

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DİZEL MOTOR HAVA YOLU SİSTEMİ MODELLEMESİ VE KONTROLÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Namık Zengin

Mekatronik Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Mekatronik Mühendisliği Programı

Haziran 2016

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DİZEL MOTOR HAVA YOLU SİSTEMİ MODELLEMESİ VE KONTROLÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Namık Zengin
518131029**

Mekatronik Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Mekatronik Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ata Muğan

Haziran 2016

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 518131029 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Namık ZENGİN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “Dizel Motor Hava Yolu Sistemi Modellemesi ve Kontrolü” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Ata MUĞAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Metin GÖKAŞAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Mehmet Selçuk Arslan
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **2 Mayıs 2016**
Savunma Tarihi : **9 Haziran 2016**





Aileme,



ÖNSÖZ

Hayatımın her döneminde bana her koşulda destek gösteren aileme, tez çalışmalarım sürecindeki zor dönemlerimde her zaman yanımda olan Esra Çelebi'ye, tez çalışmam için bana fikir veren ve aynı şirkette çalıştığımız dönemlerde bana kendimi geliştirmem konusunda yardımcı olan Raif Karaahmetoğlu'na ve çalışmalarım boyunca desteklerini esirgemeyen saygıdeğer Prof. Dr. Ata Muğan hocama teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2016

Namık Zengin
(Kontrol ve Otomasyon Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ŞEKİL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	4
1.2 Literatür Araştırması	4
1.3 Hipotez	8
2. DİZEL MOTORLARIN TEMEL PRENSİPLERİ	9
2.1 İçten Yanmalı Motorların Tarihçesi	9
2.2 Dizel Motorların Çalışma Prensibi	19
2.3 Motor Parametreleri	21
2.3.1 İş	21
2.3.2 İndike basınç	22
2.3.3 Tork ve güç	23
3. HAVA YOLU SİSTEMİNİN MODELLENMESİ	25
3.1 Hava Yolu Sistemi	25
3.2 Hava Yolu Sisteminin Modellenmesi	26
3.2.1 Emme ve egzoz manifoldu modeli	27
3.2.2 Silindir modeli	29
3.2.2.1 Silindir akış modeli	30
3.2.2.2 Egzoz manifoldu sıcaklık modeli	34
3.2.2.3 Motor tork modeli	38
3.2.3 EGR valfi modeli	39
3.2.3.1 EGR valfi akış modeli	39
3.2.3.2 EGR valfi eyleyici modeli	41
3.2.4 Turboşarj sistem modeli	42
3.2.4.1 Türbin eylemsizlik modeli	42
3.2.4.2 Türbin modeli	43
3.2.4.3 Kompresör modeli	46
3.2.5 Ara soğutucu ve EGR soğutucu modeli	49
4. SİSTEM MODELİ ANALİZİ VE KONTROLÖR TASARIMI	51
4.1 Sistemi Modeli Analizi	55
4.2 Sistem Modelinin Frekans Domeninde Analizi	60
4.3 Kontrolör Tasarımı	67
4.3.1 Transfer fonksiyonunun elde edilmesi ve SISO kontrolör tasarımları	69
4.3.2 u_{delta} ileri beslemeli kontrol yapısı	73

4.3.3 u_{vgt} geri beslemeli kontrol yapısı.....	73
4.3.4 u_{egr} geri beslemeli kontrol yapısı.....	76
4.3.5 Kontrolör parametrelerinin ayarlanması	78
4.3.6 Analiz ve simulasyon sonuçları	80
5. SONUÇ VE GELECEKTEKİ ÇALIŞMA ÖNERİLERİ.....	95
KAYNAKLAR.....	97
ÖZGEÇMİŞ	103



KISALTMALAR

EGR	: Exhaust Gas Recirculation
VGT	: Variable Geometry Turbocharger
NO_x	: Azot oksit
PID	: Proportional Integrator Derivative
PM	: Particle Matter
CO	: Carbon monoxide
VOC	: Volatile Organic Compound
AVL	: Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List
SAE	: Society of Automotive Engineering
LTI	: Linear time invariant
GT	: Gamma Technologies
SOC	: Start of Combustion



SEMBOLLER

L	: Enerji
F	: Kuvvet
P	: Gaz basıncı
A_p	: Piston alanı
V	: Hacim
η_m	: Mekanik verim
w_e	: Efektif iş
w_i	: Özgül iş
p_{im}	: Emme manifoldu basıncı
W	: Motor çevriminde elde edilen iş
V_h	: Motor çevriminin gerçekleştiği hacim değeri
R_i	: İdeal gaz sabiti (Emme manifoldu için)
R_e	: İdeal gaz sabiti (Egzoz manifoldu için)
W_{mi}	: Silindir içine giren kütle akışı
W_{mo}	: Silindirden çıkan kütle akışı
W_{egr}	: EGR kütle akışı
W_k	: Kompresör kütle akışı
W_t	: Türbin kütle akışı
W_y	: Yakıt kütle akışı
T_{im}	: Emme manifoldu sıcaklığı
T_{em}	: Egzoz manifoldu sıcaklığı
T_e	: Egzoz çıkış sıcaklığı
T_t	: Türbin sonrası sıcaklık değeri
T_k	: Kompresör sonrası sıcaklık değeri
V_{im}	: Emme manifoldu hacmi
V_{em}	: Egzoz manifoldu hacmi
x_{egr}	: EGR oranı
X_{Oim}	: Emme manifoldu oksijen yüzdesi
X_{Oem}	: Egzoz manifoldu oksijen yüzdesi
m_{Oim}	: Emme manifoldu oksijen kütlesi
m_{Oem}	: Egzoz manifoldu oksijen kütlesi
m_{totim}	: Emme manifoldundaki toplam gaz kütlesi
m_{totim}	: Egzoz manifoldundaki toplam gaz kütlesi
X_{Ok}	: Kompresör üzerinden geçen gazların oksijen yüzdesi
X_{Oe}	: Silindere gelen gazların oksijen yüzdesi
X_{Ox}	: x kontrol hacmindeki oksijen yüzdesi
F_x	: x kontrol hacmindeki yanmış gazların oranı
η_{vol}	: Volumetrik verim
η_{ig}	: Tork verim değeri
η_{igch}	: Düzeltme katsayısı
η_m	: Türbin verim değeri
η_k	: Kompresör verim değeri
L_{gerçek}	: Silindir içine emilen hava yakıt karışımı

L_{max}	: Maksimum emilebilecek hava yakıt karışımı
V_d	: Yer değiştiren hacim değeri
ρ_{ai}	: Silindir içindeki hava yoğunluğu
P_1	: Emme sürecinin sonundaki basınç değeri
P_r	: Yanmış gazların basıncı
u_δ, u_{delta}	: Silindirlere çevrim başına gönderilen yakıt miktarı
n_e	: Motor krank milinin dönme hızı
n_t	: Türbin hızı
n_{cyl}	: Silindir sayısı
$(O/F)_s$	: Oksijen/yakıt oranı
λ_o	: Lambda oranı
Q_{fuel}	: Yakıt ısı enerjisi
Q_{tp}	: Tork oluşumu esnasındaki ısı transferi
Q_{ht}	: Yanma odasında meydana gelen ısı transferi
C_p, C_{pe}	: Sabit basınçta özgül ısı kapasitesi
η_{sc}	: İdeal olmayan çevrimler için kullanılan kompanzasyon faktörü
Π	: Basınç oranı
γ	: Özgül ısı kapasitesi oranı
r_c	: Emme sonu hacim değeri ile yanma öncesi hacim değerlerinin oranı
x_p	: Yanma sonu basıncı
x_{cv}	: Sabit hacimli yanma reaksiyonunda tüketilen yakıt oranı
q_{in}	: Birim kütle başına çevrimdeki spesifik enerji içeriği
T_1	: Emme valfi kapandığı andaki sıcaklık değeri
C_{va}	: Sabit hacimde havanın özgül hacim kapasitesi
q_{HV}	: Yakıtın ısınma değeri
x_r	: Artık gazların oranı
x_v	: Yanma sonrası ve yanma öncesi hacim değerlerinin oranı
$T_{çevre}$	: Çevre sıcaklığı
$p_{çevre}$	: Çevre basıncı
h_{tot}	: Toplam ısı transfer katsayısı
d_{boru}	: Egzoz borusu yarı çap değeri
l_{boru}	: Boru uzunluğu
n_{boru}	: Boru sayısı
M_e	: Motordan elde edilen tork değeri
M_{ig}	: Kayıplar olmadığı durumda motordan elde edilecek tork değeri
M_p	: Manifold basınçları arasındaki farktan dolayı oluşan tork kaybı
M_f	: Sürtünme torku
C_D	: Boşaltım katsayısı
A_T	: EGR akışının gerçekleştiği alan
p_T/p_0	: Akış esnasındaki basıncın, durgun esnadaki basınca oranı
A_{egr}	: EGR alanı
Ψ_k	: Enerji transfer katsayısı (kompresör)
Ψ_{egr}	: Enerji transfer katsayısı (EGR)
φ_k	: Hacimsel akış katsayısı
$\tilde{u}_{egr}$	: EGR pozisyonu
$\tilde{u}_{vgt}$	: VGT pozisyonu
u_{egr}	: EGR kontrol sinyali
u_{vgt}	: VGT kontrol sinyali
P_t	: Türbin gücü
P_k	: Kompresör gücü

J_t	: Türbin eylemsizliği
BSR	: Türbin kanatları hız oranı
R_t	: Türbin kanat yarıçapı
τ	: Zaman sabiti
τ_d	: Zaman gecikmesi
p_{out}	: Çıkış basıncı
p_{in}	: Giriş basıncı
W_{out}	: Çıkış kütle akışı
W_{in}	: Giriş kütle akışı
T_{out}	: Çıkış sıcaklığı
T_{cool}	: Soğutma sıcaklığı





ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Dizel binek araçlar için emisyon standartlarının yıllara göre değişimi.....	2
Şekil 2.1 : Huygens'in tasarladığı barut motoru	10
Şekil 2.2 : Cayley'in sıcak hava motoru	11
Şekil 2.3 : Stirling motoru	11
Şekil 2.4 : Stirling'in 1816 yılında yaptığı güç ve deplasör pistonlu motorun şematik şekli	12
Şekil 2.5 : Lehman'ın sıcak hava motoru	12
Şekil 2.6 : Ericson'un sıcak hava motoru	13
Şekil 2.7 : Robert Street'in 1794 yılı yapımı motoru	13
Şekil 2.8 : Lebon'un şehir gazı üretim sistemi ile çift etkili motoru	14
Şekil 2.9 : Otto ve Langen'in uçan pistonlu motor tasarımı.....	15
Şekil 2.10 : Lenoir'in sıkıştırmasız motoru	15
Şekil 2.11 : Otto'nun 1876 yılı yapımı 4 zamanlı motoru	17
Şekil 2.12 : Diesel'in 1893 yılı yapımı motoru	18
Şekil 2.13 : Dizel motorlarda silindir içi süreçlerdeki hacim ve basınç değişimi	19
Şekil 2.14 : Dizel motor silindirinin zamanlara göre durum değişimi	20
Şekil 3.1 : Hava yolu sistem şeması	25
Şekil 4.1 : Motor modelinin Simulink platformunda genel görünümü	51
Şekil 4.2 : Emme ve egzoz manifold modellerinin genel görünümü	52
Şekil 4.3 : Silindir ve EGR sistem modellerinin genel görünümü	52
Şekil 4.4 : Turboşarj sistem modelinin genel görünümü.....	53
Şekil 4.5 : VGT pozisyonunun değişimine bağlı olarak EGR oranı, turbo hızı ve lambda değerlerinin değişimi.....	55
Şekil 4.6 : VGT pozisyonunun değişimine bağlı olarak EGR oranı, turbo hızı ve lambda değerlerinin değişimi.....	56
Şekil 4.7 : VGT pozisyonunun değişimine bağlı olarak EGR oranı, turbo hızı ve lambda değerlerinin değişimi.....	57
Şekil 4.8 : EGR pozisyonunun değişimine bağlı olarak EGR oranı, turbo hızı ve lambda değerlerinin değişimi.....	57
Şekil 4.9 : EGR pozisyonunun değişimine bağlı olarak emme ve egzoz manifold basınçları ile EGR akış değerlerinin değişimi	58
Şekil 4.10 : EGR pozisyonunun değişimine bağlı olarak EGR oranı, lambda ve turbo hızı değerlerinin değişimi	59
Şekil 4.11 : Motor hızının değişimine bağlı olarak model değişkenlerindeki değişim.....	59
Şekil 4.12 : Motor hızının değişimine bağlı olarak model değişkenlerindeki değişim.....	60
Şekil 4.13 : VGT ve EGR pozisyonlarının değişimine göre lambda değerinin değişimi ($u_{\text{delta}}=145$, $n_e=1200$, $u_{\text{egr}}=\% 50$)	62
Şekil 4.14 : VGT pozisyonunun değişimine göre lambda değerinin değişimi ($u_{\text{delta}}=60$, $n_e=500$, $u_{\text{egr}}=\% 50$).....	62

Şekil 4.15 : EGR pozisyonunun değişimine göre lambda değerinin değişimi ($u_{\Delta}=150$, $n_e=2000$, $u_{vgt}=\% 20$)	63
Şekil 4.16 : EGR ve VGT pozisyonunun değişimine göre EGR oranının değişimi ($u_{\Delta}=60$, $n_e=1000$, $u_{vgt}=\% 50-100$, $u_{egr}=50$)	63
Şekil 4.17 : FIGE hız testlerine göre simulasyon sonuçları.....	64
Şekil 4.18 : FIGE hız testlerine göre simulasyon sonuçları.....	65
Şekil 4.19 : Durum geri beslemeli kapalı çevrim kontrol yapısı	66
Şekil 4.20 : Geri beslemeli kontrol yapısının birim basamak cevabı	66
Şekil 4.21 : Geri beslemeli kontrol yapısına ait kutup sıfır haritası	67
Şekil 4.22 : Kontrol diyagramı	68
Şekil 4.23 : u_{vgt} - x_{egr} transfer fonksiyonuna bağlı kontrolör katsayıları ve birim basamak cevabı	72
Şekil 4.24 : u_{egr} - lambda transfer fonksiyonunun birim basamak cevabı.....	72
Şekil 4.25 : VGT pozisyonuna göre egzoz ve emme manifoldları arasındaki basınç farkının değişimi	75
Şekil 4.26 : VGT kontrolörünün Simulink ortamında modellenmesi.....	76
Şekil 4.27 : Düşük tork değerlerinde EGR oranının değişimi	77
Şekil 4.28 : EGR kontrolcüsünün Simulink ortamında modellenmesi	78
Şekil 4.29 : EGR oranının referans giriş ve çıkış değerleri arasındaki ilişki	81
Şekil 4.30 : Lambda referans girişi ve lambda çıkışı arasındaki ilişki	81
Şekil 4.31 : Motorun 10 saniye çalıştığı bir durumda EGR oranının referans işaretine karşı davranışı	82
Şekil 4.32 : Ani geçişin olduğu noktada kontrolör parametrelerinin değişim etkisi .	83
Şekil 4.33 : Lambda değerinin referans işaretine bağlı olarak değişimi.....	83
Şekil 4.34 : Aynı çalışma noktasında u_{Δ} , u_{Δ} (ref) ve $u_{\Delta max}$ arasındaki ilişki.....	84
Şekil 4.35 : Lambda değerinin başlangıç koşullarına göre referans işareti arasındaki ilişki.....	85
Şekil 4.36 : Tork değerleri arasındaki ilişki.....	85
Şekil 4.37 : x_{egr} ve referans sinyal işaretleri arasındaki ilişki	86
Şekil 4.38 : Sürekli hal koşullarında x_{egr} ve referans sinyal işaretleri arasındaki ilişki	86
Şekil 4.39 : Model değişkenlerinin davranışı	87
Şekil 4.40 : EGR oranı değerlerinin hedef değerlere bağlı olarak değişimi	87
Şekil 4.41 : 3. referans ve çıkış işaretleri arasındaki ilişki	88
Şekil 4.42 : Referans işaretinin tolere edilmesiyle sistem çıkışının davranış değişimi.....	88
Şekil 4.43 : Model değişkenlerinin EGR pozisyonunun da değiştirildiği durumdaki davranışı	89
Şekil 4.44 : Model değişkenlerinin EGR pozisyonu değişimine karşı davranışı.....	90
Şekil 4.45 : Lambda hedef değeri ile çıkış değeri arasındaki ilişki ($t = 5$ s).....	90
Şekil 4.46 : Lambda hedef değeri ile çıkış değeri arasındaki ilişki ($t = 10$ s).....	91
Şekil 4.47 : Lambda hedef değeri ile çıkış değeri arasındaki ilişki (1500 rpm – 175 mg/çevrim).....	91
Şekil 4.48 : PI kontrolör ile EGR oranı ile referans işaretleri arasındaki ilişki	92
Şekil 4.49 : PI kontrolör ile lambda ve referans işareti arasındaki ilişki	92
Şekil 4.50 : PID kontrolör ile lambda ve referans işareti arasındaki ilişki	93
Şekil 4.51 : PID kontrolör ile EGR oranı ve referans işareti arasındaki ilişki.....	93

DİZEL MOTOR HAVA YOLU SİSTEMİ MODELLEMESİ VE KONTROLÜ

ÖZET

Dizel motorlar, Rudolf Diesel'in 1893 yılında dizel motorun patentini almasıyla, 120 yıldan fazla bir süredir kullanılmaktadır. Özellikle son 60 yıldır araç sayılarının günden güne artmasıyla birlikte araç motorlarından çevreye salınan zararlı gazlar gerek çevre koşulları gerek de insan sağlığı için tehlike oluşturmaktadır. Bu duruma bağlı olarak 1960'lı yıllardan sonra ilk olarak Amerika Birleşik Devletleri'nde olmak üzere emisyon gazlarının sınırlandırılması ile ilgili çalışmalar yapılmaktadır. Her ne kadar ilk dönemlerde basit düzenlemelerle istenilen sınır koşullarına ulaşılabilinse de özellikle son 10 yılda emisyon standartlarının yükseltilmesiyle birlikte elektronik kontrollü dizel motorların kullanılmaya başlanması kaçınılmaz bir duruma gelmiştir.

Motorun farklı çalışma koşullarına bağlı olarak nasıl davranacağını analizi bir çok motor fabrikasında, motorların dinamometre testlerinin gerçekleşmesi ile yapılmaktadır. Özellikle ülkemizde dinamometre testlerini gerçekleştirmek için gerek akademik gerek de ticari alanda ciddi problemlerle karşılaşmaktadır. Motor test sistemlerinin kurulumu için ciddi bir alt yapıya ihtiyaç olmakla birlikte, maddi anlamda da gereksinimler yüksek seviyelerdedir. Bunun yanında motor testlerinin gerçekleştirilebilmesi için zaman ve iş gücüne ihtiyaç vardır. Bu gibi durumlar dikkate alındığında motoru bilgisayar ortamında modellemek ve simule etmek gerek maddi, gerek de zaman anlamında ciddi kazançlar sağlamaktadır. Özellikle son 20 yıllık süreçte bu alanda tüm dünyada çalışmalar yapılmaktadır.

Bu çalışmada motor performansını arttırmak, daha az yakıt tüketimi sağlamak ve dizel motorlardan salınan NO_x gazı ve partikül maddelerin emisyon sınırlarına uymasını sağlamak amacıyla, dizel motor hava yolu sistemine yönelik modelleme ve kontrol çalışmaları yapılmıştır.

Motor modeli elde edilirken gerek çok uzun simulasyon sürelerinin önüne geçmek gerek de pratik koşullara yakın sonuçlar elde edebilmek için modelin çok kompleks ya da çok basit olmamasına dikkat edilmiştir. Emme manifoldu, egzoz manifoldu, EGR, VGT ve silindir alt sistemlerinin dinamik modeli oluşturulmuş, giriş değişkenlerine bağlı olarak sistem elemanlarının davranışı analiz edilmiştir.

Sistem analizlerinden sonra özellikle motor çalışma koşullarının ani değiştiği durumlardaki emisyon davranışını kontrol edebilmek için PID kontrolör tasarımları yapılmış ve sistem modelinin bu bölgelerde doğrusallaştırılmasıyla istenilen sistem davranışı elde edilmeye çalışılmıştır. Motor elektronik kontrol ünitesinin çalışmasında problem oluşturmamasından dolayı her ne kadar bu alanda yapılan akademik çalışmalar olsa da yüksek seviye kontrol yöntemleri dizel motorların kontrolünde pek tercih edilmemektedir. Bu yüzden olabildiğince sistem davranışının kararlılığının bozulduğu noktalar belirlenmiş ve bu bölgelerde kontrolör tasarımları yapılmıştır.

Sonuç olarak model çıkışları için istenilen seviyede sonuçlar, kontrol işaretlerinin limitleri korunarak elde edilmiştir.



DIESEL ENGINE AIRPATH SYSTEM MODELLING AND CONTROL

SUMMARY

Diesel engines have been used for more than 120 years after their invention by Rudolf Diesel in 1893. Especially along with the increment of number of vehicles on roads day by day, exhaust gases are causing problems for environment and people. Because of this situation, some works have been started firstly in United States of America as since 1960s. Although, it is possible to provide the desired conditions with simple arrangements in early stages, emission standards have been more strict especially in the last ten years. So, transformation between mechanical to electromechanical systems become necessary to reduce the ratio of emission gases.

Operation and performance analysis of diesel engines usually have been made with dynamometer tests on engine test cells in motor companies. In academic and commercial area, researchers are facing serious problems to use engine test cells especially in Turkey. Because there aren't enough facility to provide the testing opportunity. Addition to this, setup of engine test cell facilities need high infrastructure, labor and currency support. Therefore, creating of dynamic model and simulate that on computer systems provide much money and time advantage. Some studies have been carried out in this area for the last twenty years. Early researches include mostly map based modelling and controlling issues; hence, this situation again was in need of much support of engine test cells also, it isn't easy to modify map based models for different engine types. Early in 2000s, some scientists started to create dynamic models and validate these models in engine test cells. This work supplies validated model for engineers in this industry and it isn't hard to modify these dynamic models for different engine types.

On the other hand, electronical control unit manufacturing has been controlled by a few companies such as Bosch, Delphi and Continental and almost all automotive companies are supported by them. Otherwise developing countries as Turkey are in need of manufacturing of their own products. Because of these necessity, it is an important step to develop dynamic model and control structure for diesel engines.

In this thesis, firstly there are some prior knowledge about historical development of engines. Secondly, some informations are given about operating conditions and performance factors of diesel engines. After that, modelling and control studies of diesel engine airpath system have been carried out to provide lower emission limits, better performance and fuel economy.

Airpath system of diesel engine has five sub-systems which are intake manifold and exhaust manifold systems, exhaust gas recirculation system, variable geometry turbocharger system and cylinders. Permanent duty of airpath system is to provide ideal oxygen ratio between compressor and EGR mass flow rate. After the combustion of air-fuel mixture in cylinders, pressured air is discharged by exhaust manifold and energy of pressured air provide power to rotate the turbine vanes. This power is turned over to compressor with support of VGT shaft and operating of compressor discharges

air to the intake manifold. If oxygen ratio of air-fuel mixture is high, this causes to high in-cylinder pressure; thus, much come out of NO_x gas. NO_x gases are constituted because of high temperature in cylinders. Therefore, we should control the oxygen ratio of air-fuel mixture with another subsystem which is called as exhaust gas recirculation system. EGR system works by recirculating a portion of an engine's exhaust gas back to the engine cylinders. This operation reduces the oxygen ratio in the incoming air stream, hence, avoid the creation of more NO_x gases in high cylinder temperature and pressures. In spite of that, if much EGR flows to the intake manifold, this will cause to the increase of particle material gases. So, it is important keeping the balance between operation of VGT and EGR systems. This is a complex optimization problem.

In the course of creation of system model, complexity and simplicity of this balance has been taken into consideration. Since if the system model is very complex, simulation times will increase and also if the system model is very basic, simulation results will be incorrect. For instance, modelling of in-cylinder pressure is very complex and requires high level mathematical problem so, it is important to reduce the model level while keeping the accuracy.

So mean value model of diesel engine airpath with a VGT and EGR system is developed. Aim of modelling work was to setup a model that indicate the gas flow dynamics as manifold pressure dynamics, turbochargers, EGR and actuators with maximum eight states to get shorter simulation times. Number of states can be increased or decreased in order to obtain better results in different operating conditions. Due to privacy policy of engine companies, engine test data can't be provided to validate the model. Therefore, validated engine data are used which are data of Scania heavy truck engine. It is easy to modify model parameters with respect to different type engine data with using curve fitting methods.

Airpath model have different level dynamics as temperature, pressure, mass flow rate. Closing of the VGT system increase exhaust manifold pressure, EGR fraction so decrease intake manifold oxygen mass fraction and lambda value. However, this process is going on step by step. Closing of the VGT firstly leads to the increase of exhaust manifold pressure and this leads to the increase in turbocharger speed and compressor mass flow rate. Therefore, lambda value will be higher at the end of the cycle. This operation occurs because of slower dynamics of the turbocharger speed according to faster dynamics of the exhaust manifold pressure. In scientific area, this is called as non-minimum phase behaviour. In addition to this, during this operation if EGR valve position increase, an VGT position decrease, non-minimum phase behaviour for lambda will also increase and cause to the sign reversal and overshoot for lambda. It is similar operation with driving a car during bad traffic conditions.

System analysis have been made especially according to these transient conditions to specify the control system requirements. Control structures include PID controllers mostly because of the many operating conditions. High level strategies aren't useful also because of requirement of higher level computer power. Some control goals have been determined to provide the better operation conditions for airpath sytem. These are carrying out the legislated emission levels, to reduce the fuel consumption, carrying out the safety of turbocharger system and obtaining the best performance in these conditions from the engine. System inputs are engine speed, fuel consumption, VGT position and EGR valve position and system outputs are EGR fraction and lambda. Outputs are the most important performance variables because EGR fraction is

determining the ratio of PM gases and affecting the NO_x ratio, and also lambda is determining the ratio of NO_x and affecting the ratio of PM gases. Moreover, fuel consumption can be controlled with using feedforward control approach to consume less fuel with reducing the pumping torque. Pumping torque is reducing the indicated torque because of the pressure difference between the exhaust and intake manifolds. Therefore, suitable control strategy can be used to reduce the pressure difference hence pumping torque.

Lambda is controlled by EGR valve position and EGR fraction is controlled by VGT position in this study. This combined control strategy have been designed with respect to handle the non-minimum phase behaviours, sign reversals and overshoots. PID parameters have been determined in three phases. Firstly, relation of lambda – EGR valve position is modelled and simulated in different conditions. After the linearization of this structure, PID controllers are implemented to obtain the required lambda levels. Secondly this operation again is carried out according to the relation of EGR fraction and VGT position. Finally, control structure is created for two input – two output system and optimized results are achieved.

It is possible to fulfill all requirements with using PID controllers with using efficient tuning methods.



1. GİRİŞ

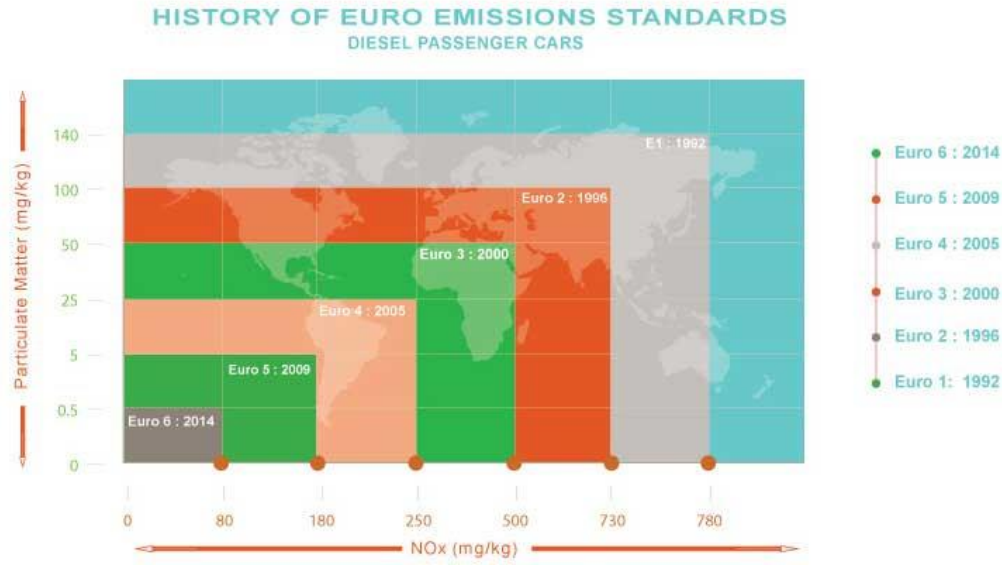
Yollardaki araç sayısının artması ile birlikte gerek araçlardaki performans artışı konusunda gerekse de araçlardan salınan emisyon gazlarının çevreye etkisinin minimuma indirilmesi konusunda çalışmalar yapılması azami önem kazanmıştır. Dünya çapında yılda üretilen binek araç sayısı elli milyondan fazladır. 2015 Ocak ayı sonu itibarı ile ise Türkiye’de trafiğe kayıtlı araç sayısı yaklaşık olarak 19 milyon olarak belirlenmiştir [1]. Bu veri dikkate alındığında, araç motorlarındaki yanmadan dolayı oluşan gazlar kontrol altına alınmadığı takdirde çevreye ciddi zararlar vereceği kolaylıkla öngörülebilir. Bunun yanında, araç motorlarından kaynaklanan çevresel problemlerin önlenmesine yönelik çalışmaların başlangıcı 1950’li yılların başlarına dayanmaktadır. Bu yıllarda Amerika’da hükümetin bazı organları çevre kirliliğini önleme konusunda araştırmalar yapmaya başlamış ve bu araştırmaların sonucunda hava kirliliğindeki en önemli etkenin araçlardan salınan gazlar olduğu belirlenmiştir. Ortaya çıkan problemlere bağlı olarak çözüm yolları aranmaya başlanmış, ülkesel ve yerel seviyede kurumlar kurulmuş ve araçlardan salınan egzoz gazlarının daha düşük seviyelere indirilebilmesi için sınırlar getirilmesine yönelik çalışmalar başlatılmıştır.

1970 yılında, Amerika’da toplanan kurultay sonucunda, “Temiz Hava Yasası” çıkartılmıştır [2]. Ortaya çıkan bu sonuç egzoz emisyonlarının düşürülmesine yönelik yasal olarak ortaya konulan ilk standart olma önemi taşımaktadır. Temiz Hava Yasası, karbon monoksit (CO), uçucu organik bileşik (VOC) ve azot oksit (NOx) gibi zararlı gazların kontrol altına almasını amaçlamıştır. 1975 yılında ise NOx gazının otomobil ve kamyonetler için düşürülmesine yönelik yeni standartlar getirilmiştir, bu standarta göre araçların mil başına ortaya çıkarabileceği NOx seviyesi 3.1 gram olarak belirlenmiştir.

1977-1988 yılları arasında ise standartlar daha da sıkılaştırılmıştır. 1977 ve 1979 yıllarında Temiz Hava Yasası iki aşamada düzenlenmiştir. İlk olarak 1977 yılında mil başına 2 gram seviyelerine getirilmiş, 1979 yılında ise 1 gram seviyesine düşürülmesi standart olarak belirlenmiştir. 1988 yılında standartlar ağır kamyonlar için de uygulanmaya başlanmıştır.

1990 yılından itibaren araçlardan, sağlaması beklenen standartlar Amerika’da “Tier 1” olarak adlandırılmış ve günümüze kadar daha sıkı seviyelere getirilmiştir. 1992 yılından itibaren ise emisyon standartları Avrupa’da da “Euro” ismi ile adlandırılarak uygulanmaktadır. Standart araç tipine ve büyüklüğüne göre değişiklikler göstermektedir, bu durum araçların motor karakteristiklerinin farklı olması ile alakalıdır.

Binek araç dizel motorları için Avrupa’da uygulanan emisyon standartlarının azot oksit ve partikül maddeler bazında yıllara göre değişimi şekil 1.1’de görülmektedir.



Şekil 1.1: Dizel binek araçlar için emisyon standartlarının yıllara göre değişimi [3].

Şekilde de görüldüğü üzere 1992 yılından itibaren uygulanan emisyon standartları günümüze kadar ciddi seviyede azalma göstermiştir.

Emisyon standartlarının günden güne daha da sıkılaştırılmasıyla birlikte, araç motorlarının da yeni teknolojiler kullanılarak bu standartlara uygun olmasına yönelik çalışmalar da devam etmektedir. Bunun için basit filtreler kullanmak yerine aktif rejenerasyon yapılabilen elektronik yapılar günümüzde kullanılmaya başlanmıştır. Bu yapılar daha çok egzoz hattının devamına ek bir sistem olarak uygulanmaktadır.

Yukarıda belirtildiği gibi, özellikle NOx ve partikül madde oluşumu için günümüzde zorlayıcı standartlar uygulanmaktadır. NOx gazı, N₂ ve O₂’nin yüksek sıcaklıkta dizel motordaki yanma reaksiyonu esnasında oluşmaktadır. Partikül madde oluşumu ise yanmaya hazır olan karışımda oksijen seviyesi yeterli olmadığı zaman görülmektedir. NOx gazı oluşumu ile partikül madde oluşumu silindir içine gönderilen havadaki

oksijen düzeyi ile bağlantılıdır ancak birbirlerine zıt durumlarda miktarları artar. Bundan dolayı bu gazların oluşumunu kısıtlamak ve motorlardan optimum performans alımının sağlanabilmesi için turboşarj ve egzoz gazı resirkülasyonu (EGR) sistemleri kullanılmaktadır.

Turboşarj sistemi ile silindir içine gönderilen havadaki oksijen oranının artırılması sağlanır, böylece partikül madde oluşumu azaltılacaktır ancak oksijen oranı iyi ayarlanmadığı takdirde silindir içi basıncı fazla yükselebilir ve bu durum da NO_x gazı oluşumunun artmasına sebep olur. Bu yüzden EGR sistemi kullanılarak belirli çevrimler esnasında egzoz gazı dışarı atılmaz ve tekrar silindir içine sirküle edilir, böylelikle içerideki oksijen oranı seyreltilir. Eğer oksijen oranı çok düşürülürse de bu durum partikül madde oluşumunun artmasına sebep olacaktır. Görüldüğü üzere turboşarj ve EGR sistemleri motor performansını arttırmak ve emisyon seviyelerini azaltmak amacıyla optimum tasarım parametrelerine bağlı olarak çalışmak zorundadır. Ortaya çıkan optimizasyon problemi çözülmeli ve istenilen performans ve emisyon değerleri motordan elde edilmelidir.

Günümüz araç endüstrisinde emisyon değerlerinin sıkılaştırılmasıyla birlikte bir aracın yüksek hız değerlerine çıkabilmesi fazla önem arz etmemektedir. Çünkü petrol fiyatlarının da artması ile birlikte bir aracın daha az benzin yakması, araç seçiminde bir çok kullanıcı için öncelik oluşturmaktadır. Bunun için dizel motorlu araçlar özellikle ülkemizde çoğunlukla tercih edilmektedir. Turboşarj ve EGR sistemlerinin koordineli olarak optimum seviyede çalışması emisyonun yanında araç performansı ve yakıt ekonomisi için de önem arz etmektedir. Ortaya bir kontrol problemi çıkmaktadır ve bu kontrol problemi kullanıcı ve çevre için en iyi sonucu sağlayacak şekilde çözülmelidir.

Dizel motorlar için optimum çalışma koşullarının belirlenilebilmesi için çoğunlukla motor testlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Motor testlerinin gerçekleştirilebilmesi ve farklı çalışma koşullarındaki sonuçların alınabilmesi için fazla vakit harcamak gerekmektedir ve test altyapısının kurulabilmesi pahalıdır. Bu yüzden dizel motora ait bir dinamik model oluşturulup, gerekirse belirli çalışma koşullarına göre düzenlemeler yapılarak bu modeller simule edilebilir. Böylelikle motorların farklı çalışma koşullarındaki davranışları model üzerindeki ilgili parametrelerin değiştirilmesi ile rahatlıkla analiz edilebilir. Doğruluğu yüksek bir dinamik model elde edildiği takdirde hem zamandan hem de maddi yönden tasarruf sağlanacaktır.

Tez sürecinde ağırlıklı olarak dizel motorun hava yolu dinamik modellemesi ve kontrolü üzerinde durulmuştur. Silindir içi süreçler, basit model yapıları ile ifade edilmiş daha çok turboşarj ve EGR sistemlerinden optimum performans alabilme problemi üzerinde durulmuştur. Oluşturulan model genel bir dizel motor modelidir ve farklı yapıdaki motorlara, belirli çalışma koşulları için, farklı parametreler kullanılarak rahatlıkla uygulanabilir.

1.1 Tezin Amacı

Dizel motor hava yolu sistemi modellemesi ve elde edilen modele dayalı kontrolör tasarımıdaki temel amaç test maliyetlerinin düşürülmesi ve farklı motor tiplerine göre düzenlenebilecek bir teorik altyapı oluşturmaktır.

Hava yolu sistemi, dizel motorların çalışma performanslarının, zararlı gaz salınım sınırlarını da göz önünde bulundurarak geliştirilebilmesi yönünden önemli alt sistemlerinden biridir. Emisyon sınırları, NOx gazı ve partikül maddeleri de içerdiğinden bu iki maddenin istenilen sınırlar dahilinde tutulabilmesi için hava yolu sistemi ve alt sistem elemanlarının optimum performansla çalışması gerekmektedir. Buna bağlı olarak emme manifolduna gönderilecek havanın içindeki oksijen seviyesinin, performans ve emisyon arasında bir denge oluşturacak şekilde belirlenmesi ve bu seviyede tutulabilmesi için ilgili eyleyiciler vasıtasıyla sistemin çalışmasının koordine edilmesi gereklidir.

1.2 Literatür Araştırması

Dizel motorların tarihi her ne kadar 1800'lü yılların sonlarına dayanıyor olsa da modelleme ve kontrol çalışmaları son 20 yıllık dönemi kapsamaktadır. Emisyon standartlarının sıkılaştırılması ile birlikte, emisyon gaz seviyelerinin düşürülmesine yönelik çalışmalara başlanıldığı konusunda önceki bölümlerde bahsedilmişti. Performans arttırımının da motorlar için önemli bir parametre olduğu düşünüldüğünde, motorlarda bulunan ekipmanların elektronikleştirilmesi ve kontrol edilmesi günden güne zorunlu hale gelmiştir.

İçten yanmalı motorlara yönelik yapılan modelleme ve kontrol çalışmalarının ilk adımı olarak John Heywood'un yaptığı çalışmalar söylenilebilir [7]. Heywood, 1970'li

yıllardan itibaren motor performansının iyileştirilmesine yönelik yaptığı çalışmaları 1988 yılında “Internal Combustion Engine Fundamentals” isimli kitapta toparlamıştır, bu kaynakta içten yanmalı motorlardaki tüm alt sistemlerin çalışma prensipleri ve davranışları hakkında bilgi verilmiştir. Daha sonra yapılmış olan dinamik modellemelerde gaz dönüşüm modelleri, bu kaynak baz alınarak oluşturulmuştur.

1992 yılında Peter Herzog isimli bilim insanı ve arkadaşları, NO_x gaz emisyonlarının düşürülmesine yönelik AVL firması ile yaptığı çalışmaları SAE dergisinde yayınlamıştır. Bu çalışmada her ne kadar NO_x seviyelerinin düşürülmesi amaçlansa da motordan alınan test verileri kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir [8]. Herzog dışında bu alanda başka bilim insanlarının da çalışmaları bulunmaktadır ancak onlar da test verileri üzerinden, farklı çalışma koşullarındaki sistem davranışlarını inceleyerek çalışmalar yapmıştır.

1993 yılında Kao ve arkadaşları, turboşarj ünitesi içeren dizel motorun modellemesi ve doğrusal olmayan kontrolör tasarımıya yönelik çalışmalarını yayınlamıştır [9]. Bu çalışmada silindir içi model ve ortalama tork modelleri oluşturularak, motora yakıt püskürtülen süre kontrol değişkeni olarak belirlenmiş ve motor hızı, silindir basıncı ve tork değerleri için yaklaşım yapılmıştır. Her ne kadar dinamik bir modelleme yaklaşımı olsa da amaç olası problemleri öngörmek için bir tanı mekanizması gerçekleştirmektir.

1995 yılında Amstutz ve arkadaşları egzoz manifoldu çıkışına oksijen sensörü koyarak, EGR sisteminin kontrolünü gerçekleştirmeye yönelik bir çalışma yapmıştır [10]. Bu çalışmada oksijen sensöründen alınan geri beslemelere bağlı olarak EGR açıklığı kontrol edilmeye çalışılmıştır. Kullanılan kontrol yapısı ile birlikte NO_x gazının salınım seviyesi düşürülmüştür.

1998 yılında yine Amstutz ve arkadaşları dinamik modelleme ve kontrol yaklaşımına yönelik ilk kapsamlı çalışmayı yayınlamışlardır [11]. Bu çalışmada tüm motora ait model oluşturulmuş ve kontrolör tasarımı yapılmıştır. Çalışmadaki temel amaçlardan birisi içten yanmalı motorlar konusunda sanayi ve akademi arasındaki bağı güçlendirmek olmuştur. Her ne kadar motor modeli için çoğunlukla haritalardan yararlanılmış olsa da egzoz manifoldu, turboşarj ve emme manifoldu gibi yapıların modelleri birinci dereceden transfer fonksiyonları olarak ifade edilmiş ve modele adaptif kontrol ve H_{∞} kontrol yapıları uygulanmıştır. Böylece motor tork ve hız

kontrolörleri, ile turboşarj ve EGR kontrolörleri tasarlanmıştır. Çalışmada motor testlerinden elde edilen veriler ile dinamik modelleme yaklaşımından elde edilen veriler arasında bir kıyaslama yapılmamıştır.

Amstutz ve arkadaşlarının yaptığı çalışmalardan sonra modelleme ve kontrol konusundaki çalışmalar yaygınlaşmaya başlamıştır. 2000 yılında Vantine ve Christen kontrolör tasarımını hedefleyerek, olay tabanlı bir ortalama değer dizel motor modeli oluşturmuştur [12]. Zaman tabanlı model ile olay tabanlı modelin hangi durumlarda avantajlı olduğu konusunda kıyaslamalar yapılmış ve EGR ile VGT yapıları için kontrolör tasarlanmıştır.

