İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DİZEL MOTORLARIN MODELLENMESİ, MODELE DAYALI HAVA YOLU VE EMİSYON KONTROLÖRÜ GELİŞTİRİLMESİ / UYGULANMASI

DOKTORA TEZİ

Bülent ÜNVER

Kontrol ve Otomasyon Mühendisliği Anabilim Dalı

Kontrol ve Otomasyon Mühendisliği Programı

MART 2013

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DİZEL MOTORLARIN MODELLENMESİ, MODELE DAYALI HAVA YOLU VE EMİSYON KONTROLÖRÜ GELİŞTİRİLMESİ / UYGULANMASI

DOKTORA TEZİ

Bülent ÜNVER
(504042107)

Kontrol ve Otomasyon Mühendisliği Anabilim Dalı

Kontrol ve Otomasyon Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Metin Gökaşan

MART 2013

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün **504042107** numaralı Doktora Öğrencisi **Bülent ÜNVER**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"DİZEL MOTORLARIN MODELLENMESİ, MODELE DAYALI HAVA YOLU VE EMİSYON KONTROLÖRÜ GELİŞTİRİLMESİ / UYGULANMASI"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Prof. Dr. Metin GÖKAŞAN** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Eş Danışman :	**Prof.Dr. Seta BOĞOSYAN** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Prof. Dr. İbrahim EKSİN** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Yrd. Doç. Dr. Akın KUTLAR İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Prof. Dr. Ata MUGAN İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Prof. Dr. Galip CANSEVER Yıldız Teknik Üniversitesi	.....
	Prof. Dr. Orhan ALANKUŞ Okan Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : **31 Aralık 2012**
Savunma Tarihi : **11 Mart 2013**

Biricik eşime,

ÖNSÖZ

Öncelikle, bu tez çalışması boyunca beni destekleyen, hedeflenen sonuçlara ulaşma anlamında motive eden, gerekli zaman ve kaynakları yaratan değerli hocam, tez danışmanım Prof.Dr. Metin Gökaşan'a, yapıcı eleştirileri ve aydınlatıcı tavsiyeleri ile teze katkıda bulunan eş danışmanım Prof.Dr. Seta Boğosyan'a, tezde kullanılan sistemlerin belirlenmesi ve satın alınması konusunda desteğini esirgemeyen Prof.Dr. Ata Muğan'a derin teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam için gerekli bilgi ve becerilerimi edindiğim şirketim Ford OTOSAN'a, tez konusunun belirlenmesi sırasında endüstrideki açığı işaret eden değerli yöneticim Ergun Güraslan'a, tez süresince desteğini esirgemeyen saygıdeğer yöneticim Ozan Nalcıoğlu'na, dinamometre ölçümlerinin elde edilmesi, değerlendirilmesi ile sonuçların yorumlanmasında bilgi ve fikirleri ile katkıda bulunan çalışma arkadaşlarım Çetin Gürel, Caner Bayburtlu ve Didem Aydın'a, tezin çeşitli aşamalarında ellerinden gelen desteği sağlayan çalışma arkadaşlarım Canan Karadeniz, Tahsin Hacıbekir, Kerem Köprübaşı ve Fatih Bigün'e, bu tez çalışmasına emisyon modellemesi konusunda sağladığı katkıdan dolayı yol arkadaşım Yiğit Koyuncuoğlu'na teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca Mekatronik Araştırma Merkezi (MEAM)'ne kurulan HIL ve ECU bypass sistemlerinin satın alınmasından devreye alınmasına kadar geçen süreç içerisinde destek olan dSPACE çalışanları Stefan Göbel, Sebastian Esch, Dirk Berneck, Lucas Kalinowski, Thorsten Pueschl, Christian Lindemann'a, ECU bağlantıları ve bypass yazılımı konusunda yardımcı olan, tüm sorularıma aynı titizlikle cevap veren Accurate Technologies (ATI) firması çalışanları Umesh Patel, Zain Malik, Sreram Subbaraman'a, çalışma boyunca desteğini esirgemeyen Continental Automotive Systems firmasından sevgili Kıvanç Demirbaş'a, MEAM'daki çalışmalarımda yardımcı olan Volkan Sezer ve Hasan Heceoğlu'na, doktora çalışmam boyunca tezimi tamamlamamı kimi zaman benden çok isteyen dostlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Tüm yaşantım boyunca olduğu gibi doktora çalışmam boyunca da beni yüreklendiren, destekleyen aileme, kardeşim Ercüment'e tüm sevgi, destek ve emekleri için çok teşekkür ederim.

Tez çalışmam boyunca beni motive eden, tezin tamamlanması için uzun uykusuz gecelerde bana eşlik eden, onsuz bu çalışmanın tamamlanamayacağını düşündüğüm biricik eşim Bahar'a sonsuz teşekkür ederim.

Mart 2013

Bülent Ünver
(Elektronik ve Haberleşme Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xiii**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xv**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xvii**
ÖZET ..... **xxiii**
SUMMARY ..... **xxvii**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Tezin Amacı 1
1.2 Literatür Araştırması 2
1.3 Tezin Katkıları 5
1.4 Tezin Bölümleri 6
2. DİZEL MOTORLAR **9**
2.1 Dizel Motorların Çalışma Prensibi 9
2.2 Dizel Motorların Kalibrasyonu 11
2.3 Ticari Araçlar İçin Dizel Motor Emisyon Limitleri 15
3. SİSTEM MODELLERİNİN ELDE EDİLMESİ **19**
3.1 Amaç 19
3.2 Dizel Hava Yolu Modeli 19
3.2.1 Hava yolu modeli denklemleri 20
3.2.1.1 Kontrol hacimleri 22
3.2.1.2 Silindir 23
3.2.1.3 Turbo-Kompresör 28
3.2.1.4 Gaz kelebeği (Throttle) (THR) 34
3.2.1.5 EGR 35
3.2.1.6 EGR soğutucu 37
3.2.1.7 Egzoz sistemi 37
3.2.2 Hava yolu modeli parametre kestirimleri 38
3.2.2.1 Kullanılan ölçümler 38
3.2.2.2 Parametre kestirim yöntemleri 39
3.2.2.3 Turbo-Kompresör 41
3.2.2.4 Silindir 56
3.2.2.5 EGR kütle akışı 61
3.2.2.6 Gaz kelebeği kütle akışı 63
3.2.2.7 Egzoz sistemi 65
3.2.2.8 EGR soğutucu 67
3.2.2.9 Ara soğutucu 68
3.2.2.10 Manifoldlar 70
3.2.2.11 Eyleyiciler 70
3.2.3 Tüm hava yolu modeli ve değerlendirmeler 73
3.3 Dizel Yanma Modeli 84

3.3.1 Model yapısı 87
3.3.2 Yanma modeli sonuçları 89
3.4 Tümleşik Simülasyon Modeli İçin Gerekli Diğer Modeller 94
3.4.1.1 Araç modeli 94
3.4.1.2 Ortak yakıt yolu basınç modeli 100
4. HIL SİMÜLASYON SİSTEMİ 103
4.1 Model Bazlı Yazılım Geliştirme 103
4.1.1 Model bazlı yazılım geliştirme V diyagramı ve genel tanımlar 103
4.2 HIL Sistemi ve Simülasyon Türleri 108
4.2.1 HIL mimarisi 109
4.3 Tezde Kullanılan HIL Sistemi 111
4.4 HIL Modelleri 115
4.4.1 I/O modelleri 115
4.4.2 Yakıt değişkenleri ölçüm modelleri 116
4.4.2.1 Krank-Kam sinyal senkronizasyonu 117
4.4.2.2 Enjeksiyon başlangıcı ve süresi 118
4.4.2.3 Ray basıncı ve yakıt miktarı 118
4.4.3 HIL simülasyonu çalışma modları 120
4.4.3.1 Dinamometre modu 121
4.4.3.2 Sürücü modu 122
4.5 HIL Sistem Modellerinin ECU ile Testi 122
4.5.1 HIL simülatöründe otomatik test tasarımı 123
4.5.2 HIL motor tarama testi 126
4.5.3 HIL WHTC testi 142
4.5.4 Test sonuçları ve değerlendirmeler 142
5. ECU BYPASS SİSTEMİ 159
5.1 Amaç 159
5.2 Tam Bypass 161
5.3 Kısmi Bypass 163
5.3.1 Adres tabanlı bypass 164
5.3.2 Servis tabanlı bypass 165
5.3.3 Bypass arayüzleri 167
5.3.3.1 Çift girişli hafıza (DPMEM) 167
5.3.3.2 Çip üzerinden hata ayıklama (On-chip debugging) 167
5.3.3.3 CCP (CAN calibration protocol) 168
5.3.3.4 XCP (Extended calibration protocol) 168
5.3.3.5 Temel NoHooks 168
5.3.3.6 OnTarget 169
5.3.3.7 OnTool 169
5.3.3.8 xPC TargetBox 169
5.3.4 Bypass arayüzü karşılaştırmaları 170
5.4 Tezde Kullanılan Bypass Yöntem ve Arayüzleri 171
5.5 Bypass Modellerinin Geliştirilmesi 174
5.6 HIL Sistemi Üzerinde Test ve Değerlendirmeler 177
6. DİZEL HAVA YOLU KONTROLÖRÜ GELİŞTİRİLMESİ 181
6.1 Mevcut Yöntemler 182
6.2 Basitleştirilmiş Hava ve Yakıt Yolu Referans Üretme Modeli 182
6.3 Kontrolör Geliştirme 189
6.3.1 Model içi çevrim uygulaması 190
6.3.2 İç çevrim – pozisyon kontrolü 190

6.3.2.1 Çatırtısız kayan modlu kontrolör 190
6.3.2.2 Eyleyici pozisyon kontrolörleri 193
6.3.3 Dış çevrim 197
6.3.3.1 Pim ve Wc kontrolü 205
6.4 HIL Sistemi Üzerinde Kısmi Bypass Uygulaması 211
6.4.1 İç çevrim – pozisyon kontrolü 211
6.4.2 Dış çevrim – hava yolu kontrolü 212
6.5 Değerlendirmeler 214
7. HAVA VE YAKIT YOLU REFERANS OPTİMİZASYONU 217
7.1 Amaç 217
7.2 Kuadratik Programlama 219
7.2.1 Optimallik koşulları 221
7.2.2 Parametrik kuadratik programlama 223
7.3 Genişletilmiş Çevrimiçi (Online) Etkin Küme Stratejisi 224
7.3.1 Temel amaç 224
7.3.2 Gerçek zaman değişimi 227
7.3.3 Değişken KP matrisleri ile genişletilmiş KP 228
7.4 SQP (Ardışık Kuadratik Programlama) Yöntemi ile Dizel Hava ve Yakıt Yolu Referanslarının Gerçek Zamanlı Optimizasyonu 230
7.4.1 Problemin tanımlanması 231
7.4.2 Model içi çevrim uygulaması ile referans optimizasyonu 236
7.5 Değerlendirmeler 247
8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 249
8.1 Gelecek Önerileri 252
KAYNAKLAR 253
ÖZGEÇMİŞ 273

KISALTMALAR

ABS : Anti Blokaj Fren Sistemi
ADC : Analog Dijital Çevirici
API : Uygulama Programlama Arayüzü
ASAM : Otomasyon ve Ölçüm Sistemleri Standartları Kurumu
ASAP2 : ASAM Tarafından Önerilen Veri Tanımlama Standardı
ASR : İvme Kayması Kontrolü
CAN : Controller Area Network - Denetleyici Alanı Ağ Veriyolu
CCP : CAN Kalibrasyon Protokolü
CO : Karbon Monoksit
DAC : Dijital Analog Çevirici
DOC : Oksidasyon Katalisti
DOE : Deney Tasarımı
DPF : Parçacık Filtresi
DPMEM : Çift Girişli Hafıza
DSP : Dijital İşaret İşlemcisi
DYNO : Dinamometre
ECE : Avrupa Ekonomi Komisyonu
ECU : Elektronik Kontrol Ünitesi
EGR : Egzoz Gazı Devridaimi
HC : Hidro-karbon
HIL : Çevrim İçi Donanım
KKT : Karush-Kuhn-Tucker
KP : Kuadratik Program
LQG : Lineer Quadratik Gauss
MAF : Manifold Hava Akışı
MAP : Manifold Hava Basıncı
MIL : Model İçi Benzetim
MIMO : Çok Giriş/Çok Çıkış
MPC : Model Öngörülü Kontrol
NEDC : Yeni Avrupa Emisyon Sürüş Çevrimi (Hafif yük motorları)
NLP : Nonlineer Programlama
NOX : Nitrojen Oksitleri
OBD : Göstergeden Arıza Teşhisi
PCV : Basınç Kontrol Valfi
PIL : Çevrim İçi İşlemci
PM : Kurum
PWM : Darbe Genişlik Modülasyonu
RAM : Rastgele Erişimli Hafıza
RCP : Hızlı Kontrol Prototiplemesi
ROM : Sadece Okunabilir Bellek
RTOS : Gerçek Zaman İşletim Sistemi
SCR : Seçmeli Katalitik Azaltması
SFC : Özgül Yakıt Tüketimi

SIL : Çevrim İçi Yazılım
SMC : Kayan Modlu Kontrol
SOI : Püskürtme Başlangıcı
SQP : Ardışık Kuadratik Programlama
TCS : Çekiş Kontrol Sistemi
TDC : Üst Ölü Nokta
THR : Gaz Kelebeği
TQ : Tork
VCV : Hacim Kontrol Valfi
VGT : Degişken Geometrili Türbin Valfi
V&V : Doğrulama ve Onaylama
WHDC : Ağır Yük Motorları için Dünya Çapında Uyulan Test Prosedürü
WHSC : Ağır Yük Motorları için Dünya Çapında Uyulan Durağan Hal Testi
WHTC : Ağır Yük Motorları için Dünya Çapında Uyulan Dinamik Test
XCP : Genişletilmiş CAN Protokolü

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : WHSC test tanımı..... 17
Çizelge 2.2 : Avrupa sürekli rejim testi emisyon limitleri. 17
Çizelge 2.3 : Avrupa durağan rejim testi emisyon limitleri. 17
Çizelge 3.1 : Tezde çalışılan dizel motorun özellikleri. 20
Çizelge 3.2 : Tüm hava yolu modeli – modelleme ve doğrulama testi hata oranları. 83
Çizelge 3.3 : Yanma modeli – modelleme (DOE) ve doğrulama testi hata oranları. 94
Çizelge 4.1 : Çevrim içi donanım simülasyonu için gerçek ve simüle edilmiş proses bileşenleri 110
Çizelge 5.1 : Bypass arayüzü hız ve maliyet karşılaştırma tablosu..... 170

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Örnek dizel motor elemanları. 10
Şekil 2.2 : Avrupa Birliği emisyon limitleri PM-NOX değişimi. 13
Şekil 2.3 : Yıllara göre eyleyici sayısı artışı. 14
Şekil 2.4 : WHTC test tanımı. 16
Şekil 3.1 : Denklemlerin elde edildiği dizel hava yolu sistemi. 20
Şekil 3.2 : Seiliger çevrimi. 26
Şekil 3.3 : Kompresör çalışma limitleri. 32
Şekil 3.4 : Motor tarama ve WHTC testi motor devri/motor torku değişimleri. 39
Şekil 3.5 : Kestirimde kullanılacak optimizasyon fonksiyonu karar şeması. 40
Şekil 3.6 : Modelleme testi - kompresör kütle akışı. 42
Şekil 3.7 : Doğrulama testi - kompresör kütle akışı. 43
Şekil 3.8 : Modelleme testi - kompresör verimi. 44
Şekil 3.9 : Doğrulama testi - kompresör verimi. 44
Şekil 3.10 : Modelleme testi - kompresör çıkış sıcaklığı. 45
Şekil 3.11 : Doğrulama testi - kompresör çıkış sıcaklığı. 45
Şekil 3.12 : Modelleme testi - türbin kütle akışı. 46
Şekil 3.13 : Doğrulama testi - türbin kütle akışı. 47
Şekil 3.14 : Modelleme testi - türbin gücü. 48
Şekil 3.15 : Doğrulama testi - türbin gücü. 48
Şekil 3.16 : Modelleme testi - türbin çıkış sıcaklığı. 49
Şekil 3.17 : Doğrulama testi - türbin çıkış sıcaklığı. 50
Şekil 3.18 : Turbo-kompresör modeli simulink diyagramı. 50
Şekil 3.19 : Modelleme testi – turbo-kompresör modeli - kompresör kütle akışı. 52
Şekil 3.20 : Modelleme testi – turbo-kompresör modeli - türbin kütle akışı. 52
Şekil 3.21 : Modelleme testi – turbo-kompresör modeli - türbin hızı. 53
Şekil 3.22 : Modelleme testi – turbo-kompresör modeli – kompresör çıkış sıcaklığı. 53
Şekil 3.23 : Modelleme testi – turbo-kompresör modeli – türbin çıkış sıcaklığı. 54
Şekil 3.24 : Doğrulama testi – turbo-kompresör modeli - kompresör kütle akışı. 54
Şekil 3.25 : Doğrulama testi – turbo-kompresör modeli - türbin kütle akışı. 55
Şekil 3.26 : Doğrulama testi – turbo-kompresör modeli – türbin hızı. 55
Şekil 3.27 : Doğrulama testi – turbo-kompresör modeli - kompresör çıkış sıcaklığı. 56
Şekil 3.28 : Doğrulama testi – turbo-kompresör modeli - türbin çıkış sıcaklığı. 56
Şekil 3.29 : Modelleme testi – silindir kütle akışı. 57
Şekil 3.30 : Doğrulama testi – silindir kütle akışı. 58
Şekil 3.31 : Modelleme testi – silindir torku. 59
Şekil 3.32 : Doğrulama testi – silindir torku. 59
Şekil 3.33 : Modelleme testi – egzoz manifold sıcaklığı. 60
Şekil 3.34 : Doğrulama testi – egzoz manifold sıcaklığı. 61
Şekil 3.35 : Modelleme testi – EGR kütle akışı. 62
Şekil 3.36 : Doğrulama testi – EGR kütle akışı. 63

Şekil 3.37 : Modelleme (THR tarama) testi – THR kütle akışı. 65
Şekil 3.38 : Modelleme testi – türbin çıkış basınç düşüşü. 66
Şekil 3.39 : Doğrulama testi – türbin çıkış basınç düşüşü. 66
Şekil 3.40 : Modelleme testi – EGR soğutucu çıkış sıcaklığı. 67
Şekil 3.41 : Doğrulama testi – EGR soğutucu çıkış sıcaklığı. 68
Şekil 3.42 : Modelleme testi – ara soğutucu çıkış sıcaklığı. 69
Şekil 3.43 : Modelleme testi – ara soğutucu çıkış sıcaklığı. 70
Şekil 3.44 : Modelleme (VGT tarama) testi – VGT valf pozisyonu. 71
Şekil 3.45 : Modelleme (EGR tarama) testi – EGR valf pozisyonu. 72
Şekil 3.46 : Modelleme (EGR tarama) testi – EGR valf pozisyonu. 72
Şekil 3.47 : Tüm hava yolu modeli simulink diyagramı. 74
Şekil 3.48 : Modelleme testi – tüm hava yolu modeli – kompresör kütle akışı. 75
Şekil 3.49 : Modelleme testi – tüm hava yolu modeli – türbin kütle akışı. 75
Şekil 3.50 : Modelleme testi – tüm hava yolu modeli – türbin hızı. 76
Şekil 3.51 : Modelleme testi – tüm hava yolu modeli – ara soğutucu basıncı. 76
Şekil 3.52 : Modelleme testi – tüm hava yolu modeli – giriş manifoldu basıncı. 76
Şekil 3.53 : Modelleme testi – tüm hava yolu modeli – egzoz manifoldu basıncı. 77
Şekil 3.54 : Modelleme testi – tüm hava yolu modeli – türbin çıkış basıncı. 77
Şekil 3.55 : Modelleme testi – tüm hava yolu modeli – kompresör çıkış sıcaklığı. 77
Şekil 3.56 : Modelleme testi – tüm hava yolu modeli – egzoz manifold sıcaklığı. 78
Şekil 3.57 : Modelleme testi – tüm hava yolu modeli – egzoz manifoldu oksijen oranı. 78
Şekil 3.58 : Doğrulama testi – tüm hava yolu modeli – kompresör kütle akışı. 79
Şekil 3.59 : Doğrulama testi – tüm hava yolu modeli – türbin kütle akışı. 79
Şekil 3.60 : Doğrulama testi – tüm hava yolu modeli – türbin hızı. 80
Şekil 3.61 : Doğrulama testi – tüm hava yolu modeli – ara soğutucu basıncı. 80
Şekil 3.62 : Doğrulama testi – tüm hava yolu modeli – giriş manifoldu basıncı. 80
Şekil 3.63 : Doğrulama testi – tüm hava yolu modeli – egzoz manifoldu basıncı. 81
Şekil 3.64 : Doğrulama testi – tüm hava yolu modeli – türbin çıkış basıncı. 81
Şekil 3.65 : Doğrulama testi – tüm hava yolu modeli – kompresör çıkış sıcaklığı. 81
Şekil 3.66 : Doğrulama testi – tüm hava yolu modeli – egzoz manifoldu sıcaklığı. 82
Şekil 3.67 : Doğrulama testi – tüm hava yolu modeli – egzoz manifoldu oksijen oranı. 82
Şekil 3.68 : Dizel motor yanma ürünleri. 84
Şekil 3.69 : Yanma modeli simulink diyagramı. 87
Şekil 3.70 : Yanma modelinde kullanılan modelleme akış şeması. 88
Şekil 3.71 : Emisyon modelleme, doğrulama ve motor tarama testleri motor devri/motor torku değişimleri. 88
Şekil 3.72 : Modelleme testi (DOE) - NOX kütle akışı. 89
Şekil 3.73 : Modelleme testi (DOE) - kurum kütle akışı. 89
Şekil 3.74 : Modelleme testi (DOE) – motor torku. 90
Şekil 3.75 : Emisyon doğrulama testi (WHTC) - motor torku. 90
Şekil 3.76 : Emisyon doğrulama testi (WHTC) – NOX. 91
Şekil 3.77 : Emisyon doğrulama testi (WHTC) - birleşik hava yolu ve yanma modeli – NOX. 91
Şekil 3.78 : Emisyon doğrulama testi (WHTC) - birleşik hava yolu ve yanma modeli – motor torku. 92
Şekil 3.79 : Emisyon doğrulama testi (WHTC) - farklı kalibrasyon – NOX. 92
Şekil 3.80 : Emisyon doğrulama testi (WHTC) - farklı kalibrasyon – motor torku. 93
Şekil 3.81 : Kalibrasyon değişiminin NOX üzerindeki etkisi. 93

Şekil 3.82 : Kalibrasyon değişiminin motor torku üzerindeki etkisi. 93
Şekil 3.83 : Arkadan çekişli bir aracın motor ve mekanik aktarma sistemleri diyagramı. 95
Şekil 3.84 : Mekanik aktarma alt sistemleri giriş çıkış ilişkileri. 96
Şekil 3.85 : Nonlineer debriyaj karakteristiği. 97
Şekil 3.86 : Araçtaki yatay kuvvetler. 98
Şekil 3.87 : Araç modeli simulink diyagramı. 100
Şekil 3.88 : Ticari araçlar için örnek ortak yakıt yolu konfigürasyonu. 100
Şekil 3.89 : Ray basıncı modeli simulink diyagramı. 101
Şekil 3.90 : Modelleme testi – ray basıncı. 102
Şekil 4.1 : Model bazlı yazılım geliştirme V diyagramı. 103
Şekil 4.2 : Hızlı kontrol prototiplemesi. 105
Şekil 4.3 : Çevrim içi yazılım testi. 105
Şekil 4.4 : Çevrim içi işlemci testi. 106
Şekil 4.5 : Çevrim içi donanım testi. 107
Şekil 4.6 : Tez çalışmasında benimsenen kontrolör geliştirme aşamaları. 107
Şekil 4.7 : Hızlarına göre simülasyon yöntemlerinin sınıflandırılması ve uygulama örnekleri. 108
Şekil 4.8 : Çevrim içi donanım: olası yapılar. 109
Şekil 4.9 : Tezde kullanılan HIL sistemi. 113
Şekil 4.10 : Tezde kullanılan HIL yük çekmecesi. 114
Şekil 4.11 : HIL çıkış / ECU giriş sinyal örneği. 116
Şekil 4.12 : HIL giriş / ECU giriş sinyal örneği. 116
Şekil 4.13 : Krank & Kam senkronizasyonu. 117
Şekil 4.14 : Simülatörde püskürtme başlangıç ve süresinin ölçümü. 118
Şekil 4.15 : ECU'daki basitleştirilmiş püskürtme süresi karar mekanizması. 119
Şekil 4.16 : ECU ve HIL'de kullanılan yakıt miktarı haritaları. 119
Şekil 4.17 : HIL'de enjeksiyon süresi - yakıt miktarı hesaplama hatası değişimi. 120
Şekil 4.18 : HIL'de kullanılan gösterge paneli arayüzü. 120
Şekil 4.19 : Sanal dinamometre ve kontrolör modeli. 121
Şekil 4.20 : HIL tümleşik model yapısı. 123
Şekil 4.21 : ATI Vision ekran görüntüsü. 124
Şekil 4.22 : HIL otomatik test tasarımı – durağan hal testi. 125
Şekil 4.23 : HIL modelleme testi – motor devri gaz pedalı değişimi. 126
Şekil 4.24 : HIL modelleme testi – yakıt püskürtme süreleri. 127
Şekil 4.25 : HIL modelleme testi – yakıt püskürtme başlangıçları. 128
Şekil 4.26 : HIL modelleme testi – yakıt püskürtme miktarları. 128
Şekil 4.27 : HIL modelleme testi – ray basıncı ve referansı. 129
Şekil 4.28 : HIL modelleme testi – toplam yakıt püskürtme miktarı ve motor torku. 130
Şekil 4.29 : HIL modelleme testi – giriş manifold basıncı referansı. 130
Şekil 4.30 : HIL modelleme testi – giriş manifold basıncı referans ölçüm karşılaştırması. 131
Şekil 4.31 : HIL modelleme testi – kompresör kütle akışı referansı. 131
Şekil 4.32 : HIL modelleme testi – kompresör kütle akışı referans ölçüm karşılaştırması. 132
Şekil 4.33 : HIL modelleme testi – VGT pozisyon referans ölçüm karşılaştırması. 133
Şekil 4.34 : HIL modelleme testi – EGR pozisyon referans ölçüm karşılaştırması. 133
Şekil 4.35 : HIL modelleme testi – VGT pozisyonu. 134
Şekil 4.36 : HIL modelleme testi – EGR pozisyonu. 134

Şekil 4.37 : HIL modelleme testi – EGR pozisyonu – filtrelenmiş. 135
Şekil 4.38 : HIL modelleme testi – kompresör kütle akışı. 135
Şekil 4.39 : HIL modelleme testi – giriş manifold basıncı. 136
Şekil 4.40 : HIL modelleme testi – türbin hızı. 136
Şekil 4.41 : HIL modelleme testi – ara soğutucu basıncı. 137
Şekil 4.42 : HIL modelleme testi – egzoz manifold basıncı. 137
Şekil 4.43 : HIL modelleme testi – türbin çıkış basıncı. 138
Şekil 4.44 : HIL modelleme testi – kompresör çıkış sıcaklığı. 138
Şekil 4.45 : HIL modelleme testi – egzoz manifold sıcaklığı. 139
Şekil 4.46 : HIL modelleme testi – türbin çıkış sıcaklığı. 139
Şekil 4.47 : HIL modelleme testi – egzoz manifoldu oksijen oranı. 140
Şekil 4.48 : HIL modelleme testi – motor torku (emisyon). 140
Şekil 4.49 : HIL modelleme testi – NOX. 141
Şekil 4.50 : HIL modelleme testi – PM. 142
Şekil 4.51 : HIL doğrulama testi – motor devri gaz pedalı değişimi. 142
Şekil 4.52 : HIL doğrulama testi – yakıt püskürtme süreleri. 143
Şekil 4.53 : HIL doğrulama testi – yakıt püskürtme başlangıçları. 144
Şekil 4.54 : HIL doğrulama testi – yakıt püskürtme miktarları. 144
Şekil 4.55 : HIL doğrulama testi – ray basıncı ve referansı. 145
Şekil 4.56 : HIL doğrulama testi – toplam yakıt püskürtme miktarı ve motor torku. 145
Şekil 4.57 : HIL doğrulama testi – giriş manifold basıncı referansı. 146
Şekil 4.58 : HIL doğrulama testi – giriş manifold basıncı referans ölçüm karşılaştırması. 146
Şekil 4.59 : HIL doğrulama testi – kompresör kütle akışı referansı. 147
Şekil 4.60 : HIL doğrulama testi – kompresör kütle akışı referans ölçüm karşılaştırması. 148
Şekil 4.61 : HIL doğrulama testi – VGT pozisyon referans ölçüm karşılaştırması. 148
Şekil 4.62 : HIL doğrulama testi – EGR pozisyon referans ölçüm karşılaştırması. 149
Şekil 4.63 : HIL doğrulama testi – VGT pozisyonu. 150
Şekil 4.64 : HIL doğrulama testi – EGR pozisyonu. 150
Şekil 4.65 : HIL doğrulama testi – kompresör kütle akışı. 151
Şekil 4.66 : HIL doğrulama testi – giriş manifoldu basıncı. 151
Şekil 4.67 : HIL doğrulama testi – türbin hızı. 152
Şekil 4.68 : HIL doğrulama testi – ara soğutucu basıncı. 152
Şekil 4.69 : HIL doğrulama testi – egzoz manifoldu basıncı. 153
Şekil 4.70 : HIL doğrulama testi – türbin çıkış basıncı. 153
Şekil 4.71 : HIL doğrulama testi – kompresör çıkış sıcaklığı. 154
Şekil 4.72 : HIL doğrulama testi – egzoz manifold sıcaklığı. 154
Şekil 4.73 : HIL doğrulama testi – türbin çıkış sıcaklığı. 155
Şekil 4.74 : HIL doğrulama testi – egzoz manifold oksijen oranı. 155
Şekil 4.75 : HIL doğrulama testi – motor torku (emisyon). 156
Şekil 4.76 : HIL doğrulama testi – NOX. 156
Şekil 4.77 : HIL doğrulama testi – PM. 157
Şekil 5.1 : ECU fonksiyonları için kısmi bypass uygulama senaryosu. 160
Şekil 5.2 : Tezde kullanılan tam bypass sistemi. 162
Şekil 5.3 : Tezde kullanılan tam bypass sistemi HIL bağlantıları. 163
Şekil 5.4 : Adres tabanlı bypass senaryosu. 165
Şekil 5.5 : Servis tabanlı bypass senaryosu. 166
Şekil 5.6 : ECU üzerine takılan örnek bir DPMEM. 167

