



MUSTAFA KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**MATLAB YARDIMIYLA MOTOR
MODELLENMESİ VE BULANIK MANTIK
YÖNTEMİYLE MOTOR DEVRİ KONTROLÜ**

MUSTAFA ALPER KAYA

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Antakya/HATAY
HAZİRAN-2012



MUSTAFA KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**MATLAB YARDIMIYLA MOTOR
MODELLENMESİ VE BULANIK MANTIK
YÖNTEMİYLE MOTOR DEVRİ KONTROLÜ**

MUSTAFA ALPER KAYA

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Antakya/HATAY
HAZİRAN-2012

MUSTAFA KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MATLAB YARDIMIYLA MOTOR MODELLENMESİ VE BULANIK
MANTIK YÖNTEMİYLE MOTOR DEVRİ KONTROLÜ**

MUSTAFA ALPER KAYA
YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Prof. Dr. Gürel ÇAM ve Doç. Dr. Hakan YAVUZ danışmanlığında hazırlanan bu tez 29/05/2012 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oybirliği/oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Prof.Dr. Gürel ÇAM
Başkan

Doç.Dr. Hakan YAVUZ
Üye

Yrd.Doç.Dr. Selçuk MISTIKOĞLU
Üye

Yrd.Doç.Dr. Ersin ÖZDEMİR
Üye

Yrd.Doç.Dr. Hasan GÜZEL
Üye

Bu tez Enstitümüz Makina Mühendisliği Anabilim Dalında hazırlanmıştır.

Kod No:

Prof.Dr. İlhan ÜREMİŞ
Enstitü Müdürü

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

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	III
ABSTRACT.....	IV
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	V
ÇİZELGELER DİZİNİ	VII
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	VIII
1. GİRİŞ	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	3
2.1. Yapay Zeka.....	3
2.1.1. Genetik Algoritma	3
2.1.2. Yapay Sinir Ağları.....	4
2.1.3. Bulanık Mantık	5
2.1.4. Bulanık Mantık Denetleyicilerinin Üstünlükleri Konusundaki Değerlendirmeler	7
2.1.5. Bulanık Mantık Denetleyicilerinin Sakıncaları	8
2.1.6. Bulanık Mantık Uygulamasında Sugeno Tipi Denetleyici.....	9
2.2. Dört Zamanlı Motor Elemanlarının Matematiksel İfadeler ile Gösterilmesi	12
2.2.1. Gaz Kelebeği	12
2.2.2. Emme Manifoldu	14
2.2.3. EKÜ (Elektronik Kontrol Ünitesi).....	15
2.2.4. Hava/Yakıt Oranı.....	17
2.2.5. Sıkıştırma ve Yanma.....	17
2.2.6. Egzost	18
2.3. Vites Kutusu Sistemi ve Aktarma Elemanları.....	18
2.4. Tekerlek ve Lastik Mekaniğinin Motorda Üretilen Güce Etkisi.....	21
2.4.1. Tekerleğin Yola Tutunma Kuvveti.....	22
2.4.2. Kayma.....	23
2.5. Araç Üzerine Etki Eden Bazı Direnç Kuvvetlerinin İncelenmesi	24
2.5.1. Yuvarlanma Direnci (R_{RO})	24
2.5.2. Yokuş Direnci (R_e).....	26

2.5.3. Hava (Aerodinamik) Direnci (R_H)	27
3. MATERYAL VE YÖNTEM	29
3.1. Materyal.....	29
3.1.1. Gaz Kelebeği	29
3.1.2. Emme Manifoldu	32
3.1.3. Emme ve Sıkıştırma Bloğu.....	33
3.1.4. Yanma Bloğu.....	34
3.1.5. Ateşleme Zamanlaması Bloğu.....	36
3.1.6. Motor Dinamiği	37
3.1.7. Motor ve Araç Bloğunun Birleştirilmesi	37
3.2. Yöntem	40
3.2.1. MATLAB Bulanık Mantık Modülü ile Motor Devrinin Kontrolü.....	40
3.2.2. MATLAB/SIMULINK ile Bulanık Mantık Modelinin Manuel Olarak Oluşturulması ve Motor Devri Kontrolü	43
3.2.3. Vites Kutusu Modellenmesi	49
3.2.4. Direnç Kuvvetlerinin Modellenmesi	51
3.3. Farklı Direnç Kuvvetleri Karşısında Motor Devri Kontrolü.....	52
3.3.1. I'inci Simülasyon Durumu ($R_e=0, R_{RO}=0$)	52
3.3.2. II'nci Simülasyon Durumu ($R_e=0, R_{RO}=Artan$).....	54
3.3.3. III'üncü Simülasyon Durumu ($R_e=Artan, R_{RO}=Artan$).....	56
3.3.4. IV'üncü Simülasyon Durumu ($R_e=Sabit, R_{RO}=Sabit$)	59
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA	61
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	66
KAYNAKLAR	68
TEŞEKKÜR.....	68
ÖZGEÇMİŞ	70

ÖZET

MATLAB YARDIMIYLA MOTOR MODELLENMESİ VE BULANIK MANTIK YÖNTEMİYLE MOTOR DEVRİ KONTROLÜ

Motorların ürettiği güç taşıt mekaniğinin temelini oluşturduğundan, motorların geliştirilmesi taşıt teknolojisi açısından büyük önem taşımaktadır. Araç motorlarının ürettiği güçler aynı zamanda araç segmentlerinin belirlenmesinde dikkate alınan bir kriterdir. Motorun icat edildiği yıllardan günümüze kadar geçen süreçte genellikle motorun özgül gücünün yükseltilmesi konusunda çalışmalar yapılmıştır. Son yıllarda çeşitli atık gazlar ile araç egzostlarından çıkan NOx gazlarındaki oransal yükselme neticesinde hava kirliliğinde hissedilir bir artış yaşanması ve dünya üzerinde kolay ulaşılabilen, petrol yataklarındaki rezervlerin azalması gibi bir takım sorunlara çözüm yaratabilmek maksadıyla, motor tasarımlarında değişiklikler yapılmakta ve daha düşük yakıt tüketimi ile daha az emisyon yayan motorlar üretilmeye çalışılmaktadır.

Bir taşıt motorunun ürettiği gücün fonksiyonu; motorun efektif gücüne karşı oluşan hareket direnci, yolun durumu, taşıt yükü, taşıt hızı ve ivmesi gibi faktörlere bağlı olup, motorun çalışma şartları kararlılık göstermemektedir.

Motor devrini sabit ve istikrarlı bir şekilde istenen devirde tutmak araçlarda sürüş konforunu arttırmakta ve aynı zamanda yakıt sarfiyatını da azaltmaktadır. Bu çalışmada, MATLAB/SIMULINK programında modellenen motorun devri, gaz kelebeğine kumanda edilerek, Proportional Integral (PI) ve Bulanık Mantık yöntemleri ile ayrı ayrı kontrol edilmeye çalışılmıştır. Farklı direnç kuvvetleri karşısında kural tabanı ve üyelik fonksiyonları doğru bir şekilde oluşturulan Bulanık Mantık yönteminin, PI denetleyiciden iyi olduğu durumlar gözlenmiştir. Motor sisteminin çok değişkenli bir yapıdan oluşması nedeniyle çalışmalar esnasında simülasyon programının limitlerinde zorlanmalar yaşandığından, gerçekte sisteme etki eden bazı kuvvetler/değişkenler ihmal edilmiştir.

2012, 70 sayfa

Anahtar Kelimeler: Gaz Kelebeği, Motor Devri, Direnç Kuvvetleri, Bulanık Mantık.

ABSTRACT**USING MATLAB IN MODELLING AND FUZZY LOGIC CONTROL OF
ENGINE**

The power produced by the engine of vehicles is one of the most important factors in analysis of such systems. The power generated by the engines also determines the category of those vehicles. From the early days of their invention, engines have been a topic of research and a significant development has been achieved. Due to limited fuel resources left, the current trend is to design better engine systems with better fuel economy and lower emission levels.

The power generated by the engine of a vehicle is used to drive the system in spite of the fact that there are forces resisting against the motion. These resistance forces are generated due to load, road conditions, speed and aerodynamic drag and so on. This interaction results in consistency and stability problems in performance of engine systems.

Achievement of the desired steady and consistent performance provides improved comfort and better fuel economy. The presented study aims at developing a control system that provides a stable and consistent power generation using an artificial intelligence technique. The system is modeled using MATLAB/SIMULINK where the performance of the system is analyzed. Against the different resistance forces, Fuzzy Logic controller works better than Proportional Integral (PI) controller if the right fuzzy rules are used and it is also experienced in this study. In order to reduce the complexity of the problem and to allow focusing on the actual control problem, some forces acting on the system are ignored.

2012, 70 pages

Keywords: Gas Throttle, Engine Acceleration, Resistance Forces, Fuzzy Logic.

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	Alan (m^2)
A.Ö.N	Alt Ölü Nokta
b	Taşıtın Eni (m)
C_x	Hava Direnç Katsayısı
F _t	Tahrik Kuvveti
f_{RO}	Yuvarlanma Direnci Katsayısı
g	Yer Çekimi İvmesi 9,81 (m/s^2)
G	Ağırlık (N)
G_L	Lastik Ağırlığı (N)
G_A	Araç Ağırlığı (N)
J_D	Diferansiyel ve Dişli Atalet Momenti (Nm)
J_T	Tekerlek ve Tahrik Mili Atalet Momenti (Nm)
J_M	Motor ve Tranmisyona Giren Motor Mili Atalet Momenti ($kg.m^2$)
\dot{m}_{ai}	Manifolda Giren Hava Debisi (g/s)
\dot{m}_{ao}	Manifold Çıkışındaki Hava Debisi (g/s)
\dot{m}_{as}	Silindir İçine Pompalanan Hava Miktarı (g/s)
N	Motor Açısal Hızı (rad/sn)
\dot{N}	Motor İvmesi (rad/sn^2)
PI	Proportional, Integral (Oransal, İntegral)
P _m	Manifold Basıncı (bar)
P_{amb}	Atmosferik Basınç (bar)
R	Spesifik Gaz Sabiti
R_{RO}	Yuvarlanma Direnci
R_e	Yokuş Direnci
R_H	Hava Direnci
S	Kayma
T	Sıcaklık (Kelvin)
T_e	Efektif Motor Torku (Nm)
T_i	İndike Motor Torku (Nm)
T_T	Teker Torku (Nm)
T_D	Diferansiyel Torku (Nm)
T_{yuk}	Motorda Kayıp Oluşturan Elemanların Torku (Nm)
Ü.Ö.N	Üst Ölü Nokta
V_m	Manifold Hacmi (m^3)
V_{R0}	Rüzgar Hızı (m/s)
V_{tas}	Taşıt Hızı (m/s)
YSA	Yapay Sinir Ağları
y	Taşıtın Yerden Yüksekliği (m)
θ (theta)	Gaz Kelebeği Açısı (derece ⁰)
W	Tekerleğin Statik Durumdaki Zemin Reaksiyon Kuvveti (N)
ω_D	Diferansiyeldeki Açısal Hız

VI

ω_M	Motordaki Açısal Hız
ω_T	Tekerdeki Açısal Hız
ϵ	Tahrik Halinde Dönen Tekerleğin Dönme Açısı
ϵ_0	Serbest Halde Dönen Tekerleğin Dönme Açısı
μ_{ROmax}	Maksimum Yuvarlanma Tutunma Katsayısı
μ_s	Kayma Halindeki Tutunma Katsayısı
σ	Ateşleme Avansı (derece ⁰)
δ_D	Diferansiyelde Açısal Olarak Yer Değiştirme Mesafesi
δ_T	Tekerlekte Açısal Olarak Yer Değiştirme Mesafesi
δ_M	Motor Milinin Açısal Olarak Yer Değiştirme Mesafesi
φ	Krankşaft Açısı (derece ⁰)
α	Yol Eğim Açısı (derece ⁰)
ρ	Havanın Yoğunluğu (kg/m ³)

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 2.1. Sayısal bilgisayar ile yapay sinir ağlarının karşılaştırması (Elmas, 2007) ...	5
Çizelge 2.2. AND komutlu bir örnek	9
Çizelge 2.3. Sugeno tipi denetleyicilerde üyelik fonksiyonu.....	10
Çizelge 2.4. Motor modellenmesinde kullanılan parametreler	12
Çizelge 2.5. μ_{r0} lastiklerin yol üzerindeki tutunma katsayıları (Çetinkaya, 1999)	23
Çizelge 2.6. Yolun yapısına göre f_{RO} (Çetinkaya, 1999)	26
Çizelge 2.7. Bazı taşıtların hava direnci katsayıları (Çetinkaya, 1999).....	28

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Sugeno tipi denetleyici ile u_1 ve u_2 giriş üyelik fonksiyonları	9
Şekil 2.2. Dört zamanlı motor çevrimi (Römers, 2006).....	12
Şekil 2.3. Gaz kelebeğinin şekli (http://www.obitet.gaziedu.tr)	13
Şekil 2.4. Emme manifoldunun geometrisi (http://www.obitet.gazi.edu.tr).....	14
Şekil 2.5. Elektronik Kontrol Ünitesi (EKÜ) bloğu (http://www.otobil.net)	15
Şekil 2.6. EKÜ'nün iç yapısı (http://www.otobil.net)	16
Şekil 2.7. Sıkıştırma ve yanma çevrimi sonucunda oluşan kuvvet (Römers, 2006).....	17
Şekil 2.8. Araçta aktarma organları (Kural, 2006).....	20
Şekil 2.9. Frenleme kuvvetinin kayma oranı ile değişimi (Çetinkaya, 1999).....	24
Şekil 2.10. Tekerin yola temas yüzeyindeki basınç dağılımı (Çetinkaya, 1999).....	25
Şekil 2.11. Tekerin statik ve dinamik dönme yarıçapı (Çetinkaya, 1999).....	25
Şekil 2.12. Yuvarlanma direnç katsayısının etkileri (Çetinkaya, 1999)	26
Şekil 2.13. Yokuş direnci (R_e) (http://www.obitet.gazi.edu.tr)	27
Şekil 2.14. Hava direnci kuvvetinin bileşenleri (http://www.obitet.gazi.edu.tr)	27
Şekil 3.1. Gaz kelebeğinin MATLAB/SIMULINK bloğu.....	30
Şekil 3.2. Gaz kelebeğinin 45 derecede sabit tutulduğu durum.....	31
Şekil 3.3.Emme manifoldunun MATLAB/SIMULINK bloğu.....	32
Şekil 3.4. Emme manifoldunun incelenmesi	33
Şekil 3.5. Emme ve sıkıştırma MATLAB/SIMULINK bloğu.....	34
Şekil 3.6. Yanma alt sistemi MATLAB/SIMULINK bloğu	35
Şekil 3.7. Yanma bloğunda üretilen indike tork	35
Şekil 3.8. Zamanlama bloğu.....	36
Şekil 3.9. Motor dinamiği	37
Şekil 3.10. Motor bloğu modeli	38
Şekil 3.11. Ford Motor Company ve Mathworks araba modeli sf_car	38
Şekil 3.12. Motor ve araç modellerinin birleştirilmesi ve bulanık mantık ile kontrolü ..	39
Şekil 3.13. MATLAB programında bulanık mantık modülü.....	40

Şekil 3.14. Bulanık mantık kural yazma penceresi	41
Şekil 3.15. Bulanık mantık giriş-çıkış sinyallerinde üyelik sınırları.....	42
Şekil 3.16. Bulanık mantık giriş-çıkış sinyali değerlerinin model yüzeyi	42
Şekil 3.17. Manuel olarak modellenen bulanık mantık kontrolörü.....	43
Şekil 3.18. Manuel giriş değerleri ile çalışan bulanık mantık alt bloğu.....	43
Şekil 3.19. Bulanık mantık hata pozitif alt blogu.....	44
Şekil 3.20. Bulanık mantık üyelik fonksiyonu 0-10 arasında alt bloğu	44
Şekil 3.21. Bulanık mantıkta hatanın pozitif olduğu kısmın üyelik fonksiyonu.....	45
Şekil 3.22. Bulanık mantıkta hatanın negatif olduğu kısmın üyelik fonksiyonu	47
Şekil 3.23. Vites değiştirme mantığının modellenmesi	49
Şekil 3.24. 1'inci vites ve vites artırma kuralları	50
Şekil 3.25. İki sistemin tek modelde birleştirilmesi ve bulanık mantıkla kontrolü.....	50
Şekil 3.26. R_{RO} ve R_e direnç kuvvetlerinin modellenmesi	51
Şekil 3.27. I.Durumda PI ile devir kontrolü $K_p=0.2$, $K_i=0.65$	53
Şekil 3.28. I.Durumda bulanık mantık ile devir kontrolü	53
Şekil 3.29. II.Durumda PI ile devir kontrolü $K_p=0.35$ $K_i=0.2$, $R_e=0$, $R_{RO}= Değişken$	55
Şekil 3.30. II.Durumda bulanık mantık ile devir kontrolü $R_e=0$ ve $R_{RO} = Değişken$	55
Şekil 3.31. Sinyal kaynağındaki eğim açısı α^0 ve yuvarlanma direnci katsayısı f_{RO}	56
Şekil 3.32. III.Durumda PI ile kontrol $K_p=0.35$ $K_i=0.7$ $R_e= Artan$ ve $R_{RO}= Artan$...	57
Şekil 3.33. III.Durumda bulanık mantık ile kontrol $R_e=Artan$ ve $R_{RO}= Artan$	58
Şekil 3.34. IV.Durumda PI ile kontrol $K_p=0.55$ $K_i=0.65$, $R_e= Sabit$ ve $R_{RO} = Sabit$..	60
Şekil 3.35. IV.Durumda bulanık mantık ile kontrol $R_e=Sabit$ ve $R_{RO}= Sabit$	60
Şekil 4.1. I'inci durumda PI ile bulanık mantığın karşılaştırılması	62
Şekil 4.2. II'nci durumda PI ile bulanık mantığın karşılaştırılması	63
Şekil 4.3. III'ncü durumda PI ile bulanık mantığın karşılaştırılması.....	64
Şekil 4.4. IV'ncü durumda PI ile bulanık mantığın karşılaştırılması.....	65

1. GİRİŞ

Günümüzde teknolojik gelişmelere paralel olarak, taşıt motorlarının incelenmesi ve geliştirilmesi faaliyetlerinin sadece laboratuvarlardaki fiziksel deneyler ile sağlanamayacağı düşünülmektedir. Araç motorlarının kullanmakta olduğu petrolün tüketimindeki ve hava kirliliğindeki hissedilebilir artış incelendiğinde motor tasarımında hızla değişiklikler yapılmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Mevcut fiziksel deneylere dayalı laboratuvar ortamları zaman ve mekan gibi etkenler açısından yetersiz kalmakta ve otomobil firmalarına ilave işletme maliyetlerine neden olmaktadır. Özellikle araştırma-geliştirme faaliyetlerinin yazılımsal olarak matematiksel ifadelerle bilgisayar ortamında yapılmasının zaman ve maliyet açısından daha efektif olduğu değerlendirilmektedir.

Teknolojide mekanik kontrollü sistemlerin kullanıcı ihtiyaçlarını karşılayamaması ve hemen hemen tüm makinelerin elektronik kontrollü yazılımlar üzerinden gelişmesi nedeniyle taşıt teknolojisinde de motorlar, aktarma organları, vites kutuları, tekerlekler matematiksel ifadeler üzerinden modellenerek paket programlar ile dizayn edilmekte ve simülasyonlarda elde edilen neticeler daha kolay incelenebilmektedir. Araç motorları ile ilgili çalışmalar genellikle motor gürültü seviyesinin ve titreşimlerinin düşürülmesi, yakıt sarfiyatının azaltılması, zararlı egzost gazı salınımlarının düşürülmesi, motor performansının yükseltilmesi amaçlı yapılmaktadır.

Bu çalışmada araç motoru modellenmesi ve simülasyon sonuçlarının incelenmesi hususlarında kullanım kolaylığı sağlaması sebebiyle MATLAB/SIMULINK programı tercih edilmiştir.

Literatürde 1987 yılında Moskwa ve Hendrick tarafından ilk kez araç motoru modellenerek eş zamanlı kontrol edilmesi ve daha sonra 1991 yılında Crossley ve Cook tarafından yapılan, kontrol sistemleri büyük önem taşımaktadır.

Moskwa ve Hendrick tarafından yapılan bu çalışmaların 90'lı yıllardan itibaren araç motoru modellenmesi ve eş zamanlı kontrolü konusunda birçok çalışmaya rehber niteliğinde olduğu ifade edilmektedir (Crossley ve Cook, 1991). Son dönemde egzost gazı emisyon ölçümleri, motor titreşiminin azaltılması ve maksimum motor torku ile devir ilişkisinin incelenmesi konusunda gelişmeler kaydedilmiştir.

Motorun ürettiği gücün mekanik enerjiye çevrilmesi ile motor devrinin kontrol edilmesi konusundaki çalışmaların yol gösterici nitelikte olması sebebiyle bu konu tez çalışması olarak tercih edilmiştir.

Motor modellenmesi konusunda kabul görmüş amprik formüller toplanmış ve matematiksel fonksiyonlar oluşturulmuştur. Modelde gaz kelebeği açısına bağlı olarak emme manifolduna giren havanın amprik formüller ile modellenmesi, sıkıştırma ve yanma çevrimlerinde zamanlayıcı bloklar ile ateşleme açılarının simüle edilmesi, motorun ürettiği torkun hesaplanması, motor torkunun aktarma organları üzerinden vites kutusuna oradan araç dinamiklerine iletilmesi sağlanmıştır.

Bu çalışmada; MATLAB/SIMULINK içindeki bloklar yardımıyla vites sistemi oluşturulması, araca etki eden direnç kuvvetlerinin belirlenmesi ve dinamik motor bloğuna birleştirilmesi üzerinde çalışılmıştır.

Motor devrinin kontrolü kapsamında; direnç kuvvetlerinin değiştirilmesiyle oluşturulacak dört farklı simülasyon durumunda Bulanık Mantık yöntemi ile PI denetleyicinin performansları kıyaslanacak ve elde edilen sonuçlar ayrı ayrı değerlendirilecektir.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

2.1. Yapay Zeka

İnsan beyni dünyanın en karmaşık makinesi olarak kabul edilebilir. İnsan beyni sayısal bir işlemi birkaç dakikada yapabilmesine karşın; idrak etmeye yönelik olayları çok kısa bir sürede yapmaktadır. Örneğin yolda giden bir şoför, yolun kayganlık derecesini, önündeki tehlikeden ne kadar uzak olduğunu, sayısal olarak değerlendiremezse dahi geçmişte kazandığı tecrübeler sayesinde aracın hızını azaltmaktadır. Çünkü o saniyelerle ölçülebilecek kadar kısa bir sürede tehlikeyi idrak etmiş ve ona karşı koyma gibi bir tepki vermiştir. Bu noktada akla gelen ilk soru bilgisayara böyle bir problemi çözme yeteneği kazandırılabilir mi? Bilgisayarlar genellikle kullanım alanına yönelik olarak çok karmaşık sayısal problemleri anında çözmesine karşın, idrak etme ve deneyimlerle kazanılmış bilgileri kullanabilme noktasında zayıf kalmaktadırlar.

Bu noktada insanı üstün kılan özellik sinirsel algılayıcılar sayesinde kazanılmış ve göreceli olarak sınıflandırılmış bilgileri kullanabilmesidir. İnsan zekasını modellemede uzman sistemler alanında; Bulanık Mantık, Genetik Algoritma ve Yapay Sinir Ağları gibi yapay zeka dalları ortaya çıkmış ve gelişmeler sağlanmaya başlamıştır. Bu uzman sistemlere ilişkin bilgiler kısaca alt başlıklar halinde aşağıda verilmiştir.

2.1.1. Genetik Algoritma

Yapay zekânın gittikçe genişleyen bir kolu olan evrimsel hesaplama tekniğinin bir parçasını oluşturmaktadır. Genetik Algoritma Darwin'in "Doğada en iyi olanın yaşaması" evrim kuramından esinlenerek oluşturulan, bir veri öbeğinden özel bir veriyi bulmak için kullanılan bir arama yöntemidir.

Genetik algoritma geleneksel yöntemlerle çözümü zor veya imkansız olan problemlerin çözümünde kullanılmaktadır.

2.1.2. Yapay Sinir Ağları

Yapay Sinir Ağları (YSA), insan beyninden esinlenerek geliştirilmiş, ağırlıklı bağlantılar aracılığıyla birbirine bağlanan ve her biri kendi belleğine sahip işlem, işlem elemanlarından oluşan paralel ve dağıtılmış bilgi işleme yapılarıdır. Yapay sinir ağları biyolojik sinir ağlarını taklit eden bilgisayar programlarıdır. Yapay sinir ağları zaman zaman bağlantıcılık, paralel dağıtılmış işlem, sinirsel-işlem, doğal zeka sistemleri ve makine öğrenme algoritmaları gibi isimlerle de anılmaktadır.

YSA bir programcının geleneksel yeteneklerini gerektirmeyen, kendi kendine öğrenme düzenekleridir. Bu ağlar öğrenmenin yanı sıra, ezberleme ve bilgiler arasında ilişkiler oluşturma yeteneğine de sahiptir. Yapay sinir ağları insan beyninin bazı organizasyon ilkelerine benzeyen özellikleri kullanmaktadır ve bu sayede bilgi işleme sistemlerinin yeni neslini temsil etmektedirler. Geleneksel bilgisayar ise özellikle model seçme işleminde verimsiz ve sadece algoritmaya dayalı hesaplama işlemleri ile kesin aritmetik işlemlerde hızlıdır. Çizelde 2.1.' de sayısal bilgisayar ile YSA karşılaştırılmıştır. Geri Yayılımlı YSA tahmin ve sınıflandırma işlemlerinde, belirsiz, gürültülü ve eksik bilgilerin işlenmesinde başarılı sonuçlar vermektedir.

Herhangi bir örnek giriş verisinin tanınabilmesi ve bunun daha sonra kullanılabilmesi için verinin ağda nasıl temsil edildiğini, nerede saklandığının YSA'da bilinmesi gerekmektedir. Klasik bilgisayarlarda bilgi 1 ve 0 serileri ile temsil edilirken, sinir ağlarında matematiksel işlev ile temsil edilir. Yapay sinir ağlarındaki bilgi, ağ içindeki bağlantılarda ve birçok ağırlıklar yoluyla dağıtılmaktadır. Klasik bilgisayar bilgiyi belleğinde belirli bir yerde saklar, sinir ağları ise bilgiyi tüm ağ boyunca dağıtır. Bu durum dağıtılmış bellek olarak bilinir.

Günümüzde YSA üzerine yapılan araştırmalar iki alan üzerine yoğunlaşmıştır. Bunlardan birincisi ileri beslemeli çok katmanlı ağlar ikincisi ise Hopfield ağlarıdır. Yapay sinir ağlarının kullanım alanları: denetim, sistem modelleme, ses tanıma, el yazısı tanıma, parmak izi tanıma, elektrik işareti tanıma, meteorolojik hava durumu yorumlama, otomatik araç denetimi ve sağlığa yönelik fizyolojik işaretleri izleme, tanıma ve yorumlama gibi konulardır.

Çizelge 2.1. Sayısal bilgisayar ile yapay sinir ağlarının karşılaştırması (Elmas, 2007)

Sayısal Bilgisayarlar	Yapay Sinir Ağları
Tümdengelimli mantık: Çıkış üretmek için giriş bilgilerine bilinen kurallar uygulanır.	Tümevarımlı mantık: Giriş ve çıkış bilgileri (eğitilen örnekler) verilir, kuralları kullanıcı koyar.
Hesaplama merkezi, eş zamanlı ve ardışıldır.	Hesaplama toplu, eşzamansız ve öğrenmeden sonra paraleldir.
Bellek paketlenmiş, hazır bilgi depolanmış ve yer adreslenebilir.	Bellek ayrılmıştır, dahilidir ve içerik adreslenebilir.
Hata toleransı yoktur.	Eğer bilgi, gürültü veya kısmi ise kurallar bilinmiyorsa ya da karışıkta hata toleransı uygulanabilir.
Hızlıdır.	Yavaştır.
Bilgiler ve Algoritmalar kesindir.	Yapay sinir sistemleri deneyimden yararlanır.

2.1.3. Bulanık Mantık

Bulanık küme teorisine dayanan bir matematiksel disiplindir. Bulanık Mantık insan mantığında olduğu gibi, uzun-kısa, sıcak-soğuk, yerine uzun, ortadan biraz uzun, orta, ortadan biraz kısa, kısa veya sıcak, ılık, az soğuk, soğuk-çok soğuk v.b. ara değerlere sahip olması sebebi ile yaklaşım olarak insan düşünce şekline en yakın mantık formunu oluşturmaktadır.