Jonas Biteus, 2002 yılında Linköping Üniversitesi'nde yaptığı çalışmada bir ağır yük dizel motorunun ortalama değer yaklaşımıyla modellemesini gerçeklemiştir [13]. Yine aynı üniversitede çalışan Eriksson ve arkadaşları aynı yıl, turboşarjlı benzinli motorların modellenmesine yönelik çalışmalarını yayınlamıştır [14]. Devam eden yıllarda da Linköping Üniversitesi'nde bu yöndeki çalışmalar geliştirilmiş ve literatüre önemli katkılar yapılmıştır.

2003 yılında Cambridge Üniversitesi'nde Merten Jung isimli araştırmacı, hava yolu sisteminin ortalama değer yaklaşımı ile modellemesi ve gürbüz kontrol yapısı ile kontrolüne yönelik yapmış olduğu doktora tezini bitirmiştir. Jung, çalışmasında diğer çalışmalardan farklı olarak doğrusal parametre farklılıkları yaklaşımını kullanarak dizel motoru modellemiş ve kontrol algoritmasını tasarlamıştır [15]. Benzer bir yaklaşımı Lyapunov kontrolör tasarımı kullanarak Jankovic ve arkadaşları da gerçekleştirmiştir [16]. Christian Winge Vigild isimli araştırmacı da doktora tezinde benzer bir yaklaşım kullanmıştır. Emme manifold basıncı ve emme manifoldundaki kütle akışını işaret değiştiren kontrol yapısı kullanarak kontrol etmiştir [17].

Ammann ve arkadaşları yine 2003 yılında VGT ve EGR kontrolüne yönelik çalışmalarını SAE dergisinde yayınlamıştır [18]. Çalışmada doğrusal olmayan kontrol yaklaşımı kullanılarak iki alt sistemin optimum performansla çalışmasına yönelik bir tasarım yapılmış ve araçtan alınan test verileri ile elde edilen veriler kıyaslanmıştır.

Olsson ve Welandar, 2006 yılında yine Linköping üniversitesinde hava yolu sisteminin optimal kontrol yaklaşımı ile kontrol edilmesine yönelik çalışmalar yapmışlardır [19]. Motor modeli elde edilmiş ve TOMOC optimizasyon algoritması [20] kullanılarak

sistem kontrolü gerçekleştirilmiştir. Elde edilen veriler yine aynı üniversitede PID kontrolör yapısı kullanılarak yapılan çalışmalarla [21] kıyaslanmıştır.

2007 yılında ise Lars Eriksson, modelleme ve kontrol çalışmalarını makale olarak yayınlamıştır [22]. Makalede, tüm motor modeli oluşturulmuş, Simulink programına aktarılmış ve kontrolör tasarımı yapılarak sistem optimizasyonu sağlanmaya çalışılmıştır. Das ve Dhinagar isimli bilim insanları ise TVS motor fabrikasında yaptıkları çalışmada, dizel motorun hava yolu sistemi için bir yaklaşım modeli oluşturmuş ve LTI kontrolör yapısı kullanarak, sistem kontrolünü gerçekleştirmişlerdir [23].

Fiorani ve arkadaşları ise Parma üniversitesinde yaptıkları çalışmada, GT-Suite programı vasıtasıyla egzoz sistemi için kapsamlı bir model oluşturmuşlardır [24]. Oluşturulan model simülasyonları elde edilerek, gerçek zamanlı testlere harcanılan sürenin önüne geçilmesi amaçlanmıştır. 2010 yılında ise Johan Wahlström ve arkadaşları emisyon kontrolü ve pompalama enerjisi ve kayıplarının düşürülmesine yönelik olarak EGR ve VGT kontrolünü kullanılan bir çalışma yapmışlardır [25]. Bu çalışmada performans ve kontrol değişkenlerine bağlı olarak yaklaşık bir model oluşturulmuş ve PID kontrolör yapısı ile sistem davranışı kompanze edilmiştir. Elde edilen veriler, motor testlerinden elde edilen verilerle karşılaştırılmıştır. 2011 yılında ise yine Johan Wahlström ve Lars Eriksson hava yolu sisteminin doğrusal olmayan kontrolündeki integral etkisini inceleyen, diğer bir çalışmada da en küçük kareler yöntemini kullanarak kontrolör parametrelerini elde edilen iki ayrı çalışmayı yayınlamışlardır [26, 27]. Bu çalışmalar hala literatürde bu alanda yapılan en iyi çalışmalar olarak gösterilebilir.

İlerleyen yıllarda bulanık kontrol yaklaşımı da hava yolu sistemlerinin kontrolünde kullanılmaya başlanılmıştır [28, 29, 40, 41].

Bahsedilen literatür verileri dışında, bu alanda yapılan çalışmalara kaynak teşkil eden ve bunun yanında, farklı kontrol ve modelleme yöntemlerini içeren bazı kitaplar ve dergi ya da konferans yayınları da bulunmaktadır [30-38].

Bu çalışmada ise, dizel motorların hava yolu sistemine ait, farklı motor tipleri ve farklı çalışma koşullarına göre düzenlenebilecek bir motor modeli oluşturulacak ve kontrolör parametreleri kullanılacak uygun bir optimal kontrol yapısı ile, kısıt fonksiyonlarına

bağlı olarak elde edilecektir. Kontrolör tasarımının ardından, kontrolör uygulanan modelin simülasyonları Matlab/Simulink ortamında gerçekleştirilecektir.

1.3 Hipotez

Dizel motorların elektronik kontrolü amacıyla kullanılan elektronik kontrol üniteleri genelde harita tabanlı modellemelere bağlı olarak oluşturulmaktadır. Motor alt sistem davranışlarını ifade edebilen bir dinamik model oluşturulduğu takdirde motorun hangi çalışma koşullarında nasıl davranış gösterdiği daha kolay bir biçimde analiz edilebilir, sistem davranışının gerekli koşulları sağlamadığı durumları tolere edebilecek kontrolör yapıları tasarlanabilir ve simülasyon ortamında gerçekleştirilebilir.



2. DİZEL MOTORLARIN TEMEL PRENSİPLERİ

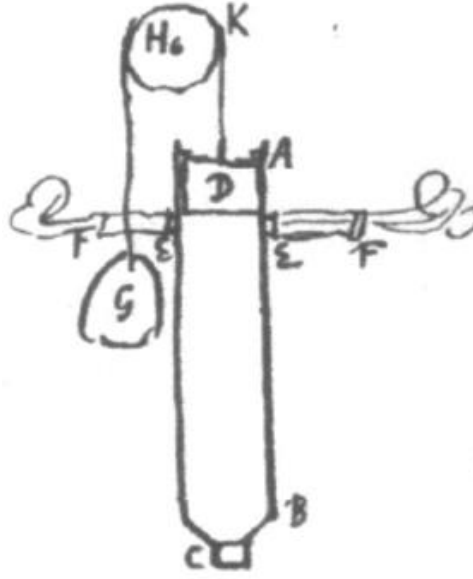
Dizel motorlar çalışma prensibi olarak, oksijen içeren bir gazın sıkıştırılarak yüksek basınç ve sıcaklığa ulaştığı ve silindir içine püskürtülen yakıtın bu sayede alev alması ve patlaması ile ısı enerjisini, hareket enerjisine dönüştüren, karmaşık dinamikli sistemler olarak tanımlanabilir. Dizel motorların benzinli motorlardan en önemli farkı, ateşlemenin herhangi bir ateşleyici yardımı olmadan yapıyor olmasıdır, bunun yanında hava ve yakıt için ayrı bir karışım bölgesi bulunmamaktadır, tüm süreçler silindir içinde gerçekleşir. Dizel motorlar bulunana dek içten yanmalı motorlarla alakalı tarihsel bir çok gelişme meydana gelmiştir.

2.1 İçten Yanmalı Motorların Tarihçesi

Dizel motorların tarihsel gelişiminin incelemesine ilk motorların gelişiminden itibaren bakılabilir. Motorların tarih sayfalarında adını duyurmaya başlaması ateşli silahlar ve topun icat edildiği dönemlere dayanmaktadır. Amaç, barutun yakıt olarak kullanılması ve buna bağlı olarak istenilen işin yaptırılmasıdır.

İlk çalışmalar 1600'lü yıllarda yatay bir silindir içinde barutun yakılması ile pistonun yükselmesi ve ardından piston yer çekimi kuvveti ve atmosfer basıncı ile geri dönerken iş alınması temeline dayanır. Bu yapıdaki silindir silahın namlusunu, piston ise mermiyi temsil etmektedir. Sonrasında 1678 yılında Fransız bilim insanı Hautefeuille bu fikri geliştirmiştir. Hautefeuille'nin ortaya attığı teori, yanma odasında barutun yakılması ile oluşan basınçlı gazların dışarı atılıp, kalan gazların soğutularak bir vakum enerjisi oluşturmak ve bu enerji ile su pompalamak üzerinedir. Küçük bir miktar barutun yakılması ile oluşan enerjinin yüksek ağırlıkta yüklerin kaldırılabilmesi için kullanılabileceği bu şekilde öngörülmektedir.

1673 yılında Huygens 1 pound barut kullanarak, 3000 pound'luk bir ağırlığı 10 metreye kadar yükseltebileceğini hesaplamaları ile göstermiştir. Bu işi gerçeklemek için kullanmayı düşündüğü motorun yapısı şekil 2.1'de görülmektedir.



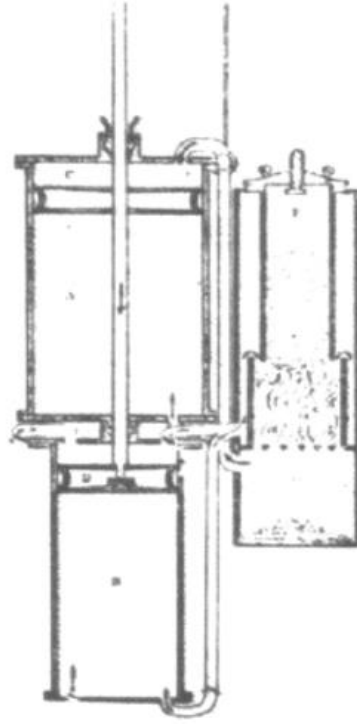
Şekil 2.1: Huygens'in tasarladığı barut motoru [3].

Huygens'in motorunda AB düzlemi silindiri temsil etmektedir. Barutun yakılması ile ortaya çıkan gazlar genişler ve D pistonunu silindirin üst kısmına iter, bu sırada E ile gösterilen pencerelerin açılması ile gazlar F hortumlarından geçerek atmosfere salınım yaparlar. Böylece basınçlı gazlar dışarı atılmış olur. Devamındaki süreçte temel prensip kalan gazların soğutulması ve böylece vakum oluşturulmasıdır. Atmosfer basıncı ile silindir basıncı eşit olduğu için de piston aşağıya doğru gelir ve motora takılan yük bu şekilde kaldırılmış olur. Tabii sistemde yenilenme problemi bulunmaktadır, temiz hava ve barut eklemesi sorun teşkil etmektedir.

1729 yılında ise John Allen isimli bilim insanı, bu yapıyı kullanarak bir nozül üzerinden su püskürterek bir gemiyi tahrik etme fikrini ortaya atmıştır.

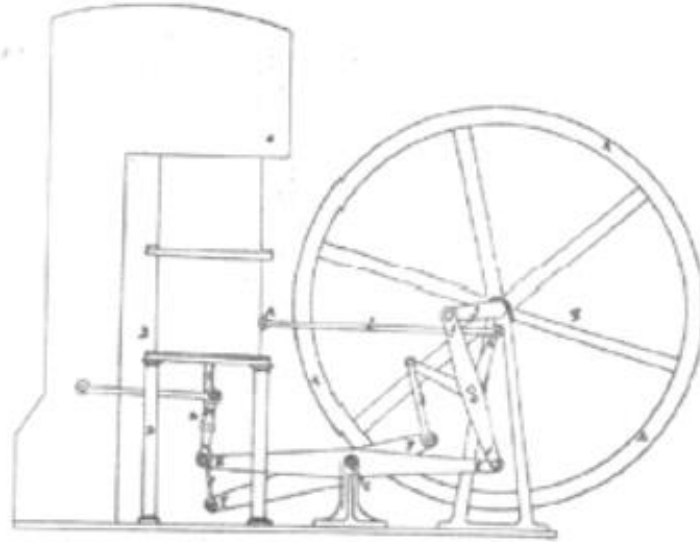
1729 yılından sonra içten yanmalı motor kavramına uyan pek çalışma olmamış daha çok buhar makineleri üzerine çalışmalar yapılmıştır. Savery, Papin, Newcomen, Wilkinson ve James Watt gibi bilim insanlarının çalışmaları içten yanmalı motor fikrini arka plana atmıştır.

1759 yılında Henry Wood adlı bilim adamı ortaya attığı fikirde akışkan olarak hava kullanmayı düşünmüş ve sıcak hava motorları fikrinin gelişiminin başlamasını sağlamıştır. Wood prensibine göre çalışan ilk sıcak hava motorunu 1807 senesinde George Cayley isimli bilim insanı gerçeklemiştir. İlgili motora ait tasarım şekil 2.2'de görülmektedir.



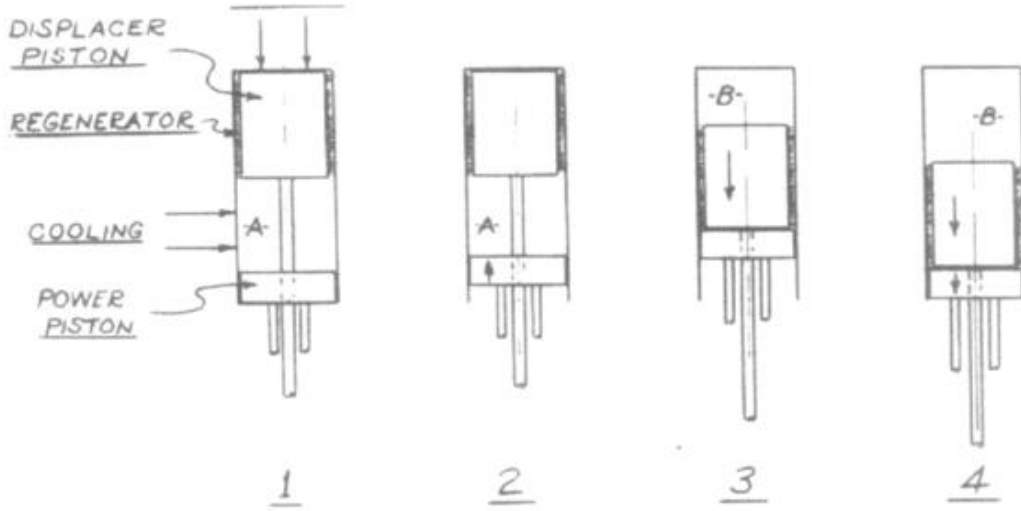
Şekil 2.2: Cayley'in sıcak hava motoru [3].

Aşağıda şekil 2.3'te ise Robert Stirling'in yapmış olduğu sıcak hava motoru görülmektedir.



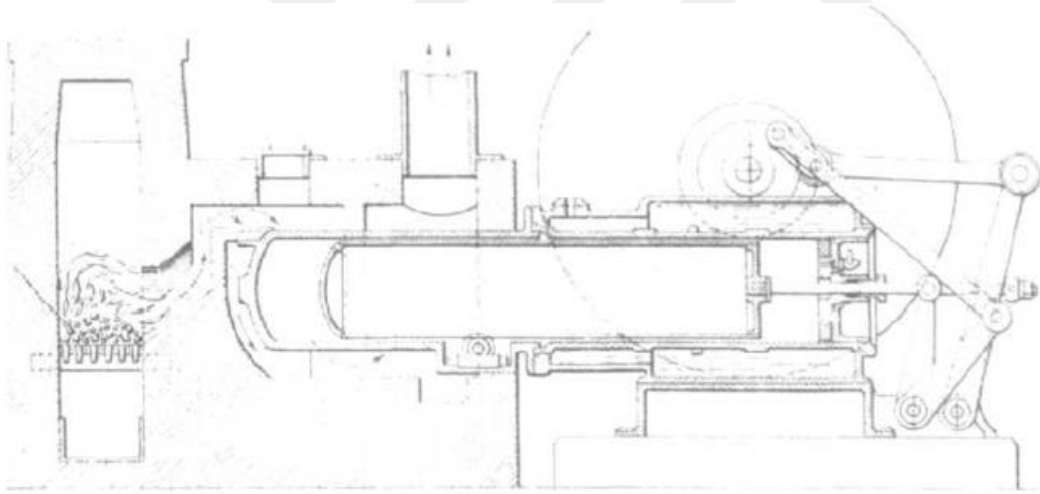
Şekil 2.3: Stirling motoru [3].

Stirling 1827 ve 1840 yıllarında kardeşi James Stirling ile yaptığı çalışmalardan iki patent daha almıştır. Şekil 2.4'te görülen Stirling motoru, ilk kez 1843 yılında imal edilmiş ve 30 devir/dakika'da 45 beygir güç üretmiştir.



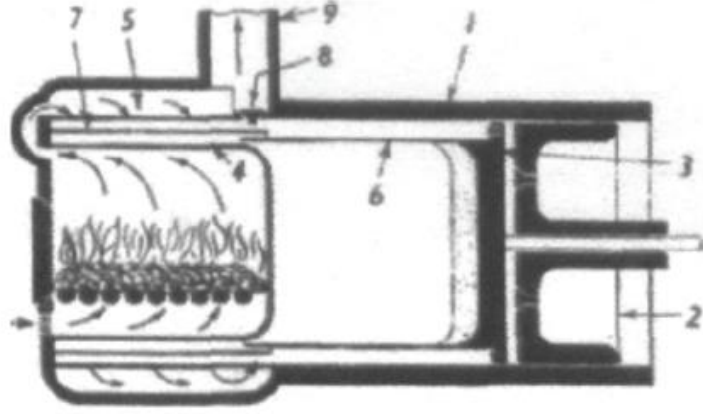
Şekil 2.4: Stirling'in 1816 yılında yaptığı güç ve deplasör pistonlu motorun şematik şekli [3].

Stirling motoru devamında Wilhelm Lehnman tarafından düzenlenmiş ve "Lehman motoru" ismi ile 1860 yılında Almanya'da üretilmeye başlanmıştır. Lehman motoru şekil 2.5'te görülmektedir.



Şekil 2.5: Lehman'ın sıcak hava motoru [3].

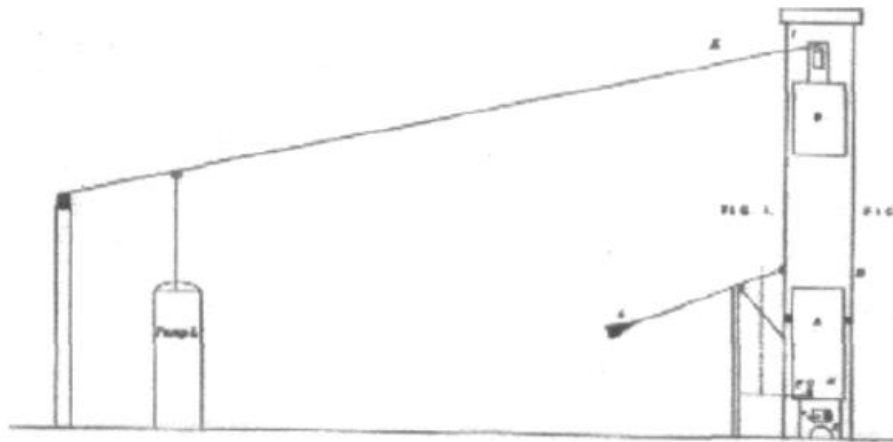
Diğer yandan Amerika'da bu konudaki en önemli çalışmalar İsveç asıllı bilim insanı John Ericson tarafından yapılmıştır. Ericson'un sıcak hava motorlarına karşı ilgisi 1826 yılında İngiltere'den aldığı patentle ortaya çıkmış ve 1857 yılında kendi kurduğu Massachusetts Caloric Engine Co. firmasında bu tasarımı üretmeye başlamıştır. 1858 ile 1860 yılları arasında Ericson yaklaşık olarak 3000 motoru Avrupa ve Amerika'da satmıştır. Ericson'un sıcak hava motoruna ait tasarım şekil 2.6'da görülmektedir.



Şekil 2.6: Ericson'un sıcak hava motoru [3].

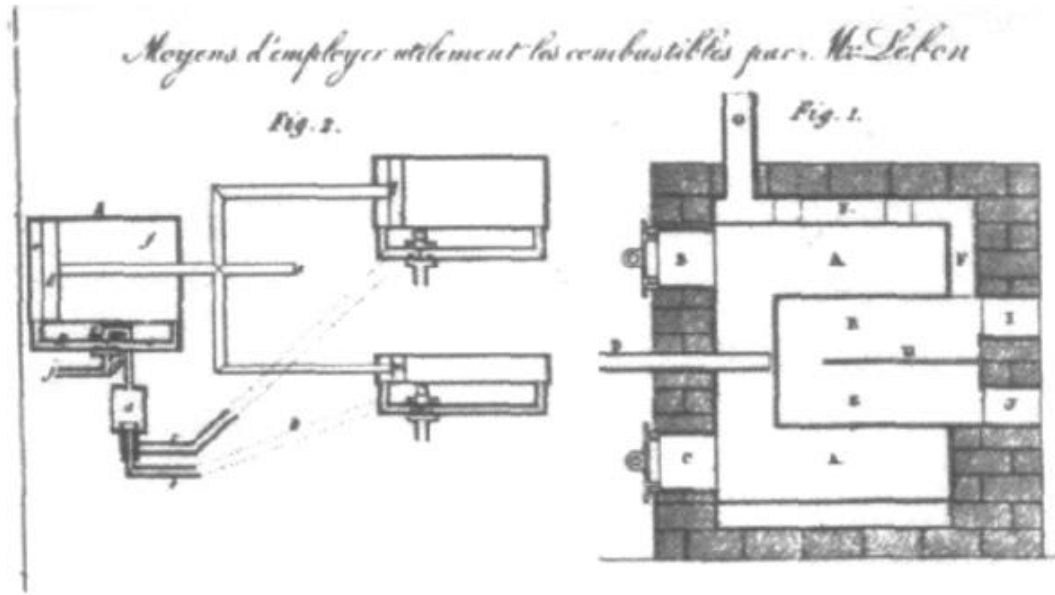
Sıcak hava motorları ile ilgili çalışmalar 1900'lü yıllara kadar devam etmiş, farklı bilim insanları tarafından ortaya atılan yeni tasarımla üretilmeye devam edilmiştir. Stirling motorları sessiz çalışmaları ve düşük emisyon seviyelerinden dolayı günümüzde yeniden kullanılma ihtimalleri gündeme gelmiştir.

Sıcak hava motorları yukarıda da belirtildiği üzere içten yanmalı motorların tarihsel gelişimini sekteye uğratmıştır. Bu dönemde içten yanmalı motorlara yönelik çalışmaların sayısı azalmıştır ancak yine de bazı araştırmacılar bu alandaki çalışmalarına devam etmiş ve önemli gelişmeler kaydetmişlerdir. Bu konuda en önemli gelişmelerden biri 1791 yılında John Barber isimli bilim insanının gaz türbininin patentini almış olmasıdır. 1794 yılında ise Robert Street, hava-gaz karışımını yakıt olarak kullanan pistonlu bir içten yanmalı motorun patentini almıştır. Şekil 2.7'de Street'in tasarımı görülmektedir.



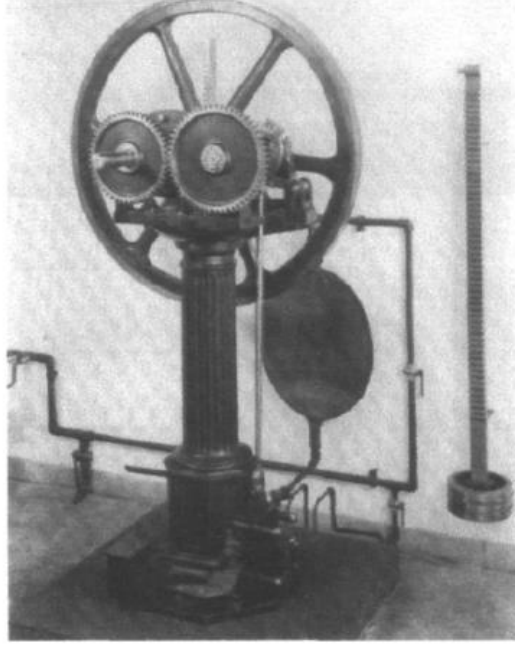
Şekil 2.7: Robert Street'in 1794 yılı yapımı motoru [3].

Street'in içten yanmalı motorunda yakıt olarak terebentin kullanılmıştır. Terebentin, genellikle çam ağaçlarından olmak üzere ağaçlardan elde edilen reçinenin disitilasyon sonrasında elde edilen sıvı kısmına verilen addır. Ayrıca bu tasarım içten yanmalı motorlar için farklı tip yakıtların da kullanılabileceğinin temeli hüviyetindedir. Bu patentin ortaya çıkışının ardından farklı yakıtların kullanılabileceği değişik motor dizaynları ortaya çıkmaya başlamıştır. Örneğin 1801 yılında Philippe Lebon adlı bilim insanı kömürden elde edilen gaz yakıtla çalışan motorun patentini almıştır. İlgili tasarım şekil 2.8'de görülmektedir.



Şekil 2.8: Lebon'un şehir gazı üretim sistemi ile çift etkili motoru [3].

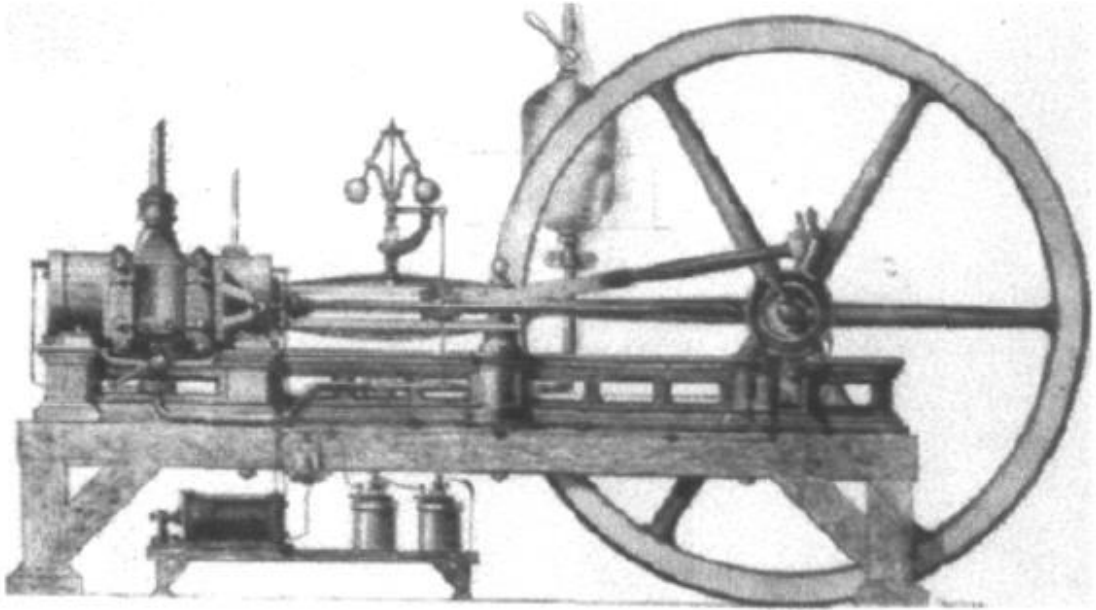
Sonraki yıllarda da farklı yakıtlar kullanılarak içten yanmalı motor tasarımları devam etmiştir. Yine de gerçek anlamda içten yanmalı motorların doğuşu Eugenio Barsanti ve Felice Matteucci'nin 1854 yılında aldıkları patent ile olmuştur. Bu iki bilim insanının ardından Nicolaus August Otto ve Eugen Langen adlı bilim insanları benzer tipte bir motor için 1866 yılında patent almışlardır. Bu dönemde üretilen motorlar sınırlı sayıda satılmış olup, tasarımsal ve yakıt anlamında ufak da olsa sürekli olarak farklılıklar içermektedir, bunu bir nevi en optimum ürünü bulma süreci olarak da düşünebiliriz. Eldeki konsept fikirler geliştirilmiş ve farklı denemelerle, farklı türde belki de farklı amaçlara hizmet edecek tasarımlar yapılmıştır, yukarıda bahsedilen motora ait tasarım şekil 2.9'da görülmektedir. Görüldüğü gibi krank biyel mekanizmasına bağlı olmayan diğerlerine göre farklı bir yapıdadır.



Şekil 2.9: Otto ve Langen'in uçan pistonlu motor tasarımı [3].

Şekil 2.9'da görüldüğü gibi motor herhangi bir krank-biyel mekanizmasına bağlı değildir, bu yüzden uçan pistonlu olarak ifade edilmiştir. Bu motor tipinden yaklaşık olarak 5000 adet üretilmiş ve satılmıştır.

Otto ve Langen'in motor çalışmaları devam ederken, Fransa'da da Joseph Etienne Lenoir adlı bilim insanı 1860 yılında farklı bir motor tipinin patentini almış ve bu motordan 500 adet üretmiştir. Lenoir'in motor tasarımı şekil 2.10'da görülmektedir.



Şekil 2.10: Lenoir'in sıkıştırmasız motoru [3].

Lenoir'in tasarımında geçmişte farklı bilim insanları tarafından tasarlanan motor tiplerinin en iyi yönleri baz alınarak bir optimizasyon sağlanmaya çalışılmıştır. Krank-biyel mekanizması, pistonun ileri geri hareketini sağlar ve bu hareket bir dönme hareketine dönüştürülerek işin yapılmasını sağlar. Motorda sıkıştırma prensibi olmadığı için sıkıştırmasız motor ifadesi ile adlandırılmıştır. Sıkıştırma süreci ile ilgili çalışmalar 1838 yılında Barnett ile başlamış, 1862 yılında Alphonse Rochas ile o dönem için en iyi seviyesine ulaşmıştır. Rochas'ın çalışması yanma öncesinde yakıt-hava karışımının sıkıştırılması ve motor çevriminin aynı silindir içerisinde dört piston süresinde tamamlanması prensibine dayanmaktadır. Bu prensip ileriki bölümlerde daha detaylı olarak açıklanacaktır.

Yukarıda da belirtildiği gibi içten yanmalı motorların ticari olarak ilk ortaya çıkışı 1860'lı yıllara dayanmaktadır [4]. İçten yanmalı motorların ortaya çıkmasıyla buhar motorlarının yerini almaya başlamıştır. Böylece buhar kazanları ve yoğunlaştırıcı düzeneklere ihtiyaç duyulmamaya başlanılmıştır. Isıl verimlerinin yüksek olmasının yanı sıra, farklı yakıtların (hava gazı ve petrol türevleri gibi) da kullanılabilmesinin önü açılmıştır.

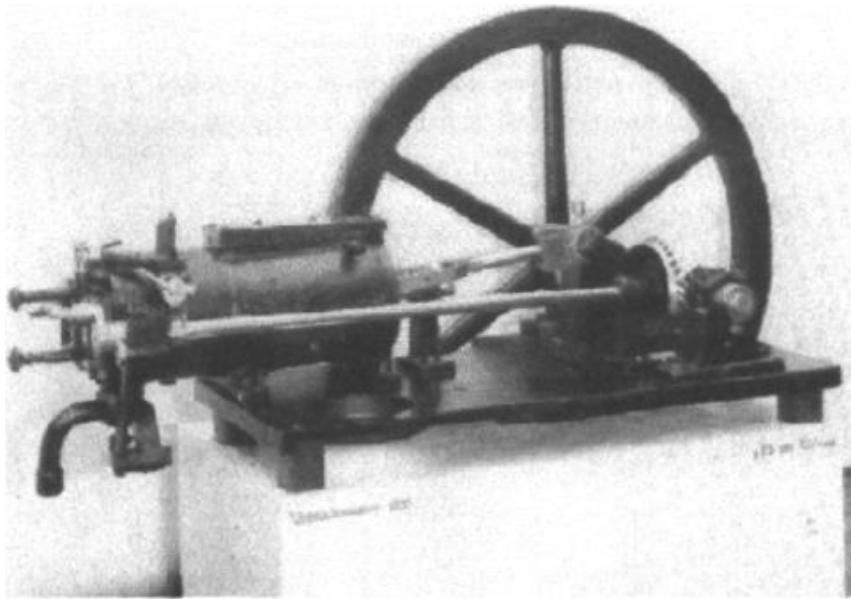
İçten yanmalı motorların ortaya çıkması ve yayılmaya başlaması ile birlikte başlarda daha çok kullanılan hava gazı, özellikle araç motorları için dolum açısından sorun teşkil etmekteydi, çünkü ana hava gazı borusuna ulaşım ve yakıtın optimum yayılımı uygun değildi. Bu soruna çözüm likit yakıtların kullanmaya başlanması ile getirilmiştir ancak likit yakıtlardan alınan verimin arttırılabilmesi için yanmanın uygun koşullarda gerçekleştirilmiş olması gerekmektedir.

Bunun yanında sıkıştırma prensibi içten yanmalı motorlardan optimum seviyede performans alınabilmesi açısından oldukça önemlidir. Yukarıda da belirtildiği gibi Rochas bu yönde önemli adımlar atmış ve günümüz motorlarının temel çalışma prensiplerinin temelini atmıştır. Rochas'a göre motor çevrimi dört zamandan oluşmaktadır. Bunlar emme, sıkıştırma, ateşleme ve egzoz zamanlarıdır. Motordan daha yüksek performans elde etmek için bu süreçlerle ilgili bazı yaklaşımlarda da bulunmuştur. Örneğin, silindirin yüzey/hacim oranı olabildiğince küçük olmalıdır, genişleme prosesi olabildiğince etkili olmalı ve tam genişleme sağlanılmalıdır, genişleme öncesi basınç seviyesi olabildiğince yüksek olmalıdır. Silindirin yüzey/hacim oranı ısı enerjisinin muhafaza edilmesi ile diğer noktalar ise gazlardan elde edilecek enerjinin maksimum seviyeye ulaştırılması ile ilgilidir. Rochas'ın

alışmaları her ne kadar modern motorun temelini oluştursa da yaptığı çalışmaları gereklemediştir. Bu kavramları baz alarak bir motor prototipi ortaya çıkararak bilim insanı Otto'dur, bu yüzden Otto modern motorun mucidi olarak kabul edilmektedir.

Otto alışmalarında Lenoir motorunu öncelikle baz almıştır, motor endüstrisine sunduğu ilk ürün ise 1861 yılında kardeşi Wilhelm ile birlikte tasarladığı alkol-hava karbratrdr. Tasarımdaki amaç Lenoir motorunu geliştirmek olsa da maddi imkansızlıklardan dolayı iyileştirme çabaları sonuç vermemiştir. Paralel olarak Michael Zons isimli bir teknisyene Rachos'un ortaya koyduğu prensiplerle uyumlu dört silindirli karşı pistonlu bir motor yaptırmıştır. Yukarıda Otto ve Langen'in birlikte ortaya koyduğu serbest pistonlu motordan söz edilmişti. Langen ve Otto 1864 yılında ortak olarak bir motor üretim şirketi kurmuş ve 2 yıl sonra şekil 2.9'daki motoru piyasaya sürmüşlerdir. İki bilim insanının kurucu oldukları şirket günümüzde Klckner-Humboldt-Deutz AG firması olarak varlığını devam ettirmektedir. Firma uzun süre serbest pistonlu motor tasarımına devam etmiş, Gottlieb Daimler ve Wilhelm Maybach gibi mühendislerin katılımı ile en yüksek performansına ulaştırmaya çalışılmıştır.

İlerleyen senelerde Otto serbest pistonlu motorun geleceğinin olmayacağını düşünerek Maybach ile farklı çalışmalara başlamış ve 1876'da ilk dört zamanlı motorunu yapmıştır (şekil 2.11). Motor patentini ise bir yıl sonra almıştır [5]. Bu alışma, motor endüstrisinde atılan en büyük adımların ilk hamlesi olarak görülebilir.



şekil 2.11: Otto'nun 1876 yılı yapımı dört zamanlı motoru [3].

Dört zamanlı motor dışında iki zamanlı motor yaklaşımı da 1880 yılından sonra kullanılmaya başlanmıştır ancak yapılan çalışmalar 1900'lü yıllara kadar fazla geliştirilememiştir.

Dört zamanlı motor fikrinin benimsenmesinden sonra sıra uygun koşullarda yanmanın sağlanabilmesi için en iyi performans verecek yöntemi bulmaya gelmiştir. Bunlardan ilki 1885 yılında Wilhelm Maybach ve Karl Benz'in çalışmasıdır. Çalışmanın temel prensibi motora giren havanın yakıt üzerinden geçirilerek karbüratör üzerinde bir hava-yakıt karışımı oluşturulmasıdır. İkinci bir yöntem, yakıtın sıcak bir düzlem üzerine püskürtülmesi ve bu bölgeden içten yanmalı motora giren havanın geçirilmesi üzerinedir. Diğer bir yöntem ise silindir içinde bulunan hava üzerine yakıt püskürtülerek yanmanın sağlanmasına yöneliktir, dizel motor prensibi de bu temele dayanmaktadır.

İçten yanmalı motorlarla ilgili yapılan en önemli gelişim Rudolf Diesel tarafından ortaya atılan dizel motor fikridir. Diesel ilk olarak hocası olan Prof. Linde'nin önerisi ile soğutma teknikleri üzerinde çalışmaya başlamış ancak Carnot'un bilimsel yaklaşımı ile ilgili araştırmalar yaptıktan sonra motorlara ilgisi artmış ve amonyakla çalışan motor konusunda bazı başarısız çalışmalar gerçekleştirmiştir. 1892 senesinde ise dizel motor kavramına yönelik çalışmalarının meyvesini alarak ilk patent başvurusunu gerçekleştirmiştir. Ardından 1893 yılında MAN firmasında çalışmaya başlamış ve ilk dizel motor prototipini buradaki çalışmaları ile üretmeyi başarmıştır. 1895 yılında üretilen ilk dizel motora ait patent alınmış ve 1897 yılında da ticari üretime başlanmıştır. Rudolf Diesel'e ait ilk dizel motor tasarımı şekil 2.12'de görülmektedir.

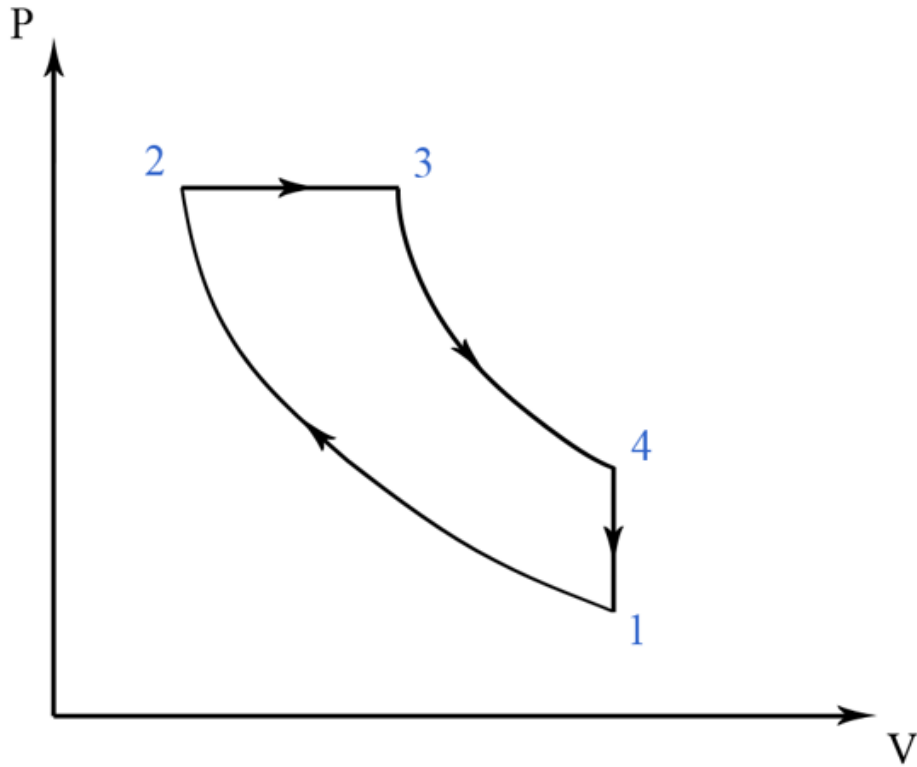


Şekil 2.12: Diesel'in 1893 yılı yapımı motoru [3].

2.2 Dizel motorların çalışma prensibi

Dizel motor teknolojisi 2 ve 4 zamanlı motorlara uygulanmıştır. Motor ekipmanları genel olarak benzinli motorlarla benzerdir. Ancak karbüratör ve buji yerine püskürtme pompası ve püskürtme enjektörleri bulunur. Püskürtme pompası tahriği krank-biyel mekanizması ve buna bağlı bir dişli üzerinden alır. Krank milinin tahrik edilmesi ile püskürtme pompasına iletilen hareket her çevrimde püskürtme sırası gelen silindire gerekli yakıtın püskürtülmesini sağlar. Ek olarak dizel motorlarda kızdırma bujisi de bulunmaktadır, kızdırma bujisi ile yanmanın daha verimli olması için ön ısıtma gerçekleştirilir.

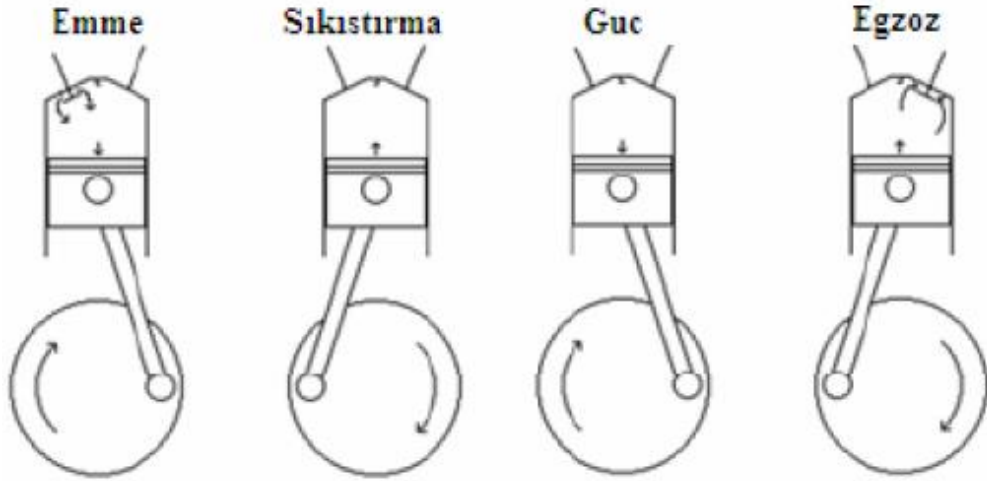
Dizel motorlarda yukarıda da belirtildiği gibi silindir içine emme manifoldu üzerinden hava girişi olur, devamında bu hava optimum performans sağlayacak seviyede sıkıştırılır ve üzerine yakıt püskürtülür. Sıkıştırılmış havanın üstüne yakıt püskürtülmesi ile silindir içerisinde yanma meydana gelir. Benzinli motorlardaki ateşleme sistemine, dizel motorlarda ihtiyaç duyulmamakta ve yakıt verimi bu şekilde arttırılmaktadır. Şekil 2.13'te bir dizel motora ait P-V diyagramı görülmektedir. Dizel motor çevrimine bağlı olarak hacim ve basınç değerleri değişim göstermektedir, bu süreç ayrıntılı olarak aşağıda anlatılacaktır.