Şekil 5.7 : Genel hata ayıklama arayüzü – DSI-GSI. 167
Şekil 5.8 : ECU içerisindeki boş alanların seçimi – NoHooks. 169
Şekil 5.9 : Bypass arayüzü gecikme süreleri karşılaştırma grafiği. 170
Şekil 5.10 : Eyleyicilerin doğrudan RCP donanımı tarafından sürüldüğü bypass senaryosu. 172
Şekil 5.11 : Tezde kullanılan kısmi bypass sistemi. 173
Şekil 5.12 : Tezde kullanılan kısmi bypass sistemi – ECU bağlantısı. 173
Şekil 5.13 : Tezde kullanılan NoHooks modeli örneği. 175
Şekil 5.14 : Tezde kullanılan bypass modeli örneği. 176
Şekil 5.15 : Tezde bypass modeli testinde kullanılan ControlDesk ekran görüntüsü. 177
Şekil 6.1 : Basitleştirilmiş hava ve yakıt yolu referans üretme modeli. 183
Şekil 6.2 : Doğrulama testi - basitleştirilmiş referans üretme modeli – indike tork. 184
Şekil 6.3 : Doğrulama testi - basitleştirilmiş referans üretme modeli – ön ve ana püskürtme yakıt miktarı. 185
Şekil 6.4 : Doğrulama testi - basitleştirilmiş referans üretme modeli – toplam yakıt miktarı. 185
Şekil 6.5 : Doğrulama testi - basitleştirilmiş referans üretme modeli – ön ve ana yakıt püskürtme başlangıcı. 186
Şekil 6.6 : Doğrulama testi - basitleştirilmiş referans üretme modeli – ray basıncı referansı. 186
Şekil 6.7 : Doğrulama testi - basitleştirilmiş referans üretme modeli – ön ve ana enjeksiyon yakıt püskürtme süresi. 187
Şekil 6.8 : Doğrulama testi - basitleştirilmiş referans üretme modeli – giriş manifold basıncı referansı. 187
Şekil 6.9 : Doğrulama testi - basitleştirilmiş referans üretme modeli – kompresör kütle akışı referansı. 188
Şekil 6.10 : Doğrulama testi - basitleştirilmiş referans üretme modeli – giriş manifold basıncı ileri besleme terimi. 188
Şekil 6.11 : Doğrulama testi - basitleştirilmiş referans üretme modeli –kompresör kütle akışı ileri besleme terimi. 189
Şekil 6.12 : Tezde kullanılan hava yolu kontrolör modeli. 190
Şekil 6.13 : Tezde eyleyici pozisyon kontrolünde kullanılan çatırtısız kayan modlu kontrolör modeli. 193
Şekil 6.14 : Tezde kullanılan eyleyici kontrolörü – model içi çevrim yapısı. 193
Şekil 6.15 : Eyleyici kontrolör parametrizasyonunda kullanılan VGT testi. 194
Şekil 6.16 : Eyleyici kontrolör parametrizasyonunda kullanılan EGR testi. 194
Şekil 6.17 : VGT pozisyon kontrolörü - model içi çevrim yapısı. 195
Şekil 6.18 : Geliştirilen SMC VGT pozisyon kontrolörü – model içi çevrim sonuçları. 196
Şekil 6.19 : Geliştirilen SMC EGR pozisyon kontrolörü – model içi çevrim sonuçları. 196
Şekil 6.20 : SMC hava yolu kontrolörleri blok diyagramı. 204
Şekil 6.21 : Tezde kullanılan hava yolu kontrolörü - model içi çevrim yapısı. 205
Şekil 6.22 : Tezde hava yolu kontrolör parametrizasyonunda kullanılan test tasarımı. 206
Şekil 6.23 : Model içi çevrim testi – map & map_{ref} karşılaştırması. 207
Şekil 6.24 : Model içi çevrim testi – maf & maf_{ref} karşılaştırması. 208
Şekil 6.25 : Model içi çevrim testi – u_{vgt_pos} & $u_{vgt_pos_ref}$ karşılaştırması. 208
Şekil 6.26 : Model içi çevrim testi – u_{egr_pos} & $u_{egr_pos_ref}$ karşılaştırması. 208

Şekil 6.27 : Model içi çevrim testi – map & map_{ref} karşılaştırması - 2. optimizasyon. 209
Şekil 6.28 : Model içi çevrim testi – maf & maf_{ref} karşılaştırması - 2. optimizasyon. 209
Şekil 6.29 : Model içi çevrim testi – u_{vgt_pos} & $u_{vgt_pos_ref}$ karşılaştırması - 2. optimizasyon. 210
Şekil 6.30 : Model içi çevrim testi – u_{egr_pos} & $u_{egr_pos_ref}$ karşılaştırması - 2. optimizasyon. 210
Şekil 6.31 : Geliştirilen SMC VGT pozisyon kontrolörü – bypass sistemi sonuçları. 211
Şekil 6.32 : Geliştirilen SMC VGT pozisyon kontrolörü – bypass sistemi sonuçları. 212
Şekil 6.33 : Bypass sistemi testi – map & map_{ref} karşılaştırması. 213
Şekil 6.34 : Bypass sistemi testi – maf & maf_{ref} karşılaştırması. 213
Şekil 6.35 : Bypass sistemi testi – u_{vgt_pos} & $u_{vgt_pos_ref}$ karşılaştırması. 213
Şekil 6.36 : Bypass sistemi testi – u_{egr_pos} & $u_{egr_pos_ref}$ karşılaştırması. 214
Şekil 7.1 : Bu tezde önerilen gerçek zamanlı referans optimizasyonu akış şeması. 218
Şekil 7.2 : Kritik bölgeler üzerinden bir KP'dan diğerine giden uzamdaş yollar.... 227
Şekil 7.3 : Kısıtlı sayıdaki etkin küme değişikliği ile bir KP'dan diğerine uzamdaş yollar..... 228
Şekil 7.4 : NOX/SFC ödünleşimi. 231
Şekil 7.5 : Tezde kullanılan çevrimiçi optimizasyon içeren tümleşik model içi çevrim modeli. 237
Şekil 7.6 : SQP yöntemi ile çevrimiçi hava ve yakıt yolu optimizasyon modeli. ... 238
Şekil 7.7 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon - tork kısıtı doğrulaması. 239
Şekil 7.8 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon - NOX kısıtı doğrulaması. 239
Şekil 7.9 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon - SFC kısıtı doğrulaması..... 239
Şekil 7.10 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon – kompresör kütle akışı kısıtı doğrulaması. 240
Şekil 7.11 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon – giriş manifold basıncı kısıtı doğrulaması. 240
Şekil 7.12 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon – lamda kısıtı doğrulaması. 241
Şekil 7.13 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon - ana püskürtme miktar ve başlangıcı. 242
Şekil 7.14 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon - kompresör kütle akışı referansı..... 243
Şekil 7.15 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon - giriş manifoldu basıncı referansı..... 243
Şekil 7.16 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon - kompresör kütle akışı referans takibi. 244
Şekil 7.17 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon - giriş manifold basıncı referans takibi. 245
Şekil 7.18 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon - ray basıncı referansı. 245
Şekil 7.19 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon – amaç ölçütü..... 246

DİZEL MOTORLARIN MODELLENMESİ, MODELE DAYALI HAVA YOLU VE EMİSYON KONTROLÖRÜ GELİŞTİRİLMESİ / UYGULANMASI

ÖZET

Dizel motorlar yakıt tüketimi avantajları nedeniyle yaygın bir kullanım oranına sahiptir. Ancak uyulmak zorunda olunan emisyon limitlerinin sürekli daralması daha gelişmiş kontrol sistemlerinin kullanımını beraberinde getirmiştir. Yasal emisyon limitlerine uyma zorunluluğu, kullanılan sensör ve eyleyici sayısının artmasına yol açmıştır. Artan kontrol değişkeni sayısı optimum motor kalibrasyonu için gerekli test sayısını, dolayısıyla geliştirme süre ve maliyetlerini arttırmıştır. Bu sebepler, daha gelişmiş kontrol algoritmalarının kullanımını zorunlu kılmış ve modele dayalı kontrol algoritmaları önem kazanmıştır.

Bu tez çalışmasında bahsi geçen problemlere çözüm bulmak amacıyla modele dayalı kontrolör tasarımı ve uygulaması üzerinde çalışılmıştır. Kontrolör tasarımı ve uygulaması pek çok ara basamaktan oluşmaktadır. Tez çalışmasında, kontrol yazılımı geliştirme süreç yapısı çizilmiş ve mümkün olduğunca ayrıntılı bir şekilde her basamak gerçekleştirilmiştir. Genel süreç yapısını çizmesi ve her adıma dair uygulama örneklerini içermesi açısından bu tez çalışmasının, literatürde bundan sonra yapılacak çalışmalar için önemli bir başvuru kaynağı olacağı düşünülmektedir.

Tezin ilk bölümünde çalışmanın amacı özetlenmiş, bu amaca yönelik literatürde yapılan çalışmalar incelenmiştir.

İkinci bölümde, dizel motorun çalışma prensipleri kısaca açıklanmış, yeni yasaların gerektirdiği koşulları sağlayabilmek için eyleyici sayısının artışına dikkat çekilmiştir. Motor kontrol ünitesi (ECU) kalibrasyonunun önemi anlatılmış, eyleyici sayısının artışına paralel olarak kalibrasyon süre ve zorluğunun artışı vurgulanmıştır. Ağır ticari taşıtlar için emisyon limitleri verilmiş, Türkiye ve Avrupa'da uygulanacak EURO VI emisyon sertifikasyon testleri tanımlanmıştır.

Üçüncü bölümde hava yolu ve emisyon kontrolörü geliştirmede kullanılacak, gerçek motorla benzer davranışa sahip sistem modellerinin elde edilmesi anlatılmıştır. Bu amaçla literatürde kullanılan modeller araştırılmış, kontrole yönelik modellerin, parametreleri kolay kestirilebilir denklemlerden oluşmasına dikkat edilmiştir. Öncelikle, incelenen model yapılarının her birinin üstün yönlerini kapsayacak şekilde elde edilen hava yolu model denklemleri paylaşılmıştır. Sonraki aşamada, elde edilen denklemler kullanılarak MATLAB/Simulink ortamında sistem modelleri oluşturulmuş, Ford OTOSAN dinamometrelerinde yapılmış ölçümler baz alınarak model parametreleri kestirilmiştir.

Parametre kestirimleri için hava yolu modeli, giriş ve çıkışlarına dair ölçümler bulunan/ya da hesaplanabilen alt modellere ayrılmıştır. Alt modeller düzeyinde kestirilen parametreler, birleştirilmiş modelde aynen kullanılmış, model sonuçları dinamometre ölçümleri ile karşılaştırılmıştır. Model doğrulaması, EURO VI emisyon

sertifikasyonunda kullanılan WHTC dinamometre testi kullanılarak yapılmıştır. Test dinamikliğinin fazla oluşu nedeniyle bu ayrıntıdaki model doğrulamalarında WHTC testi kullanılmasına literatürde sık rastlanılmamaktadır. Buna rağmen, hem modelleme hem de doğrulama testleri için kontrolde kullanılacak tüm hava yolu modeli çıkışlarına dair mutlak bağıl hata ortalamaları %10 hata bandı içerisinde hesaplanmıştır. Model başarımının yüksek olması elde edilen hava yolu modelinin kontrolör tasarımına elverişli olduğunu göstermiştir.

Model başarımını bu denli yükselten etkenlerden bir tanesi hiç süphesiz ki dinamometre test/ölçüm sisteminin tutarlı ve oldukça fazla noktadan ölçüm alınması nedeniyle ayrıntılı sonuçlar vermesidir.

Üçüncü bölümde, yanma/emisyon modelleri de elde edilmiştir. Literatürdeki olası yöntemler incelenmiş, eldeki hava yolu modeli, ölçümler ve geliştirilmek istenen çevrimiçi referans optimasyonu için en uygun yöntemin istatistiksel modelleme olduğu anlaşılmıştır. Regresyon sonucu elde edilen modeller/parametreler, gerçek ölçümlerle karşılaştırılmıştır. Yine literatürde sık rastlanmayacak şekilde doğrulama için WHTC testi kullanılmıştır. Ayrıca literatürdeki yayınlarda modeli basitleştirmek adına tek bir enjeksiyon üzerinde durulmuş, genelde ön enjeksiyon etkileri göz ardı edilmiştir. Fakat endüstri uygulamalarında genellikle birden çok enjeksiyon yapılır ve emisyon çıkışları bu durumdan etkilenir. Bu çalışmada modeller, bahsi geçen çoklu enjeksiyon göz önüne alınarak elde edilmiştir. Ek olarak, yanma model sonuçlarının hava yolu modeli ile birlikte çalıştırılması durumunda da önemli bir bozulmaya uğramadığı anlaşılmıştır. Yine bu bölümde tümleşik modeli oluşturabilmek amacıyla araç ve ray basıncı modelleri elde edilmiştir.

Dördüncü bölümde, öncelikle kontrol yazılımı geliştirme aşamaları anlatılmıştır. Önemli bir geliştirme aşaması, çevrim içi donanım (HIL) uygulamasıdır. Bu nedenle, HIL mimarisi incelenmiş, bu tez çalışması için satın alınan HIL simülatör sistemi özellikleri anlatılmıştır. Sonraki aşamada HIL simülatöründe sistem modelleri ile birlikte kullanılan modeller tanımlanmıştır. Yapılan tanımlamalardan sonra üçüncü bölümde elde edilen modeller HIL sistemine aktarılmıştır. Sistem modellerinin girişleri HIL simülatöründe bulunan gerçek ECU'dan gelecek şekilde modelleme ve doğrulama (WHTC) testleri tekrarlanmıştır. HIL testleri sırasında, ECU'nun ürettiği referanslara HIL modellerinin yakınsadığı görülmüştür. Bu çalışmadaki önemli nokta, HIL modellerinin hava yolu referanslarına hangi eyleyici pozisyonları ile yakınsadığıdır. HIL testlerinde sistemde gerçek olarak bulunan eyleyici pozisyon ölçümleri dinamometre testindeki ölçümlerle karşılaştırılmıştır.

VGT eyleyicisi pozisyonları, modelleme testinde %4.3, doğrulama (WHTC) testinde ise %7.7 mutlak bağıl hata ortalaması ile elde edilmiştir. Literatürde HIL testi sırasında hava yolu referansları başarı ile takip edilirken eyleyici pozisyonlarının bu denli düşük hata oranları ile elde edildiği başka bir çalışmaya rastlanılmamıştır.

HIL testleri, bu tip çalışmanın dinamometre testleri sırasında yaşanabilecek olası hata durumlarına karşı daha dayanıklı olduğunu göstermiştir. Dinamometre testlerinde karşılaşılan eyleyicilerin referanslarına yakınsamaması gibi hatalar HIL testleri sırasında oluşmamış, ayrıca HIL testleri dinamometre testlerindeki hataların anlaşılması ve analiz edilmesinde aydınlatıcı olmuştur.

Beşinci bölümde, kontrol yazılımı geliştirme aşamalarından bir diğeri olan hızlı kontrol prototiplemesi ayrıntılı bir şekilde incelenmiştir. Geliştirilen kontrolörlerin test edilebilmesi için kullanılan tam bypass ve kısmi bypass yöntemleri anlatılmıştır. Bu tezde tercih edilen kısmi bypass yöntemi daha ayrıntılı incelenmiş, bypass arayüz

karşılaştırmaları yapılmıştır. Tezde kullanılan bypass sisteminin hangi kriterler dikkate alınarak seçildiği, satın alınan bypass sisteminin yazılım ve donanım ekipmanları anlatılmıştır. Sonraki aşamada bypass modellerinin oluşturulması ve prototipleme donanımında devreye alınması için takip edilen süreç özetlenmiştir. Uygulamada karşılaşılan sorunlar paylaşılmış, bu sorunların aşılması için bulunan çözümler açıklanmıştır.

Takip eden aşamada bypass sistemi, HIL sistemi ve HIL sisteminde çalışan ECU bağlantıları yapılarak bypass modelleri test edilmiştir. Bypass için seçilen işaretler ve bu işaretlere dair bypass test sonuçları listelenmiştir.

Literatürdeki çalışmalarda, neredeyse tüm hava ve yakıt yolu referanslarının bypass edildiği bir bypass sistem tasarımı/uygulaması bulunamamıştır. Böyle bir tasarım ECU'daki alt kontrol yazılımlarının kısım kısım bypass edilerek, tüm ECU kontrol yazılımının geliştirilmesine imkan vermektedir. Ayrıca tasarlanan sistemin kolaylıkla gerçek motor üzerinde de çalıştırılabilmesi de önemli bir avantajdır.

Altıncı bölümde, kontrolör tasarımına geçilmiş, geliştirilen kontrolörler yazılım geliştirme sürecinde anlatıldığı gibi öncelikle model içi çevrim uygulaması ile test edilmiştir. Kontrolör yapısı olarak, verilen hava yolu referanslarını lineer olmayan bozucular ve parametre değişimleri altında izleyebilen en uygun kontrol yöntemlerinden biri olan kayan modlu kontrol (SMC) tercih edilmiştir. SMC kontrolör parametreleri önce model içi çevrim uygulamasında ayarlanmış, sonraki aşamada ise bypass sistemi yardımıyla HIL simülatöründe test edilmiştir. Kontrolörler, eyleyici pozisyon kontrollerini içeren iç çevrim ve hava yolu referans kontrollerini içeren dış çevrim olmak üzere iki seviyede gerçeklenmiştir. Geliştirilen kontrolörler, tanımlanan testler için referans takiplerini halihazırda dizel motoru kontrol etmek amacıyla geliştirilmiş, geliştirme seviyesi kalibrasyona sahip profesyonel ve ticari bir ECU'ya göre daha az hata ile gerçekleştirebilmiştir.

Mevcut ECU'nun içerisinde aynı amaç için tüm çalışma koşullarını kapsayacak şekilde kullanılan parametre sayısının birkaç binden fazla olduğu düşünüldüğünde, geliştirilen kontrolörler sayesinde çok daha az kontrol parametresi ile gerçekleştirilebilmesi önemli bir başarıdır. Ayrıca ECU'daki parametrelerin çok fazla deney gerektirdiği göz önüne alınırsa, elde edilen modeller sayesinde parametre kestirimleri yapılan SMC kontrolörlerinin geliştirme maliyetlerini azaltma potansiyeli çok önemlidir.

Yedinci bölümde, yakıt tüketimi ve emisyon anlamında optimum hava yolu ve yakıt yolu referanslarının belirlenmesi üzerinde çalışılmıştır. Önceki bölümlerde elde edilen hava yolu ve emisyon modellerinden yararlanılarak Ardışık Kuadratik Programlama (SQP) yöntemi kullanımıyla çevrimiçi (online) optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Elde edilen optimum referanslar, aynı test çevrimi için HIL simülatöründe mevcut ECU'nun ürettiği referanslarla karşılaştırılmıştır.

Çevrimiçi optimizasyon sonucunda tüm kısıtlar sağlanırken testteki amaç ölçütü toplamında %7.8 azalma sağlanmıştır. Ayrıca test boyunca püskürtülen ana enjeksiyon miktarı toplamına göre %2.7lik yakıt iyileştirmesi elde edilmiştir. Kalibrasyon tablosu kullanmaksızın elde edilen bu iyileştirme motor üreticileri için devrim niteliğindedir. Şu ana kadar dizel motora ilişkin hava yolu kontrolü gibi uygulamalarda kullanılan model öngörülü kontrol yöntemleri, emisyon ve yakıt tüketimi için hava ve yakıt yolu referans optimizasyonu anlamında literatürde ilk defa kullanılmıştır.

Bu çevrimiçi optimizasyon yöntemi, kalibre edilmesi çok uzun süren test ve çaba gerektiren kalibrasyon tablolarına duyulan ihtiyacı ortadan kaldırmaya adaydır. Bu yöntem, günümüz emisyon limitleri içerisinde kalabilmek için bir çözüm olabildiği gibi amaç ölçütü ve kısıtların güncellenmesi ile gelecekteki emisyon limitleri için de kolaylıkla uygulanabilir bir çözüm yöntemidir.

Tezin son bölümünde ise, sonuçlar özetlenmiş ve ileride yapılabilecek çalışma konuları tartışılmıştır.

MODELING OF DIESEL ENGINES, DEVELOPMENT AND APPLICATION OF MODEL BASED AIRPATH AND EMISSION CONTROLLERS

SUMMARY

Diesel engines have a large usage area thanks to their advantages in fuel consumption. However, the constant reduction of emission limits that are to be complied with leads to the need of more advanced control systems. The obligation of compliance with legislation emission limits results in a rise in the number of sensors and actuators used. The soaring number of control variables increases the number of tests required for optimum engine calibration; accordingly, it increases development time and costs. These conditions necessitate the use of more advanced control algorithms, and model-based control algorithms gain importance.

Within the scope of this study, in order to find solutions for the above mentioned problems model-based controller design and application are focused on. The process of controller design and application has several substeps. In this study, the process structure of control software development is illustrated and each step is conducted as detailed as possible. This study is believed to become an important reference source for future studies since it encompasses general process structure and application samples for each step.

In the first part of the study, the purpose of the study is summarized and studies in the literature having the same objective are reviewed.

In the second part of the study, the working principles of the diesel engine are briefly explained and the rise in the number of actuators to meet the conditions required by the new legislation is pointed out. The importance of engine control unit (ECU) calibration is explained and the increasing difficulty in calibration process is emphasized. Emission limits for heavy commercial vehicles are stated and EURO VI emission certification tests that are to be applied in Turkey and Europe are described.

In the third part of the study, development of system models that have similar behaviour with real engine and that are used in the development of airpath and emission controllers is explained. For this purpose, models used in the literature are searched and utmost attention is paid to ensure that control oriented models are composed of equations having easily estimated parameters.As for the first step, airpath model equations are shared. In the next step, using the formed equations, system models are developed in MATLAB/Simulink environment, and based on the measurements done using Ford OTOSAN engine dynamometers, model parameters are calculated.

For parameter estimation, airpath model is divided into submodels involving input and output measurements or signals that can be calculated from measurements. Exactly the same parameters estimated at submodel level are used in the combined model, and results of the model are compared with dynamometer measurements. Model is validated by using WHTC dynamometer test adopted in EURO VI emission certification. Due to highly dynamic test cycle, the use of WHTC test in model

validations in this detail is not commonly observed in literature. Nevertheless, mean absolute relative error for airpath model outputs that are to be used both in modeling and in validation tests are calculated within %10 error band. The fact that the model behaves like real engine shows that the developed airpath model is appropriate for controller design.

It is no doubt that one of the factors contributing to the success of the model is the fact that dynamometer test/measurement system provides detailed and robust results.

In the third part of the study, combustion/emission models are developed. After reviewing existing methods in the literature, it is concluded that statistical modeling is the most suitable method for existing airpath model, measurements and online reference optimization to be developed. Models/parameters gathered by regression analysis are compared with actual measurements. WHTC test is adopted for validation, which is not very common in literature. Moreover, in order to simplify the model, only one injection is focused on and effects of pre-injections are mostly ignored in literature. In industrial applications, however, generally multi-injection strategy is used, which affects emission outputs. In the present study, models are developed considering the prementioned multi-injections. In addition, it is observed that results of combustion model are not destructed considerably when processed with airpath model. Besides, in order to construct combined HIL model, vehicle and rail pressure models are developed.

In the fourth part of the study, firstly, the development stages of control software are explained. Hardware in the loop (HIL) is an important development stage. Therefore, HIL architecture is analyzed and the system properties of HIL simulator that is purchased for this study are explained. In the next stage, models used with system models in HIL simulator are described. Following the descriptions, models developed in the third part are embedded into HIL system. Modeling and validation (WHTC) tests are repeated in the way ensuring that real ECU in HIL simulator generates the inputs of the system models. During HIL tests, it is observed that HIL models follow the references generated by ECU. The important point in this study is in which actuator positions HIL models follow airpath references. During HIL tests, measurements of real actuator positions are compared with dynamometer test measurements.

VGT actuator positions are calculated with %4.3 mean absolute relative error in modeling test and with %7.7 mean absolute relative error in validation (WHTC) test. Examining the literature, it is concluded that there is no other study in which actuator positions are calculated with such low error ratios during HIL tests while airpath references are successfully tracked.

HIL tests also indicate that this kind of study is more robust in possible error conditions during dynamometer tests. During HIL tests, errors occuring in dynamometer tests such as actuators' not following their references are not observed. In addition, HIL tests help the errors to be identified and analyzed.

In the fifth part of the study, rapid control prototyping which is one of the stages of control software development is examined, and full bypass and partial bypass methods that are used in testing the developed controllers are explained. Partial bypass method which is adopted in this study is examined in a more detailed way, and bypass interfaces are compared. The factors considered while selecting the bypass system that is used in this study and the hardware and software equipments of purchased bypass system are explained. In the next stage, the process of the

development of the bypass models and commissioning bypass models in prototyping hardware is summarized. The problems encountered during the application process are explained and possible solutions for the problems are suggested.

In the following stage, bypass models are tested by making connections in bypass system, HIL system and ECU in HIL system. Signals selected for bypass and bypass test results for these signals are listed.

It is observed that in literature there is no bypass system design/application in which almost all airpath and fuel path references are bypassed. That kind of design makes it possible to develop the whole control algorithm by bypassing the subcontrol algorithms part by part in ECU. Furthermore, the fact that the designed system easily work in real engine is also an important advantange.

In the sixth part of the study, controller is designed and developed controllers are firstly tested by Model in the Loop (MIL) application as it is mentioned in software development process. As for the controller structure, sliding mode controllers (SMC) are selected because these type of controllers are appropriate for following airpath reference signals under all nonlinear disturbance and parameter changes. SMC controller parameters are first tuned in MIL application, and in the following stage they are tested in HIL simulator with the help of bypass system. Controllers are developed at two levels: one is inner loop including actuator position controls, and the other is outer loop including airpath reference controls. The developed controllers follow the reference values with less errors compared to professional and commercial ECU which has development level calibration and is designed to control diesel engine.

Considering the fact that the number of parameters used for the same purpose in the existing ECU is more than thousands, actualizing the control process by using far less control parameters thanks to the developed controllers can be mentioned as a great achievement. In addition, considering the fact that parameters in the ECU require a large number of experiments, thanks to the developed models, it can be stated that SMC controllers have potential to reduce development costs, which is accepted as an important contribution.

In the seventh part of the study, it is aimed to specify airpath and fuelpath references to optimize emissions and fuel consumption. With the help of airpath and emission models developed in previous parts of the thesis and Sequential Quadratic Programming (SQP) method, online optimization is realized. Optimum references are compared with references that are produced by ECU working on HIL system for the same test cycle.

As a result of online optimization, while all constraints are met, sum of objective function in the whole test is decreased by %7.8 compared to sum of objective function which is calculated according to ECU outputs working on HIL system. In addition, sum of main injection quantity in the whole test is decreased by %2.7 compared to sum of main injection quantity which is measured as an ECU output working on HIL system. These beneficial results are revolutionary for engine manufacturers as they are achieved without using calibration tables. Model predictive control methods related to diesel engine have been used for controllers like airpath until now. This thesis gains great importance since it is the first study in literature using these methods in the field of online airpath and fuelpath reference optimization to optimize emissions and fuel consumption.

This online optimization method makes it possible to meet the need for calibration tables whose calibration requires too many tests and too much effort. This method is not only a solution to meet current emission legislations but also a solution for future emission legislations by updating objective function and constraints.

In the last part of the study, the results are examined and suggestions are offered for the future studies.

1. GİRİŞ

Dizel motorlar yakıt tüketimi avantajları nedeniyle yaygın bir kullanım oranına sahiptir. Ancak uyulmak zorunda olunan emisyon limitlerinin sürekli daralması daha gelişmiş kontrol sistemlerinin kullanımını beraberinde getirmiştir. Yasal emisyon limitlerine uyma zorunluluğu, kullanılan sensör ve eyleyici sayısının artmasına yol açmıştır. Artan kontrol değişkeni sayısı optimum motor kalibrasyonu için gerekli test sayısını, dolayısıyla geliştirme süre ve maliyetlerini arttırmıştır. Bu sebepler, daha gelişmiş kontrol algoritmalarının kullanımını zorunlu kılmış ve modele dayalı kontrol algoritmaları önem kazanmıştır.

