MARMARA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İÇTEN YANMALI BİR MOTORUN MODELLENMESİ VE DOĞRULANMASI

MUSTAFA ŞEKERBEY

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı
Mekatronik Mühendisliği Programı

DANIŞMAN
Prof. Dr. Mustafa Caner AKÜNER

EŞ-DANIŞMAN
Prof. Dr. Metin GÖKAŞAN

İSTANBUL, 2020

MARMARA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İÇTEN YANMALI BİR MOTORUN MODELLENMESİ VE DOĞRULANMASI

MUSTAFA ŞEKERBEY
(523516021)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı
Mekatronik Mühendisliği Programı

DANIŞMAN
Prof. Dr. Mustafa Caner AKÜNER

EŞ-DANIŞMAN
Prof. Dr. Metin GÖKAŞAN

İSTANBUL, 2020

MARMARA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Öğrencisi Mustafa ŞEKERBEY'in "İçten Yanmalı Bir Motorun Modellenmesi ve Doğrulanması " başlıklı tez çalışması, 23 Ocak 2020 tarihinde savunulmuş ve jüri üyeleri tarafından başarılı bulunmuştur.

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Mustafa Caner AKÜNER (Danışman)

Marmara Üniversitesi ..... (İMZA).....

Doç. Dr. Tahir Çetin AKINCI (Üye)

İstanbul Teknik Üniversitesi..... (İMZA).....

Dr. Öğr. Üyesi Uğur KESEN (Üye)

Marmara Üniversitesi ..... (İMZA).....

ONAY

Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 05/02/2020 tarih ve 2020/05-02 sayılı kararı ile Mustafa Şekerbey'in Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı Mekatronik Mühendisliği Programında Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Prof. Dr. Bülent EKİCİ

ÖNSÖZ

Tez çalışmalarımda süresince yardımlarını esirgemeyen Prof. Dr. M. Caner AKÜNER, Prof. Dr. Metin GÖKAŞAN ve Bülent ÜNVER'e teşekkür ederim. Ayrıca değerli eşim Hamide Gül ŞEKERBEY'e çalışmalarım sürecinde her konuda destek olduğu için teşekkür ederim.

OCAK 2020 Mustafa ŞEKERBEY

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ i
İÇİNDEKİLER ii
ÖZET iv
ABSTRACT v
SEMBOLLER vi
KISALTMALAR vii
ŞEKİLLER viii
1. GİRİŞ 1
2. SİSTEM MODELLEME 2
2.1. Dizel Motorun Tarihsel Gelişimi ve Çalışma Prensibi 2
2.2. Sistem Bileşenleri ve Modelleme Stratejisi 5
2.2.1. Kompresör 6
2.2.2. Ara Soğutucu 8
2.2.3. Emme Manifoldu 8
2.2.4. Silindir 10
2.2.4.1. Silindir Kütle Akışı 10
2.2.4.2. Silindir Çıkış Sıcaklığı 11
2.2.4.3. Motor Torku 13
2.2.5. Egzoz Manifoldu 14
2.2.6. Türbin 15
2.2.7. Atık-Kapısı 15
3. SİMÜLASYON VE SONUÇLAR 16
3.1. Simulink Ortamı 16
3.1.1. Kontrol Şeması ve Simülasyon 20
3.1.2. Araç Modeli ve Araç Kontrolörü 24
3.1.2.1. Araç Modeli 24
3.1.2.2. Araç Kontrolör Modeli 26
3.1.2.3. Boylamsal Sürücü Modeli ve PI Kontrolör Parametrelerinin Seçimi 27
3.2. Simülasyon Sonuçları 29
4. SONUÇ 34
KAYNAKLAR 39

EKLER 42
ÖZGEÇMİŞ

ÖZET

İÇTEN YANMALI BİR MOTORUN MODELLENMESİ VE DOĞRULANMASI

Günümüz dünyasında dizel motorlar; otomotiv endüstrisinin yanı sıra denizcilik, savunma ve silah sanayi gibi sektörlerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Otomotiv endüstrisindeki emisyon standartlarının getirdiği sınırlamalar dizel motorların kullanımını azaltmış gibi gösterse de verimli yakıt tüketimi dizel motorları diğer sektörler için hala iyi bir alternatif haline getirmektedir. Emisyon limitlerinin azalması ve artan yakıt maliyetleri şirketleri dizel motor sistemlerine daha fazla eyleyici eklemeye ve dizel motorlar için ayrıntılı kontrol yöntemleri geliştirmeye zorlamıştır. Tüm bu gelişmeler ise daha hassas bir kontrol için dizel motorların ve alt bileşenlerinin modellenmesinin önemi artmıştır.

Bu çalışmada bir dizel motor, ağırlıklı olarak hava yolu bileşenlerini içeren, basitleştirilmiş bir silindir modeliyle modellemektir. Dizel motora ait ortalama değer motor modeli (MVEM) elde edilmiş olup; dizel motor çevrimi sürekli olduğu kabul edilmiştir. Dizel motorun kontrolünde dışarıdan verilen hız referansına göre pedal bilgisi üreten bir boylamsal sürücü modeli ve bir araç modeli kullanılmıştır. Boylamsal sürücü modeli hız hatasına göre PI kontrol metodu kullanarak hızlanma ve yavaşlama komutu üretmekten sorumludur. Araç modeli ise motorun üretmiş olduğu tork değerini alarak araç tekerleklerine aktarmaktan sorumludur. Bu çalışmaya konu olan dizel motor modelleme ve kontrol yöntemi, hesaplama yükünü azaltmasına rağmen yüksek doğruluğu korumasıyla getirdiği etkin sadelik nedeniyle ilerleyen zamanlarda başka çalışmalara da temel olabilecek niteliktedir.

Dört bölümden oluşan bu çalışmanın birinci bölümünde çalışmanın genel amacından bahsedilmiştir. İkinci bölümde, bir dizel motorun çalışma prensibi ele alınarak motorun hava akış bileşenleri ve bunların modellenmesinden bahsedilmiştir. Üçüncü bölümde, simülasyon dosyaları, kontrolör tasarımı ve simülasyon sonuçları ele alınmıştır. Son bölümde ise simülasyon sonuçları yorumlanmış, modelde kullanılan varsayımların ve tekniklerin sonuçlar üzerindeki etkisinden bahsedilmiştir. Elde edilen sonuçların ileride yapılacak çalışmalara yol göstermesi adına görüş bildirilmiştir.

ABSTRACT

MODELING OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE AND VERIFICATION

In today's world, diesel engines are widely used in automotive industry, marine industry, and defense industry. Although recent emissions standards in the automotive industry appear to have reduced the use of diesel engines, efficient fuel consumption still makes diesel engines a good choice for other industries. Reduction in emission limits and increased fuel costs have forced companies to add more actuators to diesel engine systems and develop detailed control methods for diesel engines. All these developments have increased the importance of modeling diesel engines and their sub-components for more precise control.

In this study, a diesel engine is modeled with a simplified cylinder model, which mainly includes air path components. Considering the diesel engine cycle as continuous, average value engine model (MVEM) of a diesel engine is obtained. For the control of the modeled diesel engine, a longitudinal driver model and a simplified vehicle model are used to generate pedal information according to the external speed reference. The longitudinal drive model is responsible for generating acceleration and deceleration commands using the PI control method based on the speed error. The vehicle model is responsible for transferring the torque generated by the engine to the vehicle wheels according to the specified vehicle variables. Although the diesel engine modeling and control method developed during this study reduces the computational load, in future further studies can be conducted based on it due to its effective simplicity and high accuracy.

This study consists of four sections. In the first section of this study, main objectives are mentioned. In second section, the air path components of a diesel engine and their modeling are discussed via considering operating principles of a diesel engine. In third section, simulation files, controller design and simulation results are discussed. In the last section, simulation results are interpreted and the effect of assumptions and techniques used on the model is mentioned. An opinion has been expressed in order to guide future studies.

SEMBOLLER

m : Kütle [kg]

$\dot{m}$: Kütle Debisi [kg/s]

p : Basınç [Pa]

T : Sıcaklık [K]

$\dot{Q}$: Nominal Isı Akışı [J/s]

$\dot{H}$: Entalpi Akışı [J/s]

u : Özgül Enerji [J/kg]

h : Özgül entalpi [J/kg]

X : Kütle konsantrasyonu [%]

k : Isı Transfer Katsayısı

A : Yüzey Alanı [m^2]

V : Hacim [m^3]

Ψ : Akım Fonksiyonu

W : Isı Transfer [J/s]

R : İdeal Gaz Sabiti [J/(kg,K)]

Jtc : Şaft Ataleti [N.m.s^2]

ω : Şaft Dönüş Hızı [rad/s]

M: Tork [N.m]

P: Güç [W]

cv : Sabit Hacimdeki Özgül Isı Kapasitesi [J/(kg.K)]

cp : Sabit Basınçtaki Özgül Isı Kapasitesi [J/(kg.K)]

κ : Özgül Isı Oranı

η : Verim [%]

KISALTMALAR

amb : Dış Ortam (Ambient)

turbo : Turboşarj

comp : Kompressor

corr : Düzeltme (Correction)

int : Emme (Intake)

exh : Egzoz (Exhaust)

man : Manifold

icooler : Ara soğutucu (Intercooler)

vlv : Valf

eng : Motor (Engine)

vol : Hacimsel (Volumetric)

cyl : Silindir

ig : Endike (Indicated)

fric : Sürtünme (Friction)

igch : Yanma Odası (Combustion Chamber)

tc : Turbin-Kompresör (Turbine-compressor)

WGate : Atık Kapısı (Waste-Gate)

MVEM: Ortalama Değer Motor Modeli (Mean Value Engine Model)

ŞEKİLLER

Şekil 2.1 Dizel Motorun Tarihsel Gelişimi 3

Şekil 2.2 Genel Dizel Motor Şeması 5

Şekil 2.3 Kompresör Harita Örneği, Harita Sınırları ve Bölgeleri 7

Şekil 2.4 Seiliger Yanma Döngüsü 11

Şekil 3.1. Matlab Simulink Model Blokları 17

Şekil 3.2 Örnek Kompresör Haritası 19

Şekil 3.3 Matlab Simulink Arama Tabloları (Lookup Table) Yapılandırması 20

Şekil 3.4 Basitleştirilmiş Sistem Kontrol Şeması 21

Şekil 3.5 Yakıt Kontrolör Modeli 22

Şekil 3.6 Yük ve Devire Bağlı Yakıt Haritası 22

Şekil 3.7 Sıcaklığa Bağlı Yakıt Düzeltme Katsayısı Değişimi 22

Şekil 3.8 Atık Kapısı Kontrolörü 24

Şekil 3.9 Araç Modeli 24

Şekil 3.10 Fiziksel Araç Parametreleri 25

Şekil 3.11 Ftp-75 Standart Araç Hız-Zaman Grafiği ve Test Periyotları 26

Şekil 3.12. Araç Kontrolör Modeli 27

Şekil 3.13. Boylamsal Sürücü Modeli 27

Şekil 3.14. Alçak Geçiren Filtre (LPF) 28

Şekil 3.15. Boylamsal Sürücü Modeli ve PI Kontrolörü 28

Şekil 3.16. Boylamsal Sürücü Modeli ve PI Kontrolörü Katsayıları 29

Şekil 3.17. PI Kontrol Katsayıları (K_p:1, K_i:1) İçin Ftp-75 Referans Hız (Km/Saat) Ve Araç Hızının (Km/Saat) Zamana Bağlı Değişimi 30

Şekil 3.18 PI Kontrol Katsayıları (K_p:1, K_i:1) için Ftp-75 Referans Hız (Km/Saat) ve Araç Hızının (Km/Saat) Zamana Bağlı Değişimi (150 Saniyelik Detaylı Görünüm) 30

Şekil 3.19 PI Kontrol Katsayıları (K_p:5, K_i:0.5) için Ftp-75 Referans Hız (Km/Saat) ve Araç Hızının (Km/Saat) Zamana Bağlı Değişimi 31

Şekil 3.20 PI Kontrol Katsayıları (K_p:5, K_i:0.5) için Ftp-75 Referans Hız (Km/Saat) ve Araç Hızının (Km/Saat) Zamana Bağlı Değişimi (150 Saniyelik Detaylı Görünüm) 31

Şekil 3.21 PI Kontrol Katsayıları (K_p:5, K_i:0.5) için Hız Hatasının Zamana (Saniye) Bağlı Değişimi..... 32

Şekil 3.22 Referans Tork (N.m) - Motor Torkunun (N.M) Zamana (Saniye) Bağlı Değişimi 32

Şekil 3.23 Referans Tork (N.m) - Motor Torkunun (N.M) Zamana (Saniye) Bağlı Değişimi (150 Saniyelik Detaylı Görünüm) 33

Şekil 3.24 Motor Devrinin (Devir/Dakika) Zamana (Saniye) Bağlı Değişimi 33

Şekil 3.25 Zamana (Saniye) Bağlı Vites Değişimi..... 34

Şekil 3.26 Atık Kapısı Kontrol Sinyali (Derece) Ve Emme Manifold Basınç Hatasının Zamana (Saniye) Bağlı Değişimi 34

Şekil 3.27 Turbo Shaft Hızının (Devir/Dakika) Zamana (Saniye) Bağlı Değişimi 35

Şekil 3.28 U_Delta (mg/Stroke) Değerinin Zamana (Saniye) Bağlı Değişimi 35

TABLOLAR

Tablo 3.1 Giriş Değerleri 18
Tablo 3.2 Değişken Alt Ve Üst Limitleri 21

1. GİRİŞ

Günümüzde dizel motorlar dünyada yaygın olarak kullanılmaktadır. Otomotiv endüstrisindeki emisyon standartların getirdiği sınırlamalar dizel motorların kullanımını azaltmış gibi gösterse de verimli yakıt tüketimi dizel motorları denizcilik, savunma ve silah sanayi gibi sektörler için hala iyi bir alternatif haline getirmektedir. Emisyon limitlerinin azalması, şirketleri sisteme daha fazla eyleyici eklemeye ve dizel motorlar için ayrıntılı kontrol yöntemleri geliştirmeye zorlamıştır. Sonuç olarak, dizel motor modellemenin önemi artmıştır.

Bu çalışmanın temel amacı; bir dizel motoru, ağırlıklı olarak hava yolu bileşenlerini Turbo şarj (Türbin + Kompresör), ara soğutucu, emme manifoldu, silindirler, egzoz manifoldu ve atık kapısı.) içeren, basitleştirilmiş bir silindir modeliyle modellemektir.

Literatürde modelleme için yüksek detaylı modeller gibi (Örneğin; 1D Modelleme) çeşitli yöntemler olmasına rağmen, gelecekteki çalışmalarda kontrole uygun bir model elde etmek için deneysel haritalar vb. elde edilirken ortalama değer motor modeli (MVEM) modelleme yöntemi olarak seçilmiştir [1-5]. Ortalama değer motor modeli basitçe motorun anlık çevrimlerini ihmal eder ve sürekli davranışını dikkate alır. Bu nedenle, yanma ve valf işlemlerinden geçen akış boyunca hiçbir gecikme meydana gelmediği varsayılır. Böylece motor modeli; fiziksel eşitliklerin ve deneye dayalı haritaların bir kombinasyonu ile basitleştirilerek oluşturulur.

Gelecekteki çalışmalar için sistemin kontrol edilebilirliğini kolaylaştırmak, sistemi mümkün olan en az sayıda durumla modellemek çok önemlidir. Basit bir model oluşturmak, sadece kontrolü kolaylaştırmakla kalmayacak, aynı zamanda simülasyon süreci ve kontrol işlemlerindeki hesaplama yükünü de azaltacağından dolayı önem arz etmektedir. Bu amaçla, ara soğutucuda basınç düşüşünü ihmal etmek ve yanma işlemi boyunca silindir sıcaklığının hesaplanmasında basit bir yinelemeli yol kullanmak gibi az sayıda varsayım yapılmıştır [6]. Ayrıca, motor bileşenleri için verimlilik katsayıları deneysel veriler, gaz sabitleri ve enerji katsayı haritaları ile elde edilir.

Literatürde LPV ile kontrol, LQG kontrol, MPC kontrol gibi model tabanlı kontrol yöntemleri bulunmaktadır [4,7-12]. Bu çalışmada dizel çevrimine sahip bir motor için ortalama değer motor modeli (MVEM) tasarlanmıştır. Motorun çalışması esnasında

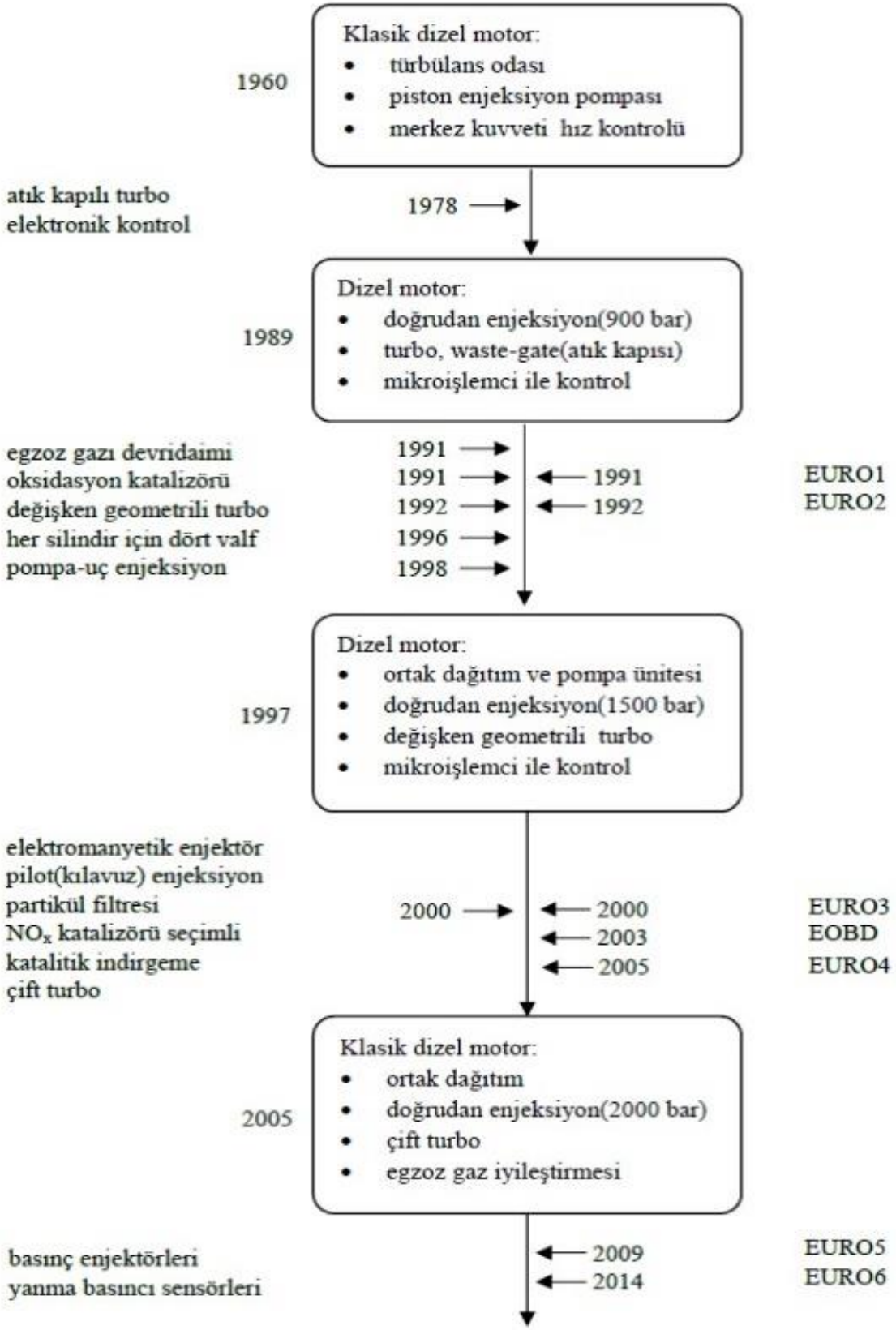
dizel motor çevriminin sürekli olduğu kabul edilmiştir. Gaz akışlarında ve valflerin açılıp kapanmasından kaynaklanan zamansal gecikmeler ihmal edilmiştir. Buna ek olarak; yanma süreci de sürekli bir işlem kabul edilerek amaca uygun olarak basitleştirilmiş bir yanma modeli kullanılması uygun görülmüştür. Tasarlanan dizel motor modelinin çalıştırılması için ihtiyaç duyulan değerler araç kontrolör modeli ve araç modeli kullanılarak elde edilmiştir.