Uzman sistem temelde insan düşüncelerini gerçekleştirmek amacıyla bilgisayar tarafından işlenen bir yazılımdır. Uzman sistem geliştirilirken, uzmanların belli bir konudaki bilgi ve deneyimlerini bilgisayara aktarılması amaçlanmaktadır. Bu yaklaşım ilk defa Amerika Birleşik Devletlerinde düzenlenen bir konferansta 1956 yılında duyurulmuştur. Ancak bu konudaki ilk ciddi adım 1965 yılında Lotfi A. Zadeh tarafından yapılan çalışma ile Bulanık Mantık veya Bulanık Küme kuramı adı altında ortaya konulmuştur. Zadeh bu çalışmasında insan düşüncesinin büyük çoğunluğunun

bulanık olduğunu, kesin olmadığını belirtmiştir. Bu yüzden 0 ve 1 ile temsil edilen Boolean Mantık bu düşünce işlemini yeterince ifade edememektedir. İnsan mantığı açık, kapalı, sıcak, soğuk, 0 ve 1 gibi değişkenlerden oluşan kesin ifadelerin yanı sıra, az açık, az kapalı, serin, ılık gibi ara değerleri de göz önüne almaktadır. Bulanık Mantık, klasik mantığın aksine 2 seviyeli değil, çok seviyeli işlemleri kullanmaktadır. Ayrıca Zadeh insanların denetim alanında, mevcut makinelerden daha iyi olduğunu ve kesin olmayan dilsel bilgilere bağlı olarak etkili kararlar alabildiklerini savunmuştur. Klasik denetim uygulamalarında karşılaşılan zorluklar nedeniyle, Bulanık Mantık denetimi alternatif yöntem olarak çok hızlı gelişmiş ve modern denetim alanında geniş uygulama alanı bulmuştur. Bulanık mantığın genel özellikleri Zadeh tarafından şu şekilde ifade edilmiştir;

- Bulanık Mantıkta kesin değerlere dayanan düşünme yerine, yaklaşık düşünme kullanılır.
- Bulanık Mantıkta her şey $[0,1]$ aralığında belli bir derece (veya üyelik) ile gösterilir.
- Bulanık Mantıkta bilgi büyük, küçük, az, çok az gibi dilsel ifadeler şeklindedir.
- Bulanık çıkarım işlemi dilsel ifadeler arasında tanımlanan kurallar ile yapılır.
- Her mantıksal sistem bulanık olarak ifade edilebilir.
- Bulanık Mantık matematiksel modeli çok zor elde edilen sistemler için çok uygundur.

Bulanık Mantık tam olarak bilinmeyen veya eksik girilen bilgilere göre işlem yapabilme yeteneğine sahiptir. Yakın tarihte özellikle Japonya, Amerika ve Almanya'da yaklaşık 1000'den fazla ticari ve endüstriyel bulanık sistemleri başarıyla gerçekleştirilmiştir. Yakın gelecekte ise özellikle ticaret sektörü ve endüstri alanında daha yaygın olarak kullanılacağı değerlendirilmektedir.

Bulanık mantığın ilk uygulaması, Mamdani tarafından 1974 yılında bir buhar makinesinin Bulanık Mantık denetiminin gerçekleştirilmesi oluşmuştur. 1980 yılında bir Hollanda şirketi çimento fırınlarının denetiminde Bulanık Mantık denetimi uygulamıştır. 3 yıl sonra Fuji elektrik şirketi su arıtma alanları için kimyasal püskürtme aleti üzerine çalışmalar yapmıştır. 1987 yılında ikinci IFSA kongresinde ilk Bulanık Mantık denetleyicileri sergilenmiştir. Bu denetleyiciler, 1984 yılında araştırmalara başlayan Omron şirketinin 700'den fazla ürününde uygulama alanı bulmuştur. 1987

yılında ise Hitachi takımının tasarladığı Japon Sendai metrosu denetleyici kontrolünde çalışmaya başlamıştır. Bu Bulanık Mantık denetim metro uygulamasında daha rahat bir seyahat, düzgün bir yavaşlama ve hızlanma sağlamıştır. 1989 yılında Omron şirketi Japonya'nın Harumi şehrinde bulunan çalışma merkezinde yapmış olduğu bulanık sonuç-board la yapılan depolama, tekrar etme ve bulanık sonuçlarını elde etmek için kullanılan (RISC) bilgisayara dayalı olan çalışmaları tanıtmıştır.

Bulanık Mantık uygulamalarının ürünleri Japonya'da 1990 yılında tüketicilere sunulmuştur. Örneğin bulanık denetimli çamaşır makinesi; çamaşırın cinsine, miktarına, kirliliğine göre en etkili çamaşır yıkama ve su kullanma programını seçmektedir.

Bulanık Mantık uygulamalarına diğer örnek arabalarda yakıt püskürtme ve ateşleme sisteminin denetimidir. Ayrıca elektrik süpürgesi, televizyon ve müzik aletleri gibi aygıtlarda da Bulanık Mantık denetimi kullanılmaktadır.

Bulanık Mantık uygulamaları ısı, elektrik akımı, sıvı gaz akımı denetimi, kimyasal ve fiziksel süreç denetimlerinde kullanılmaktadır (Elmas, 2007).

2.1.4. Bulanık Mantık Denetleyicilerinin Üstünlükleri Konusundaki Değerlendirmeler

- Bulanık Mantık kuramının insan beyninin düşünme tarzına çok yakın olması en büyük üstünlüğü sunmaktadır. Denetim işlemlerinin birçoğu dilsel niteleyicilerle yapılmaktadır.
- Bulanık Mantık yaklaşımı matematiksel modele ihtiyaç duymadığından matematiksel modelin iyi tanımlanamamış, zamanla değişen ve doğrusal olmayan sistemlere ait olması durumlarında dahi başarı ile uygulanmaktadır.
- Bulanık Mantık yaklaşımında işaretlerin bir ön işlemeye tabi tutulmaları ve geniş bir alana yayılmış değerlerin az sayıda üyelik işlevlerine indirgenmeleri uygulamaların daha hızlı bir şekilde sonuca ulaşmasını sağlamaktadır.
- Bulanık Mantık klasik yöntemlerdeki gibi dar ve sınırlı dereceli (sadece 1,0 kurgusu ile sergilenmez) statik değil, esnek bir yapıya sahiptir.
- Bulanık Mantık belirsizlik içeren veri ile çalışabilir. Özellikle algıya dayalı bilgilerde, olasılık teorisinin kullanılmadığı durumlarda başarılı bir şekilde kullanılabilir.

- Bulanık Mantık doğal dile çok yakındır. Bu nedenle uzman kişilerin tecrübeleri kural olarak bilgisayara aktarılmasında ve doğru sonuca ulaştırılması konusunda kolaylık sağlar.
- Elde edilen sonuçlar kullanıcı tarafından kontrol edilebilir ve izlenebilir.
- Doğrusal olmayan problemlerin çözümüne olanak tanır.
- Bulanık Mantık kullanımı sayesinde sıcak, ılık, serin, soğuk vb. sözel ifadeler için değerler hesaplanıp, bunlarla cebirsel işlemler yapılabilir.

2.1.5. Bulanık Mantık Denetleyicilerinin Sakıncaları

- Bulanık Mantık uygulamalarında mutlaka kuralların uzman deneyimlerine dayanarak tanımlanması gerekir. Üyelik işlevlerini ve Bulanık Mantık kurallarını tanımlamak her zaman kolay değildir. Bu yaklaşımla kontrol uygulamalarında kontrol yaklaşımını kurallarla ifade edebilmek için sistemin çalışma şeklini ve uygulanacak kontrol yaklaşımlarını iyi anlamak gerekir.
- Üyelik işlevlerinin değişkenlerinin belirlenmesinde kesin sonuç veren belirli bir yöntem ve öğrenme yeteneği yoktur. En uygun yöntem deneme yanılma yöntemidir, bu da çok uzun zaman alabilir. Uzun testler yapmadan gerçekten ne kadar üyelik işlevi gerektiğini belirlemek çok güçtür. Bu tip bir çalışmada kontrol sisteminden beklenen performansa ait tanımlamalar yapılması ve bu tanımlamaları esas alan bir hedef belirlenmesi uygun olacaktır.
- Sistemlerin kararlılık, gözlemlenebilirlik ve denetlenebilirlik analizlerinin yapılmasında ispatlanmış kesin bir yöntemin olmayışı bulanık mantığın temel sorunudur. Günümüzde bu sadece pahalı deneyimler sonucu mümkün olmaktadır.
- Bulanık Mantık yaklaşımında üyelik işlevlerinin değişkenleri sisteme özeldir, başka sistemlere uyarlanması çok zordur.

2.1.6. Bulanık Mantık Uygulamasında Sugeno Tipi Denetleyici

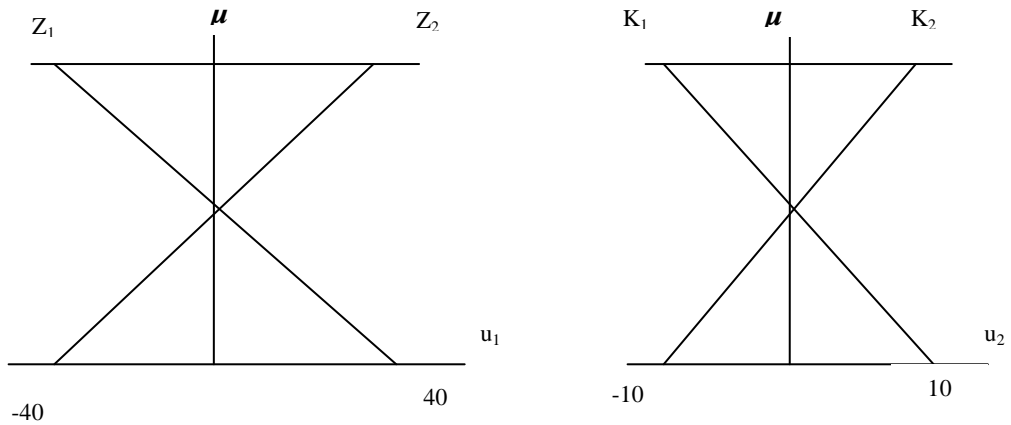
Sugeno tipi denetleyicinin çalışma şeklinin açıklanması olarak gösterilebilmesi bakımından AND komutu ile yazılmış bir örnek Çizelge 2.2.' de sunulmuştur. Örnek sistemin kural tabanı ve fonksiyon denklemleri:

Çizelge 2.2. AND komutlu bir örnek

Örneğe Ait Kural Tabanı	Fonksiyon Denklemleri
1- IF (u_1 is Z_1 AND u_2 is K_1) THEN $y=F_1(u_1,u_2)$	$F_1(u_1,u_2)= 4u_1+u_2+5$
2- IF (u_1 is Z_1 AND u_2 is K_2) THEN $y=F_2(u_1,u_2)$	$F_2(u_1,u_2)= u_1-u_2$
3- IF (u_1 is Z_2 AND u_2 is K_1) THEN $y=F_3(u_1,u_2)$	$F_3(u_1,u_2)= u_1+u_2-5$
4- IF (u_1 is Z_2 AND u_2 is K_2) THEN $y=F_4(u_1,u_2)$	$F_4(u_1,u_2)= 3u_1-u_2-10$

Örnek içerisinde $u_1= 10$ ve $u_2= 0$ olarak belirlenmiş ve AND komutunda ise cebirsel çarpım seçilmiştir. Bu durumda y çıkış sinyali hesaplanmaya çalışılacaktır.

I. Bulanıklaştırma modülünde yapılan üyelik işlemleri Şekil 2.1. ve Çizelge 2.3.' de gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Sugeno tipi denetleyici ile u_1 ve u_2 giriş üyelik fonksiyonları

$$\mu_{Z_1}(u_1) = \left\{ \begin{array}{ll} 0 & ; u_1 > 40 \\ 1 & ; u_1 < -40 \\ -\frac{1}{80}u_1 + 0.5 & ; -40 \leq u_1 \leq 40 \end{array} \right\} \quad (2.1.)$$

$$u_1 = 10 \text{ ise } \mu_{Z_1}(10) = 0.375$$

$$\mu_{Z_2}(u_1) = \left\{ \begin{array}{ll} 0 & ; u_1 > 40 \\ 1 & ; u_1 < -40 \\ \frac{1}{80}u_1 + 0.5 & ; -40 \leq u_1 \leq 40 \end{array} \right\} \quad (2.2.)$$

$$u_1 = 10 \text{ ise } \mu_{Z_2}(10) = 0.625$$

$$\mu_{K_1}(u_2) = \left\{ \begin{array}{ll} 0 & ; u_2 > 10 \\ 1 & ; u_2 < -10 \\ -\frac{1}{20}u_2 + 0.5 & ; -10 \leq u_2 \leq 10 \end{array} \right\} \quad (2.3.)$$

$$u_2 = 0 \text{ ise } \mu_{K_1}(0) = 0.5$$

$$\mu_{B_2}(u_2) = \left\{ \begin{array}{ll} 0 & ; u_2 > 10 \\ 1 & ; u_2 < -10 \\ \frac{1}{20}u_2 + 0.5 & ; -10 \leq u_2 \leq 10 \end{array} \right\} \quad (2.4.)$$

$$u_2 = 0 \text{ ise } \mu_{B_2}(0) = 0.5$$

Çizelge 2.3. Sugeno tipi denetleyicilerde üyelik fonksiyonu

u₁=50	Bulanık Küme	u₂=0	Bulanık Küme
<u>Üyelik Derecesi</u>	<u>Üyelik Fonksiyonu</u>	<u>Üyelik Derecesi</u>	<u>Üyelik Fonksiyonu</u>
0.375	Z ₁	0.5	K ₁

0.625	Z ₂	0.5	K ₂
-------	----------------	-----	----------------

II. Çıkarım mekanizması:

$$1- \text{Kuralın kesinlik derecesi } \mu_{11}^{ZK} = 0.375 * 0.5 = 0.1875 \quad (2.5.)$$

$$2- \text{Kuralın kesinlik derecesi } \mu_{12}^{ZK} = 0.375 * 0.5 = 0.1875 \quad (2.6.)$$

$$3- \text{Kuralın kesinlik derecesi } \mu_{21}^{ZK} = 0.625 * 0.5 = 0.3125 \quad (2.7.)$$

$$4- \text{Kuralın kesinlik derecesi } \mu_{22}^{ZK} = 0.625 * 0.5 = 0.3125 \quad (2.8.)$$

III. Kural Fonksiyonu :

$$F_1(10,0) = (4 * 10) - 0 + 5 = 45$$

$$F_2(10,0) = 10 - 0 = 10 \quad (2.9.)$$

$$F_3(10,0) = 10 + 0 - 5 = 5$$

$$F_4(10,0) = (3 * 10) - 0 - 10 = 20$$

III. Çıkış Sinyalinin hesaplanması:

Ağırlık Ortalama Metodu ile çıkış sinyali hesaplanır.

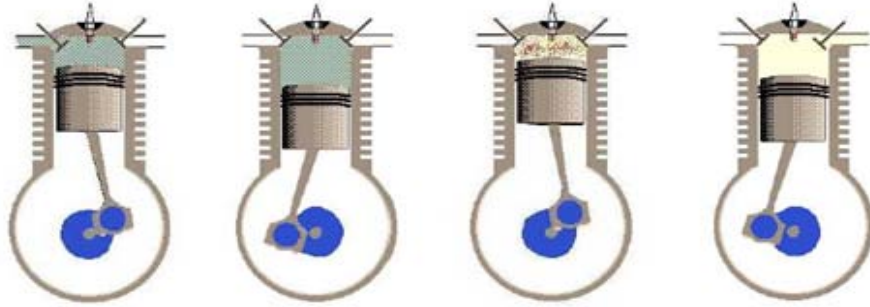
$$y = \frac{\mu_{11}^{ZK} * F_1(u_1, u_2) + \mu_{12}^{ZK} * F_1(u_1, u_2) + \mu_{21}^{ZK} * F_1(u_1, u_2) + \mu_{22}^{ZK} * F_1(u_1, u_2)}{\mu_{11}^{ZK} + \mu_{12}^{ZK} + \mu_{21}^{ZK} + \mu_{22}^{ZK}} \quad (2.10.)$$

$$y = \frac{0,1875 * 45 + 0,1875 * 10 + 0,3125 * 5 + 0,3125 * 20}{0,1875 + 0,1875 + 0,3125 + 0,3125} = 18.25 \text{ olarak hesaplanır.}$$

2.2. Dört Zamanlı Motor Elemanlarının Matematiksel İfadeler ile Gösterilmesi

Matematiksel ifadeler mühendislik sistemlerinin tanımlanmasında ve modellenmesinde çok önemli bir yer tutmaktadır. Sistemin kontrol edilebilmesi bakımından da ilk yapılması gereken işlem, sistemleri matematiksel olarak tanımlamaktır. Dört zamanlı bir motorun çevrimsel gösterimi Şekil 2.2.' de sunulmuştur.

Bu bölümde motor elemanları arasındaki ilişkileri tanımlayan, çeşitli kaynaklardan derlenmiş denklemler ve ilgili açıklamalar bulunmaktadır. Motor modeli oluşturulurken kullanılan parametreler Çizelge 2.4.' te verilmiştir.



Şekil 2.2. Dört zamanlı motor çevrimi (Römers, 2006)

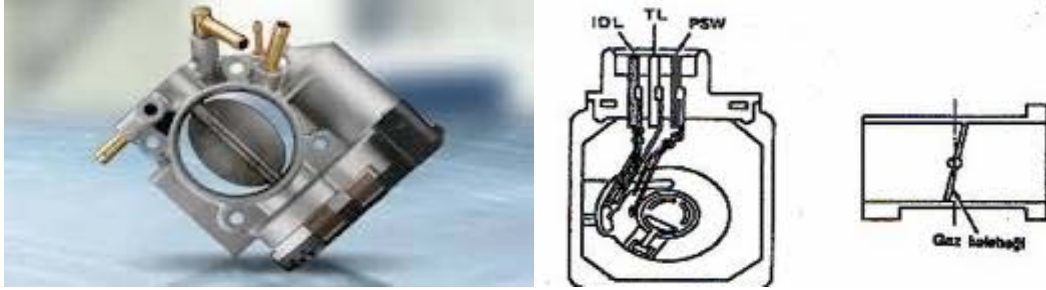
Çizelge 2.4. Motor modellenmesinde kullanılan parametreler

Motor Hacmi Toplam	3.8 litre,
Emme Manifoldu	3.4 litre,
Ateşleme Avansı Açısı	15 ⁰
Dış Atmosfer Basıncı	1 bar,
Hava/yakıt Oranı	14.66

2.2.1. Gaz Kelebeği

Gaz kelebeği emme manifoldu ağzını kapatan eliptik şekle sahip bir parça olup, Şekil 2.3.' te gösterilmiştir. Gaz kelebeği havayı içinden geçirerek, emme manifolduna gönderir. Daha sonra emme manifoldu sayesinde silindir içine gönderilen havaya, EKÜ'nün hafızasında yüklenmiş değerlere göre sıkıştırma çevrimi sonunda enjektör

tarafından yakıt püskürtülür ve yanma olayı gerçekleşir. Temelde gaz kelebeğinin görevi araba motorunun devrini ve süratini artırmak veya azaltmak için konumunu değiştirerek emme manifolduna daha fazla ya da daha az miktarda hava geçişini sağlamaktır (Magnus, 2004).



Şekil 2.3. Gaz kelebeğinin şekli (<http://www.obitet.gaziedu.tr>.)

Gaz kelebeğinin matematiksel denklemlerle ifadesi aşağıda olduğu gibidir (Crossley ve Cook 1991).

$$\dot{m}_{air} = f(\theta)g(P_m) \quad (2.11.)$$

Hava akış miktarına (gr/s) gaz kelebeği açısının ve emme manifoldu basıncının etki ettiği görülmektedir.

$$f(\theta) = 2.821 - 0.05231\theta + 0.10299\theta^2 - 0.00063\theta^3 \quad (2.12.)$$

Yukarıdaki denklem gaz kelebeği açısına bağlı olarak hava geçişi sağlayan boşluğun ifadesidir.

$$g(P_m) = \left\{ \begin{array}{ll} +1 & , P_m \leq \frac{P_{amb}}{2} \\ +\frac{2}{P_{amb}} \sqrt{P_m P_{amb} - P_m^2} & , \frac{P_{amb}}{2} \leq P_m \leq P_{amb} \\ -\frac{2}{P_{amb}} \sqrt{P_m P_{amb} - P_m^2} & , P_{amb} \leq P_m \leq 2P_{amb} \\ -1 & , P_m \geq 2P_{amb} \end{array} \right\} \quad (2.13.)$$

2.2.2. Emme Manifoldu

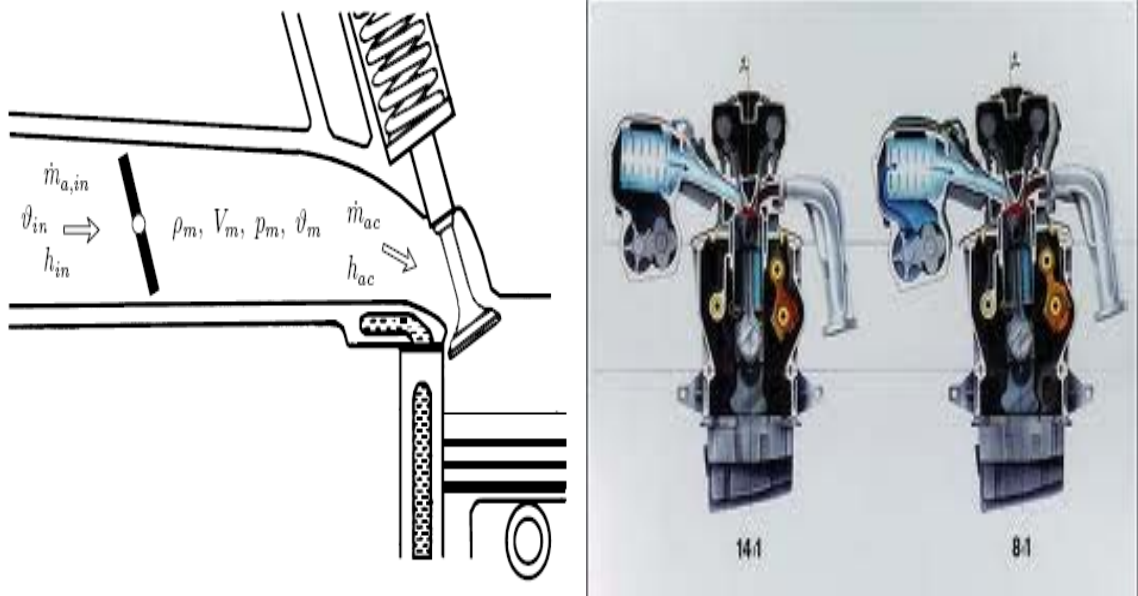
Gaz kelebeği bloğundan çıkan hava Şekil 2.4.' te gösterilen emme manifolduna gelir. Emme manifoldunda silindire pompalanacak hava miktarı belirlenmektedir. Havanın emme manifolduna girmesi veya emme manifoldundan çıkmasıyla manifold iç basıncı dinamik olarak değişmektedir ve bu basınç aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır;

$$\dot{P}_m = \frac{R^*T}{Vm}(\dot{m}_{ai} - \dot{m}_{as}) \quad (2.14.)$$

P_m değeri yukardaki denklemi ile bulunduktan sonra motor devri değeri ile birlikte aşağıdaki denkleme tatbik edilir ve böylece silindire pompalanacak hava miktarı hesaplanır (Crossley ve Cook, 1991).

$$\dot{m}_{as} = -0.366 + 0.08979 N P_m - 0.0337 N P_m^2 + 0.0001 N^2 P_m \quad (2.15.)$$

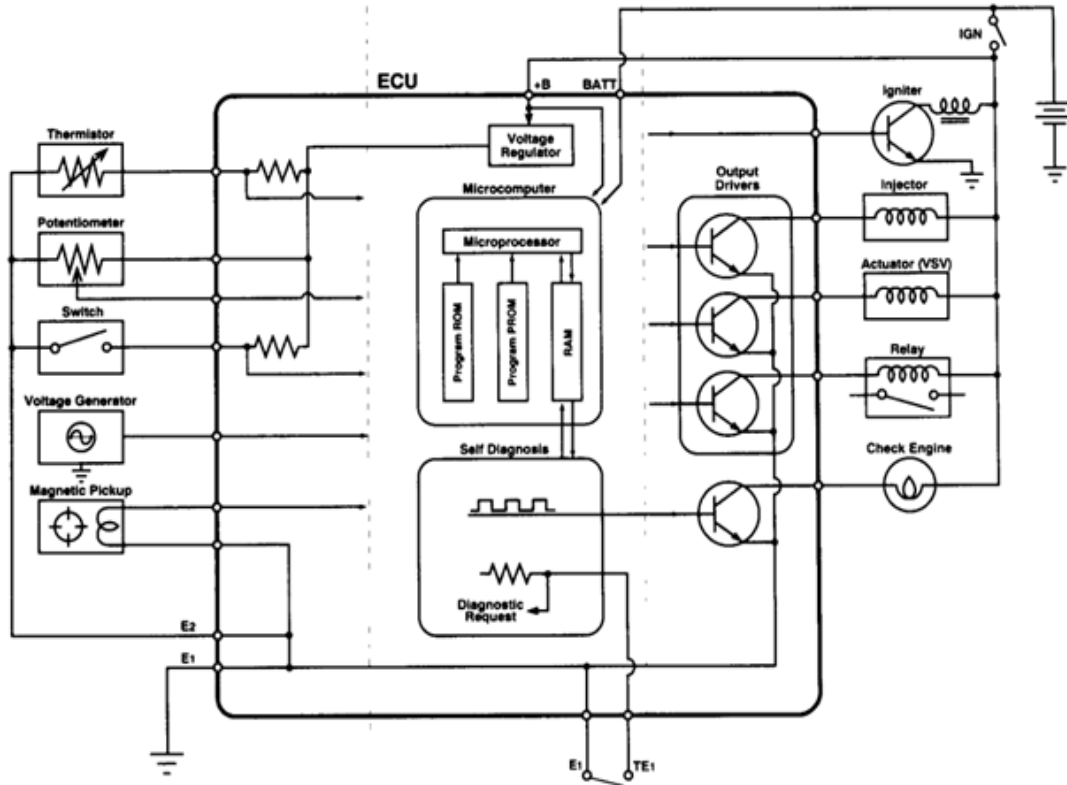
Emme manifoldundan silindire pompalanan hava miktarı motor devrine ve emme manifoldunun basıncına bağlı olarak değişmektedir.



Şekil 2.4. Emme manifoldunun geometrisi (<http://www.obitet.gazi.edu.tr>.)

2.2.3. EKÜ (Elektronik Kontrol Ünitesi)

Elektronik Kontrol Ünitesi (EKÜ) merkezi bir kontrol ve işlem birimi olup, Şekil 2.5.'te gösterilmiştir. Motor kontrol sisteminin kalbini oluşturan bu kontrol birimi, motor çalışırken çeşitli sensörlerden gelen bilgileri değerlendirerek en uygun devir/yakıt oranını tespit edip elde ettiği bu değer doğrultusunda aktüatörleri kontrol ederek motorun optimum çalışmasını sağlamaya çalışan bir sistemdir. Şekil 2.5.' te gösterilen termistör, potansiyometre, voltaj jeneratörü ve manyetik alıcı elemanları giriş sensörleridir. Gösterilen EKÜ birimi voltaj regülatörü, mikrobilgisayar, diagnosis bölümü ve çıkış sürücülerinden oluşmaktadır. Burada voltaj jeneratörü EKÜ'nün kararlı çalışmasını garantilemek için besleme gerilimini kararlı hale getirmektedir. Mikrobilgisayar biriminde mikroişlemci, geçici ve dâhili bellekler gösterilmiştir. Mikroişlemci kontrol-karar işlemlerini yerine getirmektedir.