1.1 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasında günümüz çevre kosullarına uygun, düşük emisyon ve yakıt tasarrufu sağlamaya yönelik dizel motor kontrol stratejileri geliştirmek hedeflenmiştir. Bu temel hedef doğrultusunda günümüzde çoğunlukla yüzlerce teknik elemanın, binlerce değişkeni kalibre etme çabalarını gerektiren, tamamen harita ve ileri beslemelere dayalı karmaşık dizel motor kalibrasyon çabalarını minimuma indirgeyecek, böylelikle dizel motor kontrol sürecine esneklik getirip, basitleştirecek ve kontrol geliştirme prosesini hızlandıracak modelleme yöntemleri geliştirmek amaçlanmıştır. Tüm ECU kontrol yazılımının geliştirilebilmesi için altyapı oluşturmak istenmiş, seçilen tüm donanım ve yazılımlarda bu amaç gözetilmiştir.

Geliştirilecek model ve dayanıklı kontrolörler sayesinde günümüzdeki/gelecekteki yasalara kolayca, daha az çaba ve düşük maliyetle adapte edilebilecek optimum stratejiler geliştirmek amaçlanmıştır. Bu amaç doğrultusunda dizel motor davranışını yansıtan kontrole yönelik hava yolu ve emisyon modelleri geliştirmek hedeflenmiş, geliştirilen modelleri içeren Çevrim İçi Donanım (HIL) simülatörü oluşturmak istenmiştir. Geliştirilecek dayanıklı kontrolörlerin tasarım ve kalibrasyonunun gerçek motor davranışını yansıtan HIL simülatöründe gerçekleştirilmesi amaçlanmıştır.

Konunun karmaşıklığı ve ticari oluşu nedeniyle yeterince bilgilendirici bir şekilde verilemeyen motor kontrol sürecine (modelleme, uygulama, optimizasyon) ilişkin bir literatür altyapısı oluşturmak, referans niteliğinde bir bilgi kaynağı sağlamak hedeflenmiştir.

1.2 Literatür Araştırması

Oluşturulmak istenen simülasyon ortamı için gerekli olan sistem modelleri hava yolu ve yanma modellerinden oluşmaktadır.Hava yolu modelleri için literatürde pek çok ayrıntı seviyesine sahip model yapısı kullanılmaktadır (Alfieri, 2009; Ammann ve diğ., 2001; Amstutz, 1994; Benz, 2010; Christen ve Vantine, 2001; Dib ve diğ., 2012; Eriksson, 2002; Eriksson ve diğ., 2010; Guzzella ve Onder, 2010; Heywood, 1988; Jerhammar ve Hockerdal, 2006; Jung, 2003; Kolmanovsky ve diğ., 1997; Mrosek ve diğ., 2009; Papadimitriou ve diğ., 2009; Paciti ve diğ., 2008; Shayler ve diğ., 2005; Swartling, 2005; Skogtjarn, 2002; Vigild, 2001; Vantine ve diğ., 2001; Wahlstrom, 2009; Wahlstrom ve Eriksson, 2011b; Wahlstrom ve Eriksson, 2011a; Wahlstrom ve diğ., 2009b; Wei ve Del Re, 2006; Wahlstrom ve Eriksson 2010). Bunlardan en ayrıntılı olanları GT-POWER ve Ricardo WAVE gibi tasarım geometrisine dayanan modellerdir. Bu modeller ağırlıklı olarak motor tasarımı aşamasında kullanılmaktadır, ancak gerçek zamandan çok daha yavaş çalışırken uzun simülasyon sürelerine ihtiyaç duyarlar. Bu amaçla kontrole uygun model yapıları değildir.

Kontrolde tercih edilen model yapısı ortalama değer modelleridir. Literatürde krank açısı çözünürlüklü modellere rastlanılsa da bu tip modeller kontrol için genellikle tercih edilmezler. Zaman tanım kümesinde ifade edilen ortalama değer modelleri kontrolde en çok kullanılan model tipidir.

VGT ve EGR'a sahip dizel motor ortalama değer modellerinde simülasyon zamanlarını düşürmek için manifold, turbokompresör ve EGR sistem davranışlarını yansıtan ve olabildiğince az durumla ifade edilen model yapısı amaçlanır. Bazı çalışmalarda çok az sayıda (üç adet) model durumu ile sistem davranışı yansıtılmaya çalışılmıştır. Literatürdeki genel yaklaşım kontrol hacimlerine dair sıcaklıkları da model durumları arasında kabul etmek yönündeyken Wahlstrom (2009) çalışmasında sıcaklıkları durum listesine eklemenin sistemin dinamik cevabını fazlaca değiştirmediği gösterilmiştir. Bir diğer genel yaklaşım manifoldlardaki yanmamış

gaz oranlarının durum listesinde gösterilmesi iken bazı yayınlarda aynı amaç için manifoldlardaki oksijen oranları durum olarak kabul edilmiştir. Ayrıca genel yaklaşım, gaz kelebeği (THR) hep açık konumda tutulduğu için sisteme yeni bir kontrol hacmi eklememek yönündedir. Ancak güncel kontrol stratejilerinde EGR kütle akışını daha çabuk arttırabilmek için THR valfinden de yararlanılmaktadır. Bu sebeple Wahlstrom ve Eriksson (2010) yayınında ara soğutucu basıncı da durumlar arasına eklenmiştir.

Literatürde kullanılan model yapılarındaki bir diğer önemli farklılık model parametrizasyonundadır. Genellikle kompresör ve türbine dair verim ve akış haritaları tablolarla ifade edilirken; Wahlstrom (2009), Wahlstrom ve Eriksson (2010) çalışmalarında ayarlanması gereken parametre sayısını düşürmek amacıyla tablolar yerine fiziksel ilişkiler ve parametrik fonksiyonlar kullanılmıştır.

Yanma / emisyon modellemesi literatürde yaygın bir çalışma konusudur (Aithal ve Upadhyay, 2012; Alfieri, 2009; Allain, 2010; Bayer ve Foster, 2003; Brand, 2005; Benz, 2010; Brahma ve diğ., 2009; Brahma ve diğ., 2005; Çebi ve diğ., 2011; Ericsson ve Westerberg, 2006; Ericsson ve Westerberg, 2005; Finesso ve Spessa, 2012; Hagena ve diğ., 2006; Hirsch ve diğ., 2010; Johnson, 2008; Maas ve diğ., 2009; Schilling, 2008; Schilling ve diğ., 2006; Shao ve diğ., 2009).

Yanma, hava yolu modelleri gibi fiziksel denklemlerle kolayca ifade edilemediği için model eldesi ve parametrizasyonu problemlidir. Bu modeller için bir diğer problem emisyon ölçümlerinin düzgün yapılamamasıdır. Özellikle kurum ölçümü sıkıntılıdır.

Ayrıca bu modellerin parametre kestirimi için gerekli sayıdaki ölçüm verisi kullanılan kontrol değişkeni sayısına göre aylarca sürebilecek testler gerektirmektedir. Test sürelerini kısaltmak için bazı ön kabuller yapılmaktadır. Genelde tek enjeksiyon baz alınarak modeller geliştirilse de endüstride çoklu enjeksiyon kullanımı yaygındır. Kontrol açısından çoklu enjeksiyonu da içeren istatistiksel modeller daha uygundur. Fakat bu tip modeller çok fazla test gerektirdiği için literatürde yarı fiziksel modelleme arayışları vardır (Benz ve diğ., 2010).

Ek olarak literatürdeki pek çok yayında emisyon model sonuçları kısa ve fazla dinamik geçiş içermeyen testler için verilmiştir. Oysa özellikle EURO VI seviyesi emisyon sertifikasyonunda kullanılan WHTC testi çok fazla dinamik geçiş içermektedir.

Literatür hava yolu kontrolü açısından incelendiğinde, model bazlı kontrole oldukça büyük bir ilgi vardır (Alfieri ve diğ., 2006; Alfieri ve diğ., 2007; Alfieri ve diğ., 2009; Ammann ve diğ., 2003; Atkinson ve diğ., 2009, Benz, 2010; Friedrich ve diğ., 2009; Guzzella ve Amstutz, 1998; Jankovic ve diğ., 1998; Jankovic ve diğ., 2000; Jung, 2003; Jung ve diğ., 2005; Nieuwstadt ve diğ., 1998; Nieuwstadt ve diğ., 2000; Ruckert ve diğ., 2001; Ruckert ve diğ., 2004; Schick ve diğ., 2011; Stefanopoulou ve diğ., 2000; Utkin ve diğ., 2000; Wahlstrom, 2006; Wahlstrom, 2009; Wahlstrom ve Eriksson 2008; Wahlstrom ve Eriksson, 2009; Wahlstrom ve diğ., 2005; Wahlstrom ve diğ., 2008; Wahlstrom ve diğ., 2009a; Wei ve Del Re, 2007, Amstutz ve Del Re, 1995; Black ve diğ., 2007; Buratti ve diğ., 1996; Chauvin ve diğ., 2008; Chen ve Yanakiev, 2005; Christen, 1996; Geering, 2005; Hafner ve diğ., 2000; Hazu ve Yokoyama, 2008; Nakayama ve diğ., 2003; Omran ve diğ., 2009; Park ve diğ., 2006; Rajamani, 2005; Rupp ve Guzzella, 2010; Yan ve Wang 2009; Wahlstrom, 2011b). Stefanopoulou ve diğ. (2000) çalışmasında giriş manifoldundaki yanmış gaz oranı ve hava yakıt oranını kontrol etmek için lineer olmayan ileri besleme ve kazanç ayarlamalı MIMO kontrolörünü geliştirmiştir. Ayrıca, Nieuwstadt ve diğ. (2000) pek çok model bazlı kontrolör yaklaşımlarını karşılaştırmıştır. Ammann ve diğ. (2003) kütle hava akışı (MAF) ve manifold basıncını (MAP) hedefleyen EGR/VGT kontrolü için lineer olmayan bir kontrol yaklaşımı önermiştir. Dayanıklı lineer olmayan hava yolu kontrolü Jankovic ve diğ. (1998) tarafından uygulanmıştır. Daha detaylı olarak, aynı yazarlar Jankovic ve diğ. (2000) Lyapunov kontrol fonksiyonunu türetmek için giriş/çıkış lineerleştirmesini kullanmıştır. Jankovic (2001) çalışmasında modeller emme ve egzoz strokları arasındaki zaman gecikmesini içerecek şekilde genişletilmiş, dayanıklı kontrol kuralı Lyapunov-Krasovsky fonksiyonları ile tanımlanmıştır. Wahlstrom ve Eriksson (2008), Jankovic'in fikirlerini benimsemiş, kontrolör yapısına kompresör kütle akışındaki durağan hal hatalarını giderecek şekilde integral katsayısı eklemiş ve model üzerinde test etmiştir. Jung (2003) lineeer olmayan hava yolu modeli için parametreleri değişen lineer kontrol (LPV) önermiştir. Wei ve Del Re (2007) ise ölçüm bazlı sistem tanıma ile bu tip modelin parametrelerini belirlemiştir. Karlsson ve diğ. (2008) ise EGR'a sahip bir ağır yük motorunda nitrojen oksitleri ve kurumu azaltacak yönde LQG tasarımı önermiştir.

Hava yolu kontrolünde, VGT/EGR valflerinin mekanik sınırlarına ulaşması gibi durumlarda oluşan referans takip hatalarını engellemek için sistem kısıtları ile başa

çıkmada başarılı model öngörülü kontrol (MPC) yöntemlerinin literatürdeki kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır (Ruckert ve diğ., 2004; Diehl ve diğ., 2006; Ortner ve diğ., 2006; Del Re ve diğ., 2007; Ferreau, 2011; Ferreau ve diğ., 2008; Stewart ve Borelli, 2008; Garcia-Nieto ve diğ., 2008; Karlsson ve diğ., 2010). Ortner ve Del Re. (2007) çok parametreli kontrol yöntemini dizel motora uygulamış ve hava yolu referans takibini iyileştirerek emisyonları düşürmeyi hedeflemiştir. Di Cairano (2008) rölanti hız kontrolüne açık MPC yöntemini uygulamış ve deneysel sonuçları raporlamıştır. Bu iki çalışmada da optimizasyon çevrimdışı (offline) gerçekleştirilmiştir. Modern motor kontrol ünitelerinin işlem güçlerinin artması ile MPC kontrol yöntemleri dizel hava yolu kontrolünü çevrimiçi (online) olarak gerçekleştirebilecek yeteneğe erişmiştir. Ferreau ve diğ. (2007) çevrimiçi optimizasyon bazlı MPC kontrol yöntemini hava yolu kontrolüne uygulamıştır. Iwadare ve diğ. (2009) MPC kontrolör kullanımı ile durağan hal cevabını iyileştirdiğini göstermiştir. MPC kontrol yöntemini dizel motora uygulamaya yönelik güncel çalışmalar hava yolu kontrolü ile kısıtlı kalmakta ve doğrudan emisyonları düşürmeye yönelik yakıt yolu kontrolü/optimizasyonu konularını içermemektedir (Maruyama ve diğ., 2011; Maruyama ve diğ., 2012; Zhao ve diğ., 2013; Wahlstrom ve Eriksson, 2013; Huang ve diğ., 2013).

1.3 Tezin Katkıları

Bu tez çalışması sonucunda literatüre katkılar şu şekilde olmuştur;

- Harita kullanmaksızın çıkışları düşük mutlak bağıl hata ortalamaları ile hesaplayan dizel hava yolu modeli geliştirilmiştir. Literatürde doğrulama için kullanılan basit test çevrimlerinin aksine oldukça dinamik bir test çevrimi olan WHTC testi için tüm sistem çıkışları gerçek ölçümlerle karşılaştırılmıştır.
- Hava yolu modeli parametrizasyonunda, literatürde kullanılan yöntemlerden farklı olarak hızlı sonuç veren parametre kestirim yöntemleri uygulanmıştır.
- Yanma/emisyon modelleri, literatürdeki genel yöntemlerden farklı olarak, çoklu enjeksiyon göz önüne alınarak geliştirilmiş ve WHTC testi için farklı motor kalibrasyonları ile doğrulanmıştır.

- HIL testi sırasında, hava yolu referanslarının gerçek ölçümlerle karşılaştırıldığında çok küçük eyleyici pozisyon farklılıkları ile yakınsandığı literatürdeki tek çalışma olmuştur.
- Neredeyse tüm hava yolu ve yakıt yolu referanslarının bypass edildiği, kolaylıkla gerçek motor üzerinde uygulanabilecek literatürdeki bilinen tek kısmi bypass sistem tasarımı ve uygulaması olmuştur.
- Geliştirilen modele dayalı hava yolu kontrolörleri sayesinde, geliştirme seviyesi kalibrasyona sahip ticari ECU'ya göre çok daha az sayıda kontrol parametresi ile daha düşük hata oranlarıyla hava yolu referans takibi başarılmıştır.
- Geliştirilen hava yolu kontrolünün kısmi bypass uygulaması ile HIL sistemi üzerinde gerçekleştirildiği bilinen tek çalışma olmuştur.
- Ticari ECU'larda yer alan ve kalibre edilmesi çok fazla çaba gerektiren kalibrasyon tablolarına duyulan ihtiyacı ortadan kaldıran yeni bir yaklaşım ile hava ve yakıt yolu referans değerleri çevrimiçi olarak belirlenmiştir. Çevrimiçi optimizasyon için, bu çalışmada elde edilmiş sistem modelleri ve model öngörülü kontrolden yararlanılmıştır.
    - Motor üreticileri açısından devrim niteliğinde olan online emisyon ve yakıt tüketimi optimizasyonu kalibrasyon tablosu gereksinimi olmaksızın gerçekleştirilmiştir.
- Otomotive yönelik kontrolör tasarımının genel süreç yapısı çizilmesi ve her adıma dair uygulama örneklerini içermesi açısından literatürde bundan sonra yapılacak çalışmalar için önemli bir başvuru kaynağı oluşturulmuştur.

1.4 Tezin Bölümleri

Tezin ilk bölümünde çalışmanın amacı özetlenmiş, bu amaca yönelik literatürde yapılan çalışmalar incelenmiştir.

İkinci bölümde, dizel motorun çalışma prensipleri kısaca açıklanmış, motor kalibrasyonunun önemi anlatılmış, eyleyici sayısının artışına paralel olarak kalibrasyon süre ve zorluğunun artışı vurgulanmıştır. Ek olarak, Türkiye ve Avrupa'da uygulanacak EURO VI emisyon sertifikasyon testleri tanımlanmıştır.

Üçüncü bölümde, hava yolu ve emisyon kontrolörü geliştirmede kullanılacak, gerçek motorla mümkün olduğunca benzer davranışa sahip sistem modellerinin elde edilmesi anlatılmıştır. MATLAB/Simulink ortamında geliştirilen modellere dair parametreler, Ford OTOSAN dinamometrelerinde yapılmış ölçümler baz alınarak kestirilmiştir. Bu bölümde ayrıca yanma/emisyon modelleri de geliştirilmiştir. Modellerde endüstride yaygın kullanıma sahip olan çoklu enjeksiyon etkileri göz önüne alınmıştır.

Dördüncü bölümde, öncelikle kontrol yazılımı geliştirme aşamaları anlatılmış, bu aşamalardan çevrim içi donanım (HIL) uygulaması ayrıntılı olarak incelenmiştir. Bu tez çalışması için satın alınan HIL simülatör sisteminin özellikleri anlatılmıştır. Üçüncü bölümde elde edilen sistem modelleri HIL sistemine aktarılmış, sistem modellerinin girişleri HIL simülatöründe bulunan gerçek ECU'dan gelecek şekilde modelleme ve doğrulama testleri tekrarlanmıştır.

Beşinci bölümde, kontrol yazılımı geliştirme aşamalarından bir diğeri olan hızlı kontrol prototiplemesi ayrıntılı bir şekilde incelenmiştir. Bu tezde geliştirilen kontrolörlerin test edilebilmesi için tasarlanan bypass sisteminin özellikleri açıklanmıştır. Bypass sistemi, HIL sistemi ve HIL sisteminde çalışan ECU'nun bağlantıları yapılarak geliştirilen bypass modelleri test edilmiş, sonuçlar paylaşılmıştır.

Altıncı bölümde, kontrolör tasarımına geçilmiş, hava yolu ve eyleyici pozisyon kontrolleri için modele dayalı SMC kontrolörlerleri geliştirilmiş, kontrolör parametreleri öncelikle model içi çevrim uygulaması ile belirlenmiştir. Sonraki aşamada kontrolörler bypass sistemi yardımıyla HIL simülatöründe test edilmiş, sonuçlar motorda kullanılan mevcut ECU ile karşılaştırılmıştır.

Yedinci bölümde, yakıt tüketimi ve emisyon anlamında optimum hava ve yakıt yolu referanslarının belirlenmesi üzerinde çalışılmıştır. Önceki bölümlerde elde edilen hava yolu ve emisyon modellerinden yararlanılarak çevrimiçi (online) optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Elde edilen optimum referanslar, aynı test çevrimi için HIL simülatöründe mevcut ECU'nun ürettiği referanslarla karşılaştırılmıştır. Optimizasyon kısıtlarının sağlandığı kontrol edilmiş, yakıt tüketimi ve emisyon içeren amaç ölçütündeki iyileşme hesaplanmıştır.

Tezin son bölümünde ise sonuçlar özetlenmiş ve ileride yapılabilecek çalışma konuları tartışılmıştır.

2. DİZEL MOTORLAR

2.1 Dizel Motorların Çalışma Prensibi

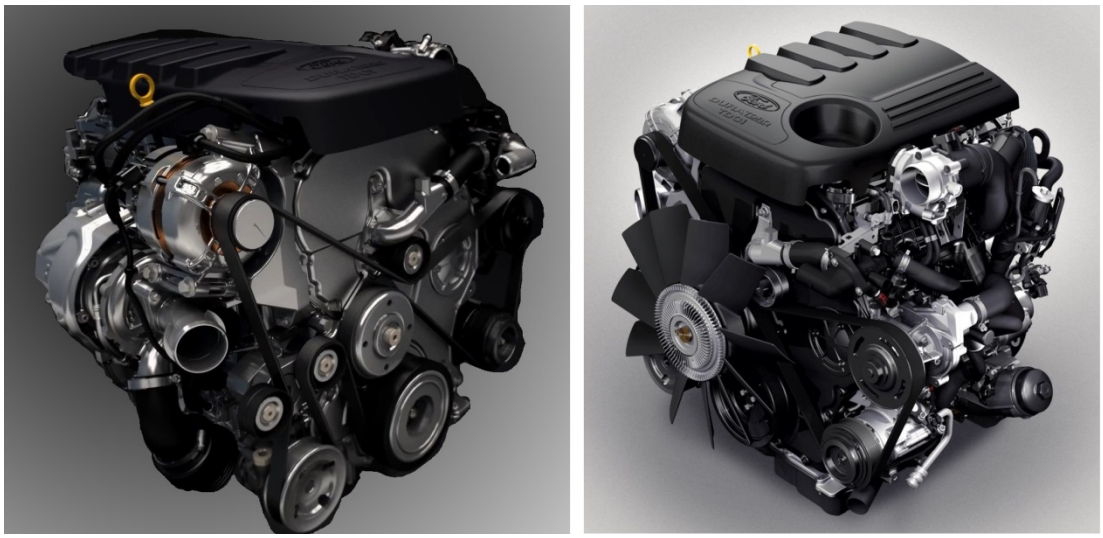
Rudolf Diesel tarafından 1892'de keşfedilen dizel motorlarda yakıt tutuşması, sıkıştırılan gazların sıcaklığının yükselmesi prensibiyle gerçekleşir. Hava dizel motor silindiri içine emilerek, piston tarafından sıkıştırılır. Dizel motorlarda hava sıkıştırma oranı, benzinli motorlara oranla çok daha yüksektir. Sıkıştırılan havanın sıcaklığı 700–900°C'ye ulaşır. Piston hareketinin en üst noktasına ulaştığında, dizel yakıt yüksek basınçla yanma odasının içine püskürtülür. Yakıt yanma odasında sıcak, yüksek basınçlı hava ile karışır ve oluşan karışım hızla tutuşarak yanar. Sıcaklığın hızla artması ile yanma odası içerisindeki gaz genleşir. Genleşme sonucunda artan basınç, pistonu aşağı doğru hareket ettirir. Bu hareket piston (biyel) kolu aracılığıyla krank mili çıkışına dönme gücü olarak aktarılır.

Yanma sonucu oluşan egzoz gazını silindir dışına atma ve içeri temiz hava çekme işlemi, kapakçıklar (valf) veya giriş/çıkış kanalları aracılığıyla yapılır. Dizel motor kapasitesi, içeri alınan havayı sıkıştıran turbo-kompresör (turbocharger) sayesinde tam olarak kullanılabilir. Turbo-kompresör ile sıkıştırılan hava, ara-soğutucudan (intercooler) geçirilerek soğutulur. Soğuyan havanın hacminin azalması nedeniyle silindirlere daha fazla hava alınabilir. Böylelikle, motor verimi arttırılır.

Örnek bir dizel motora dair elemanlar aşağıdaki Şekil 2.1'de görülebilir. Günümüzdeki yasal emisyon limitlerini sağlayacak konfigürasyondaki dizel motorlarda hava akışı şu şekilde gerçekleşir;

Atmosferdeki zararlı parçacıkların motora girmesini engelleyen hava filtresinden geçen hava, kompresöre yönlenir. Aynı şaft üzerinde aralarındaki güç dengesi sayesinde dönen türbin ve kompresör egzoz gazındaki enerjiden yararlanarak atmosferden alınan havayı sıkıştırır, böylelikle giriş manifolduna/silindirlere daha fazla hava aktarılmasını sağlar. Ayrıca değişken geometrili türbinlerde, türbin kanatçıkları kapatıldığında egzoz gazlarına uygulanan karşı basınç artacağından türbin, kompresörü daha hızlı döndürerek atmosferden alınan havanın basıncını

arttırır. Kompresördeki sıkışmanın da etkisiyle sıcaklığı artan havanın sıcaklığını düşürmek için ara soğutucu kullanılır. Kompresörün basıncını yükselttiği hava, radyatöre benzeyen peteklerden oluşan ara-soğutucuda soğutulduktan sonra giriş manifolduna gönderilir. Soğuk hava molekülleri arasındaki boşluk daha az olacağından birim hacimdeki molekül miktarı fazladır. Diğer bir ifadeyle, giriş manifolduna gönderilen hava soğuk olursa silindir içerisine daha fazla hava (oksijen) alınabilir. Böylelikle, hacimsel (volümetrik) verim arttırılarak daha fazla güç elde edilir. Manifoldtan geçen hava akışını kontrol etmek (gerektiğinde kısmak) veya motor durdurulurken sarsıntıyı engellemek amacıyla hava kelebeği (intake throttle) kullanılır.



Şekil 2.1 : Örnek dizel motor elemanları (Url-3).

Emme zamanında silindir içinde alınan havanın, sıkıştırıldıktan sonra üzerine yakıt püskürtülmesi yoluyla patlaması sağlanır. Burada yakıt tankından çekilen yakıt, patlama zamanından kısa bir süre önce enjektörler aracılığıyla silindirlere püskürtülür. Yanma sonucunda ortaya çıkan gaz ve parçacıklar egzoz manifolduna pompalanır.

Egzoz manifoldundan giriş manifolduna geri-besleme sağlayan sistem, EGR (Egzoz gazı devridaimi) sistemidir. Yanma sırasında silindir içi sıcaklık 2000 K'i aştığında atmosferde bulunan nitrojen gazı oksidasyona uğrayarak mono nitrojen oksit olarak bilinen NO_x (NO ve NO_2) oluşumuna sebep olur. Salınan NO_x gazı miktarı yasal emisyon limitlerini aşmamalıdır. EGR sistemi, dizel motorlarda NO_x miktarını azaltmak için kullanılır. Egzozdaki yanmış gazlar EGR valfi aracılığıyla giriş manifolduna iletilerek silindirlere aktarılan oksijen miktarı seyreltilir. Böylece

silindirde meydana gelecek yanma verimi bilinçli olarak azaltılarak maksimum yanma sıcaklığı düşürülür ve bunun sonucunda NO_x oluşumu azaltılır. EGR valfinin açıklığı değiştirilerek giriş manifolduna gönderilmek istenen egzoz gazı miktarı ayarlanır. Motor konfigürasyonuna göre EGR valfinden önce ya da sonra olabilen EGR soğutucusunun görevi, çok yüksek sıcaklıktaki egzoz gazını giriş manifolduna göndermeden önce hem soğutmak hem de özkütlesini artırmaktır. Motor soğutma suyu, EGR soğutucusunun soğutma suyu olarak kullanılır.

Türbinden geçen egzoz gazı, emisyon arındırma sistemlerine girer. Motorun satılacağı ülkeler ve uyulmak zorunda olunan emisyon limitlerine göre konfigürasyonu değişebilse de genellikle emisyon sistemleri türbin çıkışından itibaren oksidasyon katalisti (DOC), parçacık filtresi (DPF) ve SCR şeklinde sıralanır.

DOC, tam yanmamış yakıtın oluşturduğu hidrokarbonların sıcaklık ile tekrar oksitlenerek tam olarak yakılmasını sağlar.

DPF'in görevi ise, yakıt ve motor yağının yanması sonucu ortaya çıkan ve insan sağlığına son derece zararlı olan parçacıkları biriktirip, belirli aralıklarda yüksek sıcaklığın yardımıyla yakarak daha küçük ve zararsız parçacıklara çevirmektir.

SCR katalisti ise azot oksit (NOx) gazlarının, seyreltilmiş amonyak çözeltisi (NH3+H2O) sayesinde zararsız olan nitrojen ve oksijen gazına dönüştürülmesini sağlar.

Günümüzdeki modern elektronik kontrollü dizel motorlarda, yukarıda anlatılan eyleyicilerin kontrolü, Elektronik Kontrol Ünitesi (ECU) yoluyla sağlanmaktadır. Motorun çalışmasıyla ilgili algoritmalar ve kalibrasyon tabloları, motor işlemcisi ECU içerisinde kayıtlıdır. ECU sensörlerden aldığı bilgilerle gereken hesaplamaları yapar, eyleyiciler yardımıyla yakıt miktarını, yanma zamanlamasını, hava akış ve basıncını kontrol eder.

2.2 Dizel Motorların Kalibrasyonu

Günümüzün içten yanmalı motorlarının hem kullanıcı gereksinimlerini karşılamaları hem de katı yasal limitlere uymaları gerekmektedir. Bu limitler temel olarak emisyon (NOx, CO, HC…vb) gazları ve yakıt tüketimini kapsamaktadır. Bu çerçevede birbiri ile çelişen motor verimliliği, emisyon ve yakıt tüketimi optimizasyon probleminin

doğasında söz konusu işlemin zorluğunu arttıran bir ödünleşim/tradeoff bulunmaktadır. Hedef kriterlere ulaşabilmek için modern motor kontrol sistemleri, çalışma noktasına göre ayarlanabilecek pek çok parametre sağlamaktadır. Modern dizel motor çalıştırılırken; enjeksiyon başlangıcı, kütle hava akışı, manifold basıncı, ray basıncı, EGR kütle akışı/oranı, enjeksiyonların zamanlaması ve miktarı motorun çalışma noktasına bağlı olarak değiştirilir/kontrol edilir.

