

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ADAPTİF SEYİR SİSTEMLERİNİN YAKIT
TÜKETİMİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Tahsin HACİBEKİR**

**Anabilim Dalı : DİSİPLİNLER ARASI
Programı : MEKATRONİK MÜHENDİSLİĞİ**

HAZİRAN 2006

**ADAPTİF SEYİR SİSTEMLERİNİN YAKIT
TÜKETİMİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Tahsin HACİBEKİR
(518041018)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 8 Mayıs 2006
Tezin Savunulduğu Tarih : 8 Haziran 2006**

**Tez Danışmanı : Y.Doç.Dr. Bilin AKSUN GÜVENÇ
Diğer Jüri Üyeleri Y.Doç.Dr. Ümit SÖNMEZ (İ.T.Ü.)
Y.Doç.Dr. Tankut ACARMAN (G.S.Ü.)**

HAZİRAN 2006

ÖNSÖZ

Yeryüzünde bilinen fosil kökenli enerji kaynaklarının sınırsız olmaması, bunlardan özellikle petrolün stratejik önemini 21. yüzyılda da koruması ve çevre faktörleri, bu kaynakların daha verimli ve etkin kullanılmasını gerekli kılmaktadır. Mekatronik ve otomotiv teknolojilerindeki gelişmeler, daha güvenli daha konforlu ve en önemlisi daha verimli araçların üretilmesine olanak sağlamaktadır. Bu çalışmada, sürüş konforunu ve güvenliğini arttırmak amacıyla mekatronik teknolojisi kullanılarak geliştirilen adaptif seyir sisteminin, ağır ticari taşıtlarda kullanılması durumunda yakıt tüketimine yapacağı etki incelenmiştir. Sürüş karakteristiğinin yakıt tüketimi üzerindeki önemli etkisinin bilinirken, sürüş karakteristiğini boylamsal olarak optimize etmenin sonucunda elde edilebilecek yakıt tasarrufu belirlenmiştir.

Tez konumu seçmemde beni yönlendiren, çalışmalarımı büyük bir dikkat ve titizlikle yöneten, karşılaştığım her sorunda bilgisi, tecrübesi ve ileri görüşü ile katkıda bulunan, güvenini ve güler yüzünü esirgemeyen, en zor anlarımda beni anlayıp moral veren saygıdeğer hocam Sayın Yrd.Doç.Dr. Bilin AKSUN GÜVENÇ’e sonsuz saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK), Bilim İnsanı Destekleme Daire Başkanı Sayın Prof.Dr. Cemil ÇELİK şahsında, TÜBİTAK ve Bilim Adamı Yetiştirme Grubuna sağlamış olduğu burs desteği için teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca çalışmanın deneysel aşamasında, test olanağı sağlayan Ford Otomotiv Sanayi A.Ş.’ye, bilgisini, tecrübesini paylaştıran ve desteğini esirgemeyen Ford Otomotiv Sanayi A.Ş. çalışanları Sayın Ergün GÜRARSLAN ve Sayın Barış UYGUN’a teşekkür ederim.

Yapıcı eleştirileri, yaratıcı fikirleri ve yardımları ile önümü görmemi kolaylaştıran değerli dostum ve meslektaşım Mak. Yük. Müh. Emre KURAL’a, çalışmam boyunca moral motivasyon katkılarını eksik etmeyen Kimya Yük. Müh. Nur MANDACI ve Mak. Yük. Müh. Serdar ÖZTÜRK başta olmak üzere tüm MEKAR ve AUTOCOM çalışanı arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Son olarak, tez çalışmam ve eğitim hayatım boyunca bana her türlü desteği veren, hoşgörü ve anlayış gösteren, hayatım boyunca her konuda destek olan sevgili annem, babam ve kardeşime teşekkürlerimi ve minnetlerimi sunarım.

Tanrının, beni var etmesi için yarattığı meleğim, sevgili anneme...

Mayıs 2006

Tahsin HACİBEKİR

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	vii
TABLO LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
SEMBOL LİSTESİ	xv
ÖZET	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Çalışmanın Amacı	1
1.2 Kapsam	5
2. MOTORLU ARAÇLARDA YAKIT EKONOMİSİ	7
2.1 Yakıt Ekonomisine Etki Eden Faktörler	7
2.2 Motorlu Taşıtlarda Yakıt Tüketiminin Belirlenmesinde Kullanılan Yöntemler	11
2.3 Günümüze Kadar Yapılmış Çalışmalar	13
3. ARAÇ GÜÇ AKTARMA ORGANLARI ve SİMÜLASYON MODELLERİNİN OLUŞTURULMASI	22
3.1 Güç Aktarma Organlarının Genel Tanıtımı	23
3.1.1 Motor	25
3.1.1.1 Motor parametrelerinin hesabı	26
3.1.1.2 Güç aktarma organları için motor denklemleri	38
3.1.2 Kavrama (hız değiştirici veya debriyaj)	39
3.1.2.1 Kavrama denklemleri	40
3.1.3 Şanzıman (moment değiştirici / vites kutusu)	41
3.1.3.1 Şanzıman denklemleri	42
3.1.4 Kardan mili	42
3.1.4.1 Kardan mili denklemleri	44
3.1.5 Diferansiyel (moment dağıtıcı)	45
3.1.5.1 Diferansiyel denklemleri	46
3.1.6 Aks mili (tahrik mili)	47
3.1.6.1 Aks mili denklemleri	47
3.1.7 Tekerlekler	47
3.1.7.1 Tekerlek denklemleri	48
3.1.8 Tekerlek denklemlerinde ifade edilen hareket dirençleri	50
3.1.8.1 Tekerlek dirençleri	51
3.1.8.2 Hava direnci	54
3.1.8.3 Yokuş direnci	54
3.1.8.4 İvme direnci	55
3.2 Güç Aktarma Organları Modelleri	55
3.2.1 Model 1: esnek aks mili içeren model	56

3.2.2	Model 2: esnek aks mili ve esnek kardan mili içeren bütünleşik model	62
3.2.3	Model 3: Modüler güç aktarma organları modeli	67
3.2.3.1	Motor	68
3.2.3.2	Debriyaj	69
3.2.3.3	Şanzıman	70
3.2.3.4	Kardan mili	72
3.2.3.5	Diferansiyel	73
3.2.3.6	Aks mili	75
3.2.3.7	Tekerlek	76
3.3	DeneySEL Çalışmalar	78
3.3.1	Deneyde kullanılan ağır ticari taşıtlar	79
3.3.2	Ölçülen değerler	79
3.3.3	Birinci grup yol testleri	80
3.3.4	İkinci grup yol testleri	81
3.4	Model Parametrelerinin Belirlenmesi	83
3.4.1	Parametre belirleme programı	85
3.4.2	Birinci yol testleri üzerine çalışmalar	87
3.4.2.1	Model 3: modüler model ile parametre belirlenmesi	88
3.4.2.2	Birinci grup test için parametrelerin karşılaştırılması ve yorumlanması	90
3.4.3	İkinci yol testleri üzerine çalışmalar	90
3.4.3.1	Model 3: modüler model ile parametrelerin belirlenmesi	91
3.4.3.2	İkinci grup test için parametrelerin karşılaştırılması ve yorumlanması	93
3.5	Güç Aktarma Organları İçin Sonuçlar	93
4.	ADAPTİF SEYİR SİSTEMİ	95
4.1	Adaptif Seyir Sisteminin Tanıtılması	95
4.1.1	Adaptif seyir sisteminin çalışma prensibi	97
4.1.2	Adaptif seyir sisteminin bileşenleri	99
4.1.2.1	Radar	99
4.1.2.2	ASS kontrol modülü	101
4.1.2.3	Gaz pedalı açısı sensörü	101
4.1.2.4	Fren pedalı açısı sensörü	102
4.1.2.5	Araç hız sensörü	102
4.1.2.6	Tekerlek hızı sensörü	102
4.1.2.7	Direksiyon açısı hızı sensörü	102
4.1.2.8	Savrulma açısı sensörü	103
4.1.2.9	Motor kontrol modülü	103
4.1.2.10	Fren kontrol modülü	103
4.1.2.11	Seyir gösterge ekranı ve butonları	103
4.2	Adaptif Seyir Sistemi Modeli İçin Ağır Ticari Taşıt Modelinin Oluşturulması	104
4.2.1	Araç modeli	106
4.2.1.1	Tek izli araç modelinde kullanılan eksen takımları ve parametreler	106
4.2.1.2	Doğrusal olmayan tek izli araç modelinin oluşturulması	109

4.2.2	Dugoff tekerlek modeli ve doğrusal olmayan tek izli araç modeline uygulanması	117
4.2.3	Boylamsal yönde etki eden direnç kuvvetleri	125
4.2.3.1	Tekerlek dirençleri	126
4.2.3.2	Hava direnci	127
4.2.3.3	Yokuş direnci	128
4.2.4	Motor modeli	129
4.2.5	Otomatik vites modeli	135
4.2.6	Güç aktarma organları modeli	139
4.2.7	Aracın test edileceği yola ilişkin model	143
4.2.7.1	Eğim profilinin oluşturulması	144
4.2.7.2	Hız profilinin oluşturulması	146
4.2.8	Ağır ticari taşıt modeli alt sistemlerinin birleştirilmesi	149
4.3	Adaptif Seyir Sistemi Modelinin Oluşturulması	150
4.3.1	Seyir sistemi modeli	151
4.3.2	ASS modeli	155
4.3.3	Sürücü modeli	162
4.3.4	Radar modeli	168
4.4	Adaptif Seyir Sistemi Modeli Simülasyonu	169
5.	SİMÜLASYON SENARYOLARI VE SİMÜLASYON SONUÇLARI	175
5.1	Simülasyon Senaryoları	175
5.2	Yakıt Tüketimi Karşılaştırma Yöntemi ve Örnek Simülasyon Sonuçlarının Açıklanması	176
5.2.1	Zaman – konum	178
5.2.2	Hız profili	179
5.2.3	Eğim profili	180
5.2.4	Araçlar arası mesafe	181
5.2.5	Arka araç seyir ve ASS modu geçişi	181
5.2.6	Ön ve arka aracın istenen - gerçek hızları	182
5.2.7	Ön ve arka araç vites geçişleri	183
5.2.8	Ön ve arka araç motor devri	184
5.2.9	Ön ve arka araç gaz pedalı açısı	184
5.2.10	Ön ve arka araç fren torku	185
5.2.11	Ön ve arka araç yakıt tüketimi değeri	186
5.2.12	Arka aracın, sürücü modeli ve ASS kontrolcüsü ile yakıt tüketimi değeri	186
5.3	Simülasyonlar	187
5.3.1	Düz (sıfır eğimli) yolda sabit düşük hız senaryosu	187
5.3.2	Düz (sıfır eğimli) yolda sabit orta hız senaryosu	188
5.3.3	Düz (sıfır eğimli) yolda sabit yüksek hız senaryosu	189
5.3.4	Şehiriçi (eğimi %8'den az) yolda sabit düşük hız senaryosu	190
5.3.5	Şehirlerarası (eğimi %6'dan az) yolda sabit orta hız senaryosu	191
5.3.6	Otoyolda (eğimi %4'den az) sabit yüksek hız senaryosu	192
5.3.7	Otoyolda (eğimi %4'den az) sabit orta hız senaryosu	193
5.3.8	Düz (sıfır eğimli) yolda değişken düşük hız senaryosu	194
5.3.9	Düz (sıfır eğimli) yolda değişken orta hız senaryosu	195
5.3.10	Düz (sıfır eğimli) yolda değişken yüksek hız senaryosu	196

5.3.11 Şehiriçi (eğimi %8'den az) yolda değişken (eğime uygun) düşük hız senaryosu	197
5.3.12 Şehirlerarası (eğimi %6'dan az) yolda değişken (eğime uygun) orta hız senaryosu	198
5.3.13 Otoyolda (eğimi %4'den az) değişken (eğime uygun) yüksek hız senaryosu	199
5.3.14 Otoyolda (eğimi %4'den az) değişken (eğime uygun) orta hız senaryosu	200
5.4 Simülasyon Sonuçları	201
6. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR	209
KAYNAKLAR	212
EKLER	217
ÖZGEÇMİŞ	226

KISALTMALAR

OECD	: Organisation for Economic Co-operation and Development
ASS	: Adaptif Seyir Sistemi
ACC	: Adaptive Cruise Control
ĐİE	: Devlet İstatistik Enstitüsünün
ABD	: Amerika Birleşik Devletleri
ITS	: Intelligent Transportation Systems
PATH	: Partners for Advanced Transit and Highways
NAHSC	: National Automated Highway System Consortium
IVI	: Intelligent Vehicle Initiative
PATH	: Partners for Advanced Transit and Highways
RAPLH	: Rapidly Adapting Lateral Position Handler
GPS	: Global Positioning System
MEKAR	: Mekatronik Araştırmaları
RADAR	: Radio Detection And Ranging
SAE	: Society of Automotive Engineers
PROMETHEUS	: Programme for a European Traffic system with Highest Efficiency and Unprecedented Safety

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1.1. Dünyada ve ülkemizde enerji tüketimine ait birincil enerji kaynaklarının payları [1].....	2
Tablo 1.2. Yıllara göre motorlu kara taşıtı sayısı, 1992-2005 [2].....	5
Tablo 3.1. Motor ana parametreleri.....	26
Tablo 3.2. Ölçülen değişkenler ve birimleri.....	80
Tablo 3.3. Birinci yol testi özet tablosu	81
Tablo 3.4. Düz ve eğimli yol testleri.....	83
Tablo 3.5. Kullanılan araca ait başlangıç parametreleri.....	84
Tablo 4.1. Tek izli araç modelinde kullanılan parametreler	108
Tablo 4.2. Dugoff tekerlek modelinde kullanılan parametreler	117
Tablo 4.3. Güç-Spesifik yakıt tüketimi (SFC) tablosu.....	132
Tablo 4.4. “gr/(W.ms)” birimlerine indirgenmiş yakıt tüketimi tablosu.....	134
Tablo 4.5. “gr/(W.10 ms)” birimlerine indirgenmiş yakıt tüketimi tablosu.....	134
Tablo 4.6. Şanzımanın çevrim oranları	135
Tablo 4.7. Her vites için hesaplanmış hız aralıkları.....	136
Tablo 4.8. Sürücü modelinde kullanılan durumlara bağlı tablo değerleri.....	168
Tablo 5.1. Simülasyon sonuçları özet tablosu.....	202

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 3.1. Güç aktarma organları [27]	23
Şekil 3.2. SAE standartlarına göre araç eksen takımı [27]	25
Şekil 3.3. Şanzıman [32]	42
Şekil 3.4. Kardan mafsalı [33]	43
Şekil 3.5. Standart tahrikli bir taşıtın motor ve aktarma organları [33]	43
Şekil 3.6. Virajda iç ve dış tekerlek hızları [33]	45
Şekil 3.7. Bir diferansiyelin konstrüktif yapısı [33]	46
Şekil 3.8. Serbest cisim diyagramı [35]	48
Şekil 3.9. Güç aktarma organlarının etkileşimleri [35]	49
Şekil 3.10. Seyir dirençleri	51
Şekil 3.11. Tekerlek taban basınç dağılımı	52
Şekil 3.12. Esnek aks mili içeren modele ait Matlab/Simulink blok diyagramı	59
Şekil 3.13. Esnek aks mili içeren modelin alt sisteminin Matlab/Simulink blok diyagramı	61
Şekil 3.14. Esnek kardan mili ve aks mili içeren modele ait Matlab/Simulink blok diyagramı	64
Şekil 3.15. Esnek kardan mili ve aks mili içeren modelin alt sisteminin Matlab/Simulink blok diyagramı	66
Şekil 3.16. Modüler modele ait Matlab/Simulink blok diyagramı	68
Şekil 3.17. Aktarma organları alt sistemlerine ait Matlab/Simulink blok diyagramı [blok resimleri temsili olarak adviser programından alınmıştır]	68
Şekil 3.18. Motor alt sistemlerine ait Matlab/Simulink blok diyagramı	69
Şekil 3.19. Debriyaj alt sistemlerine ait Matlab/Simulink blok diyagramı	70
Şekil 3.20. Şanzıman alt sistemlerine ait Matlab/Simulink blok diyagramı	72
Şekil 3.21. Kardan mili alt sistemlerine ait Matlab/Simulink blok diyagramı	73
Şekil 3.22. Diferansiyel alt sistemlerine ait Matlab/Simulink blok diyagramı	74
Şekil 3.23. Aks mili alt sistemlerine ait Matlab/Simulink blok diyagramı	76
Şekil 3.24. Tekerlek alt sistemlerine ait Matlab/Simulink blok diyagramı	77
Şekil 3.25. Eğim hesabı diyagramı	77
Şekil 3.26. Açık dönüşüm alt sistemlerine ait Matlab/Simulink blok diyagramı	77
Şekil 3.27. Modüler model Matlab/Simulink blok diyagramı	78
Şekil 3.28. Beton test blokları	79
Şekil 3.29. Eğim ölçerin şasedeki yeri	82

Şekil 3.30. Eğimli yol.....	82
Şekil 3.31. Testten çekilen motor devri verisi.....	85
Şekil 3.32. Testten çekilen araç hızı verisi	86
Şekil 3.33. Maliyet fonksiyonu grafiği.....	87
Şekil 3.34. Deneysel sonuç-simülasyon sonucu karşılaştırma grafiği	87
Şekil 3.35. Testlerin bölümlere ayrılması	88
Şekil 3.36. Test 5 Part 4 için simülasyon sonucu ve gerçek hız karşılaştırma grafiği	89
Şekil 3.37. Test 3 Part 3 için simülasyon sonucu ve gerçek hız karşılaştırma grafiği	89
Şekil 3.38. Eğim girişi içeren modüler modele ait Matlab/Simulink blok diyagramı.....	90
Şekil 3.39. Test 15 Part 1 için simülasyon sonucu ve gerçek hız karşılaştırma grafiği	92
Şekil 3.40. Test 7 Part 2 için simülasyon sonucu ve gerçek hız karşılaştırma grafiği	92
Şekil 3.41. Model çıktılarının karşılaştırılması	94
Şekil 4.1. Zamana bağlı takip mesafesini diyagramı [39]	98
Şekil 4.2. Uzun menzilli milimetrik dalga radarı iç yapısı [40]	101
Şekil 4.3. Uzun menzilli milimetrik dalga radarı [40].....	101
Şekil 4.4. Gaz pedalı açısı sensörü [41]	102
Şekil 4.5. ASS gösterge ekranı [42]	104
Şekil 4.6. ASS butonları [42]	104
Şekil 4.7. SAE standartlarına göre araç eksen takımı [27].....	107
Şekil 4.8. SAE standartlarına göre tekerlek eksen takımı [27]	107
Şekil 4.9. Tek izli araç modeli şematik diyagramı	108
Şekil 4.10. Tek izli doğrusal olmayan sanal araç modelinin dinamik alt sistemine ait Matlab/Simulink blok diyagramı	112
Şekil 4.11. Tek izli doğrusal olmayan sanal araç modelinin yörünge alt sistemine ait Matlab/Simulink blok diyagramı	116
Şekil 4.12. Tek izli doğrusal olmayan, doğrusal tekerlek modeli içeren sanal araç modeline ait Matlab/Simulink blok diyagramı	116
Şekil 4.13. Tekerlek üzerine etkiyen kuvvet ve momentler	118
Şekil 4.14. Ön ve arka tekerleklerin açısal hızlarını bulmakta kullanılan alt sistemine ait Matlab/Simulink blok diyagramı	120
Şekil 4.15. Tekerleğe indirgenmiş eşdeğer atalet momentinin hesaplanması için kullanılan alt sistemine ait Matlab/Simulink blok diyagramı	121
Şekil 4.16. Yanal kaymanın şematik görünümü.....	122
Şekil 4.17. Dugoff tekerlek modelinin tekerlek dönme açısı projeksiyonuna ilişkin şematik çizim	122
Şekil 4.18. Ön tekerlek eksen takımından şasi eksen takımına yapılan indirgemede kullanılan alt sistemine ait Matlab/Simulink blok diyagramı.....	123

Şekil 4.19. Arka tekerlek eksen takımından şasi eksen takımına yapılan indirgemedede kullanılan alt sistemine ait Matlab/Simulink blok diyagramı.....	124
Şekil 4.20. Dugoff tekerlek modelinin ön tekerlek modeline ait alt sistemin Matlab/Simulink blok diyagramı	125
Şekil 4.21. Dugoff tekerlek modeline ait toplam Matlab/Simulink blok diyagramı.....	125
Şekil 4.22. Hareket halindeki pnömatik tekerlekte basınç dağılımı ve yuvarlanma direnci şematik gösterimi	126
Şekil 4.23. Yokuş çıkan araç üzerine etki eden kuvvetlerin şematik diyagramı	128
Şekil 4.24. Tekerlek dirençlerinin hesaplanmasında kullanılan Matlab/Simulink blok diyagramı	128
Şekil 4.25. Ağır hizmet dizel motoruna ait Tork - Motor Devri iki boyutlu grafiği	129
Şekil 4.26. Ağır hizmet dizel motoruna ait Tork-Gaz Açısı iki boyutlu grafiği	130
Şekil 4.27. Ağır hizmet dizel motoruna ait üç boyutlu motor haritası	130
Şekil 4.28. Ağır hizmet dizel motoruna ait Motor Devri - Motor İç Sürtünme Momenti grafiği	131
Şekil 4.29. Ağır hizmet dizel motorunu simüle etmek için kullanılan alt sistemine ait Matlab/Simulink blok diyagramı	131
Şekil 4.30. Yakıt tüketimin belirlenmesi için Motor Devri - Spesifik Yakıt Tüketimi Grafiği.....	133
Şekil 4.31. Yakıt tüketimin belirlenmesi için Güç-Spesifik Yakıt Tüketimi grafiği	133
Şekil 4.32. Yakıt tüketimini modellenmesi için kullanılan alt sistemine ait Matlab/Simulink blok diyagramı	135
Şekil 4.33. Otomatik vites değiştirmek için araç hızına karşı motor devirleri	136
Şekil 4.34. Gaz açısına bağlı otomatik vites büyültme grafiği.....	137
Şekil 4.35. Gaz açısına bağlı otomatik vites küçültme grafiği	138
Şekil 4.36. Otomatik vites sistemi Matlab/Simulink blok diyagramı	138
Şekil 4.37. Otomatik vites sistemi algoritması Matlab/State-Flow blok diyagramı.....	139
Şekil 4.38. Esnek aks mili ve esnek kardan mili içeren güç aktarma organları modelinin Matlab/Simulink blok diyagramı	142
Şekil 4.39. Esnek aks mili ve esnek kardan mili içeren güç aktarma organları modelinin iki ana bölümü Matlab/Simulink blok diyagramı	143
Şekil 4.40. Eğim profilleri ve hız profilleri alt sistemleri	144
Şekil 4.41. 5000 metrelik parkur için oluşturulan ana eğim profili ve bunun sonucunda elde edilen yolun yükseklik profili.....	144
Şekil 4.42. 10000 metrelik parkur için oluşturulan ana eğim profili ve bunun sonucunda elde edilen yolun yükseklik profili.....	145
Şekil 4.43. Test yollarına ait eğim belirleme alt sisteminin Matlab/Simulink blok diyagramı	146
Şekil 4.44. 5000 metrelik parkur için oluşturulan ana hız profilleri	147
Şekil 4.45. 10000 metrelik parkur için oluşturulan ana hız profilleri	148

Şekil 4.46. Test yollarına hız profili belirleme alt sisteminin Matlab/Simulink blok diyagramı	148
Şekil 4.47. Modüler yapıda oluşturulan ağır ticari taşıt modeli Matlab/Simulink blok diyagramı	149
Şekil 4.48. Ön ve arka olmak üzere iki ağır ticari taşıttan oluşan ASS simülasyon modeli Matlab/Simulink blok diyagramı	150
Şekil 4.49. Seyir sistemini oluşturan alt sistemlere ait Matlab/Simulink blok diyagramı.....	152
Şekil 4.50. Seyir sistemi kontrolcüsünün kuvvet hesabını yaptığı alt sisteme ait Matlab/Simulink blok diyagramı	152
Şekil 4.51. Motorun verebileceği negatif tork değerlerinin hesabının yapıldığı alt sisteme ait Matlab/Simulink blok diyagramı	153
Şekil 4.52. Gaz pedalı açısının belirlendiği alt sisteme ait Matlab/Simulink blok diyagramı	155
Şekil 4.53. Seyir sistemi kontrolcüsü modeline ait Matlab/Simulink blok diyagramı.....	155
Şekil 4.54. ASS'ni oluşturan alt sistemlere ait Matlab/Simulink blok diyagramı ..	157
Şekil 4.55. ASS kontrolcüsünde uygulanan ivme değeri ve tekerlek kuvvetinin hesaplandığı alt sisteme ait Matlab/Simulink blok diyagramı.....	159
Şekil 4.56. Motorun verebileceği negatif tork değerlerinin hesabının yapıldığı alt sisteme ait Matlab/Simulink blok diyagramı	159
Şekil 4.57. Gaz pedalı açısının belirlendiği alt sistem ait Matlab/Simulink blok diyagramı.....	161
Şekil 4.58. ASS kontrolcüsü modeline ait Matlab/Simulink blok diyagramı	161
Şekil 4.59. Sürücü modelini oluşturan alt sistemlere ait Matlab/Simulink blok diyagramı.....	163
Şekil 4.60. Sürücü modelinin görüş mesafesinde araç bulunmaması durumuna ait alt sistemin Matlab/Simulink blok diyagramı	165
Şekil 4.61. Sürücü modelinin görüş mesafesinde araç bulunması durumuna ait alt sistemin Matlab/Simulink blok diyagramı	167
Şekil 4.62. Radar modeline ait Matlab/Simulink blok diyagramı	169
Şekil 4.63. Araçlar arası mesafenin zamana bağlı değişim grafiği	170
Şekil 4.64. Araçlar arası mesafenin konuma bağlı değişim grafiği.....	171
Şekil 4.65. Araç hızlarının zamana bağlı değişim grafiği	172
Şekil 4.66. Araç hızlarının konuma bağlı değişim grafiği	172
Şekil 4.67. Araçlara ait temel göstergelerin değişim grafiği	173
Şekil 4.68. Vites, motor ve seyir sistemi kontrolcüsünün birbirleri ile çalışmalarına ilişkin grafik	174
Şekil 5.1. Araçların konumlarının zaman ile değişim grafiği	179
Şekil 5.2. Araçların konumlarının zaman ile değişim grafiği detayı.....	179
Şekil 5.3. Simülasyon senaryosunda kullanılan hız profili grafiği.....	180
Şekil 5.4. Simülasyon senaryosunda kullanılan eğim profili grafiği	180
Şekil 5.5. Araçlar arası mesafenin konuma bağlı değişim grafiği.....	181

Şekil 5.6.	Arka aracın, ASS'nin seyir sistemi kontrolcüsü ve ASS kontrolcüsü arasındaki geçişin konuma bağlı grafiği	182
Şekil 5.7.	İstenen ve gerçek araç hızlarının konuma bağlı değişim grafiği.....	183
Şekil 5.8.	Ön ve arka aracın vites değişimlerinin konuma bağlı grafiği	183
Şekil 5.9.	Ön ve arka aracın motor devrinin konuma bağlı grafiği	184
Şekil 5.10.	Ön ve arka aracın gaz pedalı açısının konuma bağlı grafiği	185
Şekil 5.11.	Ön ve arka araçta tekerleklerle uygulanan fren torkunun konuma bağlı grafiği	185
Şekil 5.12.	Ön ve arka aracın yakıt tüketimi değerinin konuma bağlı grafiği.....	186
Şekil 5.13.	Simülasyonlar sonucunda yakıt tüketimi karşılaştırma grafikleri.....	187
Şekil 5.14.	Birinci senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği.....	188
Şekil 5.15.	İkinci senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği.....	189
Şekil 5.16.	Üçüncü senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği.....	190
Şekil 5.17.	Dördüncü senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği.....	191
Şekil 5.18.	Beşinci senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği.....	192
Şekil 5.19.	Altıncı senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği.....	193
Şekil 5.20.	Yedinci senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği.....	194
Şekil 5.21.	Sekizinci senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği.....	195
Şekil 5.22.	Dokuzuncu senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği.....	196
Şekil 5.23.	Onuncu senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği.....	197
Şekil 5.24.	On birinci senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği.....	198
Şekil 5.25.	On ikinci senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği.....	199
Şekil 5.26.	On üçüncü senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği.....	200
Şekil 5.27.	On dördüncü senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği.....	201
Şekil A.1.	Araçlar arası mesafe ve yol koşulları grafiği	218
Şekil A.2.	Ön araç ve ASS'li arka araç istenen ve gerçek hızları grafiği	218
Şekil A.3.	Ön araç ve sürücülü arka araç istenen ve gerçek hızları grafiği.....	218
Şekil A.4.	Ön araç ve ASS'li arka araç vites, motor devri, gaz pedalı açısı ve fren torku grafiği	219
Şekil A.5.	Ön araç ve sürücülü arka araç vites, motor devri, gaz pedalı açısı ve fren torku grafiği	219

Şekil A.6. Ön, ASS'li ve sürücülü arka araç yakıt tüketimi değerleri ile arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği	219
Şekil A.7. Araçlar arası mesafe ve yol koşulları grafiği	220
Şekil A.8. Ön araç ve ASS'li arka araç istenen ve gerçek hızları grafiği	220
Şekil A.9. Ön araç ve sürücülü arka araç istenen ve gerçek hızları grafiği.....	220
Şekil A.10. Ön araç ve ASS'li arka araç vites, motor devri, gaz pedalı açısı ve fren torku grafiği	221
Şekil A.11. Ön araç ve sürücülü arka araç vites, motor devri, gaz pedalı açısı ve fren torku grafiği	221
Şekil A.12. Ön, ASS'li ve sürücülü arka araç yakıt tüketimi değerleri ile arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği	221
Şekil A.13. Araçlar arası mesafe ve yol koşulları grafiği	222
Şekil A.14. Ön araç ve ASS'li arka araç istenen ve gerçek hızları grafiği	222
Şekil A.15. Ön araç ve sürücülü arka araç istenen ve gerçek hızları grafiği.....	222
Şekil A.16. Ön araç ve ASS'li arka araç vites, motor devri, gaz pedalı açısı ve fren torku grafiği	223
Şekil A.17. Ön araç ve sürücülü arka araç vites, motor devri, gaz pedalı açısı ve fren torku grafiği	223
Şekil A.18. Ön, ASS'li ve sürücülü arka araç yakıt tüketimi değerleri ile arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği	223
Şekil A.19. Araçlar arası mesafe ve yol koşulları grafiği	224
Şekil A.20. Ön araç ve ASS'li arka araç istenen ve gerçek hızları grafiği	224
Şekil A.21. Ön araç ve sürücülü arka araç istenen ve gerçek hızları grafiği.....	224
Şekil A.22. Ön araç ve ASS'li arka araç vites, motor devri, gaz pedalı açısı ve fren torku grafiği	225
Şekil A.23. Ön araç ve sürücülü arka araç vites, motor devri, gaz pedalı açısı ve fren torku grafiği	225
Şekil A.24. Ön, ASS'li ve sürücülü arka araç yakıt tüketimi değerleri ile arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği	225

SEMBOL LİSTESİ

ε	: Sıkıştırma oranı
λ_m	: Hava fazlalık katsayısı
η_v	: Volümetrik verim
i	: Motor silindir sayısı
α_m	: Aşırı doldurma basınç oranı
w_p	: Piston ortalama hızı
H_u	: Yakıtın alt ısı değeri
ℓ_0	: Teorik hava miktarı (kütlesele)
L_0	: Teorik hava miktarı (hacimsel)
ℓ	: Gerçek hava miktarı (kütlesele)
L	: Gerçek hava miktarı (hacimsel)
m_1	: Taze dolgu kütlesele miktarı
M_1	: Taze dolgu mol miktarı
γ_r	: Artık gazlar katsayısı
M_a	: İş karışımı miktarı
M_2	: Sıvı yakıtın yanma ürün miktarı
μ_o	: Kimyasal moleküler değişim katsayısı
p_0	: Normal atmosfer basınç
T_0	: Çevre sıcaklığı
n_k	: Doldurucu sıkıştırma politropik üssü
T_k	: Kompresör çıkışındaki hava sıcaklığı
p_k	: Kompresör çıkışındaki hava basıncı
T_r	: Artık gaz sıcaklığı
p_r	: Artık gaz basıncı
p_a	: Emme süreci sonu iş gazı basıncı
T_a	: Emme sonu iş gazı sıcaklığı
k_1, k_2	: Adyabatik üs
$(mc_v)_{t_o}^{t_c}$	: Yakıt-hava karışımın ortalama mol özgül ısısı

p_c	: Sıkıştırma sonu basıncı
T_c	: Sıkıştırma sonu sıcaklığı
p_z	: Yanma sonu basıncı
T_z	: Yanma sonu sıcaklığı
ρ	: Sabit basınçta hacim artış oranı
δ	: Genişleme oranı
n_2	: Genişleme politropik üssü
p_b	: Genişleme sonu basıncı
T_b	: Genişleme sonu sıcaklığı
T_r	: Egzoz sonu sıcaklığı
p_i	: Ortalama indike basıncı
N_i	: İndike güç
η_i	: İndike verimi
b_i	: İndike özgül yakıt tüketimi
p_e	: Ortalama efektif basınç
p_m	: Ortalama mekanik basınç
N_e	: Efektif güç
M_e	: Döndürme momenti
η_m	: Mekanik verim
η_e	: Efektif verim
b_e	: Efektif özgül yakıt tüketimi
G_y	: Saatteki yakıt tüketimi
R_{eff}, r_{eff}	: Efektif tekerlek yarıçapı
V, v	: Araç hızı
θ	: Açı
$\dot{\theta}$	: Açısal hız
$\ddot{\theta}$	: Açısal ivme
α	: Yolun eğimi
F_a	: Havanın sürtünme kuvveti
F_r	: Yuvarlanma direnci kuvveti
F_g	: Yokuş direnci kuvveti
F_i	: İvmelenme direnci kuvveti
J	: Kütle atalet momenti
i_t	: Şanzıman çevirme oranı
i_f	: Diferansiyel çevirme oranı

k	: Rotasyonel yay katsayısı
c	: Rotasyonel sönüm elemanı katsayısı
b	: Viskoz sönüm elemanı katsayısı
m	: Araç kütlesi
C_w, c_w	: Hava sürtünme katsayısı
ρ_a	: Hava yoğunluğu
A_a	: Araç kesit alanı
f_r	: Statik yuvarlanma direnci katsayısı
M	: Moment
M_m	: Motor momenti
M_{f_{fric}}	: Motor içi sürtünme momenti
M_c	: Debriyaj momenti
M_t	: Transmisyon momenti
M_p	: Kardan mili momenti
M_f	: Diferansiyel momenti
M_d	: Aks mili momenti
M_w	: Tekerlek momenti
V_{bağl}	: Bağlı rüzgar hızı
V_{rüzgar}	: Rüzgar hızının
λ	: İvme direnç katsayısı
x-y-z	: Şasi eksen takımı
x₀-y₀-z₀	: Yere sabit eksen takımı
Φ-Θ-Ψ	: Şasi yalpa - yunuslama - savrulma açısı
p-q-r	: Şasi yalpa - yunuslama - savrulma hızı
c.g.	: Araç ağırlık merkezi
l_f, l_r, l_w	: Ağırlık merkezinin ön aksa-arka aksa uzaklığı, İz genişliği
α_f, α_r	: Ön ve arka tekerlek yanal kayma açıları (Tire sideslip angle)
<u>V</u>	: Ağırlık merkezine ait hız vektörü
<u>v_f</u>, <u>v_r</u>	: Ön ve arka tekerlek hız vektörü
δ_f, δ_r	: Ön ve arka tekerlek yönelim açısı
μ	: Sürtünme katsayısı
β	: Şasi yanal kayma açısı (Sideslip angle)
β_f, β_r	: Ön ve arka tekerlek yönelim dorultuları-şasi doğrultusu arasındaki açı
F_f, F_r	: Ön ve arka tekerlek yanal kuvvetleri (yalnızca tek izli araç modeli için)

M_z	: Tekerlek kuvvetlerinin düşey şasi eksenini üzerinde oluşturdukları moment
C_f, C_r	: Ön tekerlek ve arka tekerlek dönüş sertliği
F_x, F_y	: Tekerlek kuvvetlerinin şasi eksenini üzerine izdüşümleri
F_t, F_s	: Tekerlek boylamsal-yanal kuvveti
F_z	: Tekerlek düşey kuvveti
ω	: Açısal dönme hızı
s	: Tekerlek boylamsal kayma değeri
J_z	: Aracın z eksenindeki atalet momenti
C_x, C_y	: Boylamsal-yanal dönüş sertlik katsayısı
u, v	: Aracın boylamsal-yanal hızı
I	: Dönme atalet momenti
$I_{w,f}$	: Ön tekerleğe indirgenmiş eşdeğer atalet momenti
$I_{w,r}$	: Arka tekerleğe indirgenmiş eşdeğer atalet momenti
T_{brake}	: Toplam fren momenti
η	: Güç aktarım verimi
$a_{istenen}$	: İstenen ivme değeri
D_v	: Bağlı hızı
D_x	: Ön araç ile araç arasındaki mesafe
T_{takip}	: Sabit zaman aralığı değeri
K_v	: Bağlı hızın kontrol katsayısı
K_d	: Mesafe değerinin kontrol katsayısı,
K_p	: Toplam değeri oransal kontrol katsayısı

ALT İNDİSLER

m	: Motor
c	: Debriyaj
t	: Şanzıman
p	: Kardan Mili
f	: Diferansiyel
d	: Aks Mili
w	: Tekerlek

ADAPTİF SEYİR SİSTEMLERİNİN YAKIT TÜKETİMİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Petrolün sonlu bir kaynak olması ve içten yanmalı motor teknolojisinin petrole bağımlı gelişmesi, petrolün etkin ve verimli kullanımını zorunlu kılmaktadır. Bu tez çalışmasında sürüş konforu ve güvenliğinin artırılması için geliştirilmiş Adaptif Seyir Sisteminin (ASS), ağır ticari taşıtlarda kullanılması durumunda yakıt tüketimine etkisi incelenmiştir. ASS modeli Matlab/Simulink ortamında modüler yapıda kurulmuştur. ASS modeli içinde yer alan ağır ticari taşıt parametrelerinin en doğru şekilde belirlenmesi için deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiş, elde edilen veriler ile parametre belirleme çalışması yapılmıştır. ASS modelinde yer alan iki araçtan biri olan ön araç için seyir sistemi kontrolcüsü, arka araç için ASS kontrolcüsü ve sürücü modeli oluşturulmuştur. ASS'nin yakıt tüketimi üzerindeki etkisinin belirlenmesi için gerekli test parkurları modellenmiştir. Çeşitli yol şartlarında farklı hız ve hız profillerinde simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen simülasyonlar sonucunda, ASS bulunan aracın sürücülü araca oranla daha az yakıt tükettiği yani ASS'nin yakıt tasarrufuna katkıda bulunduğu belirlenmiştir. Gerçek trafik ortamını yaratmak için hazırlanan yol ve hız senaryolarının tamamında ASS'nin yakıt tüketimini önemli oranda azalttığı gözlenmiştir.

Çalışmanın birinci bölümünde çalışmanın amacı açıklanmış ve kapsamı belirtilmiştir.

İkinci bölümde ilk olarak yakıt ekonomisine etki eden faktörler açıklanmıştır. Ardından motorlu taşıtlarda yakıt tüketiminin belirlenmesinde kullanılan yöntemler tanıtılmış ve son olarak bugüne kadar gerçekleştirilmiş çalışmalar ile ilgili bilgi verilmiştir.

Üçüncü bölümde öncelikle güç aktarma organlarının her biri özellikleri ve denklemleri verilerek tanıtılmıştır. Simülasyonlarda kullanılmak üzere oluşturulan motorun ana parametrelerinden hareketle tüm parametreleri hesaplanmıştır. Daha sonra, üç farklı yapıda oluşturulan güç aktarma organları modellerinin denklemleri ve oluşturulması açıklanmıştır. Ardından tez çalışmasında oluşturulan araç modelinin parametrelerinin belirlenmesi amacıyla gerçekleştirilen deneysel çalışmanın yöntemi ve elde edilen veriler hakkında bilgi verilmiştir. Son olarak deneysel çalışmadan elde edilen veriler ile gerçekleştirilen parametre belirleme çalışması açıklanmıştır.

Dördüncü bölüm ASS'nin bir bütün olarak incelendiği kısımdır. İlk olarak ASS, çalışma prensibi ve bileşenleri ile tanıtılmıştır. İkinci olarak ASS modeli içinde yer alacak olan ağır ticari taşıt modelinin oluşturulması hakkında bilgi verilmiştir. Bu kısımda modüler yapıda modellenen her bir bileşen, denklemleri ve

Matlab/Simulink'te kurulan modelleri ile birlikte tanıtılmıştır. Üçüncü olarak ASS kontrolcüler; seyir sistemi kontrolcüsü, ASS kontrolcüsü ve sürücü modeli açıklanmıştır. Ardından kontrolcüler oluşturulan ağır ticari taşıt modellerine eklenerek ASS modeli tamamlanmış ve bir simülasyon gerçekleştirilmiştir.

Çalışmanın beşinci bölümünde ASS'nin test edileceği simülasyonlar için çeşitli yol ve trafik durumlarını ifade edebilecek senaryoların oluşturulması açıklanmıştır. Yakıt tüketimi karşılaştırma yöntemi hakkında bilgi verildikten sonra örnek bir simülasyonun sonuçları ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Bölümde üçüncü olarak oluşturulan senaryolar ve yapılan simülasyonlar açıklanmıştır. Son olarak simülasyon sonuçları topluca değerlendirilmiştir.

Son bölüm olan altıncı bölümde ise çalışmada elde edilen sonuçlar yorumlanmış ve gelecekte yapılması öngörülen çalışmalara değinilmiştir.

INVESTIGATION ON THE EFFECT OF ADAPTIVE CRUISE CONTROL ON FUEL CONSUMPTION

SUMMARY

Petroleum must be used effectively because it is not an endless resource. Internal combustion engine technology is heavily dependent on petroleum. In this thesis, the effect of using Adaptive Cruise Control (ACC) on fuel consumption of heavy commercial vehicles is examined. A modular ACC model is developed. An experimental study was performed to identify the parameters of the heavy commercial vehicle which is modelled as a part of the ACC study. The data obtained from the experiments were examined and then parameters were obtained. The ACC model contains two vehicles which have the same properties. First of them is the front vehicle which has only cruise control. The other is the rear vehicle which is driven by either a driver model or the ACC controller. A virtual test track was designed for ACC simulations. ACC simulations were realized under various road and traffic conditions and different vehicle speeds. The simulation results show that the fuel consumption of the ACC controlled vehicle is less than that of the driver controlled vehicle. As a result, the findings show that ACC is an effective system for fuel saving of heavy duty vehicles.

In the first chapter, the purpose of the work reported in this thesis is explained and the contents of the thesis are given.

In the second chapter, important factors affecting fuel consumption are explained. Then, the methods that are used to measure fuel consumption in motor vehicles are introduced. Lastly in this chapter, a literature review regarding fuel savings and ACC applications is given.

In the third chapter, components of the power train are examined by giving the relevant equations. The parameters of the internal combustion engine that are designed to be used in simulations are determined. Then, the equations of three different powertrain models are explained and the corresponding Matlab/Simulink block diagrams are introduced. The methodology of the experimental study is given. The data that are obtained from the experimental study are examined to calculate the vehicle parameters. Lastly, the parameter estimation process and its results are explained.

Adaptive Cruise Control is explained in the fourth chapter. Firstly, the components and working principle are explained. Then, heavy commercial vehicle model, which will be a part of the ACC model, is derived in modular structure. Every component of the heavy commercial vehicle model is explained with equations and Matlab/Simulink block diagrams. Moreover, ACC controller, CC controller and

driver model are derived. Lastly, ACC model is obtained by connecting each part of the system and also some simulation results are presented.

In the fifth chapter, scenarios for fuel consumption simulation are considered. After giving information about the comparison method of fuel consumption, explanation of a simulation result is presented. Simulation scenarios and results are explained. Lastly, fuel consumption and fuel savings are compared with each other. Furthermore, important findings are emphasized.

In the sixth chapter, conclusions are made and recommendations for future work are suggested.

1. GİRİŞ

1.1 Çalışmanın Amacı

Tarih boyunca meydana gelen büyük sosyal, siyasal, ekonomik çalkantılar ve savaş felaketlerinin temelinde yatan en büyük etken, toplumların ihtiyaç duydukları enerjiyi temin etme ve ülkelerine dışarıdan enerji akışını sürekli kılma arzusudur. İnsanlık son iki yüz yılda rüzgar ve su enerjisiyle çalışan teknolojilerden, önce kömür daha sonra da petrol ve doğalgaza dayanan teknolojilere geçiş yaptı. Bugün artık, refah ve zenginliğin yaratılmasında bilgisayarların ve bilginin, enerjinin ve malzemenin yerini aldığı “endüstrileşme sonrası” toplum yapısına geçiş yapıldığı söylene de, tüm dünyada enerji ile ekonomik etkinlik ve refah arasında çok sıkı bir bağ olduğu açıkça ortadadır. Günümüz enerji kaynaklarının başında, birincil enerji kaynağı olarak sınıflandırılan ve fosil kaynaklı yenilenemez enerji kaynağı olan petrol gelmektedir.

Petrol, doğrudan enerji kaynağı olmasının ötesinde, ekonomik ve politik güç olarak kullanılan, uğruna savaşılıp kan akıtılan stratejik bir kaynaktır. Hiçbir enerji kaynağı şimdiye kadar insanoğlunun yaşamına petrol kadar dahil olmamıştır. Petrol hammadde ya da doğrudan enerji kaynağı olarak kullanılmaktadır. Küresel enerji gereksiniminin % 40’ı ve motorlu araçlarda kullanılan yakıtların % 90’ı petrol ürünlerinden karşılanmaktadır. Dünyada ve ülkemizde enerji tüketimine ait birincil enerji kaynaklarının paylarına ait durum Tablo1.1’de gösterilmiştir [1]. Günümüzde fosil yakıtların toplam dünya enerji tüketimindeki payı % 87,4, ülkemizde ise % 81’dir. Ayrıca dünya birincil enerji tüketiminde en büyük payı % 38,5 ile petrol oluşturmaktadır.

Günümüzde dünya enerji ihtiyacının önemli bir bölümünü karşılamakta olan fosil yakıt rezervlerinin kullanım hızı sürekli artmaktadır. Özellikle kalkınmakta olan ülkelerin fosil yakıt taleplerinde kesintisiz bir artış söz konusudur. Mevcut

yönelimler devam ederse, dünya enerji tüketiminin 2030 yılından önce bugünkünün yaklaşık iki katı olması beklenmekte, buna karşın fosil yakıt rezervlerinde paralel bir artışın meydana gelmesi beklenmemektedir. Henüz ispatlanmamış ancak mümkün kategorisinde değerlendirilen petrol rezervlerinin devreye girmesinin büyük yatırımlar gerektirdiği, bunların bir kısmının ekonomik olmayabileceği, ekonomik hale gelerek devreye girenlerin ise ancak tüketimdeki artış hızını dengeleyebileceği de çeşitli kaynaklarda dile getirilmektedir. Mevcut kullanım düzeylerinin sabit kalması durumunda bile özellikle petrol rezervlerinin uzun olmayan bir süre içerisinde tükeneceği tahmin edilmektedir.

Tablo 1.1. Dünyada ve ülkemizde enerji tüketimine ait birincil enerji kaynaklarının payları [1]

Dünyada Enerji Tüketimi (Birincil Enerji Kaynakları)		Türkiye’de Enerji Tüketimi (Birincil Enerji Kaynakları)	
Petrol	% 38,5	Petrol	% 42
Kömür	% 24,7	Taş Kömürü	% 14
Doğalgaz	% 23,7	Linyit Kömürü	% 16
Nükleer	% 6,6	Doğalgaz	% 15
Hidrolik	% 3	Diğer	% 19
Yenilenebilir	% 3		

Petrol kaynağının hızla tükenmesine karşılık, ülkelerin ulaştırma sektöründeki petrol bağımlılığında ciddi bir azalma beklenmemektedir. Bunda alternatif kaynakların henüz ticari açıdan ekonomik hale gelmemiş olmasının payı büyüktür. Örnek olarak, ulaştırma sektörünün toplam petrol tüketiminde önemli bir paya sahip olduğu OECD ülkelerinde, petrol kullanımında ulaştırma sektörünün 1971 yılındaki % 35’lik payı 1997 yılında % 54’e çıkmıştır ve 2020’de bu oranın % 62’ye ulaşacağı tahmin edilmektedir [1]. OECD ülkelerindeki ulaştırma petrol talebinin yarısından fazlası yolcu araçları ile yurtiçi taşımacılığında kullanılan kamyon ve kamyonetler sorumludur, bununla birlikte havayolu yakıt talebi ise en hızlı artan kalemdir [1]. Hâlihazırda dünya günlük petrol üretimi olan 84 milyon varilin yarısı ulaşım sektöründe tüketilmektedir. Ulaşım sektöründe petrolün yerini alabilecek yakıt türleri sınırlı olduğu gibi petrolün yerinin tamamen doldurulması da mümkün değildir. Bu aşamada ancak, kısmi alternatif enerjilerden söz etmek mümkündür. Alternatif enerji kaynaklarının kesintiye uğramadan, kolay, ucuz ve yedek desteğe ihtiyaç duymadan insanoğlunun enerji ihtiyacını tamamen karşılaması ihtimali ise çok azdır. Alternatif enerji kaynakları ve teknoloji, ısıtmada ve elektrik enerji üretiminde petrolün yerinin

kısmen doldurulmasına imkan sağlasa da ulaşım sektöründe küresel çapta petrolün yerini alabilecek bir alternatif kaynak yakın gelecekte mümkün gözükmemektedir. Bu nedenle hızla tükenmekte olan petrolün yerine bir yandan yeni alternatif enerji kaynakları aranırken, diğer yandan mevcut kaynakların etkin biçimde değerlendirilmesi gündeme gelmektedir. Bunun yanı sıra ulaşım sektöründe artan petrol tüketimi ile birlikte toplam kirletici emisyonlar da artmaktadır. Artan egzoz emisyonlarının sebep olduğu hava kirliliği ve sera etkisi bütün dünyada kaygılara sebep olmaktadır.

Yukarıda sözü edilen nedenlerle, özellikle 1970 yılından başlayarak, başta otomotiv üreticileri olmak üzere devletler ve özel sektör, motorlu taşıtlarda yakıt ekonomisini geliştirmek ve buna bağlı olarak egzoz emisyonlarının kirletici etkilerinin azaltılması için kapsamlı araştırma ve geliştirme faaliyetleri gerçekleştirmeye başlamışlardır. Başlangıçta içten yanmalı motorların verimliliğini arttırmaya yönelik çalışmalar yapılmıştır. Daha sonra taşıt bir bütün olarak ele alınarak; taşıt güç aktarma organlarının geliştirilmesi, verimliliğinin artırılması ve motor karakteristiği ile uyumlu hale getirilmesi, düşük ağırlıklı karoser malzemeleri kullanmaya ve gövde hava direncini azaltmaya yönelik araç gövde teknolojilerinin geliştirilmesine çalışılmıştır. Bu çalışmalarla birlikte, düşük yuvarlama direncine sahip tekerlek yüzeyleri, sürtünme azaltıcı malzeme ve tasarımların üzerinde araştırmalar sürdürülmektedir.

Bunlara ek olarak, son on yılda hızla gelişen sensör ve uygulayıcı teknolojileri, mekatronik sistemlerin taşıtlarda daha yaygın kullanılmasına imkan sağlamıştır. Gelişen mekatronik teknolojisinin araçlarda kullanılması, hem aracın yakıt ekonomisini hem de yolcuların konfor ve güvenliğini arttırmış, egzoz emisyon değerlerinin kontrol altında tutulmasına imkan tanımıştır. İçten yanmalı motorların elektronik kontrol üniteleri ile kontrol edilmeleri, güç aktarma organları ile motor karakteristiğine en uygun çevrim oranlarının seçilmesini sağlayan ve elektronik olarak kontrol edilen sürekli değişken vites sistemleri ve benzeri birçok mekatronik sistemin yakıt ekonomisi üzerindeki olumlu etkileri kanıtlanmıştır.

Bu noktada, yakıt ekonomisine etki eden faktörlerin çeşitliliği önem kazanmaktadır. Yakıt ekonomisini etkileyen önemli faktörlerin başında içten yanmalı motorun verimi, motor ile aktarma organları arasındaki uyum, lastikler, aracın aerodinamik

formu ile aracın kullanım karakteristiği yani sürücünün sürüş tarzı gelmektedir. Yakıt ekonomisi üzerine yapılan birçok çalışmada, aracın kullanım karakteristiği bireyden bireye çok farklılık gösterdiği için dikkate alınmamıştır. Gelişen teknoloji ile sürücü ve yolcuların konforu ve güvenliği için geliştirilen adaptif seyir sistemleri, sürücüye sadece direksiyon kontrolünü bırakırken, aracın hızını istenen hızda tutulması için gaz, fren ve vites kontrolünün yapılması, öndeki araç ile aradaki mesafenin otomatik olarak ayarlanması gibi sürüş faaliyetlerini gerçekleştirmektedir. Sürüş faaliyetlerinin bir kısmının otomatik olarak gerçekleştirilmesi sürüş karakteristiğini bunun sonucunda da yakıt tüketimini etkilemektedir. Yakıt tüketiminin % 1 azaltılmasının bile büyük bir başarı sayılacağı ve büyük ekonomik katkılar sağlayacağı açıktır.

Bu çalışmada adaptif seyir sistemlerinin yakıt tüketimi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu amaçla, karayollarında binek taşıtlara oranla daha uzun süre seyir halinde bulunan, toplam yakıt tüketimi binek taşıtlara oranla daha fazla olan, sahip olmaları gereken güç için daha büyük motorlar barındıran ve bunun sonucunda çevreye kirletici etkilerinin daha fazla olması beklenen ve son olarak adaptif seyir sistemi ile donatılmalarının daha kısa sürede gerçekleşecek olması ön görülen; ağır ticari taşıtlar yakıt tüketimi incelenecek karayolu taşıtı olarak seçilmiştir. Devlet İstatistik Enstitüsünün (DİE), Motorlu Kara Taşıtları İstatistikleri [2], 2005 Kasım sonu rakamları Tablo 1.2’de gösterilmiştir.

Tablo 1.2’de gösterildiği gibi ağır tonajlı yük taşıtlarında yani kamyon sayısında 1992 yılına göre 2005 yılı Kasım ayı itibariyle % 75’den fazla artış gerçekleşmiştir. Diğer taşıt türlerinde daha fazla artışlarda gözlenmekle birlikte kamyon sayısının artmasının önemi; bu taşıtların ticari olarak işletiliyor olması nedeniyle sürekli faaliyette bulunmaları ve bunun sonucunda da yakıt tüketimi ve egzoz emisyonlarının iyileştirilmesi açısından daha fazla dikkate değer olmalarıdır. Ülkemizde 2004 yılında, yolcu taşımacılığının % 94’ünün, yük taşımacılığının ise % 91’inin karayoluyla gerçekleştirildiği göz önüne alınırsa, en çok yakıt tüketen taşımacılık sistemi olan karayolu ulaştırma sektörü ülkemizde ağırlıklı bir paya sahiptir [2]. Bu sektördeki enerji tüketiminin % 99’dan fazlasını petrol ürünleri teşkil etmektedir. Yani ülkemizde kullanılan petrolün önemli bir bölümü ulaştırma sektöründe kullanılmaktadır, ülkemiz petrol açısından neredeyse tamamen ithal

kaynağa bağımlıdır ve petrolün fiyat dalgalanmaları ülke ekonomimiz üzerinde olumsuz etki yaratmaktadır.

Tablo 1.2. Yıllara göre motorlu kara taşıtı sayısı, 1992-2005 [2]

Yıl	Toplam	Otomobil ⁽¹⁾	Minibüs	Otobüs	Kamyonet ⁽¹⁾	Kamyon ⁽²⁾
1992	4 584 717	2 181 388	145 312	75 592	308 180	379 410
1993	5 250 622	2 619 852	159 900	84 254	354 290	406 398
1994	5 606 712	2 861 640	166 424	87 545	374 473	419 374
1995	5 922 859	3 058 511	173 051	90 197	397 743	432 216
1996	6 305 707	3 274 156	182 694	94 978	442 788	453 796
1997	6 863 462	3 570 105	197 057	101 896	529 838	489 071
1998	7 371 241	3 838 288	211 495	108 361	626 004	519 749
1999	7 758 511	4 072 326	221 683	112 186	692 935	531 690
2000	8 320 449	4 422 180	235 885	118 454	794 459	557 295
2001	8 521 956	4 534 803	239 381	119 306	833 175	562 063
2002	8 655 170	4 600 140	241 700	120 097	875 381	567 152
2003	8 903 843	4 700 343	245 394	123 500	973 457	579 010
2004	10 236 358	5 400 714	318 957	152 380	1 260 009	647 295
2005	11 052 251	5 730 320	336 202	162 236	1 451 733	674 088
(1) Arazi taşıtı dahildir.						
(2) Ağır tonajlı yük taşıtlarını da kapsar(Çekici,Damperli Kamyon,Tanker,Çöp Kamyonu vb.)						

Önümüzdeki 30 yıl içinde karayolu taşımacılığının temelde petrole dayalı olarak devam edeceği ön görülmektedir. Mevcut taşıma sistemlerine (taşıtlar, altyapı, donanım ve gereçler) yapılan devasa yatırımlar da, bu sistemlerin daha uzun süre kullanılacağını göstermektedir. Bu açıdan çalışmada ağır ticari taşıtlarda, adaptif seyir sistemlerinin kullanılması halinde sürüş karakteristiğinin değişmesine bağlı olarak elde edilebilecek yakıt tasarrufu belirlenmeye çalışılmıştır. Sürücülerin farklı alışkanlık ve tutumları ile yol şartlarının bilinmezliğinden kaynaklanan fazla yakıt sarfiyatının, adaptif seyir sistemlerinin aracı optimum değerlerde kullanılması ile azaltılıp azaltılmayacağı araştırılmıştır.

1.2 Kapsam

Bu tez çalışmasında, kara taşıtları arasında yararlı ömürlerinde diğer taşıtlara oranla daha fazla seyir halinde bulunan, bu sebeple çevresel etkileri ve yakıt tüketimi açısından ülke ekonomisine getirdikleri yük daha fazla olan ağır ticari taşıtların yakıt tüketiminin, adaptif seyir sistemi gibi sürüş güvenliği ve konforu için geliştirilmiş ancak sürüş karakteristiği üzerinde etkisi olan elektronik sürücü yardımcı sistemlerin

kullanılması ile ne oranda azaltılabileceği araştırılmıştır. Ayrıca ağır ticari taşıtın modellenmesi esnasında taşıtın yakıt tüketimi ve dinamiği üzerinde oldukça önemli etkileri olan güç aktarma organlarının, modelleri oluşturulmuş ve sistem parametrelerinin belirlenmesi deneysel olarak gerçekleştirilmiştir.

Çalışmanın birinci bölümünde çalışmanın amacı açıklanmış, çalışmanın dünya ve ülkemiz açısından önemi ve yararları üzerinde durulmuştur. İkinci bölümde ise öncelikle motorlu araçlarda yakıt ekonomisi ile ilgili olarak, yakıt ekonomisine etki eden faktörlerin belirtilmesinin ardından yakıt tüketiminin belirlenmesinde kullanılan yöntemler sınıflandırılarak incelenmiştir. Bu bölümde son olarak yakıt tüketiminin azaltılması, elektronik ve adaptif seyir sistemleri kullanılarak elde edilen yakıt ekonomisi ile ilgili bugüne kadar gerçekleştirilmiş çalışmalar hakkında bilgi verilmiştir. Üçüncü bölüm çalışmanın ana ayaklarından birini oluşturmaktadır, bu bölümde taşıt güç aktarma organları üzerinde durulmuştur. İlk olarak taşıt güç aktarma organları hakkında ayrıntılı bilgi verilmiş daha sonra güç aktarma organları bilgisayar simülasyonu için üç farklı biçimde modüler yapıda modellenmiştir. Modellerin sistemi en iyi şekilde ifade edebilmesi için gerekli olan model parametrelerinin belirlenmesi amacıyla gerçekleştirilen deneysel çalışma hakkında bilgi verilmesinin ardından parametre belirleme çalışması kısaca anlatılmıştır. Bu bölümde son olarak elde edilen parametre değerleri ile gerçekleştirilen simülasyonlara yer verilmiştir. Çalışmanın dördüncü bölümü adaptif seyir sistemlerinin incelenmesine ayrılmıştır. Bu bölümde öncelikle adaptif seyir sistemleri tanıtılmış ardından ağır ticari taşıt modeli hakkında bilgi verilmiştir. Modüler yapıda oluşturulan ağır ticari taşıt modelinin tamamı incelendikten sonra ASS modelinin için yapılan test yolu ve kontrolcü modelleme çalışmaları belirtilmiştir. Çalışmanın beşinci bölümünde ASS'nin test edileceği simülasyonlar için çeşitli yol ve trafik durumlarını ifade edebilecek senaryoların oluşturulması açıklanmıştır. Yakıt tüketimi karşılaştırma yöntemi hakkında bilgi verildikten sonra örnek bir simülasyonun sonuçları ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Daha sonra oluşturulan senaryolar ve yapılan simülasyonlar sonucunda elde edilen sonuçlardan bazıları sunulmuştur. Son olarak simülasyon sonuçları topluca değerlendirilmiştir. Son bölüm olan altıncı bölümde ise çalışmada elde edilen sonuçlar yorumlanmış ve gelecek için yapılması öngörülen çalışmalara değinilmiştir.

2. MOTORLU ARAÇLARDA YAKIT EKONOMİSİ

Yeryüzünde bilinen enerji kaynaklarının sınırlı olması ve çevre faktörleri, insanoğlunu sahip olunan enerji kaynaklarını her alanda bilinçli ve daha ekonomik kullanmaya yöneltmektedir. Enerji materyallerinin fiyatlarının kısa periyotlar içinde dramatik değişiklikler sergilemesi, özellikle dünyadaki stratejik dengeleri zaman zaman yerinden oynatan petrolün fiyat istikrarının bulunmayışı, bütün bunlara karşın petrolün gündelik hayatımızdaki kullanım oranının ve vazgeçilmezliğinin son yıllarda son derece artmış olması; verimlilik yaklaşımlarını zorunlu hale getirmektedir. Petrol 20. yüzyılda olduğu gibi 21. yüzyılda da stratejik önemini sürdürerek dünya politikasının belirlenmesinde ana etkenlerden biri olmaktadır.

Motorlu araç üreticileri 1970'lerin başlarındaki petrol krizi sonrasında yakıt tüketimini azaltmaya yönelik çalışmalar başlatmışlardır. Günümüzde ise yakıt tüketiminin azaltılması taşıt tekniğinin en önemli konularından biri olduğu gibi yakıt tüketimi alıcıyı ve üreticiyi ilgilendiren en önemli taşıt özelliklerinden biridir.

Bu bölümde ilk olarak, araçların yakıt tüketiminde hangi faktörlerin ne kadar etkili olduğu belirtilmiş daha sonra yakıt tüketiminin belirlenmesinde kullanılan yöntemlere değinilmiştir. Son olarak ise çalışmanın bütünü ile ilgili günümüze kadar yapılmış çalışmalar hakkında kısaca bilgi verilmiştir.

2.1 Yakıt Ekonomisine Etki Eden Faktörler

Yakıt ekonomisi sağlamak amacıyla, taşıtın tasarımının, işletme ve kontrol koşullarının değiştirilmesi, motordaki enerji dönüşümünün maksimum verimle sağlanması ve elde edilen gücün tekerleklerle en verimli şekilde iletilmesi için yakıt tüketimini etkileyen faktörlerin bilinmesi gerekir. Yakıt tüketimine etki eden faktörlerin çokluğu, yakıt tüketimi tahminini zorlaştırdığı gibi uygulamada karşılaşılan tüketim değeri ile standart şartlarda belirlenen değerler arasında fark oluşmasına neden olmaktadır.

Bir taşıtın yakıt tüketimini belirleyen üç ana faktör; taşıtın kendi özellikleri, taşıtın kullanıldığı ortam ve taşıtı kullanan insan faktörüdür [3]. Bu üç ana faktör çerçevesinde, yakıt tüketimini etkileyen alt unsurlar; içten yanmalı motorla ilişkili olanlar, taşıt organları ile ilişkili olanlar, taşıtın kullanıldığı ortam ile ilişkili olanlar ve taşıtın kullanım ve sürüş karakteristiği ile ilgili olanlar olmak üzere dört başlık altında toplanmıştır.

İçten yanmalı motorun yakıt tüketimine etkisi; motorun net verimi, bakım, ayar ve kontrol sistemlerinin etkinliği, motor gücü, silindire gönderilen karışımın kimyasal ve fiziksel özellikleri ile silindire gönderilme biçimi, motor ile güç aktarma organlarının birbirlerine ve taşıtın kullanım şekline uyumları gibi çeşitli unsurlara bağlıdır.

İçten yanmalı motor dışında, taşıtın diğer organları ile ilgili yakıt tüketimini etkileyen unsurlarının başında ise güç aktarma organları gelmektedir. Güç aktarma organları, güç kaynağından elde edilen gücün istenen şekilde değiştirilerek nihai uygulama noktası olan tekerleklerle iletilmesini sağlayan sistemdir. Bu sistemin ataleti ve mekanik verimi yakıt tüketimi açısından oldukça önemlidir. Sistemin ataletinin yüksek olması taşıtın ivme direncini yükselterek, ivmelenme sırasında motordan daha fazla güç çekilmesine ve dolayısıyla da yakıt tüketiminin artmasına neden olmaktadır. Sistemin önemli parçalarından biri olan kavrama; mekanik verimi, sürtünme ve kayıplar nedeniyle önemli ölçüde etkilemektedir. Yine sistemin ana bileşenlerinden biri olan transmisyon sisteminin çevrim oranlarının seçiminin de yakıt tüketimi üzerinde önemli etkileri vardır. Çevrim oranları motordan elde edilen güç ve moment karakterini taşıtın durumuna uygun hale getirmek, taşıt için çıkarılmış olan ideal karaktere yaklaştırmak için kullanılır. Bu iki karakteristik birbirine ne kadar yakın olursa taşıtın yakıt tüketimi o kadar azalacaktır, bunu sağlamak amacıyla da elektronik kontrol sistemleri ile sürekli değişken vitesleri geliştirilmektedir. Güç aktarma organlarının yakıt tüketimine etkisi Özkan'a [4] göre % 10 ile % 14 arasındadır.

Yakıt tüketimini etkileyen diğer bir taşıt organı ise taşıtın tekerlekleridir. Taşıtın hareketi esnasında tekerlek yuvarlanırken, lastiğin ve zeminin deformasyonundan, yatak sürtünmelerinden ve tekerleğin hava sürtünmelerinden tekerlek dirençleri meydana gelir. Bunlar arasında en etkili olan yuvarlanma direncidir. Lastiğin

özellikleri ile birlikte lastiğin hava basıncı, lastiklerde meydana gelen deformasyonu ve bununla birlikte sürüş esnasında taşıta etki eden yuvarlanma direncinin büyüklüğünü belirler. Lastik hava basıncının taşıt ağırlığına uygun olarak optimum değerde olmaması özellikle de azalması sonucunda yuvarlanma direnci artar, bu da motordan daha fazla güç çekilmesini gerektireceğinden yakıt tüketimini arttırır. Özkan [4] tarafından belirtildiği üzere “yuvarlanma direnci yakıt tüketimine %20 oranına kadar etki etmektedir ve buna ek olarak yuvarlanma direncindeki %5 azalma yakıt tüketimini %1 azaltmaktadır”.

Taşıtın ağırlığı, yakıt tüketimini etkileyen taşıtla ilgili önemli parametrelerden biridir. Artan taşıt ağırlığı ile seyir halinde araca etki eden ve motor tarafından karşılanması gereken ivme, yuvarlanma ve yokuş dirençleri artar. Artan dirençleri karşılamak için daha güçlü motorlara ihtiyaç duyulur bu da tüketilen yakıt miktarını arttıracaktır. Son yirmi yılda, taşıt ağırlıklarının azaltılması amacıyla daha küçük boyutlara, daha hafif şasi ve karoseriye sahip, yoğunluğu daha düşük malzemelerin kullanıldığı araçlara doğru bir değişim gözlenmektedir. Bu değişim sonucunda hem seyir dirençleri azaltılarak yakıt tüketimi azaltıldığı gibi taşıma kapasitesinin artması da verimliliği arttırmaktadır.

Taşıtların aerodinamik özellikleri, uzun yıllardır üzerinde çalışılan yakıt tüketimini önemli ölçüde etkileyen unsurlardan biridir. Taşıtın içinde yol aldığı hava, taşıtın ön ve arka yüzeyleri arasındaki basınç farkı ve taşıt yüzeyi ile havanın sürtünmesi nedeniyle harekete bir direnç göstermektedir. Taşıtın aerodinamik yapısının geliştirilmesi taşıt üzerindeki rüzgar direncini azaltacaktır. Düşük hızlarda fazla etkili olmamakla birlikte, yüksek hızlarda rüzgar direnci yakıt tüketimi üzerinde önemli artışlara neden olmaktadır.

Taşıtın kullanıldığı ortam ile ilişkili olan yakıt tüketimi unsurlarının başında taşıtın kullanıldığı ortam sıcaklığı gelmektedir. Düşük ortam sıcaklığı, taşıtın yakıt tüketimi açısından ekonomik olmayan ısınma periyodunun uzamasına neden olur. Ayrıca motordan çevreye geçen ısı miktarının artması ile motor verimi olumsuz etkilenir. Benzer şekilde düşük sıcaklıkta motor ve transmisyon sistemindeki yağların viskozitelerinin artması nedeniyle sürtünmeye harcanan enerji artar. Bunun sonucunda sistemlerde mekanik verim düşüşleri meydana gelir ve bu da yakıt tüketiminin artması sonucunu doğurur. Taşıtın kullanıldığı ortamla ilişkili olan yakıt

tüketimi unsurlarından bir diğeri de taşıtın şehir içinde ya da şehir dışında kullanılmasıdır. Şehir içi kullanımda yakıt tüketimi açısından ortaya çıkan olumsuzlukların başında düşük seyir hızları, sık duruş ve kalkışlar ile ani ivmelenme ihtiyaçları gelmektedir. Ayrıca şehir içindeki duruşlarda harcanan yakıt yol kat edilmeksizin tüketildiğinden ortalama tüketim değerini bozmaktadır. Hem şehir içinde hem de şehir dışında yapılan ani yavaşlama, ani ivmelenme ve dur kalk hareketleri taşıtın ivmelenme direncini artırır; bunun sonucunda da motordan çekilen güce bağlı olarak yakıt tüketimi artar.

Son olarak değinilmesi gereken ve çalışmamız açısından önem arz eden, yakıt tüketimi üzerindeki en önemli unsur; taşıtın kullanım ve sürüş karakteristiğidir. Motorlu bir taşıtın yakıt sarfiyatı, yukarıda bahsedilen motor, taşıt organları ve ortam ile ilgili değişkenlere bağlı olmakla birlikte taşıtı kullanan kişinin sürüş karakteristiğine bağlıdır. Sürücünün taşıtı kullanırken yakıt tüketimi unsurlarının ne kadar farkında olup onları ne kadar verimli noktalarda kullanmaya çalıştığına, alışkanlık ve davranışlarını yakıt tüketimini azaltmak için değiştirip değiştirmediği yakıt tüketimini yüksek oranda etkiler. Sürücü, taşıt özelliklerini iyi bilerek ve yol durumunu göz önünde bulundurarak yakıt tüketimini azaltabilecek yegâne unsurdur. Bu durumun aksi de yani sürücünün yanlış alışkanlık ve davranışlarından kaynaklanan yakıt tüketimindeki artış da sık sık karşılaşılan bir durumdur.

Yakıt tüketimini olumsuz etkileyen bu alışkanlıkları Yavaşlıol'a [3] göre şu ana başlıklar altında sıralayabiliriz;

- Ekonomik seyir hızı mertebesinin üstünde seyretmek.
- Kararlı hızda seyretme alışkanlığının olmaması.
- Hızlanmaların büyük ivmeler ile gerçekleştirilmesi.
- Motoru ısıtma amacıyla uzun süre boşa çalıştırılması.
- Uzun süre beklenmesi gereken hallerde motorun durdurulmaması.
- Motordan güç çeken aksesuarların gereksiz yere çalıştırılması.

Her taşıtın, taşıt tasarımı, içten yanmalı motor ve güç aktarma organları özelliklerine bağlı olarak, belirli seyir şartlarında maksimum ekonomiyi gerçekleyen seyir hızı aralığı vardır. Bir taşıtın seyir hızı, motor devri ve tahrik tekerlerini de içeren güç

aktarma organlarının özelliklerinden etkilenir. Taşıtın yakıt tüketimini etkileyen gerek motorun kullanıldığı devir aralığı, gerekse vites kademesi seçimi, sürücünün taşıt hakkındaki bilgisi, inisiyatifi ve alışkanlığına bağlıdır. Diğer bir ifade ile taşıt tasarım aşamasında en verimli şekilde tasarlanmış, sürücüye en iyi hız aralığını ve en uygun vites kademesini seçme olanağı sağlanmış olsa da sürücünün davranışına bağlı olarak yakıt tüketimi açısından daima bir belirsizlik ve yakıt ekonomisi düşük sürüş durumu mevcuttur [5]. Ekonomik seyir hızı aralığının altında seyredilmesi, motorun özgül yakıt tüketiminin yüksek olduğu işletme şartında çalıştırılması veya gereksim dışı taşıtın düşük vites kademesinde kullanılması taşıtın yakıt tüketimini artırır. Ekonomik seyir hızı aralığının üstünde seyredilmesi halinde ise, taşıta etkiyen hava direncinin seyir hızının karesiyle artış göstermesi, motorun özgül yakıt tüketiminin yüksek olduğu bölgede çalıştırılması, gerek motor gerekse güç aktarma sisteminde mekanik verimin düşmesi, yakıt tüketimini arttıran nedenlerdir. Sürücünün kararlı hızda seyretme alışkanlığının olmaması, seyir anında yavaşlama ve hızlanmaları sıklaştırır. Taşıtın hızlanmasında ivme direncinin yenilebilmesi için gerekli ek güç yakıt tüketimini arttıran esas nedenlerdendir. Hızlanma ivmesi arttıkça, ek güç gereksinimi ve yakıt tüketimi de artmaktadır.

2.2 Motorlu Taşıtlarda Yakıt Tüketiminin Belirlenmesinde Kullanılan Yöntemler

Taşıt tasarımının alıcıyı, üreticiyi ve resmi kuruluşları ilgilendiren ana kriterlerinden biri taşıtın yakıt tüketimi özelliğidir. Taşıtın yakıt tüketiminin gerek tasarım gerekse kullanım esnasında en doğru şekilde belirlenmeye çalışılmasının nedeni taşıtın işletme maliyetlerinin büyük bir kısmını oluşturmasıdır. Ayrıca değişik taşıtların yakıt tüketimlerinin birbirleri ile karşılaştırılabilmesi ve gerekli işletme izinlerinin alınması açısından da yakıt tüketiminin belirlenmesi önem taşımaktadır.

Motorlu taşıtların yakıt tüketiminin belirlenmesinde kullanılan yöntemler, gerçek yol testleri ve simülasyon çalışmaları olmak üzere iki ana grupta toplanabilir [4]. Gerçek yol testleri, değişik ülkelerde, o ülke için geçerli olan ve standartlarla belirlenmiş koşullarda, aracın işletilmesi sonucu yapılan ölçümlerden elde edilen sonuçların karşılaştırılması prensibine dayanmaktadır. Bu yöntem gerçek işletme koşullarına en uygun yaklaşımı sağlamakla birlikte, standartlarda belirtilen test koşullarının sabit

kalmaması ve ön görülen hız-zaman profiline tam olarak uygulanamaması sonucu, test protokolünde belirlenen şartlarda elde edilmesi gereken değerlerden sapmalara neden olmaktadır [4]. Gerçek yol testleri, test süresinin uzun oluşu, maliyetinin yüksek olması, gerektirdiği ekipman ve uzman eleman ihtiyacı ve test koşullarının istenildiği an sağlanamaması dolayısıyla gerçekleştirilme ve tekrarlanma olanağı kısıtlı olan testlerdir.

Taşıtların yakıt tüketiminin belirlenmesinde gerçek yol testlerine oranla çok daha sık kullanılan diğer yöntem ise simülasyondur. Gerçek sistem yerine incelenecek özellik bakımından aynı performansı gösteren, içerisinde gerçek donanın barındırabilen, genellikle matematik modellerden oluşan sentetik bir sistemin incelenmesi işlemine “sistem simülasyonu” adı verilmektedir. Simülasyon sonuçlarının gerçekçi olması için incelen özelliğin nitelik ve niceliğine bağlı olarak gerçek sistemin karakteristiklerinin doğru şekilde modellenmesine yani matematiksel olarak ifade edilmesine ihtiyaç vardır. Simülasyon çalışmalarının amaçlarından ilki henüz dizayn aşamasındaki, prototipi yapılmamış sistemlerin davranışlarının incelenmesidir. Bu şekilde henüz var olmayan hayali bir motorun ve/veya taşıtın yakıt tüketimi bilgisayar yardımıyla büyük bir doğruluk ve kolaylıkla belirlenebilir. Taşıt tasarımı ve geliştirmesinde, yakıt ekonomisi açısından önemli etkiye sahip parametrelerin belirlenmesi ve taşıtın kullanım amacına yönelik olarak en uygun bileşenlerin seçilmesi için de simülasyon çalışmaları yapılmaktadır. Kullanılan araçlarda ise yakıt tüketiminin işletme şartları açısından incelemek ve yakıt tüketimini azaltacak yeni bileşenlerin belirlenmesi için simülasyon kullanılmaktadır.

Yakıt tüketimini belirlemek amacıyla gerçekleştirilen simülasyon çalışmaları iki ana gruba ayrılmaktadır. Bunlardan ilki yol şartlarının ve seyir dirençlerinin simülasyonunun gerçekleştirilmesi esasına dayanan içinde başlıca donanım olarak aracın kendisini bulunduran şasi dinamometresi ile yapılan simülasyonlardır. Şasi dinamometresi ile yapılan simülasyon çalışmalarında, belirlenen hız-zaman profiline uygun olarak modellenmiş seyir dirençleri, aracın tahrik tekerleri tarafından harekete zorlanan bir tambur vasıtası ile taşıta etki ettirilir. Şasi dinamometresi ile yapılan simülasyonlarda, hız-zaman profiline büyük oranda uyulmasına rağmen test ortamının koşulları sonuçlarda etkili olmaktadır. Dinamometre testleri ve

simülasyonları, büyük maliyetli yatırımlar gerektiren laboratuarlarda yapılabildiği için ancak belirli kurumlar tarafından gerçekleştirilebilmektedir.

Yakıt tüketimini belirlemek amacıyla gerçekleştirilen simülasyon çalışmalarının ikinci ana grubu ise içerisinde donanın bulundurmayan, motorun, aracın, yol ve diğer tüm şartların modellerle oluşturulduğu bilgisayar simülasyonlarıdır. Bilgisayar simülasyonlarında, belirlenmek istenen taşıt özelliğine ve bunun kesinliğine bağlı olarak çeşitli boyutlarda modeller kullanılır. Modeller, gerçek sistemin matematiksel ifadelerinden ve gerçek taşıt parametrelerinden oluşurlar. Bilgisayar, model ile tanımlanan motorlu taşıtı, hazırlanmış değişik test çevrimleri veya belirli bir güzergâhtaki seyre ait ölçüm verilerini kullanarak simüle eder, taşıtın bu çevrim boyunca harcadığı yakıt miktarını hesaplar.

Bilgisayar simülasyon çalışmaları, sonuçların ortam koşullarından ve kullanım karakteristiğinden etkilenmemeleri, kısa sürede sonuçlanmaları, istenilen sayıda tekrarlanarak rastlantısal hataların giderilmesinde kolaylık sağlamaları, maliyetlerinin düşük olması, seyir ve ortam parametrelerinin kontrol edilebilmesi, araç daha tasarım aşamasındayken yakıt tüketiminin belirlenip iyileştirilebilmesini sağlamaları dolayısıyla tercih edilmektedir. Programa girilen motor performansı ile araç üzerinde kullanılan motorun performans değeri arasındaki ve aracın tanımlanmasında kullanılan değerler ile bu değerlerin gerçekleri arasındaki farklar elde edilen sonuçların sapma toleransını belirleyici faktör olarak değerlendirilmelidir [6].

2.3 Günümüze Kadar Yapılmış Çalışmalar

Literatür araştırmasında, tez çalışmasının ana konusu oluşturan, adaptif seyir sistemlerinin yakıt tüketimi üzerine etkisini inceleyen çalışmaların çok az sayıda olduğu ve özellikle 2000’li yıllar sonrasında gerçekleştirildiği görülmüştür. Dünyada ve ülkemizde yakıt tüketimi ve adaptif seyir sistemleri üzerine ayrı ayrı gerçekleştirilmiş çok sayıda çalışma olmasına rağmen bu iki konunun birlikte ele alındığı kısıtlı sayıda çalışma bulunmaktadır. Bunun başlıca sebebi adaptif seyir sistemlerinin tasarım ve geliştirme amacının, yakıt tüketimini azaltmak değil öncelikle sürüş konforunu ardından da taşıtın aktif güvenliğini arttırmak olmasıdır.