Şekil 2.5. Elektronik Kontrol Ünitesi (EKÜ) bloğu (<http://www.otobil.net>)

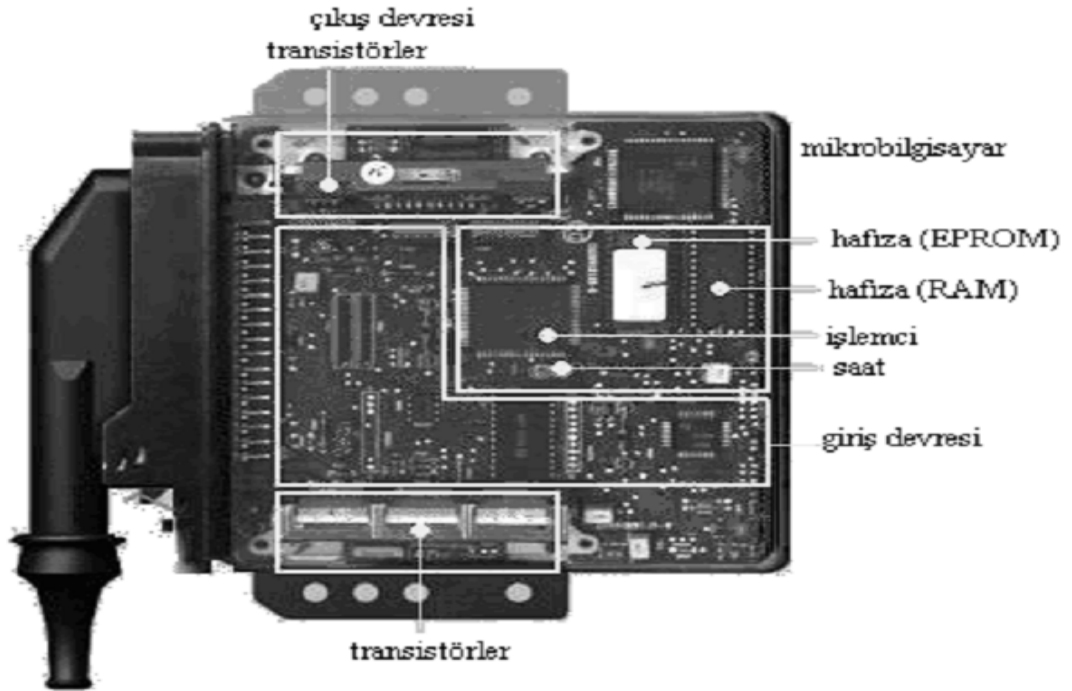
Dahili bellekler EKÜ program algoritmaları ve kontrol tablolarını tutan belleklerdir ve içlerindeki veriler silinemez. Geçici bellek motor çalışma esnasında

gerekli olan geçici verileri tutmaktadır (motor ilk çalıştığında ölçülen referans atmosfer basıncı gibi). Diagnosis birimi, giriş veri hataları minimize etmek için kullanılır. Çıkış sürücüleri EKÜ'den gelen sinyaller doğrultusunda hareket üreteçlerinin sürülmesini sağlayan sinyalleri üreten bölümdür.

EKÜ'nün iç yapısı Şekil 2.6.' da gösterilmiştir. EKÜ içindeki bilgilerin kaydedildiği kısma hafıza bölgesi adı verilir. Hafıza, denetleyicideki kontrol planı veya programını saklamak için kullanılır. Hafızada saklanan bilgi, hangi girişe göre hangi çıkış işaretinin saklanacağı ile ilgilidir ve gerekli hafıza miktarını programın yapısı belirler. Hafızalar saklanan bilginin kaybolup kaybolmamasına bağlı olarak iki grupta incelenebilir.

Ram (Random Access Memory) Bellekler: RAM adı verilen rastgele erişimli belleklerdir. Bu tip belleklerde enerjinin kesilmesi ile birlikte eldeki bilgi kaybolur. Programlama esnasında yazma ve okuma işlemlerinin yerine getirilmesinde kullanılır.

Rom (Read Only Memory): ROM adı verilen salt okunur belleklerdir. Bu bellek tipi silinebilir ve programlanabilir olmasına göre alt gruplara ayrılır.



Şekil 2.6. EKÜ'nün iç yapısı (<http://www.otobil.net>)

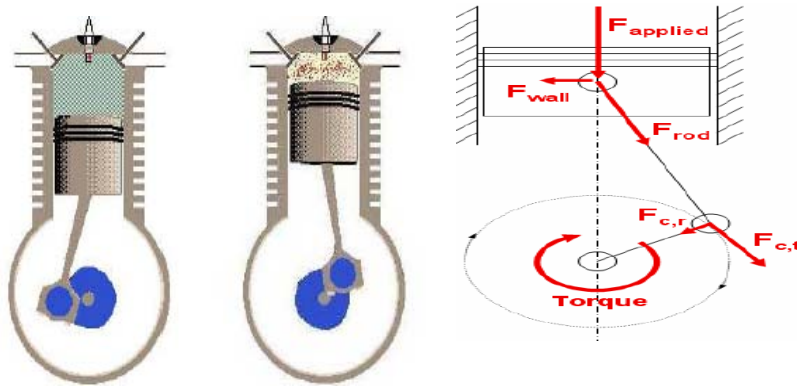
2.2.4. Hava/Yakıt Oranı

Dört zamanlı motor modeli içerisinde zamanlama işlemini sağlayan tetikleyicilerin sürelerini ayarlamak için krank mili açısı dikkate alınmaktadır. Birinci çevrimde hava içeri alınır, ikinci çevrimde hava sıkıştırılır, üçüncü çevrimde yakıt püskürtülür ve yanma gerçekleşir. Yanma sonucu silindir içinde oluşan basınç piston kolunu hızla ittirerek krank şaftın hareket etmesini sağlar ve güç üretilmeye başlanır. Dördüncü çevrimde yanmış gazlar egzost valflarının açılmasıyla atmosfere gönderilir.

Hava yakıt oranı egzost gazı emisyonları açısından da son derece önemlidir. Yeni araçlarda bulunan katalitik dönüştürücü (konvertör) isimli parçanın tam anlamı ile çalışabilmesi çıkan NOx emisyonlarını doğrudan etkiler. Literatürde hava/yakıt oranı benzinli araçlarda 14.66 olarak kullanılmıştır (Ünlü, 2008).

2.2.5. Sıkıştırma ve Yanma

Emme valfları kapanana kadar silindir içine hava pompalanır ve emme çevrimi devam eder, pistonun üst ölü noktaya hareketiyle silindir içerisindeki havanın basıncı artar ve sıkıştırma çevrimi başlar. Basıncı artan havanın içerisine enjektör tarafından yakıt püskürtülmesiyle birlikte yanma başlamakta ve piston yüzeyine etki eden iç basınç ile piston kolu aşağıya doğru hareket eder. Sıkıştırma ve yanma çevrimi sonucunda oluşan kuvvet Şekil 2.7.' de gösterilmiştir.



Şekil 2.7. Sıkıştırma ve yanma çevrimi sonucunda oluşan kuvvet (Römers, 2006)

Yanma çevrimi sonrası oluşan motor torku aşağıdaki denklem ile ifade edilmiştir.

$$T_e = -181.3 + 379.36 m_a + 21.91(A/F) - 0.85(A/F)^2 + 0.26\sigma - 0.0028\sigma^2 + 0.027N - 0.000107N^2 + 0.00048 N\sigma + 2.55 \sigma m_a - 0.05\sigma^2 m_a \quad (2.16.)$$

Denklem içerisinde motorun tork üretmesine etki eden değişkenler; silindir içerisine pompalanan hava kütlesi (gr), motor devri (rad/sn), hava yakıt oranına bağlı olarak yakıt miktarı, yakıtın enjektör tarafından üst ölü noktaya göre avans açısı cinsinden püskürtülme zamanıdır.

2.2.6. Egzost

Silindirde yanma çevrimi sonrasında gazların oluşturduğu kuvvet ile piston kolu alt ölü noktaya doğru hareket eder ve alt ölü noktaya gelmeden önce krank şaft açısına bağlı olarak egzost valfleri açılarak, yanmış gazlar egzost manifoldu üzerinden atmosfere atılır. MATLAB/SIMULINK programında egzost çevriminin modele dahil edilmesi durumunda ayrıca bir zamanlama bloğuna ve birden fazla kapalı çevrimli alt bloğa ihtiyaç duyulacağından, sistemin çok karmaşık bir hal almaması ve programın parametre limitlerini zorlamaması için egzost sistemi tez konusuna dahil edilmemiştir. Egzost sisteminin incelenmesi kapsamında sıcaklık, basınç gibi değerlerden çevrime ait denklemlerin çıkarılması ve modellenmesi hususu ayrı bir tez konusu olarak değerlendirilmiştir.

2.3. Vites Kutusu Sistemi ve Aktarma Elemanları

İlk kez motorlu taşıtların üretilmesiyle birlikte, motorun ürettiği gücün tekerleklere nasıl aktarılacağı, istenilen tork ve hızın sağlanabilmesi için neler yapılması gerektiği büyük bir problem olmuş ve araştırmacıları bu konuda yoğun çabalara sevk etmiştir. İlk motorlu taşıtlarda kullanılan güç aktarma düzenekleri genellikle bisikletlerdeki gibi dişli çark zincir ikilisinden ya da kayış-kasnak tertibatlarından oluşmuştur. Genellikle vites kademesi tek ya da bir boş ve bir ileri hareket olmak üzere iki kademedir oluşmuştur. İlk taşıtların motor güçleri günümüz motorlarıyla kıyas

kabul etmeyecek kadar düşüktür. Bu sebeple bu taşıtlarda ilk amaç, çekişi arttırmak olmuştur. Bunun içinde çekiş tekerleklerinin çapları büyük tutulmuş, üzerlerindeki dişli çarklarda hareketin çıktığı çarktan daha büyük yapılp, dişli oranı büyütülmeye çalışılmıştır. Daha sonraları sistemlerin gelişmesiyle dişli çarklarının sayıları arttırılarak, bugünkü anlamda vites kademeleri elde edilmiştir.

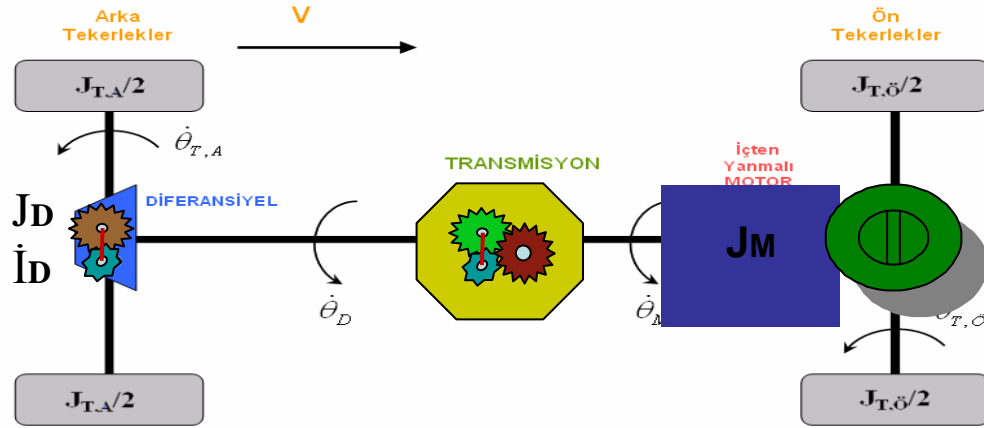
1900 yılında Fransız De Dion Bouton tarafından üretilen “Voiturette” adlı araçta kullanılan vites sistemi o güne kadar olan tüm gelişmeleri geride bırakmıştır. (Süper Cars, 1998) Bu aracın en önemli özelliği de motorun arkaya yerleştirilip, tahrik kuvvetinin dişliler yardımıyla arttırılıp arka tekerleklere ulaştırılmasıdır. Bu gelişmelerden sonra vites kutularının ortaya çıkışı gerçekleşmiştir. Özellikle güç aktarma organlarının gelişmesi vites kutularının da gelişmesini temin etmiştir. Artan motor güçleri, daha fazla çekiş kapasitesi, daha fazla hız ihtiyacını doğurmuştur. İlk vites kutusu Fransız Ponhard Levassor tarafından geliştirilmiş olan kayıcı dişli tip vites kutusudur (Anlaş, 1992). Çeşitli vites durumlarının elde edilmesi için bir takım dişlilerin, milleri üzerinde kaydırılmasıyla gerçekleştirilen bu vites kutuları otomobil endüstrisinde geniş olarak kullanma yeri bulan ilk vites kutusu tipidir.

Kayıcı dişli tip vites kutusundan sonra en büyük gelişme daimi iştirakli vites kutusunun yapılmasıdır. Bu vites kutularında genellikle helisel dişliler kullanıldığından çalışması daha sessizdir. Vitesleri sağlayan dişliler düz ya da helisel olsun birbirleriyle sürekli kavrama halindedirler. Bunların hareketi iletecek şekilde kavraştırılması ise ana mil üzerinde kaydırılabilen kurt kavrama veya düz dişli yapısındaki kayıcı dişlilerle sağlanmıştır. Helisel dişlilerin kullanılmasıyla diş yükleri azaltılmış ve daha sessiz bir vites kutusu geliştirilmiştir. Daimi iştirakli vites kutularından sonra, daimi iştirakli vites kutularının geliştirilmiş şekli olan senkromeçli vites kutuları üretilmiştir. Böylece viteslerin daha seri ve sessiz değiştirilmesi mümkün olmuştur. Günümüzde kullanılan manuel vites kutularının hemen hemen hepsi senkromeçli tip vites kutularıdır. Gelişmeler bunlarla bitmemiş ve otomotiv mühendisleri tam otomatik vites kutularını geliştirmişlerdir. Böylelikle geniş ve uzun karayolları üzerinde hızlı ve rahat araç sürme olanağı sağlanmıştır.

Günümüzde vites kutuları üzerindeki çalışmalar devam etmektedir. Klasik manada vites kutusu anlayışının dışına çıkılmaktadır. Sürekli değiştirilebilir transmisyon (Continuously Variable Transmission – CVT) olarak adlandırılan bu yeni

sistemde, vites kademe anlayışı ortadan kalkmakta ve ihtiyaca göre her an vites oranı değişimi otomatik olarak sağlanmaktadır. Bir başka sistemde de tüm güç aktarma grupları kaldırılıp yerine bir hidrolik devre konulmakta ve yine vites oranları otomatik olarak değiştirilmektedir. Vites kutuları üzerinde yapılmakta olan çalışmalar gelecekte de devam edecek gibi görünmektedir.

Motorun üretmiş olduğu momentin kavrama elemanı vasıtasıyla vites kutusuna, vites kutusundan ihtiyaç duyulan dişli oranı sayesinde diferansiyele ve diferansiyelden de tekerleklere iletilmesi sağlanır. Şekil 2.8.' de araç aktarma organları gösterilmektedir.



Şekil 2.8. Araçta aktarma organları (Kural, 2006)

Aktarma organları vasıtasıyla dönme hızı düşürülerek, gerekli moment artışı elde edilmektedir. Dolayısı ile tekerleklere olan güç aktarımı sırasında ilgili dişli kutuları nedeni ile bazı çevrim oranları söz konusudur. Bunun yanında aktarma organlarına ait değişik mekanizmaların değişik atalet momentleri, dönen kütlelerin sahip olduğu farklı dinamikleri ortaya koymaktadır. Araçlarda aktarma organının motor – vites kutusu, vites kutusu – diferansiyel arasındaki miller ile tekerleklere bağlı tahrik mili üzerinde burulma etkisi ile farklı dinamikler söz konusudur. Ancak literatürde daha önceki çalışmalarda bunların genel dinamiğe etki düzeyinin az olması sebebi ile bu miller rijit kabul edilerek, atalet etkileri motora, transmisyona, diferansiyele ve tekerleklere indirgenerek ele alınmıştır.

Güç aktarımı sırasında elemanlar üç farklı tork ve üç farklı moment ile dönmektedir. Motordan çıkan ve transmisyona giren mil ile transmisyonda motor devri ile dönen çark aynı hızla döner ve bu elemanlar J_M ataletine sahiptir. Transmisyonda

seçili olan vitese ait dişli çark ve diferansiyele giren mil ile bu mile bağlı dişli J_D ataletine sahip olup, bu elemanlar da aynı hızla dönmektedir. Son olarak da tekerlek, tahrik mili ve diferansiyelin ilgili çarkı da J_T ataletine sahiptir. Dönen cisimlerin kinetik enerjileri aşağıdaki denklemler ile yazılmış ve açısal hız ifadeleri tekerlek dönme hızına indirgenmiştir.

$$\omega_D = \delta_D / i_T \quad \omega_T = \delta_T = \delta_D / i_D = \delta_M / (i_D \cdot i_T) \quad (2.17.)$$

$$T_D = T_e \cdot i_T \quad T_T = T_D \cdot i_D = T_e \cdot i_D \cdot i_T \quad (2.18.)$$

$$E = \frac{1}{2} J_M \cdot \omega_M^2 + \frac{1}{2} J_D \cdot \omega_D^2 + \frac{1}{2} J_T \cdot \omega_T^2 \quad (2.19.)$$

$$E = \frac{1}{2} J_M \cdot (\omega_T \cdot i_T \cdot i_D)^2 + \frac{1}{2} J_D \cdot (\omega_T \cdot i_T)^2 + \frac{1}{2} J_T \cdot \omega_T^2 \quad (2.20.)$$

2.4. Tekerlek ve Lastik Mekanizmasının Motorda Üretilen Güce Etkisi

Tekerlek herhangi bir cismi zemin üzerinde daha az sürtünme ile hareket ettirmekte kullanılan, dönen bir elemandır. Taşıtın karşılaştığı tüm direnç kuvvetleri, lastiklerle zemin arasındaki ilişkiye bağımlı olarak geliştirilen tahrik kuvveti tarafından karşılandığından; araç lastikleri motor gücünün zemine aktarılması aşamasında çok önemli bir eleman olarak değerlendirilir. Araç lastiklerinin görevlerini aşağıdaki şekilde özetlemek mümkündür.

- Taşıtın ağırlığını ve üzerindeki yükü taşımak,
- Yüzeydeki pürüzlülüğe karşı taşıtı yastıklamak,
- Yeterli tahrik ve frenleme kuvveti geliştirmek,
- Yeterli yönlendirme ve doğrultu kararlılığı sağlamak.

İçi hava ile doldurulmuş, simit biçimli bir yapıya sahip olan pnömatik lastikler gövdesi bakımından; düşük elastikiyet modüllü lastik ile kaplı, yüksek elastikiyet modüllü esnek iplik kuşaklardan oluşmaktadır. İpliklerin sarmalama yönü bakımından gövde iplikleriyle tekerleğin çevresel orta eksenini arasındaki açı; taç açısı olarak tanımlanmaktadır. Taç açısı küçük olan lastik; iyi viraj dönüş, fakat sert sürüş sağlamaktadır. İplikler lastik çevresine dik açıda ise iyi sürüş fakat kötü dönüş

karakteristiğine neden olmaktadır. Lastikler ipliklerin dokuma şekline göre ikiye ayrılmaktadır.

Geleneksel çapraz dokulu (bias-ply) lastiklerde iki veya daha çok iplik filament katı kullanılmaktadır ve taç açısı 40° dolayındadır. Kullanım sırasında çapraz dokular esneyip sürtünür ve yol ile lastik dişleri arasında silme etkisi üretir. Bunun neticesinde lastik aşınması ve yüksek yuvarlanma direnci oluşmaktadır.

Radyal dokulu lastiklerde gövde iplikleri radyal doğrultuda düzenlenerek, 90° taç açısı elde edilmektedir. Çok katlı ipliklerden oluşan yüksek elastikiyet modüllü bir kuşak da, gövdenin üzerine kaplanmaktadır. Kuşak taç açısı 20° 'dir ve lastiğin görevini kararlı olarak yapabilmesi için, bu kuşağın bulunması zorunludur. Kuşağı oluşturan ipliklerdeki esnemenin çok az olması nedeniyle radyal lastiklerdeki silme etkisi çok küçüktür. Bunun sonucunda radyal dokulu lastiklerin güç kaybı, çapraz dokululara oranla % 60 kadar daha az, ömürleri ise, iki katı kadar daha uzundur (Çetinkaya, 1999).

2.4.1. Tekerleğin Yola Tutunma Kuvveti

Taşıtın tekerlek tahrik kuvveti (F_t) yol tutunma kuvvetinden (F_{tmax}) fazla ise yol tutunma kuvveti dikkate alınmalıdır çünkü fazlası tekere kayma yaptırır. Yuvarlanma sırasındaki tutunma katsayısı, kayma sırasındaki tutunma katsayısından daha yüksektir: $\mu_{RO\ max} \geq 1,2 \mu_s$ buna göre yuvarlanan bir tekerleğin zemine uyguladığı tahrik veya frenleme kuvveti, kayan bir tekerleğe oranla daha büyük olacaktır. Tekerin yola tutunma kuvveti:

$$F_{t_{max}} = \mu_{RO_{max}} \cdot G(N) \quad (2.21.)$$

Kayma başladıktan sonra tekerin yuvarlanma sırasındaki maksimum tutunma katsayısı daha da azalır. $F_{t_{kayma}}$ tekerin kayma anındaki tutunma katsayısı (μ_s) yuvarlanma sırasındaki maksimum tutunma katsayısından ($\mu_{RO\ max}$) küçük olur.

($\mu_s < \mu_{RO\ max}$) İvmelenme olabilmesi için F_t 'nin daima $F_{t_{max}}$ ' dan az olması gerekir. İlk kalkışta sürtünme kuvveti neticesinde kayıplar olur. Aniden kalkmanın olabilmesi için taşıtın kütesinin azaltılması gerekir. İvmelenme ve frenleme sırasındaki tutunma kuvveti hesabında, hareket yönündeki yük transferleri de dikkate alınmalıdır. μ_{RO} ve μ_s katsayıları, lastiğin diş yapısı, diş derinliği, şişirme basıncı ve yapısına

bağlıdır. Düzgün ve kuru bir yolda en iyi tahrik kuvvetini dişsiz lastik sağlar. Ancak ıslak ya da buzlu bir yüzeyde böyle bir lastik son derece kullanışsızdır.

Kuru asfalt yolda kabak lastiğin yere tutunma kuvveti daha fazladır. F_t tahrik kuvveti azaldıkça, yani F_{tmax} 'dan daha da küçük bir değer aldıkça kaymadan hareketlenmek daha fazla olacaktır. Dolayısı ile $\mu_{RO\ max}$ ve μ_s Kuru>Karlı>Islak>Buzlu yollarda hıza bağlı olarak azalmaktadır. Lastiklerin yol üzerindeki tutunma katsayıları Çizelge 2.5.' te özetlenmiştir.

Çizelge 2.5. μ_{r0} lastiklerin yol üzerindeki tutunma katsayıları (Çetinkaya, 1999)

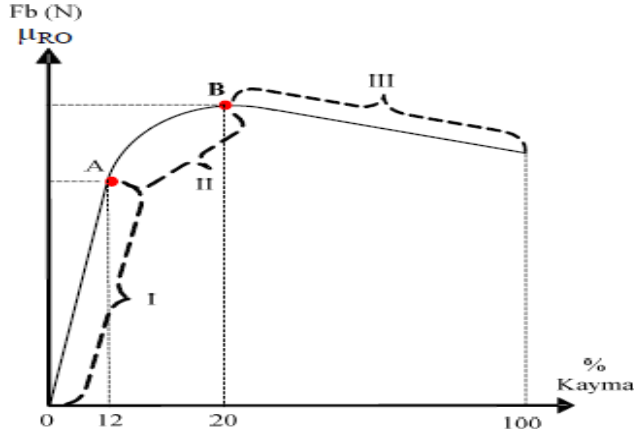
Taşıt Hızı Km/s	Lastiğin Durumu	Yol Durumu				
		KURU	Islak Su Derinliği 0,2 mm	Aşırı yağmur Su derinliği 1mm	Su derinliği	BUZLU
50	Yeni	0,85	0,65	0,55	0,5	0,1 ve daha az
	Aşınmış Dış Derinliği en az 1mm	1	0,5	0,4	0,25	-
90	Yeni	0,8	0,6	0,3	0,05	-
	Aşınmış Dış Derinliği en az 1mm	0,95	0,2	0,1	0,05	-
130	Yeni	0,75	0,55	0,2	-	-
	Aşınmış Dış Derinliği en az 1mm	0,9	0,2	0,1	-	-

2.4.2. Kayma

Serbest halde dönen tekerleğin dönme açısına ϵ_0 (tekerlek merkezine göre 1 devirde 360° döner.) tahrik halinde dönen tekerleğin dönme açısına ise ϵ olarak gösterdiğimizde;

$$\text{Kayma Yüzdesi Miktarı } S = (\epsilon - \epsilon_0) / \epsilon \quad (2.22.)$$

$\epsilon > \epsilon_0$ ise kayma oluşacaktır, normal şartlarda ise $\epsilon = \epsilon_0$ 'dir. Doğrusal kayma taşıt hızı ile teker hızı farkının taşıt hızına oranıdır. Frenleme kuvvetinin kayma oranı ile değişimi Şekil 2.9.' da gösterilmektedir.



Şekil 2.9. Frenleme kuvvetinin kayma oranı ile değişimi (Çetinkaya, 1999)

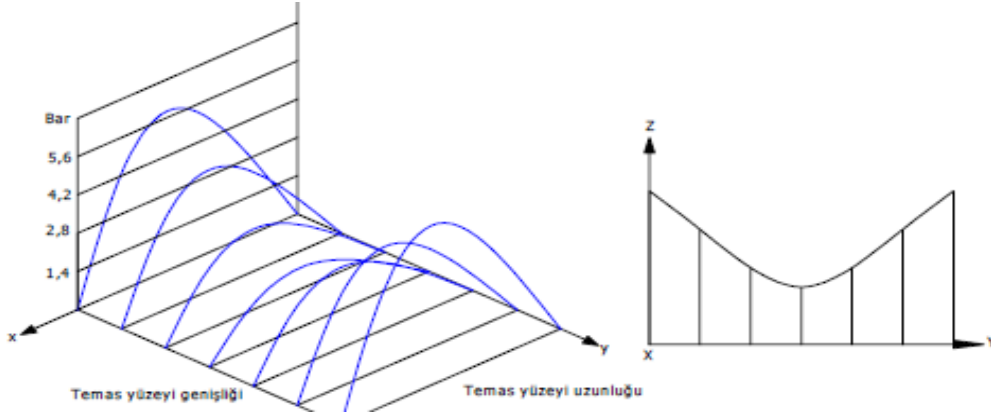
2.5. Araç Üzerine Etki Eden Bazı Direnç Kuvvetlerinin İncelenmesi

2.5.1. Yuvarlanma Direnci (R_{RO})

Tekerlek ve yol etkileşiminde 4 değişik tip vardır, bunlar:

1. Sert zemin sert lastik (rijit)
2. Yumuşak tekerlek rijit zemin
3. Rijit tekerlek yumuşak zemin
4. Şekil değiştiren zemin ve tekerler

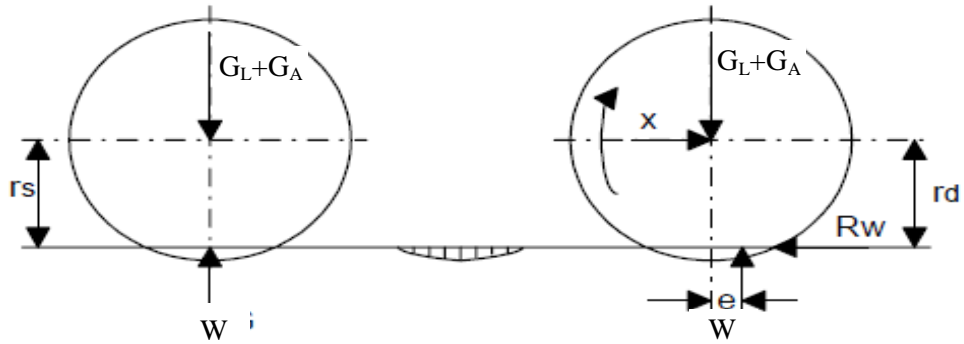
Sabit dikey pozisyonda ve yük altında bulunan bir tekerleğin zemine değdiği yerde Şekil 2.10.' da gösterildiği gibi bir basınç alanı oluşmaktadır. Basınç dağılımı tekerleğe etki eden bir tork veya yanal kuvvet olmadığı zaman lastik yapısı ve içi basınca bağlı bir fonksiyondur. Temas yüzeyindeki, yanal ve uzunlamasına basınç dağılımı, homojen değildir. Yüksek şişirme basınçlarında, lastiğin yapısal rijitliğinin etkisi giderek azalır ve basınç dağılımı parabolik biçime yaklaşır. Tekerlek kuvvet taşıma hatları kenarlarda daha fazla ortada ise daha azdır.



Şekil 2.10. Tekerin yola temas yüzeyindeki basınç dağılımı (Çetinkaya, 1999)

Basınç merkezi, bileşke temas kuvvetinin geçtiği nokta olarak tanımlanır. Sabit olarak duran bir tekerlekte bu merkez, temas yüzeyinin geometrik merkezidir. Ancak hareket halindeki bir tekerlekte temas yüzeyindeki basınç dağılımının bileşkesi, temas noktasının geometrik merkezinden daha ileridedir. Tekerlekte oluşan basınç merkezi hareketin olduğu yönde ve her zaman geometrik merkezin önündedir.

Tekerin G_A araç yükünü taşıdığı; r_d yarıçapında ve G_L ağırlığında olduğu varsayılırsa toplam yük G_T şeklinde ifade edilmiştir. Şekil 2.11.' de tekerin statik ve dinamik dönme yarıçapı gösterilmektedir.



