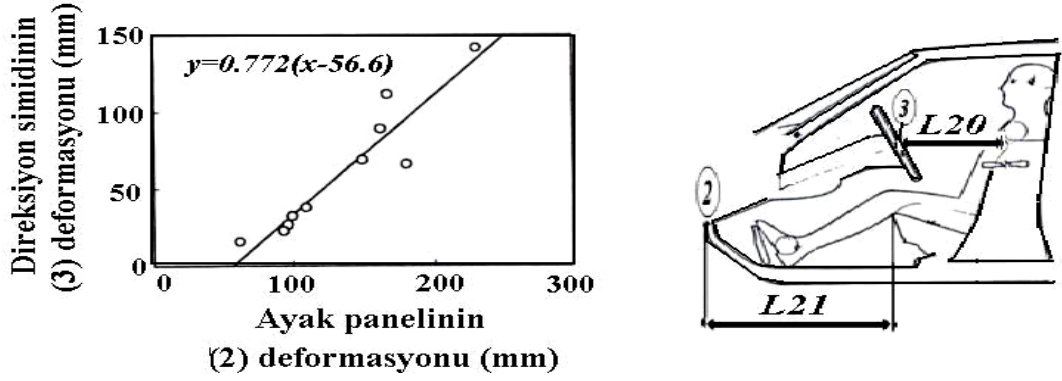
Kafa kafaya çarpışma ve duvara çarpma sırasında sürücü ani ivmelenme sonucu kabin içindeki elemanlardan darbe alarak yaralanmaktadır (Şekil 3.18).



Şekil 3.18: Kafa kafaya çarpışma (a) ve düz duvara çarpma sonucu (b) sürücünün değişik bölgelerinden aldığı darbeler sonucu yaralanma değerleri [127,128]

Şekildeki kazaların analizinde motor, gelen darbeye karşı rijit bir eleman olarak fazla direnç gösterememektedir. Bunun sebebi darbe esnasında motor-şasi bağlantı noktaları kopması ve motor yolcu kabinine doğru ötelenmesidir. Özellikle sabit bir engele çarpma durumunda sıkça görülen bu durumda motor kabin içine girmekte, ön panel ve direksiyon milinin yolcuyu sıkıştırmasına neden olmaktadır [127,128].

Şekil 3.18 den de görüldüğü gibi bu durumda kafa ve göğüs yaralanmalarında direksiyon ve ön panelden alınan darbeler etkili olmaktadır. Darbe anında direksiyon simidinin hareketini incelemek amacıyla gerçekleştirilen çalışmada motorun kabine doğru ötelenmesi ile ayak panelinin (2) deformasyonu sonucu direksiyon simidinin yataydaki hareketi incelenmiştir (Şekil 3.19).



Şekil 3.19: Ayak panel deformasyon miktarının direksiyon simidinin yataydaki hareketine etkisi [129]

Şekil 3.19 un analizi sonucu (2) no.lu noktanın deformasyon sonucu direksiyon simidinin yataydaki hareketi sayısal olarak ifade edilebildiği görülmektedir. Denklemin modele uyarlanması sonucu açıklama;

$$L20 = 0,772 \cdot (L21 - 56,6) \quad (3.10)$$

şeklini almaktadır. L21 nin yüzde olarak değişimin L20 üzerindeki etkisi;

$$dL21 = 1,295 \cdot dL20 \quad (3.11)$$

şeklindedir. (3.9) no.lu denklemde görüldüğü gibi taşıt ön bölüm uzunluğunun ($L1+L2+L3$) Pasif ön emniyete (POE) etkisi tespit edilmişti. Darbe anında ön bölümde oluşan deformasyon şiddeti, rijit bir eleman olarak davranan motorun kabin içine doğru ötelenmesinden dolayı kabin içinde de aynı derecede etki edecektir. Bu sebepten dolayı (3.9) ve (3.11) no.lu denklemlerin birleştirilmesi sonucu

$$\frac{dPOE}{POE} = 1,11 \cdot dL21 = 1,11 \cdot 1,295 \cdot dL20 = 1,438 \cdot dL20 \quad (3.12)$$

oluşmaktadır.

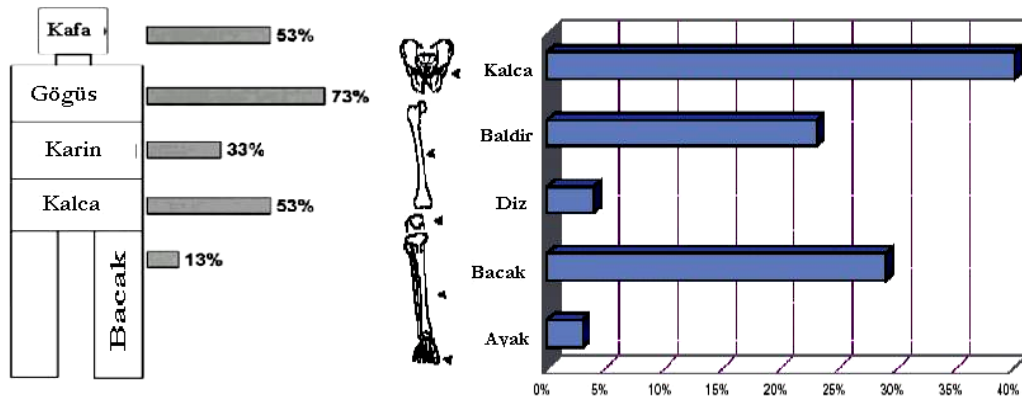
Ön emniyet ile gerçekleştirilen tüm analizler sonucu pasif ön emniyet (POE) nin matematik modeli şu şekilde ifade edilmektedir;

$$\begin{aligned} \frac{dPOE}{POE} = & 1,11 \cdot dL21 + 1,438 \cdot dL20 + 1,11 \cdot dL3 + 1,11 \cdot dL2 + 1,11 \cdot dL1 + 1,109 \cdot dH7 \\ & + 1,109 \cdot dH5 + 0,144 \cdot dG \end{aligned} \quad (3.13)$$

3.13 ifadesindeki her bir parametrenin bir birim artması sonucu POE’de meydana gelecek değişimi yüzde olarak tanımlamış ve gösterimi de kısmi türev şeklindedir.

3.1.2. Pasif Yan Emniyet

Günümüzde meydana gelen trafik kazalarının yaklaşık %27 si yandan çarpma ile sonuçlanmasına karşın ölümcül yaralanmalarının %39 u yandan çarpma sonucu oluşmaktadır [130]. Yaralanma oranının kaza oluşum oranına göre daha yüksek olmasının sebebi yandan gelen darbeyi absorbe edecek yeterli deformasyon bölgesinin olmaması, taşıtın yan yüzey rijitliğinin, özellikle kapı bölgelerinin yaklaşık 3-5 kat daha düşük olması [131] ve yandan çarpan taşıtın yolculara direkt darbe şeklinde fiziksel temasta bulunarak sonuçlanmasıdır. Bu durumda yolcular darbe sonucu sadece yüksek ivmelenme neticesinde yaralanmamakta, aynı zamanda vücuduna, özellikle baş bölgesine yan yüzeylerden direkt darbe alması sonucu, ölümcül yaralanmalar meydana gelmektedir [132-134]. Yandan darbe sonucu oluşan yaralanma bölgeleri şekil 3.20 de görülmektedir.



Şekil 3.20: Yandan darbe sonucu yaralanma yüzdeleri [135,136]

Kafa yaralanmaları çoğunlukla kafanın B-kirişine ve tavana çarpması veya yan al ivmelenme sonucu boynun hasar görmesi neticesinde ölümcül olmaktadır [135]. Yandan çarpma kaza analizleri iki açıdan ele alınmaktadır:

- Taşıta yandan başka bir taşıtın çarpması
- Taşıtın yandan sabit bir cisme (ağaç, direk,...) çarpması

Taşıtın yandan sabit bir engelle (çoğunlukla ağaca veya trafik yol işaretleri) çarpması sıkça karşılaşılan bir durumdur. Bu kaza tipinin önemi çarpışmanın taşıtın yan

yüzeyinin dar bir alanında meydana gelmesi ve dar alana uygulanan basınç değerinin yüksekliğinden dolayı ezilen bölge taşıtın içine kadar deforme olmasıdır. Bu tip kazalarda sürücü veya yolcu yaralanmaları oldukça risklidir. Otomobil üreticileri her iki kaza tipi için testler uygulamalarına rağmen sadece yandan başka bir taşıtın test aracına çarpma deneyi standartlaştırılmıştır [137,138]. Bu tip kazaların daha sık görülmesinden dolayı analiz bu açıdan ele alınmıştır.

Yandan çarpma sonucu yaralanmaları azaltmak amacıyla değişik tedbirler alınmaktadır [139]. Bunlar başlıca:

- ◆ Kapı içine yerleştirilen çelik barlarla taşıt yan rijitliğin artırılması [140].
- ◆ Çarpışma sonucu darbe enerjisinin B-kirisi ve taban traversi yardımıyla tüm gövdeye üniform olarak dağıtılması [141].
- ◆ Kabin içinin darbe emici malzemelerle kaplanması.
- ◆ Yan hava yastık ve perdesinin kullanılması.

Yandan çarpma testi için iki adet deney standardı bulunmaktadır, Amerikan FMVSS 214 ve Avrupa ECE-R 95 standartları [137]. Her iki deney test uygulamaları ve yaralanma kriterleri açısından birbirinden farklıdır. ECE-R95 kaza esnasında kafa yaralanmalarına ağırlık verirken FMVSS 214 göğüs yaralanmalarına önem vermiştir. Her iki testin kriterleri tablo 3.5 de görülmektedir. İlgili değerler çarpışma sonucu taşıt içine yerleştirilmiş çarpışma bebeklerinin üzerindeki sensörler yardımıyla elde edilmektedir.

Tablo 3.5: Yandan çarpma sonucu yaralanma kriterleri [137]

	<i>ECE-R 95</i>	<i>FMVSS 214</i>
<i>Kafa</i>	HIC < 1000	
<i>Göğüs</i>	Kaburga deplasmanı < 42 mm	Göğüs yaralanma indisi (TTI)< 85 g
<i>Karın</i>	Karın darbe kuvveti < 2,5 kN	
<i>Kalça</i>	Kalça darbe kuvveti < 6 kN	Kalça ivmelenmesi

3.1.2.1 Pasif Yan Emniyet Matematik Modelinin Oluşturulması

Yan emniyet matematik model oluşturulmasında yandan çarpma esnasında yan bölmelerin enerji yutma kabiliyetleri, bu bölümlerin deformasyon miktarları, yolculara darbe esnasında etkiyen yükler, yaralanma şekli ve dereceleri gibi faktörler

göz önüne alınmıştır. Bu faktörleri etkileyen ana parametreler ise şu şekilde sıralanmaktadır: [142]

- ✓ Çarpma taşıtın hızı, kütlesi ve ön geometrisi
- ✓ Koltuk yan yüzeyi ile kapı içi arası mesafe
- ✓ Kapının iç yüzey sertliği
- ✓ Kapının iç yüzey geometrisi
- ✓ Kapının rijitliği
- ✓ Koltuk ve orta konsol tasarımı
- ✓ B-kirisi tasarımı ve malzemesi
- ✓ Taşıt ağırlığı
- ✓ Taşıtın yerden yüksekliği

Yan emniyet matematik modeli oluşturulurken yukarda belirtilen faktörler tek tek ele alınarak analiz edilecektir.

Yan emniyet analizini sağlıklı bir şekilde incelemek için yandan çarpma esnasında kaza mankenlerin kinematiği, hızı ve hareketleri analiz edilmiştir (Şekil 3.21).

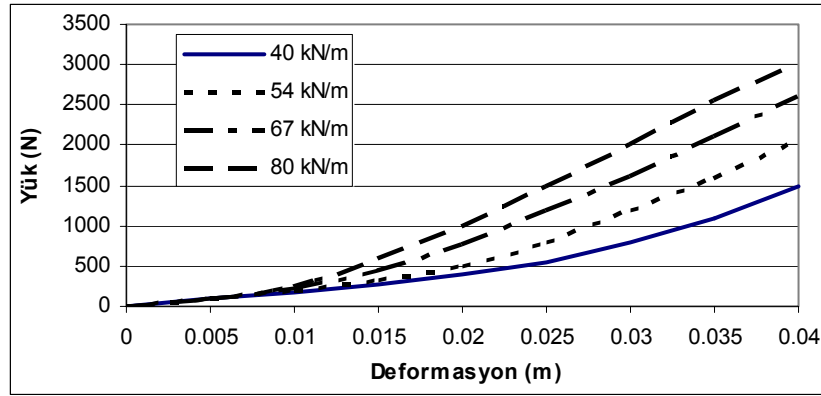


Şekil 3.21: Yandan çarpma esnasında sürücünün kinematiği

Yandan çarpmanın yaklaşık ilk 25 milisaniyesinde çarpılan taşıtın kapısı plastik deformasyona uğrayarak içe doğru çökmeye başlamaktadır. Çarpılan taşıtın yanal ivmesi bu aşamada düşük olduğu için yolcu ilk darbeyi “ivme darbesi” şeklinde almaktadır [143]. Bu aşamada yolcуда ani ivme artışıyla boyun ve iç organlarında

yaralanmalar meydana gelmektedir. Kapı deformasyon hızının maksimum olduğu anlarda kapı içi-koltuk arası mesafe kapanmış, yolcu kapı içinden, cam ve B-kirişinden darbe almaktadır [144,145]. Bu fiziksel temas “ikincil darbe” olarak adlandırılmaktadır. Bu aşamada yolcu, özellikle kafa bölgesinden aldığı darbeden dolayı ağır yaralanmaktadır [146,147].

Yandan çarpışma esnasında yolcuların ikincil darbeleri en düşük seviyede almaları için alınan tedbirlerden birisi kapı iç yüzeylerini enerji yutucu malzemelerle kaplanması [148,149], özellikle karın bölgesinde yaralanmalara neden olan kapı içi kolluk bölgesini yumuşak hatlarla tasarlanmasıdır [150]. Kapı içine yerleştirilen çelik barlar yardımıyla kapının çarpışma esnasında deformasyon miktarı azaltılmaktadır. Aynı şekilde kapı rijiliğinin artırılması da kapı deformasyon miktarını azaltmaktadır (Şekil 3.22).



Şekil 3.22: Kapı rijitliğinin kapının deformasyonuna etkisi

Çarpan taşıtın kütesinin, hızının ve tampon yüksekliğinin düşük olması çarpılan taşıt açısından arzulanmaktadır. Özellikle Amerika’da ön kısmı yüksek ve barlarla güçlendirilmiş SUV tipi araçların yaygın olarak kullanılmasıyla yandan çarpma sonucu çarpılan taşıttaki yolcularda ölümcül yaralanmaların sayısı artmıştır (Şekil 3.23) [151,152].

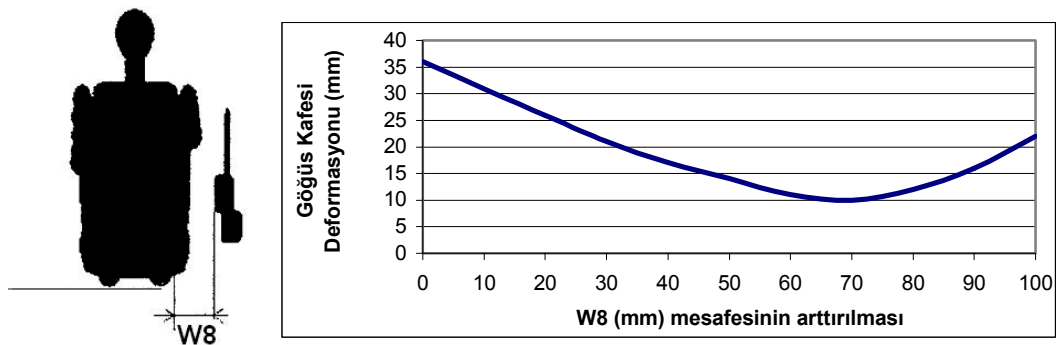
Çarpma anında yolcunun yan yüzeyden darbe almasını önlemek amacıyla uygulanan çalışmalardan birisi de geliştirilmiş koltukların tasarlanmasıdır. Koltukların mukavemeti artırıldığı gibi darbe esnasında koltuğun orta konsola doğru hareket ederek yolcunun kapı iç yüzeyi ile teması önlenmektedir [153].



Şekil 3.23: SUV tipi taşıtın otomobile yandan çarpması sonucu oluşan hasar

Buraya kadar anlatılan tedbirler ve özellikler, matematik modelimizi oluşturan konstrüktif parametreler tarafından etkilenmediğinden ayrıntılı analize gerçekleştirilmeyecek, sadece konuyla ilgili referans verilerek yetinilecektir [154-156].

Yolcunun yanal hızı, kapı deformasyon hızının belirli bir Δt süresi sonrası artmakta ve ivme değeri kapının deformasyon ivmesinden Δa kadar daha düşük değere ulaşmaktadır. Yolcunun yaralanmasında Δa ve Δt önemli parametrelerdir. Arzulanan Δa değerinin düşük, Δt değerinin ise yüksek olmasıdır. Bu parametrelerin değerlerini etkileyen önemli faktörlerden birisi kapı içi ile koltuk arası (W8) mesafesidir. W8'in artmasıyla yolcunun ivmelenme ve kapının çarpma hız değerleri düşecektir [157]. W8 mesafesinin azaltılması-göğüs kafesi deformasyon (GKD) miktarı arasındaki ilişkinin (Şekil 3.24) analizi sonucu W8'in 66 mm birim azaltılmasıyla GKD değeri 22 mm arttığı tespit edilmiştir.



Şekil 3.24: W8 mesafesinin azaltılması -göğüs kafesi deformasyon (GKD) miktarı arasındaki ilişki [157]

W8'in 1 mm arttırılması sonucu GKD değerinin 0,33 mm azalması neticesinde W8'in pasif yan emniyete (PYA) etkisi şu şekilde ifade edilmektedir;

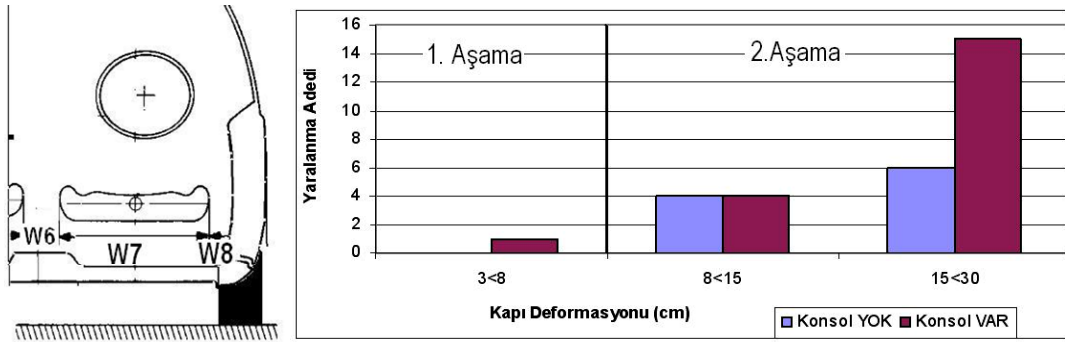
$$\frac{dPYA}{PYA} = 0,33 \cdot dW8 \quad (3.14)$$

Kapı deformasyon miktarının 70 mm den daha fazla olması sonucu GKD değerinin artmasının nedeni çarpma sonucu yolcunun göğüs kısmının dışa (cama) doğru dönme hareketinden dolayı ek bir darbe almasıdır.

Yandan çarpma ile yolcunun ikincil darbeyi almasıyla beraber sürücü orta konsola doğru hareket etmektedir. Bu ivmeli hareket esnasında sürücünün kalçası orta konsola çarpmakta ve ciddi kalça yaralanmaları oluşmaktadır. Rijit konsolun olmaması durumunda yolcu bu darbeye maruz kalmayacak ve yaralanma riski azalmış olacaktır. Orta konsolun mevcudiyeti ile kalça ivmelenme değeri artmaktadır [157]. Yandan çarpma sonucu kalça yaralanmasının önlenmesi için arzulanan;

- Kapı içi – koltuk arası mesafesinin (W8) büyük olması,
- Koltuk genişliğinin (W7) büyük olması,
- İdeal durum için orta konsolun bulunmaması (W6=0)

Koltuk genişliğinin (W7) pasif yan emniyete etkisini incelemek amacıyla şekil 3.25 de kazanın 2. aşaması analiz edilmiştir. Bu safhada artık kapı iç yüzeyi-koltuk yan yüzeyi mesafesi kapanmış, yolcu kapı ile orta konsol arasında sıkışmaktadır.



Şekil 3.25: Yandan darbe esnasında kapı çökmesinde orta konsolun mevcudiyetinin yaralanmaya etkisi

Bu aşamadan sonra kapı deformasyon miktarı koltuk deformasyon miktarına eşit olmaktadır. Pratikte tüm araçlarda orta konsol mevcut olduğundan, “Konsol Var” sütunu incelenmiş ve deformasyon miktarının 8 santimetreden 30 santimetreye

çıkmasıyla (22 santimetre artış) yaralanma vakasının dörtten onbeşe çıktığı, yani %275 arttığı görülmektedir. Burada arzulana koltuk genişliğinin yüksek olmasıdır. Açıklamanın matematiksel ifadesi;

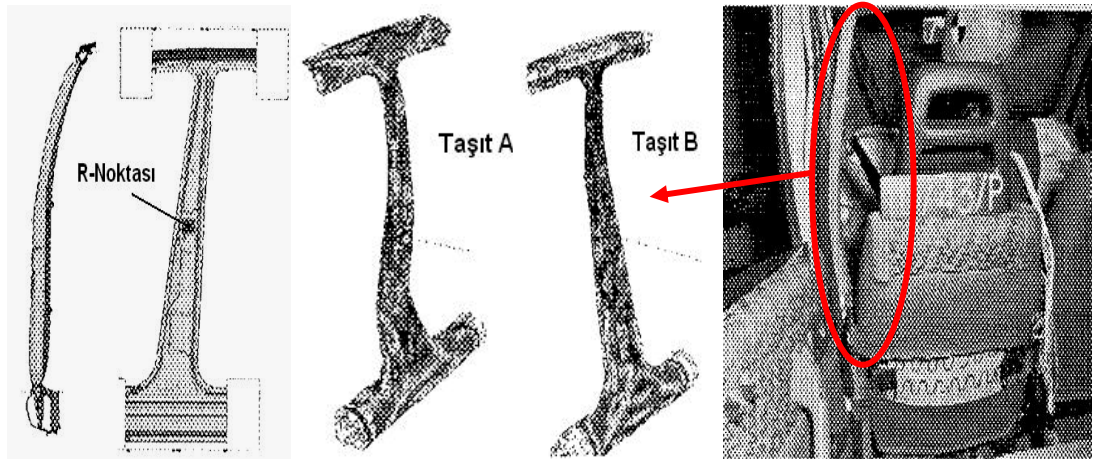
$$\frac{dPYA}{PYA} = 1,25 \cdot dW7 \quad (3.16)$$

şeklindedir. B-kirişinin yan emniyete etkisini analiz etmek için yapılan çalışmada yandan gelen darbe sonucu B-kirişinin deformasyon şekli ve miktarı ele alınmıştır. Kaza analizlerin incelenmesi sonucu B-kirişinin aşırı deformasyonu sonucu yolcu, başını B-kirişine çarpıp yaralandığı tespit edilmiştir [158]. Arzulanan, R-noktasının (Şekil 3.26)



Şekil 3.26: R-noktasının tanımı

üzerinde kalan B-kirişinin az deforme olup kafa yaralanmasının önlenmesidir. İki farklı B-kirişinin darbe öncesi ve sonrası deformasyon değerleri şekil 3.27 de görülmektedir. A taşıtında deformasyon kapı içi bölümünde gerçekleşirken, B taşıtında deformasyon R-noktası üzerinde (cam bölgesinde) görülmektedir (Şekil 3.27) ki bu arzulanan bir durumdur.



Şekil 3.27: İki farklı taşıtın B-kirişinin quasi-statik yükleme sonrası deformasyonu

İnstabilitenin görüldüğü maksimum gerilme ve deformasyon bölgesi A taşıtında R-noktasının altındayken, B taşıtında bu bölge R-noktasının üstündedir. Açıklamalar doğrultusunda B-kirişinin tasarım kriterleri şu şekilde oluşmaktadır:

- İnstabilitenin görüldüğü maksimum gerilme değeri R-noktasının altında olmalıdır.
- Darbe esnasında R-noktasının üzerindeki bölgelerde meydana gelen gerilme değeri akma dayanımının altında olmalı (plastik deformasyon oluşumu engellenmelidir).

Oluşan eğilme gerilmesi (τ);

$$\tau = M/W = M/L6 \cdot W_{B-Kiriş} = \frac{12M}{W \cdot L6^3} \quad (3.17)$$

şeklindedir. B-kiriş genişliğinin ($L6$) eğilme gerilmesine etkisi (% olarak)

$$d\tau = \frac{-36M \cdot L6^{-4}}{W} \cdot dL6 \quad (3.18)$$

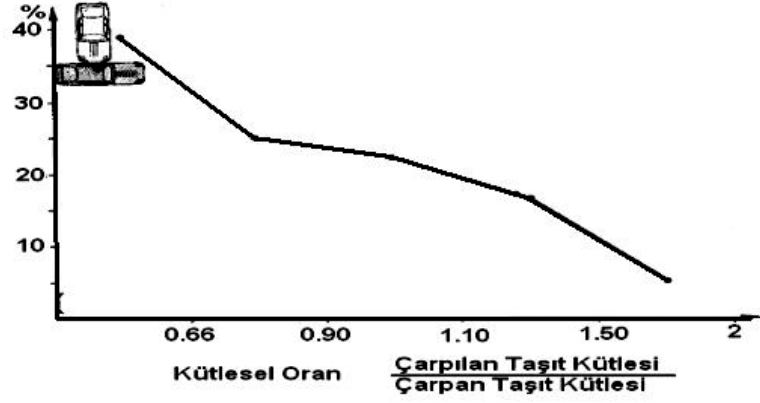
$$\frac{d\tau}{\tau} = \frac{-3}{L6} \cdot dL6 \quad (3.19)$$

şeklindedir. Darbe anında oluşan gerilme değerinin azalması durumunda plastik deformasyon miktarı da azalacaktır. Gerilme değeri pasif yan emniyet (PYA) ile ilişkilendirilmesi sonucu;

$$\frac{dPYA}{PYA} = -\frac{d\tau}{\tau} = +\frac{3}{L6} \cdot dL6 \quad (3.20)$$

oluşmaktadır. Harteman, taşıt ağırlığının yan emniyete etkisinin analizinde, çarpan taşıtın kütlesi arttıkça veya çarpılan taşıtın ağırlığı azaldıkça, çarpılan taşıttaki yolcuların yaralanma riskinin de arttığını tespit etmiştir (Şekil 3.28) [159].

Önden çarpışmalardan farklı olarak, yandan çarpışmalarda çarpan taşıtın kütlesinin yaralanmalarda birincil derecede etkili olmaktadır, bunun sebebi yetersiz deformasyon bölgesinden dolayı sürücü veya yolcuların darbe enerjisini direkt olarak almalarıdır.



Şekil 3.28: Yandan çarpışmalarda kütle oranının yaralanmaya etkisi [159]

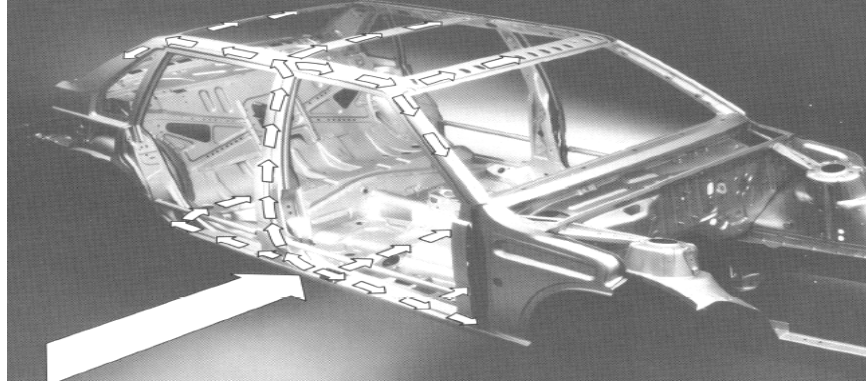
Şekil 3.28 de görüldüğü gibi kütle oran (çarpılan taşıt/çarpan taşıt) oranı 0,66 iken çarpılan taşıttaki yolcuların yaralanma oranı %40 iken bu değer kütle oranının 1,5 olduğu zaman %8 mertebelerine inmektedir. Bu durumda 1200 kg ağırlığındaki bir taşıtın 1800 kg ağırlığındaki bir taşıta yandan çarpması halinde yaralanma oranı %8 iken, çarpılan taşıt kütle oranının 800 kg olması durumunda bu oran %40 olmaktadır. Yani yandan çarpılan taşıtın ağırlığı 1 kg artması sonucu yaralanma oranı %0,032 azalmaktadır. Kahane [160] taşıt ağırlığının yolcuların yaralanmasına etkisini incelemek için 1985-1993 arası istatistiksel araştırmalar sonucu yaptığı çalışmalarda taşıt ağırlığının 100 lb (45,4 kg) azalmasıyla yaralanma oranının %1,13 artacağını, yani taşıt ağırlığının 1 kg azalmasıyla yaralanma oranının %0,0258 artacağını tespit etmiştir. Taşıt ağırlığının yan emniyete etkisinin modeli oluşturulurken Harteman [159] ve Kahane'nin [160] çalışmaları esas alınmıştır. Her iki araştırmacının yandan çarpılan taşıtlarda ağırlığın 1 kg azalması sonucu yaralanma riskinde meydana gelecek artışın ortalama değeri olan %0,0284 esas alınmıştır. Yani;

$$\frac{dPYA}{PYA} = 0,0284 \cdot dG \quad (3.21)$$

olmaktadır. Aks aralığının yan emniyete etkisini analiz etmek için Joksch [161] yaptığı çalışmalarda aks aralığının %5 artmasıyla yaralanma riskine gösterdiği etki, taşıt ağırlığının %10 artmasıyla aynı etkiyi göstermektedir. Yani,

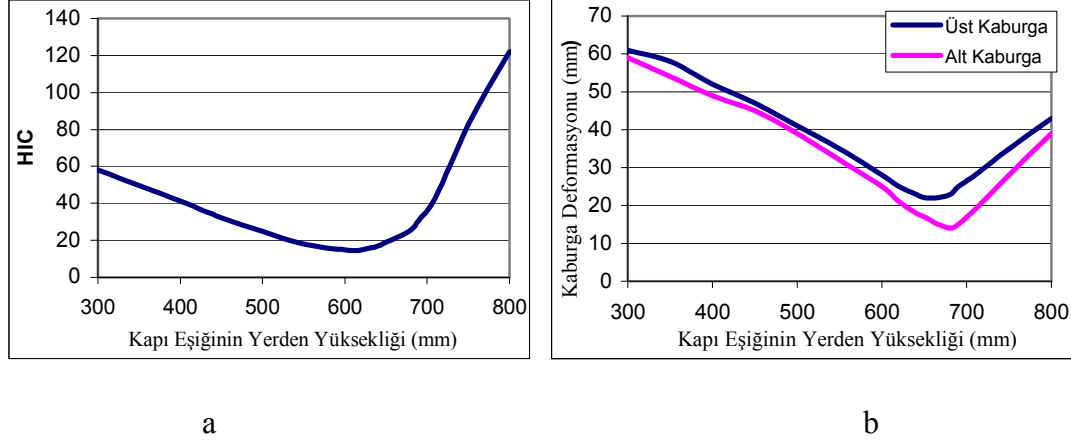
$$\frac{dPYA}{PYA} = \frac{0,0284}{2} \cdot dG = 0,0142 \cdot dL16 \quad (3.22)$$

olmaktadır. Şekil 3.29 da görüldüğü gibi taşıt yan yüzeyine gelen darbe B-kirişi ve taban traversi yardımıyla tüm gövdeye üniform olarak dağıtılarak kapının plastik deformasyon miktarı azaltılmış olmaktadır. Deformasyon miktarının azaltılması yandan gelen darbenin direkt taban traversine iletilmesiyle sağlanmaktadır.



Şekil 3.29: Yandan gelen darbenin tüm gövdeye dağıtılması

Bu konuda gerçekleştirilen çalışmalarda kapı eşik yüksekliğinin (H17) artırılmasıyla kafa yaralanma şiddeti (HIC) ve kaburga çökme miktarının azaldığı tespit edilmiştir (Şekil 3.30).



Şekil 3.30: a) Kapı eşik yüksekliğinin kafa yaralanmasına etkisi (HIC) ve b) kapı eşik yüksekliğinin kaburga çökme (deformasyona) etkisi [167]

Şekil 3.30 a da kapı eşik yerden yüksekliğinin 650 mm den sonra kafa yaralanma (HIC) değerinin artmasının nedeni, çarpan taşıtın çarpılan taşıtın “altına girmesi” neticesinde taşıtın havalanması sonucu kafa ivmelenme değerinin artmasıdır. Şekil 3.30 un incelenmesi sonucu kapı eşik yüksekliğinin (H17) artması sonucu yaralanma riskinin azaldığı tespit edilmiştir.

Kapı eşik yüksekliğinin (H7) 300 mm den 650 mm ye çıkarılmasıyla kafa yaralanma değeri %75, kaburga ezilme değeri %67 azalmaktadır. Yani (H7) nin 350 mm artmasıyla yaralanma riski bu iki değerin ortalama değeri olan %71 kadar azalmaktadır. Bu ifadenin matematiksel ifadesi ise şu şekildedir:

$$\frac{dPYA}{PYA} = 0,203 \cdot dH7 \quad (3.23)$$

şeklinde. Yan emniyet ile gerçekleştirilen tüm analizler sonucu pasif yan emniyet (PYA) nin matematik modeli şu şekilde ifade edilmektedir:

$$\frac{dPYA}{PYA} = 1,25 \cdot dW7 + 0,33 \cdot dW8 + 0,203 \cdot dH17 + \frac{3}{L6} \cdot dL6 + 0,0142 \cdot dL16 + 0,0284 \cdot dG \quad (3.24)$$

3.1.3 Pasif Yaya Emniyeti

70 'li yıllarda yaya-taşıt kazaların önemi anlaşılmaya başlanmıştır. Bunun sebebi artan trafik yoğunluğu ile birlikte kaza esnasında yayaların yaralanma ve ölüm sayısında artışın gözlenmesidir. Günümüzde her yıl dünyada 1,2 milyon yaya trafik kazalarında ölürken 10 milyonu da yaralanmaktadır [162]. Özellikle az gelişmiş veya gelişmekte olan ülkelerde (Hindistan, Tayland, Bangladeş...) taşıt-yaya kazalarına daha sık karşılaşılmaktadır [163]. Yaya-taşıt kazası sonucu oluşan yaralanmaları incelemek amacıyla kaza esnasında taşıt-yaya mekaniği ile yaralanma dereceleri arasında ilişki kurulmaya çalışılmıştır. Bunun için polis ve hastane raporlarından faydalanılmaktadır [164,165]. Gerçekleştirilen analizler sonucu taşıt-yaya çarpışmalarında arabaların dominant olarak etkili olduğu tespit edilmiştir [166].

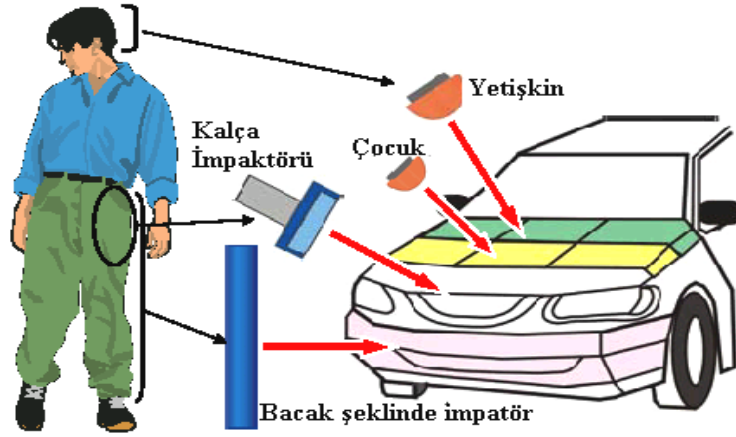
Taşıt-yaya kazalarında yaya yaralanmalarının önlenmesi amacıyla bazı önlemler alınmıştır [167-173];

- Gizlenmiş cam silecekleri.
- Darbe emici (kolay deforme olabilen) ön tamponlar.
- Yaya hava yastığı.
- Çarpışma anında kaportanın yükselmesi.
- Kızılötesi ışın ile yayayı algılayıp taşıt hızını otomatik olarak azaltan sistemler.

Bu konularda ECE-R 26- 42, StVZO 32- 36a- 30, EG 74/ 483, 78/549, 74/483, USA-FMVSS 211- 113- 215, İsveç 117- 149, RREG 74/483 gibi yönetmeliklerle taşıt tasarımında sınırlayıcı şartlar getirilmektedir [174].

Yaya taşıt kazalarında yayaların güvenliği için günümüzde değişik testler uygulanmaktadır.

Bu testler standartlaştırılması için ilk çalışma 1987 yılında Uluslararası Standart Organizasyonu (ISO) ISO/TC22/SC10/WG2 adıyla gerçekleştirilmiştir. Günümüzde en yaygın olarak kullanılan test standardı ise EEVC/WG17 (European Experimental Vehicle Committee) dir (Şekil 3.31) [175].



Şekil 3.31: EEVC/WG17 yaya güvenliği test düzeneği [175]

Bu deneyde çarpışma esnasında yayanın bacağına, kalçasına, çocuk-yetişkin kafasına gelen darbeler incelenmekte ve elde edilen sonuçlar sınır değerleri (Tablo 3.6) ile karşılaştırılmaktadır.

Tablo 3.6: Yaya çarpışma deneyi ve sınır değerleri [176,177]

<i>Test tipi</i>	<i>Ölçüm değeri</i>	<i>Birim</i>	<i>Sınır değeri</i>
Yetişkin kafa	Kafa Açısal ivme	Rad/s ²	< 9100
Çocuk kafa	Kafa Açısal ivme	Rad/s ²	< 8300
Yetişkin kafa	İvme	HIC	< 1000
Çocuk kafa	İvme	HIC	< 1000
Kalça	Eğilme momenti	Nm	< 220
	Toplam kuvvet	kN	< 4
Diz	Diz eğme açısı	Derece	< 15 ⁰
	Diz kayması	mm	< 6
	İvmelenme	g	< 150

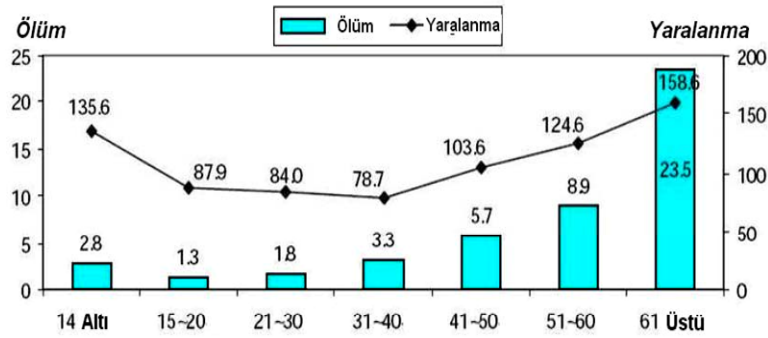
3.1.3.1 Yaya-Taşıt Çarpışmalarında Yaralanmaya Etki Eden Faktörler

Matematik modeli oluşturmada önce yayanın yaralanmasına etki eden faktörlere kısaca değinilecektir. Bu parametreler başlıca;

- ❖ Yayanın özellikleri (yaşı, boyu, cinsiyeti)
- ❖ Taşıt çarpma hızı
- ❖ Taşıtın özellikleri (taşıt ön geometrisi, malzemelerin rijitliği)

Yaya boyunun etkisinin analizi sonucu yaya boyunun artmasıyla yayanın kafasını daha rijit olan ön cama vurma ihtimalinin arttığı tespit edilmiştir [178]. Cama vurma sonucu oluşan yaralanmalar çoğunlukla ölümcül olduğundan kısa boylu bir yayanın yaralanma riskinin uzun boyluya göre daha az olduğu ortaya çıkmaktadır.

Yaya-taşıt kazalarında yaya yaşının etkisini incelemek amacıyla yapılan çalışmalarda en çok yaralanma ve ölüm vakalarının 14 yaş altı ve 60 üstü yayalarda görüldüğü tespit edilmiştir (Şekil 3.32) [179].



Şekil 3.32: Taşıt-yaya kazalarında ölüm ve yaralanmada yaya yaşının etkisi [179]

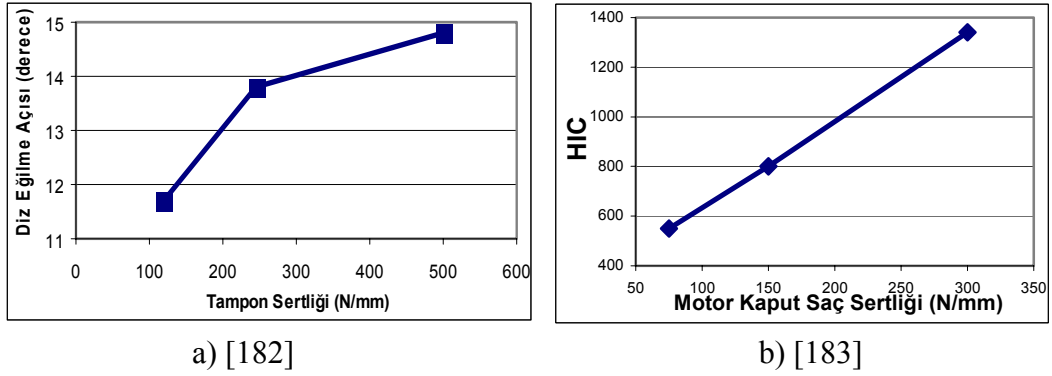
Bunun nedeni 14 yaş altı çocukların çoğunlukla dikkatsiz davrandığı, 60 üstü yayaların ise algılama ve tepki vermede yetersiz olduğu düşünülmektedir [179].

Taşıt-yaya çarpışmalarında yaya yaralanmasını etkileyen ana parametre taşıt çarpma hızıdır [180]. Çarpma hızının artmasıyla yayanın kinematiği oldukça değişmektedir; yaya daha yükseğe havalanmakta, kafasını ön cama vurma olasılığı artmakta ve sonrasında kafasını sert zemine vurmaktadır. Taşıt çarpma hızının yaya kinematiğine etkisini analiz edebilmek amacıyla simülasyon programlarından yararlanılmaktadır [181].

Taşıt özellikleri yayanın kaza anında yaralanmasını etkileyen önemli faktördür. Taşıt özellikleri iki başlık altında incelenmektedir:

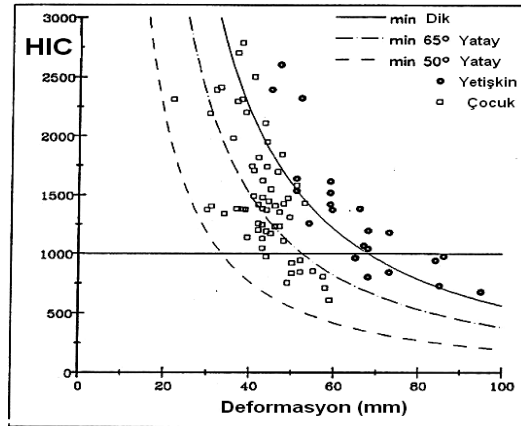
- ◆ Taşıtın önünde kullanılan malzemelerin rijitliği [182,183]
- ◆ Taşıt ön geometrisi [184-187]

Kaza anında yaya, taşıtın değişik bölgeleri ile temas etmektedir. Bu bölgelerin rijitliği yayanın yaralanma derecesini etkilemektedir. Arzulanan, yayanın temas ettiği taşıtın ön bölümlerindeki malzemelerin rijitliğinin düşük olmasıdır. Bunun sebebi çarpışma esnasında meydana gelen çarpışma enerjisinin taşıt ön bölümlerindeki malzemelerin deforme olarak absorbe etmesi ve yaya yaralanmasını önlemesidir (Şekil 3.33).



Şekil 3.33: a) Tampon sertliği – diz eğilme açısı ve b) Motor kaput saç sertliği ile kafa yaralama indisi arasındaki ilişki

Bu amaçla günümüzde yumuşak tamponların üretimi üzerinde yoğunlaşmaktadır [188]. Motor kaput malzemesinin rijitliği ve motor kaput altı strüktürlerin (motor, akü,...) yerleştirilme şekli yaralanmayı etkileyen önemli bir faktördür. İstenilen, yaya-taşıt kazalarında yayanın kafasını motor kaputuna vurduğunda, kaput saç malzemesinin esnek olması ve gelen kafa darbesi karşısında deforme olabilecek yeterli aralığın bulunmasıyla kafa yaralanmasının önlenmesidir (Şekil 3.34).



Şekil 3.34: Saç deformasyonu ile kafa yaralama indisi arasındaki ilişki [191]

40 km/h hızla çarpışma sonucu yetişkinlerde 70 mm, çocuklarda 50 mm lik bir saç deformasyonu ölümcül yaralanmayı önleyebilmektedir (<1000 HIC). Ancak günümüz taşıtlarında motor kaputunun yaklaşık 20 mm altında rijit elemanlar bulunduğundan yeterli deformasyon aralığı bulunmamaktadır [192]. Yolcu pasif emniyeti, ayrodinamiklik ve styling endişesiyle de bu mesafenin fazla arttırılamayacağı da aşıkardır.

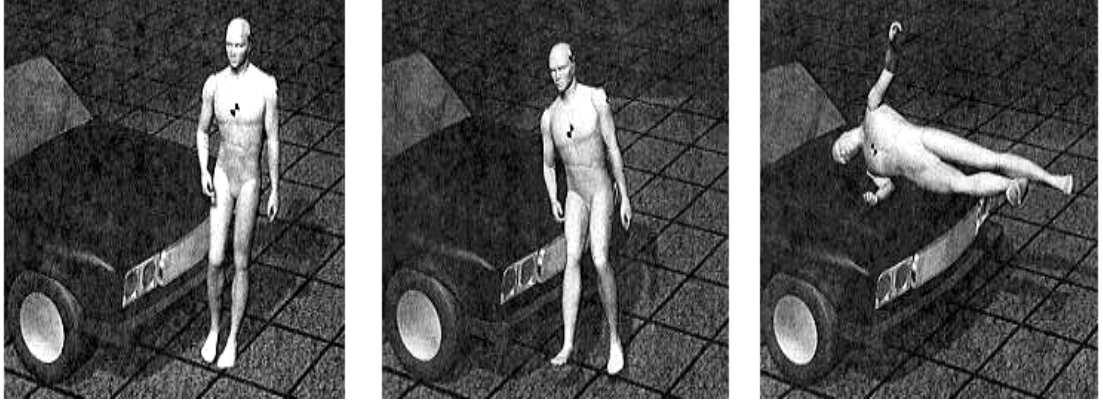
Yaya yaralanmasını etkileyen önemli bir faktör de taşıt ön geometrisidir. Ancak bu faktör burada değinilmeyecek, daha ayrıntılı olarak matematik modellemede ele alınacaktır.

3.1.3.2 Pasif Yaya Emniyet Matematik Modeli

Sağlıklı bir pasif yaya emniyeti oluşturmak için yaya-taşıt kazası esnasında yayanın kinematiği önem arz etmektedir ve incelenmeye alınmıştır. Yaya-taşıt kazalarında çarpışma kinematiği oldukça karmaşıktır. Bunun nedeni insan vücudunun eklemlerden ve kaslardan oluşan kompleks bir yapıya sahip olması ve çarpışma esnasında yaya kinematiğinin yayanın boyu, yaşı, taşıt ön geometrisi ve hızı gibi birçok parametrelerden etkilenmesidir. Çarpışmanın deneysel olarak incelenebilmesi amacıyla ilk zamanlarda kadavralardan faydalanılmıştır [193]. Kadavraların çarpışma esnasında hareketlerinden elde edilen verilerin yardımıyla ilk yaya kaza mankenleri oluşturulmuştur [194]. Günümüzde bu mankenlerin çarpışma esnasında hareketlerinin incelenmesiyle birlikte yaya kazalarının bilgisayar ortamında analiz edilebilmesi, yayada meydana gelen yaralanmalar ve kırılmaların tespit edilmesi amacıyla değişik modeller oluşturulmuştur [195,196]. Modellerin oluşturulmasında kadavralardan ve hastane raporlarından faydalanılmıştır [197].

Yaya-taşıt çarpışması esnasında yaya kinematiği incelendiğinde, yayanın ilk darbeyi ön tampondan aldığı görülmektedir (Şekil 3.35).

Çoğunlukla diz bölgesinden alınan bu darbe sonucu yaya, öteleme ve diz bölgesi etrafında dönme hareketi yapmaktadır. Yaya ikinci darbeyi ön motor kaputundan veya ızgara kısmından baldır bölgesine almaktadır. Bu aşamada dönme hareketinin ağırlık kazanmasıyla yaya bir nevi ön kaput üzerine “kayma” hareketi gerçekleştirmektedir. Yaya üçüncü darbeyi kaput üzerine düşmesiyle omuz veya



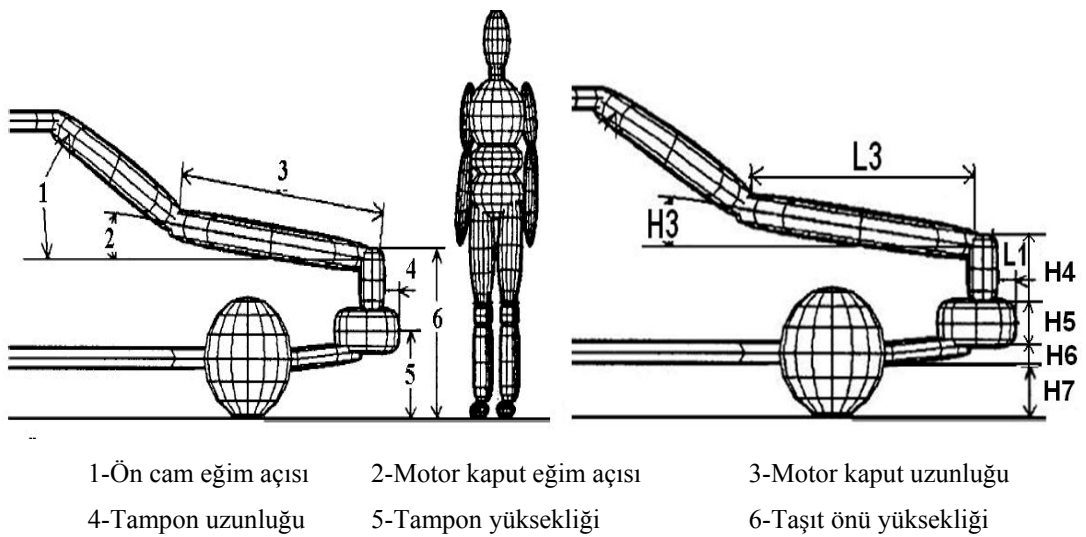
Şekil 3.35: Taşıt-yaya kazalarında yayanın kinematiği ve darbe aldığı noktalar [198]

göğüs kısmından almaktadır. Yaya dördüncü darbeyi en tehlikeli aşama olarak kafasını cama veya A-kirişine çarparak almaktadır.

Yaya ikinci darbeyi ön motor kaputundan veya ızgara kısmından baldır bölgesine almaktadır. Bu aşamada dönme hareketinin ağırlık kazanmasıyla yaya bir nevi ön kaput üzerine “kayma” hareketi gerçekleştirmektedir. Yaya üçüncü darbeyi kaput üzerine düşmesiyle omuz veya göğüs kısmından almaktadır. Yaya dördüncü darbeyi en tehlikeli aşama olarak kafasını cama veya A-kirişine çarparak almaktadır.

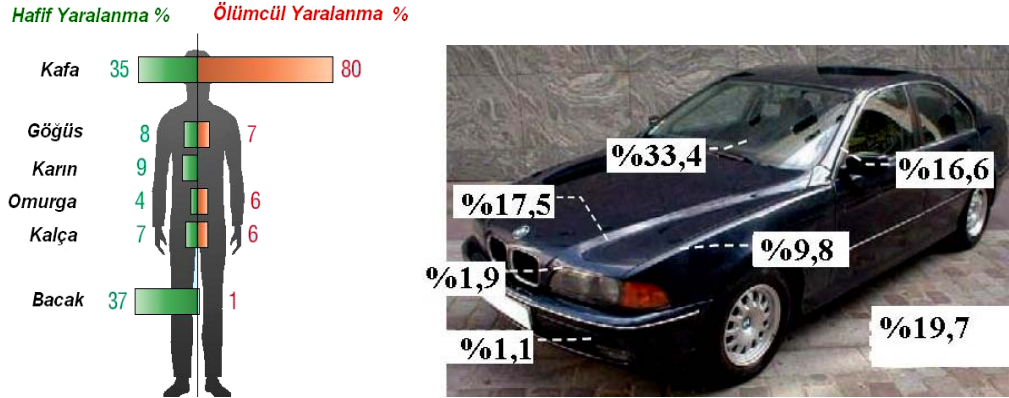
Kazaların %19,7 sinde ise yaya son darbeyi yere düşüp başını zemine çarparak almaktadır ki çoğunlukla bu aşamada bilinçsizdir [199].

Yaya pasif emniyet (PYE) matematik modelinin oluşturulmasında taşıt ön geometrisi ve bu geometriyi etkileyen parametreler (Şekil 3.36) esas alınmıştır [200].



Şekil 3.36: Taşıt ön geometrisinde yaya yaralanmalarını etkileyen parametreler ve modelde belirtilen büyüklükler [200]

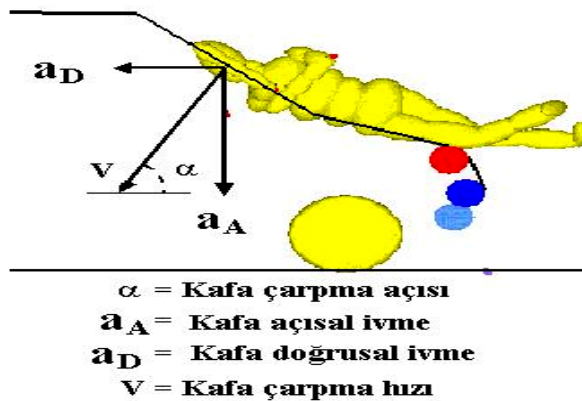
PYE matematik modeli oluşturulmasının ilk aşamasında yayanın ağır yaralanmasına ve ölümüne neden olan taşıt bölgeleri incelenmektedir. Kaza sonucu yayalarda oluşan yaralanmalar en çok taşıtın yayaya önden çarpması sonucu gerçekleşmektedir [201]. Raporların incelenmesi sonucu kaza sonucu oluşan yaralanmalarda dikkat çeken nokta, yaralanmaların sadece %35 i kafa çarpması sonucu oluşurken, ölümcül yaralanmaların %80 i kafaya alınan darbeye neticelenmektedir (Şekil 3.37). Kalça yaralanmaları sonucu ise daha çok kalıcı arızalar (sakatlanmalar) oluşmaktadır [202].



Şekil 3.37: Taşıt-yaya kazalarında yayanın hafif ve ölümcül yaralanma oranları [203]

Şekil 3.40 dan görüldüğü gibi yayanın taşıtla çarpışması sonucu ölümcül darbeyi kafayı taşıta çarpması sonucu almaktadır. Yaya bu ölümcül darbeyi çoğunlukla rijit olan ön cam, yağmur olukluklarından veya A-kirişinden almaktadır. Yaya ölümcül darbeyi kafadan aldığı için kafadan alınan darbe sonucu yaralanmayı etkileyen parametreler incelenmiştir. Bu faktörler dört adettir (Şekil 3.38) [204];

- Kafa çarpma hızı
- Kafa doğrusal ivmesi
- Kafa açısal ivmesi
- HIC (kafa yaralanma kriteri)



Şekil 3.38: Darbe esnasında kafanın yaralanmasını etkileyen parametreler [205]

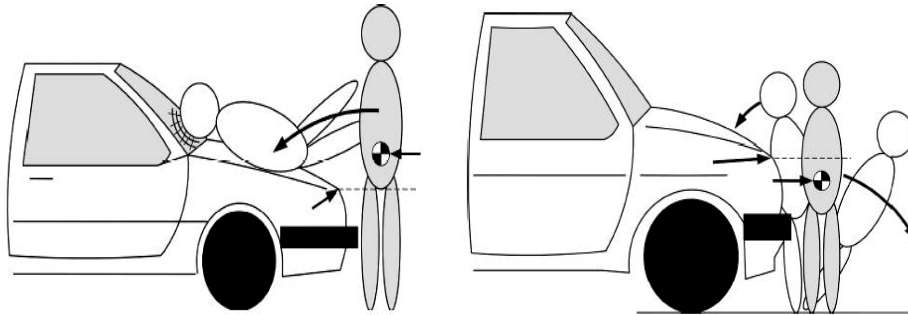
$$HIC = \left[\frac{\int_{t_1}^{t_2} a \cdot dt}{(t_2 - t_1)} \right]^{2.5} (t_2 - t_1) \quad (3.25)$$

Bu parametrelerden hangisinin yaralanmaya en çok etki ettiği henüz bilinmemektedir. Açısal ve doğrusal değerlerinin büyük olması özellikle boyun yaralanmasını artırırken, göğüs yaralanmasını azaltmakta, kafa çarpma hız değerinin küçük olmasında ise yaya en kısa sürede kafayı taşıta çarpacak şekilde hareket etmektedir [206]. HIC değeri (Şekil 3.42), kafanın açısal ve doğrusal ivme değerlerinden etkilenmektedir.

Yaya taşıt kazalarında taşıt ön geometrisinin iki parametresinin yaya kinematiğini etkilediği tespit edilmiştir [207]:

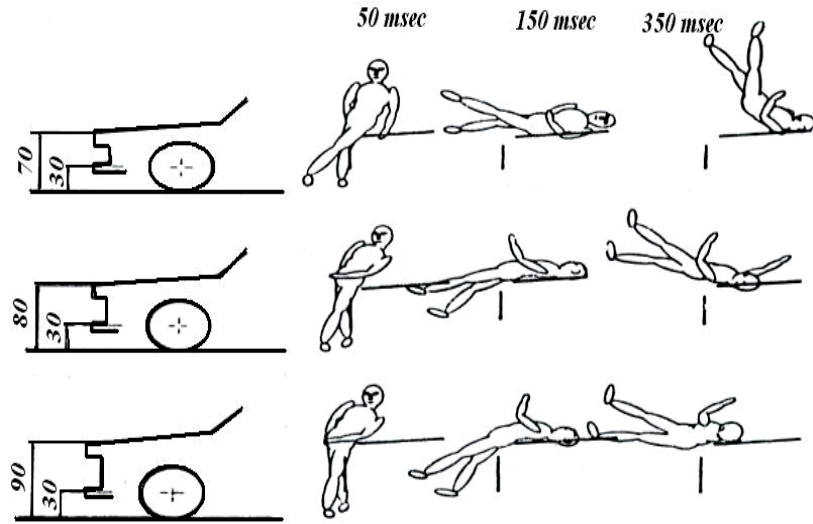
- 🚗 Taşıt önünün yüksekliği
- 🚗 Tampon ekseninin yüksekliği

Darbe esnasında yayanın ağırlık merkezi taşıt ön yüksekliğinin (TÖY) üzerinde ise yaya tampondan aldığı darbe sonucu taşıt üzerine kayarak kafasını cama vurarak ve ölümcül darbeyi alacaktır. Ancak TÖY yayanın ağırlık merkezinin üzerinde ise bu durumda yaya taşıta çarpma sonucu geriye doğru ötelenecektir (Şekil 3.39).



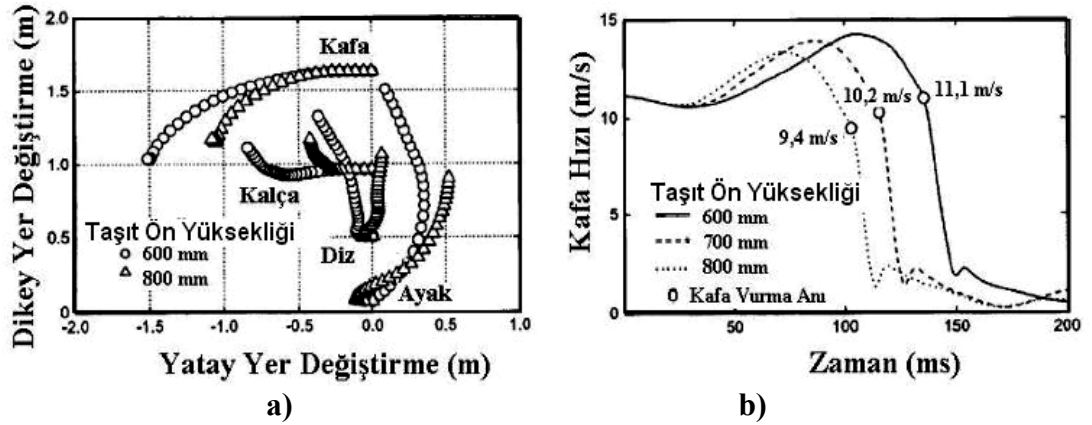
Şekil 3.39: Taşıt-yaya kazalarında yaya ağırlık merkezinin kinematiğe etkisi [208]

TÖY'nün artmasıyla yayanın kafa doğrusal ivme değeri azalmakta ve yaya kafasını daha çok taşıtın yumuşak olan ön bölümüne çarpacaktır (Şekil 3.40).



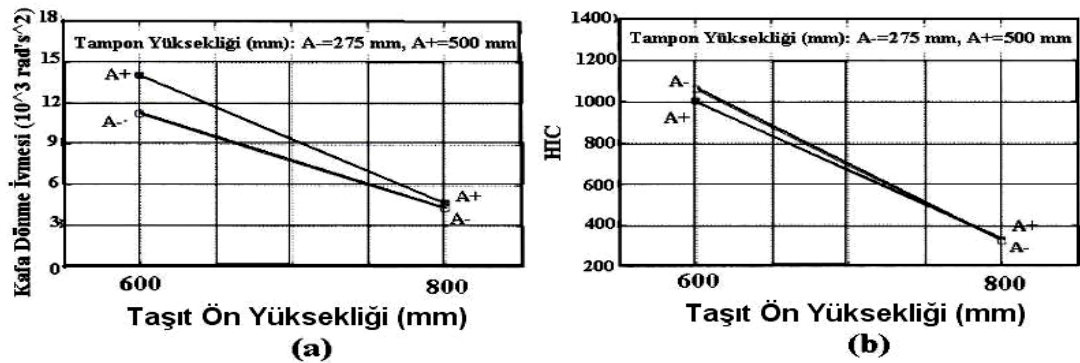
Şekil 3.40: Taşıtların ön yüksekliğinin artmasıyla yaya kinematikiğindeki değişim [209]

Doğrusal ivmenin azalmasıyla birlikte TÖY' nün artması durumunda yaya kafasını taşıta vurma hızı da azalmaktadır (Şekil 3.41).



Şekil 3.41: Taşıtların yaya kazalarında tampon ön yüksekliğinin etkisi [210]

Taşıtların ön yüksekliğinin artmasıyla kafa açısal dönme hızı ve kafa yaralanma kriteri (HIC) değerlerinde hızlı düşüşler tespit edilmektedir (Şekil 3.42).

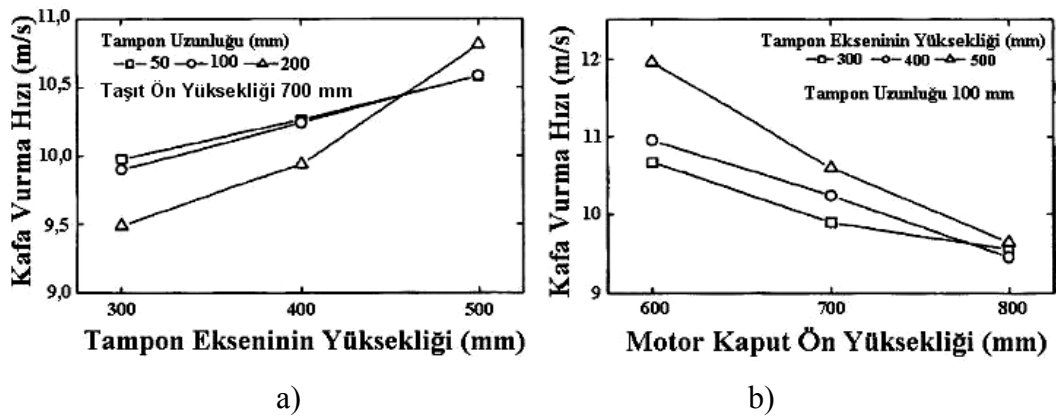


Şekil 3.42: Motor kaput ön yüksekliğinin kafa yaralanmalarına etkisi [211]

TÖY'nün 600 mm den 800 mm değerine çıkartılmasıyla kafa açısal dönme ivmesi %66 azalırken HIC değeri de %70 azalmaktadır. Bu sebepten dolayı taşıt ön yüksekliğinin yüksek olması arzulanmaktadır. Taşıt ön yüksekliğinin (TÖY) modeli oluşturulurken HIC-parametresi ele alınmıştır. Şekil 3.42 b ye göre TÖY'nün 200 mm artmasıyla HIC değeri %70 azalmaktadır. HIC ile TÖY şekil 3.42 b de doğrusal ilişki göstrediğine göre TÖY'nün 1 mm artmasıyla HIC değeri %0,35 azalır yaklaşımı doğrudur. Buna göre;

$$\frac{d(Yaralanma)}{HIC} = -0,35 \cdot dH5 \quad (3.25)$$

olmaktadır. Taşıt ön ve tampon yüksekliklerinin yaya emniyete etkilerini incelemek için gerçekleştirilen analizler doğrultusunda yaralanma kriteri olan HIC değeri esas alınmıştır. Kafa çarpma hızı ile HIC arasında ilişki kurabilmek amacıyla şekiller 3.42 b ve 3.43 b incelenmiştir.



Şekil 3.43: Tampon ekseninin yerden yüksekliğinin kafa yaralanmasına etkisi [212]

Şekil 3.43 b ye göre tampon yüksekliğinin 500 mm alınması durumunda taşıt ön yüksekliğinin 600 mm den 800 mm ye çıkartılmasıyla kafa vurma hızı 12 m/s den 9,7 m/s ye düşmekte, yani %19,2 azalmaktadır. Şekil 3.42 b ye göre aynı durumda HIC değeri de 1000 den 320 ye inmektedir (%68 azalma). Şekil 3.42 b ve 3.42 b ye göre her iki yaralanma değeri de ilgil konstrüktiv parametre ile doğrusal değişim gösterdiğine göre, HIC değeri ve kafa vurma hızı (V_{Kafa}) arasında şu ilişki kurulabilmektedir;

$$\frac{dHIC}{HIC} = 3,542 \cdot \frac{dV_{Kafa}}{V_{Kafa}} \quad (3.26)$$

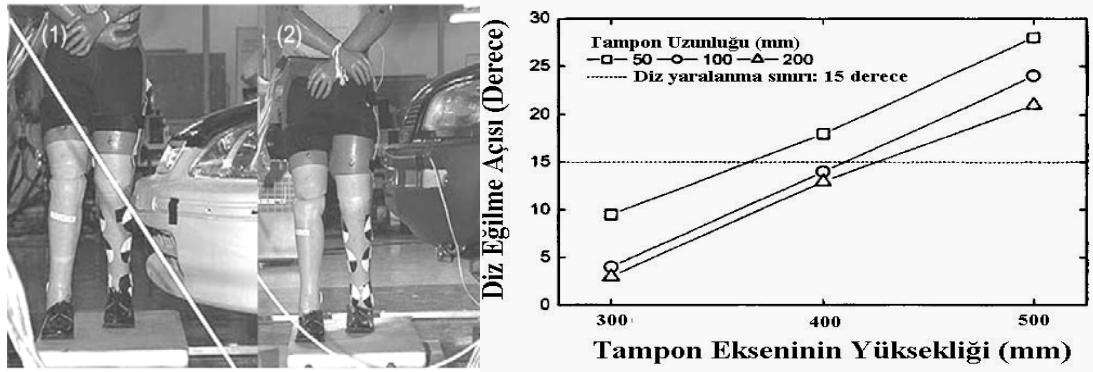
Şekil 3.43 a ya göre 50 ve 100 mm tampon uzunluklarının tampon yüksekliği ile paralel ve doğrusal artış gösterdiği görülmektedir. Her iki tampon uzunlukları esas alındığında tampon yüksekliğinin 300 mm den 500 mm ye çıkmasıyla kafa vurma hızı 9.9 m/s den 10,6 m/s ye çıkmaktadır, yani %7,1 artmaktadır. (3.26) no.lu denkleme göre bu durumda HIC değeri

$$\frac{dHIC}{HIC} = 3,542 \cdot 7,1 = \%25,15 \cdot \frac{dYaralanma}{Yaralanma} \quad (3.27)$$

artmaktadır. Yani tampon yüksekliğinin 200 mm artmasıyla HIC değeri %25,15, başka bir deyişle tampon yüksekliğinin 1 mm artmasıyla HIC değeri %0,125 kadar azalmaktadır. Açıklamanın matematiksel ifadesi;

$$\frac{dHIC}{HIC} = 0,125 \cdot (dH7 + dH6) \quad (3.28)$$

şeklindedir. Tampon yüksekliğinin artmasıyla darbe sonucu yayanın dizinde meydana gelen açısal eğilme derecesi de artmaktadır [213]. Bu etki tampon uzunluğunun azalmasıyla artmaktadır (Şekil 3.44).



Şekil 3.44: Tampon ekseninin yüksekliğinin diz eğilmesine etkisi [214]

Tampon uzunluğunun 100 mm alınmasıyla tamponun yerden yüksekliği 300 mm den 500 mm ye çıkartılmasıyla dizin açısal eğilme (DEA) derecesi 4^0 den 24^0 ye çıkmaktadır. Yani,

$$dDEA = \frac{20}{200} \cdot d(H6 + H7) = 0,1 \cdot d(H6 + H7) \quad (3.29)$$

olmaktadır. Yaya emniyetinde kafa darbeleri hayati önem arz ettiğinden (H7+H5+H6) nin yaya pasif emniyete etkisinde %90 kafa, %10 diz yaralanmasına esas alınacaktır. Yani;

$$\frac{dPYE}{PYE} = -(0,1 \cdot 0,1 + 0,9 \cdot 0,125) \cdot d(H6 + H7) \quad (3.30)$$

$$\frac{dPYE}{PYE} = -0,12317 \cdot d(H6 + H7) \quad (3.31)$$

olmaktadır. Tampon uzunluğu (L1) kafa ve diz yaralanmalarında etkili olmaktadır. Liu ve Jang [215] un gerçekleştirdikleri çalışmada L1 in 10 cm den 20 cm ye çıkartılmasıyla HIC değeri 1000 den 683 e, yani 317 birim azalmaktadır, başka bir deyişle L1 in 100 mm artmasıyla PYE değeri %31,7, L1 in 1 mm arttırılmasıyla % 0,317 artmaktadır. Yani;

$$\frac{dPYE}{PYE} = -0,317 \cdot dL1 \quad (3.32)$$

olmaktadır. Şekil 3.44 ün analizinde görüldüğü gibi L1 in artmasıyla darbe sonucu dizin açısız eğilmesi de artmaktadır. Bu etki farklı tampon yüksekliklerinden yaklaşık olarak aynı derecede etkili olmaktadır. Tampon yüksekliğinin (TY) 300 mm de olduğu durumda tampon uzunluğunun (L1) 50 mm den 200 mm değerine çıkartılmasıyla dizin eğilme açısı (DEA) 3° den 10° ye çıkmaktadır. TY nin 500 mm olduğu durumda ise L1 in 50 mm den 200 mm ye çıkartılmasıyla (DEA) 20° den 28° ye çıkmaktadır. Ortalama olarak L1 in 150 mm artmasıyla DEA 7,5° artmaktadır yani,

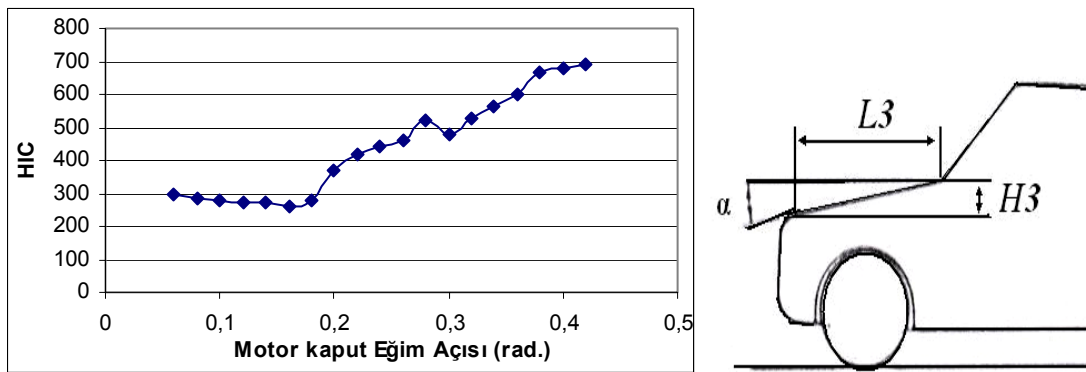
$$dDEA = \frac{7,5}{150} \cdot dL1 = 0,05 \cdot dL1 \quad (3.33)$$

olmaktadır. Yaya emniyetinde kafa darbeleri hayati önem arz ettiğinden tampon yüksekliğinin yaya pasif emniyete etkisinde %90 kafa, %10 diz yaralanmasına esas alınacaktır. Yani,

$$\frac{dPYE}{PYE} = (0,1 \cdot 0,05 + 0,9 \cdot 0,317) \cdot dL1 \quad (3.34)$$

$$\frac{dPYE}{PYE} = 0,2903 \cdot dL1 \quad (3.35)$$

olmaktadır. Kafa yaralanmalarının analizinde yayanın kafasını sert olan silecek ve ön cama çarpmasından dolayı çoğunlukla kafa travması geçirdiği tespit edilmiştir [216]. İstenen, yayanın kafasını daha yumuşak olan motor kaputuna vurmasıdır. Bu nedenle motor kaput alanının artırılmasıyla yaya pasif emniyeti de artmış olacaktır. Burada etkili olan parametreler motor kaput genişliği (W1) ve motor kaput eğim açısıdır (L3 ve H3). Carter [217] gerçekleştirdiği analizde motor kaput eğiminin artmasıyla az da olsa kafa yaralanma kriterinin (HIC) arttığını tespit etmiştir (Şekil 3.45).