Son yıllarda ise özellikle otonom araç geliştirme çalışmaları, ülkelerin taşıtlar üzerine getirdiği ve getireceği yakıt tüketimi ve çevrenin korunmasına ilişkin regülasyonların çok sıkı olması ve sistem bileşenlerinin verimliliklerindeki iyileştirmelerin fiziksel sınırlara ulaşması nedeniyle, taşıtın optimal kullanılması konusu önem kazanmıştır. Bu noktada adaptif seyir sistemlerinin kullanım amaçlarının genişletilmesi ve taşıtın verimliliğini artırıcı şekilde geliştirilmesi ile elde edilecek yararlar üzerine çalışmalar yapılmaya başlanmıştır. Fakat ülkemizde bu konuda detaylı bir çalışma bulunmamakla birlikte, dünyanın birçok ülkesinde ağır ticari taşıtlarda bulunan adaptif seyir sistemleri ülkemizde çok az sayıda araçta bulunmaktadır. Bu bölümde sırasıyla taşıtların yakıt tüketimi, adaptif seyir sistemleri ve bu iki konuyu birlikte inceleyen önemli çalışmalar ve projeler hakkında özet bilgi verilecektir.

Ulaştırma sektöründe enerji verimliliğini geliştirmeye dönük çeşitli çalışmalar sürdürülmektedir. Bu çalışmaların başında verimli yakıt kullanımıyla ilgili tedbirler gelmektedir. 1970’li yıllarda yeni araçlar için uygulanan gönüllü yakıt verimliliği standartlarının hedefi, araç ortalama enerji verimliliğini artırmak olarak belirlenmiştir. Bazı ülkeler bunu belli oranda gerçekleştirirken, ABD bu programı zorunlu olarak uygulamaya geçirmiştir. Son yıllarda bu alanda önemli gelişmeler kaydedilmektedir. Alman otomobil sanayi 1990-2005 yılları arasında Almanya’da imal edilen ve satılan yeni otomobiller için yakıt tüketimini %25 azaltma taahhüdünde de bulunmuştur. İtalyan hükümeti daha verimli arabalar üretmek için FIAT ile birlikte gönüllü bir program geliştirmiştir. Japonya’da 1998’de enerji tasarrufu ile ilgili kanun revize edilerek otomobillere her kategoride mevcut en iyi performansa eşit olacak şekilde daha sıkı yakıt verimliliği standartları konulmuştur. Japonya’da uygulamaya konulan “Top Runner” programı ile bütün binek araçlar için hedef değerler belirlenmiştir. Bu hedefler, otomobil imalatçılarının kilometre başına belli bir değer altında yakıt tüketen otomobil üretmeleri için yaptırımlar getirmiştir. Böylece verimli yakıt kullanımı için önemli adımlar atılmıştır. Bu uygulamayla ulaştırma sektöründeki yakıt verimliliği de izlenmektedir. Avrupa’da yeni arabalarla birlikte gelen verimlilik artışı Avrupa’daki önemli veri toplama kuruluşlarından olan ODYSSEE kapsamında izlenmektedir. Böylece araba imalatçılarının gönüllü taahhütleri, araba sahipliğine getirilen vergiler, daha verimli araba alınması karşılığında sağlanan vergi indirimleri gibi teşviklerin toplam verimliliğe nasıl bir katkı yaptıkları görülebilmektedir. ODYSSEE’nin verilerine göre, Avrupa’da

otomobillerin spesifik enerji tüketimlerinde son yıllarda düzenli bir düşüş (yıllık-% 0,6) vardır, özellikle 1995'ten itibaren bu düşüş daha da hızlı hale gelmiştir [1]. Kamyon ile kamyonet ve panelvan türü hafif araçlar zaman zaman enerji verimliliğine olumsuz etki yapsalar da, toplam ulaştırma enerji verimliliği 1990-2001 yılları arasında önemli oranda iyileşme göstermiştir [1].

Ülkemizde taşıtlarda yakıt tüketimi ve tasarrufu üzerine gerçekleştirilen son 25 yıllık çalışmalar incelendiğinde ilk olarak 1984 yılında gerçekleştirilen iki çalışmayla karşılaşılmaktadır. Bunlardan ilki Erzi [7] tarafından Türkçeye çevrilen “Ticari Taşıt İşletmeciliğinde Enerji Tasarrufu” isimli kitaptır. Bu kitapta enerji tasarrufunun ticari taşıtlar açısından önemi, enerji kayıp kaynakları ve hareket dirençlerinin azaltılması için yapılması gerekenler, tahrik zincirinde optimizasyon ve motorda iyileştirme olanakları incelenmiştir. Yine 1984 yılında, Yavaşlıol [3] tarafından yazılan kitapta çok açık bir dille yakıt tüketimine etki eden tüm faktörler tek tek incelenmekte ve bu faktörlerin hangi yönde değiştirilmesi ile elde edilebilecek yakıt tasarrufu hakkında bilgi verilmektedir. Yavaşlıol [8] 1988 yılında gerçekleştirdiği “Taşıtlarda yakıt sarfiyatına etki eden faktörlerin nümerik yöntemle araştırılması” isimli çalışmasında binek taşıtın sabit hızda kullanılması durumunda her vites için yuvarlanma direncinin, aerodinamik yapının, taşıt ağırlığının ve yolun eğiminin yakıt tüketimi üzerindeki etkisini incelemiştir. Yakıt tüketimi ve taşıt verimliliğinin arttırılması üzerine İstanbul Teknik Üniversitesi ve diğer üniversitelerde birçok doktora ve yüksek lisans çalışması gerçekleştirilmiştir. Bunlardan yüksek lisans çalışmalarına örnek olarak, Elgün [9], “Taşıtlarda Egzoz Emisyonu Ve Yakıt Tüketiminin Bilgisayar Simülasyonu İle Belirlenmesi”, Bayır [10], “Egzoz Emisyonları Ve Yakıt Tüketimi Açısından Karakteristik Taşıt Şehir Çevrimlerinin Tesbiti”, Çelikkanat [11], “Taşıtlarda Yakıt Tüketiminin Bilgisayar Simülasyonu İle Hesabı”, Meriçli [12], “Motorlu Araçlarda Yakıt Ekonomisinin Simülasyon Hesabı”, Yelkencioğlu [13], “Taşıtlarda Yakıt Sarfiyatına Etki Eden Faktörlerin Ve Yakıt Sarfiyatının Belirlenmesi” verilebilir. Doktora çalışmalarına verilecek iki örnekten ilki; Özkan [4], “İstanbul Trafikğinde Belirlenen Güzergahta Çalıştırılan Belediye Otobüsünün Optimum Yakıt Sarfiyatı Koşullarının Nümerik Yöntemle Etüdü” çalışmasıdır. Bu çalışmada, şehir içi toplu taşımacılıkta kullanılan bir otobüsün belirlenen güzergâhta gün boyunca, farklı trafik yoğunluğunda çalıştırılmasıyla yol, hız, ivme, zaman, vites kullanım şartı, yolcu sayısı ve yakıt tüketimi gibi temel parametrelerinin gerçek

değerleri yapılan ölçümler sonucu belirlenmiştir. Ölçülen veriler ile uyuşan, otobüsün motor performans, ağırlık ve güç aktarma sistemi çevrim oranları gibi değerlerinin kullanılması ile her seyir şartına uyan yakıt tüketimini hesaplayacak model oluşturulmuştur. Gerçek değişimle uyum sağladığı gözlenen ve bir saniye aralıklarla sefer boyunca tüketilen yakıt miktarı değişimini veren hesaplama modelinde, yakıt tüketimine etki eden üst seyir hızı, vites kademesi seçimi, kararlı hızda seyir, durak sayısı gibi faktörler değiştirilerek sefer içerisinde yakıt tasarrufuna etki yüzdeleri ve elde edilebilir değişimlerinin optimum mertebelerinin ne olması gerektiği araştırılmıştır. Diğer doktora çalışması ise Arslan [14], “Otto Motoru Kısmi Yüklerinde Minimum Yakıt Tüketimi” çalışmasıdır. Bu çalışmada, genellikle incelenen tam yük altındaki iyileştirmelerin yerine Otto motorlarında, kısmi yükte meydana gelen pompalama kayıpları ve düşük yanma sonu basıncı nedeniyle artan yakıt tüketiminin azaltılması çalışması yapılmıştır. Bu amaçla farklı karışım oluşturma ve yanma süreçleri genel termodinamik modelleme yöntemi ve teorik olarak incelenmiştir.

Dünyada kara taşıtlarının yakıt tüketiminin azaltılması üzerine yapılan çalışmaları kapsamı açısından iki ana gruba ayırmak mümkündür; bunlardan ilki alternatif yakıtlar ya da sistemler olarak adlandırılabilen hibrid taşıt, hidrojen enerjisi, güneş enerjisi gibi konular üzerine yapılan çalışmalar iken diğeri konvansiyonel yani günümüzde ağırlıkla kullanılmakta olan taşıt teknolojisi üzerine yapılan çalışmalardır. Bu tez çalışması açısından önemli olan var olan taşıt teknolojisindeki çalışmalarda; içten yanmalı motor verimliliğinin artırılması, güç sisteminin verimliliğinin artırılması ve son olarak da elektronik kontrol sistemleri ile sistemin toplam verimliliğinin artırılması olarak üç ana gruba ayrılabilir. Güç aktarma organları ve otomatik vites sisteminin verimliliğinin artırılması üzerine yapılan çalışmalardan konumuz ile ilgili olarak seçilmiş çalışmalardan aşağıda bahsedilmiştir.

Minowa ve diğerleri [15] çalışmalarında taşıtın güç kontrolünü gerçekleştirmek için kapsamlı bir güç aktarma organları modeli oluşturmuşlardır. Daha sonra bu model ile otomatik vitesin kontrolü sağlanmış ve yakıt tüketimi azaltılmaya çalışılmıştır. Sistem içten yanmalı motor ve güç aktarma organlarının etkin kontrolünü sağlayarak yakıt tüketimi azaltmakta ve ivmelenme hissini daha iyi hale getirmektedir. Bunlar

için sistem vites geçiş zamanlamasını, uygun vitesi ve gaz pedalı açısını optimize etmeye çalışmaktadır. Çalışmada öncelikle taşıtların yakıt tüketimi karakteristikleri incelenmiş, ardından daha iyi ivmelenme hissini daha az yakıt tüketimi ile sağlayacak olan güç kontrol sistemi geliştirilmiştir. Çalışma sonucunda elektronik kontrollü gaz pedalı ile donatılmış bir test aracı hazırlanmış ve sistemin etkinliği doğrulanmıştır. Buna göre simülasyonlarda sağlanan % 2,8'lik yakıt tasarrufu deneysel çalışmada % 2,3 olarak belirlenmiştir.

Hayabuchi ve diğerleri [16] çalışmalarında otomatik vitesli araçların frenleme ya da boşta çalışması esnasında yakıt tüketiminin azaltılması için bir sistem geliştirmişlerdir. Çalışmada motoru en düşük yakıt tüketimi ile boşta çalıştırmak için otomatik vites eklenen elektro hidrolik devre ve kontrol ünitesi anlatılmakla birlikte sistemin yakıt tüketimini boşta çalışmada % 20 azalttığı gösterilmektedir.

Hong ve diğerleri [17], çalışmalarında içten yanmalı benzinli motor ve otomatik vites için bir modüler bilgisayar simülasyon modeli oluşturmuşlardır. Oluşturulan model tıpkı bu çalışmadaki gibi modüler yapıdadır ve güç aktarma organları kontrol sisteminin geliştirilmesi amacıyla oluşturulmuştur. Kontrol sisteminin amacı vites geçişlerinde yumuşak ve akıcı ivmelenme geçişleri ile en düşük enerji tüketimidir. Bu çalışmada gerçekleştirilmemekle birlikte modüler yapıda olması dolayısıyla model, yakıt tüketiminin minimize edilmesi, taşıtın boşta çalışmasının kontrolü ve benzeri çalışmalarda kullanılabilmektedir.

Hardtle [18] makalesinde otomatik, yarı otomatik ve manüel vites sistemlerinin karşılaştırmasını yaparken, sürücünün eğitim durumu ve deneyimi ile trafik ve hava durumuna bağlı olarak aynı araçta yakıt tüketiminin %15 farklılık gösterebileceğini ifade etmiştir.

Son yıllarda elektronik kontrol sistemleri kullanılarak sistemin toplam verimliliğinin artırılması çalışmaları kapsamında Adaptif Seyir Sisteminin (ASS), sadece konfor ve güvenlik amacıyla kullanılmanın ötesinde trafik akışı ve çevresel etkilerin en aza indirilmesi amacıyla da kullanılması için çalışmalar yürütülmektedir. Ayrıca ASS'nin kullanılması ile trafik sıkışıklığının azaltılması, doğru ve güvenli araçlar arası mesafenin korunması ya da araçlar arası iletişim ile daha yakın seyir sağlanması

ile daha fazla taşıtın aynı yol üzerinde seyredebilmesi için araştırmalar yapılmaktadır.

Geçen on yılda, araç otomasyonu ve ASS ile ilgili çok sayıda çalışma araç güvenliğinin ve verimliliğinin iyileştirilmesi için gerçekleştirilmiştir. Akıllı otoyol ve araç sistemleri (Intelligent Vehicle Highway Systems) üzerine yapılan çalışmalar devletler ve otomobil üreticileri tarafından desteklenmektedir. Özellikle Avrupa, ABD ve Japonya'daki sürüş otomasyonu projeleri için büyük bütçeler ayrılmaktadır. Avrupa ülkelerinde ileri teknolojilerin, ürünlerin ve hizmetlerin araştırılması ve geliştirilmesini, ülkeler arası projelerin yürütülmesi EUREKA kurumu tarafından sağlanmaktadır. EUREKA, 1985'te Türkiye'nin de içinde bulunduğu 19 Avrupa ülkesi ve Avrupa Birliği'nin kurduğu, bugün 33 ülkenin dahil olduğu uluslararası bir kurumdur. Bu organizasyon çatısı altında gerçekleştirilen çalışmalardan biri olan PROMETHEUS (Programme for a European Traffic system with Highest Efficiency and Unprecedented Safety) akıllı otoyol projesi için teknolojik çözümler sağlayan bir araştırma projesidir. Amerika Birleşik Devletlerinde, California's Intelligent Transportation Systems (ITS), Partners for Advanced Transit and Highways (PATH), US DOT National Automated Highway System Consortium (NAHSC), Intelligent Vehicle Initiative (IVI) isimleri altında yürütülen çeşitli çalışmalar ön planda yer almaktadır. ABD'de yürütülen programların başında Partners for Advanced Transit and Highways (PATH) gelmektedir. Bu projenin amacı tam otomatik araç geliştirmek, araçların birbiri ile iletişim kurduğu, yol ve diğer önemli konular hakkında araçların bilgi paylaşımında bulunduğu bir alt yapının geliştirilmesidir. Son olarak Japonya'da "Japan's Advanced Cruise-Assist Highway System Research Association" kurumu araç sürüşünü tam otomatik hale getirmek üzere çalışmalar yapmaktadır.

ASS'nin ağır ticari taşıtlarda binek taşıtlara oranla daha fazla süre kullanılabilir olması, sistemin binek araçlardan önce ağır ticari taşıtlarda daha yaygın kullanılabileceği olasılığını yükseltmektedir [19]. Ağır ticari taşıt üreten şirketler, ağır taşıtlar için değişik ASS'ler geliştirmekte ve bunların denemelerini simülasyon ve gerçek ortamda sürdürmektedir. Bunlara ilk örnek olarak, DaimlerChrysler'in ağır taşıtlar için geliştirdiği otomatik araç takip sistemi "electronic draw bar" verilebilir, bu sistemde çarpışma önleme ve elektronik fren sistemi "brake-by-wire"

bulunmaktadır. Eaton-VORAD çarpışma önleme sisteminde ise aracın otoyolda öndeki araç ile belirli bir mesafeyi koruyarak seyretmesi sağlanmaktadır. Ayrıca yanal hareket içinde çeşitli sistemler geliştirilmekte olup, Rapidly Adapting Lateral Position Handler (RAPLH) sistemi otobüs ve kamyonlarda kuvvetli rüzgarın olduğu yerler ile yavaş araçların otomatik olarak sollanması esnasında kullanılmaktadır. Bunlara ek olarak özellikle ağır taşıtların araçların konvoy halinde diğer araçlar için tehlike oluşturmadan ve yakıt ekonomisini ön planda tutarak seyretmelerini sağlayan sistemler de geliştirilmektedir.

Vahidi ve Eskandarian [20], daha yumuşak ve akıcı seyir ile yakıt tüketiminin azaltılabileceğini gösteren çalışmalar yapmaktadırlar. Bose ve Ioannou [21,22] çalışmalarında ASS'nin sürücülere oranla bozucu etkilere daha yumuşak ve akıcı cevap vermesi, araca ait tüm bilginin sistem tarafından her durumda en az yakıt tüketimini sağlayacak şekilde kullanılmasının, sistemin yakıt ekonomisine katkısının yadsınamaz olduğunu ortaya koymuştur.

Zhang ve Ioannou'nun [23] çalışmasında ise adaptif seyir sistemi ile donatılmış ağır ticari taşıtların, binek otomobillerinde bulunduğu karışık trafik ortamında trafik akışına ve çevreyi kirletici artıkların değişimine etkisi incelenmiştir. Ağır ticari taşıtların ister ASS bulundursun isterse bulundurmasın ivmelenme yetenekleri taşıtın ağır dinamiğinden dolayı düşüktür, birde buna öndeki taşıtlardan kaynaklanan bozucu etkiler eklendiğinde çevre ve trafik akışı açısından olumsuzluklar meydana gelmektedir [23]. Buna ek olarak şerit değiştirme sonucu taşıtların ağır taşıtların ani olarak önüne geçmeleri eklendiğinde sürüş zamanı uzamakta ve hız kararsız hale gelmektedir. Çalışmanın ana amacı bu olumsuzlukları giderecek yeni bir ASS'nin ağır ticari taşıtlar için tasarlanması ve gerçek sürüş ortamında test edilmesidir [23]. Çalışma sonucunda sıradan bir ağır ticari taşıt ile tasarlanan ASS bulunan taşıt arasında karışık trafik ortamında gerek yakıt tüketimi ve çevresel etkiler gerekse trafik akışını etkileme açılarından anlamlı farkların olduğu simülasyon ve gerçek yol testleri ile gösterilmiştir. Çalışmanın bulguları arasında, ağır ticari taşıtların kısıtlı ivmelenme yetenekleri ve hız sınırlarının düşük olması nedeniyle karışık trafik ortamında diğer binek taşıtların hareketlerinin ağır taşıtların sürüş ve hız karakteristiği bozucu etki yaptığı gözlenmiştir [23]. Buna benzer olarak ağır taşıtların fiziksel ve dinamik sınırları içinde düzgün ve akıcı bir seyir halinde bulunmaları

diğer taşıtların da bu taşıtların ardından hareket etmesi ile trafik akışının daha yumuşak seyretmesine çevresel etkiler ve trafik olumlu yansımalar yaratmaktadır [23]. Bir diğer ifade ile ağır taşıtlar diğer taşıtların seyir hızları için bir filtre görevi görmektedir. Geliştirilen ASS'nin ana amaçlarının başında yakıt ekonomisini geliştirmesi ve çevre kirliliğini azaltması gelmektedir. Bu nedenle seyrin akışını bozucu etkilere karşı daha yumuşak ve akıcı cevap verebilen, düzensiz trafik akışını daha düzgün hale getirecek bir algoritma değişik durumlar için geliştirilmiştir.

Fröberg ve diğerlerinin [24] çalışmasında yakıt tüketimini azaltmak için yolun eğim bilgisi kullanılmıştır. Önerilen sistem, yolun eğimine göre kavramayı, yokuş inişlerinde güç aktarma organlarındaki sürtünmeleri azaltmak ve motorun negatif tork vermesini engellemek için ayırarak aracın hızlanmasını sağlamaktadır, bu sırada da motora yakıt enjeksiyonu yapılmamaktadır. Elde edilen bu kinetik enerji daha sonra ASS kontrolünde kullanılmaktadır. Tabi sistemde kullanılan ASS'de sadece sınır hızlarda çalışmak üzere kısıtlanmamış, eğim ve araca ait bilgileri kullanarak duruma uygun hız sınırlarının belirleyebilme özelliğine sahiptir. Ayrıca ileriye dönük yol eğimi tahmini ya da GPS ve dijital haritalar ile yolun eğiminin önceden belirlenmesine ilişkin bir sistemde araçta bulunmaktadır ve ASS ile birlikte çalışmaktadır. Bu sistem ile yakıt tüketiminin ortalama %3 azaltılabileceği gösterilmiştir.

Kawai ve diğerlerinin [25] çalışmasında ise navigasyon sistemleri kullanılarak aracın durumuna uygun vites optimizasyonu yapılmıştır. Sistemin geliştirilmesindeki ana amaç daha konforlu, güvenli, akıcı ve ekonomik sürüşün sağlanmasıdır. Buna bağlı olarak gidilecek yola ait bilgilerin önceden bilinmesi yol şartlarına en uygun vitesin seçilmesine olanak sağlayacak olmasıdır. Sistem yaklaşılan viraj ile aracın o anki konumu arasındaki mesafeyi, virajın eğrilik yarıçapını ve yönü ile aracın viraja göre pozisyonunu, yola ilişkin bilgileri navigasyon sistemi ve dijital haritadan okumaktadır. Elde edilen bilgiler ışığında sistem viraja, yola, aracın hızına ve durumuna en uygun vitesi seçmektedir. Genellikle sistem virajın güvenli şekilde dönülmesini sağlamak amacıyla eğime ve araca uygun bir hız belirlemekte ve bu hız içinde uygun vitesi seçmektedir, viraj çıkışında ise ASS'ne girilmiş olan hız değerine ulaşmak için yine uygun vitesi seçmektedir. Seçilen vites otomatik vitesin elektronik kontrol ünitesine gönderilmekte ve vitesin seçilmesinde aracın stabilizasyonu

açısından bir sakınca yoksa otomatik uygun vitesse geçmektedir. Sistemin yakıt tüketimine etkisi incelendiğinde, yakıt tüketimi arttırmadığı gibi anlamlı bir ekonomik katkısının da olmadığı görülmüştür. Ancak sistemin konfor ve güvenlik amaçlı tasarlanmış olmasının bu sonuç üzerinde etkili olduğu açıktır.

Hoshiya ve diğerlerinin [26] çalışmasında ise sadece yol eğimi belirlenmekte, vites yol eğimine ve ondaki hıza uygun olarak seçilmektedir. Bu sistem özellikle yolun eğiminin sürekli değiştiği dağlık alanlarda otomatik vitesli araçlarda konforu ve sistem verimliliğini arttırmak amacıyla tasarlanmıştır.

3. ARAÇ GÜÇ AKTARMA ORGANLARI VE SİMÜLASYON MODELLERİNİN OLUŞTURULMASI

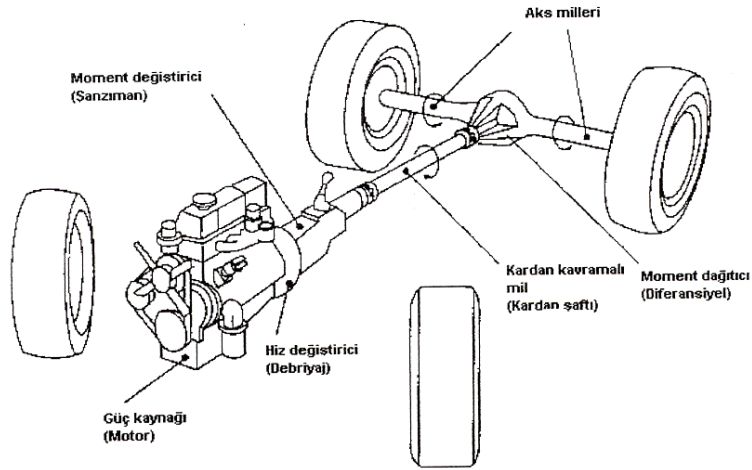
Günümüzde en önemli mühendislik tasarım problemlerinin başında, gerçek sistemi en doğru şekilde ifade edecek bilgisayar modelinin oluşturulması gelmektedir. Bu problem aşıldıktan sonra sistemin geliştirilmesi için harcanacak zaman ve para miktarı büyük oranda azaldığı gibi daha üst düzeyde performans sergileyen sistemlerin elde edilmesi de kolaylaşmaktadır. Günümüz otomotiv endüstrisinde sürüş konforu ve güvenliği, yakıt ekonomisi ve egzoz emisyonları geliştirilmeye çalışılan en önemli özelliklerdir. Bu özelliklerin geliştirilmesi için üzerinde en çok emek ve para harcanan sistemler ise motor ve güç aktarma organlarıdır. Çünkü bu sistemler ses, titreşim, dayanıklılık ve yakıt ekonomisini en çok etkileyen sistemlerdir. Ayrıca taşıt tasarımında konsept belirleme sürecinde en önemli çalışmalardan birisi de motor ve aktarma organları konfigürasyonudur. Değişik eşleştirmeler içerisinde en uygun olanının projenin ilk safhalarında belirlenmesi, yüklü miktarda geliştirme masrafı yaptıktan sonra geriye dönüp konfigürasyon değiştirme olasılığını ortadan kaldırarak taşıt geliştirme sürecindeki maliyet ve zaman risklerini minimize etmektedir. Motorun seçilmesi ya da tasarlanması aşamasından sonra müşteri beklentilerini tatmin eden ve ülke şartlarına en uygun taşıt konfigürasyonunun oluşturulması uygun aktarma organları tanımlanması ile mümkündür. Tez çalışmasında ağır ticari taşıtların yakıt tüketiminin ASS ile değişiminin incelenmesi nedeniyle motor ve güç aktarma organları ayrı bir önem taşımaktadır. Ağır ticari taşıtlar, günümüzde kullanılan çoğu binek taşıtın aksine arka tekerleklerinden tahrik edilmekte ve bunun neticesinde motor ile tahrik tekerlerinin arasındaki mesafe artmaktadır. Buna ek olarak taşıtın yükü ile birlikte ağırlığının 25 tondan fazla olması motor ve güç aktarma organlarının tasarım ve işletme açısından önemini bir kat daha arttırmaktadır.

Tüm bu kriterler göz önünde bulundurulduğunda ağır ticari taşıt üzerine yapılacak bu çalışmada, motorun ve güç paketinin en doğru şekilde modellenmesi zorunluluğunu

ortaya koymaktadır. Bu amaçla bu bölümde öncelikle güç paketi kavramı ve tüm organlar tek tek tanıtılacak ardından oluşturulan üç farklı model anlatılacaktır. Modellerin oluşturulmasından sonra en doğru sistem parametrelerine ulaşmak için gerçekleştirilen deneysel çalışma anlatılacak ve ardından parametre belirleme çalışması üzerinde durulacaktır. En son olarak parametre belirleme çalışmasına ait sonuçlar simülasyon sonuçları ile birlikte sunulacaktır.

3.1 Güç Aktarma Organlarının Genel Tanıtımı

Güç aktarma organları, güç kaynağının ürettiği kullanılabilir enerjiyi nihai uygulama noktasına (zemine) ileten parçaların oluşturduğu sistemdir. Aktarma organlarının ana elemanları; güç kaynağı olan motordan sonra kavrama (debriyaj), vites kutusu (transmisyon veya şanzıman), kardan mili (kardan kavramalı mil veya şaft), diferansiyel, aks (tahrik mili) ve tekerleklerdir (Şekil 3.1).



Şekil 3.1. Güç aktarma organları [27]

Farklı sürüş koşullarında oluşan farklı tahrik taleplerini karşılayabilmek için motor ve güç aktarma organları değişik moment ve hız bileşimlerini üretebilmelidir. Bu noktada motorun hız-tork bağıntısındaki zaafılar ve sınırlar, aktarma organları tarafından dengelenmelidir. Güç/ağırlık oranı düşük olan taşıtlarda aktarma organları bu esnekliğe daha fazla katkıda bulunmalıdır. Aktarma organlarının içten yanmalı motorlarla ilgili iki ana görevi vardır:

1. Motor ancak belli bir devir sayısının üzerinde moment ve güç verebilmektedir. Ancak taşıtın sıfır hızından itibaren başlangıç için büyük momente gereksinmesi vardır. Bu devir sayısı boşluğunun doldurulması gereklidir.
2. Motorun moment ve güç karakterleri taşıt için gerekli olan ideal karakterden farklıdır. Bu farklılığın dönüştürücüler kullanılarak giderilmesi gerekir.

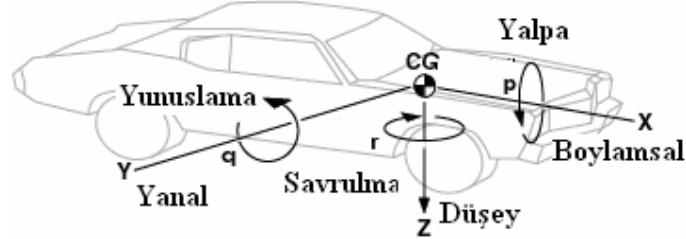
Bu iki fonksiyonu yerine getirmek üzere hız değiştiriciler (debriyaj kavramaları) ve moment değiştiriciler (vites kutuları ve dişli grupları) kullanılmaktadır. Diğer bir ifadeyle; motor hız aralığının, tüm taşıt yol hızı aralıklarına denk düşürülmesi işi aktarma organlarının görevidir.

Taşıtların güç aktarma organlarının sağlaması gereken özellikler Çetinkaya'ya [28] göre aşağıda belirtilmiştir.

- Durur halden tanımlanan azami hıza kadar tüm hız aralıklarında taşıtı tahrik edebilmelidir.
- Tanımlanan azami yukarı eğimde taşıtı makul bir süratle tahrik edebilmelidir.
- Kalkış için tanımlanan azami eğimde taşıtı harekete geçirebilmelidir.
- Gerektiğinde taşıtın yavaşlatılmasına katkıda bulunabilmelidir.
- Elektrik üretici, klima kompresörü, fren vakum pompası, hava kompresörü, hidrolik pompalar gibi ilave ekipmanları tahrik edebilmelidir.
- Gerektiğinde römork ya da yan römork çekebilmelidir.
- Virajlarda güç dağıtımını ve tekerlek hızlarını dengeleyebilmelidir.
- Kalkışlarda ve yokuşta yüksek tork talebi söz konusuysa, taşıtın istenen maksimum hızda seyir dirençlerini yenebilecek büyüklükte tork üretmesi gerekmektedir.

Yukarıda sıralanan özellikleri sağlayacak güç aktarma organlarının görevleri ve bunlara ait genel denklemler aşağıda ayrı ayrı belirtilmiştir. Çalışmanın bu kısmında taşıtın güç ve aktarma organlarının modellenmesi ve simülasyonunun yapılması hedeflediğinden taşıtın yalnızca boylamsal yöndeki hareketleri incelenmiştir.

Modelleme çalışması esnasında koordinat sistemi olarak SAE'ye (Society of Automotive Engineers) göre şasi eksen takımı kullanılmıştır. Bu koordinat sistemi ve bu eksen takımı üzerinde şasi hareketleri aşağıda Şekil 3.2 olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.2. SAE standartlarına göre araç eksen takımı [27]

3.1.1 Motor

Termik ve mekanik verimlerinin yüksek olması, maksimum tork ve maksimum güç verecek şekilde daha uzun çalışabilmeleri ve daha uzun ömürlü olmalarından dolayı karma çevrimle çalışan içten yanmalı dört zamanlı motorlar taşıtlarda sıklıkla kullanılmaktadır.

Günümüz dizel motorlarında sabit hacim ve sabit basınçta yanmayla çalışan karma çevrimi kullanılmaktadır. Turbo ve ara soğutucu sistemler kullanımı sayesinde verim ve süpürme güç/süpürme hacmi oranı artmıştır.

Günümüzde yakıt ekonomisi, egzoz emisyon ve gürültü standartlarının giderek daha ağırlaştırılıyor olması, hava soğutmalı motorları ortadan kaldırmaktadır. Yine aynı nedenlerden dolayı konvansiyonel pompadan enjeksiyon kontrolü de yerini elektronik enjeksiyon kontrol sistemlerine bırakmaktadır. “Özellikle 16 ton üstü taşıtlarda neredeyse standart özellik olarak ortaya çıkan "seyir kontrolü" ve "hız sınırlama" sistemleri genelde taşıtın, özelde de motorun elektronik kontrol sistemlerini daha da karmaşıklştırmaktadır” [29]. Amerika ve Avrupa’da ağır ticari taşıtlara getirilmesi öngörülen yeni egzoz emisyonu standartları elektronik sistemleri motorun ana elemanlarından biri haline getirdiği gibi daha karmaşık kontrol yöntemlerini de gerekli kılmaktadır. Bu özellikler yakın gelecekte kaçınılmaz olarak ülkemiz taşıt üreticileri için de bir zorunluluk olacaktır. Motorun performans karakteristikleri tork-motor hızı, güç-motor hızı grafikleriyle ve yakıt sarfiyatı-motor hızı eğrileri ailesi grafiğiyle verilir.

Aşağıda çalışmada kullanılmak üzere seçilen ağır hizmet dizel motorunun temel parametreleri kullanılarak diğer parametrelerinin hesabı gerçekleştirilmiştir. Seçilen motor ülkemizde bir ağır ticari taşıtta kullanılmakta olan bir ağır hizmet dizel motorunun benzeridir.

3.1.1.1 Motor Parametrelerinin Hesabı

Belirlenen motor ana parametreleri aşağıda Tablo 3.1 olarak sunulmuştur.

Tablo 3.1. Motor ana parametreleri

Sıkıştırma oranı	ε	17,4
Hava fazlalık katsayısı (HFK)	λ_m	1,8
Volümetrik verim	η_v	0,9
Silindir sayısı	i	6
Aşırı doldurma basınç oranı	$\alpha_m = p_k/p_0$	1,5
Piston ortalama hızı	w_p	9,92 m/s

➤ Hesaplanan Parametreler

1. Yakıt

Yakıtın alt ısı değeri [30]'dan $H_u = 42440$ kJ/kg olarak belirlenmiştir.

2. Yakıt-Hava Karışımı (veya Hava) Miktarı

1 kg yakıtın tam yanması için gerekli teorik hava miktarı kütle ve hacimsel olarak [31]'de verilen formüllerle aşağıda hesaplanmıştır.

$$\ell_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) \text{ kg hava/kg yakıt} \quad (3.1)$$

$$\ell_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} * 0,87 + 8 * 0,126 - 0,004 \right) = 14,452 \text{ kg hava/kg yakıt} \quad (3.2)$$

$$L_o = \frac{1}{0,208} (C/12 + H/4 - O/32) \text{ kmol hava/kg yakıt} \quad (3.3)$$

$$L_o = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,49939 \text{ kmol hava/kg yakıt} \quad (3.4)$$

Yakıt-hava karışımındaki gerçek hava miktarı aşağıda hesaplanmıştır.

$$\ell = \lambda_m \cdot \ell_o \text{ kg hava/kg yakıt} \quad (3.5)$$

$$\ell = 1,8 * 14,452 = 26,0139 \text{ kg hava/kg yakıt} \quad (3.6)$$

$$L = \lambda_m \cdot L_o \text{ kmol hava/kg yakıt} \quad (3.7)$$

$$L = 1,8 * 0,49939 = 0,898902 \text{ kmol hava/kg yakıt} \quad (3.8)$$

Taze dolgu yakıt-hava karışımı 1 kg yakıt artı havadan oluştuğu için kütleli (m_1) ve mol (M_1) miktarı aşağıdaki ifadeler yardımıyla hesaplanmıştır.

$$m_1 = 1 + \ell = 1 + \lambda_m \cdot \ell_o, \text{ kg/1kg yakıt} \quad (3.9)$$

$$m_1 = 1 + 26,0136 = 27,0136, \text{ kg/1kg yakıt} \quad (3.10)$$

$$M_1 = \frac{1}{m_y} + L = \frac{1}{m_y} + \lambda_m \cdot L_o, \text{ kmol/1kg yakıt} \quad (3.11)$$

Yakıtın molekül kütlesi $m_y = 190$ ise

$$M_1 = \frac{1}{190} + 0,898902 = 0,904165 \text{ kmol/1kg yakıt'dır.} \quad (3.12)$$

Artık gazlar katsayısı $\gamma_r = 0,025$ kabul edilerek; taze dolgu M_1 ve artık gazlardan M_r (egzoz sürecinde atılamayan yanma ürünleri) oluşan iş karışımı miktarı hesaplanmıştır.

$$M_a = M_1 + M_r \text{ kmol/kg yakıt veya} \quad (3.13)$$

$$M_a = M_1 + \gamma_r M_1 = M_1(1 + \gamma_r) \text{ kmol/1kg yakıt ile} \quad (3.14)$$

$$M_a = 0,904165 * (1 + 0,025) = 0,926769 \text{ kmol/1kg yakıt'dır.} \quad (3.15)$$

3. Yanma Ürünlerin Bileşim Miktarı

Dizel motorda tam yük dışında fakir yakıt-hava karışımı ($\lambda > 1$) kullanıldığından karbondioksit (CO_2), su buharı (H_2O) ve azot (N_2) bileşimleri ile artık oksijen (O_2) de vardır. Buna göre sıvı yakıtın yanma ürün miktarı $\lambda \geq 1$ iken;

$$\begin{aligned} M_2 &= M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = \\ &= C/12 + H/2 + (\lambda_m - 0,208)L_o \text{ kmol/kg yakıt} \end{aligned} \quad (3.16)$$

$$\begin{aligned}
M_{CO_2} &= C / 12 = 0,87 / 12 = 0,0725 \\
M_{H_2O} &= H / 2 = 0,126 / 2 = 0,063 \\
M_{O_2} &= 0,208(\lambda_m - 1)L_O = 0,208 * (1,8 - 1) * 0,49939 = 0,0830984 \\
M_{N_2} &= 0,792\lambda_m L_O = 0,792 * 1,8 * 0,49939 = 0,711930
\end{aligned} \tag{3.17}$$

sonuçları kullanılarak;

$$\begin{aligned}
M_2 &= M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} \\
&= 0,0725 + 0,063 + 0,0830984 + 0,711930 \\
&= 0,930528 \text{ kmol/kg yakıt}
\end{aligned} \tag{3.18}$$

elde edilir.

Yanma sırasında bağıl hacim değişimi, yanma ürünleri mol miktarının yakıt-hava karışımı mol miktarı oranına eşit olan, yakıt-hava karışımının kimyasal moleküler değişim katsayısı μ_o büyüklüğü ile tanımlanır ve değer aşağıda hesaplanmıştır.

$$\mu_o = M_2 / M_1 \tag{3.19}$$

$$\mu_o = \frac{0,930528}{0,904165} = 1,029157 \tag{3.20}$$

➤ Çevre ve Artık Gaz Parametreleri

Aşırı doldurma olmadığında normal atmosfer basıncı ve sıcaklığı çevre parametreleri olarak kabul edilirler; buna göre $p_o = 0,1 \text{ MPa}$ ve $T_o = 293 \text{ K}$ 'dir.

Motorda orta basınçlı aşırı doldurma olduğu bilindiği için $p_k = 2 * p_o = 0,2 \text{ Mpa}$

kabulü yapılır. Doldurucu sıkıştırma politrop üssü $n_k = 1,6$ alınırsa kompresör çıkışındaki hava sıcaklığı aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$T_k = T_o (p_k / p_o)^{(n_k - 1) / n_k} \text{ K} \tag{3.21}$$

$$T_k = 293 * (2)^{\frac{(1,6-1)}{1,6}} = 379,9739 \text{ K} \tag{3.22}$$

Taze dolgu yoğunluğu da kompresör çıkışındaki hava sıcaklığına bağlı olarak hesaplanır.

$$\rho_k = p_k \cdot 10^6 / (287 \cdot T_k), \text{ kg/m}^3 \quad (3.23)$$

$$\rho_k = 0,2 \cdot 10^6 / (287 \cdot 379,9739) = 1,8339, \text{ kg/m}^3 \quad (3.24)$$

Artık gaz parametreleri (p_r , T_r) benzer-prototip motor bilgilerinden kabul edilirse aşağıdaki amprik ifadelere dayanan değerler elde edilir.

$$p_r = (0,75 \div 0,98) p_k, \text{ MPa} \quad (3.25)$$

$$p_r = (0,85) \cdot 0,2 = 0,17 \text{ MPa} \quad (3.26)$$

$$T_r = 700 \text{ K} \quad (3.27)$$

➤ Gerçek Çevrimlerin Termodinamiği

1. Emme Süreci

Aşırı doldurma olduğundan

$$p_a = [(T_k + \Delta T)(\varepsilon - 1)p_k \eta_v + p_r T_k] / \varepsilon T_k, \text{ Mpa} \quad (3.28)$$

ifadesi ve dizel motorlarında aşırı doldurma olduğunda $\Delta T = 10 \text{ K}$ kabulü ile

$$p_a = \frac{1}{17,4 \cdot 379,9739} \left[(379,9739 + 10) \cdot (17,4 - 1) \right] \cdot 0,2 \cdot 0,9 + 0,17 \cdot 379,9739 \quad (3.29)$$

$$p_a = 0,18389 \text{ MPa}$$

emme süreci sonu iş gazı basıncı p_a elde edilir. Artık gazlar katsayısı ise aşağıdaki ifade ile hesaplanır.

$$\gamma_r = p_r (T_o + \Delta T) / T_r (\varepsilon p_a - p_r) \quad (3.30)$$

$$\gamma_r = 0,17 \cdot (379,9739 + 10) / 700 \cdot (17,4 \cdot 0,18389 - 0,17) = 0,0313 \quad (3.31)$$

Emme sonu iş gazı sıcaklığı T_a aşırı doldurma olduğundan aşağıdaki ifade ile hesaplanarak bulunur.

$$T_a = (T_k + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r), \text{ K} \quad (3.32)$$

$$T_a = (379,9739 + 10 + 0,0313 \cdot 379,9739) / (1 + 0,0313) = 399,3716 \text{ K} \quad (3.33)$$

2. Sıkıştırma Süreci

Adyabatik üs;

$$k_1 = mc_p / mc_v = 1 + 8,315 / (mc_v)_{t_o}^{t_c} \quad (3.34)$$

iken, $(mc_v)_{t_o}^{t_c}$ - yakıt-hava karışımının ortalama mol özgül ısısıdır ve

$$(mc_v)_{t_o}^{t_c} = 20,6 + 0,002638(T_c - 273), \text{ kJ/kmol'deg' dir.} \quad (3.35)$$

$T_c = 1000K$ kabulü ile hesap yapılır ise

$$(mc_v)_{t_o}^{t_c} = 20,6 + 0,002638(1000 - 273) = 22,5178 \text{ kJ/kmol'deg} \quad (3.36)$$

$$k_1 = 1 + 8,315 / (mc_v)_{t_o}^{t_c} = 1 + \frac{8,315}{22,5178} = 1,3693 \quad (3.37)$$

olarak elde edilir. Dizel motorlarında $n_1 = (k_1 + 0,02) \div (k_1 - 0,02)$ ifadesinden

$$n_1 = (k_1 - 0,02) = 1,3693 - 0,02 = 1,3493 \quad (3.38)$$

elde edilir. Sıkıştırma sonu basınç (p_c) ve sıcaklık (T_c) aşağıda elde edilmiştir.

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0,18389 * 17,4^{1,3449} = 8,6773 MPa \quad (3.39)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 400,180 * 17,4^{0,33449} = 1083,0666 K \quad (3.40)$$

3. Yanma Süreci

Dizel motorlarında yanma için "Yanma Denklemi" ni yazarsak;

$$\frac{\xi_z H_u}{(1/m_y + \lambda_m L_o)(1 + \gamma_r)} + [(mc_v)_{t_o}^{t_c} + 8,315\lambda] T_c + 2270(\lambda_m - \mu) = \mu (mc_p)_{t_o}^{t_c} T_z \quad (3.41)$$

buradaki $(mc_v)_{t_o}^{t_c} = A_2 + B_2 t_z$ yanma ürünlerinin ortalama mol özgül ısısıdır, (birimi kJ/kg.deg) olarak 3.42 denklemi ile ifade edilir.

$$(mc_v)_{t_o}^{t_z} = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} (mc_{vCO_2})_{t_o}^{t_z} + M_{CO} (mc_{vCO})_{t_o}^{t_z} + M_{H_2} (mc_{vH_2})_{t_o}^{t_z} + M_{H_2O} (mc_{vH_2O})_{t_o}^{t_z} + M_{O_2} (mc_{vO_2})_{t_o}^{t_z} + M_{N_2} (mc_{vN_2})_{t_o}^{t_z} \right] \quad (3.42)$$

formülünde yanma ürünlerinin belli sıcaklık sınırları aralığında ($t_o \div t_z$ °C) ortalama mol özgül ısısını [30]'dan sayfa 23, Tablo 1.6'dan alınmıştır.

Buna göre

$$(mc_v)_{t_o}^{t_z} = \frac{1}{0,930528} \left[\begin{array}{l} 0,0725 * (39,123 + 0,003349 t_z) + \\ 0,063 * (26,67 + 0,004438 t_z) + \\ 0,711930 * (21,951 + 0,001457 t_z) + \\ 0,0830984 * (23,723 + 0,00155 t_z) \end{array} \right] \quad (3.43)$$

$$= 23,7666 + 1,814564 \cdot 10^{-3} t_z$$

bulunur. Dizel motorlarında $\xi_z = 0,80 \div 0,95$ sınırları arasında değişmektedir, $\xi_z = 0,75$ seçilir. Yanma ürünlerin sabit basınçtaki ısı değeri:

$$(mc_p)_{t_o}^{t_z} = (mc_v)_{t_o}^{t_z} + 8,315, \text{ kJ/kmol}^\circ\text{deg'den} \quad (3.44)$$

$$(mc_p)_{t_o}^{t_z} = 23,7666 + 1,814564 \cdot 10^{-3} t_z + 8,315 = \quad (3.45)$$

$$= 32,0816 + 1,8145 \cdot 10^{-3} t_z \text{ kJ/kmol}^\circ\text{deg}$$

bulunur.

Dizel motorlarında yanma termodinamiğinin birinci kanununa göre yanma denklemi [30]'dan;

$$\frac{\xi_z H_u}{(1/m_y + \lambda_m L_o)(1 + \gamma_r)} + [(mc_v)_{t_o}^{t_c} + 8,315 \lambda_m] T_c + 2270(\lambda_m - \mu) \quad (3.46)$$

$$= \mu (mc_p)_{t_o}^{t_z} T_z$$

ifadesini kullanarak hesaplama yapılırsa;

$$\frac{0,75 \cdot 42440}{(1/190 + 1,8 \cdot 0,49939)(1 + 0,0313)} + \left[23,7666 + 1,814564 \cdot 10^{-3} t_z + 8,315 \cdot 1,8 \right] \cdot (1083,0666 - 273) + 2270 \cdot (1,8 - 1,029157) = 1,029157 \cdot \left[32,0816 + 1,8145 \cdot 10^{-3} t_z \right] t_z \quad (3.47)$$

denkleminde elde edilir. Bu denklem sadeleştirilerek ifade edilirse

$$1,867469 \cdot 10^{-3} t_z^2 + 31,54707 t_z - 67262,66 = 0 \quad (3.48)$$

denkleminde elde edilir. Bu denklemin kökleri;

$$\begin{aligned} t_{z1} &= -18809 \\ t_{z2} &= 1915^0 C \end{aligned} \quad (3.49)$$

olarak bulunur, burada kullanılacak kök $t_{z2} = 1915^0 C = 2188 K$ köküdür.

Yanma sonu basıncı;

$$p_z = p_z' = \alpha_m \cdot p_C, \text{ MPa} \quad (3.50)$$

$$p_z = p_z' = 2 \cdot 8,6773 = 13,0160 \text{ MPa'dır} \quad (3.51)$$

Sabit basınçta hacim artış oranı;

$$\rho = \mu T_z / \alpha_m T_C \quad (3.52)$$

$$\rho = \frac{1,029155 \cdot 2188}{1,5 \cdot 1083,0666} = 1,3861 \text{ 'dir.} \quad (3.53)$$

4. Genişleme Süreci

Genişleme oranı aşağıdaki ifade yardımı ile hesaplanarak

$$\delta = V_b / V_z = \varepsilon / \rho \quad (3.54)$$

$$\delta = \varepsilon / \rho = 17,4 / 1,3861 = 12,5533 \quad (3.55)$$

bulunur. Dizel motorlarında $T_b = 1000 \div 1200 K$ iken $T_b = 1200 K = 927^0 C$ kabul edilmiştir. Buna göre aşağıdaki değer elde edilir.

$$(mc_v)_{t_o}^{t_z} = 23,7666 + 1,814564 \cdot 10^{-3} t_b \text{ kJ/kmol.deg} \quad (3.56)$$

$$(mc_v)_{t_o}^{t_z} = 23,7666 + 1,814564 \cdot 10^{-3} * 927 = 25,4487 \text{ kJ/kmol.deg} \quad (3.57)$$

Adyabatik üssü;

$$k_2 = 1 + 8,315 / (mc_v)_{t_o}^{t_b} \quad (3.58)$$

$$k_2 = 1 + 8,315 / 25,4487 = 1,3267 \text{ 'dir} \quad (3.59)$$

Genişleme politropik üssü $n_2 = k_2 - (0,01 \div 0,02)$ 'den

$$n_2 = 1,3267 - (0,02) = 1,3067 \text{ 'dir} \quad (3.60)$$

Dizel motorlarında (V = sabit ve p = sabit):

$$p_b = p_z \frac{1}{\delta^{n_2}} = 13,0160 * \frac{1}{12,5533^{1,3067}} = 0,4772 \text{ MPa} \quad (3.61)$$

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 2188 * \frac{1}{12,5533^{0,3067}} = 1006,99 \text{ K} = 733,99 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.62)$$

olarak elde edilir. Kabulün kontrol edilip düzeltilmesi için bulunan değer yerine konur ise;

$$(mc_v)_{t_o}^{t_z} = 23,7666 + 1,814564 \cdot 10^{-3} t_b \text{ kJ/kmol.deg} \quad (3.63)$$

$$\begin{aligned} (mc_v)_{t_o}^{t_z} &= 23,7666 + 1,814564 \cdot 10^{-3} t_b * 733,99 \\ &= 25,5939 \text{ kJ/kmol.deg} \end{aligned} \quad (3.64)$$

elde edilir. Adyabatik üssü;

$$k_2 = 1 + 8,315 / (mc_v)_{t_o}^{t_b} \quad (3.65)$$

$$k_2 = 1 + 8,315 / 25,5939 = 1,3249 \text{ 'dir} \quad (3.66)$$

Genişleme politropik üssü $n_2 = k_2 - (0,01 \div 0,02)$ 'den

$$n_2 = 1,3245 - (0,02) = 1,3049 \text{ 'dur.} \quad (3.67)$$

Dizel motorlarında (V = sabit ve p = sabit):

$$p_b = p_z \frac{1}{\delta^{n_2}} = 13,0160 * \frac{1}{12,5533^{1,3049}} = 0,4794 \text{ MPa} \quad (3.68)$$

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 2188 * \frac{1}{12,5533^{0,3049}} = 1011,7269 \text{ K} = 738,7269 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.69)$$

olarak elde edilir.

5. Egzoz Süreci

$$T_{r'} = T_b / \sqrt[3]{p_b / p_r} \quad (3.70)$$

$$T_{r'} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b / p_r}} = \frac{1011,7269}{\sqrt[3]{0,4772 / 0,17}} = 716,0957 \text{ K} \quad (3.71)$$

Tayin edilen Tr değeri ile $T_{r'}$ karşılaştırılırsa;

$$\Delta = 100(T_{r'} - T_r) / T_r \quad (3.72)$$

$$\Delta = 100(716,0957 - 750) / 750 = 2,2994 \leq 5 \quad (3.73)$$

olduğu için uygun olduğu kabul edilir.

➤ Motorun İndike Parametreleri

Motorun indike parametreleri; ortalama indike basıncı p_i , endike gücü N_i , indike verimi η_i ve indike özgül yakıt tüketimi g_i 'dir.

Dizel motorlarında ortalama endike basıncın teorik değeri (V = sabit ve p = sabit teorik çevrimde);

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\alpha_m (\rho - 1) + \frac{\alpha_m \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \text{ Mpa} \quad (3.74)$$

$$p_i' = \frac{8,6773}{17,4-1} \left[\frac{1,5(1,3861-1) + \frac{1,5*1,3861}{1,3049-1} \left(1 - \frac{1}{12,5533^{1,3049-1}} \right)}{-\frac{1}{1,3493-1} \left(1 - \frac{1}{17,4^{1,3493-1}} \right)} \right] \quad (3.75)$$

$$p_i' = 1,2899 \text{ MPa}$$

olarak hesaplanır. Emme ve egzoz süresince pompalama kayıplarının ortalama basıncı;

$$\Delta p_i = p_r - p_a \quad (3.76)$$

$$\Delta p_i = 0,17 - 0,1839 = -0,0139 \text{ 'dir} \quad (3.77)$$

Yuvarlatma katsayısı dizel motorlarında $\nu = 0,92 \div 0,95$ iken $\nu = 0,95$ seçilmiştir. Gerçek çevrimin ortalama endike basıncı;

$$p_i = \nu p_i' - \Delta p_i, \text{ MPa} \quad (3.78)$$

$$p_i = 0,95 * 1,2899 - (-0,0139) = 1,2393, \text{ MPa'dır} \quad (3.79)$$

Benzer motorun katalog gücü 240 PS = 173 kW olarak belirtilmiştir. Aşağıdaki ifadeler yardımı ile indike parametrelerin hesabı yapılmıştır.

İndike güç:

$$N_i = \frac{p_i V_{hin}}{30\tau}, \text{ kW} \quad (3.80)$$

$$N_i = \frac{1,2393 * 7330.10^{-3} * 2400}{30 * 4} = 171,6840 \text{ kW} \quad (3.81)$$

İndike verim:

$$\eta_i = \frac{p_i \ell_o \lambda_m}{H_u \rho_k \eta_v} \quad (3.82)$$

$$\eta_i = \frac{1,2393.10^3 * 14,452 * 1,8}{42440 * 1,8340 * 0,9} = 0,4602 \quad (3.83)$$

İndike özgül yakıt tüketimi:

$$b_i = \frac{3600}{H_u \eta_i}, \text{ g/kW'saat} \quad (3.84)$$

$$b_i = \frac{3600}{42440 * 0,4602} \cdot 10^3 = 184,3109 \text{ g/kW'saat} \quad (3.85)$$

➤ Efektif Parametreler

Motorun efektif parametreleri; ortalama efektif basınç p_e , efektif güç N_e , döndürme momenti M_e , mekanik verim η_m , efektif verim η_e ve efektif özgül yakıt tüketimi g_e 'dir.

$p_m = p_m' + \Delta p_i$ - mekanik (sürtünme ve yardımcı mekanizmalara giden) ve pompalama kayıpları içeren ortalama mekanik basınç ise ilk tasarım hesaplarında p_m , motor silindir sayısı, S/D (strok/çap) oranı ve ortalama piston hızına w_p bağlı olarak ampirik yoldan $i \leq 6$ ve S/D = 1 için p_m ;

$$p_m = 0.089 + 0.0118 w_p, \text{ MPa} \quad (3.86)$$

ifadesi ile bulunur.

Burada, $w_p = 8 \div 14$ m/s sınırlar arasında olup hesabı aşağıdaki formülle yapılır.

$$w_p = \frac{n.S}{30} \quad (3.87)$$

Seçilen motorun stroğu 124 mm için hız maksimum güç devri 2400 d/d'da;

$$w_p = \frac{2400 * 124 \cdot 10^{-3}}{30} = 9,92 \text{ m/s} \quad (3.88)$$

$$p_m = 0.089 + 0.0118 * 9,92 = 0,2061 \text{ MPa'dır.} \quad (3.89)$$

Ortalama efektif basınç;

$$p_e = p_i - p_m, \text{ MPa} \quad (3.90)$$

$$p_e = 1,2393 - 0,2060 = 1,0333 \text{ MPa'dır.} \quad (3.91)$$

Yuvarlatma katsayısı dizel motorlarında $\nu = 0.92 \div 0.95$ iken $\nu = 0.95$ seçilmiştir.

Endike ortalama basınç hesabı için aşağıdaki ifade kullanılarak değer elde edilir.

$$p_i = \nu p'_i, \text{ MPa} \quad (3.92)$$

$$p_i = 0,95 * 1,2393 = 1,2254 \text{ MPa} \quad (3.93)$$

Efektif güç:

$$N_e = \frac{p_e V_h \dot{n}}{30\tau}, \text{ kW} \quad (3.94)$$

$$N_e = \frac{1,0333 * 7330.10^{-3} * 2400}{30 * 4} = 151,4762 \text{ kW} \quad (3.95)$$

Döndürme momenti:

$$M_e = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n} = 9554,14 \frac{N_e}{n}, \text{ Nm} \quad (3.96)$$

$$M_e = \frac{30 \cdot 10^3}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n} = 9554,14 \frac{151,4762}{1400} = 1033,2077, \text{ Nm} \quad (3.97)$$

Seçilen motorun katalog değeri 1400 d/d'da 1100 Nm torktur.

Mekanik verim:

$$\eta_m = p_e / p_i = 1 - p_m / p_i \quad (3.98)$$

$$\eta_m = 1 - 0,2060 / 1,2254 = 0,8318 \quad (3.99)$$

Efektif verim:

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i \quad (3.100)$$

$$\eta_e = 0,8318 * 0,4602 = 0,3828 \quad (3.101)$$

Efektif özgül yakıt tüketimi:

$$b_e = \frac{3600}{H_u \eta_e} \cdot 10^3, \text{ g/kWsaat} \quad (3.102)$$

$$b_e = \frac{3600}{42440 \cdot 0,3828} \cdot 10^3 = 221,5675 \text{ g/kWsaat} \quad (3.103)$$

Saatteki yakıt tüketimi:

$$G_y = N_e \cdot b_e \cdot 10^{-3}, \text{ kg/saat} \quad (3.104)$$

$$G_y = 155 \cdot 221,5675 \cdot 10^{-3} = 33,5622 \text{ kg/saat} \quad (3.105)$$

olarak hesaplanır.

3.1.1.2 Güç Aktarma Organları İçin Motor Denklemleri

Buraya kadar sadece motorun modellenmesi için gerekli olan denklemler elde edilmiş ve parametreler belirlenmiştir. Motorun güç aktarma organları içinde modellenmesi için aşağıdaki denklemler kullanılmıştır.

Motorun çıkışı; yanmadan kaynaklanan (M_m), motor içi sürtünmelerden kaynaklanan ($M_{fric,m}$) ve debriyajdan gelen (M_c) ye bağlıdır. $\dot{\theta}_m$ motor tahrik milinin açısal hızı, J_m motorun ataleti olmak üzere, Newton'un ikinci yasasına dayanarak;

$$J_m \ddot{\theta}_m = M_m - M_{fric,m} - M_c \quad (3.106)$$

denklemini yazılır. Sonuç olarak

$$M_m = f_m(M_{fric,m}, M_c, \theta_m, \dot{\theta}_m) \quad (3.107)$$

fonksiyonu ifade edilebilir.

Ağır hizmet dizel motoruna ait üç boyutlu “Devir-Gaz Kelebeği Açısı-Tork” grafiği ve motor devrine bağlı motor iç sürtünme değerleri dördüncü bölümde verilmiştir.

3.1.2 Kavrama (Hız Değiştirici veya Debriyaj)

Döner haldeki bir parçanın hareketini aynı eksen üzerinde bulunan diğeri bir parçaya iletmek veya iletilmekte olan bu hareketi istendiğı zaman durdurmak amacıyla kullanılan tertibata kavrama adı verilir. Konumuz olan ve motorlu taşıtlarda kullanılan kavramalar, krank mili ekseninde olmak üzere motorla vites kutusu arasına bağlanmış olup, motordan vites kutusuna hareket iletimini sağlar ve istendiğı zaman, motor çalışmasına devam ettiğı halde, bu hareket iletimini durdurur. Motorun belirli bir hızın altında çalışmamasından dolayı, taşıtın ilk hareketlenmesi sırasında motorla tahrik sisteminin diğeri elemanları arasında torku iletip açısal hız farkına olanak tanıyan bir kavramaya ihtiyaç vardır.

Motor çalışır durumda iken kavrama kavramış olursa hareket motordan vites kutusuna iletilir. Aynı anda, vites kutusu vites durumunda ise motorun hareketi tekerleklerle kadar iletilir ve taşıt harekete geçer. Kavrama ayrılmış durumda (hareket iletmez durumda) olduğı zaman motorun hareketi vites kutusuna geçemez ve vites kutusu boş durumda olmasa dahi motorun hareketi vites kutusuna iletilmediğinden taşıtın hareketi mümkün olmaz. Bu durumda, vites kutusu vites durumunda olmasına rağmen, taşıt durur halde iken kavrama motorun çalışmasına imkan verir. Kavramanın geçici olarak motorla vites kutusu arasındaki bağlantıyı kesmesinin, vites kutusunda hız durumlarının değiştirilmesindeki önemi büyüktür. Güç iletimi durdurulmadan vites kutusu bir hız durumundan diğeri bir hız durumuna geçirilmek istenseydi, güç iletmekte olan iki dişli basınç altında olacağından bunların ayrılması oldukça güç olurdu. Vites kutusu boş duruma geldikten sonra, güç iletimi devam ederken istenen hız durumuna ait iki dişliyi kavrattırmaya çalışmak da dişlilerin de hasara uğramasına sebep olurdu. Çünkü büyük bir ihtimalle döndüren ve döndürülen dişlilerin çevre hızları birbirinden farklıdır. Bu durumdaki dişlilerin kavrattırılmaya teşebbüs edilmesiyle, dişlerin birbirine çarparak kırılmalarına sebep olunur. Kavrama hareket iletmez duruma getirilirse dişler üzerindeki basınç kalkacağından dişlerin birbirinden ayrılması kolay olur ve vites boş duruma gelince döndüren dişli serbest hale geleceğinden diğeri bir hız durumu için kavrattırılacak dişlilerin çevre hızlarının denkleştirilmesi mümkün olur. Bunun sonucu olarak dişliler kolayca kavrattırılır. Bundan sonra kavrama tekrar kavramış duruma

getirilerek motorun hareketi vites kutusu aracılığıyla bir başka oranda tekerleklerle iletilir.

Diğer taraftan bir taşıtın durur halden belirli bir hızdaki hareket haline hemen geçişi imkansızdır veya büyük bir sarsıntıya sebep olunur. Bunun gibi düşük bir hızdan daha yüksek bir hıza veya yüksek bir hızdan daha düşük bir hıza aniden geçişte de büyük bir sarsıntı meydana gelir ve hareketi ileten parçalar aşırı derecede zorlanarak hasara uğrarlar. Kavrama ilk hareket esnasında motorun hareketini vites kutusuna, dolayısıyla tekerleklerle, tedrici olarak iletir ve taşıtın harekete geçişi sarsıntısız olur. Aynı şekilde vites durumunun her değiştirilmesinden sonra motorla vites kutusunun tedricen bağlanmasını sağlayarak, taşıtın ani hızlanmasını veya ani yavaşlamasını, dolayısıyla sarsıntıları önleyerek hareket ileten parçaları hasara uğratmaktan korunmuş olunur ve taşıtta bulunanları oldukça rahatsız edici bir durum ortadan kaldırılır.

Kısaca, bir sürtünmeli kavrama olan hız değiştiricinin birincil fonksiyonu; taşıtın ihtiyacı olan moment karakteri ile içten yanmalı motorun moment karakteri arasındaki devir sayısı açığını kapatmaktır. Hız değiştiricinin ikincil fonksiyonu da, moment değiştirici kademesi değiştirilirken motorla moment değiştiricisinin bağlantısını keserek işleme olanak tanımaktır. Hız değiştiricisi bağlantıyı açarken de kaparken de kademeli şekilde devreye girip çıkarak geçişlerde motor hızı ile moment değiştirici hız farkını sönümleyerek eşitler. Hız değiştiricinin son fonksiyonu ise aşırı yüklemelerde hareket bağlantısını keserek motoru ve aktarma organlarını korumak ve motor titreşimlerinin diğer aktarma organlarına ve tekerleklerle iletilmesini önlemektir.

3.1.2.1 Kavrama Denklemleri

Debriyaj aşağıda denklemleriyle belirtilen 2 farklı şekilde modellenebilir.

1. Tamamen rijit bir debriyaj modeli olması durumunda;

$$M_c = M_t \text{ ve } \theta_m = \theta_c \quad (3.108)$$

denklemleri geçerlidir. Genel durumda debriyaj

$$M_c = M_t = f_c((\theta_m - \theta_c), (\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_c)) \quad (3.109)$$

şeklinde modellenir. Bu modelde iletilen moment, açısal konum ve açısal hız farkına bağlı olarak değişmektedir.

2. Lineer bir debriyaj modeli olması durumunda ise;

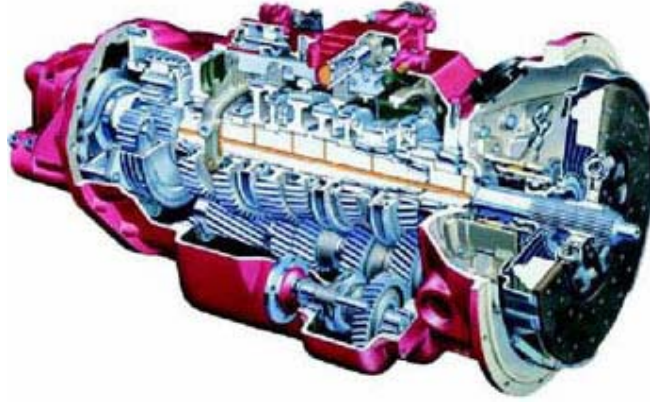
$$M_c = M_t = k_c(\theta_m - \theta_c) + c_c(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_c) \quad (3.110)$$

şeklindedir.

3.1.3 Şanzıman (Moment Değiştirici / Vites Kutusu)

İçten yanmalı motorun sağlayabileceği moment yapısı ile sınırlıdır. Motordan istenilen bütün tork değerlerini almak mümkün değildir. Ayrıca böyle bir motor aşırı derecede büyük olacağından pratikte yapıyı olanak dışıdır. Bu nedenle başka yollarla momenti arttırmak zorunludur. Aktarma organlarından şanzıman motordan alınan momenti çoğaltarak tekerleklerle iletirler ve bir bakıma tork değiştirici gibi çalışarak tekerleklerin ihtiyaç duydukları tork değerini sağlarlar. Şanzıman sisteminin başlıca görevleri; motorla teker arasındaki irtibatı keserek taşıtın hareket etmeden çalışmasını sağlamak, taşıta yol ve trafik durumuna göre uygun hızı vermek, taşıtı geri hareket ettirmek, taşıtın ilk harekete geçmesi, bir yokuşu çıkabilmesi veya çabuk bir şekilde hızlanabilmesi için gerekli tork veya hızı sağlamaktır.

Diğer bir ifade ile içten yanmalı motorlarda üretilen azami güç sabit olmayıp motor hızının bir fonksiyonudur. Genelde maksimum güç maksimum motor hızında ya da maksimuma çok yakın hızlarda üretilir. Motorların karakteristiklerinde farklılıklar olmakla beraber, genelde orta motor hızlarında maksimum tork üretilir. Düşük ve yüksek motor hızlarında üretilen tork daha azdır. Motorun tüm yol hızlarında taşıtı tahrik edebilmesi ve motor gücünün etkin kullanımı için taşıt tahrik sisteminde çok kademeli redüksiyon yapabilen moment değiştiriciler kullanılır. Kısaca moment değiştiricilerin ana fonksiyonu içten yanmalı motorlara ait güç ve moment karakteristiğini taşıta uygun hale getirmek, taşıt için çıkarılmış olan ideal karakteristiğe yaklaştırmaktır. Bir vites kutusunun iç yapısı Şekil 3.3’de gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Şanzıman [32]

3.1.3.1 Şanzıman Denklemleri

Şanzıman sistemi içerisindeki farklı çevrim oranları i_t ile sembolize edilirken, $M_{fric,t}$ şanzıman içi sürtünmeyi ifade etmek üzere şanzımanın modellenmesinde aşağıdaki fonksiyonel ilişki kullanılmıştır.

$$M_p = f_t(M_t, M_{fric,t}, \theta_c - \theta_t i_t, \dot{\theta}_c - \dot{\theta}_t i_t) \quad (3.111)$$

$(\theta_c - \theta_t i_t)$ ve $(\dot{\theta}_c - \dot{\theta}_t i_t)$ ifadelerinin modelde yer almasının nedeni burulmanın mildeki etkisinin modele katılmasıdır.

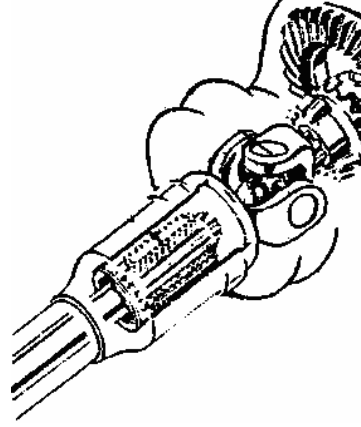
$$\theta_c = \theta_t i_t \quad (3.112)$$

$$J_t \ddot{\theta}_t = M_t i_t - b_t \dot{\theta}_t - M_p \quad (3.113)$$

$$\text{veya } J_t \ddot{\theta}_m = M_c i_t^2 - b_t \dot{\theta}_m - M_p i_t \quad (3.114)$$

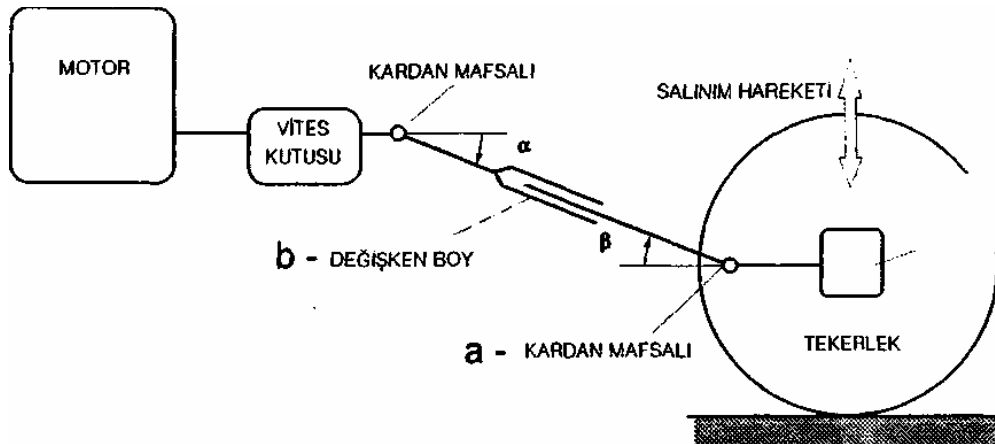
3.1.4 Kardan Mili

Genel olarak motorla, vites kutusu, aks dişli grubu ve tahrik tekerlekleri birbirlerine doğrudan bağlanmazlar. En azından bu aktarma organlarından bazıları arasındaki moment iletimi ara miller tarafından sağlanmaktadır. Bu organların bağlantı flanşları her zaman aynı doğrultuda değildirler. Oynak miller, aynı doğrultuda olmayan iki mili birleştirmek üzere kullanılırlar. Standart tahrikli taşıtlarda vites kutusu çıkış mili ile aks dişli grubu giriş mili arasındaki bağlantı tipik bir oynak mil örneğidir.



Şekil 3.4. Kardan mafsalı [33]

Transmisyonun çıkış milinden alınan hareketin diferansiyele iletilmesi için ihtiyaç duyulan eleman kardan milidir. Kardan mili transmisyon çıkış miline sabit bir şekilde bağlanamaz. Bu nedenle kardan milinin vites kutusundan hareket alarak diferansiyele iletebilmesi ve bağlantı sağlayabilmesi için genellikle universal mafsallar kullanılır (Şekil 3.4). Vites kutusunun çıkış mili ile arka köprü arasında yol şartlarından doğan açığı karşılamak için universal mafsal kullanılır. En çok kullanılanı istavroz tipidir. İstavroz tipi universal mafsal bir istavroz ile istavrozun kolları üzerindeki iğne masuralı yataklardan meydana gelir. Masuralı yataklar kardan milinin ve karşılığı olan kayıcı mafsalin üzerindeki yuvalarına sıkı geçerler ve yerlerinde birer tespit segmanı tarafından tutulurlar. Bu şekildeki bir düzenleme ile kayıcı mafsal ve kardan mili çatallarının istavroz üzerinde bir mafsal hareketi yapmalarına imkan verir.



Şekil 3.5. Standart tahrikli bir taşıtın motor ve aktarma organları [33]

Şekil 3.5’de gösterildiği gibi oynaklığı, milin alfa ve beta açıları ile bükülmüş olarak bağlantısını genellikle kardan mafsalları (istavrozlu mafsal) sağlar. Aks dişli grubu

gövdeye bağlı olmayıp aksa bağlı ise, aksla birlikte düşey salınım hareketi yapacağından, oynak milde bu nedenle ortaya çıkacak olan boy değişimine de izin verilmesi gerekir. Ayrıca bağımsız asılmış tekerleklerde aks dişli grubu ile tekerlekler arasında da oynak mil bağlantısına ihtiyaç vardır.

Kardan milinin gerçekleştirmesi gereken boy değişimi en basit şekliyle kamalı geçme profili ile sağlanır. Bu uygulamada sürtünmeyi azaltmak üzere temas yüzeyleri yağlanır. Ayrıca radyal rulmanlar kullanılarak sürtünmenin çok azaltılması da mümkün olabilmektedir. Seyrek olarak kardan mafsasında milin küçük bir sarkaç mafsalı ile bağlandığı ve bu sarkaç mafsaların boy değişimini dengelediği uygulamalar da mevcuttur. Kısaca kardan mili moment değiştirici çıkış flanşı ile moment dağıtıcı giriş flanşı arasında bağıl hareketleri alarak gücü iletmek için kullanılır.

Kardan milleri kaliteli çelikten yapılırlar ve burulma titreşimlerine karşı kauçuk takozlu damperlerle takviye edilebilirler. Kardan milinin boru kısmının ucuna universal mafsaların çatalları kaynakla bağlanmıştır. Kardan milinin titreşimlerden etkilenmemesi için çok iyi dengelenmiş olması gerekir. Direkt hareket halinde motor ile aynı devirde dönen kardan mili, bu yüksek devirlerde meydana gelecek merkezkaç kuvvetlerine karşı koyabilmek için mutlaka dengelenmiş olmalıdır.

3.1.4.1 Kardan Mili Denklemleri

Sürtünme olmadığı ve milin burulmadığı yani katı mil olarak varsayıldığında

$$(M_p = M_f) \text{ ve } (\theta_t = \theta_p) \quad (3.115)$$

denklemleri ile modelleme aşağıdaki ilişki doğrultusunda gerçekleştirilir.

$$M_p = M_f = f_p(\theta_t - \theta_p, \dot{\theta}_t - \dot{\theta}_p) \quad (3.116)$$

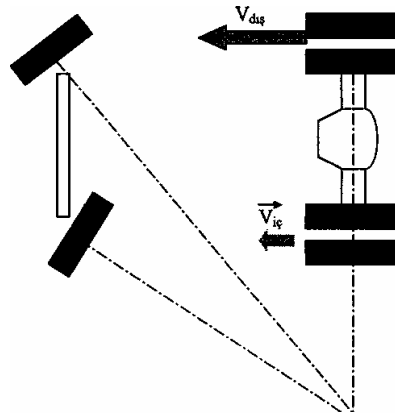
Milin esnek olarak varsayılması halinde ise model aşağıdaki denklem ile kurulur.

$$\begin{aligned} M_f = M_p &= k_p(\theta_t - \theta_f) + c_p(\dot{\theta}_t - \dot{\theta}_f) \\ &= k_p\left(\frac{\theta_m}{i_t} - \theta_f\right) + c_p\left(\frac{\dot{\theta}_m}{i_t} - \dot{\theta}_f\right) \end{aligned} \quad (3.117)$$

3.1.5 Diferansiyel (Moment Dağıtıcı)

Taşıt viraj alırken viraj dışında kalan tekerleklerin hızları içeridekilerden daha yüksek olmalıdır. Dış tekerleklerin, içtekilere olan bağılılıklarını korumaları ve aracın istenilen dönüş dairesini çizebilmesi için daha uzun bir yol kat etmeleri gerekir. Viraj alma sırasındaki bu durumu, şematik olarak Şekil 3.6 üzerinde göstermek ve açıklamak mümkündür. Konunun açıklık kazanabilmesi için aracın 90° 'lik bir virajı dönmeye çalıştığını düşünelim. Dönüş yarıçapı 8 m. olsun. Aracın teker eksenleri arasındaki mesafenin, yani; bir bakıma araç genişliğinin 1.5 m. olduğunu kabul edelim. Tekerlekli araç, yarıçapı verilen virajda aşağıdaki gibi yol alır. Viraj sırasında iç tarafta kalan tekerlekler, 12 m. dış tarafta kalan tekerlekler 14,25 m. yol alırlar.

Farklı dönüşlerle aradaki mesafe farkı olamadığı zaman her teker bir miktar patinaj yapmaya çalışacaktır. Yani tekerlekler kayma yaparak harekette farklılık yaratmaya çalışacaklardır. Bu tür sürekli kaymalar ise lastik ömrünü oldukça kısaltır ve belki de aracı kullanmak mümkün olmaz. Tahrikli aksta gücün her iki tekerleğe eşit olarak gönderilmesi halinde, aksta tahrik sisteminde ve tekerleklerde gerilmeler oluşacaktır. Bunu önlemek için tahrikli aksta tekerleklerin bağıl hız farklılıklarına olanak veren elemanlar olarak moment dağıtıcılar kullanılır. Şu halde dönüşlerdeki hareket farklılığını sağlayacak moment dağıtıcısı, diferansiyel dişli kutusudur.

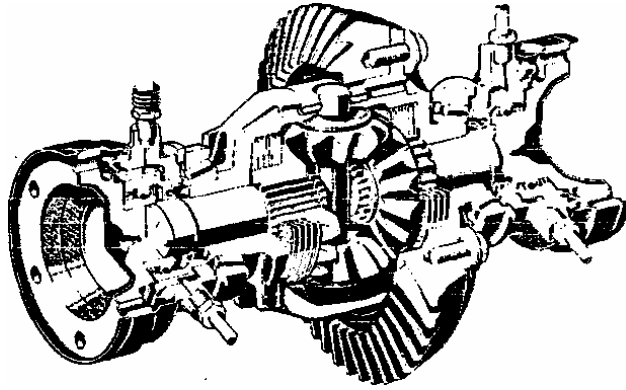


Şekil 3.6. Virajda iç ve dış tekerlek hızları [33]

Virajdaki kasılmaları önlemek için kullanılan moment dağıtıcıları iç ve dış tekerleklerin farklı hızlarda dönmesine olanak tanırırlar. Ancak bu tekerleklerden birinin çevresel kuvvet bağlantı katsayısının çok düşük ya da sıfır olması halinde tüm hareketi o tekerleğe göndererek taşıtın hareketsiz kalmasına neden olurlar. Son

köprüyü de kapsayan moment dağıtıcı ünitesi kardan milinden gelen dönüşü 90° döndürür son redüksiyonu yapar ve her iki aks miline virajda kasıntıyı önleyecek şekilde dağıtır.

Tahrik mili tarafından çevrilen konik ayna dişlinin bağlı olduğu ve birlikte çevirdiği bir taşıyıcı gövdeye her iki aks yataklanmış durumdadır. Aksların uçlarına bağlı konik dişliler, taşıyıcı gövdenin içinde bu gövdeye yataklanmış ve sayıları 2–4 arasında olabilen pinyon dişlileri ile temas halindedir. Dolayısıyla diferansiyel mekanizması, güneş ve çevre dişlilerinin çapları eşit olan (sağ ve sol tekerleklere uzanan aksların ucundaki konik dişliler) bir planet mekanizması olup bu mekanizmanın taşıyıcısı ayna dişlisine bağlıdır. Bu konstrüksiyon Şekil 3.7’de gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Bir diferansiyelin konstrüktif yapısı [33]

3.1.5.1 Diferansiyel Denklemleri

Diferansiyelin çevrim oranının i_f ve diferansiyelin iç sürtünmesinin $M_{fric,f}$ ile ifade edilmesi halinde model aşağıdaki şekilde oluşturulur.

$$M_d = f_t(M_t, M_{fric,t}, \theta_p - \theta_f i_f, \dot{\theta}_p - \dot{\theta}_f i_f) \quad (3.118)$$

Burada

$$\theta_p = \theta_f i_f \quad (3.119)$$

$$J_f \ddot{\theta}_f = M_f i_f - b_f \dot{\theta}_f - M_d \quad (3.120)$$

olarak ifade edilir.

3.1.6 Aks Mili (Tahrik Mili)

Aks mili diferansiyel ile tekerlekleri birbirine bağlayan elemandır.