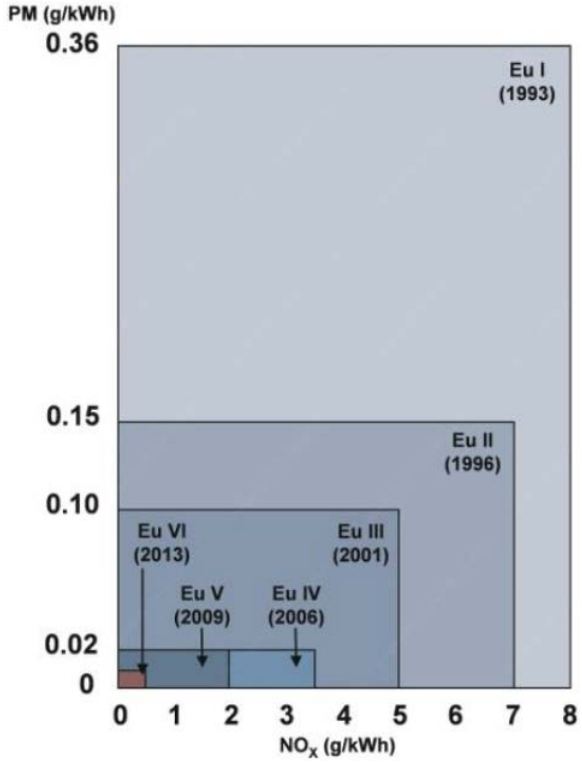
Tüm eyleyicilerin kontrolü, dijital ve analog giriş çıkışlara sahip bir bilgisayar olan motor kontrol ünitesi (ECU) tarafından yerine getirilir. ECU; motor devri, ortam sıcaklığı, kütle hava akışı ve sürücü talebine göre optimum kontrol işaretlerini belirler. Kontrolörler ve/veya kaydedilmiş çok boyutlu veri tabloları ECU'daki hesaplamanın temelini oluşturur. Motor kalibrasyonun amacı motorun, tüm gereksinimleri karşılayabilmesi için ECU'daki tüm parametre (25.000 civarında sabit ve 5000 civarında tablo) değerlerini belirlemektir.

Baz kalibrasyon, dizel motor kalibrasyonu sürecinde tüm temel aşamalar için başlangıç noktası sağlar. Bu nedenle baz kalibrasyonun büyük bir dikkatle yapılması gerekmektedir, baz kalibrasyonda daha sonra yapılacak değişiklikler geniş kapsamlı sonuçları beraberinde getirir. Kontrol ünitesinin baz kalibrasyonu, emniyetli ve güvenilir motor çalışmasını sağlayabilmek için motor dinomometresi yardımıyla optimum durağan hal tablolarının belirlenmesidir. Dizel motor optimizasyon kriterleri temel olarak; emisyonları limitler içerisinde tutarak, yakıt tüketimini minimize etmek şeklinde özetlenebilir. Bu amaçla çeşitli tork değerleri, kütle hava akışı ve basıncı, ray basıncı, enjeksiyon sayısı, süre ve zamanlamasına dair referans ve kontrolörler kalibre edilir.

Pek çok kalibrasyon mühendisi, baz kalibrasyon çalışması için modellerden yararlanır. Genellikle kısıtlı sayıda ölçüm verisinden istatistiksel olarak elde edilen lokal modeller, sonraki aşamada baz haritaları optimize etmek amacıyla kullanılır. Model elde için gerekli ölçüm sayısını azaltmaya yardımcı olan deney tasarımı yöntemleri (Design of Experiments – DoE) bu noktada önem kazanır (Stuhler ve diğ., 2002; Castagn ve diğ., 2008). Motor geliştirme sürecinin özellikle ilk aşamalarında motor donanımında sık sık değişikliklerin yapılması söz konusu olduğu için, genellikle önceki tasarım aşamalarına ya da benzer bir motora ait tablolar kullanılır. Kullanılan tablolar mevcut motor tasarımı için ideal olmadığından, motor ekipman özelliklerinin yanlış analiz edilmesine yol açabilir. Bu nedenle, geliştirme

çalışmasının ilk aşamalarında belirli bir hassasiyette, çok çabuk bir şekilde baz kalibrasyonun tamamlanmasını mümkün kılan yöntemlerin tespit edilmesi/geliştirilmesi önemlidir. Geliştirme sürecinin son aşaması olan üretim seviyesine gelindiğinde kalibrasyon kusursuzluğu ve dayanıklılığı büyük önem kazanır. Kalibrasyon sürecinde kalite korunurken, zaman ve kaynak tasarrufu sağlayacak yöntemlerin geliştirilmesi/uygulanması kritik öneme sahiptir (Hafner ve Isermann, 2003; Frei, 2004; Rolfsmeier ve diğ., 2003; Atkinson ve diğ., 2005; Atkinson ve Mott, 2005; Nozaki ve diğ., 2005; Bohn ve diğ., 2006; Chryssakis ve diğ., 2006; Meyer ve diğ., 2006; Nessler ve diğ., 2006; Peyton ve Muske 2007; Tamura ve Ohmori, 2007; Jones ve Muske, 2007; Alberer ve diğ., 2010; Siano ve diğ., 2011).

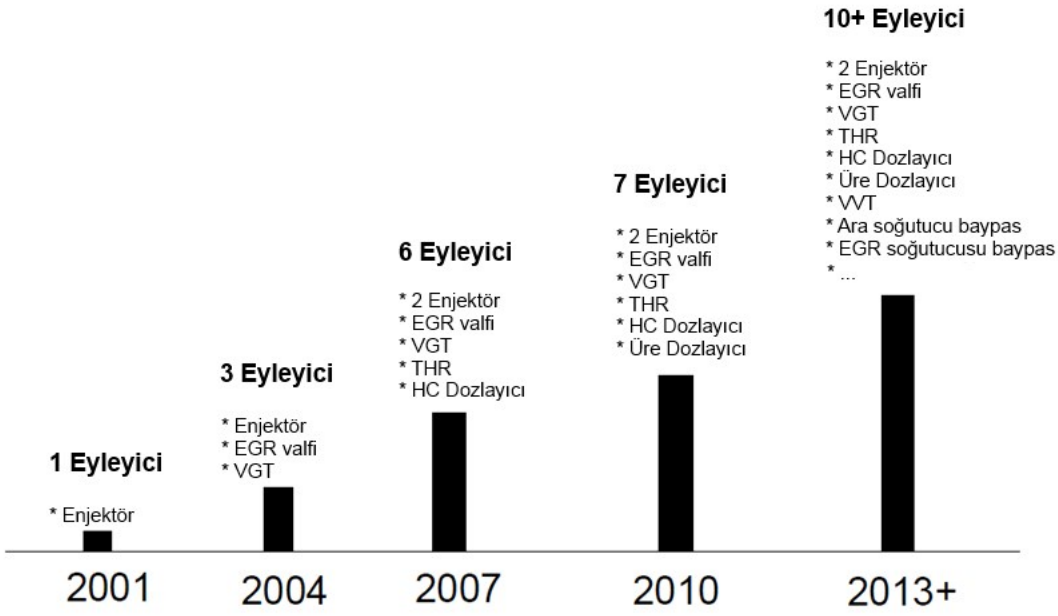
Kalibrasyon karmaşıklığı, daralan emisyon limitleri ile artmaktadır. Şekil 2.2 NOX ve PM için sürekli daralan emisyon limitlerini göstermektedir. Şekildeki EU I, EU II,..., EU VI şeklinde gösterilen alanlar, Avrupa Birliği'nin yeni araç/motor satışı için belirlediği yıllara göre daralan emisyon seviyelerini göstermektedir.



Şekil 2.2 : Avrupa Birliği emisyon limitleri PM-NOX değişimi (Otomotiv Teknoloji Platformu, 2012).

Emisyon alanında olduğu gibi diagnostik alanında da uyulması zorunlu yasal kurallar kontrol algoritmalarınının daha da büyük yapılara dönüşmesine sebep olmuştur.

Motor kalibrasyonundaki zorluğu arttıran bir diğer etken, kullanılan eyleyici sayısının artmasıdır. Daralan emisyon limitlerini karşılayabilmek için dizel motor sistemine eklenen yeni eyleyicilerin sayısının (paralel olarak kontrol değişkeni sayısının) yıllara göre artışı aşağıdaki Şekil 2.3'de gösterilmiştir. Bu artışla birlikte birbiriyle etkileşim içerisindeki sistem sayısının artmasıyla, kontrol algoritmaları çok daha büyük ve karmaşık hale gelmiştir.



Şekil 2.3 : Yıllara göre eyleyici sayısı artışı (Allain ve diğ., 2007).

Kontrol değişkeni sayısının artışı, optimum kalibrasyona ulaşmak için yapılması gereken test sayısını üstel bir şekilde arttırmaktadır. Kontrol değişkeni sayısının 2 olduğu durumda motorun lineer olmayan yapısı nedeniyle her bir değişken için 10 ayrı seviyede test planlandığında yapılması gereken test sayısı 10^2 iken kontrol değişkeni sayısının 10 olduğu durumda yapılması gereken test sayısı 10^{10}'a çıkmaktadır. Gerekli test sayısındaki bu artış, kalibrasyon sürelerini arttırırken daha akıllı yöntemlerin kullanımını zorunlu kılmıştır. Daha iyi tasarlanmış kontrol algoritmaları kalibrasyon sürelerinin kısalmasına yardım edeceği gibi optimum kalibrasyona ulaşmak adına üzerinde durulması gereken bir konu olmuştur.

Gelecekte, kontrol edilecek parametre, tablo sayısı ve karmaşıklığının daha da artması beklenmektedir. Artan rekabetle birlikte ECU üreticilerinin, kullanılan kalibrasyon yöntemlerini tekrar gözden geçirip, geliştirme zaman ve maliyetlerini azaltıcı yönde yeni kalibrasyon tasarımları üzerinde araştırmalarını yoğunlaştırmaları gerekmektedir.

Kalibrasyon için harcanan çabayı azaltma ihtiyacı, "model-tabanlı kontrol" gibi kontrol yöntemleri üzerine yapılan çalışmaları arttırmıştır. Eyleyici değerlerinin doğrudan tablolardan geldiği "harita-tabanlı kontrol" yöntemine kıyasla "model-tabanlı kontrol" yöntemi genel olarak, çok zaman alan bir işlem olan her tablo noktasının ayrı ayrı kalibre edilmesini gerektirmez.

2.3 Ticari Araçlar İçin Dizel Motor Emisyon Limitleri

Yolcu araçlarından farklı olarak ticari araçlarda sınıf sayısı fazladır. Ayrıca şasi dinomometre çalışmaları sırasında tekerlek ve fren yıpranmalarının fazla olması, bu tip araçlara dair emisyon testlerinin motor dinamometresi düzeyinde yapılmasına yol açmıştır.

Her bir motor için olası tüm uygulama profillerini test etmek mümkün değildir. Bu sebeple, uygulamada karşılaşılan profillere mümkün olduğunca benzeyen belirli uzunlukta emisyon testleri tanımlanmıştır. Emisyon ve motor sertifikasyonu için araç ve/veya motorlar tanımlanan emisyon testlerinden geçmek zorundadır. Tanımlanan emisyon testinde aşağıdaki emisyon bileşenlerinin ölçülmesi gerekir;

- Nitrojen oksit (NOx),
- Hidrokarbon (HC),
- Karbon monoksit (CO),
- Parçacıklar (PM) ve
- Görünür emisyonlar (egzoz gazı ışık geçirgenliği)

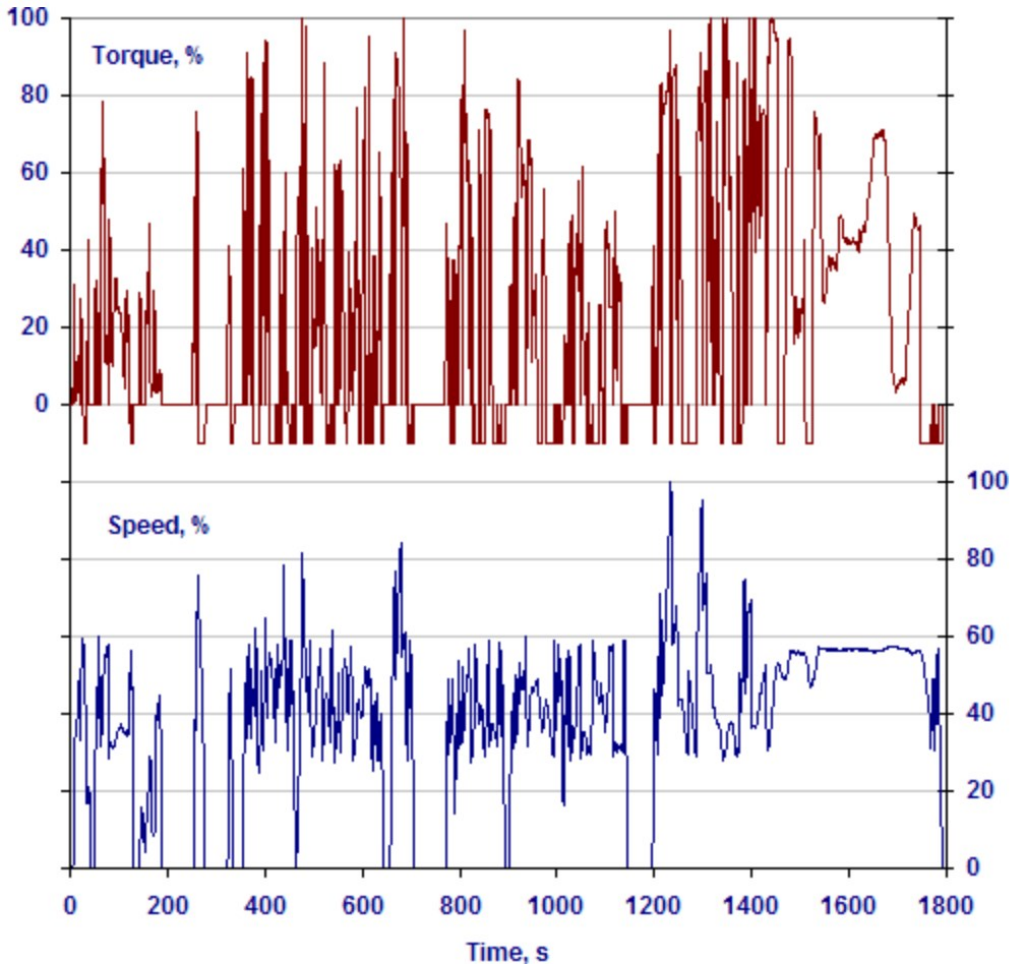
Emisyon limitleri, motorun/aracın satıldığı bölgeye göre değişebilmektedir. Avrupa, Amerika ve Japonya gibi bölgelerde uygulanan emisyon testleri ve limitleri farklılık göstermektedir.

Bölgelere ve yıllara göre değişen emisyon limitleri, global ticari araç üreticilerinin her bir bölgeye göre ayrı kalibrasyon geliştirmesi anlamına gelmektedir. Bu çalışma geliştirme maliyetlerini önemli ölçüde arttırmaktadır.

Bu nedenle, Avrupa ticari araç endüstrisi tarafından teşvik edilen UN Avrupa Ekonomi Komisyonu (ECE), 1997 yılında ağır ticari araç motorlarının sertifikasyonu için global bir test prosedürü geliştirmiştir. WHDC olarak adlandırılan bu prosedür,

2006 yılında global teknik kural olarak kabul edilmiştir (Gtr No. 4). Bu prosedürün hedefi, dünya genelinde test yöntemlerini ve ölçüm ekipmanlarını uyumlu hale getirmek olmuştur. Prosedür, 2013'te Euro VI seviyesi olarak Avrupa'da uygulanacaktır. Bu emisyon testi, dünya genelinde 80'den fazla araçtan elde edilen veriler kullanılarak geliştirilmiştir. Bu sebeple, belirli bir araç kullanımını temsil etmez (örn: uzun mesafe trafiği).

WHDC prosedürüne göre, WHTC olarak adlandırılan sürekli rejim emisyon testi normalize devir ve torkta yapılır. WHTC testine dair normalize devir, tork değişimi aşağıdaki Şekil 2.4'de görülebilir. Ayrıca bu prosedüre ait durağan hal testi WHSC olarak adlandırılır. Çizelge 2.1'de bu testin ayrıntıları yer almaktadır.



Şekil 2.4 : WHTC test tanımı (Url-1).

Çizelge 2.2 ve Çizelge 2.3 ise ağır yük ticari araçlar için egzoz emisyonlarına dair Avrupa'da kabul edilen sürekli ve durağan rejim emisyon limitlerini göstermektedir. Bu çizelgelerden görüldüğü gibi EU-VI seviyesinden itabaren geçerli olan emisyon testleri WHTC ve WHSC'dir.

Türkiye'de EU-VI emisyon seviyesine 2015 yılından itibaren geçilmesi planlanmaktadır.

Çizelge 2.1 : WHSC test tanımı (Url-1).

Mode	Speed	Load	Weighting Factor	Mode Length†
–	%	%	–	s
0	Motoring	–	0.24	–
1	0	0	0.17/2	210
2	55	100	0.02	50
3	55	25	0.10	250
4	55	70	0.03	75
5	35	100	0.02	50
6	25	25	0.08	200
7	45	70	0.03	75
8	45	25	0.06	150
9	55	50	0.05	125
10	75	100	0.02	50
11	35	50	0.08	200
12	35	25	0.10	250
13	0	0	0.17/2	210
Total			1	1895

† Including 20 s ramp

Çizelge 2.2 : Avrupa sürekli rejim testi emisyon limitleri (Url-1).

Stage	Date	Test	CO	NMHC	CH_4[a]	NOx	PM[b]	PN[e]
			g/kWh					1/kWh
Euro III	*1999.10 EEV only*	ETC	*3.0*	*0.40*	*0.65*	*2.0*	*0.02*	
	2000.10		5.45	0.78	1.6	5.0	0.16[c]	
Euro IV	2005.10		4.0	0.55	1.1	3.5	0.03	
Euro V	2008.10		4.0	0.55	1.1	2.0	0.03	
Euro VI	2013.01	WHTC	4.0	0.16[d]	0.5	0.46	0.01	6.0×10^{11}

a – for gas engines only (Euro III–V: NG only; Euro VI: NG + LPG)
b – not applicable for gas fueled engines at the Euro III–IV stages
c – PM = 0.21 g/kWh for engines < 0.75 dm^3 swept volume per cylinder and a rated power speed > 3000 min^{-1}
d – THC for diesel engines
e – for diesel engines; PN limit for positive ignition engines TBD

Çizelge 2.3 : Avrupa durağan rejim testi emisyon limitleri (Url-1).

Stage	Date	Test	CO	HC	NOx	PM	PN	Smoke
			g/kWh				1/kWh	1/m
Euro I	1992, ≤ 85 kW	ECE R-49	4.5	1.1	8.0	0.612		
	1992, > 85 kW		4.5	1.1	8.0	0.36		
Euro II	1996.10		4.0	1.1	7.0	0.25		
	1998.10		4.0	1.1	7.0	0.15		
Euro III	*1999.10 EEV only*	ESC & ELR	*1.5*	*0.25*	*2.0*	*0.02*		*0.15*
	2000.10		2.1	0.66	5.0	0.10[a]		0.8
Euro IV	2005.10		1.5	0.46	3.5	0.02		0.5
Euro V	2008.10		1.5	0.46	2.0	0.02		0.5
Euro VI	2013.01	WHSC	1.5	0.13	0.4	0.01	8.0×10^{11}	

a – PM = 0.13 g/kWh for engines < 0.75 dm^3 swept volume per cylinder and a rated power speed > 3000 min^{-1}

.

3. SİSTEM MODELLERİNİN ELDE EDİLMESİ

3.1 Amaç

Dizel motorunun modele dayalı kontrolünü gerçekleştirebilmek amacıyla hem kontrolör denklemlerinde kullanabilmek hem de simülasyon ortamında test edebilmek için sistem modellerinin elde edilmesi gerekmektedir. Takip eden bölümlerde açıklanabileceği gibi sistem modellerinin yapısı çok ayrıntılı modeller yerine kontrole yönelik, mümkün olduğunca basit olacak şekilde seçilmiştir. Sistem modellerinin en önemlileri; hava yolu modeli, yanma/emisyon modeli, araç modeli ve ray basıncı modelidir.

3.2 Dizel Hava Yolu Modeli

Ticari araçlar için emisyon limitleri sürekli daralmaktadır. İlan edilen emisyon kurallarına uyabilmek için dizel hava yolu sistemine VGT, EGR ve THR gibi sistemler ilave edilmiştir. Bu sistemler sayesinde motora giren havanın basıncı, miktarı ve içerisindeki egzoz gazı oranı gibi sistem dinamikleri kontrol edilerek motor çıkışındaki emisyon seviyeleri düşürülmektedir. Hava yolu modeli, eyleyici girişinden sistem çıkışına kadar önemli sistem dinamiklerini yakalayabilmelidir.

Literatürde kullanılan/geliştirilen çok ayrıntılı modeller (GT-POWER, Ricardo WAVE modelleri) olduğu gibi kontrole yönelik modeller de bulunmaktadır ve bu modeller genellikle ortalama değer modeli şeklinde oluşturulmuştur (Andersson, 2005; Andersson ve Eriksson, 2004; Arsie ve diğ., 1998; Chevalier ve diğ., 2000a; Chevalier ve diğ., 2000b; Eriksson, 2007; Eriksson ve diğ., 2002; Gamma Technologies, 2004; Hendricks, 2001; Jensen ve diğ., 1991; Kang ve diğ., 2012; Kao ve Moskwa, 1995; Lansky, 2008; Moraal ve Kolmanovsky, 1999; Müller ve diğ., 1998; Sorenson ve diğ., 2005; Sun ve diğ., 2005; Wahlstrom ve diğ., 2009b; Wiffner ve diğ., 1997). Bu tez kapsamında da ortalama değer modeli yaklaşımı benimsenmiştir. Kullanılacak olan modele ilişkin ayrıntılı bir literatür araştırması yapılmıştır. Bu araştırma sırasında hedef, önemli sistem dinamiklerini mümkün

olduğunca az parametre ile yakalayan ve parametreleri kolay kestirilebilir bir model yapısına ulaşmak olmuştur. Araştırma sonucunda Wahlstrom ve Eriksson (2010) çalışmasında kullanılan model yapısının bu tez çalışması için en uygun model yapısı olduğuna karar verilmiştir. Her bir model çıkışına dair parametre kestirimleri sırasında ihtiyaç duyulduğunda başka kaynaklardaki model/denklem yapıları da denenmiş, çıkışı en iyi yakalayan denklem kümesinin kullanılmasına karar verilmiştir.

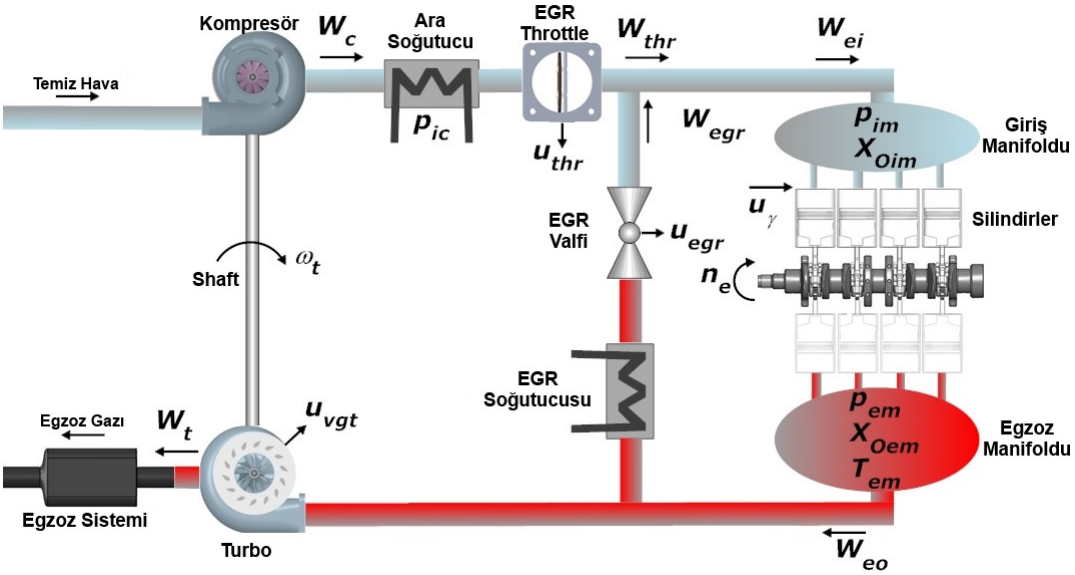
Kullanılan modeldeki akış ve verimler; kestirilmesi gereken parametre sayısını düşürmek amacıyla tablolar (look-up) yerine fiziksel ilişkiler ve parametrik fonksiyonlar kullanılarak modellenmiştir. Ayrıca, literatürdeki pek çok çalışmadaki gibi R_{air} ve R_{eg} gaz sabitlerinin sıcaklıkla değişmediği varsayılmıştır.

3.2.1 Hava yolu modeli denklemleri

Bu tezde kullanılan dizel motorun özellikleri, Çizelge 3.1'de, hava yolu sistemi şeması ise Şekil 3.1'de görülebilir.

Çizelge 3.1 : Tezde çalışılan dizel motorun özellikleri.

Motor Tipi	Ağır Ticari
Hava Yolu Eyleyicileri	VGT, EGR, THR
Yakıt Enjeksiyon Sistemi	Ortak Yakıt Rayı – Piezo Enjektör
Silindir Sayısı	4
Silindir Hacmi	2.2 Lt
Motor Gücü	115kW



Şekil 3.1 : Denklemlerin elde edildiği dizel hava yolu sistemi.

Hava yolu modeli 12 adet durumdan oluşmaktadır. Bu durumlar; arasoğutucu, giriş ve egzoz manifold basınçları (p_{ic}, p_{im} ve p_{em}), giriş ve egzoz manifoldundaki oksijen konsantrasyonları (X_{Oim} ve X_{Oem}), turbo kompresör hızı (w_t) ve üç kontrol işareti için eyleyici dinamiklerini tanımlayan 6 adet durumdan($\tilde{u}_{vgt1}, \tilde{u}_{vgt2}, \tilde{u}_{egr1}, \tilde{u}_{egr2}, \tilde{u}_{thr1}, \tilde{u}_{thr2}$) oluşmaktadır. Pek çok yayında, her kontrol hacmine ait sıcaklıklar da model durumları arasında gösterilmektedir. Ancak Wahlstrom (2009) çalışmasında gösterildiği gibi sıcaklıkların model durumlarına ilave edilmesinin; kontrol edilmek istenen çıkışların dinamik davranışlarına etkisi düşüktür. Bu nedenle bu tez çalışmasında da sıcaklıklar durumlar arasında gösterilmeyecektir. Literatürde yine sıklıkla giriş ve egzoz manifoldlarındaki yanmış gaz oranları durumlar arasında kabul edilmektedir. Bu çalışmada kullanılan oksijen konsantrasyonları ile yanmış gaz oranları oksijen yakıt oranı anlamında aynı etkiye sahiptir.

Sonuç olarak seçilen tüm durumlar *x* durum vektöründe gösterilecek olursa aşağıdaki eşitlik elde edilmiş olur (Wahlstrom, 2009; Wahlstrom ve Eriksson, 2010).

$$x = \begin{pmatrix} p_{ic} & p_{im} & p_{em} & X_{Oim} & X_{Oem} & \omega_t & \tilde{u}_{vgt1} & \tilde{u}_{vgt2} & \tilde{u}_{egr1} & \tilde{u}_{egr2} & \tilde{u}_{thr1} & \tilde{u}_{thr2} \end{pmatrix}^T \quad \textbf{(3.1)}$$

Seçilen model yapısının başka araçlara kolaylıkla uyarlanabilmesi önem taşımaktadır. Bu sebeple motor çalışması, n_e motor devrine de bağlı olacak şekilde tanımlanır. Model; durum uzayı formunda gösterilirse,

$$\dot{x} = f(x, u, n_e) \quad \textbf{(3.2)}$$

ifadesi elde edilir. Bu ifadedeki n_e motor devri modelin bir girişi olarak düşünülürken, *u* kontrol giriş vektörü

$$u = \begin{pmatrix} u_\gamma & u_{vgt} & u_{egr} & u_{thr} \end{pmatrix}^T \quad \textbf{(3.3)}$$

olarak tanımlanır. Bu eşitlikteki u_γ enjekte edilen yakıt kütlesini, u_{vgt} VGT kanatçık pozisyonunu, u_{egr} EGR valf pozisyonunu ve u_{thr} EGR(giriş) throttle (THR) valf pozisyonunu göstermektedir. %0 konumları her üç valfin (VGT, EGR, THR) tam kapalı, %100 konumları ise tam açık olduğu konumları ifade eder.

3.2.1.1 Kontrol hacimleri

Dizel motorun normal çalışma modlarında THR valfi genelde tam açık olacak şekilde kalibre edilir. Literatürdeki çalışmaların büyük bir kısmında, THR valfinin hep tam açık çalıştığı varsayımıyla kompresör çıkışından motor girişine kadar olan kısım tek bir parça olarak kabul edilmektedir. Bu sebeple giriş manifoldu bir kontrol hacmi olarak kabul edilirken, arasoğutucu kontrol hacmi ihmal edilmektedir. Ancak gelişen kontrol yöntemleriyle birlikte THR valfinin tam açık olmadığı durumlarla da sıklıkla karşılaşılmaktadır. Bu tez çalışmasında bahsi geçen durumlar da modellenmek istendiği için arasoğutucu kontrol hacmi de durumlar arasına eklenmiştir.