Şekil 3.45: Motor kaput eğim açısının kafa yaralanma kriterine (HIC) etkisi [217]

Şekil 3.45 den görüldüğü gibi yaklaşık olarak motor kaput eğiminin 0,1 radyandan ($5,73^0$) 0,4 radyana ($21,91^0$) çıkmasıyla HIC değeri 300 den 700 e çıkmakta yani 400 birim artmaktadır;

$$\frac{dHIC}{HIC} = \frac{700 - 300}{300} = \%133,33 \quad (3.36)$$

$$\frac{dHIC}{HIC} \bigg/ d\alpha = \frac{133,33}{21,91 - 5,73} = 8,241 \quad (3.37)$$

$$\frac{dHIC}{HIC} = 8,241 \cdot d\alpha \quad (3.38)$$

olmaktadır. Şekil 3.51 de geometrik bağıntıdan,

$$\tan \alpha = \frac{H3}{L3} = P \quad (3.39)$$

elde edilmektedir. Her iki tarafın kısmi türevi ile

$$(1 + \tan^2 \alpha) \cdot d\alpha = dP \quad (3.40)$$

$$d\alpha = \frac{dP}{1 + \tan^2 \alpha} = \frac{dP}{1 + \left(\frac{H3}{L3}\right)^2} \quad (3.41)$$

$$dP = \frac{L3 \cdot dH3 - H3 \cdot dL3}{(L3)^2} \quad (3.42)$$

oluşmaktadır. (3.41) ve (3.42) no lu denklemlerinin birleştirilmesiyle

$$d\alpha = \frac{L3 \cdot dH3 - H3 \cdot dL3}{(L3)^2 + (H3)^2} \quad (3.43)$$

olmaktadır. (3.38) ve (3.43) no lu denklemlerinin birleştirilmesiyle (% değişim ile)

$$\frac{dHIC}{HIC} = -8,241 \cdot \left[\frac{H3 \cdot dL3 - L3 \cdot dH3}{(L3)^2 + (H3)^2} \right] \quad (3.44)$$

olmaktadır. Ancak HIC değerinin artmasıyla yaya pasif emniyeti azalacağından (3.44) no.lu ifade (-1) ile çarpılacaktır:

$$\frac{dPYE}{PYE} = 8,241 \cdot \left[\frac{H3 \cdot dL3 - L3 \cdot dH3}{(L3)^2 + (H3)^2} \right] \quad (3.45)$$

Motor kaput uzunluğunun (L3) artmasıyla beraber motor kaput genişliğinin (W1) de artması arzu edilmektedir. Bunun sebebi kaza anında yayanın taşıt üzerinden kayarak ikincil darbeyi zemine çarparak almasının önlenmesidir. Bu nedenden dolayı W1 in artması sonucu pasif yaya emniyetinde meydana getireceği artış L3 ile aynı derecede esas alınmıştır. Yani,

$$\frac{dPYE}{PYE} = 8,241 \cdot \left[\frac{H3 \cdot dW1}{(L3)^2 + (H3)^2} \right] \quad (3.46)$$

olmaktadır. Taşıt ağırlığının yaya yaralanmasına etkisini incelemek amacıyla gerçekleştirilen analizde taşıt ağırlığının yayanın yaralanmasında etkili olmadığı

tespit edilmiştir [217]. Sonuç olarak pasif yaya emniyet (PYE) in matematik modeli aşağıdaki şekilde oluşmaktadır;

$$\frac{dPYE}{PYE} = 8,241 \cdot \left[\frac{H3 \cdot dL3}{(L3)^2 + (H3)^2} \right] - 8,241 \cdot \left[\frac{L3 \cdot dH3}{(L3)^2 + (H3)^2} \right] - 0,13969 \cdot dH7$$

$$0,13969 \cdot dH6 + 0,2906 \cdot dL1 + 8,241 \cdot \left[\frac{H3}{(L3)^2 + (H3)^2} \right] \cdot dW1 \quad (3.47)$$

3.2 Seyir Özellikleri

Taşıtın aktif emniyeti ile ilgili kriterlerin önemli bir bölümü seyir özellikleri başlığı altında toplanmaktadır [218,219]. Seyir özellikleri uzun süre yalnızca ampirik olarak ifade edilebilmiş ve taşıt hareketlerinin sübjektif olarak gözlenmesi ile belirlenen bu özellikler genellikle yalnızca taşıt açısından incelenmiştir [220]. Bugün ise taşıt parametrelerinin etkilerini daha ayrıntılı bir şekilde inceleyebilmek için seyir özellikleri taşıt dinamiği teorisine dayanılarak belirlenmeye çalışılmaktadır [221,222].

Taşıtların seyir dinamiği ile ilke olarak taşıtın yol düzlemi üzerindeki hareketleri kastedilmektedir. Bu konuya örnek olarak direksiyon simidi hareketlerine taşıtın tepkileri veya ani bir yan rüzgar etkisi altında taşıtın hareketleri gösterilebilir. Taşıtların seyir dinamiği temel olarak bir kontrol sorunudur. Sürücü taşıta şu veya bu nedenle bir yörünge izletmek isteyecektir. Taşıta sürücüdün başka yan rüzgarlar, yoldaki düzgünsüzlükler gibi nedenlerle de etkiler gelecektir. O halde sürücü taşıtın tepkisine göre istediği yörüngeye gelebilmek için bazı müdahalelerde bulunacaktır. Sürücünün istediği yere varabilmek için iki olanağı vardır [19].

- Hızı değiştirmek
- Direksiyon simidine hareketler vermek.

Bunlardan birincisi seyir dinamiğinde nadiren incelenmektedir [223]. Bunun birinci nedeni böyle bir incelemenin seyir dinamiği ile ilgili olayların genellikle bir hız değişmesine imkan vermeyecek kadar kısa sürede olmasıdır. İkinci bir neden de belki böyle bir incelemenin matematik olarak doğası icabı non-lineer sistemlere götürmesidir [224]. Seyir dinamiği analizinde bu nedenle direksiyon simidine sapma hareketi sonucu taşıtın bu sapmaya verdiği tepki ve seyri incelenmektedir [225].

Günümüzde taşıtın kontrol edilebilirliğini arttırmak amacıyla aktif veya yarı-aktif sistemler (ABS, ASR, ACC, FDR...) kullanılmaktadır [226-230].

Seyir özelliklerinin iyi olması, sürücünün kontrol fonksiyonlarını tam olarak yerine getirebilmesine bağlı olarak ortaya çıkmaktadır. Kompleks bir taşıt trafiği sisteminde taşıtın transport fonksiyonunu optimum bir şekilde yerine getirebilmesi açısından kontrol edilebilirliği, seyir özelliklerinin iyiliği için bir ölçü olmaktadır [231]. Seyir özellikleri başlığı altında tanımlanabilecek çok sayıda kriter bulunmaktadır, ancak bu seyir özelliklerinin tümüyle ilgili bir model oluşturmak oldukça güç, hatta imkansızdır [232-234]. Günümüzde seyir özelliklerini daha iyi inceleyebilmek amacıyla test standartları oluşturulmaya çalışılmaktadır [235,236]. Ancak çevre-taşıt- sürücü sisteminin karmaşık yapısından dolayı hangi parametrelerin tam olarak ve ne kadar ilgili özellikleri etkilediği günümüzde henüz tam olarak tespit edilmiş değildir [237,238].

Sistem yapısının karmaşıklığı ve parametrelerin çokluğundan dolayı ancak bazı seyir özelliklerin matematik modelinin çıkarılması mümkün olmuştur. Bu özellikler şu şekilde sıralanmaktadır;

- ✦ Stabilité
- ✦ Manevra kabiliyeti
- ✦ Slalom kabiliyeti
- ✦ Dönemeçte doğrultuyu koruma potansiyeli
- ✦ Fren stabilitesi
- ✦ Devrilme sınırı
- ✦ Yan rüzgar duyarlılığı

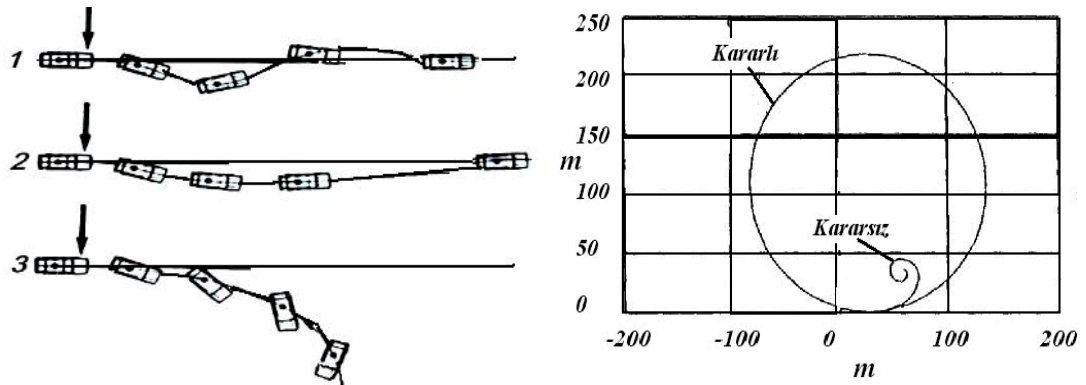
3.2.1 Stabilité

Tanım olarak “Stabilité”; “Taşıtın bozucu etkenler sonucu tekrar dengeli- (kararlı-stabil) duruma geçebilme kabiliyetidir” [239]. Bir başka deyişle, “Stabilité, taşıtın direksiyon sapması veya bozucu dış etkiler (örneğin yan rüzgar) sonucu yüzme açısının (β) veya açısal dönme hızının ($\dot{\beta}$) kendiliğinden dengeli bir hale gelmesidir”. Yol düzgünsüzlüğü, yan rüzgar gibi arzu edilmeyen dış etkenler sonucu taşıt izlediği dengeli sürüş konumundan dengesiz (instabil) konuma geleceği gibi,

dönemeç içine hareket ile sürücünün isteği durumunda da taşıt instabil olabilmektedir. Stabiliteti ifade eden iki parametrenin olduğu kabul edilmektedir [240].

- ❖ Kritik hız
- ❖ Sönümlü tabii frekans

Sabit yarıçaplı bir daire üzerinde sabit hızla hareket eden taşıt, hızını arttırdığı zaman aynı daire üzerinde kalması için direksiyon tekerleğin sapmasını artırma veya azaltma gerekliliği vardır. Eğer artırma gerekliliği varsa taşıt aşırı döner karaktere sahiptir [241]. Aşırı döner karaktere sahip taşıt kritik hız (V_{KR}) [242] değerini aştığı zaman dinamik kararsız (instabil) konumuna geçmektedir ki bu arzulanan bir durumdur. V_{KR} değeri ne kadar küçük ise, taşıtın dinamik kararsız özelliği de o kadar yüksektir. Bu kararsızlık da monoton bir kararsızlıktır, yani taşıt dinamik olarak kararsız olduğu takdirde denge konumundan ayrıldığı zaman bu ayrılmadan evvel hareketine, yani sabit yarıçaplı bir çember dönemez, eğrilik yarıçapı gittikçe küçülen bir eğri çizmektedir (Şekil 3.46).



- 1) Az döner taşıt-kararlı 2) Aşırı döner taşıt- kararlı ($V < V_{KR}$)
- 3) Aşırı döner taşıt- kararsız ($V > V_{KR}$)

Şekil 3.46: Taşıtın farklı dinamik karakterinden dolayı izlediği yörüngeler. [243]

Günümüz taşıtların çoğu az döner karaktere sahip olduğundan “Stabilite” modelinin oluşturulmasında kritik hız büyüklüğü esas alınmayacak, sönümlü tabii frekans ayrıntılı olarak analiz edilecektir.

3.2.1.1 Stabilite Özelliğinin Matematik Modeli

Direksiyon sapması veya bozucu dış etkiler sonucu oluşan yüzme açısındaki değişiminin tekrar dengeli bir hale gelmesi esnasında taşıtın yüzme eksenini etrafında

yaptığı titreşim analizinde, boyutsuz sönüm katsayısı (D_f), sönümsüz (v_f) ve sönümlü tabii frekans (v_{fd}) önem arz etmektedir. Bu büyüklüklerin ifadesi;

$$D_f = \frac{\sigma_f}{v_f} \quad (3.48)$$

$$v_{fd} = v_f \sqrt{1 - D_f} \quad (3.49)$$

$$v_f^2 = \frac{C_{\alpha\ddot{O}} \cdot C_{\alpha A} \cdot L16}{J_Z \cdot m \cdot V} \cdot \left(1 + \frac{V^2}{V_{CH}^2}\right) \quad (3.50)$$

şeklindedir. J_Z taşıt dönme eksenini atalet momenti olup yaklaşık olarak

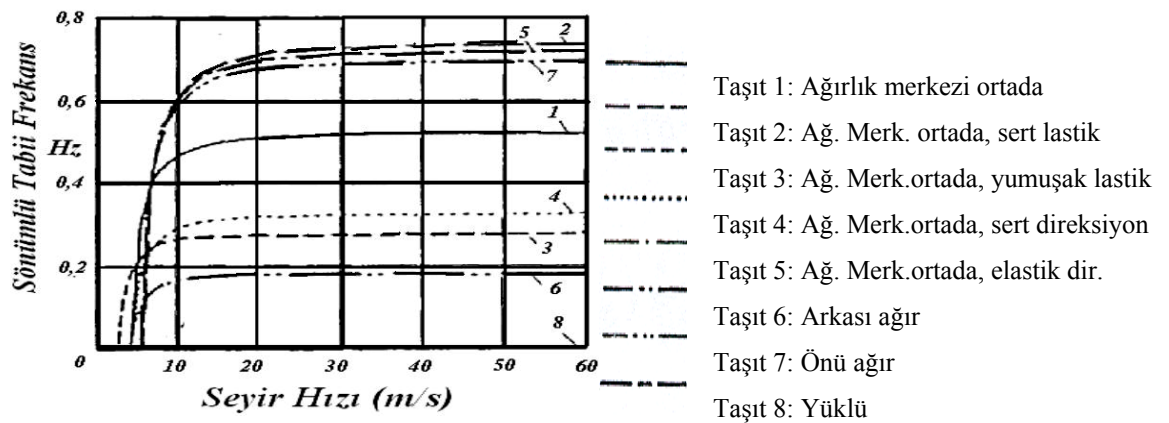
$$J_Z \approx m \cdot l_{\ddot{O}} \cdot l_A \quad (3.51)$$

şeklinde hesaplanmaktadır [242].

V_{CH} “Karakteristik hızı”, i_D direksiyon çevrim oranını temsil etmektedir. V_{CH} nın özelliği, taşıtın bu hızda maksimum direksiyon duyarlılığı göstermesidir. V_{CH} yeni tasarım otomobillerde 70- 100 km/ h arasındadır. V_{CH} DIN/ ISO 4138 standart testiyle tespit edilmektedir [243]. Karakteristik hızın matematiksel ifadesi;

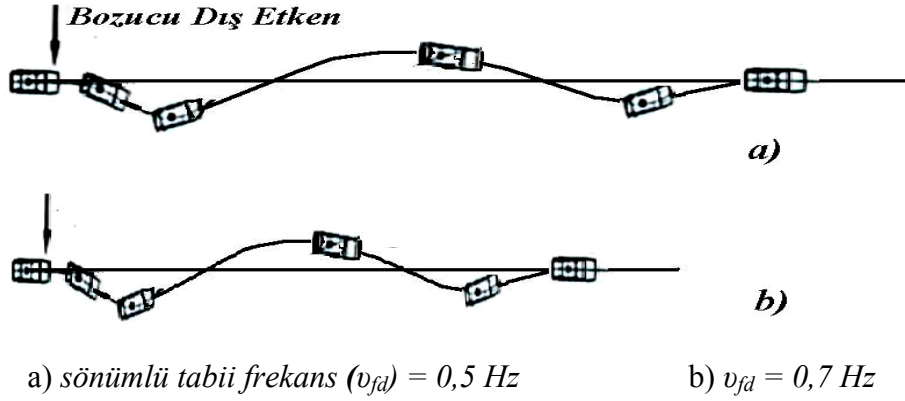
$$V_{CH}^2 = \frac{C_{\alpha\ddot{O}} \cdot C_{\alpha A} \cdot L16}{G \cdot [C_{\alpha A} \cdot (L16 - l_{\ddot{O}}) - C_{\alpha\ddot{O}} \cdot l_{\ddot{O}}]} \quad (3.52)$$

şeklindedir. Bütün az döner taşıtlarda çok küçük hızlar dışında $D_f < 1$ değerini almaktadır, yani taşıt hareketleri titreşim hareketidir [244]. Günümüz taşıtlarında sönümlü tabii frekansın değeri 0,2-0,7 Hz arasında değişmektedir (Şekil 3.47).



Şekil 3.47: Taşıtların dinamik karakteristik değerlerinin seyir hızıyla değişmesi [242]

Seyir esnasında taşıtın denge durumundan, herhangi bir nedenden dolayı ayrılması halinde, mümkün olduğunca en kısa sürede tekrar dengeli (stabil) duruma geçmesi istenmektedir. Bu nedenle sönümlü tabii frekans (v_{fd}) değerinin büyük olması arzulanmaktadır (Şekil 3.48) [245].



Şekil 3.48: Farklı sönümlü doğal frekansına sahip iki taşıtın bozucu dış etken sonucu hareketlerinin analizi [242]

Stabilite özelliğinin matematik modeli oluşturulurken sönümlü tabii frekans değerini belirten (3.50) no.lu denklem esas alınmıştır. Bu değer artmasıyla taşıtın stabil duruma geçme eğilimi artmaktadır. (3.50) ve (3.52) denklemlerinin göz önüne alınmasıyla taşıtın stabilitesinin (STA) matematik modeli şu şekilde ifade edilmektedir:

$$\frac{dSTA}{STA} = \frac{dv_f}{v_f} = \frac{50 \cdot (L16 - l_{\bar{o}})}{[C_{\alpha A}(L16 - l_{\bar{o}}) - C_{\alpha \bar{o}} \cdot l_{\bar{o}}]} \cdot dC_{\alpha A} - \frac{50 \cdot L16}{[C_{\alpha A}(L16 - l_{\bar{o}}) - C_{\alpha \bar{o}} \cdot l_{\bar{o}}]} \cdot dC_{\alpha \bar{o}} - \frac{50}{G} \cdot dG + \frac{50 \cdot (C_{\alpha A} + C_{\alpha \bar{o}})}{[C_{\alpha A}(L16 - l_{\bar{o}}) - C_{\alpha \bar{o}} \cdot l_{\bar{o}}]} \cdot dl_{\bar{o}} - \frac{50 \cdot [l_{\bar{o}}(C_{\alpha A} + C_{\alpha \bar{o}})]}{L16 \cdot [C_{\alpha A} \cdot (L16 - l_{\bar{o}}) - C_{\alpha \bar{o}} \cdot l_{\bar{o}}]} \cdot dL16 \quad (3.53)$$

3.2.2 Manevra Kabiliyeti

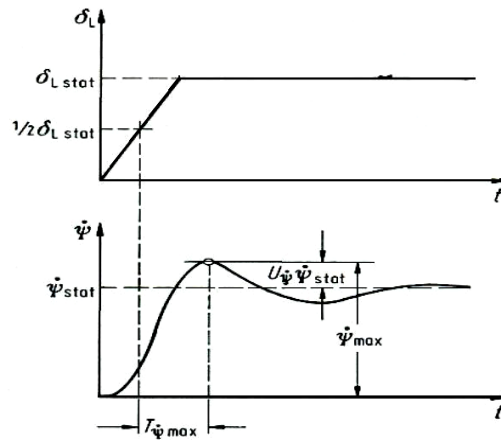
Aktif emniyet açısından arzulan seyir esnasında sürücünün acil durumlarda taşıtı kontrol edebilmesidir [246]. Bu amaçla sürücü ani direksiyon hareketiyle taşıtı istediği yöne doğru yönlendirebilme kabiliyetinde olmalıdır. Bunu gerçekleştirebilmek için ani direksiyon hareketine taşıt çok kısa bir sürede cevap verebilmelidir [247]. Taşıtın direksiyon ve dönmeye duyarlılığını ifade eden üç adet parametre bulunmaktadır [248]:

- ❁ $\dot{\psi}/\delta_D$ Açısal dönme hızının direksiyon sapmasına oranı
- ❁ $T_{\psi-Maks}$ Maksimum açısal dönme hızına ulaşma süresi
- ❁ $\frac{dV^2/\rho}{\delta_D}$ Merkezkaç ivmesinin direksiyon simidine sapma oranı

Taşıtların dinamik karakterini ve direksiyon duyarlılığını saptamak için en sık kullanılan yöntemlerden birisi direksiyon simidine basamak fonksiyon şeklinde bir sapma vermek ve taşıtın bu sapmaya cevabini analiz etmektir. Sübjektif değerlendirmelere göre taşıt aşağıdaki kriterleri sağlarsa direksiyon duyarlılığı açısından “İYİ” olarak nitelendirilir (Şekil 3.58):

- ❖ $T_{\psi-Maks}$ (Peak- Response- Time –maksimum açısal dönme hızına ulaşma süresi) (şekil 3.49) kısa olmalıdır.

Günümüzde taşıtların T_{maks} ın değeri 0,2-0,4 saniye arasında bulunmaktadır.

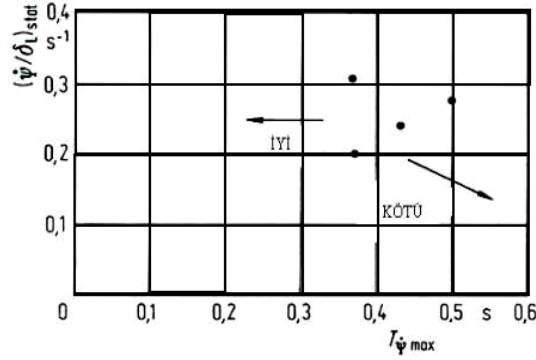


Şekil 3.49: Gerçek bir basamak fonksiyon uyarı ve taşıtın tepkisi [242]

- ❖ $\dot{\psi}/\delta_D$ Açısal dönme hızının direksiyon sapmasına oranı büyük olmalıdır.

2. Günümüzde taşıtların $\dot{\psi}/\delta_D$ nın değeri 0,20-0,33 1/saniye arasında bulunmaktadır (Şekil 3.50). Açısal dönme hızının direksiyon sapmasına oranını veren bağıntı aşağıda belirtilmiştir.

$$\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta_D}\right)_{STAT} = \frac{1}{i_D \cdot l} \cdot \frac{V}{1 + \left(\frac{V}{V_{CH}}\right)^2} \quad (3.54)$$

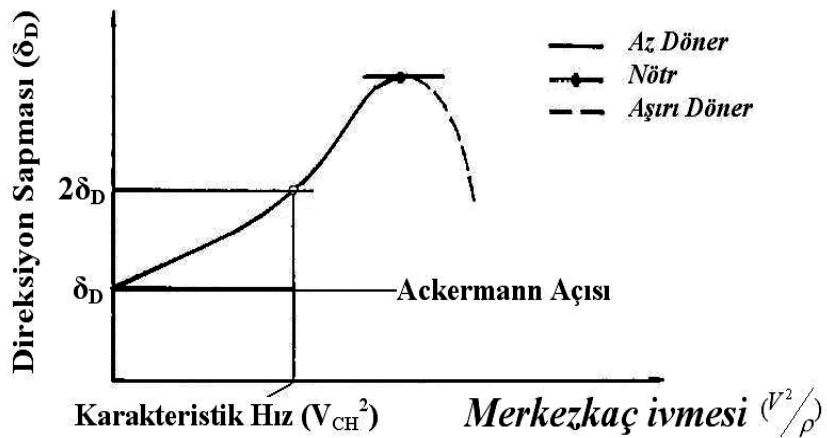


Şekil 3.50: $\dot{\psi}/\delta_d$ (Açısal dönme hızının direksiyon sapmasına oranı) nın ve $T_{\dot{\psi} max}$ (maksimum açısal dönme hızına ulaşma süresi) optimizasyonu [249]

3.2.2.1 Manevra Kabiliyetinin Matematik Modeli

Her ne kadar açısal dönme hızının direksiyon sapmasına oranı ve maksimum açısal dönme hızına ulaşma süresi taşıtın dönmeye duyarlılığını ifade eden önemli büyüklükler olsa da, direksiyon duyarlılığı ve manevra kabiliyeti olarak merkezkaç ivmesinin direksiyon simidine sapma oranı veren ifade kullanılacaktır. Bunun sebebi DIN 70000'e göre taşıtın direksiyon duyarlılığının bu ifade ile standartlaştırılmış olmasıdır [250].

Merkezkaç ivmesinin direksiyon simidine sapma oranı $(\frac{dV^2}{\rho})/\delta_d$ bize taşıtın karakteri (az – aşırı döner) hakkında bilgi vermektedir (Tablo 3.7 ve Şekil 3.51). Günümüzde taşıtların çoğu az döner karaktere sahiptir.



Şekil 3.51: Merkezkaç ivmesinin direksiyon simidine sapma oranı $(\frac{dV^2}{\rho})/\delta_d$ yardımıyla taşıt karakterinin tanımı [242]

Tablo 3.7: Taşıt karakterinin tanımı

$\frac{dV^2/\rho}{\delta_D}$	Taşıt karakteri
> 0	Az döner
$= 0$	Nötr
< 0	Aşırı döner

Seyir özellikleri açısından arzulanan merkezkaç ivmesinin direksiyon simidine sapma oranının $(\frac{dV^2/\rho}{\delta_D})$ büyük olmasıdır. $\frac{dV^2/\rho}{\delta_D}$ oranının büyük olması sayesinde,

- Sürücünün küçük direksiyon simidi sapma hareketiyle dönemce rahat bir şekilde girebilme,
- Acil durumlarda ufak direksiyon simidi sapmasında taşıtın bu uyarıya hemen cevap vererek emniyetli seyir imkanının sağlanması, imkanları oluşmaktadır.

$\frac{dV^2/\rho}{\delta_D}$ ifadesinin matematiksel ifadesi (doğrusal teoriye göre);

$$\frac{d(V^2/\rho)}{\delta_D} = \frac{V_{CH}^2}{i_D \cdot l} \quad (3.55)$$

şeklinde. Manevra kabiliyetinin (MAN) matematik modeli oluşturulurken (3.55) no.lu denklem esas alınmıştır. Modelin oluşturulmasında direksiyon çevrim oranı ($i_D=22$) ve taşıt hızı $V=90$ km/h (25 m/s) olarak alınmıştır. (3.52) ve (3.55) no.lu denklemlerinin analizi sonucu MAN matematik modeli şu şekilde oluşmaktadır;

$$\frac{dMAN}{MAN} = \frac{C_{\alpha\bar{O}}}{C_{\alpha A}} \cdot \frac{100 \cdot l_{\bar{O}}}{C_{\alpha\bar{O}} \cdot l_{\bar{O}} - C_{\alpha A} \cdot (L16 - l_{\bar{O}})} \cdot dC_{\alpha A} + \frac{C_{\alpha A}}{C_{\alpha\bar{O}}} \cdot \frac{100 \cdot (L16 - l_{\bar{O}})}{C_{\alpha\bar{O}} \cdot l_{\bar{O}} - C_{\alpha A} \cdot (L16 - l_{\bar{O}})} \cdot dC_{\alpha\bar{O}}$$

$$\frac{100 \cdot C_{\alpha A}}{C_{\alpha\bar{O}} \cdot l_{\bar{O}} - C_{\alpha A} \cdot (L16 - l_{\bar{O}})} \cdot dL16 - \frac{100 \cdot (C_{\alpha A} + C_{\alpha\bar{O}})}{C_{\alpha\bar{O}} \cdot l_{\bar{O}} - C_{\alpha A} \cdot (L16 - l_{\bar{O}})} \cdot dl_{\bar{O}} \quad (3.56)$$

3.2.3 Slalom Kabiliyeti

Özellikle 60'lı yıllarda sistematik olarak araştırılıp, geliştirilmeye başlanan test yöntemlerinde amaç taşıtın seyir özelliklerini tespit etmektir. Bu amaçla

gerçekleştirilen çalışmalarda çoğunlukla “Objektif test sonuçlarının, sürücülerin subjektif değerlendirmeleri arasında ilişki kurma metodu” ile çalışılmaktaydı [250]. Bazı özelliklerde subjektif-objektif veriler arasında sağlıklı korelasyonlar kurulabilmiş [251], ancak birçok özellik tanımlanmaya çalışılmış olsa da, bu terimler daha çok taşıt üzerinde yapılacak değişimler sonucu özelliğin değişimini ve analiz edilen taşıtın diğer taşıtlarla mukayese edilebilme amacıyla kullanılmaktaydı. Ancak tanımlamalar kısmen yetersiz kalmakta ve taşıtın mevcut teknolojileri ihmal edilmekteydi [252].

Slalom kabiliyetinin incelenmesinde bir dinamik büyüklük olan TB-değeri kullanılmıştır [253]. Tanım olarak TB;

$$TB = T_{\varphi_{MAKS}} \cdot \beta_{STAT} \quad (3.57)$$

şeklinde ifade edilmektedir. β_{STAT} taşıtın statik yüzme açısını, $T_{\varphi_{MAKS}}$ maksimum açısal dönme hızına ulaşma süresini temsil etmektedir. Bu iki parametre değerlerinin küçük olmasını arzulanmaktadır. Az döner taşıtlarda $T_{\varphi_{MAKS}}$ yaklaşık olarak bir tam salınımın dörtte birine tekabül etmektedir. Yani;

$$T_{\varphi_{MAKS}} \approx \frac{1}{4} \left(\frac{2\pi}{\nu_{fd}} \right) = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{J_z m V_{CH}^2}{C_A C_O l^2}} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{J_z m i_D}{C_A C_O l} \cdot \frac{d(V/\rho)}{d\delta_D}} \quad (3.58)$$

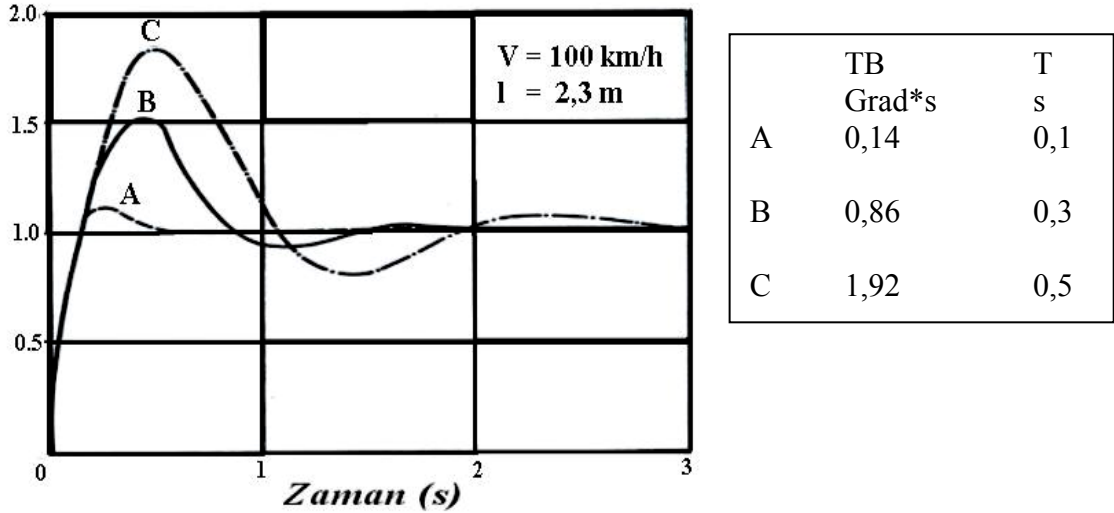
olmaktadır. β_{STAT} taşıtın statik yüzme açısını ifade etmektedir ve matematiksel ifadesi;

$$\beta_{STAT} = \frac{a_{Y,STAT}}{V} \left(T_Z - \frac{l_A}{V} \right) \quad (3.59)$$

şeklindedir. (3.59) denkleminde a_Y yanal ivmeyi l_A ağırlık merkezinin arka aks eksenine mesafesini temsil etmektedir. Stasyoner yüzme açısının tespit edilmesinde $a_Y = 4 \text{ m/s}^2$, $V = 100 \text{ km/h}$ (27,77 m/s) olarak kabul edilmiştir. T_Z zaman sabiti olup,

$$T_{Z1} = \frac{m \cdot V \cdot l_o}{C_{\alpha A} \cdot l} \quad (3.60)$$

şeklinde ifade edilmektedir. (3.57) denkleminde de görüldüğü gibi, TB- değeri, statik yüzme açısına ve maksimum açısız dönme hızına ulaşma süresine bağlıdır. *Arzulanan TB-değerinin küçük olmasıdır* (Şekil 3.52).



Şekil 3.52: 3 farklı taşıtın TB- değerleri ve açısız dönme karakteristikleri [253]

TB-değeri ne kadar küçük ise, sürücü peş peşe gelen virajlar o kadar kolay alabilmekte ve konforlu bir şekilde seyir edebilmektedir. Günümüzde taşıtların TB-değeri 0,13 – 0,53 arasında değişmektedir [253].

3.2.3.1 Slalom Kabiliyetinin Matematik Modeli

Slalom kabiliyetinin matematik modeli oluşturulurken, TB değeri esas alınmıştır. TB değeri iki bileşenden oluşmaktadır. Analizde her bir bileşen ayrı ayrı incelenerek ele alınmıştır. (3.57) ifadesinde TB' nin yüzde olarak değişiminin ifadesi;

$$\frac{dT_B}{T_B} = \frac{dT_{\text{MAKS}}}{T_{\text{MAKS}}} + \frac{d\beta_{\text{STAT}}}{\beta_{\text{STAT}}} \quad (3.61)$$

şeklindedir. T_{MAKS} ifadesi (3.58) denklemi, β_{STAT} ise (3.59) denklemi yardımıyla incelenmiştir. Nihai olarak ilgili parametrelerin (3.60) denkleminde kullanılması ve her bir parametre için gerçekleştirilen analiz sonucu slalom kabiliyetinin (SLA) matematik modeli şu şekilde oluşmaktadır;

$$\begin{aligned}
\frac{dSLA}{SLA} = -\frac{d(TB)}{TB} = & \left\{ \frac{100}{C_{\alpha A} \cdot \left(1 - \frac{C_{\alpha A} \cdot L16^2}{625G \cdot l_O}\right)} + \frac{100(L16 - l_O)}{[2C_{\alpha A} \cdot (L16 - l_O) - 2C_{\alpha O} \cdot l_O]} \right\} \cdot dC_{\alpha A} - \frac{100 l_O}{2[C_{\alpha A} \cdot (L16 - l_O) - C_{\alpha O} \cdot l_O]} \cdot dC_{\alpha O} \\
& \left\{ \frac{C_{\alpha A} + C_{\alpha O}}{2 \cdot [l_O(C_{\alpha A} + C_{\alpha O}) - C_{\alpha A} \cdot L16]} - \frac{1}{\left(l_O - \frac{C_{\alpha A} \cdot L16^2}{625G}\right)} \right\} \cdot 100 \cdot dl_O + \left[\frac{-2}{G} + \frac{1}{\left(\frac{C_{\alpha A} \cdot L16^2}{625G} - G\right)} \right] \cdot 100 \cdot dG \\
& + \left\{ \frac{l_O(C_{\alpha A} + C_{\alpha O})}{2L16[C_{\alpha A} \cdot L16 - l_O(C_{\alpha A} + C_{\alpha O})]} + \frac{625G \cdot l_O + C_{\alpha A} \cdot L16^2}{L16(C_{\alpha A} \cdot L16^2 - 625G \cdot l_O)} \right\} \cdot 100 \cdot dL16 \quad (3.62)
\end{aligned}$$

3. 3.2.4 Dönemeçte Doğrultu Koruma Potansiyeli

Düz bir yolda hareket eden bir taşıt viraja girerken izlediği yörünge bir çember yayı değil, eğrilik yarıçapı giderek küçülen bir eğridir. Taşıt emniyeti açısından bu gerekli bir durumdur. Sürücü düz yolda hareket ederken aniden eğrilik yarıçapı sabit bir dönemece girmesi durumunda, taşıtı bu yörüngede sabit tutabilmek ve aniden oluşan yanal ivmeye karşı koyabilmek için çok hızlı bir şekilde direksiyon saptırma hareketi yapması gerekirdi ki bu sürücünün dinamik antropolojik sınırları dışında bir davranıştır [254]. Bu nedenden dolayı karayolları yol yapımında güvenli seyir amacıyla virajlı yolları, eğrilik yarıçapı giderek küçülen bir eğri şeklinde tasarlanmaktadır. Bu yol yapım şekline “Klotoit” denmektedir [242]. Klotoit’ in matematiksel ifadesi;

$$\frac{1}{\rho(u)} = \frac{u}{A^2} \quad (3.63)$$

şeklindedir. Eğrilik yarıçapı (1/ ρ) kat edilen mesafe (u) ile azalmaktadır. A Klotoit-katsayısını temsil etmektedir.

Düşük hızlarda Klotoit’i geçerken gerekli direksiyon simidi sapması (δ_D);

$$\delta_D \approx \frac{i_D l}{\rho} = \frac{i_D l}{A^2} \cdot u = \frac{i_D l}{A^2} \cdot V \cdot t \quad (3.64)$$

şeklini almaktadır. (4.16) denklem, düşük hızlarda Klotoit’i geçerken sürücü kat ettiği mesafe (u) ile veya geçen zaman (t) ile doğru orantılı olarak direksiyon simidini saptırma açısını ifade etmektedir.

3.2.4.1 Dönemeçte Doğrultu Koruma Matematik Modeli

Klotoit üzerinde hareket eden bir taşıtta yüzme açısı oluşacaktır. Arzulanan, yüzme açısının mümkün olduğunca küçük olmasıdır. Klotoit hareketi dışında da taşıt, dönemeç yarıçapı değişken bir viraj üzerinde hareket edebilir. Bu durumda sürücü direksiyon simidini daha fazla veya az saptıracaktır. Sürücünün bu hareketi ile birlikte yüzme açısı da değişecektir. Sübjektif değerlendirmesi sonucu sürücü dönemeçte doğrultuyu korumak amacıyla yüzme açısı değişim ($d\beta$) miktarının küçük olması arzulanmaktadır [242]. Yüzme açısında meydana gelen değişimin ($d\beta$), direksiyon simidi sapma açısında ($d\delta_D$) meydana getireceği etkiyi ifade eden denklem,

$$\frac{d\delta_D}{d\beta} = -\frac{i_D \cdot l}{V_{CH}^2} \cdot \frac{C_{\alpha A} \cdot l}{m \cdot l_O} \quad (3.65)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Doğrultu koruma indisi olarak geçen bu ifade DIN 4138 ile standartlaştırılmıştır [255]. Dönemeçte doğrultu koruma matematik modeli oluşturulurken (3.65) no.lu denklem esas alınmıştır. *Arzulanan direksiyon sapma açısı- yüzme açısı gradyeninin ($\frac{d\delta_D}{d\beta}$) değerinin büyük olmasıdır*. Bu değer günümüz

taşıtlarında 4,9 - 19,8 arasında değişmektedir. (3.65) denkleminin analizi sonucu dönemeçte doğrultu koruma kabiliyetini arttırmak için taşıtın şu özelliklere sahip olması arzulanmaktadır;

- ◆ Aks aralığının büyük
- ◆ Ağırlık merkezinin önde
- ◆ Arka tekerlek çapraz hareket katsayısının büyük
- ◆ Ön tekerlek çapraz hareket katsayısının büyük
- ◆ Taşıt ağırlığının küçük

(3.65) denkleminin analizi ile “Dönemeçte doğrultu koruma matematik modeli (DDK)” şu şekilde ifade edilmektedir;

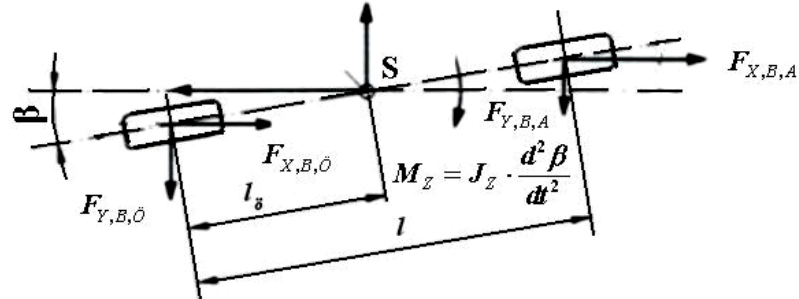
$$\begin{aligned}
\frac{dDDK}{DDK} &= \frac{d\left(\frac{d\delta_D}{d\beta}\right)}{\frac{d\delta_D}{d\beta}} = \frac{100 \cdot (L16 - l_{\bar{O}})}{[C_{\alpha A}(L16 - l_{\bar{O}}) - C_{\alpha \bar{O}} \cdot l_{\bar{O}}]} \cdot dC_{\alpha A} + \frac{100 \cdot C_{\alpha A} \cdot (L16 - l_{\bar{O}})}{C_{\alpha \bar{O}} \cdot [C_{\alpha A} \cdot (L16 - l_{\bar{O}}) - C_{\alpha \bar{O}} \cdot l_{\bar{O}}]} \cdot dC_{\alpha \bar{O}} \\
&+ \frac{100 \cdot C_{\alpha A}}{[C_{\alpha A} \cdot L16 - l_{\bar{O}}(C_{\alpha A} + C_{\alpha \bar{O}})]} \cdot dL16 - \frac{100 \cdot C_{\alpha A} \cdot L16}{[C_{\alpha A} \cdot L16 - l_{\bar{O}}(C_{\alpha A} + C_{\alpha \bar{O}})]} \cdot dl_{\bar{O}} \\
&- \frac{100 \cdot C_{\alpha A} \cdot L16 \cdot G_m}{G \cdot V_{CH} \cdot l_{\bar{O}}} \cdot dG
\end{aligned} \tag{3.66}$$

4. 3.2.5 Fren Stabilitesi

Frenleme işlemi sırasında tekerlekler sadece çevresel yönde kuvvetler değil, yan yönde de kuvvetler taşımak durumunda olabilir. Bu durumda bu kuvvetlerin vektörel toplamı, tekerlek yükü ve maksimum kuvvet bağlantı katsayısının çarpımından daha büyük olamaz. Eğer tekerlek daha fazla zorlanırsa bloke olmakta, yuvarlanmadan kaymakta ve geliştireceği kuvvet sadece kayma hızı doğrultusunda ve zıt yönde olmaktadır. Bloke olmuş bir tekerleğin yan kuvvet taşıma kapasitesi ise bulunmamaktadır [256]. Çalışmada taşıtın fren stabilitesi analiz etmek için iki kriter kullanılmıştır [252];

- ◆ Frenleme esnasında açısal dönme hızı
- ◆ Kritik frenleme oranı.

Taşıtın fren stabilitesi analiz etmek için tek izli taşıt modelinden faydalanılacaktır. Şekil 3.53 de dönemeçte frenleme esnasında oluşan kuvvet ve momentler görülmektedir.



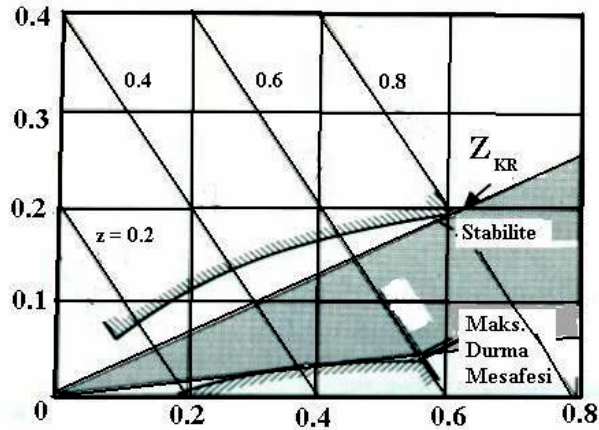
Şekil 3.53: Fren stabilitesi analizi için dönemeçte frenleme esnasında tek izli taşıtın ağırlık merkezine etkiyen kuvvet ve momentler [256]

Şekil 3.53 de görüldüğü gibi ağırlık merkezine etkiyen kuvvet ve momentten dolayı ön aks, oluşan β yüzme açısından dolayı Δb_V kadar, arka aksta Δb_H kadar yer değiştirmiştir. $\beta = \alpha_{\phi} = \alpha_a$ kabulü ile açısal dönme ivmesinin ifadesi;

$$\frac{d^2\beta}{dt^2} = \frac{1}{J_Z} \cdot \left[\frac{l_{\phi}}{l} \cdot \sin\alpha \cdot F_{X,B,\phi} - \left(1 - \frac{l_{\phi}}{l}\right) \cdot \sin\alpha \cdot F_{X,B,A} + \frac{l_{\phi}}{l} \cdot \cos\alpha \cdot F_{Y,B,\phi} - \left(1 - \frac{l_{\phi}}{l}\right) \cdot \cos\alpha \cdot F_{Y,B,A} \right] \quad (3.67)$$

şeklindedir. (3.67) denkleminde görüldüğü gibi, taşıt ağırlığının ve aks aralığının artmasıyla birlikte açısal dönme ivmesi azalmaktadır.

Fren stabilitesi açısından arka aks tekerleklerindeki kuvvet bağlantı katsayısının, ön aks tekerleklerinkinden küçük olması arzulanmaktadır. Aynı şekilde stabilitenin korunması açısından frenleme ivmesinin artmasıyla ön tekerler arka tekerlere göre daha yüksek artan frenleme kuvveti etki etmektedir [257]. Şekil 3.54 de sabit frenleme oranları eğik doğrularla gösterilmektedir.



Şekil 3.54: Fren kuvvet dağılım sınırları [243]

Avrupa topluluğu yönetmeliklerine göre fren kuvvet dağılımının $(z) = 0,15 - 0,80$ arasında ideal eğrinin altında kalması $z = 0,30 - 0,42$ aralığında kuvvet bağlantısının %5 fazla olabileceği ve $z = 0,61$ değerine kadar;

$$\frac{B_{\phi}}{G} = \frac{z + 0,07}{0,85} \left(\frac{l_A}{l} + z \frac{h}{l} \right) \quad (3.68)$$

şeklinde ifade edilebilen sınır eğrisinin altına inilmemesi şartları koşulmaktadır. Söz konusu sınır eğrileri de diyagramda gösterilmiş olup üst sınır stabilite sınırı, alt sınır

ise en uzun durma mesafesi ile sınırlıdır. İdeal dağılım eğrisinin üzerinde kalan bölgede önce arka aks, altında kalan bölgede ise önce ön aks bloke olmaktadır.

Taşıtın sabit dağılım doğrusunun, ideal dağılım eğrisini kestiği noktadaki frenleme değeri, kritik frenleme oranı z_{KR} olarak adlandırılmaktadır. Eğer frenleme esnasında tutunma katsayısı kritik frenleme oranından büyükse o zaman önce arka tekerler bloke olmakta, eğer küçükse önce ön tekerler bloke olmaktadır. Avrupa topluluğu yönetmeliği ECE'ye göre $z_{KR} > 0,82$ olmak zorundadır [258]. Günümüz trafik seyrinde taşıtların frenleme oranları 0,2 – 0,3 arasında, acil durumlarda ise 0,6 olmakta ve kritik frenleme oranına çoğunlukla varılmamaktadır. Kritik frenleme oranının (z_{KR}) matematiksel gösterimi şu şekildedir [259];

$$z_{KR} = \frac{\frac{l_{\ddot{O}} - \phi}{l}}{\frac{h_s}{l}} \quad (3.69)$$

(3.69) no.lu denklemde Φ fren kuvvet dağılımını ifade etmektedir [257].

3.2.5.1 “Frenleme Stabilitesi” Özelliğinin Matematiksel Modeli

“Frenleme Stabilitesi” özelliği için matematik model oluşturulurken iki ifadeden yararlanılmıştır.

- ◆ Açısal dönme ivmesi
- ◆ Kritik frenleme oranı

Bu kriterler (3.67) ve (3.69) denklemlerinde belirtilmiştir. *Arzulanan frenleme esnasında açısal dönme ivme değerinin düşük, kritik frenleme oranının ise yüksek olmasıdır.* İki denklemin frenleme stabilitesin arttırıcı doğrultuda değişimi göz önüne alınmasıyla “Frenleme Stabilite” (FRS) kriterinin matematik modeli şu şekilde oluşmaktadır;

$$\frac{dFRS}{FRS} = -\frac{d(\frac{d^2\beta}{dt^2})}{\frac{d^2\beta}{dt^2}} - \frac{d(z_{KR})}{z_{KR}}$$

$$\frac{dFRS}{FRS} = \left[-\frac{dG}{G} - \frac{dh_s}{h_s} + \frac{dL16}{L16} + \frac{1}{l_O - \phi \cdot L16} \cdot dl_O \right] \cdot 100 \quad (3.70)$$

3.2.6 Dönemeçte Devrilme Sınırı

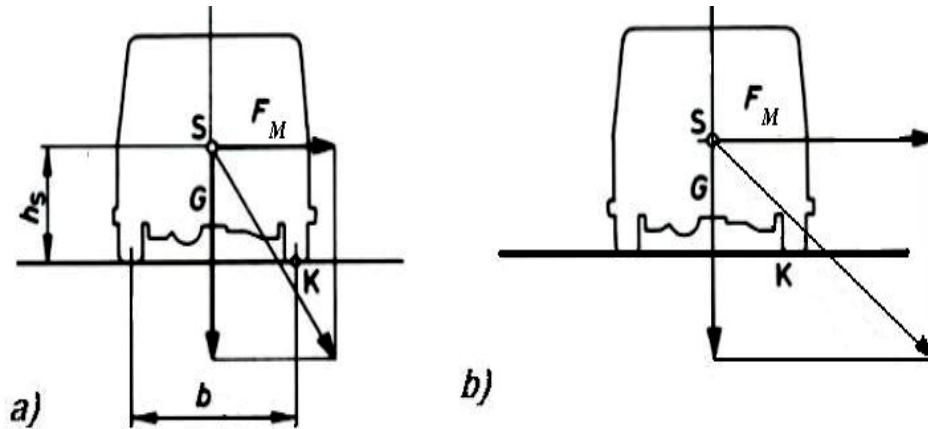
Taşıtlar belirli durum ve şartlar altında devrilebilir. Bu şartlar [243];

- ❖ *Yüksek hızda dönemece girme (Merkezkaç kuvvetleri etkisi altında).*
- ❖ Yüksek eğimli yolda seyir.
- ❖ Yanlış yükleme (Krenler, itfaiye araçları..).
- ❖ Arazi taşıtları engel ve çukurlara girince.
- ❖ Ekstremum durumlarda (Yüksek hızlarda frenleme, ...).

şeklinde. Matematik modelin oluşturulmasında sadece, “Yüksek hızda dönemece girme” kriteri göz önüne alınacaktır. Dönemece giren taşıt merkezkaç kuvvetinin (F_M) etkisi altında izlediği yörüngeden sapmak istemektedir. Taşıtı yörüngede tutan ve merkezkaç kuvvetini karşılayan yan kuvvettir (F_Y). F_Y taşıt ağırlığının tutunma katsayısı (μ) ile çarpımından elde edilmektedir.

$$F_Y = F_Z \cdot \mu \quad (3.71)$$

Ağırlık merkezine etki eden merkezkaç kuvveti yan kuvvet (F_Y) tarafından karşılanmaktadır. Merkezkaç kuvveti ve taşıt ağırlığının vektörel analizi sonucu ağırlık merkez yüksekliğinin (h_s) ve iz genişliğinin (b) devrilme sınırda etkili olduğu görülmektedir. Her iki kuvvetin vektörel toplamı eğer iz genişliği arasında kalıyorsa denge durumu, dışında kalıyorsa dengesiz durum söz konusudur (Şekil 3.55).



Şekil 3.55: a) Denge durumu b) dengesiz durum [243]

Şekil 3.55 incelendiğinde K noktası göz önüne alınarak iki adet kuvvetin ve bunların oluşturduğu momentlerin mevcudiyeti görülmektedir.

- Taşıt ağırlığından dolayı oluşan moment, M_K

- Merkezkaç kuvvetinden dolayı oluşan moment, M_D

Açıklamanın matematiksel ifadesi şu şekildedir;

$$M_K = G \cdot \frac{b}{2} = m \cdot g \cdot \frac{b}{2} \quad (3.72)$$

$$M_D = F_M \cdot h_S = \frac{m \cdot h}{R} \cdot V^2 \quad (3.73)$$

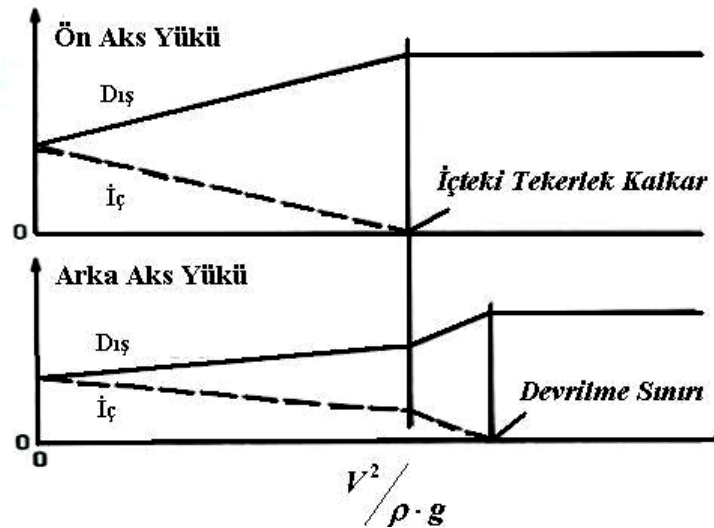
R dönemeç yarıçapını temsil etmektedir. Taşıtın dönemeçte devrilmemesi ve emniyetli bir şekilde dönemeci alabilmesi için gerekli şart,

$$M_K > M_D \quad (3.74)$$

(3.74) göz önüne alınarak 3.72 ve 3.73 deki denklemlerin yardımıyla taşıtın devrilmeye başlayacağı kritik hız (V_{KR}),

$$V_{KR} = \sqrt{\frac{b \cdot g \cdot R}{2 \cdot h_S}} \quad (3.75)$$

şeklinde elde edilmektedir. Taşıt dönemeç içine girdiği zaman merkezkaç kuvvetleri etkisi altında aks yükleri değişmektedir. İçteki tekerlerin aks yükleri azalırken, dıştaki tekerlerinki artmaktadır (Şekil 3.56).



Şekil 3.56: Devrilme sınırı ve aks yükleri [261]

Taşıt dönemeç içine girdiği zaman oluşan kuvvet ve momentlerin dengesi şu şekilde ifade edilmektedir;

$$\Delta F_{Z\ddot{O}} \cdot b_{\ddot{O}} + \Delta F_{ZA} \cdot b_A = G \cdot \frac{V}{R \cdot g} \cdot h_s \quad (3.76)$$

Şekil 3.56 dA görüldüğü gibi, ön aksta içteki tekerlek zeminle teması kesilirse, o zaman $\Delta F_{Z\ddot{O}}$ statik değeri $\frac{1}{2} F_{Z\ddot{O},STATIK}$ değerinden büyük olmaktadır. Böylece ön aksa düşen $G \cdot \frac{V^2}{R \cdot g} \cdot h_s$ lik moment ön aks tarafından karşılanamaz ve arka aks tarafından karşılanmak zorunda kalmaktadır.

$$\Delta F_{ZA} \cdot b_A = G \cdot \frac{V^2}{R \cdot g} \cdot h_s - \frac{1}{2} F_{Z\ddot{O},ST} \cdot b_{\ddot{O}} \quad (3.77)$$

Eğer taşıt kaymaya başlamadan evvel $\frac{1}{2} F_{ZA,ST}$ değerine ulaşırsa, bu durumda $G \cdot \frac{V^2}{R \cdot g} \cdot h_s$ olan merkezkaç kuvveti karşılanmakta ve taşıt devrilmektedir. Günümüzde taşıtların devrilme sınırı kayma sınırının üzerindedir. Bunun nedeni devrilmeye başlayan bir taşıtın kontrolü, kaymaya başlayan taşıtinkinden çok daha zor olmasıdır.

3.2.6.1 Dönemeçte Devrilme Sınırının Matematik Modeli

Devrilme sınırının matematik modelinin oluşturulmasında taşıtın devrilme sınırını belirten (3.73) no.lu ifade olan “Kritik Hız (V_K)” esas alınmıştır. Kritik hızı etkileyen parametreler taşıtın iz genişliği ve ağırlık merkezinin yüksekliğidir. İlgili denklemlerin göz önüne alınması sonucu “Dönemeçte Devrilme Sınırın (DEV)” matematik model şu şekilde oluşmaktadır:

$$\frac{dDEV}{DEV} = \frac{d(V_{KR})}{V_{KR}} = -\frac{50}{h_s} \cdot dh_s + \frac{100}{W_2 + W_3} \cdot dW_2 + \frac{100}{W_2 + W_3} \cdot dW_3 \quad (3.78)$$

(3.77) no.lu denklemden görüldüğü gibi iz genişliği arttıkça ve ağırlık merkezinin yüksekliği azaldıkça taşıt daha yüksek hızlarda dönemece devrilmeden girebilmektedir. Spor tipi taşıtları da bu kriterler göz önüne alınarak tasarlanmaktadır.

3.2.7 Yan Rüzgar Duyarlılığına Direnç

Taşıtın seyir özelliğini etkileyen özelliklerden birisi de “Yan Rüzgar Duyarlılığı”dır. Özellikle viyadüklerde, köprülerde veya açık alanlarda etkili olan ve yüksek hızlara erişen rüzgarın etkisiyle taşıtın seyir dinamiği değişebilmektedir [261-263]. Ancak yapılan istatistiksel araştırmalar sonucu yan rüzgar sonucu kaza oluşma riski oldukça düşüktür. Yan rüzgar, seyir esnasında taşıtın stabilitesini bozmakta ve sürücü taşıtı tekrar eski doğrultusuna getirebilmek için müdahale etmek zorunda bıraktırmaktadır. Bundan dolayı, yan rüzgar duyarlılığına direnci yüksek olan taşıtın seyir konforu daha iyi olarak adlandırılmaktadır[264].

3.2.7.1 Yan Rüzgar Kuvveti Ve Momenti

Yan rüzgarın etki etmesiyle aerodinamik yan rüzgar kuvveti oluşmaktadır (F_{SW}). Bu kuvvetin etki noktası günümüz taşıtlarında ağırlık merkezinin e_s mesafesi kadar önündedir ki bu noktaya “*Basınç etkime noktası*” denmektedir [265]. Bu noktaya etkileyen F_{SW} kuvvetinden dolayı “*Yan rüzgar momenti*” (M_W) oluşmaktadır. Yan rüzgar kuvveti ve momentinin tanımı;

$$F_{SW} = k_W \cdot \tau \cdot V_R^2 \quad (3.79)$$

$$M_W = k_W \cdot e_{SP} \cdot \tau \cdot V_R^2 \quad (3.79)$$

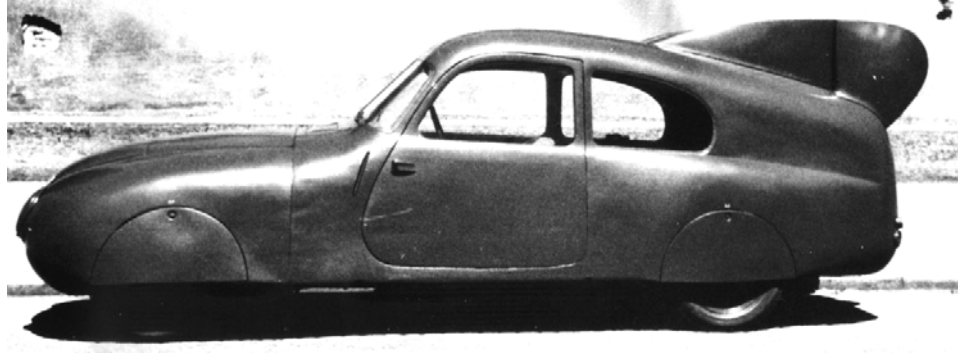
şeklindedir. k_W taşıt geometrisine ve formuna bağlı bir katsayıyı, τ rüzgar hücum açısını, V_R rüzgar hızını temsil etmektedir. Basınç etkime noktasına etki eden bileşke rüzgar kuvveti sonucu oluşan tekerlek sapma açısının tanımı ise [263];

$$\delta = \tau \cdot V_R^2 \cdot \frac{k_W}{L16} \cdot \frac{C_A(l_A + e_s) - C_{\ddot{O}} \cdot (l_{\ddot{O}} - e_s)}{C_A + C_{\ddot{O}}} \quad (3.80)$$

şeklindedir. *Tekerlek sapma açısı ne kadar düşük ise, taşıtın “Yan rüzgar duyarlılığına direnç” da o kadar düşüktür.* Optimum seyir konforu açısından tekerlek sapma açısının sıfır olması ($\delta = 0$) arzulanmaktadır. Bu durumda basınç etki noktası – ağırlık merkezi arasındaki mesafeyi temsil eden e_{SP} değeri;

$$e_s = \frac{C_A \cdot l_A - C_{\ddot{O}} \cdot l_{\ddot{O}}}{C_A + C_{\ddot{O}}} \quad (3.81)$$

şeklini almaktadır. Ancak günümüzde taşıtların “Az döner” karaktere sahip olması için $C_A \cdot l_A$ teriminin $C_O \cdot l_O$ den büyük olması söz konusudur. Bundan dolayı es negatif bir değer alacaktır. Bunun anlamı, $\delta = 0$ durumu için basınç etki noktası ağırlık merkezinin arkasında yer almasıdır. Bu pratikte imkânsızdır. Kırklı yıllarda Kamm test taşıtın arkasına yerleştirdiği kanatlarla basınç etki noktasını arkaya doğru almaya çalışmıştır (Şekil 3.57) [266].



Şekil 3.57: Kamm tarafından tasarlanmış, yan rüzgar duyarlılığı en aza indirilmiş test aracı [266]

esp mesafesini kısaltıp, taşıtın yan rüzgar duyarlılığını azaltmanın bir başka yöntemi ise ağırlık merkezinin taşıtın önüne doğru kaydırılmasıdır. Önden tahrikli taşıtların (ağırlık merkezleri, arkadan tahrikli taşıtlara göre daha önde olduğu için) yan rüzgar duyarlılığının az olmasının sebebi de budur [267].

3.2.7.2 “Yan Rüzgar Duyarlılığına Direnç”in Matematik Modeli

Yan rüzgar duyarlılığı ve sürücünün bozucu etkiye karşı reaksiyonunda belirleyici parametre, taşıtın yan rüzgar tesisine girdiği andan itibaren açısız dönme hızıdır. Burada önemli olan değer açısız dönme hızındaki artış, yani açısız dönme ivmesidir. Sürücü ancak belirli bir süreden sonra tepki verebildiği için açısız dönme ivmesinin mümkün olduğunca düşük olması istenmektedir.

Yan rüzgar matematik modeli oluşturulurken (3.80) ve (3.81) no.lu denklemler esas alınmıştır. Yan rüzgar etkisi altında oluşan tekerlek sapma açısını karoseri formu ve basınç etkime noktası etkilemektedir. Matematik modelin oluşturulmasında basınç etkime noktası esas alınmıştır, çünkü karoseri formunun yan rüzgar duyarlılığına etkisini ifade eden k_W katsayısı ve bu katsayıyı hangi parametrenin ne şekilde etkilediği bilinmemektedir [267]. Tekerlek sapma açısının minimum olması için

basınç etkime noktası mümkün olduğunca taşıtın arkasına doğru kaydırılması gerekmektedir. Günümüz araçlarında basınç etkime noktası ön aks ile ağırlık merkezinin arasında bulunmaktadır.

Ağırlık merkezi ile basınç etkime noktası arasındaki mesafeyi belirten e_s uzunluk değerinin minimum olabilmesi kriteri göz önüne alınarak 3.81 no.lu denklem incelendiğinde yan rüzgar duyarlılığına direncin (YRD) matematik modeli şu şekilde oluşmaktadır;

$$\begin{aligned} \frac{dYRD}{YRD} = - \frac{d(e_s)}{e_s} = & \frac{100 \cdot Ca}{Ca \cdot (L16 - l_{\phi})} \cdot dL16 + \frac{100 \cdot Ca \cdot L16}{[Ca + C\phi][Ca(L16 - l_{\phi}) - C\phi \cdot l_{\phi}]} \cdot dC\phi \\ & + \frac{100 \cdot C\phi \cdot L16}{[Ca + C\phi][Ca(L16 - l_{\phi}) - C\phi \cdot l_{\phi}]} \cdot dCa - \frac{100 \cdot (Ca + C\phi)}{C\phi \cdot l_{\phi} - Ca(L16 - l_{\phi})} \cdot dl_{\phi} \end{aligned} \quad (3.82)$$

3.3 Seyir Performansı

Günümüz modern taşıtlarında müşteriler artık taşıtı karakterize eden önemli özelliklerden “Seyir Performansı” na ayrı bir önem vermektedir. Özellikle genç ve dinamik müşteri kitlesi agresif, hızlı ve sportif taşıtları kullanmayı arzulamaktadır. Bu nedenden dolayı otomobil üreticileri, gençlerin yoğun ilgi gösterdiği orta alt ve küçük sınıflardaki taşıtların performansını yükseltmeyi hedeflemektedir [268,269]. Bu kriterler göz önüne alınarak taşıt seyir performansının da modele eklenmesi uygun görülmüştür. Seyir performansı başlığı altında “Maksimum hız, ivmelenme kabiliyeti ve yokuş çıkma performansı” incelenmiştir.

3.3.1 Düzlükte Maksimum Hız Ve Matematik Modeli

Taşıt maksimum hız matematik modelinin oluşturulmasında

$$P_{Max} = Z \cdot V_{Max} \quad (3.83)$$

ifadesinden faydalanılmıştır. V_{Max} maksimum hızı, P_{Max} maksimum motor gücünü, Z ise taşıtın toplam seyir dirençlerini ifade etmektedir. Seyir direnci olarak rüzgar direnci (F_L) ve yuvarlanma direnci (F_Y) alınmış, yokuş ve ivme dirençleri ihmal edilmiştir.

$$Z = F_R + F_Y = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_w \cdot A \cdot V^2 + G \cdot f_R \quad (3.84)$$

f_R yuvarlanma direnç katsayısı olup, yüksek hızlarda $f_R=0,012$ değerini almaktadır. ρ havanın yoğunluğu olup $1,226 \text{ kg/m}^3$ değerini almaktadır. c_w hava direnç katsayısı, A ön projeksiyon kesit alanı olup yaklaşık olarak taşıt yüksekliği ($H1$) ile taşıt genişliğinin ($W1$) çarpımından oluşmaktadır;

$$A = H1 \cdot W1 \quad (3.85)$$

Maksimum hızın modeli oluşturulurken (5.1) no.lu ifadenin türevi alınmıştır;

$$V_{Max} = \frac{P_{Max}}{Z} \quad (3.86)$$

$$dV_{Max} = \frac{Z \cdot dP_{Max} - P_{Max} \cdot dZ}{Z^2} \quad (3.87)$$

(3.84) no.lu ifadenin türevi alındığında ve $df_R = d\rho = 0$ kabulü ile;

$$\begin{aligned} dZ = & \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot H1 \cdot W1 \cdot V^2 \cdot dc_w + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_w \cdot W1 \cdot V^2 \cdot dH1 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_w \cdot H1 \cdot V^2 \cdot dW1 \\ & + \rho \cdot c_w \cdot A \cdot V \cdot dV + f_R \cdot dG \end{aligned} \quad (3.88)$$

oluşmaktadır. (3.87) ve (3.88) no.lu denklemlerin birleştirilmesi ile “Maksimum Hız” ın matematik modeli şu şekilde oluşmaktadır;

$$\begin{aligned} \frac{dV_{Max}}{V_{Max}} = & 100 \cdot \left\{ \frac{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_w \cdot W1 \cdot V^2 \cdot dH1 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_w \cdot H1 \cdot V^2 \cdot dW1}{\frac{3}{2} \cdot \rho \cdot c_w \cdot A \cdot V^2 + G \cdot f_R} \right. \\ & \left. + \frac{f_R \cdot dG - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot H1 \cdot W1 \cdot V^2 \cdot dc_w}{\frac{3}{2} \cdot \rho \cdot c_w \cdot A \cdot V^2 + G \cdot f_R} + \frac{f_R \cdot G + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot H1 \cdot W1 \cdot V^2 \cdot c_w \cdot dPS}{PS \cdot (\frac{3}{2} \cdot \rho \cdot c_w \cdot A \cdot V^2 + G \cdot f_R)} \right\} \end{aligned} \quad (3.89)$$

3.3.2 Yokuş Çıkma Performansı Ve Matematik Modeli

Taşıtın “Yokuş çıkma kabiliyeti” nin matematik modeli oluşturulurken “Seyir performansı” ve “Seyir sınırları” göz önüne alınmıştır. Seyir performansı açısından eğer seyir hızı, maksimum hızdan küçük ise, Z çeki kuvveti ile yuvarlanma (F_R) ile rüzgar (F_L) dirençleri arasında bir ilave çeki kuvveti kalır (F_E) ki bu da yokuş çıkmak için veya ivmelenmek için kullanılır [257]. Sabit hızda hareket için F_F nin ifadesi;

$$F_E = p \cdot G = Z - (F_L + F_R) \quad (3.90)$$

şeklindedir. α açısının küçük olması sebebiyle, büyük bir yaklaşımla $\tan \alpha$ ve dolayısıyla ona eşit olan p değeri kullanılmaktadır. (3.90) denkleminde taşıtın seyir performansı açısından tırmanabileceği yokuş değeri bulunmaktadır. Aynı düşüncüyü güç diyagramı ve denkleminde de benzer şekilde uygulanabilmektedir;

$$p \cdot G = \frac{P_R}{V} - (F_L + F_R) \quad (3.91)$$

Görüldüğü gibi eğim artarsa hız düşmektedir. $p = f(V)$ yi inceleyelim. Basitleştirmek amacıyla ilk denklemde ağırlığa bağlı terimleri bir araya toplayalım;

$$F_R + F_E = (f_R + p) \cdot G = Z - F_L \quad (3.92)$$

$$p = \frac{Z - F_L}{G} - f_R \quad (3.93)$$

Maksimum yokuşta (p_{MAX}), birinci viteste yani en yüksek çevrim oranı i_{MAX} da, motor tam yükte çalışırken erişilmektedir. Tersten düşünersek, i_{MAX} öyle seçilmelidir ki, belli bir p_{MAX} yokuşu çıkabilsin. (3.93) ifadesinde, düşük hızdan dolayı F_L rüzgar direnci ihmal edilirse, Z_{MAX} , M_{RMAX} , maksimum motor momenti Nm_{MAX} dan, maksimum çevrim oranı

$$p_{MAX} = \frac{Z_{MAX}}{G} - f_R \quad (3.94)$$

i_{MAX} 1. vites çevrim oranını ifade etmektedir ve toplam verim η_K dan bulunmaktadır.

$$Nm_{R,MAX} = i_{MAX} \cdot \eta_K \cdot Nm_{MAX} \quad (3.95)$$

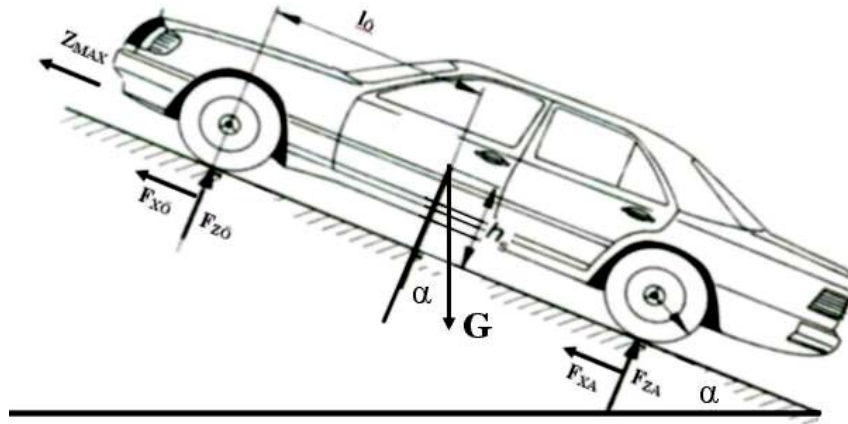
Bu iki denklemden, verilmiş bir taşıt ve motor verileri için maksimum yokuş tırmanma kabiliyeti ifadesi bulunmaktadır.

$$P_{MAX} = i_{MAX} \cdot \eta_K \cdot \frac{Nm_{M,MAX}}{r \cdot G} - f_R \quad (3.96)$$

Buraya kadar (3.97) denkleminde taşıtın tahrik makinesi göz önüne alınarak ve yuvarlanma direncinin (f_R) düşük yokuş çıkma hızının dikkate alınmasıyla $f_R = 0,01$ kabulü ile “Yokuş Çıkma Kapasitesi” (YOK) şu şekilde ifade edilmektedir:

$$\frac{dYOK}{YOK} = \frac{100}{I_1 - \frac{R \cdot G}{100 \cdot Mom}} \cdot \frac{dI_1}{I_1} + \frac{100}{I - \frac{R \cdot G}{100 \cdot I_1}} \cdot \frac{dMom}{Mom} - \frac{100}{G \cdot \left(\frac{G}{100 \cdot Mom \cdot I_1} \right)} \cdot \frac{dG}{G} \quad (3.97)$$

Buraya kadar taşıtın yokuş çıkma kabiliyeti tahrik makinası açısından ele alınmıştır. Bundan sonraki aşamada, elimizdeki güç veya momentin zemine iletip iletilemeyeceği incelenecektir. Artık kuvvet bağı ön planda olacaktır. Buradan ortaya çıkan sınırlara genel olarak seyir sınırları denmektedir (Şekil 3.58).



Şekil 3.58: Yokuşta bir taşıta etki eden kuvvetler [270]

Seyir sınırlarında temel denklem :

$$\mu = \frac{F_x}{F_z} \leq \mu_h \quad (3.98)$$

şeklindedir. Denklemden de görüldüğü gibi taşıtın yokuş çıkabilmesi için gerekli çeki kuvveti (F_x) adezyona (μ_h) bağlıdır. Adezyon yol durumuna göre değişmektedir.

Kuru asfaltta bu değer 1 değerine kadar çıkabilirken, aynı asfaltın ıslanması ve çamurumsu hal alması durumunda 0,5 değerine kadar düşmektedir [271].

(5.16) denkleminin yardımıyla seyir sınırları dikkate alınarak önden tahrikli bir taşıtın çıkabileceği yokuş (α_O) değeri;

$$\tan \alpha_O \leq \frac{\frac{l_A}{l} \cdot \mu_H}{1 + \frac{h_S}{l} \cdot \mu_H} \quad (3.99)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Arkadan tahrikli bir taşıtta ise bu değer;

$$\tan \alpha_A \leq \frac{\frac{l_O}{l} \cdot \mu_H}{1 - \frac{h_S}{l} \cdot \mu_H} \quad (3.100)$$

şeklinde bulunmaktadır. h_S ağırlık merkezinin yerden yüksekliğini, l aks aralığını, l_O ağırlık merkezinin ön aksa, l_A ise arka aksa mesafesini temsil etmektedir. Yukarıdaki formüllerde en önemli husus taşıtın ağırlığının yokuş çıkabilme yeteneğine etkisinin olmadığıdır. Doğal olarak bu yapmış olduğumuz ve oldukça doğru olan μ_H nın yüke bağlı olmaması varsayımından kaynaklanmaktadır. Tek akstan tahrik için hangi akstan tahrikin daha yüksek eğim çıkabileceği kesin değildir. En önemli etken ağırlık merkezinin tahrikli aksa olan mesafesidir. Yokuş çıkmada ağırlık merkezi zeminden yukarda olacağından arka aksa bir miktar ek yük gelecektir, ancak bu dik yokuşlarda önemli olabilmektedir. Taşıtın yük durumu için de benzer düşünce geçerlidir. Eğer yüklenme nedeni ile tahrikli aksın yükü taşıt ağırlığına göre daha yüksek oranda artıyorsa taşıtın yokuş çıkma yeteneği artmakta, aksi takdirde azalmaktadır. O halde önden tahrikli bir otomobilde yüklenme nedeni ile yokuş çıkma kabiliyeti ilke olarak azalacaktır, çünkü bu gibi taşıtlar yüklendikçe ağırlık merkezi arkaya, yani tahriksiz aksa yaklaşmaktadır. Önden motorlu fakat arkadan tahrikli bir otomobilde ise ilke olarak tırmanma kabiliyeti artacaktır, çünkü böyle bir taşıtta yük ile ağırlık merkezi arkaya, fakat bu defa tahrikli aksa yaklaşacaktır. Yüklenme ile ağırlık merkezi genel olarak yükselmektedir [272].

(3.99) ve (3.100) denklemlerinin incelenmesi sonucu seyir sınırlarının göz önüne alınarak bir taşıtın yokuş çıkabilme potansiyeli şu şekilde ifade edilmektedir:

Önden tahrikli taşıt:

$$\frac{dYOP}{YOP} = 100 \cdot \left[\frac{(h + l_{\bar{o}})}{(l + \mu h_s)(l - l_{\bar{o}})} dl - \frac{1}{l - l_{\bar{o}}} dl_{\bar{o}} - \frac{\mu}{(l + \mu h)} dh_s \right] \quad (3.101)$$

Arkadan tahrikli taşıt:

$$\frac{dYOP}{YOP} = 100 \cdot \left[\frac{1}{(\mu h_s - l)} dl + \frac{1}{l_{\bar{o}}} dl_{\bar{o}} - \frac{\mu}{(l - \mu h)} dh_s \right] \quad (3.102)$$

Tahrik makinası (3.97) ve seyir sınırları (3.101 ve 3.102) göz önüne alınarak taşıtın yokuş çıkma performansı (YCP) matematik modeli şu şekilde oluşmaktadır:

Önden tahrikli taşıt:

$$\begin{aligned} \frac{dYOP}{YOP} = 100 \cdot & \left[\frac{1}{I_1 - \frac{f_R \cdot R \cdot G}{Mom}} \frac{dI_1}{I_1} + \frac{1}{Mom - \frac{f_R \cdot r \cdot G}{I_1}} \frac{dMom}{Mom} - \frac{1}{G \cdot \left(\frac{f_R \cdot G}{Mom \cdot I_1} - 1 \right)} \frac{dG}{G} + \right. \\ & \left. \frac{(h + l_{\bar{o}})}{(L16 + \mu h_s)(L16 - l_{\bar{o}})} dL16 - \frac{1}{L16 - l_{\bar{o}}} dl_{\bar{o}} - \frac{\mu}{(L16 + \mu h)} dh_s \right] \quad (3.103) \end{aligned}$$

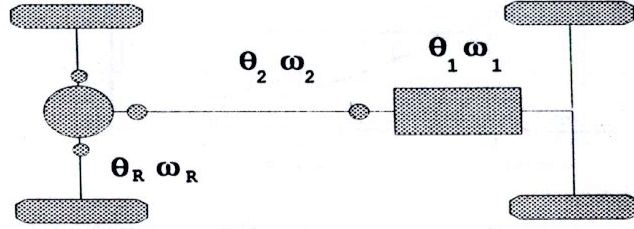
Arkadan tahrikli taşıt:

$$\begin{aligned} \frac{dYOP}{YOP} = 100 \cdot & \left[\frac{1}{I_1 - \frac{f_R \cdot R \cdot G}{Mom}} \frac{dI_1}{I_1} + \frac{1}{Mom - \frac{f_R \cdot R \cdot G}{I_1}} \frac{dMom}{Mom} - \frac{1}{G \left(\frac{f_R \cdot G}{Mom \cdot I_1} - 1 \right)} \frac{dG}{G} + \right. \\ & \left. \frac{1}{(\mu h_s - L16)} dL16 + \frac{1}{l_{\bar{o}}} dl_{\bar{o}} - \frac{\mu}{(L16 - \mu h)} dh_s \right] \quad (3.104) \end{aligned}$$

3.3.3 İvmelenme Yeteneği

Bir taşıtın hızını değiştirmek için ama daha çok hızını arttırmak için gerekli kuvvet sadece kütle ve ivmesini çarpmakla elde edilemez, çünkü taşıtta değişik hızlarda dönen parçalar, en azından tekerlekler vardır ve taşıtın hızının değişmesi bunların da dönme hızını değiştirmektedir.