3.1.6.1 Aks Mili Denklemleri

Aksın modellenmesinde iki tekerleğin de hızlarının eşit olduğu kabul edildiğinden aks tek bir mil olarak modellenmiştir. Sürtünme olmadığı ve milin katı olduğu kabulü ile model aşağıdaki ifade doğrultusunda kurulur.

$$(M_w = M_d) \quad (3.121)$$

$$(\theta_f = \theta_w) \quad (3.122)$$

$$M_w = M_d = f_d(\theta_f - \theta_w, \dot{\theta}_f - \dot{\theta}_w) \quad (3.123)$$

Milin esnek olduğu varsayıldığında ise model aşağıdaki ifade doğrultusunda kurulur.

$$\begin{aligned} M_w = M_d &= k(\theta_f - \theta_w) + c(\dot{\theta}_f - \dot{\theta}_w) \\ &= k\left(\frac{\theta_m}{i_t i_f} - \theta_w\right) + c\left(\frac{\dot{\theta}_m}{i_t i_f} - \dot{\theta}_w\right) \end{aligned} \quad (3.124)$$

3.1.7 Tekerlekler

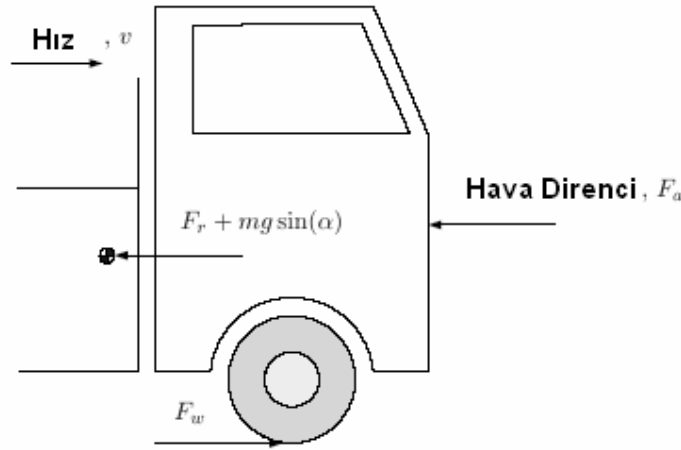
Atalet kuvvetleri ve aerodinamik kuvvetler dışındaki tüm kuvvetler, aktarma organlarının son elemanı olan tekerleğin zemine teması ile uygulanırlar. Tekerleğin başlıca üç fonksiyonu vardır: Birincisi yol ile taşıt arasında olabildiğince düşük bir sürtünme direnci sağlamak, ikincisi taşıtın hız vektörünü değiştirmesine yardımcı olmak üçüncüsü ise düşey kuvvet iletiminde askı sisteminin bir elemanı olarak yoldan gelen darbelerin sönümlenmesine yardımcı olmaktır. Tekerlekle yol arasındaki etkileşim, tekerleğin altında temas alanı boyunca olur. Temas alanının büyüklüğü tekerlek boyutlarının, şişirme basıncının ve tekerlek üzerindeki yükün bir fonksiyonudur. Pnömatik tekerleğin yapısındaki en önemli eleman karkastır. Karkas, düşük modüllü bir kauçuk karışımı matrisine entegre edilmiş ana yapısı doğal, sentetik ya da metalik olan yüksek elastik modülüne sahip birkaç sıra korddan oluşur. Tekerleğin performansını belirleyen ana etken kauçuk kaplı kordların birbirine göre olan pozisyonlarıdır. Kordların doğrultusu; tekerleğin çevresel orta doğrusu ile kordların yaptığı açı "taç açısı" ile tanımlanır. Taç açısı düşük olduğu zaman

tekerleğin viraj performansı iyileşirken düşey yük sönümlemesi azalacaktır. Öte yandan eğer kordlar tekerlek eksenine paralel olurlarsa düşey yük sönümlemesi çok iyi olur ancak sürüş performansı kötüleşir.

Çapraz katlı tekerlek hem sürüş hem de düşey yük sönümlemesi açısından nispeten makul performans gösteren bir kord yapısına sahiptir. Çapraz katlı tekerleklerde taç açısı genelde 40° civarındadır. Çapraz katlı tekerleklerde her bir katı bir alttakine zıt açıyla yerleştirilmiş 2 ila 20 arasında kord katı vardır. Çalışırken bu çapraz kordlar arasında esneyen baklava şeklindeki kauçuk dolgular tekerleğin aşınmasına ve yüksek yuvarlanma direncine neden olurlar.

Kısaca kara taşıtlarının en tipik elemanı olan tekerlek ve yol taşıtlarındaki lastik, hem taşıtın zemin üzerindeki dayanak elemanı olma görevini hem de tahrik ve fren momentlerini taşıma görevini görür [34]. Tekerleklerdeki kuvvetler ve lastik özellikleri onların ne zaman güç iletebileceğini veya kayacağını belirlerler [34].

3.1.7.1 Tekerlek Denklemleri



Şekil 3.8. Serbest cisim diyagramı [35]

Tekerlek üzerine etki eden kuvvetleri hesaplamak için Newton'un ikinci kanunu boylamsal yönde uygulanır. Denklemden m kütle, v aracın hızı ve α yolun eğimi olmak üzere Şekil 3.8'den yararlanarak;

$$F_{fric,w} = m\dot{v} + F_a + F_r + mg \sin(\alpha) \quad (3.125)$$

denklemini yazılır. Bu denklemdeki ifadelerin Gillespie [27]'ye göre açıklaması aşağıda, terimlerin açıklamaları ise sembol listesinde sunulmuştur.

Aerodinamik kuvvet

$$F_a = \frac{1}{2} c_w A_a \rho_a v^2 \quad (3.126)$$

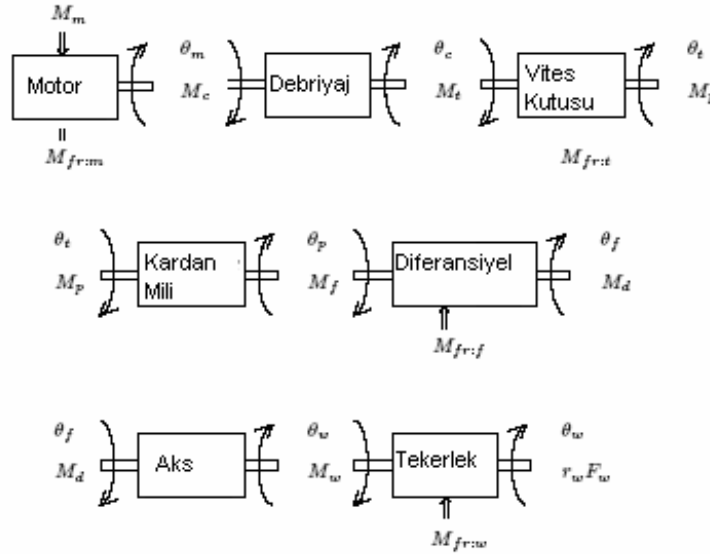
Yuvarlanma Direnci

$$F_r = m(c_{r1} + c_{r2}v) \quad (3.127)$$

Yerçekimi Kuvveti

$$F_g = mg \sin(\alpha) \quad (3.128)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Şekil 3.9'da yukarıda tanımlanan güç aktarma organlarının etkileşimleri özetlenmiştir.



Şekil 3.9. Güç aktarma organlarının etkileşimleri [35]

Sonuçta tekerlekte elde edilen moment

$$J_w \ddot{\theta}_w = M_w - F_{fric,w} r_{eff} - M_{fric,w} \quad (3.129)$$

denklemini ile özetlenebilir.

Aks momenti ile tekerlek momentinin eşit olduğu

$$M_w = M_d = f_d (\theta_f - \theta_w, \dot{\theta}_f - \dot{\theta}_w) \quad (3.130)$$

kabulü yapılırsa ve $v = r_{eff} \cdot \dot{\theta}_m$ olarak alınarak yukarıdaki denklemler yerlerine yerleştirilir toplam denklem aşağıdaki son halini alır.

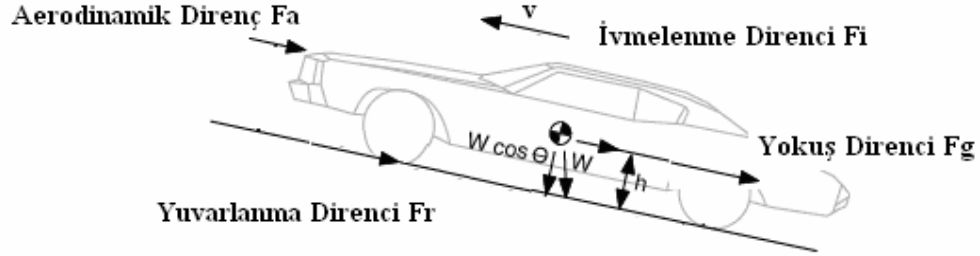
$$\begin{aligned} (J_w + m r_{eff}^2) \ddot{\theta}_w = & M_w - M_{fric,w} - \frac{1}{2} c_w A_a \rho_a r_{eff}^3 \dot{\theta}_w^2 \\ & - r_{eff} m (c_{r1} + c_{r2} r_{eff} \dot{\theta}_w) - r_{eff} mg \sin(\alpha) \end{aligned} \quad (3.131)$$

3.1.8 Tekerlek Denklemlerinde İfade Edilen Hareket Dirençleri

Bir taşıtın seyir dinamiği, doğrusal bir yörünge ve pürüzsüz bir zemin üzerinde inceleniyorsa, yani, taşıtın seyir özellikleri ya da düşey yöndeki titreşimleri mevzu bahis değilse, ilk olarak bu taşıta ait seyir dirençleri akla gelir. Taşıt hareketine ters yönde etki eden kuvvetlerin, taşıt eksenine paralel bileşenlerinin toplamına hareket dirençleri adı verilir. Taşıta etki eden hareket dirençleri; teker dirençleri, rüzgar direnci, ivme direnci, yokuş direnci olarak sıralanabilir. Bu dirençlere, tahrik makinasının, aktarma organlarının ve fren donanımının karakteristiklerine dayanılarak, taşıtın tahrik ve fren durumlarına dair performansı ve yakıt tüketimi belirlenebilmektedir [36]. Taşıtın hareket edebilmesi için, taşıta etki eden hareket dirençlerinin toplamı kadar bir itme kuvvetinin, tahrik tekerlerinde oluşturulması gerekmektedir. Tahrik tekerlerinde oluşturulan itme kuvvetinin sınır değeri, tahrik tekerlerinin toplam yükü ile lastikle yol arasındaki kuvvet bağlantı katsayısının çarpımına eşittir. Bu değer üzerinde oluşturulacak itme kuvveti, lastikle yol arasında kaymaya (patinaj) neden olacaktır, ayrıca lastikten yola iletilecek kuvvetin sınır değerinin, toplam dirençlerden küçük olması durumunda ise taşıt hareket edemeyecektir [4].

Bir taşıtın herhangi bir seyir durumuna ait tüm seyir dirençleri biliniyorsa, bu taşıtın aynı seyir durumu için tekerleklerinde ihtiyaç duyduğu çeki ya da fren kuvveti ve dolayısıyla tahrik ya da fren momenti biliniyor demektir. Moment hesabı için, statik tekerlek yarıçapının da bilinmesi gerekir [4]. Yani, ancak seyir dirençlerinin toplamına tekabül eden kuvvetin tekerleklerde geliştirilmesi ya da tekerleklerle sunulması durumunda, taşıt istenilen hareketi yapacaktır. Burada hatırlanması gereken direnç kavramının taşıt eksenine paralel bir toplam kuvveti temsil etmekte olduğudur.

Şekil 3.10’da, yokuşta yukarı doğru pozitif ivmeli seyir halinde bulunan bir binek taşıtına etkiyen dört ana direnç, tekerlek direnci F_r , hava direnci F_a , yokuş direnci F_g ve ivme direnci F_i , şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.10. Seyir dirençleri

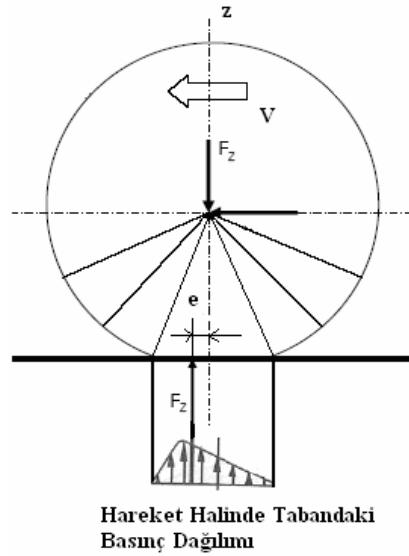
Taşıta, sadece tekerleklerinden ve her zaman seyir yönüne ters olarak etkiyen dirençlerin toplamı tekerlek direnci olarak anılır. Tüm taşıta etkiyen dirençlerden hava direncinin yönü de her zaman seyir yönüne ters istikamettir. Yokuş ve ivme dirençleri de taşıta, ağırlık merkezinden etkirler (ivme direncinin sadece taşıt kütlesi ile ilgili kısmı) ve yokuşun (ya da ivmenin) pozitif ya da negatif olmasına göre işaret (yön) değiştirirler. Yani bir direnç değil, bir potansiyel olarak mütalaa edilebilecekleri seyir durumları da oluşur. Ancak bu hallerin bazılarında motor ya da servis frenine yük olurlar. Tekerlek ve hava dirençleri de, motor ve servis frenine ait görevlerin küçük bir kısmını üstlenirler [36]. Ayrıca, tekerlek ve hava dirençlerine harcanan gücün kaybolduğu, ivme ve yokuş dirençlerine harcanan gücün de depolandığı düşünülebilir.

Aşağıda doğrusal seyir halinde bulunan bir taşıtın karşılaştığı dirençler kısaca tanıtılacak ve tekerlek hesaplarında kullanıldığı kadarıyla denklemleri verilecektir.

3.1.8.1 Tekerlek Dirençleri

Karayolları taşıtlarında pnömatik tekerlek, içten yanmalı motorların yanında, hatta onlardan daha fazla, en karakteristik parçadır. Bu nedenle taşıtın seyir stabilitesine etkisi büyüktür [9]. Tekerleğin yuvarlanması esnasında, lastiğin ve zeminin deformasyonundan, yatak sürtünmelerinden, hava direncinden, tekerleğin yol yüzeyindeki suyu ötelemesinden ve tekerleğin ön düzene bağlanmasıdaki Toe-In açısı nedeni ile içe kapalı olmalarından dolayı oluşan dirençlerin toplamına tekerlek dirençleri adı verilir.

Bu dirençleri yuvarlanma direnci, su öteleme direnci, Toe-In direnci, yatak ve ilk hareket dirençleri olarak gruplara ayırmak mümkündür. Bunlardan yuvarlanma direnci tekerlek dirençleri arasında en çok tanınan ve pratik olarak her zaman mevcut olanıdır. Üzerine bir tahrik veya fren momenti uygulanmayan bir tekerlekte yuvarlanma direncinin oluşumunu görmek kolaydır. Bunun için tekerleğin radyal yönde yay ve sönüm elemanlarından oluştuğunu varsayabiliriz. Temas bölgesine giren elemanlardaki sönüm basıncı artarken temas bölgesini terk eden yay ve sönüm elemanlarının basıncı azalır. Bunun sonucu olarak zemindeki basınç bileşeni temas bölgesi merkezden bir mesafe kadar kayar ve tekerlek basıncı ile bir kuvvet çifti meydana getirir. Bu durumda bir tekerleği harekette tutmak için merkezine bir kuvvet uygulanırsa buna karşı zeminden de bir tepki olur ve bu şekilde oluşan kuvvet çifti daha önceki kuvveti dengeler. Lastik tabanındaki bu asimetric basınç dağılımı yuvarlanma direncine sebep olur [9]. Hareket halindeki asimetric basınç dağılımı Şekil 3.11’de gösterilmiştir.



Şekil 3.11. Tekerlek taban basınç dağılımı

Rijit yol ve rijit teker şartında yolda ve tekerlerde herhangi bir deformasyon meydana gelmez. Gerçekte ise, gerek pnömatik tekerlerde gerekse yolda deformasyon meydana gelir. Rijit yol, rijit teker şartında, yol ile teker arasındaki çizgisel temas, deformasyonlar sonucu yüzeysel temasa dönüşür. Hareketsiz teker şartında, teker düşey eksenine göre dengeli dağılım gösteren yüzey basınçları, pnömatik tekerleğin elastik şekil değiştirmesi nedeniyle farklılaşır. Bu nedenle teker tepkisi, teker düşey ekseninden "e" mesafesi kadar, hareket yönünde kayar. Bu durum, tekerleğin

dönmesini etkileyecek şekilde, değeri "e" mesafesi ile dingil yükünün çarpımına eşit, yönü tahrik momentine zıt olan bir moment doğurur. Bu momentin, teker merkezinde, tahrik yönüne zıt yönde yarattığı kuvvet "yuvarlanma direnci" olarak tanımlanır [4].

Tekerleğin yuvarlanması esnasında, lastiğin ve zeminin deformasyonu sonucu oluşan yuvarlanma direnci yanında diğer dirençlerin ihmal edilebilir düzeyde kalması nedeniyle, uygulamada teker dirençleri yerine yuvarlanma direnci alınmaktadır [4]. Bu kabul ayrıca sayısal hesaplara dayanılarak, kuru sert zeminde düz seyir halinde toplam tekerlek direncinin, pratikte yuvarlanma direncine eşit olduğunu gösterebilmektedir [34].

Buna göre bir taşıtın kuru bir zemin üzerindeki doğrusal hareketi için toplam tekerlek direnci yaklaşık olarak,

$$F_r = m(c_{r1} + c_{r2}v) \text{ veya } F_r = m g f_R \quad (3.132)$$

şeklinde hesaplanır, yani tekerleklerinin yuvarlanma direncine eşittir. Yuvarlanma direnci diye; pnömatik lastik tekerleğin deformasyonundaki kayıpların, zeminin deforme edilmesine harcanan gücün ve bazı durumlarda, zemine batan tekerleğin yanaklarındaki sürtünmelerin, oluşturduğu etkilerin tümüne denmektedir. İfadede, f_R yuvarlanma direnci katsayısı, mg ise taşıt ağırlığıdır. Beton, asfalt ya da parke kaplamalı zeminde, pnömatik lastik tekerleğin yuvarlanma direnci katsayısı $f_R = 0.015$ civarındadır [37].

Burada cadde eğimlerinin çok fazla olmadığı, bütün tekerleklerde yuvarlanma direnci katsayılarının eşit olduğu, yatak dirençlerinin ve tekerlek askı geometrisi ile ilgili dirençlerin çok az oldukları kabul edilmiştir. Ayrıca yol pürüzlülüğünün aşırı olduğu durumlarda özellikle amortisörlerde yutulan enerji yuvarlanma direncinin kendisiyle karşılaştırılabilecek mertebeye ulaşır. Bazen bir tekerlek direnci olarak mütalaa edilen bu kayıp güçte, burada göz ardı edilmektedir. Yuvarlanma direnci katsayısı aslında seyir hızına bağlıdır ve seyir hızı arttıkça hızla artar, bununla beraber 100 km/saat seyir hızına kadar da sabit olduğu kabul edilebilir. Hıza bağlılığın ifade edilebilmesi için, sabit f_R terimine ilaveten seyir hızı v 'nin çeşitli dereceden kuvvetlerini çarpan kabul eden katsayılar kullanılır [36].

3.1.8.2 Hava Direnci

Taşıt, hareketi esnasında, çevrelendiği hava tabakası tarafından bir akışa maruz kalır. Havanın bir kısmının, taşıtın, radyatör ve havalandırma kanallarından geçmesi, iç akışı ve iç akış kayıplarını oluşturur. Taşıtın dış yüzeyinden akan hava ise dış kayıpları oluşturur. Dış akış nedeni ile oluşan kayıplar, taşıtın ön ve arka yüzeyleri arasında oluşan basınç farkından ve taşıt yüzeyinin hava tabakası ile sürtünmesinden ortaya çıkar. Taşıtın şekillendirilmesi, hava direncine etki eden temel faktördür. Bir taşıt üzerindeki hava akışının karmaşık olması sebebiyle deneysel modellerin geliştirilmesi ihtiyaç halini almış ve aerodinamik kuvvet aşağıdaki gibi amprik bir ifade ile karakterize edilmiştir.

$$F_a = \frac{1}{2} C_w A_a \rho_a v^2 \quad (3.133)$$

Yukarıdaki eşitlikte, $\frac{1}{2} \rho_a v^2$ ifadesi havanın dinamik basıncıdır. Bağlı rüzgar hızı ($V_{bağlı}$), taşıt hızı (V) ile rüzgar hızının ($V_{rüzgar}$) vektörel farkıdır. C_w ile ifade edilen değer, aerodinamik direnç katsayısının, rüzgarın taşıt eksenine paralel ve ters yönde estiği kabulü ile rüzgar tüneli deneyleri sonucu hesaplanmış özel bir halidir. Aerodinamik direnç katsayısı, taşıtın şekillendirilmesi ile ilgilidir. Ancak, taşıt boyutlarının aerodinamik direnç katsayısına direkt etkisinden dolayı, bir taşıtın aerodinamik özellikleri $C_w.A_a$ değeri ile de karakterize edilebilir. Rüzgar direncinin az olması için, taşıtın hareket doğrultusundaki izdüşüm alanı, aerodinamik direnç katsayısı ve seyir hızı düşük olmalıdır [34]. Şehir içi araç kullanımında seyir hızlarının düşük olması, hava direncinin yakıt sarfıyatına etkisini azaltmaktadır [34].

Rüzgar direnci katsayısının değeri taşıtın şekline sıkıca bağlıdır ve deneysel olarak tespit edilmektedir.

3.1.8.3 Yokuş Direnci

Çıkış eğimli yolda, hareketi engelleyen ve taşıt ağırlığının, hareket doğrultusunda, hareket yönüne ters yönlü bileşenidir.

$$F_g = mg \sin(\alpha) \quad (3.134)$$

3.1.8.4 İvme Direnci

İvmeli hareket yapan taşıtın ivmeli öteleme hareketi ve dönen elemanların ivmelendirilmesi esnasında, taşıtın hareket yönüne zıt yönde oluşan kuvvet ivme direncidir. İvme direncinin değeri, toplam kütle ve dönen elemanların atalet momentlerine bağlıdır. Aracın kullanıldığı vites kademesinin, dönmeye zorlanan elemanları belirlemesi nedeni ile ivme direncine doğrudan etkisi vardır. Döner elemanların, atalet momentlerinin, belirlenmesindeki zorluk, uygulamada, döner elemanların açısal hızlarının arttırılmasından dolayı oluşacak direnç etkisine eşit etki yaratacak eşdeğer bir kütle hesaplanmasına yol açmıştır. Araç kütlesi ile eşdeğer kütlenin toplamının araç kütlesine oranına ivme direnç katsayısı (λ) adı verilir [36].

İvme direnci, döner elemanların ataletlerinin dikkate alınmadığı kabul edilerek yukarıda 3.125 denkleminde de kullanıldığı gibi $m\dot{v}$ ifadesi ile hesaplanabilir.

Ancak döner elemanların ataletleri dikkate alındığında ivme direnci

$$F_i = \lambda m \dot{v} \quad (3.135)$$

şeklindeki denklemle hesaplanır. Burada m , taşıtın toplam kütlesi, λ ise, taşıtın tahrik makinesinde, aktarma organlarında, tekerleklerinde ve fren düzeneğindeki döner kütlelerin ivme direncine katkılarını ifade eden boyutsuz ivme direnç katsayısıdır. İvme direnç katsayısının (λ) elde edilmesine ilişkin ayrıntılı bilgi [36] çalışmasında bulunabilir. İvme direnç katsayısı çalışmada bir olarak kabul edilmiştir, bunun nedenlerinin başında; ivme direnç katsayısının, tüm döner elemanların ataletlerinin ivmelenmeye etkisini ifade etmeyen çalışan bir katsayı olması gelmektedir. Halbuki çalışmada ağır ticari taşıtın önemli güç aktarma organları ataletlerinin belirlenmesi için deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir. Ayrıca ivme direnci katsayısının elde edilmesi modelleme çalışmasından farklı bir çalışma gerektirmektedir.

3.2 Güç Aktarma Organları Modelleri

Güç aktarma organlarının seçimi, tasarımı ve geliştirilmesi aşamalarının erken safhalarında, sistemin dinamik performansı hakkında bilgi verecek bir bilgisayar modelinin, prototip yapımından önce bulunması oldukça efektif, az maliyetli olmakla birlikte doğru bir seçim yapılmasına olanak sağlayacaktır. Güç aktarma organlarının

modellenmesinde modelin kuruluş amacı önem arz etmektedir. Modelin kullanılacağı yer ve modelden beklenen hassasiyet doğrultusunda elemanlar üzerinde değişik kabuller yapılarak değişik modeller türetilmektedir.

Çalışmada öncelikle ağır ticari taşıta ait içten yanmalı motor ve diğer güç aktarma organları bilgisayar simülasyonu için üç farklı biçimde modüler yapıda modellenmiştir. Farklı yapıdaki modellerin birbirleri ve diğer modellerle kolaylıkla birleştirilip ayrılabilmesi ve yeni model parçalarının eklenmesinde sağladığı kolaylıklar nedeniyle modüler yapıda modelleme yapılmıştır. Buna göre istendiği takdirde taşıta ait bir parçanın modeli tamamen yenisi ile değiştirilebileceği gibi sadece parametreler değiştirilerek yeni bir taşıta ait model de oluşturulabilmektedir. Modüler programlama yaklaşımına uygun olması ve diğer avantajları nedeniyle Matlab/Simulink programlama ortamından yararlanılmıştır. Bu çalışmada oluşturulan modeller yeni bir taşıt modeli oluşturulmasında kullanılabileceği gibi var olan ve modifiye edilmesi gereken bir sistem için de kullanılabilir.

Bu modeller kurulurken göz önünde bulundurulacak unsurlarda biri de modellerin araçlar üzerinde yapılan yol testlerinden elde edilen verilere uyum sağlayacak, karşılaştırma yapmaya ve parametre belirlemeye imkan tanıyacak giriş ve çıkışlara sahip olmasıdır. Aşağıda bu modeller tanıtılmış ve denklemleri sunulmuştur.

3.2.1 Model 1: Esnek Aks Mili İçeren Model

Bu modelde debriyaj ve kardan milinin katı olduğu kabul edilmiştir, buna bağlı olarak debriyajda sürtünme ve kayma olmadığı, kardan milinin ise burulmadığı varsayılmıştır. Vites kutusu ve diferansiyeldeki kayıplar viskoz sürtünme olarak kabul edilmiş, elemanların çevrim oranları kullanılarak moment hesaplanmıştır. Aks ise esnek şekilde modellenmiştir. Bu modelde kullanılan güç aktarma elemanlarına ait denklemler aşağıda incelenmiştir. Kullanılan semboller anlaşılabilirlik açısından Şekil 3.9'daki sembollerle eş olarak kullanılmıştır.

Debriyaj

Katı olduğu ve sürtünme olmadığı kabul edilmiştir. Modellemede ilk andaki geçiş modu olan kayma modunun olmadığı varsayılmıştır.

$$M_c = M_t \text{ ve } \theta_m = \theta_c \quad (3.136)$$

Şanzıman

Dönen bir atalet (J_t) olarak modellenmiştir. Sürtünme momenti, viskoz sönümleme katsayısı (b_t) ile ifade edilmiştir.

$$\theta_c = \theta_t i_t \quad (3.137)$$

$$J_t \ddot{\theta}_t = M_t i_t - b_t \dot{\theta}_t - M_p \quad (3.138)$$

olarak yazılır. Bu ifade 3.136 ve 3.137 denklemleri kullanılarak

$$J_t \ddot{\theta}_m = M_c i_t^2 - b_t \dot{\theta}_m - M_p i_t \quad (3.139)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Kardan Mili

Katı olarak modellenmiştir. Diğer bir ifade ile burulma ve sürtünme olmadığı varsayılmıştır.

$$M_p = M_f \quad (3.140)$$

$$\theta_t = \theta_p \quad (3.141)$$

Diferansiyel

Dönen bir atalet (J_f) olarak modellenmiştir. Sürtünme momenti, viskoz sönümleme katsayısı (b_f) ile ifade edilmiştir.

$$\theta_p = \theta_f i_f \quad (3.142)$$

$$J_f \ddot{\theta}_f = M_f i_f - b_f \dot{\theta}_f - M_d \quad (3.143)$$

olarak yazılır.

Yukarıdaki denklemler 3.140, 3.141 ve 3.142 denklemleri kullanılarak tekrar yazıldığında,

$$J_f \ddot{\theta}_t = M_p i_f^2 - b_f \dot{\theta}_t - M_d i_f \quad (3.144)$$

ifadesi elde edilir. Bu denklem 3.136 ve 3.137 denklemleri kullanılarak yeniden düzenlenirse;

$$J_f \ddot{\theta}_m = M_p i_f^2 i_t^2 - b_f \dot{\theta}_m - M_d i_f i_t \quad (3.145)$$

elde edilir. Şanzıman denklemi olan 3.139 denklemindeki M_p ile 3.145 denklemindeki M_p yer değiştirirse;

$$(J_f i_f^2 + J_f) \ddot{\theta}_m = M_c i_f^2 i_t^2 - b_t \dot{\theta}_m i_f^2 - b_f \dot{\theta}_m - M_d i_f i_t \quad (3.146)$$

elde edilir.

Aks

Esnek olarak modellenmiştir.

$$\begin{aligned} M_w = M_d &= k(\theta_f - \theta_w) + c(\dot{\theta}_f - \dot{\theta}_w) \\ &= k\left(\frac{\theta_m}{i_t i_f} - \theta_w\right) + c\left(\frac{\dot{\theta}_m}{i_t i_f} - \dot{\theta}_w\right) \end{aligned} \quad (3.147)$$

3.136, 3.137, 3.140, 3.141 ve 3.142 denklemleri kullanılarak ve 3.146 denklemindeki M_d 'nin yer değiştirmesi ile şanzıman, kardan mili, diferansiyel ve akstan oluşan sistemi ifade eden denklem aşağıda belirtilmiştir.

$$\begin{aligned} (J_f i_f^2 + J_f) \ddot{\theta}_m &= M_c i_f^2 i_t^2 - b_t \dot{\theta}_m i_f^2 - b_f \dot{\theta}_m \\ &\quad - k(\theta_m - \theta_w i_f i_t) - c(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_w i_f i_t) \end{aligned} \quad (3.148)$$

Tekerlek

Sürtünme direnci viskoz sönüm olarak ifade edilmiş ve b_w ile gösterilmiştir. Buna göre aşağıda tekerleği ifade eden denklem Bölüm 2'deki tekerlek kısmından faydalanılarak yazılmıştır.

$$\begin{aligned} (J_w + m r_{eff}^2) \ddot{\theta}_w &= -r_{eff} mg \sin(\alpha) - \frac{1}{2} c_w A_a \rho_a r_{eff}^3 \dot{\theta}_w^2 \\ &\quad - b_w \dot{\theta}_w - m g f_r + c_d (\dot{\theta}_p / i_f - \dot{\theta}_w) + k_d (\theta_p / i_f - \theta_w) \end{aligned} \quad (3.149)$$

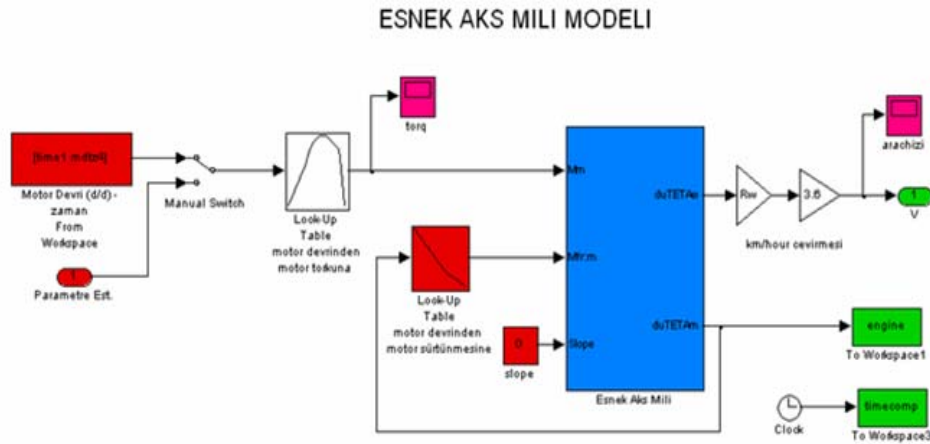
Sonuç olarak model kurulurken kullanılan ana denklemler aşağıda belirtilmiştir.

$$\begin{aligned} & \left(J_m + J_t / i_t^2 + J_f / i_f^2 i_t^2 \right) \ddot{\theta}_m = M_m - M_{fric,m} \\ & - \left(b_t / i_t^2 + b_f / i_f^2 i_t^2 \right) \dot{\theta}_m - k \left(\theta_m / i_f i_t - \theta_w \right) / i_f i_t \\ & - c \left(\dot{\theta}_m / i_f i_t - \dot{\theta}_w \right) / i_f i_t \end{aligned} \quad (3.150)$$

$$\begin{aligned} & \left(J_w + m r_{eff}^2 \right) \ddot{\theta}_w = -r_{eff} m g \sin(\alpha) - \frac{1}{2} c_w A_a \rho_a r_{eff}^3 \dot{\theta}_w^2 \\ & - b_w \dot{\theta}_w - m g f_r + c_d \left(\dot{\theta}_p / i_f - \dot{\theta}_w \right) + k_d \left(\theta_p / i_f - \theta_w \right) \end{aligned} \quad (3.151)$$

Matlab/Simulink'te kurulan model Şekil 3.12 ve Şekil 3.13'de gösterilmiştir.

Bir alt sistemden oluşan modelin ilk bölümünde, araç testlerinden elde edilen ya da istenilen motor devrinin zamanın fonksiyonu olarak modele bir switch üzerinden girmektedir. Switch kullanılmasının nedeni, “Parametre Estimation Toolbox” girişi olarak bir “in” bloğuna ihtiyaç duymasıdır, bu “in” bloğu ile kolay değişim sağlanmaktadır. Bu switchden sonra motor devrini model denklemlerinin girişi olan motor torkuna çevirmek için “LookUp Table”dan geçmektedir. Alt sistemin ilk girişi motor torku olarak sağlanmış olur. Net motor torkunun hesaplanması için alt sistemin ikinci girişi motor iç sürtünme momentidir. Bu moment yine “LookUp Table”dan motor devrinin geçmesi ile hesaplanmaktadır.



Şekil 3.12. Esnek aks mili içeren modele ait Matlab/Simulink blok diyagramı

Alt sistemin üçüncü ve son girişi yokuş direncinin hesaplanması için girilen yolun eğimidir. Yapılan ilk araç testlerinde eğimölçer olmadığı ve yol düz kabul edildiği için bu giriş sabit olarak sıfır alınmıştır. Ancak yapılan ikinci araç testlerinde eğimölçer bulunduğu için bu giriş toplanan veri matrisi ile yer değiştirmiştir.

Alt sisteme yukarıdaki girişler uygulandığında araç test verileri ile karşılaştırmak için iki çıkış alınmıştır. Bunlardan ilki tekerlek açısal hızıdır, bu hız araç hızının ifade edildiği birim olan km/saat'e çevrilerek model çıkışı olarak "Parametre Estimation Toolbox"a giriş olarak tanıtılmıştır. İkinci çıkış ise motor açısal hızı olarak alınmış ve motor iç sürtünmesinin hesaplanması için geri besleme olarak "LookUp Table"a beslenmiştir.

Modelin alt sisteminde ise yukarıda modeli özetleyen denklemler Matlab/Simulink'te iki ana bölüm halinde kurulmuştur. İlk ana bölümde

$$\begin{aligned} (J_m + J_t / i_t^2 + J_f / i_f^2 i_t^2) \ddot{\theta}_m &= M_m - M_{fric,m} \\ - (b_t / i_t^2 + b_f / i_f^2 i_t^2) \dot{\theta}_m - k(\theta_m / i_f i_t - \theta_w) / i_f i_t - c(\dot{\theta}_m / i_f i_t - \dot{\theta}_w) / i_f i_t \end{aligned} \quad (3.152)$$

denklemini kurulmuştur.

İkinci ana bölümde

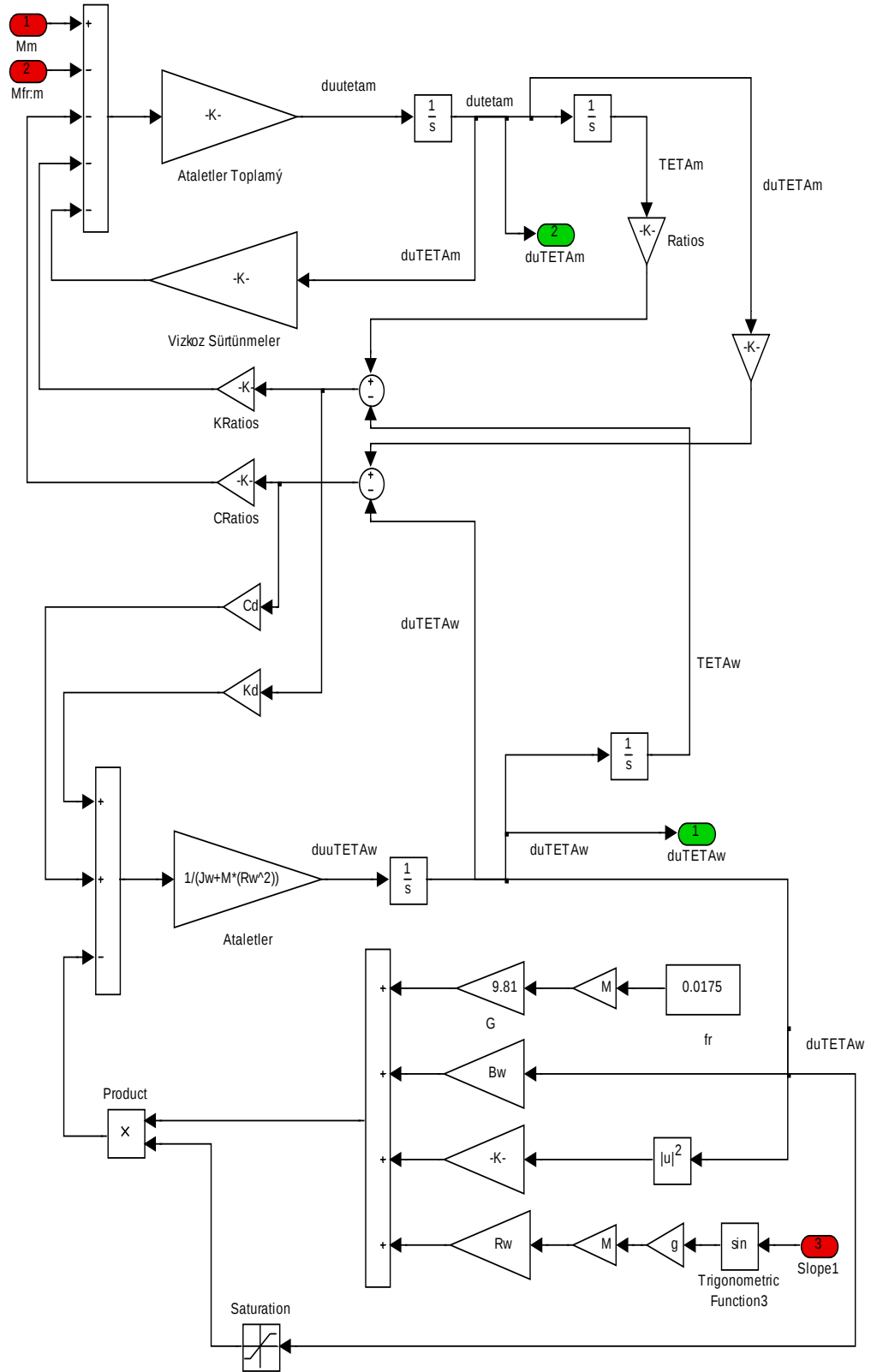
$$\begin{aligned} (J_w + m r_{eff}^2) \ddot{\theta}_w &= -r_{eff} mg \sin(\alpha) - \frac{1}{2} c_w A_a \rho_a r_{eff}^3 \dot{\theta}_w^2 \\ - b_w \dot{\theta}_w - m g f_r + c_d (\dot{\theta}_p / i_f - \dot{\theta}_w) + k_d (\theta_p / i_f - \theta_w) \end{aligned} \quad (3.153)$$

denklemini kurulmuştur.

İkinci ana bölümde tekerlek sürtünmesi, yuvarlanma direnci, yerçekimi kuvveti ve aerodinamik kuvvet toplanarak tekerlek kuvvetini oluşturan

$$r_{eff} mg \sin(\alpha) + \frac{1}{2} c_w A_a \rho_a r_{eff}^3 \dot{\theta}_w^2 + b_w \dot{\theta}_w + m g f_r \quad (3.154)$$

denklemini gerçekleştirilmekle birlikte bu toplam bir satürasyon bloğundan geçirilerek aracın ilk hareket anında geri hareketinin önüne geçilmiştir.



Şekil 3.13. Esnek aks mili içeren modelin alt sisteminin Matlab/Simulink blok diyagramı

3.2.2 Model 2: Esnek Aks Mili ve Esnek Kardan Mili İçeren Bütünleşik Model

Bu modelde debriyajın katı olduğu kabul edilmiştir, buna bağlı olarak debriyajda sürtünme ve kayma olmadığı varsayılmıştır. Vites kutusu ve diferansiyeldeki kayıplar viskoz sürtünme olarak kabul edilmiş, elemanların çevrim oranları kullanılarak moment hesaplanmıştır. Kardan mili ve aks mili ise esnek olarak modellenmiştir. Modelde kullanılan güç aktarma elemanlarına ait denklemler aşağıda incelenmiştir. Kullanılan semboller anlaşılabilirlik açısından Şekil 3.9'daki sembollerle uyumlu olacak şekilde seçilmiştir.

Debriyaj

Katı olduğu ve sürtünme olmadığı kabul edilmiştir. Modellemede ilk andaki geçiş modu olan kayma modunun olmadığı varsayılmıştır.

$$M_c = M_t \quad (3.155)$$

$$\theta_m = \theta_c \quad (3.156)$$

Şanzıman

Dönen bir atalet (J_t) olarak modellenmiştir. Sürtünme momenti, viskoz sönümleme katsayısı (b_t) ile ifade edilmiştir. Ayrıca i_t şanzımandaki vites çevirme oranlarını ifade etmektedir.

$$\theta_c = \theta_t i_t \quad (3.157)$$

$$J_t \ddot{\theta}_t = M_t i_t - b_t \dot{\theta}_t - M_p \quad (3.158)$$

olarak yazılır. Bu ifade 3.155, 3.156 ve 3.157 denklemleri kullanılarak

$$J_t \ddot{\theta}_m = M_c i_t^2 - b_t \dot{\theta}_m - M_p i_t \quad (3.159)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Kardan Mili

Esnek olarak modellenmiştir.

$$\begin{aligned}
M_f = M_p &= k_p (\theta_t - \theta_f) + c_p (\dot{\theta}_t - \dot{\theta}_f) \\
&= k_p \left(\frac{\theta_m}{i_t} - \theta_f \right) + c_p \left(\frac{\dot{\theta}_m}{i_t} - \dot{\theta}_f \right)
\end{aligned} \tag{3.160}$$

Diferansiyel

Dönen bir atalet (J_f) olarak modellenmiştir. Sürtünme momenti, viskoz sönümleme katsayısı (b_f) ile ifade edilmiştir. Ayrıca i_f diferansiyeldeki dişli çevirme oranını ifade etmektedir.

$$\theta_p = \theta_f i_f \tag{3.161}$$

$$J_f \ddot{\theta}_f = M_f i_f - b_f \dot{\theta}_f - M_d \tag{3.162}$$

olarak yazılır.

Aks

Esnek olarak modellenmiştir.

$$\begin{aligned}
M_w = M_d &= k_d (\theta_f - \theta_w) + c_d (\dot{\theta}_f - \dot{\theta}_w) \\
&= k_d \left(\frac{\theta_m}{i_t i_f} - \theta_w \right) + c_d \left(\frac{\dot{\theta}_m}{i_t i_f} - \dot{\theta}_w \right)
\end{aligned} \tag{3.163}$$

Tekerlek

Sürtünme direnci viskoz sönüm olarak ifade edilmiş ve b_w ile gösterilmiştir. Buna göre aşağıda tekerleği ifade eden denklem Bölüm 2'deki tekerlek kısmından faydalanılarak yazılmıştır.

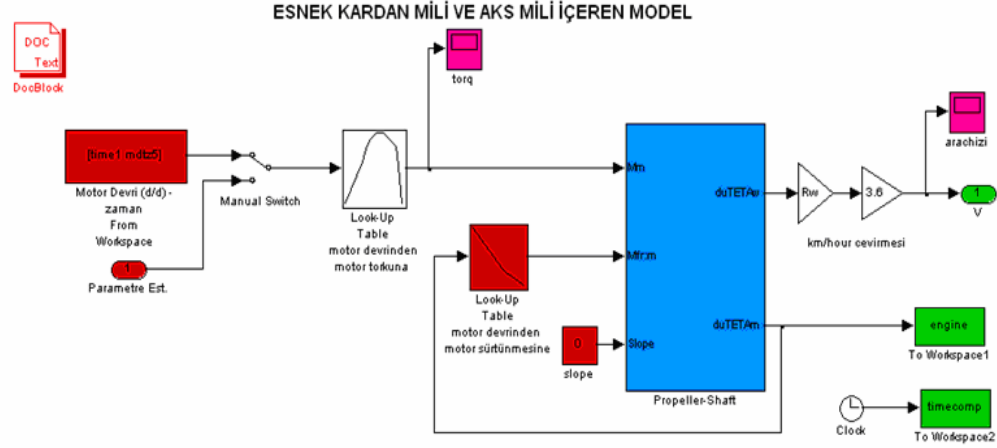
$$\begin{aligned}
(J_w + m r_{eff}^2) \ddot{\theta}_w &= -r_{eff} mg \sin(\alpha) - \frac{1}{2} c_w A_a \rho_a r_{eff}^3 \dot{\theta}_w^2 \\
&- b_w \dot{\theta}_w - m g f_r + c_d (\dot{\theta}_p / i_f - \dot{\theta}_w) + k_d (\theta_p / i_f - \theta_w)
\end{aligned} \tag{3.164}$$

Sonuç olarak model kurulurken kullanılan denklemler aşağıda belirtilmiştir.

$$\begin{aligned}
(J_m + J_t / i_t^2) \ddot{\theta}_m &= M_m - M_{fric,m} - (b_t / i_t^2) \dot{\theta}_m \\
&- k_p (\theta_m / i_t - \theta_p) / i_t - c_p (\dot{\theta}_m / i_t - \dot{\theta}_p) / i_t
\end{aligned} \tag{3.165}$$

$$\begin{aligned} (J_f) \ddot{\theta}_p &= i_f^2 k_p (\theta_m / i_t - \theta_p) + i_f^2 c_p (\dot{\theta}_m / i_t - \dot{\theta}_p) \\ &- \dot{\theta}_p b_f - i_f k_d (\theta_p / i_f - \theta_w) - i_f c_d (\dot{\theta}_p / i_f - \dot{\theta}_w) \end{aligned} \quad (3.166)$$

Matlab/Simulinkte kurulan model Şekil 3.14’de ve Şekil 3.15’de gösterilmiştir.



Şekil 3.14. Esnek kardan mili ve aks mili içeren modele ait Matlab/Simulink blok diyagramı

Bir alt sistemden oluşan modelin ilk bölümünde, araç testlerinden elde edilerek ya da istenilen motor devrinin zamanın fonksiyonu olarak modele bir anahtar üzerinden girmektedir. Anahtar kullanılmasının nedeni, “Parameter Estimation Toolbox”ın giriş olarak bir “in” bloğuna ihtiyaç duymasıdır. Bu anahtardan sonra motor devrini model denklemlerinin girişi olan motor torkuna çevirmek için LookUp Table’den geçmektedir. Alt sistemin ilk girişi motor torku olarak sağlanmış olur. Net motor torkunun hesaplanması için alt sistemin ikinci girişi motor iç sürtünme momentidir. Bu moment yine LookUp Table’den geri besleme olarak gelen motor devrinin geçmesi ile hesaplanmaktadır. Alt sistemin üçüncü ve son girişi yokuş direncinin hesaplanması için girilen yolun eğimidir. İlk yapılan araç testlerinde eğimölçer olmadığı için ve yolun düz olduğu kabulü altında bu giriş sabit olarak sıfır alınmıştır. Ancak yapılan ikinci araç testlerinde eğimölçer bulunduğu için bu giriş eğimölçerden alınan yol eğim bilgisi ile yer değiştirmiştir.

Alt sisteme yukarıdaki girişler uygulandığında araç test verileri ile karşılaştırmak için iki çıkış alınmıştır. Bunlardan ilki tekerlek açısız hızıdır. Bu hız araç hızının ifade edildiği birim olan km/saat’e çevrilerek model çıkışı olarak Parameter Estimation Toolbox’a giriş olarak tanıtılmıştır. İkinci çıkış ise motor açısal hızı olarak alınmış ve

motor iç sürtünmesinin hesaplanması için geri besleme olarak LookUp Table'a beslenmiştir.

Şekil 3.15'de gösterilen modelin alt sisteminde ise yukarıdaki modeli özetleyen denklemler Matlab/Simulink'te üç ana bölüm halinde kurulmuştur. İlk ana bölümde

$$\begin{aligned} (J_m + J_t / i_t^2) \ddot{\theta}_m &= M_m - M_{fric,m} - (b_t / i_t^2) \dot{\theta}_m \\ &- k_p (\theta_m / i_t - \theta_p) / i_t - c_p (\dot{\theta}_m / i_t - \dot{\theta}_p) / i_t \end{aligned} \quad (3.167)$$

denklemini kurulmuştur. İkinci ana bölümde ise

$$\begin{aligned} (J_f) \ddot{\theta}_p &= i_f^2 k_p (\theta_m / i_t - \theta_p) + i_f^2 c_p (\dot{\theta}_m / i_t - \dot{\theta}_p) \\ &- \dot{\theta}_p b_f - i_f k_d (\theta_p / i_f - \theta_w) - i_f c_d (\dot{\theta}_p / i_f - \dot{\theta}_w) \end{aligned} \quad (3.168)$$

denklemini kurulmuştur.

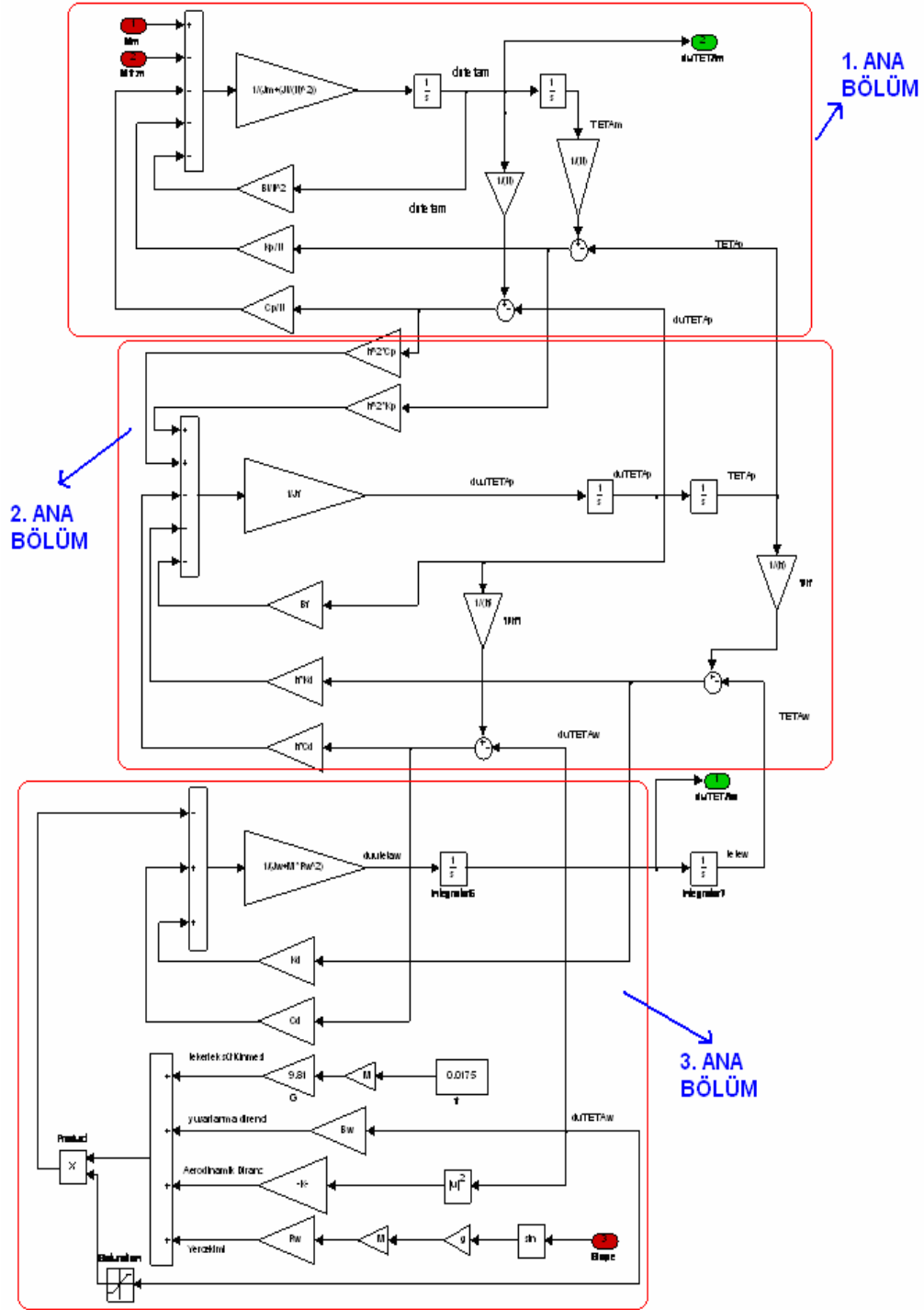
Üçüncü ana bölümde tekerlek sürtünmesi, yuvarlanma direnci, yerçekimi kuvveti ve aerodinamik kuvvet toplanarak tekerlek kuvvetini oluşturan

$$\begin{aligned} (J_w + m r_{eff}^2) \ddot{\theta}_w &= -r_{eff} mg \sin(\alpha) - \frac{1}{2} c_w A_a \rho_a r_{eff}^3 \dot{\theta}_w^2 - b_w \dot{\theta}_w \\ &- mg f_r + c_d (\dot{\theta}_p / i_f - \dot{\theta}_w) + k_d (\theta_p / i_f - \theta_w) \end{aligned} \quad (3.169)$$

denklemini gerçekleştirilmekle birlikte bu toplamdaki

$$r_{eff} mg \sin(\alpha) + \frac{1}{2} c_w A_a \rho_a r_{eff}^3 \dot{\theta}_w^2 + b_w \dot{\theta}_w + mg f_r \quad (3.170)$$

ifadesi bir satürasyon bloğundan geçirilerek aracın ilk hareket anında geri hareketinin önüne geçilmiştir.



Şekil 3.15. Esnek kardan mili ve aks mili içeren modelin alt sisteminin Matlab/Simulink blok diyagramı

3.2.3 Model 3: Modüler Güç Aktarma Organları Modeli

Bu modelde her bir güç aktarma organı bir alt sistem halinde modellenmiştir. Güç aktarma organlarının birbiri ile olan karşılıklı etkileşimleri nedeniyle her güç aktarma organı alt sistemi kendinden bir önceki ve bir sonraki alt sistemle ilişkili olarak modellenmek durumunda kalmıştır.

Bu modelde kullanılan güç aktarma organlarına ait denklemler alt sistem modelleri ile birlikte aşağıda belirtilmiştir. Kullanılan semboller anlaşılabilirlik açısından Şekil 3.9'daki sembollerle uyumlu seçilmiştir.

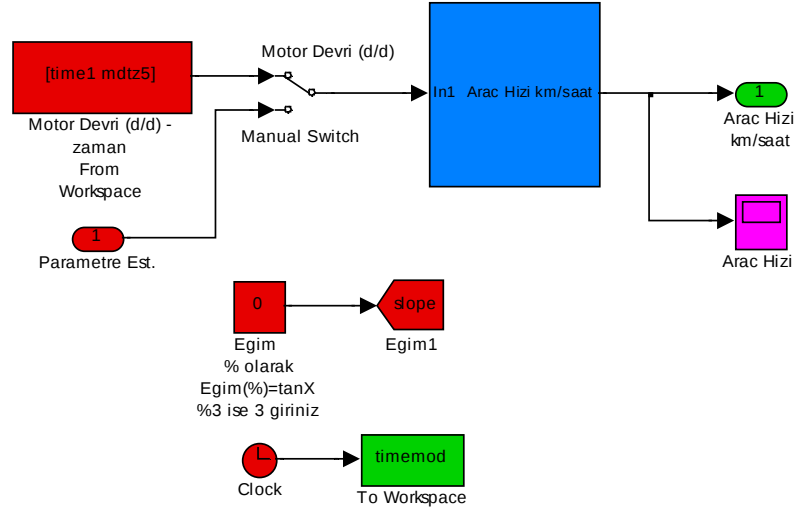
Üç alt sistemden oluşan modelin ilk bölümünde, araç testlerinden elde edilen ya da istenilen motor devri verisi zamanın fonksiyonu olarak modele bir anahtar üzerinden girmektedir. Anahtar kullanılmasının nedeni, "Parameter Estimation Toolbox"ın giriş olarak bir "in" bloğuna ihtiyaç duymasıdır. Bu anahtar vasıtasıyla sisteme farklı girişler de verilebilmektedir. Modelin ikinci girişi yokuş direnci hesaplanması için gidilen yolun eğimidir. Eğim girişi modelde de belirtildiği gibi % sayı değeri olarak modele girilmektedir. İlk yapılan araç testlerinde eğimölçer olmadığı ve yolun düz olduğu kabul edildiğinde bu giriş sabit olarak sıfır alınmıştır. Ancak yapılan ikinci araç testlerinde eğimölçer bulunduğu için bu giriş toplanan eğim bilgisi ile yer değiştirmiştir. Ayrıca modelden Matlab/Workspace'e zaman verisi atılarak daha sonra kullanılmak üzere saklanmaktadır.

Alt sisteme yukarıdaki girişler uygulandığında araç test verileri ile karşılaştırmak için birçok çıkış almak mümkündür ancak burada sadece aks alt sisteminden elde edilen tekerlek açısal hızının araç hızına dönüştürülerek çıkış olarak alınması modelin hızlı çalışması açısından uygun görülmüştür. Araç hızı, test verisiyle uyum sağlayabilmesi için araç hızının ifade edildiği birim olan km/saat'e çevrilerek model çıkışı olarak Parameter Estimation Toolbox'a giriş olarak tanıtılmıştır.

Matlab/Simulink'te kurulan modelin ilk bölümü Şekil 3.16'da gösterilmiştir.

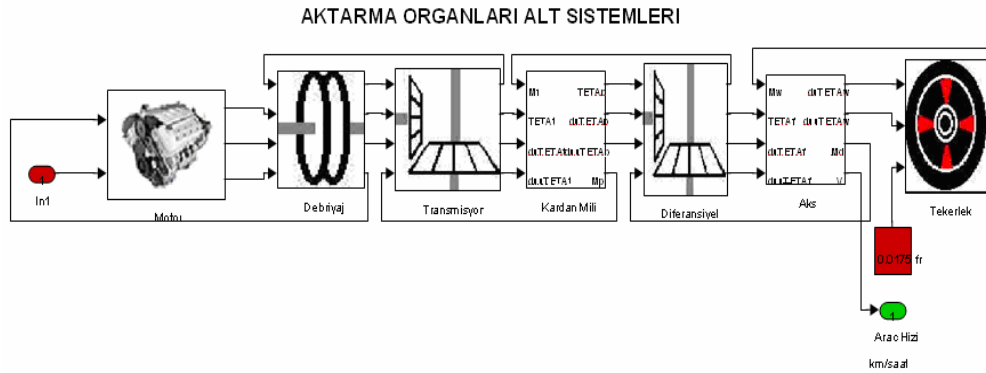


MODULER MODEL



Şekil 3.16. Modüler modele ait Matlab/Simulink blok diyagramı

Modelin ikinci alt bölümünde aktarma organlarının alt sistemleri yer almaktadır. Bu bölümde her organ kendi alt sistemini oluştururken, organların birbirleri ile olan ileri ve geri beslemeleri gösterilmiştir. Matlab/Simulink'te kurulan modelin ikinci alt bölümü Şekil 3.17'de gösterilmiştir. Daha sonra ise alt sistemler teker teker incelenmiştir.



Şekil 3.17. Aktarma organları alt sistemlerine ait Matlab/Simulink blok diyagramı
[Blok resimleri temsili olarak Adviser Programından alınmıştır.]

3.2.3.1 Motor

Motor alt sisteminin girişleri ve çıkışları sırasıyla aşağıda belirtilmiştir.

Girişler,

- 1) Debriyaj alt sisteminden gelen M_c ,
- 2) Üst sistemden gelen motor devri (dev/d)'dir.

Çıkışlar,

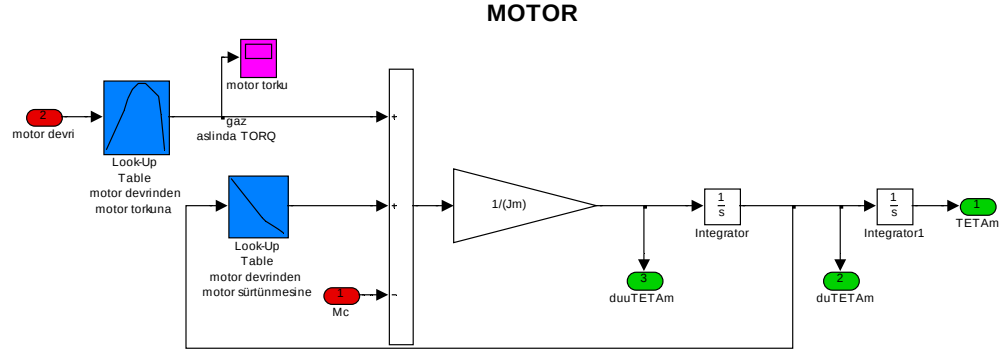
- 1) Motor açısal konumu, θ_m (rad) , tetam
- 2) Motor açısal hızı, $\dot{\theta}_m$ (rad/s) , dutetam
- 3) Motor açısal ivmesi, $\ddot{\theta}_m$ (rad/s²) , duutetam

Modelin ilk girişi olan motor devrinin, model denklemlerinin girişi olan motor torkuna çevrilmesi için “LookUp Table”da kullanılmaktadır. Net motor torkunun hesaplanması için iç sürtünme momentinin hesaplanması gerekmektedir. Bu moment yine LookUp Table’dan motor alt sisteminde hesaplanan motor devrinin geçmesi ile hesaplanmaktadır.

Motor alt bloğu kurulurken kullanılan denklem aşağıda ifade edilmiştir.

$$J_m \ddot{\theta}_m = M_m - M_{fric,m} - M_c \quad (3.171)$$

Matlab/Simulink’te kurulan motor alt sistemi Şekil 3.18’de gösterilmiştir.



Şekil 3.18. Motor alt sistemlerine ait Matlab/Simulink blok diyagramı

3.2.3.2 Debriyaj

Debriyaj alt sisteminin girişleri ve çıkışları sırasıyla aşağıda belirtilmiştir.

Girişler,

- 1) Şanzıman alt sisteminden gelen M_t
- 2) Motor alt sisteminden gelen motor açısal konumu, θ_m (rad) , tetam
- 3) Motor alt sisteminden gelen motor açısal hızı, $\dot{\theta}_m$ (rad/s) , dutetam
- 4) Motor alt sisteminden gelen motor açısal ivmesi, $\ddot{\theta}_m$ (rad/s²) , duutetam

Çıkışlar,

- 1) Debriyaj açısal konumu, θ_c (rad) , tetac
- 2) Debriyaj açısal hızı, $\dot{\theta}_c$ (rad/s) , dutetac
- 3) Debriyaj açısal ivmesi, $\ddot{\theta}_c$ (rad/s²) , duutetac
- 4) Alt sistemde türetilen M_c

Modüler modelde kullanılan debriyaj modelinin katı olduğu ve sürtünme olmadığı kabul edilmiştir. Modellemede ilk andaki geçiş modu olan kayma modunun olmadığı varsayılmıştır.

Debriyaj alt bloğu kurulurken kullanılan denklem aşağıda ifade edilmiştir.

$$\theta_m = \theta_c \quad (3.172)$$

$$\dot{\theta}_m = \dot{\theta}_c \quad (3.173)$$

$$\ddot{\theta}_m = \ddot{\theta}_c \quad (3.174)$$

$$M_c = M_t \quad (3.175)$$

Matlab/Simulink'te kurulan debriyaj alt sistemi Şekil 3.19'da gösterilmiştir.



Şekil 3.19. Debriyaj alt sistemlerine ait Matlab/Simulink blok diyagramı

3.2.3.3 Şanzıman

Şanzıman alt sisteminin girişleri ve çıkışları sırasıyla aşağıda belirtilmiştir.

Girişler,

- 1) Debriyaj alt sisteminden gelen debriyaj açısal konumu, θ_c (rad) , tetac
- 2) Debriyaj alt sisteminden gelen debriyaj açısal hızı, $\dot{\theta}_c$ (rad/s) , dutetac
- 3) Debriyaj alt sisteminden gelen debriyaj açısal ivmesi, $\ddot{\theta}_c$ (rad/s²) , duutetac
- 4) Kardan mili alt sisteminden gelen M_p

Çıkışlar,

- 1) Alt sistemde türetilen M_t
- 2) Şanzıman açısal konumu, θ_t (rad) , tetat
- 3) Şanzıman açısal hızı, $\dot{\theta}_t$ (rad/s) , dutetat
- 4) Şanzıman açısal ivmesi, $\ddot{\theta}_t$ (rad/s²) , duutetat

Modüler modelde kullanılan şanzıman modeli dönen bir atalet (J_t) olarak modellenmiştir. Sürtünme momenti, viskoz sönümleme katsayısı (b_t) ile ifade edilmiştir.

Şanzıman alt bloğu kurulurken kullanılan denklem aşağıda ifade edilmiştir.

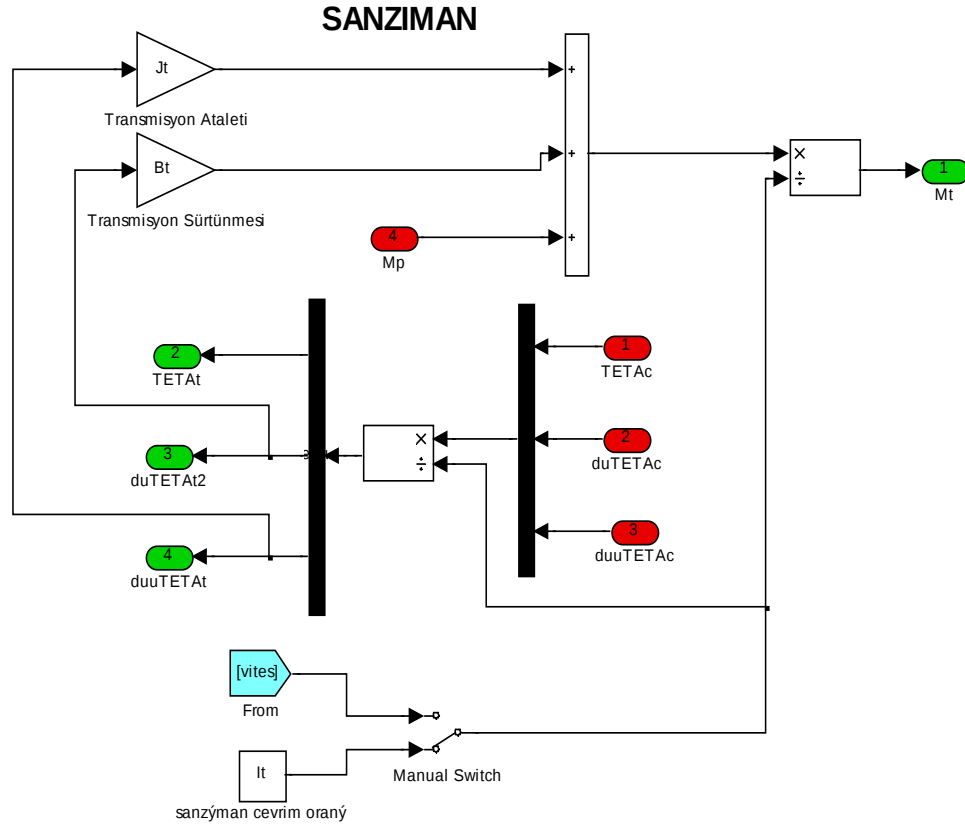
$$\theta_c = \theta_t i_t \quad (3.176)$$

$$\dot{\theta}_c = \dot{\theta}_t i_t \quad (3.177)$$

$$\ddot{\theta}_c = \ddot{\theta}_t i_t \quad (3.178)$$

$$J_t \ddot{\theta}_t + b_t \dot{\theta}_t + M_p = M_t i_t \quad (3.179)$$

Matlab/Simulinkte kurulan şanzıman alt sistemi Şekil 3.20’de gösterilmiştir.



Şekil 3.20. Şanzıman alt sistemlerine ait Matlab/Simulink blok diyagramı

3.2.3.4 Kardan Mili

Kardan mili alt sisteminin girişleri ve çıkışları sırasıyla aşağıda belirtilmiştir.

Girişler,

- 1) Diferansiyel alt sisteminden gelen M_f
- 2) Şanzıman alt sisteminden gelen şanzıman açısai konumu, θ_t (rad) , tetat
- 3) Şanzıman alt sisteminden gelen şanzıman açısai hızı, $\dot{\theta}_t$ (rad/s) , dutetat
- 4) Şanzıman alt sisteminden gelen şanzıman açısai ivmesi, $\ddot{\theta}_t$ (rad/s²) , duutetat

Çıkışlar,

- 1) Kardan mili açısai konumu, θ_p (rad) , tetap
- 2) Kardan mili açısai hızı, $\dot{\theta}_p$ (rad/s) , dutetap
- 3) Kardan mili açısai ivmesi, $\ddot{\theta}_p$ (rad/s²) , duutetap
- 4) Alt sistemde türetilen M_p

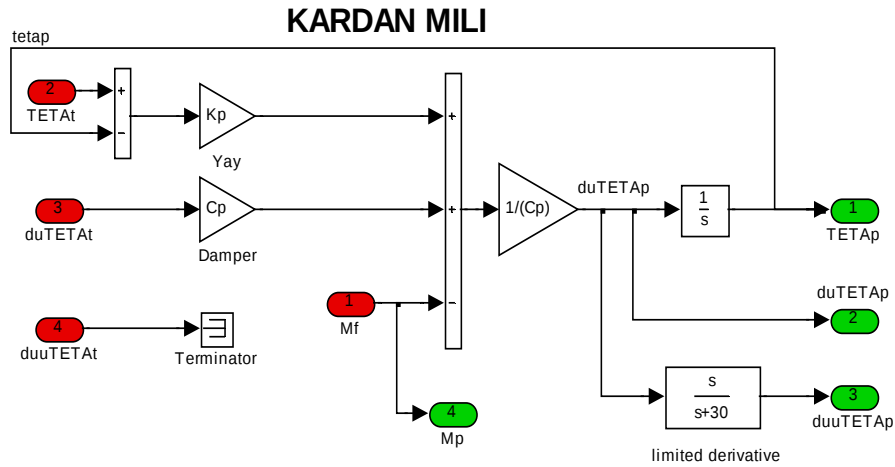
Modüler modelde kullanılan kardan mili esnek olarak modellenmiştir. Diğer bir ifade ile burulma olduğu varsayılmıştır. Şanzıman alt sisteminden gelen şanzıman açısai ivmesi, $\ddot{\theta}_t$ (rad/s²) , duutetat bu alt sistemde kullanılmadığı için çıkışı kapatılmıştır. Diferansiyel alt sisteminin girişlerinden biri olan kardan mili açısai ivmesi, $\ddot{\theta}_p$ (rad/s²) , duutetap ise bant genişliği 30 rad/s olan limitli bir türev kullanılarak oluşturulmuştur.

Kardan mili alt bloğu kurulurken kullanılan denklem aşağıda ifade edilmiştir.

$$M_f = M_p \quad (3.180)$$

$$M_f = M_p = k_p (\theta_t - \theta_p) + c_p (\dot{\theta}_t - \dot{\theta}_p) \quad (3.181)$$

Matlab/Simulinkte kurulan kardan mili alt sistemi Şekil 3.21’de gösterilmiştir.



Şekil 3.21. Kardan Mili alt sistemlerine ait Matlab/Simulink blok diyagramı

3.2.3.5 Diferansiyel

Diferansiyel alt sisteminin girişleri ve çıkışları sırasıyla aşağıda belirtilmiştir.

Girişler,

- 1) Kardan mili alt sisteminden gelen kardan mili açısai konumu, θ_t (rad) , tetap
- 2) Kardan mili alt sisteminden gelen Kardan mili açısai hızı, $\dot{\theta}_t$ (rad/s) , dutetap
- 3) Kardan mili alt sisteminden gelen Kardan mili açısai ivmesi, $\ddot{\theta}_t$ (rad/s²) , duutetap
- 4) Aks mili alt sisteminden gelen M_d

Çıkışlar,

- 1) Alt sistemde türetilen M_f
- 2) Diferansiyel açısal konumu, θ_f (rad) , tetaf
- 3) Diferansiyel açısal hızı, $\dot{\theta}_f$ (rad/s) , dutetaf
- 4) Diferansiyel açısal ivmesi, $\ddot{\theta}_f$ (rad/s²) , duutetaf

Modüler modelde kullanılan diferansiyel dönen bir atalet (J_f) olarak modellenmiştir.

Sürtünme momenti, viskoz sönümlleme katsayısı (b_f) ile ifade edilmiştir.

Diferansiyel alt bloğu kurulurken kullanılan denklemler aşağıda ifade edilmiştir.

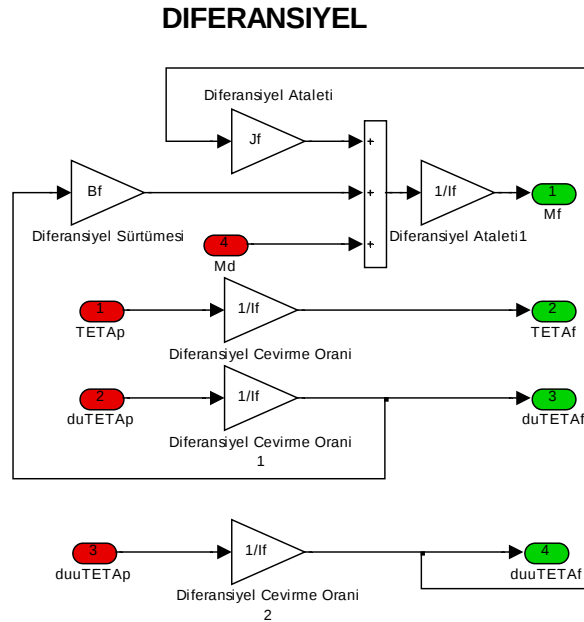
$$\theta_p = \theta_f i_f \quad (3.182)$$

$$\dot{\theta}_p = \dot{\theta}_f i_f \quad (3.183)$$

$$\ddot{\theta}_p = \ddot{\theta}_f i_f \quad (3.184)$$

$$M_f i_f = J_f \ddot{\theta}_f + b_f \dot{\theta}_f + M_d \quad (3.185)$$

Matlab/Simulink'te kurulan diferansiyel alt sistemi Şekil 3.22'de gösterilmiştir.



Şekil 3.22. Diferansiyel alt sistemlerine ait Matlab/Simulink blok diyagramı

3.2.3.6 Aks Mili

Aks mili alt sisteminin girişleri ve çıkışları sırasıyla aşağıda belirtilmiştir.

Girişler,

- 1) Tekerlek alt sisteminden gelen M_w
- 2) Diferansiyel alt sisteminden gelen diferansiyel açısal konumu, θ_f (rad) , tetaf
- 3) Diferansiyel alt sisteminden gelen diferansiyel açısal hızı, $\dot{\theta}_f$ (rad/s) , dutetaf
- 4) Diferansiyel alt sisteminden gelen diferansiyel açısal ivmesi, $\ddot{\theta}_f$ (rad/s²) , duutetaf

Çıkışlar,

- 1) Aks mili açısal hızı = tekerlek açısal hızı, $\dot{\theta}_w$ (rad/s) , dutetaw
- 2) Aks mili açısal ivmesi = tekerlek açısal ivmesi, $\ddot{\theta}_w$ (rad/s²) , duutetaw
- 3) Alt sistemde türetilen M_d
- 4) Araç hızı, V (km/saat)

Modüler modelde kullanılan aks mili esnek olarak modellenmiştir. Diğer bir ifade ile burulma olduğu varsayılmıştır. Diferansiyel alt sisteminden gelen diferansiyel açısal ivmesi, $\ddot{\theta}_f$ (rad/s²), duutetaf bu alt sistemde kullanılmadığı için çıkışı kapatılmıştır. Tekerlek alt sisteminin girişlerinden biri olan aks mili açısal ivmesi = tekerlek açısal ivmesi, $\ddot{\theta}_w$ (rad/s²) , duutetaw ise bant genişliği 30 rad/s olan limitli bir türev kullanılarak oluşturulmuştur.

Aks mili alt bloğu kurulurken kullanılan denklem aşağıda ifade edilmiştir.

$$M_d = M_w \quad (3.186)$$

$$M_d = M_w = k_d (\theta_f - \theta_w) + c_d (\dot{\theta}_f - \dot{\theta}_w) \quad (3.187)$$

Matlab/Simulinkte kurulan aks mili alt sistemi Şekil 3.23’de gösterilmiştir.

3.3.1 Deneyde Kullanılan Ağır Ticari Taşıtlar

Deneyisel çalışma, ağır ticari taşıt kategorisindeki kamyonlar ile gerçekleştirilmiştir. Deneyisel çalışma esnasında aynı model kamyonlar kullanılmıştır. Araçlar test esnasında beton bloklardan oluşan test yükleri ile tam yüklü durumdadır (Şekil 3.28).



Şekil 3.28. Beton test blokları

Testte kullanılan araca ilişkin genel özellikler aşağıda sunulmuştur;

- 7.33 litre, 6 silindirli 240 PS / 2400 dd, 840 Nm / 1200-1800 dd, Bosch - Ortak hat enjeksiyonlu (Common Rail Injection) 7.33 litre turboşarjlı ve Intercooler (TCI) motor
- 15.5" (395 mm), asbestsiz, tek kuru plaka, pnömatik itme tip debriyaj,
- ZF 9S 75, 9+1 vites şanzıman bulunmakta ve
- Aracın ağırlığı test esnasında tam yüklü olarak 25000 kg'dır.

3.3.2 Ölçülen Değerler

Araçtan toplanan ölçümlerin listesi Tablo 3.2 olarak sunulmuştur. Bu sensörlerden gelen sinyaller bir TOUGHBOOK ve üzerinde kurulu olan INCA programı ile toplanmış ve depolanmıştır.

Tablo 3.2. Ölçülen değişkenler ve birimleri

ÖLÇÜLEN DEĞİŞKENLER		
1	Mesafe	km
2	Toplam Yakıt Miktarı	gr
3	Ana Enjeksiyon Yakıt Miktarı	mg/str
4	Ön Enjeksiyon Yakıt Miktarı	mg/str
5	Min/Max Yakıt Miktarı	mg/str
6	Gaz Pedalı Pozisyonu	%
7	Hava Basıncı	hPa
8	Pompa Basıncı	hPa
9	Pompa Sıcaklığı	degC
10	Soğutma Suyu Sıcaklığı	degC
11	Motor Devri	rpm
12	Yakıt Basıncı	MPa
13	Motor Yağ Basıncı	hPa
14	Yağ Sıcaklığı	degC
15	El Freni Pozisyonu	-
16	Araç Hızı	km/h
17	Eğim	derece

3.3.3 Birinci Grup Yol Testleri

Birinci grup yol testleri iki ana bölümden oluşmaktadır. Bu testler birbirlerini takip eden toplam 15 testten oluşmaktadır. Tablo 3.3’de belirtilen birinci test dosyasında araca ait düz yol testleri yer almaktadır. Testler düz varsayılan yolda gerçekleştirilmiş ve yol gidiş/dönüş olarak iki şekilde kat edilmiştir. Test kaydedilirken aracın devir aralığı, vitesi, yolun gidiş/dönüş olduğu ve aracın adı sırasıyla belirtilmiştir. Yapılan birinci yol testlerine ait özet bilgi aşağıda Tablo 3.3 olarak sunulmuştur.

Testlerden TEST 6A örnek olarak seçilirse; bu testte araç 1. viteste iken rölanti devri olan 600 devir/dakikadan kalkış gaz pedalına sonuna kadar basılarak (step input) gerçekleştirilmiş araç 2000 devir/dakikaya ulaştığında bu devirde sabit tutulmaya çalışılmıştır, bunun ardından frene basılmadan aracın rölanti devrine düşmesi beklenmiştir.