Arasoğutucu

Kütlenin korunumu yasasına göre, akan havanın ideal gaz olduğu ve bir döngü süresince sıcaklığın sabit olduğu yaklaşımı ile arasoğutucu basıncının diferansiyel denklemi şu şeklidedir;

$$\frac{d}{dt} p_{ic} = \frac{R_{air} T_{im}}{V_{ic}} \left(W_c - W_{thr} \right) \tag{3.4}$$

Bu eşitlikteki R_{air} havanın ideal gaz sabitini, V_{ic} arasoğutucu hacmini göstermektedir. Arasoğutucu çıkış sıcaklığının T_{im} giriş manifoldu sıcaklığı ile aynı olduğu varsayılmıştır (Wahlstrom ve Eriksson 2010). W_c ve W_{thr} sırasıyla kompresör ve *THR*'den akan havanın kütle akış miktarlarını göstermektedir.

Arasoğutucu çıkış sıcaklığı, aşağıdaki gibi arasoğutucu veriminden hesaplanabilir.

$$T_{im} = \max\left(T_{cool,ic}, T_{cool,ic} \eta_{ic} + \left(1 - \eta_{ic}\right) T_c \right) \tag{3.5}$$

Bu eşitlikteki T_c kompresör çıkış, $T_{cool,ic}$ ise soğutma sıcaklıklarını göstermektedir. Literatürdeki kaynaklardan farklı olarak η_{ic} arasoğutucu verimi, aşağıdaki gibi T_c ve W_c'nin bir fonksiyonu olarak hesaplanabilir.

$$\eta_{ic} = n_{ic0} + n_{ic1} W_c + n_{ic2} T_c + n_{ic3} W_c^{\,2} + n_{ic4} T_c^{\,2} \tag{3.6}$$

Giriş manifoldu

Arasoğutucu basıncına benzer şekilde giriş manifold basıncı,

$$\frac{d}{dt} p_{im} = \frac{R_{air} T_{im}}{V_{im}} \left(W_{thr} + W_{egr} - W_{ei} \right) \tag{3.7}$$

eşitliği ile hesaplanır. Bu eşitlikteki V_{im} giriş manifoldu hacmini, W_{egr} *EGR* kütle akışını, W_{ei} ise motora doğru akan havanın kütle akış miktarını göstermektedir.

Giriş manifoldundaki oksijen konsantrasyonu olan X_{Oim}, EGRdan gelen havanın içerisindeki oksijen de dikkate alınarak kütlenin korunumu yasasına göre aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\frac{d}{dt}X_{Oim} = \frac{R_{air}T_{im}}{p_{im}V_{im}}\left((X_{Oem} - X_{Oim})W_{egr} + (X_{Oc} - X_{Oim})W_{thr}\right) \quad \textbf{(3.8)}$$

Bu eşitlikteki X_{Oem} egzoz manifoldundaki, X_{Oc} ise havadaki oksijen konsantrasyonu göstermektedir.

Egzoz manifoldu

Egzoz manifold basıncı,

$$\frac{d}{dt}p_{em} = \frac{R_{eg}T_{em}}{V_{em}}\left(W_{eo} - W_t - W_{egr}\right) \quad \textbf{(3.9)}$$

denklemi ile hesaplanır. Buradaki R_{eg} egzoz gazının ideal gaz sabitini, V_{em} egzoz manifold hacmini, T_{em} egzoz manifold sıcaklığını, W_t türbinden akan W_{eo} ise motor çıkışındaki havanın kütle akış miktarını göstermektedir.

X_{Oe} silindirlerden çıkan havanın içerisindeki oksijen konsantrasyonunu göstermek üzere, egzoz manifoldundaki oksijen konsantrasyonu;

$$\frac{d}{dt}X_{Oem} = \frac{R_{eg}T_{em}}{p_{em}V_{em}}(X_{Oe} - X_{Oem})W_{eo} \quad \textbf{(3.10)}$$

şeklinde hesaplanır.

3.2.1.2 Silindir

Silindir davranışı aşağıdaki 3 alt modelle tanımlanır (Wahlstrom, 2009). Bunlar;

- Silindirlere giren ve silindirlerden çıkan gaz ve yakıt akışını, oksijen/yakıt oranını ve silindirlerden çıkan oksijen konsantrasyonunu tanımlayan silindir kütle akışı modeli;
- Egzoz manifold sıcaklığı modeli
- Motor torku modelidir.

Silindir kütle akışı

Giriş manifoldundan silindirlere olan W_{ei} toplam kütle akışı, η_{vol} volümetrik verimi yardımıyla hesaplanır (Heywood, 1988).

$$W_{ei} = \frac{\eta_{vol} p_{im} n_e V_d}{120 R_{air} T_{im}} \tag{3.11}$$

Bu eşitlikteki n_e motor devrini, V_d ise motor hacmini göstermektedir. Eşitlikteki η_{vol} volümetrik verimi ise manifold basıncı ve motor devrine bağlı olacak şekilde aşağıdaki gibi modellenir (Wahlstrom, 2009).

$$\eta_{vol} = c_{vol1}\sqrt{p_{im}} + c_{vol2}\sqrt{n_e} + c_{vol3} \tag{3.12}$$

u_δ mg/stoke cinsinden püskürtülen yakıt miktarını, n_{cyl} silindir sayısını göstermek üzere; silindirlere doğru akan W_f yakıt kütle akışı aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$W_f = \frac{10^{-6}}{120} u_\delta n_e n_{cyl} \tag{3.13}$$

Silindirlerden çıkan W_{eo} kütle akışı ise kütlenin korunumu yasasından,

$$W_{eo} = W_f + W_{ei} \tag{3.14}$$

olarak hesaplanır.

Silindirlerdeki λ_O oksijen yakıt oranı,

$$\lambda_O = \frac{W_{ei} X_{Oim}}{W_f (O/F)_s} \tag{3.15}$$

olarak tanımlanır. Bu tanımdaki $(O/F)_s$ terimi oksijen ile yakıt kütlesi arasındaki stokiyometrik ilişkiyi göstermektedir.

Yanma süresince ortamda yakıt bulunduğu müddetçe oksijen yanar. Dizel motorlarda dumandan sakınmak için $\lambda_O > 1$ olmalıdır (Wahlstrom, 2009). Bu sebeple modelleme sırasında hep $\lambda_O > 1$ kabul edilir ve silindirlerden çıkan oksijen konsantrasyonu, aşağıdaki şekilde yanmamış oksijen oranı olarak hesaplanır.

$$X_{Oe} = \frac{W_{ei} X_{Oim} - W_f (O/F)_s}{W_{eo}} \tag{3.16}$$

Motor torku

Motorun ürettiği tork M_e; indike tork (IMEP) M_{ig}, pompalama (pumping) torku M_p ve sürtünme torku M_{fric} olmak üzere aşağıdaki gibi tanımlanır (Heywood, 1988).

$$M_e = M_{ig} - M_p - M_{fric} \tag{3.17}$$

Pompalama torku giriş ve egzoz manifold basınçları arasındaki fark ile doğru orantılıdır.

$$M_p = \frac{V_d}{4\pi}(p_{em} - p_{im}) \tag{3.18}$$

Yakıt enerjisinden gelen indike tork ise,

$$M_{ig} = \frac{u_\delta 10^{-6} n_{cyl} q_{HV} \eta_{ig}}{4\pi} \tag{3.19}$$

eşitliği ile ifade edilir. Bu eşitlikteki n_{ig} indike verim; n_{igch} yanma odası verimini, r_c sıkıştırma oranı ve K_{cyl} silindirlerdeki gazın özgül ısı kapasitesini göstermek üzere aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\eta_{ig} = \eta_{igch}\left(1 - \frac{1}{r_c^{K_{cyl}-1}}\right) \tag{3.20}$$

Sürtünme torku ise motor devrinin bir fonksiyonudur.

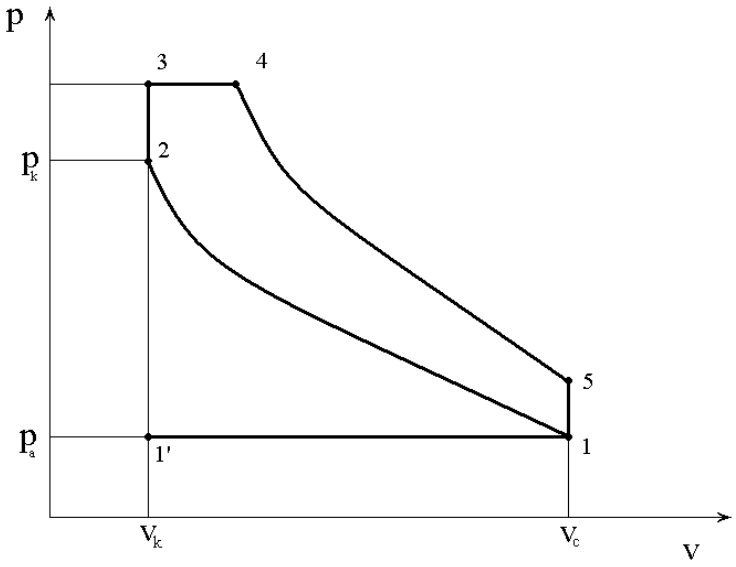
$$M_{fric} = \frac{V_d}{4\pi} 10^5 (c_{fric1} n_{eratio}^2 + c_{fric2} n_{eratio} + c_{fric3}) \tag{3.21}$$

$$n_{eratio} = \frac{n_e}{1000} \tag{3.22}$$

Silindir çıkış ve egzoz manifold sıcaklığı

Egzoz manifold sıcaklığı modeli; silindirlerden çıkan gazın sıcaklığı ve egzoz borusundaki ısı kaybı alt modellerinden oluşur.

T_e silindir çıkış sıcaklığı Skogtjarn (2002) çalışmasında olduğu gibi Seiliger çevrimine dayanan bir yöntemle modellenebilir. Seiliger çevrimine dair grafik aşağıdaki Şekil 3.2'de görülebilir.



Şekil 3.2 : Seiliger çevrimi (Url-2).

İdeal gaz Seiliger çevrimine (ya da kısıtlı basınç çevrimine (Heywood, 1988)) dayanan bu yaklaşıma göre silindir çıkış sıcaklığı aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$T_e = \eta_{sc} \Pi_e^{1-1/K_{air}} r_c^{1-K_{air}} x_p^{1/K_{air}-1} \left(q_{in} \left(\frac{1-x_{cv}}{c_{pair}} + \frac{x_{cv}}{c_{vair}} \right) + T_1 r_c^{K_{air}-1} \right) \quad \textbf{(3.23)}$$

Bu eşitlikteki η_{sc} ideal olmayan çevrimler için kompanzasyon faktörünü, x_{cv} ise sabit hacimli yanma süresince harcanan yakıt oranını göstermektedir. (1 - x_{cv}) olarak gösterilebilecek kalan yakıt ise sabit basınçlı yanma süresince harcanacaktır (Wahlstrom, 2009). 3.23 eşitliğinde yer alan terimler şu şekilde tanımlanır.

Silindirlerin giriş ve çıkışı arasındaki basınç oranı,

$$\Pi_e = \frac{p_{em}}{p_{im}} \quad \textbf{(3.24)}$$

olarak ifade edilir. Seiliger çevriminde yanma sonrası basınç ile yanma öncesi basınç arasındaki oran,

$$x_p = \frac{p_3}{p_2} = 1 + \frac{q_{in} x_{cv}}{c_{vair} T_1 r_c^{K_{air}-1}} \quad \textbf{(3.25)}$$

olarak kabul edilir. Burada c_{pair} havanın sabit basınçtaki, c_{vair} sabit hacimdeki özgül ısı kapasitesini, K_{air} ise c_{pair} / c_{vair} olacak şekilde ısı kapasitesi oranını göstermektedir. İçeriğin özgül enerji yükü,

$$q_{in} = \frac{W_f q_{HV}}{W_{ei} + W_f} (1 - x_r) \quad \textbf{(3.26)}$$

olur. Emme stroğu ve karışımdan sonra giriş valfindeki sıcaklık ise,

$$T_1 = x_r T_e + (1 - x_r) T_{im} \tag{3.27}$$

eşitliği ile ifade edilir. Geriye kalan gaz oranı,

$$x_r = \frac{\Pi_e^{1/K_{air}} x_p^{-1/K_{air}}}{r_c x_v} \tag{3.28}$$

dır. Seiliger çevrimindeki yanma sonrası hacim ile yanma öncesi hacim arasındaki oran ise,

$$x_v = \frac{v_3}{v_2} = 1 + \frac{q_{in}(1 - x_{cv})}{c_{pair}\left(\frac{q_{in} x_{cv}}{c_{vair}} + T_1 r_c^{K_{air}-1}\right)} \tag{3.29}$$

olarak tanımlanır (Wahlstrom, 2009).

Yukarıdaki eşitlikler nonlineer ve hepsi birbirine bağlı olduğu için silindir çıkış sıcaklığı $x_{r,0}$ ve $T_{1,0}$ ilk değerlerinden başlayacak şekilde sabit nokta iterasyonu kullanılarak numerik olarak hesaplanır. Her k iterasyonunda aşağıdaki denklemler uygulanır (Wahlstrom, 2009).

$$q_{in,k+1} = \frac{W_f q_{HV}}{W_{ei} + W_f}(1 - x_{r,k}) \tag{3.30}$$

$$x_{p,k+1} = 1 + \frac{q_{in,k+1} x_{cv}}{c_{vair} T_{1,k} r_c^{K_{air}-1}} \tag{3.31}$$

$$x_{v,k+1} = 1 + \frac{q_{in,k+1}(1 - x_{cv})}{c_{pair}\left(\frac{q_{in,k+1} x_{cv}}{c_{vair}} + T_{1,k} r_c^{K_{air}-1}\right)} \tag{3.32}$$

$$x_{r,k+1} = \frac{\Pi_e^{1/K_{air}} x_{p,k+1}^{-1/K_{air}}}{r_c x_{v,k+1}} \tag{3.33}$$

$$T_{e,k+1} = \eta_{sc} \Pi_e^{1-1/K_{air}} r_c^{1-K_{air}} x_{p,k+1}^{1/K_{air}-1}\left(q_{in,k+1}\left(\frac{1 - x_{cv}}{c_{pair}} + \frac{x_{cv}}{c_{vair}}\right) + T_{1,k} r_c^{K_{air}-1}\right) \tag{3.34}$$

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

Simülasyon süresince her örnekte $x_{r,0}$ ve $T_{1,0}$ ilk değerleri bir önceki örneğin x_r ve T_1 değerlerinin çözümleri olarak alınır.

Yukarıda verilen silindir çıkış sıcaklığı modeli ısı kayıpları nedeniyle egzoz manifold sıcaklığını tam olarak ifade edemez.

Sıcaklık düşüşü Eriksson (2002) çalışmasına benzer şekilde silindirlerden çıkan kütle akışının fonksiyonu olacak aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$T_{em} = T_{amb} + \left(T_e - T_{amb}\right) e^{-\frac{h_{tot}.\pi.A_{pipe}}{W_{eo}c_{pe}}} \tag{3.36}$$

Bu eşitlikteki T_{amb} dış ortam sıcaklığını, h_{tot} toplam ısı transfer katsayısını, A_{pipe} sıcaklık düşüşünde etkili olan boru alanını göstermektedir (Wahlstrom, 2009).

3.2.1.3 Turbo-Kompresör

Turbo-kompresör modeli turbo-kompresör eylemsizliği, türbin verimi ve kütle akışı, VGT eyleyicisi, kompresör verimi ve kütle akışı alt modellerinden oluşmaktadır.

Kompresör denklemleri için sistemde bulunan hava fitresindeki basınç düşüşü ihmal edilmiştir. İlerleyen bölümde anlatılacak kompresör parametre kestirimi hava filtesinin etkilerini de içermektedir.

Ancak türbin denklemleri için egzoz sistemindeki basınç düşüşü ihmal edilmemiştir. Literatürdeki pek çok yayında bu basınç düşüşü de ihmal edilmekte ve aynı kompresör parametreleri gibi türbin parametreleri de bu düşüşü içerecek şekilde kestirilmektedir. Fakat çalışılan dizel motor için, model kestiriminde yapılan testler sırasında motor üzerine yerleştirilmemiş olsa da gerçekte değişik araç tiplerine göre farklı egzoz emisyon arındırma sistemleri mevcuttur. Egzoz sistemindeki basınç düşüşü modellere dahil edilerek farklı egzoz sistemi konfigurasyonları için türbin parametrizasyonun değiştirilmemesi/yenilenmemesi amaçlanmıştır.

Turbo-kompresör eylemsizliği

ω_t türbin hızı için Newton'un ikinci kanunu uygulandığında,

$$\frac{d}{dt}\omega_t = \frac{P_t\eta_m - P_c - k_{Jt}\omega_t^{\,2}}{J_t\omega_t} \tag{3.37}$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlikteki J_t eylemsizliği, P_t turbo tarafından yayılan gücü, P_c kompresörün harcadığı gücü, η_m turbo-kompresörün mekanik verimini, k_{Jt} ise sürtünme katsayısını göstermektedir. Durağan halde aşağıdaki güç dengesi oluşmaktadır.

$$P_t\eta_m = P_c \tag{3.38}$$

Türbin verimi

P_t gücünü modellemek için η_t türbin verimi kullanılır. Bu verim hesabı, türbin giriş ve çıkışındaki sıcaklık farkına dayanır, ancak ısı kayıpları nedeniyle hatalı hesaplanabilir. Bu sebeple denklemlerde; durağan haldeki güç dengesine dayanan bir diğer verim ifadesi olan η_{tm}'i kullanmak daha çok tercih edilen bir durumdur (Heywood, 1988). Bu verim;

$$\eta_{tm} = \eta_{tm,\max}\left(\frac{2BSR}{BSR_{opt}} - \left(\frac{BSR}{BSR_{opt}}\right)^2\right) \tag{3.39}$$

eşitliği ile hesaplanır. Bu eşitlikteki $\eta_{tm,max}$ terimi maksimum türbin verimini, BSR_{opt} terimi maksimum verimdeki türbin bıçak (blade) hız oranını, BSR terimi ise türbin bıçak (blade) hız oranını göstermektedir. $\eta_{tm,max}$ ve BSR_{opt} terimleri literatürde yalnızca $\tilde{u}_{vgt}$ VGT pozisyonunun bir fonksiyonu olarak ifade edilirken, bu çalışmada VGT pozisyonunun yanısıra Π_t türbin giriş çıkış arasındaki basınç oranının da bir fonksiyonu olacak şekilde elde edilmiştir.

$$\eta_{tm,\max} = n_0 + n_1\left(\frac{\tilde{u}_{vgt}}{100}\right) + n_2\left(\frac{\tilde{u}_{vgt}}{100}\right)^2 + n_3\Pi_t \tag{3.40}$$

$$BSR_{opt} = b_0 + b_1\left(\frac{\tilde{u}_{vgt}}{100}\right) + b_2\left(\frac{\tilde{u}_{vgt}}{100}\right)^2 + b_3\Pi_t \tag{3.41}$$

Bu eşitliklerdeki Π_t basınç oranı,

$$\Pi_t = \frac{p_t}{p_{em}} \tag{3.42}$$

olarak tanımlanır. Türbin bıçak (blade) hız oranı BSR ise,

$$BSR = \frac{R_t\omega_t}{\sqrt{2c_{peg}T_{em}\left(1-\Pi_t^{(Keg-1)/K_{eg}}\right)}} \tag{3.43}$$

şeklindedir. Bu eşitlikteki R_t terimi türbin kanatçık yarıçapıdır. Ayrıca, c_{peg} egzoz gazının sabit basınçtaki, c_{veg} sabit hacimdeki özgül ısı kapasitesini, K_{eg} ise c_{peg}/c_{veg} olacak şekilde ısı kapasitesi oranını göstermektedir. Bu eşitlikler yardımıyla türbin hızı hesabında kullanılacak $P_t\eta_m$ çarpımı aşağıdaki gibi elde edilir.

$$P_t\eta_m = \eta_{tm}W_tc_{peg}T_{em}\left(1-\Pi_t^{(Keg-1)/K_{eg}}\right) \tag{3.44}$$

Türbin çıkışındaki sıcaklık hesabında ise, verim hesabına dayalı olan aşağıdaki denklem kullanılabilir.

$$T_t = T_{em} - T_{em}(1 - \Pi_t^{(Keg-1)/K_{eg}})\eta_{tm} \quad \textbf{(3.45)}$$

Türbin kütle akışı

W_t türbin kütle akışı, yoğunluk değişimlerini dikkate almak amacıyla düzeltilmiş kütle akışı kullanılarak aşağıdaki gibi modellenir (Heywood, 1988).

$$W_t = \frac{A_{vgt\max} p_{em} f_{\Pi_t}(\Pi_t) f_{vgt}(\tilde{u}_{vgt})}{\sqrt{T_{em} R_{eg}}} \quad \textbf{(3.46)}$$

Bu eşitlikteki A_{vgtmax} terimi, gaz akışı boyunca maksimum türbin alanını göstermektedir. Ölçümler düzeltilmiş kütle akışının, Π_t basınç oranına ve $\tilde{u}_{vgt}$ *VGT* eyleyici pozisyonuna bağlı olduğunu göstermiştir. Basınç oranı düştüğünde, düzeltilmiş kütle akışı gaz ses hızına ulaşana kadar artar ve ses hızına ulaştığında ise akış tıkanır (*chocked*). Aşağıdaki tıkanma fonksiyonu bu davranışı tek parametre ile ifade edebilmektedir (Wahlstrom, 2009).

$$f_{\Pi_t}(\Pi_t) = \sqrt{1 - \Pi_t^{Kt}} \quad \textbf{(3.47)}$$

VGT kontrol işareti olan u_{vgt}'nin artması efektif alanı arttırarak hava akışının artmasını sağlar. Turbo geometrisi nedeniyle *VGT* kontrol işareti büyük olduğunda efektif alandaki değişim de büyük olur. Bu davranış, temel alınan çalışmada geometrik bir şekil olan elipsin bir parçasına (elips yayı) benzetilmiş aşağıdaki gibi merkezi orjinde olmayan genel elips denklemi ile ifade edilmeye çalışılmıştır (Wahlstrom, 2009).

$$\left(\frac{f_{vgt}(\tilde{u}_{vgt}) - c_{f2}}{c_{f1}}\right)^2 + \left(\frac{\tilde{u}_{vgt} - c_{vgt2}}{c_{vgt1}}\right)^2 = 1 \quad \textbf{(3.48)}$$

Bu eşitlikteki f_{vgt} efektif alan oranı fonksiyonunu ve $\tilde{u}_{vgt}$ *VGT* eyleyici pozisyonunu göstermektedir. Bu eşitlikten f_{vgt} çekilirse W_t türbin kütle akışı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$f_{vgt}(\tilde{u}_{vgt}) = c_{f2} + c_{f1}\sqrt{\max\left(0{,}1 - \left(\frac{\tilde{u}_{vgt} - c_{vgt2}}{c_{vgt1}}\right)^2\right)} \quad \textbf{(3.49)}$$

Türbin (VGT) valfi

VGT valfine dair bu alt model, u_{vgt} kontrol işaretinden $\tilde{u}_{vgt}$ valf pozisyonunu hesaplamak için kullanılır. Bazı kaynaklara göre zaman gecikmeli birinci dereceden bir sistem olarak modellenebilen *VGT* valfi için daha ayrıntılı bir model yapısı tercih edilmiştir. *VGT* valfini hem daha ayrıntılı modelleyebilmek, hem de tüm valf model yapılarını benzer yapmak açısından ileride *EGR* valfi bölümde verilecek denklem takımları kullanılmıştır. *VGT* valfi tasarımı nedeniyle, *EGR* valfi için verilen denklem takımlarındaki yay terimleri ihmal edilmiştir. Hava yolu modelindeki *VGT* valf durumları ise şu şekilde belirlenmiştir.

$$x = \begin{bmatrix} \tilde{u}_{vgt1} \\ \tilde{u}_{vgt2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \theta_{vgt} \\ \omega_{vgt} \end{bmatrix} \tag{3.50}$$

Kompresör verimi

P_c kompresör gücü hesaplanırken η_c kompresör verimi kullanılır. Kompresör giriş çıkışı arasındaki basınç oranı,

$$\Pi_c = \frac{p_{ic}}{p_{amb}} \tag{3.51}$$

olmak üzere, kompresör güç ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$P_c = \frac{W_c c_{pair} T_{amb}}{\eta_c} \left(\Pi_c^{(K_{air}-1)/K_{air}} - 1 \right) \tag{3.52}$$

Kompresör verimi; kompresör kütle akışı ve nonlineer bir dönüşümle elde edilmiş basınç oranı giriş olacak şekilde, elips yaklaşımı kullanılarak modellenebilir (Wahlstrom, 2009). Elipsler, *x* girişleri içeren vektör olmak üzere,

$$\eta_c = \eta_{c\max} - \chi^T Q_c \chi \tag{3.53}$$

olarak tanımlanabilir. Buradaki *x* vektörü,

$$\chi = \begin{bmatrix} W_c - W_{copt} \\ \pi_c - \pi_{copt} \end{bmatrix} \tag{3.54}$$

şeklindedir. Π_c için nonlineer dönüşüm,

$$\pi_c = \left(\Pi_c - 1 \right)^{c_\pi} \tag{3.55}$$

olarak ifade edilir**.** 3.53 eşitliğindeki pozitif tanımlı ve simetrik Q_c matrisi aşağıdaki gibi üç parametreden oluşmaktadır.

$$Q_c = \begin{bmatrix} a_1 & a_3 \\ a_3 & a_2 \end{bmatrix} \tag{3.56}$$

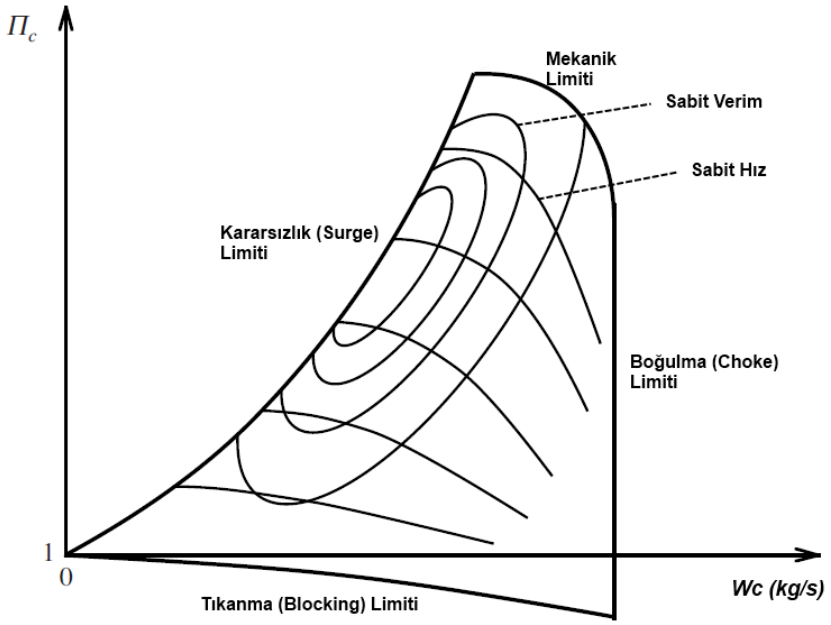
Kompresör çıkışındaki sıcaklık, verim hesabına dayalı olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$T_c = T_{amb} + \frac{T_{amb}\left(\Pi_c^{(K_{air}-1)/K_{air}} - 1\right)}{\eta_c} \tag{3.57}$$

Kompresör kütle akışı

Denklemler verilmeden önce kompresör için önemli bazı tanımların yapılması aydınlatıcı olacaktır.

Aşağıda literatürde sıklıkla karşılaşılan kompresör çalışma sınırları grafiği verilmiştir.



Şekil 3.3 : Kompresör çalışma limitleri (Guzzella ve Onder, 2010).

Yukarıdaki grafikten de görülebileceği gibi, kararsızlık (surge) limiti üzerindeki bölgelerde kompresör kararlı bir şekilde çalışamaz. Boğulma (choke) limiti, kompresörden geçen hava miktarının sonik koşullara ulaşıldığında daha fazla artamadığı durumları; mekanik limit, mekanik hasara yol açmayacak maksimum türbin hızını; tıkanma limiti ise kompresörün sıfır veya çok düşük hızlardaki davranışını gösterir.