Çalışmalar dört ana başlık altında gruplandırılmıştır. Çalışmanın birinci bölümde çalışmanın genel amacından bahsedilmiştir. İkinci bölümde, bir dizel motorun çalışma prensibi ele alınarak motorun hava akış bileşenleri ve bunların modellenmesi anlatılmıştır. Üçüncü bölümde, simülasyon dosyaları, kontrolör tasarımı ve simülasyon sonuçları ele alınmıştır. Son bölümde, simülasyon sonuçları yorumlanmıştır.

2. SİSTEM MODELLEME

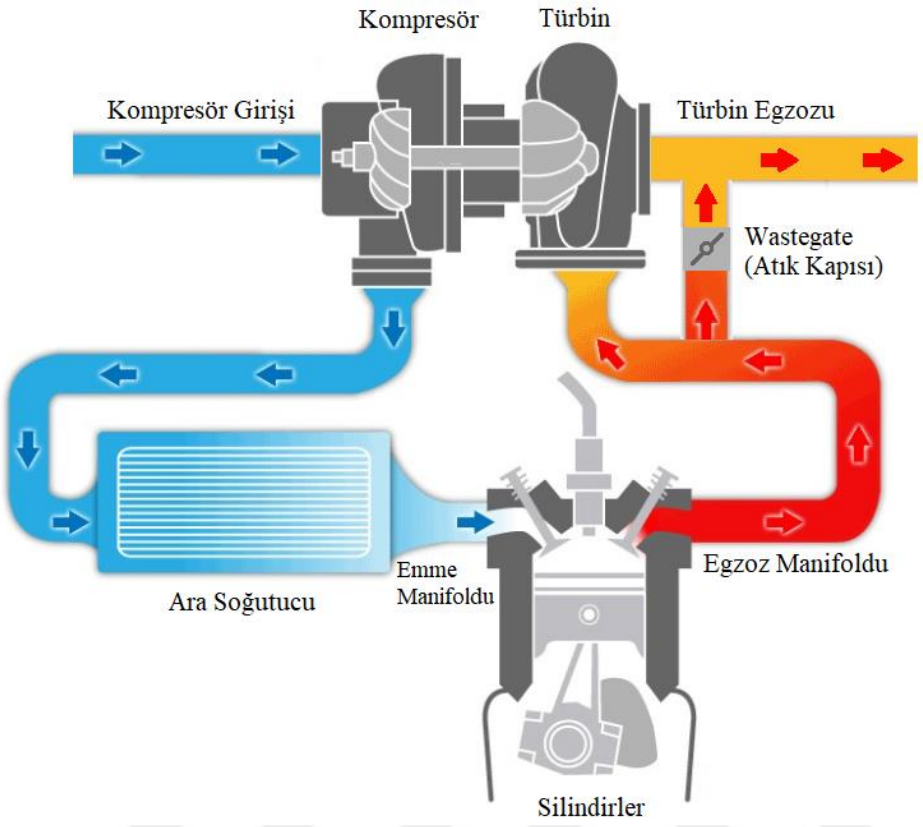
2.1. Dizel Motorun Tarihsel Gelişimi ve Çalışma Prensibi

Başlangıçta dizel çevrimine sahip motorlar çoğunlukla mekanik kontrole sahip basit içten yanmalı motorlardı. Ancak geçen zaman içerisinde teknolojinin gelişmesiyle birlikte dizel motor üzerinde artan elektronik kontrol, sensör ve eyleyicilerle daha karmaşık bir hal alarak mekatronik bir sistem haline gelmiştir. Böylece mekanik sistemlerin yerlerini elektromekanik sistemler, mekanik kontrol ünitelerinin ise yerlerini elektronik kontrol üniteleri almıştır. Şekil 2.1'de görüldüğü gibi yıllar geçtikçe dizel motorlara eklenen yeni teknolojiler ve getirilen yeni standartlarla dizel motor sistemleri daha karmaşık bir hal almıştır. Dizel motora dâhil olan ve her geçen gün sayısı artan sensör ve eyleyiciler beraberinde motorun kontrolünün zorlaşması problemini getirmiştir. Zorlaşan kontrol problemiyle başa çıkmada anahtar rol ise motorun modellenmesinden geçmektedir. Doğru modellenmeyen bir sistemin yüksek doğrulukla kontrolünden bahsedilemeyeceği gibi dizel motorların da başarılı ve hassas kontrolü için tüm sistem maksimum doğrulukta modellenmelidir. Modellenen dizel motor için daha sonra uygun parametreler ve çalışma sınırları belirlenmelidir. Dizel motor sisteminin tüm bileşenlerinin uyum içerisinde bir bütün olarak çalışmasında motor modellemenin önemini açıkça ortaya çıkmaktadır.



Şekil 2.1 Dizel Motorun Tarihsel Gelişimi

Akış döngüsü, turbonun türbin kısmıyla aynı şafta bağlı kompresör ile başlar. Kompresör, şaftın dönüşünü kullanır ve dış ortamdan vakum etkisi yaratarak içerideki havanın sıkışmasını sağlar. Sıkışan hava daha iyi bir yanma verimi elde etmek ve havanın birim hacimdeki oksijen yoğunluğunu arttırmak amacıyla sıcaklığını düşüren ara soğutucudan geçer. Soğutulan hava daha sonra silindirlerden ve yanma işleminden önceki son nokta olan emme manifolduna girer. Silindirlerin emme valfleri açıldığında, silindirler içindeki hava ile emme manifoldu arasındaki basınç farkı sebebiyle valfler tekrar kapanana kadar akar. Bu aşama zamanlı yanma işleminin ilk adımıdır. İkinci aşamada, yukarı silindir hareketi havayı sıkıştırır. Sıkıştırma oranı motordan motora farklılık gösterebilir ve silindir çıkış sıcaklığının hesaplanmasında kilit bir rol oynar. Üçüncü aşamada, silindirin içerisine yakıt enjeksiyonu yapılır ve yanma meydana gelir. Bazı durumlarda yakıt, yanma verimini arttırmak için, enjeksiyondan önce bir süre ısıtılır. Yanma veriminin bir diğer önemli noktası hava / yakıt oranıdır. Dizel motorlarda en uygun hava / yakıt oranı 14.7:1 olarak kabul edilir. Düşük oranlarda, yanmamış yakıt silindirin içinde kalabilir. Yanma döngüsünün dördüncü aşamasında, egzoz gazı silindirlerden egzoz manifolduna yukarı doğru silindir hareketi sayesinde atılır. Dördüncü aşamada silindirin üst kısmında ölü bir hacim (üst ölü nokta) bulunduğundan az miktarda egzoz gazı çıkamayarak silindirin içinde kalır ve bir sonraki yanma döngüsünde emme manifoldundan gelen havayla karışır. Yüksek sıcaklıktaki egzoz gazı, egzoz manifoldunun içindeki basıncı arttırır. Bu oluşan yüksek basınçla atmosfer basıncı arasındaki fark sayesinde oluşan gaz akışı turbonun türbininin dönmesini sağlamaktadır. Egzoz manifoldu içindeki basınç ne kadar yüksek olursa, türbinin dönüşü de o kadar hızlı olur. Türbin hızı ile aynı şafta bağlı olan kompresörün hızları eşit olmaktadır. Silindirlerden geçecek hava akışını kontrol etmek için, egzoz manifoldu basıncı atık kapısı kullanılarak kontrol edilir. Egzoz manifold basıncı türbin hızını etkilediğinde dolayı kompresörden çıkan hava akışını etkiler. Akışın miktarına bağlı olarak artan emme manifoldu basıncı silindirlerin içine olan hava akışının etkileyen ana faktördür. Basit bir deyişle atık kapısı; egzoz gazının doğrudan atmosfere atarak egzoz manifold basıncını düşüren bir vanadır.



Şekil 2.2 Genel Dizel Motor Şeması[13]

2.2. Sistem Bileşenleri ve Modelleme Stratejisi

Daha önce belirtildiği gibi, kompresör, ara soğutucu, emme manifoldu, silindirler ve egzoz manifoldu, türbin ve atık kapısından oluşur. Dizel motorların modellenmesinde literatürde kullanılan farklı yöntemler ve stratejiler vardır. Bazı yöntemlerde çalışma noktaları için deneysel verilere dayanan haritaları, bazılarında ise sistem parametrelerini kalibre edebilmek için deneysel veriler gerektiren eşitlikler ve kalibrasyona dayalı yöntemleri kullanır. Bu çalışmada melez bir yapı oluşturma amaçlanarak hem kalibre edilmiş fiziksel eşitliklerin hem de haritaların karışımıyla oluşturulan bir model kullanılmıştır. Bu sayede; harita modellerinin hızlı hesaplama avantajı, kalibre edilmiş modellerin ise yüksek hassasiyetinden faydalanılır. Sonuç; her iki modelin de aynı anda kullanılabildiği gösterilmektedir. Kompresör ve türbin modellerinde; basınç oranı ve türbin hızı ilişkileri için girdi olarak verim - kütle akış haritaları kullanılmıştır. Ayrıca h_{air} (havanın özgül entalpisi [J/kg]) ve κ_{air} (havanın özgül ısı oranı) parametreleri arama tabloları girdi olarak ilgili bileşen sıcaklığı ile birlikte kullanılır. Arama tabloları için

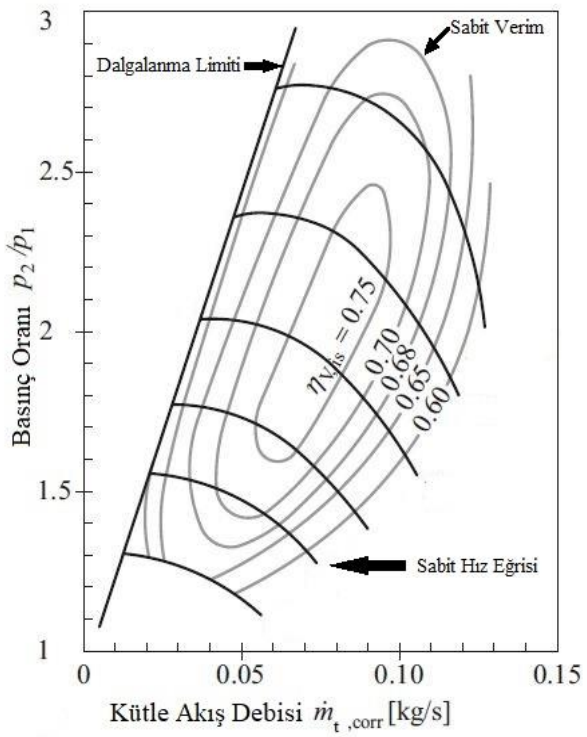
ilgili değerler [14]'ten elde edilmiştir. Ara soğutucu ve silindirler için kütle akış modelinin içinde bulunduğu kalibre edilmiş eşitlikler da kullanılır [15]. [15]'de kullanılan motorun fiziksel parametreleri ve bu çalışmada kullanılan motorun fiziksel parametreleri değerler ve yapı bakımından yüksek benzerlik gösterdiğinden model kalibrasyonunda kullanılan değerler modelde sorunsuz çalışmaktadır. Ayrıca belirtmek gerekir ki kalibre edilmiş modellerin fiziksel sistemlerine özeldir. Yani farklı sistem türleri için parametreler yeniden belirlenmelidir.

Manifold basınçlarının hesaplanmasında ideal gaz yasası kullanılırmıştır. Manifold basınçlarının hesaplamasında önemli olan manifold sıcaklıklarının doğru hesaplanmasıdır. Bu bağlamda, ara soğutucudan emme manifolduna entalpi ve ısı akışı ile emme manifoldundan silindirlere giden akış emme manifoldunun sıcaklık hesaplaması sırasında göz önünde bulundurulmalıdır. Ayrıca, emme manifoldunun yüzeyi boyunca enerji kaybı da göz önünde bulundurulmalıdır. Bu sayede enerji akışına dayanan bir model elde edilmiştir. Egzoz manifoldu tarafında ise manifold basıncının silindir bloğunda hesaplanan egzoz gazı sıcaklığına eşit olduğu kabul edilir. Son olarak türbin şaftının ataleti; kompresör tarafında tüketilen güç ve türbin tarafından üretilen güç arasındaki fark ile hesaplanmaktadır. Şafttaki sürtünmeyi hesaplayabilmek için [15]'den kalibre edilmiş viskoz sürtünme katsayısı kullanılmıştır.

2.2.1. Kompresör

Kompresör bloğu p_{amb}, p_{comp}, ω_{turbo} ve T_{amb} olmak üzere dört girişten ve T_{comp}, $\dot{m}_{comp}$ ve P_{comp} olmak üzere üç çıkıştan oluşmaktadır. Daha önce de belirtildiği gibi iki harita ve iki arama tablosu hesaplamalar sırasında tablolar kullanılır. Kompresör verimliliği ve kompresör akış haritaları gerçek verilere dayanır ve sistemdeki diğer bileşenlerin fiziksel özellikleri dikkate alındığında fiziksel olarak eşleşen bir kompresöre aittir.

Haritalar güvenilir veriler sağlasa da harita eğrilerini ve sistem davranışını yorumlayabilmek için sınırların nasıl analiz edebileceği bilmek gerekmektedir. Tipik bir kompresör haritası Şekil 2.3'te verilmiştir.



Şekil 2.3 Kompresör Harita Örneği, Harita Sınırları ve Bölgeleri [16]

Şekil 2.3'ü inceleyecek olursak; hava akış miktarı en az miktarda akarken kompresörün sağlayabileceği maksimum basınç miktarını dalgalanma limiti temsil eder. Kararsızlıktan önceki son nokta dalgalanma sınırı çizgisidir. Bundan dolayı bu hat çevresinde çalışmak tercih edilmez. Temel olarak kısma sınırı; kompresör tarafının belirli bir basınç oranında akabileceği maksimum hava miktarıdır. Boğulma ise akış hızının ses hızı sınırlara ulaştığı ve ötesine geçemediği bir olgudur. Mekanik limit; olası herhangi bir mekanik hasardan önce maksimum türbin hızını tanımlar. Blokaj sınırı ise kompresör davranışını çok düşük hızda tanımlar.

Aşağıdaki denklemler kullanarak, kompresör çıkışları hesaplanır:

$$\Pi_{\mathrm{comp}} = \frac{p_{comp}}{p_{amb}} \tag{2.1}$$

$$\mathrm{T}_{\mathrm{comp}} = \mathrm{T}_{\mathrm{amb}} \left(1 + \frac{\Pi_{\mathrm{comp}}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{comp}} \right) \tag{2.2}$$

$$\dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{comp}} = \frac{\mathrm{p}_{\mathrm{amb}}}{10^5} \cdot \sqrt{\frac{298}{\mathrm{T}_{\mathrm{amb}}}} \cdot \dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{comp.corr}} \tag{2.3}$$

$$P_{comp} = \dot{m}_{comp} c_{p_air} \left(T_{comp} - T_{amb}\right) \tag{2.4}$$

2.2.2. Ara soğutucu

Ara soğutucu, kompresörden emme manifolduna giden gaz sıcaklığını düşüren bir bileşendir. Havanın yoğunluğu sıcaklığına bağlı olduğundan, düşük dereceler için aynı hava hacmi yanma performansını artıracak daha fazla miktarda oksijen içerir. Bu nedenle, ara soğutucu dizel motor çevrimi içinde anahtar bir bileşendir.

Bazı durumlarda, fiziksel özelliklerine bağlı olarak ara soğutucu içinde bir basınç olduğu kabul edilmekle birlikte, bu çalışmada ara soğutucu için herhangi bir basınç oluşmayacağı varsayılacaktır. Bu, ara soğutucu içerisindeki hava kütle debisinin aynı kalacağı anlamına gelir. Bu varsayımla denklem (2.5) ve (2.6) elde edilebilir.

$$p_{comp_{out}} = p_{int_{man}} \tag{2.5}$$

$$\dot{m}_{comp} = \dot{m}_{icooler} \tag{2.6}$$

Ara soğutucu çıkış sıcaklığı hesaplamasında ara soğutucunun verimi hesaplanacak bir büyüklüktür. Ara soğutucu verimi verim haritalarıyla da elde edilebilir. Ancak bunun yerine deneysel veriler kullanılarak tahmin edilebilecek beş bilinmeyen parametreli bir eşitlik tercih edilirmiştir. Bu çalışma için tahmini parametreler elde edilmiştir [17]. Buna göre ara soğutucu verimi ve ara soğutucu çıkış sıcaklığı denklem 2.7'de görüldüğü gibi de hesaplanabilir:

$$T_{icooler} = T_{comp} \,.\, (1 - \eta_{icooler}) + \eta_{icooler} . T_{amb} \tag{2.7}$$

$$\eta_{icooler} = \eta_{ic0} + \eta_{ic1} . \dot{m}_c + \eta_{ic2} . T_{comp} + \eta_{ic3} . \dot{m}_{comp}^2 + \eta_{ic4} . T_{comp}^2 \tag{2.8}$$

2.2.3. Emme Manifoldu

Emme manifoldu basınç hesaplaması için denklem 2.9'da görüldüğü üzere ideal gaz kanunu kullanılarak elde edilebilmektedir. Buna ek olarak manifold içindeki hava kütlesi, ara soğutucu ve silindir arasındaki kütle akış hızı farkının denklem 2.11'de birleştirilmesiyle elde edilmektedir.

$$\frac{d}{dt} p_{int_{man}} = \frac{R_{air} \cdot T_{int_{man}}}{V_{int_{man}}} (\dot{m}_{comp} - \dot{m}_{int_{vlv}}) \tag{2.9}$$

$$p_{int_{man}} = \int_0^t \frac{R_{air} \cdot T_{int_{man}} \cdot (\dot{m}_{comp} - \dot{m}_{int_{vlv}})}{V_{int_{man}}} dt + p_{amb} \tag{2.10}$$

$$m_{int_{man}} = \int_0^t (\dot{m}_{icooler} - \dot{m}_{air_{int_{vlv}}}) \, . dt \tag{2.11}$$

Bu eşitlikte emme manifoldu sıcaklığının hesaplanması çok önemlidir. Bu çalışmada; entalpi ve ısı akış hızlarına ek olarak emme manifoldu gövdesi içerisindeki ısı kaybının da göz önüne alındığı emme manifoldu sıcaklığını elde etmede enerji bazlı bir eşitlik kullanılmıştır.

Sıcaklık hesaplamasının kesinliğini göz önüne alındığımızda ideal gaz özgül entalpi ($h_{air_{icooler}}$) ve özgül ısı kapasitesi ($u_{air_{icooler}}$) gibi değişkenler sabit değerler olarak seçilmez. Bunun yerine elde edilen arama tablolarından elde edilirler [14].