Sorun bir örnek taşıt modelinde açıklanabilir. Şekil 3.59 da gösterilen modelde ön tekerlekler serbest dönerken arka tekerlekler birer mille diferansiyele bağlanmış bulunmaktadır.



Şekil 3.59: İvme direncinin incelenmesi için model [270]

Diferansiyel girişinde ise kardan mili moment değiştiriciye bağlanmaktadır. Moment değiştiriciden ise motora geçişte tekrar bir mil olduğu düşünülebilir. Bu durumda taşıtta üç tane dönme hızı vardır;

- Tekerlerin dönme hızı (ω_R)
- Kardan milinin dönme hızı (ω_2)
- Motorun dönme hızı (ω_1)

Bütün sistemin kinetik enerjisi E_K ise, m taşıtın bütün kütlesi $\Sigma \theta \cdot \omega_R$ hızı ile dönen parçaların toplam atalet momenti, $\theta_2 \cdot \omega_2$ hız ile dönen parçaların toplam atalet momenti, $\theta_1 \cdot \omega_1$ ile dönen parçaların toplam atalet momenti ise

$$E_K = \frac{1}{2} (m \cdot V^2 + \Sigma \theta_R \cdot \omega_R^2 + \theta_2 \cdot \omega_2^2 + \theta_1 \cdot \omega_1^2) \quad (3.105)$$

(3.105) bağıntısını kullanarak kinetik enerji ω_R nin veya V nin fonksiyonu olarak yazılması ile sonuçta

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V^2 \cdot (1 + \lambda) \quad (3.106)$$

yazılmaktadır. Burada parantez içindeki λ ifadesi boyutsuz bir katsayısı olmak üzere daima 1 den büyüktür. Bir taşıta uygulanacak bir F kuvveti ile taşıta bir a ivmesi kazandırılması, hızın değiştirilmesi demek, kinetik enerjinin değiştirilmesi demektir. Bir dt zaman aralığında,

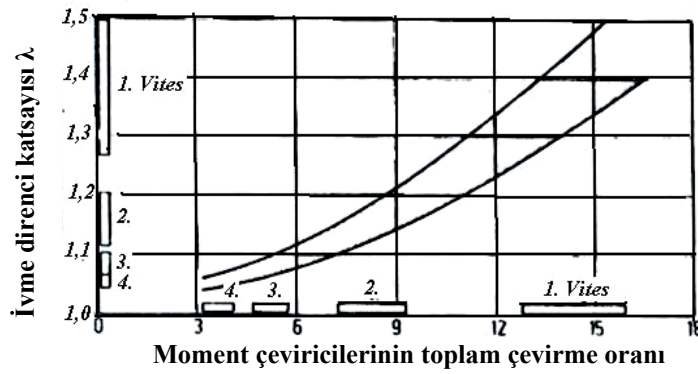
$$F \cdot V \cdot dt = dE_K \quad (3.107)$$

yazılabilmektedir. Buradan a ivme olmak üzere

$$F \cdot V = \frac{dE_K}{dt} = m \cdot V \cdot \frac{dV}{dt} \cdot \lambda = m \cdot V \cdot a \cdot \lambda \quad (3.108)$$

$$F = m \cdot \lambda \cdot a \quad (3.109)$$

bulunmaktadır. Bu ifadenin anlamı taşıta bir a ivmesi vermek için gerekli kuvvetin sadece $m \cdot a$ olmadığı, gerekli kuvvetin bundan λ kadar büyük olduğudur. λ 'nın büyüklüğünün mertebeleri için şekil 3.60 bir fikir vermektedir.



Şekil 3.60: Otomobillerde λ 'nın muhtelif viteslerde aldığı değerler [270]

İçten yanmalı motorlu taşıtlarda olduğu gibi çevrim oranları değişiyorsa λ 'lar da hız ile birlikte değişecektir, bu da ivme kabiliyetini değişik şekilde etkileyecektir. Şekil 3.60 da kesikli çizgilerle dört kademeli bir vites kutusuna ait λ lar için ivmelenme kabiliyeti çizilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi λ 'nın etkisi 4. Viteste çok azdır. Ancak 1. vites kademesinde ivme kabiliyeti, $\lambda = 1$ durumuna göre çok düşmektedir. *Bu sebepten dolayı, birinci vites çevrim oranı, ivme kabiliyetine göre değil, yokuş çıkma kabiliyetine göre seçilmektedir* [270].

3.3.3.1 İvmelenme Yeteneğinin Analizi

Taşıt ivmelenme kabiliyetini tespit etmek için iki kriter esas alınmıştır:

- ❖ Seyir sınırları
- ❖ Tahrik makinası

Seyir sınırları açısından taşıtın ivmelenme kabiliyeti yokuş çıkma kabiliyetinde kullanılan (3.99 ve 3.100) ifadeleri esas alınmıştır;

l_0 = Ağırlık merkezinin ön aksa olan mesafesi

l_A = Ağırlık merkezinin arka aksa olan mesafesi

h = Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği

olmak üzere tek ön akstan tahrik için ivmelenme değeri (a);

$$a_o \leq \frac{\frac{l_A}{l} \cdot \mu_H}{1 + \frac{h}{l} \cdot (\mu_H + f_R)} \cdot g \quad (3.110)$$

tek arka akstan tahrik için;

$$a_A \leq \frac{\frac{l_o}{l} \cdot \mu_H}{1 - \frac{h}{l} \cdot (\mu_H + f_R)} \cdot g \quad (3.111)$$

ifadesinden hesaplanmaktadır. Seyir sınırları açısından önden tahrikli taşıtın ivmelenme kabiliyeti (IVM);

$$\begin{aligned} \frac{dIVM}{IVM} = 100 \cdot \left\{ \frac{\mu \cdot h_s (\mu + f)}{[L16 + h_s (\mu + f)][(L16 - l_o) \mu - l_o f]} dL16 \right. \\ \left. + \frac{\mu + f}{l_o f + (L16 - l_o) \mu} dl_o - \frac{1}{\frac{L16}{\mu + f} + h_s} dh_s \right\} \end{aligned} \quad (3.112)$$

arkadan tahrikli taşıtın ivmelenme kabiliyeti (IVM);

$$\begin{aligned} \frac{dIVM}{IVM} = 100 \cdot \left\{ \frac{(\mu + f)(fh_s - l_o)}{[l_o \mu - (l - l_o) f][l - h_s (\mu + f)]} dL16 \right. \\ \left. + \frac{1}{l_o - \frac{lf}{\mu + f}} dl_o + \frac{\mu + f}{h_s (\mu + f) - l} dh_s \right\} \end{aligned} \quad (3.113)$$

olmaktadır.

Tahrik makinası açısından ele alabilmek için, taşıta etkiyen kuvvetler toplamı F_T ile ivme arasındaki ilişkiden hareketle ivmelenmedeki değişim için

$$F = m \cdot a \quad (3.114)$$

bağıntısından

$$\frac{da}{a} = \frac{dF_T}{F_T} - \frac{dG}{G} \quad (3.115)$$

olarak yazılmaktadır. Taşıta etkiyen kuvvetler toplamı F_T

$$F_T = M_M \cdot \frac{I}{r} - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c \cdot A \cdot V^2 - G \cdot f_R - \lambda \cdot a \cdot G \quad (3.116)$$

olup, parametrelerdeki değişmeye bağlı olarak ivmelenmedeki değişim (% olarak)

$$\begin{aligned} \frac{da}{a} = (100 / F_T) \cdot \left\{ M_M \cdot \frac{I}{r} \cdot \left(\frac{dI}{I} + \frac{dM_M}{M_M} - \frac{dr}{r} \right) - \left[\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_w \cdot A \cdot V^2 \cdot \left(\frac{dA}{A} + \frac{dc_w}{c_w} \right) \right] \right\} \\ - 100 \cdot \left(G \cdot \frac{f_R}{F_T} + 1 \right) \cdot \frac{dG}{G} \end{aligned} \quad (3.117)$$

olmaktadır. (3.117) denkleminde yuvarlanma direnci ve hızın değişmediği ($dV=dr=0$) kabul edilmiştir.

3.3.3.2 İvmelenme Yeteneğinin Matematik Modeli

Taşıtın ivmelenme matematik modeli oluşturulurken seyir sınırları ve tahrik makinesi göz önüne alınmıştır. Seyir sınırların (3.112) ve (3.113) denklemleri, tahrik makinesi ise (3.117) denklemi yardımıyla ifade edilmiştir.

Ayrıntılı bir şekilde ivmelenme kabiliyetinin matematik modelin oluşturmak amacıyla ivmelendirme performansı üç farklı hız değerleri arasında incelenmiştir.

- 0 – 80 km/h arası ivmelenme kabiliyeti
- 50 – 90 km/h arası ivmelenme kabiliyeti
- 80 – 120 km/h arası ivmelenme (Elastisite) kabiliyeti

3.117 no.lu denklemde bilinmeyen büyüklükler taşıta etkiyen kuvvet (F_t), taşıt hızı (V), çevrim oranı (I), ivmelenme değeri (a) ve ivme direnç katsayısı (λ) olduğu görülmektedir. Bu değerler, taşıtın değişik hızlardaki ivmelenme aralıklarında değişmektedir.

Pratikte bir taşıtta ara vites kademeleri taşıtın ivmelenme kabiliyetine göre tespit edilmektedir. 3.117 no.lu denklemde vites çevrim oranı (I) olarak 0-80 km/h arası ivmelenmede II. vites, 50-90 km/h arası ivmelenmede III. vites ve 80-120 km/h arası

İvmelenmede ise IV. vites kademesi esas alınmıştır. F_T değeri (3.116) no.lu denklem yardımıyla hesaplanmaktadır. Bilinmeyen diğer parametreler olan ivmelenme değeri (a), ivme direnç katsayısı (λ) ve yuvarlanma direnç katsayısı (f_R) ise literatür analizi sonucu [273] taşıtların belirten hız aralığında ortalama değerleri olarak tespit edilmiştir (tablo 3.8).

Tablo 3.8: Farklı ivmelenme aralıkları için değişkenlerin aldığı değerler

İvmelenme aralığı (km/h)	V		a	λ	f_R	Vites çevrim oranı
	km/h	m/s	(m/s ²)	-	-	
0 – 80	43,2	12	1,16	0,18	0,0100	II
50 – 90	70,2	19	1,10	0,115	0,0115	III
80 - 120	90	25	1,05	0,04	0,0130	IV

3.112, 3.113 ve 3.114 no.lu denklemlerinin yardımıyla önden ve arkadan tahrikli taşıtların ivmelenme kabiliyetinin (IVM) matematik modeli şu şekilde oluşmaktadır;

Önden tahrikli taşıt için,

$$\begin{aligned}
 \frac{dIVM}{IVM} = 100 \cdot \left\{ \frac{\frac{I_X}{R} \cdot dMom + \frac{Mom}{R} \cdot dI_X - 0,613 \cdot c_w \cdot V^2 \cdot H_1 \cdot dW_1}{Mom \cdot \frac{I_X}{R} - 0,613 \cdot c_w \cdot H_1 \cdot W_1 \cdot V^2 - G \cdot f_R - \lambda \cdot a \cdot G} \right. \\
 - \frac{0,613 \cdot c_w \cdot V^2 \cdot W_1 \cdot dH_1 - 0,613 \cdot H_1 \cdot W_1 \cdot V^2 \cdot dc_w}{Mom \cdot \frac{I_X}{R} - 0,613 \cdot c_w \cdot H_1 \cdot W_1 \cdot V^2 - G \cdot f_R - \lambda \cdot a \cdot G} \\
 \left. - \left[\frac{f + \lambda \cdot a}{Mom \cdot \frac{I_X}{R} - 0,613 \cdot c_w \cdot H_1 \cdot W_1 \cdot V^2 - G \cdot f_R - \lambda \cdot a \cdot G} + \frac{1}{G} \right] \cdot dG + \right. \\
 \left. \frac{\mu \cdot h_s(\mu + f)}{[L16 + h_s(\mu + f)][(L16 - l_o)\mu - l_o f]} dL16 + \frac{\mu + f}{l_o f + (L16 - l_o)\mu} dl - \frac{1}{\frac{L16}{\mu + f} + h_s} dh_s \right\} \quad (3.118)
 \end{aligned}$$

Arkadan tahrikli taşıt için,

$$\begin{aligned}
 \frac{dIVM}{IVM} = 100 \cdot \left\{ \frac{\frac{I_X}{r} \cdot dMom}{Mom \cdot \frac{I_X}{R} - 0,613 \cdot c_W \cdot H_1 \cdot W_1 \cdot V^2 - G \cdot f_R - \lambda \cdot a \cdot G} + \frac{Mom}{R} \cdot dI_X - 0,613 \cdot c_W \cdot V^2 \cdot H_1 \cdot dW_1 \right. \\
 - \frac{0,613 \cdot c_W \cdot V^2 \cdot W_1 \cdot dH_1 - 0,613 \cdot H_1 \cdot W_1 \cdot V^2 \cdot dc_W}{Mom \cdot \frac{I_X}{R} - 0,613 \cdot c_W \cdot H_1 \cdot W_1 \cdot V^2 - G \cdot f_R - \lambda \cdot a \cdot G} \\
 \left. - \left[\frac{f + \lambda \cdot a}{Mom \cdot \frac{I_X}{R} - 0,613 \cdot c_W \cdot H_1 \cdot W_1 \cdot V^2 - G \cdot f_R - \lambda \cdot a \cdot G} + \frac{1}{G} \right] \cdot dG + \right. \\
 \frac{(\mu + f)(fh_s - l_{\phi})}{[l_{\phi} \mu - (L16 - l_{\phi})f][L16 - h_s(\mu + f)]} dL16 + \frac{1}{l_{\phi} - \frac{L16 \cdot f}{\mu + f}} dl_{\phi} \\
 \left. + \frac{\mu + f}{h_s(\mu + f) - L16} dh_s \right\} \quad (3.119)
 \end{aligned}$$

3.4 Taşıt Konforu

Günümüz taşıtların tasarımında müşteri, merkezde yer almaktadır. Artık daha çok müşterilerin istekleri göz önüne alınarak taşıtlar tasarlanmaktadır. 90'lı yıllarda alıcıların istekleri iki ana başlık altında toplanmaktaydı; Emniyet ve ekonomiklik [274]. 2000'li yıllara gelindiğinde “Konfor” müşterilerin yeni bir isteği olarak karşımıza çıkmaktaydı. Çoğunlukla üst sınıf taşıtların tasarımında önem verilen konfor, yoğun rekabet ortamında orta ve alt sınıf taşıtların tasarımında da göz önüne alınmaya başlanmıştır [275]. Küçük sınıf taşıtlarda da lüks taşıt sınıfının konforunu sağlamak amacıyla ve geniş bir müşteri kesimine hitap edebilmek için tasarımın erken aşamalarında konfor kriterleri ön planda tutulmaktadır [276]. Bu yüzden taşıtların konfor kriterleri de matematik modele yerleştirilmesi uygun görülmüştür. Taşıt konforu çok geniş bir kavram olduğu için, sağlıklı bir analiz gerçekleştirebilmek amacıyla konfor iki ana gruba ayırarak incelenmiştir;

- Kabin konforu (Ergonomi)
- Seyir konforu

Kabin konforu başlığı altında gerek sürücü ve gerekse yolcuların taşıt içindeki konumları ve rahatlığı incelenmektedir. Sadece koltuk boyutları değil aynı zamanda

sürücünün ya da yolcunun oturacağı ve hareket edeceği hacmin boyutu, taşıtın önden ve arkadan inip binme kolaylığı analiz edilmektedir. Bagaj hacim büyüklüğünün transport konforunu arttıracığı için, bagaj hacmi de bu başlık altında incelenmektedir. Seyir konforu başlığı altında ise taşıtın dönemeçteki seyri esnasındaki sürüş konforu ve park edebilme konforu ele alınmaktadır.

3.4.1 Taşıt Ergonomisi

Genel tanım olarak ergonomi: "İnsanın makinayla uyumu" şeklindedir [277]. Taşıt ergonomisi ise: "Sürücü ve yolcuların konforunun optimize edilmesi, seyir esnasında yorgunluk ve sağlık sorunları oluşturmayacak şekilde otomobilin tasarlanmasıyla verim ve güvenliğin artırılması" şeklindedir [278]. Ergonominin çalışma alanı sadece insanın Antroplojik özelliklerini kapsamamakta, aynı zamanda özelliklerinin (psikoloji, duyu organları yorgunluk...) ve bu özellikleri etkileyen dış parametrelerin (klima, aydınlatma, basınç ...) incelenmesini içermektedir [279].

Uzun yıllar boyunca taşıt tasarımında konforuna yeterli önem verilmemiştir. Şirket içi üvey evlat muamelesi gören ergonomistler (endüstri antropologları) artık yavaş yavaş tasarımın ilk aşamalarında da aktif olarak yer almaktadır [280]. Eskiden "Styling" aşamasından sonra endüstri antropologlar taşıt tasarımına katılırken artık günümüzde daha ürün planlama aşamasında söz sahibi olmaktadır [281]. Ürün planlama aşamasında müşteri sınıfı ve istekleri, iç tasarımdaki eğilimler rakip firma araçların yenilikleri ve üstünlükleri analiz edilmekte ve tasarlanacak aracın sahip olması gereken özellikler tespit edilmektedir [282].

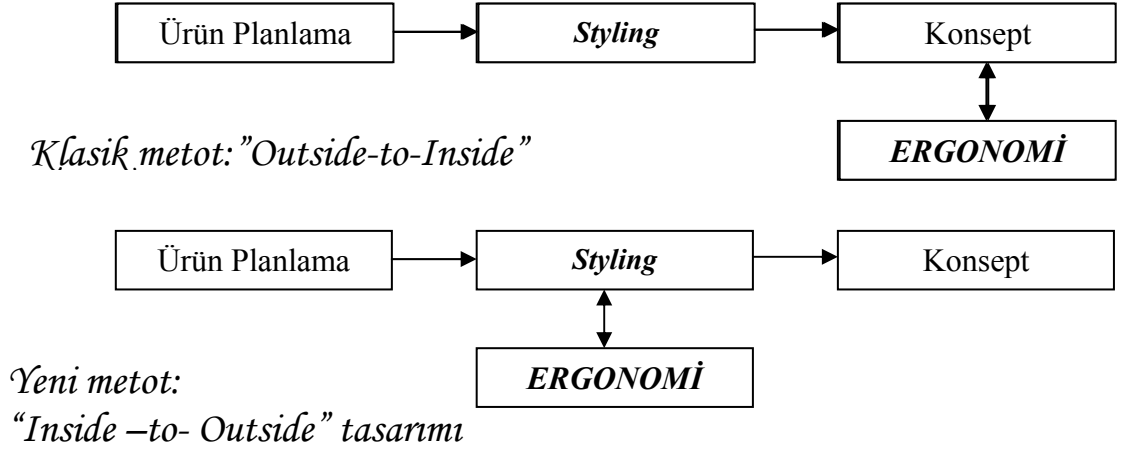
"Outside-to-inside" tasarım sloganında olan taşıtın dış kabuğunun belirlenmesinden sonra kabin içi tasarımına geçilirken, artık günümüzde "Inside-to-outside" sloganı, yani evvela taşıt içi kabinin öncelikli olarak müşteri istekleri doğrultusunda tasarlanması uygulanmaktadır [283] (Şekil 3.61).

Ergonomistler, ergonomik açıdan uygun bir taşıt tasarlamak amacıyla şekil 3.62 de belirtilen çalışma alanları ile ilgilenmektedir [284].

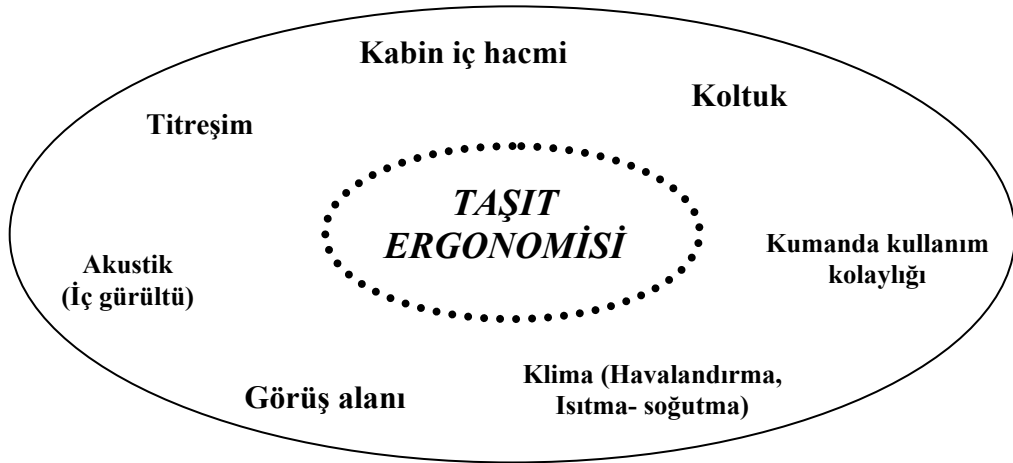
Ergonominin çalışma alanı oldukça geniştir. Sağlıklı bir ergonomi analizi gerçekleştirebilmek için konfor analizi iki açıdan ele alınmıştır.

 Karoseri tasarımı (Seyir ve park edebilme konforu)

- Kabin iç tasarımı [Occupant Packaging] - (Koltuk tasarımı, kumanda kullanım kolaylığı, görüş alanı, iç hacim konforu)



Şekil 3.61: Ergonomik açıdan uygun taşıt tasarım akış şeması [283]



Şekil 3.62: Taşıt tasarımında ergonominin çalışma alanları

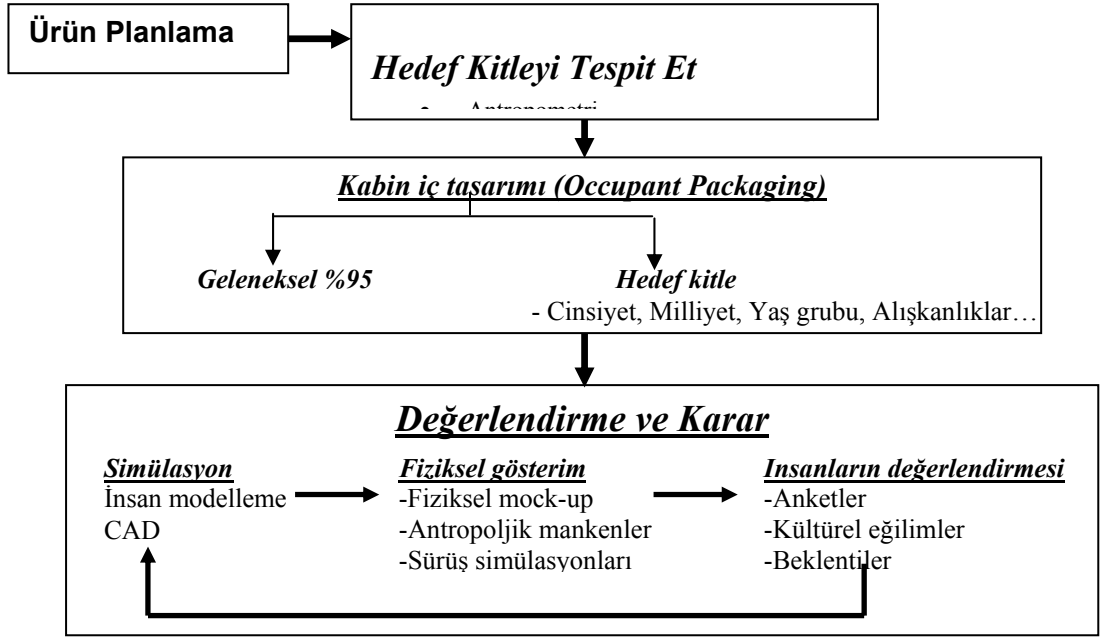
3.4.2 Kabin İçi Tasarım Prosesi [Occupant Packaging]

Günümüzde otomobil üreticilerinin ergonomik çalışmaları bizzat firma içi ergonomi departmanlarındaki endüstri antropologları tarafından gerçekleştirilmektedir. Endüstri antropologlarının taşıt tasarımında izledikleri ergonomik tasarım prosesi şekil 3.63 de görülmektedir [285].

Kabin içi tasarım prosesi dört ana başlık altında incelenmektedir.

- ◆ Oturma pozisyonu
- ◆ Görüş alanı
- ◆ Hareket serbestliği

◆ Kumanda kullanım kolaylığı



Şekil 3.63: Ergonomik tasarım prosesi

3.4.2.1 Oturma Pozisyonu

Taşıt koltuğunun tasarımında, sürücünün belirli bir konumda oturarak emniyetli bir şekilde aracı kullanabilmesi için bazı önemli parametreler esas alınmaktadır. Bu parametreler dinamik antropometre verileri dikkate alınarak tespit edilmiş dört adet ölçüm noktasıdır. Koltuk tasarımında evvela bu noktalar tespit edilmektedir [286].

- H- noktası (Kalça noktası)
- Pedal temas noktası (ayak tabanı)
- Ayak topuğun zemine temas noktası
- Göz elipsi ve göz noktası konumu

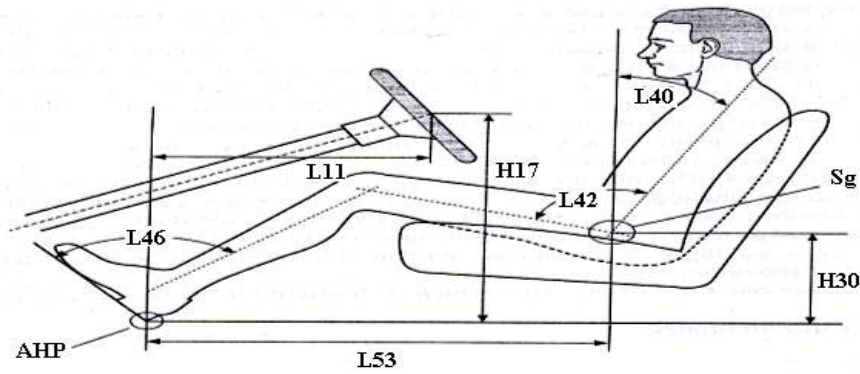
H- noktası, pedal temas noktası ve ayak topuğunun zemine temas noktalarının tespit edilmesinde şablonlar veya H-nokta makinesi (Oscar) (Şekil 3.64) [287] kullanılmaktadır.

Verilen bu dört nokta referans alınarak ve statik antropometrik ölçüler kullanılarak diğer vücut ölçüleri tespit edilmektedir. Bu noktalar standartlaştırılmıştır, örneğin H-noktası SAE J1100, SgRP (H- noktasının hareket doğrultusu) SAE J 1517, gözün konumu SAE J 941 ile standartlaştırılmıştır [205]. Günümüzde gerçekleştirilen



Şekil 3.64: H-nokta makinası (Oscar) [287]

çalışmalar, verilen bu dört nokta arasında ergonomik açılarından bir uyumunun analizi şeklindedir [288]. Tespit edilen bu noktaların yardımıyla taşıt içinde yolcunun konumunu belirten parametreler tespit edilmektedir (Şekil 3.65).



Şekil 3.65: Oturma pozisyonunu ifade eden büyüklükler [289]

3.4.2.2 Görüş Alanı

Seyir esnasında sürücü çevresiyle sürekli bir iletişim içindedir. Çevreyle sağlıklı bir veri alış verişi sağlamak için sürücünün çevreyi çok iyi görmesi gerekmektedir. Bu aynı zamanda “Aktif emniyet” açısından son derece önemlidir. Görüş alanı öne doğru ve geriye doğru taşıtın çeşitli bölümleri nedeniyle kısmen engellenmektedir (Şekil 3.66). Görüş alanını etkileyen büyüklükler arasında:

- Kirişler, tavan, motor kapağı ve bagaj kapağı nedeniyle görüş alanı sınırlanmaktadır. Bu sınırlamaların incelenmesi için ilgili standartlarda göz elipsi

ve göz noktası konumları, sürücü pozisyonuna bağlı olarak tanımlanmaktadır. SAE J 941 ve RREG 77/649) [291].

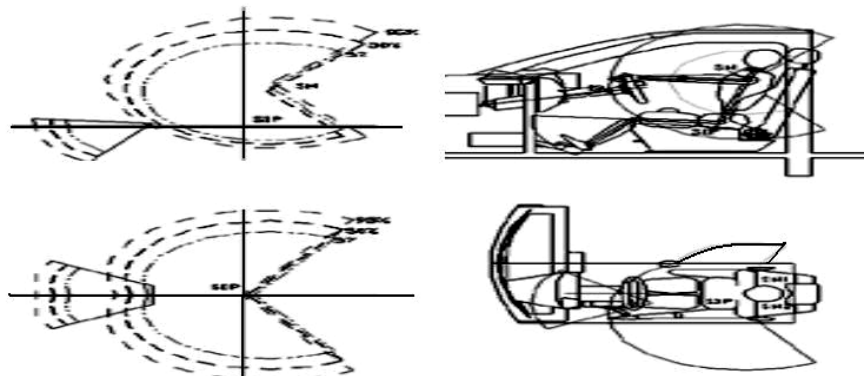


Şekil 3.66: Göz elipsi esas alınarak bilgisayar destekli görüş alanı tasarımı [290]

- Dikiz aynaların yer, büyüklük ve formları yine standartlarla belirlenmektedir. (RREG 79/795) [291].
- Sileceklerin hareket alanları (RREG 78/318) [291].
- Camların ışığı kırma ve yansıtma özellikleri
- Göstergelerin yeri.

3.4.2.3 “Hareket Serbestliği” Ve “Kumanda Kullanım Kolaylığı”

Sürücü seyir öncesi ve seyir esnasında bir çok fonksiyon yerine getirmektedir. Bu fonksiyonları yerine getirmek için yapılacak hareketler sürücüyü ne kadar az yorarsa ve dikkatini dağıtırsa aktif emniyet açısından o kadar avantajlı bir pozisyon seçilmiş demektir. Hareket serbestliği ve kumanda kullanım kolaylığının analiz edilmesinde dinamik antropometre ve biomekanik çalışmaları esas alınmaktadır (Şekil 3.67).



Şekil 3.67: Taşıt içinde sürücü uzuvlarının hareket alanları [286]

Uzuvların ulaşabilme noktalarını gösterebilmek amacıyla şablonlar oluşturulmaktadır. Günümüz taşıtlarında sürücünün minimum hareket ve zorlama ile

direksiyon, vites, pedallar ve çeşitli kontrol şalterlerini kullanabilmesi için kabin içi dizaynı sürekli olarak geliştirilmektedir. Sadece tasarım olarak değil, aynı zamanda kullanılan malzemeler de değişmektedir. Özellikle estetik görünüm açısından ahşap, deri ve alüminyum gibi parlak metallerin kullanımı gittikçe artmaktadır [292].

3.4.3 Matematik Modelleme Çalışması İçin Oluşturulmuş Anket çalışması (Ürün Kliniği)

Ürün kliniği pazar araştırma birimi tarafından sıkça kullanılan bir yöntemdir. Amaç müşteri isteklerini tespit etmek veya yeni bir ürünün pazara sunulmadan çok önce test gruplarına test ve analiz ettirmektir. Anket çalışmasında amaç çoğunlukla taşıt seri üretime geçmeden önce nihai olarak taşıtın ergonomik açıdan değerlendirilmesidir. Bu metotta amaç tasarlanmış aracın varsa ergonomik olarak zayıf noktalarını tespit etmek, mevcut veya ilerde geliştirilecek olan versiyonlarında bu zayıflıkları ortadan kaldırmaktır. Hedef kitle belli ise, bu kitleden kişilerle anket yapılmaya çalışılmaktadır. “Taşıt ergonomi grupları” tarafından gerçekleştirilen bu çalışmalarda özellikle taşıtta önemli bulunan ve taşıtın karakterini yansıtan özellikler hakkında ankette ağırlık verilmektedir. Kabin içi konfor analizi ve ergonomi kriterlerine uygun tasarım aşamaları [293,294] incelendikten sonra bu yöntemlerden hangisinin matematik model oluşturabilmek için kullanılabileceği incelenmiştir. Sonuç olarak “Ürün kliniği” yöntemi yardımıyla modelin oluşturulabileceği kararına varılmıştır.

5. 3.4.3.1 Anket Çalışması

Ürün kliniği çalışmasını uygulamak amacıyla bir anket formu hazırlanmıştır (Ek 1). Anket çalışmasında amaç, deneklerin anket sorularına verdiği cevapları analiz ederek hangi taşıt geometrik parametresinin hangi özelliğe ne kadar etki ettiğini tespit etmektir. Bu doğrultuda soruların hazırlanmasından sonra denekler tespit edilmiştir. Denek olarak 67 adet öğrenci, test aracı olarak her biri farklı sınıftan 6 adet araba seçilmiştir. Böylece sınıflar arası taşıtlardaki farklı konstrüktif büyüklüklerin konfora etkileri tespit edilmiş olacaktır. Deneyde kullanılan taşıtlar ve modelleri şu şekildedir:

- *BMW 520 (Üst sınıf)*
- *Audi TT (Spor)*

- *Opel Vectra (Orta üst sınıf)*
- *VW Bora (Orta sınıf)*
- *Ford Escort (Orta alt sınıf)*
- *Fiat Uno (Alt sınıf)*

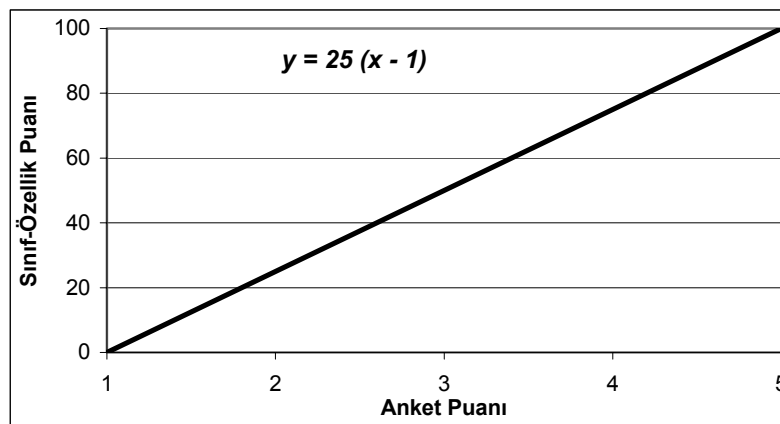
3.4.4 Anket Sonuçlarının Değerlendirilmesi Ve Model Oluşturma Metodunun Tespit Edilmesi

Konfor ile ilgili özelliklerin matematik modelinin oluşturulması için anket çalışması analiz edilmiştir. Analiz üç aşamadan oluşmaktadır:

- Sınıf-özellik puanının tespit edilmesi.
- Parametrenin ilgili taşıt özelliğini etkileme derecesinin (etki ağırlık puanının) tespit edilmesi.
- Parametrenin 1 mm artmasıyla ilgili taşıt özelliği etkileme derecesinde sınıf etkisinin tespit edilmesi.

3.4.4.1 Sınıf-Özellik Puanın Tespit Edilmesi

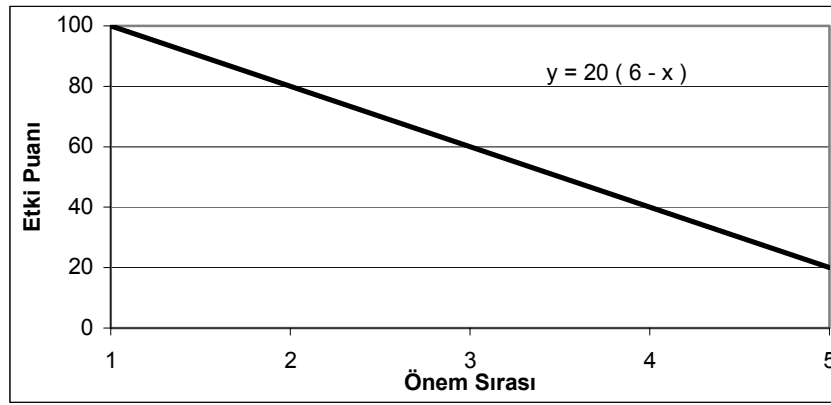
Analizin ilk aşamasında taşıtın ilgili özellikteki anket puanı tespit edilmektedir. Bu amaçla ankette sorulan “Kaç Puan Verirdiniz?” sorusu incelenmekte ve 67 adet anketin analiz sonucu ilgili özelliğin ortalama anket puanı tespit edilmektedir. Anket puanı daha sonra sınıf-özellik puanına dönüştürülmektedir. En iyi anket puanı olan 5 sayısı 100 sınıf puanına, en kötü anket puanı olan 1 sayısı 0 sınıf puanına denk olmak üzere sınıf-özellik puanı hesaplanmaktadır (Şekil 3.68).



Şekil 3.68: Anket puanı yardımıyla ilgili sınıfın özellik puanının tespit edilmesi

3.4.4.2 Parametrenin İlgili Taşıt Özelliğini Etkileme Derecesinin (Etki-Ağırlık Puanının) Tespit Edilmesi

Analizin ikinci aşamasında ilgili özellik değerlendirilirken (anket puanının tespit edilmesi), bu anket puanının verilmesinde etkili olan konstrüktif parametreler tespit edilmektedir. Bu amaçla “Bu puanı vermenizde hangi parametreler etkili oldu? (Lütfen önem sırasına göre yazınız!)” sorusu analiz edilmektedir. Birinci derecede önemli olan konstrüktif parametre 100, beşinci derecede önemli olan parametrenin 20 puan alması sonucu ilgili özelliğe etkili olan parametrelerin etki puanı tespit edilmektedir (Şekil 3.69).



Şekil 3.69: Önem sırası yardımıyla etki puanının tespit edilmesi

Bir sonraki aşamada her bir parametrenin 67 adetten yüzde kaçında ilgili özelliği etkilemesi açısından yer aldığı tespit edilmektedir. Burada amaç ilgili parametrenin alakalı özellikte ne kadar sık etkili olduğunu anlamaktır. Katılım yüzdesi olarak ifade edilen bu büyüklükte her bir parametre kaç adet anketlerde mevcut ise, bu sayı 67 sayısına bölünmektedir.

Daha sonra her bir parametrenin etki puanı katılım yüzdesi ile çarpılmaktadır. Elde edilen bu değere “Etki Katılım Puanı” denmektedir.

Son aşamada her bir parametrenin ilgili özelliği yüzde olarak etkileme derecesi tespit edilmektedir. Bu değer, ilgili özellikteki etki ağırlığını oluşturmaktadır. Buraya kadar sözlü olarak gerçekleştirilen açıklamaların matematiksel ifadeleri şu şekildedir;

$$20 \cdot \frac{k_i}{67} \cdot (6 - \sum_{i=1}^{67} a_i) = A$$

$$20 \cdot \frac{k_i}{67} \cdot (6 - \sum_{i=1}^{67} a_i) = B$$

.

$$20 \cdot \frac{k_i}{67} \cdot (6 - \sum_{i=1}^{67} a_i) = N \quad (3.120)$$

$$\frac{A}{A + B + C + \dots + N} = \alpha \cdot x_1$$

$$\frac{B}{A + B + C + \dots + N} = \beta \cdot x_2$$

.

$$\frac{N}{A + B + C + \dots + N} = \zeta \cdot x_n \quad (3.121)$$

a, b, c, ..., m = İlgili parametrenin ortalama önem sırası puanı (1 ... 5)

A, B, C, ... N = İlgili parametrenin ortalama etki katılım puanı

n = İlgili özelliği etkileyen parametre sayısı

$\alpha, \beta, \dots, \zeta$ = İlgili parametrenin etki ağırlık puanı

$x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ = İlgili özelliği etkileyen parametre

k_i = İlgili parametrenin kaç adet ankette yer aldığı sayısının sayısı

3.4.4.3 Parametrenin 1 mm Artmasıyla İlgili Taşıtlı Özelliği Etkileme Derecesinde Sınıf Etkisinin Tespit Edilmesi

Sınıf-özellik ve etki ağırlık puanlarının tespit edilmesinden sonra her bir konstrüktif parametrenin 1 mm arttırılması sonucu ilgili özellikte meydana gelecek değişim yüzdesi tespit edilmektedir. Bu amaçla sınıf-özellik puanı ile ilgili parametrenin her bir taşıttaki değeri göz önüne alınmaktadır. Burada hedef, bir sınıftaki taşıtlı ile bir üst sınıftaki taşıtlının sınıf-özellik puanı farkının, ölçülen konstrüktif parametre farkı oranının (λ_S -sınıf katsayısı) tespit edilmesidir. Açıklamanın matematiksel ifadesi;

$$\lambda_s = \frac{d(\text{Sınıfözellikpuanı})}{d(\text{konstrüktiv - uzunluk})} \quad [\%/mm] \quad (3.122)$$

şeklindedir. Ancak burada dikkat edilmesi gereken husus λ_s -sınıf katsayısının her bir sınıf için farklı değer almasıdır. Çoğunlukla λ_s değeri üst sınıflara doğru çıkılmasıyla azalmaktadır. Bu sonuç da çok doğaldır. Örnek olarak koltuk genişlik parametresi ele alındığında dar bir koltukta yapılan 1 cm genişletme sonucunda hissedilen konfor artışı, geniş bir koltukta yapılan 1 cm genişletme sonucu hissedilen konfor artışından fazladır. Yani;

$$\lambda_{\text{Alt Sınıf}} > \lambda_{\text{Üst Sınıf}} \quad (3.123)$$

olmaktadır. Açıklamalar doğrultusunda X-parametresinin Y konfor özelliğine etkisi;

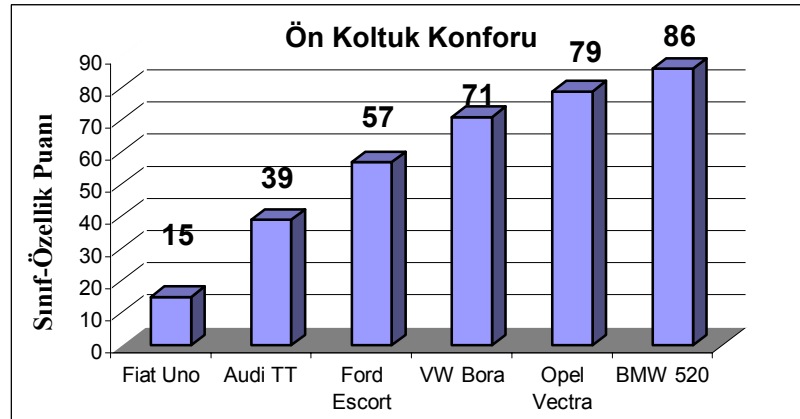
$$\frac{dY}{Y} = \text{Etki ağırlık puan} \cdot \lambda_s \cdot \frac{dX}{X} \quad (3.124)$$

olmaktadır.

3.4.5 Konfor Analiz Modelinin Bir Örnekle Açıklanması

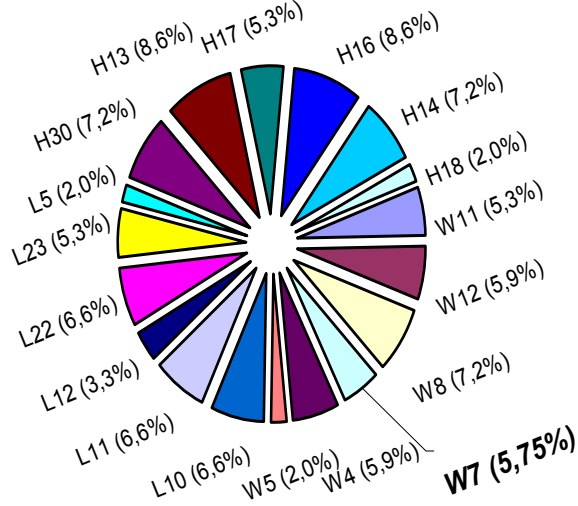
Bölüm 6.4.1-6.4.3 arası açıklamalarının daha iyi anlaşılabilmesi için bir örnek çalışma sunulmuştur. Örnekte koltuk genişliğinin (W7) ön koltuk konforuna (ÖKK) etkisi incelenmiştir. İnceleme üç aşamadan oluşmaktadır;

1) Anket çalışmasında her bir taşıtın ön koltuk konforu (ÖKK) için aldığı ortalama sınıf puanının tespit edilmesi (“Taşıtın ÖKK puanlandırınız” sorusunun analiz sonucu - Şekil 3.70).



Şekil 3.70: Ön koltuk konforunun taşıtlara göre aldığı sınıf-özellik puanları

2) Önem sırasına göre hangi parametrenin, ne kadar ÖKK da etkili olduğunun tespit edilmesi (Bu puanı vermenizde hangi parametreler etkili oldu? Lütfen önem sırasına göre yazınız! sorusunun analiz sonucu - Şekil 3.71).



Şekil 3.71: Ön koltuk konforunu etkileyen parametrelerin etki-ağırlık puanları

Analiz sonucu 67 anket çalışmasının 65 inde koltuk genişliğinin (W7) ÖKK üzerinde etkili olduğu tespit edilmiştir. 65 adet anketin incelenmesi neticesinde W7'nin önem sırası (aldığı önem sıralamalarının ortalaması olarak) 2,1 olarak hesaplanmıştır. Buna göre W7'nin etki puanı

$$W7 = 20 \cdot (6 - 2,1) = 78 \quad (3.125)$$

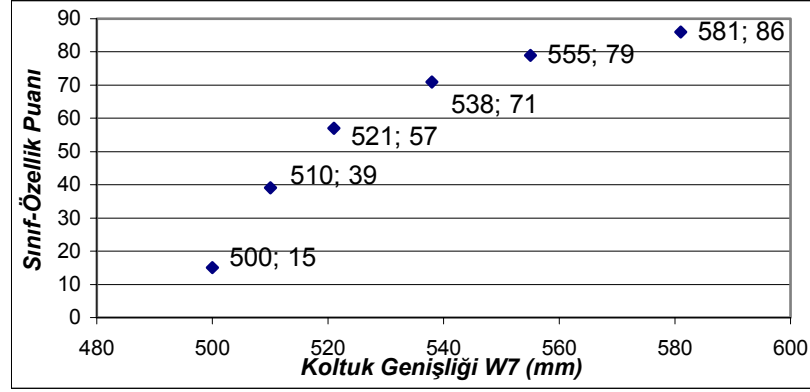
olmaktadır. W7 parametresinin 67 adet anket formundan 65 adetinde yer aldığı tespit edilmiştir. Etki katılım puanını tespit etmek için etki puanı, katılım yüzdesi ile çarpılmıştır.

$$\text{Etki katılım puanı} = 78 \cdot \frac{65}{67} = 75,67$$

Ankette ikinci sorunun analizi sonucu toplam 18 adet konstrüktif parametrenin ÖKK üzerinde etkili olduğu tespit edilmiştir (şekil 6.13). Bu 18 adet parametrenin etki puanlarının toplamı 848 dır. W1 in etki ağırlık puanı bu durumda şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$\text{Etki ağırlık puanı} = \frac{75,67}{1316} = 0,0575 \quad (3.126)$$

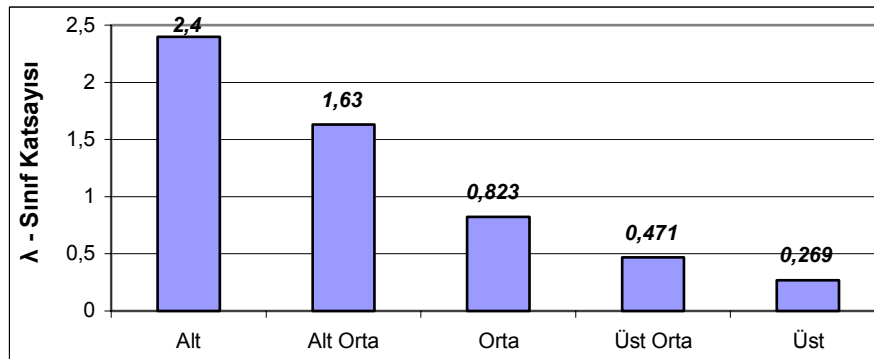
3) Sınıf-özellik ve etki-ağırlık puanlarının tespit edilmesinden sonra koltuk genişliğinin 1 mm arttırılması sonucu ön koltuk konforunda (ÖKK) meydana gelecek değişim incelenmektedir. Şekil 3.72 den görüleceği gibi koltuk genişliğinin (W7) değişiminin ÖKK daki değişime etkisi doğrusal değildir. Şekil 3.72 nin analizi sonucu her bir sınıfın sınıf katsayısı (λ_S) tespit edilmiştir (Tablo 3.9 ve Şekil 3.73)



Şekil 3.73: Koltuk genişlikleri ile sınıf-özellik puanları arasındaki ilişki

Tablo 3.9: Ön koltuk konforu için koltuk genişliğinin (W7) her bir sınıf için aldığı sınıf katsayısı (λ_S)

n. Sınıf-özellik puanı (SÖP)	n+1. (SÖP)	dn (SÖP)	n. Koltuk genişlik (W7) değeri [mm]	n+1. (W7) [mm]	dn W7 [mm]	d SÖP / d W7 (λ) [%/mm]
15	39	24	500	510	10	2,4
42	57	18	510	521	11	1,63
57	71	14	521	538	17	0,823
71	79	8	538	555	17	0,471
79	86	7	555	581	26	0,269

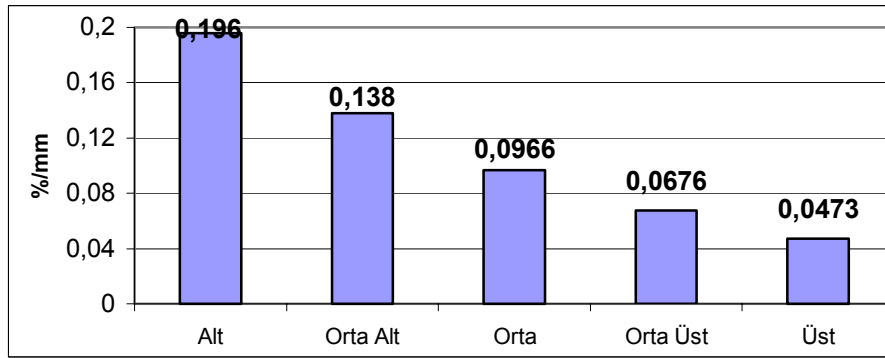


Şekil 3.73: Sınıf katsayısının (λ_S) taşıt sınıfına göre değişimi

Her bir sınıf için sınıf katsayısının (λ_s) tespit edilmesinden sonra her bir sınıfta koltuk genişliğinin (W7) 1 mm arttırılması sonucu ön koltuk konforunda (ÖKK) meydana gelecek artış tespit edilecektir. Bunun için her bir sınıfın λ_s değeri etki ağırlık puanı ile çarpılmaktadır. W7'nin etki ağırlık puanı 0,0575 dir (şekil 3.71). Orta alt sınıf bir taşıtta W7 nin 1 mm arttırılmasıyla ÖKK,

$$\frac{30}{10} \cdot 0,046 = \%0,138 \quad (3.128)$$

artmaktadır. Benzer şekilde diğer sınıflarda da çalışmalar gerçekleştirildiği takdirde koltuk genişliğinin 1 mm arttırılması sonucu ÖKK da meydana gelecek artış degresif bir şekilde artmaktadır (Şekil 3.74).



Şekil 3.74: Sınıflara göre koltuk genişliğinin 1 mm artması sonucu ön koltuk konforunda meydana gelen değişim

3.4.6 “Koltuk Konforu” İçin Matematik Modelin Oluşturulması

Günümüzde taşıt koltukların tasarımında konfor ve emniyet kriterleri göz önünde tutulmaktadır. Konfor açısından uygun bir koltuk tasarlarlarken evvela antropometrik veriler göz önüne alınmaktadır [295]. Bu veriler başlık, vücut ana hat boyutları, eklemlerin uzunlukları ve eklem açılarıdır. Tüm bu parametreler standartlar tarafından belirlenmiştir [296,297]. Ergonomik olarak uygun bir koltuk tasarlarlarken ise şu başlıklar göz önünde tutulmaktadır:

- Koltuğun yaylanma ve titreşim sönümleme özelliği [298, 299]
- Koltuk yüzeyindeki basınç dağılımı [300]
- Koltuğun ısı iletme ve nem absorbe etme kabiliyeti [301]
- Koltuğun değişik pozisyona getirilebilmesi (Fonksiyonellik).

3.4.6.1 “Ön Koltuk Konforu” Matematik Modeli

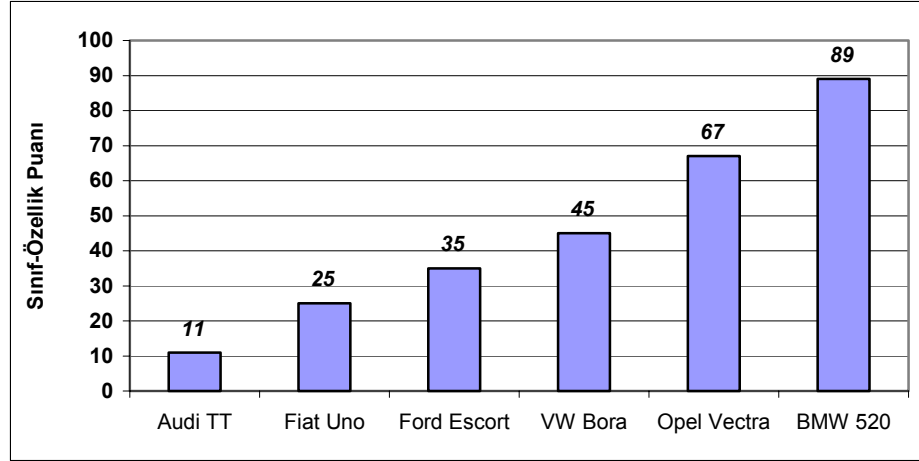
Model oluşturma metodunun tespit edilmesinden sonra ön koltuk konforu için matematik modeli oluşturmak için anket çalışması analiz edilmiştir. Analiz sonuçları şekil 3.70 ve 3.71 de görülmektedir. Şekillerden de görüldüğü gibi taşıt sınıfı yükseldikçe ön koltuk konforu degresif artış göstermektedir. Bu artış şeklinin analizi sonrası şu sonuca varılmaktadır: Küçük bir taşıtın koltuk boyutları artarken meydana gelen konfor artışı, büyük bir taşıtın koltuk boyutlarının arttırılması esnasında meydana gelen konfor artışından daha fazladır. Degresif karakterden dolayı konstrüktiv parametrelerin ön koltuk konforuna (ÖKK) etkisi taşıt sınıfına bağlıdır. ÖKK unun matematik modelinin taşıt sınıfına göre tanımı tablo 3.10 da görülmektedir.

Tablo 3.10: Taşıt konstrüktiv parametrelerinin 1 mm arttırılması sonucu ön koltuk konforunda taşıt sınıflarına göre meydana gelen değişim (%)

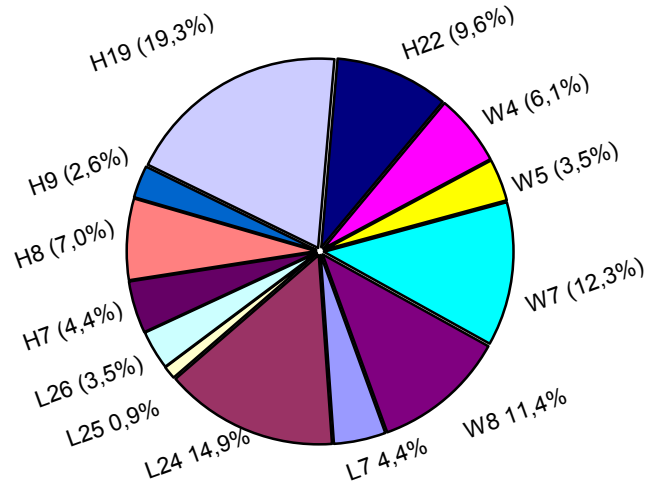
	Taşıt Sınıfı				
Taşıt parametresi	Alt	Alt Orta	Orta	Üst Orta	Üst
<i>W7</i>	0,1961	0,1384	0,0966	0,0676	0,0473
<i>W4</i>	0,0612	0,0488	0,0394	0,0312	0,0249
<i>W5</i>	0,0388	0,0376	0,0372	0,0368	0,0365
<i>L19</i>	0,0477	0,0423	0,0380	0,0342	0,0308
<i>L20</i>	0,0585	0,0484	0,0399	0,0331	0,0273
<i>L12</i>	0,0116	0,0099	0,0089	0,0082	0,0072
<i>L22</i>	0,0875	0,0686	0,0529	0,0419	0,0322
<i>L23</i>	0,0897	0,0709	0,0583	0,0473	0,0381
<i>L5</i>	0,0124	0,0106	0,0092	0,0081	0,0072
<i>H30</i>	0,0261	0,0208	0,0164	0,0131	0,0106
<i>H13</i>	0,0349	0,0306	0,0274	0,0279	0,0223
<i>H17</i>	0,0798	0,0726	0,0698	0,0652	0,0616
<i>H16</i>	0,0317	0,0279	0,0251	0,0226	0,0203
<i>H14</i>	0,0687	0,0476	0,0332	0,02332	0,0163
<i>W12</i>	0,0824	0,0738	0,0662	0,0598	0,0538
<i>W8</i>	0,0741	0,0503	0,0342	0,02327	0,0158

3.4.6.2 “Arka Koltuk Konforu” Matematik Modeli

Arka koltuk konforu (AKK) matematik modelinin oluşturulmasında 3.4.4 de belirtilen ve ön koltuk konforunda da uygulanan çalışma adımları uygulanmıştır. Arka koltuk konfor analiz sonuçları şekil 3.75 ve 3.76 da görülmektedir.



Şekil 3.75: Arka koltuk konforunun taşıt sınıfına göre aldığı sınıf-özellik puanları



Şekil 3.76: Arka koltuk konforunu etkileyen parametrelerinin etki ağırlık puanları

Şekillerin analizi sonucu “Arka Koltuk Konfor” (AKK) un matematik modelinin taşıt sınıfına göre tanımı tablo 3.11 de görülmektedir.

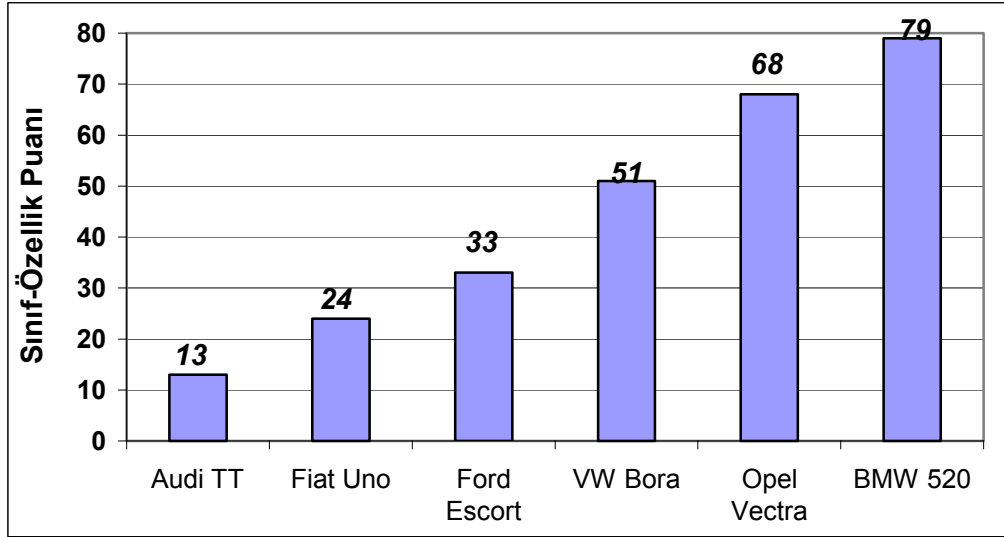
Tablo 3.11: Taşıt konstrüktif parametrelerinin 1 mm arttırılması sonucu arka koltuk konforunda taşıt sınıflarına göre meydana gelen değişim (%)

	Taşıt Sınıfı				
Taşıt parametresi	Alt	Alt Orta	Orta	Üst Orta	Üst
<i>H19</i>	0,1845	0,1246	0,0882	0,0614	0,0432
<i>H22</i>	0,1594	0,1355	0,1215	0,1095	0,0982
<i>W4</i>	0,1081	0,0756	0,0592	0,0304	0,0293
<i>W5</i>	0,0762	0,0532	0,0324	0,0207	0,0185
<i>W7</i>	0,2444	0,1708	0,1196	0,0869	0,0588
<i>W8</i>	0,1322	0,0924	0,0668	0,0428	0,0319
<i>L7</i>	0,0869	0,0774	0,0696	0,0629	0,0562
<i>L24</i>	0,2189	0,1467	0,1029	0,0723	0,0542
<i>L25</i>	0,2389	0,1836	0,1411	0,1085	0,0866
<i>L26</i>	0,1728	0,1293	0,0975	0,0756	0,0542
<i>H7</i>	0,0581	0,0522	0,0468	0,0428	0,0305
<i>H8</i>	0,0946	0,0846	0,0764	0,0683	0,0667
<i>H9</i>	0,0366	0,0324	0,0296	0,0264	0,0262

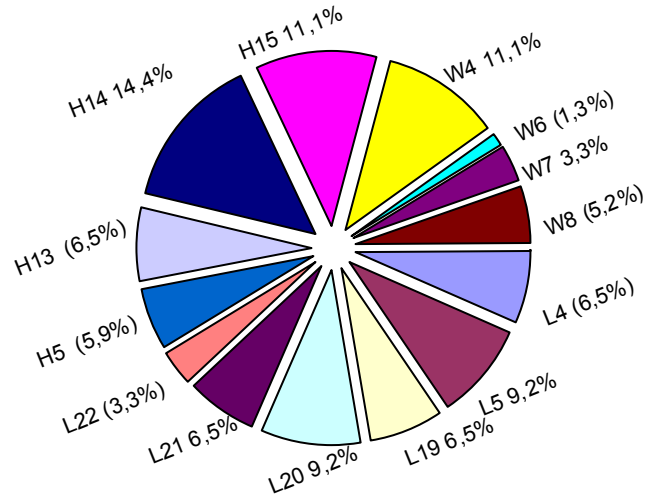
3.4.6.3 “Önden İnip-Binme Konforu” nun Matematik Modeli

Modern taşıtlarda taşıtın yüksekliği gittikçe azalmaktadır. Bunun başlıca nedeni taşıt aerodinamiğini iyileştirme arzusudur. Ancak taşıt yüksekliğinin azalmasından dolayı taşıtlara inip-binme de oldukça güçleşmektedir [301]. Bu etki özellikle spor arabalarında daha da etkili hissedilmektedir. Günümüzde, özellikle Avrupa’da yaş ortalamasının yükselmesi ve yaşlı nüfusun pazar payında etkili olmaya başlamasıyla otomobil üreticileri artık yaşlılara uygun tasarım yapmayı da önemsemektedir [303]. Bu amaçla özellikle “One Space” denilen tek hacim tipi araçlar firmalar tarafından tasarlanmaktadır. Aile tipi araba olarak lanse edilen bu araçların en önemli özelliklerinden birisi de taşıta inip-binmenin oldukça kolay olmasıdır. Böylece sadece aileler için değil aynı zamanda yaşlılar için de uygun bir taşıt tasarlanmış olmaktadır.

Şekil 3.77 ve 3.78 de anket çalışması sonucu önden inip-binme konforunun analiz sonuçları görülmektedir.



Şekil 3.77: Önden inip-binme konforunun taşıt sınıflarına göre aldığı sınıf-özellik puanları



Şekil 3.78: Önden inip-binme konforunu etkileyen parametrelerinin etki ağırlık puanları

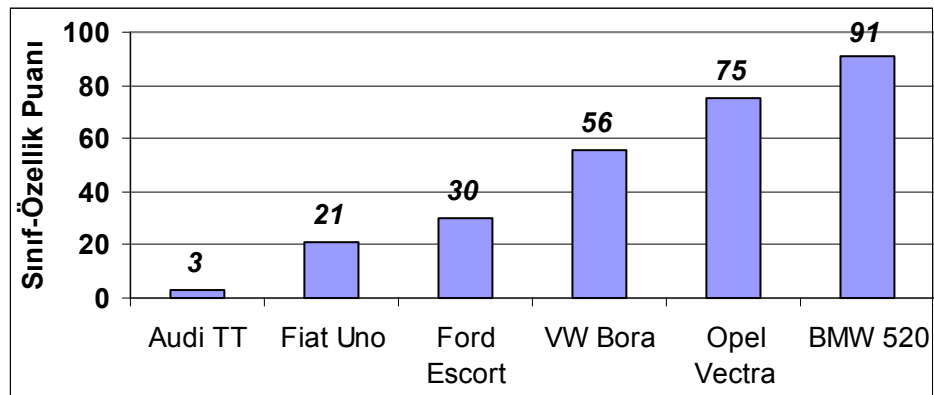
Şekillerin analizi sonucu “Önden İnip- Binme Konforu” (OIB) un matematik modelinin taşıt sınıfına göre tanımı tablo 3.12 de görülmektedir.

Tablo 3.12: Taşıt konstrüktif parametrelerinin 1 mm arttırılması sonucu önden inip-
binme konforunda taşıt sınıflarına göre meydana gelen değişim (%)

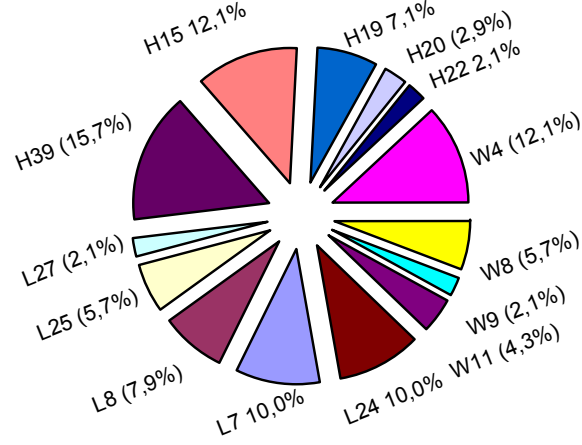
Taşıt parametresi	Taşıt Sınıfı				
	Alt	Alt Orta	Orta	Üst Orta	Üst
<i>H15</i>	0,1626	0,1454	0,1312	0,1114	0,1063
<i>W4</i>	0,1606	0,1207	0,0986	0,0791	0,0599
<i>W6</i>	0,1926	0,1724	0,1542	0,1393	0,1259
<i>W7</i>	0,0433	0,0434	0,0394	0,0352	0,0371
<i>W8</i>	0,0792	0,0636	0,0489	0,0387	0,0311
<i>L4</i>	0,0949	0,0663	0,0465	0,0325	0,0279
<i>L5</i>	0,1432	0,0924	0,0682	0,0460	0,0325
<i>L19</i>	0,0949	0,0773	0,0567	0,0432	0,0336
<i>L20</i>	0,1332	0,1074	0,0756	0,0567	0,0425
<i>L21</i>	0,0952	0,0695	0,0528	0,0394	0,0302
<i>L22</i>	0,0418	0,0382	0,0307	0,0235	0,0187
<i>H5</i>	0,0806	0,0854	0,0724	0,0642	0,0543
<i>H13</i>	0,0949	0,0841	0,0787	0,0698	0,0626
<i>H14</i>	0,2104	0,1896	0,1702	0,1532	0,1394

3.4.6.4 “Arkadan İnip-binme Konforu” Matematik Modeli

Özellikle aile tipi taşıtlarda önem kazanan “Arkadan İnip-Binme Konforu” nun analiz sonuçları şekil 3.79 ve 3.80 de görülmektedir.



Şekil 3.79: Arkadan inip-binme konforunun taşıt sınıflarına göre aldığı değer puanları



Şekil 3.80: Arkadan inip-binme konforunu etkileyen parametrelerinin etki ağırlık puanları

Şekillerin analizi sonucu “Arkadan İnip- Binme Konforu” (AİB) nin matematik modelinin taşıt sınıfına göre tanımı tablo 3.13 de görülmektedir.

Tablo 3.13: Taşıt konstrüktiv parametrelerinin 1 mm arttırılması sonucu arkadan inip-binme konforunda taşıt sınıflarına göre meydana gelen değişim (%)

Taşıt parametresi	Taşıt Sınıfı				
	Alt	Alt Orta	Orta	Üst Orta	Üst
<i>H15</i>	0,1488	0,1339	0,1205	0,1085	0,0976
<i>H19</i>	0,0873	0,07859	0,0774	0,0636	0,0573
<i>H20</i>	0,0357	0,0321	0,0289	0,0260	0,0234
<i>H22</i>	0,0283	0,0237	0,0202	0,0183	0,0169
<i>W4</i>	0,1483	0,1164	0,0925	0,0762	0,0609
<i>W8</i>	0,0701	0,0630	0,0569	0,0511	0,0460
<i>W9</i>	0,0283	0,0237	0,0292	0,0183	0,0169
<i>W11</i>	0,0529	0,0471	0,0484	0,0385	0,0347
<i>L24</i>	0,1230	0,1107	0,0993	0,0896	0,0807
<i>L7</i>	0,1611	0,1499	0,1349	0,1174	0,1057
<i>L8</i>	0,0977	0,0853	0,0771	0,0708	0,0637
<i>L25</i>	0,0757	0,0653	0,0587	0,0529	0,0476
<i>L27</i>	0,0253	0,0247	0,0202	0,0188	0,0169
<i>H39</i>	0,1931	0,1739	0,1542	0,1407	0,1267

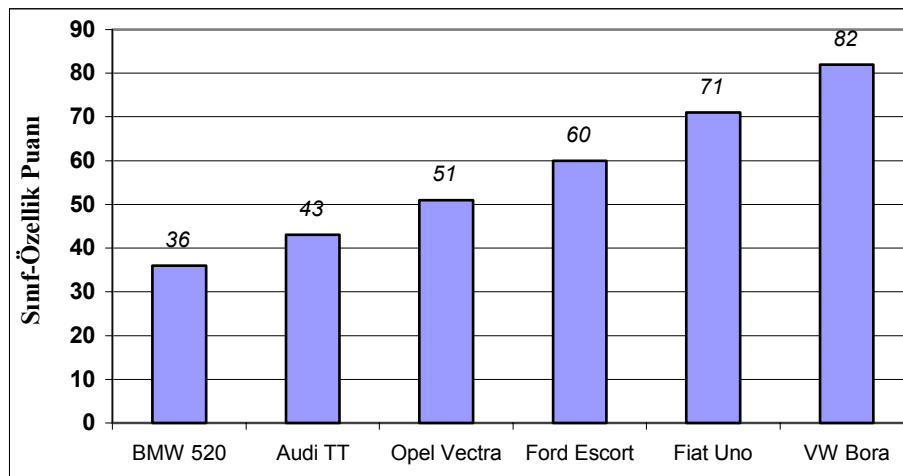
3.4.7 Park Etme Konforu

Özellikle bayan sürücüler açısından “Park etme konforu” günümüz taşıtlarında önem kazanmaktadır. City-Car olarak da tanımlanan ve şehir kullanımına uygun küçük taşıt sınıfı gittikçe yaygınlaşmaktadır [304]. Bu sınıfın özelliği taşıtın küçük boyutlarından dolayı park etme konforunun iyi olmasıdır. Günümüz taşıtlarında sürücüye park esnasında yardımcı olacak ek donanımlar konulmaktadır [305]. Park esnasında arkaya fazla yaklaşıldığı zaman sesli olarak sürücüyü uyaran sistemler, taşıt arkasını monitör üzerinden göstererek park etme kolaylığının sağlanması bunlardan bazılarıdır [306]. Park etme konforunun analizi iki açıdan ele alınmıştır:

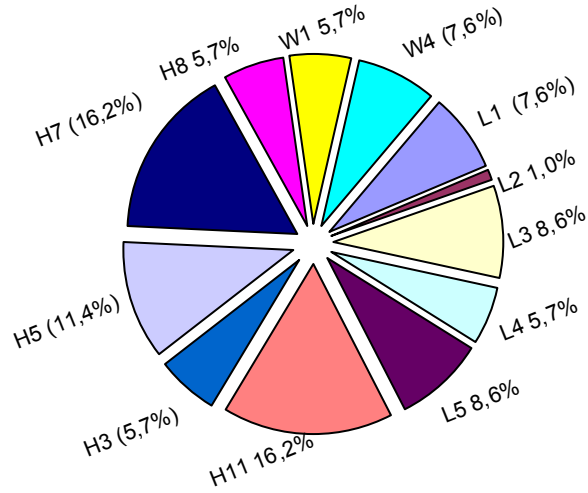
- Taşıt karoserisinin etkisi
- Direksiyon momentinin etkisi

3.4.7.1 Taşıt Karoserisinin “Park Etme Konforuna” Etkisi

Günümüz taşıtlarının arka bagaj bölgeleri yükseltilmektedir. Burada amaç Özellikle yüksek seyirlerde taşıt arkasında vorteks ve basınç değerinin azalmasını önleyerek taşıtın savrulmasını önlemek ve taşıt aerodinamiğini iyileştirmektir. Ancak bu değişim arka görüş alanını kısıtlamakta ve park etmeyi güçleştirmektedir. Taşıt karoserisine bağlı park etme konforunu tespit etmek için ankette taşıtın park etme özelliğine de yer verilmiştir. Bu amaçla farklı taşıtların park etme özellikleri birbirleriyle karşılaştırılmış ve ilgili taşıt parametresinin etki derecesi tespit edilmiştir (Şekiller 3.81 ve 3.82).



Şekil 3.81: Park etme konforunun taşıtlara göre aldığı sınıf-özellik puanları



Şekil 3.82: Park etme konforuna etki eden parametrelerin etki ağırlık puanları

Şekillerin analizi sonucu Park Etme Konforunu (PEK) etkileyen taşıt karoseri parametrelerinin taşıt sınıfına göre etkisi tablo 3.14 de görülmektedir.