Şekil 2.13: Dizel motorlarda silindir içi süreçlerdeki hacim ve basınç değişimi.

Şekil 2.13'te görüldüğü gibi 1 numaralı durumdan 2 numaralı duruma geçişte hacim azalmakta basınç ise artmaktadır. 1 numaralı duruma geçişte emme manifoldu üzerinden pistonu hava geçişi olmuştur, devamında 1 numaralı durumdan 2 numaralı duruma geçildiğinde alt ölü noktaya inen ve hava ile dolan piston, üst ölü noktaya doğru hareket eder ve havayı sıkıştırır, bu da hacmin azalmasına ve basıncın artmasına neden olur. 2 numaralı durumdan 3 numaralı duruma geçişte basınç sabit kalmakta, hacim azalmaktadır, bu durum sisteme ısı girişi olduğunu ifade eder. Sıkıştırılmış hava üzerine yakıt püskürtülür ve silindir içerisinde patlama meydana gelir. 3 numaralı durumdan 4 numaralı duruma geçişte görüldüğü gibi basınç azalmakta, hacim ise artmaktadır. Herhangi bir ısı kaybı ve kazancı olmadan silindirde genişleme meydana gelir. Sıkıştırılmış hava üzerine yakıt püskürtülmüş ve yanma meydana gelmiştir. Devamında 4 numaralı durumdan tekrar ilk duruma dönüldüğünde hacim sabit kalır ve sistemden ısı çıkışı olur, ardından da egzoz gazları pistonun tekrar üst ölü noktaya hareket etmesiyle dışarı atılır. Egzoz zamanı da bu şekilde son bulmuş ve yanma gerçekleştirilmiş olur. Çevrim, emme manifoldundan silindire hava girişi ile aynı şekilde devam eder.

4 zamanlı bir dizel motora ait silindir durumunun zamanlara göre değişimi şekil 2.14'te görülmektedir.



Şekil 2.14: Dizel motor silindirinin zamanlara göre durum değişimi [52].

Intake yani emme zamanında görüldüğü gibi emme manifoldundan sisteme hava girişi olur. Compression (sıkıştırma) zamanında silindir içine alınan hava sıkıştırılır, power (güç, ateşleme) zamanında sıkıştırılmış hava üzerine yakıt püskürtülür ve yanma sağlanır. Egzoz zamanında ise egzoz manifoldu üzerinden yanma sonucu oluşan artık

gazlar dışarı atılır. Dizel motorların genel olarak dört zamanlı çevrimi bu şekilde gerçekleşir. Yanma prosesinde görüldüğü gibi hava ve yakıt kullanılmaktadır, bu yüzden optimum karışım oranının sağlanması, yakıt ve hava kalitesi, süreçlerin olabildiğince mekanik verim kaybı olmadan gerçekleşmesi, yanma odasının geometrisi vb. bir çok etken rol oynamaktadır. Tez genelinde, silindir içine alınan hava kalitesi ve yanma sonucu dışarı atılan artıkların neden olacağı emisyon seviyesini düşürmek için dizel motorların hava yolu sistemi için genel bir motor modeli oluşturulacak ve kontrolör tasarımları gerçekleştirilecektir. Modelleme ve kontrol sürecinde motor davranışı analiz edileceği için, analiz süreçlerinde bahsedilecek motor parametreleri ile ilgili açıklamalar 2.3'te anlatılmaktadır.

2.3 Motor Parametreleri

2.3.1 İş

Dizel motorlarda, yanma odasında yanan gazların basıncı pistonu etki eder ve enerji oluşumu sağlar. Bu yüzden silindir içi basınç parametresi motor performansı için çok önemlidir. Basınç değerinin değişimine göre yanma verimi dolayısıyla da motordan elde edilecek hareket enerjisi artırılabilir ancak silindir içi basıncın dinamik modelini elde edebilmek oldukça zordur. Bu yüzden her ne kadar daha çok silindir içi basınç modeli için motor haritalarından elde edilen veriler kullanılıyor olsa da, belirli krank mili açılarına bağlı olarak literatürde doğruluğu iyi seviyelere yaklaşan modeller bulunmaktadır. Tez sürecinde, her ne kadar silindir içi süreçler için bir model kullanılacak olsa da bu model bir ortalama değer modeli olacaktır. Eğer daha kapsamlı bir motor modeli oluşturulmak isteniliyorsa silindir içi basınç modeli için dinamik ya da harita tabanlı bir model yapısı kullanılabilir. Literatürde silindir içi basıncın davranış analizi için, harita tabanlı ve dinamik modelleme yaklaşımlarının birleştirilmesi ile elde edilen modeller bulunmaktadır [6].

Motor çevriminden elde edilecek enerji konusuna dönecek olursak, aşağıdaki denklemi kullanarak enerji hesabını gerçekleştirebiliriz:

$$L = \int F dx = \int P * A_p * dx \quad (2.1)$$

Burada P, yanma odasındaki gazların basıncını, A_p , piston alanını ve x ise pistonun hareket ettiği mesafeyi göstermektedir. Piston alanı ve hareket ettiği mesafeye göre, hareket esnasındaki taranan hacim değerine ait denklem de şu şekilde olacaktır :

$$A_p * dx = dV \quad (2.2)$$

2.1 ve 2.2 numaralı denklemleri birleştirecek olursak yapılan iş için aşağıdaki ifade elde edilecektir :

$$L = \int P dV \quad (2.3)$$

Motor çevrimi esnasında yapılan iş genel olarak bu yaklaşımla hesaplanabilir. Motordan elde edilebilecek gerçek iş efektif iş olarak tanımlanır, efektif iş değeri ise yanma esnasında elde edilen işle, sürtünme ve diğer etkilerden dolayı kayıp olan işlerin farkına eşit olacaktır. Krank milinin hareketinden alınabilecek efektif iş, bize mekanik verim değerini verecektir. Mekanik verim değerini hesaplamak için ise efektif işle, piston hareketinden elde edilebilecek özgül işin arasındaki oran hesaplanır. İlgili denklem aşağıda görülmektedir :

$$\eta_m = \frac{w_e}{w_i} \quad (2.4)$$

Mekanik verim değerinin yüzde 85-95 arasında olması gerekmektedir. Bu yüzden krank milinin hareketinden en yüksek oranda iş elde edilebilmesi önemlidir.

2.3.2 İndike basınç

Ortalama indike basınç değerinin çevrimler boyunca ortalama hesabı için aşağıdaki denklem kullanılabilir :

$$p_{im} = \frac{W}{V_h} \quad (2.5)$$

Burada p_{im} ifadesi emme manifoldundaki basınç değerini, W ifadesi çevrim sürecinde elde edilen iş değerini, V_h ifadesi ise silindir içinde dizel motor çevriminin gerçekleştiği hacim değerini göstermektedir. Ortalama indike basınç değeri motor kapasitesini belirlemede önemli bir etkidir.

2.3.3 Tork ve güç

Tork değeri motorun çekişini temsil etmektedir. Güç ise birim zamanda motordan elde edilen işi temsil eder. Tork ve güç değerleri motor hızının fonksiyonlarıdır. Motor hızı arttıkça, elde edilecek tork ve güç değerleri artacaktır. Günümüz araçlarında krank milinin 4000-6000 devri için ortalama 300 N.m değerine yakın momentler elde edilmektedir. Güç değeri için ise 50-220 kW aralığında araçlar bulunmaktadır.

Tork ve güç değerleri her ne kadar motor hızının fonksiyonları olsalar da belirli hız değerlerine ulaştıktan sonra sürtünme kayıplarının da çok artması dolayısıyla aynı seviyede artış göstermeyecektir.

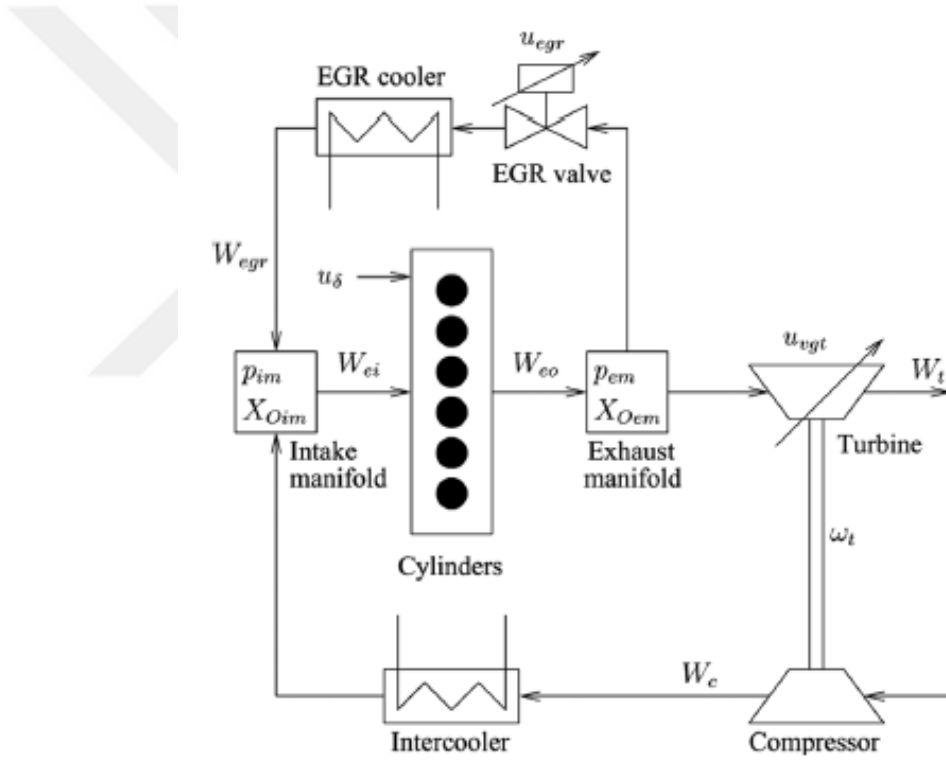
Eğer motordan daha fazla güç elde edilmek isteniliyorsa silindir içi basınç, motor devri ve silindir hacmi gibi değerlerin de uygun seviyelerde artırılması gereklidir.



3. HAVA YOLU SİSTEMİ MODELLEMESİ

3.1 Hava Yolu Sistemi

Hava yolu sisteminin temel amacı, istenilen miktarda temiz hava ve egzoz karışımını, yeterli oksijen oranı ile silindirlere göndermektir. Hava yolu sisteminde, kompresör, ara soğutucu, emme ve egzoz valfleri, VGT, EGR, EGR soğutucu ve türbin gibi alt sistemler bulunmaktadır. Sistemin genel şeması şekil 3.1’de görülmektedir.



Şekil 3.1: Hava yolu sistem şeması [21].

Turboşarjlı dizel motorlarda EGR’ın çalışmadığı durumu düşünürsek, turboşarj ünitesi üzerinde üretilen hava emme manifolduna direkt olarak gönderilir ve içerideki temiz hava yoğunluğunun artması sağlanır. Emme manifoldu açıldığında, yanma sürecinde kullanılacak yüksek yoğunluktaki hava, silindirlere gönderilir. İçerideki oksijen oranının artmasıyla birlikte daha fazla yakıt verimli bir biçimde yanma reaksiyonuna girebilir ve böylece motordan daha fazla tork alınır. Yanma sürecinin

gerçekleşmesinin ardından, egzoz valfi açılır ve egzoz gazları türbin üzerinden akar. Egzoz enerjisi sayesinde türbinin döndürülmesi sağlanır.

Türbin değişken geometrili olduğu taktirde (VGT) türbin girişindeki nozül, basınca göre farklı geometrilere dönüşebilir. Türbin kanatlarının açıklığının değişmesi ile gerçekleşen bu süreç vasıtası ile türbin üzerinde daha fazla enerji toplanması sağlanır, bunun yanında egzoz manifoldundaki basınç seviyesi ve türbin üzerindeki akış da değişir. Bu yüzden VGT tipi türbinlerin kullanımı, turboşarj sisteminden daha fazla performans alınabilmesine yardımcı olur.

Hava yolu sistemi eğer EGR alt sistemini içeriyorsa, dışarı atılacak egzoz gazlarının belirli bir miktarının tekrar yanma sürecine sokulması sağlanır. Bu akış süreci, kontrollü bir şekilde EGR valfi ve EGR soğutucu üzerinden olmaktadır. Soğutulmuş egzoz gazlarının emme manifolduna gönderilmesi ile birlikte, havanın karışım oranı, ısı kapasitesi ve kütlesi değişmektedir. Bu durum da yanma sürecinin değişmesine ve buna bağlı olarak da emisyon gazlarının salınım miktarlarının değişmesine neden olmaktadır. EGR sistemi ile silindir içindeki hava basıncı düşürülmekte ve böylece NO_x salınımı azaltılmaktadır. EGR akışı, emme ve egzoz manifoldları arasındaki basınç farkından oluşan kuvvet sayesinde olmaktadır. Bundan dolayı VGT sistemi de EGR akışını etkilemektedir. Aynı şekilde eğer emme manifolduna gönderilen EGR akışı fazla olursa da yanma kalitesi düşeceğinden, partikül madde salınımı artabilir. Bu yüzden iki sistemin birbirleri ile koordineli çalışması gerekmektedir.

3.2 Hava Yolu Sistemi Modellemesi

Kontrolör tasarımının ve doğrulamasının istenilen şartların sağlanarak gerçekleştirilebilmesi için, sistem dinamiklerini ve sistem üzerindeki doğrusal olmayan etkileri içeren bir model yapısı olması gerekmektedir. İçten yanmalı motorlara yönelik yapılan kontrol çalışmalarında, gerek simulasyon sürelerinin kısaltılması gerek de model karmaşıklığının azaltılması için, model yapıları olabildiğince basitleştirilmeye çalışılır. Kontrol edilecek parametrelerin belirlenmesinin ardından, bu parametrelere etkisi önemli seviyede olan değişkenler modele aktarılır.

Bilindiği gibi kontrolü basit olan sistem yapılarında hız, konum, ivme gibi değerler, birkaç parametre dikkate alınarak modellenir ve istenilen sistem davranışı genellikle

basit kontrolör yapıları kullanılarak sağlanır. Dizel motorlara bu sürecin uygulanabilmesi, karmaşık ve doğrusal olmayan bir sistem yapısı olduğundan dolayı olanaksızdır. Bu yüzden hava yolu sistemi modellenirken performans değişkenlerine etkiyen durumların belirlenmesi ve sistemin bu durumlar dahilinde modellenmesi gerekmektedir.

Literatürde karmaşık modellerin kontrolör tasarımında zorluklara sebep olması da dikkate alınarak oluşturulan bir çok ortalama değer modeli bulunmaktadır. Bu çalışmada, sistem modeli şekil 3.1'deki yapı baz alınarak oluşturulmuştur. Kapsamlı yanma, silindir içi, egzoz arıtma gibi alt sistemlerin modellerini yüksek simulasyon sürelerinden ve karmaşıklığından dolayı içermemektedir.

3.2.1 Emme ve egzoz manifoldu

Emme ve egzoz manifold modelleri oluşturulurken Heywood'un 1988 yılında yayımladığı "Internal Combustion Engine Fundamentals" isimli kitap temel alınmıştır [7]. Manifold modelleri ile ilgili daha sonra yapılan hemen hemen tüm çalışmalarda da bu model esas alınarak ideal gaz denklemi ve kütle korunumu kanunlarına göre oluşturulmuştur.

Manifold yapıları, hava yolu sisteminin, alt sistemleri olarak tanımlanabilir. Motor çevrimi emme manifoldunun açılması ve silindire temiz hava gönderilmesi ile başlar, egzoz manifoldunun açılması ve artık gazların dışarı gönderilmesi ile sona erer. Dolayısıyla her iki tarafta da gaz akışı olmaktadır. Manifold yapılarının koordineli çalışması çevrim esnasında yanmış gazların dışarı atılması ve yeni çevrim süreci için de içeriye temiz hava alınabilmesi açısından önemlidir.

Model oluşturulurken yukarıda da belirtildiği gaz akışı olduğu için ideal gaz denklemi ve enerji ile kütle korunumu kanunları baz alınmıştır. İçeriye alınan ve dışarıya atılan kütle miktarları eşit olmalıdır. Buna bağlı olarak manifoldlardaki basınç değişimi aşağıdaki denklemlerle ifade edilebilir.

$$\dot{p}_{im} = \frac{R_i T_{im}}{V_{im}} (W_k + W_{egr} - W_{mi}) \quad (3.1)$$

$$\dot{p}_{em} = \frac{R_e T_{em}}{V_{em}} (W_{mo} + W_t - W_{egr}) \quad (3.2)$$

3.1 ve 3.2 numaralı denklemler ideal gaz denkleminin düzenlenmiş versiyonlarıdır. R_i ve R_e sembolleri ideal gaz sabitini ifade etmektedir. T_{im} , emme manifoldu sıcaklığını ifade eder ve şekil 3.1’de de görüldüğü üzere borulardaki kayıpların etkisiz olduğu düşünüldüğünde, ara soğutucu sıcaklığına eşit olduğu kabul edilebilir. T_{em} sembolü ise egzoz manifoldu sıcaklığıdır. Yanma prosesinden sonra atılan gazların bu sistem üzerinden geçtiği düşünüldüğünde, hesaplaması için ayrı bir model gerekecektir [44]. Bu süreç silindir modeli kısmında anlatılacaktır. V_{im} ve V_{em} sembolleri, emme ve egzoz manifold hacim değerlerini, W_k , W_{egr} , W_{mi} , W_{mo} ve W_t sembolleri ise sırasıyla kompresör, EGR, silindire giren, çıkan ve türbin akışlarını ifade etmektedir. Bu akış hesapları da silindir, EGR ve türbin modelleri kısmında anlatılacaktır.

Emme ve egzoz manifoldlarındaki akış değerlerine bağlı olarak, manifoldlardaki EGR ve oksijen oranları elde edilebilir. Emme manifolduna giren hava ve EGR miktarlarının toplam gaz kütesini oluşturduğunu düşünürsek, EGR oranı, bu değere bağlı olarak bulunabilir.

$$x_{egr} = \frac{W_{egr}}{W_k + W_{egr}} \quad (3.3)$$

3.3 numaralı denklemde EGR oranı (x_{egr}), kompresör ve EGR üzerindeki akış değerlerine bağlı olarak elde edilmiştir. EGR oranı, direkt olarak dışarıya salınacak partikül madde seviyesini arttırması ve NOx seviyesini düzenlemesinden dolayı gerek motor modeli gerek de kontrolör tasarımı konuları için bu çalışmada önemli bir performans değişkeni olarak belirlenmiştir.

Bilindiği gibi EGR kütesinin içinde de yanma sonucu ortaya çıktığı için, belirli miktarda oksijen bulunmaktadır. Bundan dolayı, manifoldlardaki oksijen yüzdesi hesabında bu durum dikkate alınmaktadır.

$$X_{Oim} = \frac{m_{Oim}}{m_{totim}} \quad (3.4)$$

$$X_{Oem} = \frac{m_{Oem}}{m_{totem}} \quad (3.5)$$

3.4 ve 3.5 numaralı denklemlerde X_{Oim} ve X_{Oem} , manifoldlardaki oksijen yüzdesini, m_{Oim} ve m_{Oem} , manifoldlardaki oksijen kütlelerini ve m_{totim} ile m_{totem} ise manifoldlardaki toplam kütleleri temsil etmektedir.

Oksijen yüzdesi ifadesinin türevini alıp, ideal gaz denklemi ve kütle korunumu yasasını dikkate alarak ifadeleri düzenlersek manifoldlardaki oksijen yüzdesi değişimi için aşağıdaki ifadeleri elde edebiliriz.

$$\dot{X}_{Oim} = \frac{R_i T_{im}}{p_{im} V_{im}} ((X_{Oem} - X_{Oim}) W_{egr} + (X_{Ok} - X_{Oim}) W_k) \quad (3.6)$$

$$\dot{X}_{Oem} = \frac{R_e T_{em}}{p_{em} V_{em}} (X_{Oe} - X_{Oem}) W_{mo} \quad (3.7)$$

İlk denklemde, X_{Ok} kompresör üzerinden geçen oksijen konsantrasyonunu temsil etmektedir. Kompresör üzerinden geçtiği düşünülürse bir nevi atmosferden alınan havadaki oksijen olarak da düşünülebilir. X_{Oe} ifadesi ise, silindirlerden gelen egzoz gazlarının yüzdesini temsil etmektedir. EGR modeli kısmında daha detaylı olarak açıklanacaktır.

EGR akışındaki oksijen oranını hesaplamak için, belirli bir kontrol hacminde yanmış gaz oranı da modellenilebilir. X_{Ox} ifadesini x kontrol hacmindeki oksijen yüzdesi olarak ve F_x ifadesini ise x kontrol hacmindeki yanmış gazların oranı olarak düşünürsek, istenilen kontrol hacmindeki oksijen yüzdesi aşağıdaki denklem ile ifade edilebilir.

$$X_{Ox} = X_{Oc} (1 - F_x) \quad (3.8)$$

Bu denklemde amaç, kompresör üzerinden geçen gaz bileşimindeki oksijen yüzdesinden, yanmış gazların bu yüzdeye olan etkisini çıkarıp x kontrol hacmindeki oksijen yüzdesini elde etmektir.

Manifold modellerinde, 3.8 numaralı denklemde de görüldüğü gibi kontrol edilecek hacim değeri belirlenmeli ve istenilen çıktıların sistemden alınması için farklı çalışma koşulları için uygun değerlere ayarlanmalıdır. Bu yüzden V_{im} ve V_{em} ifadeleri performans parametrelerine bağlı olarak uygun bir optimizasyon yöntemi ile ayarlanabilir. Burada amaç çalışma koşulları için sabit hacim değerlerini elde etmek ve motor modelinde sabit katsayı olarak bu değerleri kullanmaktır.

3.2.2 Silindir modeli

Motor silindirlerindeki süreçler de hava yolu sisteminin optimum performans ile çalışması için önemli yapılardır. Motor çevrimi silindirler içinde gerçekleştiği için, her

ne kadar silindir içine istenilen oksijen seviyesinde hava göndermek yeterli olduğu düşünülse de egzoz manifolduna gönderilen artık gazlarda da oksijen bulunmakta, dolayısıyla EGR akışını etkilemektedir.

Silindir içi süreçlerin davranış analizini yapabilmek için, normal şartlarda yanmanın da burada gerçekleştiğini düşünürsek çok karmaşık bir modele ihtiyaç duyulmaktadır. Yapının farklı bilim alanlarını bir arada bulundurduğunu da göz önünde bulundurduğumuzda ortaya doğrusal olmayan, dolayısıyla kontrol edilebilmesi zor bir yapı çıkmaktadır. Bu yüzden özellikle motordan elde edilecek torkla direkt olarak ilişkili olan silindir içi basınç değeri daha çok haritalardan elde edilen verilere göre modellenmektedir. Her ne kadar bazı dinamik modeller literatürde bulunsun da, motorların farklı çalışma koşulları için modelin, düzenlenmesine ihtiyaç duyulmaktadır. Silindir içi modeller literatürde bazı çalışmalarda kullanılmıştır [35]. Farklı bir çalışmada ise silindir içi model ile ortalama değer modeli birlikte kullanılmıştır [6]. Bu çalışmada krank milinin farklı açı değerlerine bağlı olarak bazı aralıklar belirlenmiş ve bu aralıklardaki silindir içi basınç hesabı için farklı denklemler ya da haritalar kullanılmıştır.

Bu çalışmada ise silindir içi süreçler, akış modeli, egzoz manifoldu sıcaklık modeli ve motor tork modeli olarak üç ayrı kısımda incelenecektir.

3.2.2.1 Silindir akış modeli

Emme manifoldundan silindirlere olan kütle akışı, volumetrik verim kavramı kullanarak modellenilebilir. Volumetrik verim kavramı, motorlarda kontrol performansını etkileyen en önemli etkenlerden biridir.

Volumetrik verim

Volumetrik verim genel olarak silindirlere verilebilecek maksimum hava-yakıt karışımı miktarı olarak tanımlanılabilir.

$$\eta_{vol} = \frac{L_{gerçek}}{L_{max}} \quad (3.9)$$

3.9 numaralı denklemde η_{vol} ifadesi volumetrik verimi, $L_{gerçek}$ ve L_{max} ifadeleri ise silindir içine emilen hava-yakıt karışımı ile maksimum emilebilecek hava-yakıt karışımını temsil etmektedir. Volumetrik verim ifadesi, silindirden elde edilebilecek tork ve güç değerleri ile doğrudan ilişkilidir.

Volumetrik verim değerine, sıkıştırma oranı, motor devir sayısı, hava-yakıt karışımı miktarı, egzoz gaz basıncı, artık gazlar, hava-yakıt karışımı sıcaklığı, motor yükü ve hava fazlalık katsayısı gibi bir çok değişken etki etmektedir.

Volumetrik verim ifadesine bağlı olarak toplam silindir akışı 3.10 numaralı denklemdeki gibi modellenenebilir [27].

$$W_{ei} = \frac{\eta_{vol} p_{im} n_e V_d}{120 R_i T_{im}} \quad (3.10)$$

Burada yine p_{im} ve T_{im} ifadeleri emme manifoldundaki basınç ve sıcaklık değerlerini, n_e , motor hızını, V_d ifadesi ise silindir içerisinde yer değiştiren hacmi temsil etmektedir. Volumetrik verim ifadesi motordan alınan değerlere bağlı olarak emme manifoldu basınç değeri ile motor hız değerine göre bir yaklaşım denklemi ile ifade edilebilir [27].

$$\eta_{vol} = c_{vol1} \sqrt{p_{im}} + c_{vol1} \sqrt{n_e} + c_{vol3} \quad (3.11)$$

3.11 numaralı denklemde görüldüğü gibi, volümetrik verim ifadesi elde edilen motor verilerini kullanarak türetilebilir. Volumetrik verim için literatürde bir çok farklı model yapısı bulunmaktadır. 3.12 ve 3.13 numaralı denklemlerde bu modeller görülmektedir [7].

$$\eta_{vol} = \frac{2 \dot{m}_a}{\rho_{a,i} V_d n_e} \quad (3.12)$$

$$\eta_{vol} = \frac{1}{\varepsilon - 1} \left(\varepsilon \frac{P_1}{P_0} - \frac{P_r}{P_0} \right) \quad (3.13)$$

Yukarıdaki denklemler, volumetrik verimi farklı yollardan bulmaya yöneliktir. Denklemlerde, ρ_{ai} içerideki hava yoğunluğunu, $\dot{m}_a$ silindire her bir çevrimde gönderilen kütle akışını temsil etmektedir. Sonraki denklemde ise ε ifadesi giriş ve çıkıştaki hacim değişimine bağlı bir katsayıdır diğer yandan P_1 emme sürecinin sonundaki basınç değerini, P_0 dış ortam basıncını, P_r ise yanmış gazların basıncını temsil etmektedir.

Her ne kadar volumetrik verim ifadesi için birkaç denklem bulunsun da, denklem değişkenlerini elde edebilmek, dolayısıyla da volumetrik verim ifadesine ait dinamik bir model oluşturmak zordur.

Volumetrik verim hesabında püskürtülen yakıt miktarı da önemlidir. Buna bağlı olarak yakıt akışı aşağıdaki gibi modellenenir [27].

$$W_y = \frac{10^{-6}}{120} u_\delta n_e n_{cyl} \quad (3.14)$$

Bu denklemde W_y yakıt akışını, u_δ silindirlere gönderilen yakıt miktarını, n_{cyl} silindir sayısını ve n_e motor hızını ifade etmektedir. Silindirlere saniyede enjekte edilen yakıt miktarı miligram seviyelerindedir, böylece daha iyi performans alınması sağlanmaktadır.

3.10 ve 3.14 numaralı denklemler silindire gönderilen yakıt ve hava akışlarını ifade etmektedir. Dolayısıyla silindirden çıkan toplam kütle W_y ve W_{mi} ifadelerinin toplanması ile bulunabilir [27].

$$W_{mo} = W_y + W_{mi} \quad (3.15)$$

W_{mo} ifadesi silindirden çıkan toplam gaz kütesini temsil etmektedir. Egzoz gazlarındaki oksijen oranı bulunurken toplam kütle olarak alınacaktır.

Yanmanın daha verimli gerçekleşebilmesi için yakıt ve hava miktarları arasında da ideal bir oran bulunmalıdır. Bu oran literatürdeki bazı kaynaklarda oksijen/yakıt oranı ya da stokiyometrik oran olarak da ifade edilebilir. Lambda (λ) ifadesi de oksijen/yakıt oranı için kullanılmaktadır ancak bu iki ifade mevsimsel yakıt bileşiminin değişmesine bağlı olarak farklılık gösterebilmektedir. Lambda, aşağıdaki formülle ifade edilebilir.

$$\lambda_o = \frac{\text{Hava kütle}}{\text{Yakıt kütle} \cdot (O/F)_s} \quad (3.16)$$

Denklemde görüldüğü gibi, hava yakıt oranının, stokiyometrik orana bölünmesi ile lambda değeri elde edilmektedir. $(O/F)_s$ sembolü, oksijen/yakıt oranını ifade etmektedir. Bunun yanında lambda değerinin bire eşit, birden küçük ve birden büyük olmasına bağlı olarak karışım tipi farklılaşmaktadır. Lambda değeri bire eşit olduğu takdirde bu durum enjekte edilen yakıtla tepkimeye giren hava miktarının, teorik olarak tepkimeye girmesi gereken hava miktarı ile eşit olmasını ifade etmektedir. Lambda değerinin birden küçük olması, tepkimeye girmesi gereken miktarda havanın enjekte edilmediği anlamına gelir, burada karışım, zengin karışım olarak ifade edilir. Lambda değerinin birden büyük olması ise, tepkimeye girmesi gereken hava miktarının olması

gerekenden fazla olduğu anlamına gelir ve burada da karışım, fakir karışım olarak ifade edilmektedir.

Özellikle günümüz teknolojisinde araçlarda egzoz kısmından hemen önce lambda (oksijen) sensörlerinin kullanımı günden güne yaygınlaşmaktadır. Lambda sensörü ile egzoz borusundan hemen önce, yüzeyden geçen oksijen oranının elde edilmesi ve buna bağlı olarak yeni motor çevrimlerinin optimizasyonu sağlanır. Lambda sensöründen alınan verinin kapalı çevrim kontrol algoritmasına sokulmasıyla EGR kontrolü sağlanabilir. Turboşarjlı dizel motorlarda lambda seviyesi tam yükte, 1.15-2 aralığında değişmektedir. Rölanti seviyelerinde ise yük altında değilken 10'dan yüksek değerlere erişmektedir.

Lambda ifadesinin, motor modelinde kullanılacak davranışını ifade eden denklem ise aşağıda görülmektedir [21].

$$\lambda_o = \frac{W_{mi} X_{Oim}}{W_y (O/F)_s} \quad (3.17)$$

3.17 numaralı denklem ile 3.16 numaralı denklemler temelde aynı denklemlerdir. 3.16 numaralı denklemdeki hava kütlesi ifadesi, 3.17 numaralı denklemde havadaki oksijen olarak ifade edilmiştir. Oksijen/yakıt oranı dizel motorlar için önemli performans parametrelerinden birisidir.

Yukarıda lambda değerinin değişimine bağlı olarak karışımın nasıl ifade edildiği konusuna değinilmişti. Partikül madde oluşumundan kaçınmak için, lambda değerinin 1'den büyük olması beklenir. Buna bağlı olarak, yanmamış gazların oksijen yüzdesini ifade eden denklem aşağıda görülmektedir [21].

$$X_{Oe} = \frac{W_{mi} X_{Oim} - W_t (O/F)_s}{W_{mo}} \quad (3.18)$$

3.18 numaralı denklemde, silindir içine gönderilen havadaki oksijen yüzdesi ile, türbin üzerindeki akışın, stokiyometrik oranla ilişkisine bağlı olarak, yanmamış oksijen yüzdesi hesaplanmıştır. Yanmamış oksijen yüzdesi ifadesinin elde edilmesi ile birlikte içeri püskürtülmesi gereken havadaki oksijen oranı, yanma sonrası oluşacak NO_x ve partikül madde oranları hakkında öngörude bulunabiliriz, dolayısıyla bu ifadenin doğru olarak elde edilmesi oldukça önemlidir.

3.2.2.2 Egzoz manifoldu sıcaklık modeli

Silindir çıkış sıcaklığı modeli ile egzoz borularındaki ısı kayıplarını içeren modellerden oluşmaktadır. Literatürde bu konudaki en kapsamlı çalışma Skogtjarn (2002) tarafından yapılmıştır [44]. Yapılan çalışmada egzoz manifold sıcaklık hesaplaması için enerji denge modelinden yararlanılmıştır. Isı enerjisinin değişimi aşağıdaki denklemle ifade edilmektedir.

$$\dot{Q} = W c \Delta T \quad (3.19)$$

Motor çevrimindeki süreçlere bağlı olarak ısı değişimi denklem 3.20 ile ifade edilebilir.

$$W_{im} c_p (T_{im} - T_{em}) + \dot{Q}_{fuel} - \dot{Q}_{tp} - \dot{Q}_{ht} = 0 \quad (3.20)$$

Bu denklemde, $W_{im} c_p (T_{im} - T_{em})$ kalıbı, emme manifoldundan egzoz manifolduna gaz akışındaki ısı değişimini ifade etmektedir. c_p sembolü burada sabit basınçta özgül ısı kapasitesini ifade etmektedir. $\dot{Q}_{fuel}$, yakıt kütlesinin değişimine bağlı olarak ısı değişimini ifade eder. Yakıtı ısıtmak için gereken enerji, yakıt akışı ve püskürtülen yakıt miktarına bağlı olarak değişir. $\dot{Q}_{tp}$ ve $\dot{Q}_{ht}$ ise motor tork oluşumu ve yanma odasındaki süreçlerden dolayı oluşan ısı transferlerini ifade etmektedir. Tork oluşumuna bağlı ısı transfer değeri ise tork ve krank devrine bağlı olarak değişmektedir.

Bu faktörler dikkate alındığında, 3.20 numaralı denklemden egzoz manifoldu sıcaklığının hesaplanması için gerekli formül elde edilebilir.

$$T_{em} = T_{im} + \frac{\dot{Q}_{fuel} - \dot{Q}_{tp} - \dot{Q}_{ht}}{W_{im} c_p} \quad (3.21)$$

3.21 numaralı denklemde gösterilen model her ne kadar basit gibi gözükse de, ısı değişimlerini hesaplayabilmek için bir çok veriye ihtiyaç vardır. Bu yüzden yukarıda da belirtildiği gibi modeli silindir çıkış sıcaklığı ve egzoz gazındaki kayıpları ayrı ayrı ifade ederek ayrıştırabiliriz. Böylece model analizleri gerçekleştirilirken alt sistemler bazında daha yüksek doğruluklu sonuçlar elde edilebilir.

Silindir çıkış sıcaklığı modeli

Çıkış sıcaklığı modeli iki farklı yaklaşımın birleştirilmesi ile elde edilmiştir [44].

Skogtjarn'ın yaptığı çalışmada silindir çıkış sıcaklığı modeli ile ilgili de Otto ve Seliger çevrimlerine bağlı olarak iki yaklaşım bulunmaktadır [44]. Bu çalışmada Seliger çevrimine bağlı olarak elde edilen yaklaşım kullanılmıştır ve elde edilen denklem aşağıda görülmektedir.

$$T_e = \eta_{sc} \Pi_e^{1-1/\gamma_a} r_c^{1-\gamma_a} x_p^{1/\gamma_a-1} * (q_{in} \left(\frac{1-x_{cv}}{c_{pa}} + \frac{x_{cv}}{c_{pa}} \right) + T_1 r_c^{\gamma_a-1}) \quad (3.22)$$

Bu denklemde η_{sc} sembolü ideal olmayan çevrimler için kompanzasyon faktörünü, x_{cv} sabit hacimli yanma reaksiyonunda tüketilen yakıt oranını ifade eder. Sabit hacimli yanma reaksiyonunda kullanılmayan yakıt oranı ise sabit basınçlı yanma reaksiyonunda kullanılır. Sabit hacimli yanma reaksiyonunda tüketilen yakıt oranı yanmanın başlangıç zamanına (SOC), SOC ise enjeksiyon başlangıç zamanı ile, emme manifoldundaki akışa bağlıdır, buna bağlı olarak x_{cv} ifadesi için bir modelleme yapılmamıştır, çevrim süreçlerinde sabit olarak kabul edilmiştir, 1 değerine eşit olduğunda Seliger çevrimi ile Otto çevrimi aynı olmaktadır. η_{sc} yani kompanzasyon faktörü ise egzoz manifoldu sıcaklık modelindeki değişimlere bağlı olarak türetilir. Dolayısıyla çevrim başına enjekte edilen yakıt miktarı, emme manifoldu akış kütlesi, enjeksiyon başlangıç zamanı ve krank milinin devir sayısına bağlıdır.

$$\eta_{sc} = \eta_{sc}(\delta, W_{im}, \alpha, n_e) \quad (3.23)$$

Bunun dışında, Π sembolü, egzoz manifoldu basıncının, emme manifoldu basıncına oranını, x_p sembolü ise yanma sonrası basıncının, yanma öncesi basıncına oranını ifade eder. Bu oran aynı zamanda 3.24 numaralı denklemde kullanılan ifadeye eşittir.

$$x_p = \frac{p_3}{p_2} = 1 + \frac{q_{in} x_{cv}}{c_{va} T_1 r_c^{\gamma_a-1}} \quad (3.24)$$

Her iki denklemde de kullanılan r_c sembolü emme sonrası hacim değeri ile, yanma öncesi hacim değerlerinin oranını, q_{in} birim kütle başına, çevrimdeki spesifik enerji içeriğini, T_1 , emme valfi kapandığında, yani emme çevriminden sonraki sıcaklığı ve c_{va} ise sabit hacimde havanın, özgül ısı sıcaklık kapasitesini ifade etmektedir. q_{in} ve T_1 değerlerini hesaplamak için 3.25 ve 3.26'daki denklemler kullanılmaktadır.

$$q_{in} = \frac{W_y q_{HV}}{W_{mi} + W_y} (1 - x_r) \quad (3.25)$$

$$T_1 = x_r T_e + (1 - x_r) T_{im} \quad (3.26)$$

Spesifik enerji değişimi hesaplanırken, yakıt akışı ile yakıtın ihtiyaç duyduğu ısı enerjisi çarpılarak çevrime girecek toplam akış kütlelerine oranı alınır. Kullanılan $1-x_r$ ifadesi ise artık gazlar dışındaki gazların oranını ifade etmektedir. T_1 sıcaklığı ise yukarıda da belirtildiği gibi, emme valfi kapandığında yani emme çevriminden sonraki sıcaklık değerini ifade ettiği için, egzoz tarafındaki artık gaz oranının sıcaklığına bağlı katsayı ile, emme tarafındaki artık olmayan gaz oranının sıcaklığına bağlı katsayının farkına eşittir. Bunu bir nevi sıcaklık farkı olarak düşünebiliriz.

Artık gaz yüzdesini hesaplamak için ise Otto çevrimi baz alınarak 3.27 numaralı denklem oluşturulabilir.

$$x_r = \frac{V_2}{V_1} \frac{V_2}{V_3} \left(\frac{p_{em}}{p_{im}} \right)^{\frac{1}{\gamma_a}} \left(1 + \frac{q_{in} x_{cv}}{c_{va} T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma_a - 1}} \right)^{-1/\gamma_a} \quad (3.27)$$

Burada V_3 yanma sonrası hacim değerini, V_2 yanma öncesi hacim değerini, V_1 ise emme sonrası hacim değerini ifade etmektedir. Yanma sonrası hacim değeri, q_{in} , x_{cv} ve T_1 'e bağlı olarak 3.28 numaralı denklemdeki gibi modellenenir.

$$V_3 = V_2 \left(\left(1 + \frac{q_{in}}{c_{pa} \left(\frac{q_{in}}{x_{cv}} + T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma_a - 1} \right)} \right) (1 - x_{cv}) \right) \quad (3.28)$$

Yanma sonrası ve yanma öncesi hacim değerlerini de 3.29 numaralı denkleme göre oranlayabiliriz. Oranı x_v ile ifade edersek,

$$x_v = \left(1 + \frac{q_{in} (1 - x_{cv})}{c_{pa} \left(\frac{q_{in} x_{cv}}{c_{va}} + T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma_a - 1} \right)} \right) \quad (3.29)$$

Görüldüğü gibi silindir çıkış sıcaklık modelindeki değerler birbirlerine direkt olarak bağlılardır ve model doğrusal olmayan bir yapıya sahiptir. Bu yüzden, silindir çıkış sıcaklığı, x_r ve T_1 ifadelerinin ilk değerlerine bağlı olarak iterasyon yapılarak hesaplanabilir. İterasyon, q_{in} , x_p , x_v , x_r , T_e ve T_1 ifadelerinin denklemlerine bağlı olarak yapıldığı takdirde bir sonraki değerler, bir önceki değerlere bağlı olacağı için anlamlı veriler elde edilebilir. İterasyon uygulanacak denklem yapıları aşağıdaki denklemlerde görülmektedir.

$$q_{in,k+1} = \frac{W_y q_{HV}}{W_{mi} + W_y} (1 - x_{r,k}) \quad (3.30)$$

$$x_{p,k+1} = 1 + \frac{q_{in,k+1} x_{cv}}{c_{Va} T_{1,k} r_c^{\gamma_a - 1}} \quad (3.31)$$

3.30 ve 3.31 numaralı denklemlerde görüldüğü gibi birim kütle başına spesifik enerji miktarı bulunmakta ve bu değere bağlı olarak, yanma sonrası basıncının, yanma öncesi basınca oranı elde edilmektedir.

$$x_{v,k+1} = \left(1 + \frac{q_{in,k+1} (1 - x_{cv})}{c_{pa} \left(\frac{q_{in,k+1} x_{cv}}{c_{va}} + T_{1,k} \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma_a - 1} \right)} \right) \quad (3.32)$$

$$x_{r,k+1} = \frac{\Pi_e^{1/\gamma_a} x_{p,k+1}^{-1/\gamma_a}}{r_c x_{v,k+1}} \quad (3.33)$$

3.32 ve 3.3 numaralı denklemlerde ise q_{in} ve x_p değerlerinin çevrimlerdeki değişimine bağlı olarak x_v ve x_r değerleri elde edilmiştir.

$$T_{e,k+1} = \eta_{sc} \Pi_e^{1-1/\gamma_a} r_c^{1-\gamma_a} x_{p,k+1}^{\frac{1}{\gamma_a}-1} \left(q_{in,k+1} \left(\frac{1-x_{cv}}{c_{pa}} + \frac{x_{cv}}{c_{va}} \right) + T_{1,k} r_c^{\gamma_a-1} \right) \quad (3.34)$$

$$T_{1,k+1} = x_{r,k+1} T_{e,k+1} + (1 - x_{r,k+1}) T_{im} \quad (3.35)$$

Denklemlerden görüldüğü üzere silindir çıkışındaki sıcaklık değeri bir önceki sıcaklık değeriyle dolayısıyla modeli oluşturan tüm denklemlerin önceki değerleri ile ilişkilidir. Her ne kadar model davranışı karmaşık olsa da literatürde daha iyi sonuçlar veren bir yöntem bulunmamaktadır. Silindir içi sıcaklık değeri hesabı için direkt olarak motor haritalarından da faydalanılabilir.