Diğer bir önemli konu ise emme manifoldu gövdesi boyunca ısı kaybını hesaplamak için kullanılan termal iletkenlik katsayısının seçimidir. Bu konuda seçim sırasında metalik özelliklerin dikkate alınması gerekmektedir. Katsayı, emme manifoldunun yapıldığı metale bağlıdır. Emme manifoldunun alüminyumdan yapıldığı varsayılarak, emme manifoldu termal iletkenlik katsayısı ($k_{int_{man}}$) 220 (W / m^2.K) olarak seçilir. Emme manifoldu sıcaklık hesaplaması aşağıdaki eşitliklerle elde edilir:

Ara soğutucu enerji akışı:

$$\dot{H}_{air_{icooler}} = \dot{m}_{air_{icooler}} \, . h_{air_{icooler}} \tag{2.12}$$

$$\dot{Q}_{air_{icooler}} = \dot{m}_{air_{icooler}} \, . u_{air_{icooler}} \tag{2.13}$$

$$u_{air_{icooler}} = h_{air_{icooler}} - R_{air_{icooler}} \, . T_{icooler} \tag{2.14}$$

Silindir enerji akışı:

$$\dot{H}_{air_{int_{vlv}}} = \dot{m}_{air_{int_{vlv}}} \, . h_{air_{int_{vlv}}} \tag{2.15}$$

$$\dot{Q}_{air_{int_{vlv}}} = \dot{m}_{air_{int_{vlv}}} \, . u_{air_{int_{vlv}}} \tag{2.16}$$

$$u_{air_{int_{man}}} = h_{air_{int_{man}}} - R_{air_{int_{man}}} . T_{int_{man}} \tag{2.17}$$

Emme manifoldu gövdesi ısı kaybı:

$$\dot{Q}_{int_{man_{wall}}} = k_{int_{man}} . A_{int_{man}} . \left(T_{int_{man}} - T_{amb}\right) \tag{2.18}$$

Toplam enerji akışı:

$$W_{int_{man}} = \dot{H}_{air_{icooler}} + \dot{Q}_{air_{icooler}} - \dot{H}_{air_{int_{man}}} - \dot{Q}_{air_{int_{man}}} - \dot{Q}_{int_{man_{wall}}} \tag{2.19}$$

Emme manifold sıcaklığı:

$$T_{int_{man}} = \int_0^t \frac{W_{int_{man}}}{m_{int_{man}} . c_{v_{air}}} dt + T_{icooler} \tag{2.20}$$

2.2.4. Silindir

Silindir bloğu; hava debisi hesaplamasını ve enjekte edilen yakıt oranı hesaplamasını içeren silindir kütle debisi hesaplaması, silindir dış sıcaklığı hesaplaması, motor tork hesaplaması olmak üzere üç alt bölüm içerir

2.2.4.1. Silindir Kütle Akışı

Emme manifoldundan silindirlerin içerisine gelen hava debisi, denklem 2.21'de görülen eşitlik kullanılarak hesaplanır [2].

$$\dot{m}_{int_{vlv}} = \frac{\eta_{vol} . p_{int_{man}} . \eta_{eng} . V_d}{120 . R_{air} . T_{int_{man}}} \tag{2.21}$$

Hacimsel verim parametre tahmininin yer aldığı eşitlik yoluyla tekrar hesaplanır. Verimlilik, denklem 2.22'de görüldüğü gibi emme manifoldu basıncı ve motor hızının bir kombinasyonu olarak elde edilmiştir [6].

$$\eta_{vol} = c_{vol1} . \sqrt{p_{int_{man}}} + c_{vol2} . \sqrt{\eta_{eng}} + c_{vol2} \tag{2.22}$$

Yakıt kütle debisinin hesaplaması için ortak hat basıncı ve krank açısına bağlı eşitlikler içeren karmaşık modeller yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak basit ama etkili bir model oluşturmak istendiğinde sadece strok (injection) (mg/strok), motor devri (n_{eng})

(devir/dakika-rpm) ve silindir sayısını (n_{cyl}) yeterlidir. Yakıt enjeksiyona bağlı olan yakıt kütle debisi hesaplaması için bu basit modelde denklem 2.23 kullanılır.

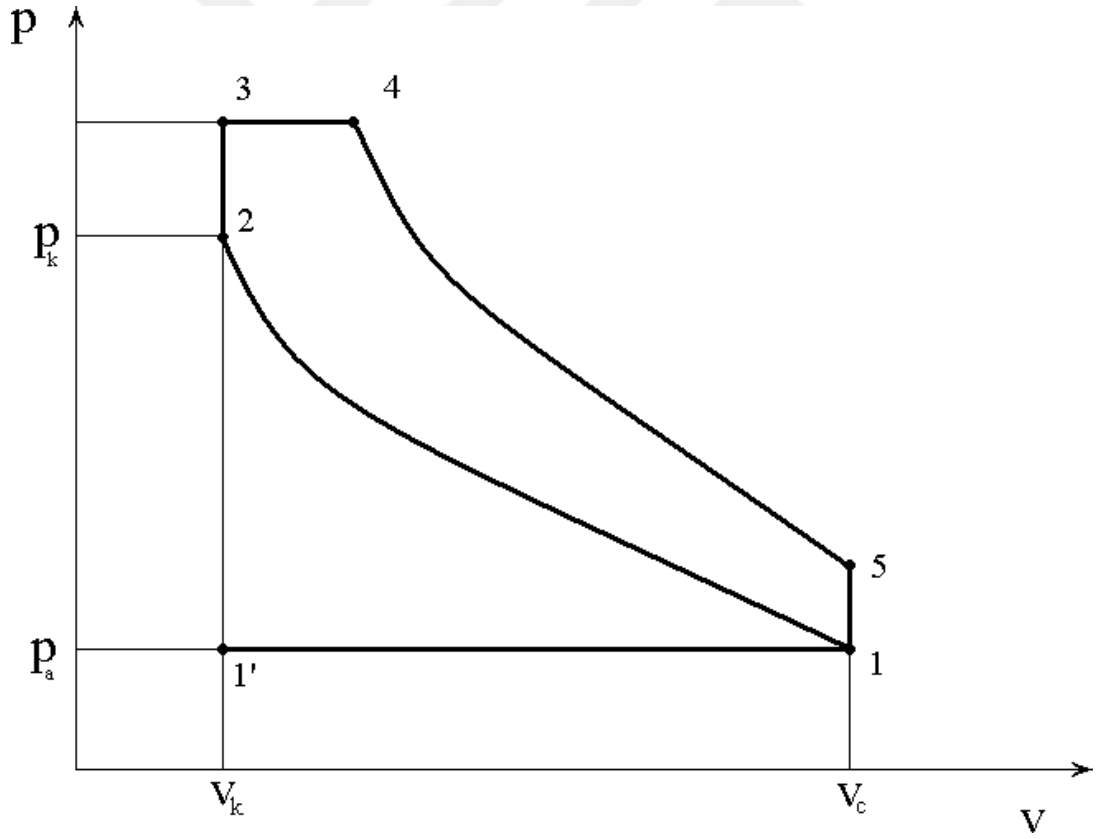
$$\dot{m}_{fuel} = \frac{10^{-6} . u_{\delta} . \eta_{eng} . \eta_{cyl}}{120} \tag{2.23}$$

Model basitliği için toplam silindir çıkış kütle akış hızının, yakıt ve havanın kütle akış oranlarının toplamına eşit olduğu varsayılmaktadır.

$$m_{eng_{out}} = \dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{int_{vlv}} \tag{2.24}$$

2.2.4.2. Silindir Çıkış Sıcaklığı

Silindir çıkış sıcaklığı; karmaşık bir model olan silindir içindeki yanma işleminin çıkışıdır. Bu çalışmada basitleştirilmiş bir yinelemeli model kullanılmıştır. Bu basitleştirilmiş modelin temeli olan Seiliger döngüsü şekil 2.4'de verilmiştir.



Şekil 2.4 Seiliger Yanma Döngüsü [17]

Seiliger döngüsü;1-2: İzentropik sıkıştırma, 2-3: Sabit hacimli yanma, 3-4: Sabit basınçlı yanma, 4-5: İzentropik genleşme olmak üzere 4 adımdan oluşmaktadır [17].

Seilinger döngüsüne göre basitleştirilmiş silindir sıcaklığı sıcaklık hesaplaması denklem 2.25'te görüldüğü gibidir:

$$T_{eng} = n_{sc}.\prod_e^{1-\frac{1}{K_{air}}}.\ r_c^{1-K_{air}}.x_p^{\frac{1}{K_{air}}-1}.\left(q_{in}\left(\frac{1-x_{cv}}{c_{pair}}+\frac{x_{cv}}{c_{pair}}\right)+T_1.r_c^{1-K_{air}}\right) \quad (2.25)$$

n_{sc}; [15] 'den de elde edilen ideal olmayan çevrimler için telafi faktörünü tanımladığı zaman. x_{cv}; Seiliger döngüsünde 2-3 noktalarına karşılık gelen sabit hacimli yanma sırasında yanmış yakıt oranını. $(1-x_{cv})$ Seiliger döngüsünde 3-4 arasındaki noktalarına karşılık gelen sabit basınç yanması sırasında kalan yakıt yakılır [6].

Denklem (2.25) hakkında detaylı bilgi aşağıdaki gibidir:

Egzoz manifoldu ile emme manifoldu arasındaki silindir basınç oranı:

$$\prod_e = \frac{p_{exh_{man}}}{p_{int_{man}}} \quad (2.26)$$

İlk yanmaya karşılık gelen 3. ve 2. noktadaki basınçlar arasındaki oran aşağıdaki gibidir:

$$x_p = \frac{p_3}{p_2} = 1 + \frac{q_{in}.x_{cv}}{c_{vair}.T_1.r_c^{1-K_{air}}} \quad (2.27)$$

c_{vair} sabit hacimdeki özgül ısı kapasitesidir ve c_{pair} sabit hava basıncında özgül ısı kapasitesidir. K_{air} ise $\frac{c_{cair}}{c_{vair}}$ değerleri arasındaki orandır. Her iki değişkenin de girişi silindir sıcaklığı olan arama tablolarından elde edildiğine dikkat edilmelidir. Karışımın özgül ısıtma değeri denklem 2.28'de görüldüğü gibidir:

$$q_{in} = \frac{\dot{m}_{fuel}.q_{HV}}{\dot{m}_{int_{vlv}}+\dot{m}_{fuel}}.(1-x_r) \quad (2.28)$$

Emme darbesinden hemen sonraki ilk sıcaklık aşağıdaki gibidir:

$$T_1 = x_r.T_{eng} + (1-x_r).T_{int_{man}} \quad (2.29)$$

Silindirlerden çıkamadan kalan egzoz gazı aşağıdaki gibidir:

$$x_r = \frac{\prod_e^{\frac{1}{K_{air}}}.\ x_p^{\frac{1}{K_{air}}}}{r_c.x_v} \quad (2.30)$$

x_v Seiliger döngüsündeki 3 ve 2 noktaları arasındaki hacim oranını temsil etmektedir. Sabit basınçlı yanmadan sonraki ve önceki hacim arasındaki orana karşılık gelir. x_v denklem 2.31'de görüldüğü gibi elde edilebilir:

$$x_v = \frac{v_4}{v_3} = 1 + \frac{q_{in}.x_{cv}}{c_{pair}.\left(\frac{q_{in}.x_{cv}}{c_{vair}} + T_1.r_c^{1-K_{air}}\right)} \tag{2.31}$$

Her eşitlik birbirine bağlı olduğundan, silindir çıkış sıcaklığını elde etmek için yinelemeli bir hesaplama yönteminin yapılması gerekir. Her bir yineleme ile ilgili denklemler aşağıdaki gibidir:

$$q_{in,k+1} = \frac{\dot{m}_{fuel}.q_{HV}}{\dot{m}_{int_{vlv}} + \dot{m}_{fuel}}.(1 - x_{r,k}) \tag{2.32}$$

$$x_{p,k+1} = \frac{p_3}{p_2} = 1 + \frac{q_{in,k+1}.x_{cv}}{c_{vair}.T_1.r_c^{1-K_{air}}} \tag{2.33}$$

$$x_{v,k+1} = \frac{v_4}{v_3} = 1 + \frac{q_{in,k+1}.x_{cv}}{c_{pair}.\left(\frac{q_{in,k+1}.x_{cv}}{c_{vair}} + T_1.r_c^{1-K_{air}}\right)} \tag{2.34}$$

$$x_{r,k+1} = \frac{\prod_e^{\frac{1}{K_{air}}}.\ x_{p,k+1}^{\frac{1}{K_{air}}}}{r_c.x_{v,k+1}} \tag{2.35}$$

$$T_{eng,k+1} = n_{sc}.\prod_e^{1-\frac{1}{K_{air}}}.\ r_c^{1-K_{air}}.x_{p,k+1}^{\frac{1}{K_{air}}-1}.\left(q_{in,k+1}\left(\frac{1-x_{cv}}{c_{pair}} + \frac{x_{cv}}{c_{pair}}\right) + T_{1,k}.r_c^{1-K_{air}}\right) \tag{2.36}$$

$$T_{1,k+1} = x_{r,k+1}.T_{eng} + (1 - x_r).T_{int_{man}} \tag{2.37}$$

Aslında silindir çıkış gazı sıcaklığı, egzoz manifoldu gövdesindeki ısı kayıplarından dolayı egzoz manifoldu sıcaklığını tamamen temsil etmemektedir. Ancak bu çalışmada, silindir çıkış gazı sıcaklığının egzoz manifoldu sıcaklığına hemen hemen eşit olduğu varsayılmıştır.

2.2.4.3. Motor Torku

Motor torku M_e, M_{ig} endike tork (ulaşılabilecek en yüksek tork) , M_p pompa torku ve M_{fric} sürtünme momenti olan üç tork değeri ile denklem 2.38'de görüldüğü gibi elde edilebilir:

$$M_e = M_{ig} - M_p - M_{fric} \tag{2.38}$$

Pompalama torku, egzoz ve emme manifoldu basınçları arasındaki farkla orantılıdır. Denklem 2.39'da olduğu gibi elde edilebilir:

$$M_p = \frac{v_d}{4\pi}\left(p_{exh_{man}} - p_{int_{man}}\right) \tag{2.39}$$

Yakıt enerjisine dayanan endike tork (ulaşılabilecek en yüksek tork) aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$M_{ig} = \frac{10^{-6}\,.u_\delta.\eta_{ig}.\eta_{cyl}.q_{HV}}{4\pi} \tag{2.40}$$

Yanma odası verimliliği η_{igch} , sıkıştırma oranı r_c ve silindir içindeki gazın özel ısı kapasitesi K_{cyl} ise endike verime karşılık gelen η_{ig} denklem 2.41'de elde edilecek şekilde belirtilen verime karşılık gelirse:

$$\eta_{ig} = \eta_{igch}\left(1 - \frac{1}{r_c^{K_{cyl}-1}}\right) \tag{2.41}$$

Silindirin içindeki gaz; hava ile aynı kimyasal özelliklerde olmamasına rağmen, hava için ilgili gaz sabitleri yanma sürecinde de kullanılır. Bundan kaynaklanan küçük bir hata yüzdesinin ihmal edildiği belirtilmelidir. Ayrıntılı hesaplamada gaz sabitlerini hesaplamak için her adımdaki hava egzoz gazı karışımının dikkate alınması gerekmektedir.

Sürtünme torku, aşağıdaki gibi motor hızının bir fonksiyonu olarak elde edilebilir:

$$M_{fric} = \frac{v_d}{4\pi}.10^5\left(c_{fric1}.n_{eratio}^2 + c_{fric2}.n_{eratio} + c_{fric3}\right) \tag{2.42}$$

$$n_{eratio} = \frac{n_{eng}}{1000} \tag{2.43}$$

2.2.5. Egzoz Manifoldu

Daha önce de belirtildiği gibi; egzoz manifold sıcaklığının silindir çıkış sıcaklığına eşit olduğu varsayılır. Bu egzoz manifoldu gövdesindeki ısı kayıplarının ihmal edildiği anlamına gelir. Egzoz manifoldu basıncı, aşağıdaki gibi emme manifoldu basıncı hesabında olduğu gibi ideal gaz yasası kullanılarak hesaplanır:

$$\frac{d}{dt}p_{exh_{man}} = \frac{R_{air}.T_{exh_{man}}}{V_{exh_{man}}}(\dot{m}_{exh_{man}}) \tag{2.44}$$

2.2.6. Türbin

Modelin sadeliği için kompresör bloğunda kullanılan eşitlikler ve haritalar türbin tarafında da aynı şekilde kullanılmıştır. Dolayısıyla, benzer eşitlikler aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$\Pi_{\mathrm{turbo}} = \frac{p_{amp}}{p_{turbo}} \tag{2.45}$$

$$\mathrm{T}_{turbo} = \mathrm{T}_{exh_{man}}\left[1 - \eta_{turbo}\left(1 - \Pi_{turbo}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)\right] \tag{2.46}$$

$$\dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{comp}} = \frac{\mathrm{p}_{exh_{man}}}{10^5} \cdot \sqrt{\frac{298}{\mathrm{T}_{exh_{man}}}} \cdot \dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{turbo,corr}} \tag{2.47}$$

$$P_{turbo} = \dot{m}_{turbo.}c_{p_air}\left(T_{exh_{man}} - T_{tubo}\right) \tag{2.48}$$

Kompresörün de bağlı olduğu türbin şaftı hızı aşağıdaki eşitlik ile elde edilebilir:

$$\omega_{turbo} = \frac{1}{J_{tc}}\int\left(\frac{P_{turbo}-P_{comp}}{\omega_{comp}} - M_{fr}\right)dt \tag{2.49}$$

Şaft ataleti olduğu için P_{turbo} ve P_{comp} turbo ve kompresör tarafında tüketilen güç, M_{fr} şaft sürtünmesi ve ω_{comp} şaft hızıdır.

2.2.7. Atık-Kapısı

Atık Kapısı, egzoz manifoldundan egzoza doğrudan bir bağlantıyla egzoz manifoldu basıncının kontrolünü sağlayan bir valftir. Valf açıklığı arttıkça atık kapısı girişindeki

basınç (egzoz manifoldu basıncı) ile egzoz basıncı arasındaki fark sebebiyle daha fazla kütle akışına olanak sağlar. Egzoz manifoldundan egzoz hattına direk açılan bu bağlantıdan geçen kütle akışı, egzoz manifoldunda bir basınç düşüşüne yol açarak türbinden daha az gaz geçmesine neden olur.

Atık Kapısı bir vana olduğundan, değişken akışlı ve enine kesitli bir delikten izentropik bir adyabatik akış olarak modellenebilir. Bu durumda her iki yönde de enerji aktarımları ihmal edilir (enerji kazanımı ve enerji kaybı yoktur). Değişken kesit iste u_{WGate} kontrol sinyaline bağlıdır.