Tablo 3.14: Taşıt konstrüktif parametrelerinin 1 mm arttırılması sonucu park etme konforunda taşıt sınıflarına göre meydana gelen değişim (%)

Taşıt parametresi	Taşıt Sınıfı				
	Alt	Alt Orta	Orta	Üst Orta	Üst
<i>H7</i>	0,1443	0,1298	0,1169	0,1052	0,0946
<i>H8</i>	0,0448	0,0314	0,0219	0,0153	0,0107
<i>W1</i>	0,0510	0,0459	0,0413	0,0372	0,0334
<i>W4</i>	0,0668	0,0601	0,0541	0,0487	0,0438
<i>L1</i>	0,0677	0,0609	0,0548	0,0494	0,0444
<i>L2</i>	0,0968	0,0871	0,0784	0,0705	0,0635
<i>L3</i>	0,0756	0,0681	0,0613	0,0551	0,0496
<i>L4</i>	0,0501	0,0451	0,0406	0,0365	0,0329
<i>L5</i>	0,0756	0,0681	0,0613	0,0551	0,0496
<i>H11</i>	0,1680	0,1512	0,1361	0,1225	0,1102
<i>H3</i>	0,0501	0,0451	0,0406	0,0365	0,0329
<i>H5</i>	0,1003	0,0902	0,0812	0,0731	0,0658

3.4.7.2 Direksiyon Momentinin “Park Etme Konforuna” Etkisi

Park eden bir taşıtta direksiyon momenti için genel anlamda geçerli bir formül bulunmamaktadır. Çeşitli araştırmacılar bizi değişik sonuçlara yönlendirmektedir [307]. Aşağıdaki hesaplar için çıkış noktası söz konusu momentin seyir halindeki momentinin iki katı mertebelerinde olacağı yaklaşımıdır. Direksiyon sistemindeki moment (M_T) için [308], direksiyon sisteminin hatasız, toe-in ve kamber açılarının sıfır, taşıtın simetrik olması kabulleri, merkezkaç kuvvet etkisinin (dolayısıyla geri çevirme momentinin, iç ve dış tekerlekler arasında yük farkının) ihmal edilmesiyle aşağıdaki bağıntı verilmiştir.

$$M_T = \frac{G \cdot g}{2} \cdot [r \cdot f_R \cdot \tan \tau + r_0 - n_K \cdot \tan \tau] \cdot \delta_{\sigma} \quad (3.129)$$

Park eden taşıtta direksiyon momenti değeri, seyir halindeki iki katı olacaktır. Dolayısıyla;

$$M_{TP} = 2 \cdot M_T \quad (3.130)$$

$\tau = 4^0$ için, $\tan \tau$ ve δ_A 0,5236 alınarak, M_{TP} değeri aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$M_{TP} = 0,5236 G \cdot [1,051^{-3} \cdot r - 0,07n_K + r_0] \quad (3.131)$$

Başlangıç değerleri olarak parametrelerimiz yapısal kastere $n_K=0,025$ (m) ve tekerlek sapma dairesi yarıçapına $r_0 = 0,035$ (m) değerlerini vererek;

$$M_{TP} = 5,14 G (0,00105 r - 0,03325) = 189,9 \text{ Nm} \quad (3.132)$$

elde edilmektedir. Aşağıdaki bağıntılar takip edilerek,

$$dM_{TP} = 5,14 \{dG (0,00105r - 0,07 n_K + r_0) + G (0,00105 dr - 0,07 dn_K + dr_0)\}$$

elde edilmektedir. Yapısal kastere n_K ve tekerlek sapma dairesi yarıçapının değişmediği ($dn_K = dr_0 = 0$) varsayımıyla,

$$dM_{TP} = 0,173 dG + 0,00648 dr \quad (3.133)$$

sonucuna ulaşılmaktadır.

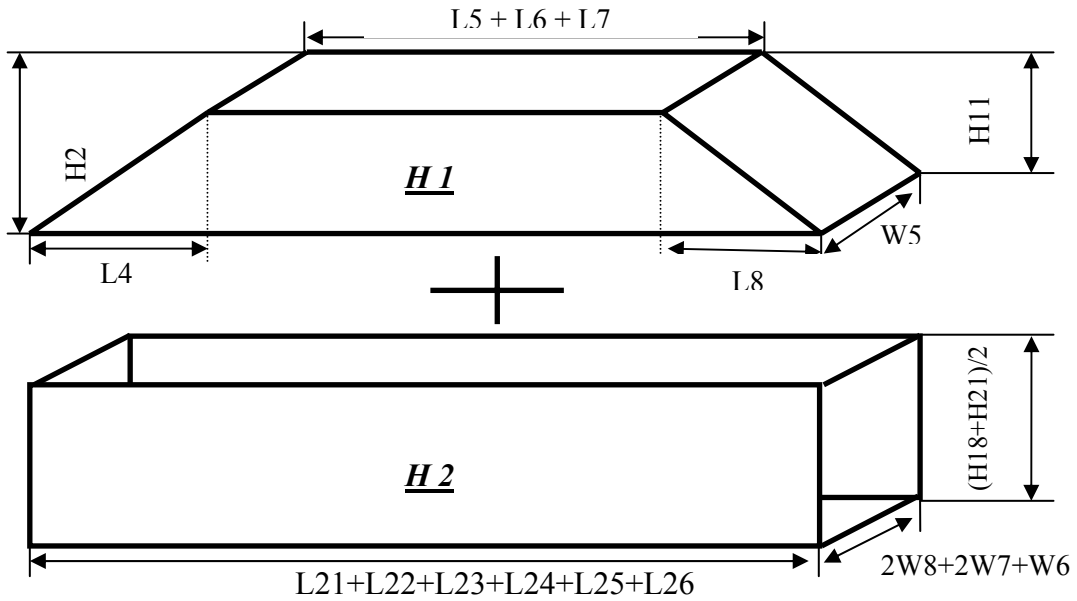
3.4.7.3 Park Etme Konforunun Matematik Modeli

Park etme konforunun matematik modeli oluşturulurken taşıt karoserisi ve direksiyon momenti incelenmiştir. Taşıt karoserisinin etkisi tablo 3.14 de belirtilmiştir. Direksiyon momentinin artmasıyla park etme konforu (PEK) azalacağından, momentin etkisi (6.17) denklemi yardımıyla şu şekilde yazılmaktadır;

$$\frac{dPEK}{PEK} = -0,173dG - 0,00648dR + \text{Tablo6.6} \quad (3.134)$$

3.4.8 “Geniş İç Hacim” Matematik Modeli

Büyük ve rahat kullanılabilen bir iç hacim, bir taşıtan beklenen önemli özelliklerden birisidir. Özellikle aile tipi ve şehir içi küçük sınıf taşıtlarının küçük boyutlarına rağmen beklenen geniş ve ferah bir iç hacme sahip olması beklenmektedir. Bu nedenden dolayı iç hacmin de matematik modele yerleştirilmesi uygun görülmüştür. “Geniş İç Hacim” özelliğinin matematik modeli oluşturulurken kabin, üst ve alt olmak üzere iki bölüme ayrılarak ele alınmıştır (Şekil 3.83).



Şekil 3.83: İç hacim konforunun oluşturulması için kabinin iki bölme ayrılması

Hacmin üst bölümünün analizinde karoseri verileri kullanılırken, alt bölüm analizinde ise kabin içi boyutları esas alınmıştır. Böylece analizimiz daha sağlıklı olacaktır. Kabin hacmi (V), alt (H1) ve üst (H2) hacimlerinin toplamından oluşmaktadır;

$$V = H1 + H2 \quad (3.135)$$

$$H1 = [(H16 + H19) / 2] \cdot [W5] \cdot [(L5 + L6 + L7) + (L4 + L8) / 2] \quad (3.136)$$

$$H2 = [L21 + L22 + L23 + L24 + L25 + L26] \cdot [(H18 + H21) / 2] \cdot [W6 + 2W7 + 2W8] \quad (3.137)$$

Geniş iç hacmin (GIC) matematik modeli oluşturulurken (3.135-3.137) denklemleri ele alınmıştır ve her bir parametrenin iç hacme etkisi yüzde olarak şu şekilde hesaplanmıştır;

$$\begin{aligned} \frac{dGIC}{GIC} &= \frac{dV}{V} = \frac{dH_1}{H_1} + \frac{dH_2}{H_2} \\ \frac{dGIC}{GIC} &= \frac{50 \cdot (dH16 + dH18 + dH19 + dH21)}{[H16 + H18 + H19 + H21]} + \frac{50 \cdot (dW5 + dW6 + 2 \cdot dW7 + 2 \cdot dW8)}{(W5 + W6 + 2W7 + 2W8)} \\ &\quad \frac{50 \cdot (dL4 + dL5 + dL6 + dL7 + dL8 + dL21 + dL22 + dL23 + dL24 + dL25 + dL26)}{[\frac{1}{2}(L4 + L8) + L5 + L6 + L7 + L21 + L22 + L23 + L24 + L25 + L26]} \end{aligned} \quad (3.138)$$

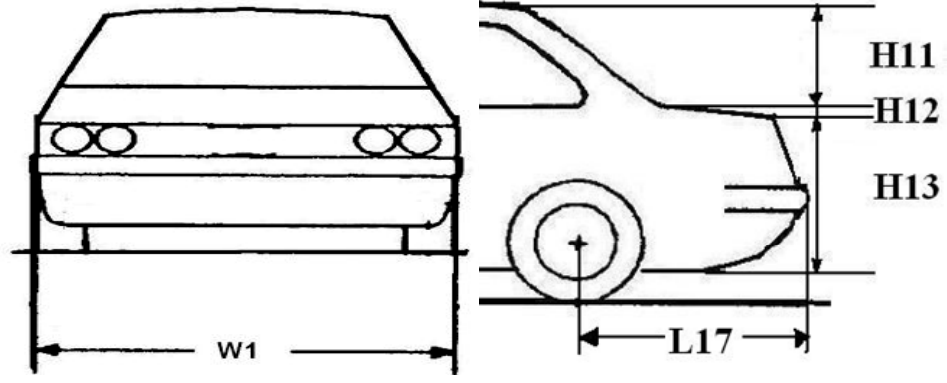
3.4.9 Bagaj Hacmi Ve Matematik Modeli

Özellikle aile tipi taşıtlarda önem kazanan bagaj hacminin büyüklüğü ve taşıt satın alma kriterinde önem arz etmesinden dolayı “Bagaj Hacmi (BH)” özelliği de modele dahil edilmiştir. Bagaj hacmi için matematik model oluşturulurken hacmin hesaplanması için bagaj bölümü kabaca bir kutu profili olarak ele alınmıştır (şekil 3.99). Kutunun boyutları, arka aks ekseninden arka tampona kadar olan mesafeden (L17), bagaj yüksekliğinden (H13 + H12 / 2) ve taşıt genişliğinden (W1) oluşmaktadır (Şekil 3.84).

$$BH = L17 \cdot W1 \cdot (0,5 \cdot H12 + H13) \quad (3.139)$$

Böylece her bir parametrenin incelenmesi sonucu “Bagaj Hacmi (BHA)” matematik modeli şu şekilde oluşmaktadır;

$$\frac{dBHA}{BHA} = \frac{100}{W1} dW1 + \frac{100}{L17} dL17 + \frac{100}{H11 + \frac{H10}{2}} dH13 + \frac{100}{H11 + \frac{H10}{2}} dH12 \quad (3.140)$$



Şekil 3.84: Bagaj hacmini etkileyen konstrüktif parametreler

3.4.10 Dönemeçte Seyir Konforu

Dönemece giren bir taşıtın seyir konforunun iyi olarak tanımlanabilmesi için dönme esnasında yüzme açısının (β) mümkün olduğunca küçük olması arzulanmaktadır. Her ne kadar yüzme açısı birkaç derece mertebesinde olsa dahi, sürücünün olumlu sübjektif değerlendirmesinde yüzme açısının etkisi oldukça yüksektir. Burada sürücünün sübjektif kriterleri önem kazandığından dolayı ayrıntılı bir inceleme yapmak amacıyla bizzat sürücünün oturma pozisyonunda meydana gelen yüzme açısı (β_s) ele alınmıştır. Sürücünün oturma konumunda meydana gelen yüzme açısının (β_s) tanımı, [242]

$$\beta_s = \frac{l/2 + l}{\rho} - \alpha_A = \frac{l/2 + l_s}{\rho} - \frac{G \cdot l_{\phi}}{C_{aA} l} \cdot \frac{V^2}{\rho} \quad (3.141)$$

şeklinde. Önceden belirtildiği gibi yüzme açısının mümkün olduğunca küçük olması arzulanmaktadır. Bu yüzden dolayı arka tekerleklere de sapma verilerek yüzme açısının $\beta = 0$ olması sağlanmaya çalışılmaktadır.

Sürücünün seyir konforunu etkileyen parametrenin yüzme açısı olmakla birlikte, aynı zamanda sabit yarıçaplı bir dönemeç üzerinde hareket eden taşıtın hız değişim gradyeni de önem arz etmektedir. *Arzulanan, sabit yarıçap üzerinde seyir halinde olan taşıtın hız değişimi ile yüzme açısı değişiminin az olması veya sabit hızla dönemeçte hareket ederken dönemeç yarıçapının değişiminden yüzme açısının mümkün olduğunca az değişmesidir (etkilenmesidir).* Açıklamanın matematiksel ifadesi;

$$\frac{d\beta}{d(V^2/\rho)} = \min. \quad (3.142)$$

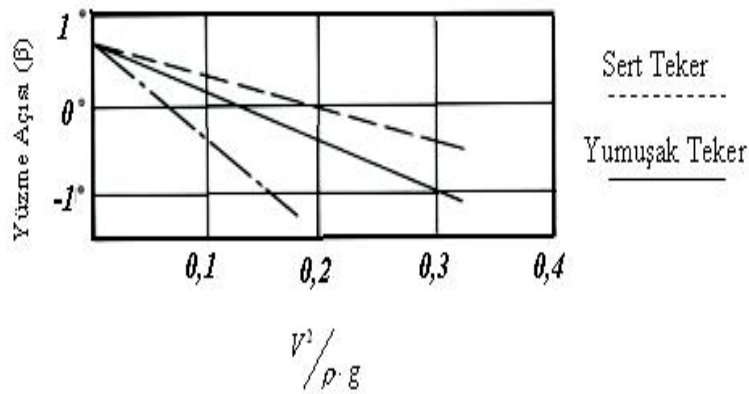
şeklindedir. (3.142) denklemi yüzme açısı gradyeni olarak ifade edilebilir [242];

$$\frac{d\beta}{d(V^2/\rho)} = - \frac{G \cdot l_{\bar{o}}}{C_{aA} \cdot l} \quad (3.143)$$

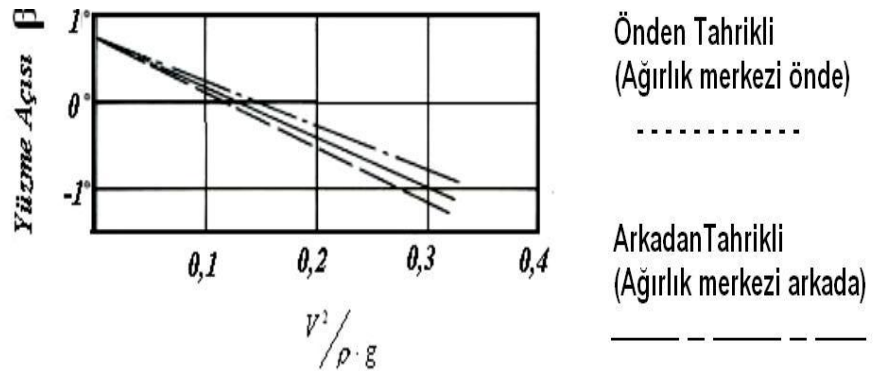
(3.143) denkleminden de görüldüğü gibi yüzme açısı gradyeninin küçük olması için;

- ☀ Ağırlık merkezinin önde,
- ☀ Arka tekerlek çapraz hareket katsayısının yüksek,
- ☀ Aks aralığının büyük,
- ☀ Taşıt ağırlığının düşük.

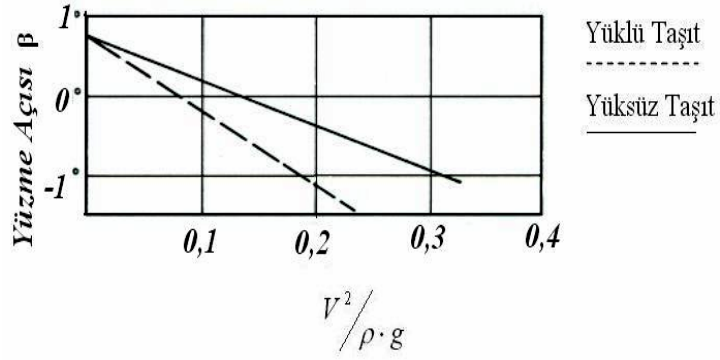
olması arzulanmaktadır. Taşıt parametrelerin yüzme açısı gradyenine etkileri şekiller 3.85-3.87 de görülmektedir.



Şekil 3.85: Tekerlek çapraz hareket katsayısının yüzme açısı gradyenine etkisi [242]



Şekil 3.86: Ağırlık merkezinin yüzme açısı gradyenine etkisi [242]



Şekil 3.87: Taşıt ağırlığının yüzme açısı gradyenine etkisi [242]

3.4.10.1 Dönemeçte Seyir Konforu Matematik Modeli

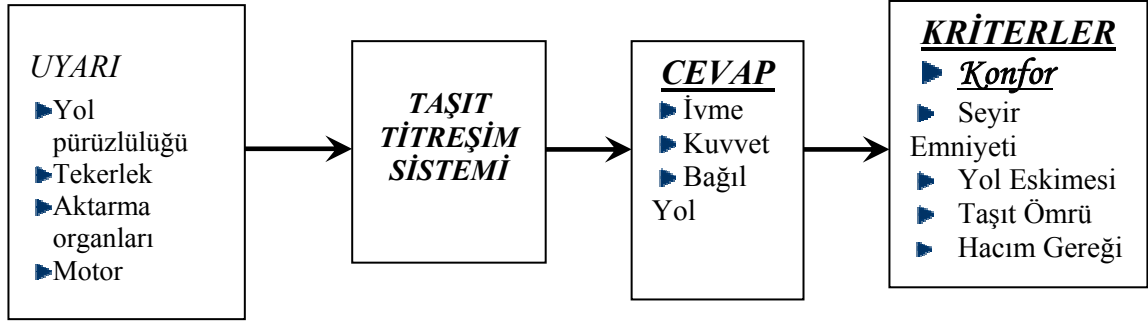
Dönemeçte seyir konforu matematik modeli (DSK) matematik modeli oluşturulurken (3.143) deki denklem esas alınmıştır. Denkleminin her bir parametresinin analizi sonucu DSK'nın matematik model şu şekilde ifade edilmiştir;

$$\frac{dDSK}{DSK} = - \frac{d(\frac{d\beta}{d(V^2/\rho)})}{\frac{d\beta}{d(V^2/\rho)}} = \frac{100}{G} \cdot dG + \frac{100}{l_o} \cdot dl_o - \frac{100}{Ca} \cdot dCa - \frac{100}{L16} \cdot dL16 \quad (3.144)$$

3.4.11 Yaylanma Konforu

Seyir halindeki taşıtlar, esas olarak yoldan gelen uyarılarla titreşim yaparlar. Genelde dört tekerlekli olan taşıtların gövdeleri düşer, yatay, baş vurma ve yalpa titreşimleri yaparlar. Taşıt içinde oturan kişi ile taşıt gövdesi arasında da yine yay ve sönüm elemanlarında olduğu kabul edilen koltuk sistemi bulunmaktadır. Kişiye iletilen bu titreşimler, kişinin konforunu etkilemektedir [309].

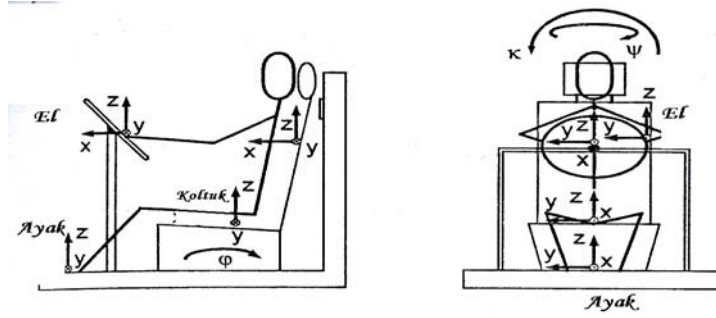
Taşıtta meydana gelen titreşimler, çeşitli kuvvet salınımlarına neden olmaktadır. Bunlardan tekerlek yükü salınımları tekerleklerin yol ile temasını etkilemekte, bu temasın azalması seyir emniyetini azaltırken, artması da yine yol yıpranmasını çoğaltmaktadır. Taşıtta görülen diğer kuvvet salınımları da taşıt elemanlarının mukavemetine tesir edip, ömürlerinin kısaltmaktadır. Tekerlekle gövde arasındaki bağıl yol mesafesi, taşıtın tasarlanması esnasında, hacim gereksinimi için önem kazanmaktadır. Taşıt titreşim sistemi için genel bir blok şema şekil 3.88 de gösterilmiştir.



Şekil 3.88: Taşıt titreşim sistemi blok şeması

3.4.11.1 Titreşim Konforunun Analiz Edilmesi

Taşıt titreşimlerinin irdelenmesinde en önemli kriterlerden biri taşıtın içinde bulunan kişilerin bu titreşimlerden duyduğu rahatsızlığı gösteren titreşim konforudur. Eskiden taşıtlarda konfor olarak sadece iskemledeki yolcu göz önüne alınırken bugün iskemle tarafından taşınmayan eller ve ayaklar için de kriterler geliştirilmiş bulunmaktadır. Şekil 3.89 da taşıtlarda konfor için ölçülen hareketler gösterilmiş bulunmaktadır.



Şekil 3.89: Yol titreşimlerinin değerlendirilmesinde göz önüne alınan sürücü hareketleri [309]

Oturan kişiye titreşimler, oturduğu koltuk üzerinden, ayaklarından ve ellerinden etki etmektedir. Burada dikkat edilecek husus, insan vücudunun çeşitli kısımlarının, değişik titreşimlere maruz kaldığıdır. Şöyle ki; koltuk üzerinde kalan vücut kısmı, koltuktan gelen titreşimlere, ayaklar ve bacakların alt kısımları, taşıt gövdesi titreşimlerine, sürücünün elleri ve kolları da direksiyon simidi titreşimlerine maruz kalmaktadır. Bu titreşimler farklı olduğu gibi, insan vücudunun bu değişik kısımlarının titreşime duyarlılıkları da farklıdır. İnsana etkileyen titreşimlerin toplam tesiri, her bir vücut parçası için ayrı ayrı ele alınıp, sonunda bir bütün halinde irdelenmelidir. Belli bir frekanstaki titreşim faktörü (K), o frekanstaki titreşim genliği (z) ile duyarlılığın (B) çarpımı ile hesaplanmaktadır;

$$K(\omega) = B \cdot \hat{\mathcal{G}}(\omega) \quad (3.145)$$

K-değerinin bulunması için de bütün frekans alanı göz önüne alınmalıdır. Duyarlılık, büyütme fonksiyonu ve uyarı spektrum yoğunluğu yardımıyla, K-değerlerinin kareleri aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır [310]:

$$K_{Koltuk}^2 = \int_0^\infty B_{koltuk}^2 \left| \frac{\hat{\mathcal{G}}_{Koltuk}}{\hat{h}} \right|^2 \phi_h(\omega) d\omega \quad (3.146)$$

$$K_{El}^2 = \int_0^\infty B_{El}^2 \left| \frac{\hat{\mathcal{G}}_{El}}{\hat{h}} \right|^2 \phi_h(\omega) d\omega \quad (3.147)$$

$$K_{Ayak}^2 = \int_0^\infty B_{Ayak}^2 \left| \frac{\hat{\mathcal{G}}_{Ayak}}{\hat{h}} \right|^2 \phi_h(\omega) d\omega \quad (3.148)$$

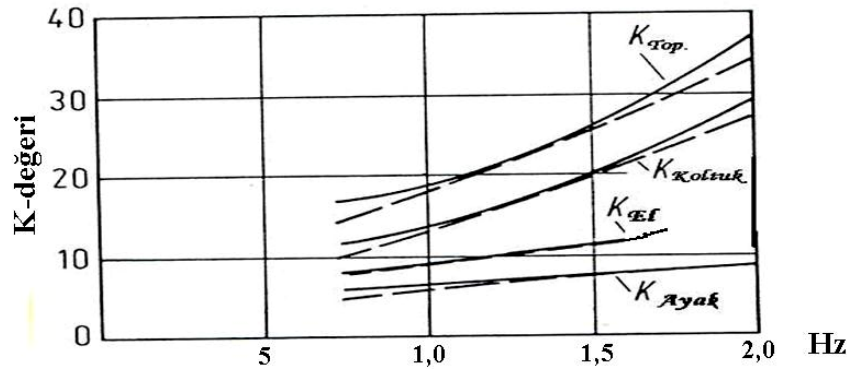
Toplam titreşim faktör değeri K ise her bir K-faktör değerinin karesel toplamıyla elde edilmektedir. Seyir konforu açısından arzulanan toplam titreşim faktörünün (K_T) değerinin düşük olmasıdır. Bazı araştırmacılara göre toplam titreşim konforu değeri olan K, insan vücudunun etkilenme derecesi göz önüne alınarak belirli katsayılarla çarpılması sonucu ifade edilmektedir [311]. Titreşim duyarlılığın değerleri el, ayak ve koltuk farklı frekanslarda değişik sonuçlar almaktadır. Bu konuda değişik araştırmalar bulunmaktadır [312,313]. Bazı araştırmacılara göre değerlendirme fonksiyonları verilmiştir. Bu verilen değerlendirme fonksiyonlarında gene efektif değerlerin göz önüne alındığına dikkat edilmelidir [314]. Alman standartlarının titreşim değerlendirmesi ise VDI 2057 (ISO/DIS 2631) e göre standartlaştırılmıştır. [315,316].

3.4.11.2 “Yaylanma Konforunun Matematik Modelinin” Oluşturulması

Taşıtta bulunan insanların salınımlardan etkilenmeleri ya da yaylanma konforu, çok sayıda büyüklüğün etkisi altındadır (iletim bölgeleri, hareket doğrultuları, frekanslar, genlikler, ...). Toplam konfor özellikleri kadar tekerlek asılışları, seyir organları, koltuklar ve benzeri elemanların hassas bir uyumu ile iyileştirilebilmektedir. Bir taşıtın yaylanma konforunun iyileştirilmesi için arzulanan, yay sertliğinin yumuşak, taşıt ağırlığının büyük, aks ve iz genişlikleri ile kafa vurma ataletinin büyük

olmasıdır. Yaylanma konforunun Matematik modeli oluşturulurken ilgili parametreler tek tek analiz edilmiştir.

Taşı ağırlığının yaylanma konforuna etkisinin analizinde toplam konfor değerini gösteren toplam titreşim faktörü (K_T) değeri esas alınmıştır. Bilinen nokta, taşıt ağırlığının artmasıyla yaylanma konforunun artmasıdır. Sübjektif olan bu tanımlı objektif tabana indirmek için taşıt gövde doğal frekansı ile K değeri arasındaki ilişki analiz edilmiştir (Şekil 3.90).



Şekil 3.90: Gövde doğal frekansı ile yaylanma konforu (K) arasındaki ilişki [310]

Analiz sonucu taşıt gövde doğal frekansının %1 artmasıyla K_{Top} değeri % 0,88 azalmaktadır. Taşıt gövde doğal frekansı (ν_2) ile taşıt ağırlığı arasındaki ilişki ise;

$$\nu_2 = \sqrt{\frac{c_2}{m_2}} \quad (3.149)$$

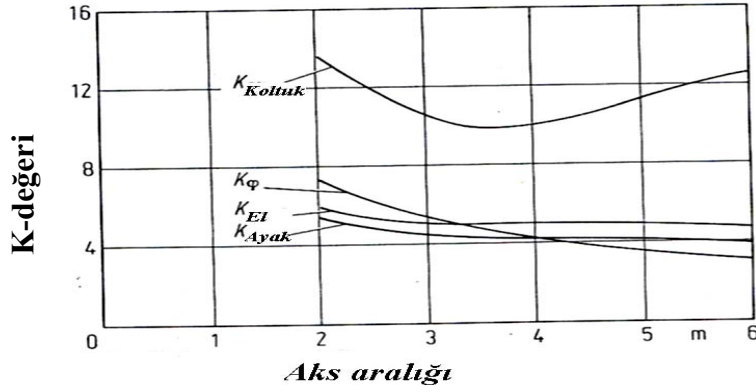
şeklindedir. (3.149) denkleminde göre taşıt kütlesi ile gövde doğal frekansı değişimi;

$$\frac{d\nu}{\nu} = -50 \frac{dG}{G} \quad (3.150)$$

şeklindedir. Gövde doğal frekansı ile K değeri arasındaki ilişki göz önüne alınması sonucu taşıt ağırlığının yaylanma konforuna (YAY) etkisi şu şekildedir;

$$\frac{dYAY}{YAY} = 45,4 \frac{dG}{G} \quad (3.151)$$

Yaylanma konforunun artırılması için aks aralığının büyük olması arzulanmaktadır. Şekil 3.91 de aks aralığının yaylanma konforuna etkisi görülmektedir.



Şekil 3.91: Aks aralığının yaylanma konforuna etkisi ($V=20$ m/s, için) [310]

Şekil 3.91 den görüldüğü gibi aks aralığının 2-3,5 merte arasında doğrusal bir değişim (azalma) görülmektedir. Aks aralığının 3,5 merteyi aşması durumunda konforda azalma görülmektedir. Ancak taşıtların aks aralığı 2-3,5 metre arasında değiştiği için analizimizde bu aralık dikkate alınmıştır. Şekil 3.91 in analizi sonucu aks aralığının 1 mm artmasıyla yaylanma konforunun % 0,0184 arttığı tespit edilmiştir. Yani,

$$\frac{dYAY}{YAY} = 0,0184 \cdot dL16 \quad (3.152)$$

olmaktadır. Yaylanma konforunun iyileştirilmesi açısından arzulanan, yay sertliklerinin yumuşak, kafa vurma ataletinin yüksek olmasıdır. Gerçekleştirilen araştırmalar sonucu konuyla ilgili kalitatif yorumlara rastlanmıştır [317], ancak herhangi bir kantitatif analiz tespit edilememiştir. Bu sebepten dolayı yay sertliği ve kafa vurma ataleti (J_z) ile ilgili parametrelerin analizinde A. Gökten'in [19] yaptığı analiz sonuçlarına yer verilecektir;

$$\frac{dYAY}{YAY} = -20 \cdot \left(\frac{dC_{\alpha A}}{C_{\alpha A}} + \frac{dC_{\alpha \ddot{O}}}{C_{\alpha \ddot{O}}} \right) + 7 \cdot \frac{dJ_z}{J_z} \quad (3.153)$$

Kafa vurma ataleti ile modelde yer alan ağırlık merkezinin ön aksa mesafesi (l_0) parametresini ilişkilendirmek için gerçekleştirilen analizde, J_z büyüklüğünün yaklaşık olarak;

$$J_z = G \cdot l_0 \cdot l_A \quad (3.154)$$

alınmasıyla yaylanma konforu ile ağırlık merkezi arasında şu ilişki tespit edilmiştir;

$$\frac{dYAY}{YAY} = \frac{L16 - 2 \cdot l_o}{l_o(L16 - l_o)} dl_o \quad (3.155)$$

Taşıt ağırlığının, aks aralığının, ağırlık merkezin konumu ve tekerlek çapraz hareket katsayılarının incelenmesi sonucu taşıtın “Yaylanma Konforu (YAY)” özelliğinin matematik modeli şu şekildedir:

$$\frac{dYAY}{YAY} = -\frac{dK}{K} = 45.4 \frac{dG}{G} - 20 \frac{dC\ddot{o}}{C\ddot{o}} - 20 \frac{dCa}{Ca} + 0,0184 \cdot dL16 + \frac{L16 - 2 \cdot l_o}{l_o(L16 - l_o)} dl_o \quad (3.156)$$

3.5 Yakıt Ekonomisi, Hava Direnç Katsayısı, Ağırlık Ve Ağırlık Merkezinin Konumu

Taşıtlarda konfor, emniyet, performans ve seyir özellikleri dışında bazı parametreler ve özellikler de önem arz etmektedir. Bunlardan ilki yakıt ekonomisidir. Bu özelliği ele almamızın sebebi artık günümüz taşıtlarında ekonomiklik kriterinin oldukça ön planda olmasıdır [318]. Özellikle Avrupa ülkelerinde yaygın olarak yakıt tüketimi, benzinli motorlara göre daha düşük olan dizel motorlu taşıtların tercih edilmesinin başlıca nedeni ekonomiklik kriteridir [319,320]. Ele alınan diğer taşıt parametreleri ise hava direnç katsayısı, taşıt ağırlığı ve taşıt ağırlık merkezinin konumudur. Belirtilen parametrelerin önemi, bir çok taşıt özelliklerine doğrudan etki etmeleridir. Bu nedenle ilgili parametrelerin de matematik modeli oluşturulmasında fayda görülmüştür.

3.5.1 Yakıt Ekonomisi

Günümüzde, gerek gelişmiş gerekse gelişmekte olan ülkelerde enerji temini sorun olma yolundadır. Dünyada ve ülkemizde gerek fertlerin, gerekse endüstrinin enerji gereksiniminin karşılanmasında petrolün yeri oldukça önemlidir. Tüm enerji tüketim alanlarında, tasarruf amacıyla uygulanan iki temel yöntem vardır [321]. Bunlardan ilki, mevcut sistemin işletme koşullarının değiştirilmesi, diğeri ise enerji sisteminin veriminin artırılmasıdır. Motorlu yakıtlardaki enerji tasarrufu, bu açıdan düşünüldüğünde gerek taşıt üreticisinin gerekse taşıtı kullananın çaba sarf etmesini gerektirmektedir. Yakıt tasarrufu amacıyla gerek taşıtın işletme koşullarının değiştirilmesinde ve gerekse motorda harcanan enerjinin en az kayıpla tahrik

tekerleklerine iletilerek taşıtın seyrinin bundan maksimum yararlanılabilmesi, ancak tasarrufu engelleyen faktörlerin aydınlığa kavuşturulmasıyla sağlanabilmektedir.

Motorlu taşıtların yakıt harcamalarının belirlenmesinde Amerikan SAE J-1082 ile Alman DIN 70030 no.lu standart esas alınmaktadır [322].

Çok sayıda faktörün etkileri nedeniyle uygulamada karşılaşılan yakıt tüketimi, standart şartlarında belirtilen değerden farklılaşma gösterir. Bir motorlu taşıtın yakıt tüketimini etkileyen unsurlar şu şekilde sıralanabilir [323]:

- Motorun özellikleri
 - Motorun net verimi
 - Motorun gücü
 - Motorun bakımı ve ayar düzeyi
 - Silindirlere gönderilen karışımın özellikleri
 - Motor ve transmisyon sisteminin taşıta uyum düzeyi
- Taşıt organlarının özellikleri
 - Transmisyon sistemi
 - Taşıt ağırlığı
 - Taşıtın aerodinamik formu
- Taşıt kullanım şekli
 - Şehir içi ve şehir dışı yolda taşıt kullanımında yakıt harcaması
 - Taşıtı kullananın alışkanlıkları (agresif, sakin, hızlı... sürücü modeli)

3.5.1.1 Yakıt Ekonomisinin Matematik Modeli

Bir taşıtın yakıt tüketimi, seyir dirençlerini belli bir mesafe (yol) kat ederek yenmek için yaptığı işten, toplam verim de düşürülerek bulunmaktadır. Yakıt tüketiminde etkili olan büyüklükleri üç ana gruba ayırmak mümkündür. Bunlar

- Motor
- Aktarma organları ve
- Seyir dirençleri

şeklinde sıralanabilir. Motorun yakıt tüketimi, konstrüktif yapısına, tipine ve çalışma prensiplerine bağlıdır [324-326]. Aktarma organlarının etkisi, bir yandan aktarma kayıpları, öte yandan seçilmiş olan çevrim oranı ile motorun tüketim

karakteristiğindeki çalışma noktasının yeri ile ortaya çıkmaktadır. Küçük çevrim oranları kural olarak işletme noktasını uygun tüketim bölgelerine kaydırmaktadır. Seyir dirençleri ise, ağırlığın azaltılması, ayrodinamik özelliklerin iyileştirilmesi ve yuvarlanma direncinin azaltılması ile küçültülebilmektedir. Taşıtın yakıt tüketimi ayrodinamik direnç gücü, yuvarlanma direnci gücü ve ivmelenme gücü için (dt) süresi içinde tüketilen yakıt miktarı B_e [g/m] olarak ve fren ve yokuş direnci hesaba katılmaksızın

$$B_e = \frac{\int b_e [1/\eta] \cdot [(1/2) \cdot \rho \cdot c_w \cdot A \cdot V^3 + f_R \cdot G + m \cdot a] \cdot V \cdot dt}{\int V \cdot dt} \quad (3.157)$$

şeklinde ifade edilebilmektedir [242]. b_e [g/kWsaat] özgül yakıt tüketimini ifade etmektedir. Yakıt tüketimindeki değişim ise

$$dB = b \left[(1/2) \cdot \rho \cdot c_w \cdot V^2 dA + (1/2) \cdot \rho \cdot A \cdot V^2 \cdot dc_w + f_R \cdot dG + G \cdot df_R + a \cdot dm \right] +$$

$$\left[(1/2) \cdot \rho \cdot c_w \cdot A \cdot V^2 + f_R \cdot G + m \cdot a \right] \cdot db_e \quad (3.158)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Diğer taraftan özgül yakıt tüketimindeki değişmeyi, motora ait yumurta eğrilerinden faydalanarak, motor parametresi olan (I) çevrim oranına veya motor parametresi olan (V_H) strok hacmine, momentine (M_M) ve tekerlek yarıçapına (r) bağlamak mümkündür. Motorun tekerleklere ilettiği kuvvet;

$$F_X = \frac{M_M \cdot I}{r} \quad (3.159)$$

ve motor momentinin değişimi,

$$M_M = 79,6 \cdot V_H \cdot p_{me} \quad (3.160)$$

şeklinde ifade edilmektedir (3.159) ve (3.160)no.lu denklemlerin yardımıyla motorun tekerleklere ilettiği kuvvet

$$F_X = 79,6 \cdot I \cdot V_H \cdot p_{me} / r \quad (3.161)$$

şeklini almaktadır. (3.161) denkleminde kuvvetin değişmediği kabul edilirse;

$$\frac{dp}{p} = \frac{dr}{r} - \frac{dV_H}{V_H} - \frac{dI}{I} \quad (3.162)$$

elde edilmektedir. Diğer yandan bir motorda, yumurta eğrileri yardımı ile özgül yakıt tüketimi [324];

$$\frac{db_e}{b_e} = (-0,6 \leftrightarrow -0,9) \frac{dp_{ME}}{p_{ME}} \quad (3.163)$$

şeklinde ortalama efektif basınca bağlamak mümkündür. Burada katsayı 0,75 olarak alınırsa:

$$\frac{db_e}{b_e} = 0,75 \left(\frac{dV_H}{V_H} + \frac{dI}{I} - \frac{dr}{r} \right) \quad (3.164)$$

elde edilmektedir. Projeksiyon alanı (A) kabaca taşıtın genişliği ile yüksekliğinin çarpımından elde edilmektedir;

$$A = W1 \cdot H1 \quad (3.165)$$

Projeksiyon alanının değişimi,

$$\frac{dA}{A} = \frac{dH1}{H} + \frac{dB}{B} \quad (3.166)$$

şeklinde ifade edilmektedir. (3.166) denkleminde kadar ifadelerinin kullanılmasıyla yakıt tüketiminin (YT) değişimi (%) olarak:

$$\begin{aligned} \frac{dYT}{YT} = & \left[0,75 \frac{dV_H}{V_H} + 0,75 \frac{dI_Y}{I_Y} - 0,75 \frac{dr}{r} + \frac{0,613 \cdot H1 \cdot W1 \cdot V^2 \cdot dc_w}{0,613 \cdot c_w \cdot W1 \cdot H1 \cdot V^2 + (10f_R + a) \cdot G} \right. \\ & \left. + \frac{0,613 \cdot c_w \cdot W1^2 \cdot H1 \cdot V^2 \cdot dH1 + 0,613 \cdot c_w \cdot W1 \cdot H1^2 \cdot V^2 \cdot dW1 + (10f_R + a) \cdot dG}{0,613 \cdot c_w \cdot W1 \cdot H1 \cdot V^2 + (10f_R + a) \cdot G} \right] \cdot 100 \quad (3.167) \end{aligned}$$

hesaplanmaktadır. (3.167) denkleminde bazı parametrelerin yerleştirilmesinde şehir içi-şehirler arası yakıt tüketim kriteri açısından farklılık göstermektedir. Bu parametreler çevrim oranı (I), ivmelenme değeri (a), yuvarlanma direnci (f_R) ve taşıt ortalama hızıdır (V). İlgili parametrelerin şehir içi-şehirler arası yakıt tüketim kriteri açısından alacağı değerler tablo 3.15 de belirtilmiştir.

Tablo 3.15: Şehir içi- şehirlerarası yakıt tüketiminde parametrelerin değeri

	<i>Şehir İçi</i>	<i>Şehirler Arası</i>
I	2. Vites çevrim oranı	5. Vites çevrim oranı
V (m/s) [km/h]	12 [43,2]	25 [90]
a (m/s ²)	2	0,07
f _R	0,011	0,012

Tablo 3.16 da görüldüğü gibi çevrim oranı şehir içi yakıt tüketiminde II. Vites esas alınmıştır. Bunun sebebi şehir içi yakıt taşıt kullanımında II. Vitesin en yoğun olarak kullanılan vites olmasıdır. Şehirler arası analizde ise ekonomik vites olarak da adlandırılan V. Vites kullanılmıştır. İvmelenme değerlerinin tespit edilmesinde Schubert'in çalışmaları esas alınmıştır [327].

Modelimizin oluşturulmasında ilgili özelliğin maksimize edilmesi göz önüne alınarak “Yakıt Tüketimi” yaklaşımı yerine “Yakıt Ekonomisi” özelliği ele alınacaktır. Bu amaçla yakıt ekonomisini oluşturmak amacıyla (3.167) deki denklemdaki tüm parametreler eksi (-) ile çarpılacaktır. Tablo 3.16 daki ilgili parametrelerin (7.167) no.lu denkleme yerleştirilmesi sonucu şehir içi yakıt ekonomisi (YEI) şu şekilde oluşmaktadır,

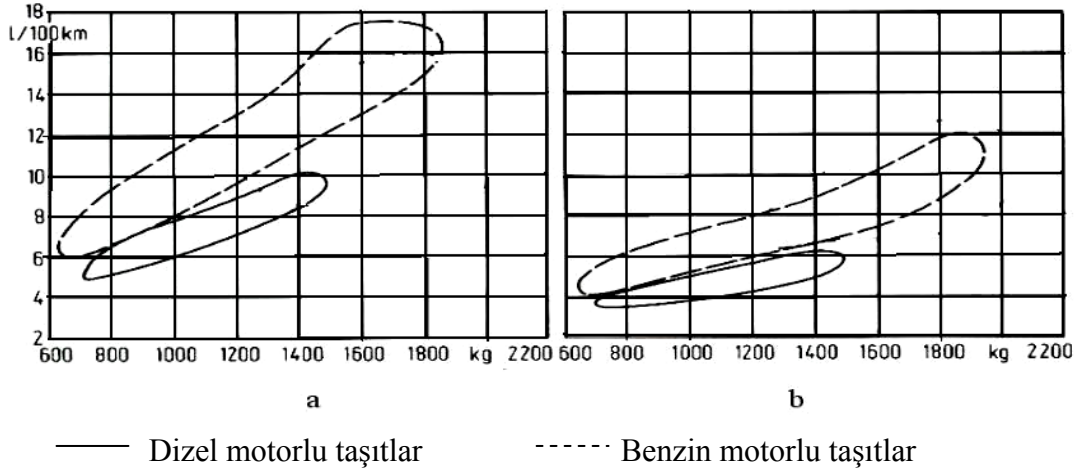
$$\frac{dYTI}{YTI} = -75 \frac{dV_H}{V_H} - 75 \frac{dI_2}{I_2} - \frac{211 \cdot dG}{88,272 \cdot c_W \cdot W1 \cdot H1 \cdot 10^{-6} + 2,12 \cdot G}$$
$$- \frac{88,272 \cdot (c_W \cdot W1 \cdot dH1 + c_W \cdot H1 \cdot dW1 + W1 \cdot H1 \cdot dc_W)}{0,88272 \cdot c_W \cdot W1 \cdot H1 + 21200 \cdot G} \quad (3.168)$$

şehirler arası yakıt ekonomisi (YED) ise şu şekilde oluşmaktadır:

$$\frac{dYTD}{YTD} = -75 \frac{dV_H}{V_H} - 75 \frac{dI_5}{I_5} - \frac{19 \cdot dG}{383,125 \cdot c_W \cdot W1 \cdot H1 \cdot 10^{-6} + 0,19 \cdot G}$$
$$- \frac{383,125 \cdot (c_W \cdot W1 \cdot dH1 + c_W \cdot H1 \cdot dW1 + W1 \cdot H1 \cdot dc_W)}{0,383 \cdot c_W \cdot W1 \cdot H1 + 1900 \cdot G} \quad (3.169)$$

Oluşturulan modelin doğruluğunu kanıtlamak amacıyla taşıt parametreleri yerleştirilerek yakıt tüketiminin yüzde olarak değişimi aşağıdaki şekiller kullanılarak

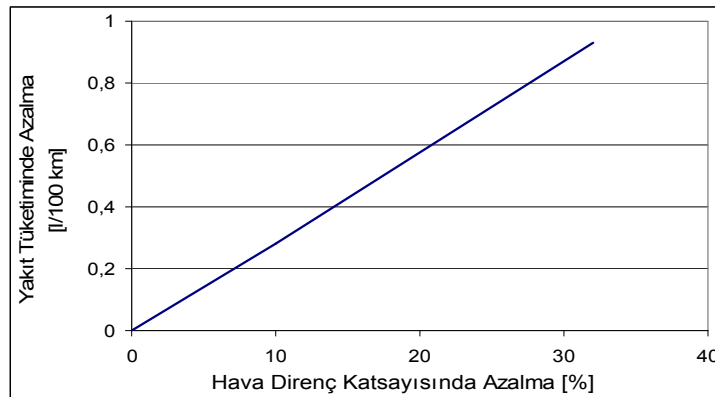
kontrol edilmiştir. Şekil 3.92 ye göre şehir içi yakıt tüketimi taşıt ağırlığının 1000 kg dan 1100 kg a çıkmasıyla 9 litreden 13 litreye çıkmaktadır (%36,4 lük değişim) [242].



Şekil 3.92: Şehir içi (a) ve 90 km/ h (b) de (şehirlerarası) yakıt tüketimi- ağırlık ilişkisi [242]

Modelde ilgili parametrelerin yerleştirilmesi ve taşıt ağırlığının 100 kg arttırılması sonucu yakıt tüketimi % 35,4 artmaktadır ki bu değer % 36.4 rakamına oldukça yakın bir sonuç vermektedir (% 1 lik sapma)

Hava direnç katsayısının yakıt tüketimine etkisini incelemek amacıyla gerçekleştirilen çalışmada yakıt tüketimi ($V=90$ km/h sabit seyir hızında) 5,6 l/100km olan taşıtın hava direnç katsayısının azalması sonucu yakıt tüketiminde azalma incelenmiştir (Şekil 3.93).



Şekil 3.93: Hava direnç katsayısındaki azalma- yakıt tüketimi tasarrufu ilişkisi [325]

Hava direnç katsayısı (c_w) 0,35 olan bir taşıtın c_w si 0,30 değerine azaltılması sonucu (%7,9 azalma) yakıt tüketimi 0,4 l/100km (%7,14) azalmaktadır. Matematik modelde

ilgili parametrelerin (7.14) deki denkleme yerleştirilmesi sonucu yakıt tüketimi %7,9 azalmaktadır ki bu sonuç gerçek değerine (%7.14) oldukça yakındır.

3.5.2 Taşıt Ayrodinamiği ve Hava Direnci

30’lu yıllara kadar taşıtların erişebildikleri hızlar henüz düşük seviyelerdi. Ancak özellikle 30’lu yılların sonunda araba yarışlarının gözde olmasıyla birlikte, yüksek hızlara çıkabilecek taşıtların dizaynına önem verilmeye başlanmıştır [328]. Artık taşıt ayrodinamiği ve karoserinin formu ön plana çıkmaktaydı. Karoseri formunun geliştirilmesi için yapılan çalışmalarla beraber “Taşıt Ayrodinamiği ve Doğrultu Koruma” konuları ön plana çıkmış ve geliştirilmiştir. Artık keskin hatlı karoseri yapılar yerini yuvarlak yapılı ve yumuşak geçişli yapılara bırakıyordu.[329].

Ayrodinamik özellik taşıtın başta yakıt tüketimi olmak üzere bir çok özelliğini direkt veya dolaylı bir şekilde etkilemektedir. Bu özellikler başlıca taşıt performansı, stabilite (yan rüzgar duyarlılığı), ivmelenme kabiliyeti ve iç gürültüdür [330].

3.5.2.1 Hava Direnç Katsayısı

Seyir halindeki bir taşıt birçok dirençle karşılaşır. Bu dirençlerden birisi de hava direncidir. Düşük hızlarda hava direnci diğer kayıplar yanında oldukça düşük mertebelerdedir. Ancak hız 40-50 km/h değerine ulaşınca hava direnci önem kazanmaktadır [331]. Hava direncinin oluşum nedeni seyir esnasından meydana gelen kayıplardır. Ayrodinamik kayıplar üç kısımda incelenebilir. Birincisi taşıtın sınır tabakasında küçük miktarda oluşan, türbülans ile meydana gelen sürtünme kayıpları, bir diğeri taşıtın radyatör kısmından ve havalandırmasından giren sürtünme kayıpları, üçüncüsü ise sınır tabakanın yüzeyden ayrım noktasında oluşan, büyük ölçekli türbülansın sebep olduğu kayıplardır. Ayrodinamik çalışmaların esasını, sınır tabakanın taşıtın yüzeyinde türbülans meydana getirmeyecek bir şekilde ayrılmasını veya en aza indirmesi üzerine kurmaktadır [332].

Akış kayıplarının toplamı, taşıt hareket aksına ters istikamette etkiyen rüzgar direncini (F_L) meydana getirmektedir. Burada biz ilgilendiren hızlarda akış türbülanslı olduğundan, rüzgar direnci $V_R^2 \rho/2$ ile ters orantılı olmaktadır. ρ hava özgül yoğunluğu, V_R ise akış hızı bileşkesidir (bağıl rüzgar hızı). Oran sabiti iki kısımdan oluşmaktadır; A enine kesit alanı ve C_X hava direnç katsayısı, ki bunların

büyüklikleri taşıtın büyüklüğüne bağlı olmayıp, şekline ve açısına bağlıdır. Böylece rüzgar direnci şöyle ifade edilebilir:

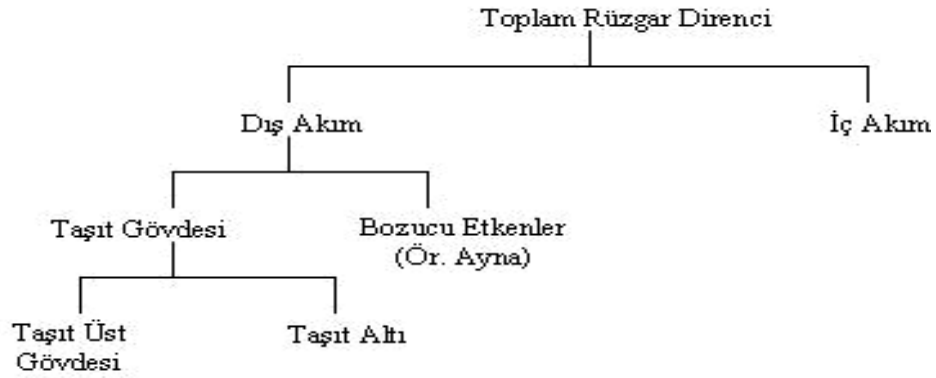
$$F_L = c_X \cdot A \cdot (\rho/2) \cdot V_R^2 \quad (3.170)$$

F_L hava direnci ve dolayısıyla c_X hava direnç katsayısı, τ_L hücum açısına bağlıdır.

$$c_W = c_X (\tau_L = 0) \quad (3.171)$$

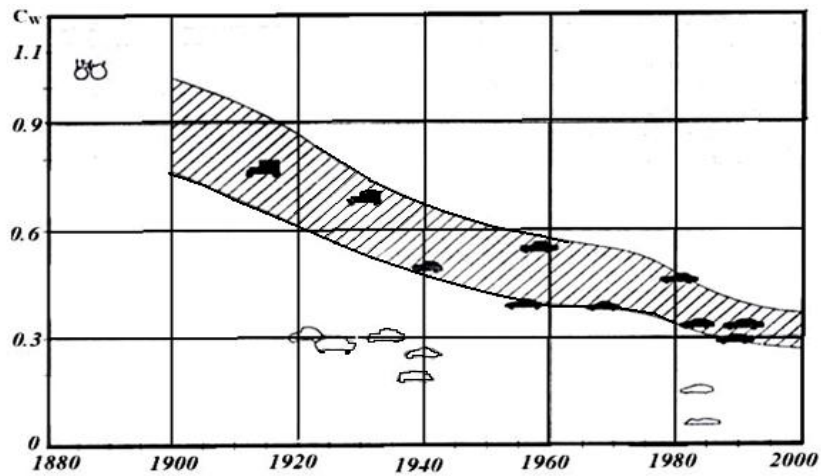
Bu boyutsuz katsayısının büyüklüğü, taşıtın formuna bağlıdır [333]. Taşıt gibi zemine yakın ve karmaşık bir şekli olan cismin c_W katsayısının hesaplanması mümkün değildir. Ancak deneysel analizler sonucu tespit edilebilmektedir.

Hava direnç katsayısını meydana getiren komponentler toplu bir şekilde şekil 3.94 de görülmektedir.



Şekil 3.94: Hava direnç katsayısını meydana getiren komponentler [327]

Şekil 3.95 de taşıtlar için c_W katsayısının yıllar içinde değişimi verilmiştir.



Şekil 3.95: Yıllar içinde hava direnç katsayısının c_W değişimi [327]

Şekilden görüldüğü gibi c_w değeri yıllar içinde oldukça düşmüştür ve günümüz taşıtlarında 0.29 – 0.35 arasında değişmektedir.

3.5.2.2 Hava Direncinin Düşürülmesi

Ayrodinamik direncin en önemli kaynakları: [334]

1. Gövde direnci; basınç dağılımının yatay bileşeninden dolayı oluşmaktadır.
2. Akışkan direnci; vortekslerin oluşmasından ve ayrodinamik kaldırma kuvvetinden dolayı oluşmaktadır.
3. Sürtünme direnci; taşıt dış yüzeyinin hava ile temasından dolayı oluşmaktadır.
4. İç hava akımı; taşıt sistemi içindeki boşluklarda havanın dolaşmasından dolayı oluşmaktadır.

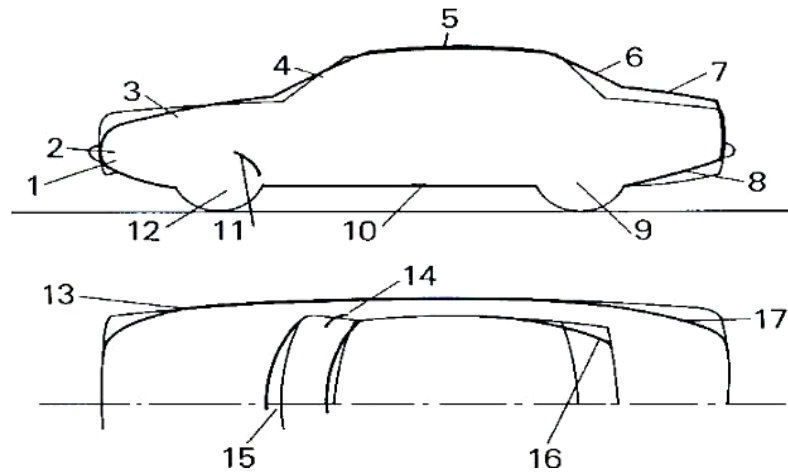
Ayrodinamik direncin diğer ana sebepleri de tekerleklerin dönmesinden ve taşıtın altından geçen havadan dolayı olanlardır. Gövde direnci yatay basınç bileşenini hava akış yönüne göre entegre edilerek hesaplanabilmektedir. Bu metot pek pratik değildir, fakat işlemin görüntülenmesi ve gövde direncinin düşürülmesi yollarının bulunmasında yardımcı olabilmektedir. Taşıt yüzeyinde akışın bölgesel olarak hızlanmasına ve yavaşlamasına sebep olan veya akışın yönünü değiştiren her şekil gövde direncine eklenmektedir. Taşıtın üst kısmında yolcu bölümünde hava ön cama geldiği zaman ivmelenir ve yön değiştirmektedir. Bunun için tasarımda bu gibi etkenler göz önüne alınarak taşıtın kesit alanındaki ani değişiklikler mümkün olduğu kadar azaltılmalıdır. Normal bir taşıtta kesit alanı ön kısımdan arkaya doğru gidildikçe artmakta ve taşıtın orta kısmını geçtikten sonra azalmaya başlamaktadır [327].

Ayrodinamik direnci düşürmek için hava akışının kanallardan iletilmesi işleminden kaçınılmalıdır. Bölgesel hava akışlarını taşıt üzerinden kolaylıkla ileten şekiller bölgesel hız artışlarına sebep olmaktadır. Bunun gibi bölgesel hava jetleri taşıtın üzerindeki ana hava akış şeklini kesmekte ve çevresindeki havadan daha hızlı hareket etmesinden dolayı türbülansa sebep olmakta, bu da gövde direncine eklenmektedir. Bu tip oluşumlar ön farların taşıtın kaputu üzerine yerleştirilmesinden dolayı meydana gelmektedir [329].

Taşıtın arka tarafında, kesit alanındaki ani değişiklikten dolayı hava akışının yavaşladığı bir sınır tabakası vardır. Bu basıncın artmasına ve ayrılma noktasına kadar ya da hava akışı dış ortamın hava şartlarına uyana kadar akışın basınca karşı iş yapmasına yol açmaktadır. Ayrılma çizgisi yüzey üzerindeki oldukça küçük objeler sebebiyle, veya tasarımdaki ufak detaylardan dolayı aniden meydana gelebilmekte, bunun için bu bölgenin tasarımına oldukça dikkat edilmelidir [330].

Taşıtın arka tarafının ayrodinamik direncinin düşürülmesi tasarım olarak düşünüldüğünde, deneysel ölçümlerden taşıtın arka kısmının bölgesel hava akışına göre negatif eğimli olması gerektiği görülmektedir. Bu eğim açısı için pratik olarak kritik bir değer bulunmaktadır ve eğer bu kritik değer geçilirse hava akışı ayrışması tetiklenmektedir. Kritik açının değeri gelen hava akımındaki türbülans oranı veya yüzeyin pürüzlülüğü gibi genel durumlara bağlıdır, fakat genel olarak yüzeyin bölgesel hava akımına göre eğimi taşıtın arka tarafında 3 ila 5 dereceyi geçmemelidir. Bu prensip fast-back olarak bilinen taşıt tasarımlarının ortaya çıkmasına sebep olmuştur. Bu tasarım şekli bize ayrılma çizgisinin hemen hemen taşıtın arka kenarında oluşmasından dolayı bir optimizasyon sağlamaktadır [335] Hava akışının ayrılmasına diğer bir etkende arka yüzeyler üzerine yerleştirilen çeşitli çıkıntılardır. Bu çıkıntılar ayrılma çizgisini taşıtın arka kenarından daha önce olmasına yol açmakta ve ayrodinamik direnci arttırmaktadır. Bu çıkıntılara en güzel örnek taşıt gövdesine iyi yerleştirilememiş camlardır. Bu da taşıtın ayrodinamik direncini arttıran birçok küçük tasarım detayından başka bir şey değildir.

Özet olarak hava direnci düşürmek amacıyla taşıt üzerinde gerçekleştirilmesi gereken konstrüktif değişiklikler şekil 3.96 ve tablo 3.16 da görülmektedir.



Şekil 3.96: Ayrodinamiğin iyileştirilmesi için gerçekleştirilen değişiklikler [333]

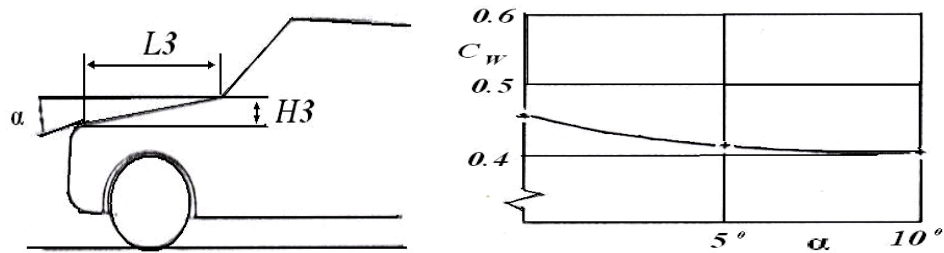
Tablo 3.16: Şekil 3.96 da gerçekleştirilen konstrüktif değişiklikler

No	Değişiklik	No	Değişiklik
1	Taşıt burnunun alçaltılması ve yuvarlatılması	10	Taşıt zeminini düzleştirmek
2	Hava giriş bölgesinin alçaltılması	11	Ön çamurluğu yuvarlatmak
3	Motor kaputunun alçaltılması	12	Tekerlek boşluğunu düzleştirmek
4	Ön camı eğimini azaltmak	13	Motor kaput uçlarını yuvarlatmak
5	Çatının kamburlaştırılması	14	A- kirişini yuvarlatmak
6	Arka camı eğimini azaltmak	15	Ön cam geçişini yumuşatmak
7	Bagajın yüksekliğini arttırmak	16	C- kirişini içeriye doğru çekmek
8	Arka zemini difüsör olarak şekillendirmek	17	Bagaj kısmının uçlarını yuvarlatmak
9	Tekerlek boşluğunu kapatmak		

3.5.2.3 Hava Direnç Katsayısı'nın Matematik Modeli

Taşıt dizaynının ilk aşamalarında karoseri yapısı oluşmaya başladıktan sonra gerçekleştirilen analizlerden birisi de taşıtın ayrodinamik özelliğidir. Bu özellik karoseri yapısı tarafından belirlenmektedir. Taşıtın ayrodinamik özelliğini ifade eden en önemli parametre ise hava direnç katsayısıdır (c_w). c_w değeri rüzgar tüneline gerçekleştirilen deneyler sonucu tespit edilmektedir. Bu ifadeyi kesin olarak tamamlayan matematiksel bir denklem veya ampirik bir ifade bulunmamaktadır. Bundan dolayı hava direnç katsayısının matematik modeli oluşturulurken rüzgar tüneline taşıtın değişik konstrüktif parametrelerinin değiştirilmesi sonucu c_w de meydana gelen değişimin deneysel sonuçlarından faydalanılmıştır.

Motor kaputun eğimi hava direnç katsayısını (c_w) oldukça etkilemektedir. Motor kaputun eğimi arttıkça c_w değeri degresif bir şekilde azalmaktadır (Şekil 3.97).



Şekil 3.97: Motor kaput eğiminin hava direnç katsayısına etkisi [336]

Eğim açısının 10^0 değerini geçtikten sonra ise c_w üzerinde fazla etkili olmamaktadır. Şekil 3.116'nın analizi sonucu motor kaput eğim açısı (α) 0^0 den 7^0 değerine çıkarken c_w 0,06 birim azalmaktadır. Yani,

$$\frac{dc_w}{d\alpha} = \frac{-0,06}{7} = -0,00857 \quad (3.172)$$

$$dc_w = -0,00857 \cdot d\alpha \quad (3.173)$$

olmaktadır. Şekil 3.97 de geometrik bağıntıdan,

$$\tan \alpha = \frac{H3}{L3} = K \quad (3.174)$$

elde edilir. Her iki tarafın kısmi türevi ile

$$(1 + \tan^2 \alpha) \cdot d\alpha = dK \quad (3.175)$$

$$d\alpha = \frac{dK}{1 + \tan^2 \alpha} = \frac{dK}{1 + \left(\frac{H3}{L3}\right)^2} \quad (3.176)$$

$$dK = \frac{L3 \cdot dH3 - H3 \cdot dL3}{(L3)^2} \quad (3.177)$$

oluşmaktadır. (3.176) ve (3.177) no.lu denklemlerinin birleştirilmesiyle

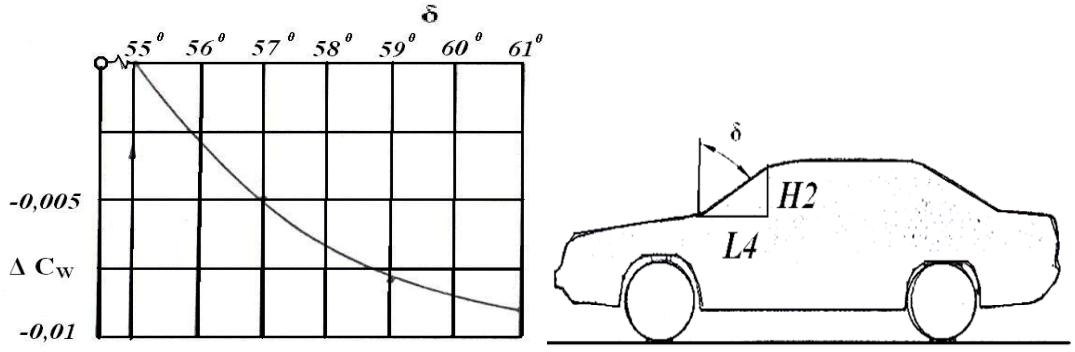
$$d\alpha = \frac{L3 \cdot dH3 - H3 \cdot dL3}{(L3)^2 + (H3)^2} \quad (3.178)$$

olmaktadır. (3.173) ve (3.178) no.lu denklemlerinin birleştirilmesiyle

$$dc_w = 0,00857 \cdot \left[\frac{H3 \cdot dL3 - L3 \cdot dH3}{(L3)^2 + (H3)^2} \right] \quad (3.179)$$

elde edilmektedir.

Hava direnç katsayısını etkileyen önemli bir diğer parametre de taşıt ön camın eğimidir. Ön cam eğim açısının (δ) artmasıyla, hava direnci ve türbülans oluşumu azalmakla beraber hava direnç katsayısı (c_w) değeri de azalmaktadır (Şekil 3.98).



Şekil 3.98: Ön cam eğim açısının (δ) hava direnç katsayısına etkisi [336]

Şekil 3.98 in analizi sonucu ön cam eğim açısının (δ) 55° den 59° değerine çıkarken c_w 0,0076 birim azalmaktadır. Yani,

$$\frac{dc_w}{d\delta} = \frac{-0,0076}{4} = -0,0019 \quad (3.180)$$

$$dc_w = -0,0019 \cdot d\alpha \quad (3.181)$$

olmaktadır. Şekil 3.98 de geometrik bağıntıdan,

$$\tan \delta = \frac{L4}{H2} = L \quad (3.182)$$

elde edilir. Her iki tarafın kısmi türevi ile

$$(1 + \tan^2 \delta) \cdot d\delta = dL \quad (3.183)$$

$$d\delta = \frac{dL}{1 + \tan^2 \delta} = \frac{dL}{1 + \left(\frac{L4}{H2}\right)^2} \quad (3.184)$$

$$dL = \frac{H2 \cdot dL4 - L4 \cdot dH2}{(H2)^2} \quad (3.185)$$

oluşmaktadır. (3.184) ve (3.185) no.lu denklemlerinin birleştirilmesiyle

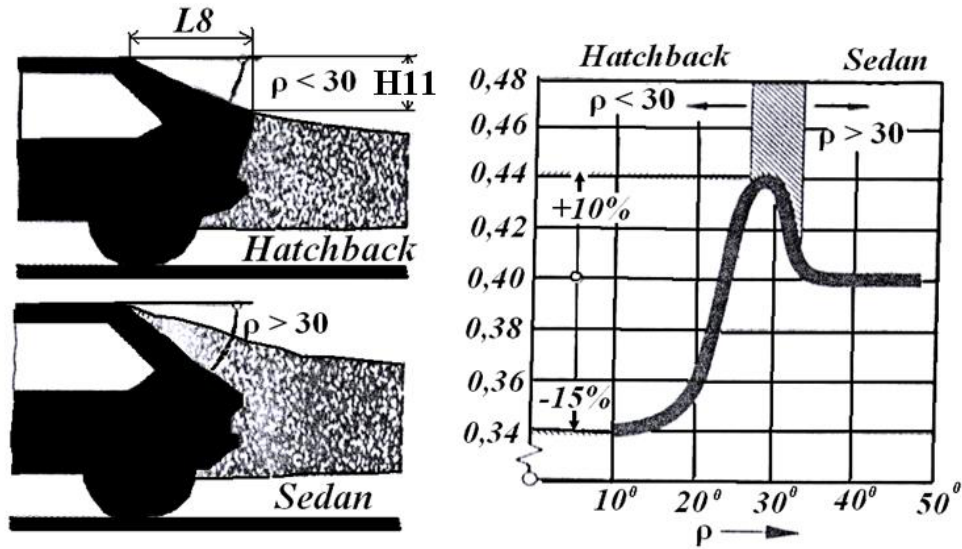
$$d\delta = \frac{H2 \cdot dL4 - L4 \cdot dH2}{(H2)^2 + (L4)} \quad (3.186)$$

olmaktadır. (3.181) ve (3.186) no.lu denklemlerinin birleştirilmesiyle

$$dc_w = 0,0019 \cdot \left[\frac{L^4 \cdot dH^2 - H^2 \cdot dL^4}{(H^2)^2 + (L^4)^2} \right] \quad (3.187)$$

olmaktadır.

Taşıt arka camın eğimi hava direnç katsayısını ve seyir esnasında taşıt arkasında oluşan türbülansı büyük ölçüde etkilemektedir. Burada amaç sadece hava direnç katsayısını azaltmak değil, aynı zamanda türbülans oluşumunu önleyerek taşıt arkasının savrulmasını ve arka aks yükünün azalmasını önlemektir. Pratikte türbülans oluşumunu önlemek amacıyla taşıtın arkasına spoiler konmaktadır. Hatchback tipi taşıtlarda arka cam eğim açısının (ρ) azalmasıyla c_w değeri de azalmaktadır (Şekil 3.99).



Şekil 3.99: Arka cam eğim açısının (ρ) hava direnç katsayısına etkisi [337]

Şekil 3.99 un analizi sonucu arka cam eğim açısının (ρ) 30° den 20° değerine inerken c_w 0,08 birim azalmaktadır. Yani;

$$\frac{dc_w}{d\rho} = \frac{-0,08}{10} = -0,008 \quad (3.188)$$

$$dc_w = -0,008 \cdot d\rho \quad (3.189)$$

olmaktadır. Şekil 3.118 de geometrik bağıntıdan,

$$\tan \rho = \frac{H11}{L8} = M \quad (3.190)$$

elde edilir. Her iki tarafın kısmi türevi ile

$$(1 + \tan^2 \rho) \cdot d\rho = dM \quad (3.191)$$

$$d\rho = \frac{dM}{1 + \tan^2 \rho} = \frac{dM}{1 + \left(\frac{H11}{L8}\right)^2} \quad (3.192)$$

$$dM = \frac{L8 \cdot dH9 - H11 \cdot dL8}{(L8)^2} \quad (3.193)$$

oluşmaktadır. (3.192) ve (3.193) no.lu denklemlerinin birleştirilmesiyle

$$d\rho = \frac{L8 \cdot dH11 - H11 \cdot dL8}{(L8)^2 + (H11)^2} \quad (3.194)$$

olmaktadır. (3.189) ve (3.194) no.lu denklemlerinin birleştirilmesiyle

$$dc_w = 0,008 \cdot \left[\frac{L8 \cdot dH11 - H11 \cdot dL8}{(L8)^2 + (H11)^2} \right] \quad (3.195)$$

olmaktadır. Sedan tipi araçlarda ise arka cam eğim açısı (ρ) 30° den büyük olmaktadır. Bu durumda ρ açısının artmasıyla, hatchback tipi araçlarının tersine, hava direnç katsayısı (c_w) azalmaktadır. ρ nın değeri 28° den 33° değerine çıkarken c_w 0,04 azalmaktadır. Yani;

$$\frac{dc}{d\rho} = \frac{0,04}{5} = 0,008 \quad (3.196)$$

olmaktadır. ρ 'nin c_w üzerindeki etki derecesi hatchback tipi taşıtlarla aynı olup, sadece işareti farklıdır. Bu açıklamalar sonucu c_w nin H11 ve L8 üzerindeki etkisi şu şekilde ifade edilmektedir:

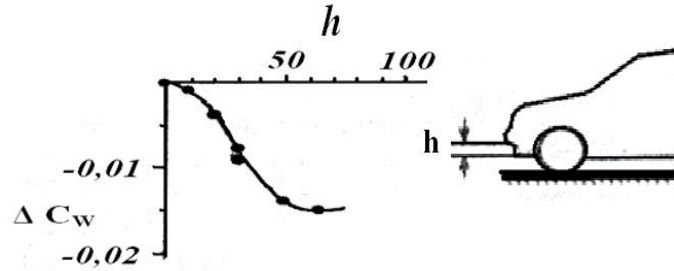
Hatchback tipi taşıtlar:

$$dc_w = 0,008 \cdot \left[\frac{H11 \cdot dL8 - L8 \cdot dH11}{(L8)^2 + (H11)^2} \right] \quad (3.197)$$

Sedan tipi taşıtlar:

$$dc_w = -0,008 \cdot \left[\frac{H11 \cdot dL8 - L8 \cdot dH11}{(L8)^2 + (H11)^2} \right] \quad (3.198)$$

Taşıt ön çamurluğunun yerden yüksekliği hava direnç katsayısını (c_w) etkileyen bir diğer parametredir. Ön çamurluk yüksekliğinin ($H5$) artmasıyla c_w değeri de azalmaktadır (Şekil 3.100).



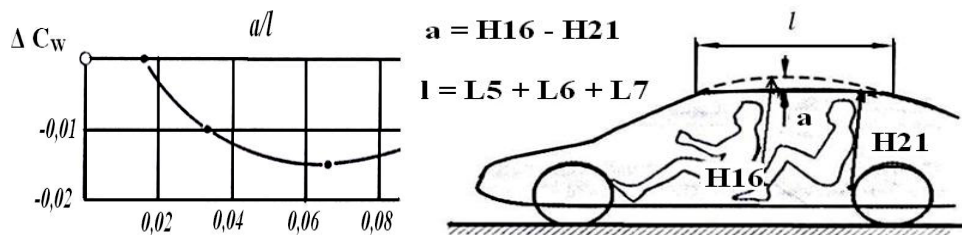
Şekil 3.100: Taşıt ön çamurluğunun yerden yüksekliğinin hava direnç katsayısına etkisi [338]

$H5$ değerinin artıp, çamurluğun yerden yüksekliğinin azalmasıyla seyir esnasında taşıt altına giren hava miktarının azalmasıyla birlikte havanın hızı artmakta ve basınç değeri azalmaktadır. Bu nedenden dolayı oluşan etkiyle ön aks yükü ve seyir güvenliği de artmaktadır. Spor tipi taşıtlara ön spoilerin yerleştirilmesinin amacı da budur. Şekil 3.100 den de görüldüğü gibi $H5$ değerinin 65 mm arttırılmasıyla hava direnç katsayısı (c_w) 0,015 birim azalmaktadır. Yani,

$$\frac{dc_w}{dH5} = -\frac{0,015}{65} = -0,000231 \quad (3.199)$$

$$dc_w = -0,000231 \cdot dH5 \quad (3.200)$$

olmaktadır. Taşıt çatı geometrisinin hava direnç katsayısına (c_w) etkisini analiz etmek için gerçekleştirilen çalışmada, çatı bombesinin artması ve çatı uzunluğunun azalmasıyla c_w değeri de azalmaktadır (Şekil 3.101).



Şekil 3.101: Taşıt çatı geometrisinin hava direnç katsayısına etkisi [338]

Şekil 3.101 in analizi sonucu a/l ($a=H16-H19$, $l=L5+L6+L7$) oranının sıfırdan 0,06 değerine kadar doğrusal bir azalma göstermektedir. a/l oranının 0,022 birim artmasıyla hava direnç katsayısı 0,012 birim azalmaktadır. Yani;

$$\frac{dc_w}{d(a/l)} = -\frac{0,012}{0,022} = -0,5455 \quad (3.201)$$

$$dc_w = -0,5455 \cdot d(a/l) \quad (3.202)$$

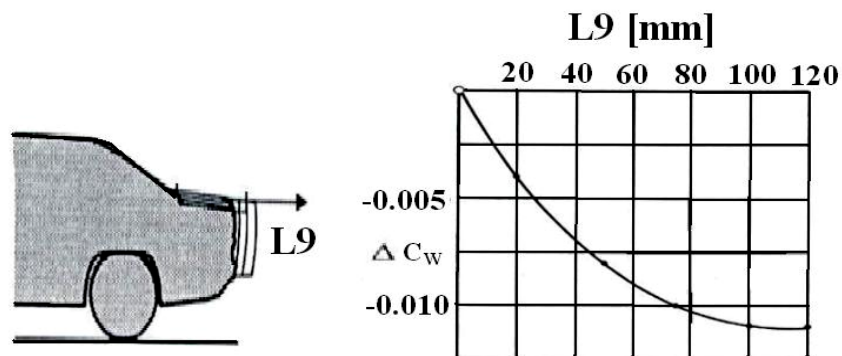
$$d(a/l) = \frac{l \cdot da - a \cdot dl}{l^2} = \frac{1}{l} \cdot da - \frac{a}{l^2} \cdot dl \quad (3.203)$$

$$dc_w = -0,5455 \cdot \left[\frac{1}{l} \cdot da - \frac{a}{l^2} \cdot dl \right] \quad (3.204)$$

$$dc_w = -0,5455 \left[\frac{(dH16 - dH21)}{L5 + L6 + L7} - \frac{H16 - H21}{(L5 + L6 + L7)^2} d(L5 + L6 + L7) \right] \quad (3.205)$$

olmaktadır.