Şekil 2.11. Tekerin statik ve dinamik dönme yarıçapı (Çetinkaya, 1999)

$\Sigma m_0 = 0$ olduğu kabulünden hareketle moment eşitliği yapılır.

$$G_L + G_A = G_T \quad W = G_T \quad (2.23.)$$

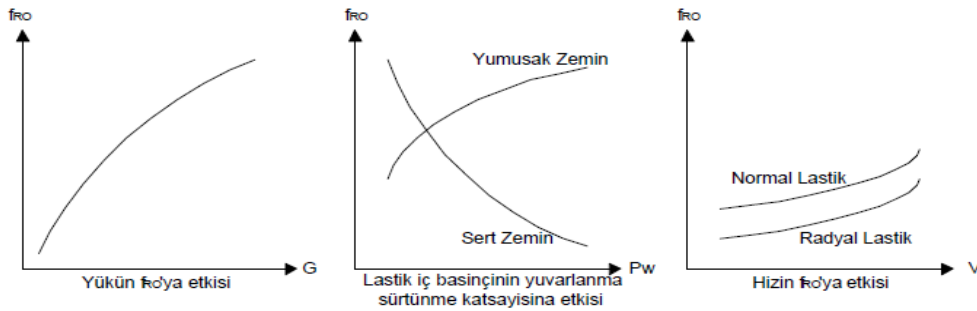
$$W \cdot e = R r_0 \cdot r_d \quad R r_0 = W \cdot e / r_d \quad (2.24.)$$

Yukardaki eşitlikten yuvarlanma direnci R_{r0} bulunmakta olup, e/r_d ifadesi aynı zamanda yuvarlanma direnci katsayısı (f_{RO}) olarak nitelendirilmektedir. Çizelge 2.6.' da belirtildiği gibi f_{RO} , yolun fiziksel yapısına göre değişiklik göstermektedir.

Çizelge 2.6. Yolun yapısına göre f_{RO} (Çetinkaya, 1999)

Yolun Cinsi	f_{RO}
Düzgün asfalt, beton	0.015
Küçük taş döşenmiş zemin	0.015
Şose yol	0.02
Çamurlu yolda	0.05
Gevşek toprak, kumda	0.1-0.35

Yuvarlanma direnci katsayısının yolun fiziksel yapısına göre etkileri Şekil 2.12.' de verilmiştir.



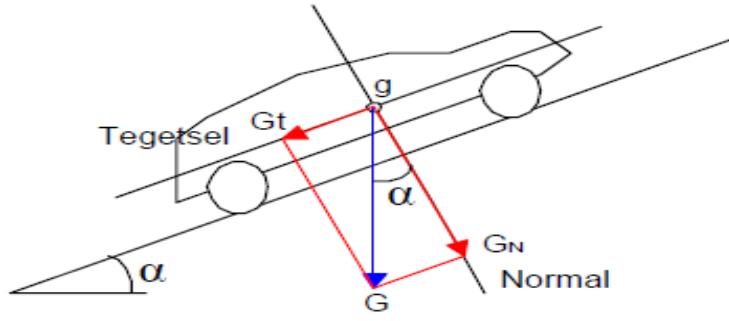
Şekil 2.12. Yuvarlanma direnci katsayısının etkileri (Çetinkaya, 1999)

Lastikler için asfalt yollarda hıza bağlı olarak V (km/h) kullanılabilecek denklem aşağıda sunulmuştur.

$$f_{RO} = 0.01 * \left(1 + \frac{V}{160} \right) \quad (2.25.)$$

2.5.2. Yokuş Direnci (R_e)

Bir taşıtın, her hangi bir sabit hızda tırmanabileceği en büyük yokuş; o taşıtın tırmanma yeteneği olarak tanımlanır. Bir aracın tırmanabileceği maksimum eğim ise maksimum tırmanma yeteneği belirlemektedir. Yolun eğimi, genellikle eğim açısı (α) ya da bu açının tanjantı ile tanımlanmaktadır. Yokuş direnci R_e şematik olarak, Şekil 2.13.' te gösterilmiştir.



Şekil 2.13. Yokuş direnci (R_e) (<http://www.obitet.gazi.edu.tr>)

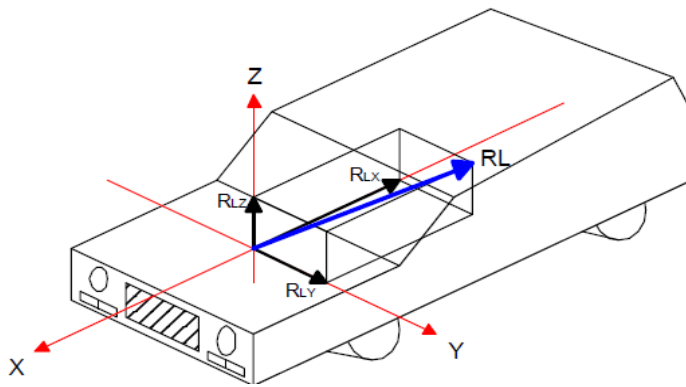
Yokuş direncini oluşturan kuvvet, taşıt ağırlığının yola paralel bileşenidir. Küçük açılarda $\tan \alpha \sim \sin \alpha$ olarak kabul edildiğinden yokuş direnci yaklaşık olarak ;

$$R_e = G \cdot \tan(\alpha) \Rightarrow m \cdot g \cdot \tan(\alpha) \quad (2.26.)$$

2.5.3. Hava (Aerodinamik) Direnci (R_H)

Herhangi bir yüzeyin basınç merkezine dik gelen, statik ve dinamik basınç kuvvetlerinin toplamı sabittir. Hava direnci kuvvetinin bileşenleri Şekil 2.14' te gösterilmektedir. Hız arttıkça lift basınç kuvveti artar ve direksiyon hakimiyeti azalır.

$$P_{\text{statik}} + P_{\text{dinamik}} = \text{Sabit Bir Değer.} \quad P_{\text{dinamik}} = \rho \cdot V^2 / 2 \quad (2.27.)$$



Şekil 2.14. Hava direnci kuvvetinin bileşenleri (<http://www.obitet.gazi.edu.tr>)

$$\text{Ön hava kuvveti X eksenine yönünde} \quad R_{HX} = 0,5 \cdot \rho \cdot C_X \cdot A_{tas} \cdot (V_{R0} + V_{tas})^2 \quad (2.28)$$

$$\text{Taşıt Ön İz Düşüm Alanı} \quad A_{tas} = 0,9 \cdot b \cdot y \quad (2.29)$$

Yukardaki denklemde V_{R0} olarak gösterilen rüzgar hızı taşıtın x eksenindeki hızı ile aynı yönde ya da karşı yönde olmasına göre artı (+) ya da eksi (-) işaret alır. Bazı taşıtlara etkiyen hava direnci katsayıları Çizelge 2.7.' de verilmiştir. Taşıta etkiyen hava direnci üç etmenden oluşmaktadır.

1. Taşıtın, arka kısmında boşalttığı bölgede meydana gelen türbülansın oluşturduğu direnç; taşıt gövdesinin biçimine bağlıdır. Toplam hava direncinin % 80'lik kısmını oluşturur.
2. Taşıtın dış yüzeylerinden akan havanın neden olduğu yüzey sürtünmesi. Normal durumdaki bir otomobilde bu bileşen, toplam direncin % 10'u kadardır.
3. Soğutma ve havalandırma amacıyla, taşıtın radyatör sisteminden veya iç kısımlarından geçen havaya bağlı olarak oluşan iç direnç. Bu bileşen akış kanallarının tasarımına bağlı olarak değişmekle birlikte, toplam direncin %10'u kadardır.

Çizelge 2.7. Bazı taşıtların hava direnci katsayıları (Çetinkaya, 1999)

TAŞIT	C_x
Açık Spor	0.5-0.7
Pikap	0.5-0.6
Binek Otosu	0.4-0.55
Binek Otosu;Farlar,Arka Tekerlekler (Yedek Lastik Gövde İçinde İse	0.3-0.4
En Avantajlı Aerodinamik Biçim	0.15-0.2
Otobüs	0.6-0.7
Kamyon	0.8-1.3
Motosiklet	1.8

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Tam araç modeli mathworks.com sitesinden temin edilmiş ancak modele ait alt bloklarda grafik/tablo halindeki hazır sayısal değerler bazı dinamik denklemler ile değiştirilmiş ve yeni alt bloklar oluşturulmuştur. Vites değiştirme modeli MATLAB/SIMULINK içindeki and/or blokları ile otomatik geçiş sağlayan mantıksal kapılardan oluşturulmuş ve motor devrinin Bulanık Mantık ile kontrol edilmesi kapsamında çalışılmıştır. Aşağıdaki motor alt sistemleri, kendi giriş ve çıkış limit değerleri ile hareket yönleri tek tek incelenmiştir.

- Gaz Kelebeği
- Emme Manifoldu
- Sıkıştırma ve Yanma Bloğu
- Ateşleme Zamanlaması
- Motor Dinamiği
- Vites Kutusu
- Aktarma Organları

3.1.1. Gaz Kelebeği

Gaz kelebeği alt modelinde sisteme; Gaz Kelebeği Açısı, Atmosfer Basıncı ve Emme Manifoldu Basıncı giriş yapmakta ve emme manifolduna girmek üzere hava miktarı gr/sn olarak çıkış yapmaktadır. Kullanıcı tarafından motorun gaz pedalına basılmasını temsilen bir sabit değer girilmiş ve aşağıdaki denklemler doğrultusunda hesaplanan hava çıkış miktarı emme manifolduna gönderilmiştir.

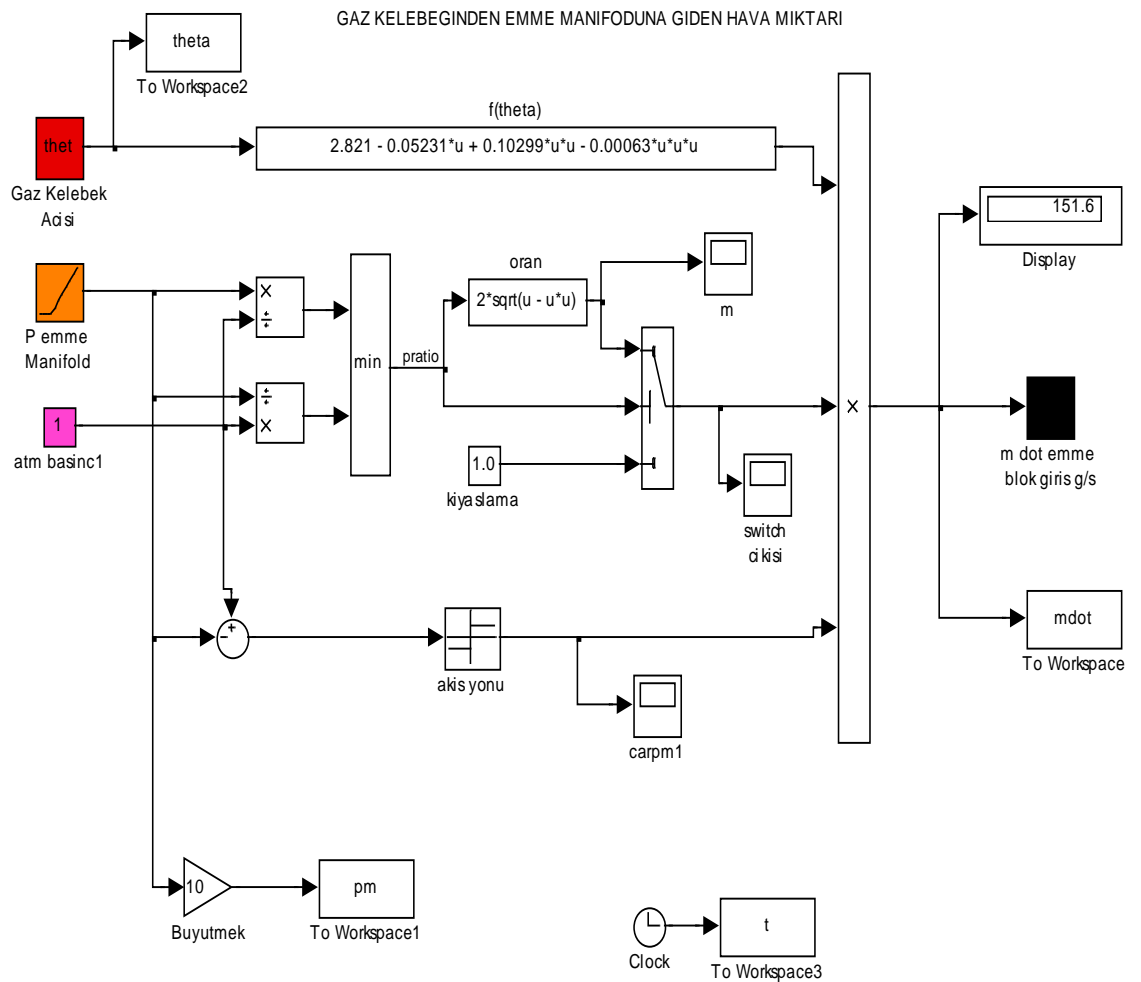
$$\dot{m}_{air} = f(\theta)g(P_m) \quad (3.1.)$$

$$f(\theta) = 2.821 - 0.05231\theta + 0.10299\theta^2 - 0,00063 \theta^3 \quad (3.2.)$$

Yukarıdaki denklem gaz kelebeğinin açısına bağlı olarak hava geçişi sağlayan üç boyutlu boşluğun hacimsel ifadesidir.

$$g(P_m) = \begin{cases} +1, & P_m \leq \frac{P_{amb}}{2} \\ +\frac{2}{P_{amb}} \sqrt{P_m P_{amb} - P_m^2}, & \frac{P_{amb}}{2} \leq P_m \leq P_{amb} \\ -\frac{2}{P_{amb}} \sqrt{P_m P_{amb} - P_m^2}, & P_{amb} \leq P_m \leq 2P_{amb} \\ -1 & , P_m \geq 2P_{amb} \end{cases} \quad (3.3.)$$

Gaz kelebeğinin MATLAB/SIMULINK bloğu Şekil 3.1.'de gösterilmiştir.



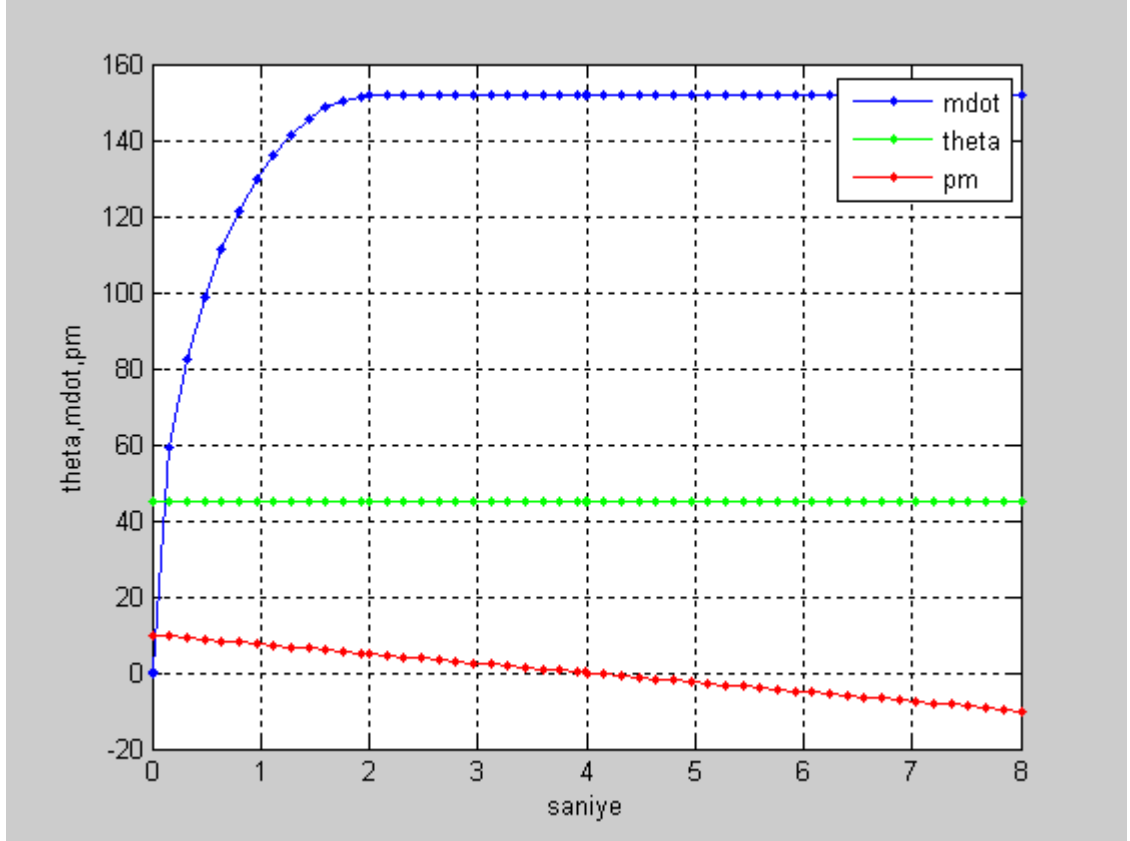
Şekil 3.1. Gaz kelebeğinin MATLAB/SIMULINK bloğu

Gaz Kelebeği modelinin çalıştırılması için MATLAB New M File üzerinden yeni bir sayfa açılarak, aşağıdaki komut dizini yazılmış ve gaz kelebeğinin 45° de sabit kaldığı durumda, emme manifolduna giden hava miktarı Şekil 3.2.' de gösterilmiştir.

```

%dizel gaz kelebegi sistemi
thet=45;
sim('gazkelebek')
figure(1)
plot(t,mdot,'-b',t,theta,'-g',t,pm,'-r')
grid
legend('mdot','theta', 'pm')
xlabel('saniye')
ylabel('theta,mdot,pm')

```

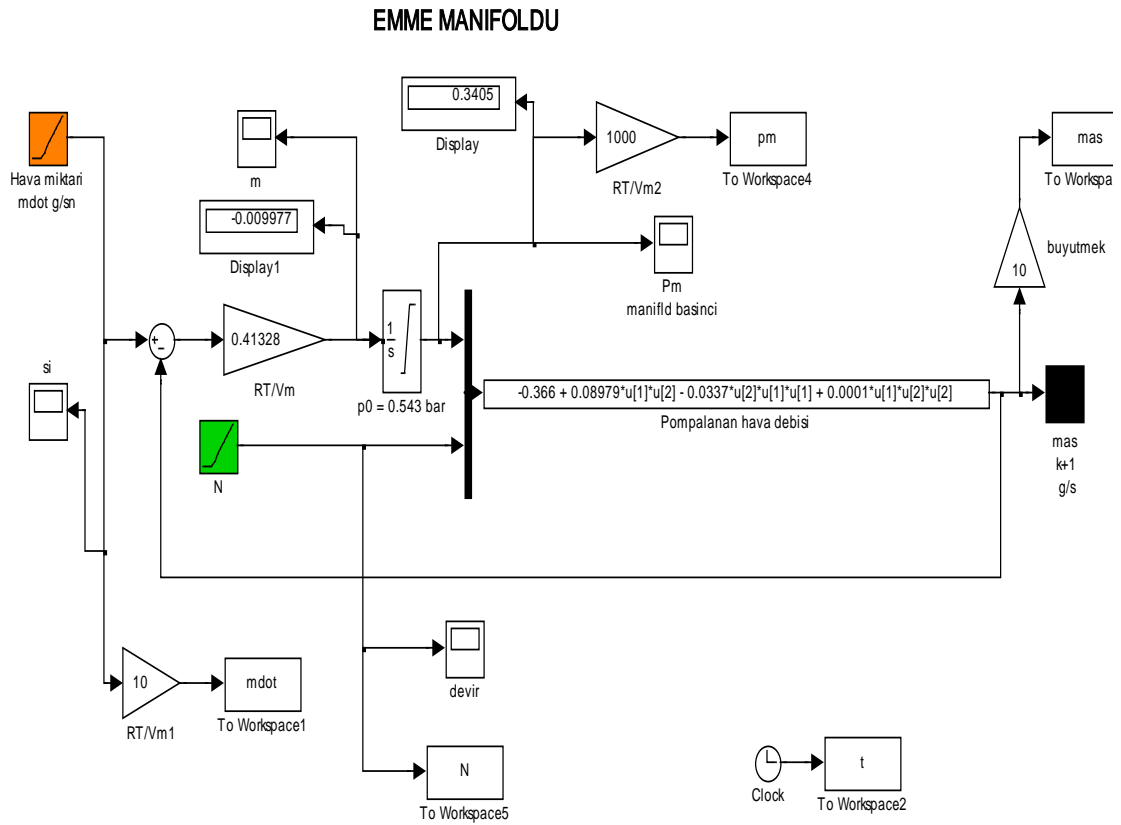


Şekil 3.2. Gaz kelebeğinin 45 derecede sabit tutulduğu durum

Yukarıdaki grafikte gaz kelebeği açısı 45 derecede sabit tutulmuş ve emme manifoldundaki iç basınç değerinin vakuma kaçması ile birlikte emme manifolduna giren hava miktarında büyük bir artış gözlenmiştir. Manifold basıncının 0.5 atm olduğu anda hava geçiş miktarı en yüksek değerinde sabit kalmaktadır.

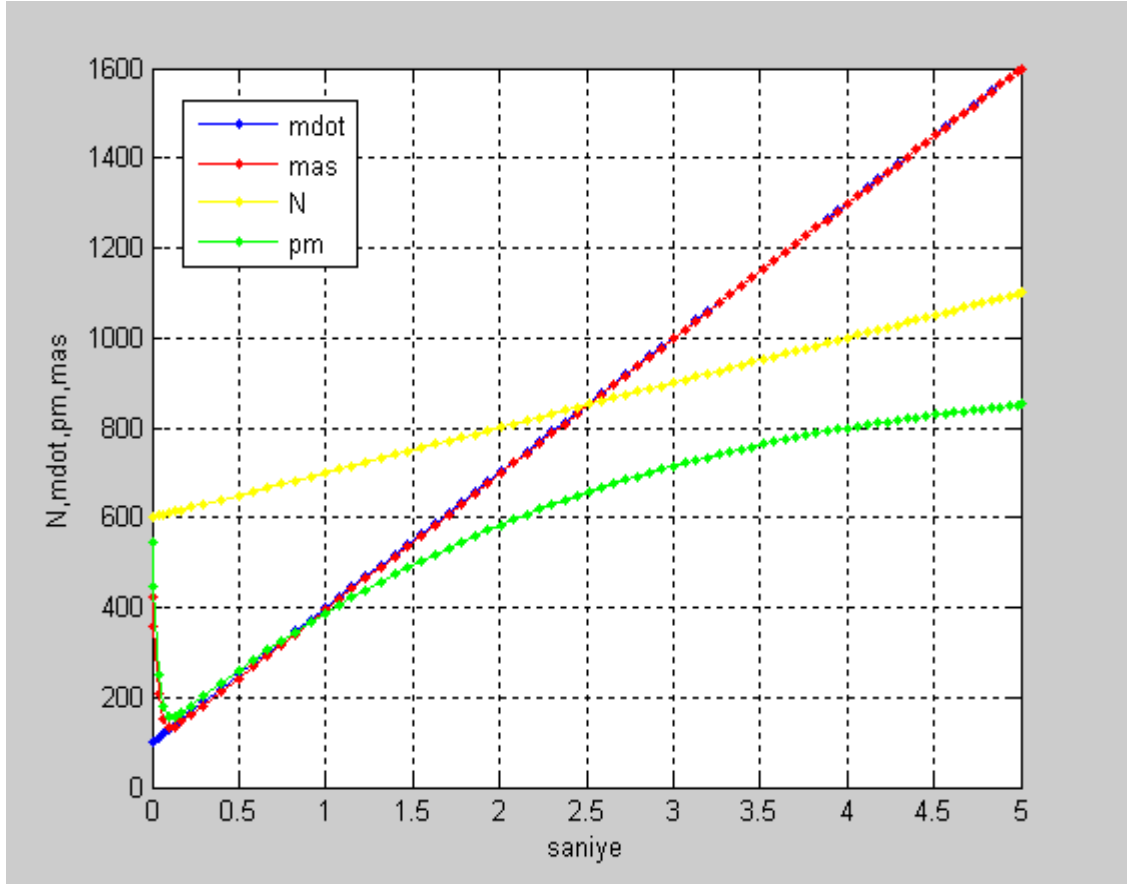
3.1.2. Emme Manifoldu

Emme manifoldu bloğuna hava miktarı ve motorun devir değeri girilerek, manifold basınç değeri ile silindire gidecek hava miktarı değeri elde edilmektedir. Emme manifoldunun MATLAB/SIMULINK bloğu Şekil 3.3.' te gösterilmiştir. Bu blokta manifold içerisindeki hava devir sayısına bağlı bir fonksiyon ile silindire pompalanırken kalan havanın azalması sunucunda geri besleme hattı ile silindir basıncı güncellenerek fonksiyona tekrar tekrar girilmektedir. Literatürde RT/Vm değeri 0.41328 olarak alınmıştır (Mathworks, 2008).



Şekil 3. 3.Emme manifoldunun MATLAB/SIMULINK bloğu

Emme manifoldunun davranışının incelenmesi Şekil 3.4.' te gösterilmektedir.



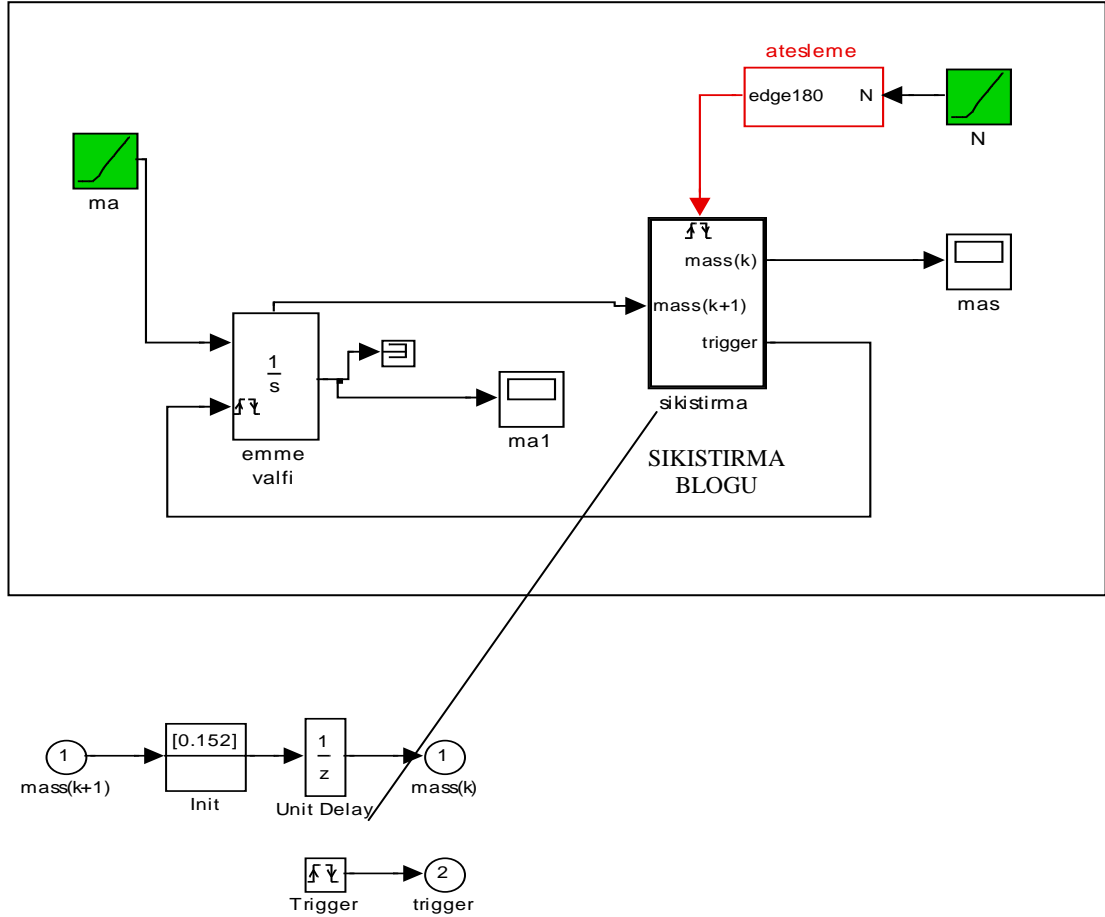
Şekil 3.4. Emme manifoldunun incelenmesi

Grafikte emme manifolduna giren devir sayısının değerinin 600'den başlayarak saniyede 100 devir arttığını ve buna karşılık olarak gaz kelebeğinden gelen hava miktarının da başlangıç olarak 10 g/sn ile girdiği ve saniyede 30 birim arttığı durumda manifold basıncının 1 atm'e doğru yaklaştığı ve giren hava miktarının hemen hemen tamamının silindire pompalandığı görülmektedir.