Atık Kapısından geçen kütle debisi aşağıdaki gibi modellenebilir:

$$\dot{m}_{\mathrm{WGate}} = A_{WGate_{vlv}} \cdot p_{exh_{man}} \sqrt{\frac{2}{R_{exh} \cdot T_{exh_{man}}}} \Psi(\Pi_{WGate}) \tag{2.50}$$

Dış ortam basıncı ile egzoz manifoldu arasındaki basıncın oranın:

$$\prod_{WGate} = \frac{p_{amp}}{p_{exh_{man}}} \tag{2.51}$$

Akış fonksiyonu Ψ aşağıdaki eşitlikle elde edilebilir:

$$\Psi(\Pi_{WGate}) = \begin{cases} \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left(\Pi_{WGate}^{\frac{2}{\kappa}} - \Pi_{WGate}^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right) & for \quad \Pi_{WGate} \geq \left(\frac{2}{\kappa-1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \\ \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}} & for \quad \Pi_{WGate} \leq \left(\frac{2}{\kappa-1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \end{cases} \tag{2.52}$$

Akış fonksiyonunun, atık kapısı valfinin tamamında kütle akış hızının ses hızına ulaştığı belirli bir değer ile sınırlı olduğu belirtilmelidir.

Atık kapısı valfinin kesiti kontrol sinyaline bağlıdır ve basit bir geometrik yaklaşımla modellenebilir. Kontrol sinyalinin 0 ile $\frac{\pi}{2}$ arasında olduğuna dikkat ederek, $A_{WGate_{vlv}}$ aşağıdaki gibi eşitlikle elde edilebilir:

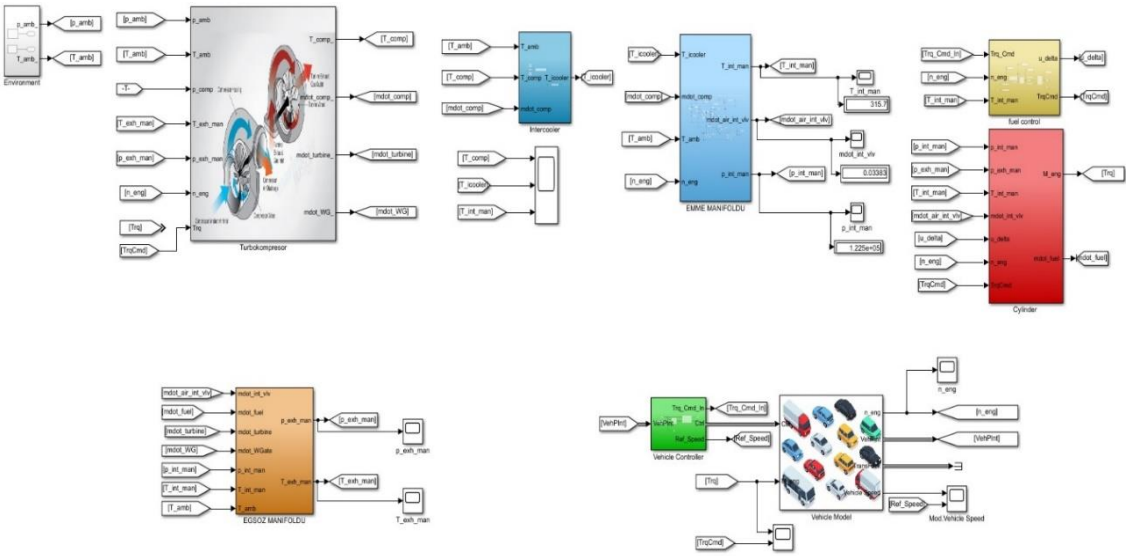
$$A_{WGate_{vlv}} = \frac{1}{2} A_{WGate_{vlv_{max}}} (1 - \cos(2u_{WGate})) \tag{2.53}$$

[2, 6, 17].

3. SİMÜLASYON ve SONUÇLAR

3.1. Simulink Ortamı

Simülasyon; Matlab Simulink ortamında gerçekleştirilmiştir. İlk olarak, her bir bileşenin eşitliğinin ve modellemesinin doğru olduğundan emin olmak amacıyla bileşenleri ayrı ayrı oluşturarak anlamlı giriş değerleri ile test edilmiştir. Testler sonucunda her bileşen için anlamlı çıkış değerleri elde ettikten sonra, bloklar her bir bağlantıdaki çıkışı kontrol ederek tek tek birbirine bağlanmıştır.



Şekil 3.1. Matlab Simulink Model Blokları

Kompresör bloğundan başlayarak, sırasıyla türbin, turbo-kompresör şaftı, atık kapısı, ara soğutucu, emme manifoldu, yakıt kontrolörü, silindir ve egzoz manifoldu blokları bağlanmıştır. Oluşturulan bloklara anlamlı girişler verebilmek adına motor bileşenlerine ek olarak araç modeli ve araç kontrolörü de modele dâhil edilmiştir. Araç modeli ve araç kontrolörü hakkında detaylı bilgi ilerleyen kısımlarda verilecektir. Her bloğu birbirine bağlayarak dizel motor çevrimi tamamlanır. Bu noktada, her bir elemanın birbirine bağlı olduğuna dikkat edilmelidir, yani bağlantı prosedürü boyunca test giriş verilerinin her eleman için gerçek veri olması gerekir. Giriş verilerinin uyumsuzluğu durumunda, istenmeyen sistem çıkışı gözlenecektir.

[15] 'den toplanan deneysel veriler; sisteme anlamlı veriler girebilmek için kullanılmıştır. Motor için anlamlı değerler veren ve aşırı koşullar içermeyen bir çalışma

noktası seçilir. Öncelikle isteme girilmesi gereken değerler listelenmiştir. Daha sonra toplanan verilerden elde edilen değerler listede yerine yazılmıştır. Sonuç olarak, giriş değerleri için Tablo3.1 elde edilir.

Tablo 3.1 . Giriş Değerleri

Giriş	Değer
T_{comp}	381 [K]
$\dot{m}_{comp}$	0.012 [Kg/s]
$T_{int_{man}}$	318 [K]
$p_{int_{man}}$	$1.12*10^5$ [Pa]
$\dot{Q}_{exh_{man_{wall}}}$	420 [J/s]
$\dot{H}_{air_{int_{vlv}}}$	4800 [J/s]
$\dot{Q}_{air_{int_{vlv}}}$	3400 [J/s]
p_{amb}	$1*10^5$ [Pa]
T_{amb}	302 [K]
T_1	300 [K]
$p_{exh_{man}}$	$2*10^5$ [Pa]
n_{eng}	1100 [rpm]
ω_{turbo}	225 [m/s]

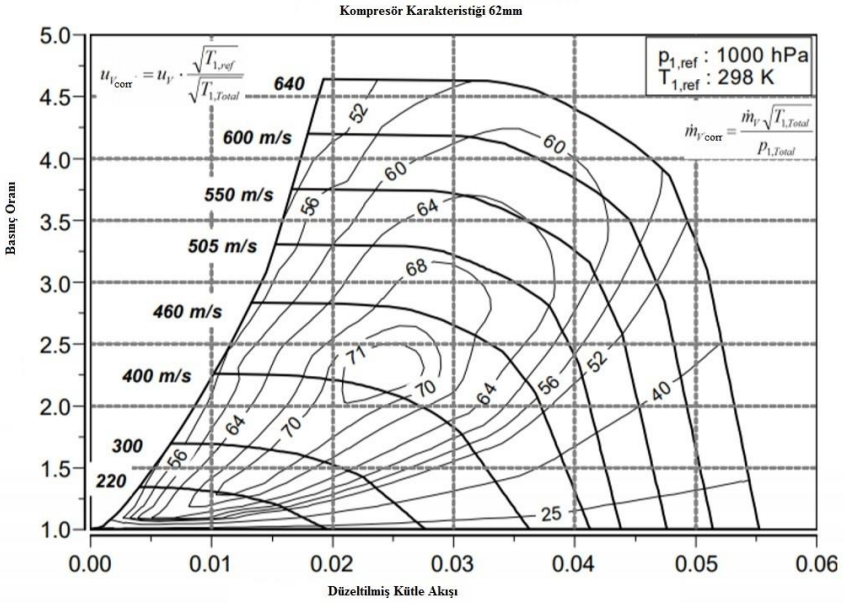
Simülasyonu başlatmadan önce yapılandırma ayarlarının belirtilmesi gerekmektedir. Modelin ayrık zamanlı olması gerektiği için 0,001 saniyelik bir örnekleme süresi seçilmiştir. Simülasyonun örnekleme zamanı döngü boyunca ayrı filtreler için de önemlidir. Filtreler önce s düzleminde tasarlanır, daha sonra “c2d” Matlab komutu ve örnekleme süresi kullanılarak ayrılmıştır.

Sistem parametreleri, sisteme ilk değerler gibi sabit değerler olarak uygulanmaktadır. Emme ve egzoz manifoldu, atık kapı valfi alanı, silindir hacmi, sıkıştırma oranı gibi fiziksel değerleri içeren bir .m dosyası düzenlenmiştir. 2. Bölümde belirtilen farklı bileşenler için düzenlenmiş parametreler.m dosyasına dahil edilmiştir. Ayarlanan

parametrelerin [15]'den elde edildiği belirtilmelidir. Tam parametre listesi parametre.m dosyası içeriği Ek-1'de verilmiştir.

M dosyası parametresini çalıştırarak, parametreler çalışma alanına gönderilir. Simülasyon gereksinimleri nedeniyle parametrelerin çoğu zaman çizelgeleri (timeseries) olarak kaydedilir.

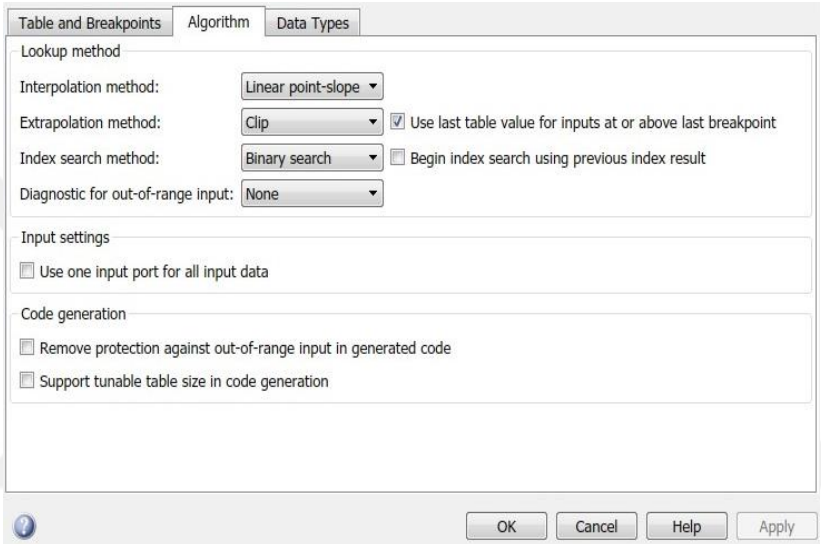
Arama tabloları (look-up table) ve haritalar döngü boyunca kullanıldığından, bir önlem alınması gerekir. Haritaların fiziksel sınırları göz önüne alındığında şekil 3.2'de istenmeyen harita çıktılarından kaçınmak için bir sınırlama getirilmiştir. Özellikle türbin ve kompresör tarafında haritalar için giriş - çıkış basınç oranları 0,9 ile 4,5 arasında sınırlandırılmıştır. Bunun nedeni, gerçek harita verilerinin bu aralık içinde sınırlı olması ve aralık dışında anlamlı veri bulunmamasındandır.



Şekil 3.2 Örnek Kompresör Haritası [18]

Şekil 2.3'teki engelleme sınırı göz önüne alındığında; kompresör haritasının alt sınır değeri değiştirilir ve sol taraftaki basınç oranı eksenine yeni bir 0.9 değeri eklenmelidir. Bu noktada, harita sınırları etrafındaki çalışma noktalarının, kararsız davranışların gözlemlenebileceği son derece kritik olduğu bilinmelidir. Bu nedenle, bu sınırlar etrafında artan veri hassasiyeti sistem modelinin hassasiyetine de olumlu katkıda bulunmaktadır.

Bu bağlamda, haritalar için ekstrapolasyon yönteminin şekil 3.3'te gösterildiği gibi “Doğrusal (Lineer)” değil, “Clip” olarak seçilmesi gerekmektedir. Bazı durumlarda, basınç oranları geçici yanıtlar sırasında küçük zaman aralıkları için tepe değerlerine ulaşabilir. Bu bağlamda, harita ayarlarını “Doğrusal” olarak seçmek, türbin veya kompresörden negatif verimlilik veya negatif akış hızı gibi istenmeyen sistem çıkışlarına yol açmaktadır. Ayarlar “Clip” olarak seçildiği takdirde, aralıktan çıkmadan önceki son harita değeri, o an için sistemin kararlılığını kaydeden harita çıkışı olarak uygulanacaktır.



Şekil 3.3 Matlab Simulink Arama Tabloları (Lookup Table) Yapılandırması

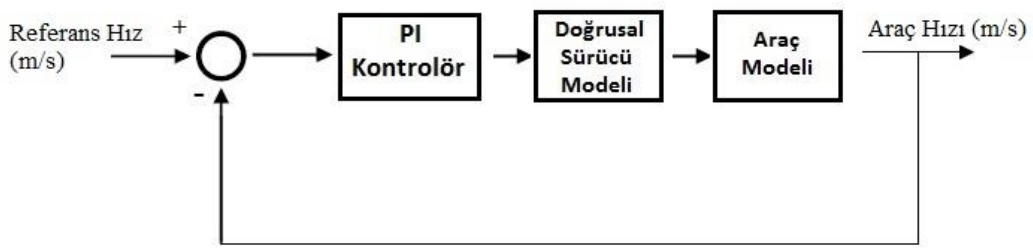
Ayrıca anlamlı fiziksel değerler elde etmek için doyum bloklarının eklenmesi gerekmektedir. Değişkenler ve bunların üst / alt doygunluk değerleri Tablo 3.2'deki gibi tanımlanabilir.

Tablo 3.2 Değişken Alt ve Üst Limitleri

Değişken	Alt Limit	Üst Limit
$\dot{m}_{comp}$	3e-3[Kg/s]	0.15[Kg/s]
$\dot{m}_{turbo}$	3e-3[Kg/s]	0.20[Kg/s]
x_r	0	1
T_1	300 [K]	inf
T_{eng}	300 [K]	1500 [K]

3.1.1. Kontrol Şeması ve Simülasyon

Bu çalışmada araç kontrolörüne girilen referans hız değerine uygun olarak araç hızını kontrol etmek amaçlanmıştır. Bu modelde metre / saniye cinsinden referans verilir ve aracın hızı, motor devri ve vites sayesinde elde edilir. Aracın motor devri ise üretilen çıkış torkundan elde edilir. Üretilmesi gereken tork referansı araç kontrolörü tarafından hesaplanarak modele tork referansı olarak gönderilir. Bu tork için gereken yakıt ve hava miktarı hesaplanarak sistem kontrol edilir. Şekil 3.4'de sistem kontrol şemasının basitleştirilmiş gösterimi mevcuttur.

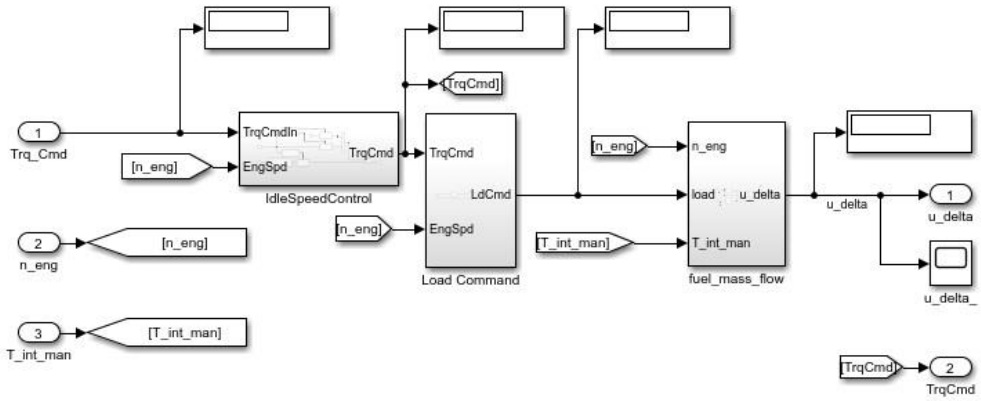


Şekil 3.4 Basitleştirilmiş Sistem Kontrol Şeması

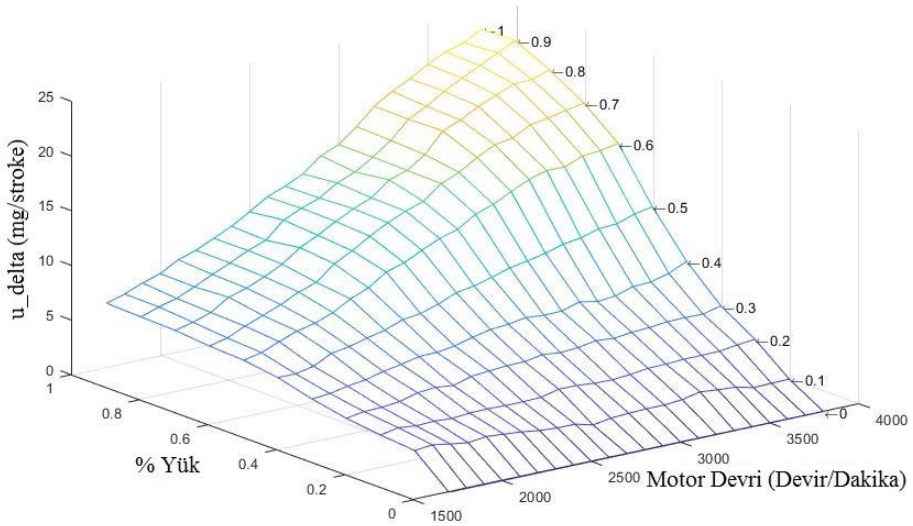
Bu çalışmada referans hız (m/s) değerinin elde edilebilmesi için temelde motor torku (N.m) kontrol edilmektedir. İstenilen tork değerinin elde edilebilmesi için yakıt ve yakıtın yanması için ihtiyaç duyulan hava miktarının kontrolü gerekmektedir.

Araç kontrolörü tarafından üretilen referans tork değeri için gerekli yakıt miktarı yakıt kontrolör bloğu tarafından hesaplanmaktadır. Bu bloğun girişleri referans tork (N.m) değeri, motor devri (devir/dakika) ve ortam sıcaklığıdır. Kontrol bloğu çıkışları ise u_delta (mg/stroke) dur. Gereken yakıt hesaplanması için AVL 400 kW yüksek dinamikli dinamometre ile motorun farklı çalışma bölgelerinde çalıştırılarak toplanan yakıt değerlerinden faydalanılır. Bu değerler 2n-D Arama tabloları (Lookup Table) haline getirilir. Bu tablonun girişleri motor devri ve motor yüküdür. Yükün buluna bilmesi için yine yapılan testler sonucu elde edilen sonuçlardan girişleri referans tork ve motor devri olan 2n-D Arama tablosu oluşturulmuştur. Ayrıca; yakıt kontrol bloğu içerisinde "Boşta Çalışma (Idle) Devir Kontrolörü" de bulunmaktadır. Bu referans tork değeri belirlenen değerden düşükse ve motor boşta çalışma (Idle) devrinde dönüyorsa belirlenen devirin sabit kalması için yeni bir referans tork değeri hesaplanır. Burada elde edilecek u_delta değeri motorun tork üretimini etki etmektedir. Dolayısıyla test

sonucu toplanan verilerin doğruluğu ve hassasiyeti referans torka göre üretilecek tork değerine doğrudan etki edecektir.