Kompresör kütle akışı, hava yolu sistemi için en kritik değişkenlerden bir tanesidir ve hesaplanması için literatürde farklı yöntemler benimsenmiştir. Bu tez çalışmasında da incelenen yöntemlerin bir karması olacak şekilde kütle akışı hesaplanmıştır. Seçilen hesaplama yönteminde kompresör kütle akışı, Φ_c normalize kompresör kütle akış hızını göstermek üzere,

$$W_c = \frac{p_{amb}\pi R_c^3 \omega_t}{R_{air} T_{amb}} \Phi_c \tag{3.58}$$

eşitliği ile modellenebilir. Φ_c'yi hesaplamak için öncelikle *Mach sayısı* hesaplanmalıdır. Birimsiz bir büyüklük olan *Mach sayısı*, hareket eden akışkanın ses hızına oranı olarak tanımlanabilir.

$$Ma = \frac{R_c \omega_t}{\sqrt{K_{air} R_{air} T_{amb}}} \tag{3.59}$$

Buradaki R_c terimi kompresör kanatçık yarıçapını göstermektedir. *Mach sayısı*nın hesaplanmasından sonra normalize kütle akış hızına geçmeden önce aşağıdaki k_i tanımları yapılmalıdır.

$$k_{c1} = k_{c11} Ma + k_{c10} \tag{3.60}$$

$$k_{c2} = k_{c21} Ma + k_{c20} \tag{3.61}$$

$$k_{c3} = k_{c31} Ma + k_{c30} \tag{3.62}$$

Bu tanımlardan sonra Φ_c terimi, literatürde kafa parametresi ya da enerji transfer katsayısı olarak adlandırılan ψ_c terimi yardımıyla

$$\Phi_c = \frac{k_{c3}\psi_c - k_{c1}}{k_{c2} + \psi_c} \tag{3.63}$$

şeklinde hesaplanabilir. ψ_c'nin hesaplandığı eşitlik ise aşağıdaki gibidir.

$$\psi_c = \frac{2 c_{pair} T_{amb} \left(\Pi_c^{(K_{air}-1)/K_{air}} - 1 \right)}{R_c^2 \omega_t^2} \tag{3.64}$$

Kompresör kütle akışında k_{ci} terimlerinin parametrizasyonu kritiktir. $\psi_c > k_{c1}/k_{c3}$ olduğu durumlar kompresörün kararsız bölgede olduğunu temsil eder. Ayrıca yüksek hızlarda yanlış kütle akışı hesaplamalarından kaçınmak için

$$k_{c1} + k_{c2.}\, k_{c3} < 0 \tag{3.65}$$

koşulunun sağlanmasına dikkat edilmelidir.

Literatürde kompresör kütle akışını daha iyi modelleyebilmek adına düşük hızlarda kompresör bir orifis (orifice) olarak modellenmekte ve orifis modeli ile normal model geçişindeki osilasyonu engelleyebilmek için orifis modeli ile normal model çıkışının ağırlıklı ortalamasının alındığı çalışmalar mevcuttur. Ancak bu tez çalışmasında model karmaşıklığını arttırmamak için bu yöntem benimsenmemiş düşük hızlardaki model hataları ihmal edilmiştir.

3.2.1.4 Gaz kelebeği (Throttle) (THR)

THR modeli; THR kütle akışı ve THR valf eyleyicisi alt modellerinden oluşmaktadır.

THR kütle akışı

THR valfinden akan kütle akışı, sabit entropideki sıkıştırılabilir akış olarak modellenir. Kütle akışı hesabına geçmeden önce *THR* valfinin giriş ve çıkışı arasında oluşan akışın sonik koşullara ulaştığı kritik basınç oranı tanımı,

$$\Pi_{thr,crit} = \left(\frac{2}{K_{air}+1} \right)^{\frac{K_{air}}{(K_{air}-1)}} \tag{3.66}$$

Şeklinde verilebilir. Bu tanımdan hareketle, ters akış olmadığı varsayımıyla basınç oranı,

$$\Pi_{thr} = \begin{cases} \Pi_{thr,crit} & , \dfrac{p_{im}}{p_{ic}} < \Pi_{thr,crit} \\ \dfrac{p_{im}}{p_{ic}} & , \Pi_{thr,crit} \le \dfrac{p_{im}}{p_{ic}} \le 1 \\ 1 & , 1 \le \dfrac{p_{im}}{p_{ic}} \end{cases} \tag{3.67}$$

eşitliğindeki gibi olur. Basınç oranı elde eldildikten sonra *THR* kütle akışı,

$$W_{thr} = \frac{A_{thr\max} f_{thr}(\tilde{u}_{thr}) p_{ic} \psi_{thr}(\Pi_{thr})}{\sqrt{T_{im} R_{air}}} \tag{3.68}$$

olarak hesaplanabilir. Bu eşitlikteki $A_{thr,max}$, valften geçen havanın maksimum efektif alanını, f_{thr} ise $\tilde{u}_{thr}$ valf pozisyonuna bağlı efektif alan fonksiyonunu göstermektedir. ψ_{thr} akış fonksiyonu, aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\psi_{thr} = \sqrt{\frac{2K_{air}}{(K_{air}-1)}\left(\Pi_{thr}^{2/Kair} - \Pi_{thr}^{(K_{air}+1)/Kair}\right)} \quad \textbf{(3.69)}$$

Literatürdeki çalışmalarda ψ_{thr} akış fonksiyonunun yüksek (bire yakın) basınç oranları için lineerleştirilmesine rastlansa da, bu tez çalışmasında bahsi geçen yöntem sadelik adına tercih edilmemiştir. Son olarak f_{thr} efektif alan fonksiyonu, aşağıdaki gibi tanımlanarak *THR* kütle akışı hesaplanmış olur.

$$f_{thr} = b_{thr1}\left(1-\cos\left(\min\left(a_{thr1}\left(100-\tilde{u}_{thr}\right)+a_{thr2},\pi\right)\right)\right)+b_{thr2} \quad \textbf{(3.70)}$$

THR kütle akış model çıkışını gerçek test ölçümlerine daha fazla yaklaştırmak adına valften geçen havanın ısı kapasitesi oranı K_{air} dan farklı kabul edilebilmektedir.

THR valfi

THR valf denklemleri için hava yolu model denklemlerini veren yayınlar dışında da bir literatür araştırması yapılmıştır. Bu araştırma sırasında amaç, tez çalışmasının yapıldığı motorda kullanılan *THR* valf yapısı için kontrol işaretinden eyleyici pozisyonunu hesaplayacak bir model yapısına ulaşmak olmuştur. Denklem takımlarının benzerliği nedeniyle denklemler *EGR* valf modeli altında verilmiştir. EGR valfinde verilen denklemler *THR* valfi için de aynen geçerlidir. Hava yolu modelindeki *THR* valf durumları ise şu şekilde belirlenmiştir.

$$x = \begin{bmatrix} \tilde{u}_{thr1} \\ \tilde{u}_{thr2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \theta_{thr} \\ \omega_{thr} \end{bmatrix} \quad \textbf{(3.71)}$$

3.2.1.5 EGR

EGR modeli; EGR kütle akışı ve EGR valf eyleyicisi alt modellerinden oluşmaktadır.

EGR kütle akışı

EGR kütle akışının hesaplanması *THR* kütle akışının hesabı ile benzer mantığa (sabit entropideki sıkıştırılabilir akış denklemi) dayanır. Valfteki sonik koşulların oluştuğu (choked) basınç oranı,

$$\Pi_{egropt} = \left(\frac{2}{K_{eg} + 1} \right)^{\frac{K_{eg}}{(K_{eg}-1)}} \tag{3.72}$$

iken, *EGR* basınç oranı,

$$\Pi_{egr} = \begin{cases} \Pi_{egropt} & , \dfrac{p_{im}}{p_{em}} < \Pi_{egropt} \\ \dfrac{p_{im}}{p_{em}} & , \Pi_{egropt} \le \dfrac{p_{im}}{p_{ic}} \le 1 \\ 1 & , 1 \le \dfrac{p_{im}}{p_{ic}} \end{cases} \tag{3.73}$$

şeklinde tanımlanır. Basınç oranı elde eldildikten sonra *EGR* kütle akışı,

$$W_{egr} = \frac{A_{egr\max} f_{egr}(\tilde{u}_{egr}) p_{em} \psi_{egr}(\Pi_{egr})}{\sqrt{T_{em} R_{eg}}} \tag{3.74}$$

olarak hesaplanabilir. *THR* eşitliklerine benzer şekilde $A_{egr,max}$, valften geçen havanın maksimum efektif alanını, f_{egr} ise $\tilde{u}_{egr}$ valf pozisyonuna bağlı efektif alan fonksiyonunu göstermektedir. ψ_{egr} akış fonksiyonu, aşağıdaki gibidir.

$$\psi_{egr} = \Pi_{egr}^{\left(1/K_{eg}\right)} \sqrt{\frac{2K_{eg}}{K_{eg}-1}\left[1 - \Pi_{egr}^{\left((K_{eg}-1)/K_{eg}\right)}\right]} \tag{3.75}$$

Literatürde ψ_{egr} akış fonksiyonunun yukarıdaki denklem yerine basınç oranının parabolik bir fonksiyonu olarak modellendiği çalışmalarla da karşılaşılmıştır. f_{egr} efektif alan fonksiyonu, aşağıdaki gibi iki aşamada tanımlanarak *EGR* kütle akışı hesaplanmış olur.

$$f_{egr} = b_{egr1}\left(1 - \cos\left(\min\left(a_{egr1}\tilde{u}_{egr} + a_{egr2}, \pi\right)\right)\right) + b_{egr2} \tag{3.76}$$

$$b_{egr2} = -b_{egr1}\left(1 - \cos\left(\min\left(a_{egr2}, \pi\right)\right)\right) \tag{3.77}$$

EGR valfi

Tezde çalışılan motordaki elektrik EGR valfine uygun olarak modelde; DC motor, yay ve sürtünme kuvveti etkileri göz önüne alınmıştır. EGR valfi yapısında bulunan histerisis nedeniyle kullanılacak sürtünme modeli, karmaşık yapıya sahip LuGre modeli olarak seçilmiştir. Elde edilen denklemler şu şekildedir;

$$i_{a,egr} = \frac{1}{R_{a,egr}}\left(u_{egr} V_{bat} - K_{b,egr} r_{egr,dc} \omega_{egr}\right) \tag{3.78}$$

Bu ifadede, u_{egr} *EGR* valf kontrol işaretini, V_{bat} batarya voltajını, r_{egr} dişli çevirme oranını göstermektedir.

$$\frac{d\omega_{egr}}{dt} = \theta_{egr} \tag{3.79}$$

olmak üzere *EGR* valfine ilişkin hava yolu modeli durumları,

$$x = \begin{bmatrix} \tilde{u}_{egr1} \\ \tilde{u}_{egr2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \theta_{egr} \\ \omega_{egr} \end{bmatrix} \tag{3.80}$$

olarak kabul edilir. 3.78 denklemindeki ω_{egr} terimi için denklemler düzenlenirse,

$$\frac{d\omega_{egr}}{dt} = \frac{K_{a,egr}}{J_{tot,egr}}\left(\frac{u_{egr}V_{bat} - K_{a,egr}\omega_{egr}}{R_{a,egr}}\right) - \frac{K_{spr,egr}}{J_{tot,egr}}\theta_{egr} - \left(\frac{\left(T_{pc,egr} + T_{f,egr} + T_{L,egr}\right)}{J_{tot}}\right) \tag{3.81}$$

denklemi elde edilir. Bu denklemdeki $T_{f,egr}$ ile gösterilen sürtünme torkunun LuGre modeline göre ifadesi şu şekildedir;

$$T_{f,egr} = \begin{cases} T_{f,egr}\left(z_{egr}, \dot{z}_{egr}, \omega_{egr}\right) = \sigma_{0,egr}z_{egr} + \sigma_{1,egr}\dot{z}_{egr} + \sigma_{2,egr}\omega \\ \dot{z}_{egr} = \omega_{egr} - \sigma_{0,egr}\dfrac{\left|\omega_{egr}\right|}{p\left(\omega_{egr}\right)}z_{egr} \\ p\left(\omega_{egr}\right) = T_{c,egr} + \left(T_{s,egr} - T_{c,egr}\right)e^{\left(-\omega_{egr}/\left|\omega_{s,egr}\right|\right)} \end{cases} \tag{3.82}$$

3.2.1.6 EGR soğutucu

EGR soğutucu çıkış sıcaklığı, arasoğutucu sıcaklığına benzer şekilde EGR soğutucu veriminden hesaplanabilir.

$$T_{egr} = \max\left(T_{cool,egrc}, T_{cool,egrc}\eta_{egrc} + \left(1 - \eta_{egrc}\right)T_{em}\right) \tag{3.83}$$

Bu eşitlikteki T_{egr} EGR soğutucusu çıkış, $T_{cool,egrc}$ ise soğutma sıcaklığını göstermektedir. η_{egrc} EGR soğutucusu verimi, aşağıdaki gibi T_{em} ve W_{egr}'nin bir fonksiyonu olarak hesaplanabilir.

$$\eta_{egrc} = n_{egrc0} + n_{egrc1}W_{egr} + n_{egrc2}T_{em} \tag{3.84}$$

Modelleme sırasında T_{egr} sıcaklığı hesaplansa da T_{im} giriş manifoldu sıcaklığı hesaplamasında etkisi ihmal edilmiştir.

3.2.1.7 Egzoz sistemi

Yukarıdaki Turbo-kompresör bölümünde de belirtildiği gibi farklı egzoz sistemi konfigürasyonları için türbin parametrizasyonun değiştirilmemesi/yenilenmemesi amaçlanarak türbin çıkışındaki basınç hesaplaması da modele eklenmiştir. Böylelikle olası egzoz sistemi konfigurasyon değişikliklerinde sadece bu alt model güncellenip türbin parametrizasyonu korunabilir.

Egzoz sistemindeki hava *EGR*'a benzer şekilde tekrar giriş manifolduna (ya da hava yoluna) yönlendirilmediği için ayrıca bu tez kapsamında modelleme motor çıkışına kadar olan bölge ile sınırlandırıldığı için burada oksijen oranı hesaplaması yapılmamıştır. H_{eg0} ve H_{eg1} basınç düşüş katsayılarını göstermek üzere türbin çıkışındaki (egzoz sistemi) p_t basıncı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$p_t = \frac{p_{amb} + \left(H_{eg0} + H_{eg1} W_t\right) W_t^{\,2} T_{em}}{p_t} \tag{3.85}$$

p_t basıncının *k.* adımdaki değeri hesaplanırken, bu eşitliğin sağ tarafındaki p_t basıncının (*k*-1). adımdaki değeri kullanılarak algoritmik çevrim hatası engellenmiştir.

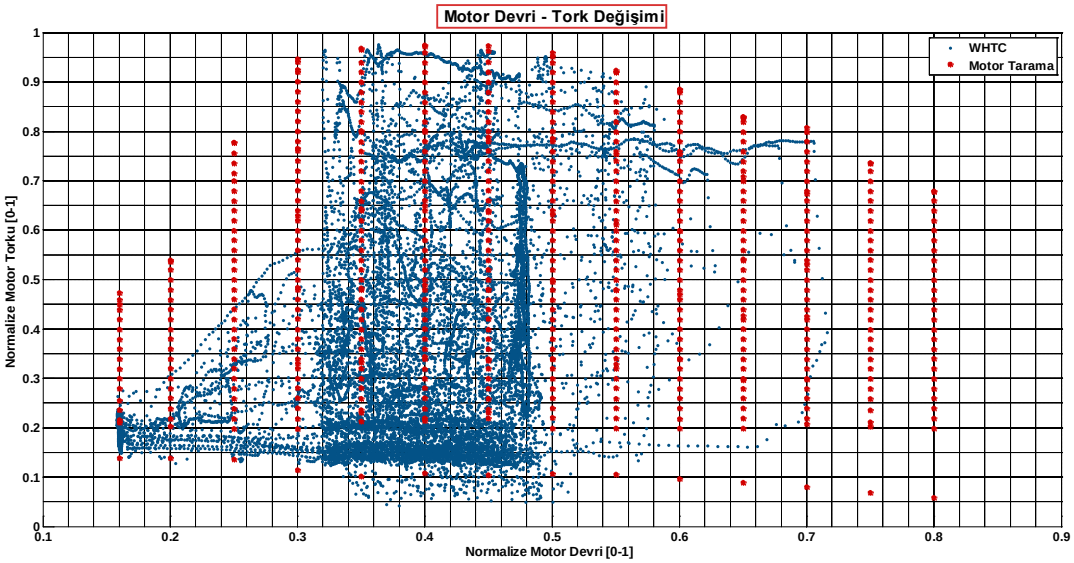
3.2.2 Hava yolu modeli parametre kestirimleri

3.2.2.1 Kullanılan ölçümler

Bu tezde kullanılan dizel motora ait hava yolu modelinin parametrelerinin ayarlanması için Ford Otosan firmasının test dinamometrelerinde yapılmış olan ölçümlerden yararlanılmıştır. Yapılan ölçümler durağan hal ölçümleri ve dinamik ölçümler olmak üzere iki grupta toplanmıştır. Parametre ayarlaması için öncelikli olarak durağan hal ölçümleri kullanılmıştır. Bu ölçümler; motorun tüm çalışma bölgesini kapsayacak şekilde farklı yük, motor devri, VGT ve EGR pozisyonlarında alınmış toplamda 440 çalışma noktasını içermektedir. Bu tez çalışmasının bundan sonraki kısımlarında hava yolu modeli parametrelerinin kestirilmesi için yapılmış ve motor çalışma uzayını olabildiğince kapsayan durağan hal testleri genel olarak "*Motor Tarama Testi*" (Engine Mapping) olarak adlandırılacaktır.

Motor tarama testi, statik modellerin parametre kestirimlerinde kullanılmıştır. Aynı test sırasında alınan dinamik (transient) ölçümlerden dinamik modellerin parametre kestrimlerinde yararlanılmıştır. Parametre kestirimi sonrası doğrulama (validasyon) testi olarak ise WHTC testi kullanılmıştır. Her iki test verisinin (modelleme-

doğrulama) motorun hangi çalışma bölgelerini içerdiğine ilişkin grafik aşağıdaki gibi normalize motor devrine karşı normalize motor torku değişimlerinin çizdirilmesi ile elde edilmiştir.



Şekil 3.4 : Motor tarama ve WHTC testi motor devri/motor torku değişimleri.

Gerek motor tarama testinde gerekse WHTC testinde THR valfi hep tam açık konumda tutulduğu için THR kütle akışının modellenebilmesi amacıyla 3 farklı motor devrinde THR valf pozizyonunun çeşitli basamak büyüklükleri ile değiştirildiği THR Tarama Testi yapılmış ve THR kütle akışı parametreleri bu teste göre kestirilmiştir.

3.2.2.2 Parametre kestirim yöntemleri

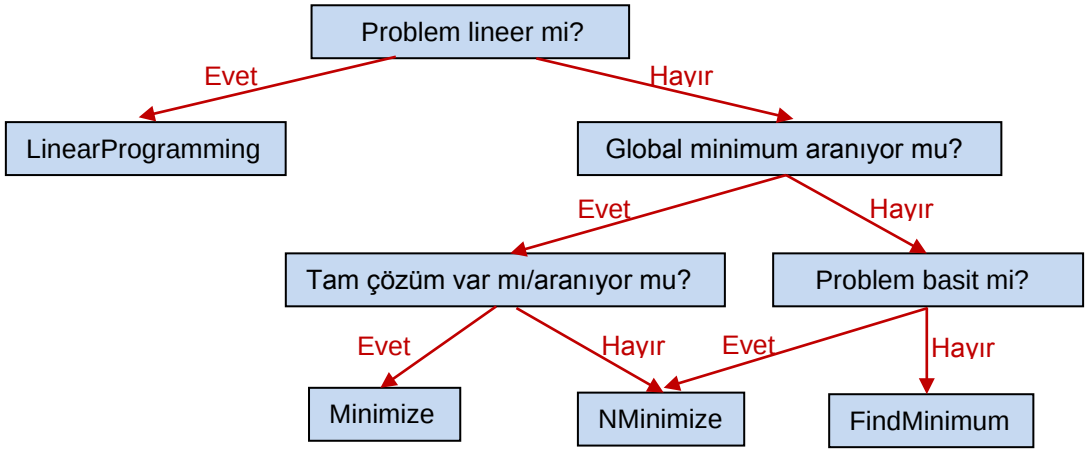
Bu tez çalışmasında parametre kestirimleri için kullanılan yöntemler ve kestirim sıralaması şu şekildedir.

Öncelikle tüm model olabildiğince küçük kısımlara ayrılmış, daha sonra bu küçük kısımlar aşama aşama genişletilerek tüm modele ulaşılmaya çalışılmıştır.

Motor tarama testi yardımıyla; ilk olarak statik (içerisinde geri besleme ve integratör içermeyen), giriş/çıkışlarına dair ölçüm verileri olan (ya da ölçülenler cinsinden hesaplanabilen) alt model parametre kestirimleri yapılmıştır. Parametre kestirimleri için literatürde genellikle MATLAB kullanıldığı görülmüştür. Tezin önceki çalışma dönemlerinde tüm kestirim için MATLAB kullanılsa da literatürden farklı olarak statik alt model parametre kestirimleri için Mathematica kullanılmıştır. Sembolik işlemlerde daha başarılı olduğu bilinen Mathematica sayesinde parametreler,

ayrıntıları aşağıda anlatılacağı gibi, çok daha hızlı ve hatayı azaltacak şekilde kestirilebilmiştir.

Bu kestirim sırasında temel olarak Mathematica'nin *NMinimize* fonksiyonu kullanılmıştır. Kestirim için hangi fonksiyonun kullanılacağı aşağıdaki karar şemasına göre belirlenmiştir.



Şekil 3.5 : Kestirimde kullanılacak optimizasyon fonksiyonu karar şeması (Champion ve Strzebonski, 2008).

İkinci olarak; içerisinde geri besleme ve/veya integratör içeren, giriş/çıkışlarına dair ölçüm verileri olan kısımların parametreleri Simulink modeli üzerinden MATLAB "Simulink Design Optimization - Parameter Estimation Toolbox" yardımıyla kestirilmiştir (The MathWorks Inc., 2009).

Üçüncü sırada ise; giriş/çıkışları ölçülemeyen kısımlara dair parametreler tüm modelin ölçülen çıkışlarını tutturacak şekilde yine MATLAB "Parameter Estimation Toolbox" yardımıyla kestirilmiştir.

Son aşamada sıcaklık sensörlerinin filtre katsayıları WHTC testi yardımıyla belirlenmiştir.

Yapılan kestirimler sırasında ölçülen çıkışlar ile model çıkışları arasındaki farkın karalerinin toplamı minimize edilecek şekilde optimizasyonlar yapılmıştır.

MATLAB'de yapılan optimizasyonlar sırasında fiziksel anlamı olan parametreler (valf kanatçık yarıçapı gibi) için anlamlı değerler bulunabilmesi amacıyla hedeflenen parametreler belirli aralıklarla sınırlandırılmıştır. Ayrıca, optimizasyonun başlangıç noktası etrafındaki lokal minimumlara takılmaması için genetic algoritma içeren hibrid yöntemler kullanılmış, veya farklı başlangıç noktaları ile optimizasyon

başlatılmıştır. Kestirim işlemi oldukça zaman aldığından hız kazanabilmek için MATLAB'in "Paralel Computing Toolbox"ı kullanılmış ve optimizasyon algoritmaları 4 çekirdek üzerinden koşturulmuştur.

Karşılaştırma yapılması gerekirse kullanılan hava yolu denklemlerine dair parametre kestirimlerinde Mathematica'dan daha hızlı ve iyi sonuçlar elde edilmiştir. Ancak limitleme ve koşul (if/else) içeren hesaplamalar için Mathematica'da kullanılan optimizasyon fonksiyonunu çalıştırmak problemlidir. Yine de bu tezden sonra yapılacak çalışmalar için Simulink muadili yeni bir araç olan Mathematica System Modeler kullanımı parametre kestirimini oldukça kolaylaştırabilir.

Bundan sonraki bölümlerde kestirim sırasına göre anlatılacak alt modeller için aşağıdaki denklemlerle bağıl hatalar hesaplanmıştır. Durağan hal ölçümleri için bağıl hata;

$$Bagil_Hata_{stat}(i) = \frac{y_{ölçüm,stat}(i) - y_{model,stat}(i)}{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} y_{ölçüm,stat}(i)} \quad \textbf{(3.86)}$$

iken dinamik ölçümler için bağıl hata,

$$Bagil_Hata_{dyn}(j) = \frac{y_{ölçüm,dyn}(j) - y_{model,dyn}(j)}{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} y_{ölçüm,stat}(i)} \quad \textbf{(3.87)}$$

olarak tanımlanmıştır. Kestirim sonuçları verilirken başarı metriği olarak ortalama mutlak bağıl hata kullanılacaktır.

3.2.2.3 Turbo-Kompresör

Turbo-kompresör modelinde öncelikle kompresör kütle akışı ve verim parametreleri kestirilmiş ikinci aşamada türbin kütle akışı ve durağan haldeki güç dengesine bağlı olarak türbin verim parametreleri kestirilmiştir. Sonraki aşamada ise motor tarama testi sırasınca alınan dinamik ölçümler yardımıyla türbin hızı tutturulacak şekilde eylemsizlik parametreleri kestirilmiştir. Turbo-kompresör kestirimine dair grafikler önce alt model bazında verilecek sonra türbin ve kompresör modellerinin birleştirildiği bir üst model çıkışları incelenecektir.

Kompresör kütle akışı

Kestirim için motor tarama testi kullanılmıştır. Tarama testi ölçümlerinden model girişleri ve çıkışları,

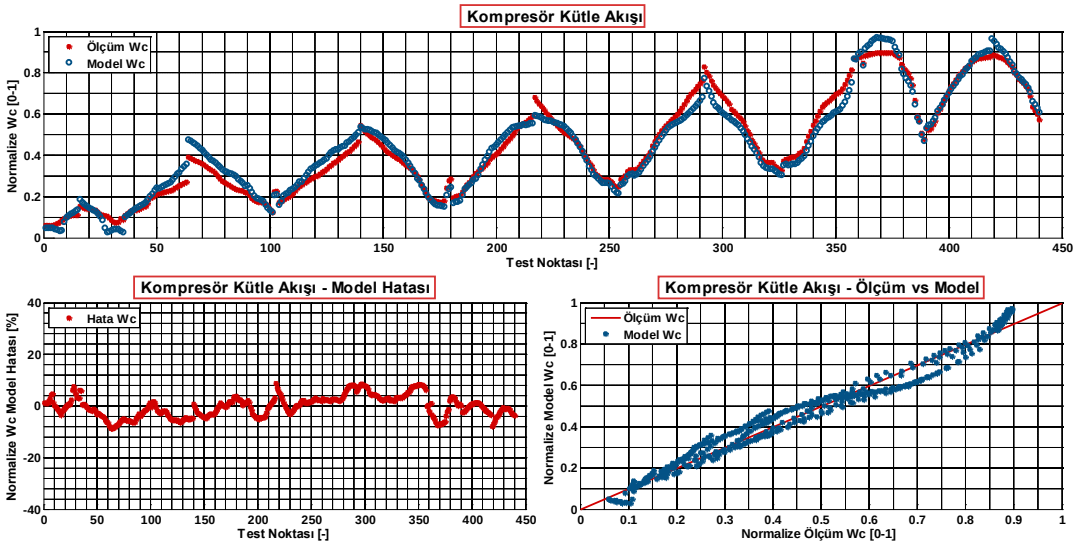
```
INPUTS  = [pic, pamb, Tamb, wt];
OUTPUTS = Wc;
```

ve parametre vektörü,

```
PARAMS  = {'Rc'; 'kc11'; 'kc12'; 'kc21'; 'kc22'; 'kc31'; 'kc32'};
```

olarak alınmış ve Mathematica'da NMinimize fonksiyonu kullanılarak parametreler kestirilmiştir. Kompresör kütle akışı hava yolu modeli için en önemli değişkenlerden bir tanesidir. Bu sebeple parametre kestirimleri özenle yapılmıştır. Denklemlerin verildiği bölümde de anlatıldığı gibi k_i terimleri ile ilgili koşulların (kompresörün kararsız bölgede çalışmaması için) sağlanmasına özellikle dikkat edilmiştir.

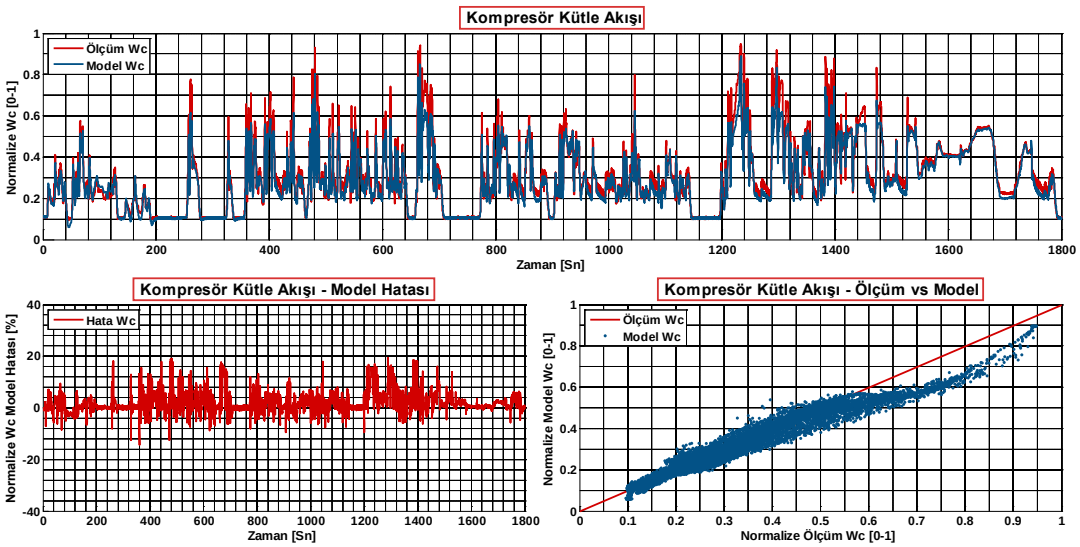
Parametre optimizasyonu sonucunda motor tarama testinin kompresör kütle akışları için aşağıdaki grafikte görülen sonuçlara ulaşılmıştır. Bu andan itibaren verilecek kestirim grafiklerinde genel olarak; ölçüm verileri kırmızı çizgiler/noktalar ile gösterilirken, model çıkışları mavi çizgiler/çemberler ile ifade edilecektir.