Egzoz borularında oluşan ısı kayıpları

Silindir çıkış modeli her ne kadar egzoz manifoldu sıcaklığı hakkında bir fikir veriyor olsa da, silindir ve egzoz manifoldu arasındaki taşınma sürecindeki kayıplar göz ardı edilmektedir. Egzoz borularında oluşan ısı kayıplarına ait model, Eriksson'un 2002 yılında yayınladığı makaledeki modele göre düzenlenmiştir [45]. Modele ait denklem aşağıda görülmektedir. Denklemden egzoz manifoldu sıcaklığı bulunurken çevre sıcaklığı, egzoz sıcaklığı ve boru geometrisi dikkate alınmıştır.

$$T_{em} = T_{\text{çevre}} + (T_e - T_{\text{çevre}}) e^{-\frac{h_{\text{tot}} \pi d_{\text{boru}} l_{\text{boru}} n_{\text{boru}}}{W_{mo} c_{pe}}} \quad (3.36)$$

3.36 numaralı denklemde $T_{\text{çevre}}$ sembolü çevre sıcaklığını, h_{tot} sembolü toplam ısı transfer katsayısını, d_{boru} boru yarıçapını, l_{boru} boru uzunluğunu ve n_{boru} ise boru sayısını temsil etmektedir.

Egzoz manifoldu sıcaklık modelinde, farklı motor verilerine göre ideal olmayan çevrimlerde kompanzasyon faktörü olarak kullanılan η_{sc} , sabit hacimli yanma reaksiyonunda kullanılan yakıt oranını gösteren x_{cv} ve toplam ısı transfer katsayısı için kullanılan h_{tot} değerleri hesaplanabilir. Hesaplama yapılırken egzoz manifoldu modelinden elde edilen veri ile, ölçülen veri arasındaki hata işareti minimize edilmelidir.

3.2.2.3 Motor tork modeli

Motor torku, motor performansına bağlı olarak değişen en önemli parametrelerden biridir. Modeli elde edilirken, görülen toplam tork değerinden, manifoldlar arasındaki basınç farkından dolayı kayıp oluşmasına neden olan pompalama torku ve sürtünme torkları çıkartılacaktır. Bunlara bağlı olarak tork denklemi şu şekilde olacaktır [7].

$$M_e = M_{ig} - M_p - M_{fric} \quad (3.37)$$

3.37 numaralı denklemde M_e motor torkunu, M_{ig} görülen tork değerini, M_p pompalama torkunu ve M_{fric} ise sürtünmeden torklarını ifade etmektedir. Pompalama torku yukarıda da belirtildiği gibi egzoz ve emme manifoldları arasındaki basınç farkından dolayı oluşan kaybı ifade eder ve 3.38 numaralı denklemle ifade edilebilir.

$$M_p = \frac{V_d}{4 \pi} (p_{em} - p_{im}) \quad (3.38)$$

3.38 numaralı denklemde pompalama torku, basınç ile hacimin çarpımından elde edilmesinden yola çıkılarak hesaplanmıştır.

Görülen tork modeli ise motordaki silindir sayısı n_{cyl} , püskürtülen yakıt miktarı u_δ , yakıtın kütlesine göre gereken ısıtma enerjisi q_{HV} ve verim η_{ig} değerlerine bağlı olarak 3.39 numaralı denklemdeki gibi oluşturulabilir.

$$M_{ig} = \frac{u_{\delta} 10^{-6} n_{cyl} q_{HV} \eta_{ig}}{4 \pi} \quad (3.39)$$

3.39 numaralı denklemde görüldüğü üzere silindir sayısı, ısıtma enerjisi ve verim sabit olacağı için tork direkt olarak püskürtülen yakıt miktarı ile ilişkilidir.

Verim ifadesi, motorun her zaman en iyi enjeksiyon zamanlarında çalıştığını varsayarak denklem 3.40'taki gibi modellenenebilir.

$$\eta_{ig} = \eta_{igch} \left(1 - \frac{1}{r_c^{\gamma_{cyl}-1}} \right) \quad (3.40)$$

η_{igch} denklemde ölçümlere bağlı olarak elde edilen düzeltme katsayısı olarak, γ_{cyl} ise silindir içindeki gazın özgül ısı kapasitesi olarak kullanılmaktadır [27].

Sürtünme torku ise motor hızı ve silindir içinde yer değiştiren hacim değerlerine bağlı olarak bir yaklaşım modeli ile elde edilebilir [27].

$$M_{fric} = \frac{V_d}{4 \pi} 10^5 \left(c_{fric1} \left(\frac{n_e}{1000} \right)^2 + c_{fric2} \left(\frac{n_e}{1000} \right) + c_{fric3} \right) \quad (3.41)$$

3.41 numaralı denklemde c katsayıları, gerçek zamanlı motor verilerine bağlı olarak aradaki hata değeri minimize edilmeye çalışılarak hesaplanabilir.

3.2.3 EGR valfi modeli

EGR sistemi daha önce de belirtildiği gibi emme manifolduna gönderilen havadaki oksijen oranının seyreltilmesi konusunda önemli bir rol oynamaktadır. EGR akışı modelin bir bölümünü oluştururken, modelin diğer kısmını EGR valfinin çevrimlere göre akış kontrolünü sağlayacak olan eyleyici modeli oluşturacaktır.

3.2.3.1 EGR valfi akış modeli

EGR valf modeli elde edilirken modelin basitleştirilmesi için, sıkıştırılabilir akış kısıtları dikkate alınmış ve ters yönde akış olmadığı yani emme manifoldu basıncı, egzoz manifoldu basıncından yüksek olduğu durumların, motorun çalışma noktalarının çok az bir bölümünü oluşturduğu varsayılmıştır.

Akış kısıtlamalı valflerdeki sıkıştırılabilir akış hareketi için Heywood, 1988 yılında yayınladığı kitabında aşağıdaki denklemleri kullanmıştır [7].

$$\dot{W} = \frac{C_D A_T p_0}{\sqrt{R T_0}} \left(\frac{p_T}{p_0} \right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_0} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \quad (3.42)$$

$$W = \frac{C_D A_T p_0}{\sqrt{R T_0}} \gamma^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (3.43)$$

Denklemlerde T_0 ve p_0 durgun durumdaki sıcaklık ve basınç değerlerini, R gaz sabitini, A_T akışın gerçekleştiği alanı, C_D boşaltım katsayısını, (p_T/p_0) akış esnasında basıncın durgun andaki basınca oranını ve γ ise özgül ısı transfer kapasite oranını göstermektedir. 3.42 numaralı denklem γ değeri kritik değerin altında olduğunda kullanılmakta, 3.43 numaralı denklem ise akışın kısıtlı olduğu durumlarda kullanılmaktadır. EGR valf modeli oluşturulurken bu denklemlerdeki yaklaşımlar baz alınacaktır.

Ters yönde akış olduğu durumlarda egzoz manifoldunda sıcaklık ve oksijen yüzdeleri ile EGR akış sıcaklığı ve gaz sabiti değişmektedir. Model, bu durumlar göz önüne alınarak genişletilebilir ancak ters yönde akış sadece düşük motor hızlarında ve yüksek tork elde edilirken turbo sisteminin maksimum seviyede çalıştığı koşullarda gerçekleşmektedir. Bu yüzden etkisi ihmal edilebilir.

EGR valf akışı, EGR alanını ifade eden A_{egr} , enerji transfer katsayısı Ψ_{egr} ve egzoz manifoldundaki gazların basınç, sıcaklık ve gaz sabiti değerlerine bağlıdır. Valf akışını ifade eden denklem aşağıda görülmektedir [7].

$$W_{egr} = \frac{A_{egr} p_{em} \Psi_{egr}}{\sqrt{T_{em} Re}} \quad (3.44)$$

3.44 numaralı denklemde bulunan enerji transfer katsayısı, EGR sistemindeki basınç oranına bağlı olarak aşağıdaki gibi gösterilebilir [27].

$$\psi_{egr} = 1 - \left(\frac{1 - \Pi_{egr}}{1 - \Pi_{egropt}} - 1 \right)^2 \quad (3.45)$$

Π_{egr} değeri emme ve egzoz manifold basınçlarının oranına bağlı olarak denklem 3.46'daki gibi ifade edilebilir [27].

$$\Pi_{egr} = \begin{cases} \Pi_{egropt} & \text{if } \frac{p_{im}}{p_{em}} < \Pi_{egropt} \\ \frac{p_{im}}{p_{em}} & \text{if } \Pi_{egropt} \leq \frac{p_{im}}{p_{em}} \leq 1 \\ 1 & \text{if } 1 < \frac{p_{im}}{p_{em}} \end{cases} \quad (3.46)$$

Π_{egropt} , basınç değeri için optimal bir oran olduğunu ifade etmektedir. Bu oran egzoz gazlarının özgül ısı kapasite oranına göre değişmektedir, buna bağlı denklem aşağıdaki gibidir.

$$\Pi_{egropt} = \left(\frac{2}{\gamma_e + 1} \right)^{\frac{\gamma_e}{\gamma_e - 1}} \quad (3.47)$$

EGR modelinin iyileştirilebilmesi için efektif akış alanı ifadesi için de eyleyici dinamiklerine bağlı olarak 3.48 numaralı denklem oluşturulabilir.

$$A_{egr} = A_{egrmax} f_{egr} (\tilde{u}_{egr}) \quad (3.48)$$

Burada f_{egr} ifadesi EGR valfinin açıklığını kontrol eden eyleyici dinamiklerine bağlı bir fonksiyondur, u_{egr} değeri 0 olduğunda valf tamamen kapalı olacak, 100 olduğunda ise tamamen açık olacaktır. Buna ve EGR sistemi üzerinden alınan verilere bağlı olarak, efektif alanı hesaplamak için f_{egr} sonraki bölümlerde türetilcektir. Modelde simulasyon ve gerçek akış değerleri arasındaki farka göre Π_{egr} , Ψ_{egr} ve f_{egr} ifadesini oluşturan polinom katsayıları düzenlenebilir. Buna bağlı olarak sabit model katsayıları elde edilir.

3.2.3.2 EGR valfi eyleyici modeli

Eyleyici modeli, ikinci dereceden aşım yapan ve zaman gecikmesi olan bir sistem olarak varsayılarak modellenenebilir. Literatürde dinamik model simulasyon sonuçlarında EGR valfi için belirlenen referans pozisyon değerine bağlı olarak sistem davranışı genellikle bu şekilde görülmektedir [27]. Modeli iki ayrı birinci derece sistem olarak düşünersek aşağıdaki denklemlerle eyleyici dinamiklerindeki değişim ifade edilebilir.

$$\tilde{u}_{egr} = K_{egr} \tilde{u}_{egr1} - (K_{egr} - 1) \tilde{u}_{egr2} \quad (3.49)$$

3.49 numaralı denklemdeki, değişkenleri de aşağıdaki denklemlerle ifade edebiliriz.

$$\dot{u}_{egr1} = \frac{1}{\tau_{egr1}} [u_{egr}(t - \tau_{degr}) - \tilde{u}_{egr1}] \quad (3.50)$$

$$\dot{u}_{egr2} = \frac{1}{\tau_{egr2}} [u_{egr}(t - \tau_{degr}) - \tilde{u}_{egr2}] \quad (3.51)$$

3.49, 3.50 ve 3.51 numaralı denklemlerde EGR valf pozisyonu $\tilde{u}_{egr}$, $\tilde{u}_{egr1}$, $\tilde{u}_{egr2}$ ve K_{egr} katsayılarına bağlı olarak ifade edilmiş ve devamında da $\tilde{u}_{egr1}$ ve $\tilde{u}_{egr2}$ değişkenlerinin değişim davranışı gösterilmiştir. Burada τ_{egr1} ve τ_{egr2} birinci derece sistemlerdeki zaman sabitlerini, τ_{degr} zaman gecikmesini ve K_{egr} ise aşım değerini kompanze eden kazanç sabitini ifade etmektedir. Zaman sabitleri ve kazanç sabiti, EGR valfinin pozisyonuna bağlı olarak elde edilen hata verisine göre farklı çalışma koşulları için düzenlenilebilir.

3.2.4 Turboşarj sistem modeli

Turboşarj sistemi önceki bölümlerde de belirtildiği gibi motor çevrimi için emme manifolduna temiz hava akışını sağlayan sistemdir. Kompresör ve türbin sistemlerinden oluşmakta ve çalışması için gereken gücü egzoz gazlarının çıkış basıncı ile ortaya çıkan enerjiden sağlamaktadır. Turboşarj sistemi modern içten yanmalı motor yapıları için vazgeçilmezdir.

Turboşarj sistem modelinde turbo eylemsizlik modeli, türbin modeli, VGT eyleyici modeli ve kompresör modelleri oluşturulacaktır. VGT eyleyici yapısı ile emme manifolduna gönderilecek olan hava miktarının kontrolü sağlanacak, böylece yanma esnasında belirli sıcaklık değerlerinin üstünde ortaya çıkan NOx gazlarının emisyon sınırlarını aşmaması sağlanmaya çalışılacaktır. Emme manifolduna gönderilecek havadaki oksijen yüzdesi motor performansı için de önemlidir, dolayısıyla emisyon ve performans arasında bir optimizasyon problemi söz konusudur.

3.2.4.1 Türbin eylemsizlik modeli

Newton'un ikinci yasası, kuvvetin, ivme ve kütle değerlerine bağlı olduğunu ifade eder. Eylemsizlik modeli oluşturulurken de bu yaklaşım baz alınmıştır. Türbin ve kompresör üzerinde oluşan güç değerleri arasındaki farka bağlı olarak model 3.52 numaralı denklemdeki gibi ifade edilebilir [21].

$$\dot{W}_t = \frac{P_t \eta_m - P_k}{J_t w_t} \quad (3.52)$$

Denklemden J_t türbin eylemsizliğini, P_t ve P_k türbin ve kompresör güç değerlerini, w_t turbo hız değerini ve η_m ise türbinin mekanik verim değerini ifade etmektedir. Eylemsizlik değerinin farklı çalışma koşullarına göre sabit bir değere ayarlanması ile model kullanılabilir.

3.2.4.2 Türbin modeli

Türbin sistemi belirtildiği gibi egzoz gazlarının basıncı ile harekete geçmekte ve enerjisini bir mil yardımıyla kompresöre aktarmaktadır. Türbin üzerindeki akış, türbin verimi ve VGT eyleyicisinin davranışı türbin modelini oluşturmaktadır.

Türbin verim modeli

Heywood, 1988 yılında yayınladığı kitabında türbin akış değişimi ile kompresör akış değişimi arasında, türbinin mekanik verim değerine bağlı bir yaklaşımda bulunmuştur [7]. Bu yaklaşım da dikkate alınarak türbin verimi düşünüldüğünde oluşan güç değeri egzoz manifoldu ve türbin arasındaki sıcaklık ve basınç farkına bağlı olarak aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\eta_t = \frac{P_t}{P_{t,s}} = \frac{T_{em} - T_t}{T_{em} (1 - \Pi_t^{1-\gamma_e})} \quad (3.53)$$

3.53 numaralı denklem kütle, özgül ısı kapasitesi ve sıcaklık farkına bağlı olan ısı enerjisi formülünden türetilmiştir, T_t ifadesi, türbin sonrası sıcaklık değerini, Π_t ise çevre sıcaklığı ile egzoz manifoldu sıcaklığı arasındaki oranı göstermektedir. Buradaki çevre sıcaklığı ifadesi egzoz sonrasındaki sistem durumuna göre değişmektedir. Örneğin eğer egzoz arıtma sistemi bulunuyorsa alınması gereken değer çevre sıcaklığı olmayacak, arıtma sistemindeki sıcaklık değeri olacaktır. $P_{t,s}$ ise entropi değişimi olmayan durumdaki güç değerini ifade etmektedir, davranışını gösteren denklem aşağıda görülmektedir.

$$P_{t,s} = W_t c_{pe} T_{em} (1 - \Pi_t^{1-\gamma_e}) \quad (3.54)$$

W_t türbin üzerindeki akışı, c_{pe} sabit basınçta özgül ısı kapasitesini göstermektedir. 3.54 numaralı denklemde sıcaklık farkı hesaplanırken görüldüğü gibi direkt olarak türbin

ve egzoz manifoldu arasındaki fark dikkate alınmıştır ancak bu iki alt sistem arasında da sıcaklık kaybı oluşabilir. Her ne kadar bu durumun dikkate alınması gerekiyor olsa da gerek bu noktalardan veri almak gerek de buradaki kayıpları modele adapte edebilmek zor süreçlerdir. Bu yüzden sorun sayısal yöntemlerle çözülmelidir. Literatürde bu durumla alakalı mekanik verim ile türbin verimi birleştirilerek aradaki hata değerlerini tolere edebilecek yeni bir verim parametresi kullanılmıştır [22].

Türbin eylemsizlik modeli kısmında 3.52 numaralı denklemde eylemsizliğin türbin ve kompresör arasındaki güç farkının türbinin mekanik verim değerine bağlı olarak değiştiği belirtilmişti. Sürekli hal koşullarında bu iki değer eşit olacağından eylemsizlik sıfır olacaktır. Buna bağlı olarak yeni verim parametresi yine ısı enerji denklemine göre 3.55 numaralı denklemdeki gibi düzenlenebilir.

$$\eta_{tm} = \frac{P_k}{P_{t,s}} = \frac{W_k c_{pa} (T_k - T_{\text{çevre}})}{W_t c_{pe} T_{em} (1 - \Pi_t^{1-1/\gamma_e})} \quad (3.55)$$

Bu denklemde T_k kompresör sonrası sıcaklığı, W_k kompresör akışını ifade etmektedir. 3.55 numaralı denklem, emme manifoldu ve türbin sıcaklığı arasındaki farkı içermemekte ve kompresör ile çevre sıcaklığı arasındaki fark sıcaklık değerleri daha düşük olduğu için daha doğru sonuçlar vermektedir. Bu yüzden 3.55 numaralı denklem 3.53 numaralı denkleme göre daha geçerli olmaktadır. Ek olarak türbin gücü ve mekanik verim değerlerinin modeline ihtiyaç duyulmamaktadır.

3.54 ve 3.55 numaralı denklemleri birleştirirsek kompresör gücü için 3.56 numaralı denklem elde edilebilir.

$$P_t \eta_m = P_{t,s} \eta_{tm} = \eta_{tm} W_t c_{pe} T_{em} (1 - \Pi_t^{1-1/\gamma_e}) \quad (3.56)$$

Literatürde bir çalışmada, η_{tm} ifadesinin hesaplanması için türbin kanatlarının dönüş hızına bağlı bir veri olan BSR (kanat hız oranı) değeri kullanılarak aşağıdaki denklem elde edilmiştir [47].

$$\eta_{tm} = \eta_{tm,max} - c_m (BSR - BSR_{opt})^2 \quad (3.57)$$

BSR ifadesi literatürde özellikle de rüzgar türbinleri için TSR (teğetsel hız oranı) olarak da geçmektedir. Rüzgar türbinlerinde, kanatların teğetsel hızı ile, rüzgarın hızı arasındaki oranı ifade ederken, turboşarj sisteminde bulunan türbin için ise yine

kanatların teğetsel hızının, o andaki basınç değerinde eş entropili olarak genişleyen gaz hızına oranını ifade etmektedir. Bu oran, aşağıdaki denklemle ifade edilebilir [21].

$$BSR = \frac{R_t w_t}{\sqrt{2 c_{pe} T_{em} (1 - \Pi_t^{1-1/\gamma_e})}} \quad (3.58)$$

3.58 numaralı denklemde R_t türbin kanat yarıçapını göstermektedir. Türbin kanatlarının teğetsel hızı, o andaki gaz hızına bölünmüştür.

Ek olarak, turbo sistemindeki mekanik kayıplar da, turbo hızına bağlı bir denklem yaklaşımı ile modellenebilir. Kontrol algoritmaları elde edilirken, η_{tm} verim değeri ile birlikte bu kayıpların model davranışı üzerine etkisi de dikkate alınacaktır.

Türbin akış modeli

Akış modeli oluşturulurken türbindeki maksimum alan A_{vgtmax} , VGT konumunu değiştiren eyleyici sinyali $\tilde{u}_{egr}$, egzoz manifoldu basıncı, sıcaklığı, gaz sabiti ve egzoz manifoldu ile arasındaki sıcaklık oranı gibi değerler dikkate alınmalıdır. Buna bağlı olarak model aşağıdaki denklemle ifade edilebilir [7].

$$W_t = \frac{(A_{vgtmax} f_{\Pi_t}(\Pi_t) f_{vgt}(\tilde{u}_{vgt})) p_{em}}{\sqrt{T_{em} R_e}} \quad (3.59)$$

Aradaki basınç oranı düştüğünde akış miktarı daha fazla olmaktadır ancak bu akış halindeki gazların sonik duruma erişmesine dolayısıyla da akışın tıkanmış olup olmamasına bağlıdır. Literatürde bu durum Venturi efekti ile bağlantılıdır ve “choked flow” olarak ifade edilmektedir [51]. Venturi efekti çapı değişen bir boru içerisinde ilerleyen bir sıvının basınç değerinin, borunun en geniş olduğu kesimde en büyük, hızının ise bu bölgede en küçük değerine ulaştığını anlatan bir kanundur. Homojen bir sıvı, adyabatik koşullara eriştiğinde akış tıkanmaya başlar, “choked flow” durumu bununla ilişkilidir ve 3.60 numaralı denklemle ifade edilebilir [21].

$$f_{\Pi_t}(\Pi_t) = 1 - \Pi_t^{K_t} \quad (3.60)$$

Bu denklemde K_t ifadesi basınç oranı fonksiyonu için bir katsayıdır ve türbin karakteristiğine dolayısıyla da türbin üzerinden elde edilecek ölçümlere bağlıdır. Model yapısı dinamik ve alt sistemler arasındaki bağlantı doğrusal olmayan fonksiyonlarla ifade edilebildiği için böyle bir yaklaşım yapılmıştır.

VGT kontrol sinyali u_{vgt} arttığında, efektif hareket alanı da artacağı için türbin sistemi üzerinden daha fazla kütle akışı sağlanacaktır. Kontrol sinyali küçüldüğünde ise türbin geometrisine bağlı olarak akış alanı daralacak ve böylece emme manifolduna daha az miktarda temiz hava gönderimi sağlanacaktır. Bu davranış 3.61 numaralı denklemle ifade edilebilir [27].

$$\left[\frac{f_{vgt}(\tilde{u}_{vgt}) - c_{f2}}{c_{f1}} \right]^2 + \left[\frac{\tilde{u}_{vgt} - c_{vgt2}}{c_{vgt1}} \right]^2 = 1 \quad (3.61)$$

3.61 numaralı denklemde f_{vgt} efektif akış alanına bağlı fonksiyonu, $\tilde{u}_{vgt}$ ise VGT eyleyici dinamiklerini ifade eder. c ile gösterilen katsayılar ise efektif akış alanının elips şeklinde modellenmesi için kullanılan model katsayılarıdır. Eğer f_{vgt} , 3.61 numaralı denkleme göre düzenlenirse 3.62 numaralı denklem elde edilecektir.

$$f_{vgt}(\tilde{u}_{vgt}) = c_{f2} + c_{f1} \sqrt{\max\left(0, 1 - \left(\frac{\tilde{u}_{vgt} - c_{vgt2}}{c_{vgt1}}\right)^2\right)} \quad (3.62)$$

Türbin akışı, yakıt akışı ve kompresör üzerindeki akış değerlerinin toplamına bağlıdır, dolayısıyla modelin farklı çalışma koşulları için parametreleri elde edilirken yakıt akışı ile kompresör akışının toplamı ile türbin akışı arasındaki farkın minimize edilmesi sağlanacaktır. Burada amaç hedef bir değer belirleyip, bu referans değere bağlı olarak modeldeki diğer dinamikleri ayarlamaktır.

VGT eyleyici modeli

VGT üzerindeki akışı kontrol eden eyleyici de EGR sistemindeki eyleyiciler gibi birinci dereceden sistemler olarak düşünülüp modellenebilir [21].

$$\dot{\tilde{u}}_{vgt} = \frac{1}{\tau_{vgt}} (u_{vgt}(t - \tau_{dvgt}) - \tilde{u}_{vgt}) \quad (3.63)$$

3.63 numaralı denklemde τ_{vgt} ve τ_{dvgt} sembolleri zaman sabiti ve zaman gecikmelerini ifade etmektedir.

3.2.4.3 Kompresör modeli

Kompresör sistemi önceki kısımlarda da belirtildiği gibi emme manifolduna gönderilecek temiz havanın üretildiği alt sistemdir. Kompresör verimi ve kompresör

üzerindeki akış, kompresör sisteminden elde edilecek hava oranını belirleyeceği için bu iki ifadeye ait modeller oluşturulacaktır.

Kompresör verim modeli

Kompresör verim modeli de türbin verim modeli gibi John Heywood'un (1988) kitabındaki yaklaşım baz alınarak elde edilmiştir [7].

$$\eta_c = \frac{P_{k,s}}{P_k} = \frac{T_{\text{çevre}} \left(\Pi_c^{1-\frac{1}{\gamma_a}} - 1 \right)}{T_k - T_{\text{çevre}}} \quad (3.64)$$

3.64 numaralı denklemde T_k sembolü kompresör sonrası sıcaklık değerini, Π_c ise emme manifoldu ile çevre basıncı arasındaki oranı ifade etmektedir. Denklemi bir nevi maksimum elde edilebilecek güç ile, elde edilen güç arasındaki oran olarak da düşünebiliriz. Buna bağlı olarak eş entropili süreçteki güç değerini ifade eden $P_{c,s}$ 3.65 numaralı denklemdeki gibi modellenenir.

$$P_{k,s} = W_k c_{pa} T_{\text{çevre}} \left(\Pi_c^{1-\frac{1}{\gamma_a}} - 1 \right) \quad (3.65)$$

3.64 ve 3.65 numaralı denklemler ısı enerjisi denkleminde ($Q = m c \Delta T$) türetilmiştir. Guzzella ve Amstutz (1998), yayınladıkları makalede kompresör verimi için kompresör akışı ve emme manifoldu ile çevre basıncı arasındaki orana bağlı olarak aşağıdaki elips modelini önermiştir [11].

$$\eta_c = \eta_{cmax} - X^T Q_c X \quad (3.66)$$

X vektörü 3.66 numaralı denklemde kompresör akışı ve Π_c değerlerinin optimal ve gerçek değerlerine bağlı hata fonksiyonlarını içerir.

$$X = \begin{bmatrix} W_c - W_{copt} \\ \pi_c - \pi_{copt} \end{bmatrix} \quad (3.67)$$

3.67 numaralı denklemde π_c , Π_c değeri ile aşağıdaki gibi ilişkilidir.

$$\pi_c = (\Pi_c - 1)^{c_p} \quad (3.68)$$

3.68 numaralı denklemde c_p , ölçeklendirme fonksiyonu olarak ifade edilmektedir.

3.66 numaralı denklemde X vektörleri arasındaki çarpan olan Q_c ise optimal kontrol problemlerinde de kullanıldığı şekliyle simetrik ve pozitif yarı tanımlı bir matrisi ifade etmektedir, aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$Q_c = \begin{pmatrix} a_1 & a_4 \\ a_3 & a_2 \end{pmatrix} \quad (3.69)$$

Q_c matrisinin pozitif yarı tanımlı olabilmesi için katsayılar arasında 3.70 numaralı denklemdeki eşitlik bulunmalıdır.

$$a_3 = \min[\max(a_3, -\sqrt{a_1 a_2}), \sqrt{a_1 a_2}] \quad (3.70)$$

Kompresör verim modelinde parametre ayarlaması yapılırken, verim değerinin olması gereken değeri ile olan değeri arasındaki fark alınarak model parametreleri buna göre ayarlanabilir.

Kompresör akış modeli

Dixon'ın (1998) yayınladığı kitabında, kompresör modeli ile ilişki olarak iki boyutsuz değişkenin modellenmesine yönelik bir yaklaşımda bulunmuştur. Bu yaklaşım baz alınarak enerji transfer katsayısı ve hacimsel akış katsayıları için aşağıdaki modelleri önermiştir [21].

$$\Psi_c = \frac{2 c_{pa} T_{\text{çevre}} (\Pi_c^{1-\gamma_a} - 1)}{R_c^2 \omega_t^2} \quad (3.71)$$

$$\Phi_c = \frac{W_k / \rho_{\text{çevre}}}{\pi R_c^3 \omega_t} = \frac{R_i T_{amb}}{p_{\text{çevre}} \pi R_c^3 \omega_t} W_k \quad (3.72)$$

3.71 numaralı enerji transfer katsayısı modelini içeren denklemde, W_c kompresör üzerinden geçen akışı, Π_c basınç oranını temsil etmektedir. Enerji transfer katsayısı ifadesi bu sistem için gazların, o andaki basınç oranına bağlı olarak eş entropili süreçteki kinetik enerjisinin, kompresör kanatlarında oluşan kinetik enerjiye oranını ifade eder.

Hacimsel akış katsayısının modelini gösteren 3.72 numaralı denklemde ise $\rho_{\text{çevre}}$ çevredeki hava yoğunluğunu ifade etmektedir. Hacimsel akış katsayısı ise bu sistem için, kompresöre giren hacimsel akış ile kompresörden çıkan hacimsel akış arasındaki oranı göstermektedir.

Andersson'un (2005) çalışmasında hacimsel akış katsayısı ile enerji transfer katsayısı arasındaki ilişki elips modeli ile denklem 3.73'teki gibi gösterilmiştir [49].

$$c_{\psi_1}(\omega_t)(\psi_c - c_{\psi_2})^2 + c_{\Phi_1}(\omega_t)(\Phi_c - c_{\Phi_2})^2 = 1 \quad (3.73)$$

Denklemdeki c_{ψ_1} ve c_{Φ_1} katsayıları turbo hızı ω_t değerine bağlı olarak değişmektedir. Bu değişim karakteristiği incelenerek turbo hızına bağlı birinci ya da ikinci dereceden bir fonksiyon oluşturulabilir.

Kompresör akış modeli ve hacimsel akış katsayısı için 3.72 ve 3.73 numaralı denklemler aşağıdaki gibi düzenlenebilir [27].

$$\Phi_c = \sqrt{\max\left(0, \frac{1 - c_{\psi_1}(\psi_c - c_{\psi_2})^2}{c_{\Phi_1}}\right)} + c_{\Phi_2} \quad (3.74)$$

$$W_c = \frac{p_{\text{çevre}} \pi R_c^3 \omega_t}{R_i T_{\text{çevre}}} \Phi_c \quad (3.75)$$

Kontrol algoritmaları elde edilirken 3.73 numaralı denklemdeki c parametreleri farklı motor parametrelerine göre ayarlanabilir.

3.2.5 Ara soğutucu ve EGR soğutucu modeli

Şekil 3.1'de de görüldüğü gibi emme manifoldu ile ara soğutucu arasında başka bir alt sistem bulunmamaktadır keza bu durum EGR soğutucusu için de geçerlidir. Soğutucuların ideal olduğu ve kayıp olmadığı göz önüne alınarak soğutucu modelleri çevre durumlara göre belirlenebilir. Buna bağlı olarak soğutucu akış ve basınç değerleri soğutucuların çıkışında da aynı kalacak, çıkış sıcaklık değeri ise, soğutucunun soğutma sıcaklığı değerine eşit olacaktır [27].

$$p_{out} = p_{in}, \quad W_{out} = W_{in}, \quad T_{out} = T_{cool} \quad (3.76)$$

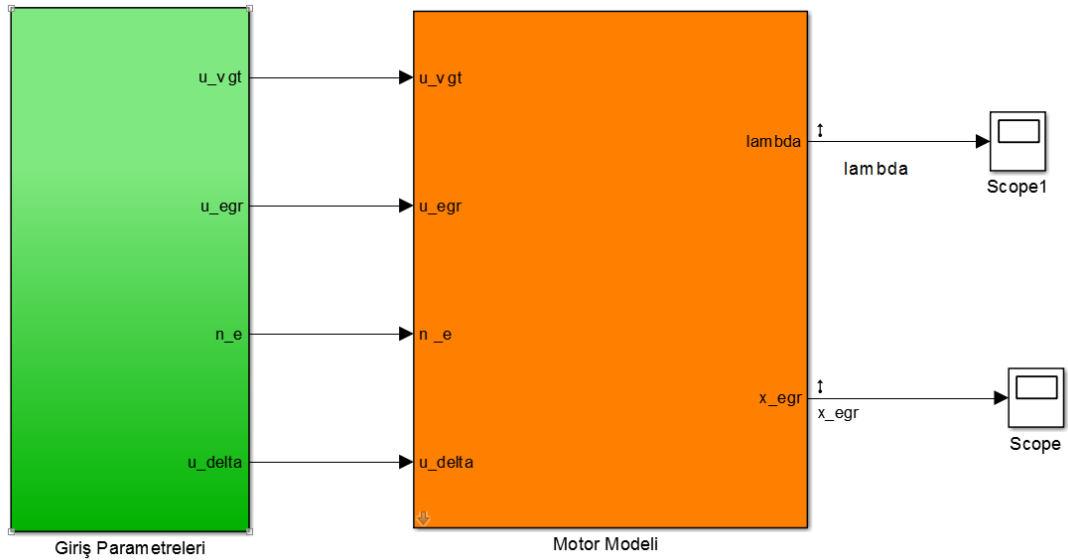
Model, soğutucular ideal kabul edilmeyip, iç dinamikleri de dikkate alınarak genişletilebilir ancak bu sistem modelinin kompleksliğini arttıracaktır.



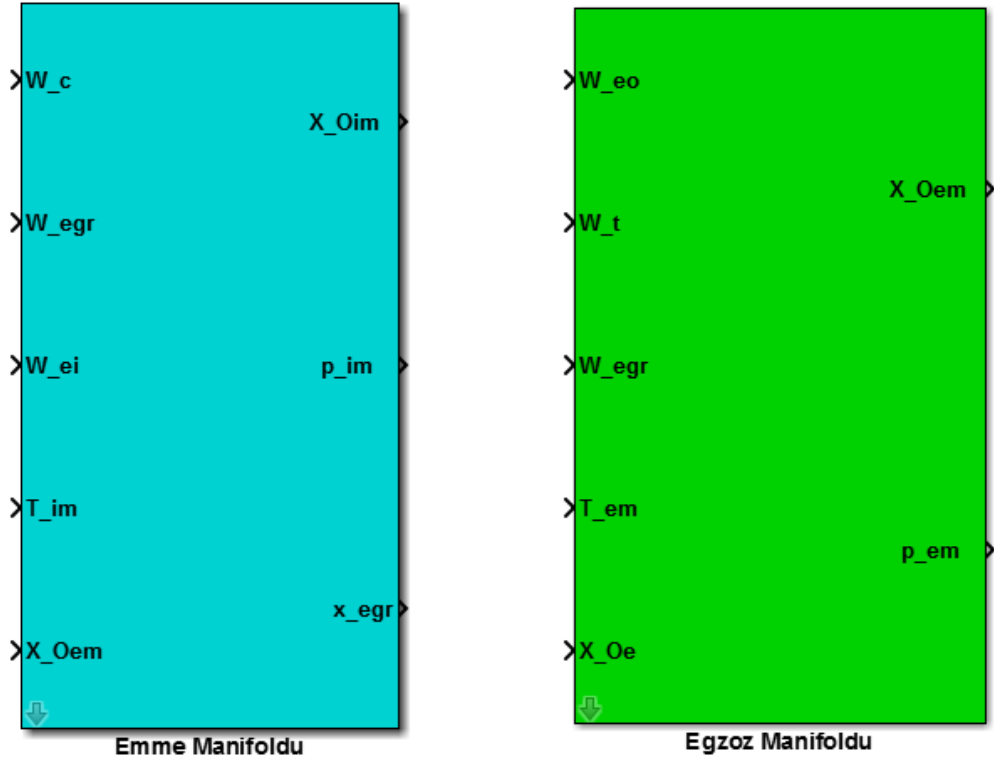
4. SİSTEM MODELİ ANALİZİ VE KONTROLÖR TASARIMI

3. bölümde dizel motorlardaki hava yolu sisteminin dinamik davranışını içeren örnek bir motor modeli oluşturulmuştur. Motor modeli ile benzetim ortamında çalışmalar yapılabilmesi için, oluşturulan motor modeline ait parametrelere ihtiyaç vardır. Dizel motor üretimi ya da testlerini yapan şirketler bu verileri kendi çalışanları dışındaki araştırmacılarla paylaşmamaktadır, bu yüzden Linköping Üniversitesi'nde üzerinde çalışılan Scania marka bir kamyonun, 6 silindirli turboşarj ve EGR yapılarını içeren dizel motorunun verileri, simülasyonlar esnasında kullanılmıştır. Bu model kullanılarak yapılan bir çok çalışma bulunsa da, daha çok Wahlström ve arkadaşlarının (2009) yayımladığı makalede kullanılan veriler baz alınarak analizler ve tasarımlar yapılmıştır [27].

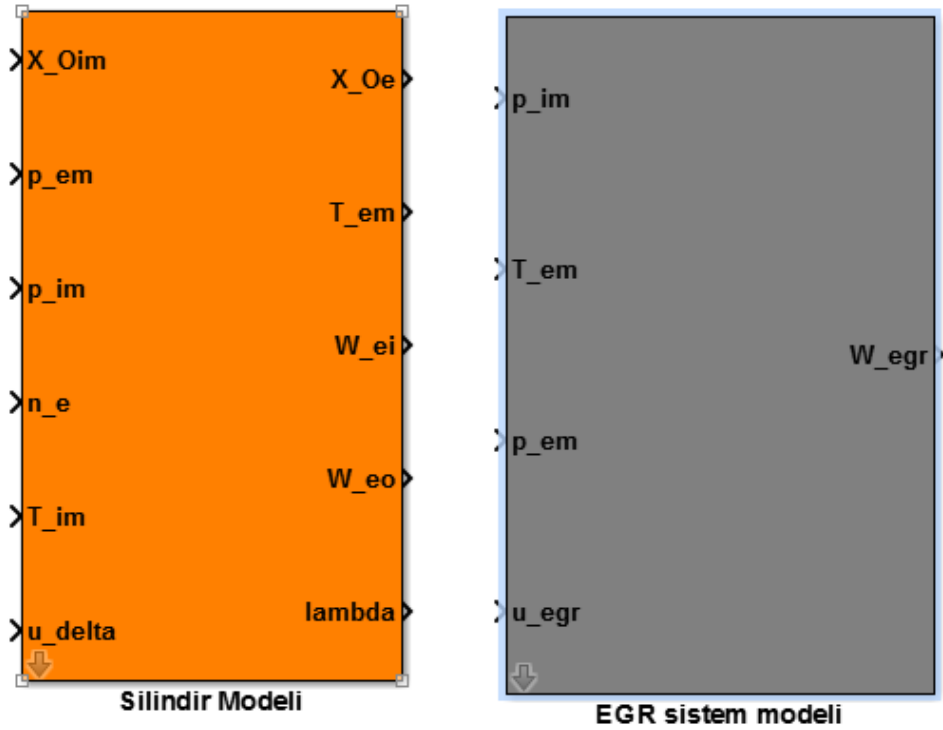
3. bölümde alt sistemler bazında açıklanan denklemler ve yukarıda bahsedilen motor parametreleri kullanılarak sistem modeli, Simulink platformu üzerinde oluşturulmuştur. Bu modele ait Simulink bloklarının genel görünümü aşağıdaki şekillerdeki gibidir :



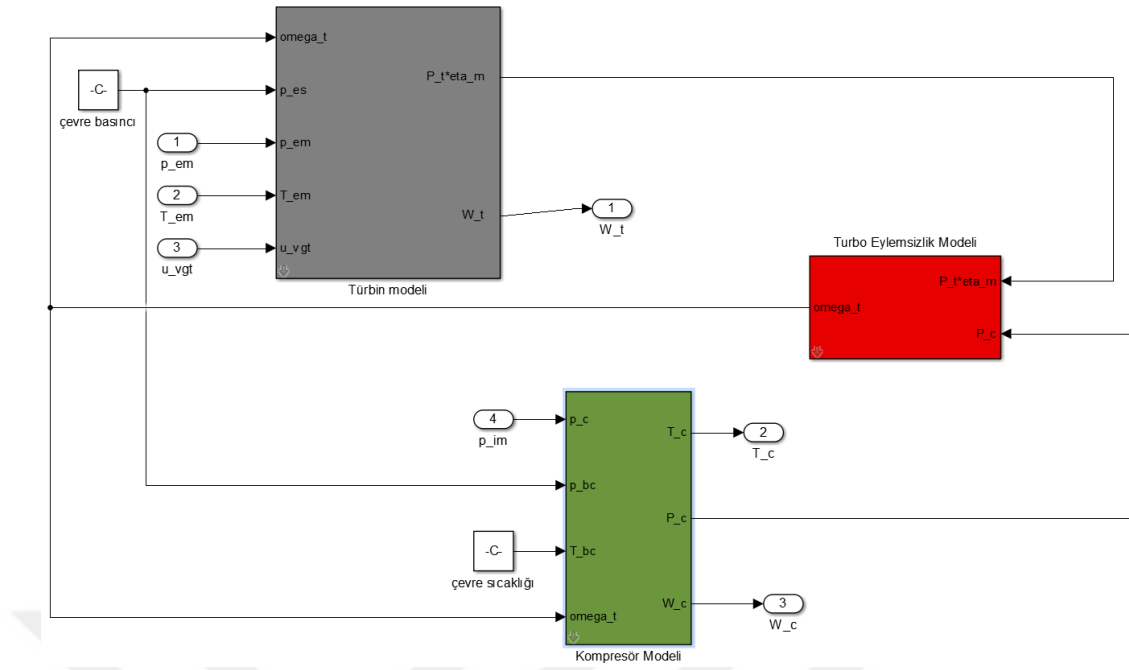
Şekil 4.1 : Motor modelinin Simulink platformunda genel görünümü.