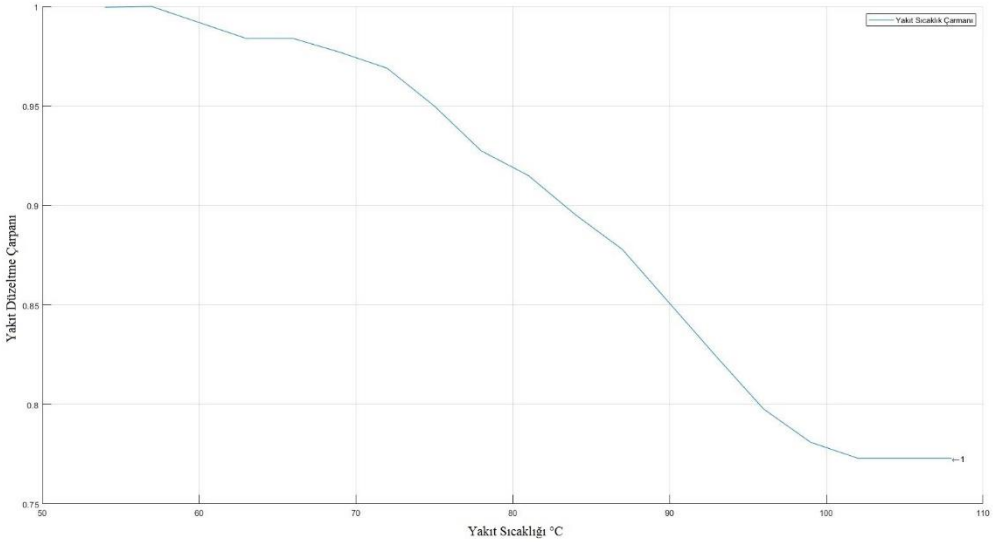


Şekil 3.5 Yakıt Kontrolör Modeli



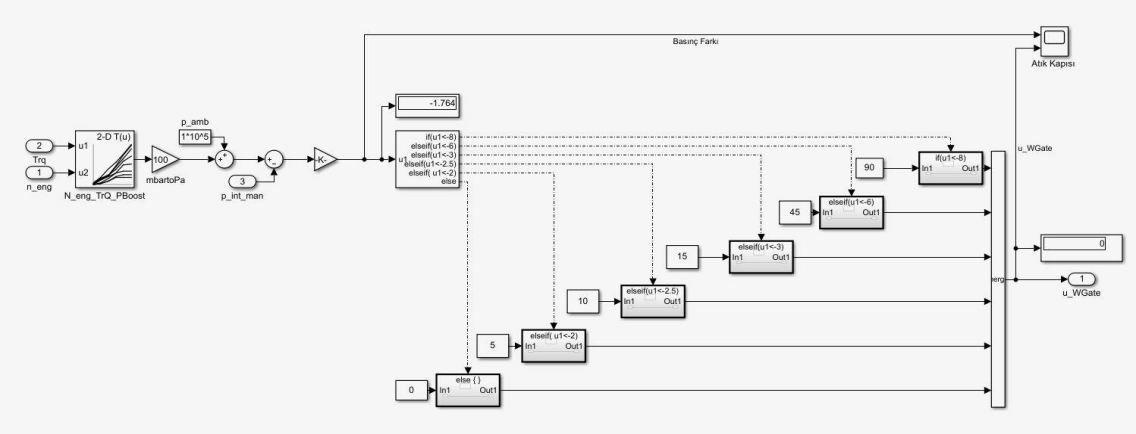
Şekil 3.6 Yük ve Devire Bağlı Yakıt Haritası

Şekil 3.6'da görülen haritadan çıkan yük ve devire bağlı temel yakıt enjeksiyon miktarından u_delta (mg/stroke) değeri hesaplanmadan önce sıcaklık faktörüne bağlı bir katsayı ile çarpılır. Bu katsayı artan yakıt sıcaklık değerine bağlı olarak 1 ile 0.77 aralığında değişmektedir. Sıcaklık arttıkça artan enerjiye bağlı olarak kat sayı değeri düşmektedir. Katsayının sıcaklığa bağlı değişimi şekil 3.7 'de görülmektedir.



Şekil 3.7 Sıcaklığa Bağlı Yakıt Düzeltme Katsayısı Değişimi

Hesaplanan yakıt miktarı için gerekli yakıt hava motora turbo kompresör tarafından sağlanmaktadır. Bu çalışmada motora gereken havanın kontrolü türbin kısmında bulunan atık kapısını kontrol ederek sağlanmaktadır. Bu çalışmada atık kapısı kontrolün; girişleri tork referansı ve motor devri, çıkışı emme manifold basıncı olan 2n-D Arama tablosu ile emme manifoldu bloğunda hesaplanan emme manifold basıncı ($p_{int_{man}}$) değerlerinin farkından yararlanılarak yapılmaktadır. 2n-D Arama tablosu motor test verileriyle oluşturulmuştur. Oluşturulan arama tablosu atmosfer basıncı düşülerek hesaplandığı için hata hesaplanmadan önce ortam basıncı (p_{amb}) eklenmiştir. Hesaplanan değer ile aradaki fark negatif yönde arttıkça atık kapısı kapak açısı da artmakta böylece düşen türbine-kompresör hızı sonucunda emme manifoldu basıncı düşmektedir. Atık kapısının daha hassas kontrolü için daha çok aralıkta kontrol bloğu eklenebilir ancak bu çalışma için şekil 3.8'deki şartlar yeterli gelmektedir. Gerçek motor çalıştırılması aşamasında bu adımda harita yerine ölçülen emme manifoldu basıncından faydalanmak mümkündür.

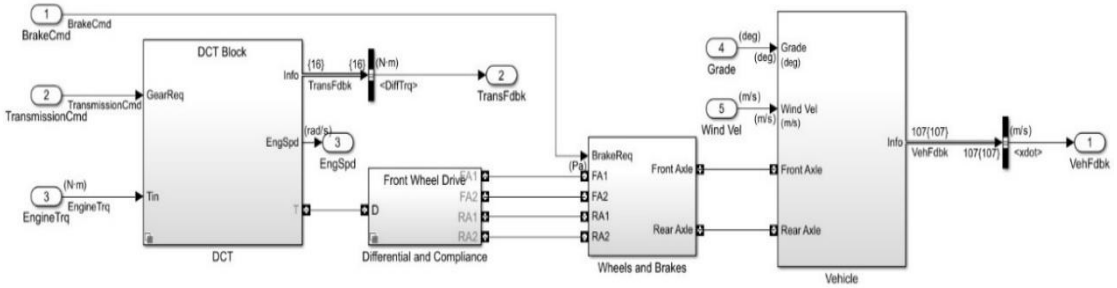


Şekil 3.8 Atık Kapısı Kontrolörü

3.1.2. Araç Modeli ve Araç Kontrolörü

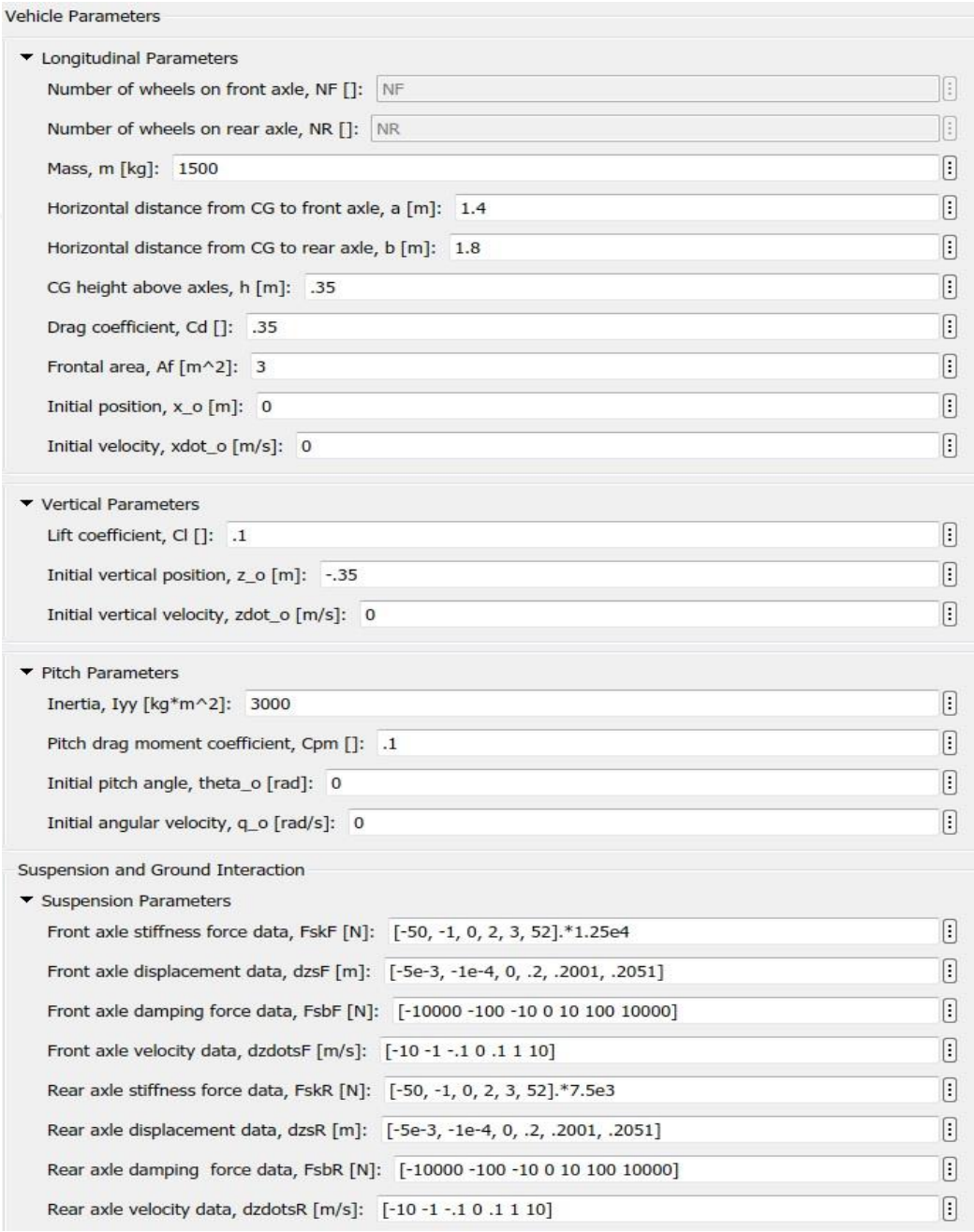
3.1.2.1. Araç Modeli

Kullanılan araç modeli Matlab Simulink tarafından hazırlanan örnekten referans alınarak ve kullanılan motor değerleri göz önünde bulundurularak yeniden tasarlanmıştır. Modellenen dizel çevrimli motorun performans değerleri; sürekli çalışmada en yüksek motor gücü 114 (kW) / 155 (Hp-Beygir), sürekli maksimum 250 (N.m) tork, sürekli maksimum devri 3800 (devir/dakika-rpm) olarak verilmiştir. Araç modeli; çift kavramalı vites bloğu, diferansiyel ve uyumluluk bloğu, tekerlekler ve frenler bloğu, araç bloğundan oluşmaktadır. Vites bloğu girişleri motor torku ve vites komutu; çıkışları ise motor devri ve diferansiyel devridir. Diferansiyel devrinden diferansiyel torku ölçülerek geri besleme olarak vites bloğuna girilir. Araç modelindeki diğer ilişkiler şekil 3.9'da görüldüğü gibidir.



Şekil 3.9 Araç Modeli

Araç parametreleri belirlenirken modellenen motorun ürettiği tork, motor devri gibi büyükler dikkate alınarak belirlenmiştir. Modellenen motor daha ağır araçlara güç verebilecek olsa da eğim, hızlanma gibi faktörler de düşünülerek araç ağırlığı 1500 kg olarak belirlenmiştir. Araca ait diğer fiziksel parametreler şekil 3.10'da görülmektedir. Modeldeki araç ağırlığını artırılmak istenirse buna bağlı olarak fren modelini de gözden geçirmek gerekecektir.

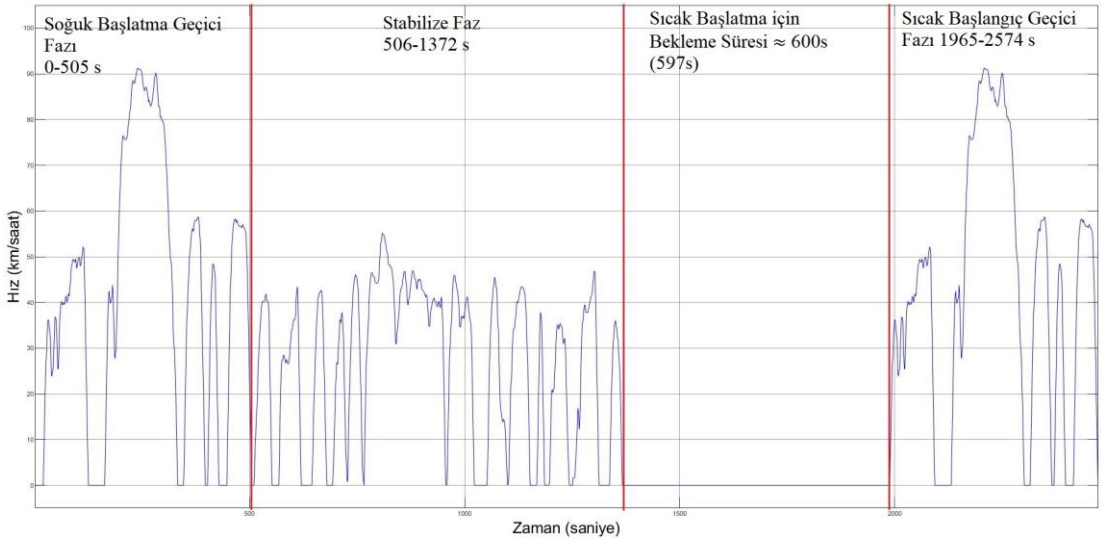


Şekil 3.10 Fiziksel Araç Parametreleri

3.1.2.2. Araç Kontrolör Modeli

Araç kontrolör modeli; FTP-75 test prosedürü sonucu elde edilen referans hız/zaman (m/s) grafiği, boylamsal sürücü bloğu, araç güç aktarım kontrolör bloğundan oluşur.

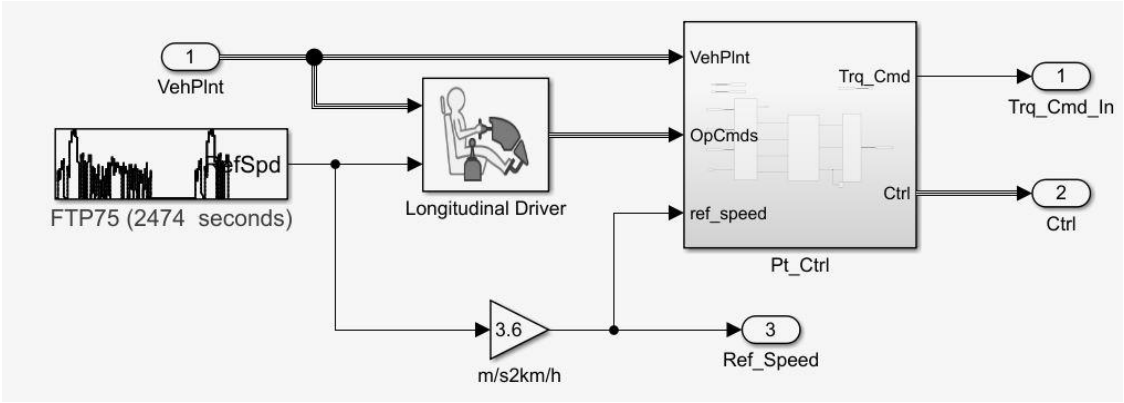
FTP-75 (Federal Test Prosedürü) Amerika Birleşik Devletleri'nde hafif ticari araçların emisyon sertifikası ve yakıt ekonomisi testi için kullanılmıştır. FTP-75 ve FTP-72 , EPA Kentsel Dinamometre Sürüş Programının (UDDS) iki çeşididir. FTP-75 döngüsü, FTP-72'nin ilk aşaması ile aynı ancak sıcak bir başlangıç ile 505 saniyelik üçüncü bir faz eklenerek FTP-72'den türetilmiştir. Üçüncü aşama, araç yaklaşık 10 dakika durduktan sonra başlar. Şekil 3.11'de de görülebileceği üzere tüm FTP-75 döngüsü; soğuk başlatma geçici fazı (ortam sıcaklığı 20-30 ° C, 0-505 saniye), stabilize faz (506-1372 saniye), sıcak başlatma için bekleme süresi (minimum 540 saniye, maksimum 660 saniye, referans hız testinde 597 saniye beklenmiştir), sıcak başlangıç geçici fazı: (1965-2574 saniye.) bölümlerden oluşmaktadır.



Şekil 3.11 FTP-75 Standart Araç Hız-Zaman Grafiği ve Test Periyotları

Döngünün bazı temel parametreleri; süre: 2474 saniye, 597 saniye stabilize faz ile sıcak başlangıç fazı arasındaki bekleme süresi, seyahat mesafesi: 17,77 km (11,04 mil), ortalama hız: 34,12 km/saat, maksimum hız: 91,25 km / saat olarak belirlenmiştir [19].

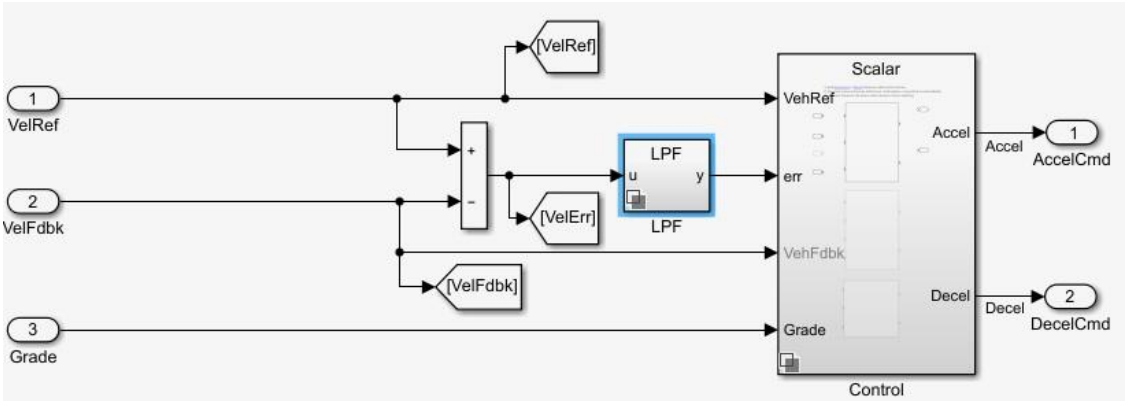
Doğrusal araç sürücüsünden çıkan kontrol büyüklükleri (OpCmds) ve araçtan gelen geri beslemeler (VehPlnt) sonucunda referans tork, fren komutu ve vites komutu hesaplanır.