Taşıt bagaj uzunluğunun ($L9$) hava direnç katsayısına etkisini incelemek için gerçekleştirilen çalışma şekil 3.102 de görülmektedir. Analiz sonucu bagaj uzunluğunun ($L9$) 76 mm artması sonucu hava direnç katsayısı (c_w) 0,01 azalmaktadır. $L9$ un bir birim artması sonucu c_w 0,0001315 kadar azalmaktadır.

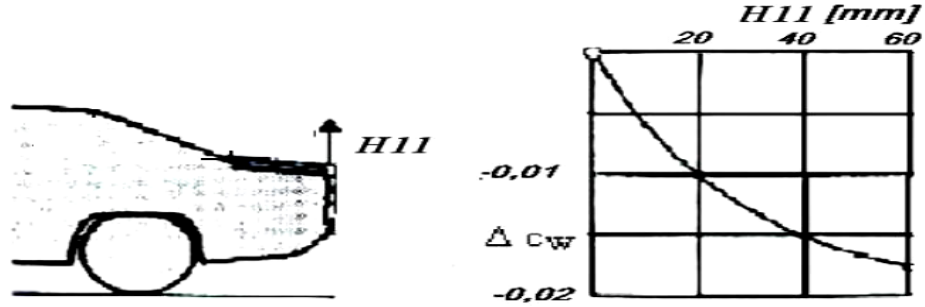


Şekil 3.102: Taşıt bagaj uzunluğunun ($L9$) hava direnç katsayısına etkisi [339]

Açıklamanın matematiksel ifadesi ise şu şekildedir:

$$dc_w = -0,0001089 \cdot dL9 \quad (3.206)$$

Taşıtın bagaj yüksekliğinin (H_{11}) hava direnç katsayısına etkisi şekil 3.103 de görülmektedir.



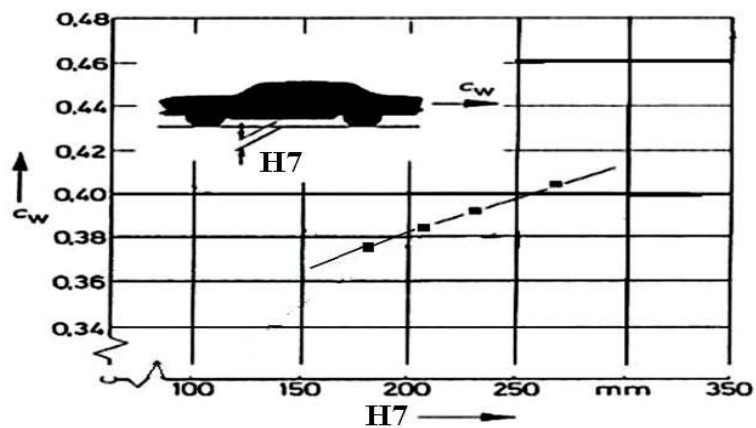
Şekil 3.103: Bagaj yüksekliğinin hava direnç katsayısına etkisi [339]

Şekil 3.103 e göre H_{11} nın 60 mm artmasıyla c_w değeri 0,0165 artmaktadır, yani 1 mm artmasıyla c_w değeri de 0,000291 kadar artmaktadır, yani

$$dc_w = -0,000291dH_{11} \quad (3.206)$$

olmaktadır. Taşıtın zeminden yüksekliğinin (H_7) c_w ye etkisini gösteren grafik şekil 3.104 de görülmektedir. Şekilden görüldüğü gibi taşıtın zeminden yüksekliği artmasıyla c_w değeri de artmaktadır. H_7 nin 60 mm artmasıyla c_w değeri de 0,02 kadar artmaktadır, yani 1 mm artmasıyla c_w değeri de 0,00033 kadar artmaktadır, yani

$$dc_w = 0,00033dH \quad (3.207)$$



Şekil 3.104: Taşıtın zeminden yüksekliğinin hava direnç katsayısına etkisi [340]

olmaktadır. Lastik genişliğinin hava direnç katsayısına etkisini analiz etmek amacıyla Emmelmann'ın çalışmaları esas alınmıştır. Emmelmann lastik genişliğinin

(W3) 165 mm den 195 mm çıkarılmasıyla hava direnç katsayısının 0,29 den 0,31 e çıktığını yaptığı deneysel çalışmalarla tespit etmiştir [341]. Açıklamanın matematiksel ifadesi ise şu şekildedir:

$$dc_w = 0,00066 \cdot dW3 \quad (3.208)$$

Buraya kadar gerçekleştirilen analizler sonucu taşıt konstrüktif parametrelerinin hava direnç katsayısına etkisinin matematik modeli şu şekilde oluşmaktadır:

$$\begin{aligned} dc_w = & 0,00857 \cdot \frac{H3}{(L3)^2 + (H3)^2} dL3 - 0,00857 \cdot \frac{L3}{(L3)^2 + (H3)^2} dH3 \\ & - 0,0019 \cdot \frac{H2}{(H2)^2 + (L4)^2} dL4 - 0,000231 \cdot dH5 - 0,008 \cdot \frac{H11}{(L8)^2 + (H11)^2} dL8 \\ & - \frac{0,5455}{L5 + L6 + L7} dH16 + \frac{0,5455}{L5 + L6 + L7} dH21 - \frac{H16 - H21}{(L5 + L6 + L7)^2} dL5 - \frac{H16 - H21}{(L5 + L6 + L7)^2} dL6 \\ & - \frac{H16 - H21}{(L5 + L6 + L7)^2} dL7 - 0,008 \cdot \frac{L8}{(L8)^2 + (H11)^2} dH11 - 0,0001315 \cdot dL9 + 0,00033 dH7 \\ & + 0,0019 \cdot \frac{L4}{(H2)^2 + (L4)^2} dH2 - 0,000291 dH11 + 0,00066 \cdot dW3 \end{aligned} \quad (3.209)$$

Ancak burada dikkat edilmesi gereken nokta, c_w değerinin ancak belirli konstrüktif değerler arasında doğrusal değişim göstermesidir. Bu değerlerin dışına çıkıldığında c_w değeri matematik modelde esas alınan doğrusal değişimi göstermemektedir. Bu hususlar göz önüne alındığında hava direnç katsayısı hedef fonksiyon olarak seçilemez. Aksi takdirde c_w değerinin minimasyonu için gerçekleştirilen analizde c_w çok düşük bir değer, örneğin 0,12 değerini alabilmektedir. Matematiksel olarak bu mümkündür, ancak pratikte bir taşıtın $c_w = 0,12$ değerine ulaşması mümkün değildir.

3.5.3 Taşıt Ağırlığı

Taşıt ağırlığı taşıt tasarımında önemli bir parametre olup, stabilite, frenleme, yan rüzgar duyarlılığı, seyir konforu ve iç gürültü konforu, pasif emniyet ve yakıt

tüketimi gibi birçok taşıt özelliğini direkt olarak etkilemektedir. Bu nedenden dolayı “Ağırlık” parametresinin de matematik modele yerleştirilmesi uygun bulunmuştur.

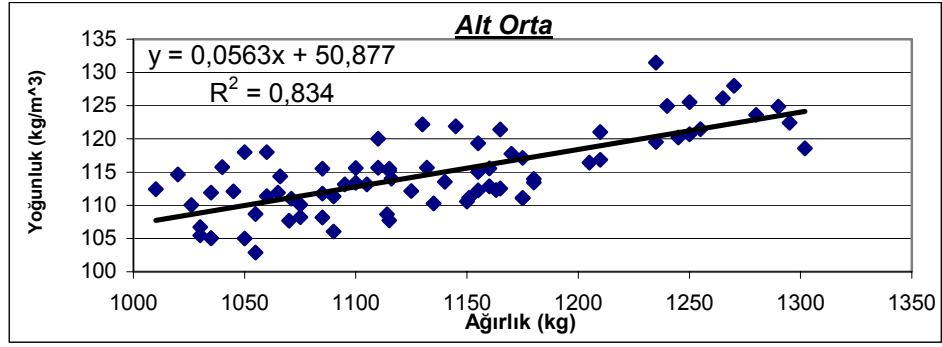
Günümüz taşıtlarında yakıt tüketimini azaltmak amacıyla yapılan çalışmaların çoğu taşıt ağırlığının azaltılması yönündedir [342,343]. Ağırlığı azaltmak için yapılan çalışmalar konstrüktif değişikliklerde bulunmak ve özellikle hafif malzeme kullanmak üzere yoğunlaşmaktadır. Bundan dolayı günümüz taşıtlarında alüminyum, magnezyum, plastik malzemeler ve kompozitler gibi hafif malzemeler daha sık kullanılmaktadır [344,345].

Taşıt ağırlığının azaltılması ile ilgili değişik çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen çalışmalar çoğunlukla taşıtı alt gruplara bölerek (aktarma organları, karoseri, motor....) kısmi olarak komponentlerin taşıt ağırlığına etkisinin analizi şeklinde yoğunlaşmaktadır [346,347].

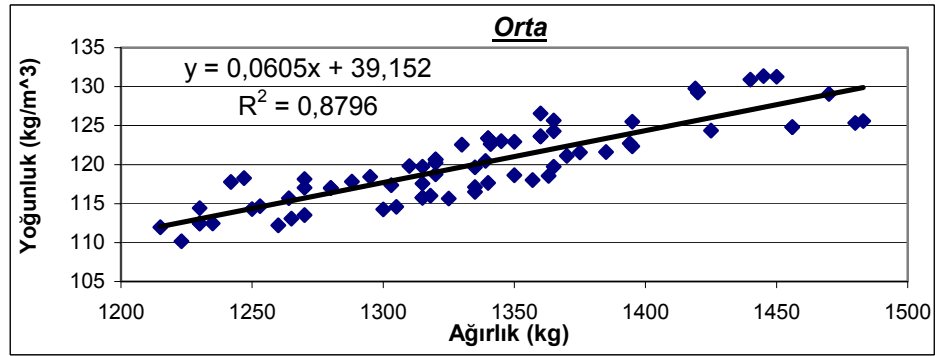
3.5.3.1 Taşıt Ağırlığının Tespit Edilmesi

Taşıt ağırlığının matematik modeli oluşturulurken gerçekleştirilen incelemede, taşıt karoserisinde her bir konstrüktif parametrenin ağırlık üzerinde etkisi olduğu anlaşılmıştır. Ancak her bir parametrenin taşıt ağırlığına etkisini incelemek sağlıklı bir sonuç vermeyecektir, çünkü alt birimi temsil eden konstrüktif parametreler (tampon-, koltuk-, kapı uzunlukları...) farklı malzemelerden tasarlanabilme serbestliğine sahiptir. Bundan dolayı örneğin “koltuk veya tampon uzunlukları X kadar değişirse taşıt ağırlığı Y kg kadar değişir” demek gerçeği yansıtmayacaktır. Bu nedenden dolayı ağırlığın analizinde taşıt karoserisi ana boyutlarını temsil eden taşıt eni, boyu ve uzunluğu incelenmiştir.

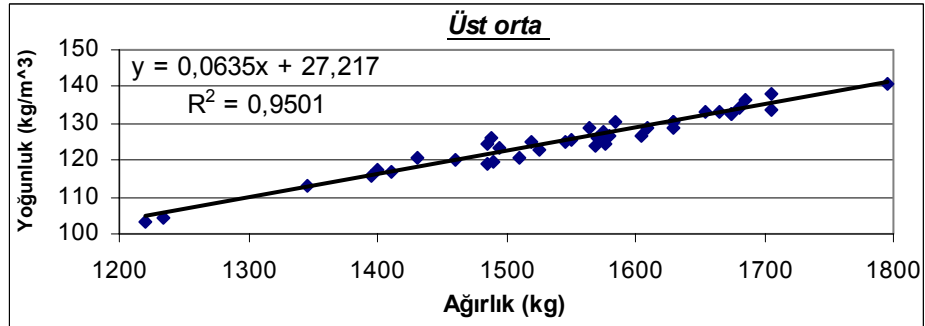
Karoseri ana boyutlarının taşıt ağırlığına etkisini incelemek için alt orta, orta ve üst orta sınıflarından toplam 246 adet aracın geometrik ana boyut verileri kullanılmış ve taşıt ağırlığına etkileri analiz edilmiştir. Analiz sonucu her bir ana boyutun ağırlıkla ilgili sağlıklı bir ilişkisi kurulamamıştır. Ancak taşıt kaba olarak bir kutu olarak düşünülerek taşıt hacminin (V) [yükseklik (H1) x genişlik (W1) x uzunluk (L18)] taşıt ağırlığına bölünerek elde edilen “Taşıt yoğunluğunun” ağırlıkla ilgili bir korelasyon oluşturduğu görülmüştür (Şekiller 3.105-3.107).



Şekil 3.105: Alt orta sınıf araçlarda taşıt yoğunluğu- ağırlık ilişkisi



Şekil 3.106: Orta sınıf araçlarda taşıt yoğunluğu- ağırlık ilişkisi



Şekil 3.107: Üst orta sınıf araçlarda taşıt yoğunluğu- ağırlık ilişkisi

Her bir sınıf için oluşturulmuş analiz sonuçları yardımıyla taşıt ağırlığı, taşıt hacmi yardımıyla şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$\text{Taşıt hacmi (V)} = \text{Yükseklik (H1)} \times \text{Genişlik (W1)} \times \text{Uzunluk (L18)} \quad (3.210)$$

$$\text{Taşıt yoğunluğu (}\zeta\text{)} = \text{Taşıt ağırlığı (G)} / \text{Taşıt hacmi (V)} \quad (3.211)$$

$$\text{Taşıt yoğunluğu} = a \times \text{Taşıt ağırlığı} + b \quad (3.212)$$

(3.211) ve (3.212) no.lu denklemlerin birleştirilmesiyle

$$G = \frac{b \cdot V}{1 - a \cdot V} \quad (3.213)$$

oluşmaktadır. a ve b katsayıları taşıt sınıfına göre değişmekte ve şekiller 3.124-3.126 yardımıyla ifade edilmektedir (Tablo 3.17). Üst ve alt sınıfların katsayıları, diğer sınıfların a ve b katsayı değerlerinin ekstrapolasyonu sonucu tespit edilmiştir.

Tablo 3.17: a ve b katsayılarının taşıt sınıfına göre aldığı değerler

Sınıf	a	b
Üst	0,0662	15,382
Üst orta	0,0635	27,217
Orta	0,0605	39,152
Alt orta	0,0583	50,877
Alt	0,0556	62,712

Kasa tipinin [hatchback (HB), Sedan] taşıt ağırlığına etkisini incelemek amacıyla gerçekleştirilen çalışmada aynı model taşıtın sedan ve HB tiplerinin farklı uzunluklarda olmasına rağmen (HB daha kısa) ağırlıkları aynı olduğu 105 adet taşıtın incelenmesi sonucu tespit edilmiştir. Hacimsel olarak sedan daha büyük olmasına karşın HB ile aynı ağırlıklara tekabül etmesi, HB tipi taşıtların yoğunluklarının daha yüksek olduğunu göstermektedir. Bu etki bir düzeltme katsayısı ile ortadan kaldırılmaktadır. Bu amaçla taşıt uzunlukları ve oranları incelendi

$$\text{Sedan taşıtının uzunluğu} / \text{HB taşıtının uzunluğu} = \Lambda \quad (3.124)$$

ve bu oranın oluşturduğu *düzeltilme katsayısı* (Λ) taşıt ağırlığı ile çarpıldı.;

$$G_{SON} = G \cdot \Lambda \quad (3.215)$$

Λ düzeltme katsayısı sedan tipi araçlarda 1, HB tipi araçlarda ise tablo 3.18 de belirtilen değerleri almaktadır.

Tablo 3.18: Λ düzeltme katsayısının Hatchback tipi taşıtlarda farklı sınıflara göre aldığı değerler

Sınıf	Λ düzeltme katsayısı
Üst	1,01
Üst orta	1,02
Orta	1,03
Alt orta	1,04
Alt	1,05

3.5.3.2 Taşıt Ağırlığının Matematik Modeli

Şekil 3.105-3.107 nin ayrıntılı incelenmesi sonucu taşıt yoğunluğunun (ρ) taşıt ağırlığı ile arttığı sonucuna varılmakla beraber bu artış taşıt sınıf artışıyla beraber artan (progresif) bir artış göstermektedir. Bu açıklamalar ışığında sayısal bir analiz için şu ifadeler oluşturulmuştur:

$$\rho = \frac{G}{V} \quad (3.216)$$

$$d\rho = \frac{VdG - GdV}{V^2} \quad (3.217)$$

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dG}{V} - \frac{dV}{V^2} \cdot G \quad (3.218)$$

olmaktadır. Taşıt ağırlığı (G) ve yoğunluğu (ρ) arasındaki ilişki taşıt sınıfına göre değişmektedir (şekiller 3.105-3.107). Genel olarak taşıt ağırlığı ile yoğunluğu (ρ) arasındaki ilişki

$$\rho = a \cdot G + b \quad (3.219)$$

şeklinde ifade edilirse, (3.219) denklemi

$$d\rho = a \cdot dG \quad (3.220)$$

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{a \cdot dG}{a \cdot G + b} \quad (3.221)$$

ifadesini almaktadır. (3.218), (3.219) ve (3.221) denklemlerinin birleştirilmesiyle

$$dG = \left[\frac{a \cdot G + b}{1 - a \cdot V} \right] \cdot \Lambda \cdot dV \quad (3.222)$$

oluşmaktadır. Taşıt hacminin (V) (3.210) ifadesi yardımıyla ve kısmi türevlerin alınmasıyla;

$$V = H1 \cdot W1 \cdot L18 \quad (3.223)$$

$$dV = W1 \cdot L18 \cdot dH1 + H1 \cdot L18 \cdot dW1 + W1 \cdot H1 \cdot dL18 \quad (3.224)$$

$$\frac{dV}{V} = \frac{dL18}{L18} + \frac{dW1}{W1} + \frac{dH1}{H1} \quad (3.225)$$

ve kabulü ile,

$$dG = \left[\frac{a \cdot G + b}{1 - a \cdot V} \right] \cdot \Lambda \cdot \left[\frac{dW1}{W1} + \frac{dH1}{H1} + \frac{dL18}{L18} \right] \quad (3.226)$$

olmaktadır. a ve b katsayıları için bak tablo 3.18 ve 3.19.

Motor ağırlığının (G_M) bir birim artması sonucu taşıt ağırlığı da bir birim artacağı için taşıt ağırlık değişimine (dG) etkisi,

$$dG = dG_M \quad (3.227)$$

şeklinde yazılabilmektedir. Yukarıdaki açıklamalar sonucu taşıt ağırlığının matematik modeli şu şekilde oluşmaktadır:

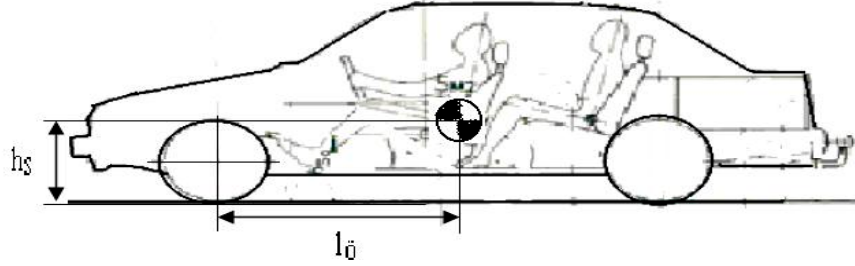
$$dG = \left[\frac{a \cdot G + b}{1 - a \cdot V} \right] \cdot \Lambda \cdot \left[\frac{dW1}{W1} + \frac{dH1}{H1} + \frac{dL18}{L18} \right] + dG_M \quad [\text{kg}] \quad (3.228)$$

3.5.4 Ağırlık Merkezinin Konumu

Taşıtın ağırlık merkezinin konumu, taşıt özelliklerinin analizi açısından oldukça önemlidir. Ağırlık merkezi taşıtın stabilite ve yan rüzgar duyarlılığını, yokuş çıkma performansını, frenleme ve ivmelenme özelliklerini ve performansını direkt olarak etkilemektedir. Bundan dolayı ağırlık merkezinin de matematik modele yerleştirilmesi uygun bulunmuştur.

Ağırlık merkezi iki açıdan ele alınmıştır (şekil 3.108):

- Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği (h_s)
- Ağırlık merkezinin ön aksa mesafesi (l_0)



Şekil 3.108: Taşıt ağırlık merkezinin konumu

3.5.4.1 Ağırlık Merkezinin Yerden Yüksekliğinin Matematik Modeli

Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği taşıtın devrilme sınırı, seyir özellikleri, frenleme ve ivmelenme değerleri üzerinde etkili olmaktadır. Seyir dinamiği ve devrilme sınırı açısından ağırlık merkezinin alçak olması arzulanmaktadır. Aynı ca ağırlık merkezi ne kadar alçaktaysa, ivmelenme ve frenlemelerde meydana gelen ve arzulanmayan aks yük değişimi de o kadar az olmaktadır [348].

Günümüz orta sınıf taşıtların ağırlık merkezi zeminden 50- 60 cm yüksekte bulunmaktadır [243]. Taşıta sürücü ve yolcunun binmesi ile birlikte bu değer artmaktadır. Nedeni ise, oturma pozisyonundaki yolcunun ağırlık merkezi, taşıt ağırlık merkezinden daha yüksekte olmasıdır. Oturma yüksekliği ve oturma pozisyonu ne kadar dikse, bu etki o kadar güçlü olmaktadır. Bu etki özellikle küçük sınıf taşıtlarda daha etkili olmaktadır. Öne sürücü ve bir yolcunun oturmasıyla ağırlık merkezi yaklaşık 12 mm yükselirken, bu değer 4 yolcunun oturmasıyla 8 – 29 mm arasında değişmektedir [243].

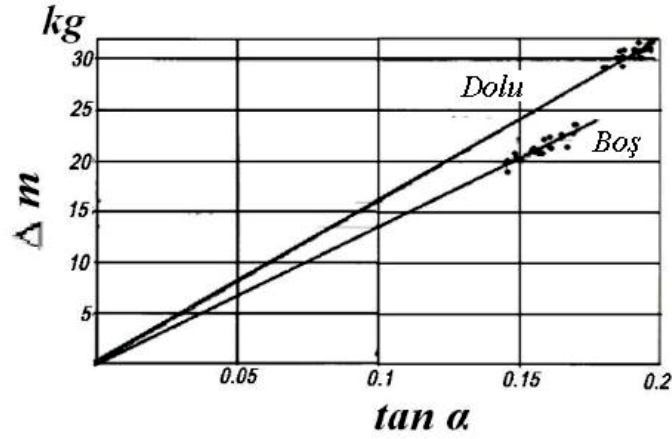
Ön ve arka akslardaki yaylanma ve sönüm elemanları ağırlık merkezinin konumu üzerinde etkili olmaktadır. Ağırlık merkezinin yüksekliği konstrüktif sınırlamalardan dolayı belirli değerlerin dışına çıkamaz.

Taşıt ağırlık merkez yüksekliğinin tespit edilmesinde ilk olarak taşıtın ön ve arka aks ağırlıkları tespit edilmektedir. Böylelikle taşıtın yatay ağırlık merkezi tespit edilmiş olmaktadır. Bundan sonra taşıt ön veya arka aksından yavaşça kaldırılmaktadır. Belirli bir α açısı ile kaldırdıktan sonra arka veya ön aksta meydana gelen aks yük

değişimi (Δm) tespit edilmektedir. Taşıtın α kadar kaldırılması sonucu oluşan kuvvet ve moment denge denklemlerinin yardımıyla [243], ağırlık merkezinin (h_s) yerden yüksekliği, r tekerlek yarıçapı olmak üzere;

$$h_s = \frac{\Delta m}{m_g} \cdot \frac{l}{\tan \alpha_s} + r \quad (3.229)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. (3.229) denkleminin trigonometrik ifadesinden kurtulmak amacıyla Δm ile $\tan \alpha$ arasında ilişki analiz edilmiştir (şekil 3.109).



Şekil 3.109: Δm ile $\tan \alpha_s$ arasında ilişkiye veren grafik [243]

İnceleme sonucu dolu araçlarda

$$\frac{\Delta m}{\tan \alpha_s} = 128 \quad (3.230)$$

şeklinde ilişki tespit edilmiştir. (3.229) ve (3.230) ifadelerin bir arada incelenmesi sonucu taşıt ağırlık merkezinin yerden yüksekliği,

$$h_s = 128 \cdot \frac{l}{m} + r \quad (3.231)$$

olarak hesaplanmaktadır. (3.231) denkleminin yardımıyla taşıt ağırlık merkezinin yerden yüksekliğinin matematik modeli şu şekilde oluşmaktadır;

$$dh_s = \frac{128}{G} \cdot dL16 + dr - \frac{128 \cdot L16}{G^2} \cdot dG \quad (3.232)$$

3.5.4.2 Ağırlık Merkezinin Yataydaki Konumunun Matematik Modeli

Ağırlık merkezinin yataydaki konumunu tespit etmek amacıyla sadece ön ($G_{\bar{O}}$) veya arka aks (G_A) yükünü ölçmek yeterlidir. Arka akstan moment alınırsa oluşan denklem;

$$G_{\bar{O}} \cdot L16 = G_G \cdot l_A \quad (3.233)$$

şeklindedir. Buradan ağırlık merkezinin ön aksa ($l_{\bar{O}}$) ve arka aksa mesafesi,

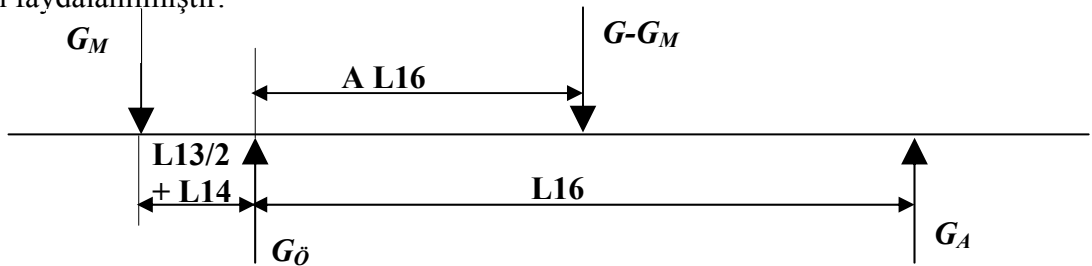
$$l_{\bar{O}} = \frac{G_A}{G_G} \cdot L16, \quad (3.234)$$

$$l_A = \frac{G_{\bar{O}}}{G_G} \cdot L16 \quad (3.235)$$

şeklinde elde edilmektedir. Ancak (3.234) ve (3.235) denklemlerinde de görüldüğü gibi ağırlık merkezinin ön aksa uzaklığını ($l_{\bar{O}}$) tespit etmek için ön veya arka aks yükleri bilinmesi gerekmektedir. Oysa henüz konsept aşamasında olan bir taşıtta bu değerleri bilmek mümkün değildir. Bu amaçla taşıt tasarımında ağırlık merkezinin konumunu etkileyecek ve modelde yer alan taşıt parametreleri tespit edilmesi gerekmektedir. Yapılan inceleme sonucu, ağırlık merkezinin yataydaki konumunu etkileyecek parametreler tespit edilmiştir.

- ➡ G_M (Motorun ağırlığı)
- ➡ $L13$ (Motorun uzunluğu)
- ➡ $L16$ (aks aralığı)
- ➡ G (taşıt ağırlığı)
- ➡ $L14$ (Ayak ön paneli – motor arası mesafe)

Her bir parametrenin etkileme derecesini tespit etmek için tablo 3.19 ve şekil 3.110 den faydalanılmıştır.



Şekil 3.110: Ağırlık merkezinin analizi için oluşturulmuş model

Tablo 3.19 da farklı sınıf taşıtların ön ve arkadan tahrik şekline göre ön ve arka aks yük dağılımları görülmektedir.

Tablo 3.19: Farklı sınıf taşıtların ön ve arkadan tahrik şekline göre ön ve arka aks yük dağılımları [243]

	Önden Tahrikli	Arkadan Tahrikli
	$l_{\bar{o}} / L16$	$l_{\bar{o}} / L16$
Alt	0,38	0,45
Orta – Alt	0,39	0,46
Orta	0,40	0,471
Orta – Üst	0,41	0,485
Üst	0,42	0,50

Tablo 3.19 daki verileri kullanarak G_M (Motorun ağırlığı), L13, L14, L16, G parametrelerin etkisini analiz etmek için moment analiz modeli oluşturulmuştur. Şekil 3.110 da görüldüğü gibi karoseri ağırlığının ($G-G_M$) etki noktası ön aksa aks aralığının A katı kadardır. Bu değer pratikte 0,5 – 0,7 arasında değişmektedir [339]. A katsayısının değeri tablo 3.19 ve şekil 3.110 deki moment ve kuvvetlerin dengesi ifadeleri yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$A = \frac{l_{\bar{o}} + (L13 + 2 \cdot L14) \cdot G_M / 2G \cdot L16}{1 - G_M / G} \quad (3.236)$$

(3.236) denklemi yardımıyla ağırlık merkezinin ön aksa olan mesafesinin ($l_{\bar{o}}$) gösterimi;

$$l_{\bar{o}} = A \cdot L16 - \frac{G_M}{G} [A \cdot L16 + \frac{L13}{2} + L14] \quad (3.237)$$

şeklindedir. $l_{\bar{o}}$ nün ilgili parametrelerden etkileşim derecesini tespit etmek için türevinin alınmasıyla şu ifade elde edilmektedir;

$$dl_{\bar{o}} = A \cdot (1 - \frac{G_M}{G}) dL16 - (A \cdot L16 + \frac{L13 + L14}{2}) \cdot \frac{dG_M}{G} + (A \cdot L16 + \frac{L13}{2}) \cdot \frac{G_M}{G^2} dG - \frac{G_M}{2G} dL13 - \frac{G_M}{G} dL14 \quad (3.238)$$

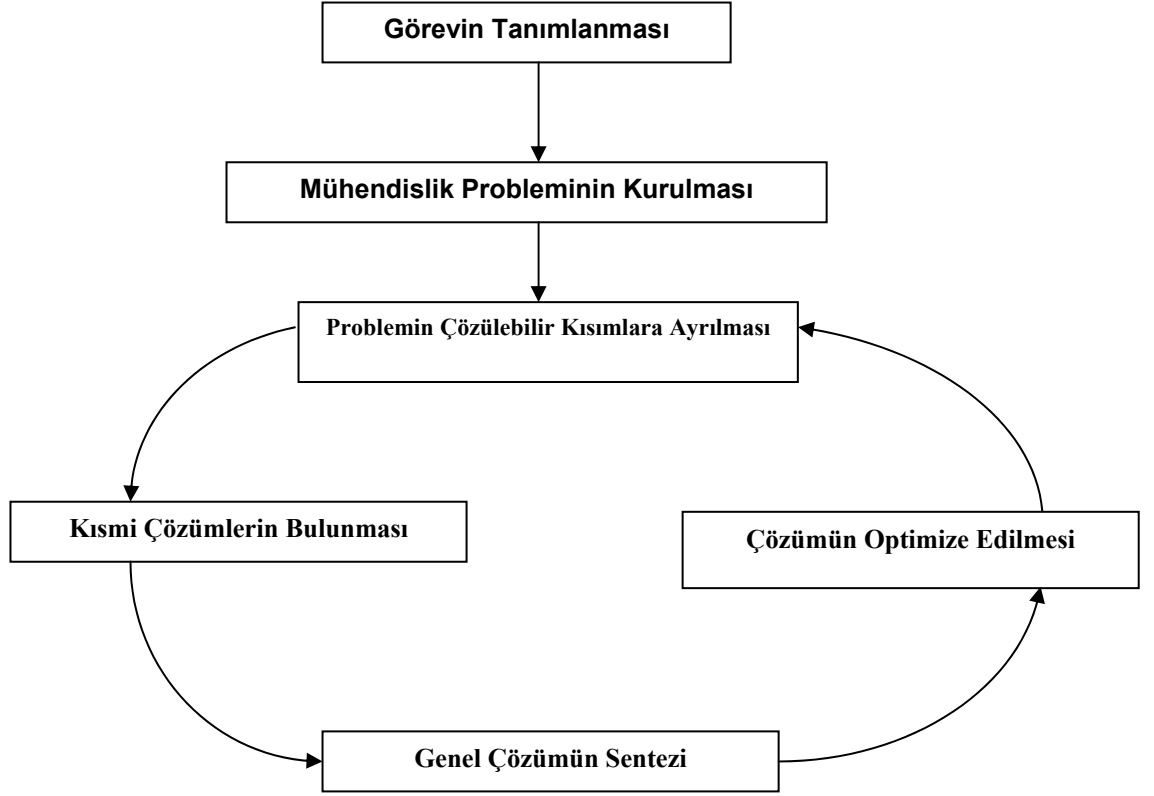
4. OPTİMİZASYON VE DOĞRUSAL PROGRAMLAMA

Taşıt tasarımının analizi ve optimizasyonu için matematik model oluşturulmuştur. Oluşturulan bu model, her bir özelliğin analizi neticesinde özelliğin fonksiyonel tanımı şeklinde ifade edilmiştir. Dikkat edilirse fonksiyonlar doğrusal (lineer) şeklindedir. Taşıt özelliklerinin analizi için lineer fonksiyonlardan oluşan model incelenmiştir. Değişken sayısı bağıntı sayısından büyük olan bu model, yapısı gereği optimizasyon tekniklerinden yararlanılarak irdelenecek ve optimizasyon işlemi uygulanacaktır. Söz konusu optimizasyon problemine doğrusal (lineer) programlama adı verilmektedir.

Bu bölümde optimizasyon, konuya ilişkin temel kavramlar ve terminoloji tanıtılacak, doğrusal programlama ve esasları ile doğrusal karar modeli çözüm yaklaşımları belirtilecek ve nihai olarak duyarlılık analizi açıklanacaktır.

4.1 Optimizasyon ve Performans Göstergesi

Optimizasyon, bir problemin mümkün çözümleri arasından en iyisinin belirlenmesi eylemidir [349]. Çözümün her adımında edinilen deneyimle önceki adımlarda alınmış olan kararları değiştirmek mümkündür ve bu yoldan, çözümün optimize edilmesi aşamasında geri dönüşle mühendislik probleminin çözümünün bütün aşamalarında verilmiş olan kararlar daha iyileriyle değiştirilebilir. Gerçekte her mühendis problemin çözülmesi, optimizasyon fikrinde kontrol edilen iteratif bir süreçtir. Buradan optimizasyonun, mühendislik eyleminin bütünü kontrol altında tutan ve yönlendiren temel ilkeyi oluşturacağı anlaşılmaktadır (Şekil 4.1).



Şekil 4.1: Mühendislik problemlerinin çözümünün ana şemaları

4.1.1 Performans Göstergesi

Bir optimizasyon ölçütünün belirlenmesiyle, aranan “en iyi” tanımlı hale gelir. Ancak bu onun ayırt edilmesi için yeterli değildir. En iyinin ayırt edilebilmesi için farklı ürünlerin söz konusu optimizasyon ölçütüne göre birbiriyle karşılaştırılabilmesi gerekir. Bu karşılaştırmanın bilimsel çerçevede yapılabilmesi için ise ölçülebilirlik ön şarttır. Bu nedenle her ürüne, konulan optimizasyon ölçütüne göre ne kadar iyi olduğunu gösteren bir skaler sayı eşleştirmek gerekir. Bu skalere performans göstergesi yada performans ölçüsü adı verilmektedir [350]. Optimizasyon ölçütünün verilmesiyle, ilgili performans göstergesinin de kendiliğinden belli hale geleceği izlenimi doğabilirse de bunun her zaman doğru olmadığını görmek için şu örneğe bir göz atılması yeterlidir. Bir taşıtın tasarımı için konulabilecek üç optimizasyon ölçütünü göz önüne alalım: Hafiflik, ergonomi, düşük maliyet. Optimizasyon ölçütü olarak hafiflik seçildiğinde:

$$\text{Performans göstergesi: } P = \text{Taşıtın ağırlığı} \quad (4.1)$$

şeklinde kendiliğinden ortaya çıkmaktadır. Ölçüt ergonomi olarak seçildiğinde, ergonomiklik ölçüsü olarak bir skalerin; yani performans göstergesinin belirlenmesi

olanaksız değilse de çetin bir problemdir. Ölçütün maliyet olarak seçilmesi halinde ise buna karşılık gelen bir performans göstergesinin bulunması neredeyse imkansızdır.

Uygun bir performans göstergesinin bulunamadığı durumlarda optimizasyonu bilimsel çerçevede gerçekleştirmenin olanağı kalmaz. Bu durumda optimizasyon bir bilim olmaktan çok bir sanat haline gelir. Optimizasyon ölçütünün keyfi seçimi sırasında da işe bir ölçüde sanat karıştığı düşünülürse optimizasyon salt bilimsel bir disiplin olarak görmenin olanaksız olduğu kendliğinden anlaşılır.

Bir bilim olarak optimizasyonun başlangıç noktasını performans göstergesi oluşturmaktadır. Bu çerçevede optimal çözüm denildiğinde performans göstergesi ekstremum (yerine göre minimum ya da maksimum) yapan çözüm anlaşılmaktadır.

4.2 Çok Ölçütlü Optimizasyon

Optimizasyon problemlerinde çoğu kez birden fazla optimizasyon ölçütünün bir arada göz önüne alınması gerekmektedir. Söz gelimi bir robot için optimal hareket planlaması problemini ele alalım. Robotun elden geldiğince verimli kullanılması genel hedefine yönelik olan böyle bir optimizasyonda bir yandan yapılan işin enerji maliyetini düşürmek, bir yandan da yapılan işi hızlandırmak arzu edilebilir. Böylece “düşük enerji harcaması” ölçütü ile “kısa hareket süresi” ölçütünü aynı optimizasyon probleminde bir araya getirmek gerekli olmaktadır. Oysa bu iki ölçütün birbirine zıt olduğu, yani birine göre iyi olan hareketin öbürüne göre kötü olduğu bilinmektedir. Yapılması gereken, iki ölçütün, kendilerine tanınan öncelikleri yansıtacak biçimde ağırlandırılarak birleştirilmesidir. Böylece çok ölçütlü (bu özel halde iki ölçütlü) bir optimizasyon problemine gelinmiş olur. Çok ölçütlü optimizasyon problemlerinde performans göstergesi, bir araya getirilen ölçütlere ait performans göstergelerinin lineer bir kombinasyonu şeklinde yazılır ve *ağırlık karma performans göstergesi* adını almaktadır [351].

$$P = \sum_{i=1}^n w_i P_i \quad (4.2)$$

Burada P_i ler, bir araya getirilmek istenen ve toplam n adet olan performans ölçütlerinden her birine ilişkin performans göstergelerini, w_i ler ise söz konusu

ölçütlerden her birine diğerleri karşısında tanınmak istenen ağırlıkları yansıtan *ağırlık katsayılarını* göstermektedir. P ile aynı yönde ekstremize edilmek istenen (her ikisi de maksimum ya da her ikisi de minimum) P_i lerde w_i lerin pozitif, aksi halde negatif olacakları açıktır. Ağırlıklı karma performans göstergelerinin işleyiş tarzını görebilmek için şu iki ölçütlü örneği göz önüne alalım;

$$P = w_1 P_1 + w_2 P_2 \quad (4.3)$$

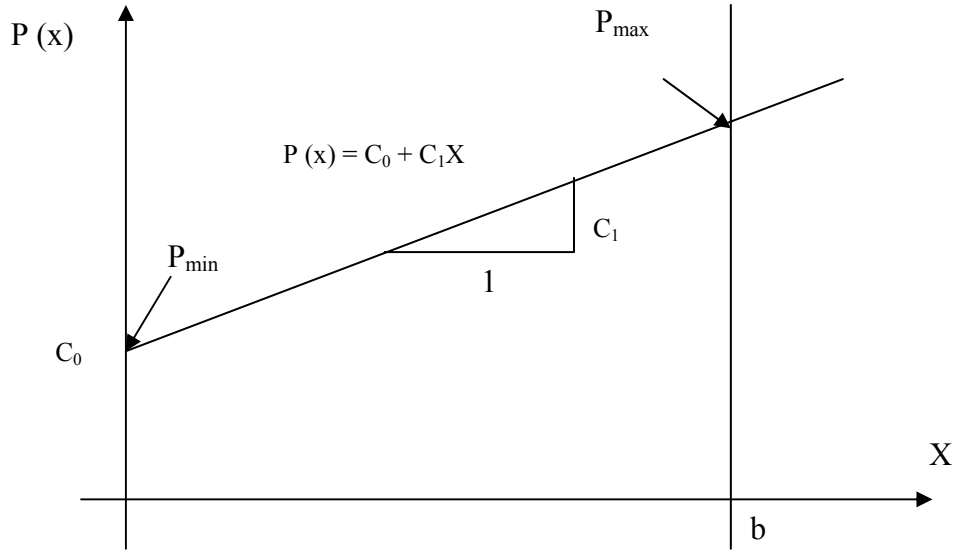
Bu örnekte $w_1 = 1$, $w_2 = 0$ almakla ikinci ölçütü göz ardı edip yalnızca birinci ölçütü dikkate alan ve ekstremum (P) $\rightarrow$ ekstremum (P_1) sonucunu veren bir optimizasyon problemi; $w_1 = 0$, $w_2 = 1$ almakla da birinci ölçütü göz ardı edip yalnız ikinci ölçütü dikkate alan ve (P) $\rightarrow$ ekstremum (P_2) sonucunu veren bir optimizasyon problemi formüle etmek mümkündür. $(w_1, w_2) \neq 0$ seçilmesiyle her iki ölçütü de hesaba katan ve ölçütlerden tek tek hiç biri bakımından optimal olmamakla birlikte, her biri bakımından da belli ölçüde iyi sonuç verecek bir optimizasyon problemi formüle edilebilmektedir.

4.3 Doğrusal Programlama

Parametre optimizasyonu problemlerinde, hem amaç fonksiyonu hem de kısıt denklemleri optimizasyon problemlerinin lineer fonksiyonları olduğunda, söz konusu optimizasyon problemine doğrusal (lineer) programlama problemi adı verilmektedir [343]. Oluşturulan matematik model, lineer denklemlerden oluşmaktadır.

Amaç fonksiyonun, optimizasyon parametrelerinin lineer bir fonksiyonu oluşu, doğrusal programlama problemlerini klasik mini- maks kuramının uygulama alanının dışına çıkarır. Bunu görebilmek için $P(x) = c_0 + c_1 x$ amaç fonksiyonu ve $x \geq 0$, $x \leq b$ kısıtları ile tanımlanmış basit doğrusal programlama problemini göz önüne alalım (Şekil 4.2). Bu durumda;

$$\frac{dP}{dx} = c_1 \quad (4.4)$$



Şekil 4.2: Doğrusal programlama örneği [352]

olduğuna göre P nin değerini stasyoner kılan hiç bir x değerinin bulunamayacağı ve dolayısıyla mini- max kuramının uygulanamayacağı ortadadır. Öte yandan, şekil 4.2 nin incelenmesi, bu durumda kısıt şartlarının etkin olacağını ve eğer varsa ve sonlu ise ekstremumlarının, kısıt şartlarının belirlediği sınırlarda ortaya çıkacağını göstermektedir.

Doğrusal programlama problemleri, kısıt şartlarına ağırlık veren ve lineer cebirsel denklem takımlarının çözüm tekniklerinden yararlanan, çok sistematik ve kendine özgü bir yöntemle çözülürler [353, 354]. Genelde doğrusal programlama problemlerinin, çözümü en kolay optimizasyon problemlerini oluşturduğu kabul edilmektedir [354]. Ne yazık ki mühendislik problemleri çoğunlukla doğrusal olmayan amaç fonksiyonlarına ve/ veya doğrusal olmayan kısıt denklemlerine götürdüğünden, doğrusal programlamaya özgü etkili çözüm teknikleri mühendislik problemlerinde ender olarak yararlı olmaktadır.

4.3.1 Doğrusal Programlamanın Esasları

Bir genel model, yapısal olarak, seçeneklerin neler olduğunu belirleyen kısıt bağlantıları ve en iyi seçeneğin hangisi olduğunu bulmak için işleme giren amaç fonksiyonundan oluşmaktadır. Kısıtların tamamı ve amaç fonksiyonu doğrusal fonksiyonlarla ifade edilmiş ise, bir doğrusal karar modeli söz konusudur [355].

Daha önce ifade edildiği gibi doğrusal programlama problemi gerçekleştirilmesi arzu edilen bir doğrusal amaç fonksiyonu ile bu amaç fonksiyonun gerçekleşme

derecesini yani alabileceği sayısal değeri sınırlayan doğrusal eşitlik ve eşitsizlikleri biçiminde ifade edilen kısıtlardan oluşmaktadır. Amaç fonksiyonu ifade ettiği sayısal değerin, maksimizasyon ya da minimizasyon gibi iki durumu gerçekleştirmeyi hedeflediği bir tek doğrusal fonksiyondur.

$$Z = c_1 \cdot x_1 + c_2 \cdot x_2 + c_3 \cdot x_3 + \dots + c_n \cdot x_n \quad (4.5)$$

Bu fonksiyon daha genel biçimde aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir.

$$Z = \sum_{j=1}^n c_j x_j \quad (j = 1, 2, 3, \dots, n) \quad (4.6)$$

Kaynak kısıtlılıkları denilen amaç fonksiyonun temel sınırlılıkları ve negatif olmama kısıtları kısıtlılıkları belirler. Kaynak kısıtlılıkları probleme ait kaynakları, negatif olmama kısıtlılığı ise değişkenlerin negatif değerler almamasını belirtirler. Kaynak kısıtlılıkları,

$$a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + a_{13}x_3 + \dots + a_{1n}x_n \quad (\leq, =, \geq) b_1$$

$$a_{21}x_1 + a_{22}x_2 + a_{23}x_3 + \dots + a_{2n}x_n \quad (\leq, =, \geq) b_2$$

•

•

$$a_{m1}x_1 + a_{m2}x_2 + a_{m3}x_3 + \dots + a_{mn}x_n \quad (\leq, =, \geq) b_m \quad (4.7)$$

şeklinde ve genel olarak

$$\sum_{j=1}^n a_{ij} x_j \quad (\leq, =, \geq) b_i \quad j = 1, 2, 3, \dots, m \quad (4.8)$$

biçiminde ifade edilebilmektedir. Negatif olmama kısıtlılığı $x_j \geq 0$ ise bu tekniğin bir gereğidir. Burada hemen dikkati çeken bir husus $m < n$ olması gereğidir. Çünkü $m = n$ olması halinde bütün x_j ler (4.7) lineer cebirsel denklem takımından çözülmekte,

optimizasyon için bir serbestlik kalmazdı. $m > n$ olması halinde de (4.7) denklemlerinin sağlanabilmesi için gerekenden de az x_j söz konusu olurdu. $m < n$ olması halinde ise, (4.7) nin sonsuz çözümü mevcut olmaktadır. Biz de bunların arasından, (4.8) i sağlayan ve (4.6) yı minimize edeni arayabiliriz. Yukarıda belirtilen öğeleri bir araya getirirsek doğrusal programlama probleminin matematiksel görünümü daha açık olarak görülebilecektir. Maksimizasyon durumu için,

$$Z = \sum_{j=1}^n c_j x_j \quad (4.9)$$

$$\sum_{j=1}^n a_{ij} x_j (\leq, =, \geq) b_i; \quad x_j \geq 0; \quad j = 1, 2, 3, \dots, n; \quad i = 1, 2, 3, \dots, m \quad (4.10)$$

olarak ifade edebileceğimiz durumda,

Z : amaç fonksiyonunu,

x_j : karar değişkenlerini,

a_{ij} : x_j değişkenlerinin katsayılarını,

b_i : sınırlı kaynak miktarlarını,

c_j : x_j değişkenlerinin amaç fonksiyonundaki katsayılarını,

m : kısıtlılıkların adedini,

n : değişken adedini

simgelemektedir. Matris simgeleri ile yukarıdaki ifadeler aynı anlamda olmak üzere aşağıdaki biçimde belirtilebilir.

$$Z_{\max} = CX \quad (4.11)$$

$$AX (\leq, =, \geq) B \quad (4.12)$$

$$X \geq 0 \quad (4.13)$$

Burada C bir sıra vektörünü, X ve B birer sütun vektörünü temsil ederken A $m \times n$ düzenindeki bir katsayı matrisini temsil etmektedir. Hemen belirtilmelidir ki özellikle fizik ve mühendislikte karar değişkenlerinin yönler göre tanımlanması halinde, bir kısım karar değişkeni işaretçe serbest olabilmektedir.

Bütün doğrusal programlama problemleri kendiliğinden standart formda olmazlar. Şimdi standart formda olmayan doğrusal programlama problemlerinin bu forma getirilmesi için yapılabilecek şeyleri kısaca gözden geçirelim:

- P nin minimumu değil maksimumu aranıyorsa

$$P^I = -P = -\sum_{i=1}^n c_i x_i \quad (4.14)$$

şeklinde verilen P performans göstergesinin ters işaretlisi tanımlanır. Bilindiği gibi P' nin maksimumunun aranması ile $P^I = -P$ nin minimumunun aranması problemi özdeştir.

- $x_j \geq d_j$ veya $x_j \leq d_j$ şeklinde eşitsizlik kısıtları varsa

$$x_j \geq d_j \rightarrow x_j - d_j \geq 0, \quad x_j^I = x_j - d_j \text{ değişken dönüşümü ile } x_j^I \geq 0 \quad (4.15)$$

$$x_j \leq d_j \rightarrow d_j - x_j \geq 0, \quad x_j^I = d_j - x_j \text{ değişken dönüşümü ile } x_j^I \geq 0 \quad (4.16)$$

elde edilir. Yani bu tip eşitsizlikleri uygun bir değişken dönüşümü ile (4.14) formuna getirmek mümkündür.

- İşaret kısıtlamasına tabi olmayan x_j ler varsa

$$x_j = x_j^+ - x_j^- \quad x_j^- \geq 0, \quad x_j^+ \geq 0 \quad (4.17)$$

olacak şekilde (4.17) formunda işaret kısıtına tabi iki yeni x_j^+ ve x_j^- değişkeni tanımlanır.

- $a_{k1}x_1 + a_{k2}x_2 + \dots + a_{kn}x_n \leq b_k$ şeklinde kısıtlar varsa

$$a_{k1}x_1 + a_{k2}x_2 + \dots + a_{kn}x_n + x_s = b_k, \quad x_s \geq 0 \quad (4.18)$$

yazılabilir. Böylece (4.17) formunda kısıta tabi yeni bir x_s değişkeni katılarak, eldeki mevcut (4.14) formuna getirilmiş olur. Buradaki x_s ' e *boşluk değişkeni (slack variable)* adı verilir.

- $a_{k1}x_1 + a_{k2}x_2 + \dots + a_{kn}x_n \geq b_k$ şeklinde kısıtlar varsa

$$a_{k1}x_1 + a_{k2}x_2 + \dots + a_{kn}x_n - x_s = b_k, \quad x_s \geq 0 \quad (4.19)$$

yazılır. Buradaki x_s yine boşluk değişkenidir.

- $d_{j1} \leq x_j \leq d_{j2}$ şeklinde kısıtlar varsa

$$d_{j1} \leq x_j \leq d_{j2} \longrightarrow \begin{cases} x_j - d_{j1} \geq 0 \\ x_j - d_{j2} \leq 0 \end{cases} \longrightarrow x_j - d_{j1} + (d_{j1} - d_{j2}) \leq 0 \quad (4.20)$$

$x_j^I = x_j - d_{j1}$ değişken dönüşümü ile

$$x_j^I \geq 0, \quad x_j^I + x_s = 0 \quad (4.21)$$

yazmak, yani verilen kısıta biri (T) diğeri (E) formunda iki kısıta dönüştürmek mümkündür. Burada x_s yine bir boşluk değişkenidir. Burada anılmayan durumlarda da, benzer yollardan, problem standart forma dönüştürülebilir.

4.3.2 Temel Kavramlar (Dış – İç bükeylik)

Doğrusal programlama probleminin standart formunu anımsayalım:

$$P = \sum_{i=1}^n c_i x_i \rightarrow \text{minimum}$$

$$\sum_{j=1}^n a_{ij} x_j = b_i, \quad i = 1, 2, 3, \dots, m; \quad m < n \quad (4.22)$$

$$x_j \geq 0, \quad j = 1, 2, 3, \dots, n \quad (4.23)$$

Bu form yardımıyla tanımlanan şu temel terminoloji geçerlidir:

- Temel çözüm (Basic solution): $n - m$ adet x_j sıfır alınıp, geri kalan m adet x_j nin (4.14) denklem takımından çözülmesiyle bulunan çözüm. Böyle bir çözümde, hesapla bulunan x_j lere de *temel değişken (basic variable)* adı verilir.

- Dejenere temel çözüm (Degenerate basic solution): m adet temel değişkenden en az birinin de sıfır olduğu temel çözüm.
- Dejenere olmayan temel çözüm (Non- degenerate basic solution): m adet temel değişkenin hiç birinin sıfır olmadığı temel çözüm
- Uygun çözüm (Feasible solution): (4.14) nin yanı sıra (4.17) yi de sağlayan çözüm.

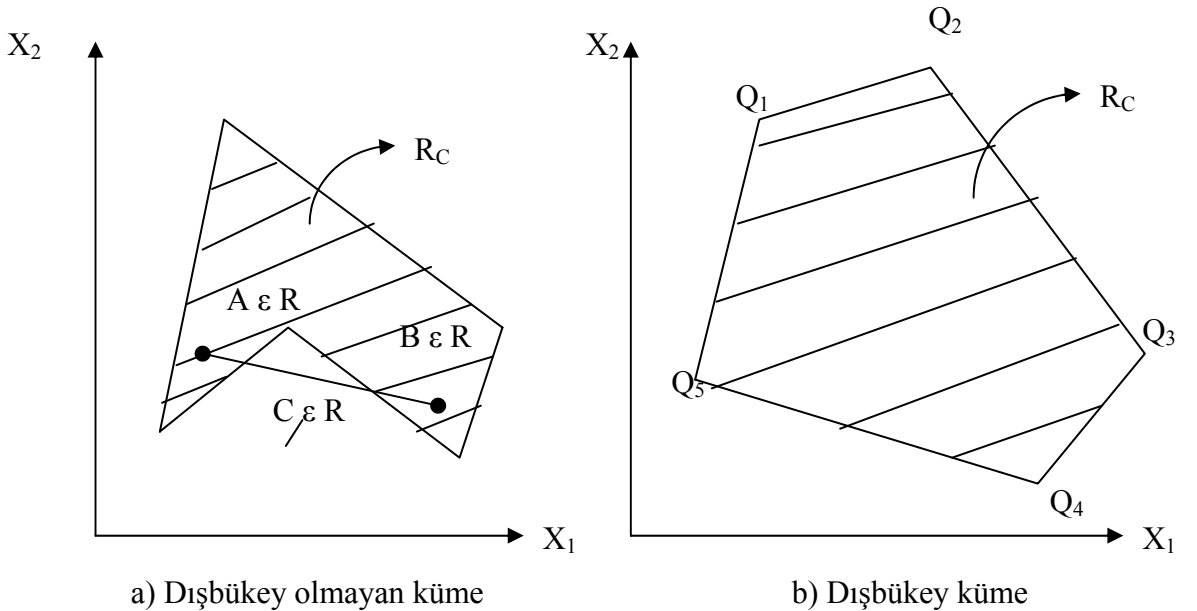
Öte yandan doğrusal programlama problemi, $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ optimizasyon parametrelerinin oluşturduğu n boyutlu öklid uzayında geometrik bir yoruma sahiptir. Şimdi de kısaca, bu yorumun ana öğelerine bir göz atalım:

- (4.17) eşitlik kısıtlarından,

$$a_{i1}x_1 + a_{i2}x_2 + a_{i3}x_3 + \dots + a_{in}x_n (\leq, =, \geq) b_i$$

şeklindeki her biri, $(x_j \text{ lerin})$ n boyutlu öklid uzayında bir hiperdüzlem tanımlar.

- Doğrusal programlama probleminin uygun çözümlerine karşılık gelen A $(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ noktaları, n boyutlu öklid uzayında bir dışbükey küme (R_C) (convex set) oluşturur. (Dışbükey küme= Kendine ait herhangi iki noktayı birleştiren doğru üzerindeki tüm noktaların yine kendine ait olduğu küme. Bak Şekil 4.3 a).



Şekil 4.3: Dış bükey olan ve olmayan kümeler

- Doğrusal programlama probleminin her Q $(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ dejenere olmayan uygun temel çözümü, R_C dışbükey kümesinin bir tepesine (köşe) karşılık gelir.

- Eğer söz konusu doğrusal programlama probleminde performans göstergesinin tek ve sonlu bir ekstremumu varsa, bu R_C dışbükey kümesinin tepelerinden birinde ortaya çıkar.

4.3.3 Uç Nokta teoremi

Bir kümenin farklı iki noktasının dışbükey bileşimi olarak yazılamayan noktası var ise, buna uç nokta veya köşe nokta adı verilir. Düzlemde bir üçgenin, bir karenin, üç boyutlu uzayda bir prizma veya piramidin köşeleri birer uç noktalarıdır.

Doğrusal programlamanın kuramsal temelinde uç nokta kavramı, amaç fonksiyonun en iyi değerinin sonlu öğeden oluşan bir küme içinde arama olanağı vermesi açısından önem taşımaktadır. Uç nokta teoremi şu şekilde özetlenebilir:

Amaç fonksiyonu $f(x) = cx$ şeklinde olan bir doğrusal programlama modelinde,

- i) Eğer modelin en iyi çözümü varsa, bu nokta uygun çözüm alanının bir uç noktasıdır.
- ii) Amaç fonksiyonu en iyi değerini birden fazla uç noktada alıyorsa, bu noktaların her dışbükey bileşimi de en iyi çözümdür.

Doğrusal karar modelinin en iyi çözümü x_0 olsun. Özelliğin birinci kısmı için x_0 ' ın bir uç nokta olduğunu gösterelim. Karar modelinin amaç fonksiyonu en küçük x_0 olarak verilsin. Amaç fonksiyonu x_0 ' da en iyi değerini aldığına göre bütün uygun çözümler için:

$$f(x_0) \leq f(x) \quad (4.24)$$

eşitsizliği sağlanıyor demektir. Eğer x_0 bir uç nokta değil ise, uygun çözüm alanının x_1 ve x_2 gibi iki noktasının dışbükey bileşimi olarak yazılabilir. Bir başka deyişle, $x_0 \neq x_1 \neq x_2$ olmak üzere,

$$x_0 = \lambda x_1 + (1-\lambda) x_2 \quad 0 \leq \lambda \leq 1 \quad (4.25)$$

olacaktır. $F(x)$ doğrusal bir fonksiyon olduğundan,

$$f(0) = \lambda f(x_1) + (1-\lambda) f(x_2) \quad (4.26)$$

yazılır. Amaç fonksiyonun x_1 ve x_2 noktalarındaki değerleri arasında ya

$f(x_1) \leq f(x_2)$ ya da $f(x_1) \geq f(x_2)$ ilişkisi gerçekleşir. Eğer $f(x_1) \leq f(x_2)$ ise (4.26) bağıntısında, $f(x_2)$ yerine ona eşit ya da daha küçük değer konursa,

$$f(x_0) \geq \lambda f(x_1) + (1-\lambda) f(x_1) \quad (4.27)$$

eşitsizliği elde edilir ki, uygun işlemler sonucu,

$$f(x_0) \geq f(x_1) \quad (4.28)$$

demektir. (4.24) ve (4.28) eşitsizlikleri birlikte ele alındığında, $f(x_0) = f(x)$ olduğu görülür ki, bu sonuç (X) eşitsizliği ile çelişmektedir. Bu da (Y) eşitliğinin doğru olmadığını, yani x_0^I in x_1 ile x_2^I nin dışbükey bileşimi olarak yazılamayacağını gösterir. O halde x_0 bir uç noktadır.

Şimdi özelliğin ikinci kısmını kanıtlayalım. x_0^I ve x_0 karar modelinin en iyi çözümleri ise;

$$x = \lambda x_0^I + (1-\lambda) x_0 \quad 0 \leq \lambda \leq 1 \quad (4.29)$$

eşitsizliğini sağlayan bir x^I in de en iyi çözüm olduğu gösterilecektir. x_0^I ve x_0 en iyi çözümler olduğuna göre, $f(x_0^I) = f(x_0) \leq f(x)$ olacaktır (minimizasyon için). Öte yandan, x_0^I ve x_0 kısıtları sağladığından, bunların her dışbükey bileşimi olan, $x = \lambda x_0^I + (1-\lambda) x_0$ noktaları da kısıtları sağlar (uygun çözüm alanı dışbükey). Yani bu noktalar da uygun çözüm olur.

Şimdi x_0^I ve x_0 noktalarının her dışbükey bileşimi olan x için, $f(x) = f(x_0^I) = f(x_0)$ olduğunu gösterelim:

$$x = \lambda x_0^I + (1-\lambda) x_0 \quad (4.30)$$

eşitliğinden

$$f(x) = \lambda f(x_0^I) + (1-\lambda) f(x_0) \quad (4.31)$$

elde edilir. Bu ise göstermelik istenen sonuçtur. Her problemin en iyi çözümü olmayabilir. En iyi çözümün varlığı, karar değişkenleri ve parametrelerinin

fonksiyonu olarak yazılan kısıtlara bağlıdır. Karar modelinde uygun çözüm alanının durumu en iyi çözümün varlığını belirler. Uygun çözüm alanı boş küme ise çözüm yoktur. Öte yandan amaç fonksiyonu uygun çözüm alanı üzerinde istenen yönde sınırsız ise en iyi çözüm bulunamaz. Uygun çözüm alanının tek bir ögesi varsa bu nokta aynı zamanda en iyi çözüm olur.

Yukarda verilen özellikler, modelin en iyi çözümünün varlığının bilinmesi halinde, en iyi çözümün uç noktalardan oluşan bir küme içinde araştırılması olanağı vermektedir. Böylece en iyi çözümü bulma işlemleri, matematiksel anlamda sonsuz ögeli bir kümeden sonlu ögeli bir kümeye dönüştürülmüştür. Ancak bu özelliğin işlemlere yansiyabilmesi için, önce modelin en iyi çözümünün olduğu; sonra da uç noktalara nasıl ulaşılabilceği bilinmelidir.

4.4 Doğrusal Karar Modeli Çözüm Yaklaşımları

Bir önceki bölümde verilen kavram ve incelenen özellikler doğrusal programlamanın temelini oluşturur. Modelin çözümünü bulmak, en iyi çözümün olduğu uç nokta ile karşı gelen amaç fonksiyonun değerini araştırmaktır. O halde, çözüme esas işlemleri uygun çözüm alanının uç noktaları, yani kısıtların oluşturduğu doğrusal denklem sisteminin temel uygun çözümleri oluşturacaktır. Doğrusal karar modelinin çözüm yaklaşımları

- Grafik çözüm
- Analitik çözüm
- Ardışık sayısal çözüm (Simpleks algoritması)

başlıkları altında toplanabilir.

4.4.1 Grafik çözüm

Karar modelindeki karar değişkeni sayısı üç veya daha az ise uygun çözüm alanının grafiğini çizmek mümkündür. Uygun çözüm alanının grafiği çizildiğinde, tüm uç noktaları şekil üzerinde görülebilecek demektir ki, eğer modelin en iyi çözümü varsa, en iyi çözüm bu noktalardan birindedir.

Modelin iki karar değişkeni olduğunu düşünelim. Bu durumda kısıtların her biri düzlemde bir doğru oluşturup, bu doğrunun ikiye ayırdığı düzlemin bir bölgesi ilgili

kısıtı sağlayan (x_1, x_2) 'leri verecektir. Modelin tüm kısıtları aynı koordinat sisteminde çizilerek, her bir kısıtın sağlayan bölgeleri taranırsa, kısıtları birlikte gerçekleştiren (x_1, x_2) ikilileri, bir başka deyişle uygun çözüm alanı taranmış alan olarak ortaya çıkacaktır.

Modelin uygun çözüm alanı çizildikten sonra, farklı x_0 değerlerine karşı gelen doğrular çizildiğinde, düzlemde birbirilerine paralel doğru demeti elde edilir ($x_0 = c_1x_1 + c_2x_2 = \text{sabit}$ olduğundan farklı sabitler için doğruların eğimleri aynıdır). O halde iki karar değişkenli bir doğrusal karar modelinin çözümü araştırılırken, uygun çözüm alanı çizildikten sonra yapılacak işlem x_0 'a bir değer verip karşı gelen doğruyu düzlemde çizip, sonra buna paralel doğrular çizmek olacaktır. Çizilen paralel doğrular x_0 'ın artan değerlerine göre ele alındığında, uygun çözüm alanına ilk girilen uçnokta (veya doğru parçası) en x_0 için, uygun çözüm alanının terk edildiği son uçnokta (veya doğru parçası) en x_0 için en iyi çözümü, karşı gelen x_0 'da en iyi değeri verir.

Yukarıdaki açıklamalar ışığında bir doğrusal karar modelinin grafik çözümünde yapılacak işlemler şöyle sıralanabilir.

i) Her bir kısıt eşitlik olarak ele alınıp, karşı gelen doğrunun grafiği çizilerek, kısıtı sağlayan (x_1, x_2) 'lerin olduğu bölge taranır. Düzlemde taranmış bölge var ise burası uygun çözüm alanıdır. Eğer düzlemde böyle bir bölge yok ise modelin kısıtlarını birlikte sağlayan hiçbir (x_1, x_2) yok demektir. Bu durum uygun çözüm alanı boş olan, çözümsüz modele karşı gelir. Uygun çözüm alanının boş olması durumunu örnek 1. ile inceleyelim.

Amaç fonksiyonumuz $z = 3x_1 + 2x_2$ eşitliğinin,

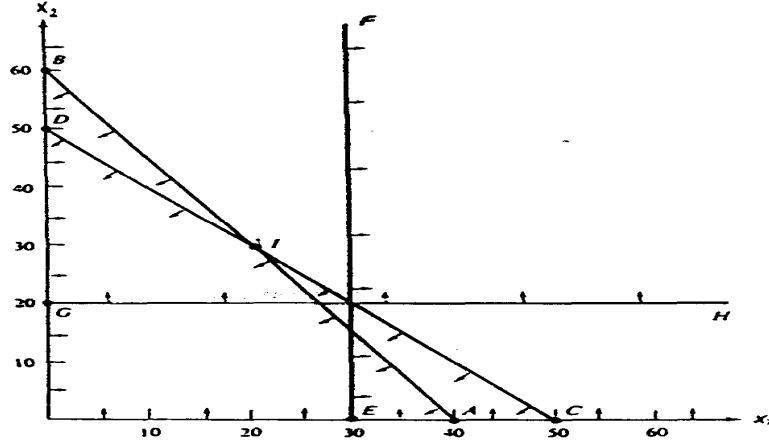
$$0.025 x_1 + 0.017 x_2 < 1 \quad (4.32)$$

$$0.02 x_1 + 0.02 x_2 < 1 \quad (4.33)$$

$$x_1 \geq 30 \quad (4.34)$$

$$x_2 \geq 20 \quad (4.35)$$

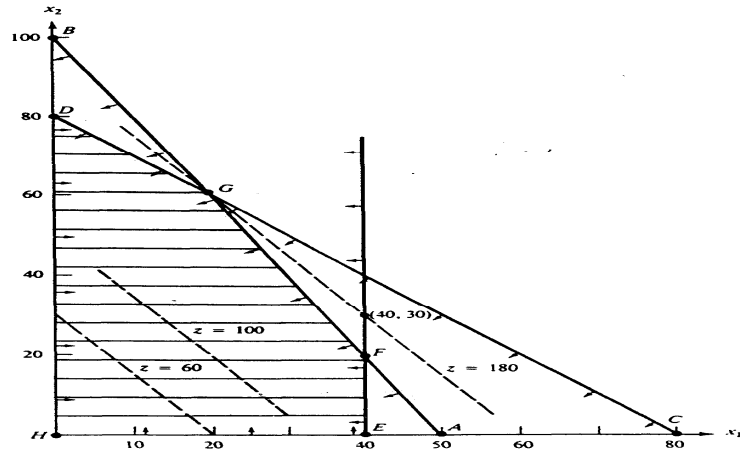
kısıtları altında maksimize edilmek istendiğini düşünelim. Bu problemin grafik çözümü olan Şekil 4.4 'den görülebileceği üzere bu model uygun çözüm alanı boş olan bir modeldir.



Şekil 4.4: Uygun çözüm alanı boş olan model için grafiksel yaklaşım

(4.32) nolu kısıt AB doğrusu üzerinde ve doğru altında kalan tüm noktalar tarafından sağlanmaktadır. Aynı şekilde (4.33) kısıtı ise CD doğrusu üzerinde ve altında sağlanırken, (4.34) kısıtı EF'nin sağında ve üzerinde, (4.35) kısıtı GH'nin üzerinde ve yukarısında sağlanır. Fakat bütün kısıtların geçerli olduğu bir noktanın bulunmaması modeli çözümsüz kılar.

ii) $x_0 = c_1x_1 + c_2x_2$ amaç fonksiyonuna bir başlangıç x_0 değeri verilerek karşı gelen doğrunun grafiği çizilir x_0 'a farklı değerler verilerek başlangıç doğruya paralel doğrular çizilir. Artan x_0 değerlerine karşı gelen paralel doğru demetinin, uygun çözüm alanına girdiği ilk nokta en x_0 için, son terk ettiği nokta en x_0 için en iyi çözümdür, durulur. Değilse iii adımına geçilir.



Şekil 4.5: Uygun çözüm alanı bulunan bir model için grafiksel yaklaşım

Şekil 4.5, örnek 2. $z = 3x_1 + 2x_2$ amaç fonksiyonunun aşağıda belirtilen kısıtlar altında grafik çözümü sonucu elde edilen uygun çözüm alanını belirtmektedir.

$$2x_1 + x_2 \leq 100 \quad (4.36)$$

$$x_1 + x_2 \leq 80 \quad (4.37)$$

$$x_1 \leq 40 \quad (4.38)$$

$$x_1, x_2 \geq 0 \quad (4.39)$$

Maksimize edilmek istenen amaç fonksiyon değeri bu yolla $z = 180$ olarak bulunmuştur. Şekil 4.5 'den açıkça görülebileceği gibi DGFEH beş kenarlısı üzerinde ve içinde bulunan her nokta tüm kısıtları sağlamaktadır. Paralel doğru demetinin bu alanı son terk ettiği nokta olan G noktası için,

$$z = 3(20) + 2(60) = 180 \quad (4.40)$$

değerini vermektedir.

4.4.2 Analitik çözüm

Modelin en iyi çözümünün olduğu bilindiğinde, doğrudan uç nokta teoremi uygulanarak en iyi çözüm bulunabilir. Analitik çözüm olarak nitelendirebileceğimiz böyle bir yaklaşım, temel uygun çözümlerle uç noktalar arasındaki birebir ilişkiye dayanır. En iyi çözümün olduğu biliniyorsa aşağıdaki işlemler yapılarak bulunabilir.

1. Modelin kısıtları eşitlik haline getirilir. Modelde son şekliyle m kısıt, n değişken olsun.
2. Her seferinde m karar değişkeni temel alınıp, kalan $n - m$ değişken sıfıra eşitlenerek temel çözümler araştırılır. Bu işlem mümkün tüm temel değişken bileşimleri için tekrarlanır
3. Temel çözümler içinden temel uygun çözümler (uç noktalar) seçilir.
4. Amaç fonksiyonun uç noktalara karşı gelen değerleri hesaplanır. Bunların içinden en iyisi (en büyüğü veya en küçüğü) en iyi değer karşı gelen uç nokta ise en iyi çözümdür.

Analitik yaklaşımın uygulanabilmesi için her şeyden önceden iyi çözüm bulunduğunun bilinmesi gerekir ki, çoğunlukla bu mümkün olmamaktadır. Yan ısıra m kısıtlı n değişkenli bir karar modelinin çözümü için $\frac{n!}{m!(n-m)!}$ kadar denklem

sisteminin çözümü araştırılmalıdır. Bu da yoğun bir işlem yükü getirir. Uygulama açısından bir değer sakınca da modelde ortaya çıkabilecek olası değişmelerle ilgili analizlere cevap verememesidir.

4.4.3 Ardışık Sayısal Çözüm

Gerçek hayatta karşılaşılan problemlerin çok sayıda karar değişkeni taşıyor olması grafik çözümü ancak kavramların anlaşılabilirliği için başvurulacak bir yaklaşım durumuna getirir. Analitik yaklaşım açısından bakılacak olur ise, yoğun işlem yükü göz önüne alınsa bile çok karar değişkenli ve bir dizi kısıtlı bir karar modelinin en iyi çözümünün olup olmadığının başlangıçta bilinmesi mümkün değildir. Bunların yan ısıra modelin yapısında ve parametrelerinde değişim kaçınılmaz olduğundan, eldeki en iyi çözümün bu tür değişimlerden nasıl etkileneceği analiz edilemez. O halde özellikle

- En iyi çözümün varlığı
- Yoğun işlem yükü

Eldeki en iyi çözümün olası değişimlere duyarlılığının analizi başlıklarında toplanabilecek noktalar yeni bir çözüm yöntemi ihtiyacını ortaya koymaktadır. Belirtilen ihtiyaçlar doğrultusunda, bir noktadan başlayıp ardışık sayısal işlemlere

dayalı çözüm yöntemleri geliştirilmiştir. Bunlardan ilki ve bir uç noktadan başlayarak işlemlerin yürütüldüğü Simpleks algoritması, en sık kullanılan yöntemdir [359].

5. ACANO PROGRAMI

Tasarlanan bir taşıtın karakterini belirleyen birçok özellik bulunmaktadır. Bu özelliklerin kantitatif olarak değerini belirleyen ise taşıt parametreleridir. Çeşitli taşıt parametrelerinin değişik taşıt özelliklerine ve bu arada çelişik hedeflere çok karmaşık etkileri olduğundan, daha tasarım fazında mümkün olduğunca çok parametre ve özelliği içeren bir hesap sisteminin karar vermede yardımcı olarak kullanılması yararlıdır.

Taşıttan istenen, birçok özelliği arzulanan doğrultuda gerçekleştirmesidir. Gerek ana hatlarıyla tasarım ve gerekse detay konstrüksiyon aşamalarında kaçınılmaz olarak birbirleriyle çelişen hedefler ortaya çıkmaktadır. Belirli özelliklerin iyileştirilmesi genellikle bazı özelliklerden ödün vermeyi gerektirmektedir. Bu sebepten dolayı taşıt tasarımında hedef, özelliklerin optimizasyonudur. Oluşturulan matematik model yardımıyla taşıt özellik ve parametrelerin analizi ve optimizasyonu için bir bilgisayar programı tasarlanmıştır. Bu amaçla taşıt özellikleri ile taşıt parametreleri arasında ilişkileri ifade eden bir matematik model oluşturulmuştur. Bu model ayrıntılı bir şekilde üçüncü bölümde arasında açıklanmıştır. Oluşturulan matematik modelin pratikte kullanılabilmesi için bir adet program oluşturulmuştur. Tasarlanan bu programa ACANO (Automobile Characteristics ANalyzer and Optimizer) ismi verilmiştir.

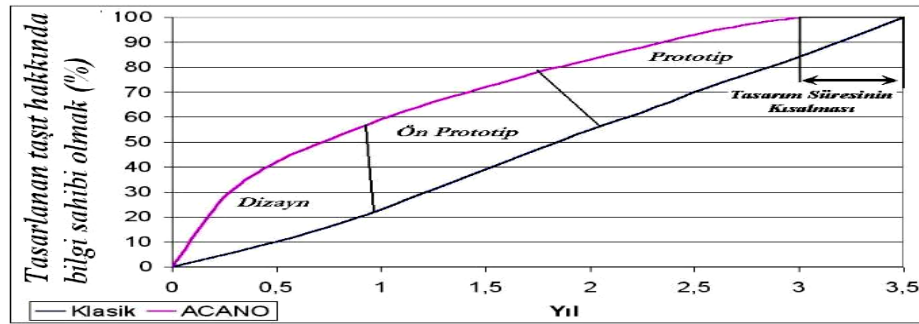
Bu bölümde ACANO programının gerekliliği, yapısı, akış diyagramı, programı oluşturan modüller ve ek analiz çalışmaları, uygulama örnekleri yardımıyla açıklanmıştır.