Şekil 3.6 : Modelleme testi - kompresör kütle akışı.

Yukarıda da görülebilecek şekilde grafiğin üst kısmında ölçüm verileri ile model çıkışlarını üst üste çizdirilmiş, sol altta ise yüzde cinsinden hata oranı grafiklenmiştir. Sağ altta yer alan grafik ise x ekseni ölçüm, y ekseni model çıkışı olmak üzere kestirim sonuçlarını göstermektedir. Gerçekte mümkün olmayan sıfır model hatası durumunda tüm mavi noktaların kırmızı çizgi üzerinde olacağı açıktır. Ayrıca belirtilmesi gereken bir diğer konu, model çıkışlarının normalize edilerek verilmesidir. Bundan sonraki bölümlerde aksi belirtilmediği sürece grafikler verilirken aynı yöntemler izlenecektir.

Kestirilen parametreler, yine bundan sonraki bölümlerde doğrulama testi olarak kullanılacak olan WHTC testi için ilgili denklemlerde yerine yazılmış ve kompresör kütle akışı için aşağıdaki doğrulama sonuçları elde edilmiştir.



Şekil 3.7 : Doğrulama testi - kompresör kütle akışı.

Kestirim metriği olarak modelleme testinde mutlak bağıl hatanın ortalaması %7.54 iken doğrulama testinde %5.70 olmuştur.

Kompresör verimi ve çıkış sıcaklığı

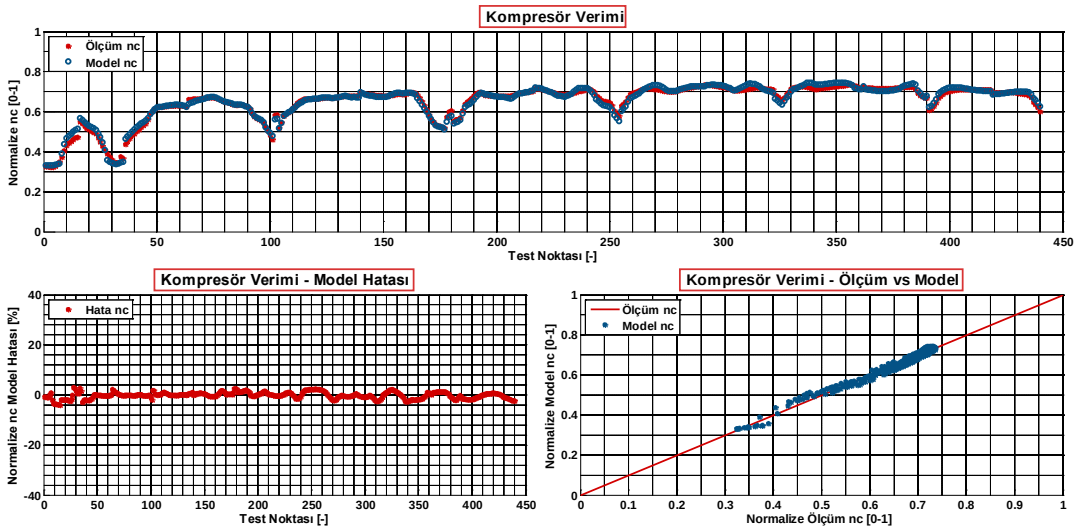
Kestirim için motor tarama testi kullanılmıştır. Ölçümlerde kompresör gücü veya veriminin bulunması mümkün olmadığı için verim hesaplanırken kompresör üretici firma tarafından sağlanmış verilerden yararlanılmıştır. Üretici verilerindeki basınç oranı (p_{ic} / p_{amb}) ve kütle akışına (W_c) göre verilen verim değerleri MATLAB'in *griddata* fonksiyonu ile haritaya dönüştürülmüştür. Motor tarama testinden gelen basınç oranı ve kütle akışlarını giriş kabul eden bu haritadan verimler hesaplanmıştır. Üretici haritasının veri içermediği bölgeler için verimlere *ekstrapolasyon* sonucu ile ulaşılmıştır. Bu durum hataya yol açsa da, türbin veriminin güç dengesi (kompresör ve türbin verimlerinden hesaplanan güçlerin durağan halde eşit olması) üzerinden hesaplanması hatanın model çıkışına yansımasını elimine eder. Model girişleri ve çıkışları tarama testi ölçümleri ve elde edilen haritadan gelen,

```
INPUTS  = [pic, pamb, Wc];
OUTPUTS = nc;
```

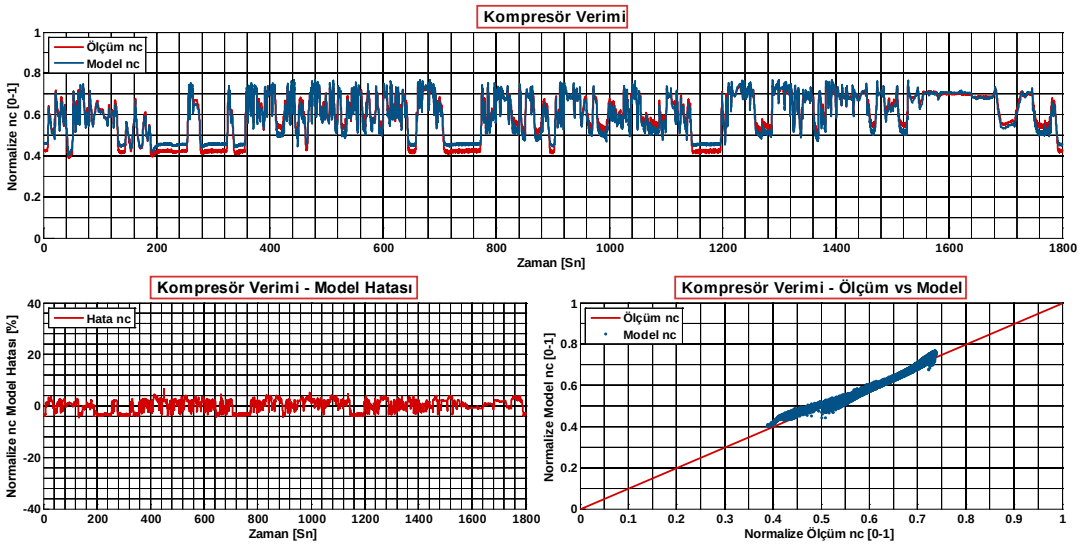
değerleri iken ve parametre vektörü,

```
PARAMS  = {'cpi'; 'Wcopt'; 'picopt'; 'a1'; 'a2'; 'a3'; 'ncmax'};
```

olarak alınmış ve Mathematica'da NMinimize fonksiyonu kullanılarak parametreler kestirilmiştir. Elde edilen paramerelerle hesaplanan kompresör veriminin motor tarama testi için model-ölçüm karşılaştırma grafikleri aşağıdaki gibidir. Burada ölçüm olarak verilen verim üretici haritasından hesaplanan verimdir.



Şekil 3.8 : Modelleme testi - kompresör verimi.



Şekil 3.9 : Doğrulama testi - kompresör verimi.

Yine üretici haritasından hesaplanan verim ile denklemlerden elde edilen verimin WHTC testi için karşılaştırması yukarıdaki şekildeki gibidir.

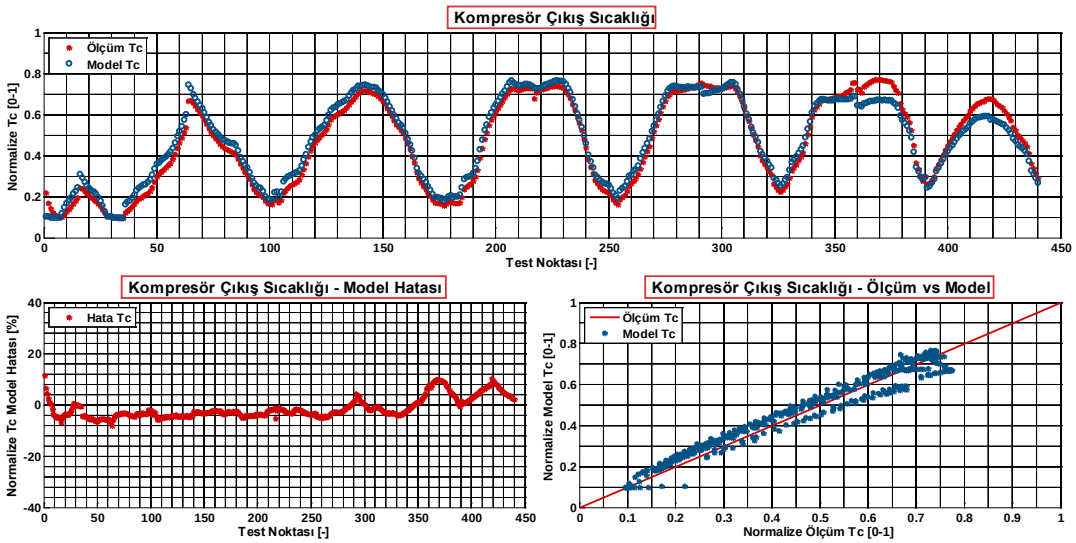
Kestirim metriği olarak modelleme testinde mutlak bağıl hatanın ortalaması %1.54 iken doğrulama testinde %2.86 olmuştur.

Verimin doğru hesaplandığını göstermenin bir diğer yolu verim üzerinden hesaplanan kompresör çıkış sıcaklıklarını ölçüm değerleriyle karşılaştırmak

olacaktır. Sıcaklık hesabında verim modeli için kestirilen parametreler aynen kullanılmış ve modelleme testinde ,

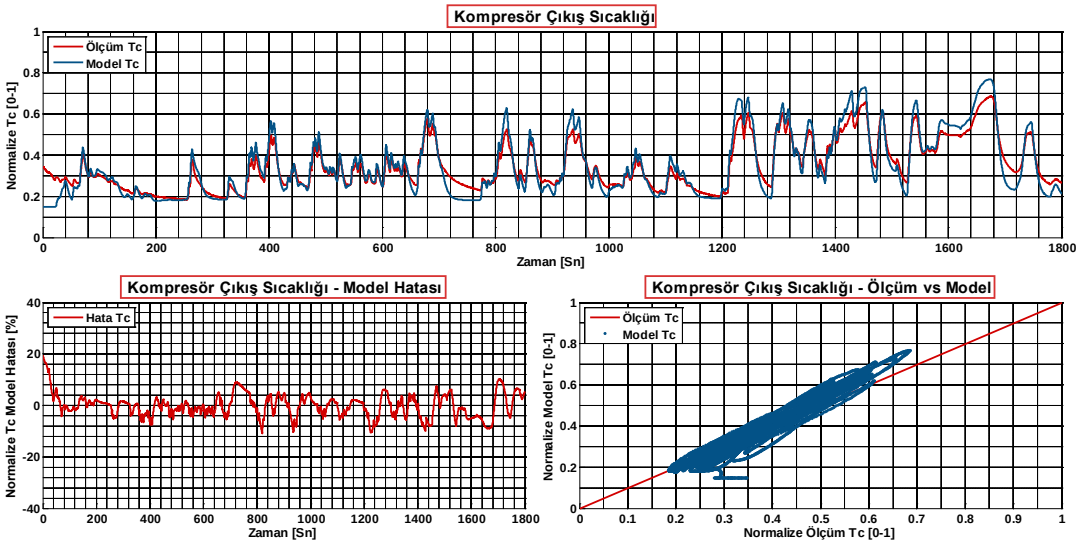
```
INPUTS  = [pic, pamb, Wc, Tamb];
OUTPUTS = Tc;
```

olacak şekilde değerler denklemlerde yerlerine yazılmıştır. Bu durumda çıkış sıcaklıkları,



Şekil 3.10 : Modelleme testi - kompresör çıkış sıcaklığı.

şeklinde hesaplanmıştır. Aynı yöntem WHTC testi için izlendiğinde,



Şekil 3.11 : Doğrulama testi - kompresör çıkış sıcaklığı.

çıkışları elde edilmiştir. Burada bahsedilmesi gereken nokta şudur; WHTC gibi dinamik bir test için girişler yerine yazıldığında çıkışta elde dilen sıcaklıkların çok hızlı değiştiği gözlenmiştir. Bu sebeple grafiklerde verilen sonuçlar birinci dereceden bir filtreden geçirilerek elde edilmiştir. Kullanılan filtrenin etkisi, ilk koşullardan

başlayıp filtre etkin olana kadar geçen zamanda hataların fazla oluşundan rahatlıkla anlaşılabilir. Filtre katsayılarının kestirimi MATLAB "System Identification Toolbox" ında yer alan *tfest* fonksiyonu yardımı ile yapılmıştır.

Kompresör çıkış sıcaklıkları için mutlak bağıl hatanın ortalaması modelleme testinde %1.95 iken doğrulama testinde %1.86 olarak hesaplanmıştır.

Türbin kütle akışı

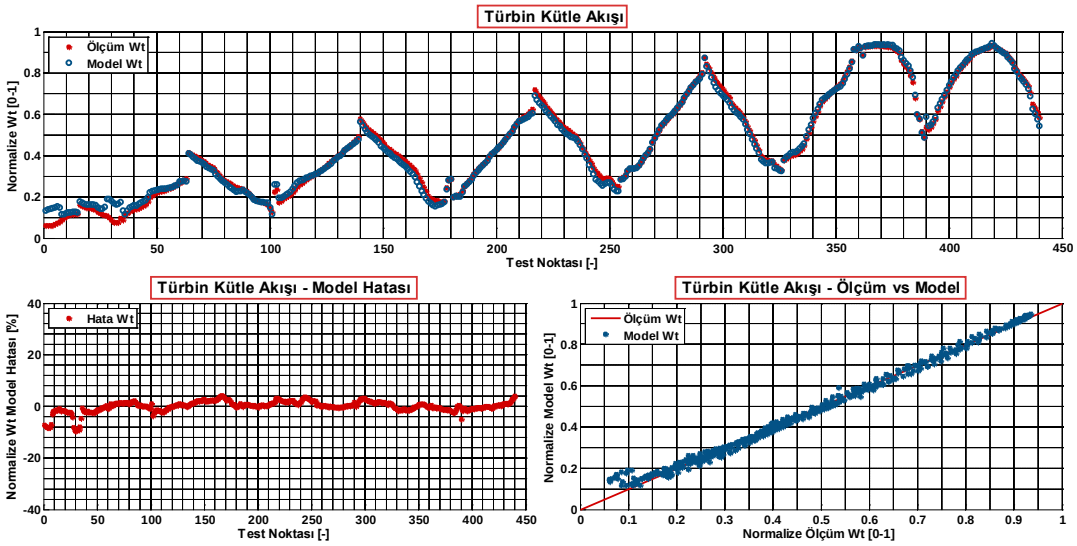
Kestirim için motor tarama testi kullanılmıştır. Model girişleri ve çıkışları motor tarama testi ölçümlerinden,

```
INPUTS  = [pamb, pem, Tem, uvgt_tilda];
OUTPUTS = Wt;
```

ve parametre vektörü,

```
PARAMS  = {'Kt'; 'cvgt1'; 'cvgt2'; 'cf1'; 'cf2'; 'Avgtmax'};
```

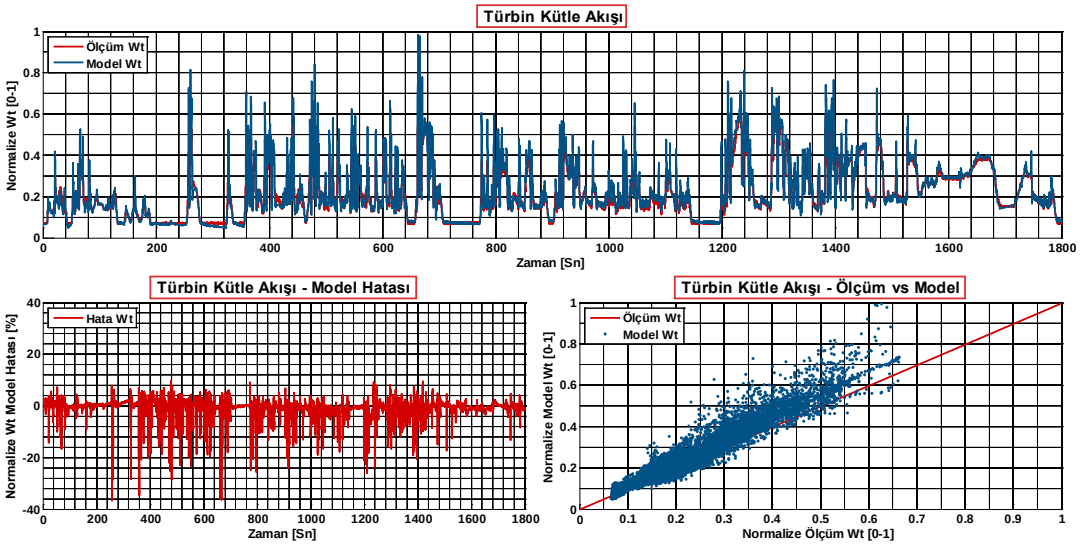
olarak alınmış ve Mathematica'da NMinimize fonksiyonu kullanılarak parametreler kestirilmiştir. Kestirim sırasında $A_{vgt,max}$ gibi fiziksel anlamı olan parametrelerin mantıklı değer aralıkları optimizasyon fonksiyonuna birer kısıtlama olarak verilmiştir. Kestirim sonucunda modelleme testi için elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibidir.



Şekil 3.12 : Modelleme testi - türbin kütle akışı.

Aynı şekilde elde edilen modele WHTC testi girişleri uygulandığında model çıkışlarının ölçümlerle karşılaştırılması aşağıda görülebilir.

Türbin kütle akışı için mutlak bağıl hatanın ortalaması modelleme testinde %3.18, doğrulama testinde ise %5.99 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.13 : Doğrulama testi - türbin kütle akışı.

Türbin verimi/gücü ve çıkış sıcaklığı

Kestirim için motor tarama testi kullanılmıştır. Ancak türbin verimi daha önce bahsedildiği gibi güç dengesinden hesaplanacağı için model çıkışı olarak verim yerine güç terimi alınmıştır. Türbin gücü hesaplanırken, durağan halde $P_c = P_t$ oluşundan yararlanılarak öncelikle kompresör gücü hesaplanmıştır. Bu hesaplama sırasında kompresör verim kestirimi sırasında bulunan parametreler kullanılmıştır. Grafiklerde ölçüm olarak verilecek türbin gücü bu yöntemle hesaplanmış kompresör gücüne eşit kabul edilmiştir. Model girişleri ve çıkışları motor tarama testi ölçümlerinden ,

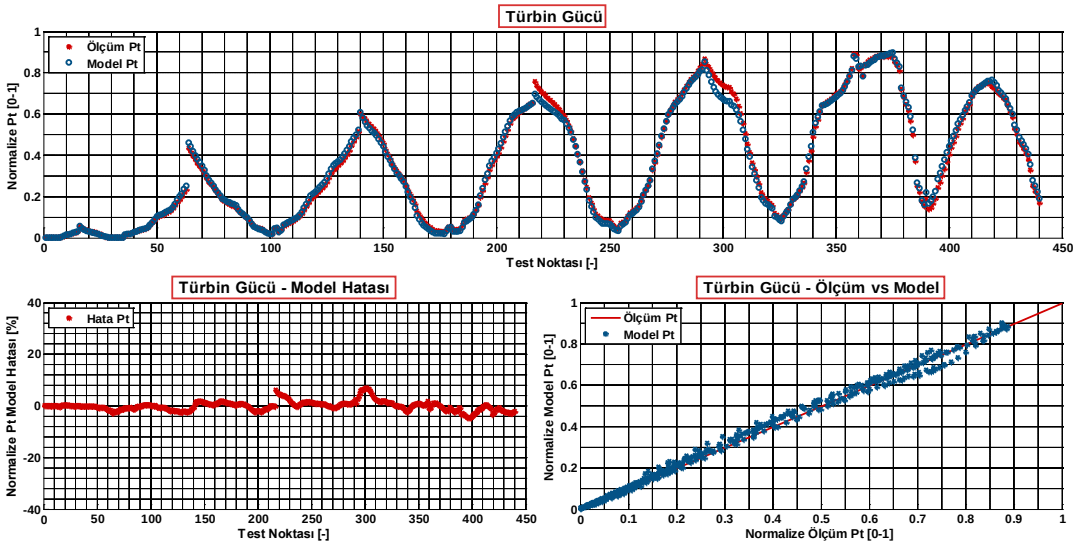
```
INPUTS  = [Tamb, pamb, pic, Wc, Tem, pem, pt, Wt, wt, uvgt_tilda];
OUTPUTS = Pt;
```

ve parametre vektörü,

```
PARAMS  = {'Rt'; 'b0'; 'b1'; 'b2'; 'b3'; 'n0'; 'n1'; 'n2'; 'n3'};
```

olarak alınmış ve Mathematica'da NMinimize fonksiyonu kullanılarak parametreler kestirilmiştir.

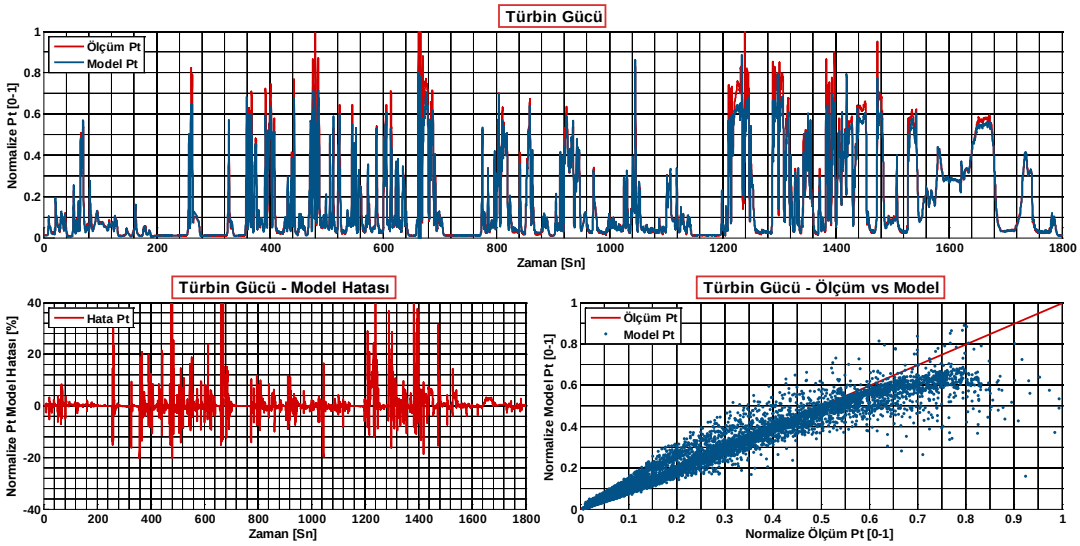
Kestirim sonucunda modelleme testi için elde edilen türbin gücü çıkışları,



Şekil 3.14 : Modelleme testi - türbin gücü.

şeklindedir. Güç dengesi durağan halde geçerli olduğu için doğrulama testi için sonuçları vermek çok mantıklı değildir. Ancak yine de model çıkışları incelenmek istenirse, aşağıdaki şekil incelenebilir.

Türbin gücü için modelleme testinde mutlak bağıl hatanın ortalaması %3.94, doğrulama testinde ise %5.48 olarak hesaplanmıştır.

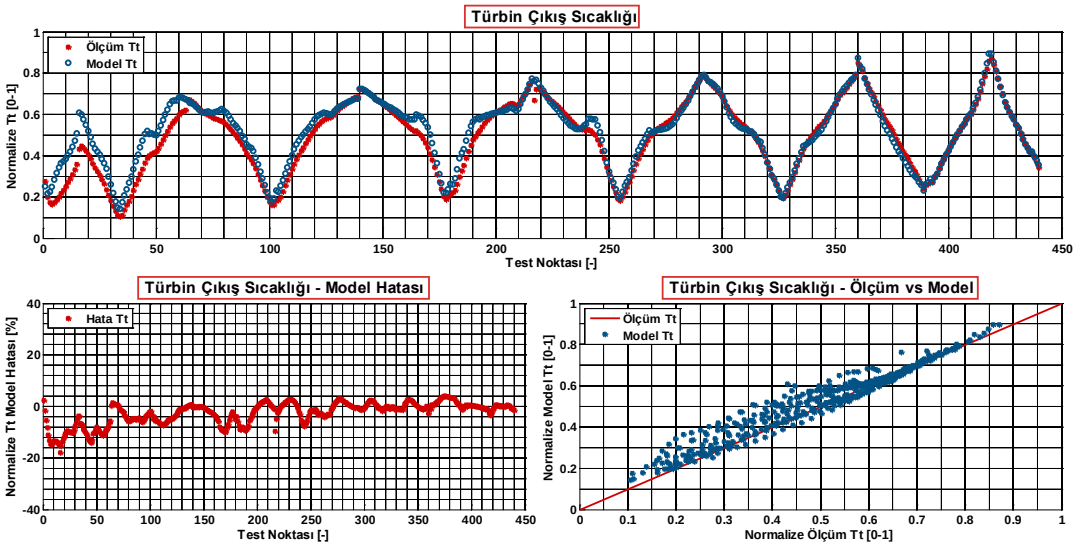


Şekil 3.15 : Doğrulama testi - türbin gücü.

Kompresör çıkış sıcaklığında olduğu gibi türbin çıkış sıcaklıkları da kestirilen verim/güç parametreleri yardımıyla hesaplanabilir. Parametreler aynen kullanılıp modelleme testi için giriş/çıkışlar,

```
INPUTS  = [Tem, pem, pt, wt, uvgt_tilda];
OUTPUTS = Tt;
```

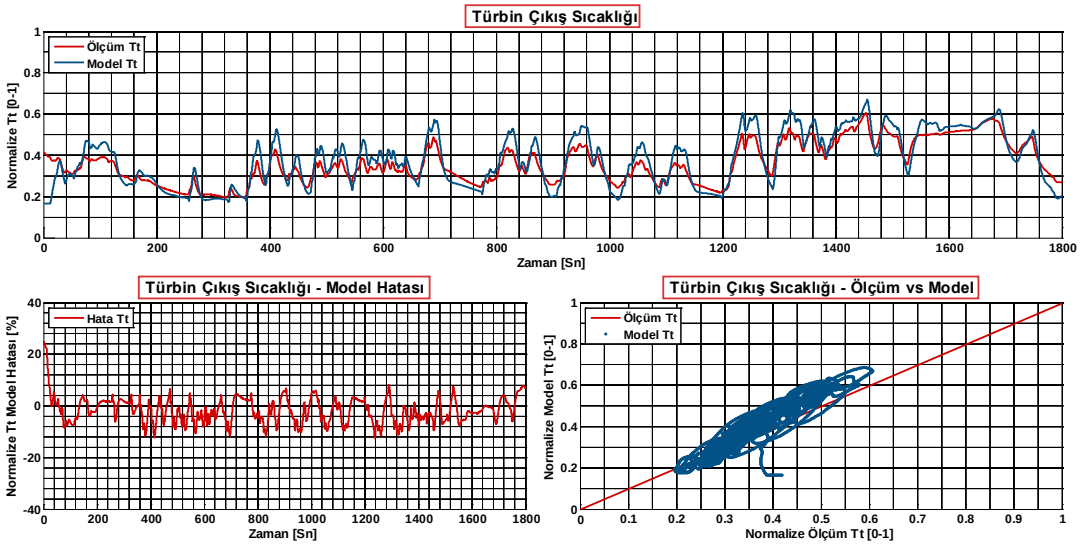
olarak alınmış ve türbin çıkış sıcaklıkları hesaplanmıştır. Hesaplanan türbin çıkış sıcaklıklarının hep daha fazla olduğu görülmüştür. Bu durum motor üzerinde türbin çıkış sıcaklığının ölçüldüğü yer ile ilişkilidir. Hesaplanan değerlerin daha fazla olması, türbin çıkışı noktasına göre biraz ileriden ölçüm alınmasından kaynaklanmaktadır. Sıcaklıklar çok yüksek olduğu için, mesafe az olsa bile ısı kaybı çok fazla olmaktadır. Bu durum aynı zamanda kompresör ve türbin verimlerinin neden sıcaklık formülleri üzerinden hesaplanmadığının güzel bir kanıtıdır. Model çıkışlarının ölçümlerle karşılaştırılabilmesi açısından hesaplanan türbin verimleri sabit bir sayı (1den biraz büyük) ile çarpılmış daha sonra türbin çıkış sıcaklıkları hesaplanmıştır. Bu koşullarda modelleme testi için türbin çıkış sıcaklıkları Şekil 3.16'daki gibi elde edilmiştir.



Şekil 3.16 : Modelleme testi - türbin çıkış sıcaklığı.

Hesaplanan verim yine aynı katsayı ile çarpılıp girişe WHTC testi girişleri uygulandığında ise aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

Kompresör çıkış sıcaklığında olduğu gibi grafiklerde verilen sonuçlar birinci dereceden bir filtreden geçirilerek elde edilmiştir. Filtre katsayıları MATLAB "System Identification Toolbox" da yer alan *tfest* fonksiyonu ile bulunmuştur.