Test sırasında araçta eğimölçer olmaması nedeniyle yolun eğimi ölçülememiş ve düz olduğu kabul edilen bir yolda testler gerçekleştirilmiştir. Bu nedenle parametrelerin tam olarak belirlenebilmesi için eğimölçer ile ikinci bir yol testinin yapılması gereği

ortaya çıkmış ve bu gereklilik nedeniyle tez çalışmasının ilerleyen safhalarında ikinci yol testleri gerçekleştirilmiştir.

Tablo 3.3. Birinci yol testi özet tablosu

TEST DOSYASI						
TEST NO	TEST BÖLÜMÜ	MOTOR BAŞLANGIÇ DEVRİ (d/d)	MOTOR BİTİŞ DEVRİ (d/d)	GAZ PEDALI	DEBRİYAJ	VİTES
1	A	2000	600	BASILMIYOR	BASILMIYOR	BOŞTA
	B	1600	600	BASILMIYOR	BASILMIYOR	BOŞTA
2	A	2000	600	BASILMIYOR	BASILMIYOR	1
	B	1600	600	BASILMIYOR	BASILMIYOR	1
3	A	600	1800 VİTES DEĞİŞİMİ	STEP INPUT	VİTES DEĞİŞİMİ	2,4,6
	B	600	2000 VİTES DEĞİŞİMİ	STEP INPUT	VİTES DEĞİŞİMİ	2,4,6
	C	600	2200 VİTES DEĞİŞİMİ	STEP INPUT	VİTES DEĞİŞİMİ	2,4,6
	D	600	2400 VİTES DEĞİŞİMİ	STEP INPUT	VİTES DEĞİŞİMİ	2,4,6
4	A	600	ANİ DEBRİYAJ	STEP INPUT	VİTES DEĞİŞİMİ	1,2,3,4
	B	600	YAVAŞ DEBRİYAJ	STEP INPUT	VİTES DEĞİŞİMİ	1,2,3,4
5	A	2000	600	BASILMIYOR	VİTES DEĞİŞİMİ	1
	B	1600	600	BASILMIYOR	VİTES DEĞİŞİMİ	1
6	A	600	2000	STEP INPUT	BASILMIYOR	1
	B	600	1600	STEP INPUT	BASILMIYOR	1
7	A	600	1800 VİTES DEĞİŞİMİ	STEP INPUT	VİTES DEĞİŞİMİ	2,4,6

3.3.4 İkinci Grup Yol Testleri

İkinci grup yol testlerinin birinci testlerden başlıca farkı, araçlarda bir eğimölçerin (Şekil 3.29) bulunması ve araçların eğimli yolda da test edilmesidir. Eğimölçerden doğru verinin alınması için sensör aracın şasisine monte edilmiştir. Bu testlerin ayrıntısı aşağıda sunulmuştur. Düz yol testleri bir günlük çalışma ile belirlenen ve %4'den (2.3°) az eğime sahip olduğu için düz yol olarak tanımlanan yolda gerçekleştirilmiş ve yol gidiş/dönüş olarak iki şekilde katedilmiştir. Düz yolda araç 1.-3.-5. ve 8. vitesler ile test edilmiştir. Eğimli yol testleri ise benzer şekilde %14-15 (8°) eğime sahip yolda gerçekleştirilmiş ve araç 1.-2. ve 3. vites ile test edilmiştir. Eğimli yolun resmi fikir vermesi amacıyla Şekil 3.30 olarak aşağıda sunulmuştur.



Şekil 3.29. Eğim ölçerin şasedeki yeri



Şekil 3.30. Eğimli yol

İkinci grup yol testleri düz ve eğimli yolda gerçekleştirilmiş testlerdir. Test dosyasına ait özet bilgi aşağıda Tablo 3.4 olarak sunulmuştur. Test yapılırken ve kaydedilirken Tablo 3.4'deki test numarası takip edilmiştir.

Tablo 3.4. Düz ve eğimli yol testleri

İKİNCİ YOL TESTİ ÖZET TABLOSU						
1. TEST DOSYASI						
Test No	Yol Eğimi (derece)	Vites	Başlangıç Devri	Bitiş Devri (rpm)	Debriyaj Bırakma	Tekrar
1	0	boşta	rolanti devri	1800	kavramada	3
2	0	boşta	rolanti devri	2400	kavramada	3
3	0	boşta	rolanti devri	1800	basılı	3
4	0	boşta	rolanti devri	2400	basılı	3
5	0.5	1	rolanti devri	1800	yavaş	3
6	0.5	1	rolanti devri	2400	yavaş	3
7	0	3	rolanti devri	1800	yavaş	3
8	0	5	rolanti devri	1800	yavaş	3
9	0.5	5	rolanti devri	2400	yavaş	3
10	0	8	rolanti devri	1800	yavaş	3
11	5.5	1	rolanti devri	1800	yavaş	3
12	5.5	1	rolanti devri	2400	yavaş	3
13	6	2	rolanti devri	1800	yavaş	3
14	6	2	rolanti devri	2400	yavaş	3
15	6	3	rolanti devri	1800	yavaş	3
16	0	1,2,3	rolanti devri	1800	yavaş	3
17	0	1,2,3	rolanti devri	2400	yavaş	3
18	6	1,2,3	rolanti devri	1800	yavaş	3
19	6	1,2,3	rolanti devri	2400	yavaş	3
20	0.5	2,4,6	rolanti devri	1800	yavaş	3

Testlerin açıklanması için TEST 5 örnek olarak seçilirse; bu testte araç düz yolda (eğim < %4) iken 1. viteste rölanti devri olan 700 devir/dakikadan kalkış gaz pedalına sonuna kadar basılarak (step input) gerçekleştirilmiş araç maksimum tork devri olan 1800 devir/dakikaya ulaştığında bu devirde sabit tutulmaya çalışılmıştır, bunun ardından frene basılmadan aracın rölanti devrine düşmesi beklenmiştir. TEST 17’de ise yukarıdaki test eğimi ortalama 6° olan yolda tekrarlanmıştır.

3.4 Model Parametrelerinin Belirlenmesi

Güç aktarma organlarının matematiksel olarak modellenmesi ve Matlab/Simulink ortamında matematiksel modellerin kurulmasının ardından bu modellerle simülasyon yapılabilmesi için model parametrelerinin yani araca ait bazı fiziksel değerlerin bilinmesi gerekmektedir.

Model parametreleri, simüle edilmesi istenen aracın gerçek değerlerine ne kadar yakın olursa, modelin simülasyon çıktıları aracın çıktılarını (aracı) o kadar iyi temsil

eder. Özet olarak parametreleri iyi saptanmış bir modelin çıktıları ile aracın çıktıları yapılan kabuller dahilinde yaklaşık olarak aynıdır.

Bu çalışma kapsamında güç aktarma organları modeli simülasyonunun ağır ticari araçlar için yapılması uygun görülmüştür. Bu nedenle parametrelerin ağır ticari araçlar için belirlenmesi ihtiyacı doğmuştur. Deneysel çalışma kapsamında kullanılan araca ait parametreler literatür araştırması ve katalog taraması sonucunda belirlenmiş ve aşağıda Tablo 3.5 olarak sunulmuştur.

Tablo 3.5. Kullanılan araca ait başlangıç parametreleri

Dinamik Tekerlek Yarıçapı	r_{eff}	0,526 m
Aks Mili Rotasyonel Yay Katsayısı	k_d	132325 Nm/rad
Araç Yüzey Alanı	A_a	5,78 m ²
Şanzıman Çevrim Oranları	i_t	1-1,34-1,81-2,54-3,53-4,71-6,37-8,96
Diferansiyel Çevrim Oranı	i_f	4,3
Hava Yoğunluğu Kabulü	ρ_a	1,25 kg/m ³
Hava Sürtünme Katsayısı	C_w	0,635
Yuvarlanma Direnci Katsayısı	f_r	0,0175
Araç Kütlesi (Tam Yüklü/Boş)	M	25000 / 8375 kg
Motor Ataleti	J_m	8,734 kgm ²
Şanzıman Ataleti	J_t	4,2192 kgm ²
Diferansiyel Ataleti	J_f	21,56 kgm ²
Tekerlek Ataleti	J_w	3,83 kgm ²
Aks Mili Sönüm Katsayısı	c_d	1329,3 Nmsn/rd
Kardan Mili Yay Katsayısı	k_p	1,1548 10 ⁵ Nm/rd
Kardan Mili Sönüm Katsayısı	c_p	472,55 Nmsn/rd
Şanzıman Sönüm Katsayısı	b_t	550,58 Nmsn/rd
Diferansiyel Sönüm Katsayısı	b_f	1681,1 Nmsn/rd
Tekerlek Sönüm Katsayısı	b_w	1930 Nmsn/rd

Modele girilen parametreler ile modelin kararlı bir şekilde çalıştığı gözlenmiştir.

Bölüm 3.3’de anlatılan yol testlerinin gerçekleştirilme amacı araca ait bazı aktarma organları parametrelerinin doğru olarak elde edilmesiyle aracın model üzerindeki simülasyonu sonucunda en gerçekçi verileri elde etmektir.

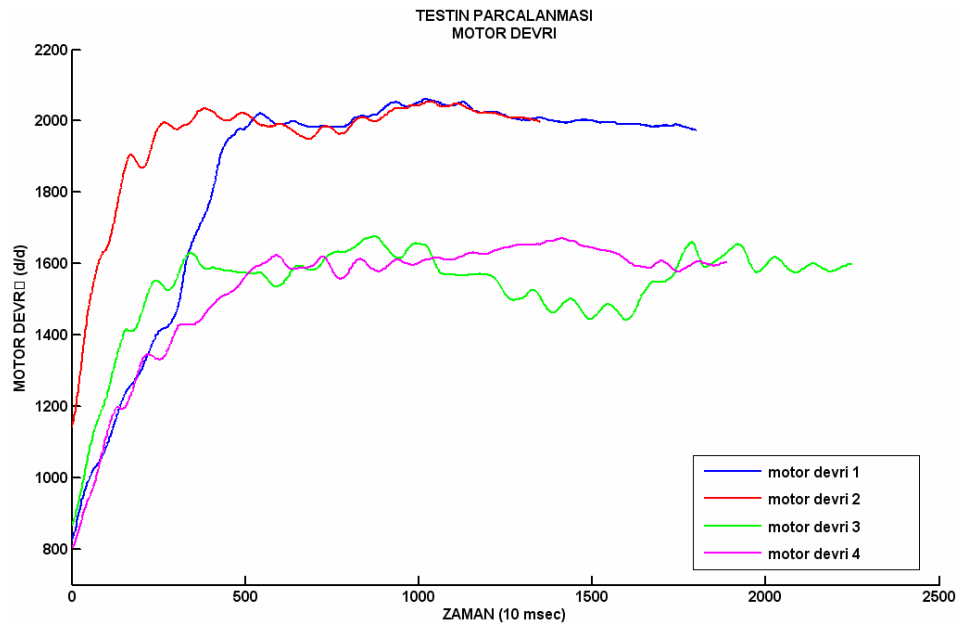
Bölüm 3.3’de anlatılan testler gerçekleştirildikten sonra modelde kullanılacak olan motor devri ve araç hızı verileri Matlab ortamına aktarılmış ve dosyalanmıştır. Gerçekleştirilen yol testleri ile model için gerekli birçok parametre elde edilmiştir. Aşağıdaki bölümde testlerden elde edilen verilerin ne şekilde kullanıldığı anlatılmıştır.

3.4.1 Parametre Belirleme Programı

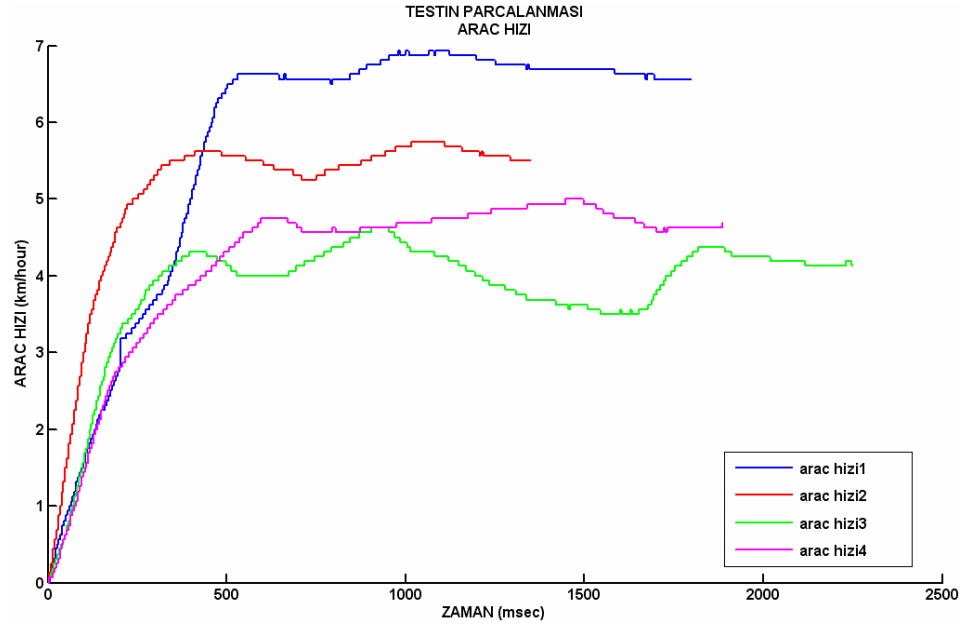
Yol testleri ile elde edilen verilerden güç aktarma organları parametrelerini elde etmeye yarayacak testler belirlenerek bu test verileri üzerinde gürültü ve sensör hatalarından arındırma işlemi yapılmıştır. Bu işlemin ardından parametreleri belirlemek için Matlab/Simulink/Parameter Estimation Toolbox kullanmıştır. Bu toolbox'ın test verilerini kullanarak parametre belirlemesini hangi adımlarla gerçekleştirdiği aşağıda anlatılmıştır.

Parameter Estimation Toolbox kullanabilmek için öncelikle Matlab7-R14/Simulink modeli çalıştırılmalıdır. Bu amaçla ilk olarak model hangi test için çalıştırılacaksa o teste ait M-file çalıştırılır, bu M-file'lara çok uzun olmaları dolayısıyla yer verilmemiştir. Bunun ardından birinci test dosyası için "datacek1" ve ikinci test dosyası için "datacek2" M-file'ları çalıştırılır.

Test datası workspace'de tanımlı hale getirildikten sonra test verisinin Parameter Estimation Toolbox'ta kullanılacak bölümlerinin belirlenmesi amacıyla her teste özel olarak hazırlanan ve testi kullanılabilcek bölümlere ayıran M-file çalıştırılır. Bu M-file çalıştırıldıktan sonra test verisi olan giriş motor devri ve çıkış araç hızı aşağıda Şekil 3.31 ve Şekil 3.32'de gösterilen parçalara ayrılmış ve workspace'te bu parçalanmış veri saklanmıştır. Ayrıca araç hızı başlangıç değeri motor devrine uygun olarak sıfıra indirgenmiştir.

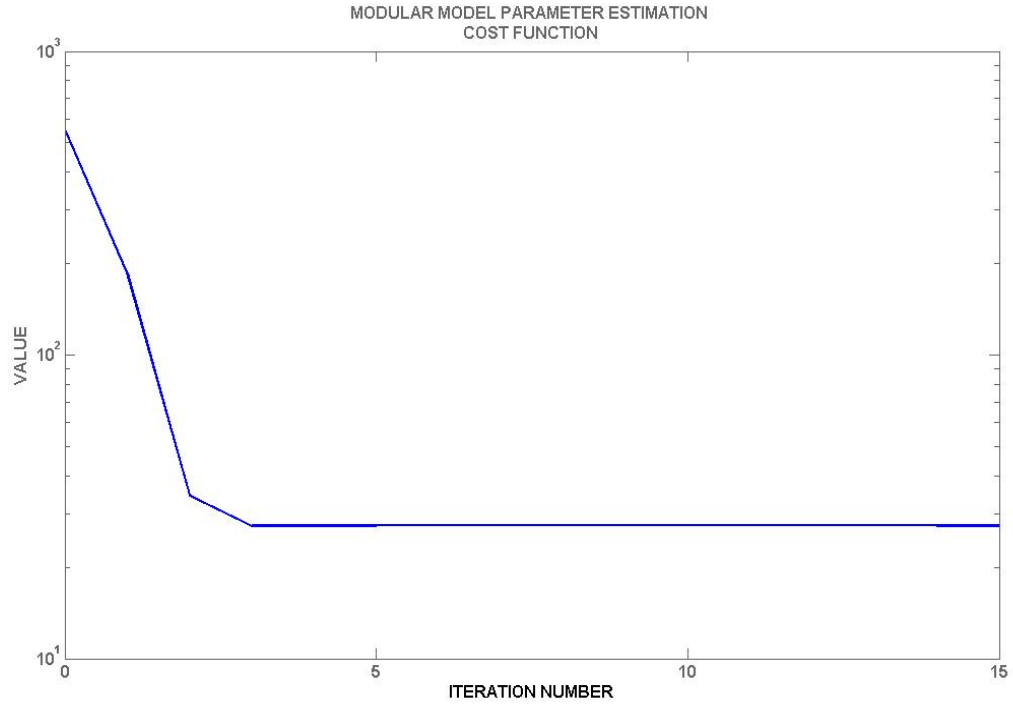


Şekil 3.31. Testten çekilen motor devri verisi

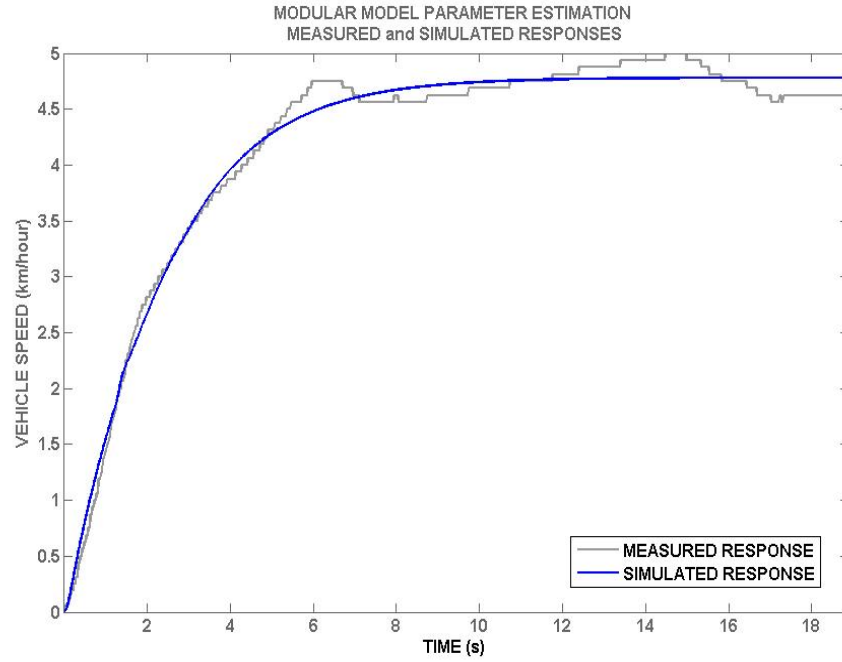


Şekil 3.32. Testten çekilen araç hızı verisi

Bu işlemten sonra modelin çalışması için son olarak parametre değerlerini içeren “sabit” M-file’ı çalıştırılmaktadır. Bu işlemlerin ardından modelin çalışması için gerekli olan alt yapı hazırlanmış olmaktadır. Model açılarak parametre hesaplanmasında hangi test bölümü kullanılacaksa giriş olarak onun adı ve simülasyon zamanı matrisi adı girilerek model çalıştırılır. Modelin bir kez çalıştırılmasından sonra Tools menüsündeki “Parameter Estimation Toolbox” açılır. Bu toolbox kullanılarak belirlenmesi istenen parametreler tanımlanır, ardından istenen hassasiyet, iterasyon sayısı, minimum değişiklik eşiği, parametre toleransı, fonksiyon toleransı gibi özellikler seçilerek onaylandıktan sonra işlem başlatılır. Parametre belirleme işlemi tamamlandığında yeni parametreler workspace’e atılır ve ayrıca “Parameters” başlığı altında gösterilir. Grafiklerde ise test ve simülasyondan elde edilen çıktılar karşılaştırılır. Test 6 Part 5’e uygulanan parametre belirleme işlemi sonrasında maliyet fonsiyonu grafiği ve deneysel sonuç - simülasyon sonucu karşılaştırma grafiği örnek olarak aşağıdaki Şekil 3.33 ve Şekil 3.34 olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.33. Maliyet fonksiyonu grafiği

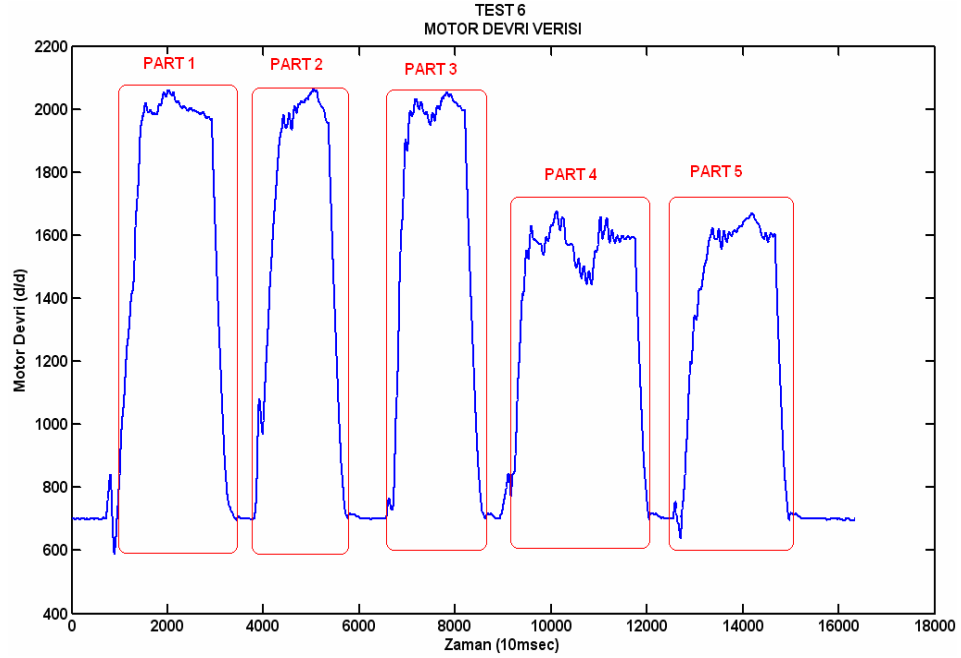


Şekil 3.34. Deneysel sonuç-simülasyon sonucu karşılaştırma grafiği

3.4.2 Birinci Yol Testleri Üzerine Çalışmalar

Birinci yol testleri tek tek incelenerek bu testlerden parametre belirlemek için en uygun bölümler belirlenmiştir. Bölümler belirlenirken, deney esnasında gerçekleştirilen tekrarlardan deneyi en iyi ifade eden, sürücü tarafından uygulanan

girişin optimal olduğu, en az gürültü barındıran kısmın seçilmesine özen gösterilmiştir. Buna göre testi parçalara ayıran M-file'lar yazılmıştır. Test esnasında yapılan her tekrar bir Part olarak isimlendirilmiştir, buna göre TEST 6'nın Motor Devri verisinin tamamı aşağıda Şekil 3.35 olarak sunulmuş ve üzerinde partlar belirtilmiştir.

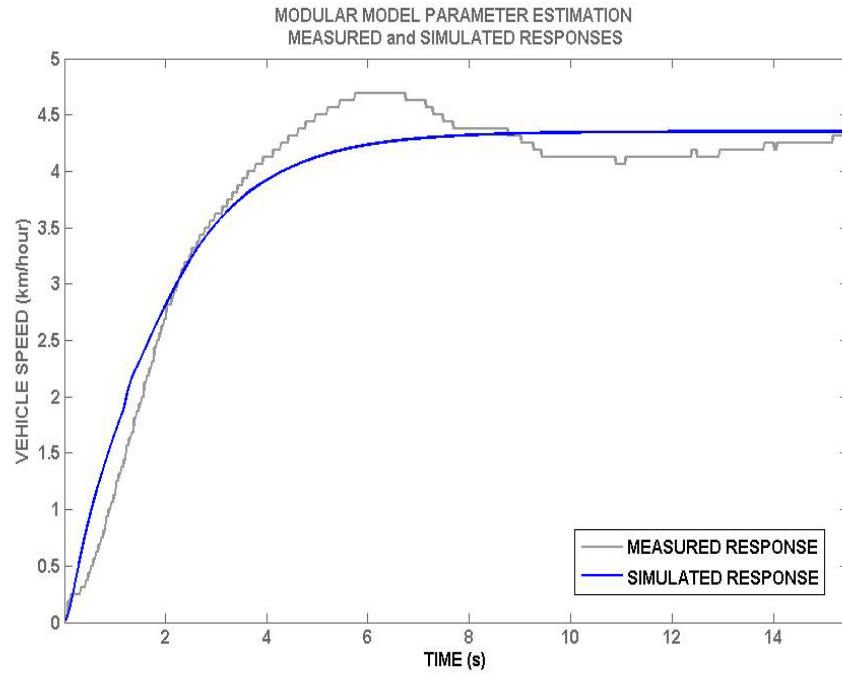


Şekil 3.35. Testlerin bölümlere ayrılması

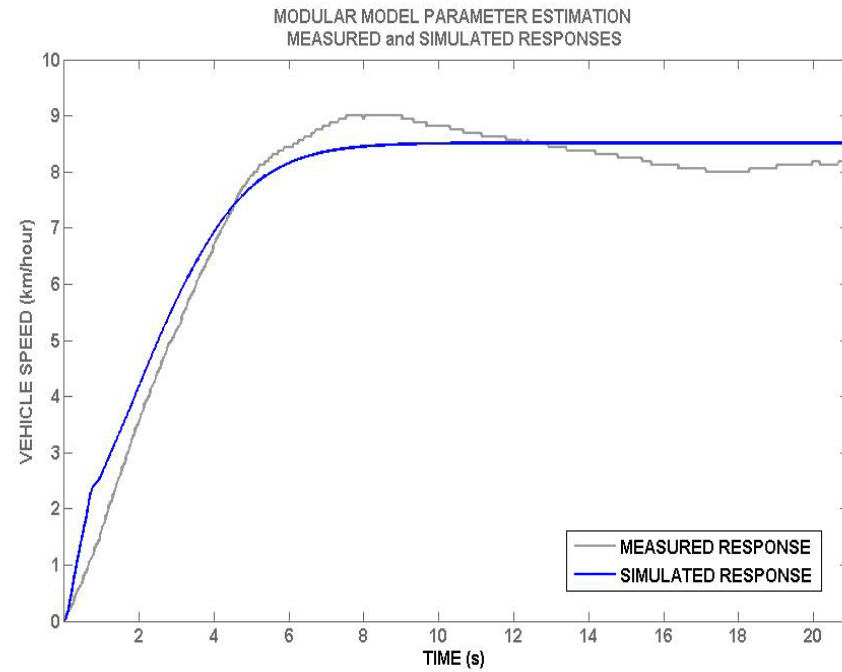
Bölümlere ait parametre belirleme işlemi Model 3 Modüler Güç Aktarma Organları Modeli ile gerçekleştirilmiştir. Yol testleri gerçekleştirilirken aracın yüklü ağırlığı 25000 kg olarak araca bağlı olarak tanımlanması nedeniyle parametre belirleme işlemi esnasında da araç kütlesi 25000 kg olarak alınmıştır.

3.4.2.1 Model 3: Modüler Model İle Parametre Belirlenmesi

Belirlenmiş olan test bölümleri için parametre belirleme çalışması Model 3: Modüler Modeli için “Parameter Estimation Toolbox” aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sistem cevaplarına ilişkin iki örneğin grafikleri Şekil 3.36 ve Şekil 3.37 olarak aşağıda sunulmuştur.



Şekil 3.36. TEST 5 PART 4 için simülasyon sonucu ve gerçek hız karşılaştırma grafiği



Şekil 3.37. TEST 3 PART 3 için simülasyon sonucu ve gerçek hız karşılaştırma grafiği

3.4.2.2 Birinci Grup Test İçin Parametrelerin Karşılaştırılması ve Yorumlanması

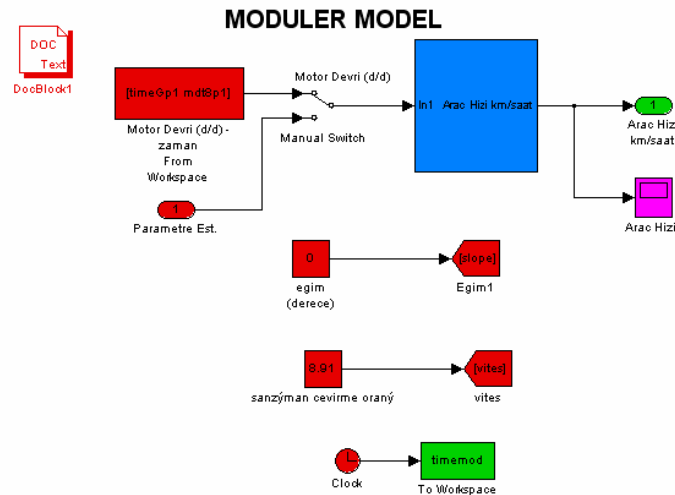
Birinci grup yol testlerinin düz olduğu varsayılan yolda eğim ölçer olmadan gerçekleştirilmiş olmasına rağmen araç sürücüsü testleri istenen hassasiyette gerçekleştirmiştir. Deneysel veri kullanılmasının yol açtığı zorluklar göz önünde bulundurulduğunda, yukarıda gerçekleştirilen parametre hesaplama işlemi sonunda elde edilen değerlerin birbiri ile tutarlı olduğu gözlenmektedir. Özellikle deneyden veri olarak alınan araç hızı ile simülasyon çıktısı olan araç hızının birbirine çok yakın olması modelin ve simülasyon parametrelerinin doğruluğunu ortaya koymaktadır.

Ağır ticari taşıta ait parametre belirleme işlemi sonuçları karşılaştırıldığında, ölçülen araç hızı ile simülasyon çıktısı olan araç hızının birbirine yakın sonuçlar verdiği görülmüştür.

Aşağıdaki sonuçlardan görüldüğü gibi parametre değerleri birbiri ile oldukça uyumludur. Araçlara ilişkin parametreler Bölüm 3.5'te ikinci grup testler ile karşılaştırıldıktan sonra tekrar yorumlanmıştır.

3.4.3 İkinci Yol Testleri Üzerine Çalışmalar

İkinci grup yol testlerinin birinci testlerden başlıca farkı, araçlarda bir eğimölçerin bulunması ve araçların eğimli yolda da test edilmesidir. Eğimölçerden düz yolda da veri alınmıştır. Alınan eğim verisinin modele bir giriş olarak uygulanması için modelde bir takım değişiklikler yapılmış ve bunlar aşağıda Şekil 3.38 olarak sunulmuştur.



Şekil 3.38. Eğim girişi içeren modüler modele ait Matlab/Simulink blok diyagramı

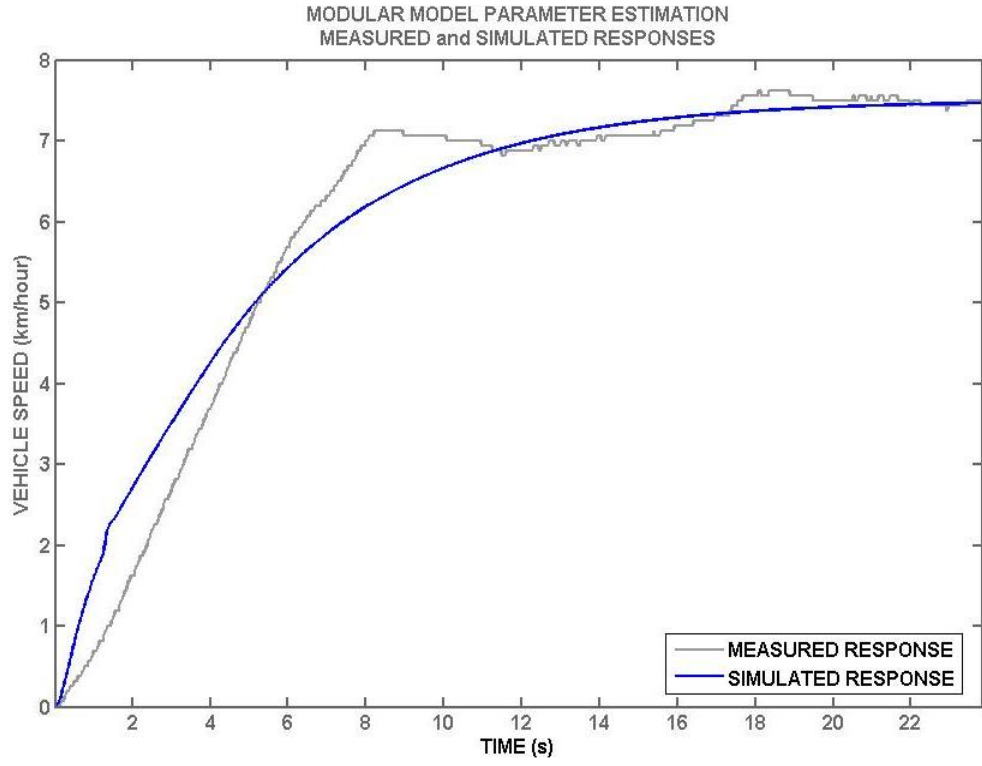
İkinci grup yol testleri tek tek incelenerek bu testlerden parametre belirlemek için en uygun bölümler belirlenmiştir. Daha önce de belirtildiği gibi bölümler belirlenirken, deney esnasında gerçekleştirilen tekrarlardan deneyi en iyi ifade eden, sürücü tarafından uygulanan girişin optimal olduğu, en az gürültü barındıran kısmın seçilmesine özen gösterilmiştir. Buna göre testi parçalara ayıran M-file'lar yazılmıştır. Bölüm 3.4.3'de belirtildiği gibi test esnasında yapılan her tekrar bir "Part" olarak isimlendirilmiştir.

Bölüm 3.3'de ayrıntısıyla verilen deneylerin bölümlere ayrılması için gerekli M-file'lar yazıldıktan sonra bu bölümlerden aynı araç için aynı test koşulları ile gerçekleştirilenler birbirleri ile karşılaştırılmak üzere düzenlenmiştir. Yapılan testlerin sonuçlarının karşılaştırılabilmesi için test içinde yapılan tekrarlardan en az iki bölüm seçilmiştir. Aşağıda her testten seçilen iki bölüme parametre belirleme işlemi uygulanacak ve bunların sonuçları birbiri ile karşılaştırılacaktır.

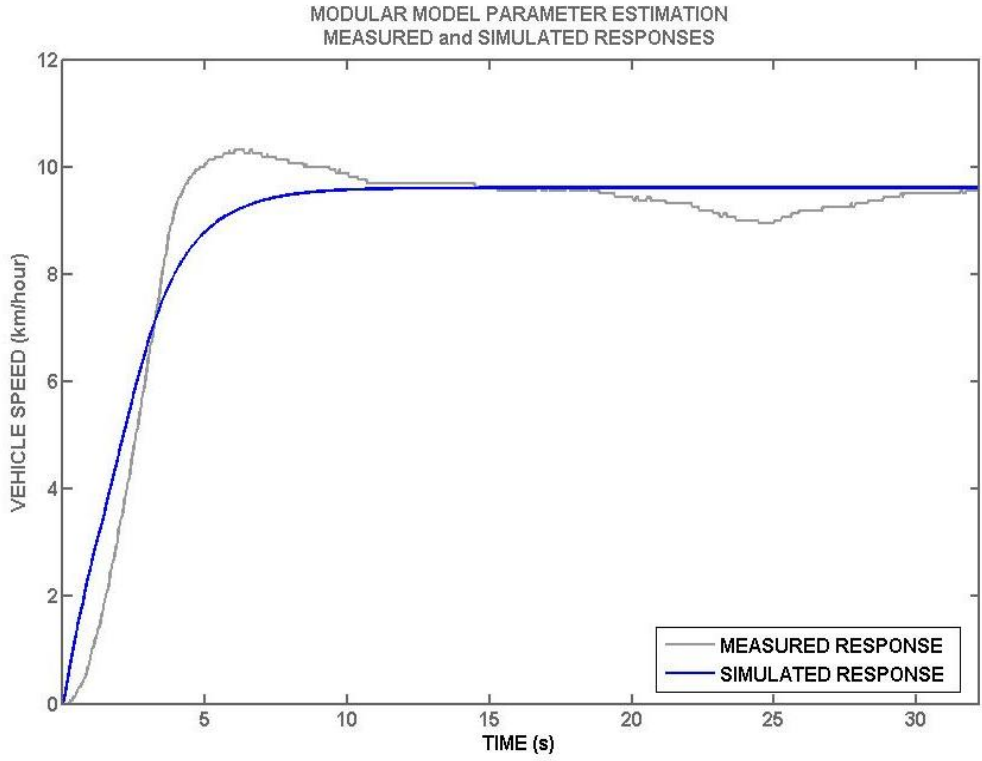
Bölümlere ait parametre belirleme işlemi Model 3: Modüler Güç Aktarma Organları Modeli ile gerçekleştirilmiştir. Yol testleri gerçekleştirilirken aracın yüklü ağırlığı 25000 kg olarak araca bağlı olarak tanımlanması nedeniyle parametre belirleme işlemi esnasında da araç kütlesi 25000 kg olarak alınmıştır.

3.4.3.1 Model 3: Modüler Model İle Parametrelerin Belirlenmesi

Ağır ticari taşıt için belirlenmiş olan test bölümleri ile parametre belirleme çalışması Model 3 Modüler Modeli kullanılarak "Parameter Estimation Toolbox" aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sistem cevaplarına ilişkin iki örneğin grafikleri Şekil 3.39 ve Şekil 3.40 olarak aşağıda sunulmuştur.



Şekil 3.39. TEST 15 PART 1 için simülasyon sonucu ve gerçek hız karşılaştırma grafiği



Şekil 3.40. TEST 7 PART 2 için simülasyon sonucu ve gerçek hız karşılaştırma grafiği

3.4.3.2 İkinci Grup Test İçin Parametrelerin Karşılaştırılması ve Yorumlanması

Gerçekleştirilen parametre hesaplama işlemi sonunda elde edilen değerlerin birbiri ile tutarlı olduğu gözlenmektedir. Özellikle deneyden veri olarak alınan araç hızı ile simülasyon çıktısı olan araç hızının birbirine çok yakın sonuçlar veren işlemlerin parametrelerinin yakın olması modelin ve simülasyon parametrelerinin doğruluğunu ortaya koymaktadır.

Deneysel çalışmada kullanılan ağır ticari taşıta ait parametre belirleme işlemi sonuçları karşılaştırıldığında, ölçülen araç hızı ile simülasyon çıktısı olan araç hızının birbirine çok yakın sonuçlar verdiği görülmektedir.

Aşağıdaki sonuçlardan görüldüğü gibi parametre değerleri birbiri ile oldukça uyumludur. Araçlara ilişkin parametreler Bölüm 3.5’de karşılaştırıldıktan sonra tekrar yorumlanmış ve araçlara ait ortalama değerler belirlenmiştir.

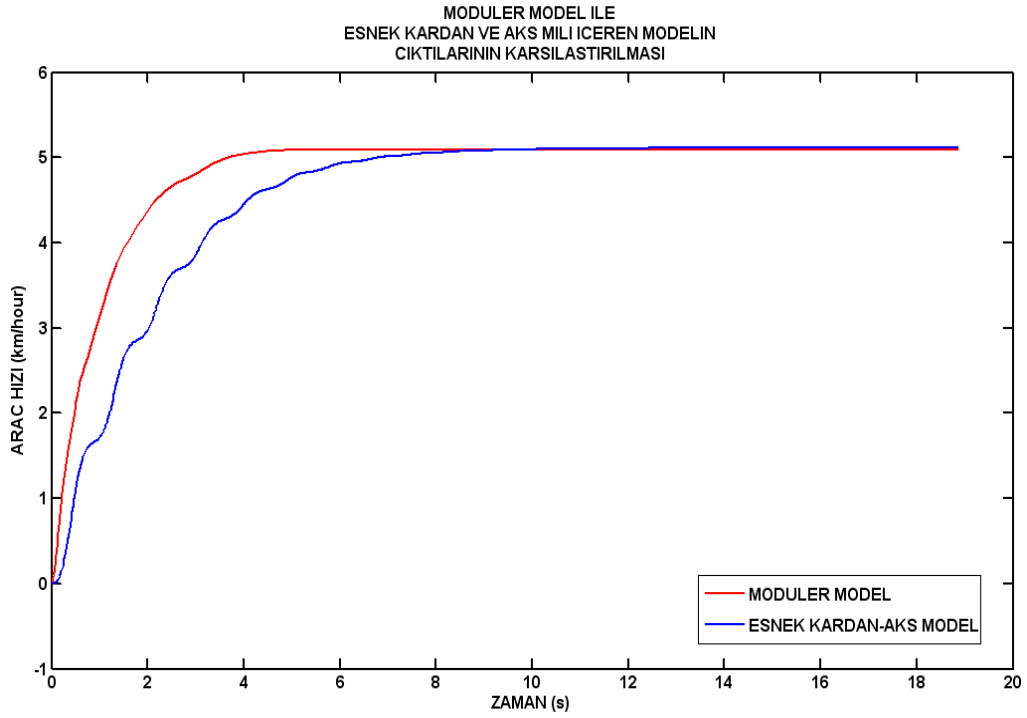
3.5 Güç Aktarma Organları İçin Sonuçlar

Modelleme çalışmasının sonuçlarının incelenmesine kurulan iki modelin karşılaştırılması ile başlamak modellerin doğruluklarının sınanması açısından doğru olacaktır. Aşağıda Şekil 3.41 olarak Model 2: Esnek Kardan ve Aks Mili İçeren Model ile Model 3: Modüler Modelin birinci grup testlerden TEST 6 PART 5 motor devri girişine karşılık elde edilen araç hızı çıkış cevapları sunulmuştur. Şekilden de görüldüğü gibi modellerdeki farklı yaklaşımlar nedeniyle 6. saniyeye kadar modeller uyumlu fakat farklı cevaplar vermekte, geriye kalan sürekli sistem cevabı ise birbirine oldukça yakındır.

Modelleme çalışması sonuçlarını etkileyen unsurların başında, modelde yer alan motor tablosu, motor iç sürtünme tablosu gibi araçlara ilişkin özellikleri belirten tablo değerlerinin doğruluğu ve içerdiği veri miktarı yer almaktadır. Diğer taraftan modelin girişi olan ve yol testlerinden elde edilen verilerin, araç sürücülerinin tecrübelerine ve araçlara hakimiyetlerine bağlı olarak değişkenlik arz etmesi çıktılar üzerinde çok önemli etki yaratmaktadır.

Genel anlamda deneysel çalışma alt yapısı incelendiğinde ise gerçekleştirilen birinci ve ikinci grup testlerin farklı şehirlerde, değişik yol koşullarında ve farklı araçlarla gerçekleştirilmiş olması deneysel sonuçlarda çeşitli sorunlara yol açmış ve bunun

sonucunda parametrelerde farklılıklar oluşmuştur. Anlatılan olumsuzluklara rağmen, gerçekleştirilen parametre hesaplama işlemi sonunda elde edilen değerlerin birbiri ile tutarlı olduğu gözlenmektedir.



Şekil 3.41. Model çıktılarının karşılaştırılması

Birinci ve ikinci grup yol testleri ile yapılan parametre belirleme işlemleri sonucunda, elde edilen ve diğer simülasyonlarda kullanılmak üzere sabit tutulan parametre değerleri belirlenmiştir. Bu parametreler çalışmanın diğer kısımlarında kullanmak üzere sabit tutulmuş ve ilerleyen modelleme çalışmalarında kullanılmıştır.

4. ADAPTİF SEYİR SİSTEMİ

Günümüzde otomotiv ve mekatronik teknolojilerindeki gelişmeler, daha güvenli, daha konforlu ve verimli araçların üretilmesine olanak sağlamıştır. Araçlarda kullanılan mekanik sistemlerin yerini, sensörler ile sistem hakkında bilgi toplayan, aktüatörler ile kontrol sisteminin çıktılarını gerçekleştiren mekatronik sistemler almıştır. Araçlarda yaygın olarak kullanmaya başlanan sensör ve aktüatörler ile sürücü yardımcı sistemler tasarlanmıştır. Bu sistemler sürüş konforun arttırmak yanında aktif güvenlik amacıyla da kullanılmaktadır. Sürücü yardımcı sistemlerin genel amaçları trafik kazalarını azaltmak, sürüş güvenliğini iyileştirmek, ulaşım verimini arttırmak ve sürücü üzerindeki sürüş yükünü azaltmaktır. Sürücü yardımcı sistemler sürücüye bilgi sağlamak, taşıt kontrolüne yardımcı olmak veya tamamen otomatik sürüş için tasarlanabilmektedir. Sürücü yardımcı sistemlerin daha ilerisinde tanımlanan sistemler ise otonom araç ve akıllı otoyol sistemleridir. ASS otonom araç ve akıllı otoyol projelerinin ilk adımı olarak tanımlanabilir. ASS sisteminde sürücünün sadece direksiyonu kumanda etmesi yeterlidir, boylamsal olarak araç sürücünün ayarlamış olduğu ya da bulunduğu yola ilişkin hız sınırını dikkate alarak gaz, fren ve vites kontrolünü gerçekleştirir ve en önemlisi önündeki araçlar ile güvenli sürüş mesafesini bırakarak aracın otomatik olarak seyretmesini sağlar.

Bu bölümde, ASS'nin tasarım amacı, çalışma prensipleri ve bileşenleri anlatıldıktan sonra tez çalışmasında gerçekleştirilen ağır ticari taşıtlar için ASS sistemi ve alt sistemleri ayrıntılı olarak açıklanmıştır.

4.1 Adaptif Seyir Sisteminin Tanıtılması

Sürücü yardımcı sistemlerin temeli olarak bilinen seyir sistemlerinin tasarım amaçlarının başında sürüş konforunun artırılması gelmektedir. Uzun ve rutin sürüş ortamlarında sürücünün sürekli hız sınırına ya da belirlediği hıza yakın bir hızda kalmaya çabalaması, sürekli gaz pedalına ve vites müdahale etme gereği sürücü

üzerinde fiziksel bir yorgunluk yaratmaktadır. Bu fiziksel yorgunluğu engellemek amacıyla seyir sistemleri geliştirilmiştir. Seyir sistemleri, sürücünün sadece direksiyon kontrolü ile ilgilenirken aracın önceden belirlenmiş hızı sağlayabilmesi için ivmelenmeyi kontrol eden sistemlerdir. Kısaca seyir sistemleri aracı istenen bir hızda sabit tutmaya çalışan basit yapıda bir sürücü yardımcı sistemidir. Seyir sisteminde, hız sabit tutulmaya çalışılırken, sürücünün gaz ya da frene müdahalesi ile sistem devre dışı kalmakta, daha sonra tekrar devreye girmektedir. Sistem sürücü tarafından belirlenmiş hızı sağlayabilmek için sürekli olarak ivmelenmeyi kontrol etmektedir. Ancak seyir sistemi ivme kontrolünü çevreden (diğer araç ve yol) bağımsız olarak yapmaktadır. Taşıt önünde kendinden daha yavaş bir taşıtla karşılaştığında sürücünün çarpışmayı önlemek için müdahale ederek fren yapması gerekmektedir.

Seyir sistemlerinin sensör alt yapısı ve kontrol sistemlerinin geliştirilmesi ile ASS elde edilmiştir. İlk ASS sistemi 1995 yılında Mitsubishi firması tarafından Japonya’da piyasaya sürülmüştür. Takip eden yıllarda Toyota ve Avrupalı otomobil üreticileri farklı isimlerle benzer bileşenlerden oluşup aynı temel özelliği bünyesinde barındıran sistemler geliştirmişlerdir. ASS’nin tasarım amacının başında yine sürüş konforunun sürücü ve yolcular için arttırılması gelmektedir. Ancak ASS sistemi yapısı itibariyle bir aktif güvenlik sistemi olarak değerlendirilebilir. ASS, sürüş esnasında aracın direksiyon hâkimiyeti dışında kalan tüm sürüş fonksiyonlarını otomatikleştirmekle birlikte, aracın çevre ile olan etkileşimini sağlayarak değişen çevre koşullarına aracın uyum sağlamasını sağlar. ASS, seyir esnasında sürücünün birçok görevini üzerine alarak, rutin müdahaleleri en aza indirmeyi amaçlayan, karmaşık bir mekanik sistem olarak tanımlanabilecek araçların, çevreyle ve diğer araçlarla olan ilişkilerini emniyet ve konfordan ödün vermeden düzenlemeye çalışmaktadır [38]. Böylece fiziksel yorgunluğu ve sürüş stresi azaltılmış sürücünün beklenmeyen durumlara ve kaza olasılıklarına vereceği tepkinin süresi kısaltılmış ve gerekli hamle için sürücüye daha fazla zaman tanınmış olmaktadır. Kısacası ASS sürücünün aracını daha az yorularak ve daha dikkatli sürmesini sağlayarak kaza riskini azaltmaktadır.

Otoban ve çevre yollarının peş peşe gidilen yoğun trafik ortamında araç kullanılması esnasında sürücü üzerindeki yük artmaktadır. Sürücü sürekli olarak hızını ve sürüş

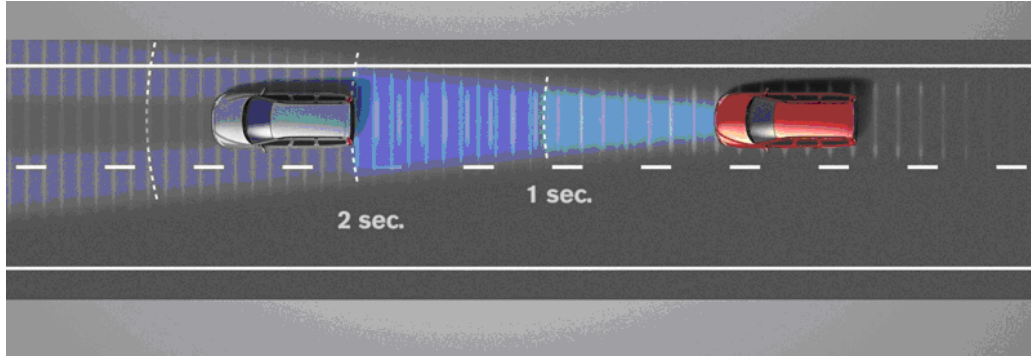
tarzını, önünde giden araçlarınkine uydurmak zorunda kalmaktadır. Öndeki araç ile doğru mesafenin ayarlanması, sürekli dikkat gerektirir ve bir süre sonra oldukça zahmetli ve yorucu bir iş haline gelmektedir. Sürücü frene basma, hızlanma, öndekine fazla yaklaşıp tekrar frene basmak zorunda kalma sürecini tekrar tekrar yaşar. ASS sistemi trafiği sürekli olarak gözlemler ve aracın hızını trafiğin akışına uygun hale getirir. Böylece araç önde giden araç ile arasındaki doğru takip mesafesi her zaman otomatik olarak korur. Yüksek hız ya da diğer nedenlerle öndeki araca belirlenmiş mesafeden fazla yaklaşılması durumunda ise ASS frenlemeye kendisi için belirtilen ivme değerini aşmadan başlayarak sürücüyü uyarır. Ölçüm alanı içerisinde araç kalmadığında, ASS aracı tekrar önceden ayarlı hıza çıkarır. Sürücüler için bunun anlamı, sürüş stresinin azalması ve daha fazla güvenlidir. ASS sayesinde, araç trafiğin akışı ile yumuşak bir şekilde bütünleşir, sürücü rutin işlerden kurtularak direksiyon hâkimiyeti ve dikkat düzeyi artar, daha stressiz ve konforlu bir sürüş mümkün olur. Birkaç yıl öncesine kadar ASS işlevi özellikle otobanlardaki uzun mesafe yolculuklarına göre düzenlenmekteydi. Ancak günümüzdeki ASS'ler 20 km/saat ile 200 km/saat hız aralığında çalışabilmekte ve genişletilmiş algılama aralığı sayesinde çok virajlı karayollarında da kullanılabilmektedir. 20 km/saat altı hızlardaki araç dinamiği, sensör teknolojisi ve kontrolcü tasarımıındaki farklılıklar nedeniyle, bu hız altında çalışan sistemler Dur-Kalk sistemleri olarak adlandırılmakta ve farklı bir sürüş yardımcı sistem kategorisi oluşturmaktadır. ASS sürücünün isteklerine göre ayarlanabilmekle birlikte fiziksel ve kanuni sınırlamaları da sisteme eklemek mümkündür. Önümüzdeki yıllarda ASS sürekli geliştirilerek konfor sağlayan sistemlerden, daha çok temel emniyet sistemleri haline gelecektir. Ayrıca sürüş faaliyetlerinin otomatik olarak gerçekleştirilmesi, sürüş karakteristiğini bunun sonucunda da yakıt tüketimini etkilemektedir. Bu açıdan da ASS sistemlerinde yeni bir amaç doğrultusunda bir geliştirme süreci yaşanacağını tahmin etmek zor olmamaktadır.

4.1.1 Adaptif Seyir Sisteminin Çalışma Prensibi

ASS aracın sürücü tarafından belirlenen hız ile gitmesini sağlayarak hız ve ivme kontrolü yaptığı gibi yine sürücü tarafından belirlenen takip mesafesi ile diğer araçlarla mesafe kontrolü gerçekleştirir. Bu açıdan ASS sistemi sadece aracın boylamsal yöndeki hareketinde etkilidir, direksiyon kontrolü tamamen sürücüye

bırakılmıştır. Ancak sistemin doğru olarak çalışabilmesi için hem boylamsal hem de yanal çevreyle etkileşim halinde bulunması gerekmektedir.

ASS bir radar sensörüyle aracın önündeki alanı denetlemektedir. ASS radar kullanarak öndeki araçların hangi yöne, hangi mesafede ve hangi göreceli hızla hareket ettiklerini belirlemektedir. ASS aynı şerit içerisinde önde giden daha yavaş bir araç fark ettiğinde sürücünün önceden belirlediği mesafeyi korumaya çalışmaktadır. Takip mesafesi metre değeri olarak sınırlanamaz, çünkü sınırlandırma aracın o anki hızına bağlıdır. Bu problemi ortadan kaldırmak için; takip mesafesi kurulum değeri zaman sabiti olarak tanımlanır. Bu da takip mesafesini hıza bağlamaktadır. Mesafenin zamana bağlı olması durumunu gösteren bir diyagram Şekil 4.1’de gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Zamana bağlı takip mesafesi diyagramı [39]

ASS bunun için, sürüş durumuna göre, motor torkunu düşürür veya motor freni ve benzeri ekipmanı kullanır, bunların yetersiz kalması durumunda aracın fren sistemini kontrol ederek aracı frenler. ASS sistemleri kendi başlarına $2-3 \text{ m/s}^2$ ters ivmelenme sağlayabilir. Eğer öndeki araç veya engel ile aradaki mesafe çok çok kısa ise, yani ASS tarafından sağlanacak hız düşümü yeterli değilse, ASS taşıt kontrolünü ele alması ve taşıt hız düşümünü daha fazla fren kuvveti ile sağlaması için sürücüyü, sesli ve görsel olarak uyarır.

ASS virajlarda dahi hız ayarı için hangi aracın belirleyici olduğunu anlamak durumundadır. ASS sistemi önünde herhangi bir araç bulunmaması ya da öndeki taşıtın ivmelenmesinde veya ön araç yön (şerit) değiştirerek aracın önünden çekilmesi durumunda sürücünün belirlediği hıza ulaşmak için gaz pedalı açısını ya da enjeksiyon miktarını kontrol ederek aracın sistem için önceden belirlenmiş ivme

sınırları içinde ivmelenmesini sağlar. ASS sürüş konforunu artıracak bir sistem olarak düşünüldüğü için ivmeleme ve frenleme dereceleri bilinçli olarak sınırlı tutulmuştur. Sürücü, ASS donanımına rağmen her zamanki gibi her durumda dikkatini araca ve yola vermek zorundadır, yani sürücünün sorumluluğu ortadan kalkmaz ve sürüş tarzını hava koşullarına uydurmak zorundadır.

Sürücü, sistemin kullanım paneli vasıtasıyla arzu ettiği hızı ve önde giden araçlar ile kendi aracı arasındaki mesafeyi uzaklık ya da zaman olarak seçer. Gösterge tablosunda yer alan sistem göstergesi sürücüye çalışma modu ve ayarlar hakkında bilgi verir. Bu noktada sürücünün istek ve kararları daima otomatik kontrolün ayar ve işleyişinden önceliklidir, yani gaz pedalına basıldığında araç her zamanki gibi ivmelenir. Sürücü ayağını gaz pedalından çektiğinde ASS tekrar devreye girip aracı ayarlanan hızda tutar. Sistem, fren pedalına hafifçe basılarak veya ASS kullanım ögesi üzerinden kolayca devre dışı bırakılabilir.

4.1.2 Adaptif Seyir Sisteminin Bileşenleri

ASS sisteminin başlıca bileşeni bir sensör-kumanda ünitesidir. Bu ünite bir radar sensörü ve ASS elektronik kontrol ünitesinden oluşmaktadır. ASS sisteminin çalışması için gerekli olan bağıl hız ve bağıl mesafe bilgileri doğru şekilde elde edilip kontrolcüde işlendikten sonra oluşturulan kontrol emirleri aktüatörler ile yerine getirilmektedir. Ancak ASS'nin kullandığı bileşenler sadece ASS tarafından kullanılmaktadır, ASS araçta bulunan ABS (Anti-Brake System), TCS (Traction Control System) ve ESP (Electronic Stability Program) sistemleri ile bileşenleri ortak kullanmaktadır. Aşağıda sistemde kullanılan başlıca sensör ve aktüatörler tanıtılmıştır.

4.1.2.1 Radar

ASS'de aracın çevre ile etkileşimi sistemin ana bileşeni olan RADAR (Radio Detection and Ranging) ile sağlanmaktadır. Radar aracın önündeki araçlarla mesafesini ve bağıl hızını belirlemek için kullanılmaktadır. ASS yapısı ve çalışma prensibi dolayısıyla uzun menzilli radara gereksinim duymaktadır. Sistemde kullanılan çok çeşitli ve farklı fiziksel prensiplere dayanan radarlar olmakla birlikte genelde iki tip radar ön plana çıkmaktadır. Bunlardan ilki uzun menzilli milimetrik

dalga radarıdır. Bu radar Doppler etkisini kullanarak önünde bulunan, menzili içerisindeki cisimleri algılamaktadır. Sistem milimetre dalga aralığı içerisinde belirli bir frekansta bulunan sinüs sinyalini bir sinyal jeneratörü ile göndermekte ve bir sinyal alıcı anten kullanarak da geri almaktadır. Bu sırada sinyalin karşılaştığı cisme çarpıp oradan geri yansması ve tekrar radara ulaşması arasında geçen süre aracın hızı da hesaba katıldıktan sonra bize mesafeyi vermektedir. Doppler etkisi öndeki cismin bağıl hızını, giden ve gelen sinyaller arasındaki dalga boyu farkını kullanarak vermektedir. Doppler prensibi ile çalışan bu radarların çalışma frekansı 76–77 GHz aralığındadır. Hali hazırda piyasada bulunan ve kullanılmakta olan uzun menzilli milimetrik dalga radarlarının menzili 150–200 m civarındadır. Bağıl hız hassasiyetleri 0,1 km/saat – 0,8 km/saat aralığındadır. Bunun yanında öndeki aracın dönüp dönmediğini ya da bulunulan şeride göre konumunu belirlemek için önemli olan radar demetinin genişliği yani azimut açısı (yere paralel düzlemdeki görüş açısı) milimetre dalga radarları için 12° ila 24° arasında değişmektedir. Milimetrik dalga radarı ses dalgalarından yararlandığı için yağış, sis gibi kötü hava koşulları ve sıcaklık, çamur gibi ortam koşullarından etkilenmemektedir. Mekanik taramalı radarın boyutları değişmekle beraber avuç içine sığacak kadar ufaktır ve araca montajı da bu sebepten herhangi bir problem teşkil etmemektedir. Radarın iç kısmı daha da küçük elektronik kart devreleri ve antenden oluşmakta ve kubbe şekilli plastik alaşımlı dış kalıp tarafından örtülmektedir (Şekil 4.2). Bu kalıp dış etkenlere, korozyona, darbeye karşı radarı korumakta ve dışarıdan görünmesi gibi estetik eksikliklerini gidermektedir. Radar aracın ön kısmında, milimetre dalga enerjisine karşı geçirgen bir malzemeden yapılmış kaput kısmının altında bulunur, bu kısım genellikle araç ön tamponu olarak seçilir (Şekil 4.3). Parçanın doğrudan doğruya ön ızgara kısmının arkasından montajı da mümkün olabilir. Fiyat olarak kamera sistemlerine göre ucuz ve pratik olmakla birlikte laser tabanlı radarlara oranla fiyatları yüksektir.

Lidar olarak isimlendirilen ve laser (ışık) tabanlı sistemler ise ASS’de kullanılmakla birlikte kötü hava koşullarındaki düşük performansları nedeniyle fazla tercih edilmemektedir. Lidarlar kızıl ötesi lazerle çalışan radarlardır. Lidarların avantajı ise çoklu tarama fonksiyonu ile aynı anda birden fazla nesneyi ayırt edebilmeleridir. Radar teknolojisinde ve entegre devre teknolojisinde devam eden gelişmeler sayesinde, ASS günden güne daha ucuz bir sistem haline gelmektedir.

Components of the Adaptive Cruise Control (ACC) from Bosch



GermanCarFans.com

Şekil 4.2. Uzun menzilli milimetrik dalga radarı iç yapısı [40]



Şekil 4.3. Uzun menzilli milimetrik dalga radarı [40]

4.1.2.2 ASS Kontrol Modülü

ASS kontrol modülünün birincil görevi radardan gelen sinyalleri işlemektir. Önde araç yok ise sistem sürücünün belirlediği hız değerini elde etmek için sinyal üretirken, radardan önde araç bulunması sinyali elde edildiğinde modül araç ile ön araç arasındaki mesafeyi kontrol etmek için, motor kontrol ve frenleme kontrol modüllerine bilgi gönderir.

4.1.2.3 Gaz Pedalı Açısı Sensörü

Gaz pedalının açısını ölçen bir potansiyometre olan sensör sürücünün gaz pedalına müdahale edip etmediğini ve ediyorsa ne kadar ettiğini belirlemek amacıyla kullanılmaktadır (Şekil 4.4).



Şekil 4.4. Gaz Pedalı Açısı Sensörü [41]

4.1.2.4 Fren Pedalı Açısı Sensörü

Fren pedalının açısını ölçen bir potansiyometre olan sensör sürücünün fren pedalına müdahale edip etmediğini ve ediyorsa ne kadar ettiğini belirlemek amacıyla kullanılmaktadır.

4.1.2.5 Araç Hız Sensörü

Araçta ABS veya ESP gibi sistemlerin bulunmaması durumunda aracın hızının belirlenmesi için kullanılacak sensördür. Genellikle aks mili üzerinden ölçüm yapılarak aracın hızı belirlenir.

4.1.2.6 Tekerlek Hızı Sensörü

Araçta ABS veya ESP gibi sistemlerin bulunmaması durumunda her bir tekerleğin hızının belirlenmesi için kullanılacak sensördür.

4.1.2.7 Direksiyon Açısı Hızı Sensörü

Direksiyonun hangi açıda bulunduğunu ve direksiyonun çevrilme hızının belirlenmesi için kullanılan sensördür. Bu sensör ile aracın dönüp dönmediği, şerit değiştirip değiştirmediği kontrolcüdeki algoritmalar ile belirlenerek önündeki araç belirlenmeye çalışılmaktadır.

4.1.2.8 Savrulma Açısı Sensörü

Bu sensör de direksiyon açısı sensörü gibi aracın dönüp dönmediğini belirlemek için kullanılır. ASS'nin aracın virajlardaki davranışına karar verebilmesi için savrulma hızını bilmesi gerekmektedir. Bu bilgi radardan elde edilen ön araç bilgileri ile kıyaslanarak en doğru kararın verilmesine çalışılır.

4.1.2.9 Motor Kontrol Modülü

Bu birimde ASS'den gelen kontrol sinyali gaz pedalı açısına çevrilmektedir. Eski sistemli araçlarda bu birimde kelebek açıklığı kontrol edilirken, günümüzde araçların gaz pedalı açılarının CAN üzerinden motorların ECU'lerine bağlı olması ayrıca benzinli ve dizel araçların enjeksiyon sistemi barındırmaları nedeniyle püskürtme miktarı ve ateşleme zamanı kontrol edilmektedir.

4.1.2.10 Fren Kontrol Modülü

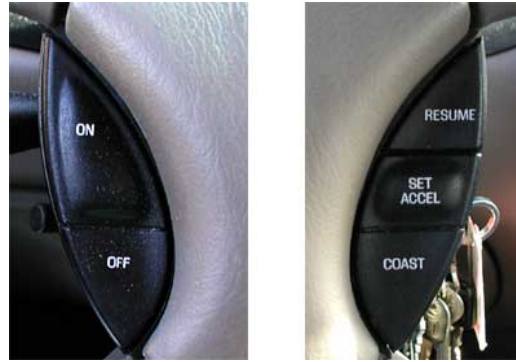
Fren kontrol modülünün birincil görevi, ASS kontrol modülü tarafından istenilen hız düşümünü tekerlekler üzerine frenleme uygulayarak sağlamaktır. Frenleme sistemleri genellikle ABS gibi bir elektronik kontrol ünitesi tarafından kontrol edilmektedir. Frenleme basıncını kontrol eden selenoid valfler ASS kontrolcüsünün belirlediği frenleme ivmesinin oluşturulmasında kullanılmaktadır.

4.1.2.11 Seyir Gösterge Ekranı ve Butonları

ASS gösterge ekranı, araç bilgi sistemi üzerinde ya da gösterge paneli üzerinde yer almaktadır (Şekil 4.5). Seyir butonları direksiyon simidi üzerine monte edilmiştir ve sürücüye ASS komutlarını yönlendirme hakkı tanıyan butonları taşımaktadır (Şekil 4.6). Başlıca komutlar "ON, OFF, SET, COAST, RESUME, TIME GAP +, TIME GAP"dir.



Şekil 4.5. ASS gösterge ekranı [42]



Şekil 4.6. ASS butonları [42]

4.2 Adaptif Seyir Sistemi Modeli İçin Ağır Ticari Taşıt Modelinin Oluşturulması

Adaptif seyir sisteminin yakıt tüketimi üzerindeki etkisinin incelenmesi için yakıt tüketimi belirleme yöntemlerinden araç modelleri ile simülasyon yöntemi, gerçek yol testleri ya da donanım içeren simülasyonlara oranla üstünlükleri dolayısıyla seçilmiştir. Bu bağlamda bilgisayar ortamında gerçekleştirilecek simülasyonlar için araç modellerinin oluşturulması gerekmektedir. Araç modellerinin hazırlanması için birden fazla yöntem bulunmaktadır. Adams/Car gibi araç parçalarının ayrı ayrı modellenerek birleştirildiği dinamik mantığa dayanan hazır paket programlar kullanılarak sanal araç modelleri oluşturulabileceği gibi, araç üzerindeki kuvvet ve momentlerin matematiksel olarak ifade edilmesi ve bunların bilgisayar ortamına Matlab ve C++ gibi yazılım programları ile aktarılması ile de araç modelleri oluşturulabilmektedir [43].

Bu tez çalışmasında, araçlara ilişkin elde edilen matematiksel ifadelerin Matlab/Simulink ortamına girilerek oluşturulmuş araç modelleri kullanılmıştır. Araç modelleri uygulamaların niteliği ve niceliği doğrultusunda farklı hassasiyet ve boyutlarda oluşturulabilmektedir. Modelin kullanım amacı, model ile yapılacak simülasyondan elde edilmesi beklenen değişkenler ve bu değişkenlerin hassasiyeti oluşturulacak model için yapılacak kabulleri, modelin karmaşıklığını ve boyutunu belirlemede ana faktörlerdir. Bu açıdan model oluşturulmaya başlanmadan önce modelden beklenenlerin iyi belirlenmesi gerekmektedir.

Ağır taşıtlar için ASS modellemesinde simülasyon içinde iki adet araca ihtiyaç duyulmaktadır. Bunlardan biri ön araç diğeri arka araç olarak simülasyonda yer alacaktır. Yakıt tüketimindeki değişikliğin araştırılması nedeniyle bu iki aracın sürücü ve sürüş kontrol sistemleri dışındaki modellerinin ve parametrelerinin aynı araç olması gerekmektedir. Bu sebeple sürücü ve sürüş kontrol sistemi dışında aşağıda belirtilen araç modelinden iki adet oluşturulmuştur. Yine yakıt tüketiminin değişiminin incelenmesi nedeniyle aracın düşey dinamiğinden çok boylamsal ve yanal dinamiği ile ilgilenilmesi gerektiği modelleme esnasında dikkate alınmıştır.

Tez çalışmasında, farklı yapıdaki modellerin birbirleri ve diğer modellerle kolaylıkla birleştirilip ayrılabilmesi ve yeni model parçalarının eklenmesinde sağladığı kolaylıklar nedeniyle modüler yapıda modelleme yapılmıştır. Buna göre istendiği takdirde taşıta ait bir parçanın modeli tamamen yenisi ile değiştirilebileceği gibi sadece parametreler değiştirilerek yeni bir taşıta ait model de oluşturulabilmektedir. Modüler programlama yaklaşımına uygun olması ve diğer avantajları nedeniyle Matlab/Simulink programlama ortamından yararlanılmıştır. Bu çalışmadaki modeller yeni bir taşıt modeli oluşturulmasında kullanılabileceği gibi var olan ve modifiye edilmesi gereken bir sistem için de kullanılabilir.

Aşağıda modüler yapıda modellenen ağır ticari taşıta ait araç modeli, tekerlek modeli, boylamsal yönde etki eden dirençlerin modeli, motor modeli, otomatik vites modeli, güç aktarma organları modeli ile oluşturulan test parkurlarının modelleri anlatılacaktır.

4.2.1 Araç Modeli

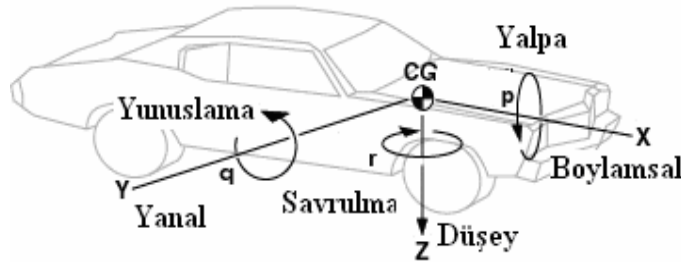
Aracın dinamik davranışını ifade edecek olan araç modeli olarak, Riekert ve Schunk'un "Lineer Olmayan Tek İzli Araç Modeli" seçilmiştir. Riekert ve Schunk tarafından oluşturulan araç modeli aracın ön ve arka tekerleklerini aracın ağırlık merkezinden geçen boylamsal eksen üzerinde birer tekerleğe indirgemektedir. Bu nedenle model "Bisiklet Modeli" olarak da adlandırılmaktadır. Lineer olmayan tek izli araç modeli ya da bisiklet modeli, dinamik araç modelleri arasında, 3 serbestlik dereceli, basit yapıya sahip bir modeldir. Üç serbestlik derecesi x ve y yönündeki hareketle z eksenini etrafındaki dönmedir.

Model yanal dinamik ve yönlendirme çalışmalarında kullanıldığı için boylamsal kuvvetler göz önüne alınmaz. En basit hali ile bisiklet modeli, motor, fren ve süspansiyon sistemlerini içermemektedir. Ancak bisiklet modeli gerçekleştirilecek eklentilerle geliştirilmeye çok uygun bir modeldir. Bu nedenle ağır taşıtlar için ASS modelinin oluşturulmasında kullanılmak üzere seçilmiştir. Oluşturulan ASS modelinde boylamsal kuvvetlerin oluşturulması için motor modeli, fren modeli, vites modeli, ivme ve yokuş direnci, aerodinamik ve tekerlek kuvvetleri gibi direnç kuvvetleri modele eklenmiştir. Bisiklet modeli, süspansiyon varlığı ile oluşan boylamsal yük transferi sonucu gerçekleşen y-ekseni etrafındaki dönme hareketini (yunuslama-pitch) ve yanal yük transferi sonucu görülebilen x-ekseni etrafındaki dönme hareketini (yalpa-roll) simüle edememektedir. Ancak ağır taşıtlar için oluşturulan ASS modelinin kullanım amacının yakıt tüketiminin incelenmesi olması dolayısıyla yunuslama ve yalpa hareketlerinin simüle edilmesine gerek olmadığı görülmektedir.

4.2.1.1 Tek İzli Araç Modelinde Kullanılan Eksen Takımları ve Parametreler

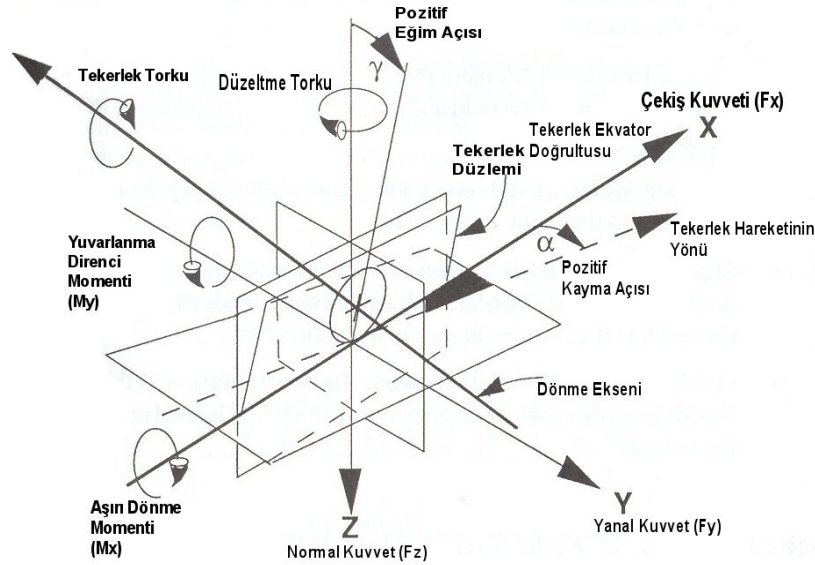
Tek izli araç modelinin dinamik ifadelerin oluşturulması sırasında yapının hareketli bölümleri üzerinde hareketli parçaya ait eksen takımları kullanılması öngörülmektedir. Bu eksen takımlarından ilki, şasi kütle merkezine yerleştirilmiş ve şasi ile birlikte hareket eden eksen takımı, ikincisi yere bağlı hareketsiz eksen takımı, üçüncüsü ise tekerlek dönüş eksenine yerleştirilen tekerlek eksen takımlarıdır. Şekil 4.7'de SAE'ye (Society of Automotive Engineers) göre şasi eksen takımının yerleşimi ve bu eksen takımı üzerinde şasi hareketleri gösterilmiştir. Bu koordinat

sistemi aracın ağırlık merkezine bağlı olup araçla beraber hareket eden ortogonal bir eksen takımıdır. Aracın altı serbestlik derecesi sağ el kuralına göre bu koordinat sistemi üzerinde gösterilmiştir. İlk üç serbestlik derecesi x , y ve z ile temsil edilmekte olup sırasıyla aracın boylamsal hareketini, yanal hareketini ve araca göre düşey yöndeki hareketi ifade etmektedir. Diğer üç serbestlik hareketi ise p : aracın x eksenini etrafındaki yalpalama hızı, q : aracın y eksenini etrafındaki yunuslama hızı, r : aracın z eksenini etrafındaki savrulma hızı olarak ifade edilmektedir.



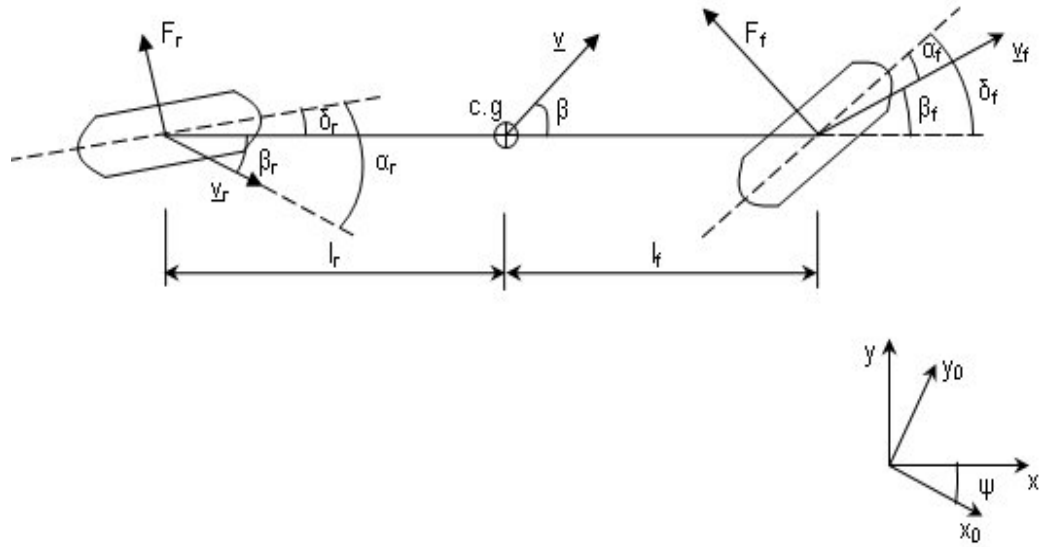
Şekil 4.7. SAE standartlarına göre araç eksen takımı [27]

Araç üzerinde bulunması gereken bir diğer eksen takımı ise tekerlek eksen takımıdır. Tekerleklerin şasiden bağımsız olarak yaptığı hareketler tekerlek eksen takımına göre ifade edildikten sonra şasi eksen takımına, oradan da sabit eksen takımına aktarılır. Şekil 4.8’de SAE standartlarına göre tanımlanmış tekerlek eksen takımı ve bu yönlere göre tekerlek hareketleri gösterilmektedir.



Şekil 4.8. SAE standartlarına göre tekerlek eksen takımı [27]

Bisiklet modelinin şematik gösterimi aşağıda Şekil 4.9’da sunulmuştur.



Şekil 4.9. Tek izli araç modeli şematik diyagramı

Şekil 4.9’da görülen araç parametrelerinin tanımları Tablo 4.1’de verilmiştir.

Tablo 4.1. Tek izli araç modelinde kullanılan parametreler

$c.g.$	Aracın ağırlık merkezi	x_0-y_0	Yere sabit eksen takımı
$\underline{V}$	Ağırlık merkezine ait hız vektörü	$x-y$	Şasi eksen takımı
β	Yanal kayma açısı	$\underline{v}_f$	Ön tekerlek hız vektörü
l_f	Ön aks-ağırlık merkezi mesafesi	$\underline{v}_r$	Arka tekerlek hız vektörü
l_r	Arka aks-ağırlık merkezi mesafesi	α_f	Ön teker yanal kayma açısı
F_f	Ön teker yanal kuvveti	α_r	Arka teker yanal kayma açısı
F_r	Arka teker yanal kuvveti	β_f	Ön teker hızı-şasi arasındaki açı
δ_f	Ön teker yönelim açısı	β_r	Arka teker hızı-şasi arasındaki açı
δ_r	Arka teker yönelim açısı	Ψ	Savrulma (Dönme) açısı
M	Aracın kütlesi	J_z	Taşıtın z eksenindeki atalet momenti
$r=\dot{\psi}$	Savrulma açısal hızı		

Şekil 4.9’da x_0-y_0 yere sabit Galilei eksen takımı, $x-y$ ise araç şasisine sabitlenmiş SAE sabit eksen takımıdır. İki eksen takımı arasındaki Ψ açısı şasinin, z eksenindeki dönme (savrulma, “Heading Angle”) açısıdır. Aracın ağırlık merkezinin hız vektörü (yörüngeye teğet olan doğrultu) ile aracın ağırlık merkezinden geçen SAE araç koordinat sisteminin x doğrultusu (araç boylamsal eksen) arasında kalan

açı “Yanal Kayma Açısı” (Sideslip Angle) (β) olarak adlandırılır. Tekerleğin hız vektörü ile tekerleğin boylamsal eksenindeki açı “tekerlek yanal kayma açısı” (α) olarak tanımlanır. “ δ ”, direksiyon marifeti ile tekerleğe verilen yönelim açısıdır ve şasiye sabitlenmiş eksen takımının x eksenine ile tekerleğe sabitlenmiş eksen takımının boylamsal eksenine arasında kalan açı olarak tanımlanır. “f (front)” ve “r (rear)” alt indisleri sırasıyla ön ve arka tekerleği belirtir. Genelde araçlar sadece ön tekerlekten kumanda edildikleri için $\delta_r = 0$ olarak alınır.

Ön ve arka tekerlekler için yanal kayma açıları

$$\alpha_f = \delta_f - \beta_f \quad (4.1)$$

$$\alpha_r = \delta_r - \beta_r \quad (4.2)$$

şeklindedir.