5.1 Neden ACANO ?

Taşıt tasarımının ilk aşaması olan dizayn faaliyeti, stilisteler (endüstri tasarımcı) tarafından gerçekleştirilmektedir. Bu çalışmalarda taşıtın ilk skeçleri ve çizimleri oluşturulmakta ve tasarımın ilerki aşamalarında mühendisler, firmanın organizasyon yapısına bağlı olarak, kademeli olarak devreye girmekte ve çizimler üzerinde

mühendislik yaklaşım ve görüşlere uygun olarak düzeltmelerde bulunmaktadır. Bu aşamada mühendislik tabanı olmayan stilistler ile mühendisler karşı karşıya gelmekte ve her biri, bu ilk tasarım aşamalarında kendi istekleri doğrultusunda düzeltmelerin yapılmasını arzulamaktadır. Bu çalışmalar esnasında zaman kaybı oluşmaktadır [360,361]. Arzulanan, daha dizaynın ilk aşamalarından itibaren tüm dizayn faaliyetleri esnasında taşıt üzerinde gerçekleştirilecek konstrüktif değişiklikler sonucu taşıt özelliklerinin arzuladığımız yönde gelişmesini veya belirli özelliklere sahip olabilmesi için taşıt ve motor-aktarma organları üzerinde ne tür konstrüktif değişiklikler yapılması gerektiğinin bilinmesidir. Buna ek olarak arzulanan gerektiği zaman stilistinin veya dizayncının seçeceği bir adet hedef özelliği maksimize ederek ve diğer özelliklerin de izin verilen değişim sınırları içinde kalarak taşıt parametrelerinin analiz ve optimize edilmesidir.

Stilistciler tasarımın ilk aşamasında yukarıda belirtilen analiz ve optimizasyon faaliyetlerini gerçekleştirebildiği takdirde, tasarımın ilerki aşamalarında, yetersiz mühendislik bilgisinden dolayı oluşacak fikir çatışması ve geriye dönüşler (feedback) aşamaları asgariye indirilecek ve zaman kaybı önlenmiş olacaktır (Şekil 5.1).



Şekil 5.1: ACANO programı yardımıyla tasarım süresinin kısaltılması

Tasarlanan ACANO programı bu aşamada stilistcilere yardımcı olacaktır. ACANO taşıt tasarımı esnasında stilistciye (dizayncıya) mühendislik destek vererek onu yönlendirecek ve tasarladığı taşıtın özelliklerini analiz ve optimize edecek bir program olma özelliğine sahip olacaktır.

5.2 ACANO Programında İncelenen Taşıt Özellikleri ve Parametreleri

ACANO temel olarak taşıt özelliklerini (TÖ) ve taşıt parametrelerini (TP) inceleyen, analiz ve optimize eden bir programdır. ACANO'nun yapısı ve çalışma sistematiğini açıklamadan önce TÖ ve TP büyüklüklerin kısaca neler olduğu belirtilecektir.

5.2.1 ACANO Programında İncelenen Taşıt Özellikleri

Bundan önceki bölümde taşıt özellikleri ayrıntılı olarak incelenmiş ve her bir özelliğin matematik modeli oluşturulmuştur. ACANO programında taşıt özellikleri beş ana başlık altında incelenmektedir. Beş ana başlık ise toplam 29 adet özellikten oluşmaktadır (Tablo 5.1).

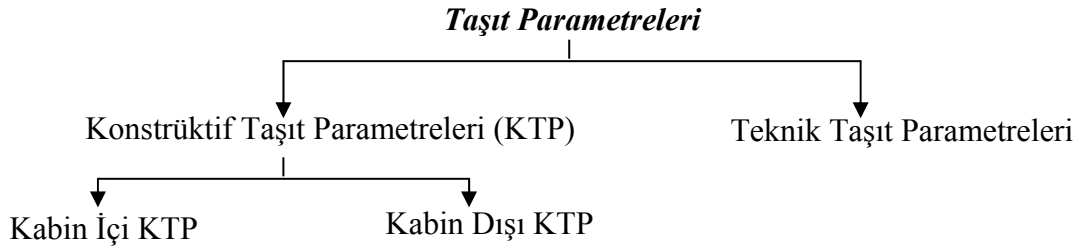
Tablo 5.1: Analiz edilen taşıt özellikleri

<i>Temel Özellik</i>	<i>Alt Özellikler</i>
<i>Pasif Emniyet</i>	Ön pasif emniyet
	Yan pasif emniyet
	Yaya pasif emniyeti
<i>Konfor</i>	Ön koltuk konforu
	Arka koltuk konforu
	Önden inip-binme konforu
	Arkadan inip-binme konforu
	İç hacim
	Park etme konforu
	Bagaj hacmi
	Dönemeçte seyir konforu
	Yaylanma Konforu
<i>Seyir Özellikleri</i>	Stabilite
	Fren stabilitesi
	Yan rüzgar duyarlılığına direnç
	Manevra Kabiliyeti
	Slalom kabiliyeti
	Dönemeçte doğrultu koruma potansiyeli
	Devrilme sınırı
<i>Seyir Performansı</i>	İvmelenme kabiliyeti (0-80 km/h)
	İvmelenme kabiliyeti (50-90 km/h)
	İvmelenme kabiliyeti (80-120 km/h)
	Maksimum hız
	Yokuş çıkma kabiliyeti
<i>Yakıt Tüketimi ve Diğer Özellikler</i>	Yakıt ekonomisi (Şehir içi)
	Yakıt ekonomisi (Şehirler arası)
	Hava direnç katsayısı
	Taşıtlar ağırlığı
	Ağırlık merkezinin konumu (yatay-dikey)

Tablo 5.1 de dikkat edilirse, ”Yakıt ekonomisi ve diğer özellikler” başlığı altında taşıt ağırlığı ve ağırlık merkezinin konumu da bulunmaktadır. Bu parametreler taşıt özelliği olmamasına rağmen, taşıt özelliklerini direkt veya dolaylı olarak etkileyen büyüklükler olmasından dolayı bir taşıt özelliği olarak ele alınmıştır.

5.2.2 ACANO Programında İncelenen Taşıt Parametreleri

ACANO programı yardımıyla taşıt özelliklerinin (TÖ) sağlıklı bir analizini gerçekleştirmek amacıyla taşıt parametreleri (TP) oluşturulmuştur. Ele alınan TP adeti toplam 77 dir. TP’lerin analizini kolaylaştırmak amacıyla TP’ler sınıflandırılmıştır (Şekil 5.2).

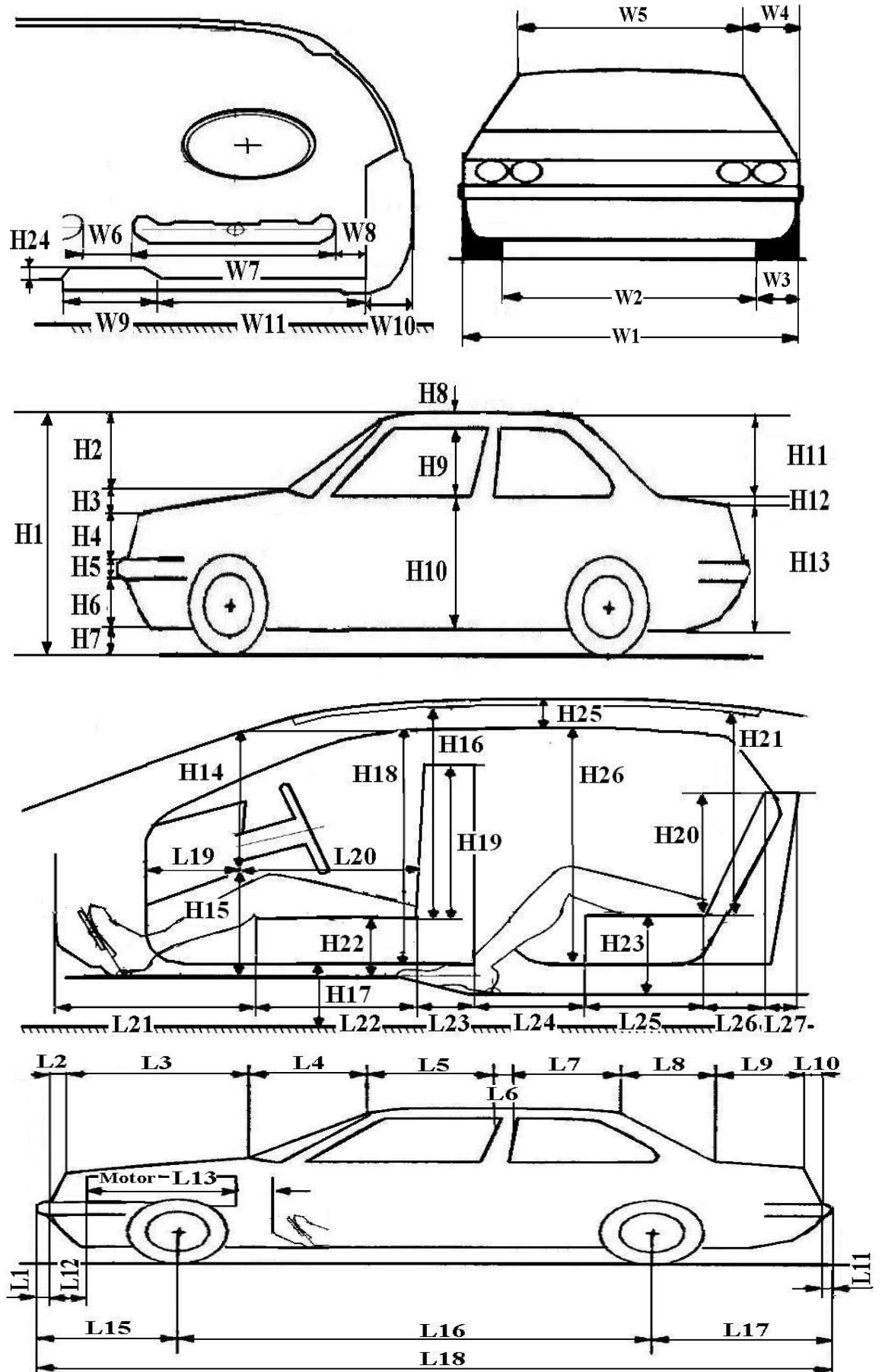


Şekil 5.2: Taşıt parametrelerin sınıflandırılması

Ele alınan konstrüktif taşıt parametreler (KTP) şekil 5.3 de görülmektedir. KTP’ler kabin içi KTP (toplam 30 adet) ve kabin dışı KTP (toplam 36 adet) olmak üzere ikiye ayrılarak incelenmiştir. Teknik taşıt parametreler (TTP) ise motor, şanzıman ve tekerlek çapraz hareket katsayısı başlıklarına bölünerek ele alınmıştır (Tablo 5.2).

Tablo 5.2: Teknik taşıt parametrelerin sınıflandırılması

Motor parametreleri	Tork [Nm]
	Motor hacmi [l]
	Motor gücü [PS]
	Motor ağırlığı [kg]
Şanzıman parametreleri	1. vites çevrim oranı
	2. vites çevrim oranı
	3. vites çevrim oranı
	4. vites çevrim oranı
	5. vites çevrim oranı
Çapraz hareket katsayısı	Ön tekerlek çapraz hareket katsayısı [kN/rad]
	Arka tekerlek çapraz hareket katsayısı [kN/rad]



Şekil 5.3: 66 adet konstrüktif taşıt parametresi

5.3 ACANO Programının Bazı Taşıt Parametrelerin Tespitinde Yardımcı Olması

ACANO programı tasarımın ilk aşamalarında stilistciler tarafından kullanılması düşünülmektedir. Program yardımıyla gerçekleştirilecek analizin ilk aşamasında kullanıcı taşıt parametrelerini belirtmesi gerekmektedir. Ancak bazı taşıt parametrelerinin belirtilmesinde kullanıcı güçlük çekebilmektedir. Bunun birkaç sebebi olabilmektedir; stilistcinin tasarlanacak taşıt hakkında yeterli teknik bilgiye sahip olmamasıdır ki bu da çoğunlukla mühendislik tabanlı bir formasyona sahip olmaması veya kendisine tasarlanacak taşıt hakkında yeterli teknik bilgi (örneğin motor ağırlığı, vites çevrim oranları) verilmemiş olması veya bazı parametrelerin ancak tasarımın ileriki aşamalarında tespit edilebilmesidir. (Örneğin tekerlek çapraz hareket katsayıları). Bu noktada ACANO devreye girmekte ve kullanıcının bazı teknik taşıt parametrelerin (TTP) tespit edilmesinde yardımcı olmaktadır. Bu TTP'ler şunlardır;

- ⊕ Maksimum hız
- ⊕ Ön ve arka çapraz hareket katsayısı
- ⊕ Motor ağırlığı
- ⊕ Şanzıman çevrim oranı

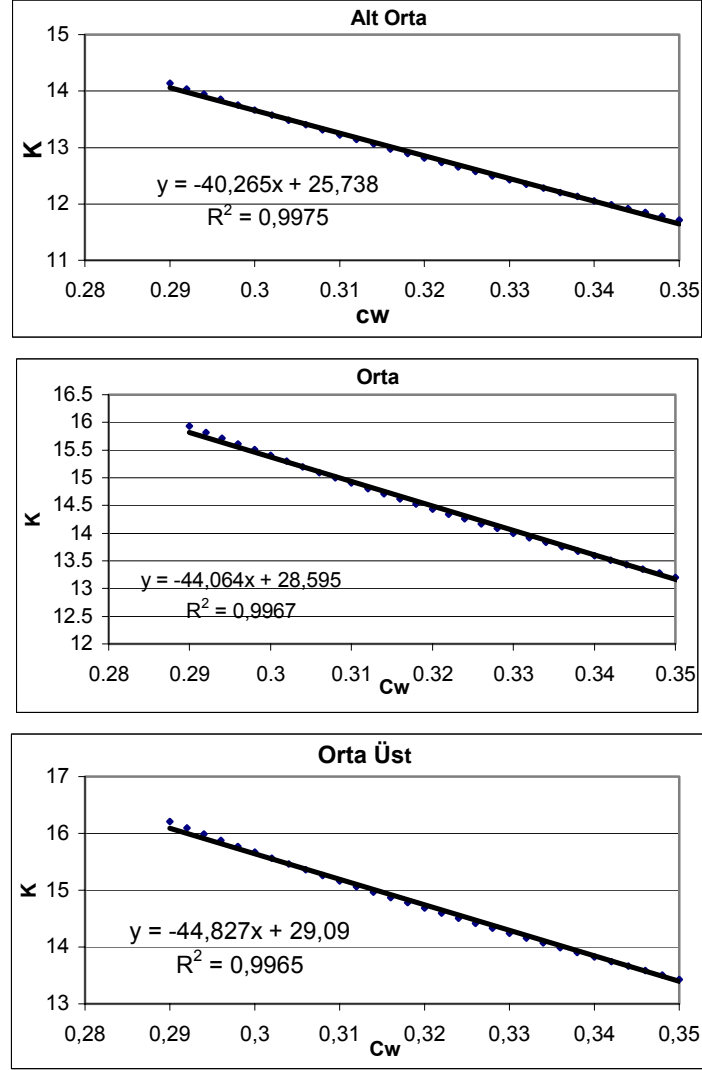
Kullanıcı eğer bu parametrelerin değerini biliyorsa veri olarak kendisi girebilmekte veya bu parametrelerin program tarafından tespit edilmesi için yardım isteyebilmektedir.

5.3.1 Maksimum Hız Değerinin Tespit Edilmesi

Benzin motorlu taşıtlar maksimum hıza yaklaşık olarak 5500-6000 motor devir sayısında ve beşinci viteste ulaşmaktadır. Taşıt yüksek hızlarda en çok rüzgar ve yuvarlanma direncine maruz kalmaktadır ve ulaşabileceği en yüksek hız motor gücüne bağlıdır. Bu faktörlerin göz önüne alınarak taşıtın maksimum hızının tespit edilmesinde Hucho [333] tarafından oluşturulmuş aşağıdaki ifade kullanılmıştır.

$$V = 10^4 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{\kappa \cdot c_w \cdot A}} \quad [\text{km/h}] \quad (5.1)$$

(5.1) no.lu ifadede P motor gücünü [kW], A projeksiyon alanını (mm²), κ ise yuvarlanma ve hava direnç katsayısına bağlı bir katsayıdır. Hucho ya göre κ 12-15 arasında bir değer almaktadır. κ parametresi ile hava direnç katsayısı (c_w) etkileşimi ve alacağı değeri tespit etmek amacıyla üç farklı sınıftan 162 adet araç incelenmiştir. İnceleme sonucu bu sınıflardaki taşıtların c_w değerine bağlı olarak κ değerini veren ifadeler tespit edilmiştir (Şekil 5.4).



Şekil 5.4: Farklı sınıftaki taşıtların κ değerinin analizi

κ değeri, ilgili sınıf ve hava direnç katsayısının belirtilmesi sonucu her bir sınıfın şekil 5.4 deki denkleminde yerleştirilmesiyle tespit edilmektedir. κ değerinin (9.1) ve ilgili parametrelerinin deki denkleme yerleştirilerek taşıtın maksimum hızı hesaplanmaktadır.

5.3.2 Ön Ve Arka Çapraz Hareket Katsayılarının Tespit Edilmesi

Lastik tekerlekler taşıtın hareketine göre yan yönlerde de kuvvet taşımak, zemine nakletmek durumundadır. Böyle durumlar taşıtın eğrisel yörüngeler izlemesi durumunda ortaya çıkmaktadır. Tekerleklerin yan yönde kuvvet taşıyabilmeleri için merkezlerinin hızları ile ekvator düzlemleri arasında çapraz hareket açısı (α) denilen bir açı oluşması gerekmektedir [362]. Eğrisel yörünge izleyen taşıtta meydana gelen yan kuvvet (F_Y), küçük α değerleri için ($\alpha < 3^\circ$) lineerleştirilmiş bir şekilde;

$$F_Y = C_\alpha \cdot \alpha \quad (5.2)$$

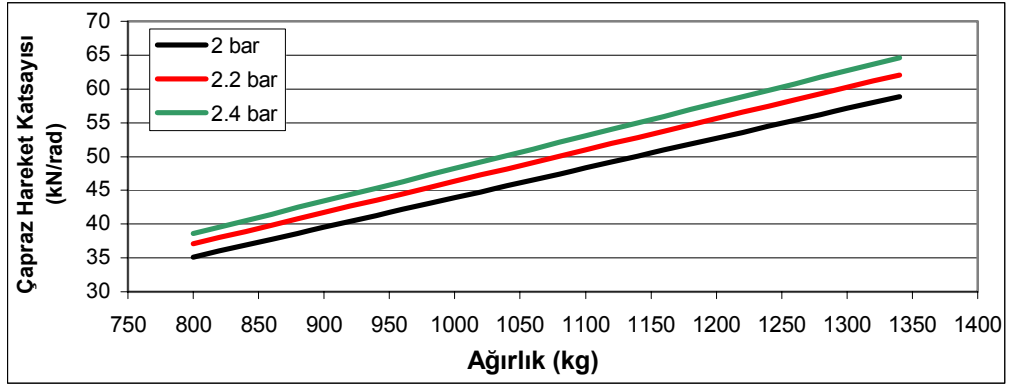
şeklinde ifade edilmektedir. Burada C_α parametresine çapraz hareket katsayısı denmektedir. C_α lastiğin yapısına, yüküne ve hava basıncına bağlıdır. Radyal yapıli lastiklerde bu katsayı, çapraz yapıli lastiklere göre daha yüksektir. Hava basıncının artırılması da aynı nedenlerle, yani lastiğin sırtının yana açılması daha zorlaştığından dolayı C_α değeri de artmaktadır. Tekerlek yükünün artmasıyla da C_α artmaktadır. C_α nın sayısal değerini tespit etmek amacıyla Wong'un çalışması [363] esas alınmıştır. Wong tekerlek yükü (F_Z -[N]) ve lastik iç basıncı (P_i -[kPa]) ile C_α arasında deneysel çalışmalar sonucu şu ifadeyi oluşturmuştur;

$$C_\alpha = [(-2,668 \cdot 10^{-6}) \cdot P_i^2 + (1,605 \cdot 10^{-3}) \cdot P_i - 3,86 \cdot 10^{-2}] \cdot F_Z / 10 \quad (5.3)$$

(5.3) no.lu ifadenin kullanılmasıyla ağırlık merkezin aks aralığının ortasında ($l_o/l = 0,5$) olan bir taşıtın C_α değerlerinin taşıt ağırlığıyla ilişkisi lastik iç basıncına bağlı olarak tespit edilebilmiştir (Şekil 5.5).

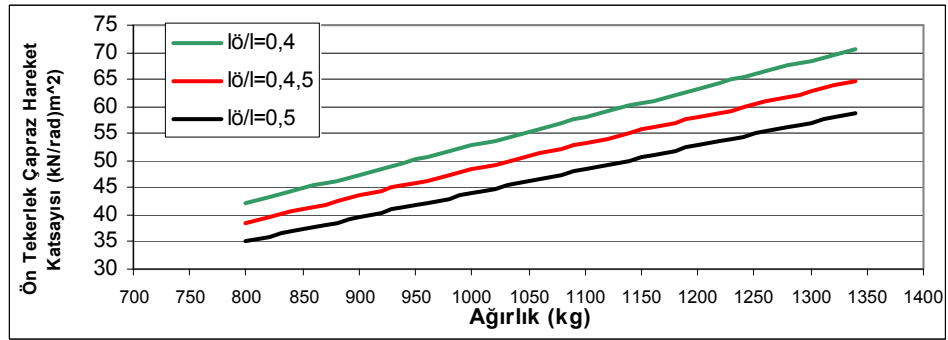
Diğer bir analizde ağırlık merkezine ve taşıt ağırlığına bağlı olarak tekerlek çapraz hareket katsayısındaki değişim incelenmiştir ($P_i=2$ bar) (Şekil 5.6).

Bir taşıtın çapraz hareket katsayısının tespit edilmesinde (5.3) no.lu denklem esas alınmıştır.



Şekil 5.5: Lastik iç basıncı ve taşıt ağırlığına bağlı olarak çapraz hareket katsayısının

değişimi ($l_o/l = 0,5$)

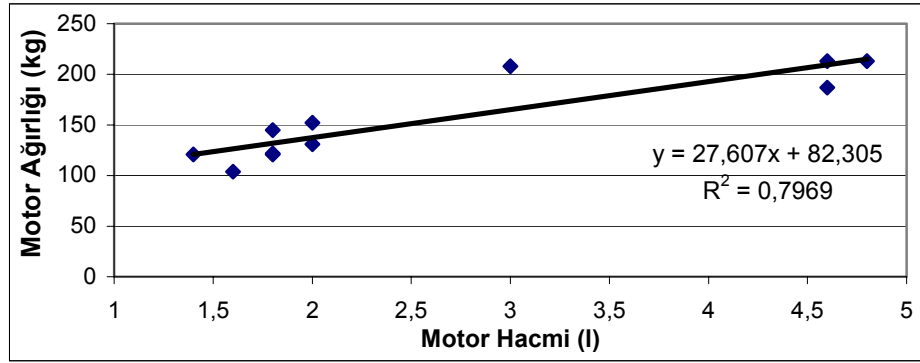


Şekil 5.6: Ağırlık merkezine ve taşıt ağırlığına bağlı olarak ön tekerlek çapraz hareket katsayısının değişimi ($P_1=2$ bar)

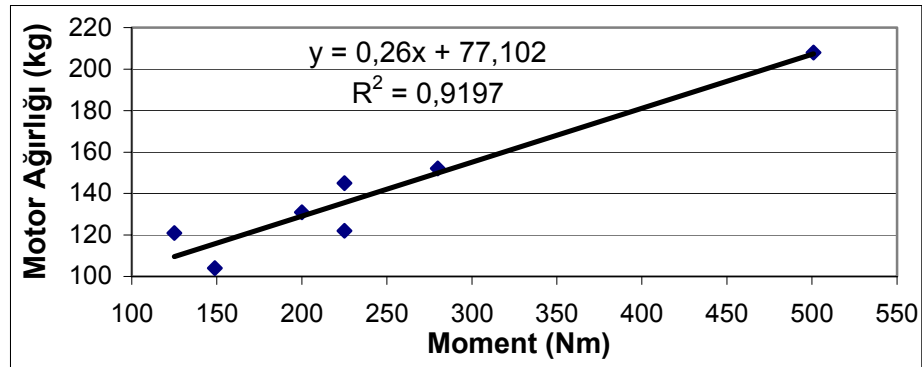
5.3.3 Motor Ağırlığının Tespit Edilmesi

Taşıt ağırlığının azaltılarak yakıt tüketiminin azaltılması için günümüzde yoğun çaba harcanmaktadır. Alternatif hafif malzemeler taşıtlarda yoğun bir şekilde bu nedenle kullanılmaya çalışılmaktadır [364,365]. Motor ağırlığını azaltmak amacıyla, özellikle motor ağırlığının önemli bir kısmı oluşturan motor blok malzemesi olarak dökme demir yerine hafif alternatif malzemeler kullanılmaya çalışılmaktadır. Bu amaçla alüminyum malzemeye yer verilirken, gelecekte daha hafif olan magnezyum alaşımlarını yoğun bir şekilde motor bloklarının tasarımında görüleceği tahmin edilmektedir [366]. Sonuç olarak günümüzün otomobil motorları yirmi-otuz yıl öncekilerine göre çok daha hafiftir. Taşıt motor ağırlığını tespit etmek bu nedenden dolayı oldukça güçtür. Yaklaşık olarak motor ağırlığını (G_M) tespit etmek amacıyla

farklı sınıftaki taşıtların parametreleri (motor hacmi ve momenti) ile G_M arasında ilişki kurulmaya çalışılmıştır (şekil 5.7).



a)



b)

Şekil 5.7: Motor ağırlığı ile (a) motor hacmi ve (b) momenti arasındaki ilişkiler

Şekil 5.7 b'den de görüldüğü gibi motor momenti ile motor ağırlığı arasında regresyon derecesi yüksek ($R^2=0,9197$) bir ilişki tespit edilmiştir.

$$G_M = 0,26 \cdot Mom + 77,102 \quad (5.4)$$

(5.4) no.lu denklemin yardımıyla kullanıcının motor momentini belirtmesiyle motor ağırlığı %8,03 sapmayla tespit edilebilmektedir.

5.3.4 Şanzıman Çevrim Oranlarının Tespit Edilmesi

İdeal arz eğrileri ile, içten yanmalı motorların eğrileri karşılaştırıldığında, motorların tek başlarına taşıtları tahrik etmek için hiç de uygun olmadıkları görülmektedir. İçten yanmalı motorların karakteristik eğrilerinin dönüştürücülerle düzeltilmesi ve ideale yakınlaştırılması gerekmiştir. Bu amaçla moment dönüştürücüler kullanılmaktadır. Vites kutusu veya şanzıman diye adlandırılan bu dönüştürücüler kademeli ve

kademesiz olarak ikiye ayrılmaktadır. Çalışmamda kademeli moment dönüştürücüleri esas alınmıştır. Günümüzde kullanılan vites kutuların çoğu altı kademeli (beş ileri – bir geri) olup, beşinci vitesin ekonomik vites olarak adlandırılmaktadır. Analizde 1.,2.,3.,4. ve 5. vites kademeleri esas alınacaktır. Çevrim oranının (i_K) matematiksel ifadesi,

$$i_K = i_V \cdot i_D = \frac{n_M}{n_R} \quad (5.5)$$

şeklindeir. i_V vites kutusunun, i_D diferansiyelin çevrim oranını, n_M motorun, n_R ise tekerleğin devir sayısını temsil etmektedir. Birinci vites kademesi yokuş çıkma kabiliyeti, beşinci vites kademesi maksimum hız, ara kademeler ise ivmelenme kabiliyetine dayanılarak tespit edilmektedir. Genel olarak kademelendirmede belirli bir kural yoktur. Kademelendirme geometrik olacağı gibi progresif de olabilmektedir.

Programda kullanıcıya yardımcı olmak amacıyla vites kademelerin çevrim oranlarının tespit edilmesinde yol göstermektedir. Bu amaçla 11 adet vites kutusu ve çevrim oranları incelenmiştir. İnceleme sonucu ortalamadan standart sapması % 4,5-6 arasında değişmekte olan vites çevrim oranları tespit edilmiştir (Tablo 5.3).

Tablo 5.3: Vites çevrim oranları

Vites kademesi	1.	2.	3.	4.	5.
Çevrim oranı	3,479	2,021	1,355	0,992	0,915

5.4 ACANO Programının Çalışma Sistematiği

ACANO programı yardımıyla analiz ve optimizasyon işleminin nasıl gerçekleştirdiğini anlayabilmek için bu bölümde ACANO programının çalışma sistematiği tanıtılmıştır.

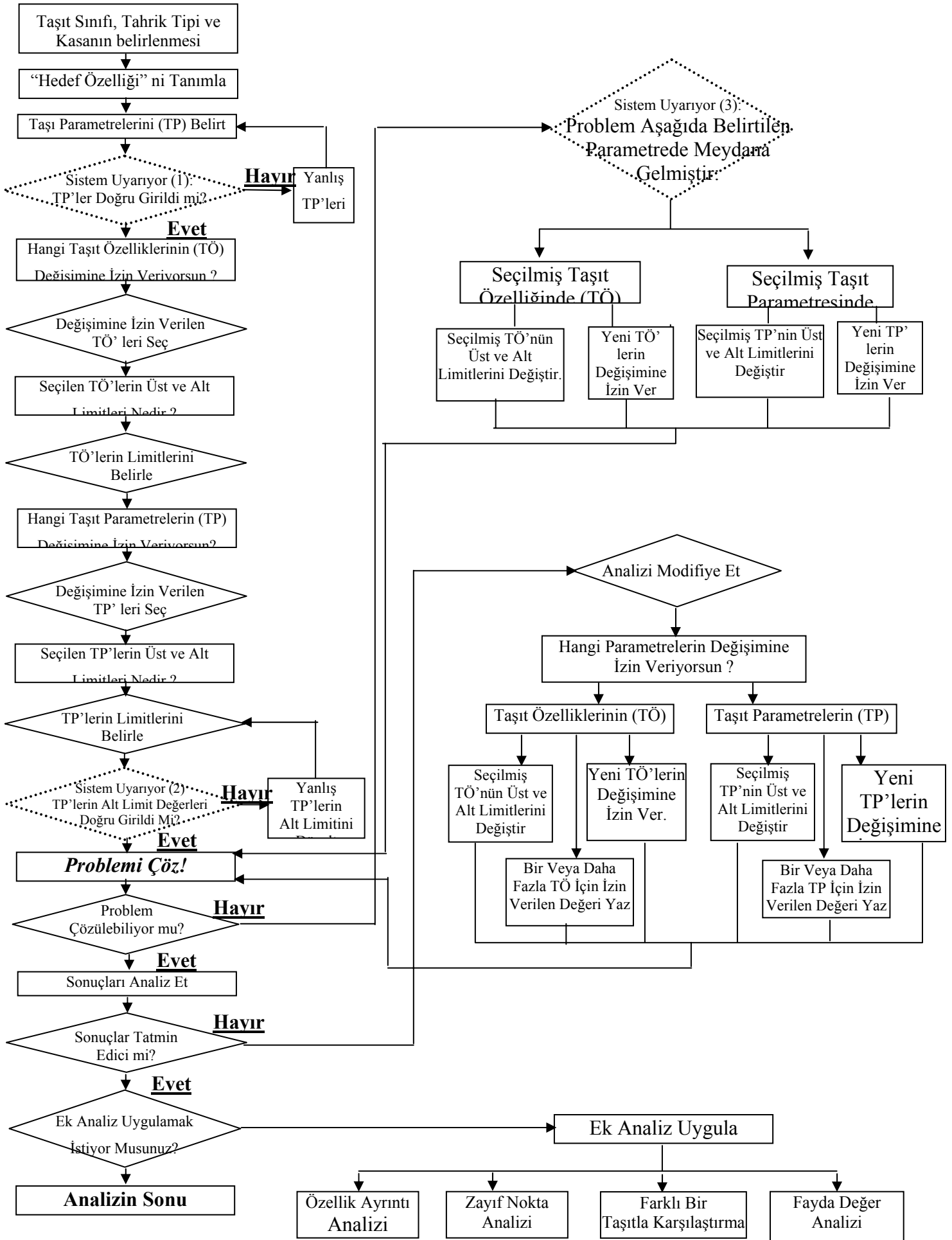
İlk aşama olarak önceki bölümlerde de tanıtılan 29 adet özellikten biri seçilmektedir. Bu seçilen özelliğe “Hedef Özellik” denmektedir. Seçilen hedef özellikte amaç bu özellik değerinin en yüksek seviyeye çıkartılması, başka bir deyişle değerinin maksimize edilmesidir. Hedef özelliğin tespit edilmesinden sonra taşıtın 77 adet parametreleri girilmektedir. Bir sonraki aşamada geriye kalan 28 adet özelliklerden

hangilerinin değişimine izin verdiğimiz belirtilmektedir. Daha sonra değişmesine izin verdiğin özelliklerin hangi değerler arasında değişimine izin verdiğimiz (alt ve üst limitler) yazılmaktadır. Aynı şekilde önceden değerlerini belirtilen 77 adet taşıt parametrelerinden hangilerinin değişmesine izin verdiğimiz belirtilir. Daha sonra değişmesine izin verilen parametrelerin hangi değerler arasında değişimine izin verdiğimiz (alt ve üst limit değerleri) yazılmaktadır.

Belirtilen çalışmalar uygulandıktan sonra problemin çözülmesi için gerekli komut verilmektedir. Bu aşamada çözüm olarak iki alternatif bulunmaktadır. Problem ya çözülmekte, ya da çözülememektedir. Çözüm olmama durumu için bak 5.4 “Analizde ACANO’nun Hatalı Veri Girişini Uyarması”. Eğer problemin çözümü varsa program kullanıcıya çözümü sunmakta ve çözümün tatminkar olup olmadığını sormaktadır. Eğer tatminkar ise optimizasyon işlemi tamamlanmıştır, eğer tatminkar değil ise program, ek analiz uygulamak isteyip istemediğini kullanıcıya sormaktadır. Kullanıcı eğer ek analiz uygulamak istiyorsa analiz yöntemlerinden birini seçmektedir (Bak 5.6 Ek Analiz Bölümü). Ek analiz uygulamak istemiyorsa, problem çözümün analizi sonucu program kullanıcıyı herhangi bir şekilde değişiklik yapmak isteyip istemediğini sormaktadır. Bu değişiklikler;

- Hedef özelliğın değiştirilmesi
- Özellik ve/veya parametrelerin alt-üst limit değerlerin değiştirilmesi
- Değişimine izin verilmeyen özellik ve/veya parametrelerin değişimine izin vermek ve bunların da alt – üst limit değerlerini belirtmek,
- Değişmesine izin verdiğimiz özellik ve/veya parametrelerin değişimine izin vermemek,
- Gerçekleştirilen ilk analizler sonucu tasarımda değişikliğe gitmek, böylece konstrüktif parametrelerinin değiştirilmesiyle yeniden analizin uygulanabilmesi.

Buraya kadar açıklanan ACANO Program Çalışma Sistematiğı” aşamaları özetle şekil 5.8 de belirtilmiştir.



Şekil 5.8: ACANO programının çalışma sistematığı

5.5 Analiz ve Optimizasyon Aşamalarında ACANO'nun Hatalı Veri Girişini Uyarması

ACANO programında sağlıklı bir analiz gerçekleştirebilmek için bazı verilerin doğru girilmesi gerekmektedir. Interaktif, yani kullanıcı ile soru-cevap şeklinde iletişim halinde bulunan ACANO, hatalı veri girişinde kullanıcıyı uarmaktadır. Analiz esnasında hatalı veri girişi üç şekilde oluşabilmektedir:

- Taşıt konstrüktif parametrelerin hatalı girilmesi
- Taşıt parametrelerin alt limit değerlerinin hatalı girilmesi
- Taşıt özellik ve/veya taşıt parametrelerin alt-üst limit değerlerinin hatalı girilmesi

5.5.1 Taşıt Konstrüktif Parametrelerin Hatalı Girilmesi

ACANO programında 77 adet taşıt parametresi incelenmektedir. Bunlardan 66 adeti konstrüktif taşıt parametrelerinden (KTP) oluşmaktadır. Şekil 5.3 de belirtilen KTP'leri analiz edildiğinde, bazı KTP'lerin belirli KTP'lerin toplamından oluştuğu görülmektedir. Konstrüktif parametre zinciri olarak adlandırılan bu KTP'leri toplam 16 adettir. Tablo 5.4 de bu zincir yapısı belirtilmiştir. ACANO programında akış şemasına göre “Hedef Özelliğini Seçin” adımına geçmeden önce, program kullanıcı tarafından girilen KTP'leri tablo 5.4 deki zincir yapısına göre uygunluğunu kontrol etmektedir. Eğer KTP'lerden biri yanlış girilmişse, yani geometrik boyut toplamı yanlış ise, program kullanıcıyı uarmaktadır. Uyarı esnasında hangi konstrüktif zincirin yanlış girildiğini belirtmekte ve ilgili zincirdeki KTP'lerden birisini değiştirmesini istemektedir. Kullanıcının ilgili düzeltmeyi yaptıktan sonra program tekrar zincirleri kontrol eder ve hatalı veri girişi yok ise analize devam etmektedir.

Tablo 5.4: Konstrüktif parametre zincirleri

Uzunluk	$L1+L12+L9+L10+L11+L13+L14+L21+L22+L23+L24+L25+L26+L27+L28=$	L18
	$L1+L2+L3+L4+L5+L6+L7+L8+L9+L10+L11=$	L18
	$L15+L16+L17=$	L18
	$L19+L20-L21=$	L22
Yükseklik	$H8+H9+H10+H7=$	H1
	$H2+H3+H7+H4+H5+H6=$	H1
	$H13+H12+H11+H7=$	H1
	$H7+H14+H15+H25=$	H1
	$H17+H18+H25=$	H1
	$H17+H25+H26=$	H1
	$H7+H16+H22=$	H1
	$H17+H21+H23=$	H1
Genişlik	$2W4+W5=$	W1
	$2W3+W2=$	W1
	$2W10+2W11+W9=$	W1
	$2W10+2W8+2W7+W6=$	W1

5.5.2 Taşıt Parametrelerin Alt Limit Değerinin Hatalı Girilmesi

ACANO programında taşıt parametrelerin (TP) girilmesinden sonraki aşamada ilgili TP'lerin izin verilen değişim miktarları, yani alt-üst limit değerleri belirtilmektedir. Bu aşamada program, girilen alt limit değerlerini analiz etmektedir. Analiz esnasında önceden girilen ilgili konstrüktif geometrik taşıt parametre (KTP) değerini ilgili KTP'nin izin verilen alt limit değeriyle karşılaştırmaktadır. Eğer girilen KTP değeri, alt limit değerinden (yani azalmasına izin verdiğimiz değerden) büyükse, sistem kullanıcıyı uyarmamakta ve analiz işlemine devam etmekte, ancak eğer KTP değeri alt limit değerinden küçük ise program kullanıcıyı alt limit değerini küçültmesini ve en çok ilgili KTP'nin değeri kadar olması doğrultusunda uyarmaktadır. Aksi takdirde analiz sonucu optimum sonuca ulaşmak için ilgili KTP'nin alması gereken azalma değeri, o KTP değerinden fazla olabilmektedir, bu da ilgili uzunluğun negatif olması gerektiği anlamına gelmektedir ki bu da fiziksel olarak imkansızdır. Konunun daha iyi anlaşılabilir olması için şu örnek verilmiştir:

-Kapı genişliğini (W8) giriniz:

188 mm

-İzin verilen alt ve üst değişim değerlerinin giriniz: Alt: -200 mm Üst: 200 mm

-Analiz sonucu optimum değere ulaşmak için W8'in değişim miktar değeri: -195 mm

-Aldığı değer: $188 - 195 = -7 \text{ mm}$ **(5.6)**

Bu sonuç fiziksel olarak imkansızdır, çünkü bir uzunluğun negatif bir değer alması mümkün değildir. Bu nedenle program kullanıcıyı alt değişim değerinin en çok -188 mm olması gerektiği doğrultusunda uyarmaktadır.

5.5.3 Taşıt Özellik Ve/Veya Taşıt Parametrelerin Alt-Üst Limit Değerlerinin Hatalı Girilmesi

ACANO programının sağlıklı bir analiz gerçekleştirebilmesi içi taşıt özellik ve/veya taşıt parametrelerin alt-üst limit değerlerinin hatalı girilmemesi gerekmektedir, aksi durumda çözüm oluşmamaktadır. Çözüm olmamasının nedeni optimizasyon işlemi için gerekli çözüm uzayında gerekli kısıtları sağlayan bir çözümün olmamasıdır. Yani değişimine izin verilen ilgili özellik ve parametrelerin belirtilen alt ve üst limit değerleri veya değişimine izin verilen özellik ve parametrelerin yetersiz olmasıdır.

Çözüm uzayında uç nokta bulunmamaktadır. (Bak 4.3.2 “Uç Nokta Teoremi”). Çözüm olarak bazı limit değerleri değiştirilmeli ve/veya değişmesine izin verilmeyen özellik ve parametrelerin değişimine izin verilmelidir. Eğer problemin çözümü yoksa sistem kullanıcıyı uyarmaktadır. Uyarı esnasında hangi değişiklikleri ne yönde yapması gerektiği konusunda da kullanıcıyı yönlendirmektedir.

5.6 ACANO Programı Yardımıyla Ek Analiz

ACANO programı sadece taşıt özellik ve parametrelerin analiz ve optimizasyonunda kullanılmamaktadır ACANO programını oluşturan LINDO paket programının sağladığı ek analizlerin modele uyarlanması sonucu bazı ayrıntılı analizlere girmek mümkündür. Oluşturulan ek analizler şu şekildedir:

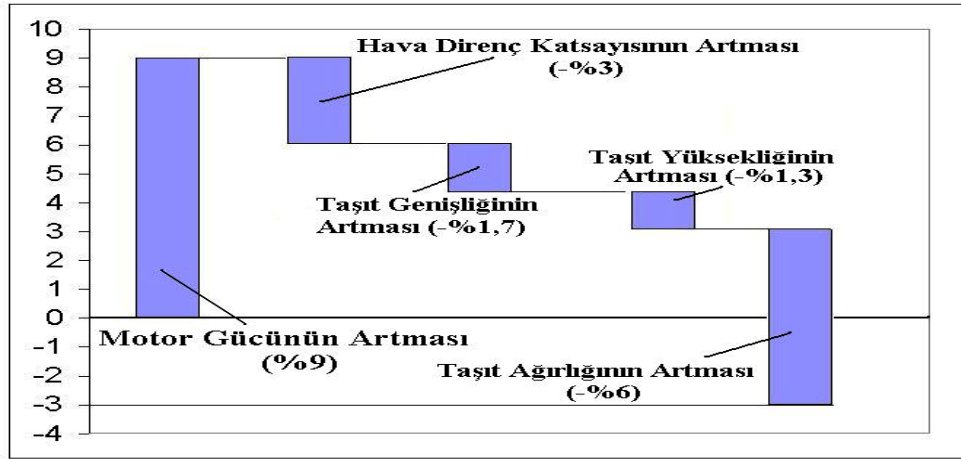
- ▶ Özellik ayrıntı analizi
- ▶ Fayda değer analizi
- ▶ Zayıf nokta analizi
- ▶ Tasarlanan taşıtın aynı segmentten başka bir taşıtla karşılaştırılması

- Bazı taşıt parametrelerin sayısal olarak tanımlanması

5.6.1 Özellik Ayrıntı Analizi

ACANO programı yardımıyla uygulanan analiz sonucu her bir özelliğin ayrıntılı incelenmesi arzulanmaktadır. Bu amaçla “Özellik Ayrıntı” aşamasına geçilmektedir. Bu safhada her bir özelliğin analizi sonucu elde ettiği değerde hangi parametrenin ne kadar etkili olduğu gösterilmektedir. Bu sayede ilgili özelliğin değerini arttırmak için hangi parametrenin ne kadarlık değişime izin verilebileceği tespit edilebilmektedir.

Konunun daha iyi anlaşılabilmesi için aşağıda basit bir örnek verilmiştir. Örnek çalışmada “Maksimum Hız (MH)” özelliği ele alınmıştır. Analiz sonucu MH’nin aldığı değer %3 kötüleşme şeklindedir. MH özelliğinin neden bu değeri aldığı için “Özellik Ayrıntı – Maksimum Hız” komutu seçilmekte ve bunun sonucu aşağıdaki şekil belirmektedir.



Şekil 5.9: “Maksimum Hız” özelliğini etkileyen parametrelerin ve etki değerlerinin tespit edilmesi

Şekil 5.9 dan da görüldüğü gibi maksimum hızın %3 azalmasında en çok taşıt ağırlığının artması (%6) etkili olurken, artmasında da en çok motor gücünün artması (%9) etkili olmaktadır.

5.6.2 Fayda-Değer ve Zayıf Nokta Analizi

5.6.2.1 Fayda-Değer Analizi

Fayda değer analizi son yıllarda üzerinde en çok durulan değerlendirme yöntemlerindendir. Sistem tekniği ile beraber geliştirilmiş olan bu yöntem,

konstrüktif uğraşının fonksiyonel analiz ve sentez fazında da kısmen uygulanabilmektedir [367].

ACANO programında fayda-değer analizi iki aşamadan oluşmaktadır. İlk aşamada hedef kriterleri ve ağırlıkları tespit edilmektedir. İkinci aşamada ise her bir kriter puanlandırılmaktadır. Puanlandırma 0-10 arası gerçekleştirilmektedir. (0= en kötü, 10= en iyi çözüm). Fayda-değer analizinde ilgili özelliğin analiz sonucu aldığı değer (% olarak) o özellik için verilen ağırlık ile çarpılmaktadır. Bunun sonucu ilgili özelliğin ağırlık puanı oluşmaktadır. Her bir özelliğin ağırlık puanının toplanmasından sonra ilgili çözümün toplam puanı (P_{TOPLAM}) oluşturulmaktadır.

$$P_{TOPLAM} = \sum_{i=1}^n g_i \cdot P_i \quad (5.13)$$

(5.13) denkleminde g_i ilgili özelliğin ağırlığını, P_i ilgili özelliğe verilen puanı temsil etmektedir.

Fayda-değer analizinde amaç mevcut çözümün ilgili kriterin önemi göz önüne alınarak değerlendirilmesidir. Bu sayede önemli olan kriterler değerlendirmede önem kazanmakta ve çözümün geneli hakkında bir değerlendirme puanı oluşmuş olmaktadır. Bu yöntemi de kullanarak iteratif analiz esnasında elde ettiğimiz her bir çözüm için bir değerlendirme puanı elde edilmiş olacaktır.

5.6.2.2 Zayıf Nokta Analizi

Birden fazla tasarım alternatiflerin bulunması durumunda çözüm alternatiflerin daha ayrıntılı bir şekilde incelenebilmesi için “Zayıf Nokta” analizi uygulanmaktadır. Grafiksel analiz yöntemi olan bu metot satır ve sütunlardan oluşmaktadır. Satırlarda taşıt özellikleri bulunmaktadır. Her bir satırın genişliği, o özelliğe verilen ağırlık puanı ile orantılı olarak genişlemektedir. İlgili özelliğin önemi (ağırlığı- g_i) ne kadar büyükse, ilgili satır da o kadar geniştir. Sütunlarda ise -10 ile +10 arasında skaler bulunmaktadır. Taşıtın ilgili özellikte aldığı puan değeri (p_i) kadar sütun genişliği kararmaktadır. Kısacası yatay doğru değer puanını, dikey doğru ise ağırlıklarına göre genişliği değişen özellikleri göstermektedir. Dikdörtgenlerin alanı (A) ise her biri $A = g_i \cdot P_i$ şeklindedir. Alanların toplamı ilgili analiz çözümünün “Fayda Değer” puanını vermektedir. Zayıf nokta analizinde amaç sadece ağırlığı yüksek özelliklerin

maksimize edilmesi değil, aynı zamanda omojen bir çözüm dağılımı elde etmektir [368].

5.6.3 Tasarlanan Taşıtın Aynı Segmentten Bir Başka Taşıtla Karşılaştırılması

ACANO programının avantajlarından birisi de yeni tasarlanacak taşıtın aynı segmentte farklı bir taşıt ile karşılaştırılabilmesidir. Böylece tasarladığımız taşıtın aynı segmentteki farklı bir taşıta göre avantaj ve dezavantajları tespit edilebilecek ve gerekli düzeltmeler daha erken tasarım aşamalarında gerçekleştirilebilecektir. Bu analiz için öncelikle tasarladığımız taşıtın parametreleri daha sonraki aşamada ise karşılaştıracığımız taşıtın parametrelerini girilmektedir. “KARŞILAŞTIRMA” komutuyla analiz gerçekleştirilmektedir. Bu aşamada program optimizasyon işlemi yapmamaktadır. İlk girilen segmentteki taşıtın verilerini ilk değişken, tasarladığımız taşıtın verilerini ise ilk değişkenden çıkararak oluşan farkı modele yerleştirerek ilgili özellikte meydana gelecek değişikliği yüzde olarak tespit edilmektedir.

5.6.4 Bazı Özellik ve Teknik Taşıt Parametrelerinin Sayısal Olarak Tanımlanması

ACANO taşıt özellik ve parametrelerin analiz ve optimizasyonu dışında bazı parametrelerin sayısal olarak ifade edebilme imkanına sahiptir. Bu sayede tasarlanacak taşıtın ancak tasarımın ilerleyen aşamalarında tespit edilebilecek bazı verileri tasarımın çok erken safhalarında ifade edilebilmektedir.

Sayısal olarak ifade edilebilen taşıt parametreleri aşağıda belirtilmiştir;

- ✱ Karakteristik hız,
- ✱ Sönümlü tabii frekans,
- ✱ Maksimum açısal dönme hızına ulaşma süresi,
- ✱ TB değeri (Slalom kabiliyeti),
- ✱ Direksiyon duyarlılığı,
- ✱ Statik yüzme açısı
- ✱ Yüzme açısı gradyanı,
- ✱ Yüzme açısı gradyanı,
- ✱ Dönemeçte kritik hız,

✿ Çıkabileceği yokuşun eğimi,

✿ Bagaj hacmi.

Dikkat edilirse sayısal olarak ifade edilebilen parametrelerden 11 adetinden 9 tanesi taşıt seyir özellikleri büyüklükleridir (Tablo 5.5). Bunun sebebi seyir özellik ifadelerin çoğunun matematiksel olarak formüle edilebilmesidir.

Tablo 5.5: Sayısal olarak tespit edilebilen seyir özellik parametreleri, formülleri, kabulleri, sınır değerleri ve parametrenin olmasını arzuladığımız değerin büyüklüğü

<i>Seyir özellik parametresi</i>	<i>Formül</i>	<i>Kabul</i>	<i>Sınır Değer</i>	<i>Hedef</i>
Karakteristik hız	$V_{CH}^2 = \frac{C_{\alpha\delta} \cdot C_{\alpha A} \cdot L16}{G \cdot [C_{\alpha A} \cdot (L16 - l_{\delta}) - C_{\alpha\delta} \cdot l_{\delta}]} \quad (5.18)$			
Sönümlü tabii frekans	$\nu_f^2 = \frac{C_{\alpha\delta} \cdot C_{\alpha A} \cdot L16}{J_z \cdot m \cdot V} \cdot \left(1 + \frac{V^2}{V_{CH}^2}\right) \quad (5.19)$	V=25 m/s (90 km/h)	0,6-0,8 [Hz]	Büyük
Maksimum açısal dönme hızına ulaşma süresi [Saniye]	$T_{\nu_{MAKS}} \approx \frac{1}{4} \left(\frac{2\pi}{\nu_{fd}}\right)$			Küçük
Statik yüzmeye açısı	$\beta = \frac{(L16 - l_{\delta})}{R} - \left(\frac{G \cdot l_{\delta}}{C_{\alpha A} \cdot L16} \cdot \frac{V}{R}\right) \quad (5.20)$	a = 4 m/s ² V = 20 m/s R = 100 m		Küçük
TB değeri (Slalom kabiliyeti)	$TB = T_{\nu_{MAKS}} \cdot \beta_{STAT} \quad (5.21)$ $\beta_{STAT} = \frac{a_{Y,STAT}}{V} \left(T_z - \frac{l_A}{V}\right) \quad (5.22)$	a _Y = 4 m/ s ²	0,33-0,5 [Derece.sn]	Küçük
Direksiyon duyarlılığı	$\left(\frac{\nu}{\delta_d}\right)_{STAT} = \frac{1}{i_d \cdot l} \cdot \frac{V}{1 + \left(\frac{V}{V_{CH}}\right)^2} \quad (5.23)$	i _D =22 V=25 m/s	0,2-0,3 [$\frac{1}{sn}$]	Büyük
Yüzme açısı gradyeni	$\frac{d\delta_d}{d\beta} = -\frac{i_d \cdot l}{V_{CH}^2} \cdot \frac{C_{\alpha A} \cdot l}{m \cdot l_{\delta}} \quad (5.24)$			Büyük
Dönemeçte hız değişim duyarlılık	$\frac{d\beta}{d(V^2/\rho)} = -\frac{ml_{\delta}}{C_{\alpha A} \cdot l} \quad (5.25)$			Küçük
Dönemeçte kritik hız	$V_{KR} = \sqrt{\frac{b \cdot g \cdot R}{2 \cdot h_s}} \quad (5.26)$	R=1000 m	> 100 [km/h]	Büyük

Konfor ve emniyet gibi özellikler anket çalışmaları, istatistiksel ve test analizlerine dayanmaktadır ki herhangi bir net formülasyonları bulunmamaktadır. Analiz sonucu sayısal olarak tespit edilebilen seyir özellikler, formülleri ve kabuller tablo 5.5 de görülmektedir. Taşıtın çıkabileceği yokuşun eğimin hesaplanmasında taşıtın seyir sınırı (5.15 ve 5.16) ve performans değeri (5.14) tespit edilmektedir. Performans açısından taşıtın çıkabileceği yokuşun değeri;

$$p_{MAX} = i_{MAX} \cdot \eta_K \cdot \frac{Nm_{M,MAX}}{r \cdot G} - f_R \quad (5.14)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Seyir sınırları açısından önden tahrikli bir taşıtın çıkabileceği yokuş (α_0) değeri; arkadan tahrikli bir taşıtta ise bu değer;

$$\tan \alpha_A \leq \frac{\frac{l_O}{l} \cdot \mu_H - \frac{l_A}{l} \cdot f_R}{1 - \frac{h_S}{l} \cdot (\mu_H + f_R)} \quad (5.16)$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Her iki kriter göz önüne alınarak iki adet yokuş değeri tespit edilmekte ve hangisinin değeri küçük ise taşıtın çıkabileceği yokuş değeri olarak o değer alınmaktadır.

Taşıtın bagaj hacminin (BH) büyüklüğü ise şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$BH = W1 \cdot L17 \cdot (H13 + \frac{H12}{2}) \cdot 10^{-9} \quad [m^3] \quad (5.17)$$

5.7 ACANO’da Kullanılan Programlar ve Veri Akış Sistematiği

Bir önceki bölümde ACANO programının analiz ve optimizasyon işlemleri ve akış diyagramı açıklanmıştır. Bu bölümde ACANO programının ilgili işlemleri nasıl gerçekleştirdiği, yapısı ve çalışma sistematiği ele alınacaktır.

ACANO programı üç bölümden oluşmaktadır:

- VISUAL BASIC
- EXCEL (Microsoft Office)
- LINDO-API

VISUAL BASIC ve EXCEL programları günümüzde yaygın olarak kullanılmakta ve bilinmektedir, bundan dolayı bu programlar tanıtılmayacak, sadece LINDO-API programı açıklanacaktır. Daha sonra bu üç program nasıl bir arada çalıştığı ve veri akış sistemiği belirtilecektir.

5.7.1 LINDO-API

LINDO-API bir ara yüz programıdır ve LINDO tabanı üzerinde çalışmaktadır. LINDO (Linear INteractive and Discrete Optimizer) doğrusal programlama problemlerinin çözümünde yaygın olarak kullanılan etkili bir paket programdır. LINDO kendisini, özellikle ürün dağıtımı, lojistik, ürün ve personel listeleme, cetvel ve çizelge oluşturma, karmaşık sistemlerin bir arada uyumu ve optimizasyonu gibi alanlarda başarıyla ispat etmiştir [369].

Pratikte LINDO tek başına kullanılmamaktadır. Tek başına kullanmak LINDO programının yazılımında uzmanlık gerektirmektedir. LINDO yazılımında uzman olmayan kullanıcının da faydalanabilmesi için bir ön yüz oluşturulmaktadır. Oluşturulan bu ön yüz yardımıyla kullanıcı LINDO programı için gerekli verileri oluşturulan ön yüz programından girmektedir. LINDO – API ara yüz programı tarafından LINDO’ ya iletilen veriler burada analiz edilmekte ve sonuçlar ön yüze tekrar geri yollanmaktadır.

LINDO – API iki tip ön yüz program yardımıyla kullanılmaktadır.

- ▶ C++
- ▶ VISUAL BASIC

Çalışmamda ön yüz olarak VISUAL BASIC programı kullanılmıştır. Programın oluşturulmasında LINDO 6.1 ve Super LINDO – API versiyonunu kullanılmıştır. Super LINDO – API 1000 adet sınırlamanın ve 2000 adet değişkenin analizine imkan tanımaktadır ki bu da modelin analizi için yeterli olmaktadır [370].

LINDO-API uygulaması aşağıdaki adımlardan oluşmaktadır:

- LINDO uygulama dosyasının oluşturulması
- LINDO uygulama dosyasında modelin oluşturulması
- Modelin tanımlanması
- Optimizasyon işleminin uygulanması
- Çözümün analiz edilmesi

5.7.1.1 LINDO-API Uygulama Örneği

LINDO-API ara yüzünün nasıl çalıştığını daha iyi anlayabilmek için aşağıdaki küçük bir optimizasyon problemi tanımlanmıştır. Problemde hedef fonksiyon :

$$20A + 30 C \quad (5.27)$$

olarak seçilmiştir. Amaç bu fonksiyonun maksimize edilmesidir. Kısıtlayıcı değerler ise;

$$A + 2C < 120$$

$$A < 60$$

$$C < 50 \quad (5.28)$$

şeklindedir. Bu optimizasyon işleminin LINDO-API yapısına göre gösterimi ise şu şekildedir;

$$\text{Max} = 20 * A + 30 * C$$

S.T.

$$A + 2 * C \leq 120$$

$$A \leq 60$$

$$C \leq 50 \quad (5.29)$$

Yukarda tanımlanan modelin matris halindeki tanımı:

$$\begin{bmatrix} 1 & 2 \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.30)$$

şeklindedir. Bu matris LINDO-API'ye tanıtılması gerekmektedir. Bu çalışma aşağıda belirtilmiştir:

‘sınırlamaların adedi

$$m=3 \quad (5.31)$$

‘değişken adedi

$$n=2 \quad (5.32)$$

‘ hedef fonksiyon katsayıları

ReDim c(n)

$$C(0) = 20 \quad C(1) = 30 \quad (5.33)$$

‘ sınırlamaların değerleri

$$b(0) = 120$$

$$b(1) = 60$$

$$b(2) = 50 \quad (5.34)$$

‘ sınırlama tipi

con_type = "LLL" (L = (Less) daha az)

‘her sütündaki ilk sıfır olmayan değer

ReDim Abegcol (n+1)

$$Abegcol(0) = 0$$

$$Abegcol(1) = 2$$

$$Abegcol(2) = 4 \quad (5.35)$$

‘matrisde sıfır olmayan katsayıların adeti

$$nz = 4 \quad (5.36)$$

‘sıfır olmayan katsayıların tanımlanması

ReDim Acoef (nz)

$$Acoef(0) = 1$$

$$Acoef(1) = 1$$

$$Acoef(2) = 2$$

$$Acoef(3) = 1 \quad (5.37)$$

‘sıfır olmayan katsayıların hangi satırda olduğunun tanımlanması

ReDim Arowndx (nz)

$$Arowndx(0) = 0$$

Arowndx (1) = 1

Arowndx (2) = 0

Arowndx (3) = 2

End If

End Sub

(5.38)

Örnekteki analiz sonucu;

Hedef fonksiyon değeri : 2100

A = 60

C = 30

(5.39)

olmaktadır. LINDO-API problemin, kısıtların ve sınırların bir matris şeklinde tanımlanması sayesinde analiz etmektedir. Bu nedenle ilgili model bir matris şeklinde ifade edilmelidir. Örnekte görüldüğü gibi [2 x 3] lük bir basit matrisin tanımı bile oldukça karışıktır. Tezimin oluşturduğu modelin [234 x 79] lük bir matris olduğu düşünülürse, model analizinin ne kadar güç ve karmaşık olduğu daha iyi anlaşılmaktadır.

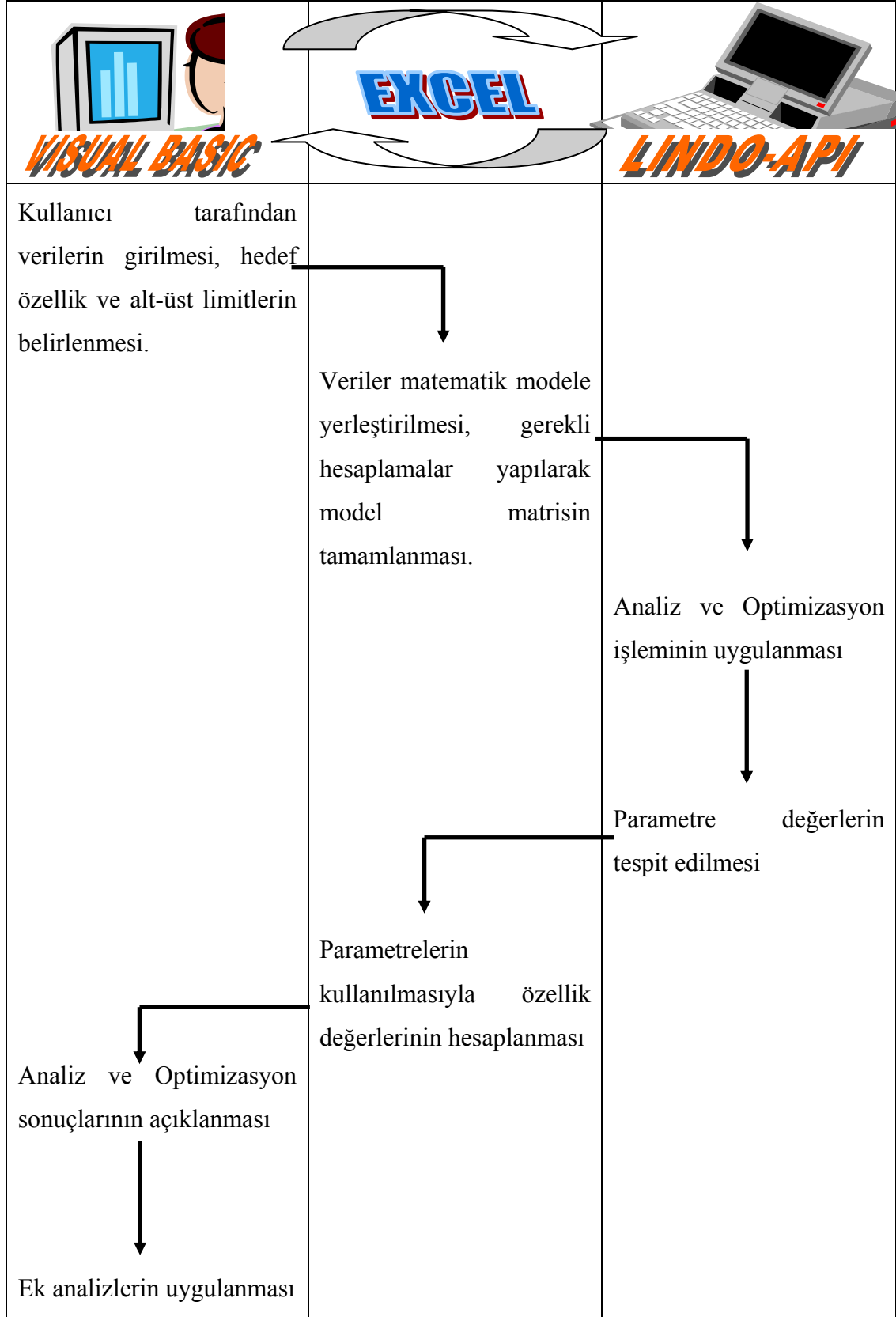
5.7.2 ACANO Programında Veri Akış Sistematiği

ACANO programı VISUAL BASIC, EXCEL ve LINDO-API programlarının belirli bir sistematik içinde çalışmasından oluşmaktadır. Temel olarak veri akış prosedürü şu şekilde oluşmaktadır:

- ✚ Kullanıcı tarafından VISUAL BASIC’de verilerin girilmesi.
 - Verilerin EXCEL’e yollanması.
- ✚ Verilerin Excel’de işlenmesi ve matematik modelin oluşturulması
 - Oluşturulan modelin LINDO-API’ye yollanması.
- ✚ Modelin LINDO-API’de analizi ve optimizasyonu
 - Sonuçların EXCEL’e yollanması.
- ✚ Sonuçların Excel’de düzenlenmesi
 - Sonuçların VISUAL BASIC’e yollanması.
- ✚ Sonuçların Visual Basic’de kullanıcıya iletilmesi

ACANO programında çalışma sistematığı ve veri akış şeması tablo 5.6 da görülmektedir.

Tablo 5.6: ACANO programında kullanılan programlar ve veri akış şeması

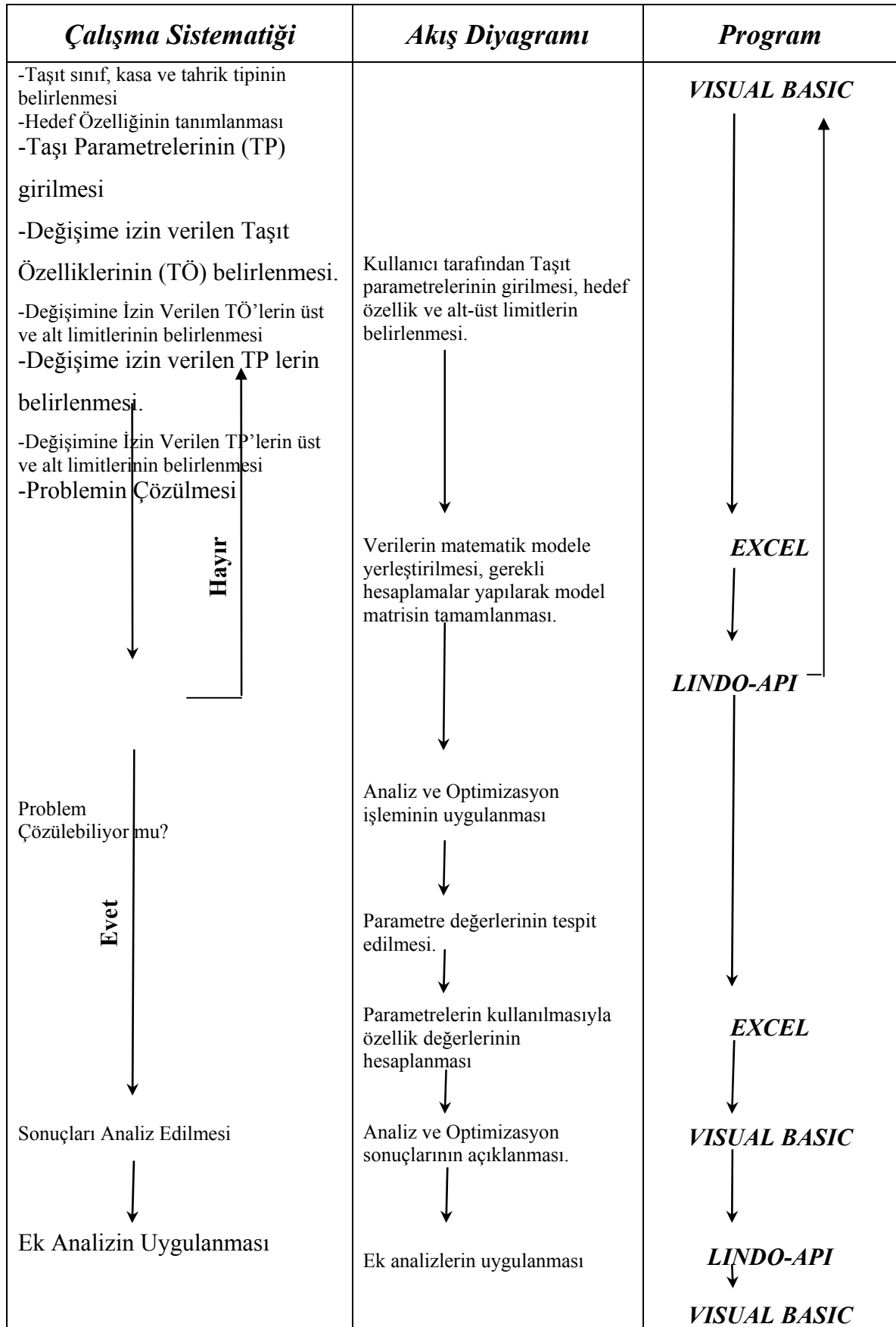


5.8 ACANO Programının Akış ve Çalışma Sistematiğinin Füzyonu

Bundan önceki bölümlerde ACANO programının akış ve çalışma sistematiği ayrı incelenmiştir. Bu bölümde her iki bölümün füzyonu, yani eş zamanlı çalışması ve hangi program tarafından gerçekleştirildiği tablo 5.7 yardımıyla açıklanacaktır.

Tablo 5.7 incelendiğinde ACANO programının akış diyagramı ve çalışma sistematiği esnasında hangi aşamada hangi analizin ilgili program tarafından aktif hale gelmesi belirtilmiştir.

Tablo 5.7: ACANO programının akış ve çalışma sistematığının füzyonu



6. ACANO PROGRAMININ BİR UYGULAMA ÖRNEĞİ İLE TANITILMASI

Bu bölümde ACANO programı bir uygulama örneği ile tanıtılacaktır. Uygulamanın ilk aşamasında konsept taşıt ve sahip olması gerektiği temel özellikler belirtilecektir. FUNNY olarak adlandırdığımız konsept taşıtın konstrüktif ve motor parametreleri belirtildikten sonra alt-üst parametre ve özellik limit değerleri tespit edilecektir. Ele alınan hedef özellik doğrultusunda iki kademeli bir analiz ve optimizasyon işlemi uygulanacaktır. İkinci analiz aşamasından sonra seyir özellikleri ağırlıklı olmak üzere bazı parametrelerin sayısal analizi gerçekleştirilecek, hedef özelliğine etki eden parametreler ve etkileşim yüzdeleri incelenecek (Özellik Ayrıntı Analizi), fayda değer ve zayıf nokta analizinin uygulanmasından sonrası konsept taşıt aynı sınıftan farklı bir taşıt ile karşılaştırılacaktır.

6.1 Konsept Taşıt “FUNNY” nin Tanıtılması

“FUNNY” taşıtını şehir içi kullanıma uygun olarak tasarlanacaktır. Küçük sınıf (City Car) sınıfında olacak olan konsept taşıtın sahip olması gereken temel özellikler şu şekilde sıralanmaktadır:

- Düşük yakıt tüketimi.
- Boyutlarının küçük olması (Özellikle şehir içinde park etme kolaylığı ve yüksek manevra kabiliyeti açısından).
- Küçük sınıf segmentinde olmasına rağmen yüksek emniyet. (Özellikle Pasif Emniyet).
- Yüksek konfor (Ergonomik açıdan – düşük boyutlarına rağmen).
- Geniş bagaj hacmi.
- Önden tahrikli ve hatchback tipi kasa.

FUNNY taşıtı için hedef kitlenin tespitinde mevcut sınıftaki diğer taşıtlar ele alınmıştır. Pazar analizi sonucu hedef kitle olarak gençler (18-26 yaş arası) ve bayan sürücüler olarak tespit edilmiştir. Özellikle bayan sürücüler dikkate alınarak park

konforu ve ergonomi kriterleri, genç sürücüler açısından da yakıt tüketim özellikleri önem kazanmaktadır.

Belirtilen özellikler doğrultusunda taşıtın ilk tasarım aşaması olan “Styling” de taşıtın dış ve iç hatları oluşturulmuştur. Oluşturulan ilk skeçler sonucu gerçekleştirilen elemeler ardından iki alternatif çözüm üzerine durulmuş, diğerleri elenmiştir. İki skecin sağlıklı bir analizi için 1:24 ve 1:12 boyutunda kilden modelleri oluşturulmuştur. FUNNY olarak adlandırılan konsept taşıtın konstrüktif parametreleri tablo 6.1 de, motor ve şanzıman ile ilgili parametreler tablo 6.2 de görülmektedir. Tablo 6.2 de belirtilen parametrelerden IA 1., IB, 2., IC 3., ID 4. IE ise 5. viteste çevrim oranını göstermektedir.

Tablo 6.1: FUNNY’ nin konstrüktif parametreleri (mm)

<i>L1</i>	50	<i>H1</i>	1383	<i>W1</i>	1622
<i>L2</i>	52	<i>H2</i>	464	<i>W2</i>	1262
<i>L3</i>	1005	<i>H3</i>	147	<i>W3</i>	180
<i>L4</i>	710	<i>H4</i>	301	<i>W4</i>	271
<i>L5</i>	551	<i>H5</i>	92	<i>W5</i>	1353
<i>L6</i>	91	<i>H6</i>	178	<i>W6</i>	171
<i>L7</i>	742	<i>H7</i>	221	<i>W7</i>	524
<i>L8</i>	552	<i>H8</i>	68	<i>W8</i>	111
<i>L9</i>	450	<i>H9</i>	382	<i>W9</i>	203
<i>L10</i>	32	<i>H10</i>	921	<i>W10</i>	188
<i>L11</i>	71	<i>H11</i>	321	<i>W11</i>	587
<i>L12</i>	28	<i>H12</i>	11		
<i>L13</i>	84	<i>H13</i>	718		
<i>L14</i>	31	<i>H14</i>	661		
<i>L15</i>	704	<i>H15</i>	501		
<i>L16</i>	2591	<i>H16</i>	947		
<i>L17</i>	1010	<i>H17</i>	308		
<i>L18</i>	4305	<i>H18</i>	975		
<i>L19</i>	281	<i>H19</i>	754		
<i>L20</i>	748	<i>H20</i>	247		
<i>L21</i>	454	<i>H21</i>	886		
<i>L22</i>	506	<i>H22</i>	687		
<i>L23</i>	98	<i>H23</i>	308		
<i>L24</i>	291	<i>H24</i>	91		
<i>L25</i>	476	<i>H25</i>	57		
<i>L26</i>	170	<i>H26</i>	920		
<i>L27</i>	114	<i>R</i>	610		
<i>L28</i>	401				

Tablo 6.2: FUNNY' nin motor ve şanzıman parametreleri

<i>Moment [Nm]</i>	150	<i>Motor hacmi (l)</i>	1,6	<i>IA</i>	3,45	<i>IB</i>	1,94
<i>Motor Gücü [PS]</i>	90	<i>IC</i>	1,37	<i>ID</i>	1,02	<i>IE</i>	0,98

ACANO programıyla analizi gerçekleştirebilmek amacıyla bilinmeyen bazı parametrelerin de tanımlanması gerekmektedir. Bu parametreler taşıt ağırlığı (G), motor ağırlığı (Gm), maksimum hız (Vmax), hava direnç katsayısı (Cw), ön ve arka çapraz hareket katsayısı ($C_{\alpha\ddot{O}}$, $C_{\alpha A}$) ve ağırlık merkezinin konumu (ön aksa mesafesi- $l_{\ddot{O}}$, yüksekliği- h_s). Bu parametrelerden sadece Cw değeri kullanıcı tarafından belirtilmiş (konsept taşıtta 0,32 olarak tespit edilmiştir), diğer parametreler ise tablo 6.3 de belirtilen denklemler yardımıyla tespit edilmiştir.

Tablo 6.3: FUNNY taşıtının ilgili denklemler yardımıyla belirtilen parametrelerin tespit edilmesi

<i>Parametre</i>	<i>Denklem</i>	<i>Değer</i>
<i>Taşıt ağırlığı [kg]</i>	(3.213)	1045,5
<i>Motor ağırlığı [kg]</i>	(5.4)	113,97
<i>Maksimum hız [km/h)]</i>	(5.1)	216,6
<i>Ön çapraz hareket katsayısı [kN/rad]</i>	(5.3)	44,94
<i>Arka çapraz hareket katsayısı [kN/rad]</i>	(5.3)	37,74
<i>Ağırlık merkezinin ön aksa mesafesi [mm]</i>	(3.237)	988
<i>Ağırlık merkezinin yüksekliği [mm]</i>	(3.229)	618,8

İki konsept aracın analizi sonucu FUNNY taşıtı ile tasarıma devam edilmeye karar verilmiştir. FUNNY'nin ayrıntılı analizi ve optimizasyonu için dizayncılar bu aşamadan sonra ACANO programına başvurmuşlardır.