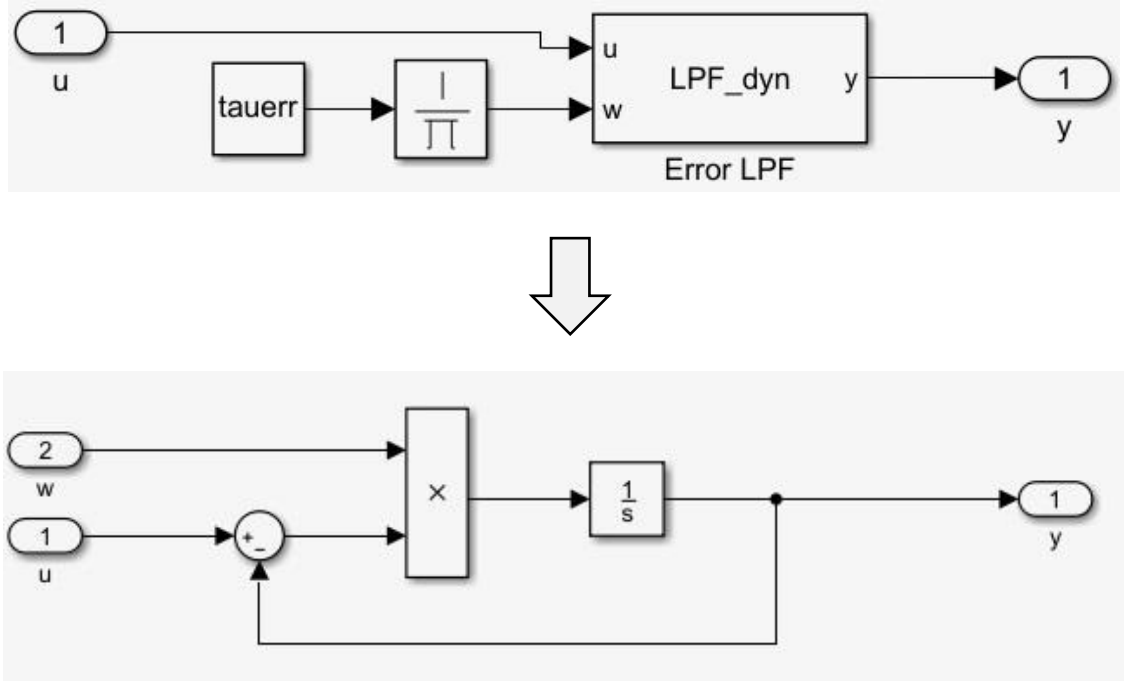
Şekil 3.12. Araç Kontrolör Modeli

3.1.2.3. Boylamsal Sürücü Modeli ve PI Kontrolör Parametrelerinin Seçimi

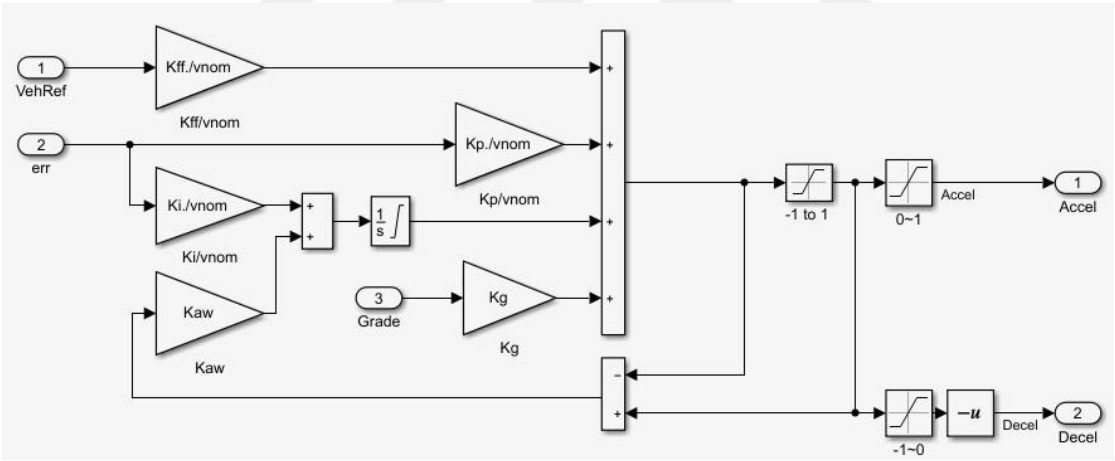
Bu çalışmada verilen referans hıza ve araç hızına göre hızlanma-yavaşlama komutu gönderen bir boylamsal sürücü modeli kullanılmıştır. Boylamsal sürücü modeli içerinde referans hız ile araç hızı arasındaki hata hesaplanmıştır. Daha sonra bu hata alçak geçiren filtreden (LPF) geçirilerek PI kontrolöre girilmiştir. Boylamsal sürücü modeli araç hızı ile referans hız arasındaki farkın işaretine göre karar vererek araç modeline hızlanma veya yavaşlama komutu gönderir. Bu farka etki eden bir diğer faktörse yolun eğimidir. Burada hızlanma komutu 0 ile 1 aralığında, yavaşlama komutu -1 ile 0 aralığındadır. Şekil 3.13, Şekil 3.14 ve Şekil 3.15‘te boylamsal sürücü modeli, alçak geçiren filtre ve PI kontrolör görülmektedir.



Şekil 3.13. Boylamsal Sürücü Modeli

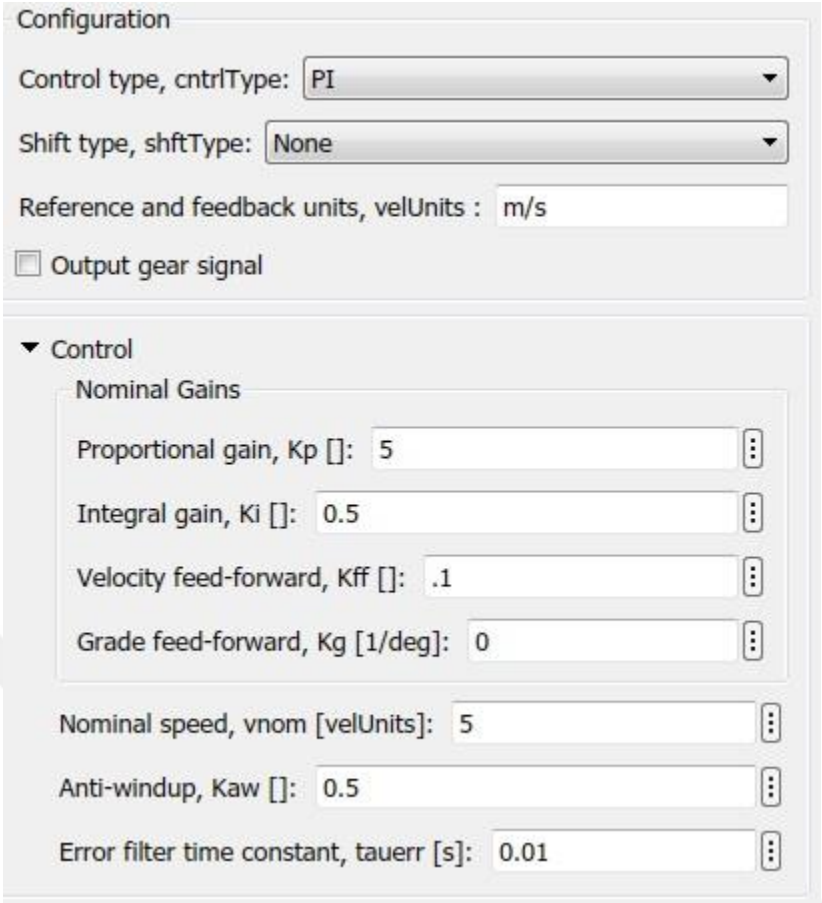


Şekil 3.14. Alçak Geçiren Filtre (LPF)



Şekil 3.15. Boylamsal Sürücü Modeli ve PI Kontrolörü

Şekil 3.16 ‘da görülen PI kontrolör parametreleri araç kontrolörü için Matlab PID Tuner eklentisiyle yapılan çalışmalardan ve örnek araç kontrolör modellerinden faydalanılarak belirlenmiştir. Boylamsal sürücü modeli ve bu katsayılar iyileştirme ve geliştirmeye açıktır.

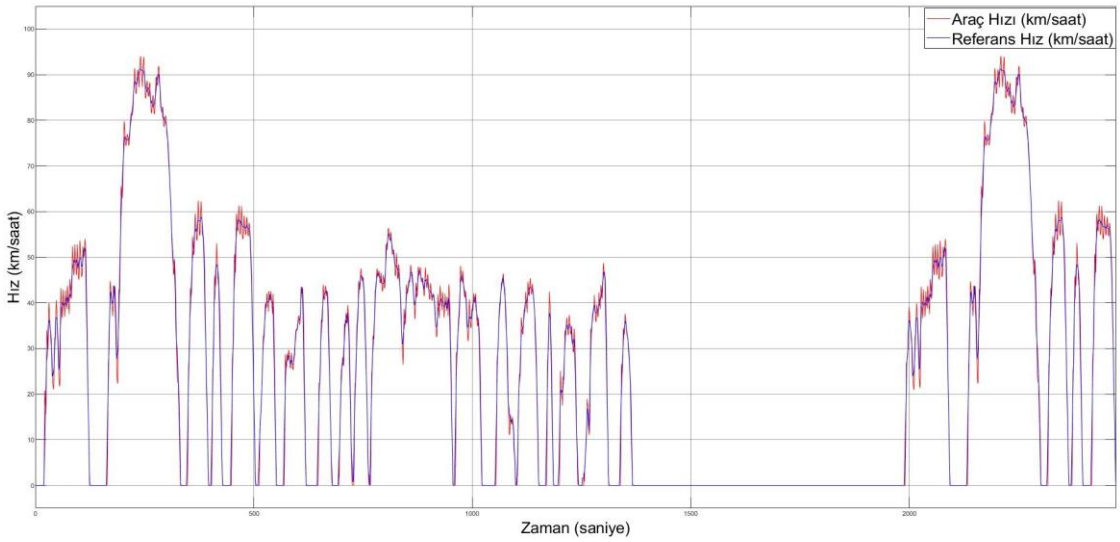


Şekil 3.16. Boylamsal Sürücü Modeli ve PI Kontrolörü Katsayıları

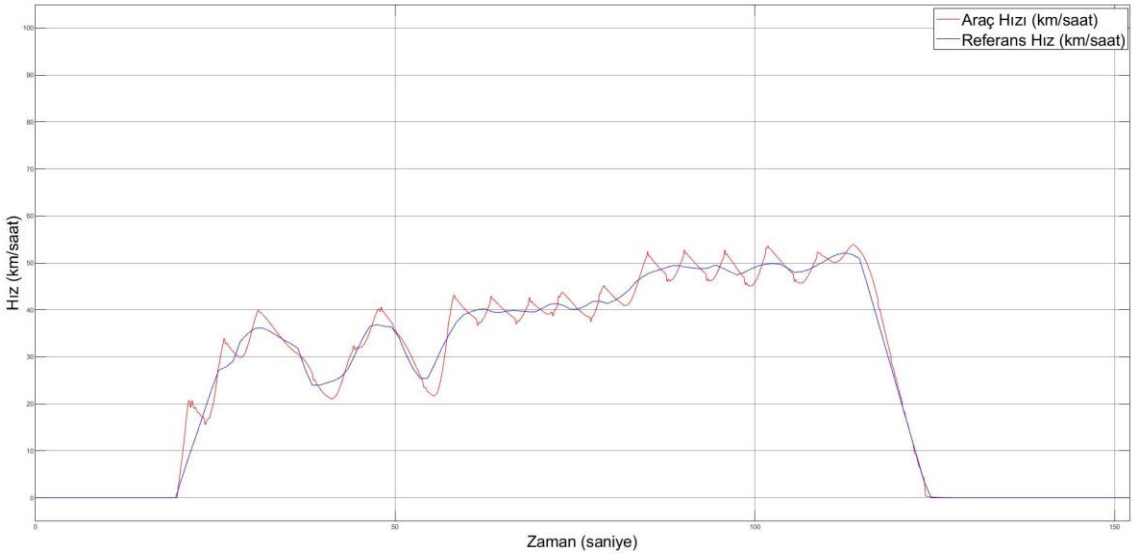
3.2. Simülasyon Sonuçları

Simülasyon sonuçları araç kontrol modeline verilen FTP-75 standartlarındaki hız referansına göre oluşturulmuştur. Test süresi 2574 saniyedir. Bundan sonra verilecek grafiklerin tamamında zaman ekseni olarak bu süre kullanılmıştır.

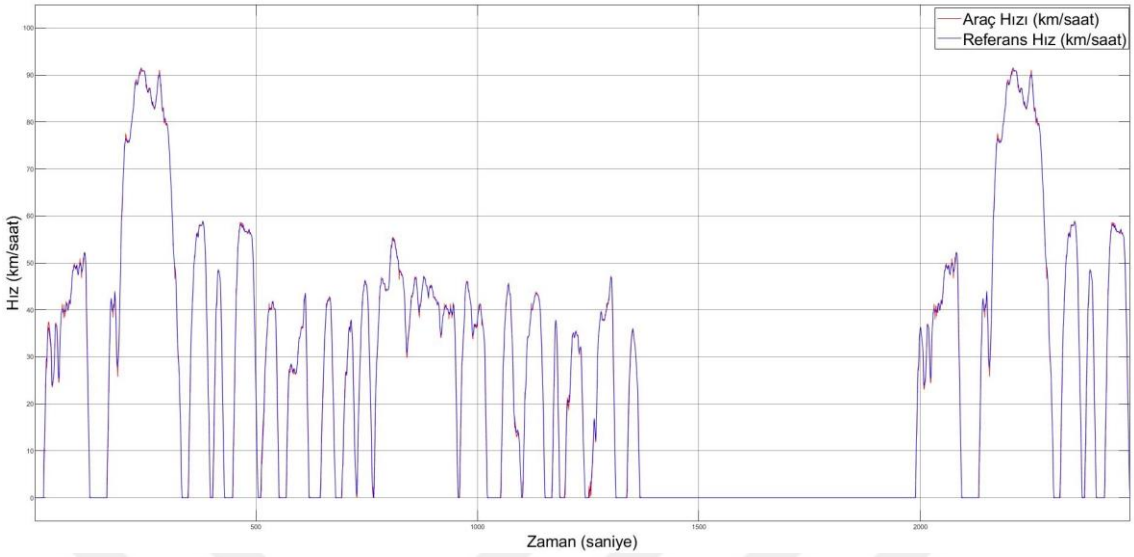
Verilen referans hızla araç hız kontrolünde PI kontrol yöntemi uygulanmış ve araç hızının referans hızı takip etmesi beklenmiştir. Şekil 3.17'de PI kontrol katsayıları PID Tuner ile belirlenmeden önceki (K_p:1, K_i:1) referans hız ve araç hızı grafiği görülmektedir. Kırmızı renkle gösterilen araç hızının mavi renkle gösterilen referans hızı takip etmekte zorlanmıştır. Şekil 3.18'de testin ilk 150 saniyelik kısmında referans hız ve araç hızı arasındaki hata daha detaylı görülmektedir. Şekil 3.19 incelendiğinde kırmızı renkle gösterilen araç hızı mavi renkle ifade edilen referans hızı yüksek başarımla takip etmektedir. Şekil 3.20 incelendiğinde testin ilk 150 saniyelik kısmında referans hız ve araç hızı arasındaki fark daha detaylı görülmektedir.



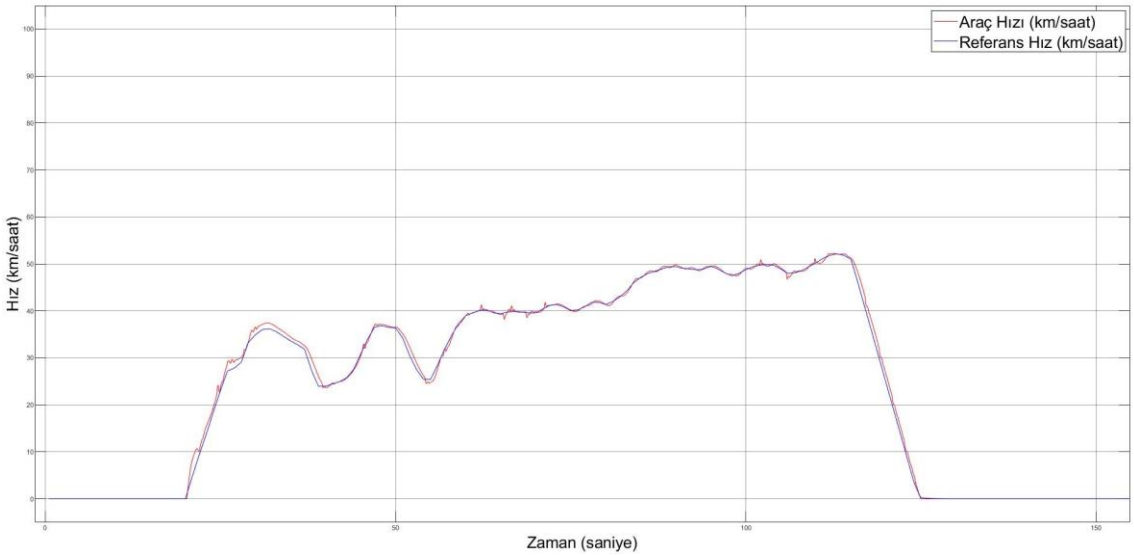
Şekil 3.17. PI Kontrol Katsayıları (K_p:1, K_i:1) için FTP-75 Referans Hız (km/saat) ve Araç Hızının (km/saat) Zamana Bağlı Değişimi



Şekil 3.18 PI Kontrol Katsayıları (K_p:1, K_i:1) için FTP-75 Referans Hız (km/saat) ve Araç Hızının (km/saat) Zamana Bağlı Değişimi (150 Saniyelik Detaylı Görünüm)

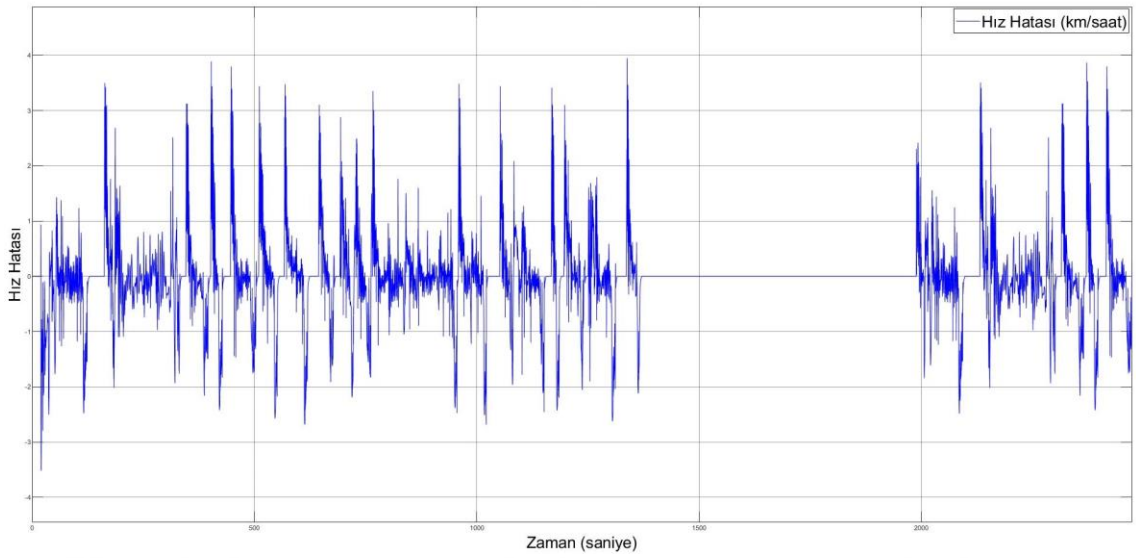


Şekil 3.19 PI Kontrol Katsayıları (K_p:5, K_i:0.5) için FTP-75 Referans Hız (km/saat) ve Araç Hızının (km/saat) Zamana Bağlı Değişimi



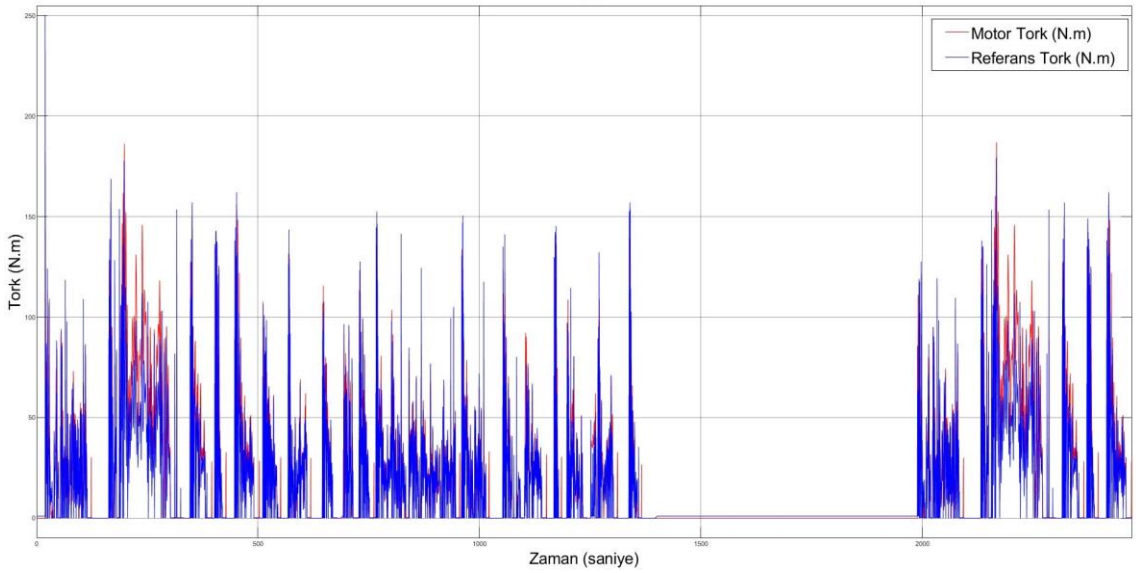
Şekil 3.20 PI Kontrol Katsayıları (K_p:5, K_i:0.5) için FTP-75 Referans Hız (km/saat) ve Araç Hızının (km/saat) Zamana Bağlı Değişimi (150 Saniyelik Detaylı Görünüm)

Referans hız ile araç hızı arasındaki farkın filtre edilmemiş halinin (hız hatasının) grafiği şekil 3.21'de görülmektedir.