Şekil 4.2 : Emme ve egzoz manifold modellerinin genel görünümü.



Şekil 4.3 : Silindir ve EGR sistem modellerinin genel görünümü.



Şekil 4.4 : Turboşarj sistem modelinin genel görünümü.

Motor modeli, emme ve egzoz manifold basınçları, emme ve egzoz manifoldlarındaki oksijen oranı, turbo hızı, EGR eyleyicisi ve VGT eyleyicisi olmak üzere 8 durumdan oluşmaktadır. Bu durumlar denklem 4.1’de görülmektedir.

$$x = [p_{im} \ p_{em} \ X_{Oim} \ X_{Oem} \ \omega_t \ \tilde{u}_{egr1} \ \tilde{u}_{egr2} \ \tilde{u}_{vgt}] \quad (4.1)$$

Performans değişkenlerini aşağıdaki denklemlerle daha açık bir biçimde yazabiliriz.

Emme ve egzoz manifoldlarındaki basınç değişimi :

$$\frac{d}{dt} p_{im} = \frac{R_i T_{im}}{V_{im}} (W_k + W_{egr} - W_{mi}) \quad (4.2)$$

$$\frac{d}{dt} p_{em} = f_1(x, u) \quad (4.3)$$

Emme ve egzoz manifoldlarındaki oksijen yüzdesi :

$$\frac{d}{dt} X_{Oim} = \frac{R_i T_{im}}{p_{im} V_{im}} ((X_{Oem} - X_{Oim}) W_{egr} + (X_{Ok} - X_{Oim}) W_k) \quad (4.4)$$

$$\frac{d}{dt} X_{Oem} = \frac{R_e T_{em}}{p_{em} V_{em}} ((X_{Oe-} - X_{Oem}) (W_y + W_{mi})) \quad (4.5)$$

Türbin hızı ve egzoz hattındaki oksijen yüzdesi :

$$\frac{d}{dt} w_t = f_2(x, u) \quad (4.6)$$

$$\frac{d}{dt} X_{Oe} = \frac{W_{mi} X_{Oim} - W_y (O/F)_s}{W_y + W_{mi}} \quad (4.7)$$

EGR oranı ve lambda :

$$x_{egr} = \frac{W_{egr}}{W_k + W_{egr}} \quad (4.8)$$

$$\lambda_o = \frac{W_{mi} X_{Oim}}{W_y (O/F)_s} \quad (4.9)$$

Literatürdeki benzer bir çalışmada motor modeli manifold sıcaklıkları ve ara soğutucu basınç ve sıcaklıkları da eklenerek 12 durumlu bir hale getirilip genişletilmiş ancak 12 durumlu model ve 8 durumlu modellerden elde edilen veriler arasındaki doğruluk oranları birbirine çok yakın olarak elde edilmiştir [27]. Bu yüzden bu çalışmada model karmaşıklığını da düşürebilmek amacıyla, 8 durumlu modelin kullanılması uygun görülmüştür.

Bunun yanında manifold sıcaklıklarından ziyade manifold basınçları ve turbo hızının davranışı sistem değişkenleri üzerinde daha ciddi etkilere sahiptir [48].

Durum değişkenleri bilindiğinden dolayı modele ait durum uzayı modeli oluşturulabilir.

$$\dot{x} = f(x, u, n_e) \quad (4.10)$$

4.10 numaralı denklemde de görüldüğü gibi durum uzay modeli, durumlar, kontrol girişleri ve motor hızından oluşmaktadır. Burada motor hızı model girişini temsil etmektedir. Kontrol girişleri ise denklem 4.11’de görüldüğü gibi EGR ve VGT eyleyicileri ile silindirlere püskürtülen yakıt kütlelerinden oluşmaktadır.

$$u = [u_\delta \ u_{egr} \ u_{vgt}] \quad (4.11)$$

Dizel motorların dinamik davranışında karma evreli faz (non-minimum phase) davranışı, aşımalar ve işaret tersinirliği görülmektedir. Bu durumlara manifoldlardaki hızlı basınç davranışına karşılık, turboşarj sisteminin bunu yavaş bir şekilde karşılaması neden olmaktadır. Örneğin eğer manifold basınçlarındaki değişim az ve

turboşarjdaki yavaş davranış dinamiği etkisi büyük ise bu durum sistem cevabında, cevabın istenilen noktaya ulaşırken bulunduğu durumdan bir miktar geri gitmesine ve daha sonra pozitif yöne gitmesine neden olmaktadır. Bu durum, karma evreli faz davranışı olarak adlandırılır. Karma evreli faz durumunda düşük frekans kazancı (DC gain) negatiftir.

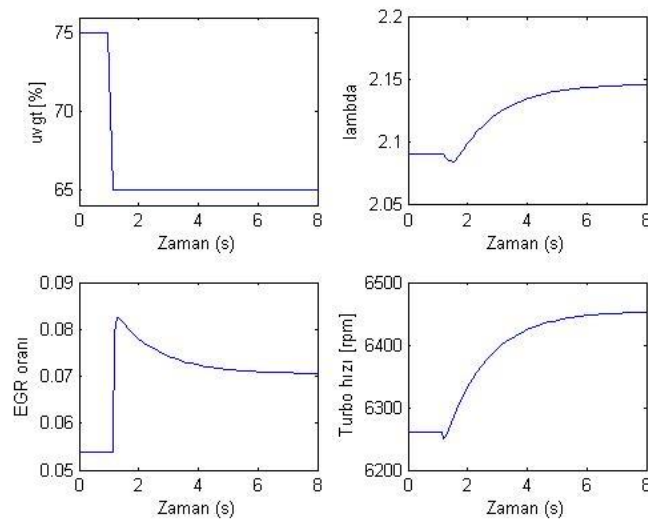
Eğer, belirtilen durumun tersi gerçekleşirse (hızlı dinamik etkisi büyük, yavaş dinamik etkisi küçük) sistemde aşım ve işaret tersinirliği görülecektir. Bu durumun iç dinamiklere bağlı sebebi ise akış, sıcaklık ve basınç değerleri arasındaki etkileşimdir.

Belirli çalışma koşullarına göre bu davranış etkileri ilerideki bölümlerde gösterilecektir.

4.1 Sistem Modeli Analizi

Oluşturulan sistem modelinin Simulink ortamında benzetimleri gerçekleştirilirken VGT ve EGR pozisyonları yüzde 5'lik kademelerde, enjektör başına püskürtülen yakıt miktarı çevrim başına 10 mg'lık kademelerde ve motor hızı ise 500 rpm kademelerinde değiştirilmiş ve elde edilen simulasyon sonuçlarına bağlı olarak sistemin hangi bölgelerde nasıl davranış gösterdiği analiz edilmiştir.

Aşağıdaki şekillerde belirli çalışma koşullarında VGT valf açıklığının değişimine bağlı olarak EGR kütle oranı, turbo hızı ve lambda değerlerinin değişimi gösterilmektedir.

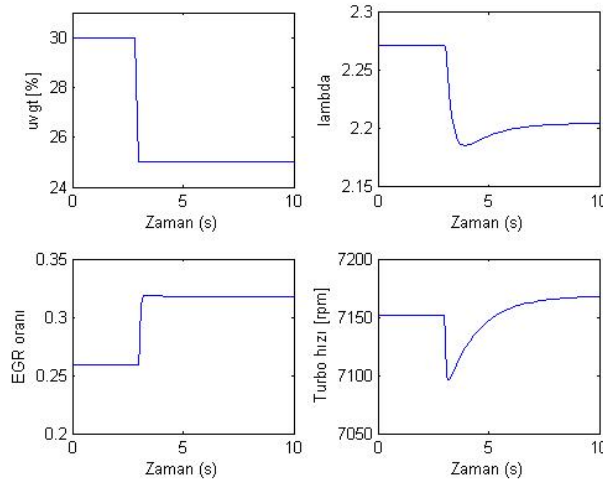


Şekil 4.5 : VGT pozisyonunun değişimine bağlı olarak EGR oranı, turbo hızı ve lambda değerlerinin değişimi.

Krank mili 1500 rpm hız ile dönerken, silindirlere püskürtülen yakıt miktarı 110 mg/çevrim ve EGR valf açıklığı % 80 seviyesindeyken, VGT valf açıklığı % 70'ten % 65 seviyesine düşürülmüş ve buna bağlı olarak sistem davranışı gözlemlenmiştir.

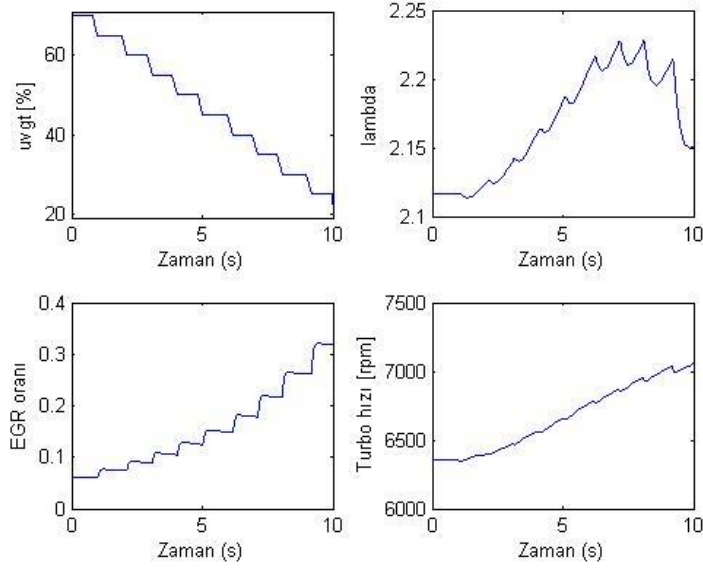
Şekil 4.5'te görüldüğü gibi VGT valf açıklığı % 70 seviyelerinden % 65 seviyelerine düşürüldüğünde turbo hızı ve lambda değişiminde karma evreli faz davranışı görülmüştür. Her iki değişken de ulaşacakları değere önce bir miktar geri giderek ulaşmışlardır. Bunun dışında VGT valf açıklığı azaldığı için emme manifolduna gönderilen havadaki oksijen oranı düşmüş ve EGR oranı artmıştır. Turbo hızındaki artış ise egzoz manifold basıncının artışı ile ilişkilidir, dolayısıyla kompresör üzerindeki kütle akışı da artmıştır. Karma evreli faz davranışının görülme sebebi de lambda değerindeki yavaş artışın, turboşarj hızındaki yavaş dinamiklerden kaynaklanmasıdır.

Diğer çalışma koşullarını değiştirmeden yalnızca VGT pozisyonunu yüzde 30 seviyelerinden başlatıp % 25 seviyelerine düşürdüğümüzde ise şekil 4.6'daki sistem davranışı görülecektir.



Şekil 4.6 : VGT pozisyonunun değişimine bağlı olarak EGR oranı, turbo hızı ve lambda değerlerinin değişimi.

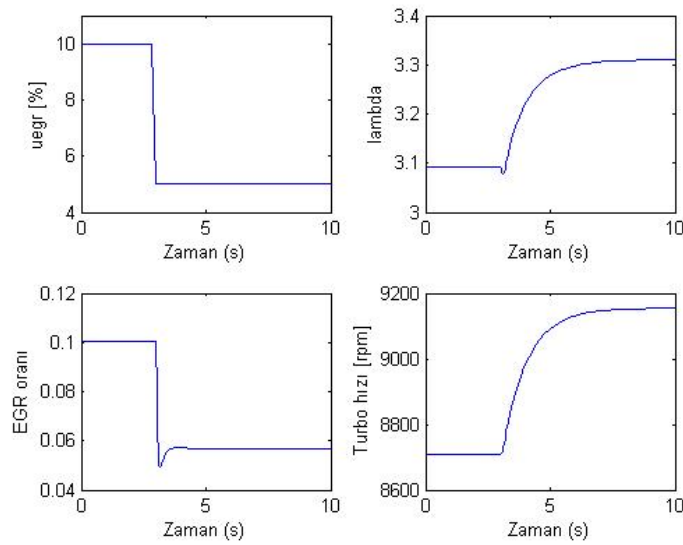
Karma evreli faz davranışı, EGR valf açıklığını sabit olarak düşündüğümüzde, VGT pozisyonunun belirli seviyeye düşmesine kadar devam edecektir. Düşük frekans kazancına ulaşıldığında şekil 4.6'da da görüldüğü gibi işaret tersinirliği görülecektir. Bunu şekil 4.7'de daha net olarak görebiliriz.



Şekil 4.7: VGT pozisyonunun değişimine bağlı olarak EGR oranı, turbo hızı ve lambda değerlerinin değişimi.

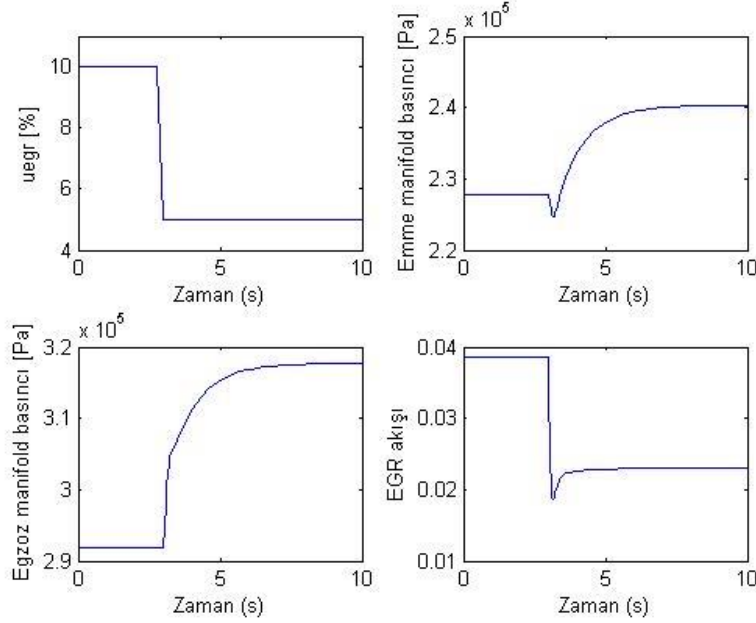
Şekil 4.7’de yine aynı çalışma koşulunda VGT valf açıklığı kademeli olarak % 70 seviyesinden % 20 seviyesine getirilmiştir. Lambda ve turbo hızındaki karma evreli faz davranışı ve lambda değerindeki işaret tersinirliği net olarak görülmektedir.

Benzer bir durumu EGR valf açıklığı değeri ile oynayarak da gösterebiliriz. Örneğin motor hızı ve püskürtülen yakıt miktarı aynı olarak düşünülüp, VGT pozisyonunun % 30 seviyesine çekersek, şekil 4.8’deki sistem davranışını gözlemleriz.



Şekil 4.8: EGR pozisyonunun değişimine bağlı olarak EGR oranı, turbo hızı ve lambda değerlerinin değişimi.

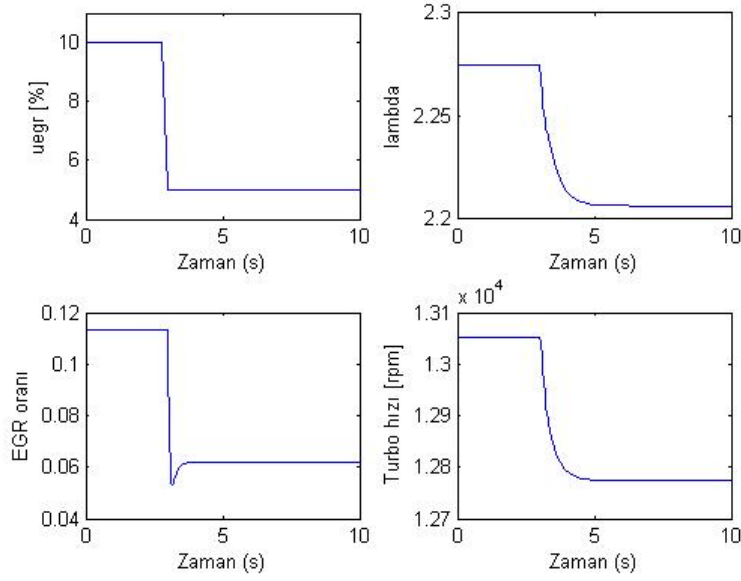
Görüldüğü gibi, üçüncü saniyede EGR valf pozisyonu % 10'dan % 5 seviyelerine çekildiğinde EGR oranında ani bir düşüş gözlenmiş ve bu düşüş yine karma evreli faz davranışına neden olmuştur.



Şekil 4.9: EGR pozisyonunun değişimine bağlı olarak emme ve egzoz manifold basınçları ile EGR akış değerlerinin değişimi.

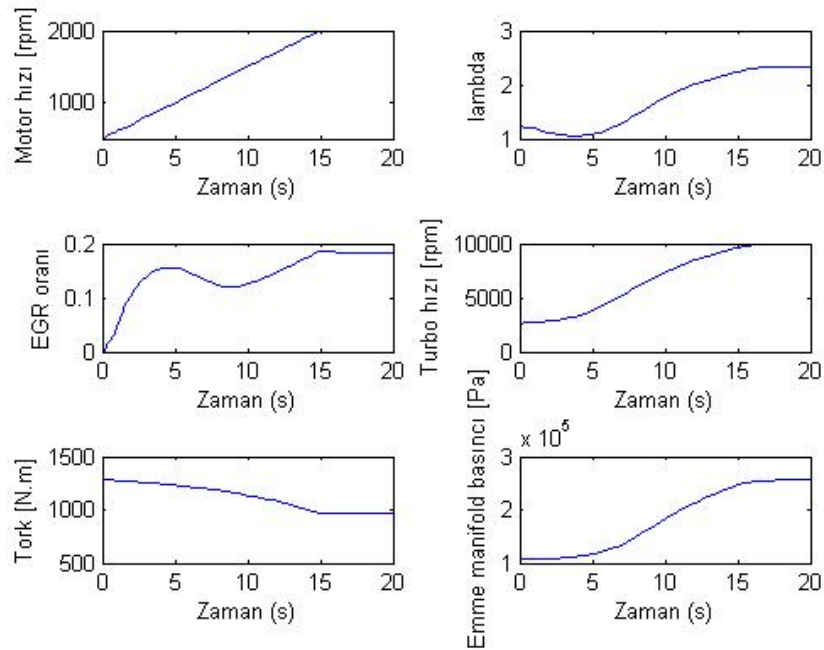
Karma evreli faz davranışının nedeni, emme manifold basıncındaki ani düşüş ve buna karşılık egzoz manifold basıncındaki ani yükseliştir. EGR akışındaki azalmadan dolayı emme manifolduna giren temiz hava yüzdesi artar ve yanma esnasında daha fazla basınç oluşumu gözlenir. Böylece egzoz çıkışındaki basınç değeri artacağı için türbin dolayısıyla da turboşarj sistemi daha hızlı sistem davranışı gösterecek ve buna bağlı olarak da kompresör akış kütlesi artacak ve emme manifold basıncındaki ani düşüşten daha fazla bir yükseliş gözlemlenecektir. Bu süreç şekil 4.9'da açıkça görülmektedir. Turboşarj hızı yavaş dinamiğe sahip olduğu için gözlemlenen karma evreli faz davranışı sonucunda, emme manifold basıncı motor içine giren tüm akışı etkilediği için lambda değerindeki değişimde de benzer bir sistem davranışı görülmektedir.

VGT valf pozisyonunu yine % 30 olarak belirleyip, EGR valf pozisyonunu da % 10 seviyelerinden % 5 seviyelerine, motor hızının 2000 rpm ve motora püskürtülen yakıt miktarı 230 mg/çevrim olduğu durumda düşürdüğümüzde ise şekil 10'da görüldüğü gibi, işaret tersinirliği olmaktadır.



Şekil 4.10: EGR pozisyonunun değişimine bağlı olarak EGR oranı, lambda ve turbo hızı değerlerinin değişimi.

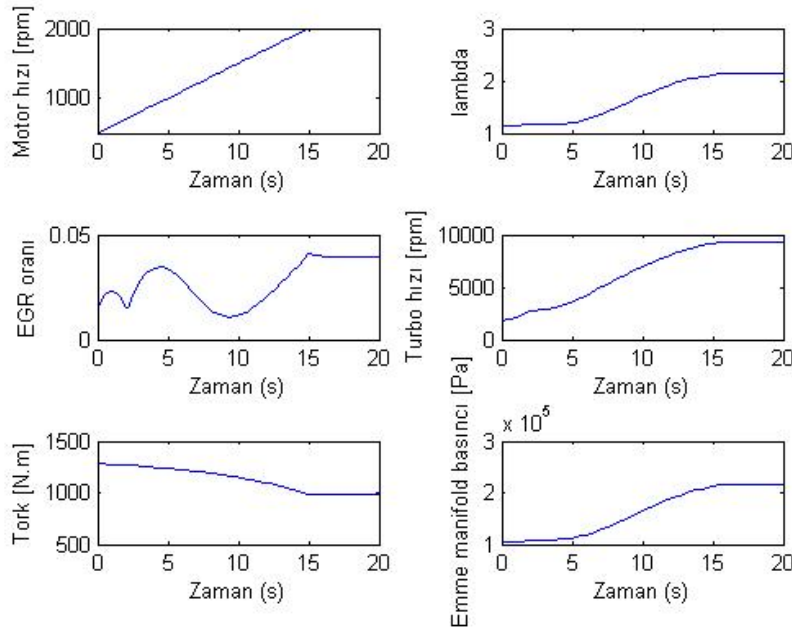
Şekil 4.10’da görüldüğü gibi motor daha yüksek devirlerde çalıştığında EGR pozisyonundaki daralma lambda ve turbo hızında bu kez düşüşe neden olmaktadır. Bu durumun sebebi yüksek tork ve yüksek motor hızlarında sistem içi dinamiklerin birbirlerini karşılama seviyelerinin değişmesidir. Motor hızının değişimine bağlı olarak sistem davranışındaki değişimi şekil 4.11’de görebiliriz.



Şekil 4.11: Motor hızının değişimine bağlı olarak model değişkenlerindeki değişim.

Şekil 4.11’de görüldüğü gibi motor hızı kademeli olarak 500 rpm değerinden 2000 rpm seviyelerine yükseltildiğinde performans değişkenlerindeki değişim dinamiklerin birbirlerini karşılama seviyelerinin değişimine bağlı olarak tersinirlik gösterebilmektedir. Örneğin rölanti devri seviyelerinde bir dönüş hızında lambda değeri motor hızındaki artış ile birlikte düşüşe geçerken, 1000 rpm seviyelerinin üstüne çıkıldığında ise tekrar yükselişe geçmiştir. Bu sonuçlar püskürtülen yakıt miktarının 150 mg/çevrim olduğu ve VGT ile EGR valf pozisyonlarının yüzde 50 olduğu durumdaki davranışları göstermektedir. Şekil 4.12’de ise EGR valf pozisyonu % 10’a, VGT valf pozisyonu yüzde 90’a ve püskürtülen yakıt miktarı ise çevrim başına 150 mg’a çekilmiştir.

Bu analizlerin yapılmasındaki amaç, motor hava yolu sistemi iç yapısında dinamik değişimlerin olduğu doğrusal olmayan bir sistem olduğu için, hangi çalışma noktalarında sistemin nasıl davranış gösterebileceğinin öngörüsünü sağlayabilmektir. Kontrolör tasarımları da bu analizlere göre yapılacaktır.



Şekil 4.12: Motor hızının değişimine bağlı olarak model değişkenlerindeki değişim.

4.2 Sistem Modelinin Frekans Domeninde Analizi

Karma evreli faz davranışı ile ilgili önceki dönemde söz edilmişti. Bilindiği gibi karma evreli faz davranışı, frekans domeni analizini düşündüğümüzde sağ yarı düzlemde sifıra sahip sistem davranışına benzemektedir. Bunu bir arabanın ileri gitmek için

hareket etmek istediğinde debriyaj kontrolünü iyi sağlayamadığı takdirde önce bir miktar geri daha sonra da ileri gitmesine de benzetebiliriz. Bu kısımda, sistem modelini belirli çalışma noktalarında doğrusallaştırarak, kutup-sıfır diyagramları elde edilecektir. Sistem durumları 4.1 numaralı denklemde gösterilmişti, giriş ve çıkış matrisleri ise 4.12 ve 4.13 numaralı denklemlerdeki gibidir.

$$u = [u_{\text{delta}} \ u_{\text{vgt}} \ u_{\text{egr}}] \quad (4.12)$$

$$y = [\lambda_o \ x_{\text{egr}}] \quad (4.13)$$

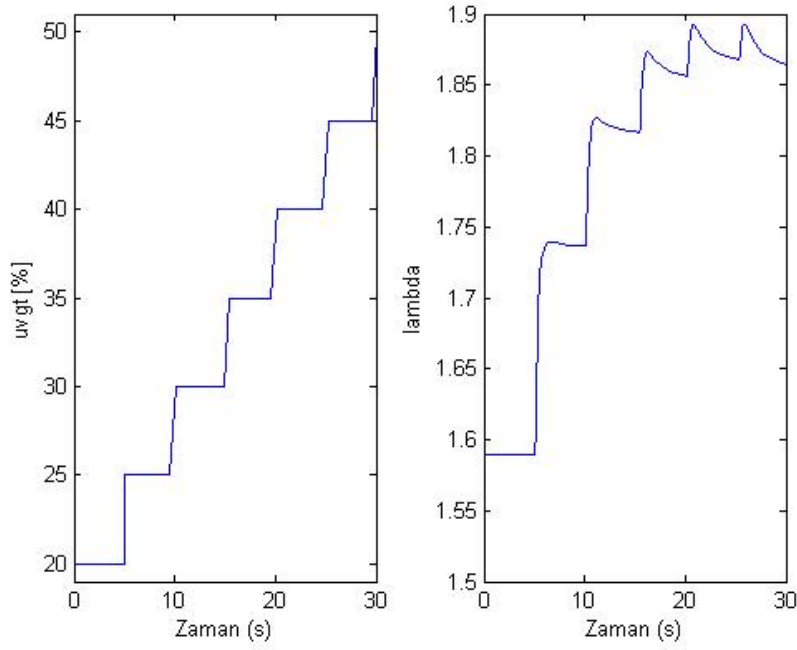
Lineer modellere ait genel model şablonu ise durum uzayı modeli olarak 4.14 numaralı denklemdeki gibi gösterilebilir.

$$\dot{x} = A_i x + B_i u \quad y = C_i x \quad (4.14)$$

Denklemdeki i ifadesi çalışma noktasını temsil etmektedir. Her ne kadar sistem durumları 4.1 numaralı denklemde belirtilmiş olsa da kontrolör tasarımı için bazı durumlar, model içeriğine dahil edilmeyebilir çünkü model derecesi yükseldikçe gerek doğrusallaştırma gerek de kısıtlar dahilinde uygun kontrolör tasarımı gittikçe karmaşıklaşacaktır.

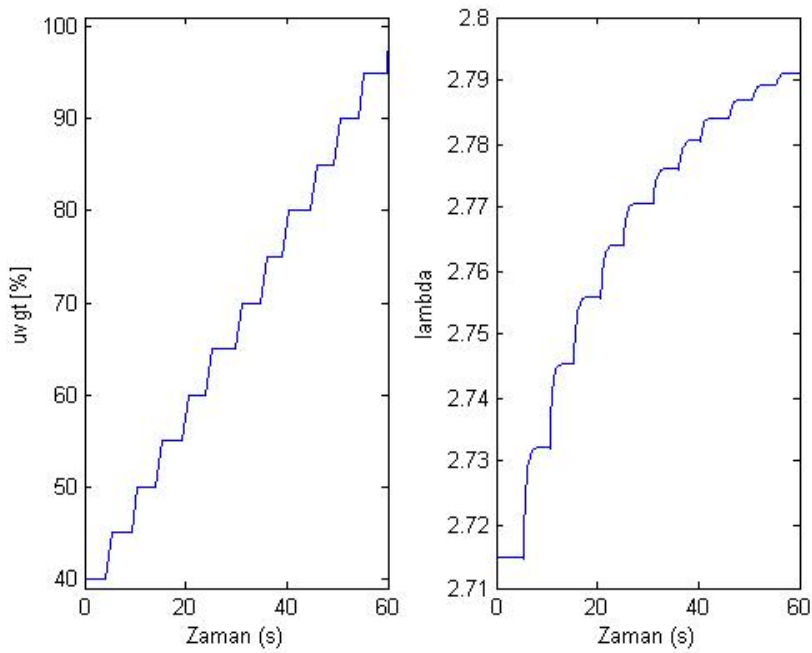
Sistem analizi esnasında yapılan simülasyonlara bağlı olarak sistem davranışındaki düşük frekans kazanç değerleri de incelenmişti. Görülen işaret tersinirliği, karma evreli faz ve aşım davranışları sistem kontrolünde de problemlere sebep olmaktadır. Örneğin VGT pozisyonu ile lambda arasındaki ilişki incelendiğinde VGT pozisyonunun % 20 ile % 50 arasında değiştiği, EGR valf pozisyonunun % 50 ile % 80 arasında değiştiği, düşük ve orta hız noktaları ile orta ve yüksek seviyelerde yakıt püskürtülen durumlarda düşük frekans kazanç değeri pozitif olmaktadır. Bu durum düşük hız ve yakıt değerlerinde de yüzde 50 ile yüzde 100 arasında VGT açıklığının değiştiği durumlarda da gözlenmektedir. Şekil 4.13 ve 4.14’da VGT pozisyonuna göre lambda değerindeki değişimler daha açık gözlemlenebilir.

Şekillerde orta hız, yüksek yakıt ve düşük hız, düşük yakıt koşullarında yapılan analizler görülmektedir. VGT pozisyonunun değişimine bağlı olarak lambda değerinin değişimi incelendiğinde farklı yakıt ve hız koşullarına göre sistemin iç dinamiğindeki davranış seviyeleri de değişmektedir.



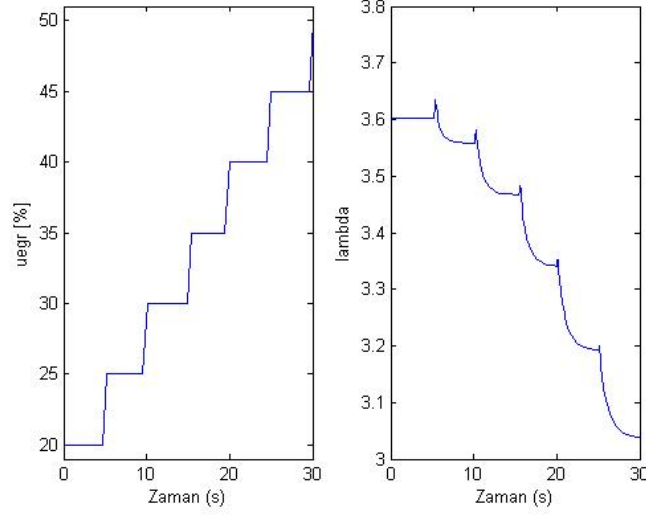
Şekil 4.13: VGT ve EGR pozisyonlarının değişimine göre lambda değerinin değişimi ($u_{\Delta}=145$, $n_e=1200$, $u_{egr}=\% 50$).

4.13 numaralı şekilde görüldüğü gibi VGT pozisyonunun kademeli olarak artırılmasıyla birlikte lambda değeri de kademeli olarak değişmekte ancak karma evreli faz davranışı görülmektedir.



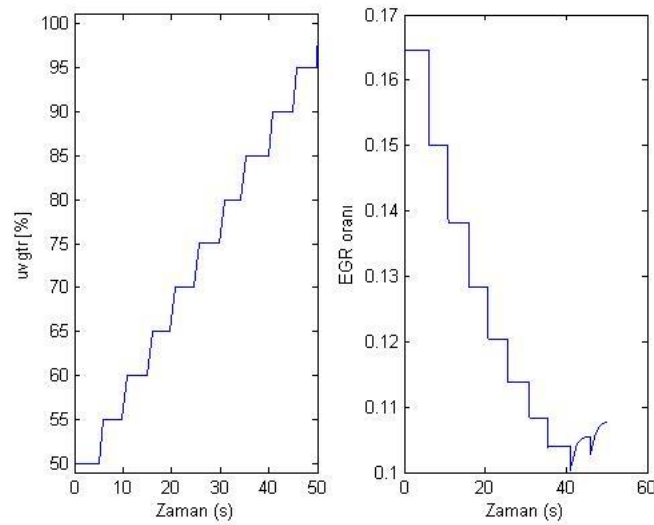
Şekil 4.14: VGT pozisyonunun değişimine göre lambda değerinin değişimi ($u_{\Delta}=60$, $n_e=500$, $u_{egr}=\% 50$).

Düşük frekans kazanç davranışını EGR pozisyonu ile lambda değerleri arasındaki ilişkiye bağlı olarak incelediğimizde ise yalnızca motor yüksek hızla dönerken, yüksek seviyede yakıt püskürtüldüğü ve EGR açıklığının yüzde 20 ile 50 arasında olduğu durumda pozitif olduğunu gözlemleyebiliriz. Şekil 4.15'te bu ilişki gösterilmiştir.



Şekil 4.15: EGR pozisyonunun değişimine göre lambda değerinin değişimi ($u_{\text{delta}}=150$, $n_e=2000$, $u_{\text{vgt}}=\% 20$).

VGT açıklığı ile EGR oranı arasındaki ilişkiyi incelediğimizde ise yine küçük bir çalışma aralığını temsil eden, düşük ve orta hız, düşük yakıt ve % 50 ile % 100 arasında değişen VGT ve EGR pozisyonlarında düşük frekans kazancındaki işaret tersinirliği davranışını gözlemleriz, bu süreç şekil 4.16'da gösterilmiştir.



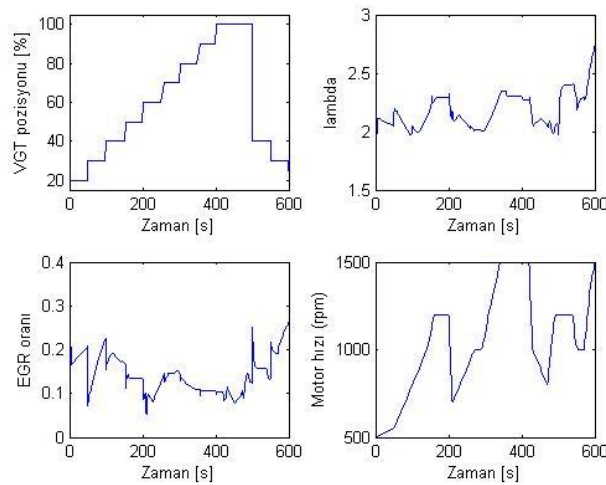
Şekil 4.16: EGR ve VGT pozisyonunun değişimine göre EGR oranının değişimi ($u_{\text{delta}}=60$, $n_e=1000$, $u_{\text{vgt}}=\% 50 - 100$, $u_{\text{egr}}=\% 50$).

Şekilde de görüldüğü üzere çalışma bölgesi EGR oranında agresif bir değişimin olduğu durumu ifade etmektedir. EGR ve VGT açıklıkları beraber kademeli olarak arttırıldıkça dinamik davranışlar aynı seviyelerde birbirlerini karşılayamamakta ve kararsız süreçler gözlemlenmektedir. EGR pozisyonu ile EGR oranı arasındaki ilişki ise diğer giriş-çıkış ilişkilerine göre daha karardır ve tüm çalışma bölgelerinde pozitif düşük frekans kazancı görülmektedir. Düşük frekans kazancı kontrolör tasarımı ve frekans domeninde sistem analizi için bize yol göstermektedir.

Sonuç olarak düşük frekans kazanç değeri farklı giriş çıkış ilişkilerine bağlı olarak farklı davranış göstermektedir. VGT pozisyonunu giriş olarak aldığımızda açıklık yüzdesi düşük olduğunda düşük frekans kazanç değeri yüksek, yüksek olduğunda ise düşük frekans kazanç değeri düşük olmaktadır. EGR pozisyonu giriş olarak alındığında da benzer davranış gözlenmektedir.

Elde edilen veriler de göz önünde bulundurularak sistem davranış analizi yapılırken ve kontrolör tasarımı esnasında eğer belirli çalışma bölgeleri için SISO (tek girişli, tek çıkışlı) kontrolör teknikleri kullanılacaksa bu sistem yapısında VGT pozisyonu ile EGR oranı arasında ve EGR pozisyonu ile de lambda arasında giriş çıkış ilişkisi oluşturulabilir. Çünkü analizlerden de görüldüğü üzere lambda oranını istenilen seviyeye getirmede EGR valf pozisyonunun etkisi daha önemlidir keza bu durum VGT pozisyonu ile EGR oranı için de geçerlidir.

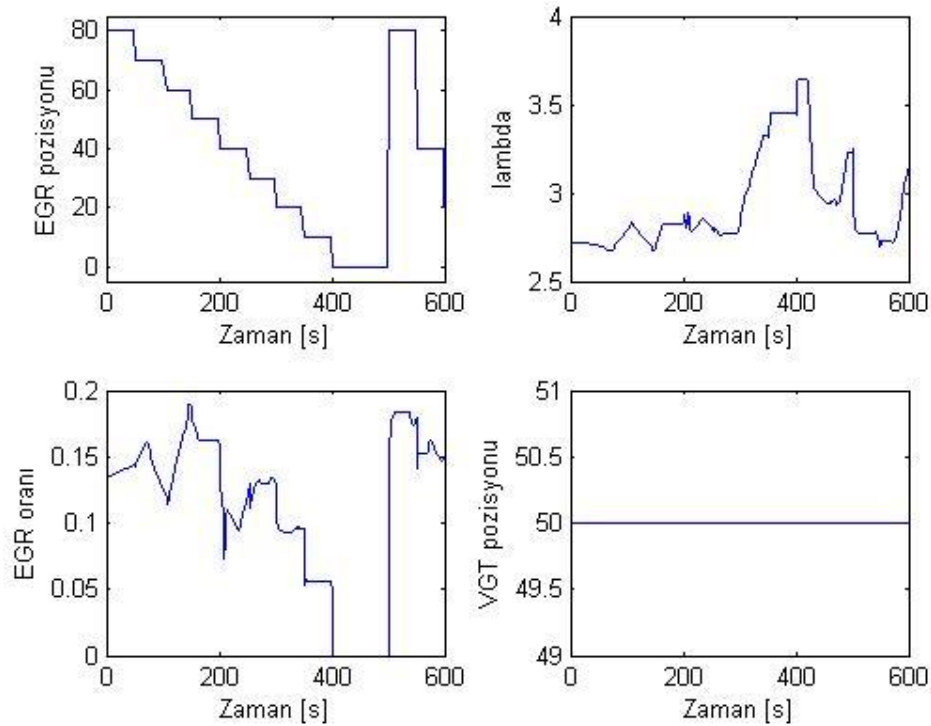
Örneğin sistem modeli, ETC (Emission Test Cycle) ile adlandırılan çevrime göre 600 saniye boyunca kentsel sürüş şartlarına göre simule edilirse şekil 4.17 ve 4.18'deki sistem davranışları gözlemlenecektir.



Şekil 4.17: FIGE hız testlerine göre simülasyon sonuçları.

Emisyon test çevrimleri, genel olarak araçların daha yüksek frekansta çalıştıkları koşullara göre belirlenmekte ve emisyon sertifikaları için yapılan testlerde kullanılmaktadır. Bu çevrimlerdeki değerler hemen hemen araçların kentsel, otoyol ve kırsal koşullardaki tüm çalışma noktalarını içermektedir, dolayısıyla kontrolör tasarımları yapılırken özellikle geçici hal davranışında kararlılık göstermeyen çalışma noktaları seçilip, bu noktalarda optimum sonuçlar elde edilmeye çalışabiliriz.

Şekil 4.17’te görüldüğü gibi her ne kadar hız değişimi olsa da VGT pozisyonundaki sert geçişler EGR oranında da sert değişimlere sebep olmaktadır. Dolayısıyla VGT pozisyonunun değişimi ile EGR oranını belirli bant genişliğinde istediğimiz noktalara çekebilmek mümkündür.



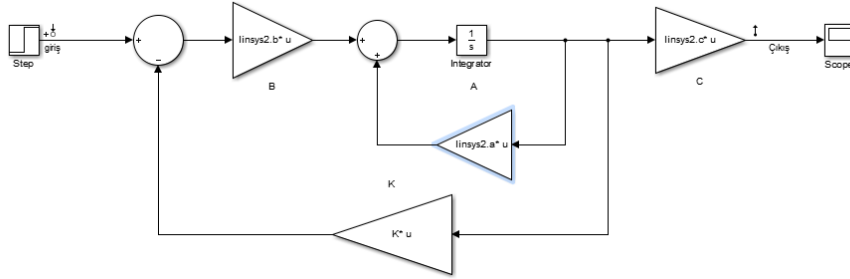
Şekil 4.18: FIGE hız testlerine göre simulasyon sonuçları.

Şekil 4.18’de de görüldüğü üzere EGR valf pozisyonundaki ani değişimler lambda değerinde de sert geçişlere neden olmaktadır. Dolayısıyla EGR valf pozisyonunu değiştirerek lambda değerini kontrol etmek olası bir çözümdür, tabii sert geçişler her koşulda istenmediği için VGT pozisyonunun da değişimi ile optimizasyon sağlanmalıdır.