3.1.3. Emme ve Sıkıştırma Bloğu

Dört zamanlı ve dört silindirli bir motorda, 180° 'lik krankşaft açısına bağlı olarak her silindirin farklı zamanlamada ateşlenmesi başarılı bir yanma sağlar. Bu modelde ise emme, sıkıştırma, yanma ve egzost çevrimleri aynı zamanda gerçekleşmektedir. Her silindir farklı bir çevrimdeyken mutlaka bir silindir ateşleme/yanma çevriminde olacağından programın yavaşlamasını ve karmaşıklaşmasını engellemek için sadece bir

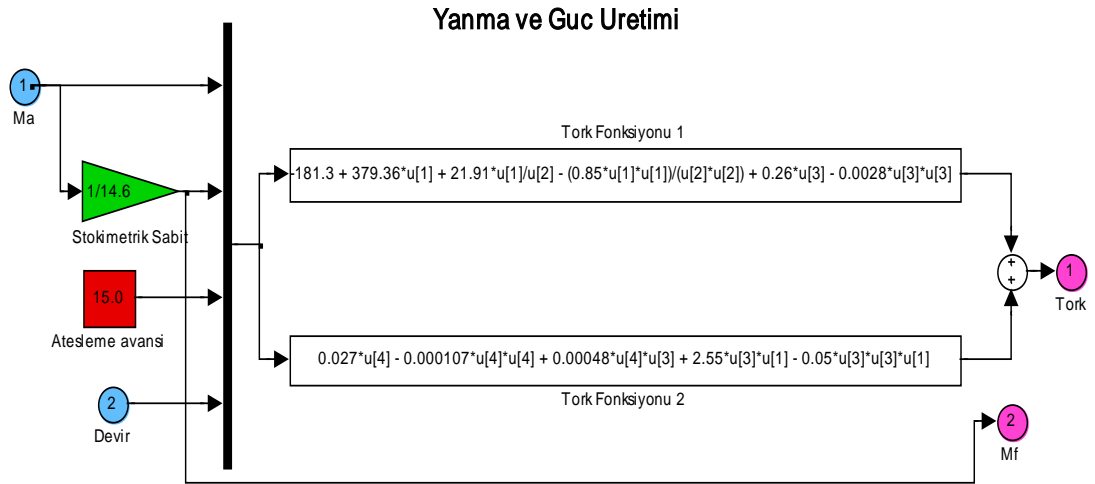
silindirin sürekli güç ürettiği dikkate alınarak modelde tüm çevrimler eş zamanlı olarak çalışmaktadır. Sıkıştırmanın ölçülmesi açısından yanma çevrimine girecek hava emme manifoldu çıkışında ertelenmekte ve integratörlerin sağlıklı bir şekilde çalışması sağlanmaktadır. Emme ve Sıkıştırma MATLAB/SIMULINK bloğu Şekil 3.5.' te gösterilmektedir.



Şekil 3.5. Emme ve sıkıştırma MATLAB/SIMULINK bloğu

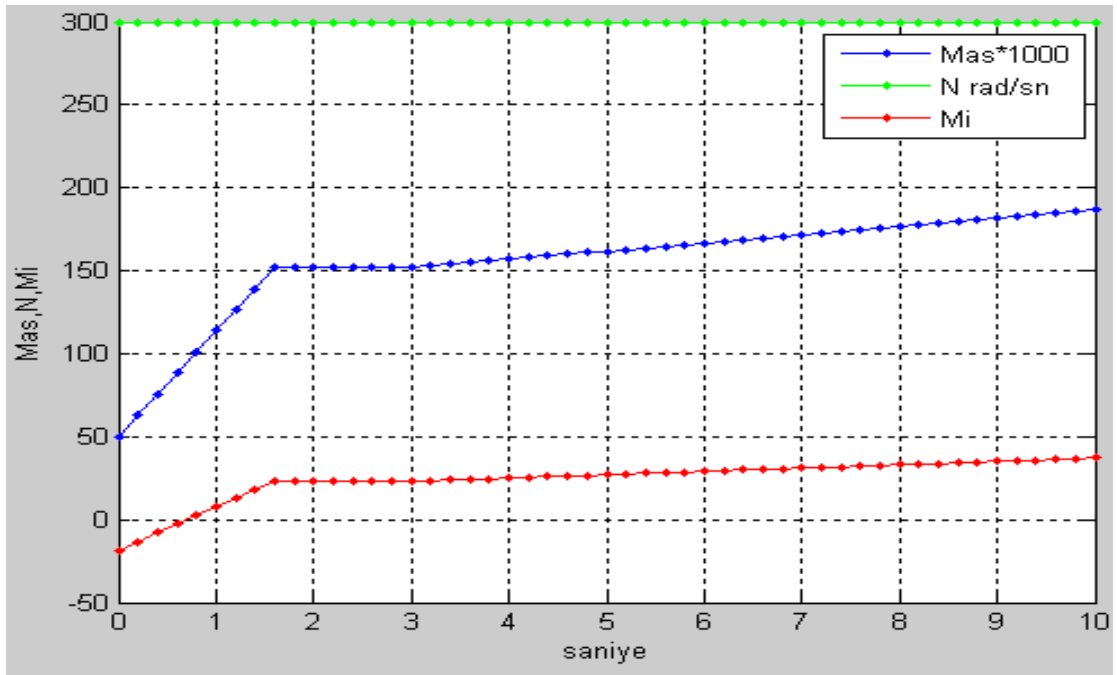
3.1.4. Yanma Bloğu

Sıkıştırma bloğundan silindire gönderilen hava, stokiometri oranı ile çarpılarak yakıt miktarı bulunur. Motor hızı rad/sn, ateşleme avans açısı ise 15 derece olarak fonksiyonda kullanılmıştır. Yanma alt sistemi MATLAB/SIMULINK bloğu Şekil 3.6.' da gösterilmektedir.



Şekil 3.6. Yanma alt sistemi MATLAB/SIMULINK bloğu

Fonksiyon çıkışında motorun ürettiği toplam moment elde edilmektedir. Yakıt miktarı daha önceden açıklandığı gibi ideal olarak hesaplanmış stokiometri oranı ile (14.66) kullanılmıştır. Yanma bloğunda üretilen indike torkun zamanla değişimi Şekil 3.7.' de gösterilmiştir.



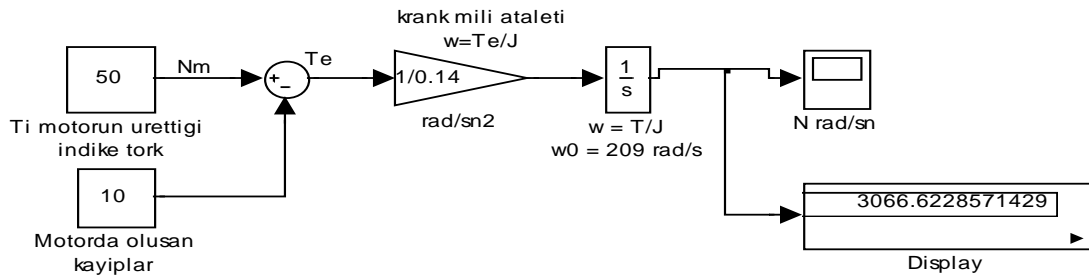
Şekil 3.7. Yanma bloğunda üretilen indike tork

Yanma bloğunun analizini yapabilmek amacıyla öncelikle giriş değeri olan motor hızı 300 rad/sn'de sabit tutulmuş ve silindire giren hava miktarı ilk 2 saniye içerisinde hızla artırılmıştır. Hava miktarındaki artışa bağlı olarak, M_i indike motor

3.1.6. Motor Dinamiği

Motorun ürettiği T_i indike torktan; motor içinde oluşan kayıplar ($T_{yük}$) çıkarılır ve T_e motor efektif torku elde edilir. Motor efektif torku bir mil vasıtasıyla kavrama elemanına ve oradan da vites kutusuna iletilmektedir. Motor dinamiğinin MATLAB/SIMULINK bloğu Şekil 3.9.' da verilmiştir. Aşağıdaki denklemde T_e ; önce ivmeye daha sonra integrali alınarak, rad/sn cinsinden açısal hızı çevrilmiştir.

$$T_i - T_{yük} = T_e \quad \text{ve} \quad N.J_M = T_e \quad (3.4.)$$



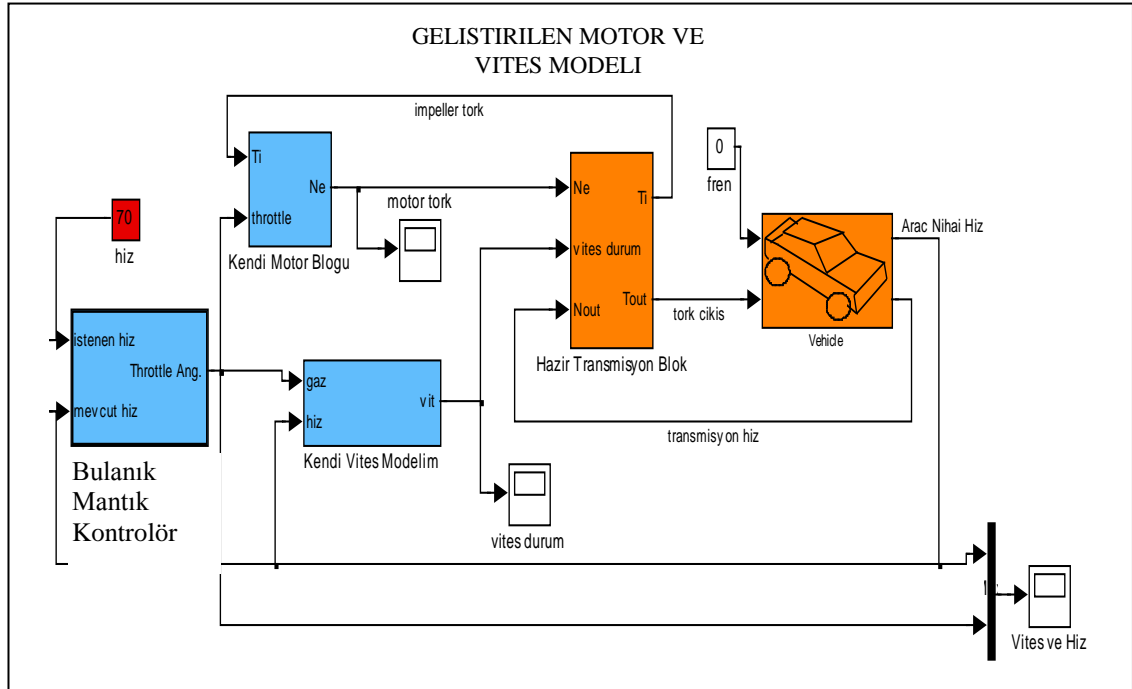
Şekil 3.9. Motor dinamiği

3.1.7. Motor ve Araç Bloğunun Birleştirilmesi

Literatürde 1987 yılında Moskwa ve Hendrick tarafından ilk kez araç motoru modellenerek gerçek zamanlı kontrol edilmesi ve daha sonra 1991 yılında Crossley ve Cook tarafından yapılan kontrol çalışmaları büyük önem taşımaktadır. Moskwa ve Hendrick ile Crossley ve Cook tarafından yapılan bu çalışmaların 90'lı yıllardan itibaren araç motoru modellenmesi ve eş zamanlı kontrolü konusunda birçok çalışmaya rehber niteliğinde olduğu Ünlü (2006) tarafından belirtilmiştir. Özellikle nonlinear dinamik motor modeli oluşturma ve kontrol etme konusunda 1995'de Butts K. tarafından MATLAB/SIMULINK ortamında yapılan çalışmanın PI denetleyici ile kontrol edilebilirliği Ünlü (2006) tarafından incelenmiştir.

Bu tez kapsamında Butts (1995) ve Ford Motor Company çalışmalarındaki matematiksel ifadeler ve denklemler temel olarak alınmıştır. Ford Motor Company tarafından oluşturulmuş, sf_car araba sistemi içerisindeki motor modeli; gaz kelebeği açısına göre deneylerden elde edilen tork değerlerinin MATLAB kütüphanesine yüklenmesi yöntemiyle grafiksel olarak kullanılmaktadır. İki boyutlu grafiksel tabloda gaz kelebeği açısına karşılık gelen sayı motorun ürettiği tork değeri olarak kabul edilmekte ve araba modelini çalıştırmaktadır. Yani bu model şeklinde her hangi bir aracın daha önceden yapılan ölçümlerinde gaz kelebeğine göre motorun ürettiği tork değeri grafiksel bir tabloya yüklenmekte ve sonradan kullanılmaktadır (Butts, 1994).

Şekil 3.12.' de motor bloğu ve araç modelinin birleştirildiği MATLAB/SIMULINK bloğu gösterilmektedir.



Şekil 3.12. Motor ve araç modellerinin birleştirilmesi ve bulanık mantık ile kontrolü

Tezde Şekil 3.10' deki motor modeli ile Şekil 3.11'deki araç modelleri bir birinden ayrı olarak incelenmiş ve temelde bu iki modelin hatasız olarak birleştirilmesine çalışılmıştır. Geliştirilen motor modelinin ürettiği dinamik tork değeri alınarak, sf_car modelindeki vites alt bloğuna bağlanmış böylece iki ayrı sistemin birleştirilmesi yapılmıştır. sf_car modelindeki state flow şemalı vites modeli iptal

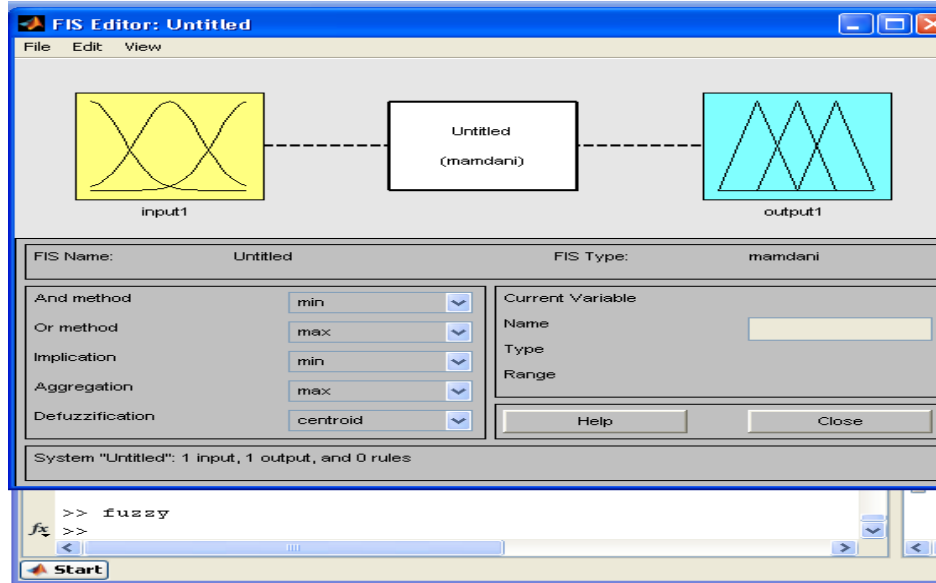
edilmiş, yerine if/and/or kapılarından oluşan kontrolü daha kolay ve kuralları değiştirilebilir bir vites sistemi modellenerek yerleştirilmiştir.

Ayrıca motor torkuna etki edebilecek direnç kuvvetleri tespit edilmiş ve bunlara ait matematiksel ifadelerden bir model yaratılmıştır. Yeni oluşturulan bu direnç kuvveti bloğu motor modeline eklenmiş ve motorun ürettiği torka aksi yönde uygulanmıştır. , Değişen direnç kuvvetlerinin etkisi altında PI ve Bulanık Mantık yöntemleri ile motor devri ayrı ayrı kontrol edilmeye çalışılmıştır.

3.2. Yöntem

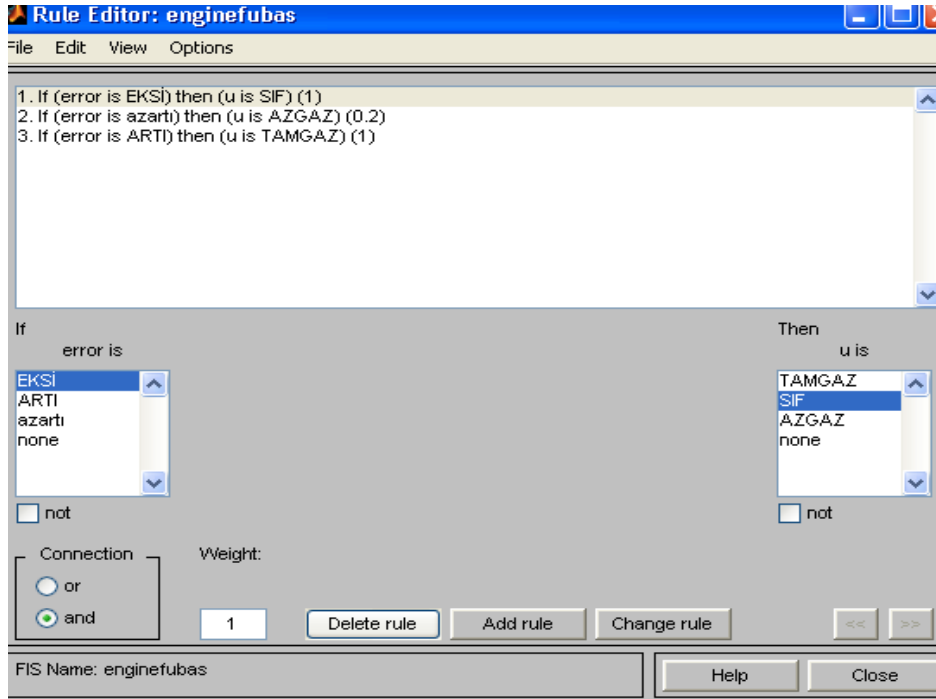
3.2.1. MATLAB Bulanık Mantık Modülü ile Motor Devrinin Kontrolü

MATLAB komut penceresine fuzzy yazılarak, enter tuşuna basıldığında Şekil 3.13.'te gösterilen pencere açılmaktadır. Pencerenin sol üstte bulunan File menüsüne tıkladığında, New FIS alt menüsü görülür. New FIS alt menüsünde Mamdani/Sugeno Metodlarından birisi seçildiğinde Bulanık Mantık uygulaması kullanıma hazır hale gelir. Bu sayfada giriş ve çıkış sinyaline isim verilebilir aynı zamanda sinyal hesaplamaları için min, max, merkez v.b. yöntemlerin tercihleri de yapılabilmektedir.



Şekil 3.13. MATLAB programında bulanık mantık modülü

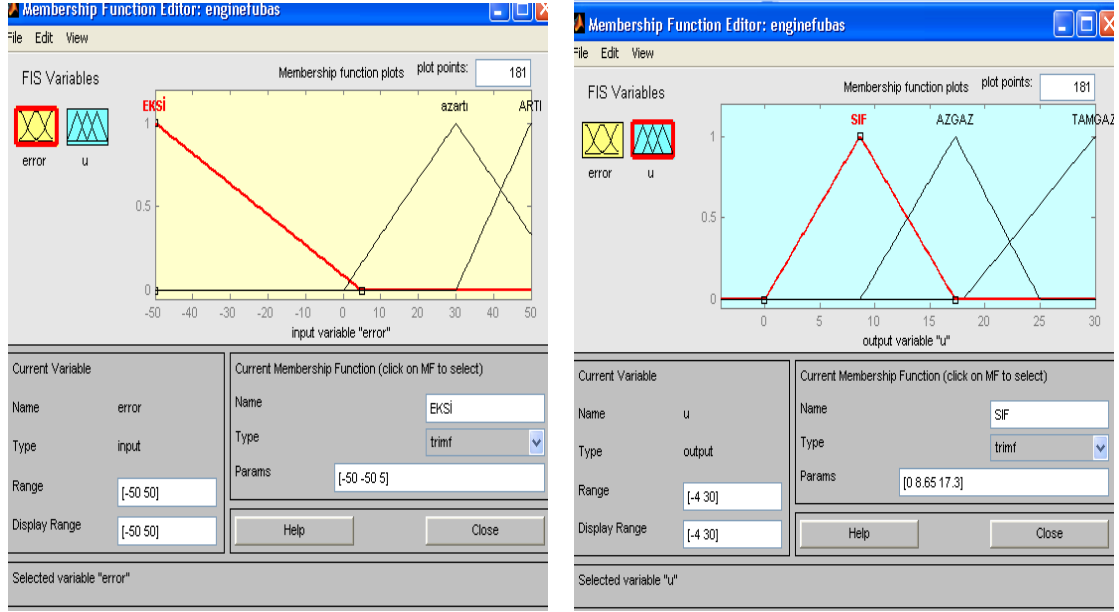
Fuzzy Logic (Bulanık Mantık) modülünde hata değeri giriş sinyali olarak alınır ve uzman kişinin belirlediği kural tabanı ile çıkış sinyali oluşturulur. “Eğer hata artı ise o halde çıkış tamgazdır.” gibi if...then döngülü kurallar yazılır. Bunu MATLAB içinde Bulanık Mantık ile yapabilmek için Edit menüsündeki Rules düğmesine basıldığında, Şekil 3.14.’te verilen Bulanık Mantık kural yazma penceresi görülür.



Şekil 3.14. Bulanık mantık kural yazma penceresi

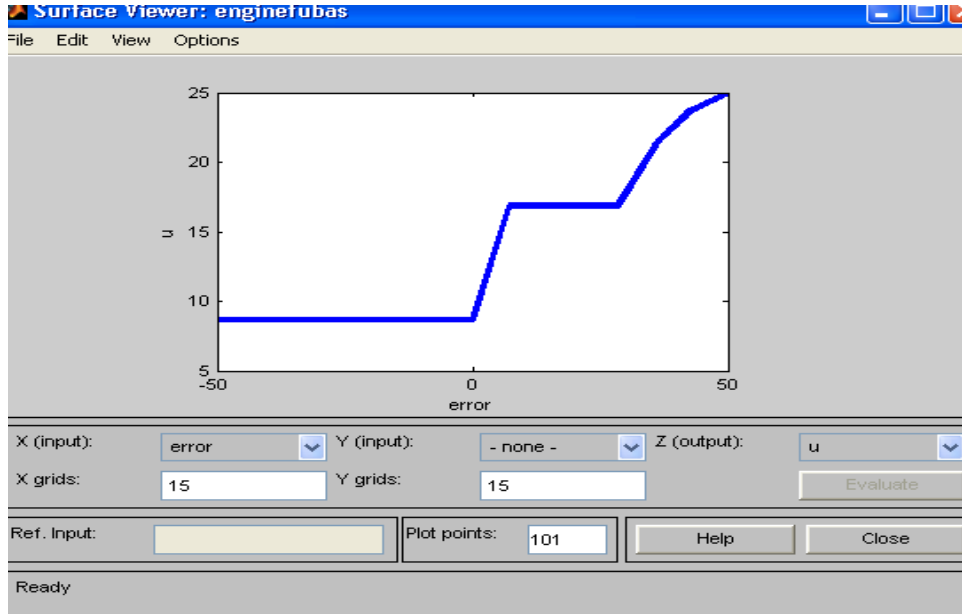
Bulanık Mantık gibi uzman tecrübesine ihtiyaç duyan yöntemlerde giriş ve çıkış sinyallerinin üyelik fonksiyonlarının oluşturulması çok önemlidir. Bulanık Mantık denetleyici sisteminde motor devrinden giriş yapan hata sinyali öncelikle artı ya da eksi değer olarak iki alt kümede değerlendirilir ve daha sonra sıfır, az eksi, çok eksi, az pozitif, çok pozitif gibi üyelik durumları oluşturulur. Benzer şekilde çıkış sinyali içinde sıfır, az gaz, tam gaz gibi üyelik fonksiyonu tanımlayan alt kümeler oluşturulmaktadır. Her hangi bir sistemin kontrolünde PI gibi denetleyici sistemler ile hata sinyalinin değişik durumlardaki davranışları incelenir ve giriş-çıkış sinyallerinin analizi yapılabilir. Kuralları ve üyelik fonksiyonlarını oluşturmak için kontrol edilecek sistemin davranışları çok iyi analiz edilmeli hata sinyallerin max ve min değerlerine göre

üyelikleri belirlenmelidir. Tez modelindeki giriş-çıkış sinyallerinin üyelik sınırları örnek olarak Şekil 3.15.'te gösterilmiştir.



Şekil 3.15. Bulanık mantık giriş-çıkış sinyallerinde üyelik sınırları

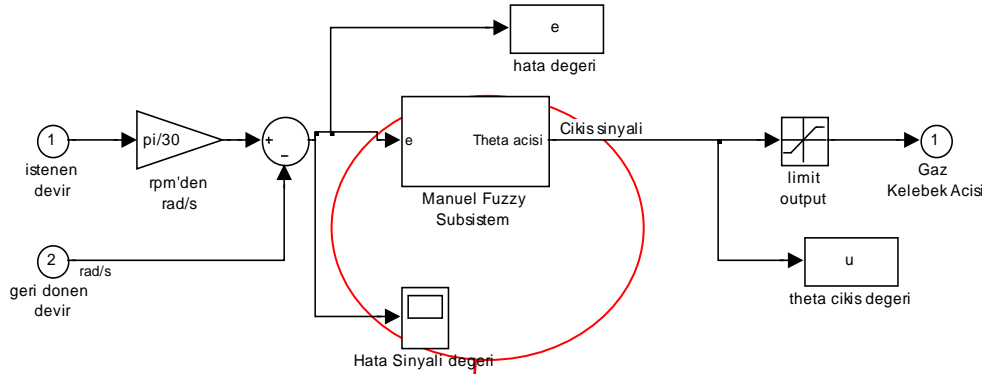
Bulanık Mantık menüsünde üyelik fonksiyonlarının ve kural tabanının yazılmasını müteakip kontrol yüzeyini görmek amacıyla Wiew penceresinden Surface düğmesi seçilmiştir. Bulanık Mantık giriş-çıkış sinyali değerleri ve model yüzeyi Şekil 3.16.'da gösterilmiştir.



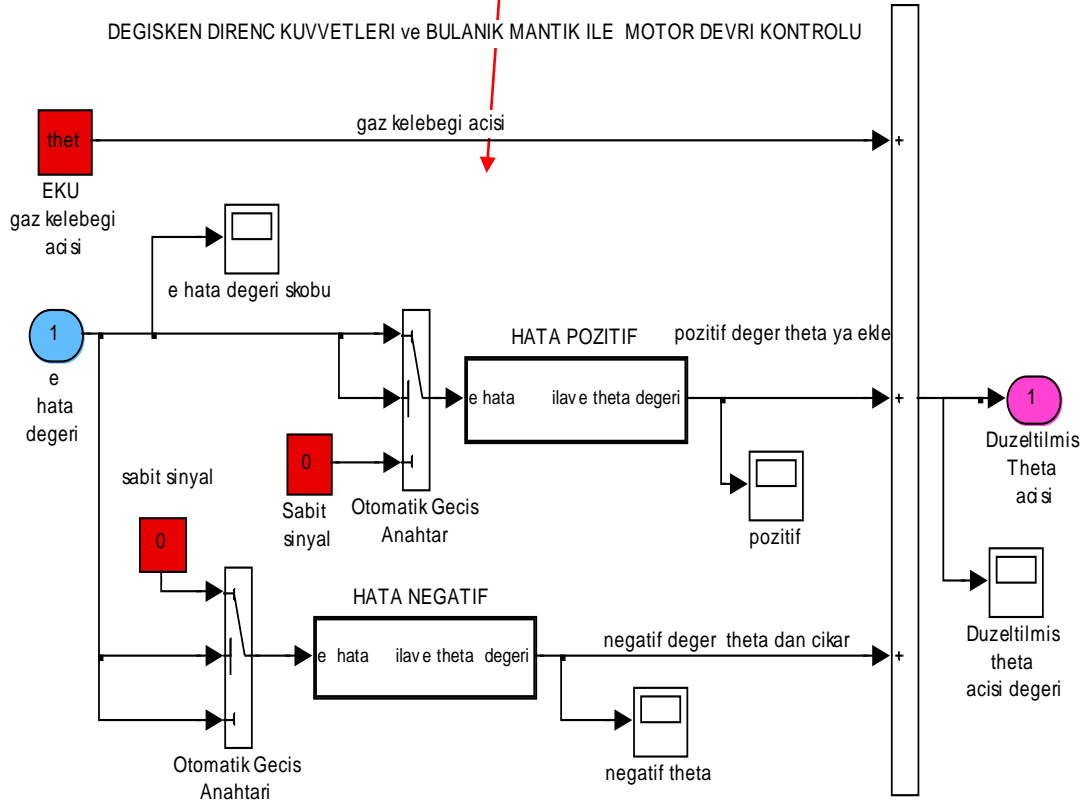
Şekil 3.16. Bulanık mantık giriş-çıkış sinyali değerlerinin model yüzeyi

3.2.2. MATLAB/SIMULINK ile Bulanık Mantık Modelinin Manuel Olarak Oluşturulması ve Motor Devri Kontrolü

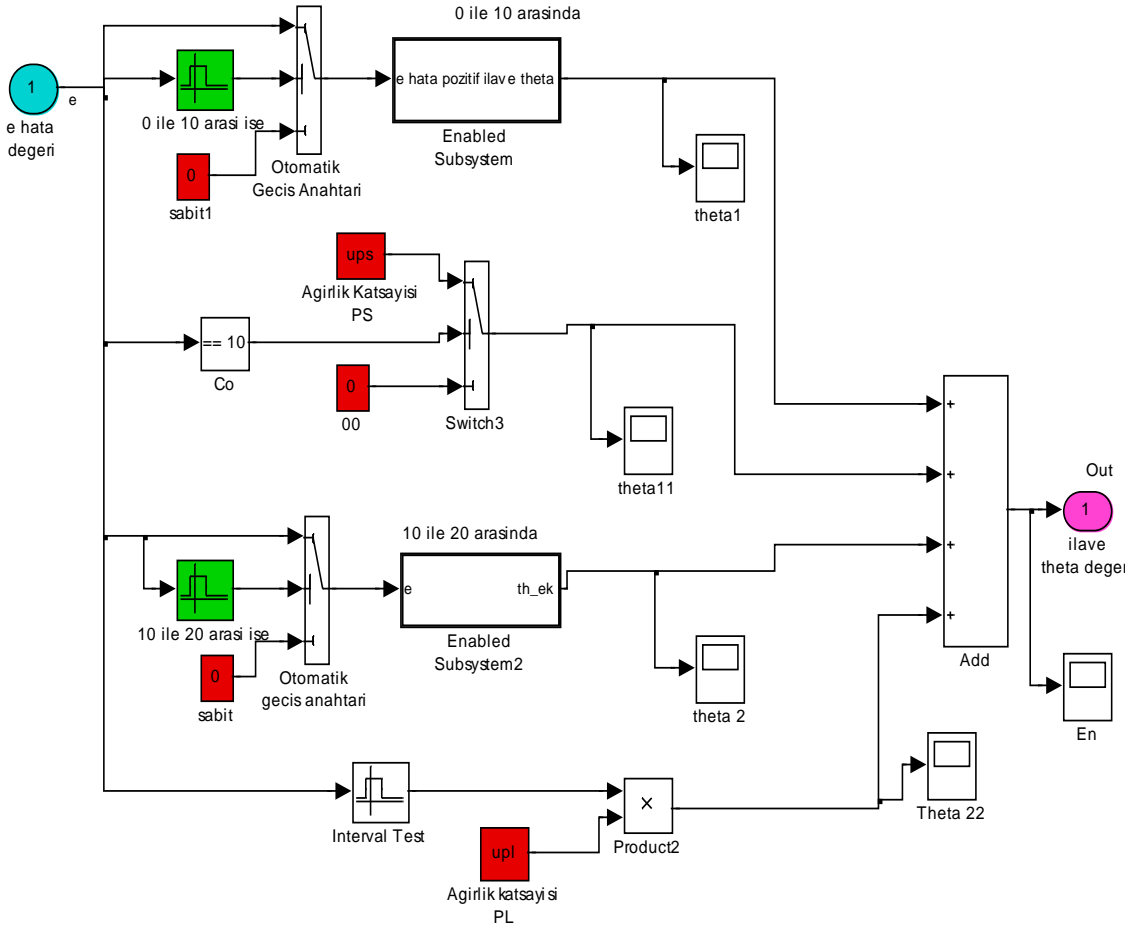
Şekil 3.17.'de manuel olarak modellenen Bulanık Mantık kontrolörü, Şekil 3.18.'de manuel giriş değerleri ile çalışan Bulanık Mantık alt bloğu gösterilmiştir.