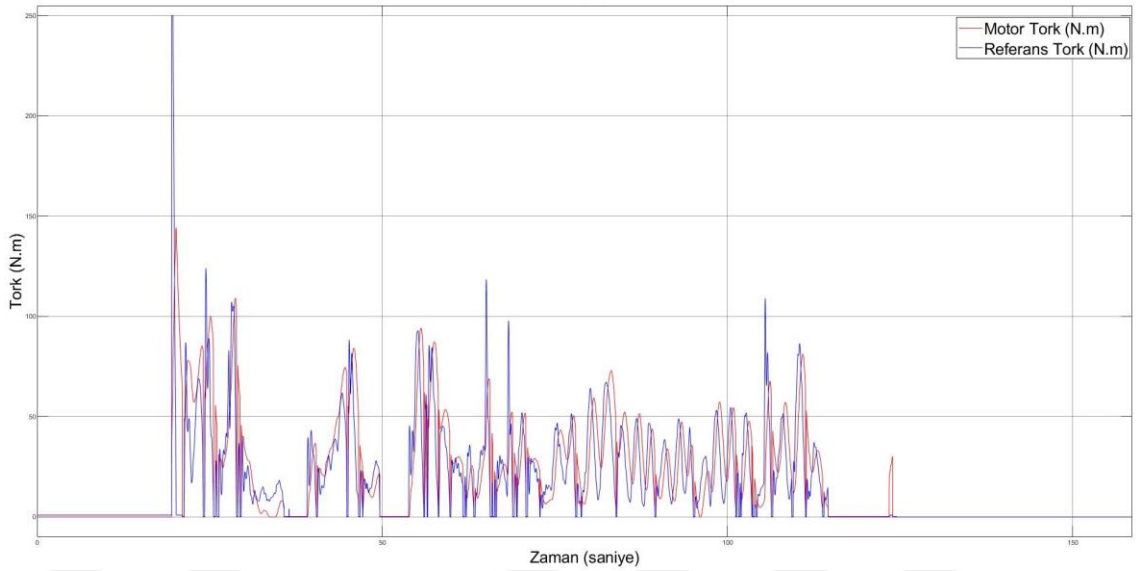


Şekil 3.21 PI Kontrol Katsayıları (K_p:5, K_i:0.5) için Hız Hatasının Zamana (Saniye) Bağlı Değişimi

Araç sürücü modelinden gelen hızlanma veya yavaşlama komutuna göre araç modeli kontrolöründen üretilen referans tork değerine karşılık motorun ürettiği tork değeri şekil 3.22'de görülmektedir.



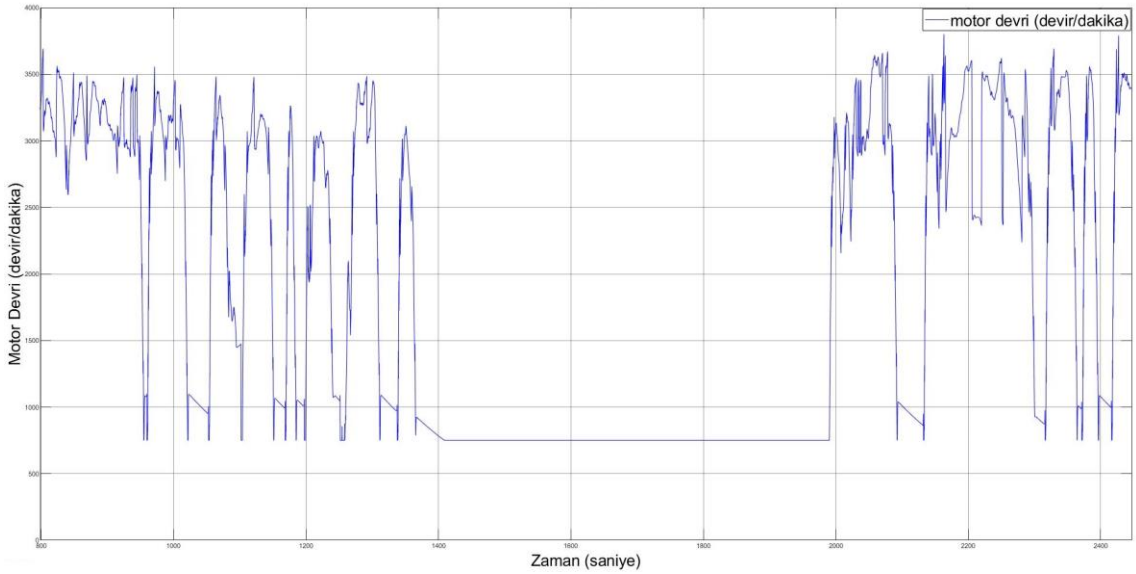
Şekil 3.22 Referans Tork (N.m) - Motor Torkunun (N.m) Zamana (Saniye) Bağlı Değişimi



Şekil 3.23 Referans Tork (N.m) - Motor Torkunun (N.m) Zamana (Saniye) Bağlı Değişimi (150 Saniyelik Detaylı Görünüm)

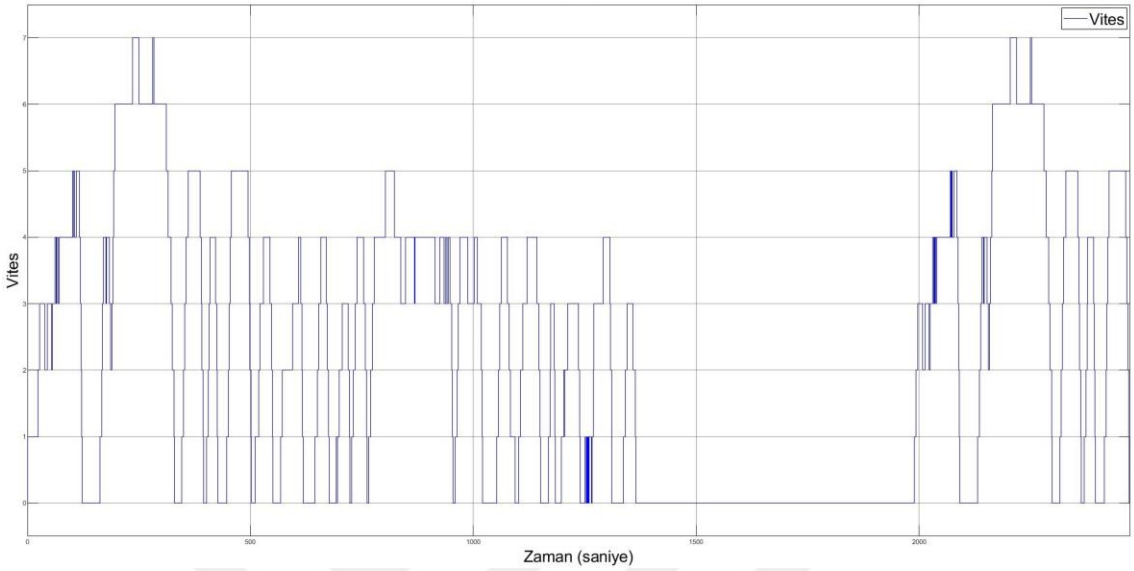
Şekil 3.23'de referans tork değerine karşılık motorun ürettiği tork değerinin testin ilk 150 saniyelik kısmı daha detaylı görülmektedir.

Motorun devrinin (devir/dakika) zamana bağlı değişimi şekil 3.24'de görülmektedir. Aracın boşta çalışma (Idle) devri 800 devir/dakika (rpm), maksimum sürekli motor devri 3800 devir/dakika (rpm) olarak belirlenmiştir.



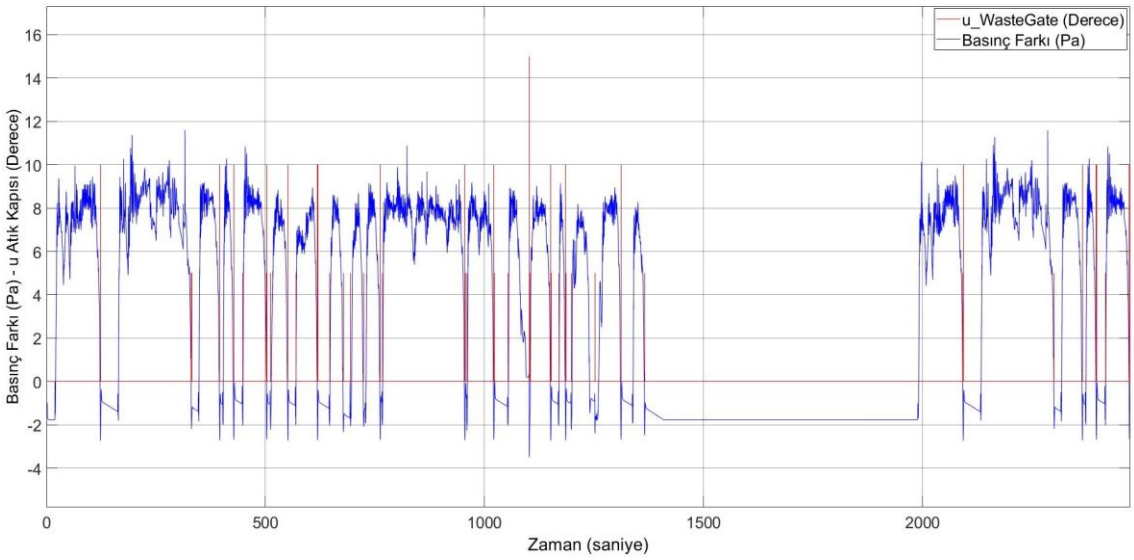
Şekil 3.24 Motor Devrinin (devir/dakika) Zamana (Saniye) Bağlı Değişimi

Araç kontrol modeli içerisinde bulunan güç aktarma kontrol modülü tarafından üretilen vites komutuna göre vitesin zamana bağlı değişimi şekil 3.25'de görülmektedir.



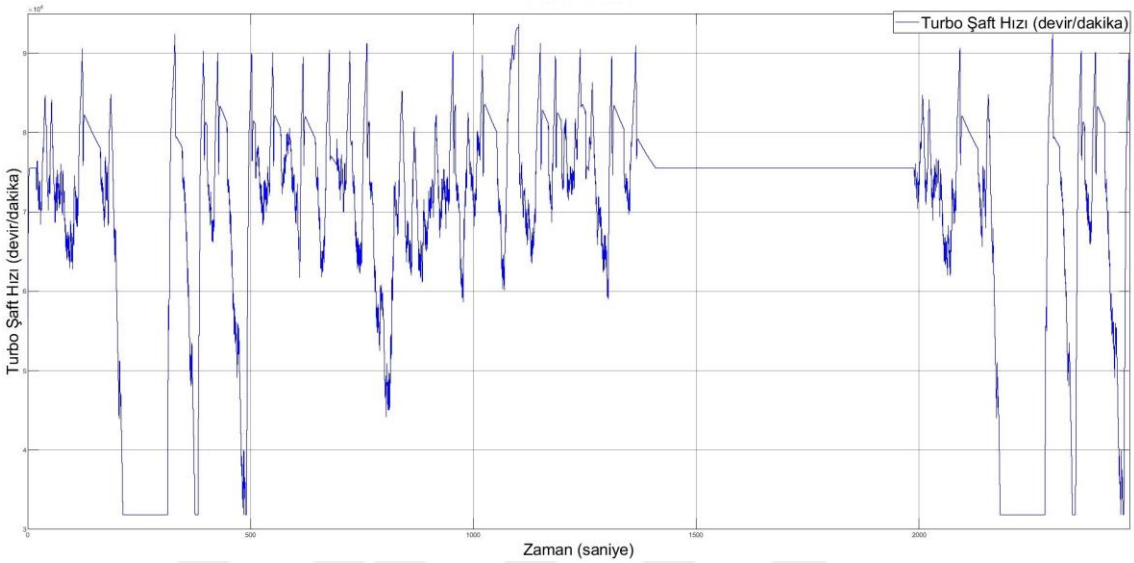
Şekil 3.25 Zamana (Saniye) Bağlı Vites Değişimi

Atık kapısı kontrol sinyali (derece) ve buna bağlı olarak referans emme manifoldu basıncı (Pa) ile hesaplanan emme manifoldu basıncı (Pa) arasında farkın (emme manifold basınç hatası) değişimi şekil 3.26'de görülmektedir.



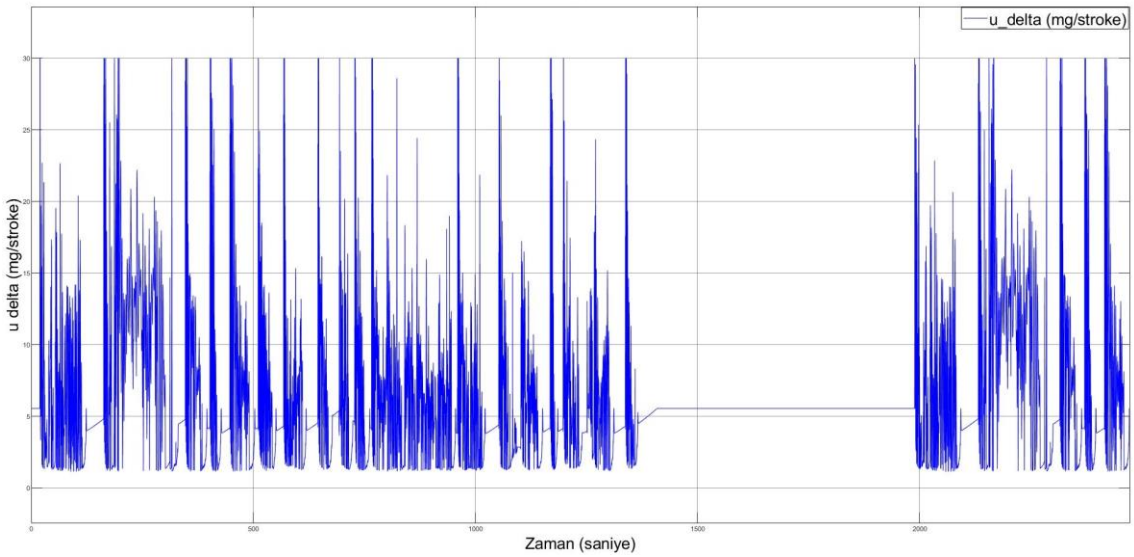
Şekil 3.26 Atık Kapısı Kontrol Sinyali (Derece) ve Emme Manifold Basınç Hatasının Zamana (Saniye) Bağlı Değişimi

Emme manifoldu basınç hatasına bağlı olarak yapılan atık kapısı kontrolü sonucunda oluşan turbo şaft hızı değişimi şekil 3.27'te görülmektedir.



Şekil 3.27 Turbo Shaft Hızının (devir/dakika) Zamana (Saniye) Bağlı Değişimi

Motorun devri ve yük durumuna göre yakıt kontrolörü tarafından belirlenen u_delta (mg/stroke) değeri grafiği şekil 3.28'de görülmektedir.



Şekil 3.28 u_delta (mg/stroke) Değerinin Zamana (Saniye) Bağlı Değişimi

4. SONUÇ

Yapılan simülasyonlar sonuçlarından elde edilen grafikler incelendiğinde:

FTP-75 standartlarındaki referans hız; hızlanma ve yavaşlama (pedal) bilgisi üreten boylamsal sürücü modeline verilmiştir. Boylamsal sürücü modeli referans hız ile araç hızı farkından elde ettiği hata sonucunda PI kontrol metodu kullanarak ve uygun K_p ve K_i katsayıları ile birlikte referans hızı başarıyla takip etmiştir. Kullanılan K_p ve K_i katsayılarının değişimin referans hızın takibindeki başarıya etkisi şekil 3.17, şekil 3.18, şekil 3.19 ve şekil 3.20'de açıkça görülmektedir.

Şekil 3.17, şekil 3.18 de görülen Kp:1 ve K_i:1 için yapılan ölçümler sonucunda referans hız ile araç hızı arasında maksimum 10.12 km/saat (testin 569,906 saniyesinde) ve minimum -12.05 km/saat (testin 21,814 saniyesinde) hata yaptığı görülmüştür. Kp:1 ve K_i:1 için ortalama hız hatası 2574 saniyelik test süresince $-4.143.10^{-2}$ km/saat (-41,43 m/saat) olarak hesaplanmıştır.

Şekil 3.21'de görülen Kp: 5 ve K_i:0.5 için ölçülen hız hatası grafiğinden elde edilen sonuçlara göre model; referans hız ile araç hızı arasında maksimum 3,9720 km/saat (testin 1338,027 saniyesinde) ve minimum -3.5210 km/saat (testin 20,643 saniyesinde) hata yapmıştır. Ortalama hız hatası 2574 saniyelik test süresince $-1,9210.10^{-2}$ km/saat (-19,21 m/saat) olarak hesaplanmıştır.

Modele verilen FTP-75 standartlarındaki referans hız bilgisi analiz edildiğinde; 91,25 km/saat maksimum hız referansı verilmiştir. 2574 saniyelik test süresince ortalama referans hız 25,86 km/saat olarak hesaplanmıştır. Referans hıza göre aracın test boyunca 18,4899 km yol kat etmesi beklenmiştir.