Eğer bu test senaryosunun 200. saniyesindeki duruma göre sistemi lineerleştirirsek denklem 4.15'teki transfer fonksiyonunu elde ederiz.

$$Gs = \frac{-7.392 s^2 - 349 s - 44.18}{s^4 + 143.3 s^3 + 6546 s^2 + 9754 s + 4207} \quad (4.15)$$

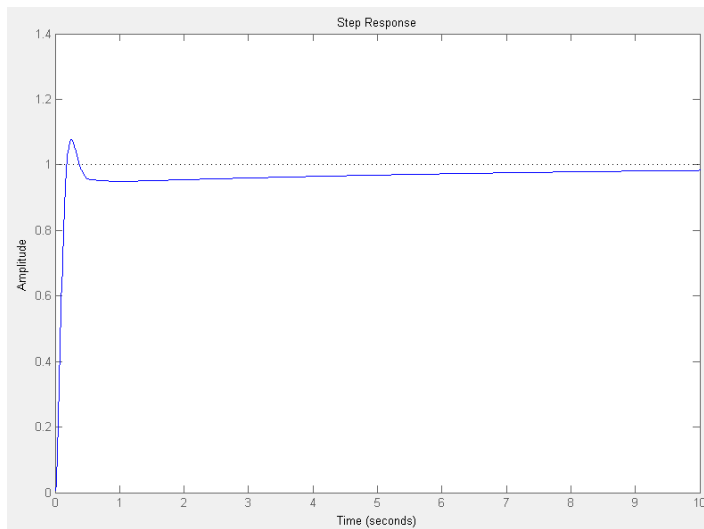
Eğer şekil 4.19'daki gibi basit bir durum geri beslemeli kontrol yapısı ile kutup atama yapıp, daha sonra lineer sistem modeline PID kontrol uygulanırsa şekil 4.20'daki birim basamak giriş cevabı elde edilmektedir.



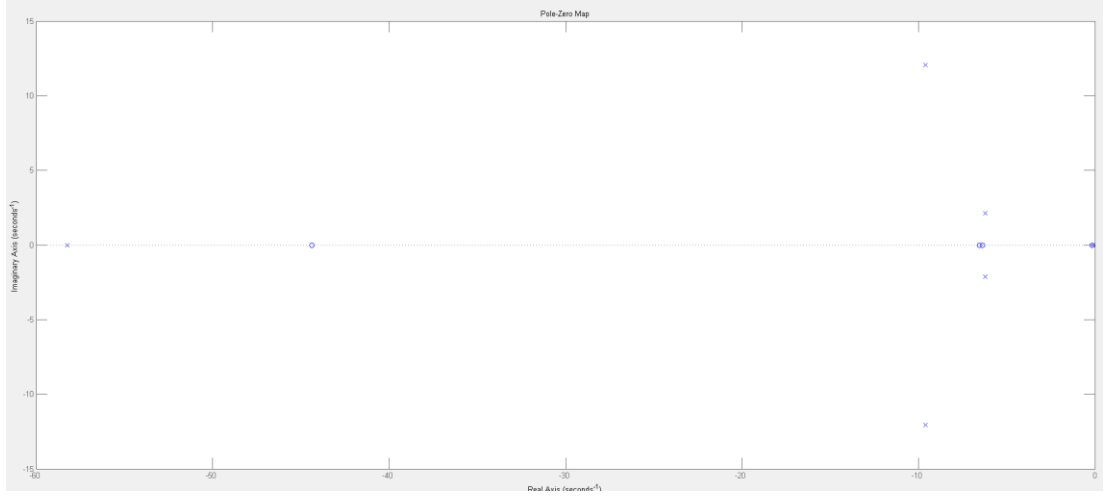
Şekil 4.19: Durum geri beslemeli kapalı çevrim kontrol yapısı.

Şekil 4.19'da sistemin, 200. saniye civarındaki davranışına bağlı olarak elde edilen modelin durum uzayı modeli ve bu yapıya uygulanan durum geri besleme kontrolör yapısı görülmektedir, kutup atama tekniği kullanılarak kontrolör tasarımı yapılmış, ardından da optimizasyon kullanılarak sistem cevabı iyileştirilmiştir. Kutup atama tekniğinin kullanımında Matlab üzerinde ackermann yönteminden faydalanılmıştır.

Şekil 4.20'de bu sürecin sonunda elde edilen birim basamak cevabı, şekil 4.21'de ise sistemin kutup-sıfır haritası gösterilmiştir.



Şekil 4.20: Geri beslemeli kontrol yapısının birim basamak cevabı.



Şekil 4.21: Geri beslemeli kontrol yapısına ait kutup sıfır haritası.

Şekil 4.20’de görüldüğü gibi sistem birim basamak girişe karşılık, kısa sürede istenilen değere oturmaktadır. Burada kontrol girişinin VGT pozisyonu olduğu düşünüldüğünde, kontrolör parametreleri elde edilirken kontrol işaretine ait sınır katsayılarına dikkat edilmelidir. Şekil 4.21’de ise geri beslemeli sistem yapısına ait kutup ve sıfırlar görülmektedir.

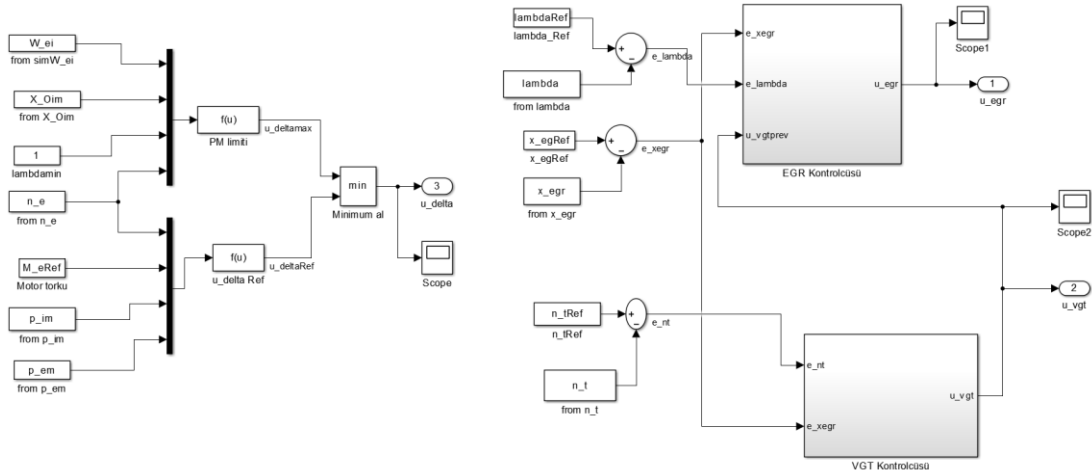
Her ne kadar bir çok çalışma noktası için bu tasarımlar gerçekleştirilebilir olsa da sistem çok giriş ve çok çıkışlı olduğu için değişen parametrelere göre zaman domeninde anlık karşılık verebilecek bir kontrol yapısı tasarımı, sistemden optimum performans alınabilmesi için daha önemlidir.

Buna yönelik olarak sistem çıkışlarını temsil eden lambda ve EGR oranı ile türbin hızına bağlı referans değerler kullanılarak VGT ve EGR pozisyonları için gerekli değerler elde edilebilir. Daha düşük yakıt tüketimi sağlamak için de u_{delta} değerini istenilen koşullar çerçevesinde minimize edecek bir kontrol yapısı kullanılabilir. Bu süreç, 4.3 numaralı bölümde anlatılacaktır.

4.3 Kontrolör Tasarımı

Sistem modelini oluşturan durum, giriş ve çıkış değişkenleri 4.1, 4.13 ve 4.14 numaralı denklemlerde gösterilmişti. Bu değişkenler baz alınarak şekil 4.22’deki gibi bir kontrol yapısı oluşturulabilir.

Burada yakıt için oluşturulan model ileri beslemeli, VGT ve EGR eyleyici pozisyonları için oluşturulan modeller ise geri beslemeli modellerdir. Yakıt için oluşturulan modelde amaç tork değerini düzenlemektir.



Şekil 4.22: Kontrol diyagramı.

Şekil 4.22’de görülen kontrol yapısındaki amaç sistemin hız dışındaki girişlerini temsil eden u_{Δ} , u_{vgt} ve u_{egr} değişkenleri için, belirlenilen referans değerlerine bağlı olarak optimum giriş değerlerini bulmaktır. Tork, lambda, EGR oranı ve türbin hızı için hedef referans değerlerini belirleyip kontrol girişleri elde edildikten sonra bu giriş değerleri tekrar sistem girişine uygulanarak kontrol yapısının başarımlı seviyesi gözlemlenebilir.

Oluşturulan kontrol yapısında, başlangıç giriş değerleri belirlenerek sistem simule edilmiş ve elde edilen simulasyon sonuçları kontrol diyagramına tekrar sokularak, ilgili çalışma bölgelerinde sistemden daha optimum performans alınması sağlanmaya çalışılmıştır. Sistem modeli doğrusal olmayan davranışlar sergilediği için hedeflerin çok yüksek seviyelerde karşılanabilmesi olası değildir. Çünkü her ne kadar sistem davranışını ifade eden bir model olsa da sistemden farklı koşullarda diğer koşullara kıyasla beklenmedik sonuçlar alınabilmektedir. Kontrol yapısı oluşturulurken ulaşmak istenilen hedefler aşağıda sıralanmıştır :

- Lambda değeri belirlenen referans değerinin üstünde tutulmalıdır. Lambda değerinin değişimi emisyon, yakıt tüketimi ve zaman sabitini etkilemektedir.
- Lambda referans değeri belirlenen lambda alt sınır değerinin üzerinde tutulmalıdır aksi takdirde karışım çok fakir olacağı için çok fazla partikül madde açığa çıkabilir.

- x_egr değeri ile belirlenen referans değerindeki değişime olabildiğince yakın davranmalıdır. Bilindiği gibi eğer yeterince EGR sirkülasyonu sağlanamazsa NOx oluşumunda artış, çok fazla EGR sirkülasyonu olursa da partikül madde seviyelerinde artış oluşacaktır.
- Sürücü tarafından hedeflenen tork değeri olabildiğince yüksek doğrulukla sağlanmalıdır.
- Turboşarj hızı için belirlenilen limit değeri, yapıya herhangi bir zarar verilmemesi için aşılmamalıdır.
- Pompalama torku yani emme ve egzoz manifoldları arasındaki basınç farkından dolayı oluşan tork kaybı minimize edilmeli ve buna bağlı olarak yakıt tüketimi konusunda iyileştirme sağlanmalıdır.

Aşağıdaki bölümlerde her bir kontrol girişi için, kontrol yapılarının oluşturulmasındaki süreçler daha detaylı olarak anlatılacaktır.

4.3.1 Transfer fonksiyonunun elde edilmesi ve SISO kontrolör tasarımları

4.1 numaralı denklemde motor hava yolu modeline ait durumlar gösterilmiştir. Durum denklemleri belirlenirken motorun iç dinamikleri arasında çıkış parametrelerini en çok etkileyen ifadelerin kullanılmasına dikkat edilmiştir. Önceki kısımlarda da belirtildiği gibi model sıcaklık koşullarındaki değişimler de dikkate alınarak genişletilebilir. Emme ve egzoz manifoldlarındaki değişim, diğer durumlara bağlı olarak denklem 4.16 ve 4.17 ile ifade edilmiştir.

$$\dot{p}_{im} = \omega_t \left(\frac{T_{im} p_{\text{çevre}} \pi R_c^3 \phi_c}{V_{im} T_{amb}} \right) + p_{em} \left(\frac{T_{im} A_{egr} \psi_{egr}}{V_{im} \sqrt{T_{em} R_e}} \right) - p_{im} \quad (4.16)$$

$$\begin{aligned} \dot{p}_{em} = & p_{im} \left(\frac{\eta_{vol} n_e V_d T_{em}}{120 V_{em} T_{im}} \right) + u_{\text{delta}} \left(\frac{10^{-6} n_e n_{cyl} R_e T_{em}}{120 V_{em}} \right) - \\ & - p_{em} \left(\frac{\sqrt{T_{em} R_e} (A_{egr} \psi_{egr} + A_{vgtmax} f_{\Pi_t} f_{vgt})}{V_{em}} \right) \end{aligned} \quad (4.17)$$

Emme ve egzoz manifoldlarındaki oksijen yüzdesinin dağılımı yine durumlara bağlı olarak 4.18 ve 4.19 numaralı denklemlerle gösterilmiştir. Bu modeller oluşturulurken de diğer durumlara bağlı olarak değişim ifade edilmiştir, dolayısıyla kontrolör tasarımları esnasında kolaylıkla sistemin durum uzayı modeli oluşturulabilecek dolayısıyla iç dinamikler de analiz edilebilecektir.

$$\begin{aligned} \dot{X}_{Oim} = X_{Oem} \left(\frac{R_i T_{im} A_{egr} \Psi_{egr} \Pi_e}{V_{im} \sqrt{T_{em} R_e}} \right) + \omega_t \left(\frac{X_{Oc} R_i T_{im} p_{\text{çevre}} \pi R_c^3 \Phi_c}{V_{im} T_{\text{çevre}} p_{im}} \right) + \\ X_{Oim} \left(- \frac{R_i T_{im} A_{egr} \psi_{egr} \Pi_e}{V_{im} \sqrt{T_{em} R_e}} - \frac{T_{im} p_{amb} \pi R_c^3 \omega_t \Phi_c}{V_{im} T_{\text{çevre}} p_{im}} \right) \end{aligned} \quad (4.18)$$

$$\begin{aligned} \dot{X}_{Oem} = X_{Oem} \left(- \frac{T_{em} \eta_{vol} n_e V_d \Pi_e}{120 T_{im} V_{em}} - \right. \\ \left. \frac{10^{-6} n_e n_{cyl} R_e T_{em} u_{delta}}{120 V_{em} p_{em}} \right) + X_{Oim} \left(\frac{R_e T_{em} \eta_{vol} n_e V_d \Pi_e}{120 R_i T_{im} V_{em}} \right) - \\ u_{delta} \left(\frac{10^{-6} n_e n_{cyl} R_e T_{em} (O/F)_s}{120 V_{em} p_{em}} \right) \end{aligned} \quad (4.19)$$

Turbo hızı ve VGT eyleyicisine ait durumların, diğer durumlara bağlı ifadesi de aşağıdaki denklemlerdeki gibidir :

$$\dot{\omega}_t = \left(\frac{c_{pe} \eta_m (T_{em} - T_t)}{J_t} - \frac{p_{\text{çevre}} \pi R_c^3 \Phi_c}{R_i T_{\text{çevre}}} \right) \quad (4.20)$$

$$\dot{u}_{vgt} = \frac{1}{\tau_{vgt}} [u_{vgt} (t - \tau_{dvgt}) - u_{vgt}] \quad (4.21)$$

EGR eyleyicisinin dinamik davranışını ifade eden denklemler ise 4.22 ve 4.23 numaralı denklemlerle gösterilmiştir.

$$\dot{u}_{egr1} = \frac{1}{\tau_{egr1}} [u_{egr} (t - \tau_{degr}) - u_{egr1}] \quad (4.22)$$

$$\dot{u}_{egr2} = \frac{1}{\tau_{egr2}} [u_{egr} (t - \tau_{degr}) - u_{egr2}] \quad (4.23)$$

Sistem davranışlarını ifade eden durum denklemleri yukarıdaki denklemlerde gösterilmiştir. Bu denklemlere bağlı olarak sistemin durum uzayı modeli elde edilebilir ve farklı çalışma koşulları için lineerleştirilerek, kontrolcü tasarımında kullanılabilir.

Lineerleştirme çalışmaları esnasında bir çok zorlukla karşılaşmıştır, sistem sekiz durumlu olduğu için, her bir durumun değişen giriş parametrelerine bağlı olarak elde edilmesi ve diğer durumlara bağlı olarak değişimlerinin analiz edilmesi zorluk teşkil etmektedir. Dolayısıyla giriş parametrelerinin değiştiği geniş çalışma noktalarında sistemin doğru bir şekilde doğrusallaştırılması mümkün değildir, bu yüzden doğrusallaştırma çalışmaları eğer giriş parametreleri agresif bir şekilde değişiyorsa

olabildiğince küçük aralıklarda yapılmıştır. Değişim olmadığı taktirde daha geniş çalışma zamanlarında doğrusallaştırma yapılabilir.

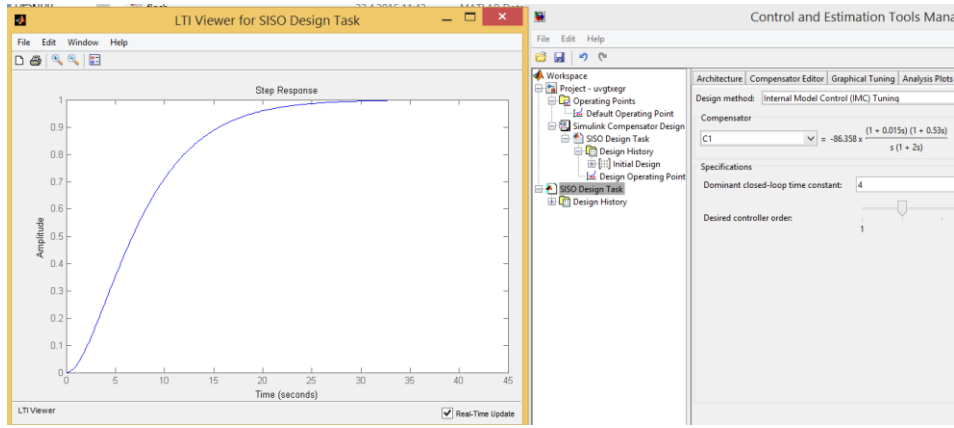
4.14 numaralı denklemde durum uzayı yapısı gösterilmişti, sistem modeli o yapıya göre oluşturulmuş ve FIGE hız testlerine benzer bir simulasyon kentsel sürüş koşulları düşünülerek gerçekleştirilmiş ve bu koşullara bağlı olarak sistem doğrusallaştırıldığında, 2 çıkışlı sistem için aşağıdaki durum uzayı modeli elde edilmiştir :

$$\begin{pmatrix} \dot{U}_{egr1} \\ \dot{U}_{egr2} \\ \dot{P}_{em} \\ \dot{X}_{Oem} \\ \dot{P}_{im} \\ \dot{X}_{Oim} \\ \dot{\omega}_t \\ \dot{U}_{vgt} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -20 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -7.692 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1187 & 527.7 & -95.57 & 0 & 29.95 & 0 & -4951 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -4.921 & 0.000005 & 4.77 & 0 & 0 \\ 591.2 & -262.8 & 12.94 & 0 & -81.24 & 0 & 0 & 261.9 \\ -0.0006371 & 0.0002832 & -0.000014 & 0.2946 & 0.0000041 & -2.428 & 0 & 0.000039 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -40 & 0 \\ 0 & 0 & 0.3818 & 0 & -0.5837 & 0 & 9.105 & -1.002 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} U_{egr1} \\ U_{egr2} \\ P_{em} \\ X_{Oem} \\ P_{im} \\ X_{Oim} \\ \omega_t \\ U_{vgt} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 20 & 0 \\ 0 & 7.692 & 0 \\ 0 & 0 & 1549 \\ 0 & 0 & -0.006562 \\ 0 & 0 & -79.21 \\ 0 & 0 & 0.0000854 \\ 40 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2.194 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} U_{vgt} \\ U_{egr} \\ U_{delta} \end{pmatrix} \quad (4.24)$$

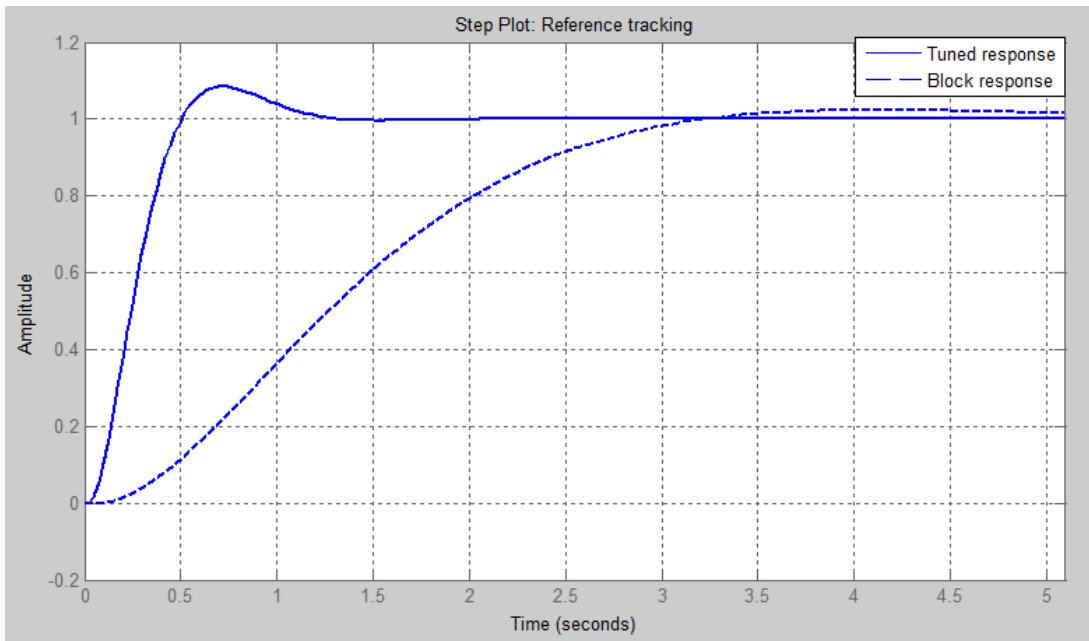
$$\begin{pmatrix} \lambda_{em} \\ X_{egr} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0.00002 & 9.374 & 0 & 0 \\ 0.002096 & -0.0009314 & 0.000046 & 0 & -0.0000135 & 0 & 0 & -0.0001282 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} U_{egr1} \\ U_{egr2} \\ P_{em} \\ X_{Oem} \\ P_{im} \\ X_{Oim} \\ \omega_t \\ U_{vgt} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 & -0.02533 \\ 0 & 0 & -0.0002808 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} U_{vgt} \\ U_{egr} \\ U_{delta} \end{pmatrix} \quad (4.25)$$

4.24 ve 4.25 numaralı denklemlerde doğrusallaştırılma bölgesinde, sisteme ait elde edilen model görülmektedir. Denklemlerden görüldüğü üzere çıkış olarak belirlenen EGR oranı ve lambda değerleri elde edilirken tüm durumlar ve çıkışlar kullanılmıştır. Dolayısıyla bu durum sistemin bu koşullarda, belirlenen tüm iç dinamiklerden etkilendiğini göstermektedir.

Durum uzayı modeli oluşturulduktan sonra VGT ve EGR pozisyonları ile sırasıyla EGR oranı ve lambda çıkışlarına bağlı transfer fonksiyonları elde edilmiş ve Matlab'in "sisotool" komutu yardımıyla kontrol işareti sınırları da dikkate alınarak kontrolör tasarımları gerçekleştirilmiştir. Bu tasarımlara bağlı olarak elde edilen birim basamak giriş cevapları ve kontrolör katsayıları aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.



Şekil 4.23: $u_{vgt} - x_{egr}$ transfer fonksiyonuna bağlı kontrolör katsayıları ve birim basamak cevabı.



Şekil 4.24: $u_{egr} - \lambda$ transfer fonksiyonunun birim basamak cevabı.

4.23 ve 4.24 numaralı şekillerde geri beslemeli kontrol sistemlerine bağlı sistem davranışları görülmektedir. VGT pozisyonu ile EGR oranına bağlı transfer fonksiyonu analiz edildiğinde istenilen sistem davranışının sadece VGT pozisyonuna bağlı olarak sağlanabilmesinin zorluğu tespit edilmiştir bu yüzden genel kontrol yapısında bu durum dikkate alınacak ve EGR pozisyonundaki değişim de EGR oranına bağlı olarak elde edilen hata işaretini minimize etmek amacıyla kullanılacaktır. Her ne kadar iyi bir sistem davranışı sağlanmış olsa da sistemin oturma süresi 25 saniyeden fazladır ve bu sistemin gerçek zaman davranışı düşünüldüğünde istenmeyen bir durumu ifade etmektedir.

Sonraki bölümlerde tüm motor modeline yönelik olarak genel bir kontrolör modeli oluşturulacak ve kontrolör parametreleri, EGR oranı ile lambda arasındaki optimizasyon sağlanacak şekilde ayarlanacaktır.

4.3.2 u_{delta} ileri beslemeli kontrol yapısı

u_{delta} giriş değeri için optimum seviyenin belirlenmesi motordan istenilen torkun elde edilebilmesi için de önem arz etmektedir. 3.37 numaralı denklemde de gösterildiği gibi tork değeri, indüke tork değerinden tork kayıplarının çıkarılması ile bulunmaktadır. Genel tork denklemini, u_{delta} ifadesini elde edecek şekilde 4.26 numaralı denklemdeki gibi düzenleyebiliriz :

$$u_{\text{delta}} = 0.112 M_e^{\text{ref}} + 0.00001 n_e^2 - 0.0078 n_e + 0.0001 (p_{em} - p_{im}) + 6.8 \quad (4.26)$$

4.26 numaralı denklem kontrol diyagramında “ $u_{\text{delta Ref}}$ ” ile gösterilen kısmı temsil etmektedir. Geçici hal sistem davranışında sert geçişler olduğu taktirde bu durum lambda değerinin alt sınırın altına düşmesine sebep olabilir, bu yüzden her ne kadar bu diyagram u_{delta} değerinin uygun referans değerini bulmak için belirlenmiş olsa da, maksimum püskürtülmesi gereken yakıt miktarı için de bir limit belirlemek gereklidir, bunun için de motor hızı, motor içine alınan kütle akışı, oksijen yüzdesi ve minimum lambda değerleri kullanılarak bir yaklaşımda bulunabiliriz. Bu denklem 4.27’de görülmektedir.

$$\text{Max}(u_{\text{delta}}) = \frac{W_{ei} X_{Oim} 120}{\lambda_o^{\text{min}} (O/F)_s 10^{-6} n_{cyl} n_e} \quad (4.27)$$

Yukarıdaki denklem, kontrol diyagramı üzerinde PM limit fonksiyonu olarak gösterilmiştir. İstenilen yakıt seviyesinin elde edilebilmesi için iki denklemdeki veriler kıyaslanacak ve yakıt seviyesi bu kıyas ile belirli limitler arasında tutulacaktır.

4.3.3 u_{vgt} geri beslemeli kontrol yapısı

Önceki bölümlerde VGT pozisyonunun x_{egr} değerinin değişiminde önemli bir etkisi olduğundan bahsedilmişti. Kontrol yapısı oluşturulurken de öncelikle bu durum dikkate alınmıştır. Dolayısıyla bu kontrol yapısında amaç hedeflenen EGR oranı için, olması gereken optimum VGT pozisyon değerini bulmaktır. Her ne kadar EGR pozisyonu da, EGR oranının değişiminde etkili olsa da karma evreli faz davranışı ve

işaret tersinirliği bu giriş çıkış değerlerine bağlı ilişkilerde, yüksek bir çalışma bölgesini temsil etmektedir. Bu davranışlar $u_{vgt} \rightarrow x_{egr}$ ilişkisinde de görülüyor olsa da sürekli hal sistem davranışındaki etkisi daha azdır.

Kontrol yapısı oluşturulurken EGR oranı için belirlenen referans değeri ile simulasyon sonucu arasındaki fark hata işareti olarak alınıp, bu hata işareti, VGT pozisyonunun değişimiyle minimize edilecektir. Kontrol hedefleri arasında turboşarj devrinin sınırlarından da söz edilmişti, buna bağlı olarak VGT pozisyonu değişimi için ideal değer belirlenirken, kontrol yapısına türbin hızının hata işareti de eklenmelidir. Türbin hızının elde edilen değeri ile referans değeri arasındaki fark alınıp, bu hata işareti de minimize edilmeye çalışılmalıdır. Her iki ilişkide de düşük frekans kazançları, çalışma bölgeleri düşünüldüğünde daha çok negatif olduğu için PID kazanç parametreleri negatif olacaktır [52]. Kontrol fonksiyonlarını aşağıdaki denklemlerdeki gibi gösterebiliriz:

$$u_{vgt} = \max(-PID_a(e_{x_{egr}}), -PID_b(e_{n_t})) \quad (4.28)$$

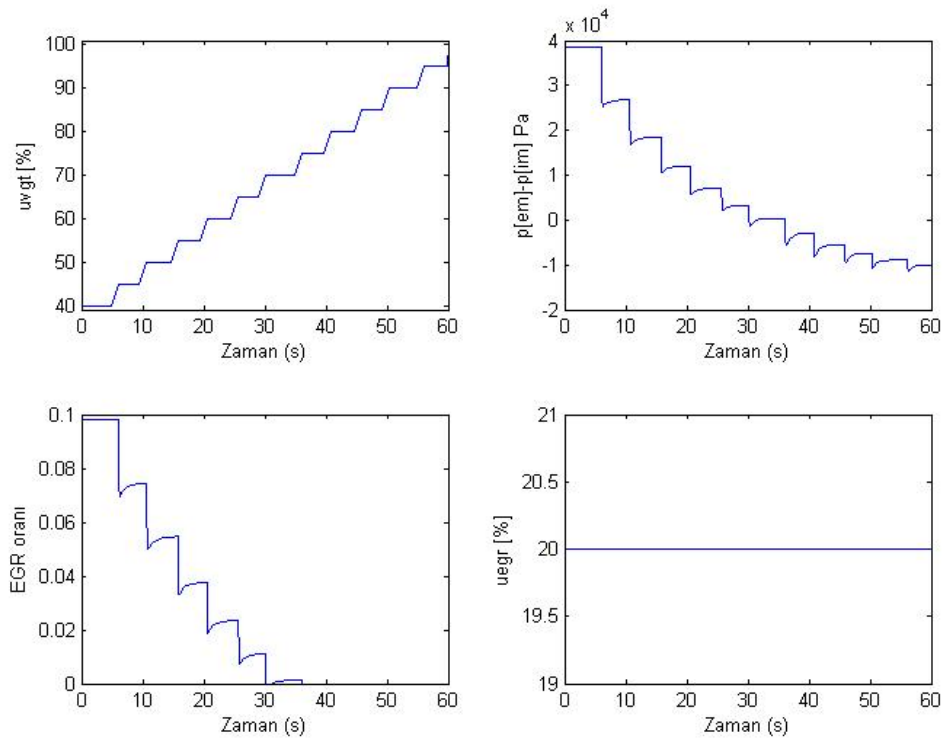
$$PID(e) = K \left(e + \frac{1}{T_i} \int e \, dt + T_d \dot{e} \right) \quad (4.29)$$

4.29 numaralı denklemde görüldüğü gibi EGR oranı ve turboşarj hızına bağlı hata işaretleri PID kontrolörler yardımıyla minimize edilmeli ve ardından bu hata işaretlerinden daha büyük olanına bağlı bir algoritma yardımıyla VGT pozisyonu belirlenmelidir. Daha büyük olan değere bağlı olarak belirlenmesinin sebebi VGT pozisyonunun değişimiyle, turboşarja gelen tork düşürüleceği için, daha az dönmesini sağlamaktır, dolayısıyla VGT pozisyonunun olabildiğince yüksek olması beklenir. Kontrol hedeflerinde pompalama torkunun olabildiğince düşürülmesinden de söz edilmişti. Bu tork değerinin azaltılabilmesi için 3.38 numaralı denklemde de görüldüğü üzere egzoz manifoldu ile emme manifoldu arasındaki basıncın minimize edilmesi gerekmektedir.

Yapılan analizlerden elde edildiği üzere eğer basınç farkının minimize etmek istiyorsak valfleri olabildiğince açık pozisyona getirmemiz gerekmektedir. Düşük tork ve düşük hız değerleri olmadığı sürece bu durum geçerli olacaktır zira zaten bu çalışma koşullarında basınç farkı yüksek olmayacaktır. Buna bağlı olarak VGT pozisyonu için optimum değer belirlenirken 4.29 numaralı denklemi, pompalama torkunu azaltmak

için düzenlememiz gerekir. Yapılan analizler sonucunda VGT pozisyonunun artması ve bunun yanında düşük EGR oranlarında basınç farkı azalmaktadır, bunu 4.25 numaralı şekilde daha açık bir şekilde gözlemleyebiliriz.

Dolayısıyla VGT pozisyonunun olabildiğince yüksek tutulması önemlidir, bu yüzden VGT pozisyonu yüzde 100 seviyelerine ulaştığında eğer EGR oranı yeterince küçükse bu seviyelerde tutmamız gerekir. Eğer EGR hata oranı artış gösterirse, bu sefer de VGT pozisyonunu yüksek seviyelerde tutarak manifoldlar arası basınç farkının artmasını engellemiş oluruz dolayısıyla bu sefer de EGR hata işareti ile turboşarj hata işareti arasındaki farka göre VGT pozisyonunu belirlememiz gerekir.

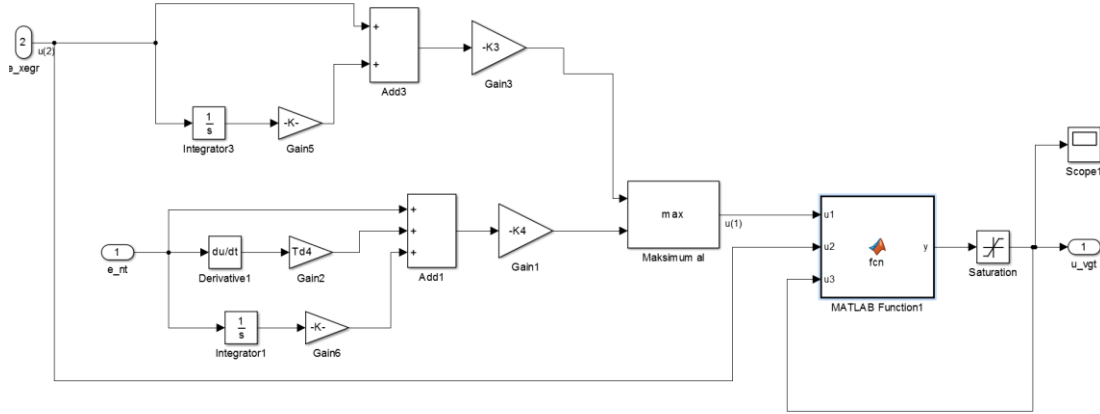


Şekil 4.25: VGT pozisyonuna göre egzoz ve emme manifoldları arasındaki basınç farkının değişimi.

Bunlara bağlı olarak VGT kontrolcüsü için algoritma 4.30 numaralı denklemdeki gibi olacaktır [54].

$$\begin{cases} 100, & u_{vgt} = 100 \text{ ve } e_{xegr} < 0.01 \\ \max\left(-PID_a(e_{xegr}), -PID_b(e_{nt})\right), & \text{diğer şartlarda} \end{cases} \quad (4.30)$$

EGR oranı hata işaretine bağlı bir sınırlama oluşturulmasının sebebi, EGR kontrolcüsüne ait algoritma ile ilişkilidir, bu bir sonraki bölümde anlatılacaktır. Sonuç olarak VGT kontrolcüsüne ait model şekil 4.26’da görülmektedir.



Şekil 4.26: VGT kontrolörünün Simulink ortamında modellenmesi.

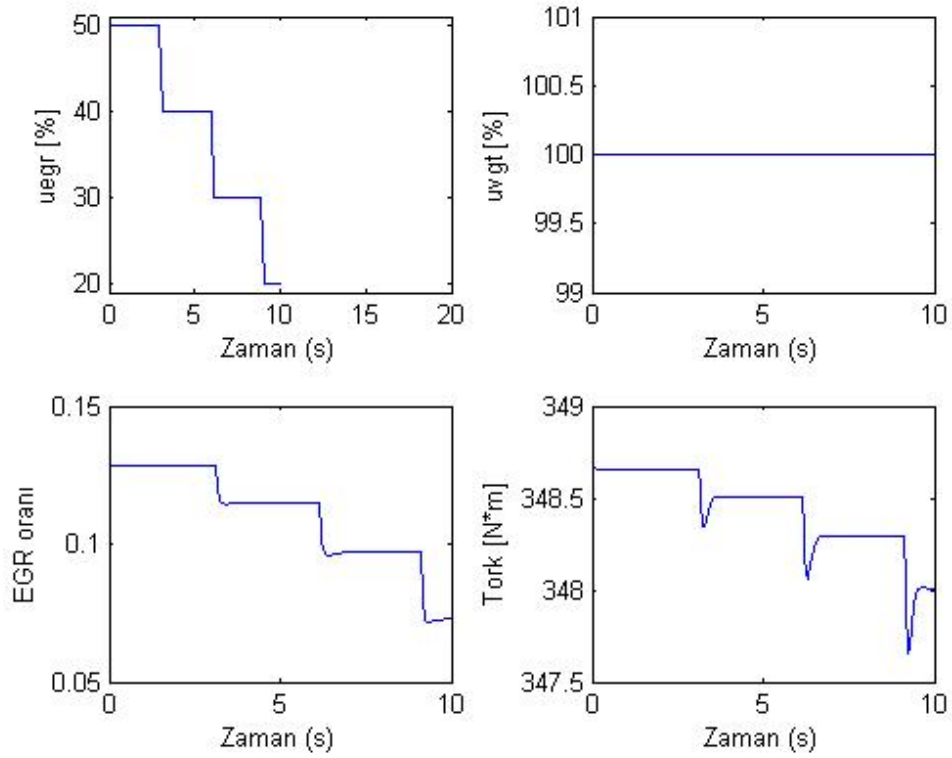
4.3.4 u_{egr} geri beslemeli kontrol yapısı

EGR valf pozisyonunun değişimi her ne kadar iki çıkış değerini etkilese de önceki bölümlerde de belirtildiği gibi daha düzenli değişimler gözlenebildiği için, VGT açıklığının değişimiyle EGR oranı, EGR valf pozisyonunun değişimiyle de lambda kontrolü sağlanmaktadır. Dolayısıyla EGR kontrolcüsü tasarlanırken, temel amaç lambda değerinin belirlenen hedef değerine olabildiğince yakın olmasını sağlamak olacaktır. Dolayısıyla genel ve detaylı kontrol yapıları 4.31 ve 4.32 numaralı denklemlerdeki gibi olacaktır [54].

$$u_{egr} = -PID_c(e_{\lambda_o}) \quad (4.31)$$

$$u_{egr} = \max(PID_c(e_{\lambda_o}), PID_d(e_{x_{egr}})) \quad (4.32)$$

Düşük motor torklarını içeren çalışma bölgelerinde, VGT yüzde 100 açıklığa ulaşsa dahi EGR oranı yüksek seviyelere çıkabilir. Bu davranışı şekil 4.27’de gözlemleyebiliriz.



Şekil 4.27: Düşük tork değerlerinde EGR oranının değişimi.

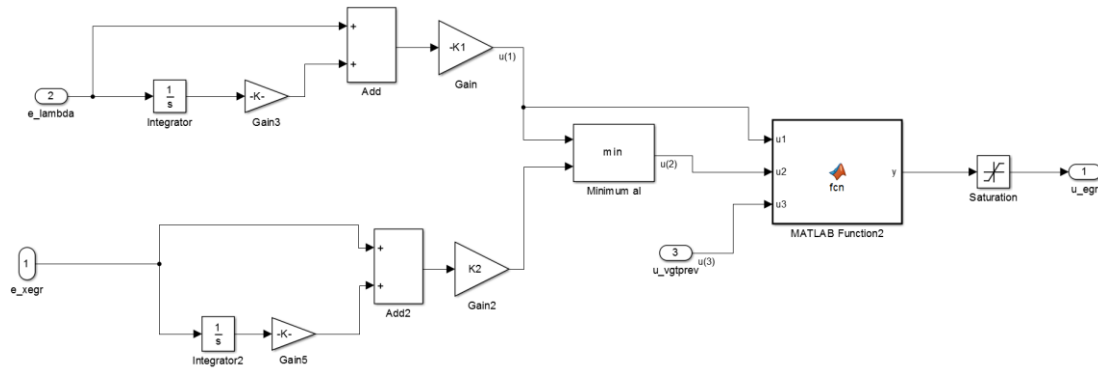
Dolayısıyla partikül madde salınımını azaltabilmek için bu davranışı değiştirmemiz gerekmektedir. Bu yüzden, bu durumda EGR valfinin olabildiğince kapalı olması EGR oranının düşürmek için önem arz etmektedir. 4.33 numaralı denklem bu temelde oluşturulmuştur. EGR valfi kapandıkça EGR oranındaki düşüş şekil 4.27’de görülmektedir.

VGT kontrolcüsü oluşturulurken, pompalama torkunun düşürülmesinin de motordan elde edilecek performans seviyeleri için önemli olduğundan bahsedilmişti. Bunu sağlayabilmek için de yukarıda düşük tork seviyeleri için bahsedilen durumdan yararlanabiliriz. EGR pozisyonu arttırıldıkça lambda değeri azalacaktır, dolayısıyla bu durumda EGR oranındaki artışın belirli limitlerde tutulabilmesi için, VGT açıklığı da olabildiğince fazla olmalıdır, bunu sağlayabilmek için 4.33 numaralı denklemdeki yaklaşım kullanılmıştır [54].

$$u_{egr} = \begin{cases} \min \left(-PID_c(e_{\lambda_o}), PID_d(e_{xegr}) \right), & \text{eğer } u_{vgt} = 100 \\ -PID_c(e_{\lambda_o}) & , \text{ diğ er şartlarda} \end{cases} \quad (4.33)$$

Denklemden görüldüğü gibi VGT eğer yüzde 100'lük açılma seviyesine ulaşırsa EGR valfinin olabildiğince kapalı tutulabilmesi için lambda ve EGR oranı için kullanılan PID çıkışlarının daha kapalı durumu temsil eden minimum olan değer kullanılacaktır. Diğer şartlarda zaten lambda kontrolü, EGR valfi ile sağlandığı için sadece lambda değerine bağlı PID yapısı kullanılabilir. Böylece EGR oranındaki fazla artışın önüne geçilmesi dolayısıyla da motordan daha iyi performans alınması sağlanabilir.

Bu durumlar dikkate alınarak EGR kontrolcüsü için Simulink ortamında oluşturulan model şekil 4.28'de gösterilmiştir.



Şekil 4.28: EGR kontrolcüsünün Simulink ortamında modellenmesi.