4.2.1.2 Doğrusal Olmayan Tek İzli Araç Modelinin Oluşturulması

Tek izli araç modelinde, direksiyon ile önden dönme hareketi verilen araç için giriş, ön tekerlek dönme açısı “ δ_f ”, çıkış ise şasinin ağırlık merkezindeki yana kayma açısı “ β ”, savrulma açısal hızı “ r ”, aracın boylamsal hızı “ V ”den oluşmaktadır. Kısaca bisiklet modeli tekerlek modeli, tekerlek dönme açısı projeksiyonu, araç dinamiği ve araç kinematiği içeren alt sistemlerden meydana gelmektedir. Doğrusal olmayan tek izli araç modelinin oluşturulmasında Aksun Güvenç’ten [44] yararlanılmıştır.

Tek izli araç modeli içinde yer alan tekerlek modeli için farklı yaklaşımlar söz konusudur. Bazı modellemelerde sabitlik açısından doğrusal tekerlek modeli seçilirken bazılarında daha karmaşık tekerlek modelleri kullanılmaktadır. Ampirik olarak çıkarılmış Pacejka tekerlek modeli (Magic Tire) ve Dugoff tekerlek modeli yaygın olarak kullanılan modeller arasındadır. Bu çalışmada tekerlek eksen takımına göre x ve y yönlerindeki boylamsal ve yanal tekerlek kuvvetlerin birlikte modellenemediği ve bu kuvvetlerin birbirlerini sınırlamasını yani Kamm dairesi dikkate alan Dugoff tekerlek modelinin kullanılmasına karar verilmiştir. Dugoff tekerlek modeli bir sonraki bölümde anlatılmıştır. Aşağıda öncelikle aracın kinematik ve dinamik denklemleri elde edilecek daha sonra tekerlek dönme açısı

projeksiyonu ile tekerlek kuvvetleri şasi koordinat eksenine iz düşülecek, en son olarak da kinematik geometri denklemlerinden yararlanarak ön ve arka tekerleğin hız vektörü ile şasi eksen takımının boylamsal eksenini arasındaki “ β_r ve β_f ” açıları hesaplanacak ve yörünge hesabı yapılacaktır.

Kinematik

Aracın dinamik hareket denklemlerinin elde edilebilmesi için öncelikle aracın ağırlık merkezindeki hız ve ivme vektörlerinin belirlenmesi gerekmektedir.

Aracın ağırlık merkezindeki hızı vektörel olarak;

$$\underline{v} = v \cos \beta \hat{i} + v \sin \beta \hat{j} \quad (4.3)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

Aracın ağırlık merkezindeki ivmesi vektörel olarak ifade edilirken, ivme için hızın zamana göre alınan türevi x_0 - y_0 yere sabit Galile eksen takımına göre alınmalıdır. Buna göre ivme

$$\underline{a} = \frac{d\underline{v}}{dt} = \left[\dot{v} \cos \beta - v(\sin \beta)\dot{\beta} \right] \hat{i} + v \cos \beta \frac{d\hat{i}}{dt} + \left[\dot{v} \sin \beta + v(\cos \beta)\dot{\beta} \right] \hat{j} + v \sin \beta \frac{d\hat{j}}{dt} \quad (4.4)$$

İvme ifadesinde yer alan “ $v \cos \beta \frac{d\hat{i}}{dt}$ ” ve “ $v \sin \beta \frac{d\hat{j}}{dt}$ ” ifadeleri araç eksen takımının yere sabit eksen takımı olmayıp, araç eksen takımının x_0 - y_0 yere sabit Galile eksen takımı etrafında $\Psi \hat{k}$ olarak dönmesinden kaynaklanmaktadır. “ $v \cos \beta \frac{d\hat{i}}{dt}$ ” ve “ $v \sin \beta \frac{d\hat{j}}{dt}$ ” ifadelerinin x_0 - y_0 yere sabit Galile eksen takımından şasiye bağlı eksen takımına indirgenmesi için aşağıdaki dönüşüm kullanılmalıdır.

$$\begin{aligned}\frac{d\hat{a}}{dt} &= \omega \times \hat{a} \Rightarrow \frac{d\hat{i}}{dt} = \dot{\Psi} \hat{k} \times \hat{i} = \dot{\Psi} \hat{j} \\ \frac{d\hat{j}}{dt} &= \dot{\Psi} \hat{k} \times \hat{j} = -\dot{\Psi} \hat{i}\end{aligned}\quad (4.5)$$

Yukarıdaki ifadeler yerine konduğunda aracın ivmesi;

$$\underline{\dot{v}} = \underline{a} = [\dot{v} \cos \beta - v(\dot{\beta} + \dot{\Psi}) \sin \beta] \hat{i} + [\dot{v} \sin \beta + v(\dot{\beta} + \dot{\Psi}) \cos \beta] \hat{j} \quad (4.6)$$

şeklinde ifade edilir. İvme denklemindeki bileşenler aşağıdaki şekilde de ifade edilebilir.

$$\begin{aligned}\underline{\dot{v}} = \underline{a} &= a_x \hat{i} + a_y \hat{j} \Rightarrow a_x = \dot{v} \cos \beta - v(\dot{\beta} + \dot{\Psi}) \sin \beta \\ a_y &= \dot{v} \sin \beta + v(\dot{\beta} + \dot{\Psi}) \cos \beta\end{aligned}\quad (4.7)$$

Dinamik

Aracın dinamik hareket denklemleri, boylamsal eksen üzerinde hareket, yanal eksen üzerinde hareket ve düşey eksen (z-ekseni) etrafındaki dönme hareketi olmak üzere üç farklı eksen de yazılır.

Boylamsal hareket denklemi

$$\begin{aligned}m a_x &= F_x \\ m [\dot{v} \cos \beta - v(\dot{\beta} + \dot{\Psi}) \sin \beta] &= F_x\end{aligned}\quad (4.8)$$

Yanal hareket denklemi

$$\begin{aligned}m a_y &= F_y \\ m [\dot{v} \sin \beta + v(\dot{\beta} + \dot{\Psi}) \cos \beta] &= F_y\end{aligned}\quad (4.9)$$

Savrulma hareket denklemi

$$I_z \ddot{\Psi} = M_z \quad (4.10)$$

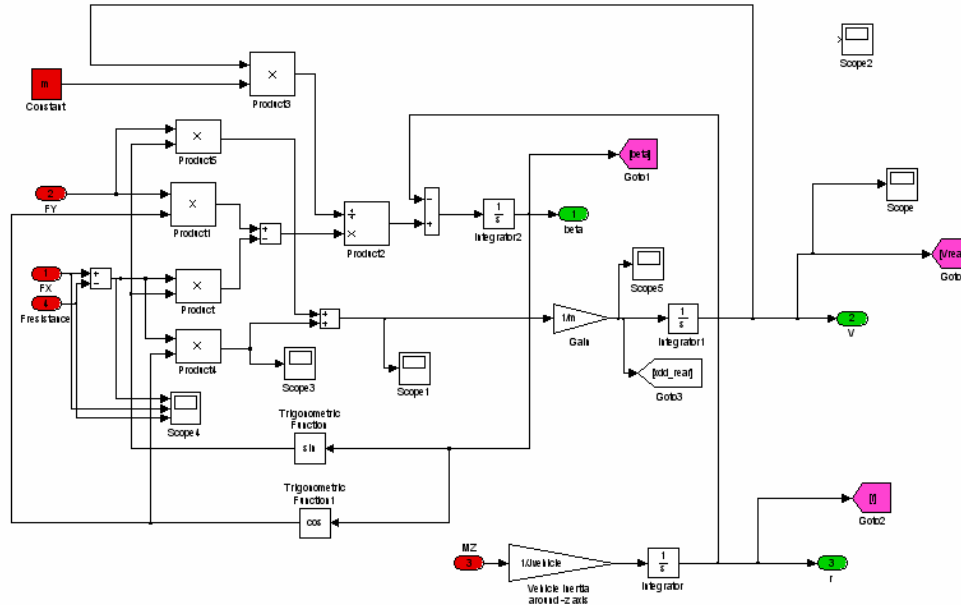
Üç eksendeki hareket denklemi düzenlenerek matris formunda yazılırsa;

$$\begin{bmatrix} -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m\dot{v}(\dot{\beta} + \dot{\Psi}) \\ m\dot{v} \\ J\ddot{\Psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{bmatrix} \quad (4.11)$$

şeklini alır. Yukarıdaki ifadede görülen ilk matrisin determinanı bire eşit olup matris rotasyon matrisidir. Bu matrisin tersi kendisine eşit olup ifade de diğer tarafa alınırsa aracın dinamik hareketine ilişkin matris ifadesi elde edilmiş olur.

$$\begin{bmatrix} m\dot{v}(\dot{\beta} + \dot{\Psi}) \\ m\dot{v} \\ J\ddot{\Psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

Dinamik alt sistemine ait Matlab/Simulink programında hazırlanmış blok diyagramı Şekil 4.10'da görülmektedir.



Şekil 4.10. Tek izli doğrusal olmayan sanal araç modelinin dinamik alt sistemine ait Matlab/Simulink blok diyagramı

Tekerlek Dönme Açısı Projeksiyonu

Doğrusal tekerlek modeli kullanılması durumunda, tekerlek modelinde hesaplanan tekerlek yanal kuvvetlerinin şasiye bağlı koordinat eksenine izdüşürülerek, araç şasisine etkileyen boylamsal kuvvet, yanal kuvvet ve momentin belirlenmesi gerekir. Doğrusal tekerlek modeli çıktıları olan, ön ve arka tekerlekler için yanal kuvvetlerden araç şasisine etkileyen boylamsal, yanal kuvvetler ve moment, tekerlek kuvvetleri cinsinden aşağıda ifade edilmiştir.

$$F_x = -\sin\delta_f F_f - \sin\delta_r F_r \quad (4.13)$$

$$F_y = \cos\delta_f F_f + \sin\delta_r F_r \quad (4.14)$$

$$M_z = l_f \cos\delta_f F_f - l_r \cos\delta_r F_r \quad (4.15)$$

Yukarıdaki ifadeler matris şeklinde ifade edilir ise;

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin\delta_f & -\sin\delta_r \\ \cos\delta_f & \cos\delta_r \\ l_f \cdot \cos\delta_f & -l_r \cdot \cos\delta_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_f \\ F_r \end{bmatrix} \quad (4.16)$$

haline alır.

Tekerlek modeli olarak doğrusal model değil de Dugoff tekerlek modeli kullanılması durumunda ön ve arka tekerlekler için hem yanal hem de boylamsal kuvvetler hesaplanacaktır. Bu kuvvetlerin şasi eksen takımına boylamsal, yanal kuvvetler ve moment olarak indirgenmesi Dugoff tekerlek modeli anlatılırken anlatılacaktır. Bu noktada tekerlek dönme açısı projeksiyonu alt sistemi araç modelinin içinde değil tekerlek modelinin içinde yer alacaktır.

Kinematik Geometri

Aracın ön ve arka tekerleklerine ait “ v_f ve v_r ” hız ifadelerini elde etmek için aşağıdaki eşitlik kullanılmaktadır.

$$\begin{aligned}\vec{v}_r &= \vec{v} + \dot{\Psi} \hat{k} \times \vec{r}_r \\ \vec{v}_f &= \vec{v} + \dot{\Psi} \hat{k} \times \vec{r}_f\end{aligned}\quad (4.17)$$

Yukarıdaki eşitliklerde, “ v ” şasi hız vektörü, “ $\vec{r}_f$ ve $\vec{r}_r$ ” tekerleğin konum vektörü, “ $\dot{\Psi} \cdot \hat{k}$ ” şasinin savrulma hızı vektörüdür.

Buna göre ön ve arka tekerleklerdeki hızlar aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$v_f = (v \cos \beta) \hat{i} + (v \sin \beta + \dot{\Psi} l_f) \hat{j} \quad (4.18)$$

$$v_r = (v \cos \beta) \hat{i} + (v \sin \beta - \dot{\Psi} l_r) \hat{j} \quad (4.19)$$

Araç rijit bir cisim olarak kabul edildiği için, tüm noktalardaki x ve y yönündeki hız bileşenlerinin eşit olması gerekmektedir. Boylamsal doğrultudaki (x-ekseni) hız bileşeninin geometrik bağımlılık nedeniyle eşit olması aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$v_r \cos \beta_r = v \cos \beta = v_f \cos \beta_f \quad (4.20)$$

Ön ve arka tekerlerin y-eksenindeki hız bileşenleri ise aşağıdaki ifadelerden yararlanılarak bulunur.

$$v_f \sin \beta_f = v \sin \beta + l_f \dot{\Psi} \quad (4.21)$$

$$v_r \sin \beta_r = v \sin \beta - l_r \dot{\Psi} \quad (4.22)$$

Yukarıdaki denklemlerden yola çıkılarak x ve y yönündeki denklemler taraf tarafa bölünerek, aracın ön ve arka tekerleklerinin şasi doğrultusu ile açıları aşağıda ifade edildiği gibi bulunur.

$$\beta_f = \tan^{-1} \left[\tan \beta + \frac{l_f \dot{\Psi}}{v \cos \beta} \right] \quad (4.23)$$

$$\beta_r = \tan^{-1} \left[\tan \beta - \frac{l_r \dot{\Psi}}{v \cos \beta} \right] \quad (4.24)$$

Yörünge

Araç modelinde dinamik alt sistemden aracın hızı “v”, şasinin ağırlık merkezinin yana kayma açısı “ β ” ve savrulma açısal hızı “r” çıkmaktadır. Bu çıktıları dayanarak aracın yere bağlı eksen takımındaki hız ve yörüngesinin belirlenmesi için yörünge hesabı yapılmaktadır. Aracın takip ettiği yörünge aşağıdaki değişik yollar ile bulunabilmektedir. Bunlardan ilki boylamsal ve yanal hızın integrali alınarak yörünge hesabı yapmaktır.

$$\begin{aligned} X &= \int_0^t V \cos \left(\beta + \int_0^t \dot{\psi} dt \right) dt + X_0 \\ Y &= \int_0^t V \sin \left(\beta + \int_0^t \dot{\psi} dt \right) dt + Y_0 \end{aligned} \quad (4.25)$$

Yukarıda X_0 ve Y_0 aracın ilk bulunduğu noktanın koordinatları; yani başlama noktası koordinatlarıdır.

İkinci yol ise kısmi integral kuralını kullanmaktır. Aşağıda eşitliklerin sonuçları verilmiştir:

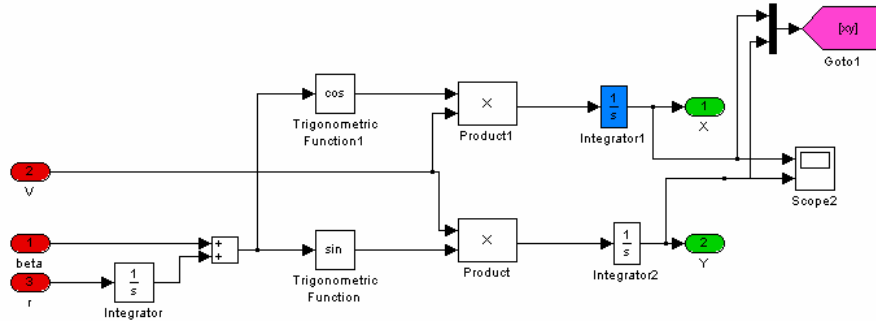
$$\begin{aligned} X &= R \cos(\phi) + \int_0^t R \dot{\phi} \sin(\phi) dt + X_0 \\ Y &= R \sin(\phi) - \int_0^t R \dot{\phi} \cos(\phi) dt + Y_0 \end{aligned} \quad (4.26)$$

Burada R araç ile alınan yoldur ve

$$R = \int_0^t V dt \quad \text{iken} \quad “\dot{\phi} = \dot{\beta} + \dot{\psi}” \quad \text{ve} \quad “\phi = \beta + \psi” \quad (4.27)$$

eşitliği ile hesaplanmaktadır. Modellemede ilk yaklaşım kullanılmıştır.

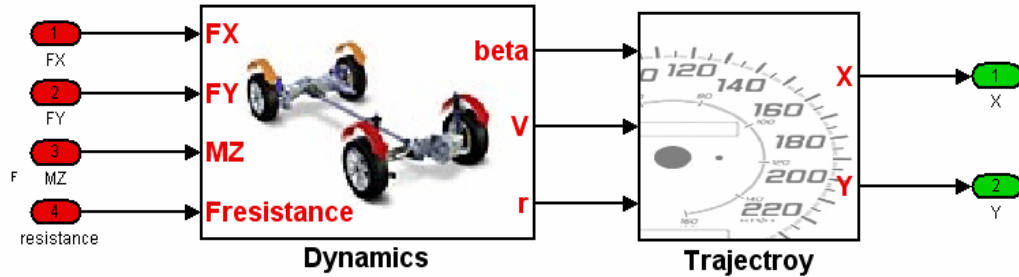
Yörünge alt sistemine ait Matlab/Simulink programında hazırlanmış blok diyagramı Şekil 4.11’de görülmektedir.



Şekil 4.11. Tek izli doğrusal olmayan sanal araç modelinin yörünge alt sistemine ait Matlab/Simulink blok diyagramı

Doğrusal olmayan tek izli araç modelinde motor dinamiği bulunmadığından boylamsal kuvvet “ F_x ” sadece aracın dönmesi esnasında ortaya çıkmaktadır. Doğrusal olmayan tek izli araç modelinin eksikleri motor, fren, güç aktarma organları, direnç kuvvetleri gibi aşağıda anlatılan sistemlerin eklenmesi ile ortadan kaldırılmıştır.

Yukarıda tanımlanan doğrusal olmayan tek izli araç modelinin ASS modelinde kullanılan kısmına ait Matlab/Simulink programında hazırlanmış blok diyagramı Şekil 4.12’de görülmektedir.



Şekil 4.12. Tek izli doğrusal olmayan, doğrusal tekerlek modeli içeren sanal araç modeline ait Matlab/Simulink blok diyagramı

4.2.2 Dugoff Tekerlek Modeli ve Doğrusal Olmayan Tek İzli Araç Modeline Uygulanması

Araç modellerinin oluşturulmasında karar verilmesi gereken en önemli unsurlardan biri, aracın yol ile temasını sağlayan tek bileşen olan tekerleklerin doğru ve mümkün olduğunca gerçekçi modellenmesidir. Araç modellerinde kullanılmak üzere ampirik ya da analitik verileri kullanan farklı tekerlek modelleri mevcuttur. Deneysel parametreler kullanarak deneye dayalı denklemler aracılığı ile tekerlek kuvvetlerini hesaplayan Pacejka tekerlek modeli (Magic Tire Formula) [45] ve kurulumu daha basit olan, daha az parametre gerektiren ve yanal ve boylamsal tekerlek kuvvetlerini aynı anda hesaplayabilen Dugoff tekerlek modeli [46] bunlardan bazılarıdır. Bu bölümde Dugoff tekerlek modelinin genel yapısı verilecek ve doğrusal olmayan tek izli araç modeline uyarlanması anlatılacaktır.

Dugoff tekerlek modeli, temel olarak tekerlek kuvvetlerini, kuvvet doğrultusundaki kayma değerine bağlı olarak hesaplamaktadır. Dugoff tekerlek modeli yanal ve boylamsal tekerlek kuvvetlerini beraber modelleyebildiği için, boylamsal kuvvet hesaplanması gereken durumlarda boylamsal kayma değerini de bir girdi olarak ister. Buna göre, tekerlek üzerindeki boylamsal/yanal kuvvet, tekerleğin boylamsal/yanal yöndeki kayma değerinin bir fonksiyonudur.

$$F_t = f \cdot C_x \cdot s \quad (4.28)$$

$$F_s = f \cdot C_y \cdot \alpha \quad (4.29)$$

Yukarıdaki parametreler aşağıda Tablo 4.2’de tanımlanmıştır.

Tablo 4.2. Dugoff tekerlek modelinde kullanılan parametreler

F_t	Tekerlek koordinat eksenine göre tekerlek üzerindeki boylamsal kuvvet
F_s	Tekerlek koordinat eksenine göre tekerlek üzerindeki yanal kuvvet
s	Tekerlek boylamsal kayma değeri
α	Tekerlek yanal kayma değeri
C_x ve C_y	Dönüş sertliği katsayıları

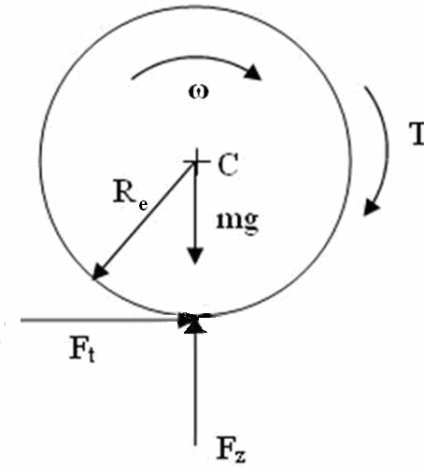
“f” yanal ve boylamsal doğrultudaki kayma değerlerine, tekerleğe gelen düşey kuvvete, yanal ve boylamsal doğrultudaki, yanal ve boylamsal dönüş sertliği katsayısı ve sürtünme katsayısına bağlı olarak hesaplanan bir parametredir.

$$f = \begin{cases} 1 & F_R \leq \frac{\mu F_Z}{2} \\ \left(2 - \frac{\mu F_Z}{2 F_R}\right) \frac{\mu F_Z}{2 F_R} & F_R > \frac{\mu F_Z}{2} \end{cases} \quad (4.30)$$

$$F_R = \sqrt{(C_x s)^2 + (C_y \alpha)^2} \quad (4.31)$$

Doğrusal olmayan tek izli araç modeline Dugoff tekerlek modelinin eklenmesi için öncelikle tekerleklerde boylamsal ve yanal kayma değerlerinin ve tekerlek hızlarının modellenmesi gerekir. Bir önceki bölümde aracın ön ve arka tekerleklerindeki hız vektörlerinin hesaplanması 4.18 ve 4.19 nolu denklemler ile verilmişti.

Tekerleğe ait açısal hızın belirlenmesi için, tekerlek dinamiği basit olarak Şekil 4.13’de verilen serbest cisim diyagramı üzerinden modellenebilir.



Şekil 4.13. Tekerlek üzerine etkiyen kuvvet ve momentler

Burada C noktasına göre moment alındığında;

$$I_{\omega,r} \dot{\omega}_r = T_{net,r} - R_e F_{t,r} \quad (4.32)$$

$$I_{\omega,f} \dot{\omega}_f = T_{net,f} - R_e F_{t,f} \quad (4.33)$$

ifadesi elde edilir. Bu denklemde “ T_{net} ” motordan elde edilen ve güç aktarma organları ile tekerleğe indirgenen motor torkundan tekerleğe uygulanan fren torkunun çıkarılması ile elde edilen net tork değeridir. Modelleme çalışmasında ağır ticari taşıtın arkadan çekişli olması ve yine frenlemenin arka tekerleklerle yapılması dolayısıyla arka tekerlekler için açısal hız hesaplanırken net tork “ $T_{net,r}$ ”; motor torkunun çevrim oranları ile tekerleklerle indirgenmesi ardından bu değerden fren torkunun çıkarılması ile elde edilmektedir. Ağır ticari taşıt modelinin oluşturulması esnasında ön tekerlekler tahrik edilmediği ve fren uygulanmadığı kabul edilerek ön tekerlek üzerindeki net tork “ $T_{net,f}$ ”, sıfır kabul edilmiş ve ön tekerlek açısal hızı sadece ön tekerleğin tekerlek koordinat eksenine göre tekerlek üzerindeki boylamsal kuvvete göre hesaplanmıştır.

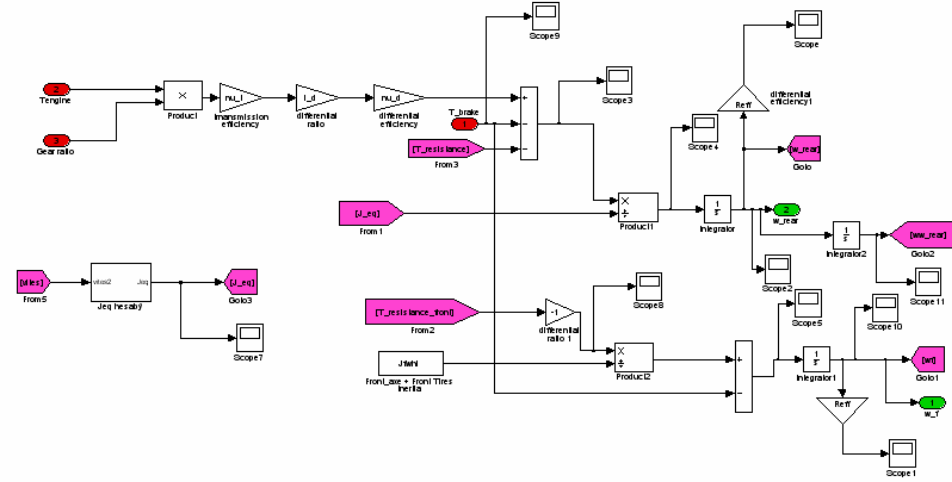
Bu noktada belirtilmesi gereken bir diğer önemli nokta da “ I_w ” tekerlek atalet momentinin ön ve arka tekerlekler için farklı şekilde hesaplanıyor olmasıdır. Arka tekerlek için “ $I_{w,r}$ ”, motor ve güç aktarma organları atalet momentlerinin tekerleğe indirgenmiş eşdeğer atalet momentidir. Arka tekerleklerin tahrik tekerleği olması nedeniyle motordan tekerleğe kadar olan tüm atalet momentini arka tekerlek taşımaktadır. Ön tekerlek ise tahrik edilmediği için sadece tekerleğin ve üzerinde bulunun parçaların atalet momenti “ $I_{w,f}$ ”, atalet momenti olarak dikkate alınmaktadır.

Tekerleğin açısal hızını bulmak için yukarıdaki denklem çözüldüğünde açısal hız aşağıdaki denklemler ile bulunmaktadır.

$$\omega_r = \int \frac{T_{net,r} - R_e F_{t,r}}{I_{\omega,r}} dt \quad (4.34)$$

$$\omega_f = \int \frac{T_{net,f} - R_e F_{t,f}}{I_{\omega,f}} dt \quad (4.35)$$

Dugoff tekerlek modeline göre ön ve arka tekerleklerin açılmal hızlarını bulmakta kullanılan alt sistemine ait Matlab/Simulink programında hazırlanmış blok diyagramı Şekil 4.14’de görülmektedir



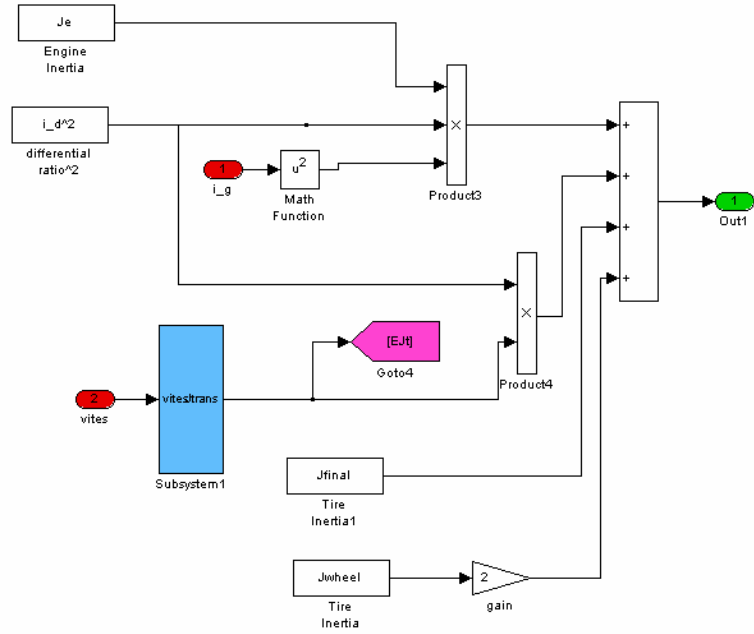
Şekil 4.14. Ön ve arka tekerleklerin açılmal hızlarını bulmakta kullanılan alt sistemine ait Matlab/Simulink blok diyagramı

Yukarıdaki 4.34 ve 4.35 denklemlerinde kullanılan tekerleğe indirgenmiş eşdeğer atalet momentinin hesaplanması için aşağıdaki denklemler kullanılmaktadır. Bu ifadelerde de “ J_{engine} ” motorun atalet momenti, “ J_{trans} ” transmisyonun atalet momenti, “ J_{finald} ” diferansiyelin atalet momenti, “ J_w ” her bir tekerleğin atalet momenti, “ i_{finald} ” diferansiyelin çevrim oranı ve “ i_{gear} ” şanzımanın o andaki çevrim oranıdır. Bu noktada dikkate değer bir diğer nokta “ J_{trans} ” transmisyonun atalet momentinin vitesa bağlı olarak değişmesidir. Bunun nedeni; vites değişiminde dişli çarkların değişmesinin transmisyon atalet momentinin değişmesine neden olmasıdır.

$$I_{\omega,r} = J_{\omega,r} = (J_{engine} i_{finald}^2 i_{gear}^2) + (J_{trans} i_{finald}^2) + J_{finald} + 2J_w \quad (4.36)$$

$$I_{\omega,f} = J_{\omega,f} = 2J_w \quad (4.37)$$

Tekerleğe indirgenmiş eşdeğer atalet momentinin hesaplanması için kullanılan Matlab/Simulink programında hazırlanmış blok diyagramı Şekil 4.15’de görülmektedir.



Şekil 4.15. Tekerleğe indirgenmiş eşdeğer atalet momentinin hesaplanması için kullanılan alt sistemine ait Matlab/Simulink blok diyagramı

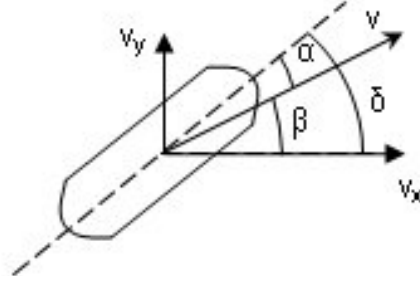
Dugoff tekerlek modeli için boylamsal kayma ifadesi, SAE kayma ifadesinden farklı olarak aracın hızlanma ve frenleme durumlarında farklı olacak şekilde tanımlanmaktadır. Dugoff tekerlek modeline göre aracın boylamsal kayma ifadesi,

$$s = \begin{cases} \frac{R\omega - V_x}{V_x} & R\omega < V_x \text{ (frenleme)} \\ \frac{R\omega - V_x}{R\omega} & R\omega > V_x \text{ (ivmelenme)} \end{cases} \quad (4.38)$$

olarak tanımlanmıştır. Buna göre aracın ivmelenmesi sırasında kayma değeri 0 ile 1 arasında değişirken, frenleme koşulunda 0 ile -1 arasında değişmektedir.

Tekerlek yanal kayma açısı ise, şematik olarak Şekil 4.16'da da görüldüğü gibi doğrudan tekerlek hızı bileşenleri ile şu şekilde hesaplanır;

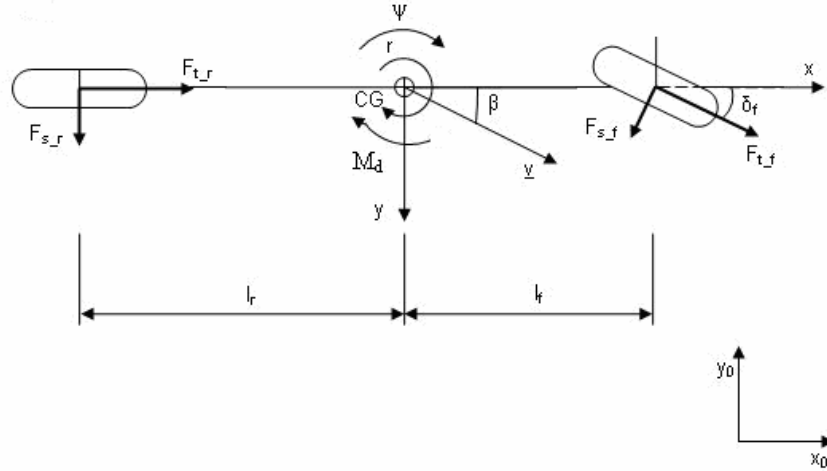
$$\alpha_i = -\delta_i + \tan^{-1} \left(\frac{v_{y_i}}{v_{x_i}} \right) \quad (4.39)$$



Şekil 4.16. Yanal kaymanın şematik görünümü

Tüm bu değerlerin belirlenmesinin ardından ön ve arka tekerlekler için ayrı ayrı, tekerlek koordinat eksenine göre tekerlek üzerindeki boylamsal ve yanal kuvvetlerden F_t , 4.28 numaralı denklem ve F_s , 4.29 numaralı denklem aracılığı ile belirlenir.

Tekerleğe bağlı ekseninde elde edilen boylamsal ve yanal kuvvetlerin şasiye bağlı eksen takımına indirilmesi için araç modeli içinde bahsedilen tekerlek dönme açısı projeksiyonunun gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Bunun için Şekil 4.17'den yararlanılır.



Şekil 4.17. Dugoff tekerlek modelinin tekerlek dönme açısı projeksiyonuna ilişkin şematik çizim

Araç şasisine etkiyen boylamsal kuvvet, yanal kuvvet ve moment, öncelikle ön ve arka tekerlekten şasiye bağlı eksen takımına göre aracın ağırlık merkezine indirgenmiş, daha sonra ön ve arka tekerlekten gelen kuvvet ve momentler toplanmıştır.

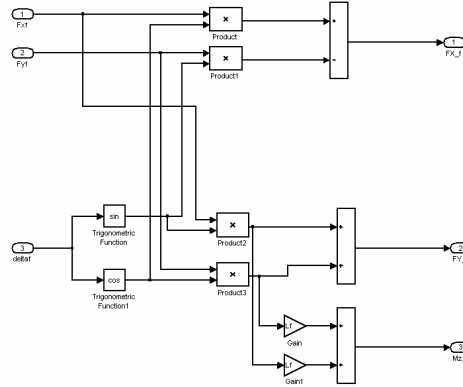
Ön tekerlek eksen takımından şasi eksen takımına yapılan indirgeme;

$$F_{x,f} = \cos \delta_f F_{t,f} - \sin \delta_f F_{s,f} \quad (4.40)$$

$$F_{y,f} = \sin \delta_f F_{t,f} + \cos \delta_f F_{s,f} \quad (4.41)$$

$$M_{z,f} = l_f (\sin \delta_f F_{t,f} + \cos \delta_f F_{s,f}) \quad (4.42)$$

Dugoff tekerlek modelinde oluşturulan ön tekerlek kuvvetlerin ön tekerlek eksen takımından şasi eksen takımına yapılan indirgemedede kullanılan alt sisteme ait Matlab/Simulink programında hazırlanmış blok diyagramı Şekil 4.18'de görülmektedir.



Şekil 4.18. Ön tekerlek eksen takımından şasi eksen takımına yapılan indirgemedede kullanılan alt sistemine ait Matlab/Simulink blok diyagramı

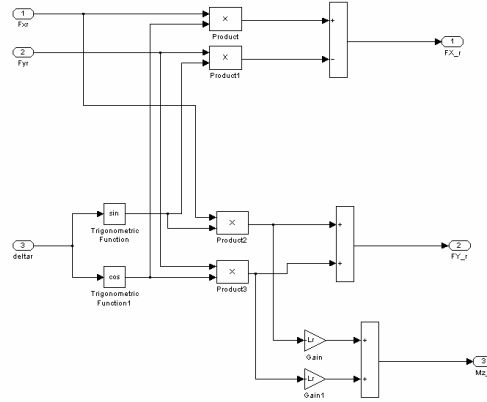
Arka tekerlek eksen takımından şasi eksen takımına yapılan indirgeme;

$$F_{x,r} = \cos \delta_r F_{t,r} - \sin \delta_r F_{s,r} \quad (4.43)$$

$$F_{y,r} = \sin \delta_r F_{t,r} + \cos \delta_r F_{s,r} \quad (4.44)$$

$$M_{z,r} = -l_r (\sin \delta_r F_{t,r} + \cos \delta_r F_{s,r}) \quad (4.45)$$

Dugoff tekerlek modelinde oluşturulan arka tekerlek kuvvetlerin arka tekerlek eksen takımından şasi eksen takımına yapılan indirgemedede kullanılan alt sisteme ait Matlab/Simulink programında hazırlanmış blok diyagramı Şekil 4.19’da görülmektedir.



Şekil 4.19. Arka tekerlek eksen takımından şasi eksen takımına yapılan indirgemedede kullanılan alt sistemine ait Matlab/Simulink blok diyagramı

Arka tekerlek eksen takımından şasi eksen takımına yapılan indirgemedede ” δ_r ” arka teker yönelim açısının arka tekerleklerin direksiyon ile döndürülmemesi nedeniyle sıfır alınması gerektiği unutulmamalıdır.

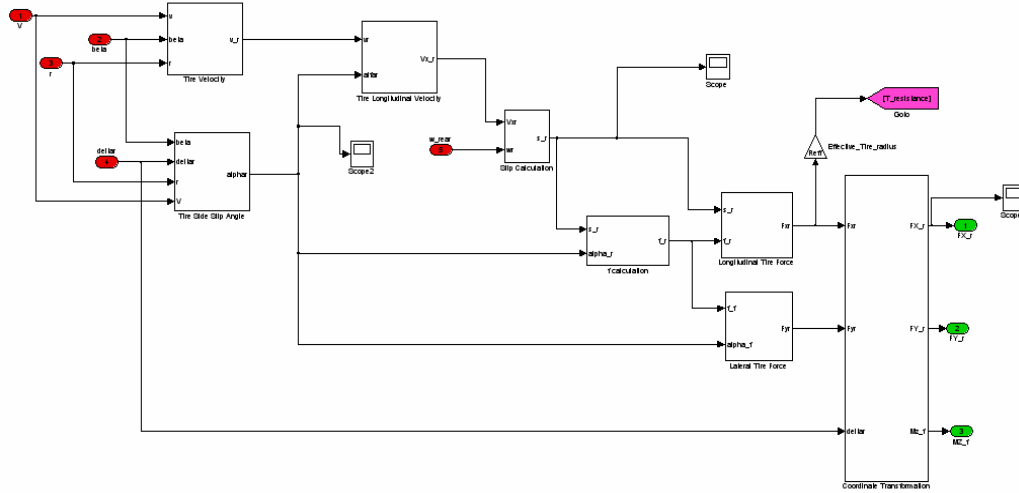
Son olarak aracın şasi eksen takımının merkezi olan aracın ağırlık merkezinde ön ve arka tekerleklerden gelen kuvvet ve momentlerin toplamı aşağıdaki denklemler ile ifade edilmektedir.

$$F_x = F_{x,r} + F_{x,f} \quad (4.46)$$

$$F_y = F_{y,r} + F_{y,f} \quad (4.47)$$

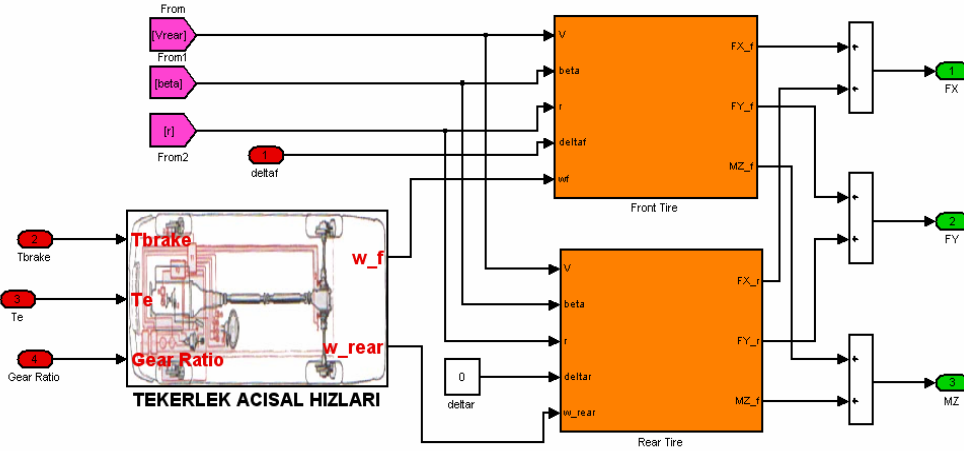
$$M_z = M_{z,r} + M_{z,f} \quad (4.48)$$

ASS modeli içinde kurulan Dugoff tekerlek modelinin ön tekerlek modeline ait alt sistemin Matlab/Simulink blok diyagramı Şekil 4.20’de verilmiştir.



Şekil 4.20. Dugoff tekerlek modelinin ön tekerlek modeline ait alt sistemin Matlab/Simulink blok diyagramı

ASS modeli içinde kurulan Dugoff tekerlek modelinin, ön ve arka tekerlek modelini içeren alt sisteme ait Matlab/Simulink blok diyagramı Şekil 4.21’de verilmiştir



Şekil 4.21. Dugoff tekerlek modeline ait toplam Matlab/Simulink blok diyagramı

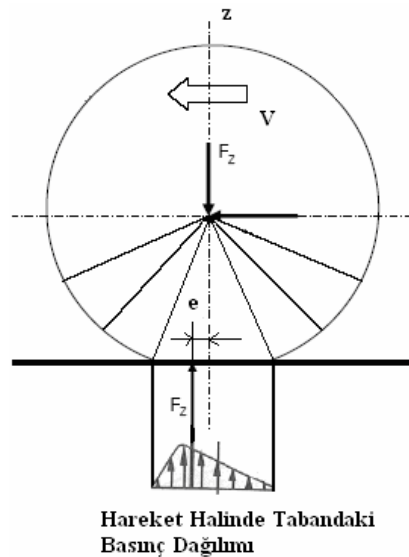
4.2.3 Boylamsal Yönde Etki Eden Direnç Kuvvetleri

Bir önceki bölümde tanımlanan doğrusal olmayan tek izli araç modelinin boylamsal kuvvetler içermediği anlatılmıştı, modelin eksik bıraktığı bu kısmın tamamlanması için gerekli olan, araç üzerine etki eden boylamsal direnç kuvvetleri bu bölümde tanımlanmıştır.

4.2.3.1 Tekerlek Dirençleri

Tekerleğin yuvarlanması esnasında, lastiğin ve zeminin deformasyonu sonucu oluşan yuvarlanma direnci yanında diğer dirençlerin ihmal edilebilir düzeyde kalması nedeniyle, uygulamada teker dirençleri yerine yuvarlanma direnci alınmaktadır [4]. Bu kabul ile ayrıca sayısal hesaplara dayanılarak, kuru sert zeminde düz seyir halinde toplam tekerlek direncinin, pratikte yuvarlanma direncine eşit olduğu gösterilebilmektedir [34].

Hareketsiz teker şartında, teker düşey eksenine göre dengeli dağılım gösteren yüzey basınçları, pnömatik tekerleğin elastik şekil değiştirmesi nedeniyle farklılaşır. Bu nedenle teker tepkisi, teker düşey ekseninden "e" mesafesi kadar, hareket yönünde kayar. Bu durum, tekerleğin dönmesini etkileyecek şekilde, değeri "e" mesafesi ile dingil yükünün çarpımına eşit, yönü tahrik momentine zıt olan bir moment doğurur. Bu momentin, teker merkezinde, tahrik yönüne zıt yönde yarattığı kuvvet "yuvarlanma direnci" olarak tanımlanır [47]. Şekil 4.22’de bu durum gösterilmektedir.



Şekil 4.22. Hareket halindeki pnömatik tekerlekte basınç dağılımı ve yuvarlanma direnci şematik gösterimi

Buna göre bir taşıtın kuru bir zemin üzerindeki doğrusal hareketi için toplam tekerlek direnci yaklaşık olarak,

$$F_r = m g f_R \quad (4.49)$$

şeklinde hesaplanır, yani tekerleklerinin yuvarlanma direncine eşittir. İfadede, “ f_R ” yuvarlanma direnci katsayısı, “ $m.g$ ” ise taşıt ağırlığıdır. Beton, asfalt ya da parke kaplamalı zeminde, pnömatik lastik tekerleğin yuvarlanma direnci katsayısı “ $f_R = 0.015$ ” civarındadır [37].

Yuvarlanma direnci katsayısı aslında seyir hızına bağlıdır ve seyir hızı arttıkça hızla artar, bununla beraber 100 km/h seyir hızına kadar da sabit olduğu kabul edilebilir. Hıza bağlılığın ifade edilebilmesi için, sabit f_R terimine ilaveten seyir hızı v 'nin çeşitli dereceden kuvvetlerini çarpan kabul eden katsayılar kullanılır [36].

4.2.3.2 Hava Direnci

Bir taşıt üzerindeki hava akışının karmaşık olması sebebiyle deneysel modellerin geliştirilmesi ihtiyaç halini almakta ve aerodinamik kuvvet aşağıdaki gibi ampirik bir ifade ile karakterize edilmektedir.

$$F_a = \frac{1}{2} C_w A_a \rho_a v^2 \quad (4.50)$$

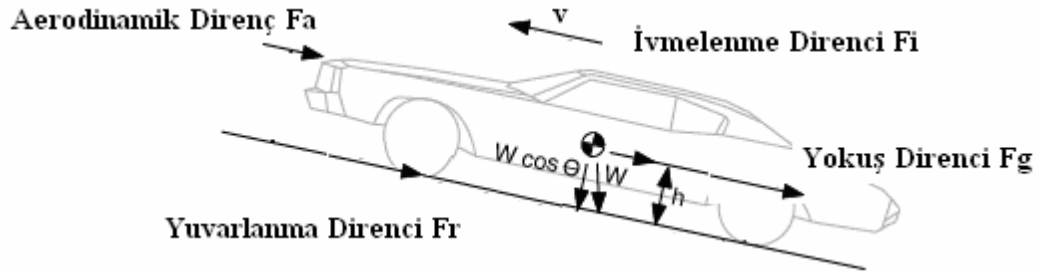
Yukarıdaki eşitlikte, $\frac{1}{2} \rho_a v^2$ ifadesi havanın dinamik basıncıdır. Bağlı rüzgar hızı “ $V_{bağlı}$ ”, taşıt hızı “ V ” ile rüzgar hızının “ $V_{rüzgar}$ ” vektörel farkıdır. “ C_w ” ile ifade edilen değer, aerodinamik direnç katsayısının, rüzgarın taşıt eksenine paralel ve ters yönde estiği kabulü ile rüzgar tüneli deneyleri sonucu hesaplanmış özel bir halidir. Aerodinamik direnç katsayısı, taşıtın şekillendirilmesi ile ilgilidir. Ancak, taşıt boyutlarının aerodinamik direnç katsayısına direkt etkisinden dolayı, bir taşıtın aerodinamik özellikleri $C_w.A_a$ değeri ile de karakterize edilebilir. Rüzgar direnci katsayısının değeri taşıtın şekline sıkıca bağlıdır ve deneysel olarak tespit edilmektedir.

4.2.3.3 Yokuş Direnci

Çıkış eğimli yolda, hareketi engelleyen ve taşıt ağırlığının, hareket doğrultusunda, hareket yönüne ters yönlü bileşenidir, iniş eğimli yolda ise yokuş direnci direnç olarak değil aracı hızlandırıcı bir kuvvet bileşeni olarak tanımlanır.

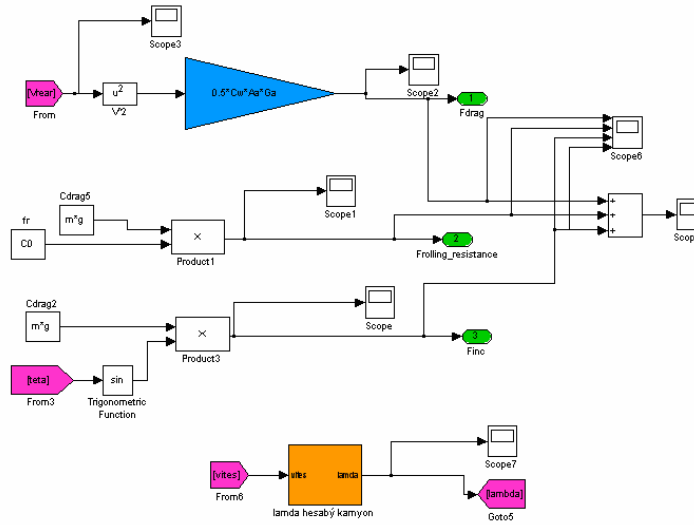
$$F_g = mg \sin(\alpha) \quad (4.51)$$

Aracın yokuş çıkması halinde araç üzerine etki eden kuvvetler Şekil 4.23 olarak aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 4.23. Yokuş çıkan araç üzerine etki eden kuvvetlerin şematik diyagramı

Yukarıda tanımlanan tekerlek dirençlerini içeren Matlab/Simulink programında hazırlanmış blok diyagramı Şekil 4.24’de görülmektedir.

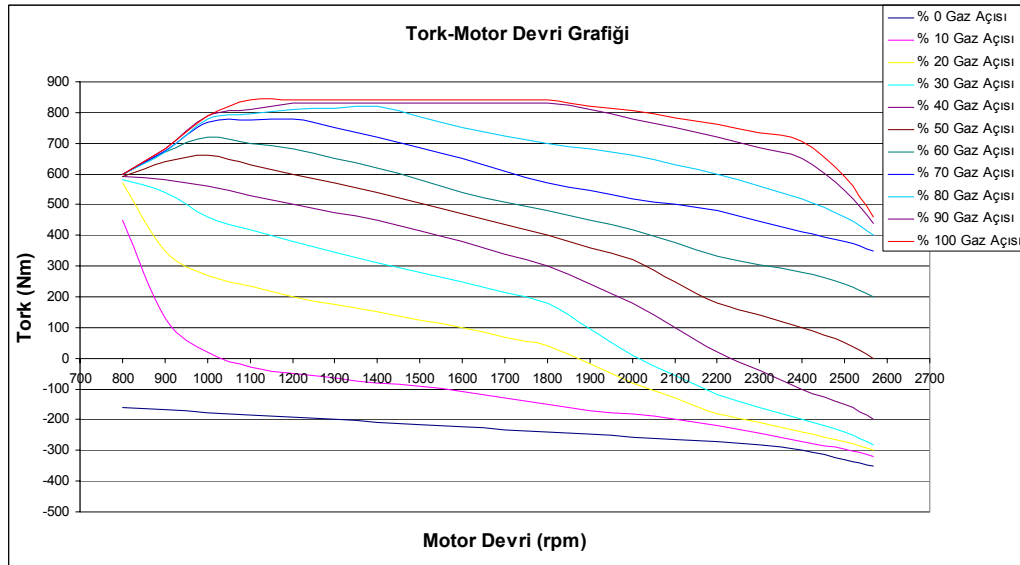


Şekil 4.24. Tekerlek dirençlerinin hesaplanmasında kullanılan Matlab/Simulink blok diyagramı

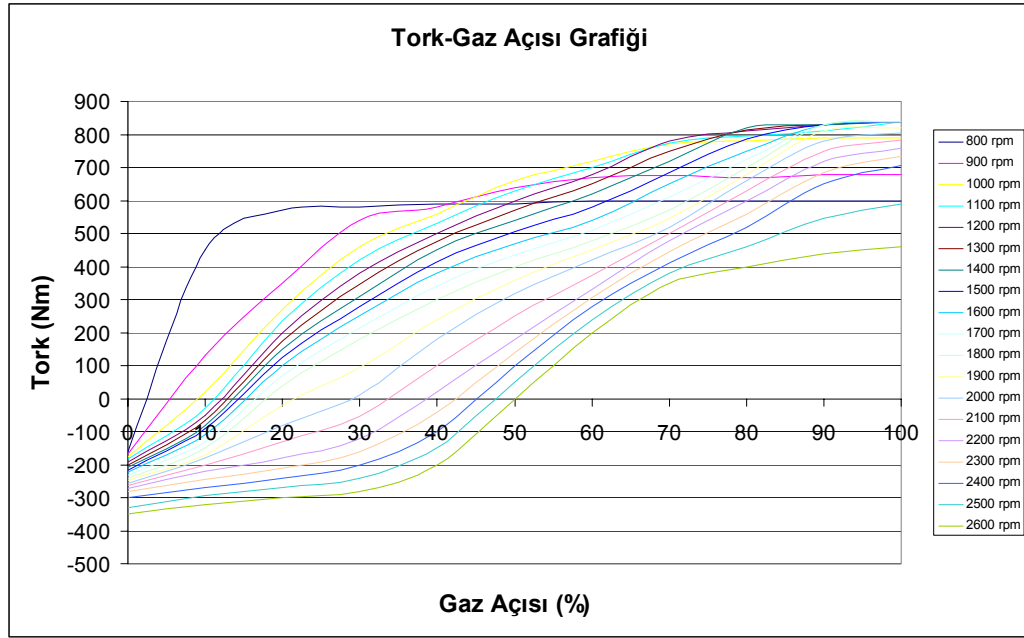
4.2.4 Motor Modeli

Doğrusal tek izli araç modelinin boylamsal yöndeki yetersizliğinin ortadan kaldırılması ve ASS sistemi için mutlaka doğru şekilde modellenmesi için gereken ağır ticari taşıta ait içten yanmalı dizel motorun modellenmesi bu bölümde anlatılmaktadır. Daha önce üçüncü bölümde ağır hizmet dizel motoruna ait temel parametrelerden hareketle motorun tüm parametreleri hesaplanmıştır. Bu kısımda ağır hizmet dizel motorunun üç boyutlu “Tork-Motor Devri-Gaz Açısı” tablosunun elde edilmesi ve yakıt tüketiminin hesaplanmasına ilişkin bilgi verilecektir.

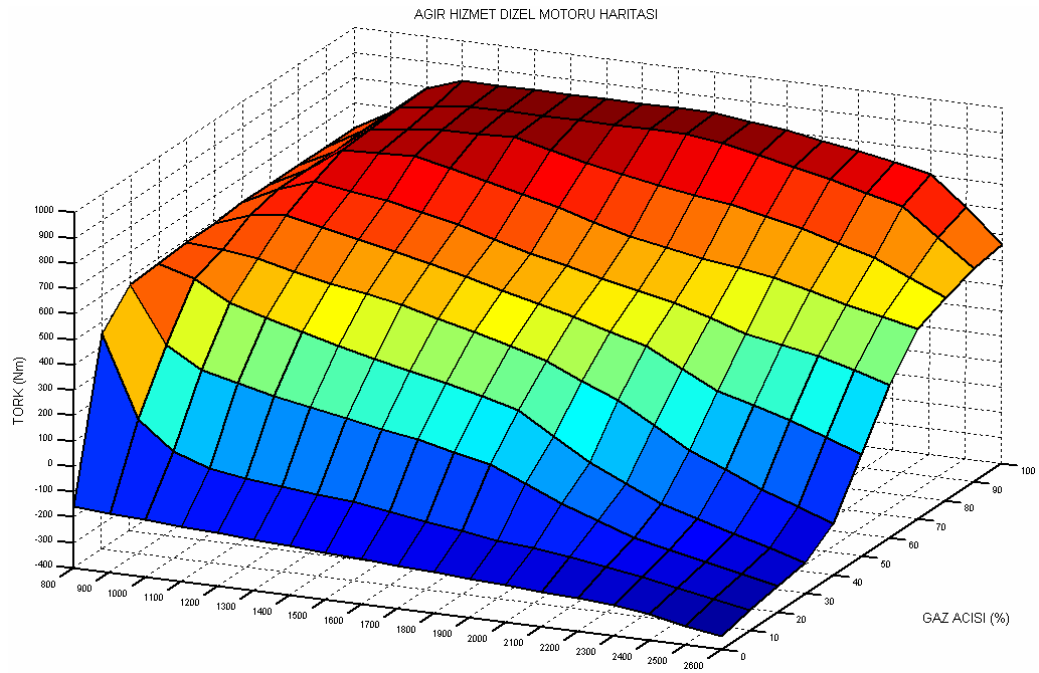
Üç boyutlu motor tablolarının ya da diğer bir ifade ile motor haritalarının oluşturulması için sadece motorun dinamometre testleri yapılabildiği gibi araç üzerindeki motor ile birlikte dinamometrede test edilerek değerler motora indirgenebilmektedir. Çalışmada kullanılan motor haritası bir ağır ticari taşıtta kullanılmakta olan dizel motorun, temel tork ve motor devri değerlerinden hareketle literatürdeki diğer motor haritaları da göz önünde bulundurularak fiktif olarak hazırlanmıştır. Motor haritası hazırlandıktan sonra çeşitli motor haritaları ile karşılaştırılarak üzerinde düzeltmeler yapılmış ve son halini almıştır. Aşağıda Şekil 4.25’de Tork-Motor Devri, Şekil 4.26’da Tork-Gaz Açısı iki boyutlu grafikleri ile Şekil 4.27’de üç boyutlu motor haritası sunulmuştur.



Şekil 4.25. Ağır hizmet dizel motoruna ait Tork-Motor Devri iki boyutlu grafiği



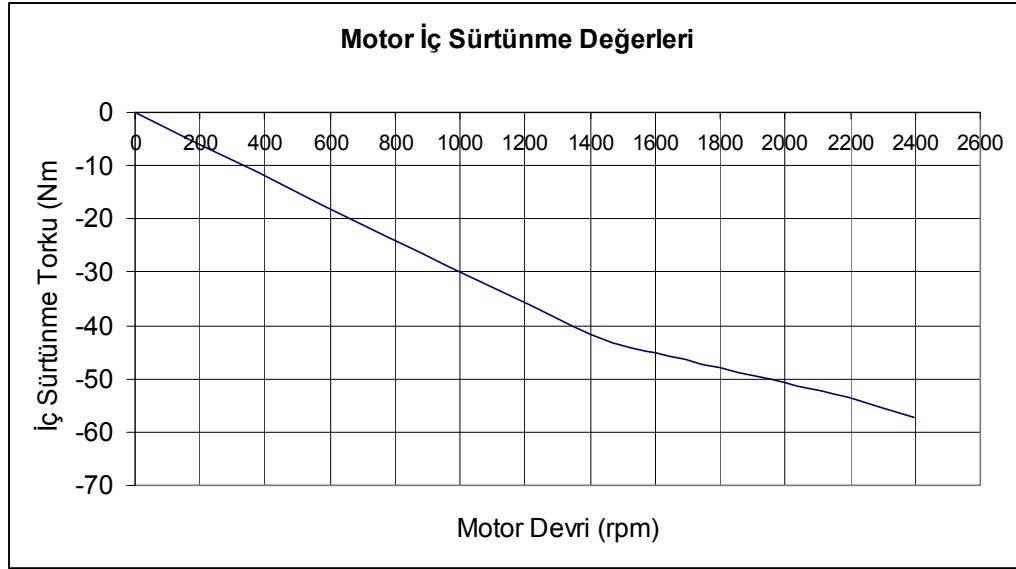
Şekil 4.26. Ağır hizmet dizel motoruna ait Tork-Gaz Açısı iki boyutlu grafiği



Şekil 4.27. Ağır hizmet dizel motoruna ait üç boyutlu motor haritası

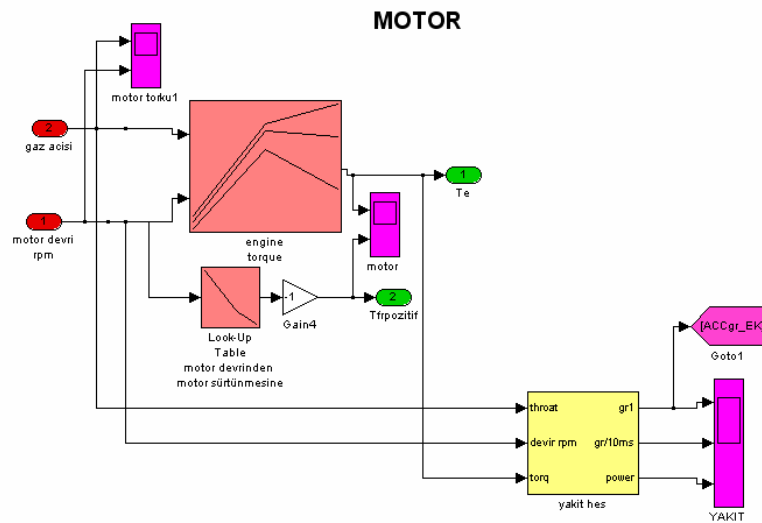
Yukarıdaki bahsi geçen motor haritası motordan alınması beklenen torku ifade etmekle birlikte, net motor torkunu belirtmemektedir. Net motor torkunun elde edilebilmesi için motorun iç sürtünmelerinden kaynaklanan motor devrine bağlı motor iç sürtünme momentinin belirlenmesi gerekmektedir. Ağır hizmet dizel

motorlarına ilişkin literatür bilgilerinden ve daha önce yapılan motor hesabından yararlanarak motor devrine bağlı motor iç sürtünme momentine ilişkin grafik aşağıda Şekil 4.28 olarak sunulmuştur.



Şekil 4.28. Ağır hizmet dizel motoruna ait Motor Devri-Motor İç Sürtünme Momenti grafiği

ASS modelinde ağır hizmet dizel motorunu simüle etmek için kullanılan Matlab/Simulink programında hazırlanmış blok diyagramı Şekil 4.29’da görülmektedir.



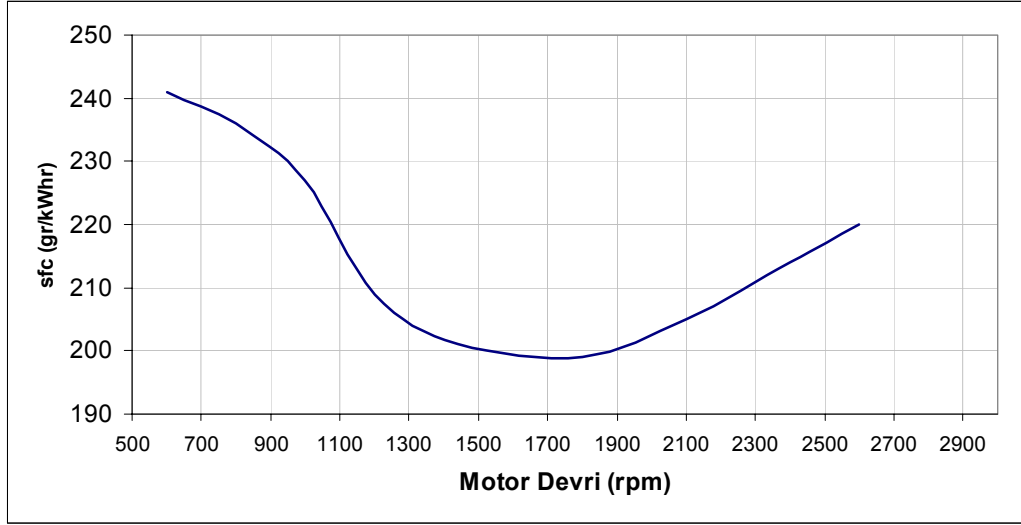
Şekil 4.29. Ağır hizmet dizel motorunu simüle etmek için kullanılan alt sistemine ait Matlab/Simulink blok diyagramı

Motorun yakıt tüketiminin belirlenmesi için farklı yöntemler mevcut olmakla birlikte motor üreticileri tarafından en çok kullanılan yöntem, yakıt tüketimi kWsaat başına gram olarak belirlemektir. Motor üreticileri tarafından geleneksel olarak kullanılan [g/kWhr] birimi, hem karşılaştırma yapma hem de motorun verimliliğini tanımlama açısından oldukça yararlıdır. Buna ek olarak her motor için bu değerlerin bulunması çok zor değildir. Ancak taşıtın yokuş inmesi ya da boşta çalışması esnasında yumurta eğrileri olarak adlandırılan, motor devrine karşılık tork değerleri ile elde edilen spesifik yakıt tüketimi değerleri çok büyük değerlere ya da sonsuza gitmektedir. Bu açıdan yukarıdaki spesifik yakıt tüketimi birimi [g/kWhr] yeterli olmayıp bunun bir de gaz açısına bağlanması gerekmektedir. Gaz açısı hem sürücünün o anda ne yapmak istediği hakkında fikir verir hem de boşta çalışma ve yokuş inme esnasında gaza basılmıyorsa yakıt tüketiminin doğru olarak belirlenmesini sağlar. Örnek olarak bir ağır ticari taşıt sürücüsü % 80-90 civarında gaza basıyorsa hızlanmak istiyordur, benzer olarak gaz açısı % 10-20'lerdeyse sadece motorun iç sürtünmelerini yenmesine yetecek kadar yakıt tüketerek aynı hızla gitmek istiyordur.

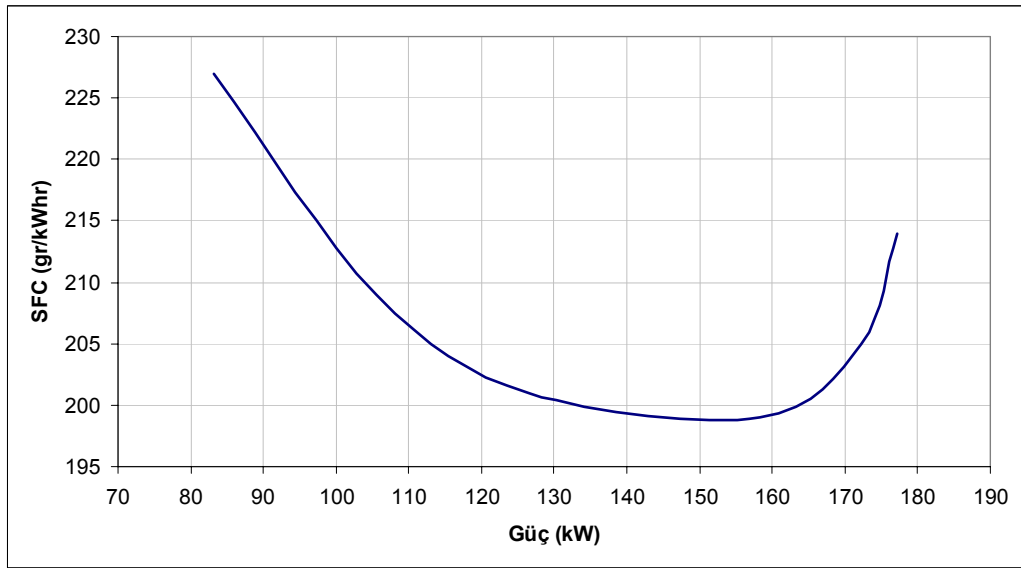
Esas olarak motor devri ve o devirdeki tork değeri ile güç hesaplanabilmektedir, bu güce karşı tüketilen gram cinsinden yakıt tüketiminin gaz açısına bağlı hale getirilmesi ile tüketim belirlenebilmektedir [48]. Bu amaçla öncelikle çeşitli ağır hizmet dizel motorlarının spesifik yakıt tüketimi ve güç değerleri incelenerek, fiktif olarak tasarlanan dizel motorumuz için güç-spesifik yakıt tüketimi tablosu oluşturulmuş ve aşağıda Tablo 4.3 olarak sunulmuştur. Tablo ile ilişkili grafikler Şekil 4.30 ve Şekil 4.31 olarak aşağıda sunulmuştur.

Tablo 4.3. Güç-spesifik yakıt tüketimi (SFC) tablosu

Motor Devri (rpm)	Güç (kW)	SFC (gr/kWhr)
600	26,39	241
800	50,27	236
1000	83,25	227
1200	105,56	209
1400	126,67	201
1800	158,34	199
2100	172,19	205
2400	177,19	214
2600	123,61	220



Şekil 4.30. Yakıt tüketimin belirlenmesi için Motor Devri -Spesifik Yakıt Tüketimi grafiği



Şekil 4.31. Yakıt tüketimin belirlenmesi için Güç-Spesifik Yakıt Tüketimi grafiği

Yakıt tüketiminin modellenmesi esnasında simülasyonların 10 ms ve 1 ms ile yapılacağı göz önüne alınarak yakıt tüketimi birimi öncelikle “gr/(W.10ms)” ve “gr/(W.ms)” birimlerine indirgenmesine karar verilmiştir. Tablo değerleri istenen birimlere indirgendikten sonra yakıt tüketimi gaz açısına bağlı hale getirilerek aşağıda Tablo 4.4 ve Tablo 4.5 oluşturulmuştur.

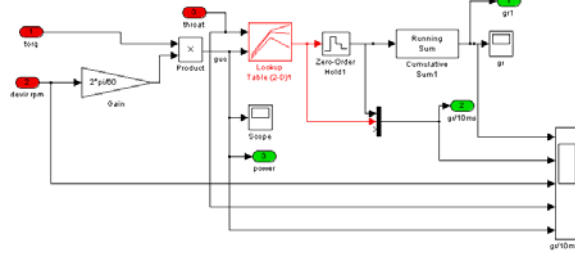
Tablo 4.4. “gr/(W.ms)” birimlerine indirgenmiş yakıt tüketimi tablosu

		Güç (Watt)						
		50265,60	83252,40	105557,76	126669,31	158336,64	172191,10	177186,24
Gaz Açısı (%)	0	0	0	0	0	0	0	0
	10	6,5904E-04	1,0499E-03	1,2256E-03	1,4145E-03	1,7505E-03	1,9611E-03	2,1065E-03
	20	9,8856E-04	1,5749E-03	1,8385E-03	2,1217E-03	2,6257E-03	2,9416E-03	3,1598E-03
	30	1,3181E-03	2,0998E-03	2,4513E-03	2,8289E-03	3,5010E-03	3,9221E-03	4,2131E-03
	40	1,6476E-03	2,6248E-03	3,0641E-03	3,5362E-03	4,3762E-03	4,9027E-03	5,2664E-03
	50	1,9771E-03	3,1497E-03	3,6769E-03	4,2434E-03	5,2515E-03	5,8832E-03	6,3196E-03
	60	2,3066E-03	3,6747E-03	4,2898E-03	4,9507E-03	6,1267E-03	6,8637E-03	7,3729E-03
	70	2,6362E-03	4,1996E-03	4,9026E-03	5,6579E-03	7,0020E-03	7,8443E-03	8,4262E-03
	80	3,2952E-03	5,2495E-03	6,1282E-03	7,0724E-03	8,7525E-03	9,8053E-03	1,0533E-02
	90	3,2952E-03	5,2495E-03	6,1282E-03	7,0724E-03	8,7525E-03	9,8053E-03	1,0533E-02
	100	3,2952E-03	5,2495E-03	6,1282E-03	7,0724E-03	8,7525E-03	9,8053E-03	1,0533E-02
1 watt başına 1 ms'deki yakıt tüketimi (gr)								
		6,5556E-08	6,3056E-08	5,8056E-08	5,5833E-08	5,5278E-08	5,6944E-08	5,9444E-08

Tablo 4.5. “gr/(W.10 ms)” birimlerine indirgenmiş yakıt tüketimi tablosu

		Güç (Watt)						
		50265,60	83252,40	105557,76	126669,31	158336,64	172191,10	177186,24
Gaz Açısı (%)	0	0	0	0	0	0	0	0
	10	6,5904E-03	1,0499E-02	1,2256E-02	1,4145E-02	1,7505E-02	1,9611E-02	2,1065E-02
	20	9,8856E-03	1,5749E-02	1,8385E-02	2,1217E-02	2,6257E-02	2,9416E-02	3,1598E-02
	30	1,3181E-02	2,0998E-02	2,4513E-02	2,8289E-02	3,5010E-02	3,9221E-02	4,2131E-02
	40	1,6476E-02	2,6248E-02	3,0641E-02	3,5362E-02	4,3762E-02	4,9027E-02	5,2664E-02
	50	1,9771E-02	3,1497E-02	3,6769E-02	4,2434E-02	5,2515E-02	5,8832E-02	6,3196E-02
	60	2,3066E-02	3,6747E-02	4,2898E-02	4,9507E-02	6,1267E-02	6,8637E-02	7,3729E-02
	70	2,6362E-02	4,1996E-02	4,9026E-02	5,6579E-02	7,0020E-02	7,8443E-02	8,4262E-02
	80	3,2952E-02	5,2495E-02	6,1282E-02	7,0724E-02	8,7525E-02	9,8053E-02	1,0533E-01
	90	3,2952E-02	5,2495E-02	6,1282E-02	7,0724E-02	8,7525E-02	9,8053E-02	1,0533E-01
	100	3,2952E-02	5,2495E-02	6,1282E-02	7,0724E-02	8,7525E-02	9,8053E-02	1,0533E-01
1 watt başına 10 ms'deki yakıt tüketimi (gr)								
		6,5556E-07	6,3056E-07	5,8056E-07	5,5833E-07	5,5278E-07	5,6944E-07	5,9444E-07

Yakıt tüketiminin modellenmesi için gerçekleştirilen alt sistem aşağıda Şekil 4.32 olarak sunulmuştur. Buna göre her simülasyon adımı için motor torku ve motor devri bilinen değerler olarak sisteme girilmekte, bu değerler ile güç hesaplanmaktadır. Bu güç ve gaz açısı kullanılarak yukarıdaki tablolara göre 10 ms ya da 1 ms için motorda tüketilen yakıt miktarı belirlenmektedir. Simülasyon süresi boyunca bu değerlerin üst üste toplanması ile toplam yakıt tüketimi bulunmaktadır.



Şekil 4.32. Yakıt tüketiminin modellenmesi için kullanılan alt sistemine ait Matlab/Simulink blok diyagramı

4.2.5 Otomatik Vites Modeli

Deneyisel çalışma amacıyla oluşturulan güç aktarma organları modellerinde, deneyisel çalışmaların sabit viteste gerçekleştirilmesi nedeniyle vites geçişi bulunmamaktadır. Ancak ASS sisteminin çalışabilmesi için otomatik vites kutusuna ihtiyaç duymaktadır. Bu nedenle ASS için ağır ticari taşıtta kullanılabilecek bir otomatik vites kutusu modeli oluşturulmuştur. Oluşturulmaya çalışılan ağır ticari taşıt modeli için sekiz ileri ve bir kalkış vitesi bulunan şanzımanın modellenmesine karar verilmiştir. Bu amaçla seçilen şanzımanın çevrim oranları aşağıda Tablo 4.6 olarak verilmiştir.

Tablo 4.6. Şanzımanın çevrim oranları

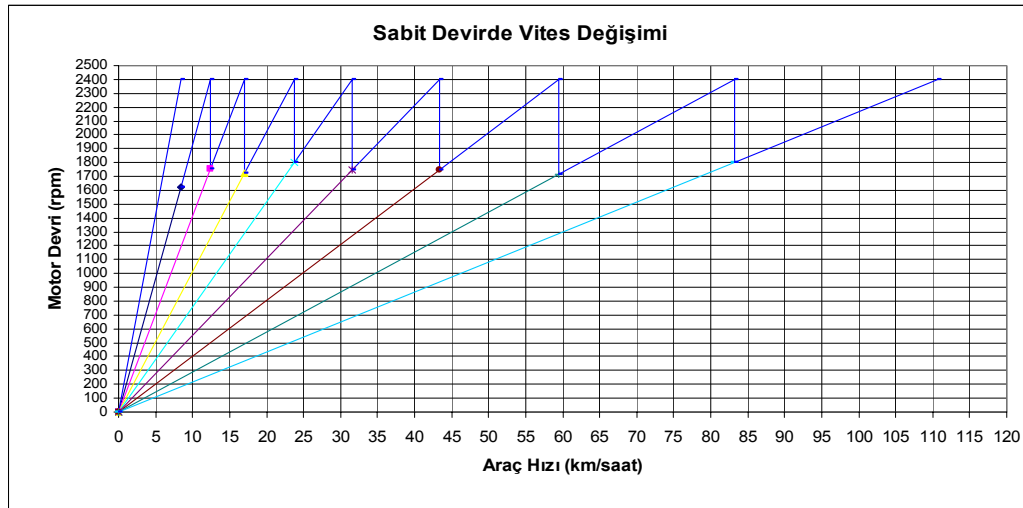
Vites	1	2	3	4	5	6	7	8
Çevrim Oranı	8,91	6,5	4,67	3,5	2,55	1,86	1,33	1

Otomatik vites kutusu modelinin oluşturulması için öncelikle her vites için hız aralıkları tekerlek çapı, vites çevrim oranı ve diferansiyel çevrim oranı kullanılarak aracın hızı km/saat olarak hesaplanmış ve aşağıda Tablo 4.7 olarak verilmiştir.

Tablo 4.7. Her vites için hesaplanmış hız aralıkları

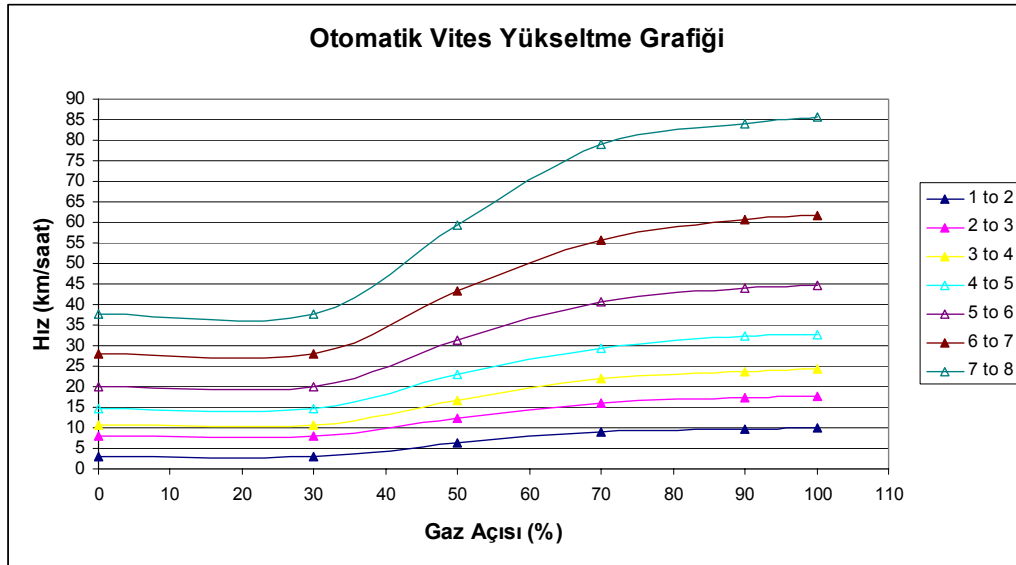
	Vites	Araç Hızı (km/saat)							
		1	2	3	4	5	6	7	8
	Çevrim Oranı	8,91	6,50	4,67	3,50	2,55	1,86	1,33	1,00
Motor Devri (rpm)	680	3,52	4,82	6,71	8,96	12,30	16,86	23,58	31,36
	700	3,62	4,97	6,91	9,22	12,66	17,36	24,27	32,28
	800	4,14	5,68	7,90	10,54	14,47	19,83	27,74	36,89
	900	4,66	6,39	8,89	11,86	16,28	22,31	31,21	41,50
	1000	5,18	7,09	9,87	13,18	18,08	24,79	34,67	46,12
	1100	5,69	7,80	10,86	14,49	19,89	27,27	38,14	50,73
	1200	6,21	8,51	11,85	15,81	21,70	29,75	41,61	55,34
	1300	6,73	9,22	12,84	17,13	23,51	32,23	45,08	59,95
	1400	7,25	9,93	13,82	18,45	25,32	34,71	48,54	64,56
	1500	7,76	10,64	14,81	19,76	27,13	37,19	52,01	69,17
	1600	8,28	11,35	15,80	21,08	28,94	39,67	55,48	73,79
	1700	8,80	12,06	16,79	22,40	30,74	42,15	58,94	78,40
	1800	9,32	12,77	17,77	23,72	32,55	44,63	62,41	83,01
	1900	9,83	13,48	18,76	25,03	34,36	47,11	65,88	87,62
	2000	10,35	14,19	19,75	26,35	36,17	49,59	69,35	92,23
	2100	10,87	14,90	20,74	27,67	37,98	52,07	72,81	96,84
	2200	11,39	15,61	21,72	28,99	39,79	54,55	76,28	101,45
	2300	11,90	16,32	22,71	30,30	41,59	57,02	79,75	106,07
	2400	12,42	17,03	23,70	31,62	43,40	59,50	83,22	110,68
	2500	12,94	17,74	24,69	32,94	45,21	61,98	86,68	115,29
	2600	13,28	18,21	25,34	33,81	46,41	63,62	88,97	118,33

Sabit üst devirde (maksimum güç devrinde) vites değiştirme prensibi dikkate alınarak, belirlenen hız aralıkları da kullanılarak otomatik vites değiştirmek için araç hızına karşı motor devirleri hesaplanmış ve grafik aşağıda Şekil 4.33 olarak sunulmuştur.