Kp: 5 ve K_i:0.5 için ölçülen araç hızı bilgisi analiz edildiğinde 91,57 km/saat maksimum hız ölçülmüştür. 2574 saniyelik test boyunca ortalama hız 25,88 km/saat olarak hesaplanmıştır. Araç test boyunca 18,5042 km yol kat etmiştir. Buna göre aracın toplam yol hatası ise 14.3 metre olarak hesaplanmıştır.

Test sonuçları analiz edildiğinde maksimum hızdaki hata % 0.35 olarak hesaplanmıştır. Ortalama hızdaki hata % 0.077 olarak hesaplanmıştır. Test süresince 2574 saniye (0.715 saat) süresince gidilen yoldaki hata % 0.077 olarak hesaplanmıştır.

Basitleştirilmiş dizel motor modeli, şekil 3.22 ve şekil 3.23'te görüldüğü gibi güç aktarma kontrolörü tarafından talep edilen referans tork değerini başarıyla üretmiş ve araç modelinde belirtilen aracı istenilen sürede istenilen hıza çıkartmayı başarmıştır.

Yakıt kontrolörü referans tork değeri, hesaplanan yük ve motor deviren bağlı olarak gereken yakıt miktarını sağlamıştır. Ancak motor testleri sonucu elde edilen verilerin düşük devir aralıklarını kapsamayışı bu devirlerdeki başarı oranını düşürmüştür. Yapılacak olan daha kapsamlı yakıt kontrol haritaları ile bu sorun kolaylıkla aşılabilir.

Atık kapısı kontrolörü haritadan aldığı emme manifoldu referans basınç değeri ile hesaplanan emme manifoldu basıncı arasındaki hataya göre atık kapısı açısı başarıyla kontrol edilebildiği şekil 3.26'da görülebilmektedir. Emme manifoldu basıncının daha doğru kontrolü için atık kapısı kontrolörünün daha hassas kontrol edilmesi gereklidir. Atık kapısı kontrolörünün de hassas çalışabilmesi için daha düşük hatalara karşılık daha küçük açı aralıkları belirlenebilir. Bu hatalara karşılık gelen doğru açılar yapılacak motor testleri sonucunda elde edilebilir. Simülasyon yerine gerçek motor testlerinde referans basınç için harita yerine ölçülen emme manifold basıncı kullanılır.

Atık kapısı kontrolü başarıyla çalışsa da motor anlık olarak yüksek emme manifoldu basıncına ihtiyaç duyduğunda tepki vermekte gecikmektedir. Buna bağlı olarak türbin devirlerinde istenmeyen düşüşler şekil 3.27'de görülmektedir. Bunun önüne geçmek adına daha aktif bir kontrol metodu tercih edilebilir. Türbin haritaları için daha çok çalışma noktasında yüksek hassasiyetle veri toplanarak sistemin sınırları içerindeki davranışları gözlemlenebilir.

Genel olarak basitleştirilmiş dizel motor modelinin, kontrolöre verilen referans değerler için istenen sistem yanıtlarını başarıyla verdiği söylenebilir. Bu çalışmaya konu olan dizel motor modelleme ve kontrol yöntemi, hesaplama yükünü azaltmasına rağmen yüksek doğruluğu korumasıyla getirdiği etkin sadelik nedeniyle ilerleyen zamanlarda başka çalışmalara da temel olabilecek niteliktedir.

Bu çalışmada bir dizel motorun hava yolu elemanlarının modellenmesine ağırlık verilmiş ve yalnızca referans hız değeri kontrol işareti olarak kullanılmıştır. Dizel motor sisteminin alt bileşenlerinden atık kapısı kontrolünde daha detaylı bir modelle birlikte aktif olarak kontrol edilmesi sistemin daha doğru çalışmasına katkı sağlayacaktır. Ayrıca kullanılan yakıt kontrolörünün harita tabanlı olması, yakıt sisteminin (yakıt

pompası, ortak hat sistemi, enjektörler vb.) tümüyle modele dâhil edilmemesi nedeniyle oluşan eksikliklerin gelecekteki çalışmalarla giderilmesinin daha hassas bir kontrol sağlayacağı açıktır.

KAYNAKLAR

1. Eriksson, L. (2002) Mean Value Models For Exhaust System Temperatures, SAE 2002 World Cogress & Exhibition, 11-15 March, Detroit, Michigan, USA
2. Heywood, J. B. (1988) Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Co, USA
3. Guzzella, L. & Onder, C. H. (2010) Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems, Springer-Verlag, Berlin
4. Jung, M. (2003) Mean-Value Modelling and Robust Control of the Airpath of a Turbocharged Diesel Engine, Doctoral Thesis, University of Cambridge Department of Engineering, Cambridge, United Kingdom
5. Christen, U. & Vantine, K. (2001) Event-Based Mean-Value Modeling of DI Diesel Engines for Controller Design, SAE 2001 World Cogress & Exhibition, 5-8 March, Detroit, Michigan, USA
6. Wahlström, J., & Eriksson, L. (2011) Modelling Diesel Engines with a Variable-Geometry Turbocharger And Exhaust Gas Recirculation By Optimization of Model Parameters for Capturing Non-Linear System Dynamics, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 225, 4 January, Sweden Department of Electrical Engineering, Linköpings University, Linköpings, Sweden 960–986.
7. Chen, S. K. & Yanakiev, O. (2005) Transient Nox Emission Reduction Using Exhaust Oxygen Concentration Based Control for a Diesel Engine, SAE 2005 World Cogress & Exhibition, 11-14April, Detroit, Michigan, USA
8. Stefanopoulou, A. G., Kolmanovsky, I. V. & Freudenberg, J. S. (2000) Control of Variable Geometry Turbocharged Diesel Engines for Reduced Emissions. IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 8, 4 July, Columbus, OH-USA, 733–745.
9. Christen, U. (1996) Engineering Aspects of H_∞ Control, Doctoral Thesis, Swıss Federal Instıtute of Technology Zurıch, Switzerland

10. Nakayama, S., Fukuma, T., Matsunaga, A., Miyake, T. & Wakimoto, T. (2003) a New Dynamic Combustion Control Method Based on Charge Oxygen Concentration for Diesel Engines, SAE Powertrain & Fluid Systems Conference and Exhibition, : 27-30 October, Pennsylvania, USA

11. Karlsson, M., Ekholm, K., Strandh, P., Johansson, R. & Tunestal, P. (2008) LQG Control for Minimization of Emissions in a Diesel Engine. *2008 IEEE International Conference on Control Applications*, 2008, pp. 245-250, 3-5 September, San Antonio, TX-USA

12. Ferreau, Joachim & Ortner, Peter & Langthaler, Peter & Re, Luigi & Diehl, Moritz. (2007) Predictive Control of a Real-World Diesel Engine Using an Extended Online Active Set Strategy, Annual Reviews in Control, Vol. 31, 293-301, Elsevier B.V., NX Amsterdam, Netherlands

13. Genel Dizel Motor Şeması, UK https://www.turbodynamics.co.uk/technical/understanding-turbochargers/ (05.01.2020)

14. Çengel, Y.A. & Boles, M.A. (Çeviri-A. Pınarbaş) (2013) Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, 7.Baskı, Palme, Ankara

15. Ünver, B. (2013) Dizel Motorların Modellenmesi, Modele Dayalı Hava Yolu ve Emisyon Kontrolü Geliştirilmesi / Uygulanması, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Türkiye

16. Isermann, R. (2014) Engine Modeling and Control : Modeling and Electronic Management of Internal Combustion Engines. Springer, Berlin

17. Skogtjarn, P. (2002) Modelling of the Exhaust Gas Temperature for Diesel Engines, Master's Thesis, Sweden Department of Electrical Engineering, Linköpings University, Linköpings, Sweden

18. BorgWarner Product Datasheet, Germany https://www.borgwarner.com/technologies/boosting-technologies (05.01.2020)

19. FTP-75 (2014) Hafif Ticari Araçların Emisyon Sertifikası ve Yakıt Ekonomisi Testi, Federal Test Procedure, USA https://www.dieselnet.com/standards/cycles/ftp75.php (10.01.2020)

20. Lars Eriksson, and Lars Nielsen. (2014) Modeling and Control of Engines and Drivelines. Chichester, Wiley, West Sussex, United Kingdom

21. Kiencke U. , and Nielsen, L. (2010)Automotive Control Systems : For Engine, Driveline, and Vehicle, Springer, Berlin,

22. D. Bergmann, R. Geiselhart and K. Graichen (2019) Modelling and Control of a Heavy-Duty Diesel Engine Gas Path with Gaussian Process Regression, 2019 18th European Control Conference (ECC), Naples, Italy, pp. 1207-1213.

23. Hirata, M., Hayashi, T., Takahashi, M., Yamasaki, Y., & Kaneko, S. (2019). A Nonlinear Feedforward Controller Design Taking Account of Dynamics of Turbocharger and Manifolds for Diesel Engine Air-Path System. IFAC-PapersOnLine, 52(5), 341–346

24. Takahashi, M., Yamasaki, Y., Kaneko, S., Koizumi, J., Hayashi, T., & Hirata, M. (2018). Model-Based Control System for Air Path and Premixed Combustion of Diesel Engine. IFAC-PapersOnLine, 51(31), 522–528

25. Takahashi, M., Yamasaki, Y., Kaneko, S., Fujii, S., Mizumoto, I., Hayashi, T., … Hirata, M. (2019) Model-Based Control System for Advanced Diesel Combustion. IFAC-PapersOnLine, 52(5), 171-177

26. Wang, H. (2018) Design of Idle Control System for Diesel Engine Based on T-S Model. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 452, 042084.

27. Maden, N. (2015) Diesel Engine Handbook, Clanrye Intertantional, Jersey City, New Jersey, USA

EKLER

Ek-1: Parametre.m dosyası

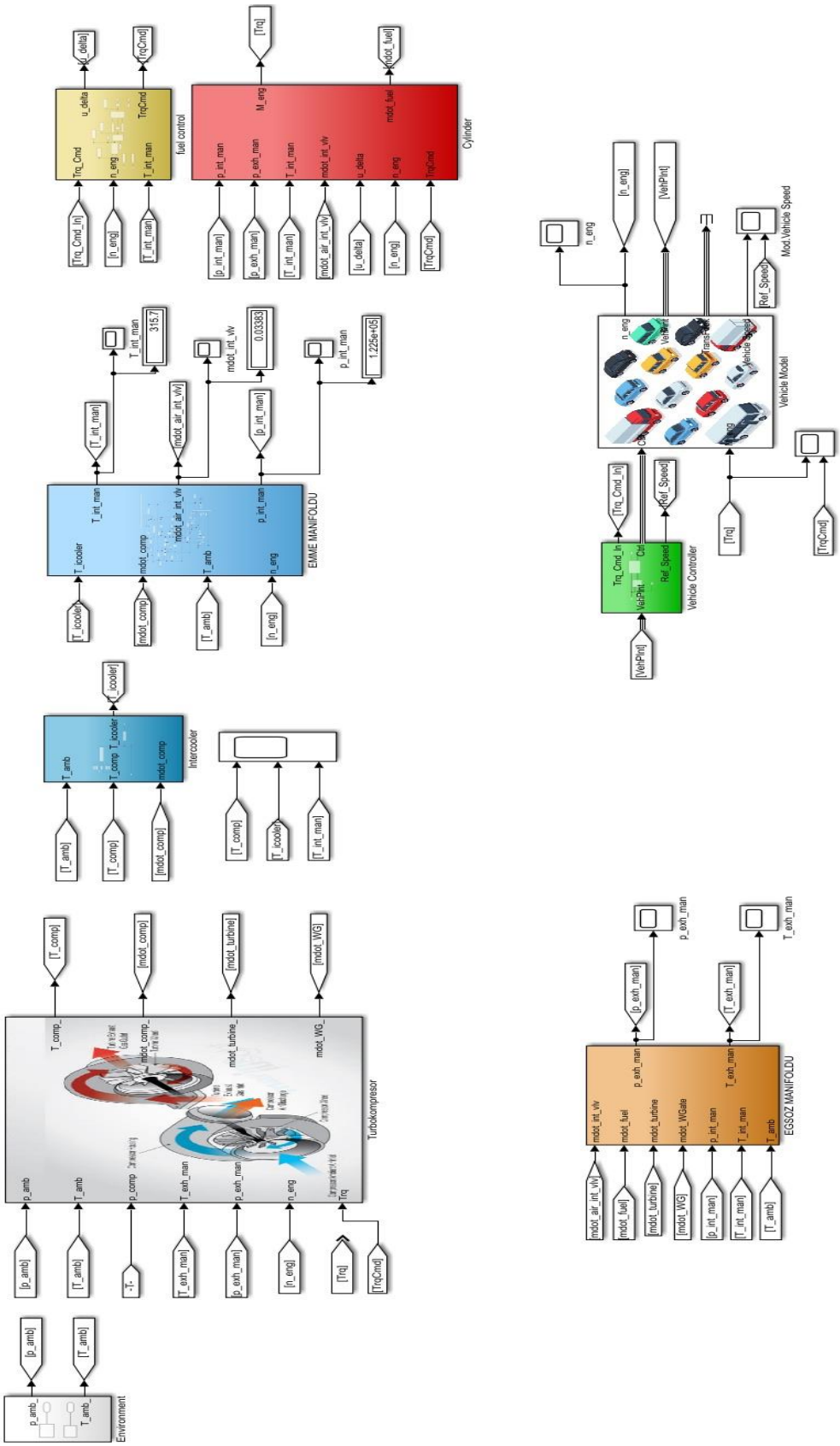
Ek-2: Matlab Simulink Modeli Genel Görünümü

Ek-1:

```
% ----------------------------------------------------------------
% Generated by MATLAB on 4-Jan-2020 18:07:25
% MATLAB version: 9.6.0.1214997 (R2019a) Update 6
% ----------------------------------------------------------------

A_WGate_vlv_max = 0.002;
A_int_man = 0.118081;
Aair0 = 3.432;
Aair1 = 0.0001307;
Aair2 = 1.074E-7;
Aair3 = -3.423E-11;
Aair4 = 2.84E-15;
Aeg0 = 3.467;
Aeg1 = 0.00041070000000000006;
Aeg2 = 4.295E-8;
Aeg3 = -2.714000000000003E-11;
Aeg4 = 2.549000000000002E-15;
Aegrmax = 0.0002;
Athrmax = 0.00032682;
Avgtmax = 0.0031449;
Meg0 = 8.495045SE+7;
Meg1 = 2.63382098E+9;
J_tc = 0.01;
Jt = 1.6E-5;
Kair = 1.3943;
Keg = 1.3185;
Kegr = 1.8;
Kt = 1.6328;
Kthr = 1.8;
O_F = 2.55;
Pt_par_type = 2;
R_total_exh_man = 287;
Rair = 287;
Rc = 0.012309;
Reg = 286.6;
Rt = 0.012129;
T1_0 = 300;
TQ_par_type = 4;
Tinc = 308;
Tin = 780;
V_int_man = 0.00235;
Vd = 0.0022;
Vem = 0.000495;
Vic = 0.00404;
Vim = 0.00235;
Wcopt = 0.093795;
Wei_0 = 0;
Xoc = 0.2195;
Xoem_0 = 0.15;
Xoim_0 = 0.2;
a1 = 53.8254;
a2 = 0.60913;
a3 = -3.1198;
aegr1 = 0.042;
aegr2 = -0.0174;
athr1 = 3.7699;
athr2 = 0.62832;
b0 = -0.30079;
b1 = 0.25911;
b2 = 0.50357;
b3 = 0.75797;
b4 = 0;
begr1 = 0.2876;
bthr1 = 1;
bthr2 = -0.21;
cf1 = 0.57864;
cf2 = -0.42142;
cfric1 = 0.2326;
cfric2 = -1.28302;
cfric3 = 2.1879;
cpair = 1014.7831;
cpeg = 1186.319;
cpi = 0.57216;
cvair = 727.7831;
cveg = 899.719;
cvgt1 = 194.5716;
cvgt2 = -44.0303;
cvol1 = -1.4062E-6;
cvol2 = -0.00088673;
cvol3 = 0.85813;
decimation = 1;
etaEGRC0 = 0.93338;
etaEGRC1 = -12.2408;
etaEGRC2 = 7.2728E-5;
etaIC0 = -7.0615;
etaIC1 = -0.47502;
etaIC2 = 0.037758;
etaIC3 = 0.50293;
etaIC4 = -4.4924E-5;
eta_cyl = 1.068797831;
gama_cyl = 1.186;
hcot = 108.5052;
i = 14;
k_Jt = 1.6E-5;
k_int_man = 220;
kappa = 1.4;
kc10 = 0;
kc11 = -32.5188;
kc12 = -20.8085;
kc20 = 0;
kc21 = 202.366;
kc22 = 10.7733;
kc30 = 0;
kc31 = 7.4396;
kc32 = -3.9329;
n0 = 0.3546;
n1 = -0.16747;
n2 = 0.5068;
n3 = 0.38656;
n4 = 0;
ncmax = 0.76822;
ncyl = 4;
nigch = 0.97994;
nsc = 1.1247;
pem_0 = 101300;
pic_0 = 101300;
picopt = 0.98684;
pim_0 = 101300;
qHV = 4.3E+7;
q_HV = 4.3E+7;
rc = 15.5;
tem_par_type = 3;
todegr = 0.034;
todthr = 0.034;
todvgt = 0.032;
toegr1 = 0.32;
toegr2 = 0.32;
tothr1 = 0.32;
tothr2 = 0.32;
tovgt = 0.252;
uegr_tilda_0 = 0;
uthr_tilda_0 = 0;
uvgt_tilda_0 = 0.85;
wc_par_type = 3;
wegr_par_type = 3;
wt_0 = 3800;
wthr_par_type = 7;
x_cv = 0.2589965982;
xcv = 0.25819;
xr_0 = 0;
```

Ek-2:


Environment
Turbokompresor
Intercooler
EMME MANIFOLDU
T_int_man
315.7
mdot_int_vlv
0.03383
p_int_man
1.225e+05
fuel control
Cylinder
Vehicle Controller
Vehicle Model
Mdot.Vehicle Speed
EGSOZ MANIFOLDU

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad : Mustafa ŞEKERBEY

Doğum Tarihi : 05.10.1986

Doğum Yeri : ÇORUM

Medeni Hali : Evli

E-Posta : sekerbey@itu.edu.tr

Eğitim- Öğretim Durumu:

2007-2010 Gazi Üniversitesi / Elektrik Öğretmenliği

2010-2015 Marmara Üniversitesi / Mekatronik Mühendisliği

Lisans Bitirme Tezi: Elektrikli Araç Teknolojilerinde Rejeneratif Enerji Kullanımının Analizi

2017-2020 Marmara Üniversitesi / Mekatronik Mühendisliği Y.L

Mesleki Deneyim:

2009-2013 İstanbul Teknik Üniversitesi / Yapı ve Teknik Daire Başkanlığı

- Elektrik Bakım Sorumlusu

2013- İstanbul Teknik Üniversitesi / Mekatronik Uygulama ve Araştırma Merkezi

- Araştırma- Geliştirme / Mekatronik Mühendisi

Yayın :

Şekerbey M., Gökaşan M., Aküner M. C., Şehirlioğlu M., İkizoğlu S., (2019). Dizel Motor ECU Geliştirilmesi İçin Donanım Simülatör Tasarlanması ve Motor Test Verileri ile Donanım Simülatöründen Elde Edilen Verilerinin Karşılaştırılması, 4. Uluslararası Mühendislik Mimarlık ve Tasarım Kongresi, İstanbul, TÜRKİYE