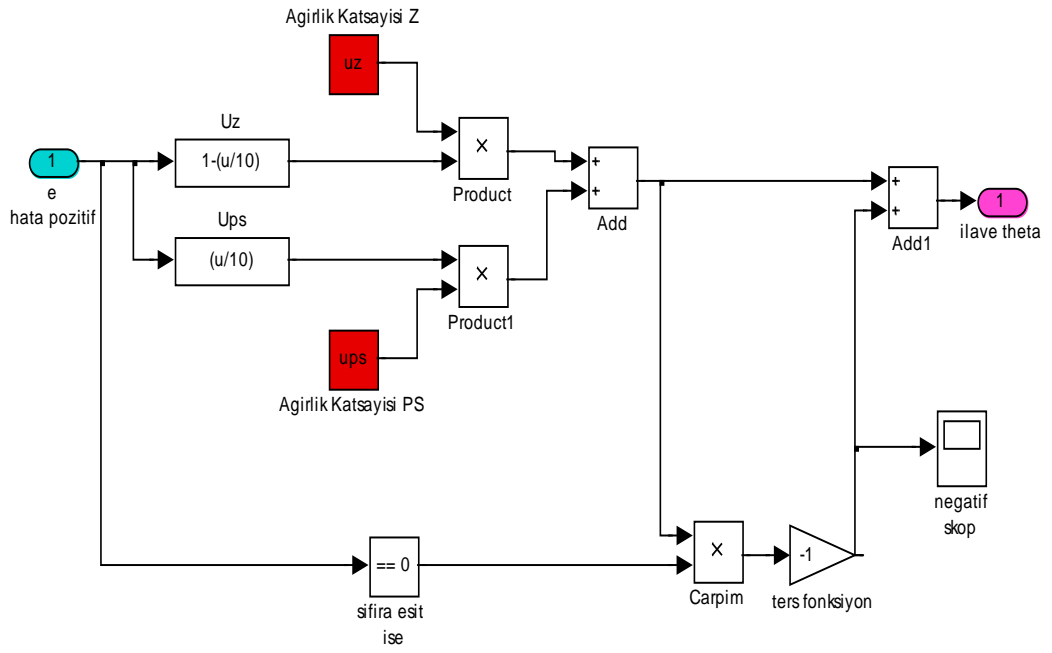
Şekil 3.17. Manuel olarak modellenen bulanık mantık kontrolörü



Şekil 3.18. Manuel giriş değerleri ile çalışan bulanık mantık alt bloğu

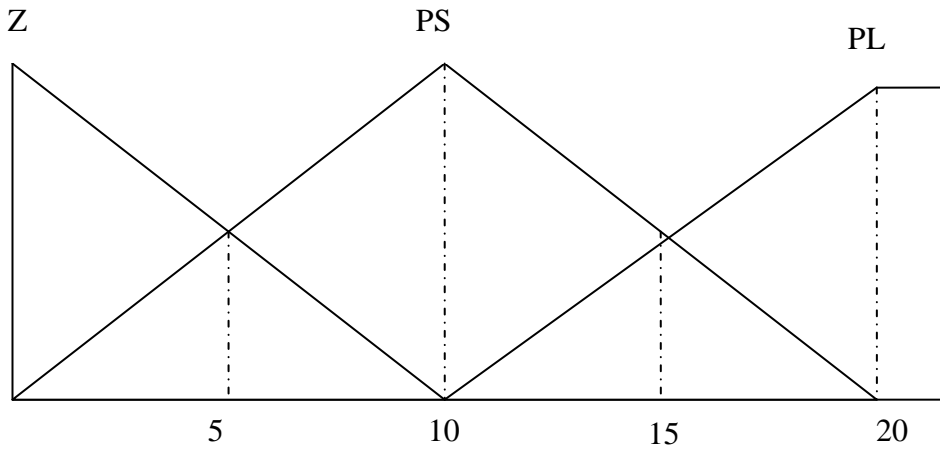


Şekil 3.19. Bulanık mantık hata pozitif alt bloğu



Şekil 3.20. Bulanık mantık üyelik fonksiyonu 0-10 arasında alt bloğu

İstenen devir değeri ile sistem çıkışında elde edilen devir değerinin farkı alındığında çıkan sonuç hata sinyali olarak tanımlanır. Tez programı içinde hata sinyali üç şekilde tanımlanmış olup bunlar: hata sıfır, hata negatif ve hata pozitiftir. Hatanın pozitif olduğu kısımda kendi içinde pozitif small ve pozitif large olarak ikiye ayrılır ve aşağıdaki şekildeki gibi üyelik durumu çıkarılır. Şekil 3.20.' de Bulanık Mantık yönteminde hata değerinin pozitif olduğu, Şekil 3.21.' de ise hata değerinin negatif olduğu kısmın üyelik fonksiyonları verilmiştir.

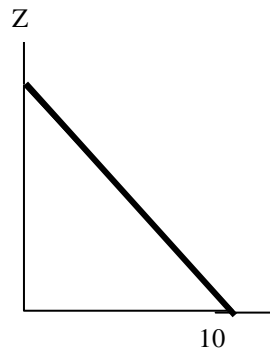


Şekil 3.21. Bulanık mantıkta hatanın pozitif olduğu kısmın üyelik fonksiyonu

3.2.2.1. Hatanın Pozitif Olduğu Durumlara ait Denklemler

- I. durum $0 < e < 10$ ise Z ve Ps'ye üye,
- II. durum $e = 10$ ise Ps,
- III. durum $10 < e < 20$ ise Ps ve Pl'ye üye

I.durum ve Z üyeliği:



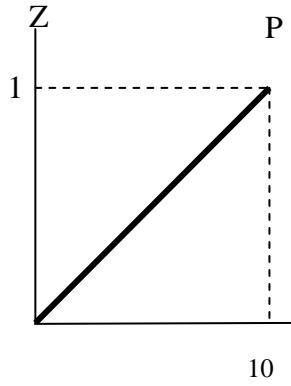
$$(x_1, y_1) = (0, 1) \quad (x_2, y_2) = (10, 0)$$

$$\frac{y - y_1}{y_2 - y_1} = \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \quad \frac{y - 1}{0 - 1} = \frac{x - 0}{10 - 0}$$

$$y = 1 - \frac{e}{10} \quad \text{Ağırlık Katsayısı ise } \mu_{w_z} = 1 \text{ olarak}$$

alınmıştır.

I. Durum ve PS üyeliği



$$(x_1, y_1) = (0, 0) \quad (x_2, y_2) = (10, 1)$$

$$\frac{y - y_1}{y_2 - y_1} = \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \quad \frac{y - 0}{1 - 0} = \frac{x - 0}{10 - 0}$$

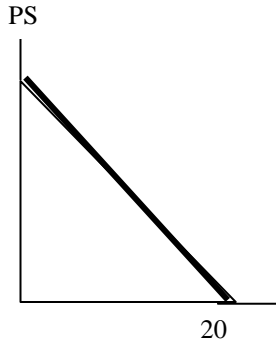
$$y = \frac{e}{10} \text{ Ağırlık Katsayısı ise } \mu_{w_{ps}} = 5 \text{ olarak}$$

alınmıştır.

II. Durum e =10 ise

$$P_s = \mu_{ps} * M_{w_{ps}} + \mu_z * M_{w_z}$$

III. Durum ve Ps Üyeliği



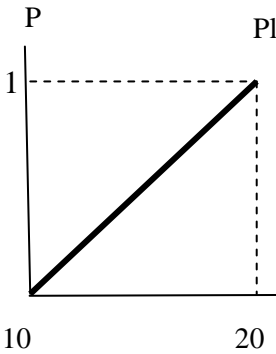
$$(x_1, y_1) = (10, 1) \quad (x_2, y_2) = (20, 0)$$

$$\frac{y - y_1}{y_2 - y_1} = \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \quad \frac{y - 1}{0 - 1} = \frac{x - 10}{20 - 0}$$

$$y = 2 - \frac{e}{10} \text{ Ağırlık Katsayısı ise } \mu_{ps} = 5 \text{ olarak}$$

alınmıştır.

III. Durum ve Pl Üyeliği



$$(x_1, y_1) = (10, 0) \quad (x_2, y_2) = (20, 1)$$

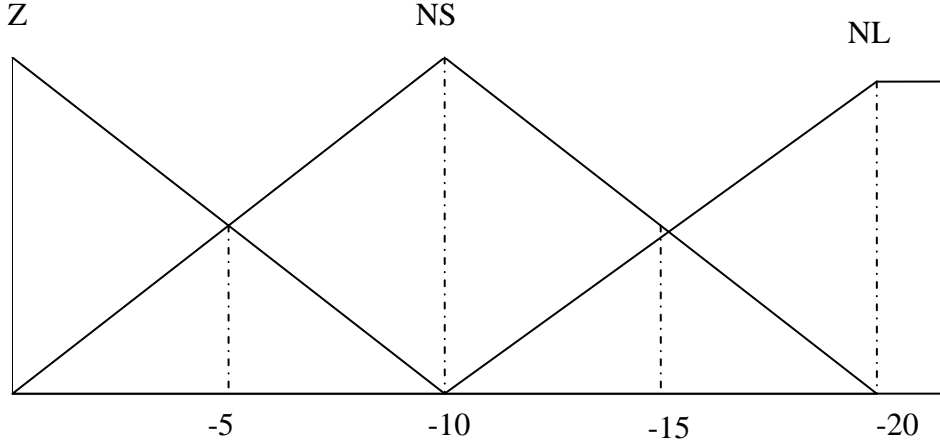
$$\frac{y - y_1}{y_2 - y_1} = \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \quad \frac{y - 0}{1 - 0} = \frac{x - 10}{20 - 10}$$

$$y = \frac{e}{10} - 1 \text{ Ağırlık Katsayısı ise } \mu_{ps} = 10 \text{ olarak}$$

alınmıştır.

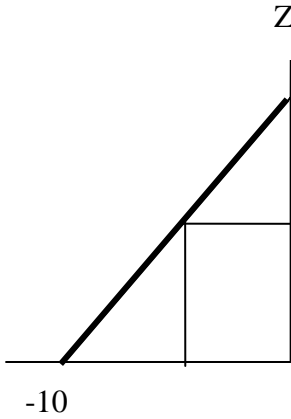
3.2.2.2. Hatanın Negatif Olduğu Durumlara ait Denklemler

- I. durum $0 < e < -10$ ise Z ve Ns'ye üye,
- II. durum $e = -10$ ise Ns,
- III. durum $-20 < e < -10$ ise Ns ve NL'ye üye



Şekil 3.22. Bulanık mantıkta hatanın negatif olduğu kısmın üyelik fonksiyonu

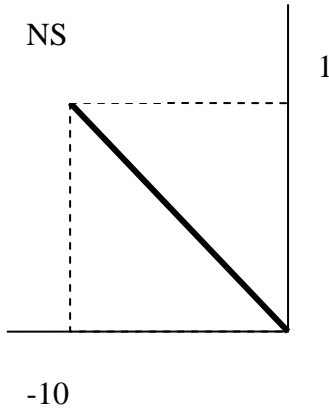
I. Durum ve Z üyeliği:



$$(x_1, y_1) = (0, 1) \quad (x_2, y_2) = (-10, 0)$$

$$\frac{y - y_1}{y_2 - y_1} = \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \quad \frac{y - 1}{0 - 1} = \frac{x - 0}{-10 - 0}$$

$y = 1 + \frac{e}{10}$ Ağırlık Katsayısı ise $z = -1$ olarak alınmıştır.

I. Durum ve Z üyeliği:

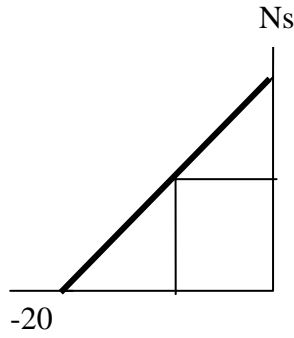
$$(x_1, y_1) = (0, 0) \quad (x_2, y_2) = (-10, 1)$$

$$\frac{y - y_1}{y_2 - y_1} = \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \quad \frac{y - 0}{1 - 0} = \frac{x - 0}{-10 - 0}$$

$y = -\frac{e}{10}$ Ağırlık Katsayısı $\mu_{ps} = -5$ olarak alınmıştır.

II. Durum e = -10 ise

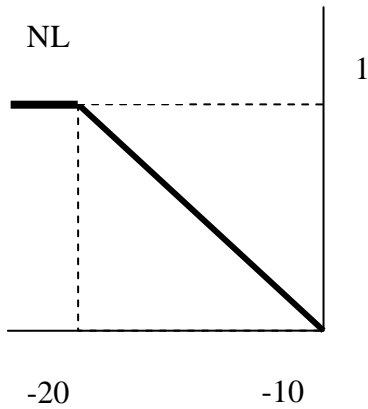
$$P_s = \mu_{Ns} * M_{wNs} + \mu_z * M_{wz}$$

III. Durum ve NS Üyeliği

$$(x_1, y_1) = (-10, 1) \quad (x_2, y_2) = (-20, 0)$$

$$\frac{y - y_1}{y_2 - y_1} = \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \quad \frac{y - 1}{0 - 1} = \frac{x + 10}{-20 + 10}$$

$y = 2 + \frac{e}{10}$ Ağırlık Katsayısı $\mu_{ps} = -5$ olarak alınmıştır.

III. Durum ve NL Üyeliği

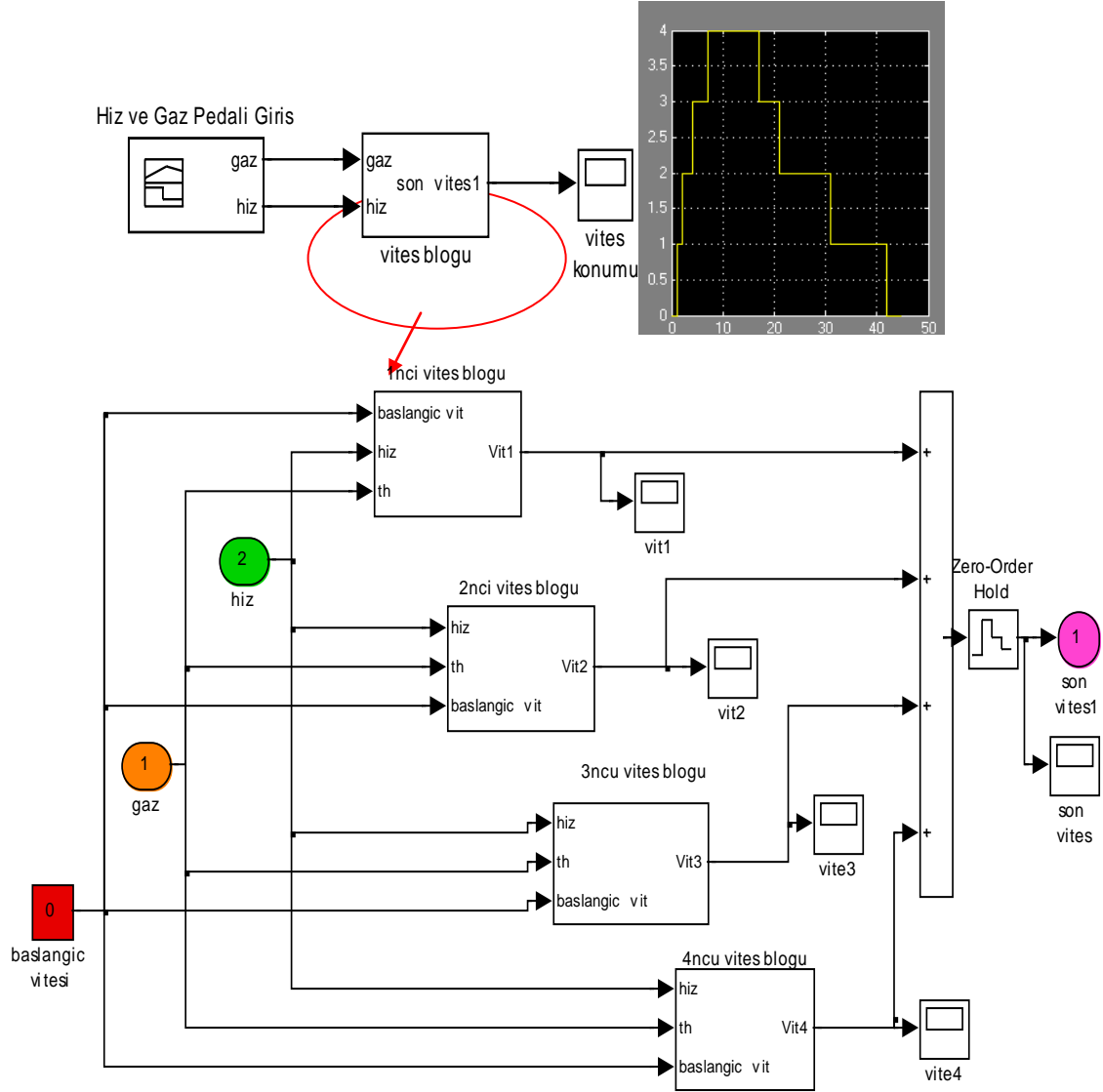
$$(x_1, y_1) = (-10, 0) \quad (x_2, y_2) = (-20, 1)$$

$$\frac{y - y_1}{y_2 - y_1} = \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} \quad \frac{y - 0}{1 - 0} = \frac{x + 10}{-20 + 10}$$

$y = -1 - \frac{e}{10}$ Ağırlık Katsayısı $\mu_{pl} = -10$ olarak alınmıştır.

3.2.3. Vites Kutusu Modellenmesi

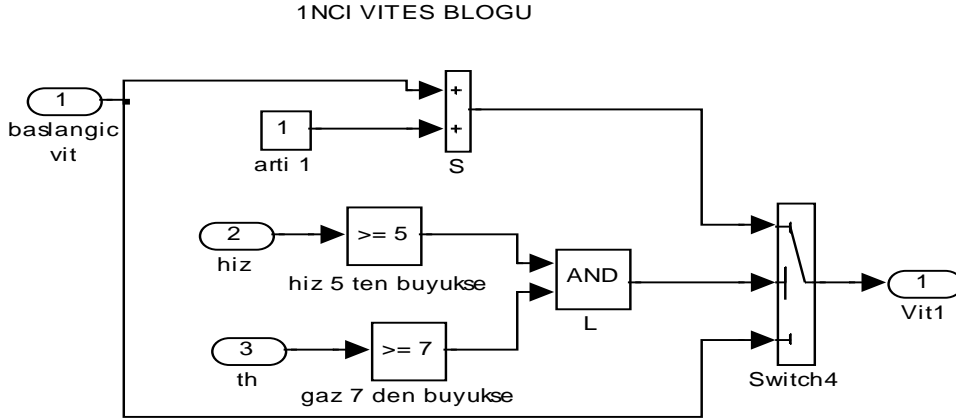
Vites değiştirme mantığının modellenmesi MATLAB/SIMULINK içindeki and/or mantık kapıları ile yapılmış olup, Şekil 3.23.'de gösterilmiştir.



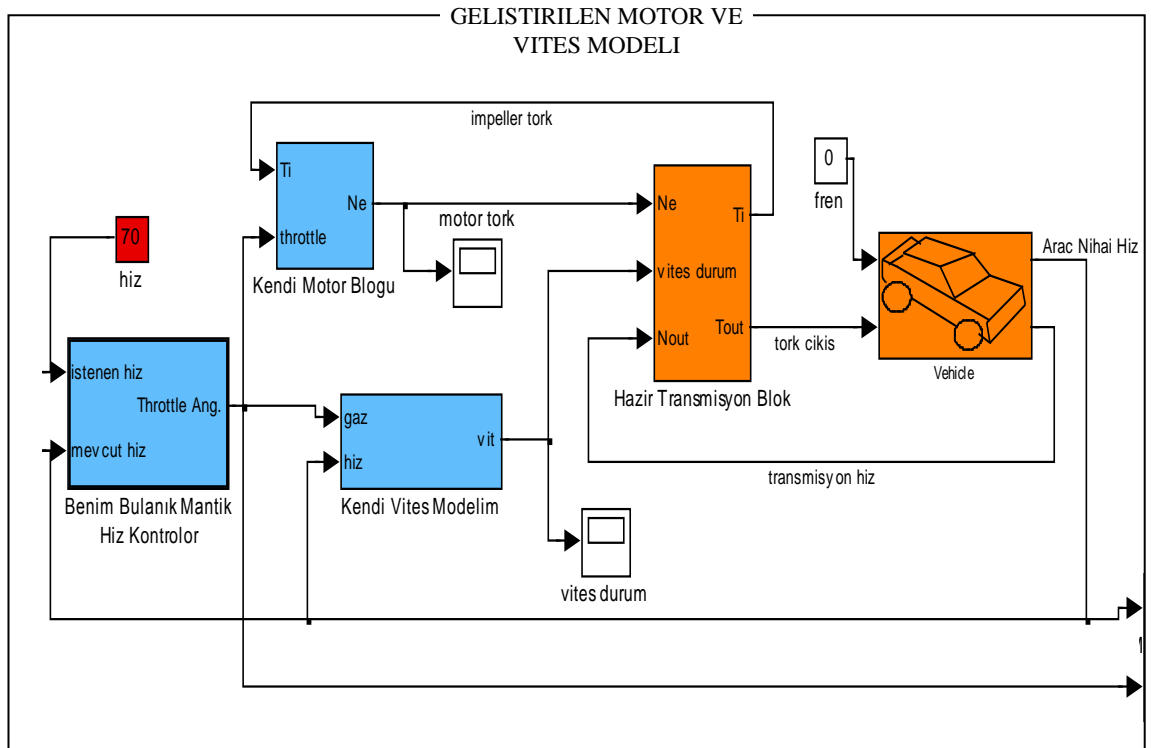
Şekil 3.23. Vites değiştirme mantığının modellenmesi

Hız, gaz kelebeği açısı ve baslangıç vitesi bilgisi, Şekil 3.24.' te gösterilen 1'inci vites ve vites artırma kuralları bloğuna girmektedir. Otomatik anahtar girişinde 3 sinyal bulunmakta olup, bunlardan en yukardaki 1'inci sinyal, vites değerini +1 yukarıya yükseltecek şekilde çalışmaktadır. Otomatik anahtara ortadan giren 2'nci sinyalde; hız değeri 5' ten ve gaz kelebeği açısı da 7' den büyük olursa mantık kapısında 1 değeri

üretilmektedir. 2'nci sinyal hattında And kapısında oluşarak, anahtara gelen 1 ya da 0 değerleri otomatik anahtarda belirlenen eşik değerini aştığında; otomatik anahtar üstten gelen 1'inci sinyali geçirir ve vites +1 olarak artırılır. Otomatik anahtara gelen sinyalin, eşik değerinin aşamaması durumunda ise en alttaki 3'üncü sinyal değeri aynen sistemden geçmekte dolayısı ile vites aynı kalmaktadır. Şekil 3.25.' de iki sistemin tek model altında birleştirilmesi ve Bulanık Mantık ile kontrolü gösterilmektedir.



Şekil 3.24. 1'inci vites ve vites artırma kuralları

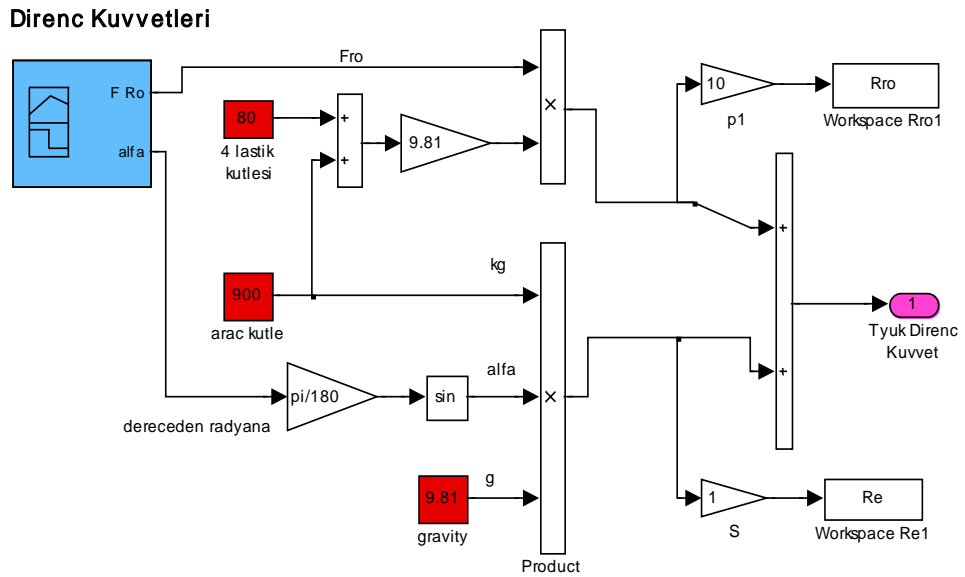


Şekil 3.25. İki sistemin tek modelde birleştirilmesi ve bulanık mantıkla kontrolü

Daha önceki çalışmalarda motor bloğu, araç dinamikleri ve vites sistemi ayrı modeller olarak çalıştırılmış ve bu konuda incelemeler yapılmıştır. Bu tezde iki ayrı modelin; araç modeli bloğu ve motor bloğunun birleştirilmesi üzerinde çalışılmış ve mevcut sistemler daha anlaşılır ve kolaylıkla üzerinde geliştirme yapılabilecek bir hale getirilmiştir. Şekil 3.25.'de açık mavi olarak gösterilen bloklar tez çalışması kapsamında geliştirilen modellerdir. Bu sistemde yer alan motor bloğunda sisteme dışarıdan giriş yapan tek değer, kullanıcı tarafından gaz pedalına uygulanan kuvvet neticesinde oluşan gaz kelebeği açısıdır. Gaz kelebeğinin derece cinsinden oluşturduğu açı sayesinde belirli miktarda hava emme manifolduna girmektedir.