6.2 FUNNY Taşıtının 1. Analiz Aşaması

Konsept taşıtın sahip olması gereken özelliklerin tespit edilmesinden sonraki aşamada ACANO programının yardımıyla taşıtın özellikleri ve parametreleri analiz ve optimize edilmiştir. Analizin ilk aşamasında hedef özellik (maksimize edilecek fonksiyon) tespit edilmiştir. FUNNY taşıtında hedef özellik olarak, “Şehir içi yakıt ekonomisi” ele alınmıştır. Bu özelliğin ele alınmasının nedeni, taşıtın bulunduğu segment olan küçük sınıfta yakıt tüketiminin önemli bir satın alma kriteri olmasıdır. Hedef fonksiyonun tespit edilmesinden sonra diğer özelliklerin alt ve üst sınır değerleri tespit edilmiştir (Tablo 6.4).

Tablo 6.4: FUNNY taşıt özelliklerinin alt ve üst limit değerleri

	Özellik	Min(%)	Max.(%)		Özellik	Min(%)	Max.(%)	
PERFORMANS	İvmelenme (0-80)	-30	10	KONFOR	Ön Koltuk Konf.	-5	25	
	İvmelenme (50-90)	-30	10		Arka Koltuk Konf.	-5	25	
	İvmelenme (80-120)	-30	10		Önden İnip-Bin. Konf.	-5	25	
	Vmax	-10	10		Arkadan İnip-Bin. Konf.	-5	25	
	Yokuş	-30	10		İç Hacim	-5	25	
SEYİR ÖZELLİKLERİ	Stabilite	-15	15		Park Etme K.	-5	25	
	Fren Stabilitesi	-15	15		Bagaj Hacmi	-5	25	
	Yan Rüzgar Duy.	-15	15		Yaylanma Konf.	-5	25	
	Devrilme Sınırı	-15	15		Dönemeçte Seyir Konf.	-5	25	
	Manevra Kabiliyeti	-15	15		Yakıt Ekon. (Ş Arası)	0	30	YAKIT EKON. VE DİĞER
	Slalom Kabiliyeti	-15	15		Cw [-]	-0,02	0,01	
	Dönemeçte Doğrultu Koruma Pot.	-15	15		Ağırlık Merk. (Yatay) (mm)	-50	50	
PASİF EMN.	Pasif (Yan)	-20	20		Ağırlık Merk. (Dikey) (mm)	-50	50	
	Pasif (Ön)	-20	20		Ağırlık (kg)	-150	50	
	Pasif (Yaya)	-20	20					

Tablo 6.4 den de görüldüğü gibi, analizin ilk aşamasında sınır değerleri oldukça geniş tutulmuştur. Bunun sebebi ilk analiz sonuçlarının, belirtilen sınırlamalar doğrultusunda herhangi bir çözümün mevcut olup olmadığının tespit edilmesidir. Aşırı dar sınırlamaların belirtilmesi sonucu çözüm uzayında optimum çözüm olmayabilmektedir.

Özelliklerin alt ve üst limitleri belirlendikten sonra taşıt konstrüktif (Tablo 6.5) ve motor parametrelerin (Tablo 6.6) alt ve üst limitleri tespit edilmiştir. Özelliklerin sınır değerlerinin geniş tutulması gibi parametrelerin de sınır değerleri aynı gerekçeyle geniş tutulmuştur.

Tablo 6.5: FUNNY taşıt konstrüktif parametrelerinin alt ve üst limit değerleri

	<i>Min.(mm)</i>	<i>Max.(mm)</i>		<i>Min.(mm)</i>	<i>Max.(mm)</i>		<i>Min.(mm)</i>	<i>Max.(mm)</i>
L1	-5	5	H1	-30	30	W1	-30	30
L2	-5	5	H2	-5	5	W2	-20	20
L3	-20	20	H3	-3	3	W3	-5	5
L4	-5	5	H4	-5	5	W4	-10	10
L5	-10	10	H5	0	5	W5	-10	10
L6	0	5	H6	-5	5	W6	-5	5
L7	-10	10	H7	-15	15	W7	-5	5
L8	-5	5	H8	-5	5	W8	-5	5
L9	-20	20	H9	-3	3	W9	-5	5
L10	-5	5	H10	-5	5	W10	-5	5
L11	-5	5	H11	-5	5	W11	-5	5
L12	-5	5	H12	-5	5	R	0	0
L13	-20	20	H13	-5	5			
L14	-5	5	H14	-10	10			
L15	-30	30	H15	-5	5			
L16	-30	30	H16	-5	5			
L17	-30	30	H17	-5	5			
L18	-50	50	H18	-5	5			
L19	-5	5	H19	-5	5			
L20	-10	10	H20	-5	5			
L21	-5	10	H21	-5	5			
L22	-5	5	H22	-5	5			
L23	-5	5	H23	-5	5			
L24	-5	5	H24	-10	10			
L25	-5	5	H25	-10	10			
L26	-5	5	H26	-10	10			
L27	-5	5						
L28	-5	5						

Tablo 6.6: FUNNY' nin motor şanzıman ve çapraz hareket katsayıları parametrelerin alt ve üst limit değerleri

	<i>Min.</i>	<i>Max.</i>			<i>Min.</i>	<i>Max.</i>
<i>Moment (Nm)</i>	-20	20		<i>1. Vites Çevrim Oranı</i>	-0,1	0,1
<i>Motor Gücü (PS)</i>	-12	12		<i>2. Vites Çevrim Oranı</i>	-0,1	0,1
<i>Motor Hacmi (Vh)</i>	-0,2	0,2		<i>3. Vites Çevrim Oranı</i>	-0,1	0,1
<i>Motor Ağırlığı (kg)</i>	-18	18		<i>4. Vites Çevrim Oranı</i>	-0,1	0,1
<i>C_{αÖ} [kN/rad]</i>	-2	2		<i>5. Vites Çevrim Oranı</i>	-0,1	0,1
<i>C_{αA} [kN/rad]</i>	-2,4	2,4				

Tablo 6.5 ve 6.6 da verilen sınır değerleri analizi sonucu ACANO programında gerçekleştirilen analiz neticesinde taşıt özellikleri ve parametrelerinin aldığı değerler tablo 6.7 ve 6.9 arasında görülmektedir.

Tablo 6.7: Taşıt özelliklerinin 1. analiz sonuçları (% değişim)

PERFORMANS	İvmelenme (0-80)	-13,09	Ön Koltuk Konforu	0,81	KONFOR
	İvmelenme (50-90)	-14,31	Arka Koltuk Konforu	1,47	
	İvmelenme (80-120)	-15,43	Önden İnip-Bin. K.	-0,78	
	Vmax	-2,13	Arkadan İnip-Bin. K.	0,25	
	Yokuş	-6,71	İç Hacim	-1,43	
SEYİR ÖZELLİKLERİ	Stabilite	2,65	Park Etme	14,32	
	Fren Stabilesi	2,66	Bagaj Hacmi	-3,44	
	Yan Rüzgar Duy. Dir.	7,36	Yaylanma Konforu	-1,77	
	Devrilme Sınırı	-1,11	Dönemeçte Seyir Konforu	-0,84	
	Manevra Kabiliyeti	2,49	Yakıt Ekon. (Ş İçi)	13,88	
	Slalom Kabiliyeti	1,12	Yakıt Ekon. (Ş Arası)	8,22	
	Dönemeçte Doğrultu Koruma	-4,86	Cw [değer]	0,0039	YAKIT EKONOMİSİ - DİĞERLERİ
	Pasif (Yan)	-7,23	Ağırlık Merk. (Yatay) (mm)	9,69	
PASİF EMN.	Pasif (Ön)	-16,84	Ağırlık Merk. (Dikey) (mm)	6,82	
	Pasif (Yaya)	-2,36	Ağırlık (kg)	-43,73	

Tablo 6.8: Taşıt konstrüktiv parametrelerinin 1. analiz sonuçları [mm]

<i>L1</i>	-5	<i>H1</i>	-22	<i>W1</i>	-17
<i>L2</i>	-3	<i>H2</i>	4	<i>W2</i>	-11
<i>L3</i>	-14	<i>H3</i>	0	<i>W3</i>	-2
<i>L4</i>	3	<i>H4</i>	-5	<i>W4</i>	-7
<i>L5</i>	8	<i>H5</i>	2	<i>W5</i>	-9
<i>L6</i>	2	<i>H6</i>	1	<i>W6</i>	-3
<i>L7</i>	9	<i>H7</i>	-15	<i>W7</i>	-1
<i>L8</i>	-3	<i>H8</i>	5	<i>W8</i>	-2
<i>L9</i>	-20	<i>H9</i>	0	<i>W9</i>	-3
<i>L10</i>	0	<i>H10</i>	-5	<i>W10</i>	-2
<i>L11</i>	-3	<i>H11</i>	-5	<i>W11</i>	-1
<i>L12</i>	-3	<i>H12</i>	-4		
<i>L13</i>	-18	<i>H13</i>	3		
<i>L14</i>	-4	<i>H14</i>	-10		
<i>L15</i>	-24	<i>H15</i>	-4		
<i>L16</i>	-6	<i>H16</i>	3		
<i>L17</i>	-17	<i>H17</i>	-5		
<i>L18</i>	-47	<i>H18</i>	3		
<i>L19</i>	-2	<i>H19</i>	-5		
<i>L20</i>	11	<i>H20</i>	3		
<i>L21</i>	6	<i>H21</i>	3		
<i>L22</i>	7	<i>H22</i>	-5		
<i>L23</i>	-5	<i>H23</i>	-4		
<i>L24</i>	7	<i>H24</i>	-7		
<i>L25</i>	5	<i>H25</i>	-6		
<i>L26</i>	-14	<i>H26</i>	-8		
<i>L27</i>	-3	<i>R</i>	0		
<i>L28</i>	0				

Tablo 6.9: Taşıtın motor ve şanzıman parametrelerinin 1. analiz sonuçları

<i>Moment (Nm)</i>	-17	<i>Motor hacmi (l)</i>	-0,2	<i>C_{aā}</i>	-0,69
<i>Motor Gücü (PS)</i>	-10	<i>Motor ağırlığı (kg)</i>	-13	<i>C_{aA}</i>	-1,07
<i>IA</i>	-0,1	<i>IB</i>	-0,07	<i>IC</i>	-0,09
<i>ID</i>	-0,1	<i>IE</i>	-0,09		

Tablo 6.7 de görüldüğü gibi hedef özelliği olan “Şehir içi yakıt ekonomisi” %13,88 gibi oldukça tatminkar bir değerde artmıştır. Şehirlerarası yakıt tüketimi de % 8,22 oranında artmıştır. Ancak bu olumlu değerler karşılığında taşıtın diğer özellikleri olumsuz yönde gelişmiştir:

- Özellikle pasif emniyet değerleri oldukça düşmüştür.
- Konfor değerlerinde bir iyileşmeye rastlanmamıştır.

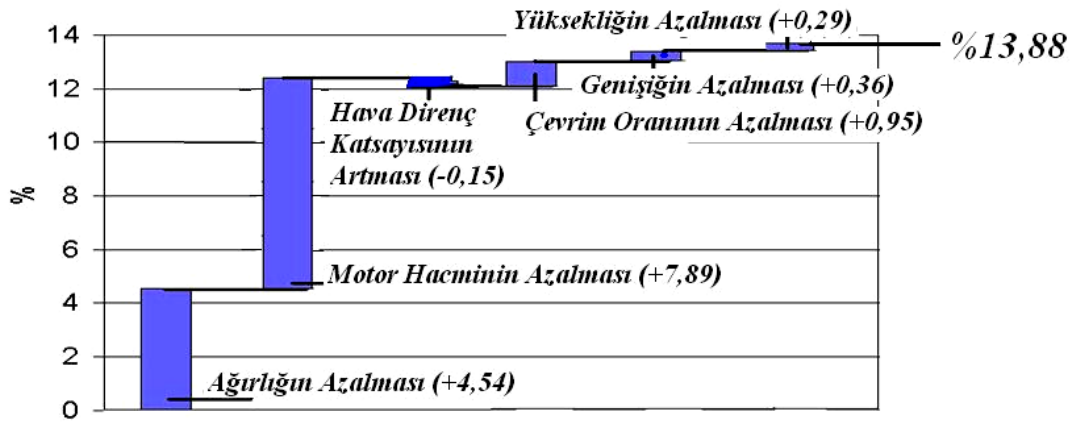
- Seyir özellikleri değerlerinde fazla bir değişikliğe rastlanmamıştır.
- Taşıt performansında oldukça fazla bir düşüş meydana gelmiştir. (Özellikle ivmelenme kabiliyeti).

6.2.1 1. Analiz Sonuçlarının Özellik Etki Analiz Yardımıyla İncelenmesi

Tablo 6.7 deki taşıt özelliklerinin analiz sonuçları dikkate alınarak analizin ikinci aşamasına geçilmiştir. Bu aşamada ilk olarak “Özellik Etki Analizi” çalışması uygulanmıştır. Özelik olarak hedef özelliği ele alınmıştır. Hedef özelliğini etkileyen parametreler ve etkileme dereceleri bu aşamada (Tablo 6.10 ve Şekil 6.1) incelenmiştir.

Tablo 6.10 Şehir içi yakıt tüketiminin % 13,88 azalmasında hangi parametrenin ne kadar etkili olduğunun belirtilmesi

<i>Taşıt Parametresi</i>	<i>%</i>	<i>Taşıt Parametresi</i>	<i>%</i>
Ağırlık (G)	4,54	2.Vites çevrim oranı	0,95
Motor hacmi (Vh)	7,89	Taşıt genişliği (W1)	0,36
Hava direnç katsayısı (Cw)	-0,15	Taşıt Yüksekliği (H1)	0,29



Şekil 6.1 Şehir içi yakıt tüketiminin % 13,88 azalmasında hangi parametrenin ne kadar etkili olduğunun gösterilmesi

Şekil 6.1 de görüldüğü gibi yakıt ekonomisini etkileyen en önemli parametre motor hacmidir (%7,89). Yani %13,88 lik yakıt tasarrufun % 7,89 i motor hacminin azaltılmasıyla sağlanmaktadır. Taşıtın ana karoseri boyutlarını veren taşıt genişliği ve yüksekliğinin azaltılmasıyla elde edilen yakıt ekonomisi sadece %0,65 dir. Oysa bu ana karoseri boyutlarının pasif emniyet ve konfor üzerinde büyük etkileri

bulunmaktadır. Bu amaçla taşıt ana karoseri boyutlarının arttırılmasıyla elde edilecek yakıt ekonomisinde azalmaya karşın emniyet ve konfor kriterleri oldukça iyileşecektir.

6.3 FUNNY Taşıtının 2. Analiz Aşaması

Özellik ayrıntı analizleri göz önüne alınarak özellik ve parametre alt-üst limit değerleri tekrar düzenlenmiştir. Bu aşamada taşıt ana karoseri boyutlarının sadece artmasına izin verilecek şekilde taşıt parametrelerinin alt-üst limit değerleri tekrar düzenlenmiştir (Tablo 6.11). Bu düzeltmelere ek olarak da taşıt özellikleri, bilhassa konfor ve emniyet özelliklerinin iyileştirilmesi yönünde alt-üst limit değerleri tekrar düzenlenmiştir (Tablo 6.12).

Tablo 6.11 Taşıt konstrüktif parametrelerinin ikinci alt-üst limit değerleri

	<i>Min.(mm)</i>	<i>Max.(mm)</i>		<i>Min.(mm)</i>	<i>Max.(mm)</i>		<i>Min.(mm)</i>	<i>Max.(mm)</i>
<i>L1</i>	0	5	<i>H1</i>	0	30	<i>W1</i>	0	30
<i>L2</i>	0	5	<i>H2</i>	0	10	<i>W2</i>	0	20
<i>L3</i>	0	20	<i>H3</i>	0	3	<i>W3</i>	0	5
<i>L4</i>	-5	5	<i>H4</i>	-5	5	<i>W4</i>	-5	5
<i>L5</i>	-10	10	<i>H5</i>	0	5	<i>W5</i>	0	20
<i>L6</i>	0	5	<i>H6</i>	0	10	<i>W6</i>	0	5
<i>L7</i>	-10	10	<i>H7</i>	0	15	<i>W7</i>	0	5
<i>L8</i>	0	5	<i>H8</i>	0	10	<i>W8</i>	0	5
<i>L9</i>	0	20	<i>H9</i>	-3	3	<i>W9</i>	0	5
<i>L10</i>	0	5	<i>H10</i>	0	10	<i>W10</i>	0	5
<i>L11</i>	0	5	<i>H11</i>	0	10	<i>W11</i>	0	5
<i>L12</i>	0	20	<i>H12</i>	0	10	<i>R</i>	0	5
<i>L13</i>	-20	20	<i>H13</i>	0	10			
<i>L14</i>	0	5	<i>H14</i>	0	10			
<i>L15</i>	0	30	<i>H15</i>	0	10			
<i>L16</i>	0	30	<i>H16</i>	0	5			
<i>L17</i>	0	30	<i>H17</i>	0	10			
<i>L18</i>	0	50	<i>H18</i>	0	10			
<i>L19</i>	0	10	<i>H19</i>	0	10			
<i>L20</i>	0	10	<i>H20</i>	0	10			
<i>L21</i>	0	10	<i>H21</i>	0	5			
<i>L22</i>	0	10	<i>H22</i>	0	5			
<i>L23</i>	0	10	<i>H23</i>	0	10			
<i>L24</i>	0	10	<i>H24</i>	0	10			
<i>L25</i>	0	10	<i>H25</i>	0	10			
<i>L26</i>	0	10	<i>H26</i>	0	10			
<i>L27</i>	0	10						
<i>L28</i>	0	10						

Tablo 6.12: Taşıt özelliklerinin ikinci alt-üst limit değerleri

	Özellik	Min(%)	Max.(%)		Özellik	Min(%)	Max.(%)	
PERF.	İvmelenme (0-80)	-30	10	KONFOR	Ön Koltuk Konforu	-5	25	
	İvmelenme (50-90)	-30	10		Arka Koltuk Konforu	-5	25	
	İvmelenme (80-120)	-30	10		Önden İnip-Bin	-5	25	
	Vmax	-10	10		Arkadan İnip-Bin	-5	25	
	Yokuş	-30	10		İç Hacim	-5	25	
SEYİR	Stabilite	-15	15		Park Etme	-5	25	
	Fren Stabilesi	-15	15		Bagaj Hacmi	-5	25	
	Yan Rüzgar Dir.	-15	15		Yaylanma Konf.	-5	25	
	Devrilme Sınırı	-15	15		Dön. Seyir Konf.	-5	25	
	Manevra Kabiliyeti	-15	15		Yakıt Ekon. (Ş Arası)	0	30	YAKIT EKONOMİSİ VE DİĞERLERİ
	Slalom Kabiliyeti	-15	15		Cw [değer]	-0,02	0,01	
	Dönemeçte Doğrultu Koruma	-15	15		Ağırlık Merk. (Yatay) (mm)	-50	50	
PASİF EMN.	Pasif (Yan)	-20	20		Ağırlık Merk. (Dikey) (mm)	-50	50	
	Pasif (Ön)	-20	20					
	Pasif (Yaya)	-20	20		Ağırlık (kg)	-150	50	

Tablo 6.11 ve 6.12 de belirtilen yeni alt-üst limit değerlerinin tespit edilmesi neticesinde ACANO programındaki analiz sonuçları tablo 6.13-6.15 arasında görülmektedir.

Tablo 6.13: Taşıt özelliklerinin 2. analiz sonuçları (% değişim)

PERFORMANS	İvmelenme (0-80)	-14,96	Ön Koltuk Konforu	9,76	KONFOR
	İvmelenme (50-90)	-15,95	Arka Koltuk Konforu	6,16	
	İvmelenme (80-120)	-18,77	Önden İnip-Bin	8,56	
	Vmax	-3,52	Arkadan İnip-Bin	3,71	
	Yokuş	-14,96	İç Hacim	11,62	
SEYİR	Stabilite	-3,41	Park Etme	2,92	
	Fren Stabilesi	8,28	Bagaj Hacmi	3,81	
	Yan Rüzgar Dir.	1,96	Yaylanma Konf.	1,61	
	Devrilme Sınırı	0,58	Dönemeçte Seyir Konf.	-1,51	
	Manevra Kabiliyeti	2,57	Yakıt Ekon. (Ş İçi)	8,48	YAKIT EKONOMİSİ - DİĞERLERİ
	Slalom Kabiliyeti	-9,83	Yakıt Ekon. (Ş Arası)	3,01	
	Dön. Doğrultu Koruma	-6,56	Cw [değer]	0,00095	
PASİF EMN.	Pasif (Yan)	6,72	Ağ. Merk. (Yatay) (mm)	31,89	
	Pasif (Ön)	11,23	Ağ. Merk. (Dikey) (mm)	-0,54	
	Pasif (Yaya)	1,42	Ağırlık (kg)	9,46	

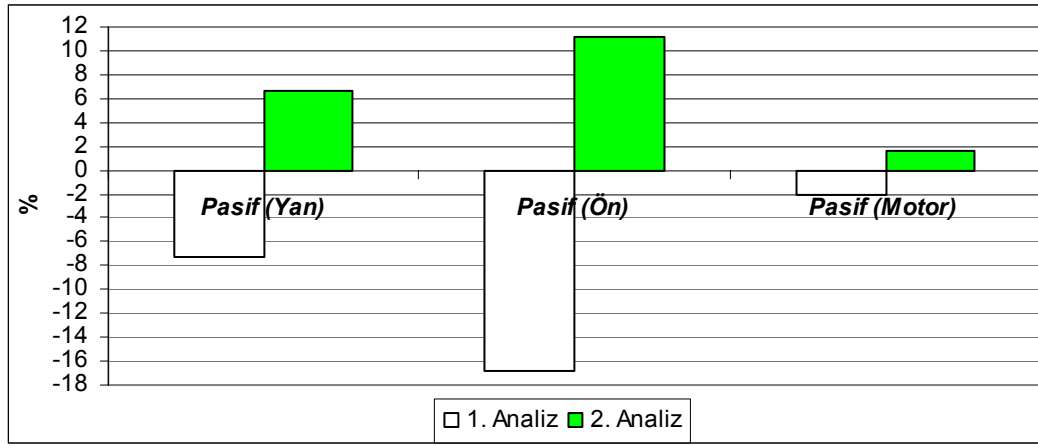
Tablo 6.14: Taşıt parametrelerinin ikinci analiz sonuçları

L1	3	H1	13	W1	17
L2	0	H2	11	W2	13
L3	17	H3	2	W3	2
L4	3	H4	-3	W4	-3
L5	2	H5	1	W5	20
L6	4	H6	6	W6	3
L7	1	H7	6	W7	4
L8	0	H8	9	W8	3
L9	5	H9	0	W9	5
L10	0	H10	7	W10	3
L11	0	H11	7	W11	3
L12	18	H12	9		
L13	-1	H13	10		
L14	0	H14	0		
L15	4	H15	3		
L16	10	H16	4		
L17	18	H17	10		
L18	32	H18	8		
L19	7	H19	3		
L20	6	H20	3		
L21	5	H21	3		
L22	8	H22	0		
L23	2	H23	9		
L24	4	H24	3		
L25	7	H25	0		
L26	-3	H26	0		
L27	0	R	0		
L28	2				

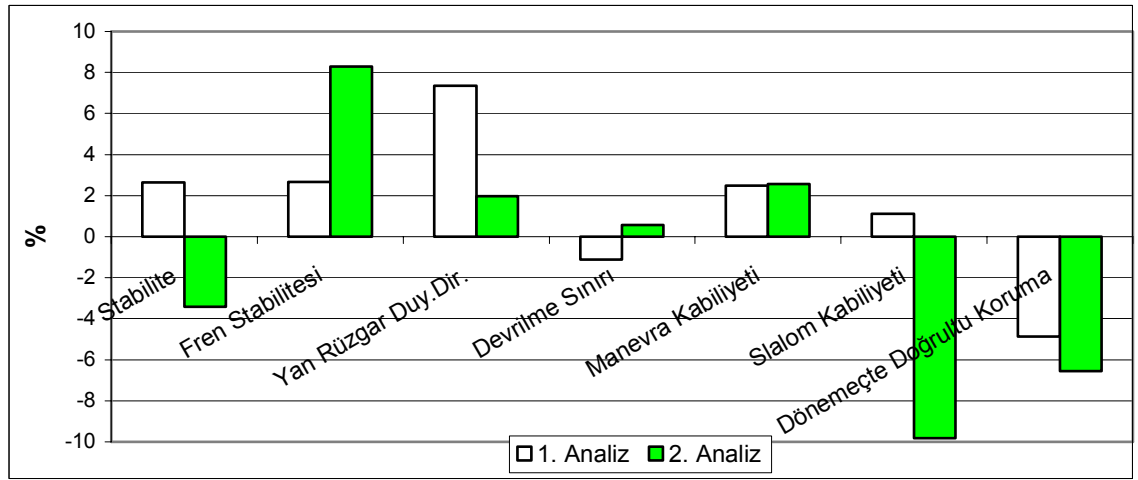
Tablo 6.15: Taşıt motor, şanzıman ve çapraz hareket katsayı parametrelerinin ikinci analiz sonuçları

Moment (Nm)	-15	Motor hacmi (l)	-0,16	C_{aö}	0,141
Motor Gücü (PS)	-11	Motor ağırlığı (kg)	-14	C_{aA}	0,220
IA	-0,071	IB	-0,052	IC	-0,043
ID	-0,064	IE	-0,075		

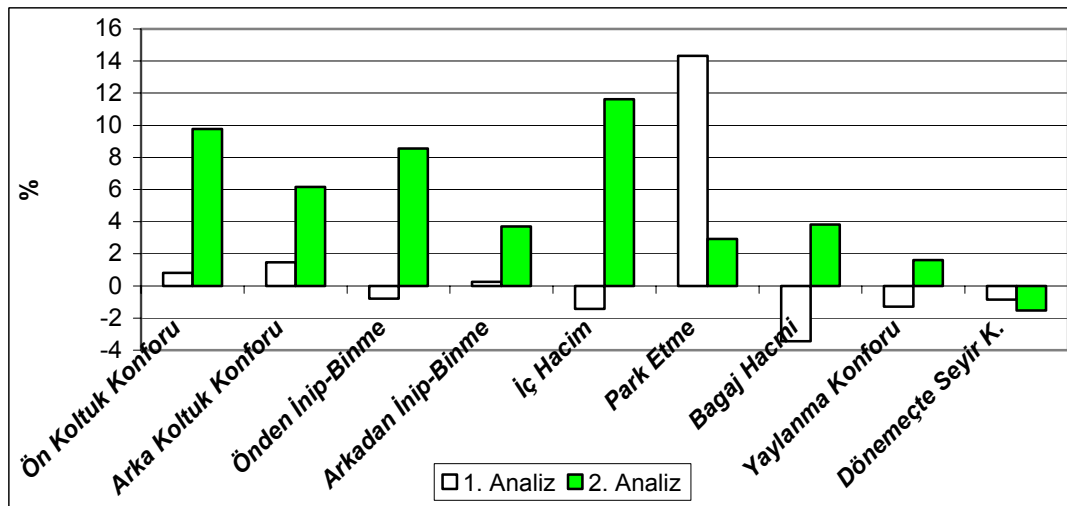
İki kademeli analiz neticesinde elde edilen sonuçların daha iyi yorumlanabilmesi taşıt özelliklerinin ve parametrelerinin birinci ve ikinci analiz sonuçları toplu bir şekilde şekiller 6.2-6.12 arasında görülmektedir.



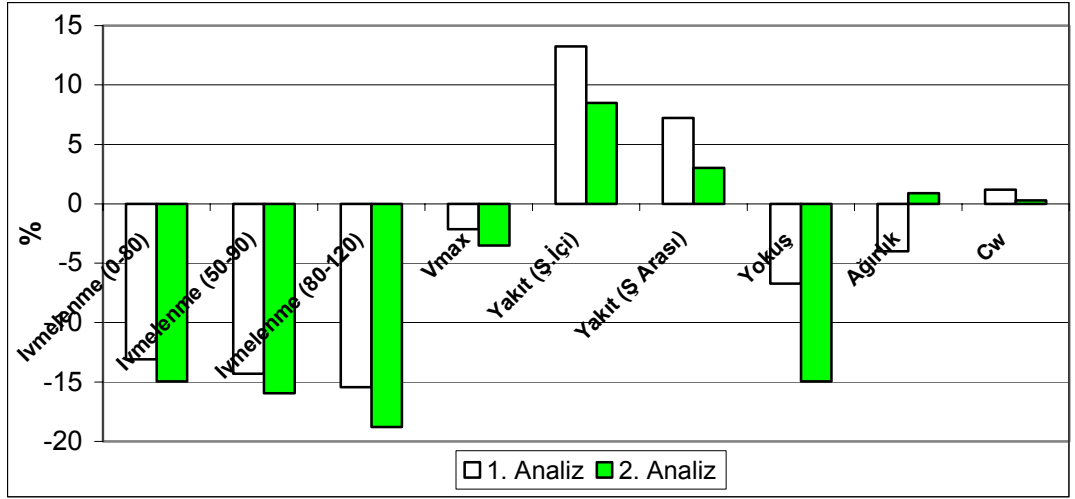
Şekil 6.2: 1. ve 2. analiz sonuçları (Pasif Emniyet)



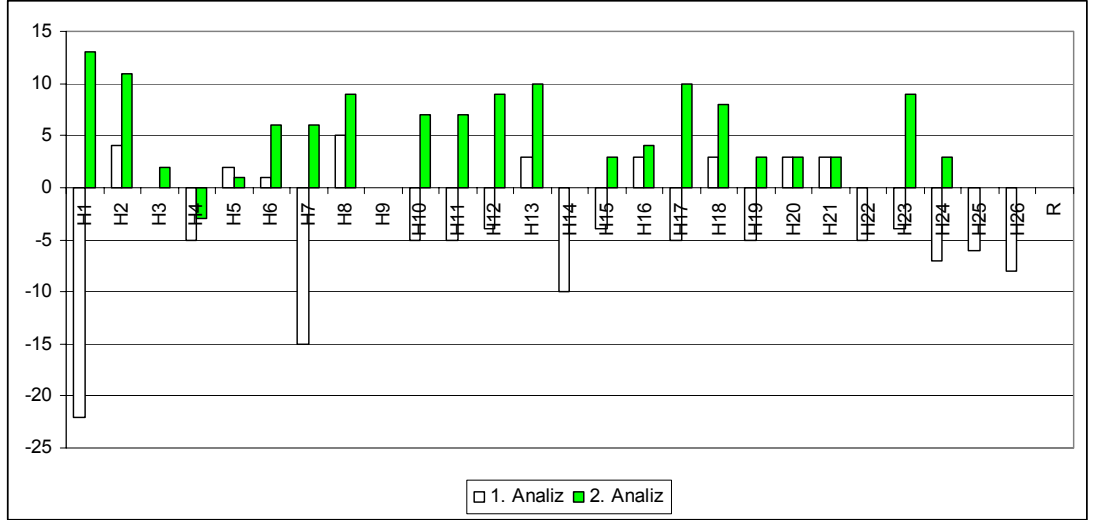
Şekil 6.3: 1. ve 2. analiz sonuçları (Seyir özellikleri)



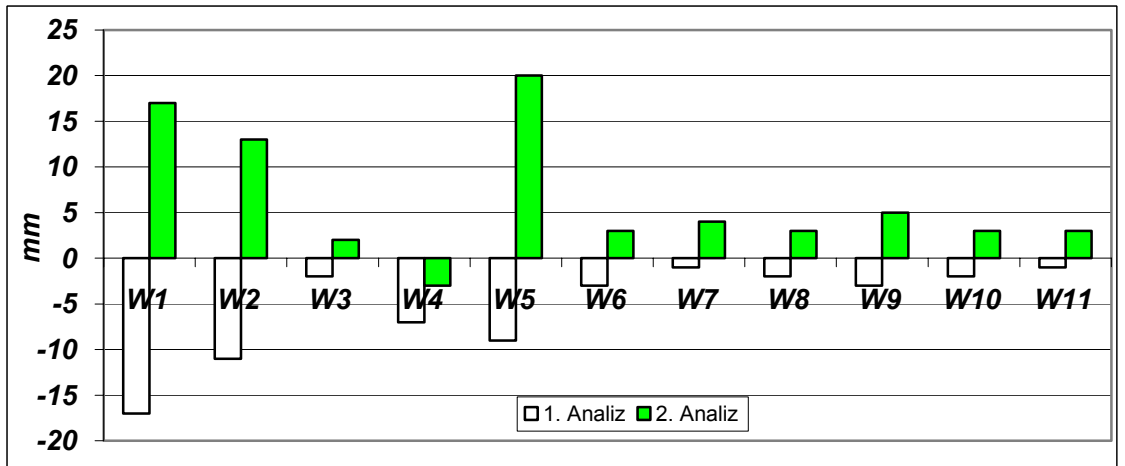
Şekil 6.4: 1. ve 2. analiz sonuçları (Konfor)



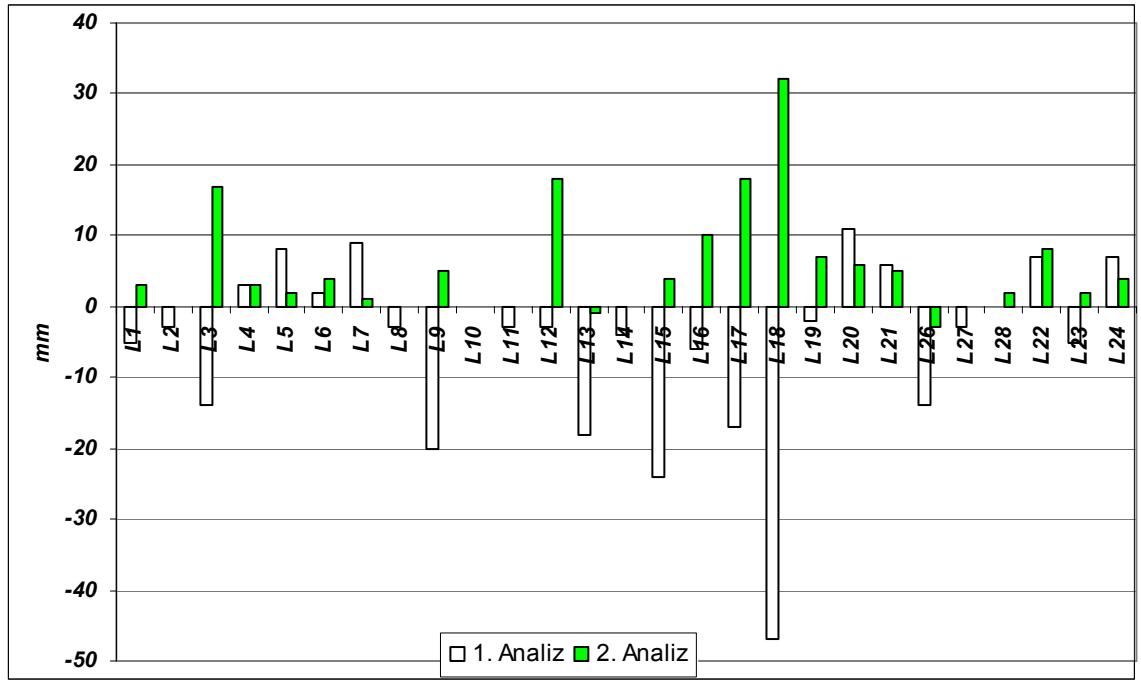
Şekil 6.5: 1. ve 2. analiz sonuçları (Performans, ağırlık, hava direnç katsayısı ve yakıt ekonomisi)



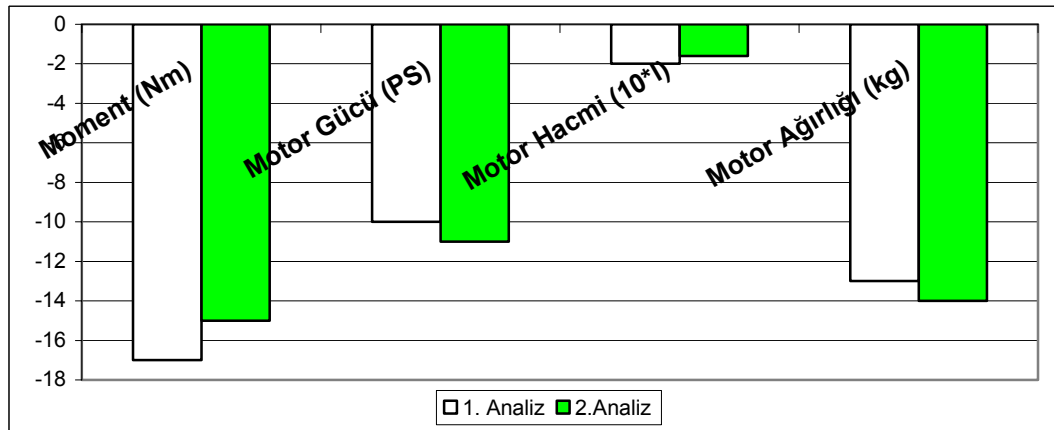
Şekil 6.6: 1. ve 2. analiz sonuçları (Yükseklik parametreleri)



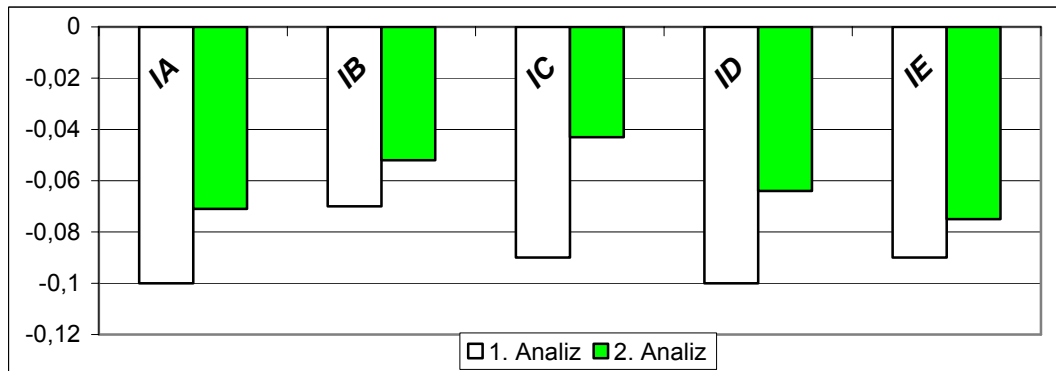
Şekil 6.7: 1. ve 2. analiz sonuçları (Genişlik parametreleri)



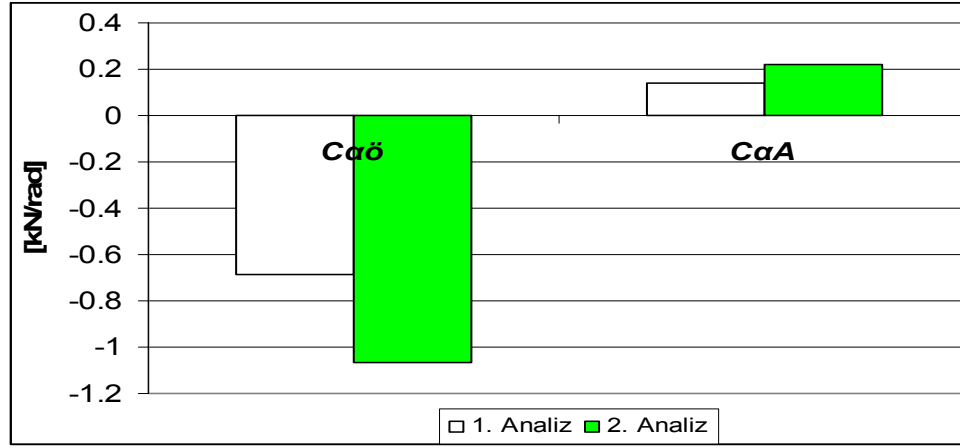
Şekil 6.8: 1. ve 2. analiz sonuçları (Uzunluk parametreleri)



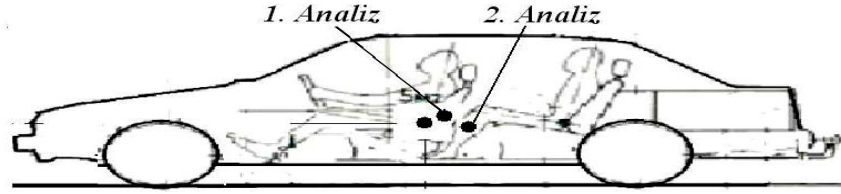
Şekil 6.9: 1. ve 2. analiz sonuçları (Motor verileri ve ağırlığı)



Şekil 6.10: 1. ve 2. analiz sonuçları (Şanzıman çevrim oranları)



Şekil 6.11: 1. ve 2. analiz sonuçları (Çapraz hareket katsayısı)



Ağırlık Merkezindeki Değişim [mm]

	1. Analiz	2. Analiz
Ön Aksa Mesafe (Yatay)	9,69	31,89
Yükseklik	6,82	-0,54

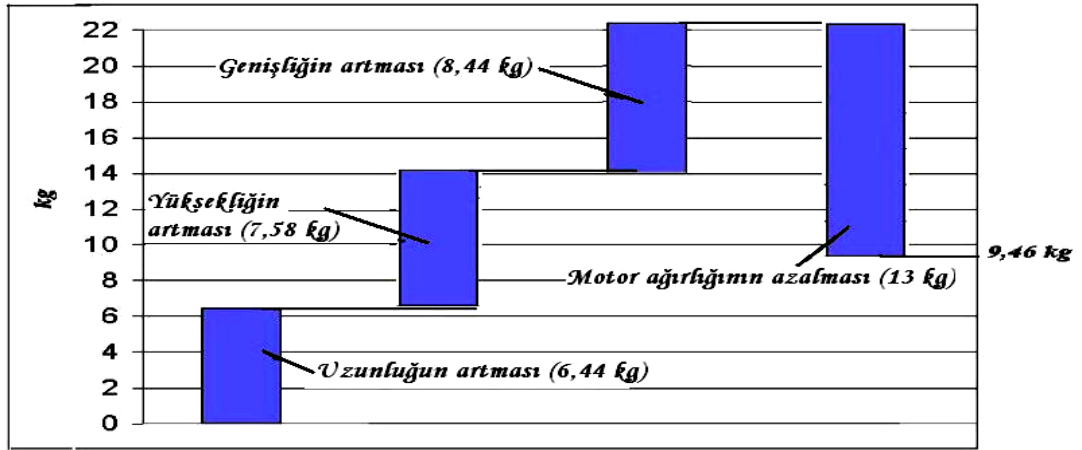
Şekil 6.12: 1. ve 2. analiz sonuçları (Ağırlık merkezinin konumu)

Tablolar 6.13-6.15 ve şekiller 6.6-6.12 analiz sonuçlarının incelenmesi sonucu şu sonuçlara varılmıştır:

- Şehir içi yakıt tüketimi ilk analiz değerine göre azalma göstermiştir (% 13,25 den % 8,48 e inmiştir).
- Konfor özelliklerinde oldukça iyileşmeler gözlenmiştir.
- Özellikle pasif emniyet değerleri tatmin edici değerlere ulaşmıştır.
- Ağırlık merkezinin ilk analize göre yaklaşık 32 mm taşıtın arkasına doğru kaymasından dolayı slalom kabiliyeti ve stabilite değerlerinde azalma görülmüştür.
- Performans özelliklerinde kısmi olarak önceki analize göre azalma görülmüştür.
- Hava direnç katsayısında iyileşme görülmektedir (0,004 artış yerine sadece 0,00095 değerlik bir artış).

- Taşıt ağırlığı ilk analizde 43,7 kg azalırken ikinci analizde 9,5 kg lık bir artış göstermektedir.
- Bagaj hacmi %3,81 oranında artmıştır.

Şekil 6.13 de taşıt ağırlığının 9,46 kg artmasına neden olan parametreler ve değerleri belirtilmiştir.



Şekil 6.13: Taşıt ağırlığının 9,46 kg artmasında etkili olan faktörler

6.4 İki Analiz Sonuçlarının Fayda-Değer ve Zayıf Nokta Analizleri Açısından Karşılaştırılması

6.4.1 İki Analiz Sonuçlarının Fayda-Değer Analizi Açısından Karşılaştırılması

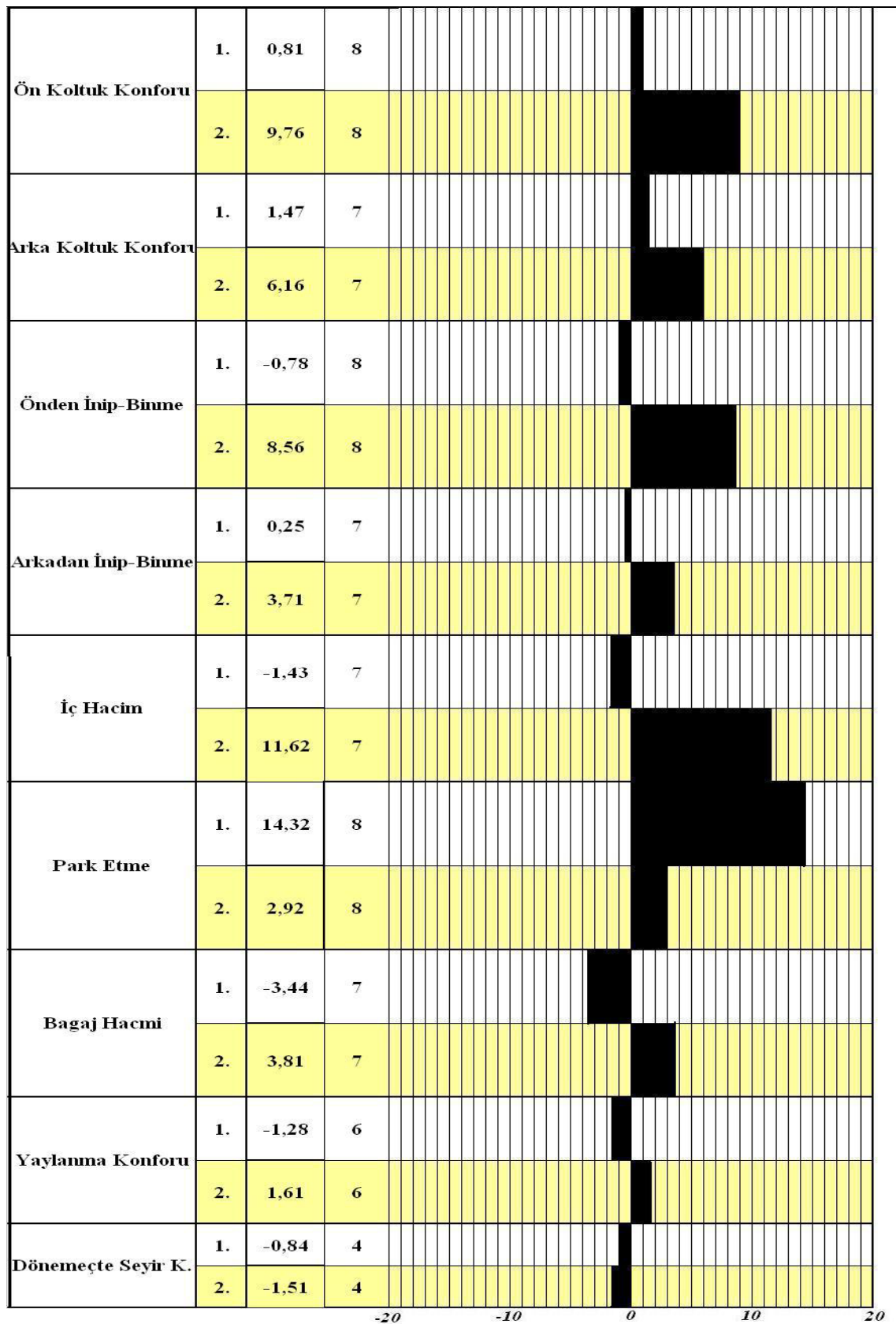
ACANO programının sağladığı analiz imkanlarından birisi de “Fayda-Değer” analizidir. Fayda değer analizinin ilk aşamasında her bir özellik için ağırlık puanı tespit edilmektedir. İlgili özelliğin önemi arttıkça, ağırlık puanı da artmaktadır. Bu nedenden dolayı ağırlık puanının tespit edilmesinde özelliğin arz ettiği önem dikkate alınmaktadır (bak bölüm 5.5.3). Fayda değer analizi sayesinde ilgili çözüm ile ilgili tek bir sayısal sonuç elde edilmektedir. Bu sonuç ilgili çözümün genel toplam puanıdır. Bu yöntem ilgili çözümün ne kadar başarılı olduğu hakkında bilgi vermektedir. Tablo 6.16 de iki analiz neticesinde elde edilen fayda-değer sonuçları görülmektedir.

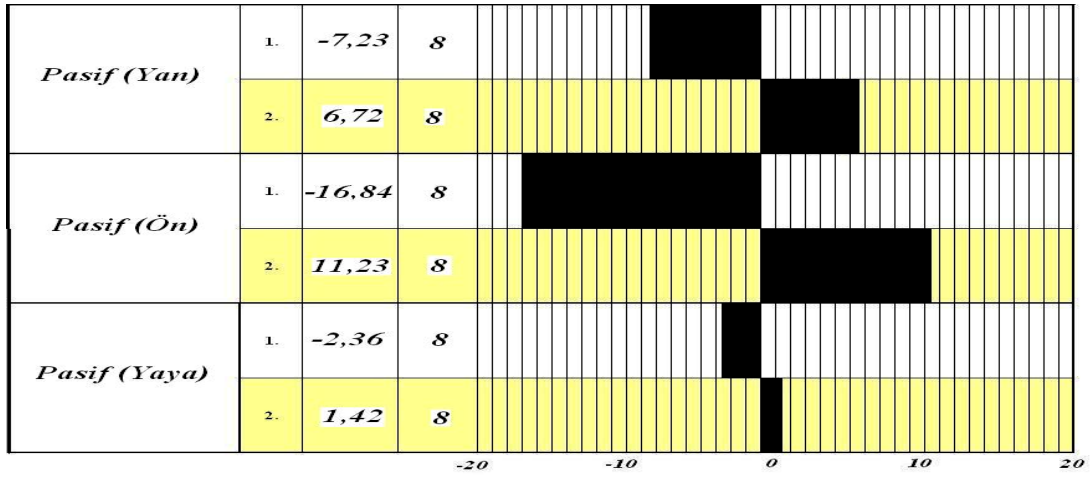
Tablo 6.16: İki analiz sonuçlarının fayda-değer analiz sonuçları

<i>Özellik</i>	<i>1. Analiz</i>	<i>2. Analiz</i>	<i>Ağırlık</i>	<i>1.Analiz P.</i>	<i>2.Analiz P.</i>
Ivmelenme (0-80)	-13,09	-14,96	2	-26,18	-29,92
Ivmelenme (50-90)	-14,31	-15,95	2	-28,62	-31,9
Ivmelenme (80-120)	-15,43	-18,77	2	-30,86	-37,54
Vmax	-2,13	-3,52	2	-4,26	-7,04
<i>Yakıt Ekonomisi(Ş.İçi)</i>	13,88	8,48	10	138,8	84,8
Yakıt Ekonomisi (Ş Arası)	8,22	3,01	10	82,2	30,1
Yokuş	-6,71	-14,96	3	-20,13	-44,88
Ağırlık Etkisi	4	-0,9	9	36	-8,1
Hava Direnç Katsayısı	-1,18	-0,28	1	-1,18	-0,28
Ön Koltuk Konforu	0,81	9,76	8	6,48	78,08
Arka Koltuk Konforu	1,47	6,16	7	10,29	43,12
Önden İnip-Binme	-0,78	8,56	8	-6,24	68,48
Arkadan İnip-Binme	0,25	3,71	7	1,75	25,97
İç Hacim	-1,43	11,62	7	-10,01	81,34
Park Etme	14,32	2,92	8	114,56	23,36
Bagaj Hacmi	-3,44	3,81	7	-24,08	26,67
Yaylanma Konforu	-1,28	1,61	6	-7,68	9,66
Dönemeçte Seyir K.	-0,84	-1,51	4	-3,36	-6,04
Pasif (Yan)	-7,23	6,72	8	-57,84	53,76
Pasif (Ön)	-16,84	11,23	8	-134,72	89,84
Pasif (Yaya)	-2,36	1,42	8	-18,88	11,36
Stabilite	2,65	-3,41	5	13,25	-17,05
Fren Stabilitesi	2,66	8,28	5	13,3	41,4
Yan Rüzgar Duy.Dir.	7,36	1,96	4	29,44	7,84
Devrilme Sınırı	-1,11	0,58	3	-3,33	1,74
Manevra Kabiliyeti	2,49	2,57	1	2,49	2,57
Slalom Kabiliyeti	1,12	3,83	1	1,12	3,83
Dönemeçte Doğr. Kor.	-4,86	-6,56	1	-4,86	-6,56
<i>TOPLAM:</i>				67,45	494,61

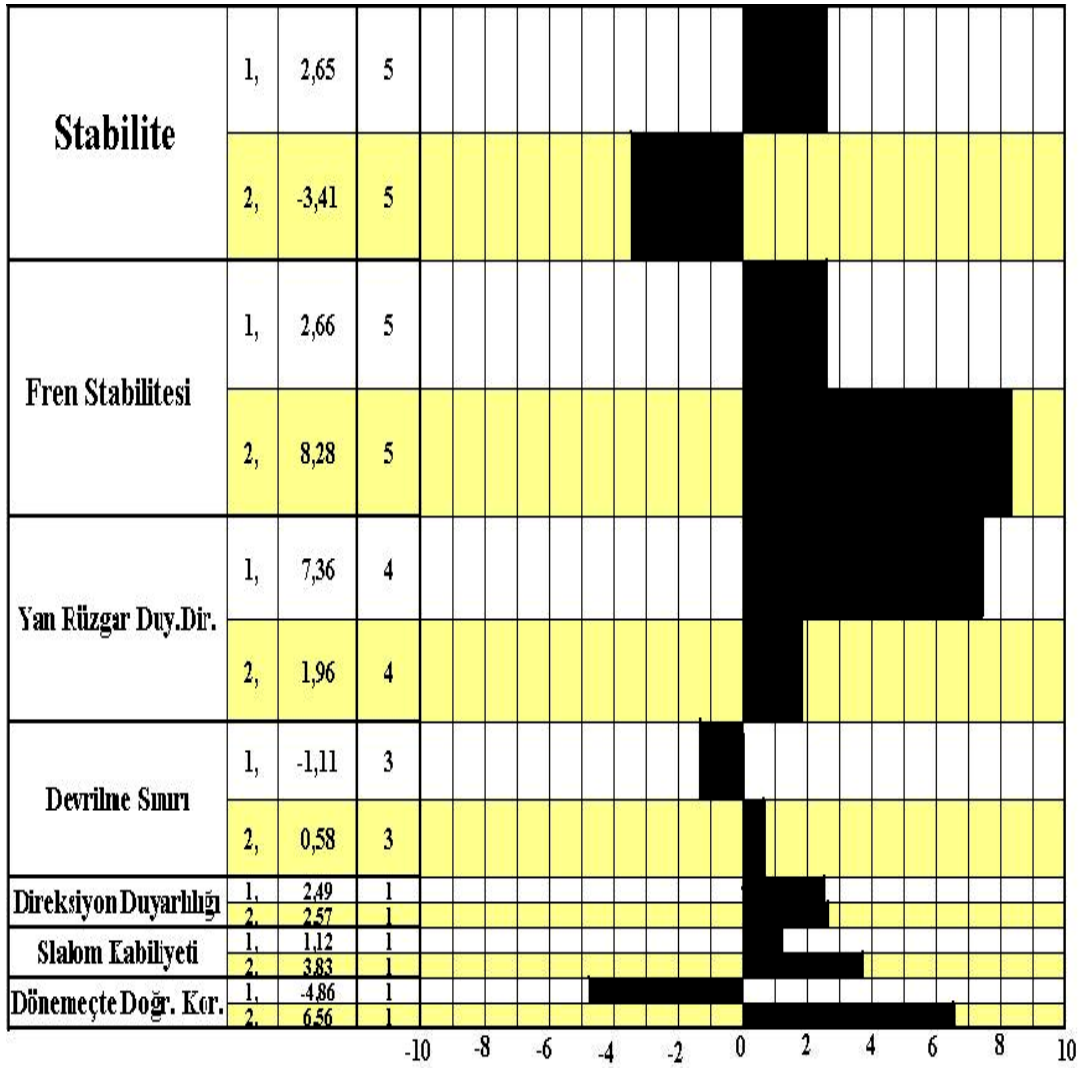
6.4.2 İki Analiz Sonuçlarının Zayıf Nokta Analizi Açısından Karşılaştırılması

Tablo 6.16'nın analizi sonucu 2. analiz sonucu elde edilen çözümün puanı (494,61) ilk analiz sonucuna göre (67,45) oldukça yüksektir. Fayda değer analizinin daha ayrıntılı incelenmesi amacıyla zayıf nokta analizine başvurulmuştur (Şekiller 6.14-6.17).





Şekil 6.16: Pasif emniyet 1. ve 2. analiz sonuçlarının zayıf nokta analizi yardımıyla karşılaştırılması



Şekil 6.17: Seyir özelliklerin 1. ve 2. analiz sonuçlarının zayıf nokta analizi yardımıyla karşılaştırılması

Şekiller 6.14-6.17 den de görüldüğü gibi 1. analizde hedef özellik olan “Şehir içi yakıt ekonomisi” nde oldukça yüksek değerler elde edilmesine karşın özellikle ağırlı kriteri yüksek olan “Pasif emniyet” kriterlerinden düşük puan alınmıştır. Buna karşın 2. analizde hedef özellikte sadece %8,48 lik iyileştirme olmasına rağmen, pasif emniyet değerleri iyileşmiştir. Ayrıca 2. zayıf nokta analiz sonuçları 1. analize göre daha dengeli ve homojen bir sonuç ortaya koymaktadır.

6.5 Bazı Taşıt Özellik ve Teknik Parametrelerin Sayısal Olarak Tanımlanması

ACANO programı yardımıyla gerçekleştirilen iki aşamalı analiz sonucu bazı FUNNY taşıt parametrelerinin sayısal olarak ifade edilmesi mümkündür. Seyir özelliklerini belirten sayısal parametrelerin değerleri tablo 10.17 de, taşıtın çıkabileceği yokuşun eğimi ve bagaj hacminin sayısal değerleri tablo 10.18 de görülmektedir.

Tablo 6.17: Seyir özelliklerin sayısal olarak tanımlanması

<i>Seyir özellik parametresi</i>	<i>1. Analiz</i>	<i>2. Analiz</i>	<i>Değişim</i>	<i>Arzu Edilen Değer</i>
Karakteristik hız [km/h]	65,81	66,14	0,33	
Sönümlü tabii frekans [1/s]	0,729	0,704	-0,025	Büyük
Maksimum açısal dönme hızına ulaşma süresi [s]	0,343	0,355	0,012	Küçük
TB değeri (Slalom kabiliyeti) [Derece x saniye]	0,682	0,735	0,053	Küçük
Direksiyon duyarlılığı	0,223	0,221	-0,002	Büyük
Statik yüzme açısı	1,719	1,656	-0,063	Küçük
Dönemeçte hız değişim duyarlılık	0,497	0,518	0,021	Küçük
Dönemeçte kritik hız	119,19	121,08	1,89	Büyük
Dönemeçte Doğrultu Kor. Pot.	17,812	17,051	-0,761	

Tablo 6.18: Bagaj hacmi ve taşıtın çıkabileceği eğim

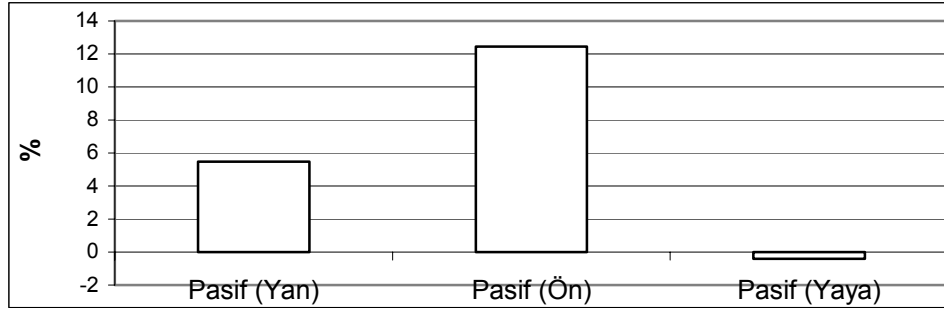
	<i>1. Analiz</i>	<i>2. Analiz</i>	<i>Değişim</i>
Bagaj Hacmi [l]	1122	1231	+109
Taşıtın çıkabileceği eğim [Derece]	35,94	35,78	-0,16

6.6 ACANO Programın Yardımıyla Aynı Segmentten İki Farklı Taşıtın Karşılaştırılması

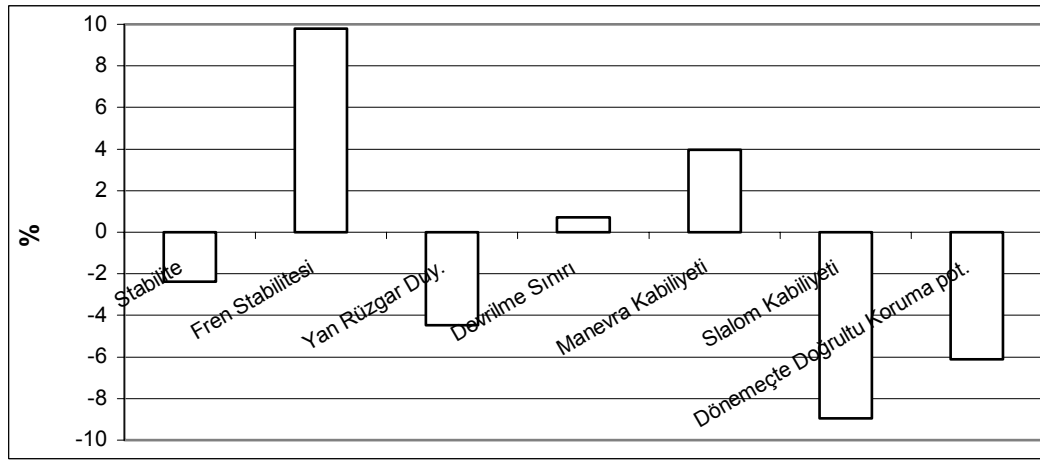
Bu aşamada FUNNY taşıtı aynı segmentte mevcut bir taşıt ile karşılaştırılmıştır. Örnek taşıt olarak Opel Corsa alınmıştır. İlk aşamada Opel Corsa'nın konstrüktif ve motor parametreleri girilmiştir. Daha sonra FUNNY taşıtın parametreleri belirtilmiştir. "KARŞILAŞTIRMA" komutunun kullanılması sonucu iki taşıtın özelliklerinin karşılaştırıldığı analiz sonuçları tablo 10.19 ve şekiller 10.22-10.25 arasında görülmektedir.

Tablo 6.19: FUNNY taşıtının Opel Corsa'ya göre avantaj (+) ve dezavantajları (-)

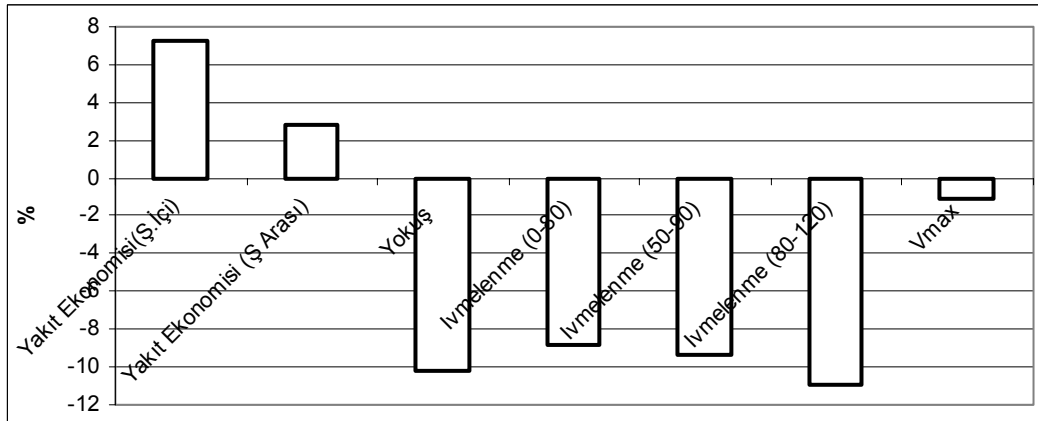
PERFORMANS	İvmelenme (0-80)	-8,81	Ön Koltuk Konf.	9,01	KONFOR
	İvmelenme (50-90)	-9,36	Arka Koltuk Konf.	5,32	
	İvmelenme (80-120)	-10,97	Önden İnip-Bin	10,78	
	Vmax	-1,12	Arkadan İnip-Bin	5,93	
	Yokuş	-10,21	İç Hacim	13,41	
SEYİR ÖZEL.	Stabilite	-2,38	Park Etme	-1,92	KONFOR
	Fren Stabilitesi	9,80	Bagaj Hacmi	4,43	
	Yan Rüzgar Duy.Dir.	-4,48	Yaylanma Konf.	0,67	
	Devrilme Sınırı	0,72	Dönemeçte Seyir Konf.	1,44	
	Direksiyon Duyarlılığı	3,96	Yakıt Ekon. (Ş İçi)	7,29	
	Slalom Kabiliyeti	-8,96	Yakıt Ekon. (Ş Arası)	2,85	
	Dönem. Doğr. Kor. Pot.	-6,11	Cw [değer]	-0,00134	
			Ağırlık Merk. (Yatay) (mm)	23,41	
PASİF EMN.	Pasif (Yan)	5,47	Ağırlık Merk. (Dikey) (mm)	-2,09	YAKIT EKO.VE DİĞER
	Pasif (Ön)	12,45	Ağırlık (kg)	16,04	
	Pasif (Yaya)	-0,04			



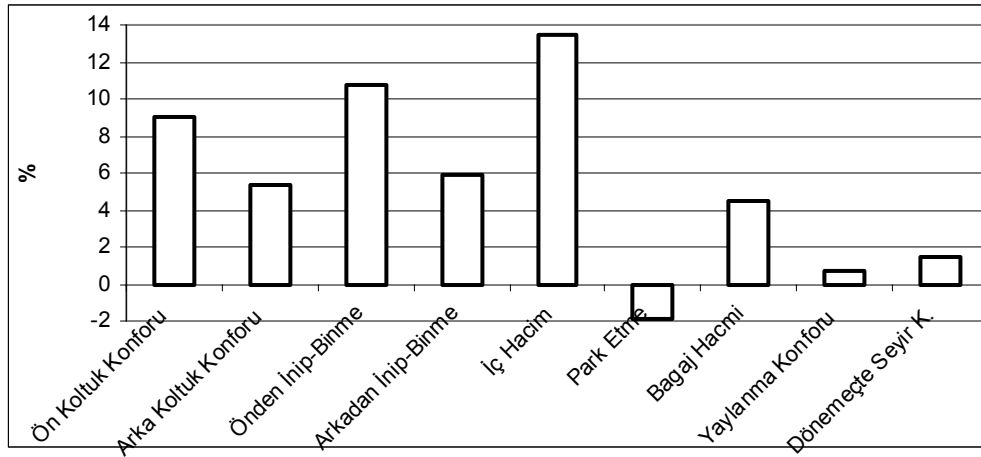
Şekil 6.18: FUNNY taşıtının Opel Corsa'ya göre avantaj (+) ve dezavantajları (-)
(Pasif Emniyet)



Şekil 6.19: FUNNY taşıtının Opel Corsa'ya göre avantaj (+) ve dezavantajları (-)
(Seyir özellikleri)



Şekil 6.20: FUNNY taşıtının Opel Corsa'ya göre avantaj (+) ve dezavantajları (-)
(Performans)



Şekil 6.21: FUNNY taşıtının Opel Corsa'ya göre avantaj (+) ve dezavantajları (-)
(Konfor)

Tablo 6.19 ve şekiller 6.18-6.21 analizi sonucu FUNNY konsept taşıtımızın aynı segmentten olan Opel Corsa ile karşılaştırıldığında yakıt ekonomisi ve konfor özellikleri açısından üstünlük sağladığı, performans ve bazı seyir özellikleri açısından ise yetersiz kaldığı görülmektedir.

Bu bölümde ACANO programı bir uygulama örneği ile tanıtılmıştır. Uygulamanın ilk aşamasında konsept taşıt ve sahip olması gerektiği temel özellikler belirtilmiştir. FUNNY olarak adlandırdığımız konsept taşıtın konstrüktif ve motor parametreleri belirtildikten sonra alt-üst parametre ve özellik limit değerleri tespit edilmiştir. Ele alınan hedef özellik doğrultusunda iki kademeli bir analiz ve optimizasyon işlemi uygulanmıştır. İkinci analiz aşamasından sonra seyir özellikleri ağırlıklı olmak üzere bazı parametrelerin sayısal analizi gerçekleştirilerek, hedef özelliğine etki eden parametreler incelenmiş (özellik ayrıştırma analizi), fayda değeri ve zayıf nokta analizinin uygulanmasından sonrası konsept taşıt aynı sınıftan farklı bir taşıt ile karşılaştırılmıştır.

ACANO yardımıyla analiz çalışmaları tatmin edici bir sonuca ulaşılan kadar devam edilebilmektedir.

7. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR

Günümüzde yoğun rekabet ortamında ayakta kalmak isteyen otomobil üreticileri yeni ve gelişmiş ürünlerini kısa bir süre içerisinde piyasaya sürerek rekabet edebilme imkanını koruma arzusunda. Tasarım süresini kısaltmak amacıyla yeni tasarım ve üretim metotları geliştirmekte, gelişmiş donanımlar sayesinde sanal tasarım yoğun olarak kullanılmaktadır. Tasarım metodolojisi açısından ele alındığında tasarım süresini azaltmanın yollarından birisi ve belki en önemlisi de daha tasarımın erken aşamalarında taşıt özelliklerin analiz ve optimize edilebilmesi ve tasarımın erken aşamalarında taşıt üzerinde gerçekleştirilecek değişiklikler sonucu taşıt özelliklerinin arzuladığımız doğrultuda iyileştirilmesidir.

Taşıt özelliklerin (konfor, emniyet, performans, ekonomiklik ...) optimizasyonu taşıt tasarımının en önemli aşamasını oluşturmaktadır. Günümüzde taşıtlardan giderek artan bir biçimde birçok özelliği sağlaması ve çok çeşitli fonksiyonları yerine getirmesi beklenmektedir. Fakat çoğu zaman bazı özelliklerin iyileştirilmesi, diğer bazı özelliklerin bu gelişmeden olumsuz yönde etkilenmesi ile sonuçlanmaktadır. Bu konuda verilebilecek en tipik örnek; seçilecek eleman ya da malzeme için ele alınacak 'kalite' ve 'fiyat' kriterleridir. Özellikleri şekillendiren parametrelerin ancak belirli sınırlar içinde değiştirilebilmeleri bazı özelliklerin korunabilmesi açısından şart olmakla birlikte, bu konu ile ilgili yapılan çalışmaları daha çok bir optimizasyon problemine yaklaştırmaktadır.

Tezin ilk aşamasında taşıt tasarım aşamaları açıklanmış ve özellikle taşıt tasarımının ilk adımlarından olan "*Taşıt Dizaynı*" safhasına ağırlık verilmiştir. Bunun nedeni, taşıt özellik ve parametrelerinin analiz ve optimize edildiği ACANO programının taşıt dizayn aşamasında yoğun olarak kullanılacak olmasıdır. Taşıt tasarım aşamaları iki açıdan ele alınmıştır; "Klasik Taşıt Tasarımı" ve "Sanal Taşıt Tasarım". Sanal taşıt tasarım metodu günümüzde yeni kullanılmaya başlanmıştır ve gelecekte taşıt tasarım metodolojisine yön vereceği tahmin edilmektedir.

Çalışmanın üçüncü bölümünde arasında taşıt özellikleri ele alınarak analiz edilmiştir. Taşıt özellikleri ‘Konfor’, ‘Pasif Emniyet’, ‘Performans’, ‘Seyir Özellikleri’ ve ‘Yakıt Ekonomisi ve Diğerleri’ başlıkları altında ele alınarak analiz edilmiştir. Belirtilen beş ana başlık altında toplam 29 adet taşıt özelliğe ayrılarak ayrıntılı olarak incelenmiştir. Her bir özelliği etkileyen parametreler tespit edilmiş ve sonra da her bir parametrenin ilgili özellik üzerindeki etki derecesi tespit edilmiştir. Bu aşamada değişik matematiksel model oluşturma yöntemleri incelenmiş ve en uygun yöntem ele alınmıştır. Her bir özelliği temsil eden ilgili matematiksel modelin bir araya getirilmesi sonucu tüm sistemi kapsayan model oluşturulmuştur. Model yapısı gereği 234 x 79 lık bir matristen oluşmaktadır.

Oluşturulan matematik modelin, her bir özelliğin analizi neticesinde özelliğin fonksiyonel tanımı şeklinde ifade edilmiştir. Dikkat edilirse fonksiyonlar doğrusal (lineer) şeklindedir. Taşıt özelliklerinin analizi için lineer fonksiyonlardan oluşan model incelenmiştir. Değişken sayısı bağıntı sayısından büyük olan bu model, yapısı gereği optimizasyon tekniklerinden yararlanılarak irdelenmiş ve optimizasyon işlemi uygulanmıştır. Optimizasyon bölümde optimizasyon, konuya ilişkin temel kavramlar ve terminoloji tanıtılmış, doğrusal programlama ve esasları ile doğrusal karar modeli çözüm yaklaşımları belirtilmiş ve nihai olarak duyarlılık analizi açıklanmıştır.

Oluşturulan modelin kolay ve verimli bir şekilde kullanılabilmesi amacıyla bir program yazılmıştır. Program üç ana bölümden oluşmaktadır. Visual Basic yazılımı, EXCEL ve LINDO-API programları. Programların entegre edilerek oluşturulan programa ACANO (Automobile Characteristics ANalyzer and Optimizer) adı verilmiş ve özellikleri tanıtılmıştır.

ACANO programı yardımıyla taşıtın daha dizayn aşamasındayken programa girilen konstrüktif ve motor parametrelerinde meydana gelecek değişiklik sonucu taşıtın 29 adet özelliğinde ne yönde ve ne kadarlık bir değişim oluşabileceği analiz edilebilecektir. Analiz işlemini geliştirmek amacıyla optimizasyon işlemi gerçekleştirilmektedir. Bu aşamada maksimum iyileşme istediğimiz özelliği öncelikle (hedef özellik) seçmekteyiz. Daha sonra diğer özelliklerin ve konstrüktif-motor parametrelerinde izin verdiğimiz alt ve üst değişim limitleri belirtmekteyiz. ACANO programı yardımıyla yapılan optimizasyon işlemi sonucu hedef özelliğin, diğer özelliklerin ve konstrüktif-motor parametrelerinde meydana gelen değişim değerleri verilmektedir. Programda optimizasyon işlemi dışında üç adet analiz

bölümü bulunmaktadır; ‘Özellik Ayrıntı Analizi’, ‘Fayda-Değer Analizi’, ‘Zayıf Nokta Analizi’, ‘Tasarlanan taşıtın aynı segmentten bir başka taşıtla karşılaştırılması’ ve ‘Bazı özellik ve teknik taşıt parametrelerinin sayısal olarak tanımlanması’. Belirtilen analiz aşamaları yardımıyla tasarımcı tasarladığı taşıt hakkında daha sağlıklı veriler elde edebilmekte ve optimum sonuca daha kısa sürede ulaşabilmektedir.

Tezin uygulama bölümünde ACANO programı, şehir içi kullanımı için düşünülmüş küçük sınıf bir hayali taşıt olan FUNNY’nin özelliklerinin ve parametrelerinin “Şehir içi yakıt ekonomisinin arttırılması” doğrultusunda nasıl değişebileceği şeklinde tanıtılmıştır. İki aşamalı analiz sonucu şehir içi yakıt ekonomisi % 8.48 oranında azaltılmıştır. Ayrıca arzulanan diğer özelliklerde de (konfor ve emniyette) iyileşme görülmüştür. Performans kriteri ise izin verdiğimiz sınırlar içerisinde azalmıştır. Özellik ayrıntı analizi yardımıyla hedef fonksiyon olan “Şehir içi yakıt tüketiminin azaltılması” özelliğini etkileyen parametreler incelenmiş ve bu doğrultuda ikinci aşamada düzeltmeler gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen iki aşamalı analiz sonuçları birbirleriyle fayda-değer analiz yöntemi yardımıyla karşılaştırılmış ve ikinci çözümün, aldığı yüksek değerlendirme puanı sonucu daha uygun olduğu kanaatine varılmıştır. Zayıf nokta analizi ile iki analiz sonucu özelliklerin aldıkları önem ve değer puanları açısından karşılaştırılmış ve ikinci çözümdeki homojen ve dengeli analiz sonuçları tespit edilmiştir. Taşıt tasarımında önemli bir parametre olan taşıt ağırlığı da ele alınmış ve taşıt ağırlığının 9,46 kg artmasına neden olan parametreler ve değerleri belirtilmiştir. Seyir özelliklerinin bazı parametrelerinin sayısal olarak tanımlanabilmesi sayesinde taşıtın ancak ileriki tasarım aşamalarında elde edilebilecek seyir özellikleri hakkında kantitatif sonuçlara çok erken tasarım aşamalarında tespit edilebilmiştir. Son olarak FUNNY taşıtı sınıfında farklı bir taşıt ile karşılaştırılmış, bu taşıta göre avantaj ve dezavantajları tespit edilmiştir.