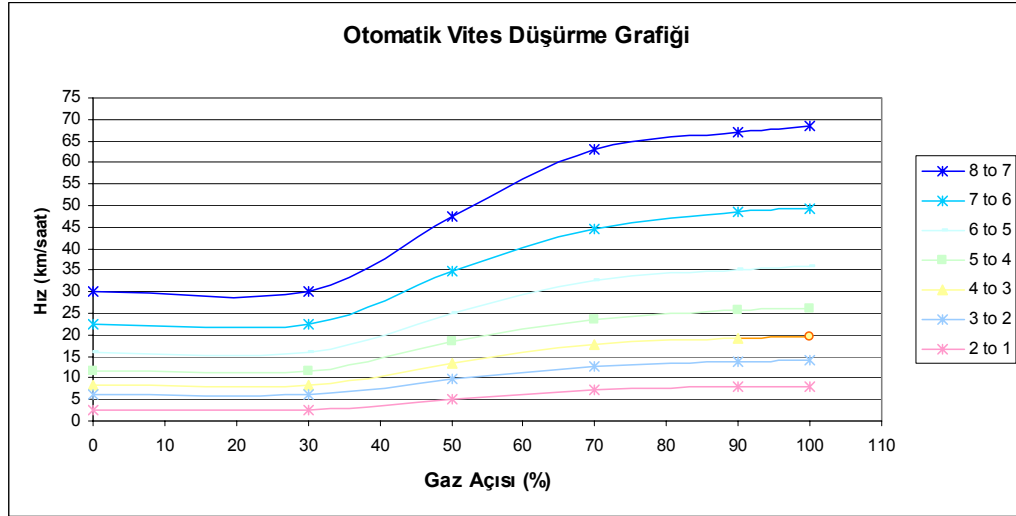


Şekil 4.33. Otomatik vites değiştirmek için araç hızına karşı motor devirleri

Otomatik vites modelinin oluşturulmasında dikkate alınan en önemli nokta ise içten yanmalı motora ait güç ve moment karakteristiğinin taşıta uygun hale getirilmesidir. Modellenen vites kutusu kademelerden oluşmaktadır. Her bir kademeden kendisine ait hız bölgesini kullanması ile ideal eğriye yaklaşmak mümkün olacaktır. Bu nedenle motor modellemesi esnasında elde edilen motor haritası kullanılarak gaz açısına bağlı olarak vites büyütme ve vites küçültme hızları belirlenmiştir. Bu değerlerin gaz açısına bağlı olarak belirlenmesinin, ağır ticari taşıt otomatik vites kutusunun modellenmesi açısından ayrı bir önemi vardır. Sürücünün gaz pedalına ne kadar bastığı yani gaz açısı sürücünün o anda vites değiştirmek isteyip istemediği konusunda önemli fikirler vermektedir. Örneğin sürücünün gaz pedalına %80–90 hatta %100 oranında basması vites değiştirmek istediğinin önemli bir göstergesidir. Bunun tersi durumda ise sürücünün daha az gaz pedalına basarak bulunduğu vitesi korumak ya da vites küçültmek istediği anlaşılabilmektedir. Aşağıda öncelikle gaz açısına bağlı vites büyütme, daha sonra küçültme grafikleri Şekil 4.34 ve Şekil 4.35 olarak sunulmuştur.

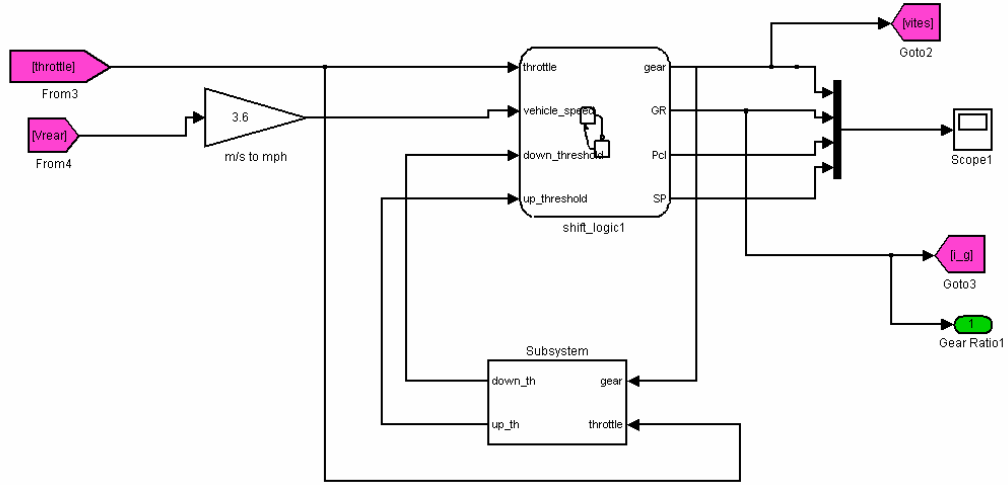


Şekil 4.34. Gaz açısına bağlı otomatik vites büyütme grafiği



Şekil 4.35. Gaz açısına bağlı otomatik vites küçültme grafiği

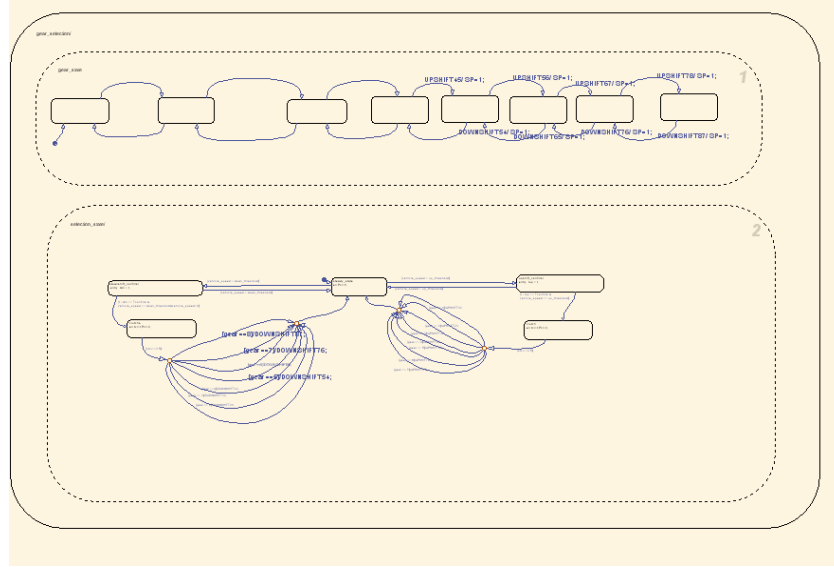
Aşağıda Şekil 4.36 olarak Matlab/Simulinkte kurulan otomatik vites sistemi gösterilmiştir.



Şekil 4.36. Otomatik vites sistemi Matlab/Simulink blok diyagramı

Simulink'te kurulan otomatik vites sisteminde giriş olarak araç hızı ve gaz açısı bulunurken çıkış o an için seçilen vites ve bu vites için şanzıman çevrim oranıdır. Otomatik vites algoritması ve çevrim oranları "Simulink/State-Flow" içinde yer almakta, geçiş tabloları alt sistemden sağlanmaktadır. State-Flow'da oluşturulan algoritma Şekil 4.37 olarak aşağıda sunulmuştur. Buna göre üstte görülen sekiz adet blok her vitesi temsil etmektedir. Bu bloklar vitesi, çevrim oranını ve kavramanın durumunu dışarıya çıkış olarak vermektedir. Alt kısımdaki ana bölümde ise vites

büyültme ve küçültme için hız ve gaz açısı gerekli tablolar ile karşılaştırılmakta, hız değişimi belirlenen süre içinde sabit bir seyirdeyse kavrama açılma sinyali üretilmekte daha sonra vites değişimi onaylanarak kavrama kapalı sinyali üretilmektedir.



Şekil 4.37. Otomatik vites sistemi algoritması Matlab/State-Flow blok diyagramı

4.2.6 Güç Aktarma Organları Modeli

Daha önce üçüncü bölümde anlatıldığı gibi tez çalışmasının deneysel kısmı için üç farklı güç aktarma organları modeli kurulmuştur. Bunlar esnek aks mili içeren model, esnek aks mili ve kardan mili içeren model ve son olarak modüler güç aktarma organları modelidir. ASS modeli oluşturulurken bu modellerden esnek aks mili ve kardan mili içeren güç aktarma organları modelinin kullanılmasına karar verilmiştir. Bunun nedeni bu modelin sadece esnek ask mili içeren modele oranla güç aktarma organlarını daha iyi temsil etmesi olduğu kadar, zaten kompleks bir model olan ASS modelini modüler model kullanarak daha fazla kompleks hale getirmeme çabasıdır. ASS modeli içinde yer alan esnek aks mili ve esnek kardan mili içeren güç aktarma organları modeline ilişkin denklemler aşağıda verilmiştir.

Bu modelde debriyajın katı olduğu kabul edilmiştir, buna bağlı olarak debriyajda sürtünme ve kayma olmadığı varsayılmıştır. Vites kutusu ve diferansiyelde kayıp olmadığı kabul edilerek, elemanların çevrim oranları kullanılarak moment hesaplanmıştır. Kardan mili ve aks mili ise esnek olarak modellenmiştir. Modelde

kullanılan güç aktarma elemanlarına ait denklemler aşağıda incelenmiştir. Kullanılan semboller anlaşılabilirlik açısından Şekil 3.9'daki sembollerle uyumlu olacak şekilde seçilmiştir.

Debriyaj

Katı olduğu ve sürtünme olmadığı kabul edilmiştir. Modellemede ilk andaki geçiş modu olan kayma modunun olmadığı varsayılmıştır.

$$M_c = M_t \quad (4.52)$$

$$\theta_m = \theta_c \quad (4.53)$$

Şanzıman

Dönen bir atalet (J_t) olarak modellenmiştir. Sürtünme momenti, viskoz sönümleme katsayısı (b_t) ile ifade edilmiştir. Ayrıca i_t şanzımandaki vites çevirme oranlarını ifade etmektedir.

$$\theta_c = \theta_t i_t \quad (4.54)$$

$$J_t \ddot{\theta}_t = M_t i_t - b_t \dot{\theta}_t - M_p \quad (4.55)$$

olarak yazılır. Bu ifade 4.52, 4.53 ve 4.54 denklemleri kullanılarak

$$J_t \ddot{\theta}_m = M_c i_t^2 - b_t \dot{\theta}_m - M_p i_t \quad (4.56)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Kardan Mili

Esnek olarak modellenmiştir.

$$\begin{aligned}
M_f = M_p &= k_p (\theta_t - \theta_f) + c_p (\dot{\theta}_t - \dot{\theta}_f) \\
&= k_p \left(\frac{\theta_m}{i_t} - \theta_f \right) + c_p \left(\frac{\dot{\theta}_m}{i_t} - \dot{\theta}_f \right)
\end{aligned} \tag{4.57}$$

Diferansiyel

Dönen bir atalet J_f olarak modellenmiştir. Sürtünme momenti, viskoz sönümleme katsayısı (b_f) ile ifade edilmiştir. Ayrıca i_f diferansiyeldeki dişli çevirme oranını ifade etmektedir.

$$\theta_p = \theta_f i_f \tag{4.58}$$

$$J_f \ddot{\theta}_f = M_f i_f - b_f \dot{\theta}_f - M_d \tag{4.59}$$

olarak yazılır.

Aks

Esnek olarak modellenmiştir.

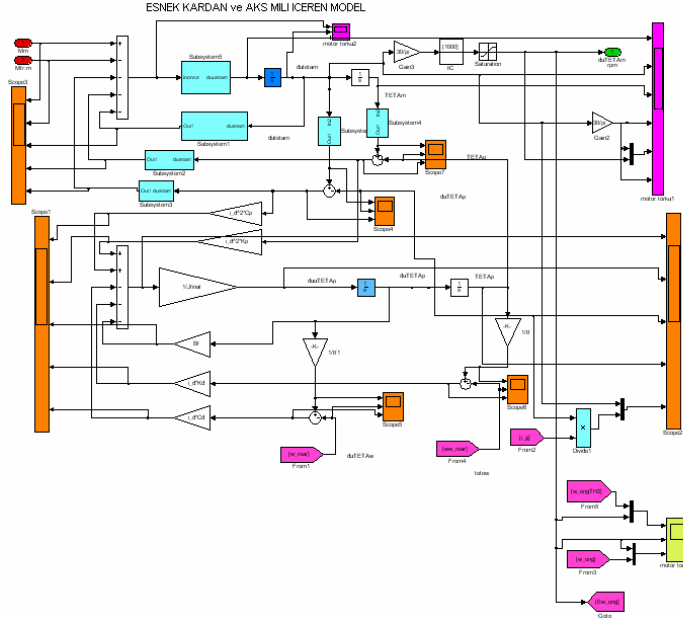
$$\begin{aligned}
M_w = M_d &= k_d (\theta_f - \theta_w) + c_d (\dot{\theta}_f - \dot{\theta}_w) \\
&= k_d \left(\frac{\theta_m}{i_t i_f} - \theta_w \right) + c_d \left(\frac{\dot{\theta}_m}{i_t i_f} - \dot{\theta}_w \right)
\end{aligned} \tag{4.60}$$

Sonuç olarak model kurulurken kullanılan denklemler aşağıda belirtilmiştir.

$$\begin{aligned}
(J_m + J_t / i_t^2) \ddot{\theta}_m &= M_m - M_{fric,m} - (b_t / i_t^2) \dot{\theta}_m \\
&- k_p (\theta_m / i_t - \theta_p) / i_t - c_p (\dot{\theta}_m / i_t - \dot{\theta}_p) / i_t
\end{aligned} \tag{4.61}$$

$$\begin{aligned}
(J_f) \ddot{\theta}_p &= i_f^2 k_p (\theta_m / i_t - \theta_p) + i_f^2 c_p (\dot{\theta}_m / i_t - \dot{\theta}_p) \\
&- \dot{\theta}_p b_f - i_f k_d (\theta_p / i_f - \theta_w) - i_f c_d (\dot{\theta}_p / i_f - \dot{\theta}_w)
\end{aligned} \tag{4.62}$$

Ağır ticari taşıtın güç aktarma organlarını simüle etmesi için Matlab/Simulinkte kurulan model Şekil 4.38’de gösterilmiştir.



Şekil 4.38. Esnek aks mili ve esnek kardan mili içeren güç aktarma organları modelinin Matlab/Simulink blok diyagramı

Sistemin ilk girişi motor torku olarak sağlanmış olur. Net motor torkunun hesaplanması için alt sistemin ikinci girişi motor iç sürtünme momentidir. Bu moment motor modelinde açıklandığı gibi motor devrinin karşılık elde edilmektedir. Bunların dışında sisteme arka tekerlek (tahrik tekerleği olduğu için) açısal hızı ve açısal konumu giriş olarak “from” blokları ile tekerlek modelinden beslenmektedir. Alt sistemin çıkışı ise motor açısal hızıdır ve bu motor modeline giriş olarak yollanmaktadır.

Şekil 4.38’de gösterilen modelde, yukarıda modeli özetleyen denklemler Matlab/Simulink’te iki ana bölüm halinde kurulmuştur. Bu iki ana bölüm Şekil 4.39’da gösterilmiştir. İlk ana bölümde

$$\begin{aligned} (J_m + J_t / i_t^2) \ddot{\theta}_m &= M_m - M_{fric,m} - (b_t / i_t^2) \dot{\theta}_m \\ - k_p (\theta_m / i_t - \theta_p) / i_t - c_p (\dot{\theta}_m / i_t - \dot{\theta}_p) / i_t \end{aligned} \quad (4.63)$$

denklemini kurulmuştur. İkinci ana bölümde ise

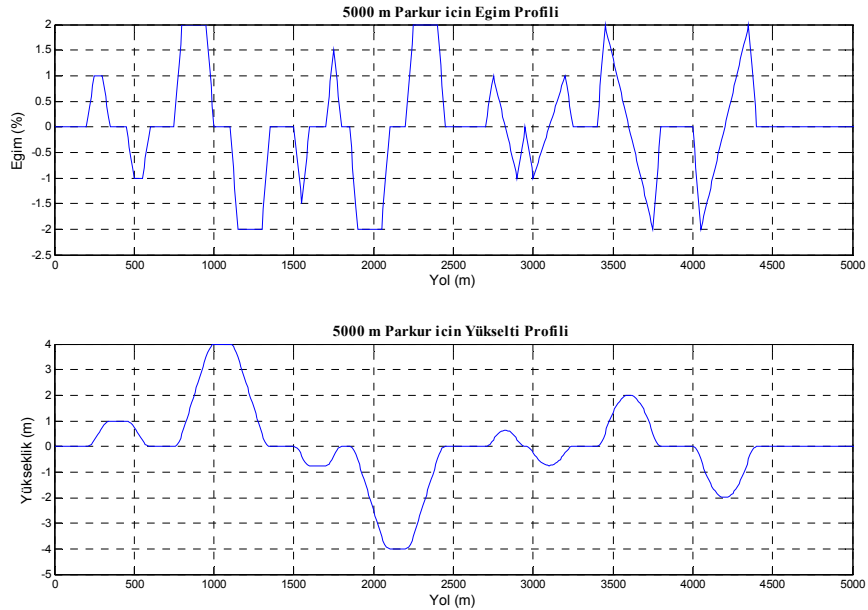
$$\begin{aligned} (J_f) \ddot{\theta}_p &= i_f^2 k_p (\theta_m / i_t - \theta_p) + i_f^2 c_p (\dot{\theta}_m / i_t - \dot{\theta}_p) - \dot{\theta}_p b_f \\ - i_f k_d (\theta_p / i_f - \theta_w) - i_f c_d (\dot{\theta}_p / i_f - \dot{\theta}_w) \end{aligned} \quad (4.64)$$



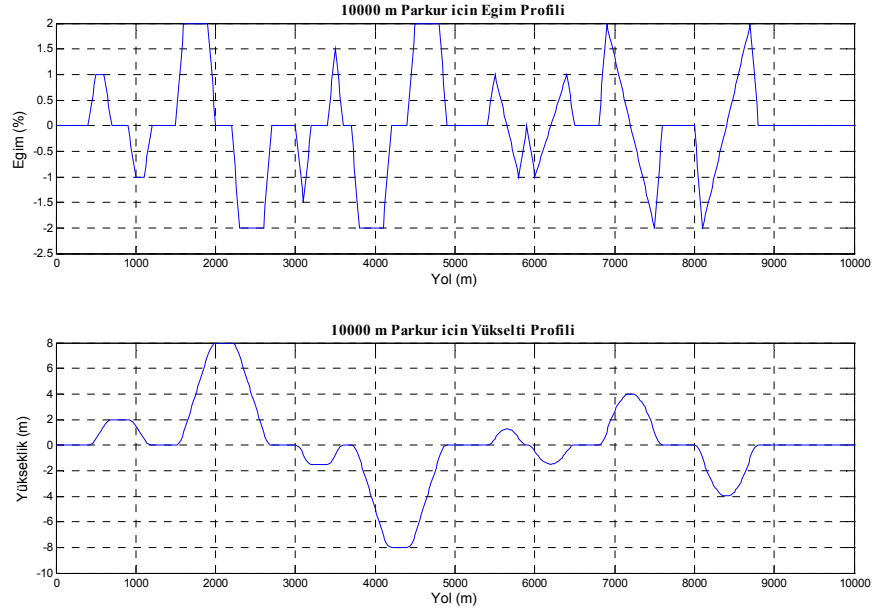
Şekil 4.40. Eğim profilleri ve hız profilleri alt sistemleri

4.2.7.1. Eğim Profilinin Oluşturulması

5000 ve 10000 metrelik iki parkur için ayrı ayrı yola (metre cinsinden) bağlı eğim profili oluşturulmuştur. Yollara ilişkin eğim tanımlanırken literatürde ve pratikte yapıldığı gibi eğim açısı yerine yüzde olarak tanımlanmaktadır. Yüzde olarak tanımlanan yol eğiminin anlamı yatayda alınan yolun yükseklik değişimine oranıdır. Ayrıca eğimlerin birinci türevleri tanımlı yani eğim fonksiyonu sürekli olacak şekilde oluşturulmuştur. Bunun amacı eğimin gerçek yolda olduğu gibi yavaş yavaş artması ve azalmasıdır. Aşağıda 5000 metrelik parkur için oluşturulan ana eğim profili ve bunun sonucunda elde edilen yolun yükseklik profili Şekil 4.41 olarak gösterilmiştir. Benzer şekilde 10000 metrelik parkur için oluşturulan ana eğim profili ve bunun sonucunda elde edilen yolun yükseklik profili Şekil 4.42 olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.41. 5000 metrelik parkur için oluşturulan ana eğim profili ve bunun sonucunda elde edilen yolun yükseklik profili



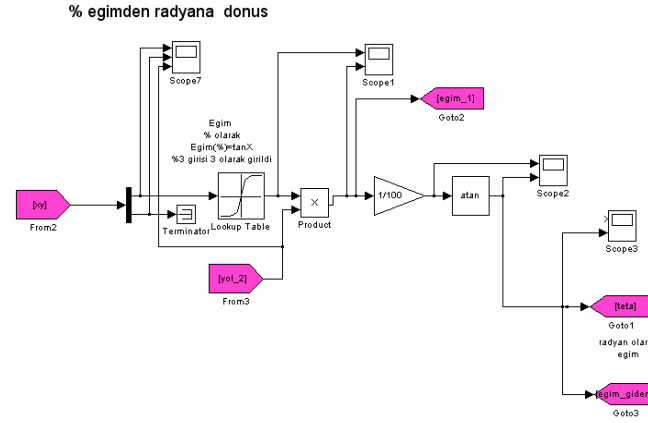
Şekil 4.42. 10000 metrelik parkur için oluşturulan ana eğim profili ve bunun sonucunda elde edilen yolun yükseklik profili

Yukarıda oluşturulan eğim profillerinden yararlanarak parkur için dört farklı yol yapısı oluşturulabilmektedir. Bu dört farklı yol yapısı;

1. Sıfır eğimli olduğu kabul edilen yol,
2. Otoyol; eğimi Karayolları Genel Müdürlüğü verilerine göre % 4'den küçük yol
3. Şehirlerarası yol; eğimi Karayolları Genel Müdürlüğü verilerine göre % 6'dan küçük yol
4. Şehir içi ya da tali yol; eğimi Karayolları Genel Müdürlüğü verilerine göre % 8-10'den küçük yoldur.

Buna göre ana eğim profilinin sıfır ile çarpılması sıfır eğimli yolu verir, iki ile çarpılması otoyol eğim profilinin, üç ile çarpılması şehirler arası eğim profilinin, beş ya da altı ile çarpılması şehriçi yada tali yol eğim profilinin elde edilmesini sağlar.

Matlab/Simulink ortamında ASS modelinin eğim alt sistemi Şekil 4.43 olarak sunulmuştur.



Şekil 4.43. Test yollarına ait eğim belirleme alt sisteminin Matlab/Simulink blok diyagramı

Yukarıdaki modelde aracın bulunduğu konum sisteme girilmekte buna karşılık seçilen ana eğim profilinden o an bulunulan konum için eğim değeri okunmakta daha sonra bu değer ana menüden seçilen yol profiline uygun değerle çarpılmaktadır. Son olarak elde edilen değer hatanın sifra indirgenmesi için radyan cinsinden ifade edilerek yokuş direncinin hesaplandığı boylamsal dirençler sistemine gönderilmektedir.

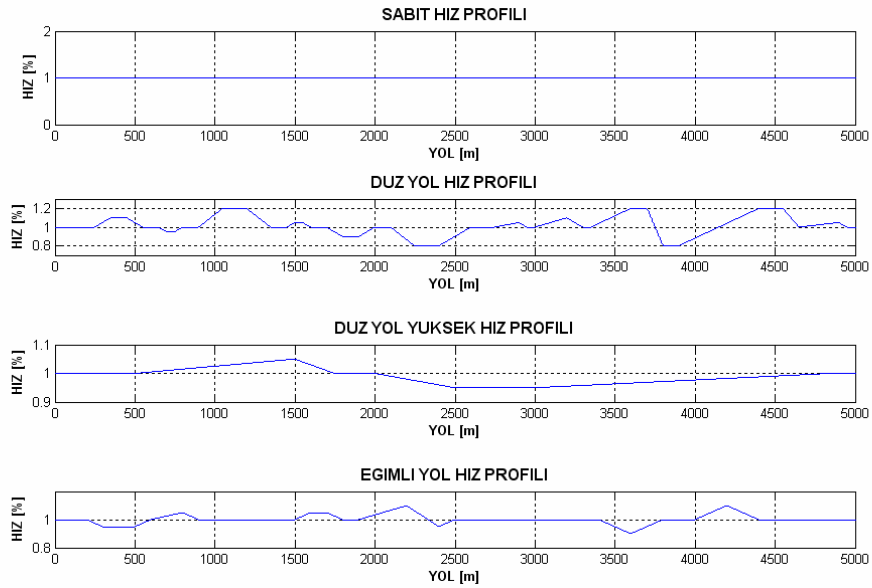
4.2.7.2. Hız Profiline Oluşturulması

Yakıt tüketimi değerlerinin gerçeğe yakın olarak belirlenebilmesi için, aracın test edileceği hız trafik ortamına benzer şekilde değişken değerler ya da sabit bir değer alabilecek şekilde oluşturulmalıdır. 5000 ve 10000 metrelik iki parkur için ayrı ayrı yola (metre cinsinden) bağlı hız profilleri oluşturulmuştur. Buna göre araç üç farklı hız profili ile test edilebilir; bunlar

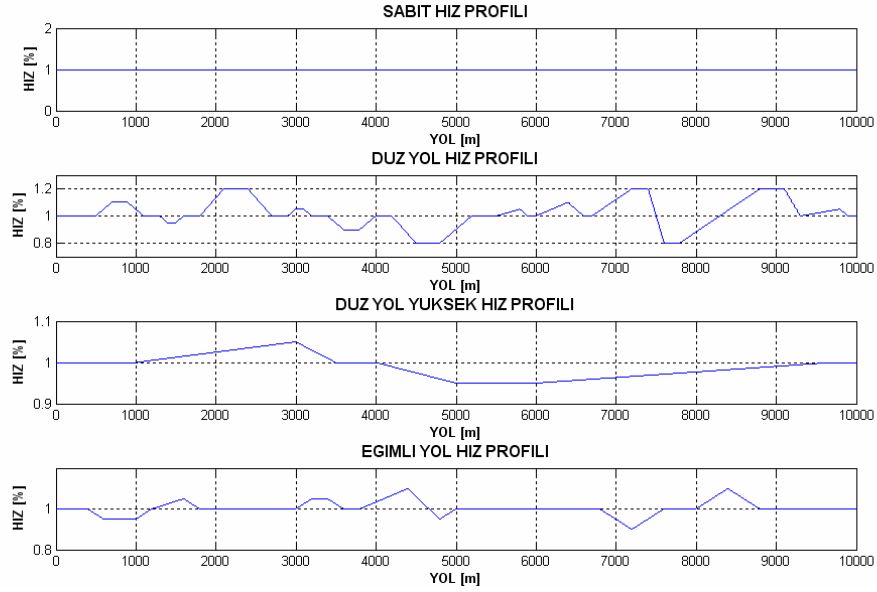
1. Aracın parkuru sabit hızla geçeceği durum.
2. Aracın parkuru trafik ortamına benzer şekilde değişen hız profili ile geçeceği durum. Bu durum yolun eğimli yada düz olmasına göre iki profil ile ifade edilmektedir.
 - a. Düz yolda değişken hızlı trafik durumunu simüle eden hız profili (yüksek hız için farklı oluşturulmuştur.)

- b. Eğimli yolda değişken hızlı trafik durumundan ziyade tepelerde kazanılan potansiyel enerjinin yokuş inişlerinde kinetik enerji olarak depolanmasına olanak verip daha sonra bu enerjiyi tepe çıkmak için kullanan hız profili.

Aşağıda 5000 metrelik parkur için oluşturulan ana hız profilleri sırasıyla sabit hız, düz yol için değişken hız, düz yol için yüksek hıza uygun değişken hız ve eğimli yol için değişken hız olarak Şekil 4.44’de gösterilmiştir. Benzer şekilde 10000 metrelik parkur için oluşturulan ana hız profilleri sırasıyla sabit hız, düz yol için değişken hız, düz yol için yüksek hıza uygun değişken hız ve eğimli yol için değişken hız olarak Şekil 4.45’de gösterilmiştir.

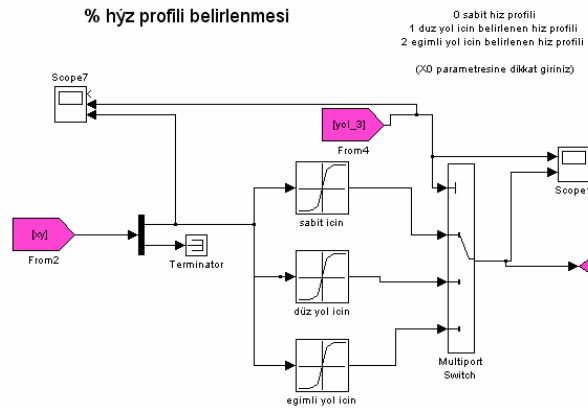


Şekil 4.44. 5000 metrelik parkur için oluşturulan ana hız profilleri



Şekil 4.45. 10000 metrelik parkur için oluşturulan ana hız profilleri

Buna göre seçilen ana hız profilinin istenen ortalama hız ile çarpılması bize değişen araç hızlarında yakıt tüketimi değişimini test etme olanağı tanımaktadır. Ön ve arka araç için m-file aracılığı ile girilen bu hız değerleri için genel olarak üç farklı alternatif tanımlanmıştır. Bunlar düşük hız, orta hız ve yüksek hızdır. Modeli oluşturulan ağır ticari taşıtın motor ve güç aktarma organlarının özellikleri göz önünde bulundurularak bu hızların sırasıyla düşük hız için 6–8 m/s, orta hız için 10–15 m/s ve yüksek hız için 21–23 m/s olmasına karar verilmiştir. Matlab/Simulink ortamında ASS modelinin hız profili alt sistemi Şekil 4.46 olarak gösterilmiştir.

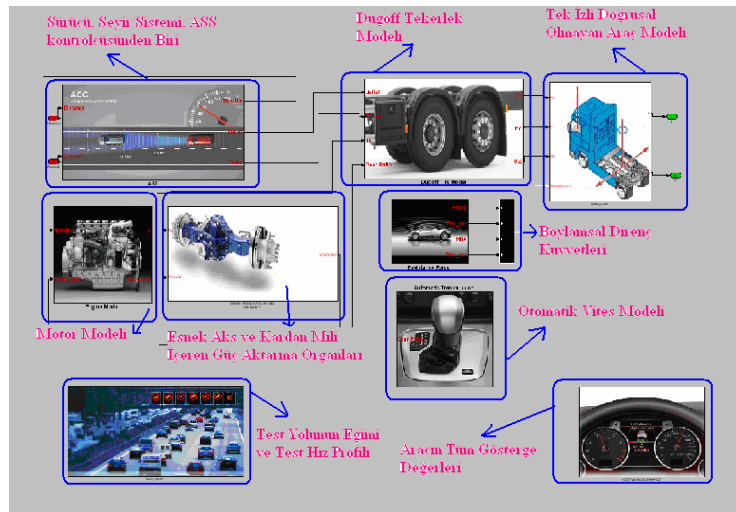


Şekil 4.46. Test yollarına hız profili belirleme alt sisteminin Matlab/Simulink blok diyagramı

Yukarıdaki modelde aracın bulunduğu konum sisteme girilmekte buna karşılık üç hız profilinden o an bulunulan yerde sahip olunması gereken hız değeri belirlenmektedir. Daha sonra ana menüden seçilen hız profili uyarınca belirlenen hız değeri sürücü ya da ASS kontrolcüsüne gönderilmektedir.

4.2.8 Ağır Ticari Taşıt Modeli Alt Sistemlerinin Birleştirilmesi

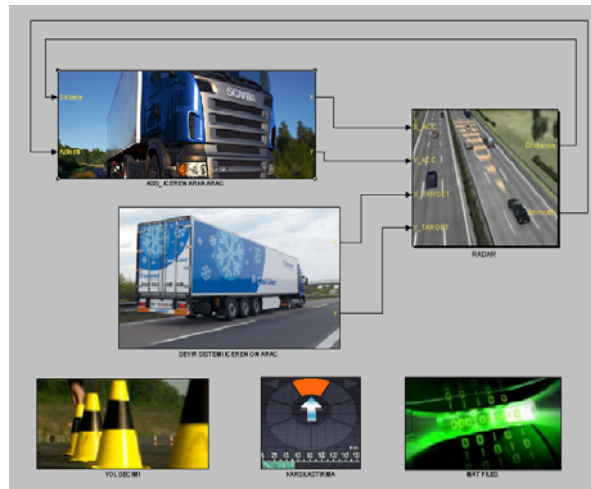
Yukarıdaki kısımlarda bir ağır ticari taşıt modelinin oluşturulması için gerekli alt sistemlere ait denklemler verilmiş ve bu sistemlerin modelleri modüler yapıya uyumlu olacak şekilde oluşturulmuştur. Bu bölümde daha önce oluşturulan alt sistemler birleştirilerek modelin bütünü ortaya konacaktır. Bu noktada belirtilmesi gereken, aşağıda oluşturulacak ağır ticari taşıt modelinde, sürücü modeli, seyir sistemi kontrolcü modeli ve ASS kontrolcü modellerinden birinin bulunması gerektiğidir. Bu modellerden hangisinin bulunacağı aracın, seyir sistemli ön araç, sürücülü arka araç veya ASS kontrolcülü arka araçtan hangisi olacağına bağlıdır. Sürücü modeli, seyir sistemi kontrolcü modeli ve ASS kontrolcü modelleri daha sonraki bölümde tanımlanacaktır. Ancak burada yukarıdaki modellerden birinin ağır ticari taşıttaki yerinin belirtilmesi açısından aşağıda ASS kontrolcülü arka araç örnek araç olarak Şekil 4.47’de gösterilmiştir. Aşağıdaki şekilde modüler her organ yerine yerleştirilmiş ve giriş çıkışları bağlanmıştır. Alt sistemlerin giriş çıkışlarının karmaşıklığa yol açmamasını sağlamak amacıyla birçok sisteme giriş olan değerler “goto-from” blokları ile sağlanmıştır.



Şekil 4.47. Modüler yapıda oluşturulan ağır ticari taşıt modeli Matlab/Simulink blok diyagramı

4.3 Adaptif Seyir Sistemi Modelinin Oluşturulması

ASS'nin yakıt tüketimine etkisinin test edilebilmesi için daha önce anlatıldığı gibi iki aynı ağır ticari taşıt modelinin, ASS test modelinde bulunması gerekmektedir. Bölüm 4.2'de ağır ticari taşıtın, modüler yapıda modellenmesi tamamlanmıştır. Testlerin yapılabilmesi ve ASS simülasyonlarının gerçekleştirilebilmesi için yukarıda tanımlanan ağır ticari taşıt modelinden iki adet oluşturulmuştur. Bu iki araçtan bir tanesi ön araç diğeri arka araç olarak tanımlanmış ve tüm giriş çıkışlar buna göre isimlendirilerek iki ağır ticari taşıt modeli bir model altında toplanmıştır. Ön aracın istenen hız profilini takip etmesi için bir seyir sistemi kontrolcüsü tasarlanmış ve modele yerleştirilmiştir. Arka araç için ise bir sürücü modeli, bir de ASS kontrolcüsü tasarlanmıştır. Arka araç için tasarlanan bu iki kontrolcü simülasyonlarda ayrı ayrı kullanılarak; arka aracın yakıt tüketiminin sürücünün aracı kullanması durumunda ne olacağının, ASS'nin aracı kullanması durumunda yakıt tüketiminin ne olacağının belirlenmesi için kullanılmıştır. ASS sisteminin ana bileşenlerinden biri olan radar sistemi de modelde yer almaktadır. Bunların dışında, ASS modelinde iki araç içinde aynı yol seçimini sağlamak üzere bir yol seçim alt sistemi, iki araçtan elde edilen tüm değerlerin karşılaştırılmasında kullanılan bir karşılaştırma alt sistemi ve son olarak saklanması ya da grafiği çizdirilmek istenen değerlerin mat-file olarak saklanmasını sağlayan saklama alt sistemi eklenmiştir. Yukarıda tanımlanan tüm bileşenler bir araya getirilerek aşağıdaki Şekil 4.48'de gösterilen ASS simülasyon modeli oluşturulmuştur.



Şekil 4.48. Ön ve arka olmak üzere iki ağır ticari taşıttan oluşan ASS simülasyon modeli Matlab/Simulink blok diyagramı

Bu bölümde öncelikle seyir sistemi ve ASS kontrolcülerinin yapısı ve işleyişi açıklanacak, ardından oluşturulan sürücü modeli tanıtılacak ve son olarak sistemin ana bileşenlerinden radar sensörünün modeli açıklanacaktır.

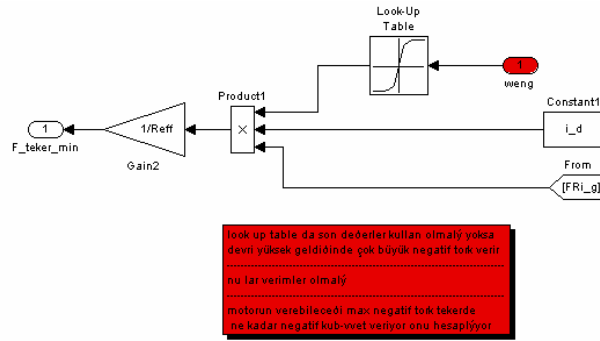
4.3.1 Seyir Sistemi Modeli

Seyir sistemi kontrolcüsü, aracın hızını sürücünün daha önceden belirlediği hızda sabit tutmaya çalışmaktadır. Kontrolcü, aracın eğimli yolda ilerlemesi esnasında maruz kaldığı yokuş direnci, aerodinamik direnç gibi boylamsal dirençleri nedeniyle araç hızında oluşacak değişimleri engellemeye çalışmaktadır. Kontrolcü sabit bir hızı kontrol etmeye çalışabileceği gibi konuma bağlı bir hız profilini de takip etmeye çalışabilir. Bu noktada önemli olan bir unsur, sürücünün komutlarının kontrolcü komutlarından öncelikli olup sürücünün gaz ya da frene müdahale etmesi durumunda kontrolcü devreden çıkmaktadır. Aşağıda tanımlanan ve modelde kullanılan seyir sistemi kontrolcüsünün genel yapısı, Aksun Güvenç ve Kural [49] kaynağından yararlanılarak oluşturulmuştur.

Seyir sistemini oluşturan alt sistemler Şekil 4.49 olarak gösterilmiştir. Sistem sürücü müdahalesi ve seyir sistemi kontrolcüsünden oluşmaktadır. Sistemin çıkışı gaz pedalı açısı ve frenlere uygulanan fren torkudur. Sürücü müdahalesi bloğu çeşitli gaz açısı ve fren torku kombinasyonlarını içeren bir sinyal üretme bloğudur. Bu blok sadece aracın, belirlenen sürücü gaz ve fren kombinasyonlarına cevabının belirlenmesi için kullanılmaktadır. Bu nedenle bir düğme yardımıyla müdahale bloğu veya seyir sistemi bloğu seçilmektedir. Simülasyonlar sırasında ön araçta sadece seyir sistemi kullanılacaktır.

Seyir sistemi kontrolcüsünün çalışma prensibi aşağıda açıklanmıştır. Esas olarak seyir sistemi kontrolcüsü araç hızının belirlenen hızda olması için, araç hızının istenen hızdan düşük olması durumunda motordan sağlanması gereken momenti ve araç hızının istenen hızdan yüksek olması durumunda fren disklerine uygulanması gereken fren torkunu hesaplamaktadır. Sistem ilk olarak istenen hız ile aracın gerçek hızını karşılaştırarak hatayı belirler. Ardından hata bir PID kontrolcüsünden geçirilerek, aracın istenen hıza ulaşması için gerekli olan tekerleklere uygulanacak kuvvet miktarı belirlenir. Bu hesaplamanın gerçekleştirildiği alt sistem Şekil 4.50’de gösterilmiştir.

arttırmakta hem de yakıt ekonomisine katkı sağlamaktadır. Motordan sağlanabilecek negatif tork miktarı motor devrine ve gaz açısına bağlı olarak motor haritasından belirlenebilmektedir. Bölüm 4.2.4’de verilen motor haritasından yararlanarak, tekerleklerde oluşturulması istenen kuvvetin negatif olması durumunda motor tarafından sağlanıp sağlanamayacağı belirlenir. Motorun verebileceği negatif tork değerlerinin, motor devrine bağlı olması dolayısıyla motor devri, motorun sıfır gaz pedalı açısında verebildiği negatif tork değerleri tablosuna girilerek, o devirde motordan elde edilebilecek negatif tork değeri belirlenir. Bu değer vites ve diferansiyel çevrim oranları ile çarpılarak tekerleğe indirgenir. Yukarıda tanımlanan işlemlerin gerçekleştirildiği alt sistem Şekil 4.51’de gösterilmiştir.



Şekil 4.51. Motorun verebileceği negatif tork değerlerinin hesabının yapıldığı alt sisteme ait Matlab/Simulink blok diyagramı

Tekerleğe uygulanması istenen kuvvet değerinden motoru o anki devrine göre belirlenmiş ve tekerleğe indirgenmiş olan negatif kuvvet değeri çıkarılır. Bu işlemin sonucunun pozitif çıkması fren kullanılmayacağını, negatif çıkması ise fren kullanılacağını belirler. Bu belirlemenin temel mantığı, negatif tork negatif olarak çıkarılmaktadır yani daima pozitif bir değer elde edilmektedir, şayet istenen negatif değer motordan verilebilecek değerden büyük ise sonuç negatif çıkacak ve fren uygulanacaktır, aksi tüm durumlarda gaz pedalı ile ayarlama yapılacak fren kullanılmayacaktır. Bu mantığı sağlamak için 1–0 lojik mantık değerini üreten bir düğme modele eklenmiştir. “1” değeri toplam işleminin sıfırdan büyük olması halinde çıkış olarak elde edilmektedir, bu durumda gaz pedalı kullanılacak, frenler “1” lojik değerinin tersi olan sıfır ile çarpılarak sıfır değerini alması sağlanır. “0” değeri ise toplam işleminin sıfırdan küçük olması halinde çıkış olarak elde edilmektedir, bu durumda gaz pedalı sıfır lojik değeri ile çarpıldığından

kullanılmayacak, frenler “0” lojik değerinin tersi olan bir ile çarpıldığından kullanılacaktır. Böylece fren ve gaz pedalı aynı anda kullanılmamaktadır.

Lojik mantıktan “0” değerinin çıkması fren kuvveti ihtiyaının, motorun sağlayabileceğinden büyük olduğunu, gaz pedalı açısının sıfır olacağını frenlerin kullanılacağını ifade eder. Gaz pedalı açısının hesaplandığı alt sistemin çıkış değeri lojik olarak elde edilen “0” ile çarpılarak sıfır gaz pedalı açısı elde edilir. Kontrolcü tarafından hesaplanarak, tekerleklerle uygulanması istenen fren kuvveti tekerlek yarıçapı ile çarpılarak tork değeri haline getirilir, bu tork değeri $\frac{-1}{0.1s+1}$ olarak

tanımlanan fren dinamiğinden geçirilir. Dinamik sonunda tork ağır ticari taşıtın fren sisteminin verebileceği maksimum tork değeri ile sınırlandırılır ve lojik mantıktan gelen sıfırın tersi olan “1” ile çarpılarak, seyir sistemi çıkışına fren torku değeri olarak yollanır. Ağır ticari taşıtın fren sistemi tarafından verilebilecek en yüksek tork değeri 25000 Nm olarak belirlenmiş ve fren torku bu değer ile sınırlanmıştır.

Lojik mantıktan “1” değerinin çıkması tork ihtiyaının, motorun sağlayabileceğinden küçük olduğunu, frenlerin sağlayacağı torkun sıfır olacağını, gaz pedalının ise kullanılacağını ifade eder. Fren torkunun hesaplandığı alt sistemin çıkış değeri lojik olarak “1” değerinin tersi kullanılarak elde edilen “0” ile çarpılarak sıfır fren torku elde edilerek sistemin dışına yollanır.

Kontrolcü tarafından hesaplanarak, tekerleklerle uygulanması istenen kuvvet, gaz pedalı açısının hesaplanacağı alt sisteme, motor devri, vites ve diferansiyel çevrim oranları ile giriş olarak girmektedir. Bu alt sistemde öncelikle kuvvet, tekerlek yarıçapı ile çarpılarak tekerleklerle uygulanacak tork değerine, daha sonra vites ve diferansiyel çevrim oranlarına bölünerek motor torkuna indirgenmektedir. Motor torkuna indirgenen değer, motor devri ile birlikte ters motor torku tablosuna beslenmektedir. Ters motor torku tablosu, Bölüm 4.2.4’de verilen motor haritasından yararlanarak, motor devri ve motor tork değerlerine karşılık uygulanması gereken gaz pedalı açısını veren üç boyutlu bir tablodur. Tablo çıkışında istenen tork değerini elde etmek için uygulanması gereken gaz pedalı açısı belirlenmektedir. Gaz pedalı açısı ani salınışları önlemek için bir analog filtreden ve aının %100’den fazla olamayacağını belirten bir doyum bloğundan geçirilerek, seyir sistemine beslenmektedir. Son olarak değer gaz pedalının kullanılacağını belirten lojik “1”

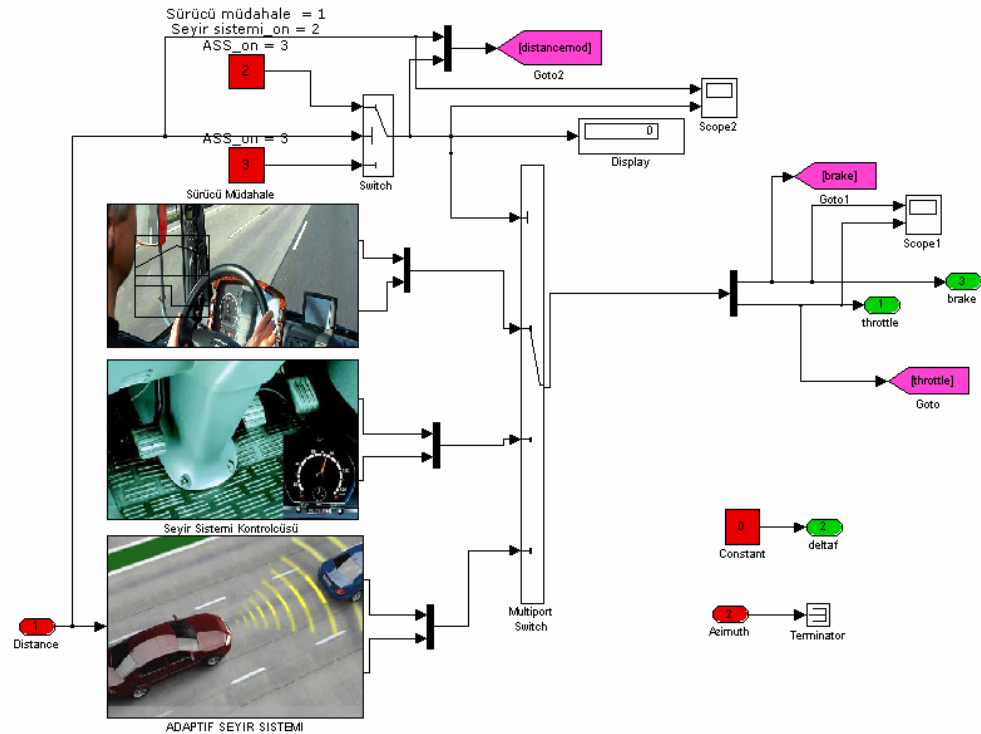
etkileşim halinde bulunmaları, çeşitli kontrol stratejilerini beraberinde getirmektedir. Belirlenmesi gereken ilk strateji ASS bulunan aracın önüne bir araç çıkması durumunda iki araç arasındaki mesafenin ne olması gerektiğidir. Bu konu ile ilgili çeşitli yaklaşımlar olmakla birlikte sabit takip zamanı aralığı (Constant Time Headway Control) [50], sabit mesafe aralığı (Constant Space Headway Control) [51] ve değişken takip zamanı aralığı (Variable Time Headway Control) [52] literatürde en çok rastlanan yöntemlerdir.

Bu çalışmada sabit zaman aralıklı ilerleme stratejisi kullanılmıştır. Buna göre araç hızının m/s cinsinden değeri istenen sabit zaman aralığı değeri ile çarpılarak iki araç arasında bırakılması gereken mesafe bulunmaktadır. Bu yöntemin avantajı hıza göre mesafe değerinin değişmesi ve bunun sonucunda sürüş güvenliğinin artmasıdır. Trafik kanununa göre güvenli takip mesafesi de sabit zaman aralığı cinsinden iki saniye olarak tanımlanmaktadır. Burada önemli olan bir nokta da sürücünün komutları kontrolcü komutlarından öncelikli olup sürücünün gaz ya da frene müdahale etmesi durumunda kontrolcü devreden çıkmaktadır. Aşağıda tanımlanan ve modelde kullanılan ASS kontrolcüsünün genel yapısı, Aksun Güvenç ve Kural [49] kaynağından yararlanılarak oluşturulmuştur.

ASS kontrolcüsünün performans kriterlerinin başında, öndeki araç ile takip mesafesinin istenen değere ulaşip ulaşmadığı gelmektedir. ASS bulunan aracın önüne bir araç çıkması ya da öndeki aracın radar mesafesine girmesi ile kontrolcü takip mesafesini istenen değere getirebilmelidir. İkinci performans kriteri ise ön araca göre belirlenen bağıl hızın sıfıra ulaşmasıdır. Diğer bir ifade ile ASS kontrolcüsü ön araç hızını takip edebilmelidir. Üçüncü ve en önemli kriter ise yukarıdaki iki kriterin aynı anda gerçekleşiyor olmasıdır, bunun nedeni iki kriter birbirine ters olup aynı anda gerçekleşmediklerinde birbirlerini engellemeleridir. Ayrıca bu üç performans kriteri gerçekleştirilirken ASS tanımlı ivme aralığında kalmalı, sürüş konforunu olumsuz etkilememelidir.

ASS'yi oluşturan alt sistemler Şekil 4.54 olarak gösterilmiştir. Sistem sürücü müdahalesi, seyir sistemi kontrolcüsü ve ASS kontrolcüsünden oluşmaktadır. Sistemin çıkışı gaz pedalı açısı ve frenlere uygulanan fren torkudur. Sürücü müdahalesi bloğu sürücünün uygulayabileceği çeşitli gaz açısı ve fren torku kombinasyonlarını içeren bir sinyal üretme bloğudur. Bu blok sadece aracın, istenen

sürücü gaz ve fren kombinasyonlarına cevabının belirlenmesi için kullanılmaktadır. Bu nedenle sabit girişler “1” olarak girildiğinde sürücü müdahale bloğu seçilmektedir. Bunun dışında, ASS sistemi radardan gelen bilgiyi değerlendirerek radar menzili içinde bir araç yoksa seyir sistemi kontrolcüsünü, aksi durum olan radar menzili içinde araç var ise ASS kontrolcüsünü aracın ASS sistemini yönetmek üzere seçmektedir. Modelde kullanılan radarın menzili 150 m olarak belirlenmiştir. Bu durumda ön araç ile mesafe 150 metre olduğunda yani radar menziline girdiğinde ASS kontrolcüsü devreye girmektedir. Diğer durumda araç, seyir sisteminde olduğu gibi sürücünün daha önceden belirlediği hızla veya hız profili ile hareket etmeye çalışmaktadır.



Şekil 4.54. ASS'ni oluşturan alt sistemlere ait Matlab/Simulink blok diyagramı

ASS sistemi içerisinde yer alan seyir sistemi kontrolcüsü bir önceki bölümde tanımlanan seyir sistemi kontrolcüsü ile aynı olması dolayısıyla burada tekrar anlatılmamıştır. Aksun Güvenç ve Kural [49] kaynağından yararlanılarak oluşturulan ASS kontrolcüsü ağır ticari taşıtlar için aşağıda anlatıldığı şekilde uyarlanmıştır.

Tasarlanan ASS kontrolcüsünde ana amaç bağıl hız ve mesafenin aynı anda kontrol edilmesidir. Bu amaçla aracın ivmesi kontrol edilmektedir. Kontrolcü araç hızını,

sabit zaman aralığı değerini ve radar vasıtasıyla elde edilen; ön araç hızı ile araçlar arası mesafeyi giriş olarak alır ve istenen ivme değerini PD tarzı bir kontrolcü kullanarak oluşturur. İstenen ivmenin oluşturulmasında kullanılan ifade;

$$a_{istenen} = K_p [K_v (D_v) + K_d (D_x - D_{x,istenen})] \quad (4.65)$$

şeklindedir. Bu ifadede $a_{istenen}$ aracın konum ve hız ayarı için elde edilmesi istenen ivme değeridir. D_v bağıl hızı ifade etmektedir, bağıl hız;

$$D_v = V_{ön} - V_{arka} \quad (4.66)$$

şeklinde tanımlanmakta ve kontrol sonunda sıfıra ulaşması arzu edilmektedir. Bu da ön araç ile arka araç hızlarının eşitlenmesi durumudur. D_x ön araç ile araç arasındaki radardan gelen mesafedir. $D_{x,istenen}$ ise belirlenen sabit zaman aralığı değeri ve araç hızı ile araçlar arası mesafenin ulaşılacak istenen değeridir. İstenen takip mesafesi m/s cinsinden araç hızının istenen sabit zaman aralığı değeri T_{takip} ile çarpılması sonucunda,

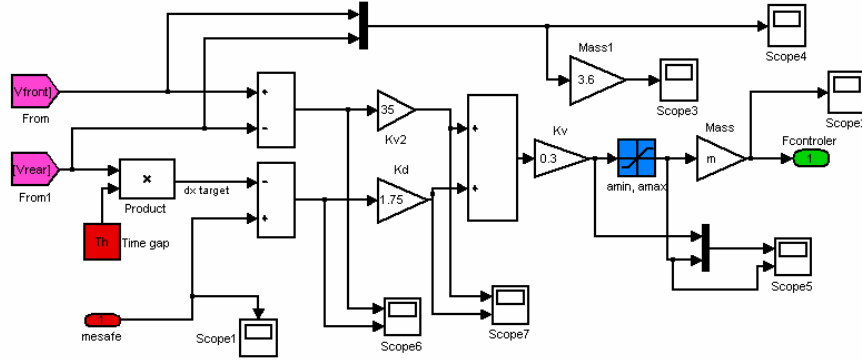
$$D_{x,istenen} = T_{takip} V_{arka} \quad (4.67)$$

formülü ile belirlenmektedir. K_v bağıl hızın kontrol katsayısı, K_d mesafe değerinin kontrol katsayısı, K_p ise elde edilen değeri oransal olarak kontrol etmekte kullanılan kontrol katsayısıdır. Simülasyonlarda kullanılan kontrol katsayıları, $K_v = 35-40$, $K_d = 1,25-1,75$, $K_p = 0,3-0,5$ aralıklarındadır.

Kontrolcü tarafından yukarıdaki ifade kullanılarak elde edilen $a_{istenen}$ değerinin; fiziksel olarak araç tarafından uygulanabilir bir değer olması, sürüş konforunu bozmaması ve sürüş güvenliğini tehlikeye düşürmemesi için belirli bir değer aralığında olması gerekmektedir. Bu değer aralığı, elde edilen $a_{istenen}$ değerinin bir doyum bloğundan geçirilmesi ile elde edilir ve $a_{uygulanan}$ olarak ifade edilir. Ağır ticari taşıtlar için uygulanabilir, sürüş konforunu ve güvenliğini bozmayacak $a_{uygulanan}$ ivme değeri aralığı $(+1,-3 \text{ m/s}^2)$ olarak belirlenmiş ve modele girilmiştir.

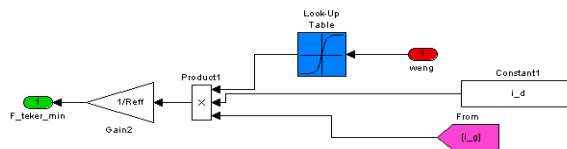
$a_{uygulanan}$ ivme değerinin gaz pedalı açısına ve fren torkuna çevrilebilmesi için bu değer araç kütlesi ile çarpılarak, tekerleklerle uygulanması istenen kuvvet değeri elde

edilir. ASS kontrolcüsünde $a_{uygulan}$ ivme değeri ve tekerlek kuvvetinin hesaplamasının gerçekleştirildiği alt sistem Şekil 4.55’da gösterilmiştir.



Şekil 4.55. ASS kontrolcüsünde $a_{uygulan}$ ivme değeri ve tekerlek kuvvetinin hesaplandığı alt sisteme ait Matlab/Simulink blok diyagramı

Tekerleklerle uygulanması gereken kuvvet miktarının belirlenmesinin ardından bu kuvvetin motordan mı yoksa frenlerden mi sağlanacağı belirlenir. Bu belirleme çalışmasının nedeni, motorun sadece pozitif tork üretmeyip, egzoz freni, silindir kapama gibi yöntemlerle negatif tork üretebilmesidir. Motordan negatif tork sağlayarak aracı yavaşlatma, hem frenlerin ömrünü uzatmakta, hem seyir konforunu arttırmakta hem de yakıt ekonomisine katkı sağlamaktadır. Motordan sağlanabilecek negatif tork miktarı motor devrine ve gaz açısına bağlı olarak motor haritasından belirlenebilmektedir. Bölüm 4.2.4’de verilen motor haritasından yararlanarak, tekerleklerde oluşturulması istenen kuvvetin negatif olması durumunda motor tarafından sağlanıp sağlanamayacağı belirlenir. Motorun verebileceği negatif tork değerlerinin, motor devrine bağlı olması dolayısıyla motor devri, motorun sıfır gaz pedalı açısında verebildiği negatif tork değerlerinden oluşan tabloya girilerek, o devirde motordan elde edilebilecek negatif tork değeri belirlenir. Bu değer vites ve diferansiyel çevrim oranları ile çarpılarak tekerleğe indirgenir. Yukarıda tanımlanan işlemlerin gerçekleştirildiği alt sistem Şekil 4.56’da gösterilmiştir.



Şekil 4.56. Motorun verebileceği negatif tork değerlerinin hesabının yapıldığı alt sisteme ait Matlab/Simulink blok diyagramı

Tekerleğe uygulanması istenen kuvvet değerinden, motoru o anki devrine göre belirlenmiş ve tekerleğe indirgenmiş olan negatif kuvvet değeri çıkarılır. Bu işlemin sonucunun pozitif çıkması fren kullanılmayacağını, negatif çıkması ise fren kullanılacağını belirler. Bu belirlemenin temel mantığı, negatif tork eksi olarak çıkarılmaktadır; yani daima pozitif bir değer elde edilmektedir, şayet istenen kuvvet negatif değer olarak motordan verilebilecek değerden büyük ise sonuç negatif çıkacak ve fren uygulanacaktır, aksi tüm durumlarda gaz pedalı ile ayarlama yapılacak fren kullanılmayacaktır. Bu mantığı sağlamak için 1-0 lojik mantık değerini üreten bir düğme modele eklenmiştir. “1” değeri toplam işleminin sıfırdan büyük olması halinde çıkış olarak elde edilmektedir, bu durumunda gaz pedalı kullanılacak, frenler “1” lojik değerinin tersi olan sıfır ile çarpılarak sıfır değerini alması sağlanır. “0” değeri ise toplam işleminin sıfırdan küçük olması halinde çıkış olarak elde edilmektedir, bu durumunda gaz pedalı sıfır lojik değeri ile çarpıldığından kullanılmayacak, frenler “0” lojik değerinin tersi olan bir ile çarpıldığından kullanılacaktır. Böylece fren ve gaz pedalı aynı anda kullanılmamaktadır.

Lojik mantıktan “0” değerinin çıkması fren kuvveti ihtiyacının, motorun sağlayabileceğinden büyük olduğunu, gaz pedalı açısının sıfır olacağını frenlerin kullanılacağını ifade eder. Gaz pedalı açısının hesaplandığı alt sistemin çıkış değeri lojik olarak elde edilen “0” ile çarpılarak sıfır gaz pedalı açısı elde edilir. Kontrolcü tarafından hesaplanarak, tekerleklerle uygulanması istenen fren kuvveti tekerlek yarıçapı ile çarpılarak tork değeri haline getirilir, bu tork değeri $\frac{-1}{0.1s+1}$ olarak tanımlanan fren dinamiğinden geçirilir. Dinamik sonunda tork ağır ticari taşıtın fren sisteminin verebileceği maksimum tork değeri ile sınırlandırılır ve lojik mantıktan gelen sıfırın tersi olan “1” ile çarpılarak, ASS çıkışına fren torku değeri olarak yollanır. Ağır ticari taşıtın fren sistemi tarafından verilebilecek en yüksek tork değeri 25000 Nm olarak belirlenmiş ve fren torku bu değer ile sınırlanmıştır.

Lojik mantıktan “1” değerinin çıkması tork ihtiyacının, motorun sağlayabileceğinden küçük olduğunu, frenlerin sağlayacağı torkun sıfır olacağını, gaz pedalının ise kullanılacağını ifade eder. Fren torkunun hesaplandığı alt sistemin çıkış değeri lojik olarak “1” değerinin tersi kullanılarak elde edilen “0” ile çarpılarak sıfır fren torku elde edilerek alt sistemin dışına yollanır.

4.3.3 Sürücü Modeli

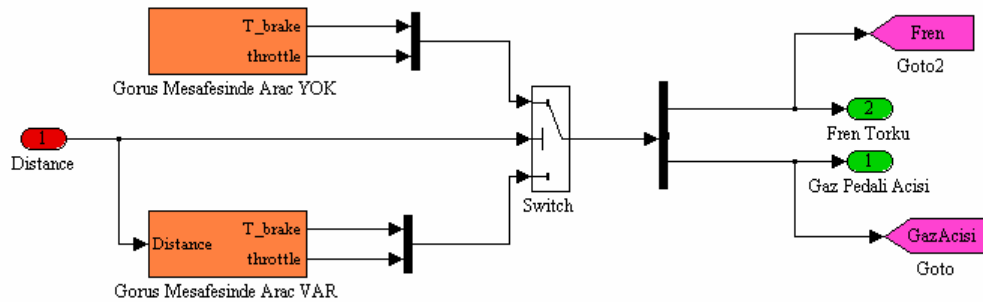
ASS bulunan aracın yakıt tüketiminin bir referans ile karşılaştırılarak yorumlanması gerekmektedir. Bu amaçla ortalama bir sürücüyü temsil edecek, gerçek sürücü davranışlarını taklit ederek sınırlı sürücü yeteneklerini simüle edebilecek bir sürücü modelinin oluşturulması gereği doğmuştur. Tez çalışması kapsamında sadece boylamsal hareketle ilgilenilmesi ve modellemenin bu esasa dayanılarak gerçekleştirilmesi dolayısıyla sürücü modelinin de sadece boylamsal olmasının yeterli olacağına karar verilmiştir. Ayrıca çok karmaşık bir model yerine daha basit, anlaşılır, kolay modifiye edilebilir ve simülasyon zamanını uzatmayacak bir model tercih sebebidir.

Dünyada yapılmış çalışmalar incelendiğinde sürücü davranışları ve sürücü modeli oluşturma'nın 50'li yıllardan beri ilgi çekici çalışma alanları arasında olduğu görülmektedir. Sürücü modelinin oluşturulması amacıyla gerçekleştirilen literatür araştırmasında, çok farklı yapıda, farklı esaslara dayanan çeşitli boyutlarda sürücü modelleri ile karşılaşmıştır. Bunlardan gerçekleştirilen istatistiksel çalışmalar sonucunda elde edilen modeller olduğu gibi, kullanım amacına yönelik olarak oluşturulan hiyerarşik, amaç odaklı, bulanık mantık ya da sinir ağları kontrol yapısında modeller de bulunmaktadır. Bu çalışmalardan sürücü modeli oluşturmada yararlanılan kaynaklardan aşağıda bahsedilmiş daha sonra oluşturulan model anlatılmıştır.

Ioannou ve Chien [53] çalışmalarında geliştirdikleri ASS'nin trafik akışı üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla elde ettikleri sonuçları, oluşturdukları sürücü modelinin sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Bu çalışma tez çalışmasında belirlenen yöntem ile benzerli arz etmesi dolayısıyla önemlidir. Bu çalışmada üç farklı model oluşturulmuştur, bunlar; lineer ön aracı takip modeli (Linear Follow-the-Leader Model), lineer optimal kontrol modeli (Linear Optimal Control Model) ve uzağa bakış (Look-Ahead-Model) modelidir. Bu modeller arasından lineer ön aracı takip modelinin yapısı, tez çalışmamızda istenen kriterler ile uyum sağlamaktadır. Cheng ve Fujioka [54] çalışmalarında bir hiyerarşik sürücü modeli oluşturmuşlardır. Bu modelde aracın önünün boş olması durumunda sürücü istenen (istediği) hıza ulaşmak için araç ivmesini göz önüne alarak gaz ve frene müdahale etmektedir. Sagawa ve diğerleri [55] çalışmalarında sürücünün sahip olduğu bilgiyi işleyerek, ne şekilde

hareket ettiğini belirtmiştir. Buna göre boylamsal harekette sürücü, tanımlanan üç durumdan birisinde bulunmaktadır; bu durumlardan ilki sürücünün görüş mesafesi içinde önünde araç olmaması, ikincisi görüş mesafesi içinde araç olması ve sonuncusu ön araca çok yakın olup çarpışma durumunda bulunmadır. Bu iki çalışmadan yararlanarak oluşturulan sürücü modelinde, sürücünün hangi durumda nasıl davranacağına ilişkin kurallar oluşturulmuştur. Son olarak Yu ve Özgüner'in [56] çalışmalarında, ağır kamyonların yol takibi için direksiyon ve hız kontrolünü içeren bir sürücü modeli oluşturmuşlardır. Bu modelin hız kontrolü modülünde bir PD kontrolcü ile hız kontrolü yapılmaktadır. Bu sürücü modeli gerek ağır kamyonlar için oluşturulması gerekse modelin mantığı açısından tez çalışmasında oluşturulan modele katkıda bulunmuştur.

Sürücü modeli oluşturulurken, [54] ve [55]'e benzer şekilde farklı durumlarda sürücünün ne şekilde davranacağı belirlenmiş ve her durum kendi içinde modellenmiştir. Öncelikle tanımlanan iki durum sürücünün görüş mesafesi içinde araç olup olmaması durumudur. Sürücünün görüş mesafesi hava ve yol şartlarına bağlı olarak değişmekle birlikte ortalama 100 m olarak belirlenmiştir. Sürücünün gördüğü 100 içerisinde araç olmaması durumu birinci ana durum, araç olması durumu ise ikinci ana durum olarak modellenmiştir. Bu durumda görüş mesafesine bağlı olarak durumlar arasında geçiş yapmaya olanak tanıyacak bir otomatik durum düğmesi modelle eklenmiştir. Modelin ana girişleri ön araç ile olan mesafe, araç hızı ve sürücünün istediği hız ifade eden hız profilidir, çıkış ise araç modeline giden gaz pedalı açısı ve frenlere uygulanan tork miktarıdır. Giriş olan mesafe otomatik düğmeye beslenerek sürücünün hangi durumda olduğunu belirler. Sürücü modelinin ana alt sistemi aşağıda Şekil 4.59 olarak sunulmuştur.



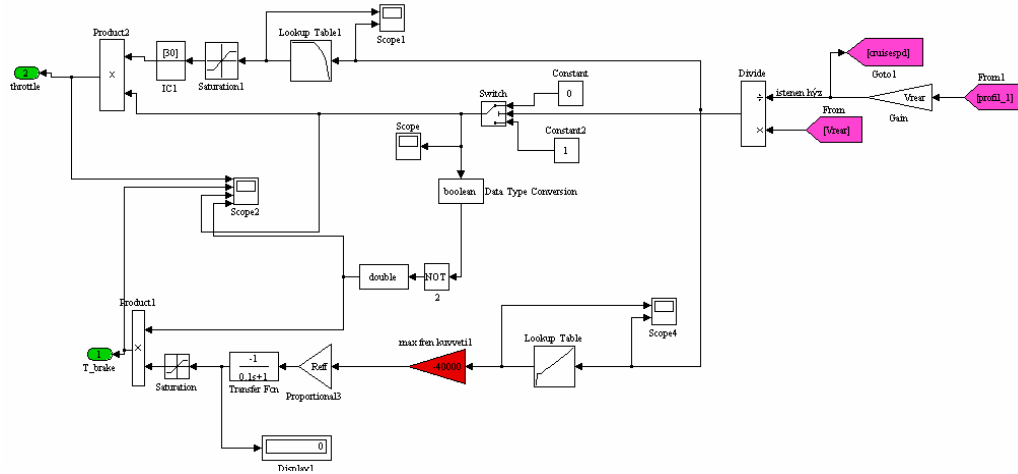
Şekil 4.59. Sürücü modelini oluşturan alt sistemlere ait Matlab/Simulink blok diyagramı

Görüş mesafesinde araç olmaması durumunda sürücü istediği hız ile aracı sürmeye çalışmaktadır. Sürücünün istediği hız bir hız profili olarak modele beslenmektedir. Gerçek hayatta sürücü, araç hızının istediği hız ile aynı olmaması durumunda aradaki farkı göz önüne alır, gaz ve frenlere müdahale ederek de istediği hıza ulaşmaya çalışır. Sürücü modelinde de benzer mantık kullanılarak, gerçek hız ile istenen hız birbirlerine oranlanır. Elde edilen değer birden küçükse araç hızı istenen hızdan küçüktür ve bu orana göre gaz pedalına müdahale edilmelidir, şayet değer birden büyükse araç hızı istenen hızdan büyüktür ve frenlere müdahale edilmelidir. Sürücülerin gerçek hayatta gaz ve frene aynı anda basmadığı göz önüne alınarak sürücü modelinin de bu durumlara uygun olmasına dikkat edilmiştir. Bu mantığı sağlamak için 1–0 lojik mantık değerini üreten bir düğme modele eklenmiştir. “1” değeri hız oranlarının birden küçük olması halinde çıkış olarak elde edilmektedir, bu durumda gaz pedalı kullanılacaktır, frenler ise “1” lojik değerinin tersi olan sıfır ile çarpılarak sıfır değerini alması sağlanır. “0” değeri ise hız oranlarının birden büyük olması halinde çıkış olarak elde edilmektedir, bu durumda gaz pedalı sıfır lojik değeri ile çarpıldığından kullanılmayacak, frenler “0” lojik değerinin tersi olan bir ile çarpıldığından kullanılacaktır. Böylece fren ve gaz pedalı aynı anda kullanılmamaktadır.

Lojik mantıktan “0” değerinin çıkması gaz pedalı açısının sıfır olacağını frenlerin kullanılacağını ifade eder. Gaz pedalı açısının hesaplandığı blokların çıkış değeri lojik olarak elde edilen “0” ile çarpılarak sıfır gaz pedalı açısı elde edilir. Modelde hız oranları sürücü davranışını temsil edecek şekilde hazırlanmış tabloya beslenerek fren pedalına basılma miktarı elde edilir. Bu tablo aşağıda Tablo 4.8 olarak verilmiştir. Elde edilen fren pedalına basılma miktarı, fren pedalına sonuna kadar basılması durumunda elde edilecek fren kuvveti olan 400 N ile çarpılır. Daha sonra tekerleklere uygulanması istenen fren kuvveti, tekerlek yarıçapı ile çarpılarak tork değeri haline getirilir, bu tork değeri $\frac{-1}{0.1s + 1}$ olarak tanımlanan fren dinamiğinden geçirilir. Dinamik sonunda tork ağır ticari taşıtın fren sisteminin verebileceği maksimum tork değeri ile sınırlandırılır ve lojik mantıktan gelen sıfırın tersi olan “1” ile çarpılarak, ASS çıkışına fren torku değeri olarak yollanır. Ağır ticari taşıtın fren sistemi tarafından verilebilecek en yüksek tork değeri 25000 Nm olarak belirlenmiş ve fren torku bu değer ile sınırlanmıştır.

Lojik mantıktan “1” değerinin çıkması tork ihtiyacının, motor tarafından sağlanacağını, frenlerin sağlayacağı torkun sıfır olacağını, gaz pedalının ise kullanılacağını ifade eder. Fren torkunun hesaplandığı alt sistemin çıkış değeri lojik olarak “1” değerinin tersi kullanılarak elde edilen “0” ile çarpılarak sıfır fren torku elde edilerek alt sistemin dışına yollarır.

Lojik mantıktan “1” değerinin çıkması ile ifade edilen; aracın istenen hıza ulaşması için gaz pedalına basılması gerektiğini belirten oran, sürücünün ulaşmak istediği hıza ne kadar uzak olduğuna bağlı olarak düzenlenmiş gaz pedalı açısını veren tabloya beslenmektedir. Bu tablo aşağıda Tablo 4.8 olarak sunulmuştur. Çıkış olarak elde edilen gaz pedalı açısı, açının %100’den fazla olamayacağını belirten bir doyum bloğundan geçirilmektedir. Son olarak değer gaz pedalının kullanılacağını belirten lojik “1” değeri ile çarpılarak ASS dışına gaz pedalı açısı olarak gönderilmektedir. Sürücü modeli altında sürücünün görüş mesafesinde araç bulunmaması durumuna ilişkin Matlab/Simulinkte kurulan Şekil 4.60’da gösterilmiştir.



Şekil 4.60. Sürücü modelinin görüş mesafesinde araç bulunmaması durumuna ait alt sistemin Matlab/Simulink blok diyagramı

Sürücü modeli için ikinci ana durum olan görüş mesafesinde araç olması durumunda sürücü istediği hız ile aracı sürmeye devam etmemektedir, bu durumda sürücü öndeki araç ile arasındaki mesafeyi istediği bir değere getirene kadar öndeki araca makul bir hız ile yaklaşmakta, mesafe istediği değere geldiğinde aradaki mesafeyi korumaya çalışmaktadır. Bu noktada sürücünün öndeki aracı görmesi ile aradaki mesafeyi ayarlamaya çalışması durumu başlamaktadır. Oluşturulan sürücü modelinde, sürücü öndeki araç ile mesafesini m/s cinsinden hızı ile aynı olmasını

sağlamaya çalışmaktadır. Bunun nedeni sürücülerin ASS'nin tersine güvenli takip mesafesinden daha kısa mesafede öndeki araca seyretmeye çalışmalarıdır. Takip mesafesinin ayarlanması için iki araç arasındaki mesafe arka araç hızına oranlanarak, istenen mesafeye ne oranda yakın olduğu bulunur. Bu orana göre gaz ve fren kullanılarak istenen mesafeye gelinmektedir. Elde edilen oranın değeri birden büyük ise arka araç ile ön araç arasındaki mesafe istenen mesafeden büyüktür ve sürücü gaza uygun şekilde müdahale ederek mesafeyi azaltmaya çalışır. Şayet değer birden küçük ise ön araç ile mesafe istenen değerden azdır yani iki araç yakın seyretmektedir, bu durumda da sürücü frenlere müdahale ederek aracı yavaşlatır ve uygun mesafeyi sağlamaya çalışır.

Sürücülerin gerçek hayatta gaz ve frene aynı anda basmadığı göz önüne alınarak sürücü modelinin de bu durumlara uygun olmasına dikkat edilmiştir. Bu mantığı sağlamak için 1–0 lojik mantık değerini üreten bir düğme modele eklenmiştir. “1” değeri mesafe oranının birden büyük olması halinde çıkış olarak elde edilmektedir, bu durumda gaz pedalı kullanılacaktır, frenler ise “1” lojik değerinin tersi olan sıfır ile çarpılarak sıfır değerini alması sağlanır. “0” değeri ise mesafe oranının birden küçük olması halinde çıkış olarak elde edilmektedir, bu durumda gaz pedalı sıfır lojik değeri ile çarpıldığından kullanılmayacak, frenler “0” lojik değerinin tersi olan bir ile çarpıldığından kullanılacaktır. Böylece fren ve gaz pedalı aynı anda kullanılmamaktadır.

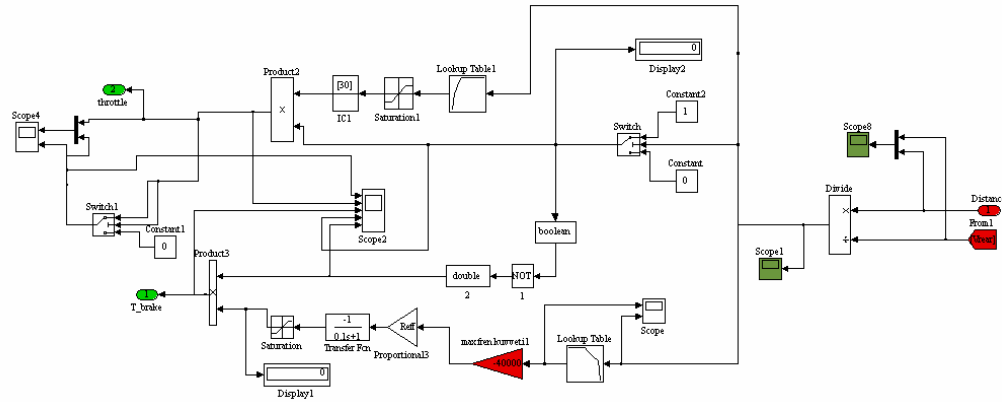
Lojik mantıktan “0” değerinin çıkması gaz pedalı açısının sıfır olacağını frenlerin kullanılacağını ifade eder. Gaz pedalı açısının hesaplandığı blokların çıkış değeri lojik olarak elde edilen “0” ile çarpılarak sıfır gaz pedalı açısı elde edilir. Modelde hesaplanan oran, mesafeye bağlı olarak sürücü davranışını temsil edecek şekilde hazırlanmış tabloya beslenerek fren pedalına basılma miktarı elde edilir. Bu tablo aşağıda Tablo 4.8 olarak verilmiştir. Elde edilen fren pedalına basılma miktarı, fren pedalına sonuna kadar basılması durumunda elde edilecek fren kuvveti olan 400 N ile çarpılır. Daha sonra tekerleklerle uygulanması istenen fren kuvveti, tekerlek yarıçapı ile çarpılarak tork değeri haline getirilir, bu tork değeri $\frac{-1}{0.1s+1}$ olarak

tanımlanan fren dinamiğinden geçirilir. Dinamik sonunda tork ağır ticari taşıtın fren sisteminin verebileceği maksimum tork değeri ile sınırlandırılır ve lojik mantıktan gelen sıfırın tersi olan “1” ile çarpılarak, ASS çıkışına fren torku değeri olarak

yollanır. Ağır ticari taşıtın fren sistemi tarafından verilebilecek en yüksek tork değeri 25000 Nm olarak belirlenmiş ve fren torku bu değer ile sınırlanmıştır.

Lojik mantıktan “1” değerinin çıkması tork ihtiyacının, motor tarafından sağlanacağını, frenlerin sağlayacağı torkun sıfır olacağını, gaz pedalının ise kullanılacağını ifade eder. Fren torkunun hesaplandığı alt sistemin çıkış değeri lojik olarak “1” değerinin tersi kullanılarak elde edilen “0” ile çarpılarak sıfır fren torku elde edilerek alt sistemin dışına yollanır.

Lojik mantıktan “1” değerinin çıkması ile ifade edilen; araçlar arası mesafenin istenenden büyük olması durumunda gaz pedalına basılması gerektiğini belirten oran, sürücü ulaşmak istediği mesafeye ne kadar uzak olduğuna bağlı olarak düzenlenmiş gaz pedalı açısını veren tabloya beslenmektedir. Bu tablo aşağıda Tablo 4.8 olarak verilmiştir. Çıkış olarak elde edilen gaz pedalı açısı, açının %100’den fazla olamayacağını belirten bir doyum bloğundan geçirilmektedir. Son olarak değer gaz pedalının kullanılacağını belirten lojik “1” değeri ile çarpılarak ASS dışına gaz pedalı açısı olarak gönderilmektedir. Sürücü modeli altında sürücünün görüş mesafesinde araç bulunması durumuna ilişkin Matlab/Simulinkte kurulan Şekil 4.61’de gösterilmiştir.



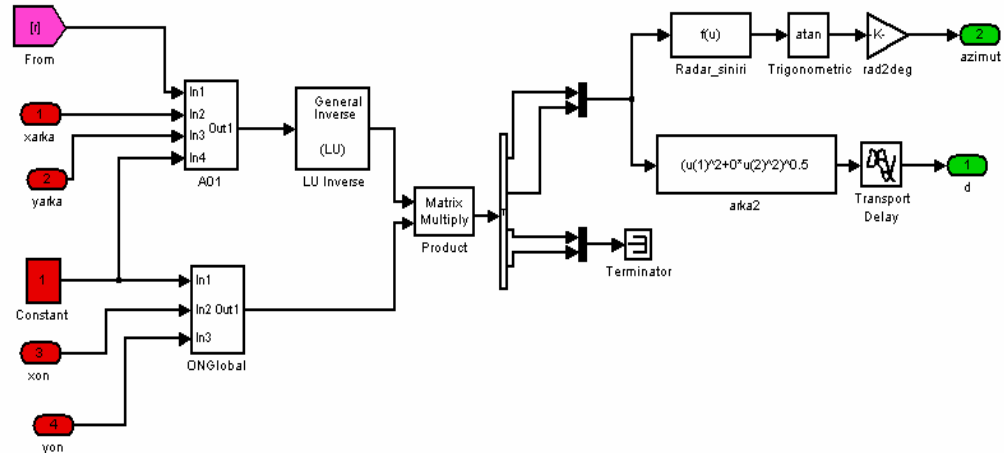
Şekil 4.61. Sürücü modelinin görüş mesafesinde araç bulunması durumuna ait alt sistemin Matlab/Simulink blok diyagramı

Tablo 4.8. Sürücü modelinde kullanılan durumlara bağlı tablo değerleri

Görüş Mesafesi İçinde Araç Olmaması Durumu		Görüş Mesafesi İçinde Araç Olması Durumu	
Gaz Pedalı Kullanılmasını Gerektiren Oran Değerleri		Gaz Pedalı Kullanılmasını Gerektiren Oran Değerleri	
Oran	Gaz Pedalı Açısı (%)	Oran	Gaz Pedalı Açısı (%)
0	100	1	40
0.1	100	2	70
0.2	100	3	80
0.3	100	4	90
0.4	100	5	100
0.5	100	10	100
0.6	100	-	-
0.7	95	-	-
0.8	90	-	-
0.9	80	-	-
1	50	-	-
Fren Pedalı Kullanılmasını Gerektiren Oran Değerleri		Fren Pedalı Kullanılmasını Gerektiren Oran Değerleri	
Oran	Fren Pedalı Açısı (%)	Oran	Fren Pedalı Açısı (%)
1.01	30	0	100
1.05	30	0.5	100
1.1	40	0.6	90
1,15	50	0.7	80
1.2	60	0.8	70
1.25	70	0.9	60
1.3	80	0.95	30
1.35	90	1	0
1.4	1	-	-

4.3.4 Radar Modeli

Radar arka araç üzerinde yer almaktadır. Radarın, arka araç ile ön araç arasındaki mesafenin ve ön aracı görme açısı olan azimut açısının belirlenmesi için modellenmesi gerekmektedir. Arka ve ön aracın boylamsal-yanal konumlarını ile arka aracın savrulma açısal hızı radar modelinin girişleri iken araçlar arası mesafe ve azimut açısı çıkışlardır. Ön aracın arka araca göre konumunun belirlenmeye çalışılması nedeniyle, radarın eksen takımının arka aracın şasiye sabitlenmiş eksen takımı olması gerekmektedir. Buna göre, yere sabit Galile eksen takımına göre tanımlanmış konum girişlerine gerekli eksen dönüşümleri yapılarak arka araç şasiye bağlı eksen takımına inilmiştir. Ayrıca radarın çalışması sırasındaki gecikme, mesafe hesabı çıkışına bir gecikme bloğu eklenerek modellenmiştir. İki araç arasındaki mesafe, elde edilen birbirine dik x ve y vektörlerinin hipotenüsünün bulunması ile hesaplanmıştır. İki vektör arasındaki açının hesaplanması ile azimut açısı bulunmuştur. Radar modelinin, Matlab/Simulinkte gerçekleştirilen blok diyagramı Şekil 4.62’de gösterilmiştir.