3.2.4. Direnç Kuvvetlerinin Modellenmesi

Yuvarlanma direnci (R_{R0}) ve yokuş direnci (R_e) ifadeleri tez içerisinde motor gücüne aksi yönde etki eden negatif momentler olarak modellenmiş ve şekil 3.26' da gösterilmiştir. Simulink içerisindeki signal builder yardımıyla direnç kuvvetlerinin input değerleri oluşturulmuş ve matematiksel fonksiyonlara tatbik edilmiştir. Direnç kuvvetleri modelde $T_{yük}$ olarak belirtilmiş ve motorun ürettiği torktan çıkartılarak net moment değeri elde edilmiştir.



Şekil 3.26. R_{R0} ve R_e direnç kuvvetlerinin modellenmesi

3.3. Farklı Direnç Kuvvetleri Karşısında Motor Devri Kontrolü

Bu çalışmada direnç kuvvetlerinin motor torkuna etkisi karşısında PI ve Bulanık Mantık kontrolörlerinin tepki ve davranışları dört farklı şekilde ayrı ayrı incelenecektir.

I'inci Simülasyon durumunda; motor rölantide çalıştırılarak, direnç kuvvetleri sıfır olarak ele alınmıştır.

II'nci Simülasyon durumunda; motora yük olarak sadece yuvarlanma direnci kuvveti R_{RO} uygulanmış ve yokuş direnci R_e sıfırda tutulmuştur. Araç şose ve asfalt yolda seyir ettirilerek, farklı yuvarlanma direnci kuvvetlerine maruz bırakılmıştır.

III'üncü Simülasyon durumunda; motora yük olarak yokuş ile yuvarlanma direnci kuvvetleri değişken ve artan bir şekilde tatbik edilmiştir. Araç şose yoldan, asfalt yola geçirilmiş ve yol eğimide artırılmıştır.

IV'üncü Simülasyon durumunda; motora yük olarak yokuş ve yuvarlanma direnci kuvvetleri sabit olarak tatbik edilmiştir.

3.3.1. I'inci Simülasyon Durumu ($R_e=0$, $R_{RO}=0$)

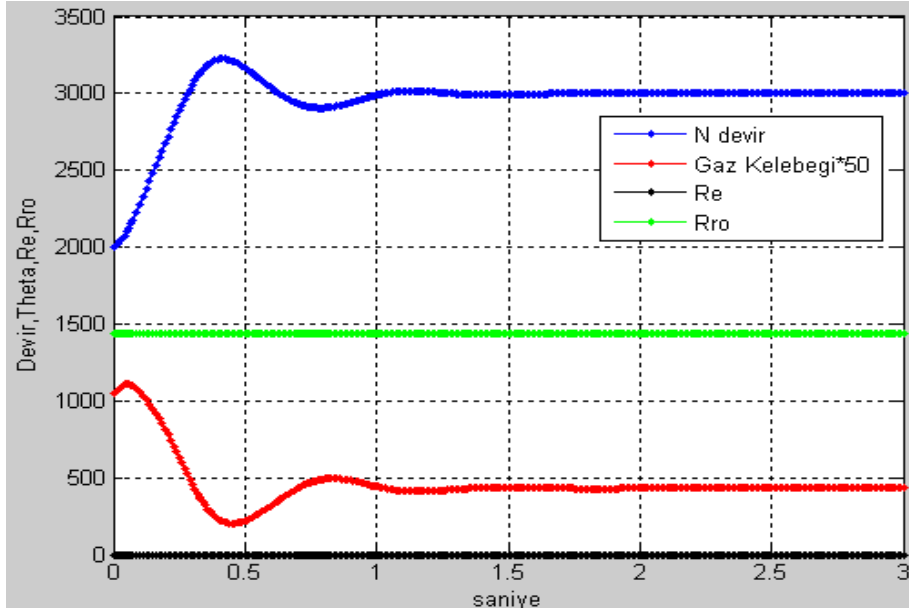
Araç hareketsiz bir şekilde rölantide çalıştırıldığında, yokuş ve yuvarlanma direnci kuvvetleri motor torkuna etmezler. Bu durumu simüle etmek kapsamında $T_{yük}$ değeri sıfır olarak kullanılmıştır.

Bu simülasyon boyunca gaz kelebeği açısının (θ) ve devir değerinin aynı grafik içerisinde incelenebilmesi maksadıyla gaz kelebeği açısı 50 ile çarpılmış ve şekilsel olarak büyütülmüştür.

3.3.1.1. PI ile Devir Kontrolü ($R_e=0$, $R_{RO}=0$)

PI kontrolöre $K_p=0.2$ ve $K_i=0.65$ değerleri tatbik edilmiş ve bu durumda kontrolör tarafından gaz kelebeği açısı (θ) başlangıçta 23^0 olarak uygulanmıştır. Müteakiben gaz kelebeği açısı azaltılarak, 8.64^0 'de sabitlenmiş ve sistemin istikrara

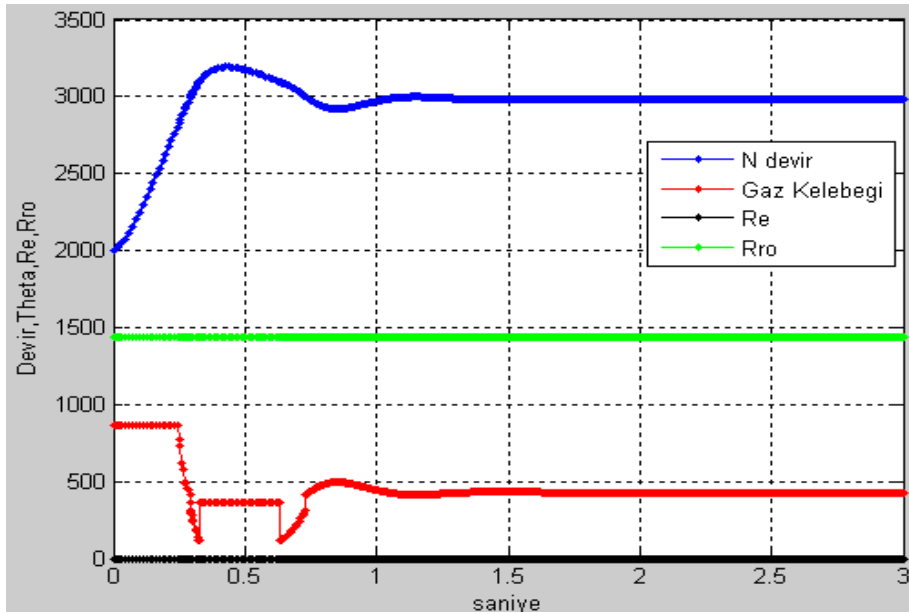
kavuşması 1.3'üncü saniyede gerçekleşmiştir. I. Durumda PI ile devir kontrolü Şekil 3.27.'de verilmiştir.



Şekil 3.27. I.Durumda PI ile devir kontrolü $K_p=0.2$, $K_i=0.65$

3.3.1.2. Bulanık Mantık ile Devir Kontrolü ($R_e=0$, $R_{RO}=0$)

I. Durumda Bulanık Mantık ile devir kontrolü Şekil 3.28'de verilmiştir.



Şekil 3.28. I.Durumda bulanık mantık ile devir kontrolü

Bulanık Mantık kontrolörü tarafından gaz kelebeğine başlangıçta 17° 'lik bir açı değeri uygulanmıştır. Müteakiben gaz kelebeği açısı azaltılarak 8.63° 'de sabitlenmiş ve sistemin istikrar bulması 1'nci saniye sonunda gerçekleşmiştir. MATLAB/SIMULINK 'te programın hızlı çalışmasını sağlamak için ölçüm hassasiyeti düşük tutulmuştur. Hata ölçüm hassasiyetinin düşük oluşu üyelik fonksiyonunda giriş değerini etkilemiş ve bunun sonucunda gaz kelebeği değerinde 0.4 ve 0.6'ncı saniyelerde anlık olarak çok hızlı zıplamalar görülmüştür.

3.3.2. II'nci Simülasyon Durumu ($R_e=0$, $R_{RO}=Artan$)

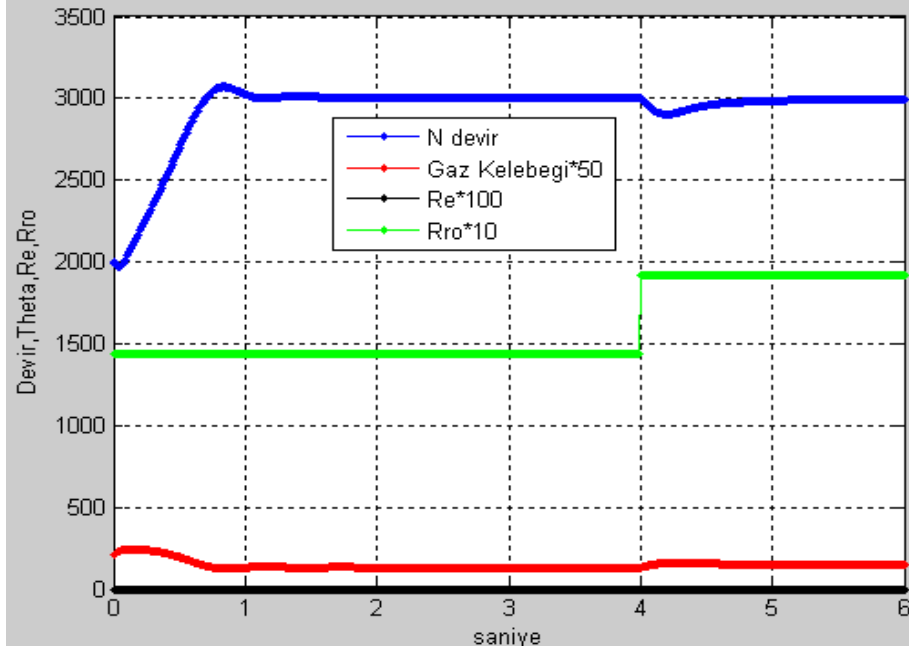
Araç düz yolda (eğimsiz) ilerletilmiş ve yokuş direnci kuvvetine maruz kalmamıştır. Bu durumu simüle etmek maksadıyla yolun eğim açısı sıfır olarak alınmıştır. Araç asfalt ve şose yol üzerinde hareket ettirilmiş ve üzerine farklı yuvarlanma direnci kuvvetleri uygulanmıştır. Araç önce yuvarlanma direnci katsayısı $f_{RO}= 0.015$ olan asfalt yolda 4 saniye boyunca ilerletilmiş ve daha sonra 4'üncü saniyeden itibaren $f_{RO}= 0.02$ olan şose yolda hareketine devam ettirilmiştir.

Gaz kelebeği açısının (θ) ve devir değerinin aynı grafik içerisinde incelenebilmesi maksadıyla gaz kelebeği açısı 50 ile çarpılmış ve şekilsel olarak büyütülmüştür.

3.3.2.1. PI ile Devir Kontrolü ($R_e=0$, $R_{RO} =Artan$)

II. Durumda PI ile devir kontrolü Şekil 3.29'de verilmiştir. Motor devri yaklaşık 1 saniye içinde 3000'e ulaşmış ancak tam olarak istikrarını 1.2'nci saniyede kazanmıştır. 4'üncü saniyede araca uygulanan yuvarlanma direnci katsayısı artırılmıştır. Direnç kuvvetindeki bu artış neticesinde motor devrinde yaklaşık 0.5 saniye boyunca % 4'lük düşüş yaşanmıştır. Motorun tekrar 3000 devre ulaşarak, istikrar bulması 5.2 saniye sonunda gerçekleşmiştir.

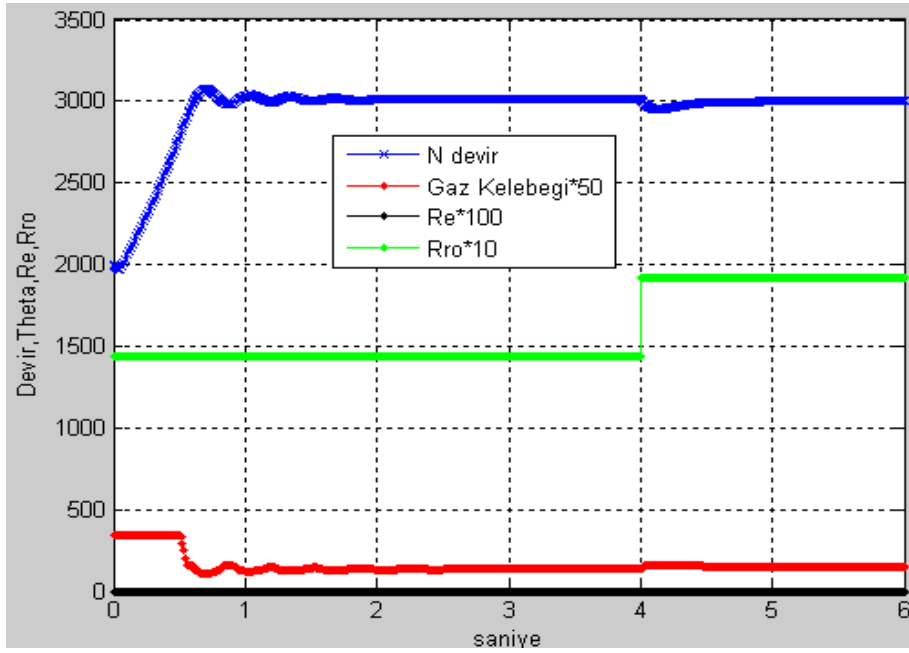
PI kontrolör tarafından mevcut direnç kuvvetlerine karşı gaz kelebeği açısı önce 25° 'ye getirilmiş ve daha sonra 15° 'de sabitlenmiştir. 4'üncü saniyedeki direnç kuvvetinin artışına karşı PI kontrolör tarafından gaz kelebeği 15.4° 'ye getirilmiş ve devir değeri sabitlenmiştir.



Şekil 3.29. II.Durumda PI ile devir kontrolü $K_p=0.35$ $K_i=0.2$, $R_e=0$, $R_{RO}=$ Değişken

3.3.2.2. Bulanık Mantık ile Devir Kontrolü ($R_e=0$, $R_{RO}=$ Artan)

II. Durumda Bulanık Mantık ile devir kontrolü Şekil 3.30'da gösterilmiştir.



Şekil 3.30. II.Durumda bulanık mantık ile devir kontrolü $R_e=0$ ve $R_{RO}=$ Değişken

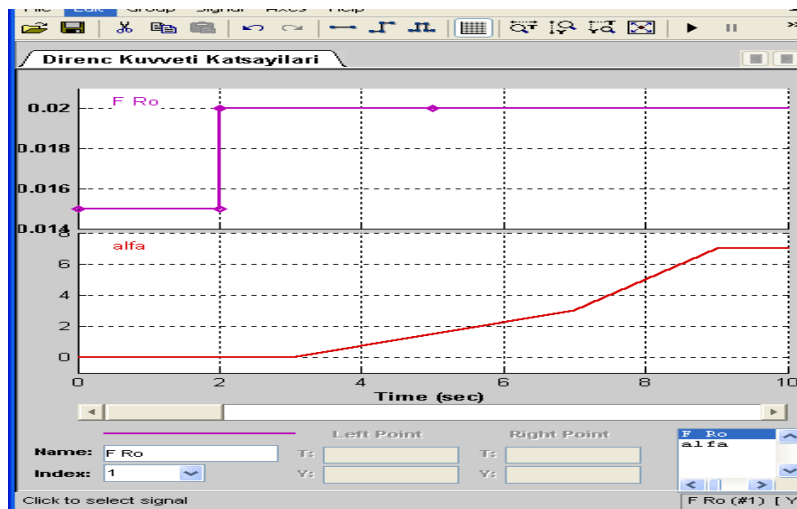
Motorun devri, 0.9 saniye içinde 3000'e ulaşmış ancak istikrarını bulması 1.8'inci saniye sonunda gerçekleşebilmiştir. 4'üncü saniyede araca uygulanan yuvarlanma direnci katsayısı artırılmıştır. Direnç kuvvetindeki bu artış neticesinde, motor devrinde yaklaşık 0.4 saniye boyunca %1.6'lık düşüş oluşmuştur. Motorun tekrar 3000 devre ulaşarak, istikrar bulması 4.7 saniye sonunda gerçekleşmiştir.

Bulanık Mantık kontrolörü tarafından mevcut direnç kuvvetlerine karşı gaz kelebeği açısı önce 35^0 'ye getirilmiş ve daha sonra 13.2^0 'de sabitlenmiştir. 4'üncü saniyedeki direnç kuvvetinin artışına karşı Bulanık Mantık kontrolörü tarafından gaz kelebeği 15.4^0 'ye getirilmiş ve devir değeri sabitlenmiştir.

3.3.3. III'üncü Simülasyon Durumu ($R_e=Artan$, $R_{RO}=Artan$)

Araç 2 saniye boyunca asfalt yolda ilerletilmiş daha sonra yuvarlanma direnci katsayısı daha yüksek olan şose yola geçirilmiş ve simülasyon sonuna kadar şose yolda hareketine devam ettirilmiştir. Aynı zamanda aracın ilerlediği yolun eğim açısında artırılmıştır. Simülasyonda yol eğim açısı en çok $\alpha = 7^0$, yol sürtünme kuvveti katsayıları f_{RO} ise şose yol için 0.02 ve asfalt yol için 0.015 olarak tatbik edilmiştir. Eğim açısı ve yuvarlanma direnci katsayısı Şekil 3.31' de gösterilmiştir.

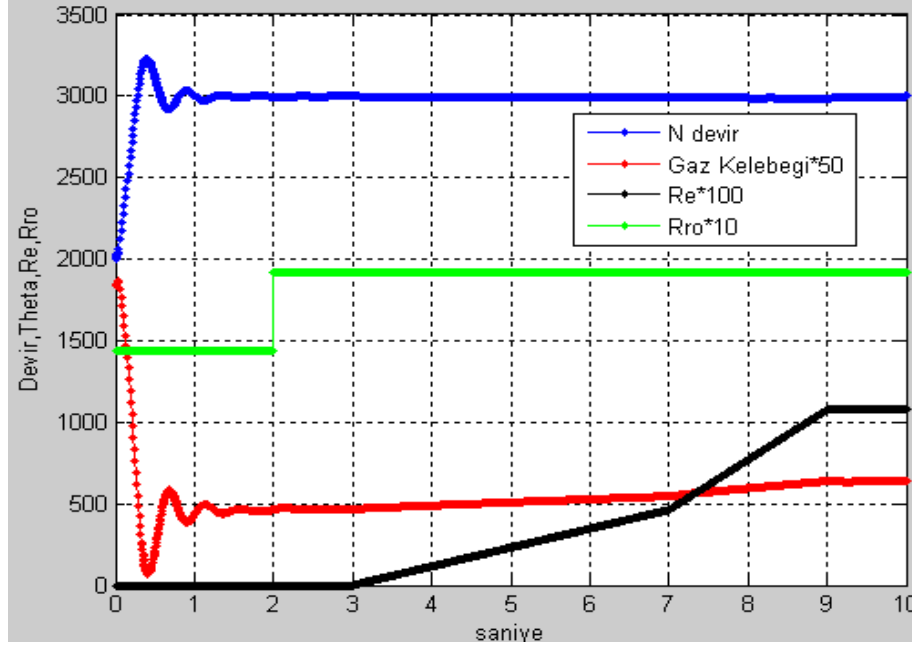
Gaz kelebeği açısının (θ) ve devir değerinin aynı grafik içerisinde incelenebilmesi amacıyla gaz kelebeği açısı 50 ile çarpılmış ve şekilsel olarak büyütülmüştür.



Şekil 3.31. Sinyal kaynağındaki eğim açısı α^0 ve yuvarlanma direnci katsayısı f_{RO}

3.3.3.1. PI ile Devir Kontrolü ($R_e=Artan$, $R_{RO}=Artan$)

III. Durumda PI ile devir kontrolü Şekil 3.32’de verilmiştir.



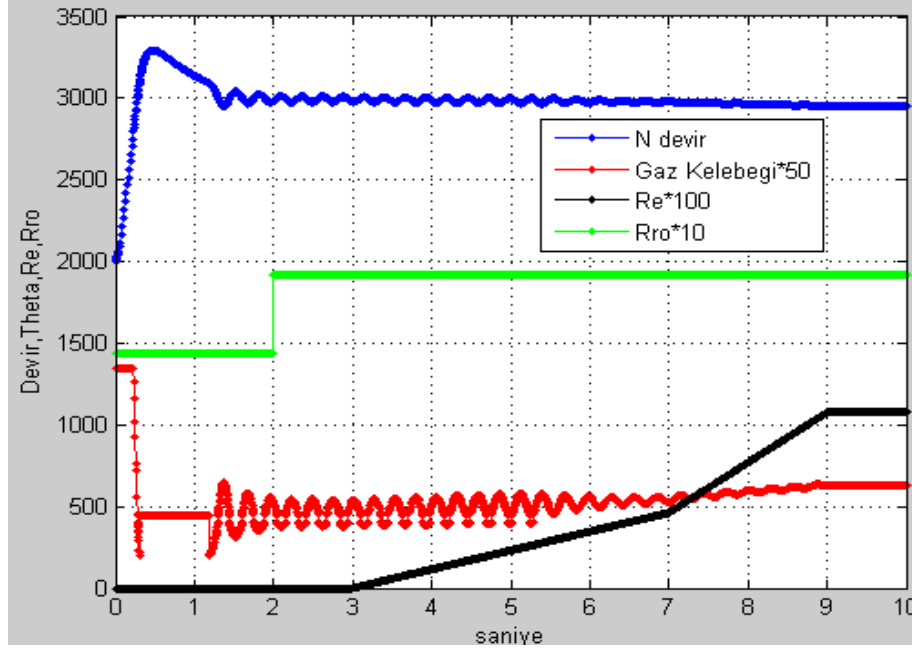
Şekil 3.32. III.Durumda PI ile kontrol $K_p=0.35$ $K_i=0.7$ $R_e= Artan$ ve $R_{RO}= Artan$

Motor devri yaklaşık 1 saniye içinde 3000'e ulaşmış ancak istikrarını 1.8'inci saniyede kazanmıştır. 2'nci saniyede yolun yuvarlanma direnci katsayısı ve 3'üncü saniyeden itibaren de eğim açısı artırılmıştır. Direnç kuvvetlerindeki artış ile motor devrinde çok kısa süreliğine ihmal edilebilecek miktarda bir düşüş yaşanmış ancak devir değeri limitler dahilinde kalmıştır. Yol eğim açısı farklı oranlarda artırılmıştır. $K_p=0.35$ ve $K_i=0.7$ değerleri PI kontrolöre tatbik edilmiş ve kontrolör bu değerler üzerinden gaz kelebeği açısını ayarlamıştır.

PI kontrolör tarafından mevcut direnç kuvvetine karşı gaz kelebeği açısı önce 36^0 'ye getirilmiş ve istikrarı yakalayınca 9^0 'de sabitlenmiştir. 2'nci saniyedeki yuvarlanma direnci kuvvetinin artışına karşı PI kontrolör tarafından gaz kelebeği 10^0 'ye getirilmiş ve daha sonra da 3'üncü saniyedeki yokuş direnci kuvvetinin devreye girmesi ile gaz kelebeği açısında kontrollü bir şekilde artırılmıştır. Eğim açısının 7'nci saniyede belirgin bir şekilde artması nedeniyle 8 ile 9'uncu saniyeler arasında devir değerinde %1'lik bir düşme yaşanmış daha sonra gaz kelebeği 14^0 'ye getirilmiş ve sabitlenmiştir.

3.3.3.2. Bulanık Mantık ile Devir Kontrolü ($R_e=Artan$, $R_{RO}=Artan$)

III. Durumda Bulanık Mantık ile devir kontrolü Şekil 3.33.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.33. III.Durumda bulanık mantık ile kontrol $R_e=Artan$ ve $R_{RO}= Artan$

Motor yaklaşık 2 saniye içinde 3000 devre ulaşmış ancak tam olarak istikrarını 3.4'üncü saniyede kazanmıştır. 2'nci saniyede yolun yuvarlanma direnci katsayısı ve 3'üncü saniyeden itibaren de eğim açısı artırılmıştır. Direnç kuvvetlerindeki artış ile motor devrinde çok kısa süreliğine ihmal edilebilecek miktarda bir düşüş yaşanmış ancak devir değeri limitler dahilinde seyretmiştir. Yol eğim açısı (α^0) sürekli olarak ve farklı oranlarda artırılmıştır.

Bulanık Mantık kontrolörü tarafından mevcut direnç kuvvetine karşı gaz kelebeği açısı önce 27^0 'ye getirilmiş ve istikrarı yakalayınca 9^0 'de sabitlenmiştir. 2'nci saniyedeki yuvarlanma direnci kuvvetinin artışına karşı kontrolör tarafından gaz kelebeği 10^0 'ye getirilmiş ve daha sonra da 3'üncü saniyedeki yokuş direnci kuvvetinin devreye girmesi ile gaz kelebeği açısı da kontrollü bir şekilde artırılmıştır. Eğim açısının 7'nci saniyede belirgin bir şekilde artırılması nedeniyle 7 ile 10'uncu saniyeler arasında devir değerinde %1'lik düşme yaşanmış ve bu süreler boyunca devir değeri %1'lik hata ile karşılanabilmiştir.

3.3.4. IV'üncü Simülasyon Durumu (R_e =Sabit, R_{RO} =Sabit)

Araç simülasyon süresince yuvarlanma direnci katsayısı $f_{RO} = 0.02$ olan şose yolda ilerletilmiş ve motor torkuna sabit bir yuvarlanma direnci kuvveti uygulanmıştır. Araç 1'inci saniyeden itibaren 2^0 'lik eğim açısı bulunan bir yolda hareket ettirilmiş ve motor torkuna simülasyon sonuna kadar sabit bir yokuş direnci kuvveti tatbik edilmiştir.

Bu simülasyon süresince gaz kelebeği açısının (θ) ve devir değerinin aynı grafik içerisinde incelenebilmesi amacıyla gaz kelebeği açısı 50 ile çarpılmış ve şekilsel olarak büyütülmüştür.

3.3.4.1. PI ile Devir Kontrolü (R_e =Sabit, R_{RO} =Sabit)

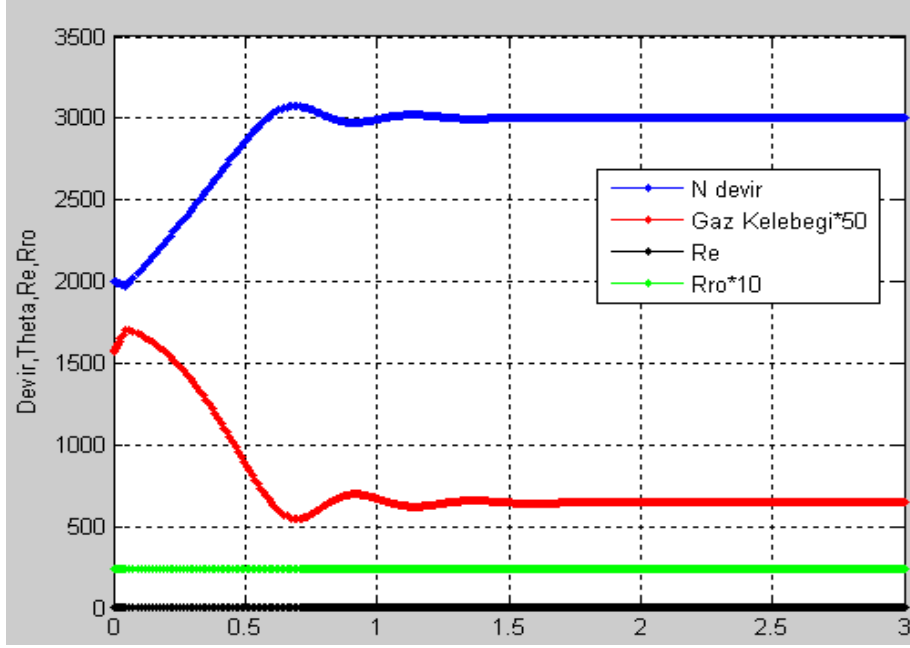
PI kontrolöre $K_p=0.55$ ve $K_i=0.65$ değerleri tatbik edilmiş ve bu durumda kontrolör tarafından gaz kelebeği açısı (θ) başlangıçta 59^0 olarak uygulanmıştır. Müteakiben gaz kelebeği açısı azaltılarak, 10.5^0 'de sabitlenmiş ve sistemin istikrara kavuşması 1.7'nci saniyede gerçekleşmiştir.