Sonuç olarak matematik model yardımıyla oluşturulmuş ACANO programı yardımıyla bir taşıtın özellikleri ve parametreleri daha tasarımının erken aşamalarında analiz ve optimize edilebilecek ve gerekli parametre değişiklikleri uygulanarak tasarımda geriye dönüş (feedback) faaliyetleri asgariye indirgenerek tasarım süresi kısaltılacaktır.

Taşıt özellikleri ve parametreleri dikkate alınarak kurulan bağıntıların oluşturduğu modelde anlatılan çözüm yaklaşımlarıyla tasarım sırasında karar vericinin sezgilerini

keskinleştireceği veya yönlendirici olacağı bir gerçektir. Fakat hiçbir matematiksel yöntem veya teknik karar vericinin yerini tutamaz, ancak ona yardımcı olmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] **Braess, H.**, 2003. Das Automobil und die Wissenschaften- Von der Erkenntnis zur Realität, von der Realität zur Erkenntnis, *ATZ*, **Vol. 1**, **No. 105**, 74-82.
- [2] **Green, P.**, 1996. Customer Needs, New Technology, Human Factors and Driver Science Research for Future Automobiles, *Journal of society of Mechanical Engineers*, **1**, 8-15.
- [3] **Calabrese, G.**, 1999. Manufacturing involvement in product development, *Int. Journal of Vehicle Design*, **Vol. 21**, **No. 1**, 110-121.
- [4] **Tomforde, J.**, 1997. Innovation Managen und Vermarkten, *ATZ*, **99**, 270-273.
- [5] **Karlsson, C. and Nellare, R.**, 1999. Improved Development by Stratetigic Specification
- [6] **Merz, M.**, 1998. Marketing als Führungsphilosophie, *Automobil Industrie*, **1**, 18-20.
- [7] **Kalkert W.**, 1998. Kundenorientierter Entwicklungsprozess-Strategische Voraussetzung für Unternehmungserfolg, *ATZ*, **Sonderausgabe**, 70-74.
- [8] **Nikolaidis, E.**, 1995. Setting affordable performance targets for consumer products: A method based on fuzzy logic. *Int. Journal of Vehicle Design*, **Vol. 16**, **Nos. 4/5**, 384-396.
- [9] **Werner, H.**, 1998. Wie steht der Daumen? *Automobil Industrie*, **12**, 14-18.
- [10] **Schweitzer, M.**, 1998. Den Kunden im Brennpunkt, *Automobil Industrie*, **2**, 72-74.
- [11] **Müller, K.**, 2000. Wunsch und Wirklichkeit, *Automobil Industrie*, **9**, 34-40.
- [12] **Smith, J. H.**, 2002. An Introduction to Modern Vehicle Design, Butterworth-Heinemann, Oxford.
- [13] **Elmar, D. and Matthijs, B.**, 2004. Educating Automotive Design: A Scientific Approach Without Compromising Tecit Knowledge, *Int. Engineering and Product Design Education Conference*, 2-3 September 2004, Delft, Holland.

- [14] **Barone, M.**, 2004. The Process Improvement Impact on the Styling Workflow of an Industrial Design Company, EUROGRAPHICS Workshop on Sketch-Based Interfaces and Modeling.
- [15] **Roller, D.**, 1998. Designing and Testing Human Computer Interaction: A Case Study In Virtual Clay Modeling, 31th Int. Symposium on Automotive Technology and Automation, pp. 27-34, Clayton, USA.
- [16] **Dankwert, W. und Faisst, K.**, 2002. CAD im Spannungsfeld zwischen Ästhetik und Design, *Congress für Entwicklungen im Karosseriebau*, Hamburg, Germany, 77-86.
- [17] **Grossman, T, Balakrishnan, R. and Kurtenbach, G.**, 2002. Creating Principal 3-D Curves With Digital Tape Drawing, CHI Conf. 20-25 April, Minneapolis, USA.
- [18] **Verlinden, J., Kooijman, A. and Edelnbos, E.**, 2005. Investigation of the use of Illuminated Clay in Automotive Styling, Dynash Project, Delft, Holland.
- [19] **Göktan, A. G.**, 1992. Taşıt Tasarımı, İ.T.Ü. Basım, İstanbul.
- [20] **Stone, P. J.**, 2000. The reality of Virtual Reality, *World Class Design to Manufacture*, Vol.2, No. 4., 11-17.
- [21] **Dai, F. and Reindl, P.**, 1996. Enabling Digital Mock- Up with Virtual Reality Techniques, Vision, Concept, Demonstrator, *Proceedings of the ASME Design Conference and Design Automation*, DETC/CIE-4487, Aug. 18-22, 464-473.
- [22] **Döllner G.**, 2000. Digital Mock-Up and Rapid Prototyping in Automotive Product Development, *Society for Design and Process Science*, Vol. 4, No. 1, 55-66.
- [23] **Döllner, G., Kelner, P und Tegel, P.**, 1997. Verifizierung von Entwicklungsergebnissen mit Rechnerunterstützten Techniken-Potentiale und Hindernisse, VDI- Verlag, Berlin.
- [24] **Horn, W. and Menon, J.**, 1996. Virtual Prototyping of Product Structure in Product Data Management, *Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conferences*, DETC/DFM-1304, Irvine, California, August 18-22, 178-186.
- [25] **Friedrich, R.**, 2002. Simulation of Assembly and Production Processes with Digital Mock-Up and Virtual Reality, *Proceedings CAD 2002*, Ses. 5, 123-129.
- [26] **Angster, S., Gouda, S. and Jayaram, S.**, 1996. Using Virtual Reality for Design and Manufacturing Applications, *Proceedings of the ASME Design Conference and Design Automation*, DETC/ CIE-1347, Irvine, California, August 18-22, 155-162.

- [27] **Gauda, S., Jayaram, S. and Jayaram, K.,** 1999. Architectures for Internet-Based Collaborative Virtual Prototyping, ASME, *Proceedings of the 1998 ASME Design Conference and Design Automation*, DETC 99/CIE-9040, Las Vegas, Nevada, Sept. 11-15, 109-118.
- [28] **Leston, J., Ring, K. and Kyral, E.,** 1996. Virtual Reality: Business Applications, Markets and Opportunities, London, OVUM Reports, OVUM Ltd.
- [29] **Miller, F.,** 2001. Perfekte Illusion – Digitale Perfektion, *Fraunhofer Magazin*, Vol. 1, 6-7.
- [30] **Goroncy, J.,** 2001. Ohne Produktivität ist alles nichts, *Automobil Industrie*, 5, 64-67.
- [31] **Blach, R., Simon, A. and Riedel, O.,** 1997. Experiences with user Interactions in a CAVE- like Projection Environment, Elsevier, London.
- [32] **Ruspini, D. C., Kolarov, K. and Khatip, O.,** 1997. Haptic Display of Complex Graphical Environments, *Computer Graphics Proceedings*, Annual Conference Series, 345-352.
- [33] **Wang, G.,** 2001. Definition Clarification and Review on Virtual Prototyping, *Proceedings of Design Engineering Technical Conferences*, Sept. 9-12, Pittsburgh, Pennsylvania, 98-105.
- [34] **Lehtonen, M.,** 2001. Virtual Prototyping- VVT Research Programme, VII Symposium on Technical Research of Finland.
- [35] **Bauer, M., Siddique, D. and Rosen, D.,** 1998. A Virtual Prototyping System for Design for Assembly, Disassembly and Service, *Proceedings of the ASME Design Technical Conference and Computers in Engineering*, DETC98/CIE-5539, Georgia, Atlanta, Sept. 13-16, 544-549.
- [36] **Parasad, B.,** 1996. Concurrent Engineering Fundamentals: Integrated Product and Process Organization, Prentice Hall, PTR, New York.
- [37] **Schmitz, B.,** 1998. Virtual Prototyping in Action, *Computer Aided Engineering*, Vol. 17, No. 2, 10-14.
- [38] **Parasad, B.,** 1996. Concurrent Engineering Fundamentals: Integrated Product and Process Organization, Prentice Hall, PTR, New York.
- [39] **Dai, F., Felger, W. and Göber, M.,** 1996. Virtual Prototyping Examples for Automotive Industries, *Virtual Reality World'96*, Stuttgart, February 13-15, 59-65.
- [40] **Riedel, D. and Breining R.,** 1998. Use of Immersive Projection Environments for Engineering Tasks, *Proceedings of the 25th*

SIGGRAPH 98 course "Applied Virtual Reality", Orlando, 21-23 July, 67-73.

- [41] **Zachmann, G.**, 1997. Real-time and Exact Collision Detection for Interactive Virtual Prototyping, *Proceedings of the 1998 ASME Design Conference and Design Automation*, DETC 97/CIE-4306, Sacramento, California, Sept. 14-17, 226-234.
- [42] **Erdmann, A.**, 1996. Neue Chancen durch Virtual- Reality- unterstützte Car Clinics, *Planung & Analyse*, **5**, 46-51.
- [43] **Stewart, P., Chen, Y. and Buttolo, P.**, 1997. Direct Integration of haptic user Interface in CAD Systems, *Proc. ASME Dynamic Systems and Control Division*, DSC, **61**, 93-99.
- [44] **Grant, P., Freemann, J. S., Vail, R. and Huck, F.**, 1998, Preperation of Virtual Proving Ground for Construction Equipment Solution, *Proc. of the 1998 ASME Design Conference and Design Automation*, DETC 98/DAC-5614, Georgia, Atlanta, Sept. 13-16, 241-249.
- [45] **Shahnawaz, V. J. Vance, M. J. and Kulti, S. V.**, 1999. *Proceedings of the ASME Design Conference and Design Automation*, DETC99/CIE-9042, Las Vegas, Nevada, Sept. 11-15, 447-456.
- [46] **Meier, R.**, 1999, Virtuellt Vorgefühlt, *Automobil Industrie*, **5**, 28-30.
- [47] **Levin, M., Bowden, R. and Sarhadi, M.**, 2000. Automotive Prototyping Using Augmented Reality, *Proceedings of the 7th VRSIG Conference*, Strathclyde University, Glasgow, Scotland.
- [48] **Azume, R. T.**, 1997. A sourvey of Augmented Reality, *Teleoperators and Virtual Environments*, **12**, 355-385.
- [49] **Chai, L., Wuyen, K., Hoff, B. And Vincent, T.**, 1999. Adaptive estimator for registration in Augmented Relity, *Proceedings of the IEEE Int. Workshop on Augmented Reality*, San Fransisco, USA, 336-342.
- [50] **Siegel J., Loo, G., and Dischinger, P.**, 1997. Factors influencing the patterns of the injuries and outcomes in car versus car crashes compared to sport utility, van or pick-up truck versus car crashes, Crash Injury Research Engineering Network Study; *Journal of Trauma-Injury Infection and Critical Care*, **Vol. 51, No. 5**, 975-990.
- [51] **Piodi, F.**, 1998, Vehicle Safety, *European Parliament*, Luxembourg.
- [52] **Weicker, H.**, 1998. Der Luftsack hat Entfaltungspotential, *Automobil Industrie*, **1**, 44-49.
- [53] **Grün, P.**, 2000. Der Airbag geht an die Knie, *Automobil Industrie*, **3**, 54- 55.
- [54] **Weimar, S.**, 1998. Fuss Airbag entschärft Problemzone, *Automobil Industrie, OEM*, 147-149.

- [55] **Müller, H.**, 1990. Passive Sicherheit des BMW 850 I, *ATZ*, **11**, 640-648.
- [56] **Schröder, A.**, 1986. Sicherheit, *Automobil Industrie*, **3**, 122- 127.
- [57] **Seiffert U. And Walzer P.** 1991. Automotive Technology of the Future, *SAE*, **54**, 47-54.
- [58] **Haberl, J., und Muhs, H.**, 1988. Sicherheitentwicklung von VW-Nutzfahrzeugen in der Prototypen- Phase, *ATZ*, **1**, 11-19.
- [59] **Breitinger, R., und Bürger, H.**, 1990. Insassenschutz Partnerschaft und Fahrzeugschutz des BMW 850 I, *ATZ*, **11**, 628- 633.
- [60] **Bedard, M. Gordon G., Stones, M., and Hirdes, J.**, 2002. The independent distribution of driver, crash, and vehicle characteristics to driver fatalities, *Accident Analysis and Prevention*, **34**, 717 – 727.
- [61] **Attewell, R. Mc Fadden, M., and Seyer, K.**, 1999. Vehicle Compatibility – Analysis of Fatal Crashes, *Federal Office of Road Safety Document Retrieval Information*.
- [62] **Gabler, H., and Hollowell, W.**, 1998. NHTSA ‘s Vehicle Aggressitivity and Compatibility Research Program, *16th International Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, Paper No. 98-S3-O-01.
- [63] **Martin P. G.**, 2000. Injury Trends of Passenger Car Drivers in Frontal Crashes in the USA, *Accident Analysis and Prevention*, **32**, 541-557.
- [64] **Broyles. R., Clarke. S., and Narine. L.**, 2001. Factors contributing to the amount of vehicular damage resulting from collisions between four-wheel drive vehicles and passenger cars, *Accident Analysis and Prevention*, **33**, pp. 673-678.
- [65] **Mizuna K., and Kajzer J.**, 1999. Compatibility problems in frontal, side, single car collisions and car-to-pedestrian accidents in Japan, *Accident Analysis and Prevention*, **31**, 381-391.
- [66] **Haberl, J., und Muhs, H.**, 1988. Sicherheitentwicklung von VW-Nutzfahrzeugen in der Prototypen- Phase, *ATZ*, **1**, 11-19.
- [67] **Jung, P.**, Sicherheitstechnik, 2000. *Automobil Industrie*, **5**, 54- 58.
- [68] **Stone, R.**, 1996. Theoretical model to analyse the collision of an automobile vehicle, *Int. J. of Vehicle Design*, **17**, 415- 426, 2002.
- [69] **Zobel R.**, 1998. Barrier Impact Tests and Demands for Compatibility of Passenger Vehicles, *EEVC WG 15 Document*, Dot No 48.
- [70] **Seong Lim T., and Lee G. D.**, 2002. Mechanically fastened composite side-door impact beams for passenger cars designed for shear-out failure modes, *Composite Structures*, **56**, 211-221.

- [71] **Klamer, W., Felsch, B. and von West, F.,** 1998. Evaluation of occupant protection and compability out of frontal crash test against the deformable barrier, *16th Int. Conf. on the Enhanced Safety of Vehicles*, pp. 693-672.
- [72] **Steyer, C., Delhommeau, D. and Delannay, P.,** 1998. Proposel to improve compability in head-on-collisions, *16th Int. Conf. on the Enhanced Safety of Vehicles*, pp. 682-692.
- [73] **Zeidler, F., Knöchelmann, F. and Scheunnert, D.,** 1999. Possibilities and limits in the design of compabile cars for real world accidents, *SAE Technical Paper Series, Paper no. 1999-01-0068*, Warrandale, PA, Society of Automotive Engineers.
- [74] **Zobel, R.,** 1999. Accident analysis and measure to establish compability, *SAE Technical Paper Series, Paper no. 1999-01-0065*, Warrandale, PA, Society of Automotive Engineers.
- [75] **Faerber, E.,** 1998. Improvement of crash compability between cars, *SAE Technical Paper Series, Paper no. 1999-01-0061*, Warrandale, PA, Society of Automotive Engineers.
- [76] **Wykes, N., Edwards, M. and Hobbs, A.,** 1998. Compability requirements for cars in frontal and side impacts, *SAE Technical Paper Series, Papaer no. 1999-01-0059*, Warrandale, PA, Society of Automotive Engineers.
- [77] **Viano, C.,** 1993. Automotive Safety and CAVE, *Int. Journal of Vehicle Design, Vol. 14, Nos. 2/3*, 281-287.
- [78] **Frei, P.,** 1997. Crashworthiness and Compatibility of Low Mass Vehicles in Collisions, *SAE Transactions - Journal of Passenger Cars*, SAE - 970122.
- [79] **Waltz, F.H., Kaeser, R. and Nieder, P.,** 1991. Occupant and Exterior Safety of Low Mass Cars, IRCOBI, No. 224.
- [80] **Kaeser, R., Muser, M. and Spiess, O.,** 1995. Passive Safety of Low Mass Vehicles, IRCOBI, No. 115.
- [81] **Frei, P., Kaeser, R. and Hafner, R.,** 1997. Crashworthiness and Compability of Low Mass Vehicles in Collisions, *SAE Technical Paper Series, Paper no. 970122*.
- [82] **Kaesser, R.,** 1995. Passive Safety Potential of Low Mass Vehicles, *Prod. Conf. IRCOBI*, 337-340.
- [83] **Richter B., Jahn. N. and Sinnhuber. R.,** 1994. How safe can leightweight cars be?, *14. E.S.V. Conf., Munich*, Paper 94-S4-O-17.
- [84] **Niederer, P.,** 1993. Occupant Safetyof Low-Mass Vehicles, *Proc. Conf. Stapp*, **37**, SAE 933107.

- [85] **Niederer, P. F., Walz, F. H., Kaeser R.,** 1993. Occupant safety of low mass rigid belt vehicles, , *Stapp Car Crash Conf.* **37**, 1-12, SAE.
- [86] **Fuji, S., Fukushima, M. and Abe, A.,** 2003. Vehicle front structure in consideration of compability, *SAE Technical Paper Series*, **Paper no. 2003-06-0206**.
- [87] **Mayerson, S.L. and Nolan, J.M.,** 2001. Effects of geometry and stiffness on the frontal compability of utility vehicles, *Int. Conf. on the Enhanced Safety of Vehicles*, **Paper no. 91**.
- [88] **Edwards, M., Happian, J. and Davies, H.,** 2001. The essential requirements for compability cars in frontal collisions, *Int. Conf. on the Enhanced Safety of Vehicles*, **Paper no. 158**.
- [89] **Evans, F.,** 1993. Mass ratio and relative driver fatality risk in two vehicle crashes, *Accident Analysis and Prevention* **25**, 213 – 224.
- [90] **Kaesser, R.,** 1995. Passive Safety Potential of Low Mass Vehicles, *Prod. Conf. IRCOBI*, 337-340.
- [91] **Haenchen, D., Schwarz, T. and Thomas, G.,** 2004. Feasible Steps Towards Improved Crash Compability, *SAE Transactions*, **040167**.
- [92] **Hollowall, W.T. and Gabler, H. C.,** 1996. NTHSA's vehicle aggressivity and and compalibility program, *Proceedings of the 15th International Techniacl Conference on Enhanced Safety Vehicles*, DOT HS 808 465, 576-592.
- [93] **Evans, L.,** 1984. Driver Fatalities versus car mass using a new exposure approach, *Accident Analysis and Prevention*, **16**, 19-36.
- [94] **Partyka, S. C., and Boehly, W. A.,** 1989. Passenger car weight and injury severity in single vehicle non-rollover crashes, *12th ESV Conference*, **1**, 507-519.
- [95] **Henry, C., Koltchakian, S., Favorjon, G., and Le Coz J.Y.,** 1991. Survey of car to fixed object fatal crashes, *13th ESV Conference, Paris*, Paper, S1-O-14.
- [96] **Jones, I. S. and Whitfield, R. A.,** 2001. Predicting injury risk with “New Car Assesment Program” crashworthiness ratings, *Accident Analysis and Prevention*, **20**, 411-419.
- [97] **Wood, D.,** 1997. Safety and the car size effect: A fundamental explanation, *Accident Analysis and Prevention*, **Vol. 29, No. 2**, 139-151.
- [98] **Aparicio,F, San Roman,J. and Diaz, V.,** 1996. Theoretical model to analyse the collision of an automobile vehicle, *Int. J. of Vehicle Design*, **Vol. 17**, No.4, pp. 415-429.

- [99] **Broughton, J.**, 1996. Further Aspects of the British Index of Secondary Car Safety, *Accident Analysis and Prevention* **96**, 791-798.
- [100] **Wood, D. and Simms, C.**, 2002. Car Size and Injury Risk, A Model for Injury Risk in Frontal Collisions, *Accident Analysis and Prevention*. **34**, 93-99.
- [101] **Fosset, E.**, 1994. Mathematical models to evaluate structural forces in frontal crash tests, paper 94-O-014, *14th E.S.V.*, Munich, 68-75.
- [102] **Woody, D., Doody, M. and Mooney, S.**, 1993. Application of a generalized frontal crash model of the car population to pole and narrow objects impact, *SAE paper* 930894.
- [103] **Buzemann, D. G.**, 1991. Car-to-car and single car crash compatibility: Individual effects of mass, structure, stiffness and geometry, *Thesis for the Degree of Licentiate of Engineering*, ISBN 91-7197-536-5, Chalmers University of Technology.
- [104] **Evans, L. and Frick, M. C.**, 1993. Mass ratio and relative driver fatality risk in two-vehicle crashes, *Accident Analysis and Prevention*, **25**, 213-224.
- [105] **Wood, D.P.**, 1997. Safety and the car size effect, A fundamental explanation. *Accident Analysis and Prevention*, **29**, 139-151.
- [106] **Saito, M., Gomi, T. and Taguchi, Y.**, 2003. Innovative body structure for the self-protection of a small car in a frontal vehicle – to – vehicle crash, *SAE Technical Paper Series*, **Paper no. 2003-01-0074**
- [107] **Hobbs, C., Williams, D. A. and Coleman D. J.**, 1996. Compability of cars in frontal and side impact, *16th Int. Conf. on the Enhanced Safety of Vehicles*, Melbourne.
- [108] **Mayerson, S.L. and Nolan, J.M.**, 2001. Effects of geometry and stiffness on the frontal compability of utility vehicles, *Int. Conf. on the Enhanced Safety of Vehicles*, **Paper no. 91**.
- [109] **Fuji, S., Fukushima, M. and Abe, A.**, 2003. Vehicle front structure in consideration of compability, *SAE Technical Paper Series*, **Paper no. 2003-06-0206**.
- [110] **Mizuno. K. and Kajzer. J.**, 1999. Compability problems in frontal, side, single car collisions and car-to-pedestrian accidents in Japan, *Accident Analysis and Prevention*, **31**, 381-399.
- [111] **Partyka, S. C. and Boehly, W. A.**, 1989. Passenger car weight and injury severity in single vehicle non-rollover crashes, *12th ESV Conference*, **1**, 507-519.
- [112] **Berger, E.**, 1986. Passive Sicherheit, *Automobil Industrie*, Vol. **3**, 136- 141.

- [113] **Mizuno, K., Umeda T. and Yonezawa, H.**, 1997. Relationship between car size and occupant injury in traffic accidents in Japan; Occupant Protection and Injury Assessment in the Automotive Crash Environment, *SAE Special Pub.*, **1231**, Warrendale, PA, 45-59.
- [114] **Ishikawa, H.**, 1990. Kinematics of Automobile Collision-Analytical Formulas for One-Dimensional Impact, *Journal of JARI*, **Vol. 12**, pp. 25-32.
- [115] **Edwards, M., Happian, J. and Davies, H.**, 2001. The essential requirements for compability cars in frontal collisions, *Int. Conf. on the Enhanced Safety of Vehicles*, **Paper no. 158**.
- [116] **Foret, J., Loz, L. and Thomas, C.**, 1994. In depth analysis of frontal collisions as regards the influence of overlaps and intrusion on occupant severe and fatal injuries, *14th Int. Conf. on the Enhanced Safety of Vehicles*, Munich, May 1994.
- [117] **Kitagawa, Y., Makita, M. and Pal, C.**, 2003. Evaluation and Research of Vehicle Body Stiffness and Strength for Car to Car Compability, *SAE Technical Paper Series*, **Paper no. 2003-01-0908**.
- [118] **Nolan, J., Powell, M. R. and Preuss, C. A.**, 1999. Factors contributing front-side compability: A comparison of crash test results, *Proc. Of the 43rd Stapp Car Crash Conf.*, pp. 13-24, PA, Society of Automotive Engineers.
- [119] **Matsumoto, H., Sahaida, M. and Kurimoto, K.**, 1990. A parametric evaluation of vehicle crash performance, *SAE Technical Paper Series*, **Paper no. 900465**.
- [120] **Mizumo, K. and Kajzer, J.**, 1997. The Compability Problems in Collisions Analyzed Using Accident Data, *Proceeding of JSAE Spring Convention*, **Paper no. 975411**.
- [121] **Zobel, R.**, 1987. Evaluation of the Safety Performance of Passenger Vehicles, *11th Int. Conf. on the Enhanced Safety of Vehicles*, **Paper no. 87-S-0-13**.
- [122] **Ragland, C.**, 1998. Offset test procedure development and comparison *16th Int. Conf. on the Enhanced Safety of Vehicles*, **Paper no. 98-S-0-03**, Windsor, Canada.
- [123] **Barbat, S., Li, X. and Prasad, P.**, 2001. A comparative analysis of vehicle – to – vehicle and vehicle – to – rigid fixed barrier fontal impacts, Society of Automotive Engineers, **SAE Paper no. 2001-06-0031**.
- [124] **Nolan, J. and Lund, A.**, 2001. Frontal offset deformable barrier crash testing and its effect on vehicle stiffness, *SAE Technical Paper Series*, **2001-06-0109**, Warrandale, PA, Society of Automotive Engineers.

- [125] **IIHS (Insurance Institute for Highway Safety)**, 2000, Crashworthiness Evaluation Offset Barrier Crash Test Protocol, Version 8, Arlington, VA, USA.
- [126] **IIHS (Insurance Institute for Highway Safety)**, 2000, Crashworthiness Evaluation Guideline for Rating Structural Performance, Arlington, VA, USA.
- [127] **Von Decker, J., Grösch, L. und Justen, R.**, 1990. Realitätsnahe Frontale Crash-Versuche und daraus abgeleitete Schutzmassnahmen in Mercedes-Benz Fahrzeugen – Teil 1, *ATZ*, **Vol. 11**, s. 616-624.
- [128] **Matsumoto, H., Sahaida, M. and Kurimoto, K.**, 1990. A parametric evaluation of vehicle crash performance, *SAE Technical Paper Series*, **Paper no. 900465**.
- [129] **Malliaris, K., Hitchcock, S. and Hedlung, H.**, 1982. A search for priorities in crash protection, *SAE Technical Paper Series*, **Paper no. 820242**.
- [130] **Farmer, C., Braver, E. and Mitter, E.**, 1997. Two vehicle side impacts crashes: The relationship of vehicle and crash characteristics to injury severity, *Accident Analysis and Prevention*, **Vol. 29, No. 3**, 399-406.
- [131] **Zini, G.**, 2005. Introduction to Feasible Innovations in Side Impact Safety, *Fatality Analysis Report Systems*, **SAE 050066**.
- [132] **Digges, K., Gabler, H. ve Mohan, P.**, 2005. Characteristics of the Injury Environment in Far-Side Crashes, *49th Annual Proceedings*, Ass for the Advancement of Automotive Medicine, Sept. 12-14, 2005.
- [133] **Harteman, F., Foret B. and Thomas, C.**, 1979. Influence of mass ratio and structural compability of the severity of injuries sustained by near side occupants in car-to-car side collisions, *23rd Staff Conference*, **Paper 791010**.
- [134] **Jackson, U.**, 2001. Priorities for EU Motor Vehicle Safety Design, *European Transport Safety*, Brussels.
- [135] **Acierno, S., Kaufmann, R., Rivara F. P. and Grossmann, C.D.**, 2004. Vehicle mismatch : Injury patterns and severity, *Accident Analysis and Prevention*, **36**, 761-772.
- [136] **Hillary, F. G., Schatz, P. and Moelter, S. T.**, 2002. Motor vehicle collision factors influence severity and type of TBI, *Brain Injury*, **Vol. 16, No. 8**, pp. 729-741.
- [137] **Kim, D.S., Lee, C.H. ve Lee, M.S.**, 1998. Vehicle Design Parameter Study for Side Impacts Using Full Vehicle Simulation, *ESV Technical Paper*, Volkswagen AG, **No. 98-S8-W-16**.
- [138] **Van Ratingen, M., Roberts, A. ve Lechelt, U.**, 2003. Development of a European side Impact Interior Headform Test Procedure, European

Enhanced Vehicle (ESV) Safety Committee, *18th Int. Conf. on the Enhanced Safety of Vehicles.*, Nagoya, Japan, May.

- [139] **Coxan, C., Paine, M. ve Haley, J.**, 2005. Side Impacts and improved Occupant Protection, *Fatality Analysis Report Systems*, **SAE 050228**.
- [140] **Soeng, Lim T. ve Lee., G.D.**, 2002. Mechanically Fastened Composite Side-Door Impact Beams for Passenger Cars Designed for Shear-Out failure Modes, *Composite Structures*, **Vol. 56**, pp. 211-221.
- [141] **Gabler, H., Fildes, B. ve Fitzharris, M.**, 2000. Improved Side Impact Protection: A Search for Systems Modelin Priorities, *ASME 2000 Design Engineering Technical Conf.*, Baltimore, Maryland, ABD, Sept. 10-13.
- [142] **Wykes, N. J., Edwards, M. J. and Hobbs, C. A.**, 1998. Compability Requirements for Cars in Frontal and Side Impact, *16th Int. Conf. on the Enhanced Safety of Vehicles*, June 1998, **Paper no. 98-S3-0-04**.
- [143] **Fildes, B. F., Lane, J. C. and Lenard, J.**, 1994. Passenger cars and occupant injury: Side impact crashes, Report CR 134, *Federal Office of Road Safety*, Canberra, Australia.
- [144] **Allan, B.**, 1998. The effect of changes in seating position and door velocity time history on side impact dummy response, *SAE Transactions*, **Paper no. 980911**.
- [145] **Holand, Y. and Pipkorn, B.**, 1991. The protective effect of airbags and padding in side-impacts evaluation by a new subsystem test method, *13th Int. Conf. on the Enhanced Safety of Vehicles*, **Paper no. S5-0-06**.
- [146] **Molz, F.**, 1992. Crash-Injuries, how and why they happen, *Hyde Ass. Inc.*, Michigan.
- [147] **Samaha, R. R. and Elliot, D. S.**, 2003. Motivation for upgraded test procedures, NHTSA Side Impact Research, Proceedings of the 18th *Int. Conf. on the Enhanced Safety of Vehicles*, Nagoya, Japan, **Paper no. 492**.
- [148] **Courtney, W. A. and Oyadiji, S. O.**, 2001. Preliminary investigations into the mechanical properties of a novel shock absorbiny elastomeric composite, *Journal of Materials Processing Technology*, **Vol. 119**, pp. 375-386.
- [149] **Sundararajan, S, Aekboto, K. and Chou, C. C.**, 1997, High strain rate tensile testing of door trim materials, *Proceedings 36th Stapp Car Crash Conference*, **Paper no. 971064**.
- [150] **Lorenzo, L., Burr, S. and Ketola, K.**, 1996. Integratedinner rear panel/energy absorber design for side impact occupant protection, *SAE Int. Cong. and Exp.*, Detroit, Michigan, 26-29, **SAE paper no. 960151**.

- [151] **Newstead, S., Delany, A. and Watson, L.,** 2004. A model for considering the total safety of the light passenger vehicle fleet, *Monash University Accident Research Centre Report*, **Report no. 228.**
- [152] **Gabler, H. C and Hollowell, W. T.,** 1998. The aggressivity of light trucks and vans, *SAE Transactions*, **Paper no. 980908.**
- [153] **Tencer, A. F. and Mack, C.,** 2005. Factors affecting pelvic and thoracic forces in near-side impact crashes; A study of USNCAP, NASS and CIREN, *Accident Analysis and Prevention*, 37, pp. 287,293.
- [154] **Fildes, B., Douglas, A. and Digges, K.,** 2005. Occupant Protection in Far Side Crashes, *18th Int. Conf. on the Enhanced Safety of Vehicles*, **Paper no. 311.**
- [155] **Farmer, C.,** 2004. Effect of electronic stability control on automobile crash risk, *Traffic Injury Prevention*, Vol. 5, pp. 317-325.
- [156] **Seyer, K., Newland, C. and Terrell, M.,** 2000. The effect of mass stiffness and geometry on injury outcome in side impactors, A parametric study, *Staff Car Crash Journal*, November 2000, **Paper no. 00S-01.**
- [157] **Lileo, M.,** 1998. Structure and Padding Optimization for Side Impact Protection, *SAE Transactions*, *16th Int. Conf. on the Enhanced Safety of Vehicles*, **Paper no. 98-S8-W-32.**
- [158] **Keboer, M. and De Kanter, J. L.,** 2001. Concept design and validation of a raised floor for safety compensation of a lightweight car, *3rd European MADYMO Users' Meeting*, Stuttgart, Germany.
- [159] **Harteman, F., Foret B. and Thomas C.,** 1979. Influence of mass ratio and structural compability of the severity of injuries sustained by near side occupants in car-to-car side collisions, *23rd Staff Conference*, **Paper 791010.**
- [160] **Kahane, H. ve Charles, J.,** 1997. Relations between Vehicle Size and Fatality Risk in Model Year 1985-93 Passenger Cars and Light Trucks, *NHTST, DOT/H5*, **Paper no. 808570.**
- [161] **Joksche, H., Dawn, M. and Pichler, R.,** 1999. Vehicle Aggressivity: Fleet characterisation using traffic collision data, *NHTSA/H5*, **Paper no. 808679.**
- [162] **Matsui, Y., Ishikawa, H. and Sasaki, A.,** 1998. Validation of Pedestrian Upper Legform Impact-Test-Reconstruction of Pedestrian Accidents, *Proc. of the 16th Int. Conf. on the Enhanced Safety Vehicle*, paper no. 98-S10-O-05, pp. 2152-2167. Windsor, Ontario, Canada.
- [163] **Cesari, D.,** 2004. Vehicle Design and Pedestrian Safety, Workshop: "New Technologies for Reducing Injuries from Vehicles in European Traffic", Rimini, Italy.

- [164] **Mizuna, K., and Kajzer, J.,** 1999. Compatibility problems in frontal, side, single car collisions and car-to-pedestrian accidents in Japan, *Accident Analysis and Prevention*, **31**, 381-391.
- [165] **Thomas, P., and Frampton, R.,** 2002. Car Size in U.K. Crashes: The Effects of Users Characteristics, Impact Configuration and the Patterns of Injury, *Traffic Injury Prevention*, **3**, 275-282.
- [166] **Isenberg, R.A., Chidester, C. and Mavros, S.,** 1998. Update on the Pedestrian Crash Data Study, *Proc. 16th Int. Enhanced Safety Vehicle Conference*, Paper no. 98-S6-O-06,
- [167] **Clemo, C. and Davis, R.G.,** 1998. The Practicalities of Pedestrian Protection, *16th Enhanced Safety Vehicle Conf.*
- [168] **Maki, T. and Asai, T.,** 2003. Development of Future Pedestrian Protection Technologies, *18th Enhanced Safety Vehicle Conf.*
- [169] **Hoffmann, J., Kretzschmar, A. and Blundell, M.V.,** 2002. Investigation into the use of Adaptable Car Structures Concepts for Pedestrian Impact Protection, *IMechA – Vehicle Safety Conference*, 28-29 May 2002, London, UK.
- [170] **Maki, T. and Asai, T.,** 2003. Development of Future Pedestrian Protection Technologies, *Proc. of 18th Enhanced Safety Vehicle Conf*
- [171] **Lachmayer, R. and Friesen, F.,** 2001, New Headlamp Concepts as a Key to Optimisation of Vehicle Front Ends in Consideration of Pedestrian Protection, *17th Enhanced Safety Vehicle Conf.*
- [172] **Niederer, P. F. and Schlumpf, M. R.,** 1984. Influence of Vehicle Front Geometry on Impacted Pedestrian Kinematics, *Proc. 28th Stapp Car Crash Conf.*, SAE Paper 841663, 207-219.
- [173] **Kalliske, I. and Friesen, E.,** 2001. Improvements to pedestrian protection exemplified on a standard-sized car, Report No. 283, Proc. of the 17th Int. Conf. on Enhanced Safety of Vehicles, 2001 June 4-7 Amsterdam, Holland.
- [174] **European Automobile Manufacturers Association (ACEA),** 2001. Press Release, Brussels. A Step Forward into the direction of Improved Pedestrian Protection.
- [175] **Lawrance, G.J. and Hardy, J.,** 1998. Pedestrian Safety Testing Using the EEVC Pedestrian Impactors, *16th Enhanced Safety Vehicle Conf.*
- [176] **European Enhanced Vehicle Safety Report (EEVC),** 1994. Working Group 10 Report, Proposals for Methods to Evaluate Pedestrian Protection for Passenger Cars, November 1994.

- [177] **European Enhanced Vehicle Safety Report (EEVC)**, 1998. Improved Test Methods to Evaluate Pedestrian Protection Afforded by Passenger Cars, Report, Working Group 17.
- [178] **Sturtz, G.**, 1980. Biomechanical Data for Children, *Proc. of 24th Stapp Car Crash Conf.*, SAE Paper no. 801313, pp. 511-559.
- [179] **Yang, J.**, 2003. Effects of Vehicle Front Design Parameters on Pedestrian Head-Brain Injury Protection, *18th Enhanced Safety Vehicle Conf.*
- [180] **Karger, B., Teige, T. and Bühren, W.**, 2000. Relationship Between Impact Velocity and Injuries in Fatal Pedestrian-car Collisions, *International Journal of Legal Medicine*, **113**, 84-88.
- [181] **Konosu, A.**, 2002. Reconstruction Analysis for Car-pedestrian Accidents Using a Computer Simulation Model, *Journal of SAE*, **23**, 357-363.
- [182] **Yang, J, Liu, X. and Lovsund, P.**, 2001. Speed Limit in Cirt Area and Improvement of Vehicle Front Design for Pedestrian Impact Protection – A Computer Simulation Study, *Proc. of 17th Enhanced Safety Vehicle Conf.*, paper no. 232, Amsterdam, Holland.
- [183] **Mizumo, K. and Kajzer, J.**, 2000. Head Injuries in Vehicle-Pedestrian Impact, SAE Paper no. 2000-01-0157, *Proc. of the SAE World Cogress 2000*, March 6-9, Detroit, Michigan, USA.
- [184] **Higuchi, K. and Akiyama, A.**, 1991. The Effect of Vehicle Structures Characteristics on Pedetrian Behaviour, *13th Enhanced Safety Vehicle Conf.*, Paris, France.
- [185] **Okamoto, Y.**, 1994. Concept of Hood Design for Possible Reduction in Pedestrian Head Injury, *14th Enhanced Safety Vehicle Conf.*, Munich, Germany.
- [186] **Sakurai, M., Kubayashi, K. and Ono, K.**, 1994. Evaluation of Pedestrian Protection in Japan – Influence of Upper Body Mass on Leg Impact Test, *Proc. of 14th Enhanced Safety Vehicle Conf.*, pp. 1114-1130.
- [187] **Jarret, K. and Saul, R.**, 1998. Pedestrian Injury: Analysis of the PCDS Field Collision Data, *Proc. of 16th Enhanced Safety Vehicle Conf.*, pp. 1204-1211.
- [188] **Nagatomi, K., Akiyama, A. and Kobayashi, T.**, 1996. Bumper Structure for Pedetrian Protection, *Proc. of 15th Enhanced Safety Vehicle Conf.*, pp. 593-601.
- [189] **Naughton, P. and Cate, P.**, 2001. An Approach to Front-End System Design for Pedestrian Safety, *SAE 2001 World Congress*, Paper no. 2001-01-0353, Detroit, USA.
- [190] **Yang, J.**, 2003. Pedestrian Head Prodedction from Car Impacts, *Int. J.of Vehicle Design*, **Vol. 32, Nos. 1/2**, pp. 16-27.

- [191] **Naddeo, A., Donnarumma, A. and Cappetti, N.**, 2003. Virtual and Numerical Simulation of Under-Bonnet Elements Influence on Pedestrian Head Impacts, *SCI 2003 World Multiconference 2003*.
- [192] **Hahn, W.**, 2001. Fussgängerschutz – Von der Unfallanalyse zur Entwicklungsanforderungen, *VDA Technischer Kongress 2001*, Fahrzeugsicherheit und Umwelt.
- [193] **Anderson, R., Streeter, L. and Ponte, G.**, 2003. Pedestrian Subsystem Head Impact Results Reflect the Severity of Pedestrian Head Injuries, *Int. J. of Vehicle Design*, **Vol. 32**, Nos. 1/2, pp. 1-15.
- [194] **Pritz, H.B.**, 1976. Comparison of the Dynamic Responses of Anthropometric Test Devices and Human Anatomic Species in Experimental Pedestrian Impacts, *SAE Paper*, no. 780894, Proc. Of 22nd Stapp Car Crash Conf., pp. 343-356.
- [195] **Yoshida, S., Matsushashi, T. and Matsoka, Y.**, 1998. Simulation of Car-Pedestrian Accident for Evaluate Car Structure, *16th Enhanced Safety Vehicle Conf.*
- [196] **Carmanda, R., Cappetti, N. and Naddeo, A.**, 2004. Lower Leg Impactor Modeling for Pedestrian Test Simulation Using FEM Explicit Codes, *SCI 2004 World Multiconference 2004*.
- [197] **Kramer, M., Burow, K. and Hegar, A.**, 1973. Fracture Mechanisms of Lower Legs Under Impact Load, 17th Stapp Car Crash Conf *SAE Paper*, no. 730966., 81-100.
- [198] **European Enhanced Vehicle Safety Report (EEVC)**, 1997. Working Group 17 Report,
- [199] **Matsui, Y., Ishikawa, H. and Sasaki, A.**, 1998. Validation of Pedestrian Upper Legform Impact-Test-Reconstruction of Pedestrian Accidents, *Proc. of the 16th Int. Conf. on the Enhanced Safety Vehicle*, paper no. 98-S10-O-05, pp. 2152-2167. Windsor, Ontario, Canada.
- [200] **Tanno, K., Kokuo, M. and Okashi, N.**, 2000. Patterns and Mechanisms of Pedestrian Injuries Induced by Vehicles with Flat-front Shape, *Legal Medicine*, **Vol. 2**, pp. 68-74.
- [201] **Collision Deformation Index – SAE J 224 MAR 80**. 1986. Report of the Automotive Safety Committee, completely revised by the Motor Vehicle Safety System Testing Committee March 1980. *SAE Handbook*, Vol. 4, Warrendale, PA (USA).
- [202] **Appel, H., and Krabbel, G.**, 1994. Unfallforschung und Unfallrekonstruktion, Verlag INFORMATION Ambs GmbH., Berlin.
- [203] **Richter, B., Appel, H., and Hoefs, R.**, 1984. Entwicklung von PKW im Hinblick auf einen volkswirtschaftlich optimalen Insassenschutz.

- [204] **Beng, F.A. and Bakker, J.,** 2001. Pedestrian Protection in Europe – The Potential of Car Design And Impact Testing, *EEVC Report*.
- [205] **Mizuno, Y.,** 2003. Proposed Test Methods to Evaluate Pedetrian Protection Offered by Passenger Cars, *Japan Automobile Standards Internationalization Center*, paper no. 580.
- [206] **Yang, J.K. and Lövsund, P.,** 1997. Development and Validation of a Human-Body Mathematical Model for Simulation of Car-Pedetrian Impacts, *Proc. of the Int. IRCOBI Conf. on the Biomechanics of Impacts*, pp. 133-149, Hannover, Germany.
- [207] **Lefler, D.E. and Gabler, H.C.,**2001. The Emerging Threat of Light Impacts with Pedestrians, Paper no. 212, *Proc. of 17th Enhanced Safety Vehicle Conf*, 4-7 June, Amsterdam, Holland.
- [208] **Rovdsari, B.S., Mock, C.N and Kaufmann, R.,** 2005. An Evaluation of the Association Between Vehicle Type and the Source and Severity of Pedestrian Injuries, , *Traffic Injury Prevention*, **Vol. 6**, pp. 185-192.
- [209] **Kaeser, R., and Geagauf, M.,** 1986. Motor car design for pedestrian injury prevention, *Int. J. of Vehicle Design*, **Special issue on vehicle safety**, 216- 231.
- [210] **Liu, X.J., Yang, J.K and Lövsund, P.,** 2002. A Study of Influences of Vehicle Speed and Front Structure on Pedestrian Impact Responses Using Mathematical Models, *Traffic Injury Prevention*, **Vol.3**, pp.31-42.
- [211] **Yang, J.,** 2003. Pedestrian Head Prodection from Car Impacts, *Int. J.of Vehicle Design*, **Vol. 32, Nos. 1/2**, pp. 16-27.
- [212] **Liu X.J., Yang, J.K and Lövsund, P.,** 2002. A Study of Influences of Vehicle Speed and Front Structure on Pedestrian Impact Responses Using Mathematical Models, *Traffic Injury Prevention*, **Vol.3**, pp. 31-42.
- [213] **Matsui, J.,** 2005. Effects of Vehicle Bumper Height and Impact Velocity on Type of Lower Extremity Injury in Vehicle-Pedestrian Accidents, *Accident Analysis and Prevention*, **Vol. 37**, pp. 633-640.
- [214] **Matsui, Y.,** 2004. Evaluation of Pedestrian Subsystem Test Method Using Legform and Upper Legform Impactors for Assesment of High-Bumper Vehicle Aggressiveness, *Traffic Injury Prevention*, **Vol. 5**, pp. 76-86.
- [215] **Liu, X. and Yang, J.,** 2003. Effects of Vehicle Impact and Front-End Structure on Dynamic Responses of Child Pedestrians, *Traffic Injury Prevention*, **Vol. 4**, 337-344.

- [216] **Okamoto, Y.**, 1994. Concept of Hood Design for Possible Reduction in Head Injury, *14th Enhanced Safety Vehicle Conf.*
- [217] **Carter, E., Sturgess, C.N. and Ebdon, S.**, 2005. Optimization of Passenger Car Design for the Mitigation of Pedestrian Head Injury Using a genetic Algorithm, *5th European MADYMO Users Meeting*, Cambridge, 26-27 September, 2005, pp. 99-110.
- [218] **Burckhardt, M.**, 1977. Zur Theorie der Bremstechnik, *Der Verkehrsunfall*, **Heft 5**, S. 97-100.
- [219] **Zomotor, A., Burg, H. und Richter, K.**, 1979. Ein Unfallverfassungssystem mit Schwerpunkt „Aktive Sicherheit“, *Automobil Industrie*, **Heft 3**, S. 37-44.
- [220] **Heissing, B., Grunow, B. und Rompe, K.**, 1981. Fahrverhalten und Antriebskonzept – Vergleichende Messungen der Fahreigenschaften von Pkw mit Front-, Heck- und Allradantrieb, *VDI- Berichte Nr. 418*, S. 107-115.
- [221] **Zomotor, A., Braess H. und Rönitz R.**, 1998. Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen- Ein Rückblick auf die letzten 20 Jahre, *ATZ*, **100**, 433-439.
- [222] **Rompe, K. und Heissing, B.**, 1984. Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen – Quer- und Laengsdynamik, Verlag TÜV, Rheinland.
- [223] **Rönitz, R., Braess, H.H. und Zomotor, A.**, 1977. Verfahren und Kriterien zur Beurteilung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen – Stand und Problematik. *Automobil Industrie*, **Heft 1**, S. 29-39.
- [224] **Sommer, S.**, 2000. Verknüpfung von horizontaler und vertikaler Dynamik, *Automotive Electronis*, **32**, 88-91.
- [225] **Rompe, K. und Heissing, B.**, 1984. Objektive Testverfahren für dir Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen. Köln: Verlag TÜV Rheinland.
- [226] **Gaupp, W.**, 2000. Elektronik in Bremssystemen, *ATZ*, **102**, 128-135.
- [227] **Müller, H.**, 2000. Mechanik, Elektronik und Informationstechnik rücken enger zusammen, *Automotive Electronics*, **Sonderausgabe**, 78-83.
- [228] **Gerstenmeier, J.**, 1999. ACC steigert Komfort und Sicherheit, *System Partners*, **Sonderausgabe**, 8-10.
- [229] **Czinczel, A.**, 1984. Antieblockiersysteme für Pkw – Stand und Aussichten. *Verkehrstechnik*, **Heft 5**, S. 206-209.

- [230] **Burckhardt, M.**, 1986. Die Mercedes-Benz Bosch Antriebs-Schlupf – Regelungssystem (ASR), *Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik*, **Heft 10**, S. 285-290.
- [231] **Bergman, W.**, 1976. Relationship of Certain Vehicle Handling Parameters to Subjective Ratings of Ease of Vehicle Control, XVI FISITA-Congress, Tokyo, Japan.
- [232] **Bisimis, E. und Wallentowitz, H.**, 1976. Kurshaltungsmessungen bei regellosem Lenkwinkel, *Automobil Industrie*, **Heft 3**, S. 33-40.
- [233] **Bisimis, E., Beckmann, H.D. und Rönitz, R.**, 1977. Lenkwinkelsprung und Übergangsverhalten von Kraftfahrzeugen, *ATZ*, **No. 79**, S. 577-586.
- [234] **Rompe, K.**, 1982. Möglichkeiten und Grenzen objektiver Fahrverhaltens – Tests von Kraftfahrzeugen, *Automobil Industrie*, **Heft 1**, S. 91-97.
- [235] **Dugoff, H., Ervin, R.D. and Segel, L.** 1971. Measurement of Vehicle Response in Severe Braking and Steering Maneuvers. *SAE Paper* 730491.
- [236] **Rönitz, R.** 1986. Objektive Prüfverfahren zum Fahrverhalten von Kraftfahrzeugen und ihre Internationale Normung. *Automobil Industrie*, **Heft 3**, S. 263-273.
- [237] **Weir, H.D. and DiMarco, R.J.**, 1978. Correlation and Evaluation of Driver/Vehicle Directional Handling Data. *SAE Paper* 780010.
- [238] **Bergman, W.**, 1973. Measurement and Subjective Evaluation of Vehicle Handling, *SAE Paper* 730492.
- [239] **Strassenfahrzeuge**, 1988. Begriffe der Fahrdynamik, DIN 70000, Road Vehicles – Vehicle dynamics and road holding ability – Vocabulary, ISO/TC/SC 9 N 302.
- [240] **Braess, H.H.**, 1967. Beitrag zur Stabilität des Lenkverhaltens von Kraftfahrzeugen. *ATZ*, **Vol. 69**, S. 81-84.
- [241] **Zomotor A.**, 1987, Fahrwerktechnik: Fahrverhalten, Vogel Buchverlag, Würzburg.
- [242] **Mitschke, M.**, 1995. Dynamik der Kraftfahrzeuge. Band C: Fahrverhalten, Springer, Berlin.
- [243] **Mitschke, M.**, 1978. Wichtige Daten für die Kurshaltung von Kraftfahrzeugen, *ATZ*, **Vol. 80**, S. 263-270.
- [244] **Bergman, W.**, 1973. Measurement and Subjective Evaluation of Vehicle Handling, *SAE Paper* no. 730492.

- [245] **Klebelsberg, D.**, 1977. Das Modell der subjektiven und objektiven Sicherheit. *Zeitschrift für Psychologie und ihre Anwendung*, **Heft 36**, S. 285-294.
- [246] **Grandel, J.**, 1980. Über den Vergleich verschiedener Reaktionszeitmessungen und den Einfluss der Reaktionszeit auf die Berechnung der Vermeidbarkeit von Verkehrsunfällen, *Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik*, **Heft7/8**, S. 169-175.
- [247] **Sorgatz, U. und Ammesdörfer, F.** 1974. Die Lastwechselreaktion von Personenkraftfahrzeugen bei Kurvenfahrt mit grösseren Querbeschleunigungen, *VDI-Z 116*, **Nr. 8**, S. 605-610.
- [248] **Krügel, M. und Hoffmann, H.** 1974. Untersuchung über Prüfverfahren zur Beurteilung des Fahrverhaltens, *DKF*, **Heft 244**, 544-558..
- [249] **Norman, K.D.** 1984. Objective Evaluation of On-Center Handling Performance, *SAE Paper* no. 840069.
- [250] **Reichelt, W.**, 1991. Correlation Analysis of Open/Closed Loop Data for Objective Assessment of Handling Characteristics of Cars, *SAE Paper*, No. 910238.
- [251] **Käppler, W. D.**, 1993. Beitrag zur Vorhersage von Einschätzungen des Fahrverhaltens, Dissertation Universität Kassel, Fortschrittberichte VDI, Reihe 12, Nr. 198, Düsseldorf, VDI- Verlag.
- [252] **Flegl H., Földi, T. und Ruf, G.** 1981. Beitrag zum Einfluss von Vorder- und Hinterachsantrieb auf das Brems-, Traktions- und Querbeschleunigungsvermögen eines Pkw, *VDI-Berichte Nr. 418*, S. 281-289.
- [253] **Bisimis, E., Beckmann, D. und Zomotor, A.**, 1977. Lenkwinkel- Sprung und Übergangsverhalten von Kraftfahrzeugen, *ATZ*, **12**, 577-586.
- [254] **Klebelsberg, D.**, 1977. Das Modell der subjektiven und objektiven Sicherheit. *Zeitschrift für Psychologie und ihre Anwendung*, **Heft 36**, S. 285-294.
- [255] **Deutsche Institut Normen**, 1982. Strassenfahrzeuge, Stationäre Kreisfahrt. 1982. DIN, ISO 4138, Ausgabe 1982-08-01.
- [256] **Zomotor, A., Horn, A und Rompe, K.**, 1980. Bremsen in der Kurve- Untersuchung eines Testverfahrens, *ATZ*, **9**, 423-432.
- [257] **Mitschke M.**, 1995. Dynamik der Kraftfahrzeuge. Band A: Antrieb und Bremsen, Springer, Berlin.
- [258] **Burckhardt, M.** 1979. Zur Theorie der Bremstechnik. *Der Verkehrsunfall*, **Heft 5**, S. 94-100.

- [259] **Klein, H.C.**, 1984. Bewertungskriterien zur Optimierung der Auslegung von Bremskraftverteilung für Personenkraftfahrzeugen, *ATZ*, **86**, S. 445-449.
- [260] **Uffermann, F.** 1981. Lastwechselreaktion des frontgetriebenen Pkw bei Kurvenfahrt, *VDI-Berichte*, **Nr. 418**, S. 259-264.
- [261] **Maretzke I. und Richter B.** 1984. Einfluss der Aerodynamik auf die Richtungsstabilität von Pkw. VDI Bericht, **546**, S. 101-116.
- [262] **Flegl H. Rauser M. und Witte L.**, 1987. Beeinflussung des Fahrverhaltens durch die Aerodynamik, *Automobilindustrie*, **4/87** 304-318.
- [263] **Sorgatz, U. und Buchheim, R.**, 1982. Untersuchung zum Seitenwindverhalten zukünftiger Fahrzeuge, *ATZ*, **84**, S. 11-18.
- [264] **Wallentowitz, H.**, 1980. Zusammenwirken von Fahrer und Fahrzeug bei normaler Strassenfahrt unter natürlichem Seitenwind, XVIII FISITA Kongress, Hamburg.
- [265] **Wallentowitz, H.**, 1982. Seitenwindverhalten von Kraftfahrzeugen, *ATZ*, **82**, S. 435-442.
- [266] **Grunow, D., Heissing, B. und Hinze, P.**, 1985. Fahrverhalten von Pkw bei Seitenwind, *Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik*, **Heft 6**, S. 169-174.
- [267] **Uffermann, F.**, 1986. Das Seitenwindverhalten bei Personenkraftfahrzeugen, *Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik*, **Heft 12**, S. 329-335.
- [268] **Green, P.**, 2001. Variations in Task Performance Between Younger and Older Drivers: UMRI Research on Telematics, Ass. For the Advancement of Automotive Medicine Conference on Aging and Driving, February 19-20, Michigan, USA.
- [269] **Richter, E., Berman, T. and Friedman, L.**, 2006. Speed, Road Injury and Public Health, *Annual Review of Public Health*, Vol. 27, pp. 125-152.
- [270] **Erzi, I.**, 1999. Cadde ve Ray Taşıtlarının Dinamiği, Ders notları, İ.T.Ü. Basım, İstanbul.
- [271] **Bayrakçelen, H. ve Altıparmak, D.**, 2005. Mathematical Modeling and an Experimental Study for Vehicle Braking Force Analysis, *Gazi Ü. Fen Bilimleri Dergisi*, Vol. 18, S. 485-503.
- [272] **Roth, A. and Mrazek, T.**, 2001. Lkw Fahrdynamik und Fahrkomfortuntersuchungen, Entwicklungsbericht E-TB.0234/2001, ECS Conf., St. Valentin, USA.
- [273] **Beitz, W. und Küttner, K.H.**, 1983. Taschenbuch für den Maschinenbau, 15. Auflage, Springer Verlag, Berlin.

- [274] **Scheidt, A.**, 2004. Growth Markets: Future Challenges and Opportunities in the Automotive Industry, Automobil Forum 2004, Congress Proc., Landsberg am Lech, Germany.
- [275] **Thompson, D.**, 1998. An ergonomic process to assess the vehicle design to satisfy customer needs, *Int. J. Of Vehicle Design*, **Vol. 16, Nos 2/3**, 150 -157.
- [276] **Gimeno, J.**, 2004. European Market Trends for Automotive Glazing, Vision Automobil, 8. Handelsblatt – Jahrestagun, 22-23 März 2004, München, Germany.
- [277] **Baslo, M.**, 2002. Ofis Ergonomisi, İ.Ü. Cerrahpaşa Tıp Fakültesi Sürekli Tıp Eğitimi Etkinlikleri, No. 30, S. 155-165.
- [278] **Kroemer, K., Snook, S., Meadows, S. and Deutsch, S.**, 1988. Ergonomic Models of Anthropometry, Human Biomechanics and Operator-Equipment Interfaces, Proceedings of a Workshop, The National Academy of Sciences, New York.
- [279] **Vink, P.**, 1999. Comfort, Delft University of Technology, Delft.
- [280] **Deisinger, J.**, 1999. ERGONAUT: A Tool for Ergonomic Analyses in Virtual Environments, 3. *International Immersive Projection Technology Workshop*, 10-11 May, Berlin, 157-165.
- [281] **Nagel, K.**, 2000. Size does matter!, *UNI*, **5**, 13-16.
- [282] **Kahlmeier, W., und Marek, C.**, 2000. Gerne gross- Packagekonzept des Ford Mondeo, *Sonderausgabe der ATZ und MTZ*, 22-29.
- [283] **Porter, M., and Porter, S.**, 1999. Turning automotive design “inside-out”, *Int. J. Of Vehicle Design*, **Vol.19, No.4**, 385- 401.
- [284] **Üllinger, H., und Dangelmaier, M.**, 1996. Anthropometrische und kognitive Evaluierung der Fahrer- Fahrzeug- Schnittstelle im Pkw, *ATZ*, **98**, 454-461.
- [285] **Tecklenburg, G., und Lüdtke, T.**, 1992. Das Mensch- Maschine System aus der Sicht des Karosseriekonstruktors, *ATZ*, **94**, 154- 160.
- [286] **SAE**, 1990 Handook, On Highway Vehicles and Off Roas Highway Machinery, Vol.4.
- [287] **Meier, K.**, 1997. Quadratur des Kreises, *Automobil Industrie*, **44**, 20-24.
- [288] **Nagel, K.**, 2001. Anthropometrische komfortbewertung des Fahrzeuginnenraumes, *Brandenburgische Umwelt Berichte*, **10**, 100-107.
- [289] **Porter, J. M., and Gyi, D.**, 1998. Exploring the optimum posture for driver comfort, *Int. J. Of Vehicle Design*, **Vol. 19, No. 3**, 255-266.

- [290] **Caputo, F., and Gironimo, G.,** 2001. The design of a virtual environment for ergonomic studies, *XII International Conference*, 5th-7th Sept. Bologna, Italia, 247-253.
- [291] **White, M.,** 2001. 3. ULSAB Phase 2-Package, Porsche Engineering Service.
- [292] **Powell, N.B.,** 2006. Design Management for Performance and Style in Automotive Interior Textiles, *JOTI*, **Vol. 97**, No.1, pp. 25-37.
- [293] **Rössler, A., Lippmann, R.,** 2000. Virtuelle Menschmodelle in der Produktentwicklung, *Fraunhofer Institut*, **11**, 1-8.
- [294] **Hamfeld, H., and Hansen, G.,** 1998. 3D Menschenvermessung im TOPAS-Projekt, *Robotik und Prozessrechentchnik*, ABW Workshop, 1-8, 1998.
- [295] **Klarin, M. M., and Cvijanovic, J.M.,** 1998. The optimization of the interior of the passenger car, *Int. J. Of Vehicle Design*, **Vol. 9, No. 4**, 448-453.
- [296] **VDI-Richtlinie 2780**, 1970. Körpermasse als Grundlage für die Gestaltung von Sitzen und Arbeitsplätzen, Februar 1970.
- [297] **VDI-Richtlinie 2782** 1971. Empfehlung für die Gestaltung von Fahrzeugführersitzen in Kraftfahrzeugen, April 1971.
- [298] **Haldenwager, H.G.,** 1982. Entwicklung und Erprobung von Sitzen für Personenkraftwagen, *ATZ*, **Vol. 9**, 437-445.
- [299] **Mansfield, N. J.** 2001. Localized vibration at the automotive seat-person interface, *The 2001 International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering*, August, Hague, Netherlands, 27-30.
- [300] **Hartung, J.,** 2000. Anthropometrie und Menschmodellierung- Der Forschungsstuhl FS 2000, *FAT*, **123**, 5-8.
- [301] **Deisinger, J.,** 1999. ERGONAUT: A Tool for Ergonomic Analyses in Virtual Environments, 3. *International Immersive Projection Technology Workshop*, 10-11 May, Berlin, 157-165.
- [302] **Serber, H.,** 1998. Counter Balanced Motion- Dynamic Seating, *SAE- 12115*.
- [303] **Schmid, S.,** 1999. Superb Seat Comfort in the Daimler Chrysler, *Automotive Engineering*, **151**, 16-17.
- [304] **Chandler, C.,** 2000. Globalization: The Automotive Industry's Quest for a "World Car" Strategy, Newswire Press, London.
- [305] **Güvenç, L.,** 2005. Park by Wire, *IEEE Control Systems Magazine*, **Vol. 10**, pp. 17-18.
- [306] **Buchholz, K.,** 2003. Enhanced Lighting One of BMW Research Focuses, *Focus on Electronics*, pp. 102-103.

- [307] **Granger, R.**, 1995. Vehicle Design and Use Parameters Affecting the Steering Torque Required During Parking Manoeuvres, Cranfield University, School of Mechanical Engineering, M.Sc Thesis, August 1995.
- [308] **Erzi I.**, 1996. Cadde ve Ray Taşıtların Dinamiği, İ.T.Ü. Basım, İstanbul.
- [309] **Mitschke, M. und B. Klinger**, 1998. Schwingungskomfort im Kraftfahrzeug, *ATZ*, **100**, 18-24.
- [310] **Mitschke, M.**, 1997. Dynamik der Kraftfahrzeuge, Band B: Schwingungen, Springer, Braunschweig.
- [311] **Cucuz, S.**, 1992. Schwingempfindung von Pkw- Insassen, Auswirkung von stochastischen Unebenheiten und Einzelhindernissen der realen Fahrbahn, *Diss. TU Braunschweig*.
- [312] **Simic, D.**, 1970. Beitrag zur optimierung der Schwingungseigenschaften des Fahrzeugs, Physiologische Grundlagen des Schwingungskomforts, *Diss. TU Berlin*.
- [313] **Lee, R.A. and Pradko, F.**, 1991. Analytical Analysis of Human Vibration, *SAE 6800091*.
- [314] **Bobbert, G.**, 1982. Schwingungseinwirkung auf den Menschen, Wahrnehmung, Beanspruchung, Bewertung, Beurteilung, *VDI Ber.*, **456**, 51-58.
- [315] **ISO 2631-1978** : Blatt 3 Guide for evaluation of human exposure to whole-body vibration.
- [316] **VDI-Richtlinie 2057**, 1983. Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen, Blatt 1 Grundlagen.
- [317] **Khajavi, M., Majzoobi, G. and Hosieienie, M.**, 2006. An Investigation into the effect of non-linear leaf spring on riding performance of Toyota Land Cruise, Proc. of the 25th IASTED Int. Conf. on Modeling, Identification and Control.
- [318] **Committee on the Effectiveness and Impact**, 2002. Effectiveness and Impact of Comperate Average Fuel Economy (CAFÉ) Standards, National Academy Press, Washington.
- [319] **Sigmund, A.**, 2006. Opinion of the European Economic and Social Committee on the Proposal for a Council Directive on Passenger Car Related Taxes, *European Economic and Social Committee*, Brussels.
- [320] **Langer,T. and Williams, D.**, 2002. Fuel Economy Progress and Prospects, *American Council for an Energy-Efficient Economy*, Rep. No. T024.

- [321] **Ermann, G. and, Grahl, M.,** 1999. Economic Systems Analysis of Fuel Cell Electric Vehicles, *International Ass. Of Energy Economists*, Paris, 30 Sept.-1 Oct.
- [322] **Kraftfahrt-Bundesamt, 2002.** Scope der Akkreditierungsstelle des KBA, VDI 70030.
- [323] **McCann, R.,** 2002. Reducing California Vehicle Fuel Consumption With the Promotion of High-Efficiency Clean Diesel Technology, DEER Conference, August 25-29, San Diego, USA.
- [324] **Berkefeld V.,** 1996. Analyse der Achskonzepte und leichte Fahrzeuge, *ATZ*, **98**, 414-425.
- [325] **Seiffert, U., Walzer, P. und Oetting H.,** 1980. Steigerung der Kraftstoffwirtschaftlichkeit beim Automobil, *ATZ*, **82**, 181-184.
- [326] **Kuhlmann, P.,** 1982. Überlegungen zum Kraftstoffverbrauch bei Stadtfahrt, *ATZ*, Vol. 84, S. 299-305.
- [327] **Schubert, K.,** 1977. Bewertung unterschiedlicher Antriebsaggregate in Nutzfahrzeugen durch rechnerische Methoden, *ATZ*, **Vol. 79**, S. 181-186.
- [327] **Braess, H.,** 1993. Nichts steigt so schnell wie Ansprüche- Gedanken zur weiteren Entwicklung des Personenkraftwagens, *ATZ*, **9**, 452-458.
- [328] **Mc Donald A.T.** 1979. A Historical Survey of Automotive Aerodynamics. Aerodynamics of Transportation. *ASME-CSME Conference*, Niagara Falls, 61-69.
- [329] **Kieselbach R.J.F.** 1986. Streamlining vehicles 1945-1965- A Historical review, *J. of Windengineering and Industrial Aerodynamics*, **Bd. 22**, S. 105-113.
- [330] **Fish D.,** 1998. Application of the Composite Rating of Preference to Road and Wind Noise, Vehicle Aerodynamics, SAE 980393.
- [331] **Granow, D., Heissing, B. und Hinze, P.,** 1985. Fahrverhalten von Pkw bei Seitenwind, *Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik*, **Vol.9**, S. 169-174.
- [332] **Hucho W.H.,** 1990. Renaissance der Stromlinie – Aerodynamik und Fahrzeugtechnik im Widerstreit, *Kultur und Technik I/1990*, S. 22-30.
- [333] **Hucho W.H.,** 1994. Aerodynamik der Autumobils, VDI Verlag, Berlin.
- [334] **Hucho W.H.,** 1990. Design und Aerodynamik, *Automobil Revue*, **Nr.45**, S. 29-31.
- [335] **Yakhov V. Orszag S.A. Thangham T.B.,** 1992. Development of Turbulance Models For Shear Flows by a Double Expension, *Technique Physics Fluids*, **4/7**, pp. 1510-1520.

- [336] **Carr G.W.**, 1968. The Aerodynamics of Basic Shapes for Road Vehicles Part 2. Salon Car Bodies, *MIRA-Rep. No. 1968/9*.
- [337] **Janssen L.J. Hucho W.H.**, 1975. Aerodynamische Entwicklung von VW Golf und Scirocco, *ATZ*, **77**, 1-5.
- [338] **Costelli A.F.**, 1984. Aerodynamic Characteristics of the Fiat Uno Car. *SAE-paper 840297*, Detroit.
- [339] **Buchheim R. Leie B. und Lückhoff H. J.** 1983. Der neue Audi 100 – Ein Beispiel für konsequente aerodynamische Personenwagen Entwicklung. *ATZ*, **85** 419-425.
- [340] **Janssen L.J. and Hucho W.H.**, 1973. The effect of various Parameters on the Aerodynamic Draft of Passenger Cars. Advances in Road Vehicle Aerodynamics. British Hydromech. Ass. Cranfield.
- [341] **Emmelmann H.J.**, 1982. Aerodynamic Development and Conflicting Goals of Subcompacts – outlined on the Opel Corsa. Int. Symp. On Vehicle Aerodynamics, Wolfsburg, 1982.
- [342] **Kodijalam S.**, 2001. Multidisciplinary design optimization- Some formal methods, framework requirements and application to vehicle design, *Int. Journal of Vehicle Design*, **Vol. 25, Nos. 1/2**, 3-22.
- [343] **Braess H.**, 1998. Negative Gewichtsspirale- Erster Ansatz einer quantitativen Erfassung, *ATZ*, **101**, 34-37.
- [344] **Seiffert, U., Walzer, P. und Oetting H.**, 1980. Steigerung der Kraftstoffwirtschaftlichkeit beim Automobil, *ATZ*, **82**, 181-184.
- [345] **Braess, H.**, 1993. Nichts steigt so schnell wie Ansprüche- Gedanken zur weiteren Entwicklung des Personenkraftwagens, *ATZ*, **9**, 452-458.
- [346] **Appel, H. und Granzeier W.**, 1993. Automobilkonzepte für den Individualverkehr von morgen, *ATZ*, **1**, 8-13.
- [347] **H.E. Friedrich**, 2002. Leichtbau und Wirkstoffinnovationen im fahrzeugbau, *Automobiltechnische Zeitschrift*, **Vol. 104**, p. 258-261.
- [348] **Berkefeld V.**, 1996. Analyse der Achskonzepte und leichte Fahrzeuge, *ATZ*, **98**, 414-425.
- [349] **Coello, C.A., Veldhuizen, D.A. and Lamont, G.B.**, 2002. Evolutionary Algorithms for Solving Multi-Objective Problems, Kluwer Academic Publishers, London.
- [350] **Deb, K.**, 2001. Multiobjective Optimization Using Evolutionary Algorithms, John Wiley & Sons Ltd., New York.

- [351] **Hillier, F. S. and Lieberman, G. J.**, 1990. Introduction to Mathematical Programming, McGraw Hill Publishing Comp., New York.
- [352] **Padberg, M.**, 1995. Linear Optimization and Extensions, Springer Verlag, Heidelberg.
- [353] **Vanderbei, R. J.**, 1996. Linear Programming Foundations and Extensions, McGraw Hill Publishing Comp., New York.
- [354] **Dantzig, G.B.**, 1963. Linear Programming and Extensions, Princeton University Press, Princeton, New Jersey.
- [355] **Alber, O. N.**, 1993. Linear Programs and Related Problems, John Wiley & Sons, New York.
- [356] **White, R.**, 1988. Introduction to Operational Research, John Wiley & Sons, New York.
- [357] **Charnes, A.**, 1992. Optimality and Degeneracy in Linear Programming, *Econometrica*, **20**, 160-170.
- [358] **Pederzoli, E., Sandblom, W.**, 1987. Continuous Optimization Models, Walter de Gruyter, New York.
- [359] **Dantzig, G. and Thapa M.**, 1997, Linear Programming, Springer, Berlin.
- [360] **Brocard, P. and Donada, C.**, 2002. The Automotive Equipment Chain: Acceleration Technology, SESSI Press, Paris.
- [361] **Loureiro, G., Leaney, P.G. and Hodgson, M.**, 1999. A Systems Engineering Framework for Integrated Automotive Development, 9th Annual Int. Symposium of the INCOSE, Vol.1, pp. 1173-1180, Brighton, England.
- [362] **Dixon, J.C.**, 1996. Tires, Suspension and Handling, 2nd Ed., Warrendale: Society of Automotive Engineers.
- [363] **Wong, J.**, 2003. Theory of Ground Vehicles, John Wiley & Sons Ltd., New York.
- [364] **Cowie, G., Geck, P. and Carpenter, J.**, 2004. Lightweight Closure Panels Project: Automotive Lightweight Materials, FY 2004 Progress report.
- [365] **Li, Y., Lin, Z. and Jiang, A.**, 2003. Use of High Strength Steel Sheet for Lightweight and Crashworthy Car Body, *Materials and Design*, **Vol. 24**, Issue 3, May 2003, pp. 177-182.
- [366] **Gaines, L., Cuenca, R. and Stodolsky, F.**, 1996. potential Automotive Uses of Wrought Magnesium Alloys, Conf. of Automotive Technology Development, 28 Oct.-1 Nov., Detroit, Michigan, USA.

- [367] **McConachy, B.R.**, 1997. State of Value Analysis, SAVE International Conf Proc., London.
- [368] **Gariepy, R.F., Shillar, M. and Xu,X.**, 1998. Existence of generalized weak solutions to a model for institu vitrification, *European Journal of Applied Mathematics*, **Vol. 9**, No. 6, pp. 543-559.
- [369] **Rao, K., Stenger, A.J and Wu, H.**, 1998. Integrating the use of computers in logistics education, *International Journal of Physical Distribution & Logistics Management*, **Vol. 28**, Issue:4, pp. 302-319.
- [370] **Vandenbrink, D.**, 2006. Network Design and Site Selection, Material Handling and Logistics Conference, Sept. 17-20, Utah, USA.

EKLER

TAŞIT KONFORU ANKET ÇALIŞMASI

☀ Taşıtın **“Ön Koltuk Konforunu”** puanlandırınız!

1	2	3	4	5
O	O	O	O	O

Bu puanı vermenizde hangi parametreler etkili oldu? (Lütfen önem sırasına göre yazınız!)

1: _____, 2: _____, 3: _____, 4: _____, 5: _____

☀ Taşıtın **“Arka Koltuk Konforunu”** puanlandırınız!

1	2	3	4	5
O	O	O	O	O

Bu puanı vermenizde hangi parametreler etkili oldu? (Lütfen önem sırasına göre yazınız!)

1: _____, 2: _____, 3: _____, 4: _____, 5: _____

☀ Taşıtın **“Önden İnip- Binme Konforunu”** puanlandırınız!

1	2	3	4	5
O	O	O	O	O

Bu puanı vermenizde hangi parametreler etkili oldu? (Lütfen önem sırasına göre yazınız!)

1: _____, 2: _____, 3: _____, 4: _____, 5: _____

☀ Taşıtın **“Arkadan İnip- Binme Konforunu”** puanlandırınız!

1	2	3	4	5
O	O	O	O	O

Bu puanı vermenizde hangi parametreler etkili oldu? (Lütfen önem sırasına göre yazınız!)

1: _____, 2: _____, 3: _____, 4: _____, 5: _____

☀ Taşıtın **“Park Etme Kabiliyetini”** puanlandırınız!

1	2	3	4	5
O	O	O	O	O

Bu puanı vermenizde hangi parametreler etkili oldu? (Lütfen önem sırasına göre yazınız!)

1: _____, 2: _____, 3: _____, 4: _____, 5: _____

NOT: PUANLANDIRMADA “1” EN KÖTÜ “5” EN İYİ PUANDIR

ÖZGEÇMİŞ

Ali GÖKŞENLİ 1972 İzmir doğumludur. 1990 yılında İzmir Bornova Anadolu Lisesi'nden mezun olduktan sonra aynı yıl İ.T.Ü. Makine Mühendisliği Bölümü'ne girmiştir. 1997 yılında aynı bölüme bağlı Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimine başlamıştır. Yüksek lisans tezini, Mercedes- Benz Türk şirketinin Homologasyon biriminde gerçekleştirdiği “Konsept Midibüs Tasarımı” projesinden faydalanarak tamamladıktan sonra 1999 yılında İ.T.Ü. Makine Mühendisliği Bölümü'ne bağlı Otomotiv Anabilim Dalı'nda doktora öğrenimine başlamıştır. Nisan 2006-2007 tarihleri arasında vatani görevini Zeytinburnu-İstanbul'da yerine getirmiştir. Kendisi çok iyi derecede Almanca ve İngilizce, orta derecede de Fransızca bilmektedir. Ali GÖKŞENLİ Aralık 1998 tarihinden beri İ.T.Ü. Makine Fakültesi – Makine Malzemesi ve İmalat Teknolojisi Anabilim Dalı'nda Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.