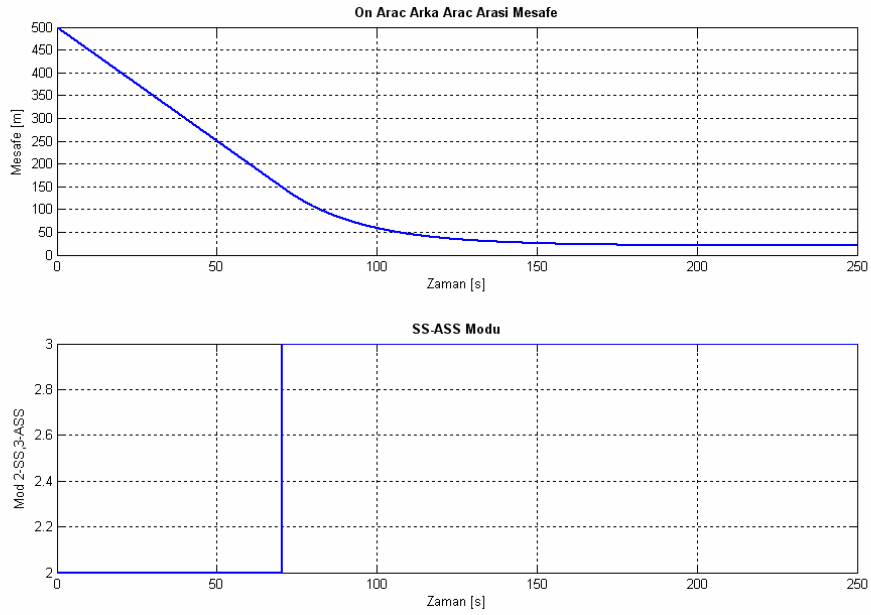
Şekil 4.62. Radar modeline ait Matlab/Simulink blok diyagramı

4.4 Adaptif Seyir Sistemi Modeli Simülasyonu

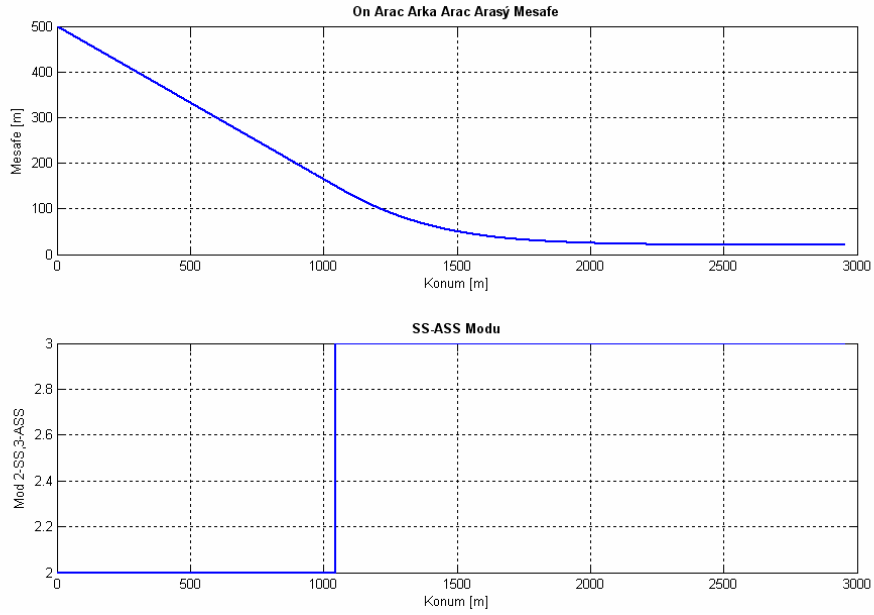
Yukarıdaki bölümlerde tanımlanan matematiksel ifadeler ve bu ifadelerden yararlanarak Matlab/Simulink'te kurulan modeller ile tam bir ASS simülasyon modeli oluşturulmuştur. ASS modelinde, ön ve arka araçları temsil eden güç aktarma organı modeli olarak esnek aks mili ve esnek kardan mili içeren iki ağır ticari taşıtın modeli, sistem sensörlerinden radar modeli, ön araçta aracın seyrini sağlayan seyir sistemi ve arka araçta ASS kontrolcüsü ve sürücü modeli tasarlanmış ve simülasyona hazır hale getirilmiştir. Bu bölümde ASS sistemi modeli ile gerçekleştirilen bir simülasyonun çıktıları verilerek, sistemin değerlendirilmesi yapılmıştır.

ASS modelinin simülasyonu düz yol olarak kabul edilen sıfır eğimli yolda gerçekleştirilmiştir. İlk anda ön araç ile arka araç arası mesafe 500 m olarak tanımlanmış olup, araçları seyir sistemlerinin ön araç için 10 m/s, arka araç için ise 15 m/s sabit hız için ayarlandığı kabul edilmiştir. Bu değerler göz önüne alınarak, arka aracın belirli bir süre sonunda ön araca yetişeceği, radarın ön aracı 150 m içinde tespit edeceği ve seyir sistemi kontrolcüsünden ASS kontrolcüsüne geçiş yapılacağı beklenmektedir. ASS kontrolcüsü, aradaki mesafenin sabit zaman aralığı cinsinden 2 sn olarak tanımlanması nedeniyle aradaki mesafeyi 20 metreye ($2 \cdot 10$), iki araç arasındaki bağıl hızı da sıfıra indirmeye yani arka aracın hızı ön aracın hızına eşitlemeye çalışacaktır.

Aşağıda verilen Şekil 4.63 ve Şekil 4.64'ün ilk grafiklerinde, araçlar arası mesafenin değişimi görülmektedir. Araçlar arası mesafenin 150 m olduğu anda ön araç radarın görüş mesafesine girmektedir. Şekil 4.63 ve Şekil 4.64'ün ikinci grafiklerinde gösterildiği gibi arka araç seyir kontrol modunu ifade eden “2” değerinden ASS modunu ifade eden “3” değerine geçmektedir. Bu nokta yaklaşık olarak 70. sn civarında olmakla birlikte yoldaki konum olarak belirtilirse yolun 1045. metresinde ASS kontrolcüsü arka aracın boylamsal kontrolünü sağlamaya başlamaktadır. Şekillerden de görüldüğü gibi 200. saniye civarında araçlar arası mesafe tanımlandığı gibi araç hızının iki katı olan 20 metreye eşitlenmiş ve sürekli durum cevabı olarak sabit kalmıştır.

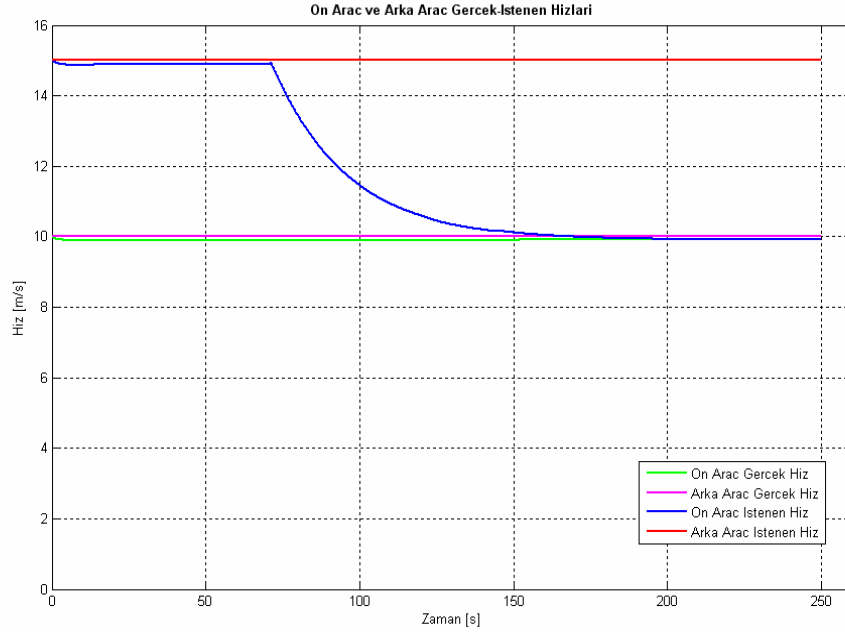


Şekil 4.63. Araçlar arası mesafenin zamana bağlı değişim grafiği

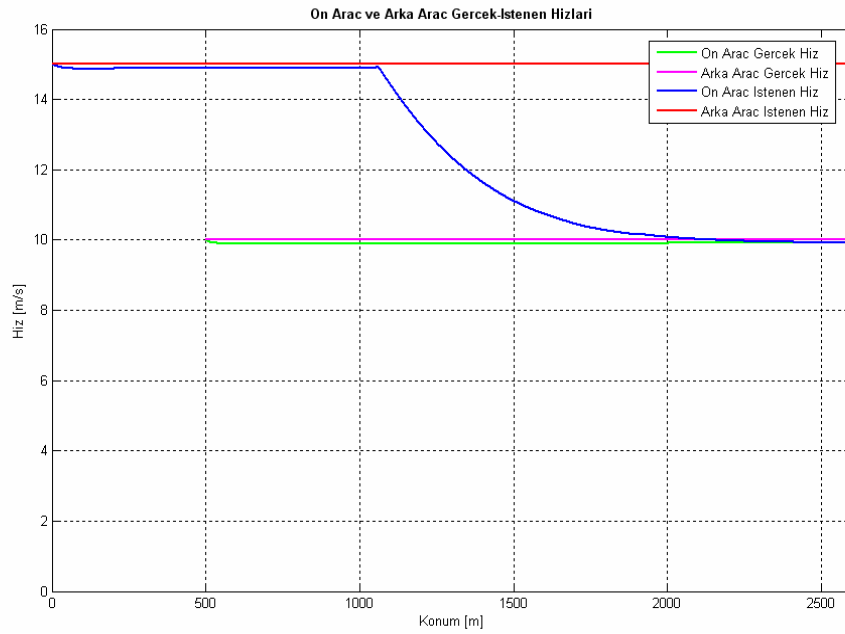


Şekil 4.64. Araçlar arası mesafenin konuma bağlı değişim grafiği

Şekil 4.65 ve Şekil 4.66 olarak sunulan grafikte kırmızı ile belirtilen çizgi arka araç sürücüsünün arka aracın seyir sistemine girdiği, önünde araç olmaması durumunda sahip olmak istediği hız değeridir, bu hız yukarıda da belirtildiği gibi sabit 15 m/s olarak seçilmişti. Mor ile belirtilen çizgi ise ön araç sürücüsünün seyir sistemine girdiği, sahip olmak istediği hız değeridir, bu hız yukarıda da belirtildiği gibi 10 m/s olarak seçilmişti. Ön aracın gerçek hızı yeşil eğri ile belirtilmiştir. Görüldüğü gibi istenen değer olan 10 m/s hız değerini $\pm \%2,5$ hata sınırı içinde sağlamaktadır. Arka araç ASS kontrolcüsünün devreye girdiği 70. saniyeye kadar seyir sistemine girilen hız ile hareket etmektedir, ön araca benzer şekilde arka araçta $\pm \%2,5$ hata sınırı içinde ayarlanan hız değerini takip etmektedir. Hata sınırı bulunmasının nedeni ise araç modelinde esnek olarak modellenen aks ve kardan mili dinamiği ve vites değiştirmelerden kaynaklanan hız değişimleri nedeniyledir. 70. saniye sonrasında radarın ön aracı algılaması ve ASS sisteminin devreye girmesi ile arka aracın hızı düşerek 200. saniye civarında ön aracın hızına eşitlenmektedir. Bundan sonra ön ve arka araç aynı hızla yani bağıl sıfır hızla hareket etmektedir.



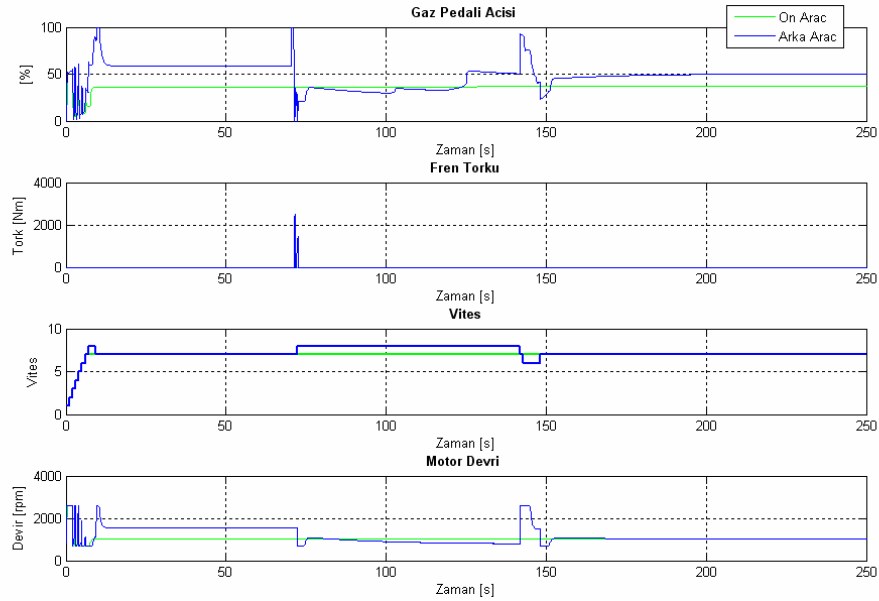
Şekil 4.65. Araç hızlarının zamana bağlı değişim grafiği



Şekil 4.66. Araç hızlarının konuma bağlı değişim grafiği

Şekil 4.67'nin ilk grafiğinde öncelikle araçların hızlanması ve seyri sırasında kullanılan gaz pedalı açıları verilmiştir. ASS kontrolcüsünün devreye girmesi arka aracın yavaşlamak için frenlere müdahale ettiğini gösteren grafik, Şekil 4.67'de ikinci grafik olarak verilmiştir. Şekil 4.67'de üçüncü ve dördüncü grafikler ise

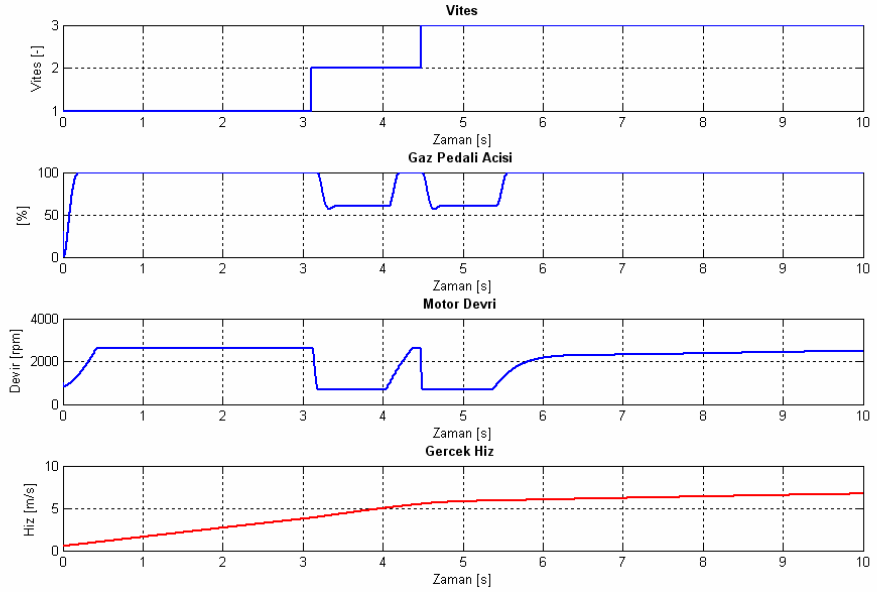
araçların seyri esnasında seçilen vites, bu vitelere ve gaz açısına karşılık motor devri verilmiştir.



Şekil 4.67. Araçlara ait temel göstergelerin değişim grafiği

Yukarıda simülasyon sonuçları ile açıklandığı gibi gerçekleştirilen ASS modeli tüm alt sistemleri ile birlikte herhangi bir hata içermeden çalışmaktadır. ASS ve seyir sistemi simülasyonlarda aracı boylamsal olarak kontrol etmek, bağıl hızı ve mesafeyi aynı anda kontrol etme koşullarında başarılı bulunmuştur.

Şekil 4.68 olarak sunulan aşağıdaki grafiklerde; vites, motor ve seyir sistemi kontrolcüsünün birbirleri ile çalışmalarına ilişkin bilgi verilmektedir. Görüldüğü gibi araç sıfır hızdan harekete başlarken 1. vitestedir. Seyir sistemi ile araç istenen hıza ulaşmak için hızlanmak istediğinden, 1. viteste araca tam gaz verilmektedir. Bu aynı zamanda vitesin arttırılmak istendiğinin işaretidir. Tam vites değiştirilirken sürücünün yaptığı gibi gaz pedali bırakılmakta, motor devri araç boştaki için düşmektedir. Vites bir büyük vites olan 2. vitese geçirildikten sonra tekrar tam gaz verilerek aracın hızlanması sağlanmaya çalışılmaktadır. 2. viteste araca tam gaz verilirken motor devrinin 1. vitese oranla daha yavaş artması gerçek sistemle uyum içindedir. 2. vitesten üçüncü vitese geçişte de yukarıda açıklanan olaylar tekrar etmektedir. Bu arada aracın hız grafiği incelendiğinde, hızlanmada herhangi bir süreksizlik olmadığı, aracın gerçek sisteme uygun olarak hızlandığı görülmektedir.



Şekil 4.68. Vites, motor ve seyir sistemi kontrolcüsünün birbirleri ile çalışmalarına ilişkin grafik

5. SİMÜLASYON SENARYOLARI VE SİMÜLASYON SONUÇLARI

Bu bölümde ASS'nin ağır ticari taşıtlarda yakıt tüketimi üzerine etkisinin incelenmesi amacıyla oluşturulan simülasyon senaryoları ve sonuçları açıklanmıştır. Ayrıca senaryolar kullanarak, yakıt tüketimindeki değişikliğin gözlenmesi amacıyla gerçekleştirilen simülasyonlarda izlenen yöntem açıklanmıştır. Son olarak her bir senaryo, simülasyon sonuçları verilerek açıklanmış ve değerlendirilmiştir.

5.1 Simülasyon Senaryoları

Simülasyonların gerçekleştirileceği senaryolar seçilirken, gerçek trafik ortamına en yakın ve mümkün olduğunca çeşitli durumların incelenmesine özen gösterilmiştir. Bu açıdan farklı yol tiplerinde, farklı hızlarda trafik ortamını simüle eden farklı hız profillerinde ve uygun uzunluktaki test parkurlarında senaryolar tasarlanmıştır.

Araçların test edilecekleri yola ilişkin en karakteristik özellik yolun eğimidir. Karayolları genel müdürlüğüne verileri kullanılarak test için dört farklı eğimde yol tanımlanmıştır, bunlar;

1. Sıfır eğimli yol (düz yol)
2. Otoyol eğimli yol (eğimi %4'ten küçük olan yol)
3. Şehirlerarası eğimli yol (eğimi %6'dan küçük olan yol)
4. Şehir içi ya da tali yol eğimli yoldur (eğimi %8'den küçük olan yol)

Yukarıda tanımlanan eğimli yollar için eğim profili Bölüm 4'de tanımlanmıştır.

Yakıt tüketimini etkileyen unsurlardan birinin araç hızı olduğundan Bölüm 2'de söz edilmişti. Testler için araç hızı olarak, aracın düşük hız olarak tanımlanan 6–8 m/s, orta hız olarak tanımlanan 10–15 m/s ve yüksek hız olarak tanımlanan 21–23 m/s hızlarında yapılması uygun görülmüştür. Ayrıca bu hızların sabit olarak ön ve arka araç hızı olarak testlerde kullanılabileceği gibi, trafik şartları (trafik işareti, hız sınırlaması, kavşak çıkışı) dolayısıyla hızların belirli aralıklarda değişmesine imkan

tanıyan, düz yol için hazırlanmış trafik koşullarını simüle eden hız profilinin de test senaryolarında kullanılmasına karar verilmiştir. Trafik ortamını simüle eden hız profilinden başka eğimli yollar için de bir hız profili oluşturulmuştur. Bu profile ilk amaç ağır ticari taşıtın diğer binek otomobiller gibi eğim tırmanma ve eğimde ivmelenme kapasitelerinin yüksek olmaması dolayısıyla eğim çıkışlarını istenen hıza göre daha düşük çıkmalarını sağlamaktır. İkinci amaç ise eğim inişlerinde sahip olunan potansiyelin tamamının kinetik enerji olarak saklanmasına imkan tanımak ve bu kinetik enerjiden daha sonra gelen eğim çıkışında yararlanma istediğidir. Bu amaçlarla yokuş çıkışlarda istenen hızdan daha düşük hızları, yokuş inişlerde istenen hızdan daha yüksek hızları belirli sınırlar içinde kabul eden dinamik bir istenen hız profili oluşturulmuş ve senaryolar arasında kullanılmıştır. Senaryoların gerçekleştirileceği parkurlar iki farklı uzunlukta hazırlanmıştır, bunlardan biri 5000 m diğeri 10000 m uzunluğundadır.

Oluşturulan ASS modellerinden esnek aks ve esnek kardan mili içeren model simülasyonlarda kullanılmak üzere seçilmiştir. Bunun nedeni daha önce açıklanmakla birlikte tekrar etmek gerekirse; esnek aks ve esnek kardan mili içeren model, esnek aks mili içeren modelden daha gerçekçi olması dolayısıyla tercih edilmiştir. Modüler güç aktarma organları içeren model ise simülasyon modelinin daha basit olmasının sağlanması ve simülasyon zamanlarını kısaltarak daha fazla senaryoyu test edebilme isteği nedeniyle tercih edilmemiştir.

Yukarıda tanımlanan eğim, araç hızı, hız profili ve parkur mesafeleri olarak tanımlanan 4 farklı başlıktaki opsiyonlardan mantıklı ve birbirine uygun 15 farklı kombinasyon oluşturulmuştur. Kombinasyonlar oluşturulurken dikkat edilen husus, aracın düşük hızlar ile tali ve şehir içi yollarda, orta hızlarda şehirlerarası ve otoyolda, yüksek hızlarda ise sadece otoyolda seyredebileceği gerçeğidir. Oluşturulan senaryolar ilerleyen bölümlerde açıklanarak tek tek incelenmiştir.

5.2 Yakıt Tüketimi Karşılaştırma Yöntemi ve Örnek Simülasyon Sonuçlarının Açıklanması

Tez çalışmasının temel amacını oluşturan ASS yakıt tüketimine etkisinin incelenmesinde kullanılan yöntem karşılaştırma esasına dayanmaktadır. ASS'nin test

edilmesi ve ASS'li aracın yakıt tüketiminin hesaplanabilmesi için ASS bulunan ağır ticari araç ile aynı özelliklere sahip bir ön araç modeli kullanılmaktadır. ASS bulunan arka araç, seyir sistemi ile kontrol edilen ön aracı belirlenen senaryolar dahilinde takip eder. Bunun sonucunda, ASS'li aracın bu senaryo için yakıt tüketimi belirlenir. Bunun ardından aynı senaryo ön aracın (ön araç koşullarında ASS'li simülasyona göre değişiklik yapılmaksızın) ortalama sürücü modeli boylamsal olarak kontrol edilen sürücü modeli içeren arka araç modeli ile takip edilmesi şeklinde tekrarlanır. Bu simülasyondan da, şayet arka aracı ASS değil de ortalama bir sürücünün kullanması durumunda yakıt tüketiminin ne olacağı belirlenir. Aynı senaryo için gerçekleştirilen bu iki simülasyon sonucunda, ön araç aynı şekilde sürülürken arka araçlarda sürücü ve ASS bulunması durumundaki yakıt tüketimi değerleri elde edilmiş olur. Bu iki yakıt tüketimi değeri karşılaştırılarak ASS'nin yakıt tüketimi üzerinde ne şekilde etkili olduğu saptanır. Diğer bir ifade ile açıklanacak olursa, senaryo şartlarına uygun olarak ilerleyen ön araç birinci simülasyonda ASS'li arka araç tarafından, ikinci simülasyonda sürücü modeli arka araç tarafından takip ettirilmektedir. İki simülasyon sonucunda arka araçların yakıt tüketimi birbiri ile karşılaştırılmaktadır.

Ağır ticari taşıtların yakıt tüketiminin ne şekilde hesaplandığı Bölüm 4'de motor modelinin oluşturulması sırasında anlatılmıştı. Yakıt tüketimi hesaplama yöntemi tüm simülasyonlarda ve tüm araçlarda aynı şekilde uygulanmaktadır.

Çalışma kapsamında karşılaştırma amacıyla kullanılabilecek yöntemlerden bir diğeri de belirli bir hızı ya da hız profilini takip eden seyir sistemli ön aracın yakıt tüketimi değerinin ASS'li arka aracın yakıt tüketimi değeri ile karşılaştırılmasıdır. Bu yöntemin kullanılmasının temel mantığı ise ön aracın havayı yarması sonucunda daha fazla aerodinamik kuvvetin etkisinde kalması, arka aracın ise ön aracın açtığı daha düşük yoğunluklu hava koridorunu kullanması dolayısıyla daha az aerodinamik kuvvet altında kalarak daha az yakıt tüketmesidir. Ancak bu yöntem uzun konvoylarda daha geçerli bir yöntem olup konvoyun tümünden elde edilebilecek yakıt tasarrufu üzerinde durulması gerekmektedir. Yani iki araç için elde edilecek fark değeri çok anlamlı olmamaktadır.

Bir sonraki bölümde, her bir senaryo açıklanacak ardından bu senaryolardan elde edilen değerler ön araç, ASS'li arka araç ve sürücülü arka araç için özet grafikler ile

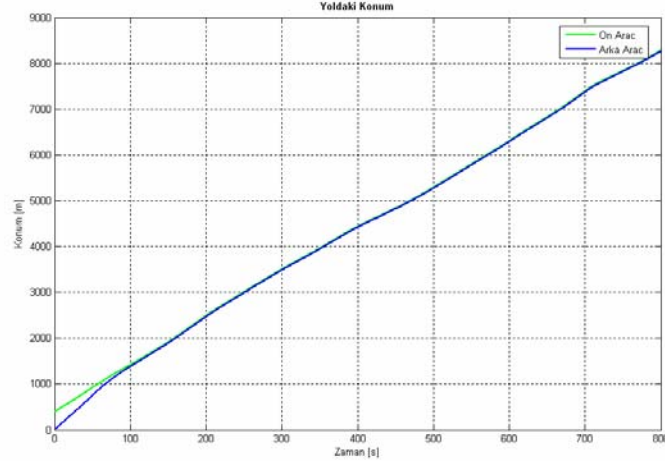
sunulacaktır. Bu noktada örnek bir simülasyondan elde edilen grafiklerin tek tek açıklamalarının verilmesi senaryolardaki grafikleri anlama kolaylığı sağlayacağı için uygun görülmüştür.

Örnek simülasyon senaryosuna göre araçlar sıfır eğimli yolda, ortalama araç hızı kullanılarak düz yol için hazırlanmış hız profili uyarınca hareket ettirilmiştir. Ön araç ile arka araç arasındaki ilk mesafe 400 m olarak seçilmiş, ortalama hız kabulü yapıldığından ön araç istenen hızı 10 m/s arka araç istenen hızı 15 m/s olarak belirlenmiştir. Test yaklaşık 8200 metrelik mesafe boyunca yapılmıştır. ASS'li arka araç ve ön araca ait grafikler aşağıda açıklanarak verilmiştir. Gerçekleştirilen ikinci simülasyon olan ön araç ile sürücü modellenmiş arka araç grafiklerinin açıklamaları aşağıdaki açıklama ve yöntemle aynı olduğu için ayrıca açıklama gereği duyulmamıştır.

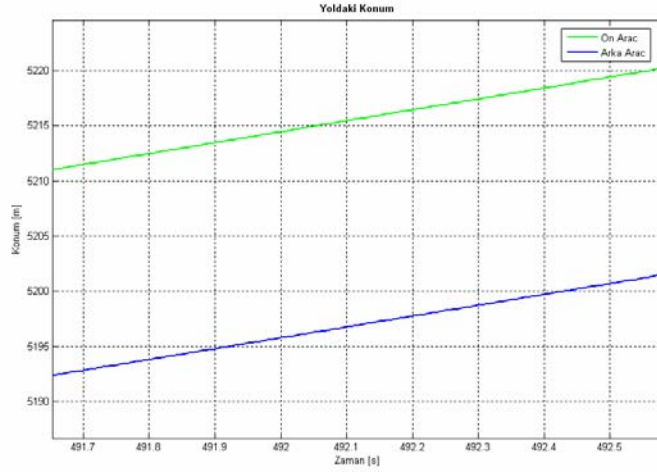
Aşağıdaki grafiklerde aksi belirtilmedikçe yeşil renkli eğri ön aracı, mavi renkli eğri arka aracı ifade etmektedir. Yolun eğim ve hız profili tanımları yola bağlı olarak yani mesafeye bağlı yapılmaktadır. Bu nedenle ve ön araç arka araçtan önde harekete başladığı için belirli bir simülasyon zamanında iki araç yolun farklı metrelerinde bulunmaktadır. Grafiklerin simülasyon zamanı olarak verilmesi iki aracın karşılaştırılmasını engelleyeceği için grafikler ilki hariç aracın yoldaki konumu dikkate alınarak hazırlanmıştır.

5.2.1 Zaman – Konum

Şekil 5.1'de gösterildiği gibi simülasyon başlangıcında mavi renkli eğri ile temsil edilen arka araç sıfır konumunda bulunurken, yeşil renkli eğri ile temsil edilen ön araç arka aracın 400 m önünde bulunmaktadır. İlerleyen zaman ile bu fark arka aracın hızlı olması nedeniyle kapanmakta, arka araç ön araca 150 metre mesafede iken ASS sistemi devreye girerek iki araç arasındaki mesafeyi arka aracın hızının iki katı olacak şekilde ayarlamaktadır. Şekil 5.2'de üst üste görülen iki eğrinin detayına girilmiştir, görüldüğü gibi iki araç arasında hızlarına bağlı olarak değişen bir mesafe mevcuttur. Burada aynı zamanda simülasyonun hangi saniyesinde araçların yolun hangi metresinde olduğu görülmektedir. Bundan faydalanarak aşağıda konuma bağlı olarak verilmiş grafiklerden simülasyon zamanına dönüşüm yapılabilir.



Şekil 5.1. Araçların konumlarının zaman ile değişim grafiği

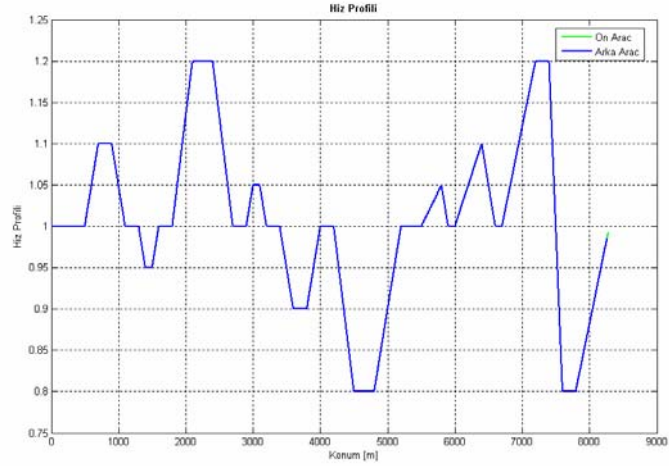


Şekil 5.2. Araçların konumlarının zaman ile değişim grafiği detayı

5.2.2 Hız Profili

Örnek simülasyon senaryosunda düz yol için trafik ortamını simüle eden hız profili kullanıldığı belirtilmişti, bu hız profili aşağıda Şekil 5.3 olarak gösterilmiştir. Grafikten görüldüğü gibi profil tek başına aracın hızını ifade etmemekte; yani anlamlı sayısal değer taşımamaktadır. Ön ve arka araç için belirlenen referans hızlar hız profili ile çarpılarak aracın yoldaki konumuna göre sahip olması istenen hız değerini oluşturmaktadır. Ön ve arka araç (ASS modunda değil ise) aynı hız profilini takip etmeye çalışmaktadır, yani trafik ortamı ikisi için de aynıdır. Arka araç ASS moduna geçtiği yani ön araçla arasında 150 m mesafe kaldığı anda bu hız profilini

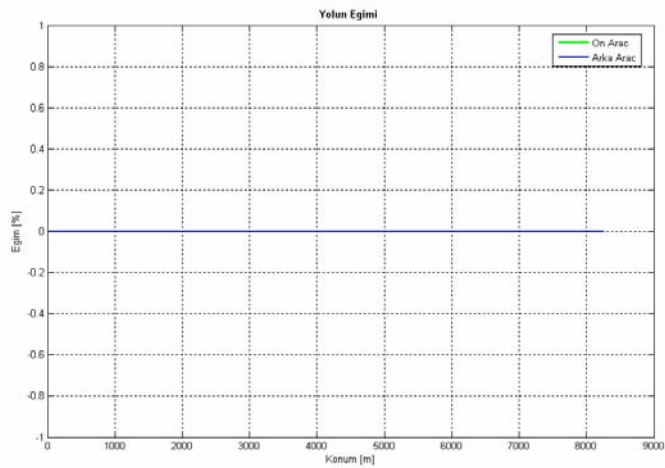
takip etmeyi bırakarak öndeki aracın hızını referans almakta, öndeki aracın hızına göre arka aracı kontrol etmektedir.



Şekil 5.3. Simülasyon senaryosunda kullanılan hız profili grafiği

5.2.3 Eğim Profili

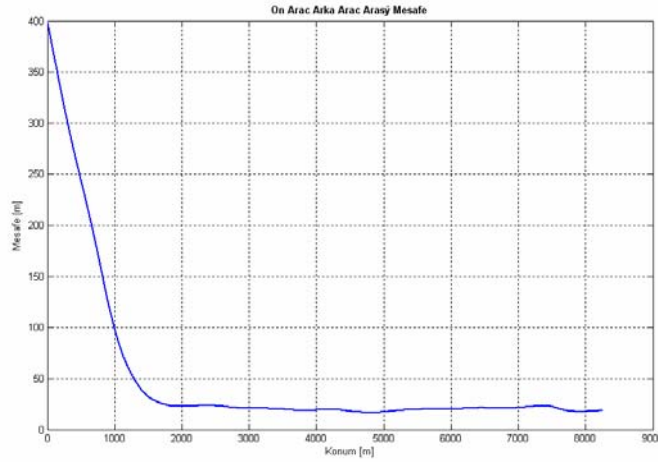
Bu simülasyon örneğinde yolun eğimi sıfır olarak alınmıştır yani yolun düz olduğu kabul edilmiştir. Şekil 5.4’de görüldüğü gibi tüm yol için eğim sıfırdır. Şayet eğimli yol profili seçilmiş olsaydı, bu profil değerleri otoyol, şehirler arası yol veya tali yol için gerekli değerlerle çarpılarak istenen eğim değerleri yola bağlı olarak yüzde cinsinden ifade edilecekti.



Şekil 5.4. Simülasyon senaryosunda kullanılan eğim profili grafiği

5.2.4 Araçlar Arası Mesafe

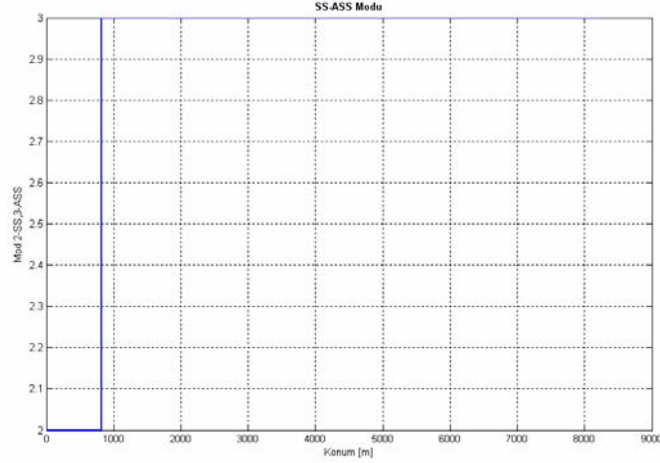
Şekil 5.5’de gösterildiği gibi simülasyon başlangıcında ön araç arka aracın 400 m önünde bulunmaktadır. İlerleyen zaman yani alınan yol ile bu fark arka aracın hızlı olması nedeniyle kapanmakta, arka araç ön araca 150 metre mesafede iken ASS sistemi devreye girerek iki araç arasındaki mesafeyi arka aracın hızının iki katı olacak şekilde ayarlamaktadır. Araçlar arası mesafenin salınım yapıyormuş gibi görünmesinin nedeni ön aracın hızının hız profiline uygun olarak sürekli değişmesi sonucu arka aracın hızının değişmesi ve sonuç olarak iki araç arasında bırakılması gereken mesafe miktarının değişmesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 5.5. Araçlar arası mesafenin konuma bağlı değişim grafiği

5.2.5 Arka Araç Seyir ve ASS Modu Geçiş

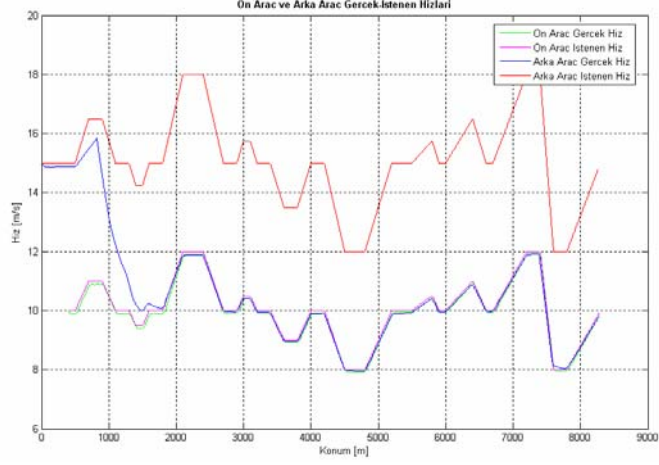
Arka araçta bulunan ASS, arka aracın radarının görüş mesafesi olan 150 metre içinde bir araç tespit etmesi ile seyir sistemi modundan ASS kontrol moduna geçmektedir. Diğer bir ifade ile ön araç ile arka araç arasındaki mesafe 150 metreye indiğinde ASS kontrolcüsü devreye girmektedir. Arka araç seyir sistemi modunda iken model “2” çıkışını verirken, ASS moduna geçildiğinde “3” çıkışını vermektedir. Aşağıda Şekil 5.6’da hangi metrede hangi sistemin devrede olduğu ve tam ASS moduna geçiş konumu verilmektedir. Örnek simülasyon için ASS moduna geçiş yaklaşık olarak 825. metrede gerçekleşmektedir.



Şekil 5.6. Arka aracın, ASS'nin seyir sistemi kontrolcüsü ve ASS kontrolcüsü arasındaki geçişin konuma bağlı grafiği

5.2.6 Ön ve Arka Aracın İstenen - Gerçek Hızları

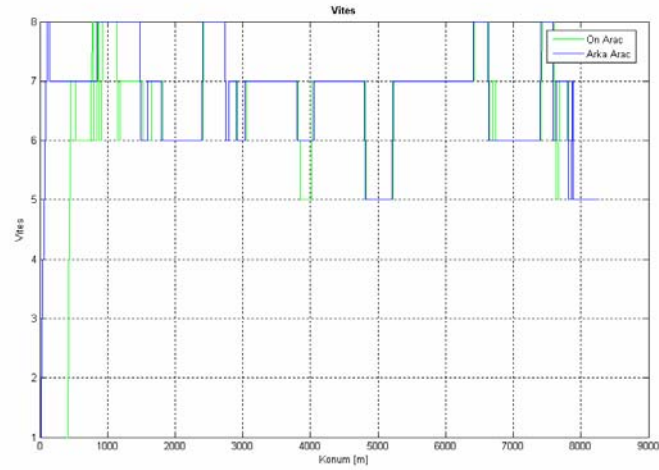
Daha önce de bahsedildiği üzere, ön araç belirlenen hız profilini seyir sistemi ile takip etmeye çalışmaktadır. Şekil 5.7'de mor eğri ön aracın takip etmesi istenen hız profilini ifade etmektedir. Yeşil ile gösterilen ve mor eğri ile neredeyse üst üste görülen eğri ön aracın gerçek hızını göstermektedir. Buradan anlaşılan ön araç takip edilmesi istenen profili büyük bir doğrulukla takip etmektedir. Kırmızı ile ifade edilen eğri ise arka aracın seyir modunda iken takip etmesi istenen hız profilidir. Diğer bir ifade ile ön araç, arka aracın radarı tarafından tespit edilene kadar takip etmesi istenen hızdır. Mavi renkli eğri ise arka aracın gerçek hızıdır. Ön aracın arka aracın radarında 825. metreden itibaren görülmeye başladığını yukarıda belirtilmişti. Grafikten de görüldüğü gibi arka araç ilk anlarda hız profilini takip ederken 825. saniye civarında arka araç ön araç hızına ulaşmak için yavaşlamaya başlamakta, 1800. saniye civarında da arka araç ön aracın hızını takip etmeye başlamıştır yani bağıl hız sıfır değerine yaklaşmıştır.



Şekil 5.7. İstenen ve gerçek araç hızlarının konuma bağlı değişim grafiği

5.2.7 Ön ve Arka Araç Vites Geçişleri

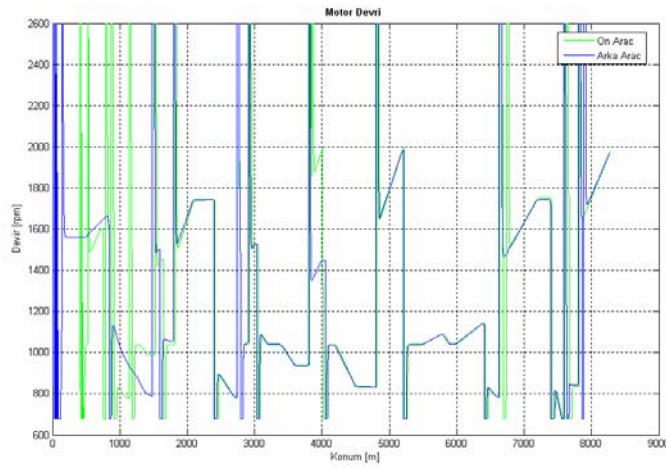
Ağır ticari taşıt modelleri otomatik vites modeli içermektedir. Araçların vites geçişlerinin hıza uygun ve mantıklı olması beklenmektedir; ayrıca yakıt tüketimi açısından doğru vites seçiminin önemi açıktır. Bu nedenle Şekil 5.8’de ön ve arka aracın vites değişimleri aracın konumuna bağlı olarak verilmiştir. Bu noktada değişken hız profili nedeniyle sabit bir vites seçilmediği, vitesin beklendiği şekilde hıza ve gaz pedalı açısına uygun olarak seçildiği görülmektedir. Ancak iki aracın vites seçimlerini karşılaştırmak hem başlanan noktaların ayrı olması ve hem de arka araçtaki ASS’nin fonksiyonu nedeniyle doğru değildir.



Şekil 5.8. Ön ve arka aracın vites değişimlerinin konuma bağlı grafiği

5.2.8 Ön ve Arka Araç Motor Devri

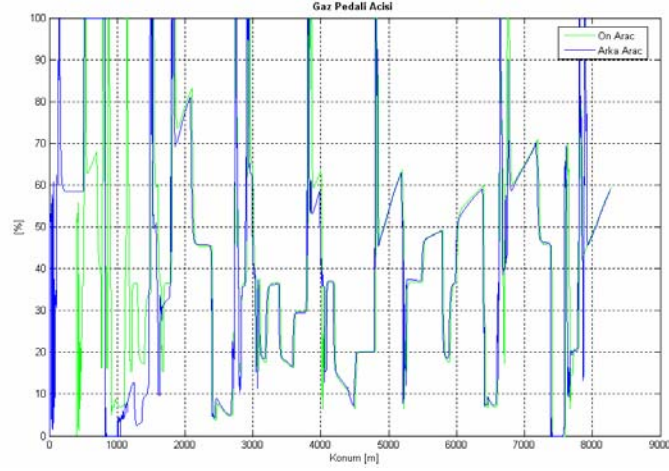
Motor devri, ağır ticari taşıt modelinin en önemli çıktılarından biridir. Motor devri yakıt tüketimi üzerinde direkt etkili olan parametrelerden biridir. Şekil 5.9’da gösterildiği gibi motor devri daha önce açıklandığı şekilde vites geçiş dinamiğine uygun cevaplar vermektedir. Bu nedenle, ilk hareket esnasında vites uygun vites kadar gelene kadar sürekli vites yükseltildiğinden motor devri sabit bir değerde kalmamaktadır. Ancak iki aracın motor devirlerini, hem vites seçimleri aynı olmadığı hem de başlanan noktaların ayrı olması nedeniyle doğru değildir.



Şekil 5.9. Ön ve arka aracın motor devrinin konuma bağlı grafiği

5.2.9 Ön ve Arka Araç Gaz Pedalı Açısı

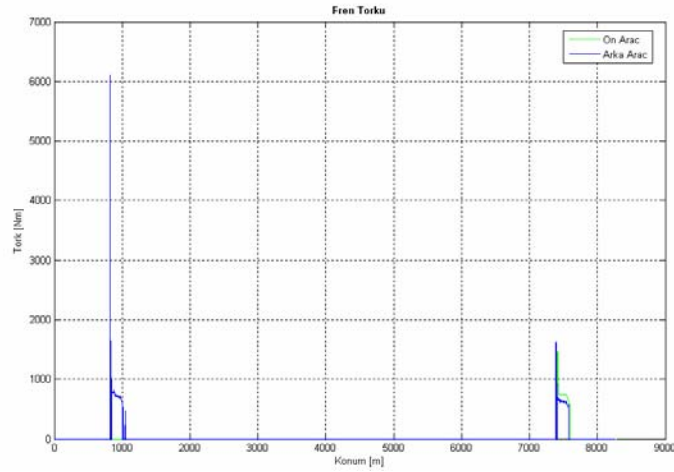
Gaz pedalı açısı, seyir sistemi kontrolcüsünün ve ASS kontrolcüsünün kontrol değerlerinden biridir. Şekil 5.10’da ön ve arka aracın gaz pedalı açılarının konuma bağlı değişimi verilmiştir. Gaz pedalı açısı, vites değişimi dinamiğine uygundur yani vites değişimi anında gaz kesilmekte, değişim tamamlandıktan sonra motorun yol alması için gaz pedalına geçici olarak daha fazla basılmakta daha sonra uygun gaz açısına gelinmektedir. ASS’nin devreye girerek bağlı hızı sıfıra indirmesinden sonra gaz açılarının benzerlik arz etmesi şaşırtıcı değildir.



Şekil 5.10. Ön ve arka aracın gaz pedalı açısının konuma bağlı grafiği

5.2.10 Ön ve Arka Araç Fren Torku

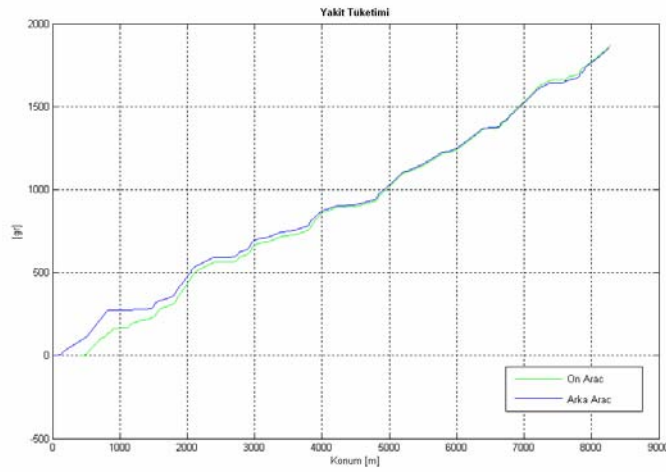
Fren torku değeri, seyir sistemi kontrolcüsünün ve ASS kontrolcüsünün kontrol değerlerinden ikincisidir. Şekil 5.11’de ön ve arka aracın, tekerleklere uygulanan fren torkunun konuma bağlı değişimi verilmiştir. Ön araçta seyir sistemi, arka araçta ASS bulunması ve bir hız profilinin takip edilmeye çalışılması nedeniyle iki aracın değerlerini karşılaştırmamak doğru olacaktır. Ancak fren torkunun sınır değeri olan 25000 Nm değerinin altında, kısa süreler ve az sıklıkla gerektiği kadar uygulanmış olduğu dikkat çekicidir. Bu da kontrolcülerin motorun negatif torkunu aracı yavaşlatmak için uygun olarak kullanıldığının en güzel kanıtıdır.



Şekil 5.11. Ön ve arka araçta tekerleklere uygulanan fren torkunun konuma bağlı grafiği

5.2.11 Ön ve Arka Araç Yakıt Tüketimi Değeri

Şekil 5.12’de ön ve arka aracın yakıt tüketimi değeri konuma bağlı gram olarak gösterilmiştir. Ön araç ve arka aracın yakıt tüketimi değerinin hangi temele dayanarak karşılaştırılabileceği açıklanmıştır. Aşağıdaki grafikten de görüldüğü gibi uzun seyirlerde, ön ve arka aracın yakıt tüketimi değerleri birbirine yaklaşmaktadır. Ancak senaryoların değerlendirilmesi esnasında ön ve arka araç tüketim değerinin karşılaştırılması yerine ASS’li arka aracın yakıt tüketimi ile sürücü modeli arka aracın yakıt tüketimi değerlerinin karşılaştırılması uygun görülmüştür.

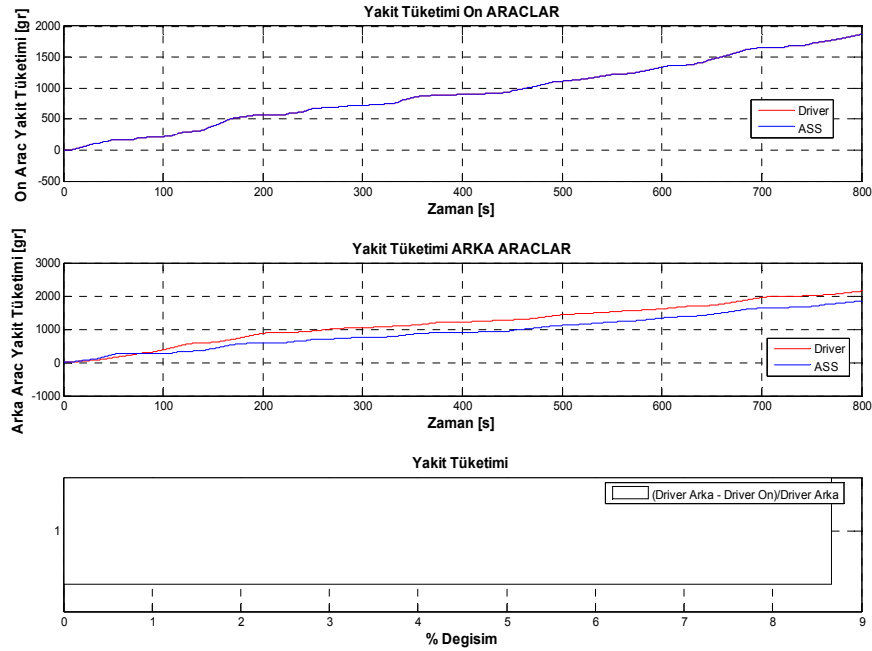


Şekil 5.12. Ön ve arka aracın yakıt tüketimi değerinin konuma bağlı grafiği

5.2.12 Arka Aracın, Sürücü Modeli ve ASS Kontrolcüsü ile Yakıt Tüketimi Değeri

Yukarıda açıklanan simülasyon sonuçları elde edildikten sonra, aynı yol koşullarında arka araç için sürücü modeli kullanılarak simülasyon tekrar gerçekleştirilir. Bu simülasyon sonucunda yukarıda açıklanan grafikler sürücü modeli için tekrar elde edilmiş olur. Son olarak, ilk gerçekleştirilen simülasyon olan arka aracı ASS kontrolcüsünün kullanması durumunda belirlenen yakıt tüketimi; ikinci olarak gerçekleştirilen simülasyon olan arka aracı sürücü modelinin kullanması durumunda belirlenen yakıt tüketimi değeri ile karşılaştırılır. Bu karşılaştırmada yakıt tüketiminin zamana bağlı değişimi simülasyonlardaki ön araçlar için Şekil 5.13 ilk grafik, arka araçlar için Şekil 5.13 ikinci grafik ve test sonunda elde

edilen fark Şekil 5.13 üçüncü grafik olarak gösterilmektedir. ASS kullanılması ile elde edilen yakıt tasarrufu bar grafik kullanılarak yüzde olarak belirtilmektedir.



Şekil 5.13. Simülasyonlar sonucunda yakıt tüketimi karşılaştırma grafikleri

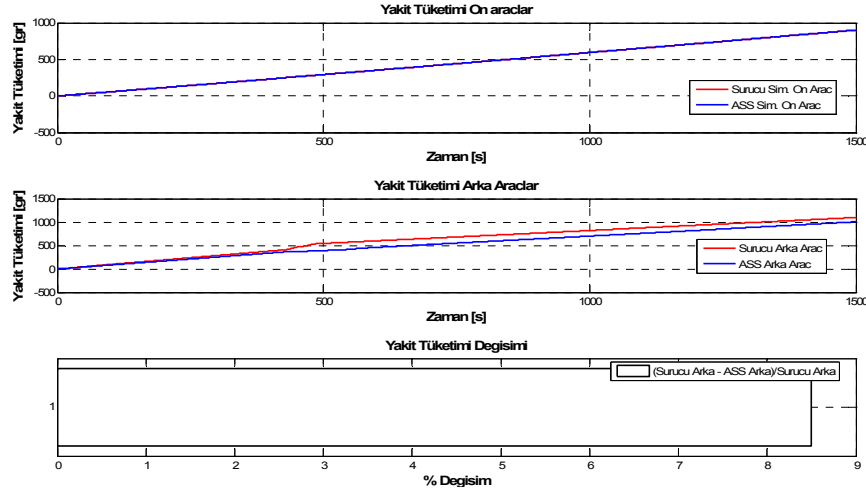
5.3 Simülasyonlar

Çeşitli trafik ortamlarını ve farklı yol durumlarını tanımladığı düşünülen 14 ayrı senaryo için simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Aşağıda her bir senaryonun koşulları ve elde edilen sonuçlar açıklanmıştır.

5.3.1 Düz (Sıfır Eğimli) Yolda Sabit Düşük Hız Senaryosu

Bu birinci simülasyon senaryosunda yolun tamamen düz olduğu yani eğiminin sıfır olduğu kabul edilmiştir. Simülasyonda, ön ve arka aracın seyir sistemlerine sabit hız değerleri girilmiştir. Diğer bir ifade ile ön ve arka aracın seyir sistemi devrede iken bir hız profili değil sabit bir hız değerini takip etmeleri istenmiştir. Sabit hız değerinin bu simülasyon için aracın düşük hızları olarak kabul edilen hız aralığından belirlenmesine karar verilmiştir. Buna göre ön araç için seyir sistemi sabit hız değeri 6 m/s, arka araç için 8 m/s olarak belirlenmiştir. Ön ve arka araç arasındaki başlangıç mesafesi 1000 m olarak kabul edilmiştir. Belirlenen değerler ile 1500 saniyelik

simülasyon gerçekleştirilerek 10 km’lik parkurun geçilmesi sağlanmıştır. ASS’li arka araç ve sürücülü arka araç için aynı koşullarda gerçekleştirilen iki ayrı simülasyon sonucunda belirlenen yakıt tüketimi değerleri ve ASS’li aracın, sürücülü araca oranla sağladığı yakıt ekonomisi Şekil 5.14’de gösterilmiştir.



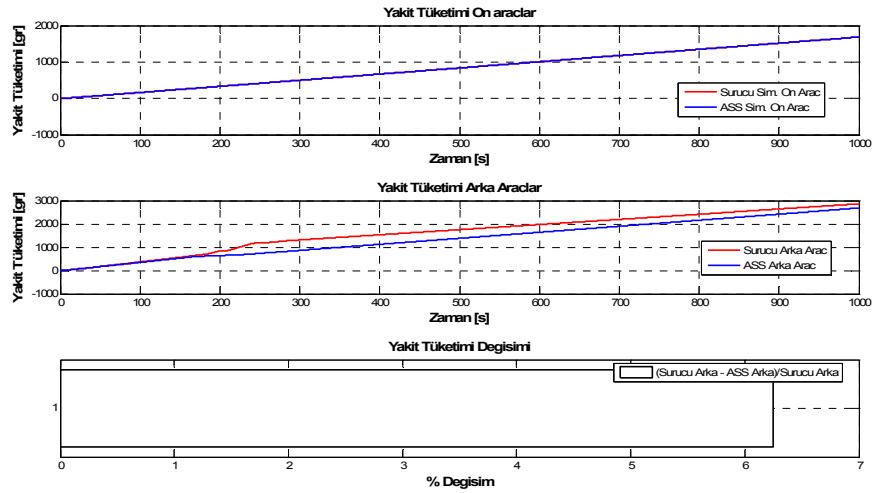
Şekil 5.14. Birinci senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği

5.3.2 Düz (Sıfır Eğimli) Yolda Sabit Orta Hız Senaryosu

Bu ikinci simülasyon senaryosunda yolun tamamen düz olduğu yani eğiminin sıfır olduğu kabul edilmiştir. Simülasyonda, ön ve arka aracın seyir sistemlerine sabit hız değerleri girilmiştir. Diğer bir ifade ile ön ve arka aracın seyir sistemi devrede iken bir hız profili değil sabit bir hız değerini takip etmeleri istenmiştir. Sabit hız değerinin bu simülasyon için aracın orta hızları olarak kabul edilen hız aralığından belirlenmesine karar verilmiştir. Buna göre ön araç için seyir sistemi sabit hız değeri 10 m/s, arka araç için 15 m/s olarak belirlenmiştir. Ön ve arka araç arasındaki başlangıç mesafesi 1000 m olarak kabul edilmiştir.

Belirlenen değerler ile 1000 saniyelik simülasyon gerçekleştirilerek 10 km’lik parkurun geçilmesi sağlanmıştır. ASS’li arka araç ve sürücülü arka araç yaklaşık aynı konumda ön aracı yakalamış ve takip etmeye başlamıştır. ASS’li arka araç ve sürücülü arka araç için aynı koşullarda gerçekleştirilen iki ayrı simülasyon sonucunda belirlenen yakıt tüketimi değerleri ve ASS’li aracın, sürücülü araca oranla

sağladığı yakıt ekonomisi Şekil 5.15’de gösterilmiştir. Ayrıca simülasyondan elde edilen karakteristik değerlere ait grafikler EK A olarak sunulmuştur.

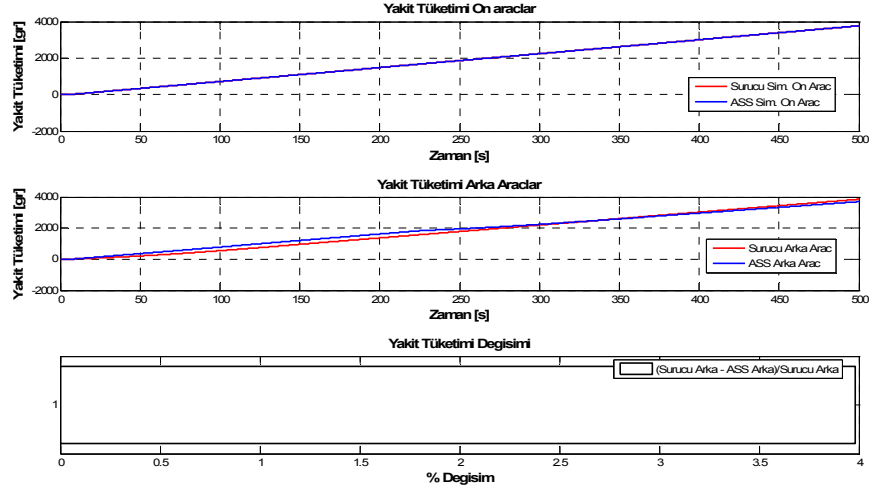


Şekil 5.15. İkinci senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği

5.3.3 Düz (Sıfır Eğimli) Yolda Sabit Yüksek Hız Senaryosu

Bu üçüncü simülasyon senaryosunda yolun tamamen düz olduğu yani eğiminin sıfır olduğu kabul edilmiştir. Simülasyonda, ön ve arka aracın seyir sistemlerine sabit hız değerleri girilmiştir. Diğer bir ifade ile ön ve arka aracın seyir sistemi devrede iken bir hız profili değil sabit bir hız değerini takip etmeleri istenmiştir. Sabit hız değerinin bu simülasyon için aracın yüksek hızları olarak kabul edilen hız aralığından belirlenmesine karar verilmiştir. Buna göre ön araç için seyir sistemi sabit hız değeri 21 m/s, arka araç için 23 m/s olarak belirlenmiştir. Ön ve arka araç arasındaki başlangıç mesafesi 600 m olarak kabul edilmiştir.

Belirlenen değerler ile 500 saniyelik simülasyon gerçekleştirilerek 10 km’lik parkurun geçilmesi sağlanmıştır. ASS’li arka araç ve sürücülü arka araç için aynı koşullarda gerçekleştirilen iki ayrı simülasyon sonucunda belirlenen yakıt tüketimi değerleri ve ASS’li aracın, sürücülü araca oranla sağladığı yakıt ekonomisi Şekil 5.16’da gösterilmiştir. Yolun ilk kısımlarında ASS’li arka aracın yakıt tüketimi sürücülü arka araçtan fazla iken, yolun ilerleyen kısımlarında toplamdaki yakıt tüketimleri eşitlenmektedir. Parkurun sonunda sürücülü aracın yakıt tüketiminin ASS’li araçtan tüm yol için fazla olduğu belirlenmiştir.

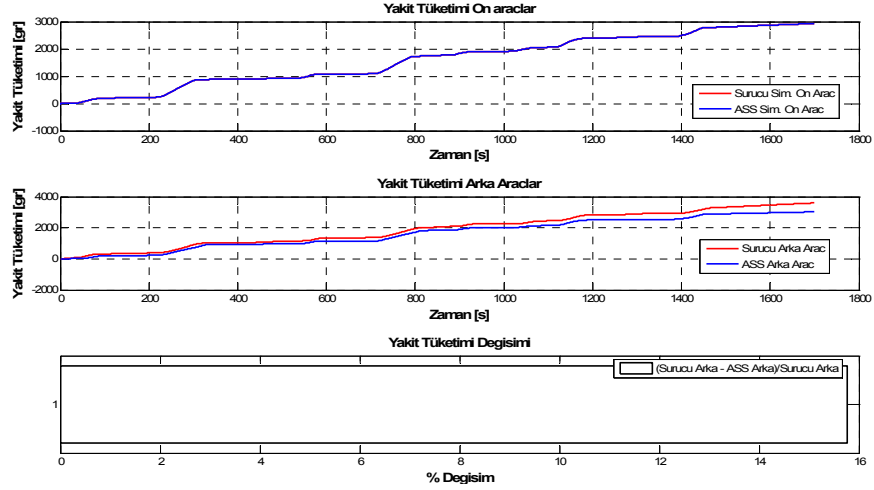


Şekil 5.16. Üçüncü senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği

5.3.4 Şehiriçi (Eğimi %8'den Az) Yolda Sabit Düşük Hız Senaryosu

Bu dördüncü simülasyon senaryosunda, yol eğimi şehir içi yolları temsil edecek şekilde seçilmiştir. Yolun eğimi % 8'den az olacak şekilde hazırlanmış eğim profili kullanılmıştır. Simülasyonda, ön ve arka aracın seyir sistemlerine sabit hız değerleri girilmiştir. Diğer bir ifade ile ön ve arka aracın seyir sistemi devrede iken bir hız profili değil sabit bir hız değerini takip etmeleri istenmiştir. Sabit hız değerinin bu simülasyon için aracın düşük hızları olarak kabul edilen hız aralığından belirlenmesine karar verilmiştir. Buna göre ön araç için seyir sistemi sabit hız değeri 6 m/s, arka araç için 8 m/s olarak belirlenmiştir. Ancak yolun eğimli olması dolayısıyla sabit hız değerlerinin tam tutturulması beklenmemektedir. Ön ve arka araç arasındaki başlangıç mesafesi 200 m olarak kabul edilmiştir.

Belirlenen değerler ile 1700 saniyelik simülasyon gerçekleştirilerek 10 km'lik parkurun geçilmesi sağlanmıştır. ASS'li arka araç ve sürücülü arka araç için aynı koşullarda gerçekleştirilen iki ayrı simülasyon sonucunda belirlenen yakıt tüketimi değerleri ve ASS'li aracın, sürücülü araca oranla sağladığı yakıt ekonomisi Şekil 5.17'de gösterilmiştir.

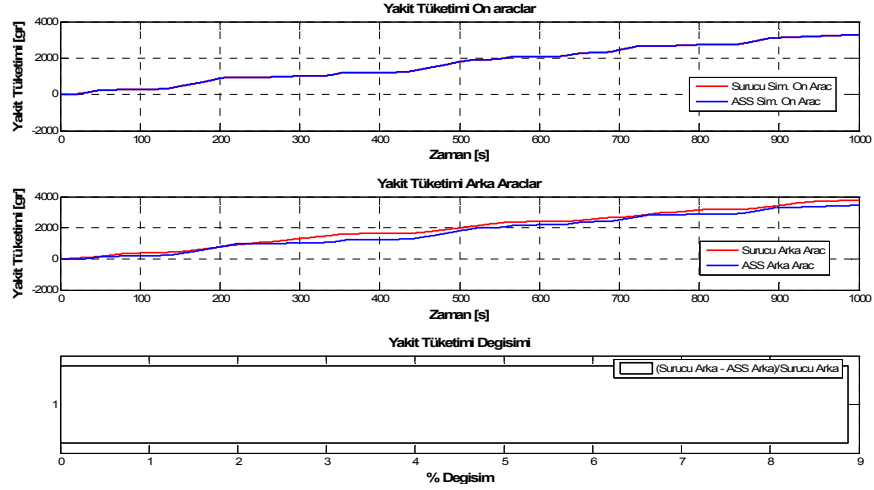


Şekil 5.17. Dördüncü senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği

5.3.5 Şehirlerarası (Eğimi %6'dan Az) Yolda Sabit Orta Hız Senaryosu

Bu beşinci simülasyon senaryosunda, yol eğimi şehirlerarası yolları temsil edecek şekilde seçilmiştir. Yolun eğimi % 6'dan az olacak şekilde hazırlanmış eğim profili kullanılmıştır. Simülasyonda, ön ve arka aracın seyir sistemlerine sabit hız değerleri girilmiştir. Diğer bir ifade ile ön ve arka aracın seyir sistemi devrede iken bir hız profili değil sabit bir hız değerini takip etmeleri istenmiştir. Sabit hız değerinin bu simülasyon için aracın orta hızları olarak kabul edilen hız aralığından belirlenmesine karar verilmiştir. Buna göre ön araç için seyir sistemi sabit hız değeri 10 m/s, arka araç için 15 m/s olarak belirlenmiştir. Ancak yolun eğimli olması dolayısıyla sabit hız değerlerinin tam tutturulması beklenmemektedir. Ön ve arka araç arasındaki başlangıç mesafesi 200 m olarak kabul edilmiştir.

Belirlenen değerler ile 1000 saniyelik simülasyon gerçekleştirilerek 10 km'lik parkurun geçilmesi sağlanmıştır. ASS'li arka araç ve sürücülü arka araç için aynı koşullarda gerçekleştirilen iki ayrı simülasyon sonucunda belirlenen yakıt tüketimi değerleri ve ASS'li aracın, sürücülü araca oranla sağladığı yakıt ekonomisi Şekil 5.18'de gösterilmiştir.

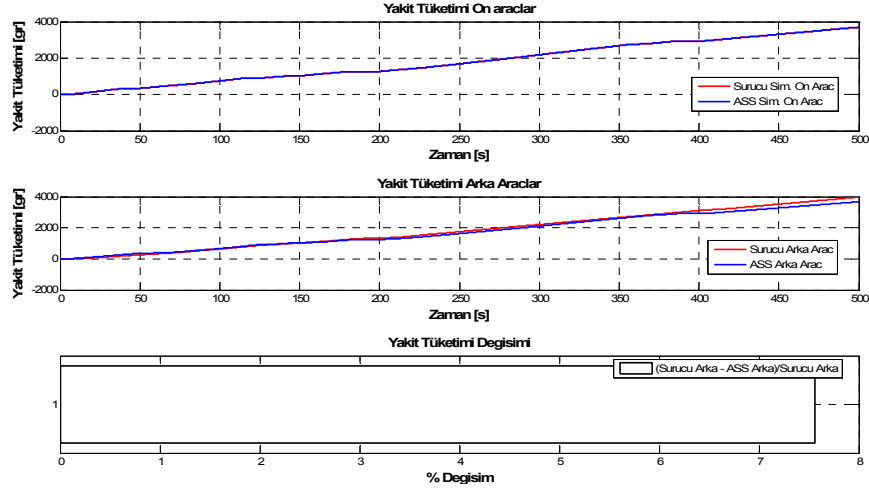


Şekil 5.18. Beşinci senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği

5.3.6 Otoyolda (Eğimi %4'den Az) Sabit Yüksek Hız Senaryosu

Bu altıncı simülasyon senaryosunda, yol eğimi otoyolları temsil edecek şekilde seçilmiştir. Yolun eğimi % 4'den az olacak şekilde hazırlanmış eğim profili kullanılmıştır. Simülasyonda, ön ve arka aracın seyir sistemlerine sabit hız değerleri girilmiştir. Diğer bir ifade ile ön ve arka aracın seyir sistemi devrede iken bir hız profili değil sabit bir hız değerini takip etmeleri istenmiştir. Sabit hız değerinin bu simülasyon için aracın yüksek hızları olarak kabul edilen hız aralığından belirlenmesine karar verilmiştir. Buna göre ön araç için seyir sistemi sabit hız değeri 21 m/s, arka araç için 23 m/s olarak belirlenmiştir. Ancak yolun eğimli olması dolayısıyla sabit hız değerlerinin tam tutturulması beklenmemektedir. Ön ve arka araç arasındaki başlangıç mesafesi 200 m olarak kabul edilmiştir.

Belirlenen değerler ile 500 saniyelik simülasyon gerçekleştirilerek 10 km'lik parkurun geçilmesi sağlanmıştır. ASS'li arka araç ve sürücülü arka araç için aynı koşullarda gerçekleştirilen iki ayrı simülasyon sonucunda belirlenen yakıt tüketimi değerleri ve ASS'li aracın, sürücülü araca oranla sağladığı yakıt ekonomisi Şekil 5.19'da gösterilmiştir.

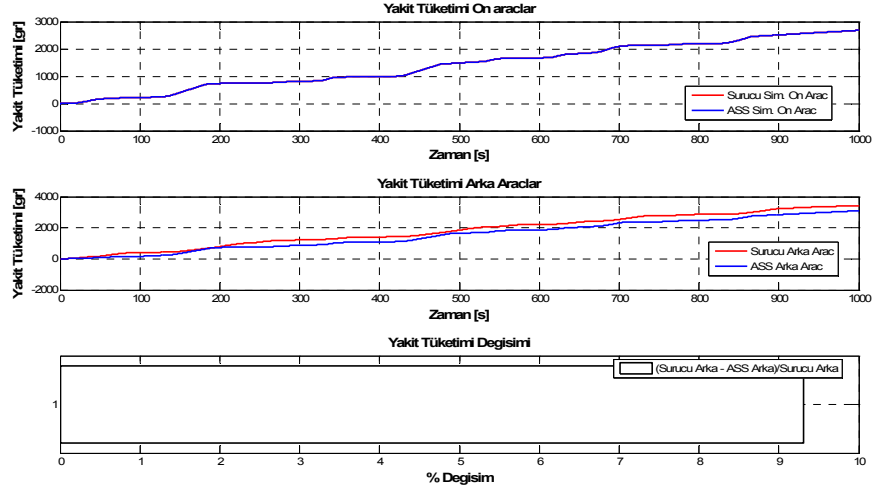


Şekil 5.19. Altıncı senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği

5.3.7 Otoyolda (Eğimi %4'den Az) Sabit Orta Hız Senaryosu

Bu yedinci simülasyon senaryosunda, yol eğimi otoyolları temsil edecek şekilde seçilmiştir. Yolun eğimi % 4'den az olacak şekilde hazırlanmış eğim profili kullanılmıştır. Simülasyonda, ön ve arka aracın seyir sistemlerine sabit hız değerleri girilmiştir. Diğer bir ifade ile ön ve arka aracın seyir sistemi devrede iken bir hız profili değil sabit bir hız değerini takip etmeleri istenmiştir. Sabit hız değerinin bu simülasyon için aracın orta hızları olarak kabul edilen hız aralığından belirlenmesine karar verilmiştir. Buna göre ön araç için seyir sistemi sabit hız değeri 10 m/s, arka araç için 15 m/s olarak belirlenmiştir. Ancak yolun eğimli olması dolayısıyla sabit hız değerlerinin tam tutturulması beklenmemektedir. Ön ve arka araç arasındaki başlangıç mesafesi 200 m olarak kabul edilmiştir.

Belirlenen değerler ile 1000 saniyelik simülasyon gerçekleştirilerek 10 km'lik parkurun geçilmesi sağlanmıştır. ASS'li arka araç ve sürücülü arka araç için aynı koşullarda gerçekleştirilen iki ayrı simülasyon sonucunda belirlenen yakıt tüketimi değerleri ve ASS'li aracın, sürücülü araca oranla sağladığı yakıt ekonomisi Şekil 5.20'de gösterilmiştir. Ayrıca simülasyondan elde edilen karakteristik değerlere ait grafikler EK A olarak sunulmuştur.

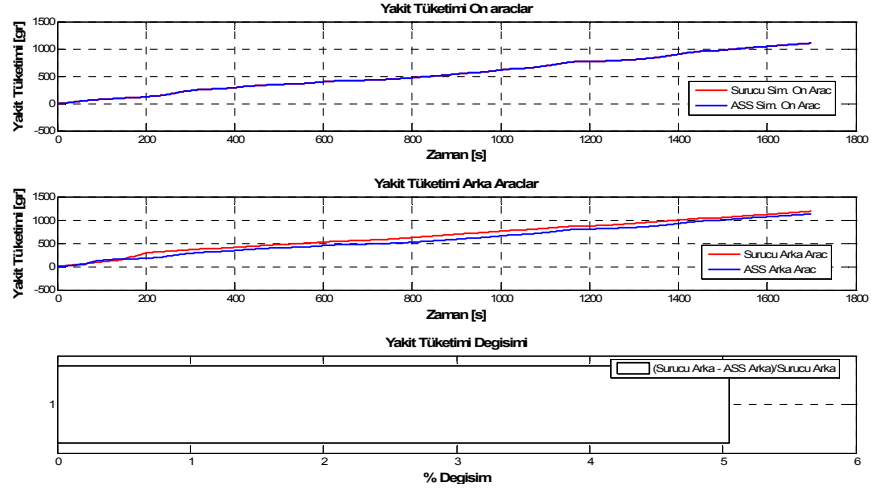


Şekil 5.20. Yedinci senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği

5.3.8 Düz (Sıfır Eğimli) Yolda Değişken Düşük Hız Senaryosu

Bu sekizinci simülasyon senaryosunda yolun tamamen düz olduğu yani eğiminin sıfır olduğu kabul edilmiştir. Simülasyonda, trafik şartları (trafik işareti, hız sınırlaması, kavşak çıkışı, yaya geçidi) dolayısıyla araç hızlarının belirli aralıklarda değişmesine imkan tanıyan, düz yol için hazırlanmış trafik koşullarını simüle eden hız profilinin kullanmasına karar verilmiştir. Hız profili değerlerinin bu simülasyon için aracın düşük hızları olarak kabul edilen hız aralığından olmasına karar verilmiştir. Buna göre ön araç için seyir sistemi hız profili 6, arka araç için 8 ile çarpılarak konuma bağlı hız değerleri belirlenmiştir. Ön ve arka araç arasındaki başlangıç mesafesi 400 m olarak kabul edilmiştir.

Belirlenen değerler ile 1700 saniyelik simülasyon gerçekleştirilerek 10 km'lik parkurun geçilmesi sağlanmıştır. ASS'li arka araç ve sürücülü arka araç yaklaşık aynı konumda ön aracı yakalamış ve takip etmeye başlamıştır. ASS'li arka araç ve sürücülü arka araç için aynı koşullarda gerçekleştirilen iki ayrı simülasyon sonucunda belirlenen yakıt tüketimi değerleri ve ASS'li aracın, sürücülü araca oranla sağladığı yakıt ekonomisi Şekil 5.21'de gösterilmiştir.

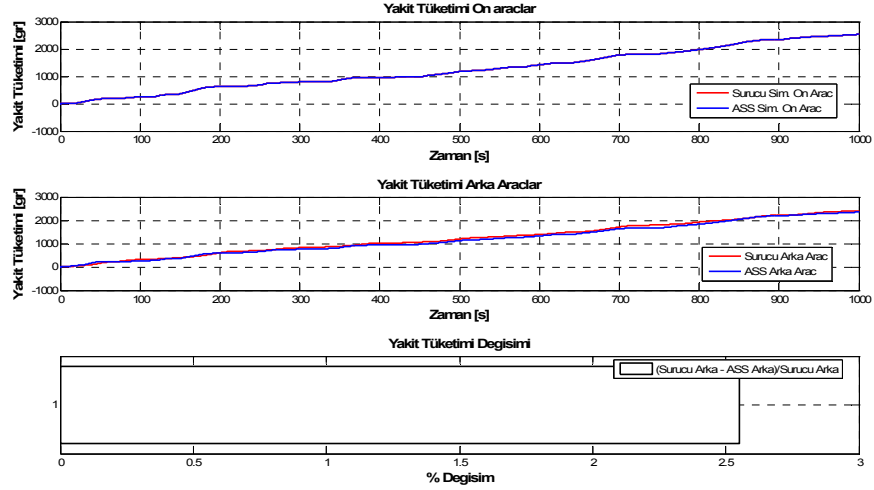


Şekil 5.21. Sekizinci senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği

5.3.9 Düz (Sıfır Eğimli) Yolda Değişken Orta Hız Senaryosu

Bu dokuzuncu simülasyon senaryosunda yolun tamamen düz olduğu yani eğiminin sıfır olduğu kabul edilmiştir. Simülasyonda, trafik şartları (trafik işareti, hız sınırlaması, kavşak çıkışı, yaya geçidi) dolayısıyla araç hızlarının belirli aralıklarda değişmesine imkan tanıyan, düz yol için hazırlanmış trafik koşullarını simüle eden hız profilinin kullanmasına karar verilmiştir. Hız profili değerlerinin bu simülasyon için aracın orta hızları olarak kabul edilen hız aralığından olmasına karar verilmiştir. Buna göre ön araç için seyir sistemi hız profili 10, arka araç için 15 ile çarpılarak konuma bağlı hız değerleri belirlenmiştir. Ön ve arka araç arasındaki başlangıç mesafesi 300 m olarak kabul edilmiştir.

Belirlenen değerler ile 1000 saniyelik simülasyon gerçekleştirilerek 10 km'lik parkurun geçilmesi sağlanmıştır. ASS'li arka araç ve sürücülü arka araç yaklaşık aynı konumda ön aracı yakalamış ve takip etmeye başlamıştır. ASS'li arka araç ve sürücülü arka araç için aynı koşullarda gerçekleştirilen iki ayrı simülasyon sonucunda belirlenen yakıt tüketimi değerleri ve ASS'li aracın, sürücülü araca oranla sağladığı yakıt ekonomisi Şekil 5.22'de gösterilmiştir. Ayrıca simülasyondan elde edilen karakteristik değerlere ait grafikler EK A olarak sunulmuştur.