Şekil 4.26 ve 4.28'de de görüldüğü gibi iki kontrolör çıkışında da saturasyon portları bulunmaktadır, bu portların kullanılmasındaki amaç VGT ve EGR pozisyonlarının belirlenilen limitler dahilinde kalmasını sağlamaktır. Bu limit seviyeleri 4.34 numaralı denklemde gösterilmiştir.

$$u_{vgt} = \% 0 - 100 \quad u_{egr} = \% 0 - 100 \quad (4.34)$$

4.3.5 Kontrolör parametrelerinin ayarlanması

Kontrolör yapılarında da görüldüğü gibi parametreleri ayarlanması gereken 4 farklı PID kontrolör bulunmaktadır. PID kontrolörlerine ait parametreler 4.20 numaralı denklemdeki yapıya göre olacaktır. Dolayısıyla, oransal, integral ve türev katsayılarını düşündüğümüzde 4 kontrolör için ayarlanması gereken 12 parametre bulunmaktadır. Her ne kadar bu parametreler birbirlerinden bağımsız olarak ayarlanacak olsa da, sistem davranışında alt sistemlerin birbirleri ile ilişkisi çok önemli olduğu için özellikle geçici sistem davranışında hedef değerlere göre yeterince doğruluk sağlanamayabilir. Bunun için farklı çalışma bölgeleri için hedefler arasındaki

öncelikler belirlenip süreçler buna göre analiz edilebilir. Ayarlanması gereken kontrolör parametrelerine ait vektör 4.35 numaralı denklemde gösterilmiştir.

$$f = [K_a, T_{ia}, T_{da}, K_b, T_{ib}, T_{db}, K_c, T_{ic}, T_{dc}, K_d, T_{id}, T_{dd}] \quad (4.35)$$

Bilindiği gibi kontrolör yapıları ile hata işaretlerini minimize etmek hedeflenmektedir. Buna göre hata işaretlerine bağlı bir maliyet fonksiyonu oluşturarak, kontrol problemini aynı zamanda bir optimizasyon problemine çevirip, bu fonksiyonu belirlenilen çalışma noktalarında minimize edecek katsayıları bulma imkanımız bulunmaktadır. Buradaki en büyük problem VGT ve EGR pozisyonlarındaki limitlerle alakalı olacaktır. Örnek bir maliyet fonksiyonunu 4.36 numaralı denklemde görebiliriz [54].

$$V(f) = \sum_{i=1}^N \left(\frac{e_{Me}(t_i, f)}{Me_{Norm}} \right)^2 + \left(\frac{e_{xegr}(t_i, f)}{xegr_{Norm}} \right)^2 + \left(\frac{u_{egr}(t_i, f) - u_{egr}(t_{i-1}, f)}{u_{egr_{Norm}}} \right)^2 + \left(\frac{u_{vgt}(t_i, f) - u_{vgt}(t_{i-1}, f)}{u_{vgt_{Norm}}} \right)^2 + \left(\frac{\max(n_t(t_i, f) - n_t^{max}, 0)}{n_{t_{Norm}}} \right)^2 \quad (4.36)$$

4.36 numaralı denklem ulaşılmak istenilen hedefleri önceki değerle anlık değer arasındaki farklar ve türbin sınırlarına göre oluşturulmuştur. Denklem farklı durumlara göre düzenlenebilir. Örneğin tork hatası yerine lambda hatasını koyup, süreçleri buna göre düzenleyebiliriz ancak bu iki ifade birbiriyle bağlantılı olduğu için burada tork hatası üzerinden tasarım yapılmıştır.

Denklemdeki t_i ifadesi örnek alınan zaman noktasını temsil etmektedir. Değerler normalize edildiği için daha yüksek doğruluğun sağlanabilmesi için tork, EGR oranı ve turboşarj hızına bağlı hata ifadeler bir ağırlık faktörü ile çarpılabilir. Başlangıç koşullarında bu katsayılar 1 olarak kabul edilip işlem yapılmıştır.

Denklemdeki ilk ifade görüldüğü gibi tork hatasının, normalize tork değerine bölünüp karesinin alınmasını içermektedir. Bu ifade gerek lambda değerinin hedef değerin üstünde tutulması gerek de tork doğruluğunun sağlanabilmesi için önemlidir. Maliyet fonksiyonunda lambda hatası yerine tork hatası kullanılmasının sebebi geçici hal sistem davranışı için bu seçimin daha iyi sonuçlar veriyor olmasıdır. u_{delta} kontrolcüsünü oluşturan kısımlardan biri olan PM limitleyicisinden dolayı lambda hedef değeri ile minimum değeri arasındaki fark da belirli sınırlar dahilindedir,

dolayısıyla lambda ile bu durumu kontrol edebilmek geçici hal sistem davranışında tork farkı ile kontrol etmeye göre daha zordur.

İkinci ifade denklemden de anlaşılacağı üzere EGR oranını istenilen seviyelerde tutmak için oluşturulmuştur. Üç ve dördüncü ifadeler yine EGR ve VGT pozisyonlarında saturasyon oluşumunu engellemek için kullanılmıştır, aradaki farkı olabildiğince minimize etmek, geçişlerin daha yumuşak olmasını sağlar. Son ifade ise, turboşarj hızını maksimum limitin altında tutabilmek için kullanılmaktadır, önceki kısımlarda da belirtildiği gibi turboşarj sistemine zarar vermek, kısa ya da orta vadede sistemden alınmak istenen performansın hiç alınamamasına sebep olacaktır.

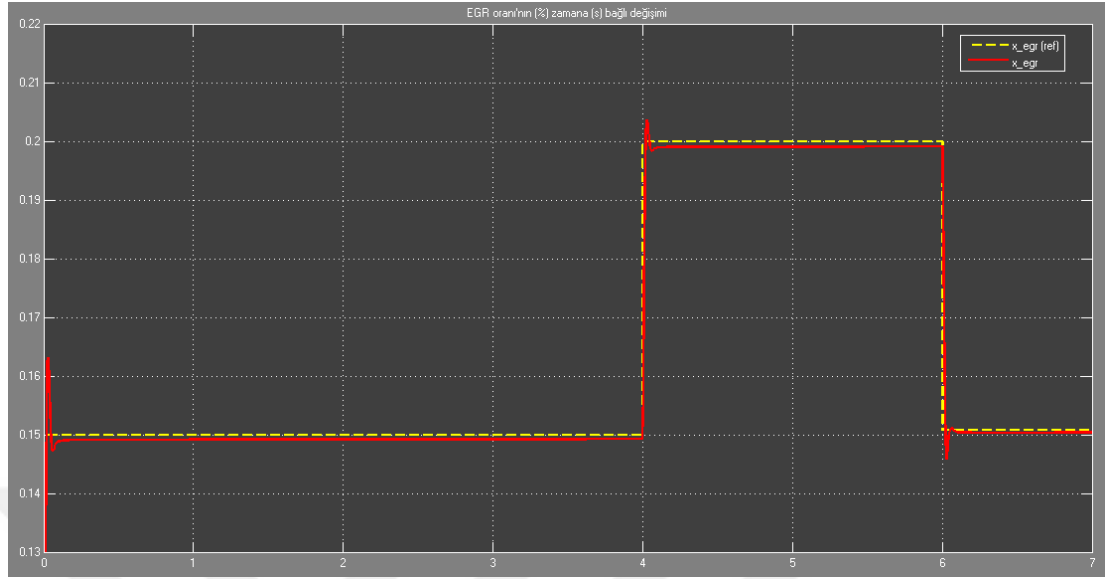
4.3.6 Analiz ve simülasyon sonuçları

Önceki bölümde 4 farklı PID kontrolörden istenilen sonuçları elde edebilmek için bir maliyet fonksiyonu belirleyip, elde edilen maliyet fonksiyonunun minimum değeri elde edilerek bu sürecin yönetilebileceğinden bahsedilmişti. Bu bölümde öncelikle her iki çıkış değeri için belirli çalışma koşullarında motor modeli doğrusallaştırılarak çıkış değerlerinin istenilen referans değerini izleyebilmesi sağlanacak, sonrasında da optimizasyon sürecinden elde edilen parametreler kullanılarak otomatikleştirilmiş bir geri beslemeli kontrol yapısı oluşturulacaktır.

Öncelikle motor modeli kentsel sürüş şartlarının belirli bir bölümünde simüle edilmiştir. Simülasyon sonuçlarından motorun ani davranış değişikliği yaptığı bir nokta seçilmiş ve motor modeli bu nokta etrafında doğrusallaştırılmıştır. Her ne kadar emisyon testleri bir çok çalışma noktasına göre yapılıyor olsa da, motor iç dinamiklerinde daha agresif değişimlerin olduğu noktalarda daha kararlı davranış görülebilmesine yönelik kontrolcü tasarımları daha önemlidir. Diğer yandan motor modeli doğrusal olmayan bir yapıda ve karmaşık olduğu için çok geniş çalışma aralıklarında doğruluğu yüksek doğrusallaştırma yapılamamaktadır. Bu yüzden belirli küçük aralıklarda sistem modeli doğrusallaştırılmış ve elde edilen doğrusal modeller üzerinde geri beslemeli kontrol yapıları uygulanmıştır. Doğrusallaştırılma sonucunda $u_{vgt} \rightarrow x_{egr}$ için elde edilen sistem transfer fonksiyonu 4.37 numaralı denklemde görülmektedir.

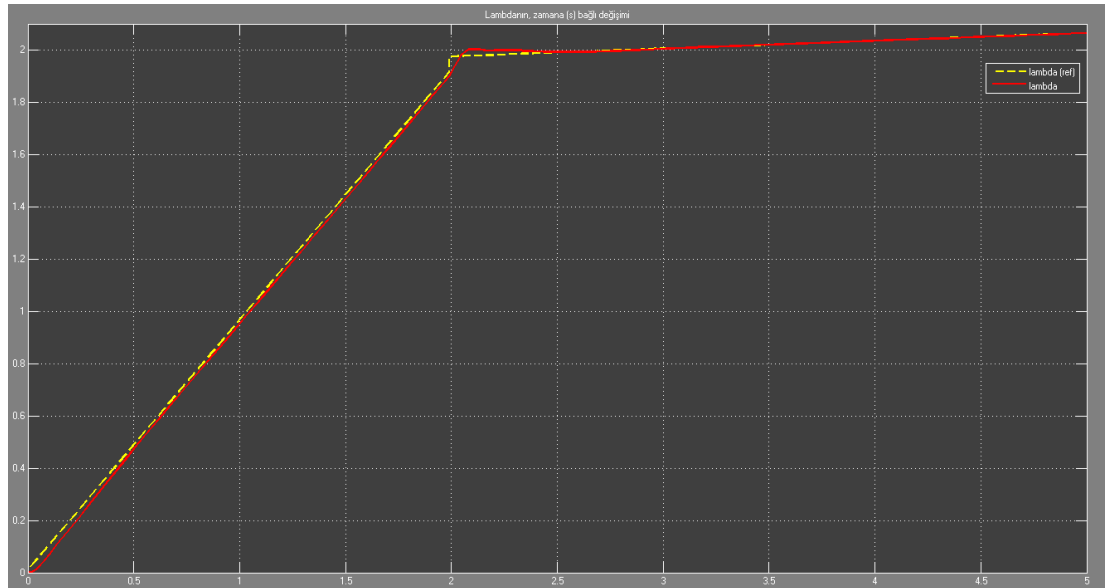
$$\frac{-8.354 s^2 - 267.4 s - 146}{s^4 + 94.1 s^3 + 2895 s^2 + 29620 s + 16180} \quad (4.37)$$

Geri beslemeli kontrol yapısına uygulanılan girişe bağlı olarak EGR oranı ve referans giriş arasındaki ilişki şekil 4.29'daki gibi olacaktır.



Şekil 4.29: EGR oranının referans girişi ve çıkışı değerleri arasındaki ilişki .

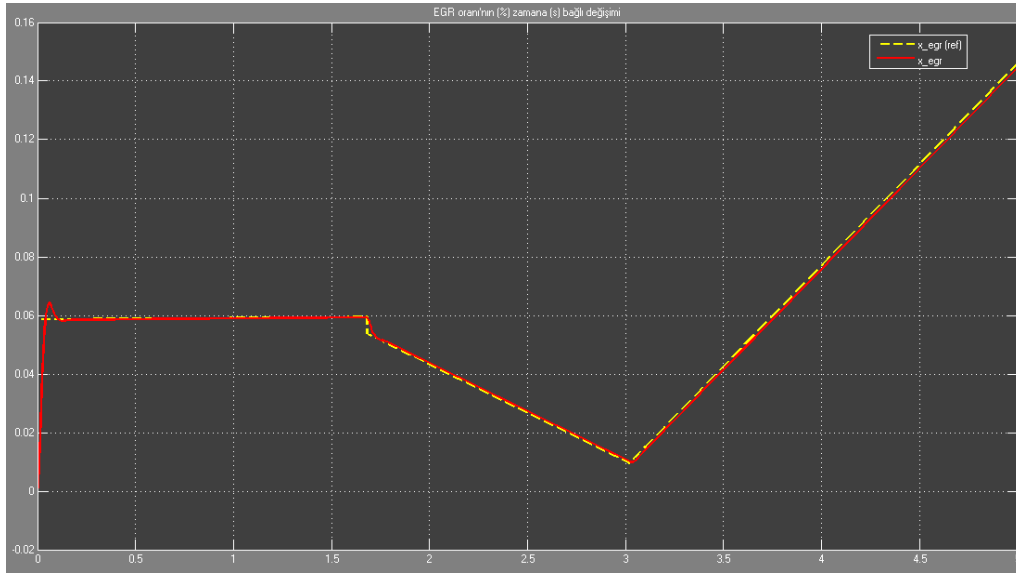
Aynı çalışma noktasında lambda ve lambda için belirlenen referans sinyaline bağlı bir kontrol çevrimi oluşturulduğunda da elde edilen sonuç şekil 4.30'daki gibi olmuştur.



Şekil 4.30: Lambda referans girişi ve lambda çıkışı arasındaki ilişki.

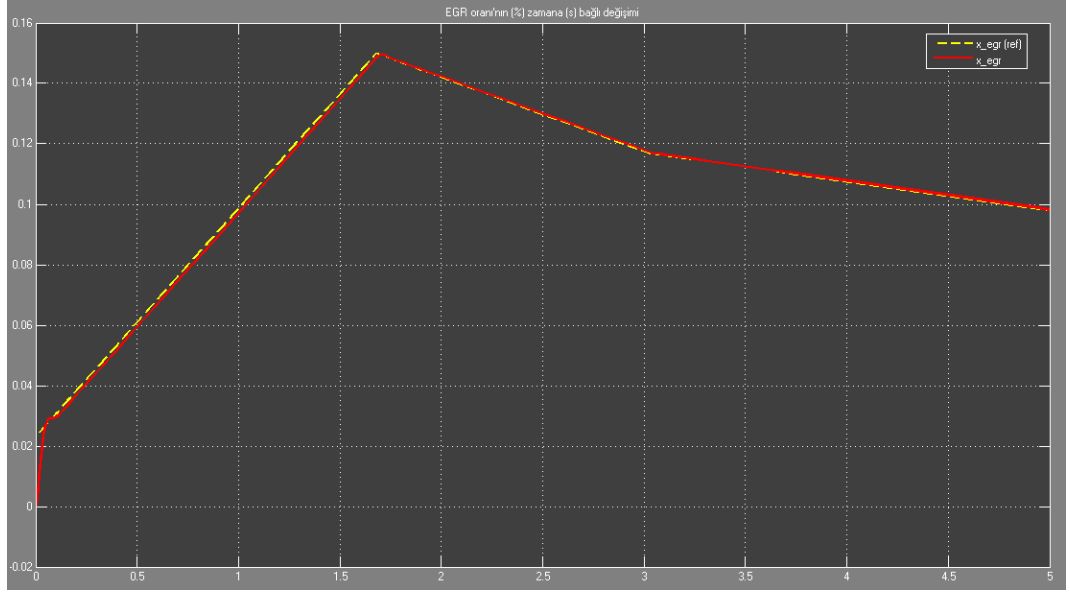
Her iki şekilden de görüldüğü üzere her ne kadar yüzde 100 başarımlı sağlanamamış olsa da çıkış işaretleri referans girişlerini doğruya yakın seviyelerde izlemektedir. Bu süreçteki problem, oluşturulan bu yapıların motorun çalışma koşullarındaki sadece bir

durum için doğru olmasıdır. Bu problemi çözebilmek için motorun daha sıklıkla çalıştığı noktalar belirlenip, o noktalar etrafında doğrusallaştırma yapılabilir ya da önceki bölümde de belirtildiği üzere tüm modeli içeren bir kontrol yapısı oluşturulup, bu kontrol yapısı belirlenen çalışma noktalarına göre düzenlenip daha geniş çalışma aralıklarında sistem çıkışlarından istenilen değerlerin alınması sağlanabilir. Aşağıdaki 4.31 ve 4.32 numaralı şekillerde, farklı çalışma bölgelerinde lineerleştirilmiş modellerin geri beslemeli kontrol yapılarında elde edilen simulasyon sonuçları görülmektedir.



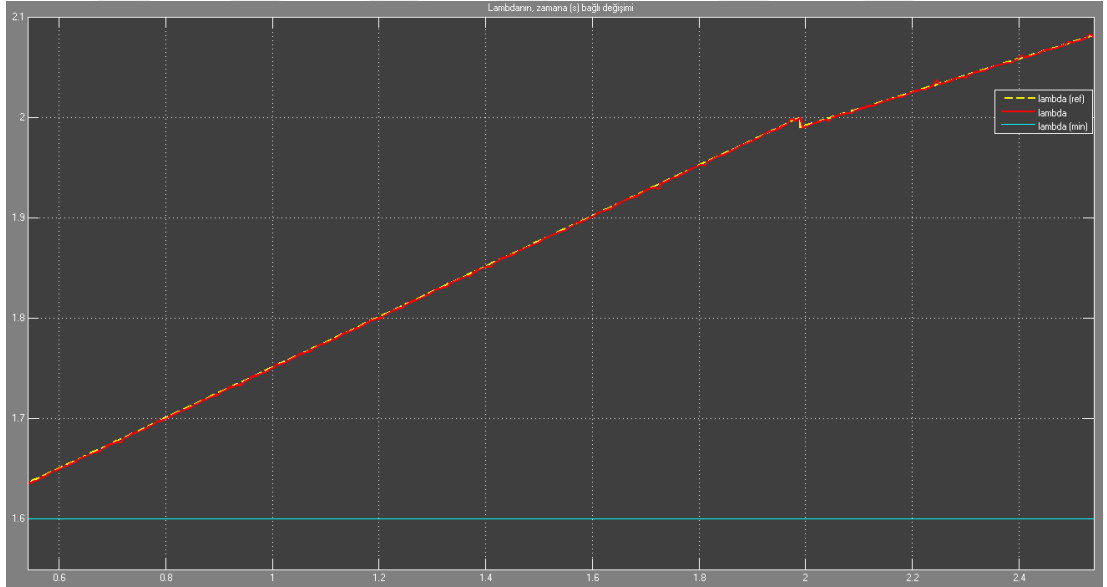
Şekil 4.31: Motorun 10 saniye çalıştığı bir durumda EGR oranının referans işaretine karşı davranışı.

Motor modeli burada VGT pozisyonu ve EGR pozisyonlarının hızla beraber değiştiği 10 saniyelik bir aralıkta lineerleştirilmiştir. Geçici haldeki ani değişimin olduğu daha düşük bir zaman aralığında lineerleştirme sağlandığında ve kontrolör parametreleri değiştirildiğinde ise EGR oranı değişimi şekil 4.32'deki gibi olacaktır. Burada amaç geniş doğrusallaştırma aralıklarında olası meydana gelebilecek doğrusallaştırma hatalarının önüne geçmektir, özellikle sistem davranışının agresif olduğu noktalarda doğrusallaştırma aralıklarını küçültmek gerçek zaman testlerinde doğru sonuçlar elde edebilmek için yüksek önem arz etmektedir.

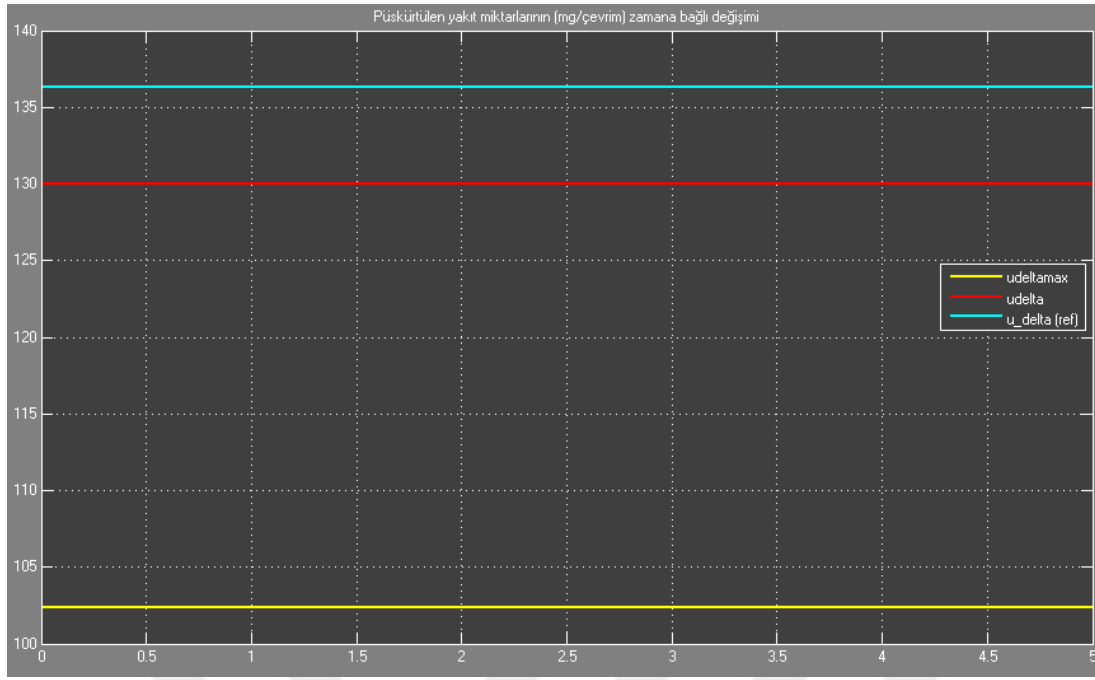


Şekil 4.32: Ani geçişin olduğu noktada kontrolör parametrelerinin değişim etkisi.

4.32 numaralı şekilde görüldüğü gibi bir önceki simülasyonda daha az doğrulukla takip edilen referans işaret, kontrolör parametrelerinin ayarlanmasıyla takip edilebilmektedir. Bu noktada lambda ve u_delta çevrimlerinin çıktısı ise aşağıdaki şekillerdeki gibi olacaktır.



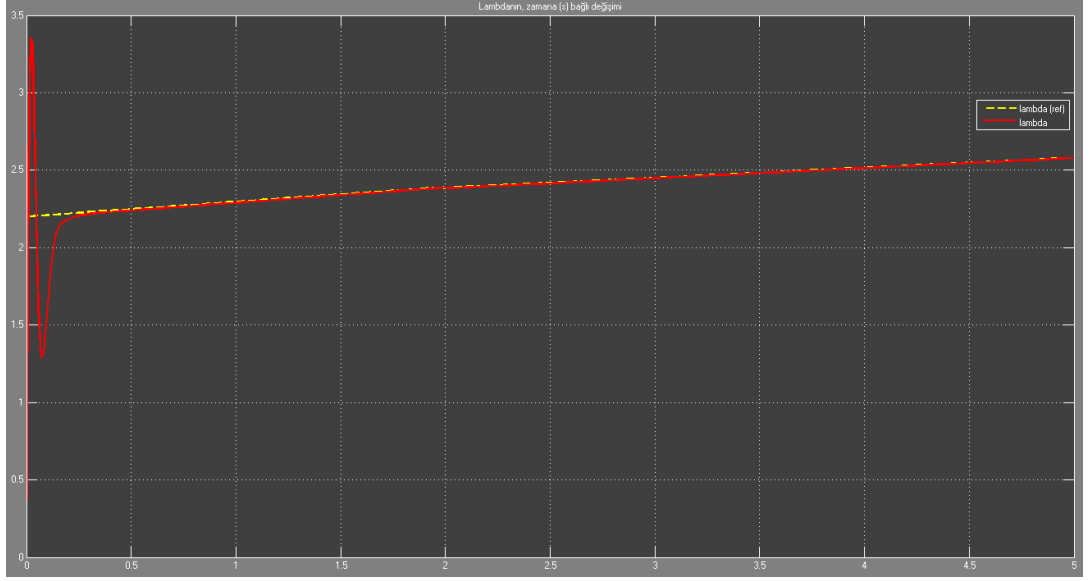
Şekil 4.33: Lambda değerinin referans işarete bağlı olarak değişimi.



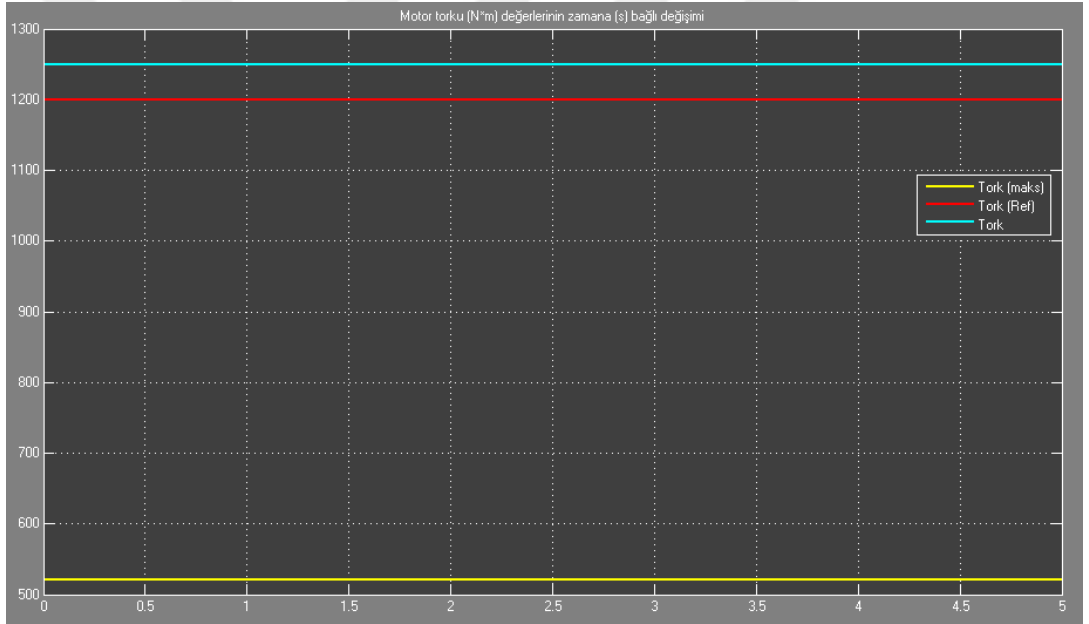
Şekil 4.34: Aynı çalışma noktasında udelta, u_delta (ref) ve udeltamax arasındaki ilişki.

4.33 numaralı şekilde görüldüğü gibi lambda referans değeri yüksek doğrulukla takip edilebilmektedir. Başlangıç değerleri sistem modeline eklendiğinde lambda değerinin değişimi şekil 4.35'teki gibi olacaktır. Lambda değerinin başlangıçta hedef değerden çok uzak olmasının sebebi sistemin ani değişime karşı verdiği tepkiden dolayıdır, nitekim çok kısa sürede lambda değeri hedef değeri takip etmektedir.

Püskürtülen yakıt miktarı arasındaki ilişki ise şekil 4.34'teki gibidir, burada maksimum püskürtülen yakıt miktarı görüldüğü gibi referans değer ile gerçek miktar değerlerinden çok uzaktadır. Referans işaret hedeflenen tork değerine göre belirlenmiştir, her ne kadar amaç burada pompalama torkunu azaltmak olsa da pratikte bu farkın tolere edilebilmesi imkansızdır. Motoru bu koşullara göre çalıştırdığımızda elde edilen tork değeri ile hedef tork değeri arasındaki ilişki de şekil 4.32'de gösterilmiştir.



Şekil 4.35: Lambda değerinin başlangıç koşullarına göre referans işaretleri arasındaki ilişki.

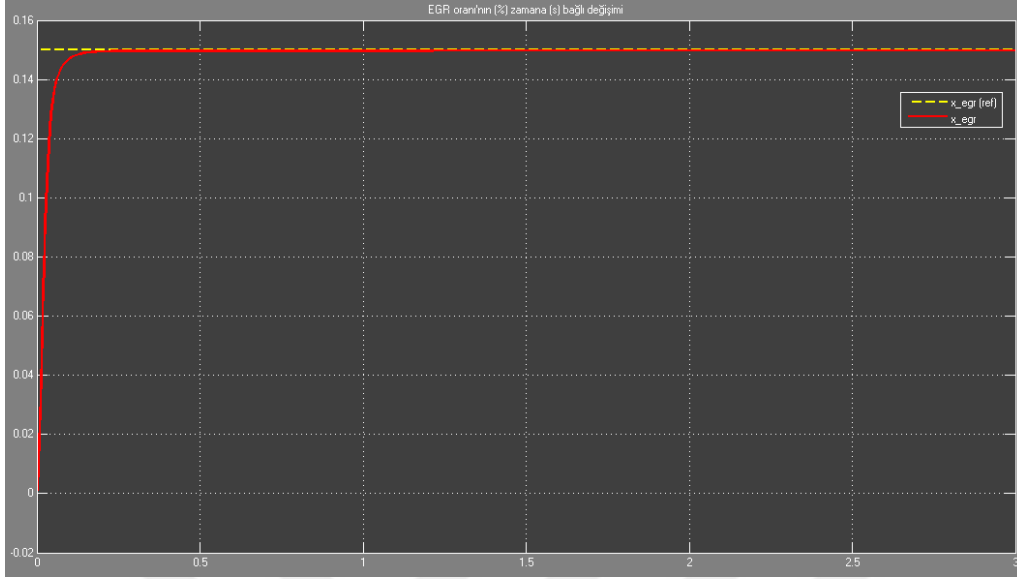


Şekil 4.36: Tork değerleri arasındaki ilişki.

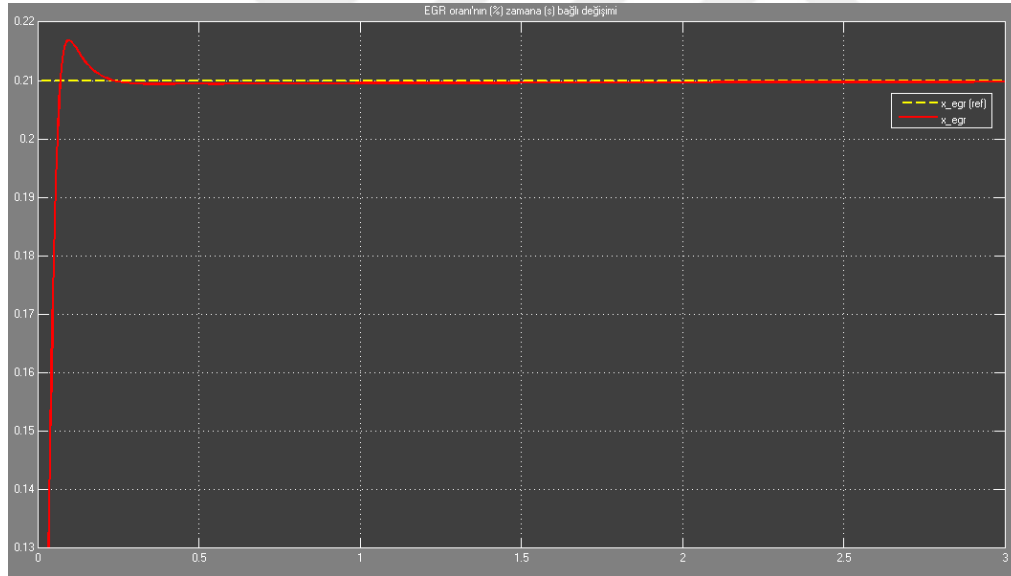
Şekil 4.36'da görüldüğü gibi 1500 rpm gibi bir hız değerinde saniyede 80 mg yakıt püskürterek istenilen tork değerini sağlamak olası değildir. Duman limitleyicisi daha çok tork değerinin sağlanabildiği noktalarda daha az yakıt kullanmak için kullanılmaktadır.

Motor modelini bir de VGT pozisyonunun % 75, EGR pozisyonunun % 80, motor hızının 1000-1500-2000 rpm şeklinde değiştiği keza püskürtülen yakıt miktarının da çevrim başına 150-200-230 mg değiştiği bir süreçte lineerleştirdiğimizde, ani davranış

değişikliğinin etkisini sistem üzerinde de görebiliriz. EGR oranının değişimi ve kontrolör etkisi ile bu davranışın tolere edilmesi şekil 4.37 ve 4.38’de görülmektedir.

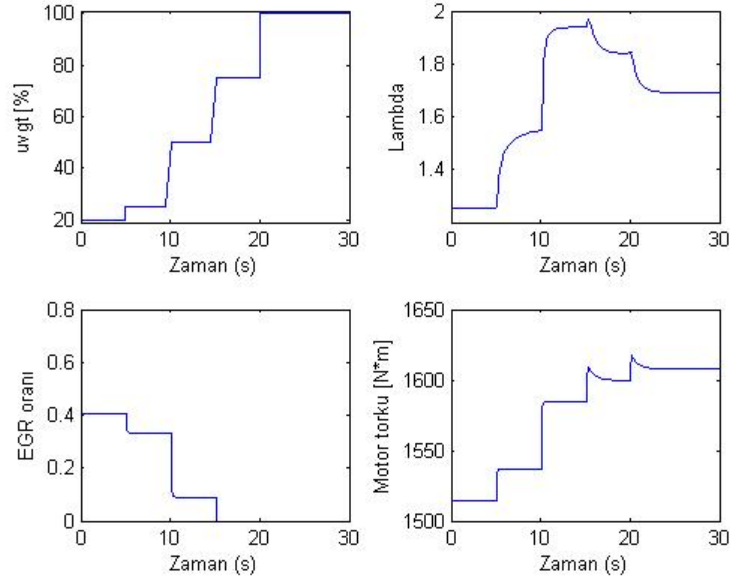


Şekil 4.37: x_{egr} ve referans sinyal işaretleri arasındaki ilişki.



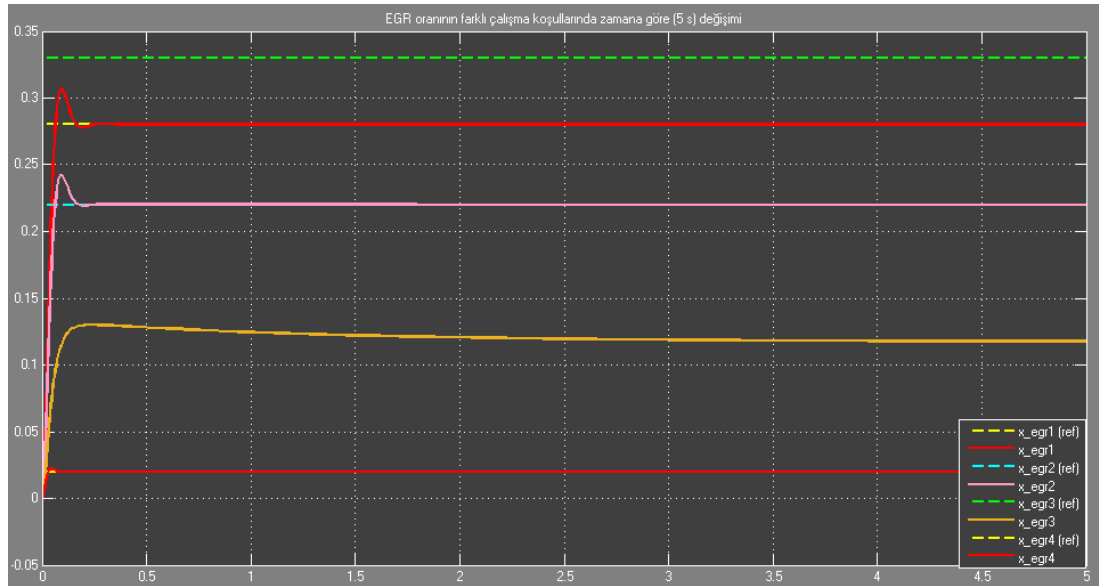
Şekil 4.38: Sürekli hal koşullarında x_{egr} ve referans sinyal işaretleri arasındaki ilişki.

VGT pozisyonu ile x_{egr} değişimi arasındaki ilişkiyi daha net gözlemleyebilmek için 5'er saniye aralıklarla sabit yakıt, hız ve EGR pozisyonu koşullarında simule ettiğimizde sistem değişkenlerinin değişimi şekil 4.39'daki gibi olmaktadır.



Şekil 4.39: Model değişkenlerinin davranışı.

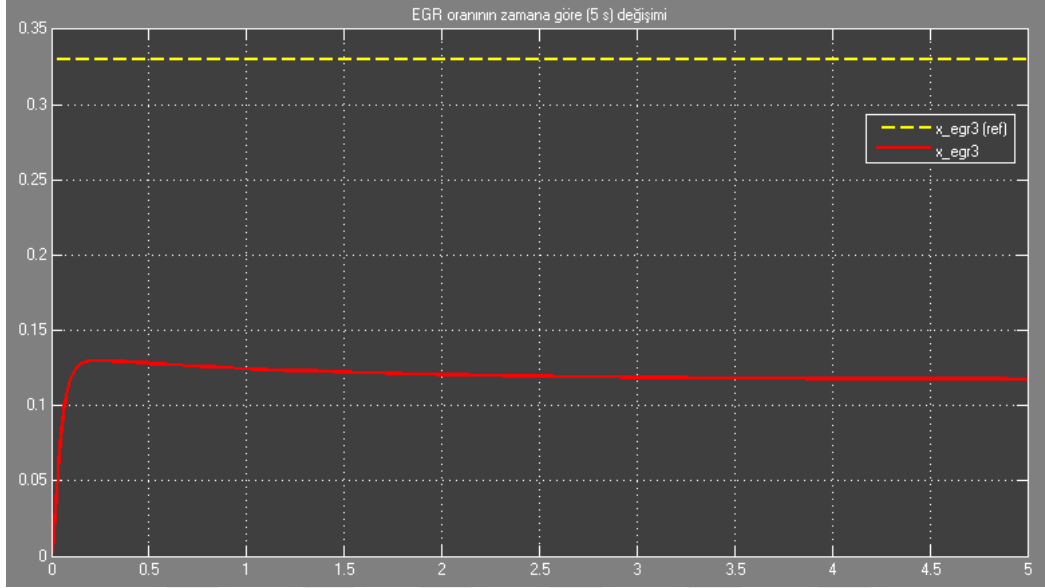
Simulasyon 1500 rpm hız, 200 mg/cycle yakıt ve EGR pozisyonunun yüzde 100 olduğu koşullarda gerçekleştirilmiştir. Bu koşullarda 5'er saniye aralıklarla VGT pozisyonu yüzde 20 mertebesinde 25-50-75-100 seviyelerine çıkartılmış ve bu bölgeler etrafında sistem modeli doğrusallaştırılarak PID kontrolör tasarımları yapılmıştır. Bu koşullara bağlı simulasyon sonuçları şekil 4.40'taki gibidir.



Şekil 4.40: EGR oranı değerlerinin hedef değerlere bağlı olarak değişimi.

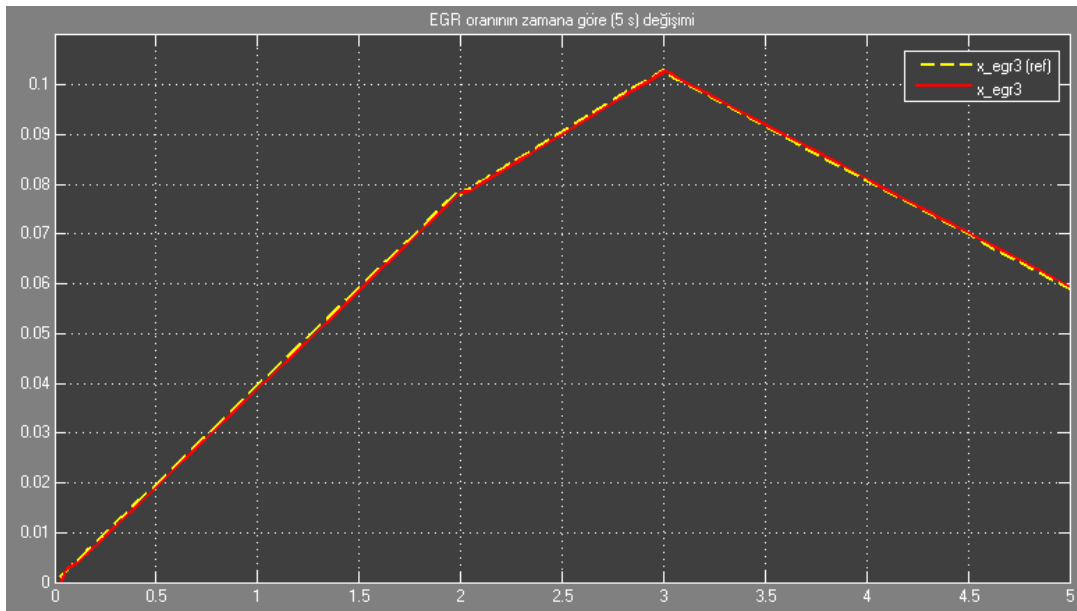
Şekil 4.40'da görüldüğü gibi her ne kadar geri beslemeli kontrol yapılarıyla o andaki geçici hal davranışları tolere edilebilse de 3. referans ve çıkış değerleri arasında

istenilen seviyeye ulaşamamıştır. Bu davranışı daha net olarak şekil 4.41’de görebiliriz.



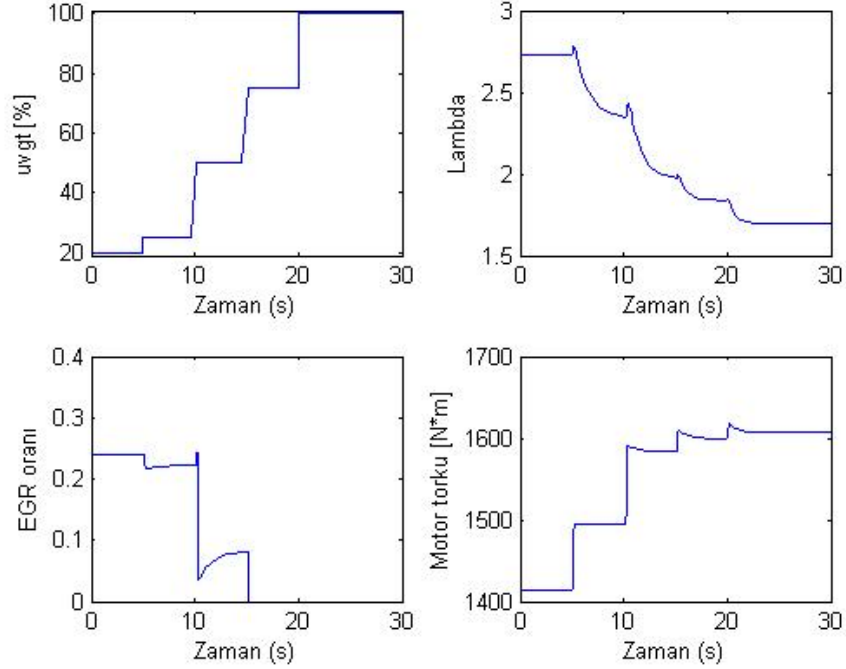
Şekil 4.41: 3. referans ve çıkış işaretleri arasındaki ilişki.