IV. Durumda PI ile devir kontrolü Şekil 3.34'de verilmiştir.

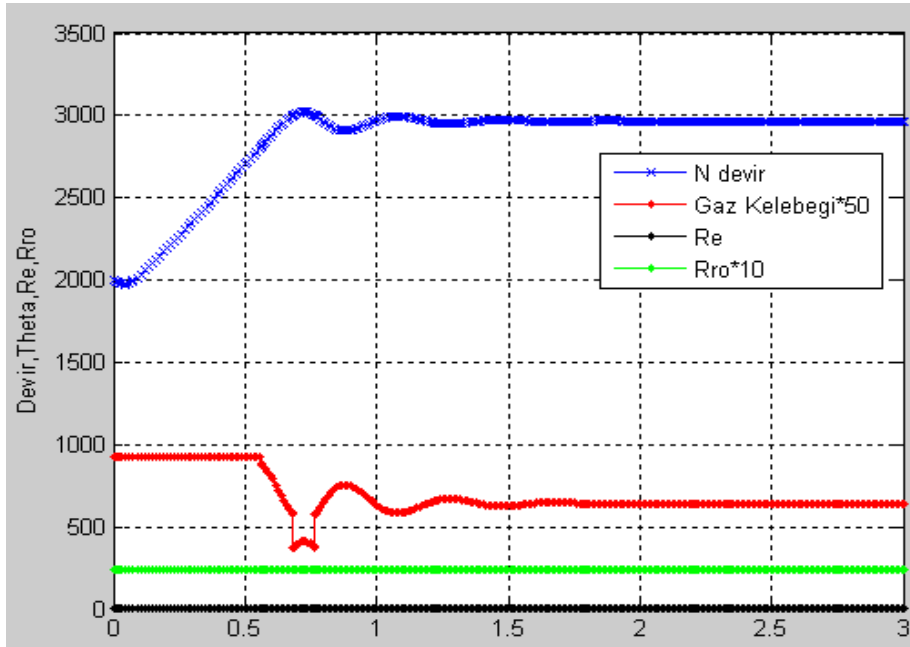
3.3.4.2. Bulanık Mantık ile Devir Kontrolü (R_e =Sabit, R_{RO} =Sabit)

Motor devri yaklaşık 0.45 saniye içinde 3000'e ulaşmış ancak tam olarak istikrarını 1.5'inci saniyede kazanmıştır. Bulanık Mantık kontrolörü tarafından mevcut direnç kuvvetlerine karşı gaz kelebeği açısı önce 18^0 'ye getirilmiş ve istikrarı yakalayınca 10.4^0 'de sabitlenmiştir.

IV. Durumda Bulanık Mantık ile devir kontrolü Şekil 3.35'de gösterilmiştir.



Şekil 3.34. IV.Durumda PI ile kontrol $K_p=0.55$ $K_i=0.65$, $R_e = \text{Sabit}$ ve $R_{RO} = \text{Sabit}$



Şekil 3.35. IV.Durumda bulanık mantık ile kontrol $R_e = \text{Sabit}$ ve $R_{RO} = \text{Sabit}$

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Motorlar ürettikleri enerjiyi mekanik aktarma elemanları ile hareket enerjisine dönüştürerek insan hayatına kolaylık sağlayan makinalardır ve dünyadaki teknolojik gelişmelere paralel olarak değişim geçirmeye devam etmektedirler. Birçok bilimsel çalışmanın fiziksel olarak denenmesi için laboratuvarlar kurulmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Laboratuvar kurma ve işletme maliyetleri otomobil firmalarına ilave yük getirmesinin yanında yapılan fiziksel deneylere ait verilerin depolanması da büyük önem taşımaktadır. Deneylerde elde edilen verilerin tekrar kullanılmasına ihtiyaç duyulması, yazılım teknolojisinin hızla gelişmesine ve simülasyon programlarının oluşmasına neden olmuştur. Bu sayede deneylerin bir çoğu simülasyon ortamında yapılarak, elde edilen veriler daha çabuk incelenmiş ve klasik laboratuvar deneyleri yavaş yavaş azalmıştır. Mühendislerin simülasyon alanında dizayn ve geliştirme çalışmalarına hız vermesiyle motor teknolojisinde büyük gelişmeler kaydedilmiştir.

Taşıt teknolojisinde motorlar üzerinde yapılan çalışmalar incelendiğinde egzost gaz emisyon değerleri ile çevre dostu motor üretimi, motor gücü optimizasyonu, alternatif yakıt sistemleri, motor devrinin kontrolü gibi bir çok konu üzerinde çalışmalar hızla devam etmektedir. Yakıt tüketiminin düşürülmesi, egzost gaz emisyonunun azaltılması, konforlu araç kullanımı, motor vibrasyon seviyesinin düşürülmesi gibi çalışma konularının başarı ile yürütülebilmesi için motor devri kontrolü büyük önem taşımaktadır.

Bu çalışmada MATLAB/SIMULINK simülasyon programı ile motorun modellenmesi yapılmış, “Motor Devri” PI ve Bulanık Mantık yöntemleri ile iki farklı şekilde kontrol edilmeye çalışılmıştır. Bu kapsamda önceki çalışmalardan Ford Motor Company tarafından geliştirilen PI kontrolörlü model incelenmiştir.

Hızlı çalışan basit bir vites modeli dizayn edilmiş, iki farklı motor modeli birleştirilmiş ve tamamen matematiksel denklemlere bağlı olarak çalışan bir araç modeli oluşturulmuştur. Motorun giriş bilgisi olarak istenen bir devir değerinde diğer kontrol sistemlerine nazaran daha hızlı ve doğru çalıştığını göstermeye çalıştığım Bulanık Mantık yöntemi ile model kontrol edilmiştir.

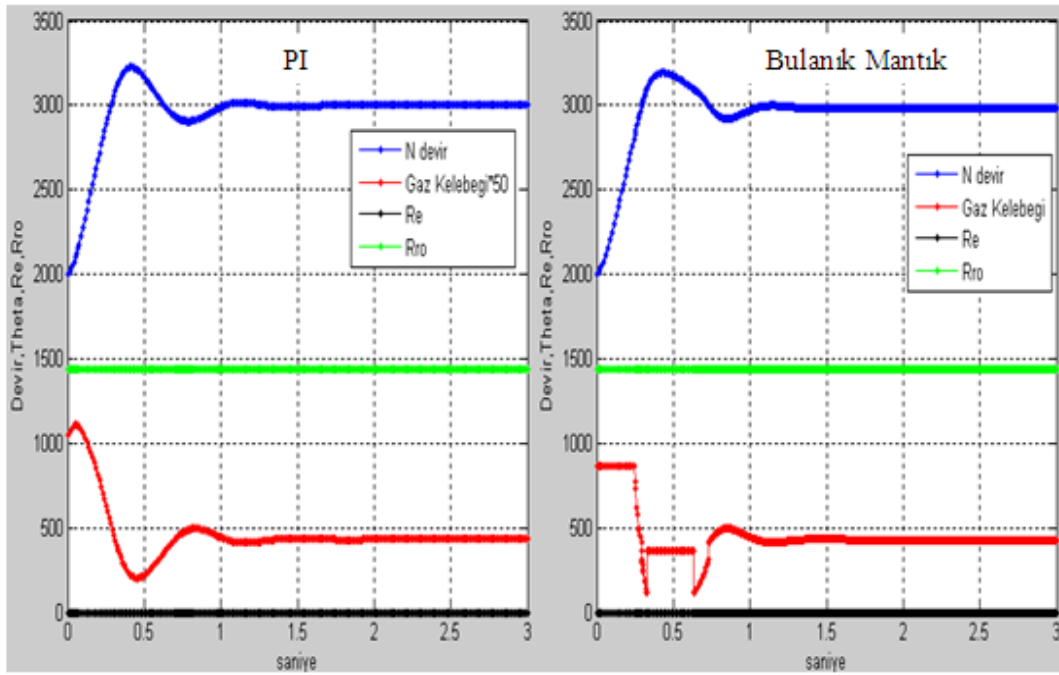
MATLAB kütüphanesindeki Bulanık Mantık ile SIMULINK ortamında and/or mantık kapıları ile oluşturduğum, manuel Bulanık Mantık modeli ayrı ayrı

çalıştırılmıştır. Kendi oluşturduğum Bulanık Mantık modelinin MATLAB içinde daha hızlı çalıştığı tespit edilmiştir. Tez içerisinde de manuel Bulanık Mantık bloğu kullanılmıştır.

Sinyal kaynakları yardımıyla direnç kuvvetleri doğrusal olmayan bir ivmeyle artırılmış, sabitlenmiş ve aniden azaltılmıştır. Bu şekilde motor devrinin, değişen yüklerde Bulanık Mantık ve PI denetimi ile kontrol edilmesine çalışılmıştır. Her iki denetleyici sistemin dört farklı durumdaki davranışları birbirlerine üstünlükleri ve zafiyetleri aşağıda grafik değerleri üzerinden incelenmiştir.

I. $R_e=0$, $R_{RO}=0$, Durumda iken;

I. Durumda PI denetleyici ile Bulanık Mantığın karşılaştırılması Şekil 4.1' de gösterilmiştir.

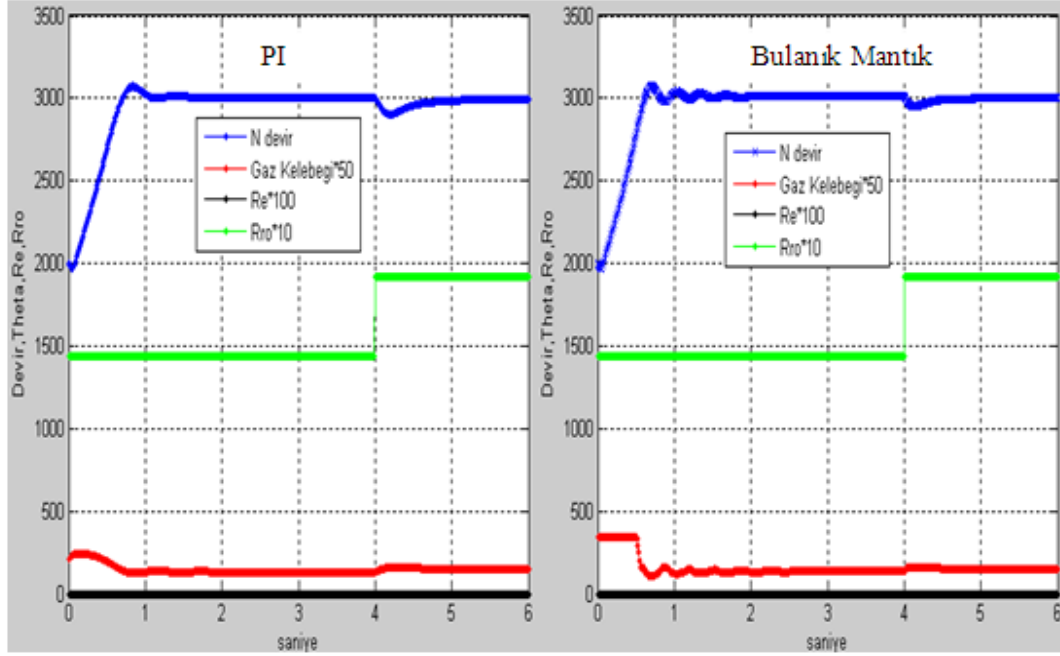


Şekil 4.1. I'inci durumda PI ile bulanık mantığın karşılaştırılması

PI kontrolörü istenen devir değerine 1.3'üncü saniyenin sonunda, Bulanık Mantık kontrolünde ise 1'inci saniyede ulaşılmıştır. İki kontrolör mukayese edildiğinde Bulanık Mantık kontrolörü başlangıçta gaz kelebeğine 6^0 daha az kumanda etmiş ve 0.3 saniyeden daha kısa sürede istenen devir değerine ulaşmıştır. Bu simülasyonda Bulanık Mantık yönteminin daha başarılı olduğu görülmüştür.

II. $R_e=0$, $R_{r0}=\text{Artan}$, Durumda iken ;

II. Durumda PI denetleyici ile Bulanık Mantığın karşılaştırılması Şekil 4.2' de gösterilmiştir.



Şekil 4.2. II'nci durumda PI ile bulanık mantığın karşılaştırılması

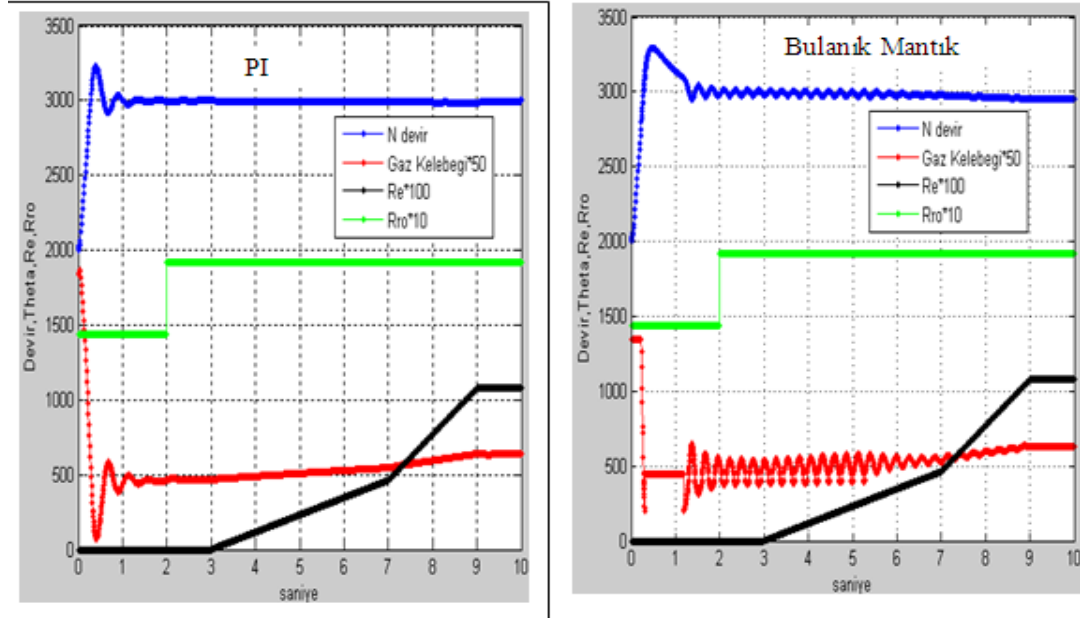
Başlangıçta sabit direnç kuvvetinde PI kontrolör tarafından en fazla 25° 'lik θ açısı uygulanmış ve 1 saniye sonunda istenen değer elde edilmiştir. Bulanık Mantık kontrolörü ise en fazla 35° 'lik bir θ açısı uygulayarak, 1.4 saniyede istikrar kazanmıştır. PI kontrolör 0.5 saniye daha kısa sürede ve 10° daha az θ açısı ile istenen değeri sağlamıştır.

4'üncü saniyede direnç kuvvetinin artırılması karşısında Bulanık Mantık kontrolörü tarafından en fazla 16° 'lik θ açısı uygulanmış, yaklaşık 0.4 saniye boyunca % 1.6'lık devir düşmesi oluşmuş ve 4.7 saniyenin sonunda istenen değer elde edilebilmiştir. Buna karşılık PI kontrolör tarafından 16° 'lik θ açısı uygulanmış, yaklaşık 0.5 saniye boyunca % 4'lük düşüş yaşanmış ve 5.2 saniyenin sonunda sistem istikrar kazanmıştır.

Bu simülasyonda Bulanık Mantık yöntemi anlık yük değişimlerine karşı çabuk tepki vererek, hızlı bir şekilde istenen değeri yakaladığından, PI denetleyiciden daha başarılı olduğu görülmüştür.

III. $R_e=Artan$, $R_{RO}=Artan$, Durumda iken ;

III. Durumda PI denetleyici ile Bulanık Mantığın karşılaştırılması Şekil 4.3.' te gösterilmiştir.



Şekil 4.3. III'ncü durumda PI ile bulanık mantığın karşılaştırılması

Başlangıçta sabit direnç kuvveti karşısında PI kontrolör tarafından en fazla 36° 'lik θ açısı uygulanmış ve 1.8 saniye sonunda istenen değer elde edilmiştir. Bulanık Mantık kontrolörü tarafından ise en fazla 27° 'lik θ açısı uygulanmış, sistem 3.4 saniye sonunda istikrar kazanmıştır. PI kontrolör ile 1.6 saniye daha kısa sürede istenen değer elde edilmiş ancak 9° daha fazla θ açısı uygulanmıştır.

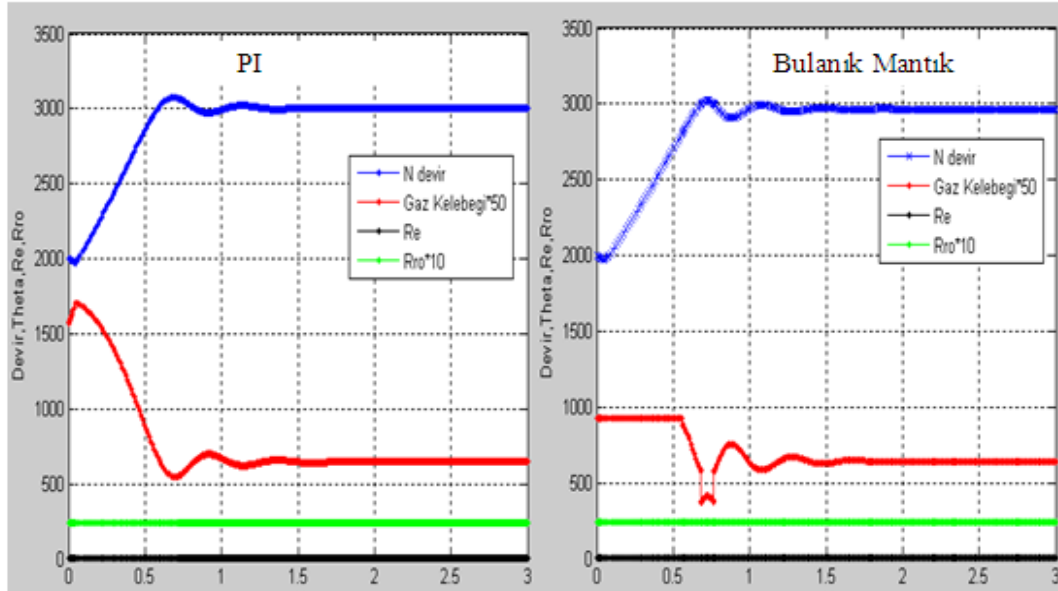
2'nci saniyede f_{RO} değeri 0.02'ye yükseltilmiş ve böylece R_{RO} kuvveti artırılmıştır. 3'üncü saniyeden itibaren R_e kuvveti farklı oranlarda artırılarak modele tatbik edilmeye başlanmıştır. Eğim açısının 7'nci saniyede belirgin bir şekilde artması nedeniyle PI kontrolör 8 ile 9'uncu saniyeler arasında devir değerini % 1'lik bir hata ile elde edebilmiş ancak 9'uncu saniyenin sonunda istenen değeri yakalayabilmiştir. Bulanık Mantık kontrolünde ise 7'nci saniyeden itibaren devir değerinde % 1'lik düşme yaşanmış ve bu hata simülasyon süresi içinde toparlanamamıştır.

Bulanık Mantık yöntemi ile motor devri kontrolünde direnç kuvvetlerinin sayısındaki artışa bağlı olarak üyelik fonksiyonu ve kural tabanı oluşturma işlemleri zorlaşmıştır. İki direnç kuvvetinin farklı zamanlarda artma, azalma veya sabit kalma davranışı göstermesi durumunda geri dönen hata sinyalinin negatif ya da pozitif olması

ve aynı zamanda hata değişiminin ivmesel olarak artması/azalması simülasyon içinde kural tabanın oluşturulmasını güçleştirmiştir. Kural tabanındaki ağırlık katsayıları 150 farklı değer ile değiştirilmiş ancak istenen devir değeri %1'lik hata ile elde edilebilmiştir. İstenen değer elde edilebilmesi maksadıyla kuralların oluşturulması uzun bir zaman alacağından % 1'lik hata limit dahilinde kabul edilmiştir. Bu simülasyonda PI yönteminin daha başarılı olduğu görülmüştür.

IV. R_c =Sabit, R_{RO} =Sabit, Durumda iken ;

IV. Durumda PI denetleyici ile Bulanık Mantığın karşılaştırılması Şekil 4.4.' te gösterilmiştir.



Şekil 4.4. IV'ncü durumda PI ile bulanık mantığın karşılaştırılması

Başlangıçta PI kontrolör tarafından θ açısı 59° olarak uygulanmış ve motor 0.4 saniyede 3000 devre ulaşmış, Bulanık Mantık kontrolöründe ise 18° 'lik θ açısı ile 0.45 saniyede 3000 devre ulaşılmıştır. PI kontrolöründe sistemin istikrarlı bir şekilde istenen devir değerine ulaşması 1.8'inci saniyede, Bulanık Mantık yönteminde ise 1.5'inci saniyede gerçekleşmiştir.

İki kontrolör mukayese edildiğinde; Bulanık Mantık yöntemiyle başlangıçtan 0.2'nci saniyeye kadar 41° daha az θ açısı uygulanmış ve sistemin istikrarlı olarak çalışması kapsamında da 0.3 saniye daha kısa sürede istenen değere ulaşılmıştır. Bu simülasyonda Bulanık Mantık yönteminin daha başarılı olduğu görülmüştür.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez çalışması kapsamında iki ayrı sistem olarak çalıştırılan, dört zamanlı motor modeli ile araç modeli birleştirilmiş, direnç kuvvetleri ve vites değiştirme mantığı modellenmesi MATLAB/SIMULINK yardımıyla yapılmıştır. Motor modelinde devir değeri Bulanık Mantık yöntemi ile kontrol edilmiştir. Benzer modellerdeki %5'lik hata oranına yakın değerler elde edilmiştir. Bu çalışmada motor modeline en çok etkisi olan gaz kelebeği açısı, emme manifoldu hacmi, atmosfer basıncı, motor hacmi, hava/yakıt oranı sabiti ve ateşleme avansı değerleri kullanıcı tarafından belirlenmiştir.

Bulanık Mantık yönteminin dört farklı direnç kuvveti karşısındaki davranışları ve PI denetleyiciye karşı avantajları incelenmiştir. Her dört durum içinde Bulanık Mantık ile PID kıyaslandığında genel olarak Bulanık Mantık denetleyicisi ile yaklaşık 0.3 saniye daha kısa sürede istenen devir değerine ulaşılmıştır.

Özellikle IV. Durumda; Bulanık Mantık yönteminde 0.2'nci saniyeye kadar geçen sürede θ açısına 41^0 daha az kumanda edilmiş, simülasyonun tamamı incelendiğinde gaz kelebeği daha düşük derecelerde kullanılmış ve dolayısı ile yakıt tasarrufu sağlanmıştır. Bulanık Mantık denetleyicisinin gaz kelebeğini daha az salınım ile küçük derecelerde kullanması sebebiyle motorun daha istikrarlı ve verimli bir şekilde çalışması sağlanmıştır.

Elde edilen sonuçlar ışığında; kuralların ve üyelik fonksiyonlarının uzman deneyimlerine dayanarak tanımlanması gerekir. Kontrol uygulamalarında kontrol yaklaşımını kurallarla ifade edebilmek için sistemin çalışma şeklini ve uygulanacak kontrol yaklaşımlarını iyi anlamak gerekir.

Üyelik fonksiyonu değişkenlerinin belirlenmesinde kesin sonuç veren belirli bir yöntem ve öğrenme yeteneği bulunmamaktadır. Daha kısa sürede başarı elde edebilmek için öncelikle PI veya benzer bir denetleyici ile sistemin incelenerek davranışlarının tespit edilmesini ve daha sonra da deneme yanılma yöntemini kullanarak kuralların/üyelik fonksiyonlarının belirlenmesi önerilir.

Tez simülasyonunda dışarıdan verilen sinyal kaynağı ile rahatça çalıştırılabilen direnç kuvvetleri R_e ve R_{RO} sistem içinde modellenmiş ve motor torkuna karşı uygulanmıştır. Müteakip çalışmalarda araç hızına bağlı olarak kapalı döngüde çalışan ve

sürekli kendisini güncelleyebilen aerodinamik direnç kuvvetinin (R_H) simülasyona dahil edilmesi araç tasarımında faydalı bir kaynak olacaktır.

Bazı benzer çalışmalarda motora ait tork değerleri laboratuvar ortamında yapılan deneylerde ölçülmüş ve simülasyondan elde edilenler ile kıyaslanmıştır. Simülasyon değerleri ile deneysel ölçüm değerleri arasında belirli oranlar tespit edilmiş ve simülasyonlarda bu değerlere düzeltme sabitleri uygulanmıştır (Sunwoo, 2000). Bu tez çalışmasında da bazı motor parçalarının sayısal ölçüleri ve değerleri MATLAB ortamındaki kısıtlamalar nedeniyle gerçeğinden farklı olarak kullanılmak zorunda kalmıştır. Müteakip süreçte tez modelinde yapılan sayısal değişikliklerin motor torkunun gerçek karakteristiğine ne ölçüde etki ettiğinin araştırılması ve sabit bir değer yerine dinamik denklemle çalışan Hava/Yakıt Oranı modelinin oluşturulması üzerine çalışılması faydalı olacaktır.

KAYNAKLAR

- Anonim, 2008. Motor Elemanları <http://www.obitet.gazi.edu.tr>.
- Anonim, 2007. Elektronik Kontrol Sistemi <http://www.otobil.net>.
- Arifoğlu, U., 2005. **MATLAB 7.04 Simulink ve Mühendislik Uygulamaları**, Alfa Yayını, 870 s, İstanbul.
- Bingül, Z., 2005. **MATLAB ve SIMULINK'le Modelleme/Kontrol Cilt I**, Birsen Yayını, 323 s, İstanbul.
- Crossley, P.R. and Cook, J.A., 1991. **IEE International Conference 'Control 91', Conference Publication 332**, Vol.2, 921-925, March, Edinburgh, U.K.
- Çetinkaya, S., 1999. **Taşıt Mekaniği 2**. Baskı Nobel Yayını, 297 s, Ankara.
- Elmas, Ç., 2005. **Yapay Zeka Uygulamaları**, Seçkin Yayını, 425 s, Ankara.
- Jazar, N.R., 2008. **Vehicle Dynamics: Theory and Applications**, Springer Science+Business Media LLC, 1022 s, New York, NY 10013, USA.
- Karris, S.T., 2006. **Introduction to Simulink with Engineering Applications**, Orchard Publication, 572 s, USA.
- Kural, E., 2006. **Adaptif Seyir Sistemleri Tasarımı**. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, 156 s, İstanbul.
- Magnus, R., 2004. **Cylinder by Cylinder Diesel Engine Modelling-A Torque-based Approach**. Master Thesis, Linköpings Universitet, 49 p, Linköpings.
- MATLAB, 2011. **Desktop tools and development environment, MATLAB version 7.08**. (R2009a) Simulink software 1994-2009 the Mathworks, Inc., <http://www.mathworks.com/help/techdoc/index.html>.
- Römers, L.H.J., **Automatic Generation of Combustion Engine Models using MATLAB & Idle Drive Train Model in MATLAB/SIMULINK**, December 2005 - March 2006, Technical University of Eindhoven.
- Sunwoo, M. and Park S., 2000. A Nonlinear Dynamic Model of SI Engines for Designing Controller, **Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress**, F2000A1777, KOREA.
- Ünlü, A., 2008. **Dizel Motorlarda Yakıt Enjeksiyon Kontrolü**. Yüksek Lisans Tezi, Osmangazi Üniversitesi, 57 s, Eskişehir.
- Weeks, R.W. and Moskwa J.J., 1995. **Automotive Engine Modeling for Real-Time Control Using MATLAB/SIMULINK**, 1995 SAE Intl.Cong paper 950417.

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam boyunca göstermiş olduğu sabır ve sınırsız yardımlarından dolayı hocam Sayın Doç. Dr. Hakan YAVUZ'a ve danışman olarak sorunlarıma çözümler üreten Prof.Dr. Gürel ÇAM'a teşekkürü bir borç bilirim.

Yüksek lisans eğitimim boyunca ders aldığım ve bilgilerini benimle paylaşan Sayın Y. Doç. Dr. Selçuk MISTIKOĞLU'na yardımlarından dolayı ayrıca teşekkür ederim.

Hayatımın her aşamasında olduğu gibi tez çalışması boyunca da bana destek olan eşime sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

ÖZGEÇMİŞ

1982 Yılında Burdur'da doğdum. İlköğrenimimi 1996 yılında Kocaeli'de, lise öğrenimimi 2000 yılında Deniz Lisesi Heybeliada/İstanbul'da tamamladım. Lisans öğrenimime 2000 yılında Deniz Harp Okulunda başladım. 2004 yılında Deniz Subayı ve Makina Mühendisi diploması ile bu okuldan mezun oldum. 2007-2008 yıllarında Konya Selçuk Üniversitesinde Kamu Yönetimi Yüksek Lisans öğrenimini tamamladım. 2010 yılında Mustafa Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği bölümünde yüksek lisans öğrenimine başladım ve halen öğrenimime devam etmekteyim.