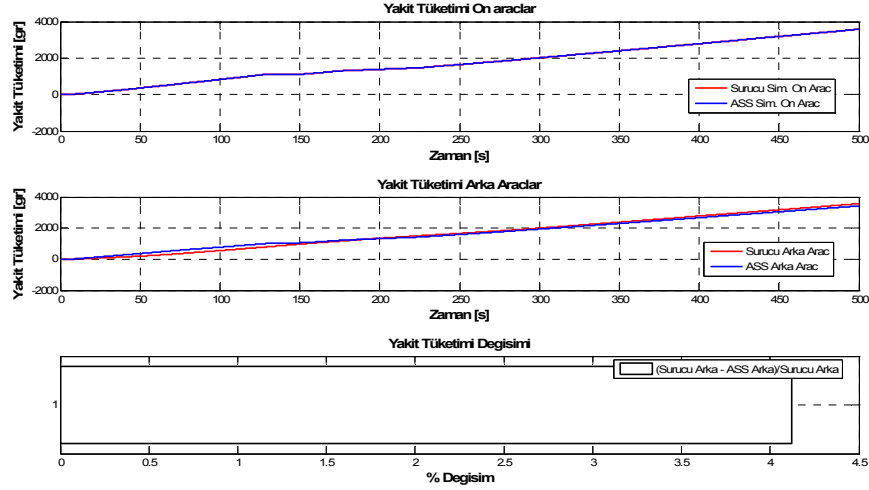


Şekil 5.22. Dokuzuncu senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği

5.3.10 Düz (Sıfır Eğimli) Yolda Değişken Yüksek Hız Senaryosu

Bu onuncu simülasyon senaryosunda yolun tamamen düz olduğu yani eğiminin sıfır olduğu kabul edilmiştir. Simülasyonda, trafik şartları (trafik işareti, hız sınırlaması, kavşak çıkışı, yaya geçidi) dolayısıyla araç hızlarının belirli aralıklarda değişmesine imkan tanıyan, düz yol için hazırlanmış trafik koşullarını simüle eden hız profilinin kullanmasına karar verilmiştir. Hız profili değerlerinin bu simülasyon için aracın yüksek hızları olarak kabul edilen hız aralığından olmasına karar verilmiştir. Buna göre ön araç için seyir sistemi hız profili 21, arka araç için 23 ile çarpılarak konuma bağlı hız değerleri belirlenmiştir. Ön ve arka araç arasındaki başlangıç mesafesi 300 m olarak kabul edilmiştir.

Belirlenen değerler ile 500 saniyelik simülasyon gerçekleştirilerek 10 km'lik parkurun geçilmesi sağlanmıştır. ASS'li arka araç ve sürücülü arka araç için aynı koşullarda gerçekleştirilen iki ayrı simülasyon sonucunda belirlenen yakıt tüketimi değerleri ve ASS'li aracın, sürücülü araca oranla sağladığı yakıt ekonomisi Şekil 5.23'de gösterilmiştir.

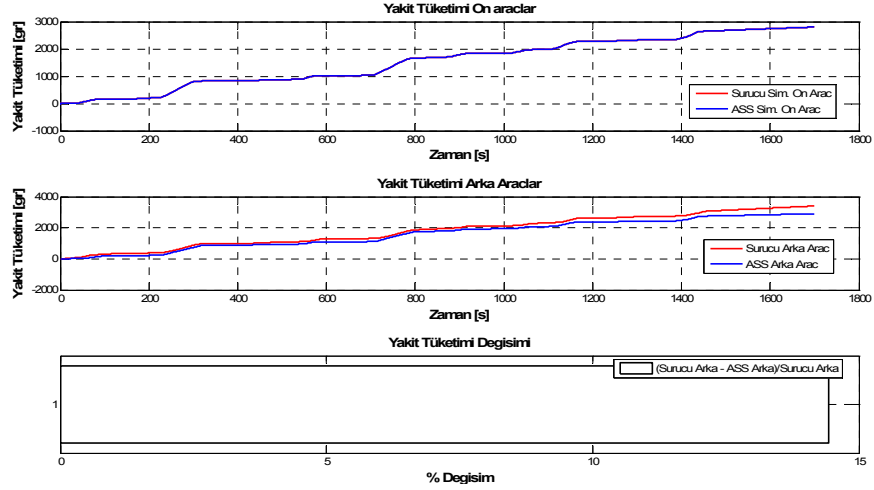


Şekil 5.23. Onuncu senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği

5.3.11 Şehiriçi (Eğimi %8'den Az) Yolda Değişken (Eğime Uygun) Düşük Hız Senaryosu

Bu on birinci simülasyon senaryosunda, yol eğimi şehir içi yolları temsil edecek şekilde seçilmiştir. Yolun eğimi % 8'den az olacak şekilde hazırlanmış eğim profili kullanılmıştır. Simülasyonda, enerjiyi optimum kullanma esasına dayanan eğimli yol yapısına uygun olarak hazırlanmış hız profili kullanılmıştır. Konuma bağlı hız değerlerinin bu simülasyon için aracın düşük hızları olarak kabul edilen hız aralığından olmasına karar verilmiştir. Buna göre ön araç için seyir sistemi hız profili 6, arka araç için 8 ile çarpılarak konuma bağlı hız değerleri belirlenmiştir. Ön ve arka araç arasındaki başlangıç mesafesi 200 m olarak kabul edilmiştir.

Belirlenen değerler ile 1700 saniyelik simülasyon gerçekleştirilerek 10 km'lik parkurun geçilmesi sağlanmıştır. ASS'li arka araç ve sürücülü arka araç için aynı koşullarda gerçekleştirilen iki ayrı simülasyon sonucunda belirlenen yakıt tüketimi değerleri ve ASS'li aracın, sürücülü araca oranla sağladığı yakıt ekonomisi Şekil 5.24'de gösterilmiştir.

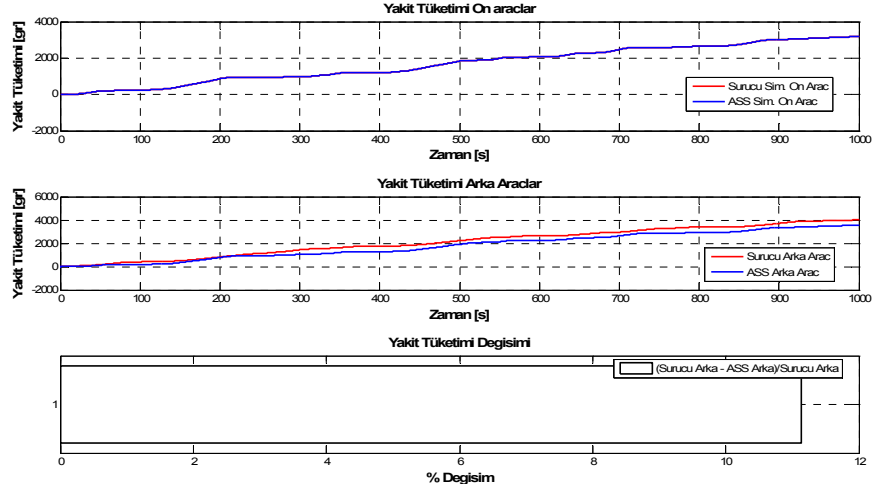


Şekil 5.24. On birinci senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği

5.3.12 Şehirlerarası (Eğimi %6'dan Az) Yolda Değişken (Eğime Uygun) Orta Hız Senaryosu

Bu on ikinci simülasyon senaryosunda, yol eğimi şehirler arası yolları temsil edecek şekilde seçilmiştir. Yolun eğimi % 6'dan az olacak şekilde hazırlanmış eğim profili kullanılmıştır. Simülasyonda, enerjiyi optimum kullanma esasına dayanan eğimli yol yapısına uygun olarak hazırlanmış hız profili kullanılmıştır. Konuma bağlı hız değerlerinin bu simülasyon için aracın orta hızları olarak kabul edilen hız aralığından olmasına karar verilmiştir. Buna göre ön araç için seyir sistemi hız profili 10, arka araç için 15 ile çarpılarak konuma bağlı hız değerleri belirlenmiştir. Ön ve arka araç arasındaki başlangıç mesafesi 200 m olarak kabul edilmiştir.

Belirlenen değerler ile 1000 saniyelik simülasyon gerçekleştirilerek 10 km'lik parkurun geçilmesi sağlanmıştır. ASS'li arka araç ve sürücülü arka araç için aynı koşullarda gerçekleştirilen iki ayrı simülasyon sonucunda belirlenen yakıt tüketimi değerleri ve ASS'li aracın, sürücülü araca oranla sağladığı yakıt ekonomisi Şekil 5.25'de gösterilmiştir.

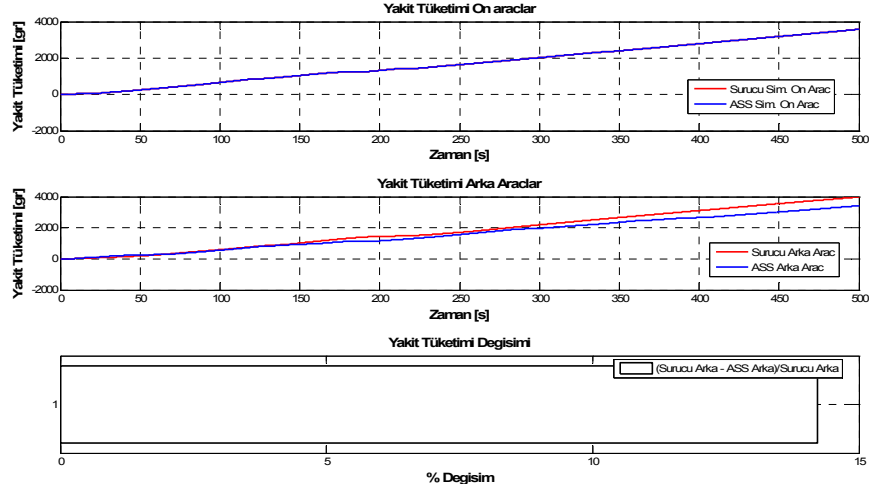


Şekil 5.25. On ikinci senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği

5.3.13 Otoyolda (Eğimi %4'den Az) Değişken (Eğime Uygun) Yüksek Hız Senaryosu

Bu on üçüncü simülasyon senaryosunda, yol eğimi otoyolları temsil edecek şekilde seçilmiştir. Yolun eğimi % 4'den az olacak şekilde hazırlanmış eğim profili kullanılmıştır. Simülasyonda, enerjiyi optimum kullanma esasına dayanan eğimli yol yapısına uygun olarak hazırlanmış hız profili kullanılmıştır. Konuma bağlı hız değerlerinin bu simülasyon için aracın orta hızları olarak kabul edilen hız aralığından olmasına karar verilmiştir. Buna göre ön araç için seyir sistemi hız profili 21, arka araç için 23 ile çarpılarak konuma bağlı hız değerleri belirlenmiştir. Ön ve arka araç arasındaki başlangıç mesafesi 200 m olarak kabul edilmiştir.

Belirlenen değerler ile 500 saniyelik simülasyon gerçekleştirilerek 10 km'lik parkurun geçilmesi sağlanmıştır. ASS'li arka araç ve sürücülü arka araç için aynı koşullarda gerçekleştirilen iki ayrı simülasyon sonucunda belirlenen yakıt tüketimi değerleri ve ASS'li aracın, sürücülü araca oranla sağladığı yakıt ekonomisi Şekil 5.26'da gösterilmiştir.

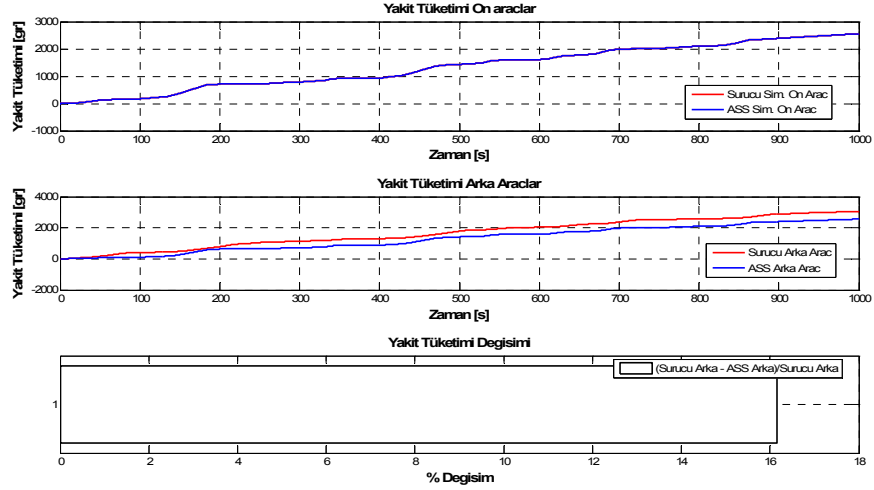


Şekil 5.26. On üçüncü senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği

5.3.14 Otoyolda (Eğimi %4'den Az) Değişken (Eğime Uygun) Orta Hız Senaryosu

Bu on dördüncü simülasyon senaryosunda, yol eğimi otoyolları temsil edecek şekilde seçilmiştir. Yolun eğimi % 4'den az olacak şekilde hazırlanmış eğim profili kullanılmıştır. Simülasyonda, enerjiyi optimum kullanma esasına dayanan eğimli yol yapısına uygun olarak hazırlanmış hız profili kullanılmıştır. Konuma bağlı hız değerlerinin bu simülasyon için aracın orta hızları olarak kabul edilen hız aralığından olmasına karar verilmiştir. Buna göre ön araç için seyir sistemi hız profili 10, arka araç için 15 ile çarpılarak konuma bağlı hız değerleri belirlenmiştir. Ön ve arka araç arasındaki başlangıç mesafesi 200 m olarak kabul edilmiştir.

Belirlenen değerler ile 1000 saniyelik simülasyon gerçekleştirilerek 10 km'lik parkurun geçilmesi sağlanmıştır. ASS'li arka araç ve sürücülü arka araç için aynı koşullarda gerçekleştirilen iki ayrı simülasyon sonucunda belirlenen yakıt tüketimi değerleri ve ASS'li aracın, sürücülü araca oranla sağladığı yakıt ekonomisi Şekil 5.27'de gösterilmiştir. Ayrıca simülasyondan elde edilen karakteristik değerlere ait grafikler EK A olarak sunulmuştur.



Şekil 5.27. On dördüncü senaryo için yakıt tüketimi değerleri ve arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği

5.4 Simülasyon Sonuçları

Mümkün olduğu kadar farklı durumları ve gerçek yol şartlarını temsil edecek on dört simülasyon yukarıda anlatıldığı şekilde gerçekleştirilmiştir. Simülasyonlar sırasında ASS kontrolcüsü, seyir kontrolcüsü ve sürücü modeli mantıklı şekilde çalışmaktadır. Araç modelleri ve kontrolcü sonuçları Ek A'da gösterildiği gibi gerçekle uyum içindedir. Simülasyon sonuçlarında elde edilen yakıt tüketimi değerleri daha önce yapılan motor hesabı ve benzer araçlara ait bilinen değerler ile uyumludur. Aşağıda Tablo 5.1'de her bir simülasyonun koşulu ve ön araç, ASS'li arka araç ve sürücülü arka araç için 10 km'lik parkurda belirlenen yakıt tüketimi değerleri gösterilmiştir. Tabloda ayrıca ASS'li aracın sürücülü araca oranla ne kadar yakıt tasarrufu sağladığı yüzde olarak son sütunda gösterilmiştir. Tabloda simülasyonun gerçekleştirilme koşulları belirtilmiştir; bunlarda araçlar arası mesafe ön ve arka aracın başlangıç konumları arasındaki mesafedir yani araçlara arası ilk mesafedir. Bu tablodan yararlanarak simülasyon sonuçları aşağıda yorumlanmıştır.

Tablo 5.1. Simülasyon sonuçları özet tablosu

Simülasyon No	Simülasyon Koşulları			Yakıt Tüketimi Değerleri (gr)			Karşılaştırma (%)
	Yol Eğimi (%)	Ön-Arka Araç Hızı (m/s)	Araçlar Arası İlk Mesafe (m)	Sürücülü Arka Araç	ASS'li Arka Araç	Ön Araç	ASS'nin Sürücüye Göre Avantajı
1	0	6-8 (Sabit)	1000	1098,2	1004,9	900,02	8,50
2	0	10-15 (Sabit)	1000	2860,9	2682,2	1684,7	6,25
3	0	21-23 (Sabit)	600	3853,5	3700,2	3770,6	3,98
4	<8	6-8 (Sabit)	200	3598	3031	2933,4	15,76
5	<6	10-15 (Sabit)	200	3784,4	3448,4	3286,9	8,88
6	<4	21-23 (Sabit)	200	3971,5	3671,2	3695,2	7,56
7	<4	10-15 (Sabit)	200	3421,6	3103	2683,1	9,31
8	0	6-8 (Değişken)	400	1191,1	1131	1106,1	5,05
9	0	10-15 (Değişken)	300	2413,7	2352,2	2532,9	2,55
10	0	21-23 (Değişken)	300	3567,7	3420,7	3581,9	4,12
11	<8	6-8 (Değişken)	200	3399,6	2908,7	2804,3	14,44
12	<6	10-15 (Değişken)	200	4011,6	3564,8	3181,9	11,14
13	<4	21-23 (Değişken)	200	3979,8	3413,5	3579	14,23
14	<4	10-15 (Değişken)	200	3057,6	2563,5	2557,5	16,16

Bir, iki ve üçüncü simülasyonlar gerçekleştirildikleri yolun düz olması ve sabit hız değeri kullanılması dolayısıyla bir grup olarak değerlendirilebilir. Bu grupta simülasyonlar sırasıyla düşük, orta ve yüksek hızda gerçekleştirilmiştir. Buna bağlı olarak üç araç için, düşük hızdaki yakıt tüketimi en az, orta hızdaki yakıt tüketimi daha fazla ve yüksek hızdaki yakıt tüketimi en fazladır. Ağır ticari taşıtlarda hız arttıkça yakıt tüketiminin artacağı bilinen bir gerçektir. Bunun nedenlerinin başında düşük hızlarda uygun vites oranı seçilerek maksimum tork devri aralığında çalışılabilmesi, buna bağlı olarak görece düşük motor devirlerinde aracın sürülebilmesidir. İstenen hız değerinin artması ile motor devri artmaktadır, seçilen vites oranı ile maksimum tork devri aralığından uzaklaştıkça hatta maksimum güç

devrinin üstüne çıkılması ile yakıt tüketimi değeri artmaktadır. İlk üç simülasyon sonucu bu olguları desteklemektedir.

İkinci simülasyon sonucunda ön araç ile arka araçların yakıt tüketimi değerleri arasındaki farkın büyük olmasının iki nedeninden, ilki arka aracın hızının ön araca göre %50 oranında fazla olması ve yaklaşık 3 km boyunca bu yüksek hız ile seyretmesi ve 4. km civarında ön araca yetişerek bağlı hızlarının sıfır olmasıdır. İkinci neden ise ön aracın başlangıçtaki 1 km'lik yolu kat etmemesidir. Birinci simülasyonda ön ve arka araç yakıt tüketim değerleri düşük sabit hız nedeniyle, üçüncü simülasyonda ise kısa başlangıç mesafesi nedeniyle yaklaşık olarak uygun değerlerdedir.

ASS'li aracın, sürücülü araca göre yakıt tasarrufu ilk simülasyonda % 8,5 değeri ile en fazladır. Daha sonra ikinci ve üçüncü simülasyon sonuçlarında bu avantaj %6,25 ve %3,98 değerleri ile giderek azalmaktadır. Bu beklenen bir sonuçtur çünkü düşük hızda ASS kontrol sistemi aracı belirlenen optimum değerlerde kullanmaktadır. Sürücü, ASS kontrolcüsünün sağladığı optimum değeri sağlayamadığı, ön araca daha hızlı yaklaştırmaya çalıştığı ve daha yakın seyrettiği için yakıt tüketimi değeri artmaktadır. Hız yükseldikçe ASS'nin yakıt tüketimindeki avantajını kaybetmesinin nedeni ASS kontrolcüsünün kontrolünün optimumdan uzaklaşması değil; motordan talep edilen güç değerinin artması ile zorunlu olarak motor devrinin artması ve sürücü ile ASS kontrolcüsünün yakın devirlerde benzer vites oranları ile seyretmek zorunda kalmasıdır.

Dört, beş, altı ve yedinci simülasyonlar gerçekleştirildikleri yolun eğimli olması, sabit hız değeri kullanılması ve araçlar arasındaki başlangıç mesafesinin 200 m olması dolayısıyla bir grup olarak değerlendirilebilir. Bu grupta simülasyonlar şehir içi yol için düşük, şehirlerarası yol için orta, otoyol için orta ve yüksek hızda gerçekleştirilmiştir. Bu grup simülasyon sonuçlarının hem eğime hem de hıza bağımlı olmaları simülasyonların gerçekliğinin sınanması için önemlidir. Simülasyonlarda araçlar arası başlangıç mesafesinin 200 metre gibi düşük bir değer seçilmesi ön ve arka araçların yakıt tüketim değerlerinin birbirinden çok farklı olmasını engellemiştir. Yani ön ve arka araçlar yaklaşık olarak aynı mesafeyi kat etmişlerdir. En düşük yakıt tüketimi değeri her üç araç için, aracın otoyolda orta değerdeki hız (10-15 m/s) ile sürülmesi esnasında elde edilmektedir. Bunun iki

nedeni bulunmakta ve gerçek sistem ile uyum göstermektedir. Araçların en verimli olduğu ekonomik seyir hızı aralığında, hız değeri sabit tutulmaya çalışılarak sürülmesi yakıt tüketimlerinin azalmasını sağlar. Eğim azaldıkça yani şehriçi yollardan araçlara daha uygun otoyollar geçildikçe araçların uygun hızlarda kullanılması ile yakıt tüketimi azalmaktadır. İkinci en düşük yakıt tüketiminin üç araç içinde, şehriçi yolda düşük sabit hız ile dördüncü simülasyonda sağlandığı görülmektedir. Burada düşük hız yüksek eğime rağmen yakıt tüketimi değerini yukarıda da açıklanan sebepler dolayısıyla aşağıya çekmektedir. Araçları düşük hızda optimum vites ve motor devrinde kullanılması yakıt tüketimini aşağıya çekmektedir. Beşinci ve altıncı simülasyonlarda eğim azalmakta ancak hız artmaktadır bu nedenle de yakıt tüketimi artmaktadır. En fazla yakıt tüketimi otoyolda yüksek hız ile sürüşte elde edilmektedir. Buradan yüksek hızın otoyolda da olsa yüksek yakıt tüketimine neden olduğu görülmektedir. Beşinci simülasyonun orta hız değerinde şehirler arası yolda, yedinci simülasyonun orta hız değerinde otoyolda gerçekleştirilmeleri karşılaştırılmalarını anlamlı kılmaktadır. Buna göre otoyolda eğimin şehirlerarası yola göre az olması dolayısıyla sabit orta hız değeri için otoyol yakıt tüketimi beklendiği şekilde daha az olarak gerçekleşmektedir.

ASS'li aracın sürücülü araca göre yakıt tasarrufu değerleri incelendiğinde, şehir içi eğimli yolda sabit düşük hızda % 15,76 ile en yüksek tasarrufun sağlandığı, ardından otoyol eğimli yolda sabit orta hızda % 9,31, şehirlerarası eğimli yolda sabit orta hızda % 8,88, otoyol eğimli yolda yüksek sabit hızda % 7,56 yakıt ekonomisi elde edildiği görülmektedir. ASS'li araç eğimli yolda tüm hızlarda sürücüye oranla anlamlı tasarruf sağlamıştır. Ancak birinci grup simülasyon sonuçları incelenirken de açıklandığı gibi düşük ve orta hız düzeylerinde ASS kontrolcüsü sürücüye oranla aracı daha optimum değerlerde kullanmakta ve tasarruf değerini arttırmaktadır. Elde edilen tasarruf değerleri gerçek sistemler ile uyum içinde olup, kendi içlerinde ve diğer sonuçlarla tutarsızlık göstermemektedir.

Sekiz, dokuz ve onuncu simülasyonlar gerçekleştirildikleri yolun düz olması ve trafiği ortamını simüle eden değişken hız profili kullanılması dolayısıyla bir grup olarak değerlendirilebilir. Bu grupta simülasyonlar sırasıyla düşük, orta ve yüksek hız profillerinde gerçekleştirilmiştir. Buna bağlı olarak üç araç için, düşük hızdaki yakıt tüketimi en az, orta hızdaki yakıt tüketimi daha fazla ve yüksek hızdaki yakıt

tüketimi en fazladır. Ağır ticari taşıtlarda hız arttıkça yakıt tüketiminin artacağı bilinen bir gerçektir. Bunun nedenlerinin başında düşük hızlarda uygun vites oranı seçilerek maksimum tork devri aralığında çalışabilmesi, buna bağlı olarak görece düşük motor devirlerinde aracın sürülebilmesidir. İstenen hız değerinin artması ile motor devri artmaktadır, seçilen vites oranı ile maksimum tork devri aralığından uzaklaşıldıkça hatta maksimum güç devrinin üstüne çıkılması ile yakıt tüketimi değeri artmaktadır. Bu gruptaki üç simülasyonun sonuçları bu olguları desteklemektedir. Ayrıca bu simülasyonlarda önemli olan bir diğer faktör araçların sabit hızla sürülmelerinin yerine hız profilinin takip etmelerinin istenmesidir. Bu durumda araçlar negatif ve pozitif ivmelenmeye zorlamaktadır, bunun sonucunda da yakıt tüketiminde sabit hıza oranla artmaktadır. Birinci simülasyon grubunu oluşturan 1., 2. ve 3. simülasyonlarla karşılaştırma yapmak bu sonucu desteklemektedir. Ancak bu noktada araçlar arası mesafelerin farklı olması, kat edilen mesafeyi değiştirdiği için sadece arka araçların yakıt tüketimi değerlerinin gruplar arası karşılaştırması anlamlı olacaktır.

ASS'li aracın, sürücülü araca göre yakıt tasarrufu düşük hız profilinde % 5,05 değeri ile grup içinde en fazladır ardından, yüksek hız profilinde % 4,12 ve orta hız profilinde % 2,55 değerleri ile giderek azalmaktadır. Diğer simülasyon sonuçlarında olduğu gibi düşük hız ile hız profil takibinde ASS'nin en yüksek avantajı sağlaması beklenen bir sonuçtur ve nedenleri açıklanmıştır. Ancak orta hız profili takibinde elde edilen tasarrufun yüksek hız profili takibinde elde edilen tasarruftan az olması beklenmemektedir. Bu sonucun normal olmadığı kanısı doğmakla birlikte sonuç diğer araç parametreleri ile birlikte incelendiğinde doğru, mantıklı ve gerçek sistem ile uyumludur. Takip edilen hız profili aracın yavaşlamasını ve hızlanmasını gerektirmektedir. ASS'li araç hız profili yada ön araç uyarınca hızını azaltmak durumunda kaldığında öncelikle motorun sağlayabileceği negatif tork değeri ile yavaşlayıp yavaşlayamayacağını hesaplar. Yavaşlama için negatif motor torku yeterli değil ise frenleri kullanarak yavaşlar. Frenlerin kullanılması ile araç istenen miktarda yavaşlatılmakla birlikte motor gücü ve devrindeki düşüş negatif motor torkunun kullanılmasına oranla daha fazladır. Araç orta hızlarda iken motor devri, aracın yüksek hızlarda olmasına oranla daha düşüktür. Düşük motor devrinde motorun sağlayabileceği negatif tork da azalmaktadır. Bunlara bağlı olarak simülasyon sonuçları incelendiğinde; yüksek hızlarda yavaşlamak için daha fazla negatif motor

torku kullanılırken orta hızlarda fren kullanımı artmaktadır. Fren kullanımının artması yakıt tüketimini arttırdığından, bu gruptaki simülasyon sonucunda yüksek hız profili takibindeki ASS yakıt tasarrufu orta hız profilindekine oranla yüksek çıkmıştır.

On, on bir, on iki ve on üçüncü simülasyonlar gerçekleştirildikleri yolun eğimli olması, eğime uygun hız profili kullanılması ve araçlar arasındaki başlangıç mesafesinin 200 m olması dolayısıyla bir grup olarak değerlendirilebilir. Bu grupta simülasyonlar şehir içi yol için düşük hız profili, şehirlerarası yol için orta hız profili, otoyol için orta ve yüksek hız profili kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Daha önce açıklandığı gibi hız profili yolun eğimine uygun şekilde yakıt tüketiminin azaltılmasına katkıda bulunacak biçimde hazırlanmıştır. Bu gruptaki simülasyonlar, hem eğim hem de bu eğime uygun hız profilini barındırmaları nedeniyle önemlidir. Yolun eğimine uygun hızla aracın sürülmeye çalışılması sonucunda yakıt tüketiminde belirgin düşüş beklenmektedir. Simülasyonlarda araçlar arası başlangıç mesafesinin 200 metre gibi düşük bir değer seçilmesi ön ve arka araçların yakıt tüketim değerlerinin birbirinden çok farklı olmasını engellemiştir. Yani ön ve arka araçlar yaklaşık olarak aynı mesafeyi kat etmişlerdir. En düşük yakıt tüketimi değeri her üç araç için, aracın otoyolda orta değerdeki hız (10-15 m/s) ile sürülmesi esnasında elde edilmektedir. Bunun iki nedeni bulunmaktadır ve bu sonuç gerçek sistem ile uyum göstermektedir. Araçların en verimli olduğu ekonomik seyir hızı aralığında sürülmesi yakıt tüketimlerinin azalmasını sağlar. Eğim azaldıkça yani şehir içi yollardan araçlara daha uygun otoyollar geçildikçe araçların uygun hızlarda kullanılması ile yakıt tüketimi azalmaktadır. İkinci en düşük yakıt tüketiminin üç araç içinde, şehir içi yolda düşük sabit hız ile on birinci simülasyonda sağlandığı görülmektedir. Burada düşük hız yüksek eğime rağmen yakıt tüketimi değerini yukarıda da açıklanan sebepler dolayısıyla aşağıya çekmektedir. Araçları düşük hızda optimum vites ve motor devrinde kullanılması yakıt tüketimini aşağıya çekmektedir. On ikinci ve on üçüncü simülasyonlarda eğim azalmakta ancak hız artmaktadır bu nedenle de yakıt tüketimi artmaktadır. Grup içinde üçüncü en düşük yakıt tüketimi arka araçlar için otoyol eğimli yolda yüksek hız ile gerçekleştirilen simülasyon olan on üçüncü simülasyonda elde edilmiştir. Arka araçlar için en fazla yakıt tüketimi ise şehirlerarası yol eğiminde orta hız ile gerçekleştirilen on ikinci simülasyonda ortaya çıkmaktadır. Bu durum dikkatle incelendiğinde dokuz ve

onuncu simülasyonlar için ortaya çıkan durumun burada da geçerli olduğudur. Üçüncü grup testlerde açıklandığı gibi yüksek hızlarda motor devrinin yüksek seyretmesine bağlı olarak negatif ivme ihtiyacı durumunda motordan elde edilebilecek negatif tork değerinin artması sonucunda frenlerin kullanımı azalmaktadır. Azalan fren kullanımı yakıt tüketiminin azalmasına katkıda bulunmaktadır. Yüksek hız profilinde, orta hız profiline oranla daha az fren kullanımı yakıt tüketiminin azalmasını sağlamıştır.

On ikinci simülasyonun orta hız profili ile şehirlerarası yolda, on dördüncü simülasyonun orta hız profili ile otoyolda gerçekleştirilmeleri karşılaştırılmalarını anlamlı kılmaktadır. Buna göre otoyolda eğimin şehirlerarası yola göre az olması dolayısıyla orta hız profili için otoyol yakıt tüketimi beklendiği şekilde daha az olarak gerçekleşmektedir.

ASS'li aracın sürücülü araca göre yakıt tasarrufu değerleri tüm simülasyonlarda yüzde onun üzerindedir. Diğer simülasyonlardan farklı olarak ortaya çıkan bu durumun nedeni yol eğimine uygun olarak hazırlanan hız profilinin ASS'li araç tarafından sürücüye göre daha iyi takip edilebilmesidir. ASS kontrolcüsü aracı, ön araca ve seyir sistemi hızına göre eğimlerde optimum değerlerde kullanmaktadır, sürücü ise bunu tam doğru şekilde gerçekleştirememektedir. Simülasyonlarda otoyol eğimli yolda orta hız profilinde % 16,16 ile en yüksek tasarrufun sağlandığı, ardından şehir içi eğimli yolda düşük hız profilinde % 14,44, otoyol eğimli yolda yüksek hız profilinde % 14,23, şehir dışı eğimli yolda orta hız profilinde % 11,14 yakıt ekonomisi elde edildiği görülmektedir.

ASS'li araç eğimli yolda tüm hızlarda sürücüye oranla anlamlı tasarruf sağlamıştır. Eğime uygun hız profili nedeniyle ASS'li aracın elde ettiği tüketim avantajı değerleri birbirinden çok farklı değildir. Ancak düşük hız ve eğimin azalması ASS'li aracın tüketim değerini sürücüye oranla daha fazla azaltmaktadır. Elde edilen tasarruf değerleri gerçek sistemler ile uyum içinde olup, kendi içlerinde ve diğer sonuçlarla tutarsızlık göstermemektedir. Bu gruptaki simülasyon sonuçlarına dayanarak yolun topolojik bilgisinin GPS (Global Positioning System) bilgisi ile araca yüklenmesi ve araçta bir GPS alıcısının bulunması ile yola uygun hız profilinin her araçta hesaplanmasının yakıt tüketimini anlamlı düzeyde azaltacağı açıkça görülmektedir.

Tüm simülasyon sonuçlarına topluca bakıldığında gerçekleştirilen motor hesabı, vites modeli, seyir ve ASS kontrolcülerinin gerçeğe uygun şekilde çalıştıkları görülmektedir. Yakıt tüketimi değerleri birbirinden ve durumlardan bağımsız değildir ayrıca gerçek veriler ile uyum göstermektedir. ASS'li araç sürücülü araca oranla en fazla yakıt tasarrufunu grup olarak eğime uygun hız profili simülasyonlarında elde etmiştir. Simülasyon olarak ise otoyolda eğimli yolda eğime uygun değişken orta hız profili ile % 16,16'lık tasarruf sağlanmıştır. En düşük tasarruf değerleri ise genellikle aracın yüksek hız ve fazla fren kullanılarak sürülmesi durumlarında gözlenmiştir. Sonuç olarak simülasyonlar gerçek sistemi temsil etmekte oldukça başarılı olmuşlardır.

6. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR

Bu çalışmada, sürüş konfor ve güvenliğinin artırılması için geliştirilmiş mekatronik bir sistem olan adaptif seyir sisteminin, ağır ticari taşıtlarda kullanılması durumunda yakıt tüketimi üzerinde yapacağı etkinin belirlenmesi için ASS modelleme çalışması yapılmış ve çeşitli simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. ASS modeli Matlab/Simulink ortamında modüler yapıda gerçekleştirilmiştir. ASS modeli içinde yer alan ağır ticari taşıt parametrelerinin en doğru şekilde belirlenmesi için deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiş, elde edilen veriler ile parametre belirleme çalışması yapılmıştır. ASS modelinde yer alan iki araçtan biri olan ön araç için seyir sistemi kontrolcüsü, arka araç için ASS kontrolcüsü ve sürücü modeli oluşturulmuştur. ASS'nin yakıt tüketimi üzerindeki etkisinin belirlenmesi için gerekli test parkurları modellenmiştir. Çeşitli yol şartlarında farklı hız ve hız profillerinde simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen simülasyonlar sonucunda, ASS bulunan aracın sürücülü araca oranla daha az yakıt tükettiği yani ASS'nin yakıt tasarrufuna katkıda bulunduğu belirlenmiştir. Gerçek trafik ortamını yaratmak için hazırlanan yol ve hız senaryolarının tamamında ASS'nin yakıt tüketimini önemli oranda azalttığı gözlenmiştir. Konfor ve güvenlik amacıyla tasarlanan ASS'nin yakıt tüketimi üzerindeki olumlu etkisi nedeni çeşitli sürüş karakteristiklerinden bağımsız olarak aracın boylamsal hareketini optimum değerlerde kontrol etmesidir.

Simülasyon sonuçlarına göre aracın düşük ve orta hızlarında ASS, yüksek araç hızlarına oranla daha fazla tasarruf sağlamaktadır. Yüksek hızlarda ASS'nin tasarrufa katkısının azalmasının nedeni; ağır ticari taşıtın yüksek hızlarda kalabilmesi için motordan çekilen gücün artması dolayısıyla motor devrinin artmasıdır. Arttan motor devri ile motor maksimum tork devri aralığının dışına çıkmakta ve gerekli gücü sağlamak için daha fazla yakıt tüketmektedir. Ayrıca ağır taşıtlarda ekonomik seyir hızının üstüne çıkılması her durumda yakıt tüketimini arttırmaktadır. Ağır ticari taşıtın bir hız profilini takip etmesi yani pozitif ve negatif ivmelenmeler beklendiği gibi yakıt tüketimini artırırken ASS'nin yakıt ekonomisi üzerindeki etkisini fazla

değiştirmemektedir. Son grup simülasyon senaryosu olarak açıklanan ve eğimli yolda eğime uygun olarak hazırlanan hız profilinin takip edildiği simülasyonlarda ASS diğer simülasyonlara oranla daha fazla yakıt tasarrufu sağlamıştır. Buna göre ASS'ye girilen hız profili yol ile uyumlu ise sistem sürücüye oranla çok daha verimli bir sürüş gerçekleştirmektedir.

Yapılan çalışmada kurulan model gerçek sistem en doğru şekilde ifade etmektedir. Simülasyon sonuçları mantıklıdır, birbirleri ile çelişmemektedir ve durumlar ile uyumludur. Kurulan model modüler yapıda olduğu için istenilen bileşenin yerine yenisi yerleştirilebileceği gibi farklı parametreler ile değişik araçlar için kullanılabilir. Model ağır ticari taşıtlar için ASS geliştirilmesi, kontrolcü testleri, donanım ve insan içeren simülasyon çalışmaları, sürücü eğitimi için kullanılabilir niteliktedir.

Çalışmanın ilerleyen safhalarında ASS modeline GPS ile elde edilmiş gerçek bir yolun eğim bilgisi girilerek simülasyonların bu yolda gerçekleştirilmesi sağlanabilir. Bu şekilde daha gerçekçi ve geçerli sonuçlar elde edilebileceği gibi ASS kontrolcüsü yola uygun olarak optimize edilebilir. Ayrıca daha kapsamlı bir sürücü modelinin oluşturularak modele eklenmesi farklı koşullar ve sürüş alışkanlıklarının simülasyonuna imkan tanıyacaktır.

Modelin kullanım amacının geliştirilmesi amacıyla model, XPC-Target Box kullanılarak gerçek zamanlı simülasyonlarda kullanılabilir. Gerçek zamanlı simülasyonlarda sürücü modeli çıkarılarak yerine gerçek sürücüler simülasyonda yer alabilir. Bu amaçla MEKAR ASS simülatöründe değişiklik yaparak, ağır ticari taşıtlar için insan içeren simülasyonlar gerçekleştirilebilir. MEKAR ASS simülatörü hakkında ayrıntılı bilgi Aksun Güvenç ve Kuaral [49] ile]Kural ve diğerleri [57]'de bulunabilir.

ASS'nin yakıt tasarrufu üzerindeki etkisinin artırılması amacıyla model bir GPS modeli ile birleştirilebilir [58]. Yolun topolojik bilgilerini içeren elektronik harita ve araçta bulunan GPS alıcısı ile yolun neresinde bulunulduğu belirlenerek gelecek yolun eğimine uygun hız profili ASS tarafından yaratılarak aracın yolu en az yakıt tüketerek en uygun şekilde kat etmesi sağlanabilir. GPS modelinden gelen veriyi değerlendirecek olan ASS kontrolcüsü optimize edilerek farklı kontrol yöntemlerinin

etkinliği incelenebilir. Ayrıca GPS modeli ile aracın gerçek bir güzergahta ne kadar yakıt tüketeceği ve tasarruf miktarı doğru şekilde belirlenebilir.

Otomotiv ve mekatronik teknolojisindeki gelişmeler sürücü yardımcı sistemlerin gelişmesini sağlamıştır. Günümüzde taşıt verimliliğinin arttırılması ve taşıtların yarattığı çevresel kirliliğin azaltılması yönündeki baskılar araçlarda daha fazla mekatronik sistemin yer almasının yolunu açmaktadır. S r   konfor ve güvenliğinin yanında verimliliği de arttırıcı sistemler araçlarda yer aldıkça, insan sürüş gerçekleştiren özne olmaktan, sürüş sistemlerinin i leyi ini denetleyen son karar verici durumuna gelecektir. Kamusal düzenlemeler ile sorumluluk altına girecek olan araç kontrol sistemleri, m kemmel  erek daha güvenli, daha konforlu ve en önemlisi daha verimli ulaşımın sağlanmasına katkıda bulunacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **Kavak, K.**, 2005. Dünyada ve Türkiye'de enerji verimliliği ve Türk sanayiinde enerji verimliliğinin incelenmesi, *Uzmanlık Tezi*, T.C. Başbakanlık Devlet Planlama Teşkilatı İktisadi Sektörler Ve Koordinasyon Genel Müdürlüğü, Ankara.
- [2] <http://www.die.gov.tr/konularr/ulastirma02.htm>, 2 Mayıs
- [3] **Yavaşhol, İ.**, 1984. Motorlu Taşıtlarda Yakıt Tasarrufu, İstanbul Doğan Matbaası, İstanbul.
- [4] **Özkan, M.**, 1997. İstanbul trafiğinde belirlenen güzergahta çalıştırılan belediye otobüsünün optimum yakıt sarfıyatı koşullarının nümerik yöntemle etüdü, *Doktora Tezi*, Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [5] **Özkan, M. ve Yavaşhol, İ.**, 2005. Seyir hızı ve seçilen vites kademesinin yakıt tüketimi üzerine etkisi, *24. Enerji Verimliliği Haftası Etkinlikleri Ulaşımında Enerji Verimliliği Oturumu*, Ankara, 17-18 Şubat.
- [6] **Özkan, M.**, 1999. Trafik yoğunluğunun ve sürüş karakteristiğinin yakıt tüketimine etkilerinin örnek güzergahta karşılaştırılması ve öneriler, *Yıldız Teknik Üniversitesi Dergisi*, İstanbul, 1991/1, 64-73.
- [7] **Erzi, I.**, 1984. Ticari Taşıt İşletmeciliğinde Enerji Tasarrufu, İ.T.Ü. Makina Fakültesi Matbaası, İstanbul.
- [8] **Yavaşhol, İ.**, 1988. Taşıtlarda Yakıt Sarfıyatına Etki Eden Faktörlerin Nümerik Yöntemle Araştırılması, *Profesörlük Tez*, İstanbul.
- [9] **Elgün, M.K.**, 1994. Taşıtlarda egzost emisyonu ve yakıt tüketiminin bilgisayar simülasyonu ile belirlenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [10] **Bayır, F.**, 1993. Egzoz emisyonları ve yakıt tüketimi açısından karakteristik taşıt şehir çevrimlerinin tesbiti, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [11] **Çelikkanat, A.**, 1993. Taşıtlarda yakıt tüketiminin bilgisayar simülasyonu ile hesabı, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [12] **Meriçli, B.**, 1987. Motorlu araçlarda yakıt ekonomisinin simülasyonla hesabı, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

- [13] **Yelkencioğlu, A.**, 1991. Taşıtlarda yakıt sarfiyatına etki eden faktörlerin ve yakıt sarfiyatının belirlenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul..
- [14] **Arslan, H.**, 2003. Otto motoru kısmi yüklerinde minimum yakıt tüketimi, *Doktora Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [15] **Minowa, T., Kimura, H., Ozaki, N. and Ibamoto, M.**, 1996. Improvement of fuel consumption for a vehicle with an automatic transmission using driven power control with a powertrain model, *SAE of Japan Review 17*, JSAE Paper No: 9635674.
- [16] **Hayabuchi, M., Taniguchi, T., Tsukamoto, K., Nishida, M., Yamamoto, Y. and Tsutsui, H.**, 1996. Automatic neutral control – a new fuel saving technology for automatic transmission, SAE Paper No: 960428.
- [17] **Hong, K.S., Yang, K.J. and Lee, K.I.**, 1999. An object oriented modular simulation model for integrated gasoline engine and automatic transmission control, *SAE Paper No: 1999-01-0750*.
- [18] **Hardtle, W.**, 1998. New automated mechanical transmission customer considerations, concept comparisons and experiences, *SAE Paper No: 982796*.
- [19] **Axehill, D. and Sjöberg, J.**, 2003. Adaptive cruise control for heavy vehicles, hybrid control and MPC, *PhD Thesis*, Linköping Institutionen För Systemteknik, Linköping.
- [20] **Vahidi, A. and Eskandarian, A.**, 2003. Research advances in intelligent collision avoidance and adaptive cruise control, *Intelligent Transportation Systems, IEEE Transactions on* vol 4, Issue 3, 143 – 153.
- [21] **Bose A. and Ioannou P.**, 2001. Analysis of traffic flow with mixed manual and intelligent cruise control vehicles: theory and experiments, *California PATH Research Report, UCB-ITS-PRR-2001-13*.
- [22] **Bose A. and Ioannou P.**, 2001. Mixed manual/semi-automated traffic: a macroscopic analysis, *California PATH Research Report, UCB-ITS-PRR-2001-14*.
- [23] **Zhang, J. and Ioannou, P.**, 2001. Control of heavy-duty trucks: environmental and fuel economy considerations, Center for Advanced Transportation Technologies University of Southern California, California.
- [24] **Fröberg, A., Nielsen, L., Hedström, L.G. and Pettersson, M.**, 2005. Controlling gear engagement and disengagement on heavy trucks for minimization of fuel consumption, *Proceedings of the 16th IFAC World Congress*, Prague, July 2005, in Czech Republic.

- [25] **Kawai, M., Aruga, H., Iwatsuki, K., Ota, T. and Hamada, T.,** 1999. Development of a shift control systems for automatic transmissions using information from a vehicle navigation systems, *SAE Paper No: 1999-01-1095*.
- [26] **Hoshiya, K., Nakawaki, Y., Harada, Y. and Takanami, Y.,** 1995. A new automatic transmission shift control method reflecting the road conditions, *SAE of Japan Review 16*, *JSAE Paper No: 9533569*.
- [27] **Gillespie, T.D.,** 1992. Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers (SAE).
- [28] **Çetinkaya, Z.,** 2002. Ticari taşıt geliştirme sürecinde güç paketi, aktarma organları ve taşıt konsept konfigürasyonu, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [29] **Göktaş, A.G.,** 2004. Taşıtlarda Aktarma Organları Ders Notları, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [30] **Kolchin, A. and Demidov, A.,** 1984. Design of Automotive Engines, MIR Publishers, Moscow.
- [31] **Mehdiyev, R.,** 2004. İçten Yanmalı Motorların Hesabı ve Geliştirilmesi Ders Notları, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [32] <http://www.arabam.com>, 3 Mart
- [33] **Erzi, I.,** 2000. Taşıt Tekniği Ders Notları, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [34] **Güney, A.,** 2006. Taşıtlarda Güç Aktarımı Yüksek Lisans Ders Notları, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [35] **Kiencke, U. and Nielsen, L.,** 2000. Automotive Control Systems, Springer-Verlag, Berlin.
- [36] **Atabay, O.,** 1996. Taşıtlarda aktarma organlarındaki dönen kütlelerin toplam ataletinin ve toplam veriminin deneysel olarak bulunması, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [37] **Wong, J.Y.,** 2001. Theory of Ground Vehicles, John Wiley & Sons Inc., Ottawa.
- [38] **Ward, D., Bertram, T. and Hiller, M.,** 1999. Vehicle dynamics simulation for the development of an extended adaptive cruise control, *Proceedings of the 1999 IEEE /ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, Atlanta, September 1999, in USA.
- [39] <http://www.volvocub.org.uk/photopost/showphoto.php?photo=1355>, 3 Mart
- [40] <http://www.kfztech.de/kfztechnik/sicherheit/acc.htm>, 2 Mayıs

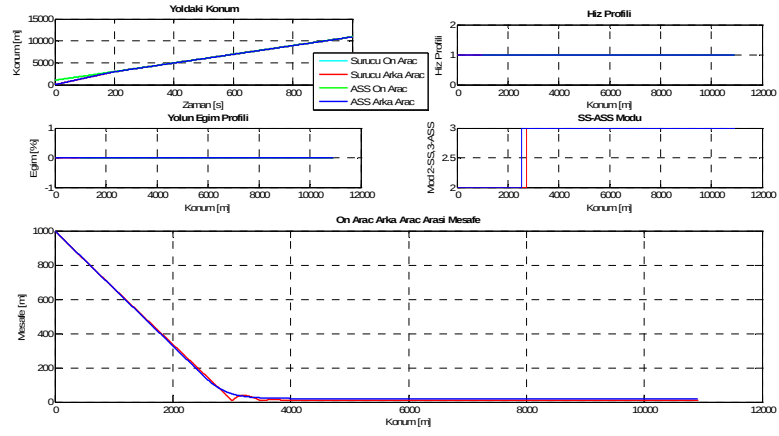
- [41] www.delphi.com, 5 Şubat
- [42] http://www.audi.com/audi/com/en1/glossary/adaptive_cruise_control.html, 3 Mart
- [43] **Yiğit, T.**, 2004. Araç dinamiği modelleri geliştirilmesi ve savrula – devrilme engelleyici kontrolde kullanımları, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [44] **Aksun Güvenç, B.**, 2004. Taşıt Sistem Dinamiği ve Kontrolü Ders Notları, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- [45] **Genta, G.**, 1997. Motor Vehicle Dynamics: Modelling and Simulation, *Singapore ; River Edge, NJ : World Scientific*.
- [46] **Dugoff, H., Fancher, P.S. and Segel, L.**, 1970. An Analysis of Tire Traction Properties and Their Influence on Vehicle Dynamic Performance, *SAE* No: 700377
- [47] **Güvenç, L.**, 2006. Vehicle Control Systems Lecturer Notes, İstanbul Technical University, İstanbul.
- [48] **Sandberg, T.**, 2001. Heavy truck modeling for fuel consumption simulations and measurements, *PhD Thesis*, Linköping Studies in Science and Technology, Linköping.
- [49] **Aksun Güvenç, B. and Kural, E.**, Adaptive cruise control simulator, a low-cost, multiple-driver-in-the-loop simulator, *IEEE Control System Magazine*, Haziran 2006’da yayınlanacaktır.
- [50] **Chopand, S. and Hedrick, J.K.**, 1995. Vehicle longitudinal control using an adaptive observer for automated highway systems, *Proceedings of the American Control Conference Seattle*, Washington, June 1995.
- [51] **Ioannou, P. and Xu, Z.**, 1995. Intelligent cruise control: theory and experiment, *Proceedings of the 32nd Conference on Decision and Control Texas*, December 1993.
- [52] **Yanakiev, D., Eyre, J. and Kanellakopoulos, I.**, 2003. Longitudinal control of heavy duty vehicles: experimental evaluation, California PATH Research Report.
- [53] **Ioannou, P.A. and Chien, C.C.**, 1993. Autonomous intelligent cruise control, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 42, no. 4, 657-672.
- [54] **Cheng, B. and Fujioka, T.**, 1998. A hierarchical driver model, *IEEE Conference on Intelligent Transportation System*, November 1997, 960 – 965.

- [55] **Sagawa, D., Sagawa, Y., Tanaka, T. and Sugie, N.,** 2002. Implementing driver's behaviours to evaluate how to offer road information, *IEEE Intelligent Vehicle Symposium*, vol 2, June 2002, 328-335.
- [56] **Yu, H. and Özgüner, Ü.,** 2003. Heavy truck trajecoty matching and simulation with VDANL, *Proceedings of the American Control Conference Denver*, Colorado, June 2003, in USA.
- [57] **Kural, E., Hacibekir, T. and Güvenç, B.A.,** 2005. State of the art of adaptive cruise control and stop and go systems, *1st AUTOCOM Workshop on Preventive and Active Safety Systems for Road Vehicles*, İstanbul, September 2005, 229-237.
- [58] **Hellström, E.,** 2005. Explicit use of road topography for model predictive cruise control in heavy trucks, *Master's Thesis*, Dept. of Electrical Engineering Linköping University, Linköping.

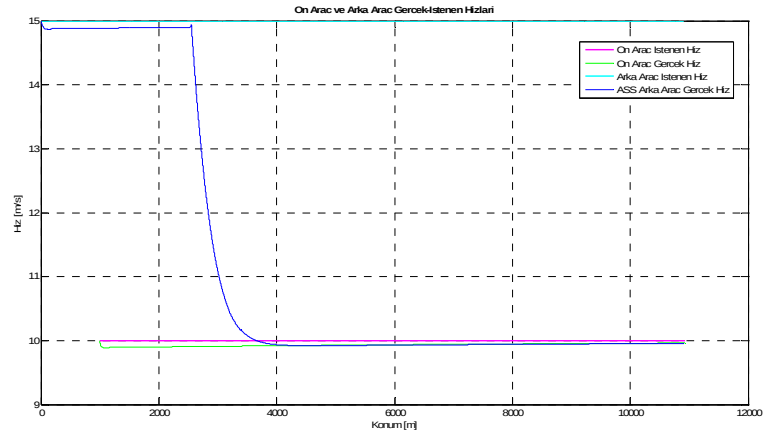
EKLER

EK A. Seçilen Simülasyonlara Ait Grafikler

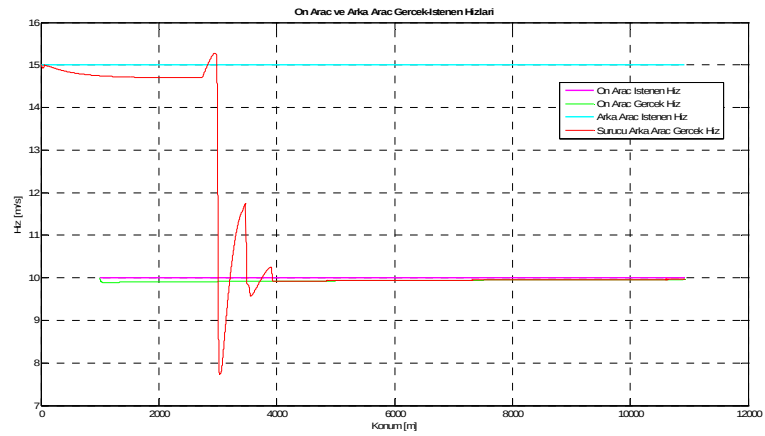
EK A-1 Düz (Sıfır Eğimli) Yolda Sabit Orta Hız Senaryosu Grafikleri



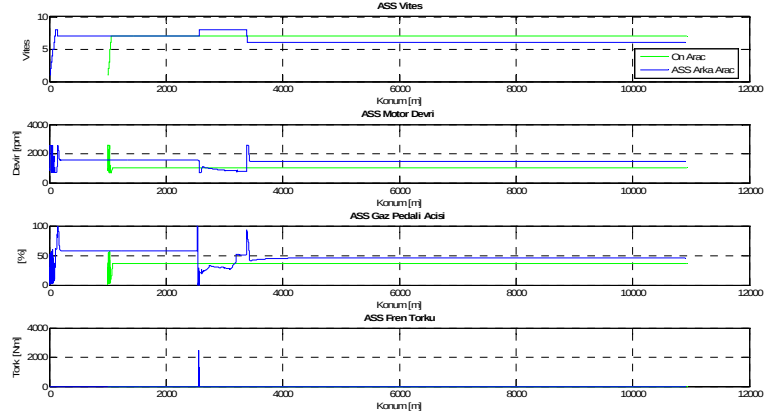
Şekil A.1. Araçlar arası mesafe ve yol koşulları grafiği



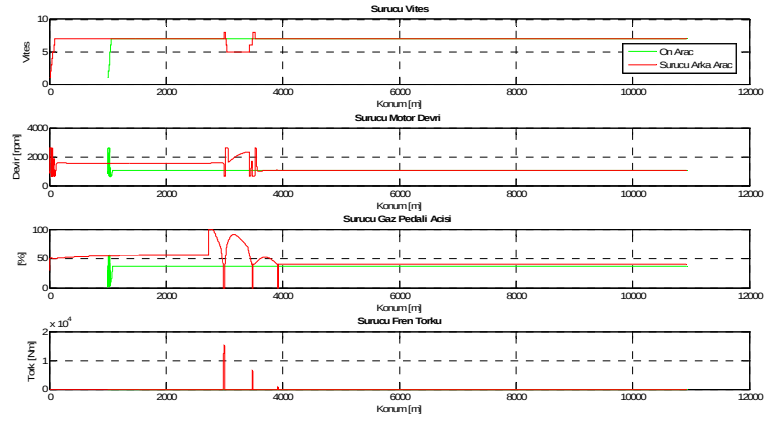
Şekil A.2. Ön araç ve ASS'li arka araç istenen ve gerçek hızları grafiği



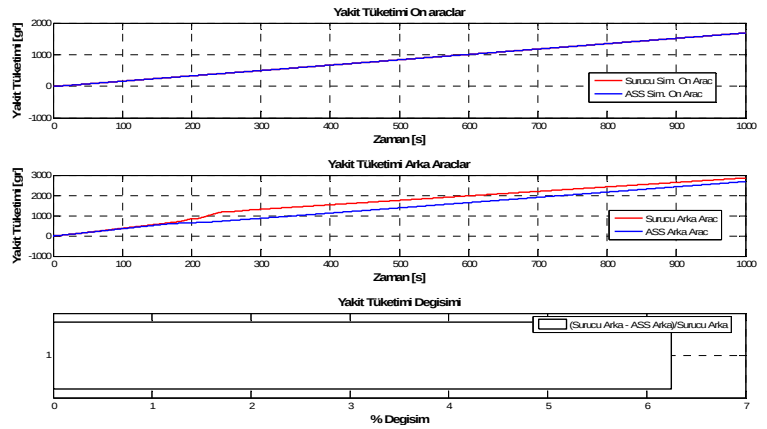
Şekil A.3. Ön araç ve sürücülü arka araç istenen ve gerçek hızları grafiği



Şekil A.4. Ön araç ve ASS'li arka araç vites, motor devri, gaz pedalı açısı ve fren torku grafiği

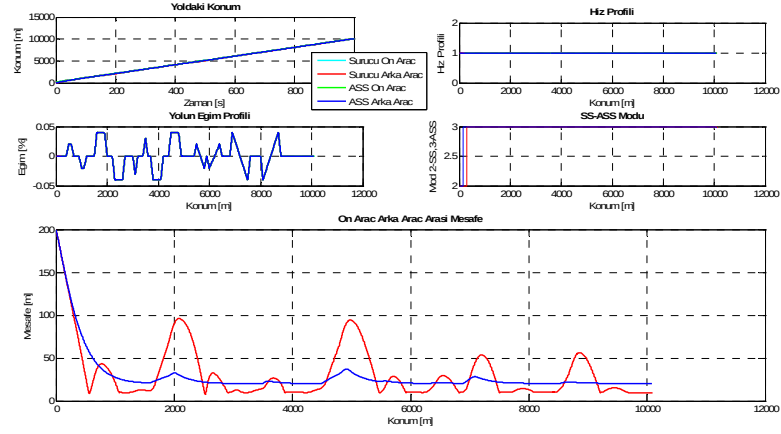


Şekil A.5. Ön araç ve sürücülü arka araç vites, motor devri, gaz pedalı açısı ve fren torku grafiği

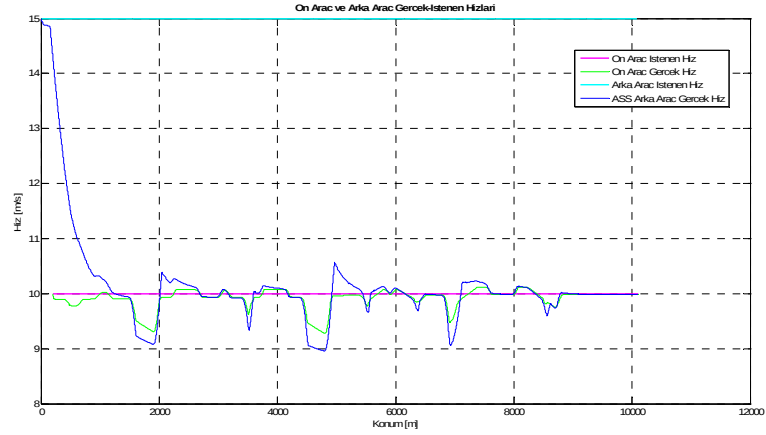


Şekil A.6. Ön, ASS'li ve sürücülü arka araç yakıt tüketimi değerleri ile arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği

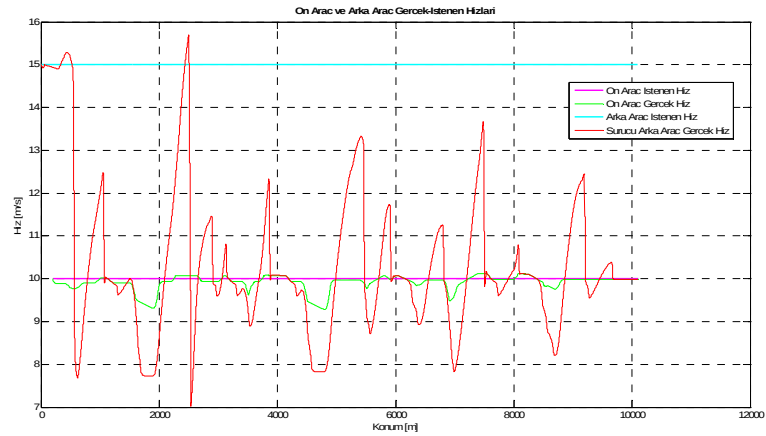
EK A-2 Otoyolda (Eğimi %4'den Az) Sabit Orta Hız Senaryosu Grafikleri



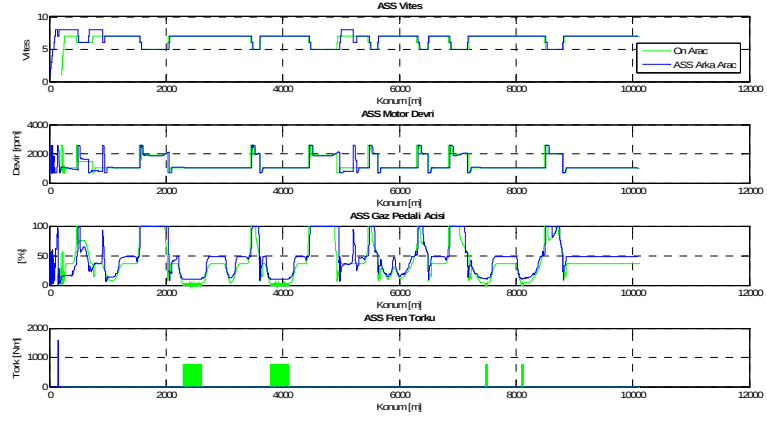
Şekil A.7. Araçlar arası mesafe ve yol koşulları grafiği



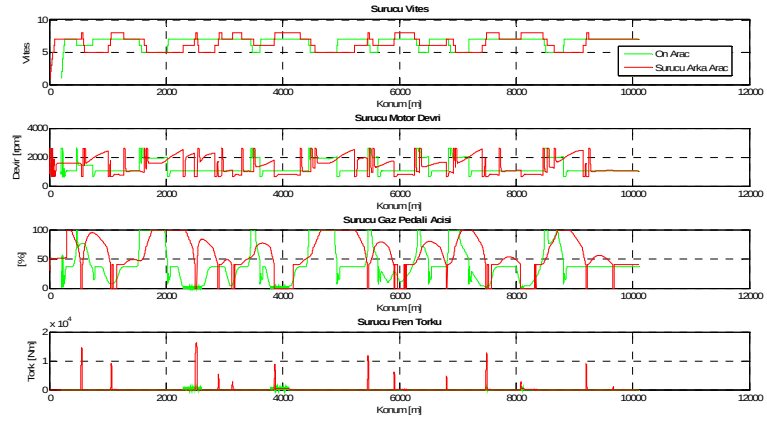
Şekil A.8. Ön araç ve ASS'li arka araç istenen ve gerçek hızları grafiği



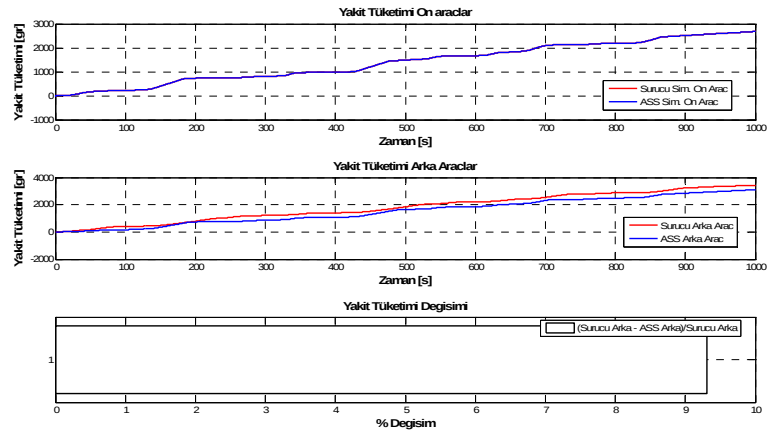
Şekil A.9. Ön araç ve sürücülü arka araç istenen ve gerçek hızları grafiği



Şekil A.10. Ön araç ve ASS'li arka araç vites, motor devri, gaz pedalı açısı ve fren torku grafiği

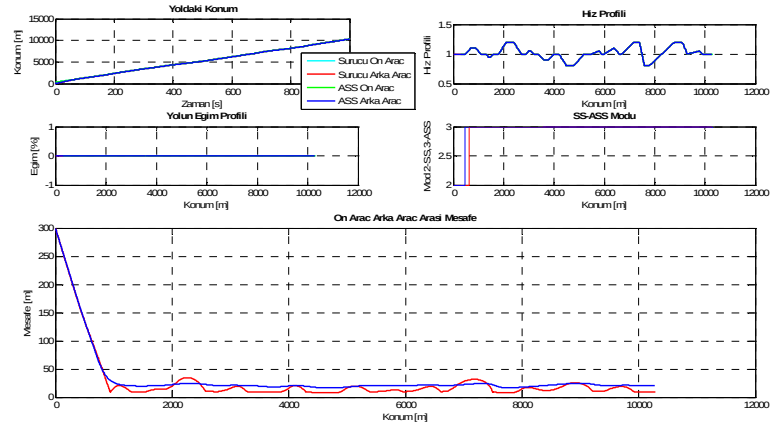


Şekil A.11. Ön araç ve sürücülü arka araç vites, motor devri, gaz pedalı açısı ve fren torku grafiği

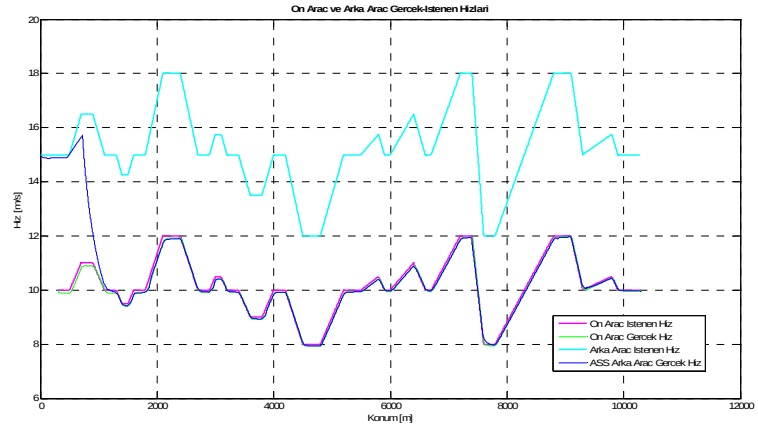


Şekil A.12. Ön, ASS'li ve sürücülü arka araç yakıt tüketimi değerleri ile arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği

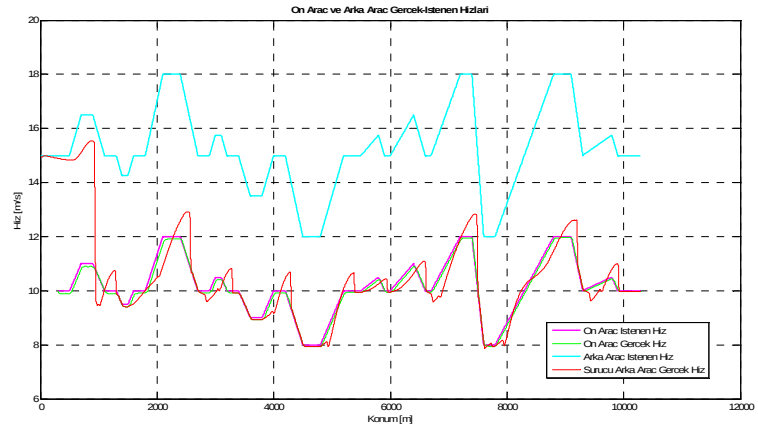
EK A-3 Düz (Sıfır Eğimli) Yolda Değişken Orta Hız Senaryosu Grafikleri



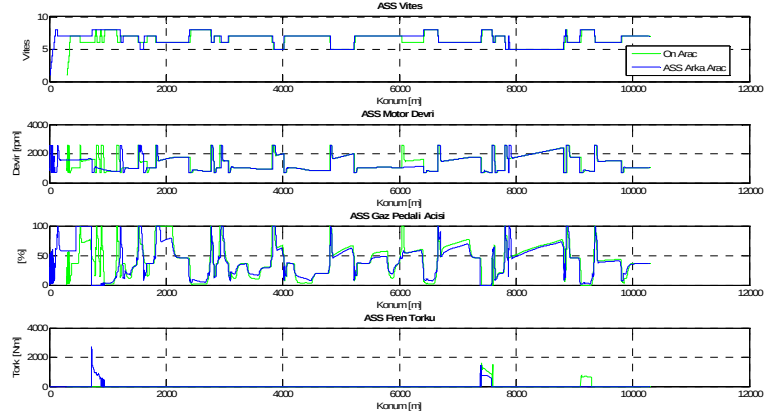
Şekil A.13. Araçlar arası mesafe ve yol koşulları grafiği



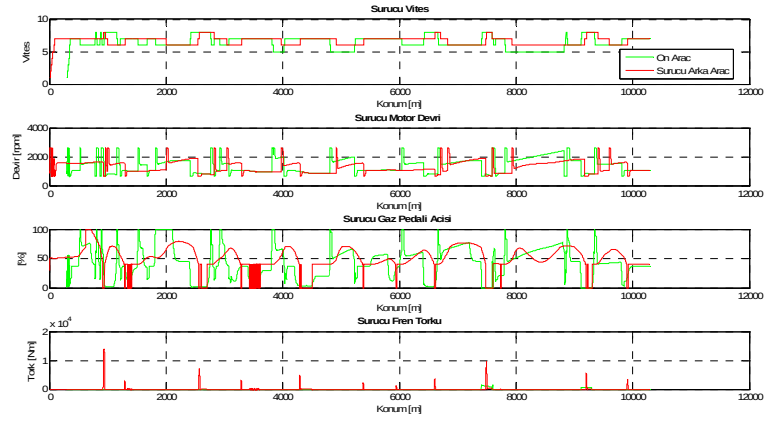
Şekil A.14. Ön araç ve ASS'li arka araç istenen ve gerçek hızları grafiği



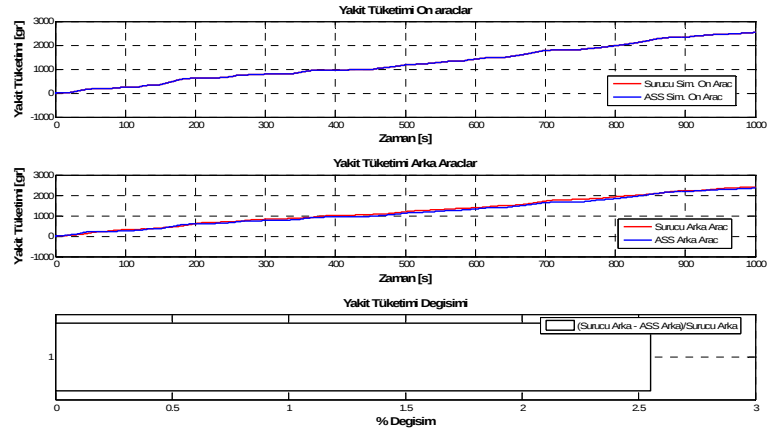
Şekil A.15. Ön araç ve sürücülü arka araç istenen ve gerçek hızları grafiği



Şekil A.16. Ön araç ve ASS'li arka araç vites, motor devri, gaz pedalı açısı ve fren torku grafiği

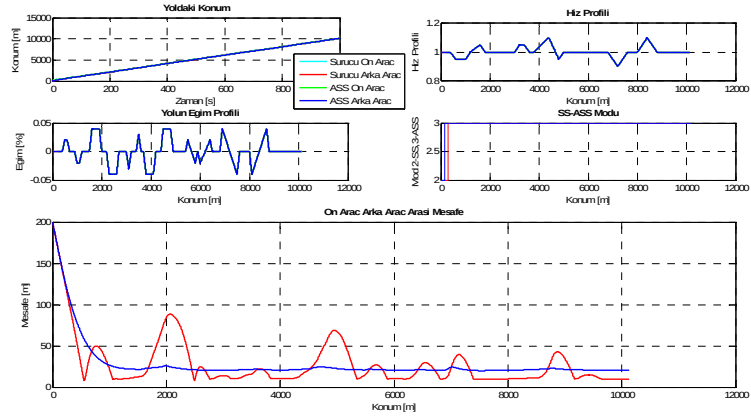


Şekil A.17. Ön araç ve sürücülü arka araç vites, motor devri, gaz pedalı açısı ve fren torku grafiği

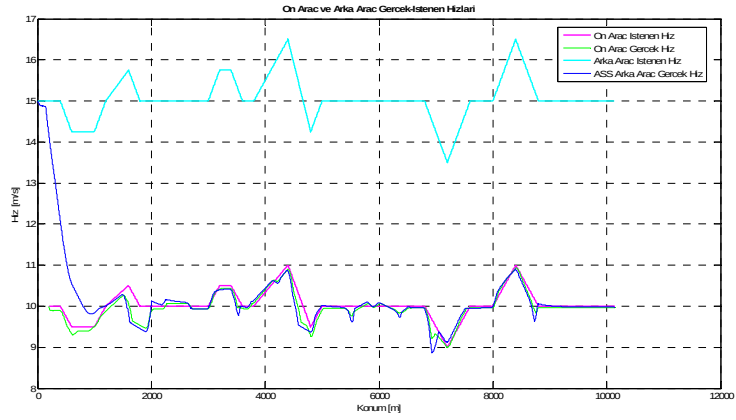


Şekil A.18. Ön, ASS'li ve sürücülü arka araç yakıt tüketimi değerleri ile arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği

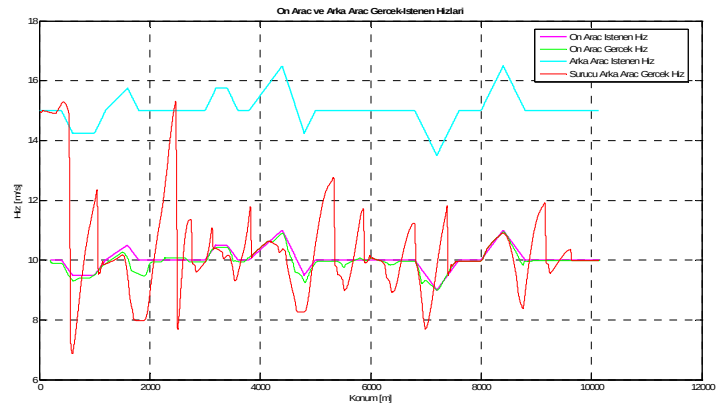
EK A-4 Otoyolda (Eğimi %4'den Az) Değişken (Eğime Uygun) Orta Hız Senaryosu Grafikleri



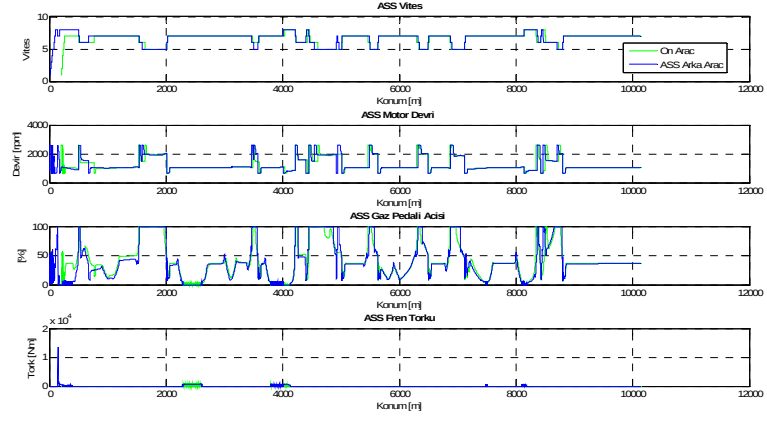
Şekil A.19. Araçlar arası mesafe ve yol koşulları grafiği



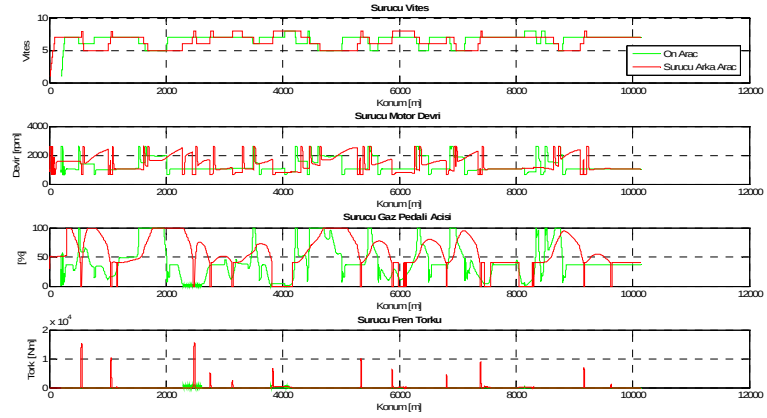
Şekil A.20. Ön araç ve ASS'li arka araç istenen ve gerçek hızları grafiği



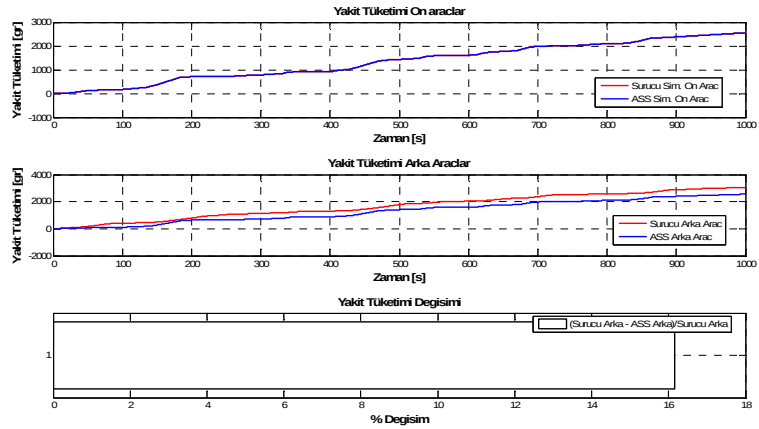
Şekil A.21. Ön araç ve sürücülü arka araç istenen ve gerçek hızları grafiği



Şekil A.22. Ön araç ve ASS'li arka araç hız, motor devri, gaz pedalı açısı ve fren torku grafiği



Şekil A.23. Ön araç ve sürücülü arka araç hız, motor devri, gaz pedalı açısı ve fren torku grafiği



Şekil A.24. Ön, ASS'li ve sürücülü arka araç yakıt tüketimi değerleri ile arka araçların yakıt tüketimlerinin karşılaştırılması grafiği

ÖZGEÇMİŞ

Tahsin HACİBEKİR, 06.Aralık.1980 tarihinde İstanbul'da doğdu. İlk ve orta öğreniminin ardından lise tahsilini Haziran 1999'da Pendik Süper Lisesi'nde derece ile tamamladı. 1999 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünü kazandı. Yabancı dil hazırlık ve birinci sınıf eğitimini Yıldız Teknik Üniversitesi'nde 4.00 ortalama ile tamamladı. 2001 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümüne kabul edilerek geçiş yaptı. 2002 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi İşletme Mühendisliği Bölümüne Çift Anadal Programı (ÇAP) kapsamında kabul edildi. Haziran 2004'de Makina Mühendisliği Sistem Dinamiği ve Otomatik Kontrol Ana Bilim Dalı'ndan Makina Mühendisliği Bölümü üçüncüsü olarak mezun oldu. 2004 yılında İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Disiplinler Arası Ana Bilim Dalı, Mekatronik Mühendisliği Bölümü'nde Yüksek Lisans yapmaya hak kazandı. Haziran 2005'de İşletme Mühendisliği bölümünden derece ile mezun oldu.

İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Disiplinler Arası Ana Bilim Dalı, Mekatronik Mühendisliği Bölümü'nde Yüksek Lisans çalışmasına devam etmektedir. Otomotiv mekatroniği üzerine çeşitli çalışmalar gerçekleştirmiş ve bildirileri yayınlanmıştır.