Hedeflenen davranıştan % 30 civarında sapma gözlemlenmiştir. Burada hedefin sağlanamamasının asıl sebebi EGR oranının o noktada sıfıra yakın seviyelerde olmasıdır, EGR oranı 0 iken VGT pozisyonu olabildiğince azaltılmaya çalışılmış ancak belirli bir limit seviyesi aşılamadığı için hedefe belirli oranda yaklaşmıştır. Eğer hedef oranı düşürürsek, istenilen kontrolör davranışının sağlandığını o noktada da şekil 4.42’deki gibi gözlemleyebiliriz



Şekil 4.42: Referans işaretinin tolere edilmesiyle sistem çıkışının davranış değişimi.

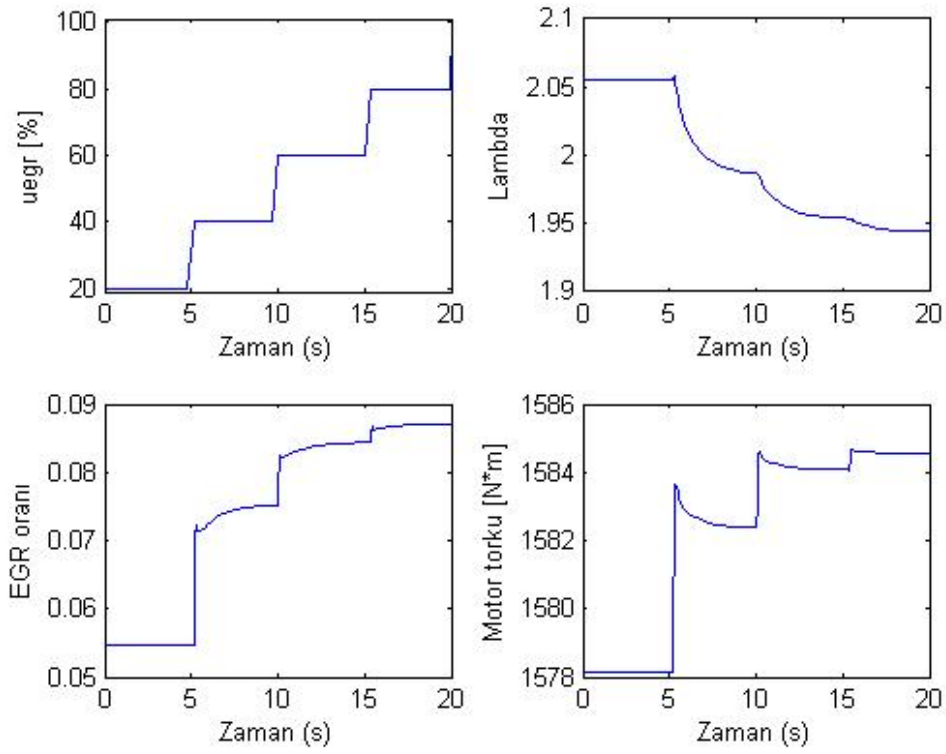
Sistem modeli, aynı hız ve yakıt koşullarında bu kez EGR pozisyonunun da VGT pozisyonu ile değiştirildiği durumda simule edildiğinde şekil 4.43'teki sonuç elde edilmiştir.



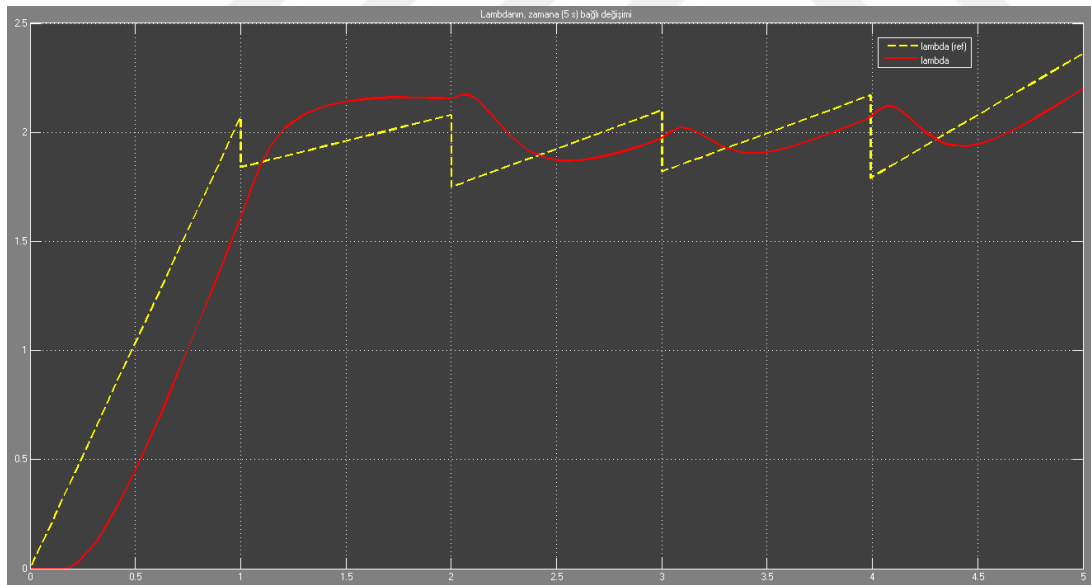
Şekil 4.43: Model değişkenlerinin EGR pozisyonunun da değiştirildiği durumdaki davranışı.

Görüldüğü gibi EGR pozisyonu VGT pozisyonu ile aynı seviyelerde arttırıldığında her ne kadar geçici hal davranışında EGR oranı üzerinde etkisi olsa da sürekli hal koşullarında VGT pozisyonu daha önemlidir. Bu yüzden geçici hal koşullarını iyileştirebilmek için VGT pozisyonunu da, EGR pozisyonu hesaplamasında dikkate almak gereklidir. Bir önceki kısımda bahsedilen PID kontrolör çevriminin mantık temelinde çalışma sebebi budur.

Lambda kontrolü için ise bu kez EGR pozisyonu diğer sabit koşullarda arttırılmış ve geçiş noktalarında sistem modeli lineerleştirilerek sistem davranışındaki ani geçişlerin tolere edilebilmesi sağlanmaya çalışılmıştır. Motor modeli yine, hızın 1500 rpm, olduğu 200 mg/cycle yakıt püskürtülen ve VGT pozisyonunun ise % 50 olduğu bir durumda simule edilmiş, EGR pozisyonu kademeli olarak % 20-40-60-80-100 şeklinde arttırılmıştır, bu hareketle lambda değerinin düşürülmesi amaçlanmaktadır. Test sonucu şekil 4.44'te gösterilmiştir. Bu test senaryosunun 5. ve 10. saniyesi civarında sistem doğrusallaştırılmış ve lambda değeri için belirlenen hedefe geri beslemeli kontrol yapısı uygulanarak şekil 4.45 ve şekil 4.46'daki gibi ulaşılmıştır.



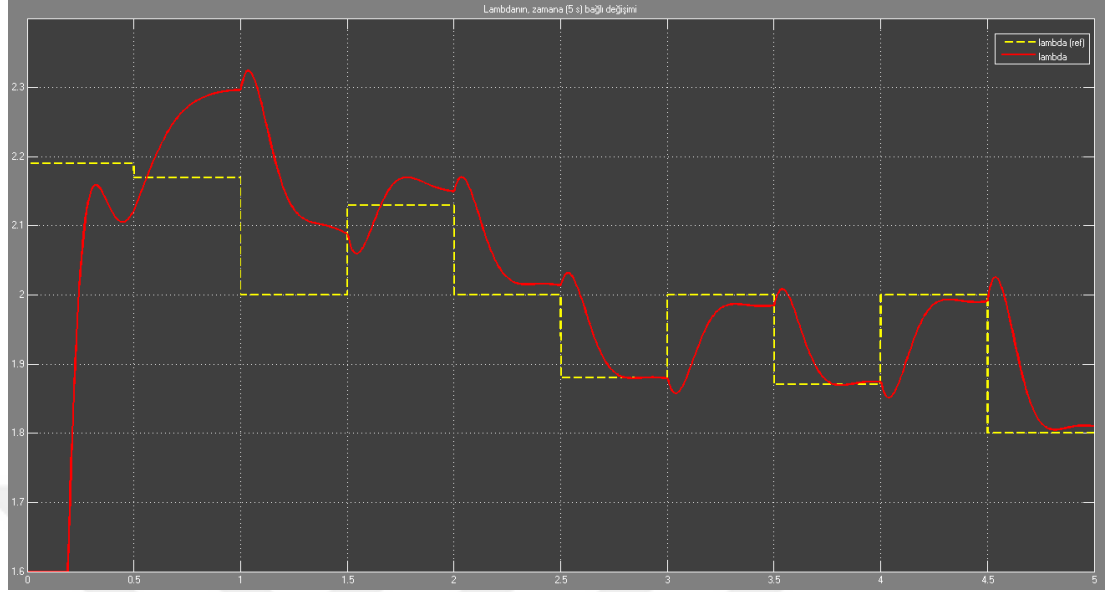
Şekil 4.44: Model değişkenlerinin EGR pozisyonu değişimine karşı davranışı.



Şekil 4.45: Lambda hedef değeri ile çıkış değeri arasındaki ilişki ($t=5s$).

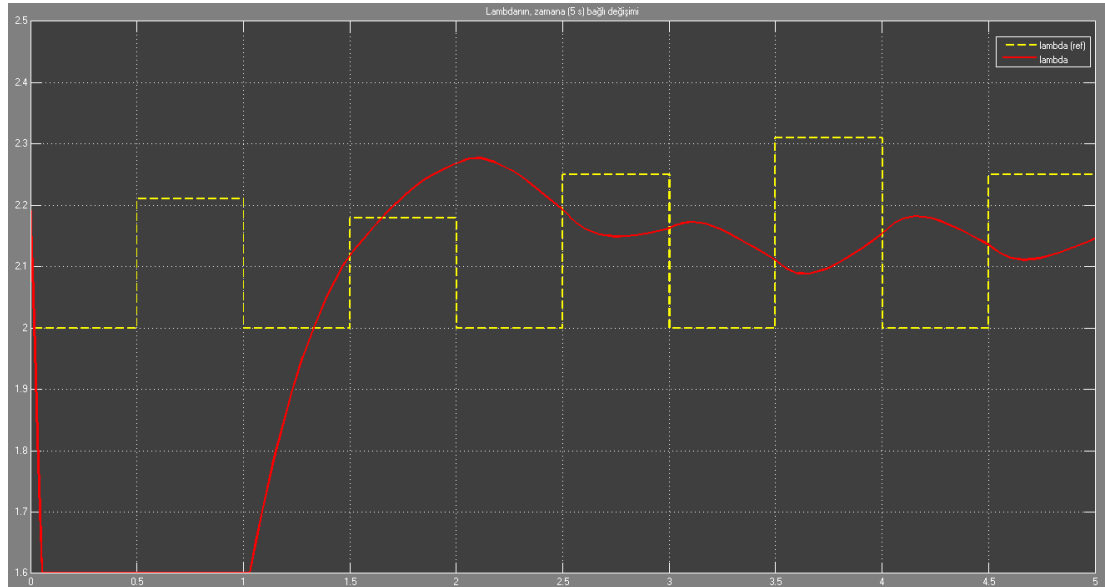
Şekil 4.45'te sistem yapılan simülasyonun 5. saniyesi civarında doğrusallaştırılmış ve doğrusallaştırma ile elde edilen sisteme PI kontrolör yapısı uygulanmıştır. Elde edilen sonuç, yukarıdaki şekilde görülmektedir. Burada referans işaretinin maksimum

doğrulukla takip edilememe sebebi kontrol işaretinin limitlerinden dolayı sisteme uygulanan giriş işaretlerinin belirli bir zaman dinamiği olmasıdır.



Şekil 4.46: Lambda hedef değeri ile çıkış değeri arasındaki ilişki (t=10 s).

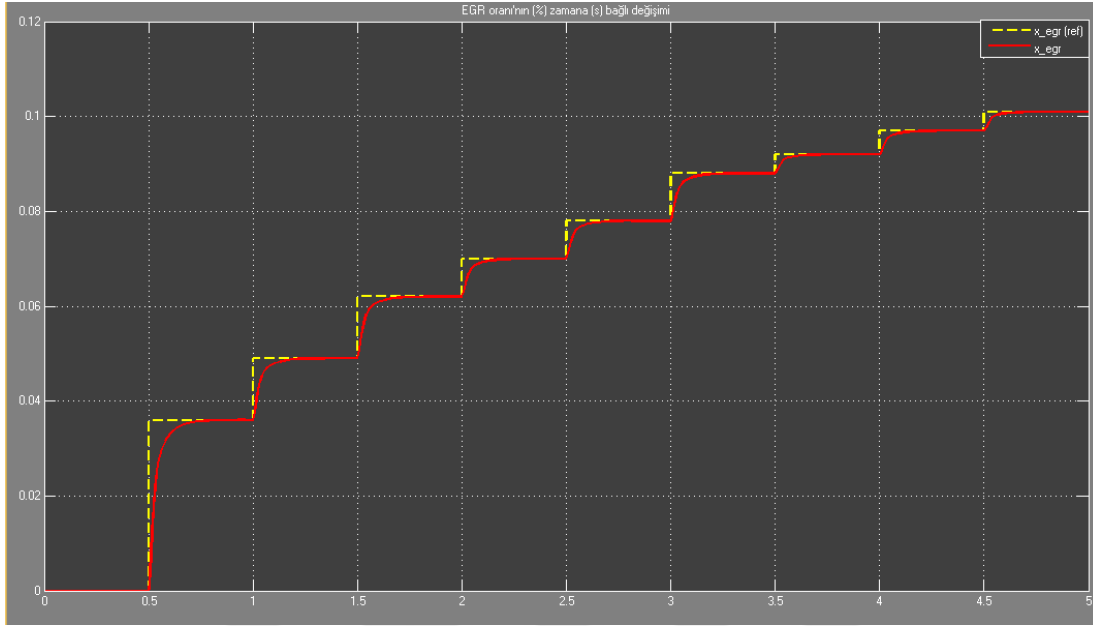
Bu simulasyonun ardından motor modeli hızın 1500 rpm, yakıtın çevrim başına 175 mg, VGT pozisyonunun yüzde 50 olduğu koşullarda simule edilmiş ve yine EGR pozisyonu ile lambda değerine göre model bu çalışma bölgesinde lineerleştirilmiş ve uygun PID katsayıları belirlenmiştir. Elde edilen sonuç, şekil 4.47’de görülmektedir.



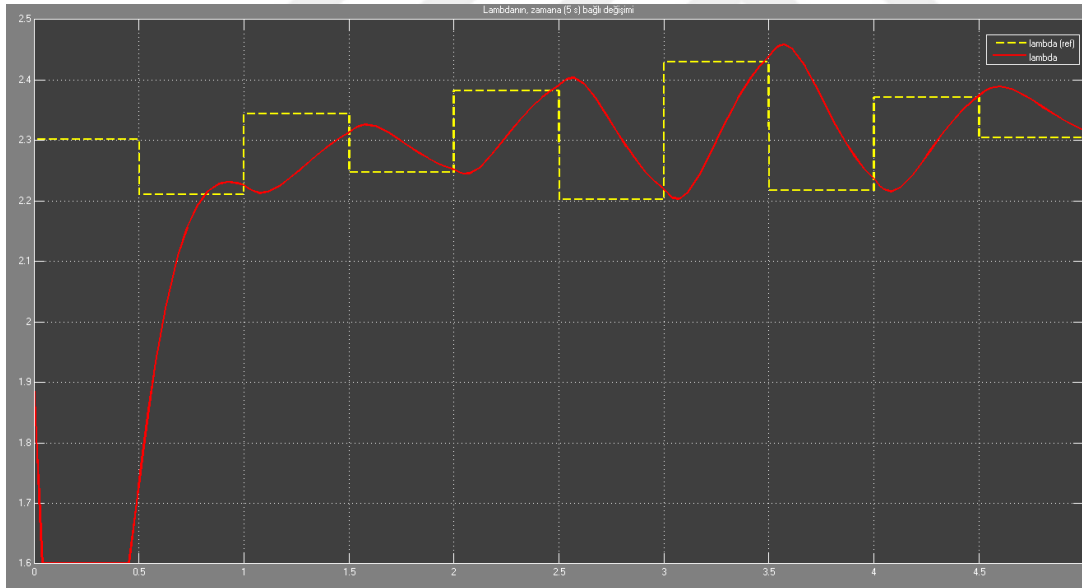
Şekil 4.47: Lambda hedef değeri ile çıkış değeri arasındaki ilişki (1500 rpm – 175 mg/çevrim).

Son olarak uygun çalışma bölgelerinde sistem modeli, sistem 2 girişli, 2 çıkışlı olarak düşünülmüş ve bu bölgelerde uygun PI ve PID kontrolör tasarımları yapılmıştır.

Kontrolör parametreleri iki çıkış değeri için iyi sonuçlar verebilmesi için optimizasyon ile belirlenmiştir. Simulasyon sonuçları aşağıdaki şekillerde görülmektedir.



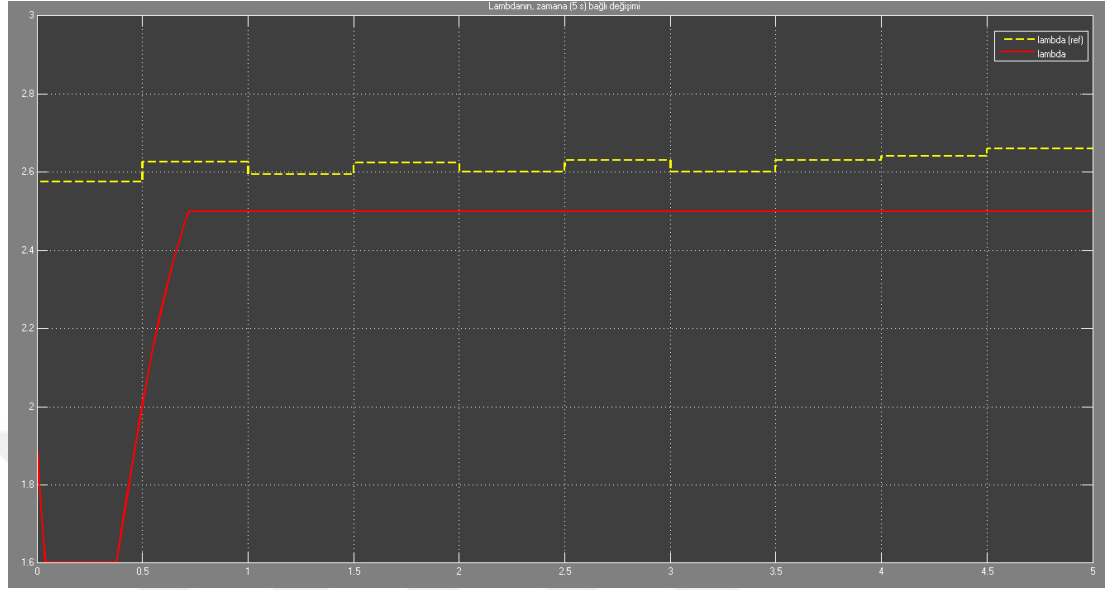
Şekil 4.48: PI kontrolör ile EGR oranı ile referans işareti arasındaki ilişki.



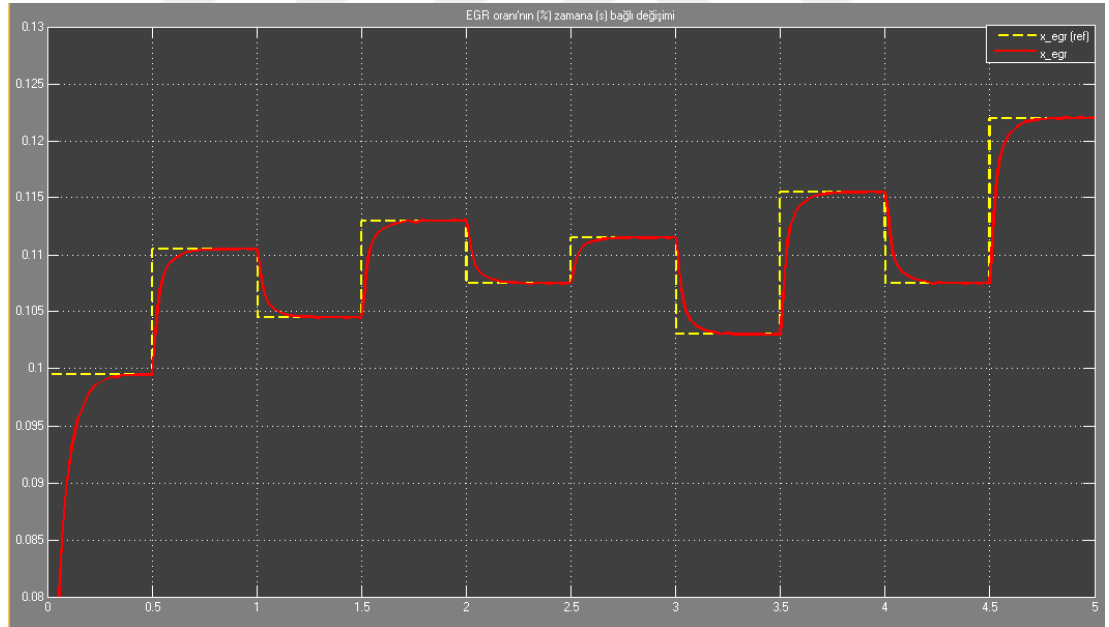
Şekil 4.49: PI kontrolör ile lambda ve referans işareti arasındaki ilişki.

Yukarıdaki şekillerde sistem çift giriş ve çift çıkışlı olarak düşünülerek tasarlanan kontrolörler vasıtasıyla elde edilen yanıtları göstermektedir. İlk çalışmalarda doğrusallaştırma noktalarındaki hatalardan ve kontrolör parametreleri elde edilirken uygun optimizasyon yöntemlerinin kullanılmamasından dolayı daha kötü sonuçlar elde edilse de, sistem cevapları daha uygun kontrolör parametrelerinin elde

edilmesiyle iyileştirilmiştir. EGR oranı yüksek doğrulukla takip edilirken, lambda değeri için aynı anda, aynı seviyede doğruluk sağlanamasa da uygulanan referans sinyal limitlerinin aralarında gezinmektedir.



Şekil 4.50: PID kontrolör ile lambda ve referans işareti arasındaki ilişki.



Şekil 4.51: PID kontrolör ile EGR oranı ve referans işareti arasındaki ilişki.

Şekil 4.50 ve 4.51’de PID kontrolörler uygulanarak elde edilen sistem cevapları gözükmemektedir. Her ne kadar EGR oranı yine iyi seviyelerde takip ediliyor olsa da, lambda değeri için belirlenen hedef değeri, kontrol işaretlerinin limitini aştığı için istenilen doğruluk seviyesi sağlanılamamıştır. Eğer referans işaretler çalışma

süreçlerinde değışirse, kontrol parametrelerinin de buna uygun olarak ayarlanması gerekmektedir.



5. SONUÇ VE GELECEKTEKİ ÇALIŞMA ÖNERİLERİ

Çalışma sürecinde öncelikle literatürde dizel motorların dinamik modellemesi ve kontrolü ile ilgili son 30 yıldaki hemen hemen tüm kaynaklar incelenmiş ve test verisinin minimum seviyede kullanıldığı, sistem davranışının daha çok fiziksel yasalara dayandığı bir model yaklaşımı oluşturulmuştur. Model parametreleri olarak Linköping Üniversitesi'nde bu alanda yapılan çalışmalarda kullanılan motor parametreleri (6 silindirli Scania dizel motoru), çalışmaları yapan kişilerle görüşülerek alınmış ve kullanılmıştır. Oluşturulan model, motorun farklı çalışma noktalarına göre simule edilerek sistemin hangi koşullarda nasıl davrandığı, performans kriterleri de göz önünde bulundurularak analiz edilmiştir. Analiz sonuçları elde edilirken emisyon test çevrimlerinden de faydalanılmış ve bu değerlere bağlı olarak da motorun hangi çalışma noktalarında emisyon sıkıntıları ile karşılaşabileceği yorumlanmıştır. Rölanti ve tam yük koşullarında EGR sistemi hemen hemen hiç kullanılmamaktadır, NO_x ve PM kontrolü bu noktalarda sadece VGT pozisyonunun değişimi ile sağlanmakta, daha çok kentsel ve kırsal sürüş koşullarında ise VGT ve EGR sistemleri beraber olarak aktif olmaktadır.

Kontrolör tasarımlarının gerçekleştirilmesi için sistemin belirlenen çalışma noktalarında doğrusallaştırılması gerekmektedir. Sistem çok fazla doğrusal olmayan öge içerdiği için model doğrusallaştırma sürecinde bir çok farklı yöntem kullanılmış ve elde edilen en iyi sonuçlara dayanarak kontrolör tasarımları yapılmıştır.

Sonuçlarda da görüldüğü gibi giriş kontrol sinyalleri VGT ve EGR pozisyonu olarak belirlendiğinde, lambda ve EGR oranı değerleri için istenilen sonuçlara PID kontrolörler yardımıyla ulaşılmıştır. Bazı çalışmalarda çıkış değerleri olarak turbo basıncı ve EGR akış kütlesi alınmaktadır, bu çalışmada EGR oranı ve lambdanın tercih edilmesinin sebebi, NO_x ve PM'e dönüşüm sağlamanın daha kolay olmasıdır.

Yapılan çalışmanın genişletilebilmesi için bir çok farklı uygulama yapılabilir. Benzer bir motora ait test verileri elde edilerek model parametreleri bu test verilerine göre ayarlanıp, doğruluk seviyesi yüksek modeller oluşturulabilir, bu modellere dayalı kontrolör oluşturma sürecinde farklı ve daha yüksek seviye kontrolör yaklaşımları

kullanılabilir. Her ne kadar yüksek seviye kontrolör yapıları uygulanıp daha gürbüz bir yapı sağlanılabilsede algoritmaların karmaşıklık seviyesinden dolayı ECU daha yüksek işlemci gücüne ihtiyaç duyacak, dolayısıyla da maliyet artacaktır. Bu yüzden basit kontrol yapıları uygulanıp belirlenen çalışma noktalarında motor kalibrasyonları gerçekleştirilerek, gerçek zamanda da iyi sonuçlar elde edilebilir.

Simulasyon sonuçlarından görüldüğü üzere, özellikle lambda değeri için hedeflenen koşullar yüksek doğrulukta sağlanamamıştır. Özellikle doğrusallaştırma noktaları, motorun geçici hal koşullarında giriş parametrelerinin değiştiği noktaları temsil ettiği için, bu noktalar kontrolör tasarımları ile istenilen sonuçların sağlanabileceği en zor koşulları temsil etmektedir. Bunun yanında özellikle bu tip sert geçişlerin olduğu noktalarda doğrusallaştırma aralığı olabildiğince küçük aralıklarda tutulmalıdır. Diğer yandan motor giriş parametrelerinin değişimi de göz önüne alındığı için istenilen hedef değerler belirli aralıklarda belirlenmiştir, klasik PID kontrolörler sürekli olarak parametreleri değiştirilmeden uygulandığında istenilen sonuçlar sağlanamayacaktır. Bu yüzden yörünge takibi istenildiği takdirde değişimlerin olduğu noktalara göre daha fazla kontrolör tasarımı yapılmalı ve değişim noktalarında çalışacak kontrolörler yer değiştirilmelidir. Daha gürbüz kontrol yapıları da bozucu etkilerin minimuma indirilebilmesi için de kullanılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Adres-1** <<http://www.tuik.gov.tr/PreHaberBultenleri.do?id=18763>>, alındığı tarih: 10.09.2015
- [2] **Adres-2** <<https://www3.epa.gov/otaq/consumer/f99017.pdf>>, alındığı tarih: 10.09.2015
- [3] **Deniz, O.** (2009). İçten Yanmalı Motorlar Ders Notları. Erişim : 10 Eylül 2015, <http://www.yildiz.edu.tr/~odeniz/Ders%20Kitabi.pdf>
- [4] **Mcneil, I.** (1990). An Encyclopaedia of the History of Technology. Alınan adres: <https://polifilosofie.files.wordpress.com/2012/12/encyclopedia-of-the-history-of-technology.pdf>
- [5] **Otto I.N.A., Grossley W. J.** (1877). *U.S. Patent No : 196473*. Alınan adres: <http://www.google.com/patents/US196473>
- [6] **Eriksson L., Nielsen L.** (2014). Modeling and Control of Engines and . Drivelines. Alınan adres: <http://eu.wiley.com/WileyCDA/WileyTitle/productCd-1118479998,subjectCd-ME20.html>
- [7] **Heywood J. B.** (1988). Internal Combustion Engine Fundamentals. Alınan adres: [http://www.strojar.com/upload/skripta/oborove/Internal_Combustion_Engine s_Fundamentals_by_J.B.Heywood.pdf](http://www.strojar.com/upload/skripta/oborove/Internal_Combustion_Engine_s_Fundamentals_by_J.B.Heywood.pdf)
- [8] **Herzog, P., Bürgler, L., Winklhofer, E., Zelenka, P. et al.** (1992), NO_x Reduction Strategies for DI Diesel Engines. *SAE Technical Paper 920470*, doi:10.4271/920470.
- [9] **Kao, M., Moskva J. J.** (1995). Turbocharged Diesel Engine Modeling for Nonlinear Engine Control and State Estimation. *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, 117, 20-30. doi:10.1115/1.2798519.
- [10] **Amstutz, A, Del Re, L. R.** (1995). EGO sensor based robust output control of EGR in diesel engines. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 3, no:1, 39-48. doi: 10.1109/87.370708
- [11] **Guzzella L., Amstutz, A** (1998). Control of diesel engines. *IEEE Control Systems*, vol. 18, issue 5, 53-71. doi: 10.1109/37.722253
- [12] **Christen, U., Vantine, K., and Collings, N.** (2001). Event-Based Mean-Value Modeling of DI Diesel Engines for Controller Design. *SAE Technical Paper* .doi:10.4271/2001-01-1242.
- [13] **Biteus, J.** (2002). *Mean Value Engine Model of a Heavy Duty Diesel Engine* (Teknik rapor). Linköping University, Dept. of Electrical Engineering, Sweden.

- [14] **Eriksson, L., Nielsen, L., Brugard J., Bergström J., Pettersson, F., Andersson P.** (2003). Modeling of a turbocharged SI engine. *Annual Reviews in Control*, vol. 26, issue:1, 129-137. doi:10.1016/S1367-5788(02)80022-0
- [15] **Jung. M.** (2003). *Mean-value Modelling and Robust Control of the Airpath of a Turbocharged Diesel Engine* (Doktora tezi). University of Cambridge, Birleşik Krallık.
- [16] **Jankovic M., Kolmanovski I.** (2000). Constructive Lyapunov Control Design for Turbocharged Diesel Engines. *IEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 8, no. 2, 288-299. doi: 10.1109/87.826800
- [17] **Vigild C. W.** (2001). *The Internal Combustion Engine, Modelling, Estimation and Control Issues* (Doktora tezi). Technical University of Denmark, Denmark.
- [18] **Ammann, M., Fekete, N., Guzzella, L., and Glattfelder, A.** (2003). Model-Based Control of the VGT and EGR in a Turbocharged Common-Rail Diesel Engine: Theory and Passenger Car Implementation. *SAE Technical Paper*. doi:10.4271/2003-01-0357
- [19] **Olsson J., Welander M.** (2006). *Optimal control of a diesel engine with VGT and EGR* (Yüksek lisans tezi). Linköping University, Dept. of Electrical Engineering, Sweden.
- [20] **Lagerberg, A.** (2004). *Open Loop optimal control of a backlash traverse* (Teknik rapor). Chalmers University of Technology, Dept. of Signals and Systems, Sweden.
- [21] **Wahlström J.** (2006). *Control of EGR and VGT for emission control and pumping work minimization in diesel engines*, (Yüksek lisans tezi). Linköping University, Dept. of Electrical Engineering, Sweden
- [22] **Eriksson, L.** (2007). Modeling and Control of Turbocharged SI and DI Engines. *Oil & Gas Science and Technology*, vol.62, no:4, 523-538. doi: 10.2516/ogst:2007042
- [23] **Das, H., Dhinagar, S.** (2008). Airpath Modelling and Control for a Turbocharged Diesel Engine. *SAE Technical Paper*. doi:10.4271/2008-01-0999.
- [24] **Fiorani, P., Gambarotta, A., Lucchetti, G., Ausiello, F. et al.** (2008). A detailed Mean Value Model of the exhaust system of an automotive Diesel engine. *SAE Technical Paper*. doi:10.4271/2008-28-0027.
- [25] **Wahlström J., Eriksson L., Nielsen L.** (2010). EGR-VGT Control and Tuning for Pumping Work Minimization and Emission Control. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 18, no:4, 993-1003. doi: 10.1109/TCST.2009.2031473.
- [26] **Wahlström J., Eriksson L.** (2009). Nonlinear EGR and VGT Control with Integral Action for Diesel Engines. *2nd IFAC Workshop on Engine and Powertrain Control, Simulation and Modeling*, volume 42, issue 26, 71–78. doi:10.3182/20091130-3-FR-4008.00010.
- [27] **Wahlström J., Eriksson L.** (2011). Modelling diesel engines with a variable geometry turbocharger and exhaust gas recirculation by optimization of model parameters for capturing nonlinear system dynamics.

Proceedings of the Institution of mechanical engineers. Part D, journal of automobile engineering, (225), 7, 960-986. doi: 10.1177/0954407011398177.

- [28] **Abidi I., Bosche J., El Hajjaji A.** (2013). Air path control of a Turbocharged diesel engine: Fuzzy approach. *3rd International Conference on Systems and Control*. Amine, France: Univ. of Picardie Jules Verne.
- [29] **Abidi I., Bosche J., El Hajjaji A., Aitouche A.** (2012). Control of a turbocharged diesel engine with EGR system using Takagi-Sugeno's approach. *Control & Automation (MED), 2012 20th Mediterranean Conference*. Amine, France: Univ. of Picardie Jules Verne.
- [30] **Benz, M.** (2010). *Model-based optimal emission control of diesel engines* (Doktora tezi). ETH Zurich, Institute for Dynamic Systems and Control, Switzerland.
- [31] **Qiu Z., Sun, J., Jankovic, M., Santillo, M.** (2016). Nonlinear internal model controller design for wastegate control of a turbocharged gasoline engine. *Control Engineering Practice* 46, 105–114. doi:10.1016/j.conengprac.2015.10.012.
- [32] **Hong, S., Park, I., Chung J., Sunwoo M.** (2015). Gain Scheduled Controller of EGR and VGT Systems with a Model-Based Gain Scheduling Strategy for Diesel Engines. *4th IFAC Workshop on Engine and Powertrain Control, Simulation and Modeling*. Columbus, Ohio, USA : 23-26 Ağustos .
- [33] **Formentin S., Hirsch M., Savaresi, S. M., Del Re, L.** (2012). Direct data-driven control of a diesel engine airpath. *2012 American Control Conference*. Milano, Italy : Politecnico di Milano.
- [34] **Asprion, J., Chinellato, O., Guzzella, L.** (2014). Efficient solution of the diesel-engine optimal control problem by time-domain decomposition. *Control Engineering Practice*, vol. 30, 30-44. doi:10.1016/j.conengprac.2014.05.007.
- [35] **Kiencke, U., Nielsen, L.** (2005). *Automotive Control Systems: For Engine, Driveline, and Vehicle*. Alınan adres: <http://www.springer.com/us/book/9783540231394>
- [36] **Del Re, L., Allgöwer, F., Glielmo, J., Guardiola, C., Kolmanovski, I.** (2010). *Automotive Model Predictive Control: Models, Methods and Applications*. Alınan adres: <http://link.springer.com/book/10.1007%2F978-1-84996-071-7>
- [37] **Isermann, R.** (2014). *Engine Modeling and Control*. Alınan adres: <http://www.springer.com/us/book/9783642399336>
- [38] **Ogata, K.** (2010). *Modern Control Engineering*. Alınan adres: <https://docs.google.com/file/d/0B21HoBq6u9TsYlpmTFNyd0RsNzQ/view>.
- [39] **Cirstoiu, S., Popescu, D.** (2013). Multi-Model Adaptive Control for Turbocharged Diesel Engines. *U.P.B. Sci. Bull., Series C*, vol. 75, iss. 1.

- [40] **Simani S., Bonfe, M.** (2009). Fuzzy Modelling and Control of the Air System of a Diesel Engine. *Advances in Fuzzy Systems volume 2009, no:6*, 14 sayfa. doi: 10.1155/2009/450259.
- [41] **Arnold, J. F., Langlois, N.** (2007). Fuzzy controller of the air system of a diesel engine: Real-time simulation. *European Journal of Operational Research*, vol. 193, issue 1, 282-288. doi: 10.1016/j.ejor.2007.08.046.
- [42] **Criens, C.** (2014). *Air-Path Control of Clean Diesel Engines* (Yüksek lisans tezi). Technical University of Eindhoven, Netherlands.
- [43] **Sivertsson, M., Eriksson, L.** (2014). Modelling for Optimal Control : A Validated Diesel-Electric Powertrain Model. *Proceedings from The 55th Conference on Simulation and Modelling (SIMS 55)*, Aalborg, Denmark: 21-22 Ekim.
- [44] **Skogtjarn, P.** (2002). *Modelling of the Exhaust Gas Temperature for Diesel Engines*, (Yüksek lisans tezi). Linköping University, Dept. of Electrical Engineering, Sweden.
- [45] **Eriksson, L.** (2002). Mean Value Models for Exhaust System Temperatures. *SAE Technical Paper*. doi:10.4271/2002-01-0374.
- [46] **Humke, D.** (2013). Analysis of Multivariable Controller Designs for Closed-Loop Diesel Engine Air System Control. *SAE Technical Paper*. doi:10.4271/2013-01-0327.
- [47] **Watson, N., Janota, M. S.** (1982). Turbocharging the Internal Combustion Engine. Alınan adres: <http://link.springer.com/book/10.1007%2F978-1-349-04024-7>
- [48] **Wahlström J.** (2009). *Control of EGR and VGT for emission control and pumping work minimization in diesel engines*, (Doktora tezi). Linköping University, Dept. of Electrical Engineering, Sweden.
- [49] **Andersson, P.** (2005). *Air Charge Estimation in Turbocharged Spark Ignition Engines*, (Doktora tezi). Linköping University, Dept. of Electrical Engineering, Sweden.
- [50] **Reshmabegum, H. M.,** (2013). System Identification for MIMO System. *International Journal of Engineering Science and Innovative Technology (IJESIT)*. vol. 2, issue 2.
- [51] **Perry, R.H. and Green, D.W.** (2007). *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. Mc-Graw Hill.
- [52] **Aydın, D.** (2007). *Dizel Motorlarda EGR Akışının Modellenmesi* (Master tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Kontrol ve Otomasyon Mühendisliği, İstanbul.
- [53] **Olin, F.** (2006). *Modelling of and EGR System* (Yüksek lisans tezi). Lund University, Dept. of Automatic Control, Sweden.
- [54] **Wahlström, J., Eriksson L., Nielsen L.** (2005). PID Controllers and Their Tuning for EGR and VGT Control in Diesel Engines. *IFAC 2005*.
- [55] **Hellström, M.** (2005). *Engine Speed Based Estimation of the Indicated Engine Torque*, (Yüksek lisans tezi.). Linköping University, Dept. of Electrical Eng., Sweden.

- [56] **Asprion, J., Chinellato, O., Guzzella, L.** (2014). Efficient solution of the diesel engine optimal control problem by time-domain decomposition. *Control Engineering Practice*, vol. 30, 34-44. doi:10.1016/j.conengprac.2014.05.007.
- [57] **Unver, B., Koyuncuoglu Y., Gokasan, M., Bogosyan, S.** (2016). Modelling and Validation of Turbocharged Diesel Engine Airpath and Combustion Systems. *International Journal of Automotive Technology*, vol. 17, No. 1, pp. 13–34. doi: 10.1007/s12239-016-0002-4.
- [58] **Lujan, J. M., Guardiola, C., Pla, B., Cabrera, P.** (2013). Considerations on the low-pressure exhaust gas recirculation system control in turbocharged diesel engines. *International Journal of Engine Research*, Vol. 15. doi: 10.1177/1468087413485209.
- [59] **Ahmed., F. S.** (2014). *Modeling, simulation and control of the air-path of an internal combustion engine* (Doktora tezi). Universite de Technologie de Belfort-Montbéliard, France.
- [60] **Wahlström, J., Eriksson L., Nielsen L.** (2008). Controller Tuning based on Transient Selection and Optimization for a Diesel Engine with EGR and VGT. *SAE Technical Paper Series*. doi: 10.4271/2008-01-0985.



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Namık Zengin
Doğum Tarihi ve Yeri : 15.10.1989
E-posta : namikzengin@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2014, İstanbul Teknik Üniversitesi, Elektrik – Elektronik Fakültesi, Kontrol ve Otomasyon Mühendisliği

YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- [1] Duruş, M., Zengin, N., Balaban, M. H., Afacan E., Sezer, V., (2015). *Kitap Dizinleyen Kütüphane Asistanı Geliştirilmesi*, TOK 2015, Denizli.
- [2] Zengin, N., Aslan, F., Artunç, T. C., Aktan, M. E., Güney, Ö. F., (2016). *Design of Hydrokinetic Energy Generation System*, Innovations in Science and Education, CBU, Prag.
- [3] Aktan, M. E., Akdoğan, E., Zengin, N., Güney, Ö. F., Parlar, R. E., (2016). *An Artificial Neural Network Design for Determination of Hashimoto's Thyroiditis Sub-Groups*, Innovations in Science and Education, CBU, Prag.