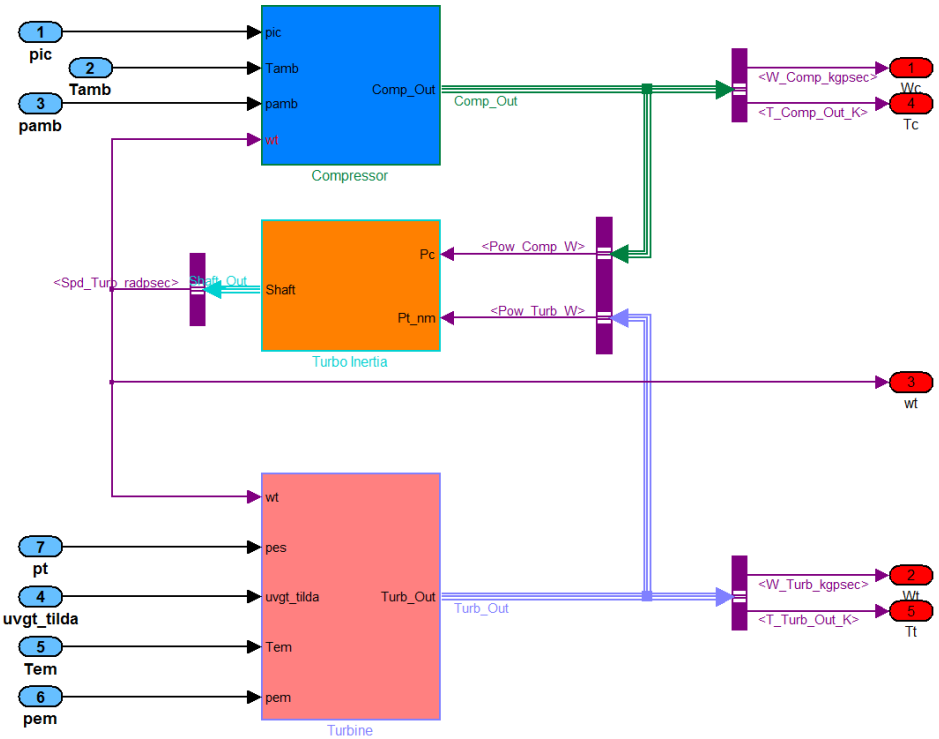


Şekil 3.17 : Doğrulama testi - türbin çıkış sıcaklığı.

Türbin çıkış sıcaklıkları için mutlak bağıl hatanın ortalaması modelleme testinde %3.99 , doğrulama testinde ise %4.74 olarak hesaplanmıştır.

Turbo-kompresör eylemsizliği / türbin hızı

Türbin hızının dinamik olarak hesaplanabilmesi için (integratör içermesi nedeniyle) türbin ve kompresör modellerinin bir arada çalışması gerekmektedir. Bu amaçla önceki bölümlerde parametreleri kestirilen türbin ve kompresör modelleri aşağıdaki simulink diyagramında görüldüğü gibi birleştirilmiştir.



Şekil 3.18 : Turbo-kompresör modeli simulink diyagramı.

Türbin hızı, diğer bir ifade ile turbo-şaft eylemsizliği parametreleri turbo-kompresör sistemi içerisinde ölçülebilen çıkışlar olan W_c, W_t ve w_t'yi tuttutacak şekilde kestirilmiştir. Kestirim için motor tarama testi sırasında alınan dinamik ölçümler kullanılmıştır. Türbin eylemsizliği için üreticiden gelen eylemsizlik değeri başlangıç değeri olarak alınmış ve MATLAB "Simulink Design Optimization - Parameter Estimation Toolbox" yardımıyla daha hassas parametre kestirimi yapılmıştır. Kestirim sırasında kompresör ve türbin için kütle akış ve verim parametrelerinde herhangi bir değişiklik yapılmamış, yalnızca eylemsizlik ve sürtünme katsayısı kestirilmeye çalışılmıştır. Ayrıca denklemde yer alsa bile sürtünme katsayısı kestirimine ihtiyaç duyulmamış ve değeri 0 alınmıştır. Kestirim sırasında oluşturulan modelin girişleri ve çıkışları dinamik motor tarama testi ölçümlerinden,

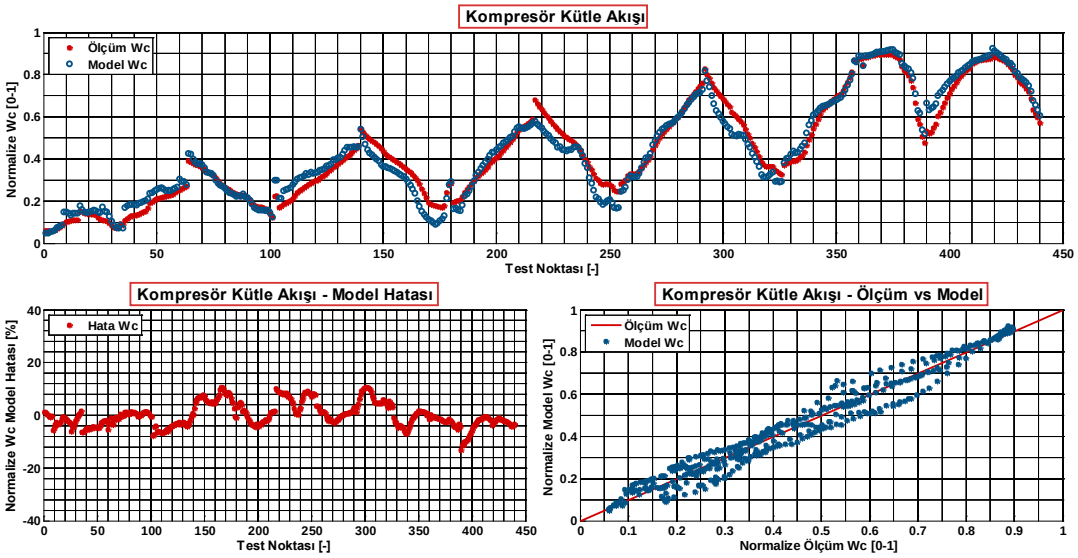
```
INPUTS  = [pic, Tamb, pamb, uvgt_tilda, Tem, pem, pt];
OUTPUTS = [Wc, Wt, wt, Tc, Tt];
```

ve parametre vektörü,

```
PARAMS  = {'Jt'; 'k_Jt'};
```

olarak alınmıştır.

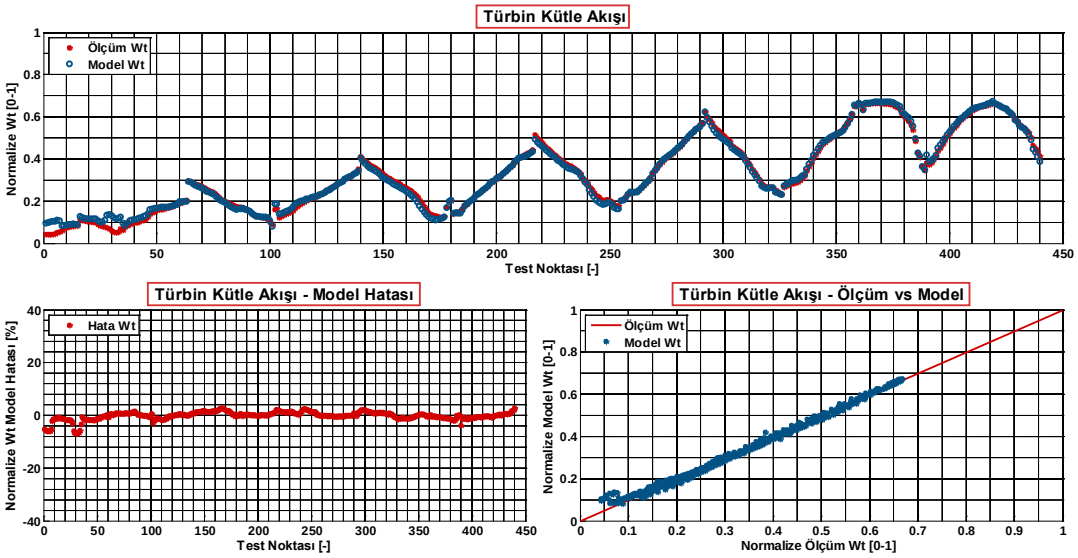
Kestirim işleminden sonra tüm turbo kompresör modeli ile durağan hal testi yapılmıştır. Yani, her bir durağan nokta için model girişleri (motor tarama testi ölçümlerindeki değerler) 10 saniye süresince sabit olarak uygulanmış, 10 saniye sonunda tüm model çıkışlarının ulaştığı son değerler kaydedilmiş ve bir sonraki noktaya geçilmiştir. 10 saniye olarak seçilen simülasyon süresi, modelin durağan hale geçme süresi olarak düşünülebilir. Tüm test noktaları için modelin durağan hale ulaştığı ayrıca kontrol edilmiştir. Modelin kararlılığını gösteren bu durum model başarımı açısından önemli bir kriterdir. Test sırasında sıcaklık çıkışlarında bulunan 1.dereceden filtreler devre dışı bırakılmıştır. Test sonucunda elde edilen sonuçlar model çıkış sıralarına göre aşağıda verilmiştir.



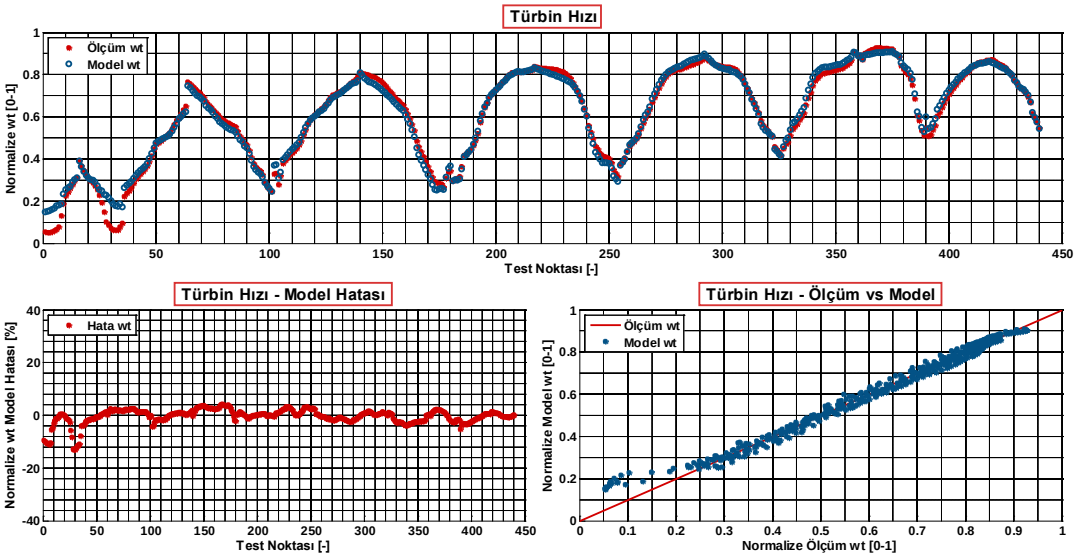
Şekil 3.19 : Modelleme testi – turbo-kompresör modeli - kompresör kütle akışı.

Turbo kompresör alt modeli için, modelleme testinde kompresör kütle akışının mutlak bağıl hata ortalaması %8.21 olarak hesaplanmıştır.

Aşağıdaki şekilde görülebilecek olan türbin kütle akışının mutlak bağıl hata ortalaması ise %3.18 olmuştur.



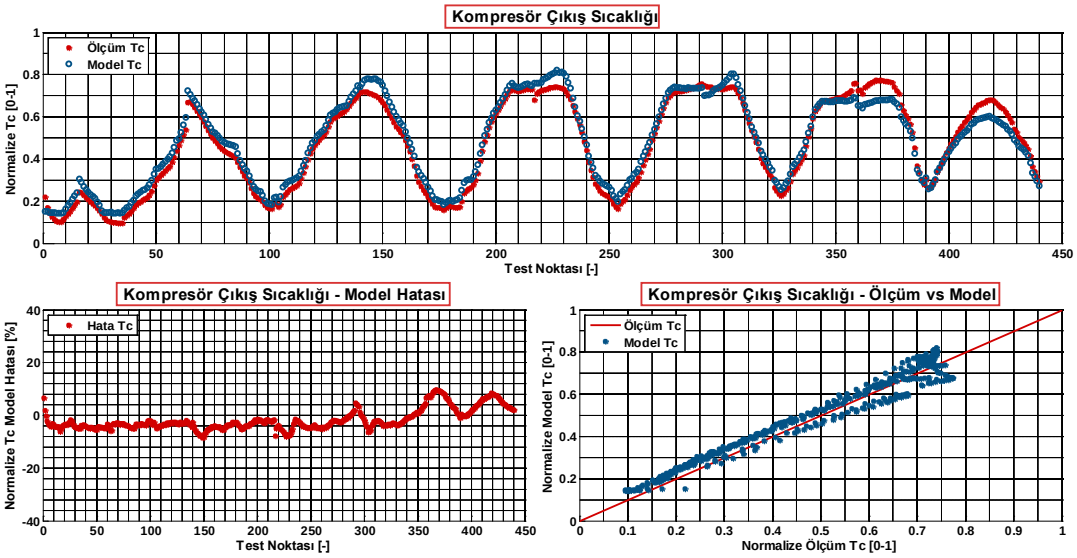
Şekil 3.20 : Modelleme testi – turbo-kompresör modeli - türbin kütle akışı.



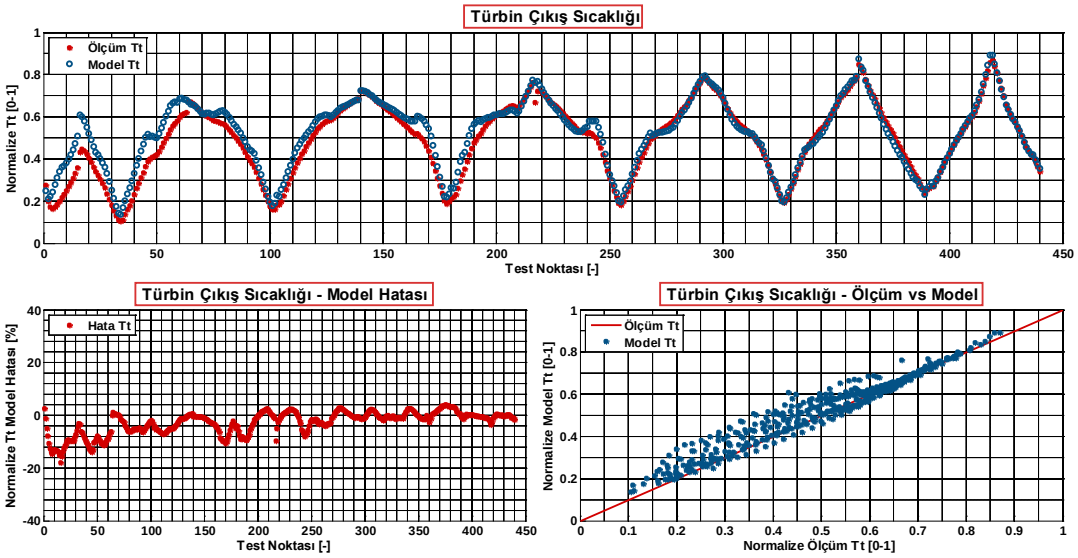
Şekil 3.21 : Modelleme testi – turbo-kompresör modeli - türbin hızı.

Aynı alt model için, yukarıdaki şekilde görülebilecek türbin hızının mutlak bağıl hata ortalaması %3.11 olarak elde edilmiştir.

Kompresör çıkış sıcaklığına dair mutlak bağıl hata ortalaması ise %2.06 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.22 : Modelleme testi – turbo-kompresör modeli – kompresör çıkış sıcaklığı.

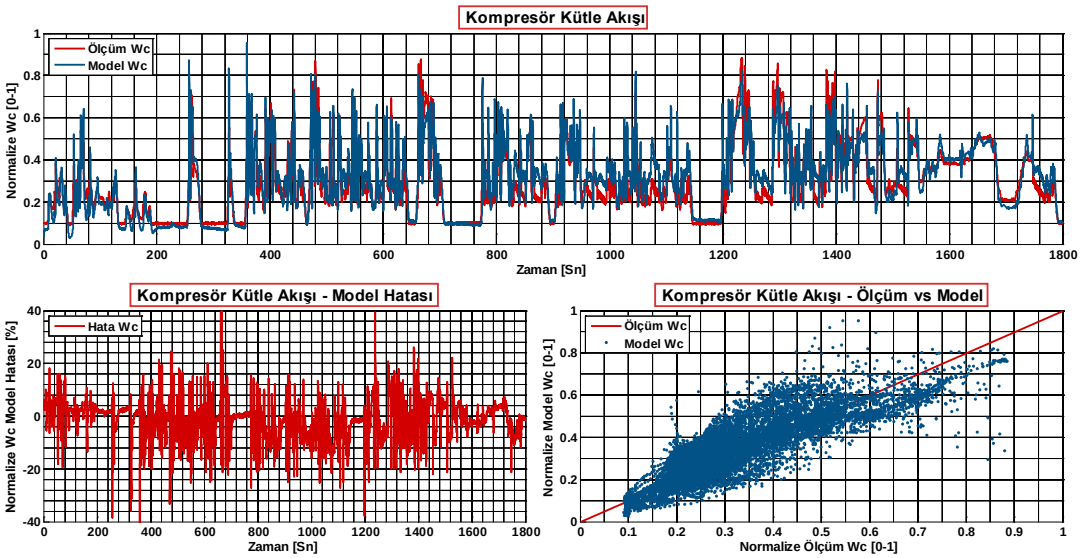


Şekil 3.23 : Modelleme testi – turbo-kompresör modeli – türbin çıkış sıcaklığı.

Yukarıdaki şekilde görülebilen türbin çıkış sıcaklığının mutlak bağıl hata ortalaması %4.01 olarak elde edilmiştir.

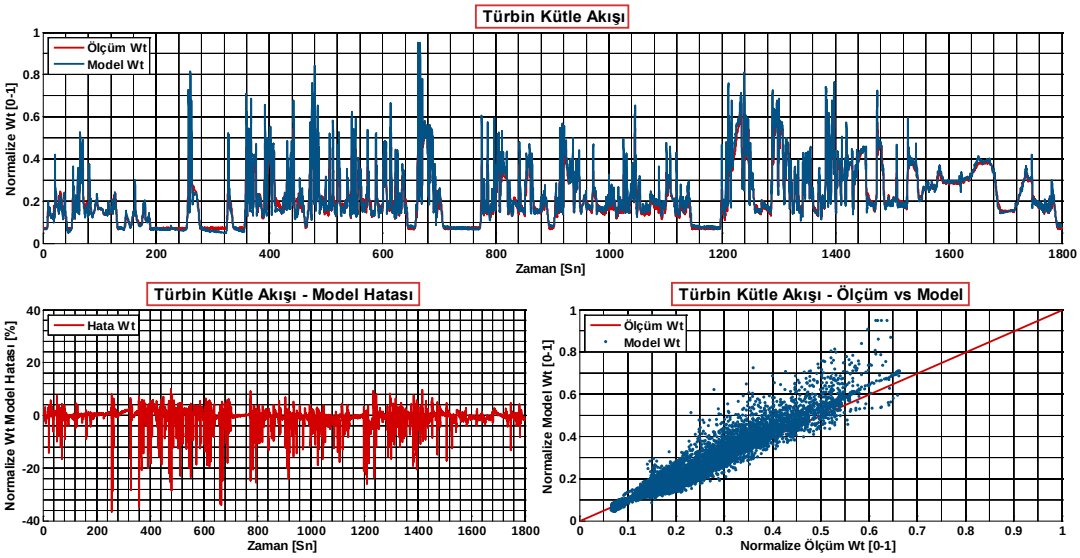
Sonuçlar incelendiğinde model çıkışlarında bir miktar bozulma görülmüştür. Modelleme sırasında ihmal edilen bazı çalışma koşullarından kaynaklandığı düşünülen bu durum ileride, tüm modelin birarada çalıştırıldığı sonuçlar verilirken daha ayrıntılı olarak incelenecektir.

Sıcaklık çıkışlarına ilişkin filtreler devreye alınıp, model girişlerine WHTC testi ölçümleri uygulandığında ise elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibidir.



Şekil 3.24 : Doğrulama testi – turbo-kompresör modeli - kompresör kütle akışı.

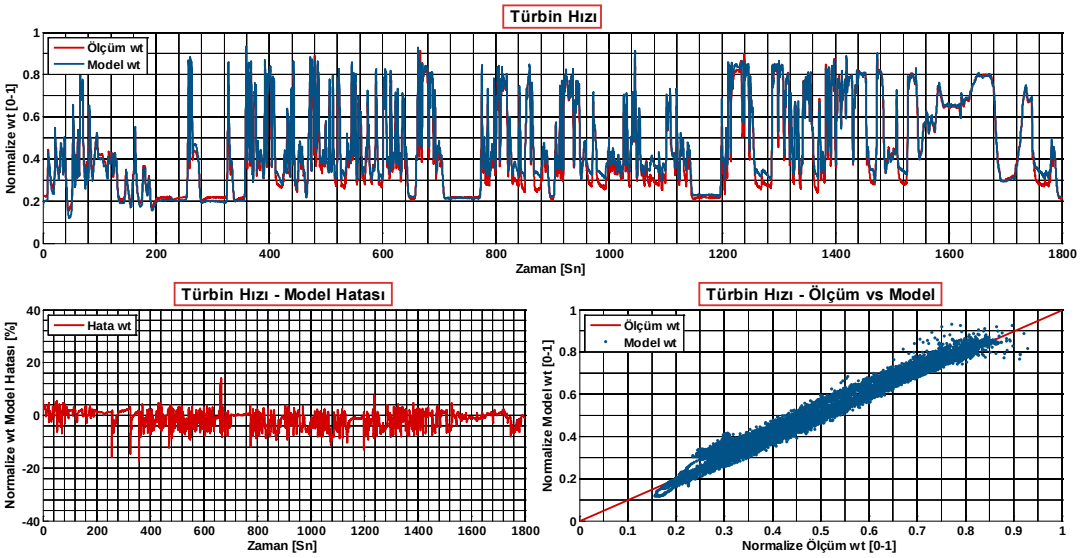
Turbo kompresör alt modeli için, doğrulama testinde yukarıdaki şekilde görülen kompresör kütle akışının mutlak bağıl hata ortalaması %11.88 olarak hesaplanmıştır.



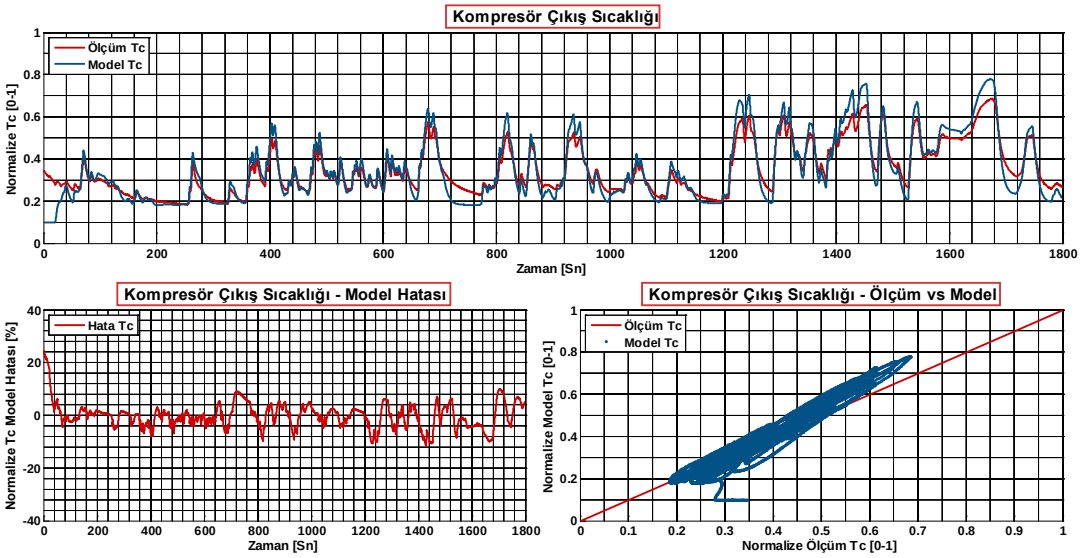
Şekil 3.25 : Doğrulama testi – turbo-kompresör modeli - türbin kütle akışı.

Aynı test için, türbin kütle akışının mutlak bağıl hata ortalaması %5.99 olarak elde edilmiştir.

Aşağıdaki şekilde görülebilen türbin hızının mutlak bağıl hata ortalaması ise %3.76 olmuştur.

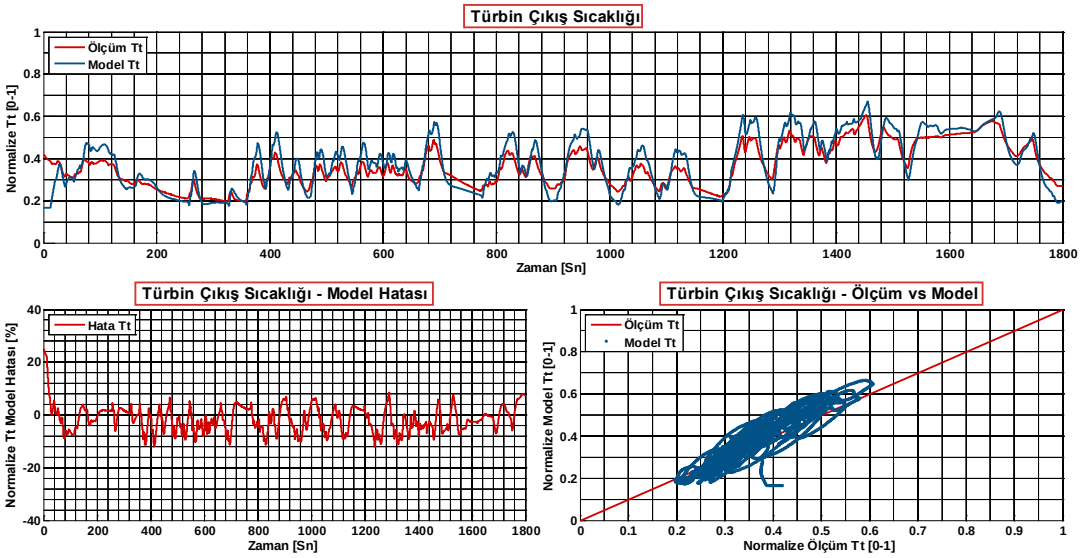


Şekil 3.26 : Doğrulama testi – turbo-kompresör modeli – türbin hızı.



Şekil 3.27 : Doğrulama testi – turbo-kompresör modeli - kompresör çıkış sıcaklığı.

Yukarıdaki kompresör çıkış sıcaklığının mutlak bağıl hata ortalaması %2.06 iken, aşağıdaki türbin çıkış sıcaklığı için hata %4.71 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.28 : Doğrulama testi – turbo-kompresör modeli - türbin çıkış sıcaklığı.

3.2.2.4 Silindir

Silindir ile ilgili, sırasıyla silindir kütle akışı, motor torku ve egzoz manifold sıcaklığı kestirimleri anlatılacaktır.

Silindir kütle akışı

Silindir kütle akışı diğer bir ifade ile motora giren toplam hava akışıdır. Kestirim için motor tarama testi kullanılmış ancak EGR kütle akışı tam olarak ölçülemediğinden kestirim için testteki EGR'ın kapalı olduğu noktalar alınmıştır. Böylelikle silindir

kütle akışı ölçülen kompresör kütle akışına eşit alınabilmiştir. Hava yolu modelinde kestirimi en başarılı olan alt modeldir. EGR'ın kapalı olduğu noktalar ne kadar fazla ve motor çalışma uzayına dağılmış olursa EGR'ın açık olduğu bölgelerdeki toplam hava akışı o kadar doğru hesaplanabilir. Model girişleri ve çıkışları motor tarama testi ölçümlerinden ,

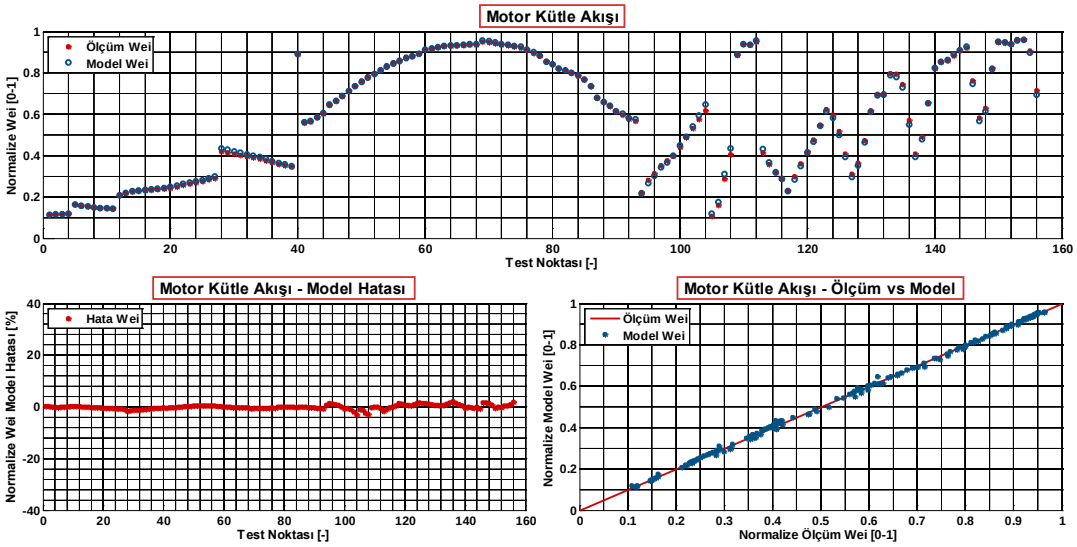
```
INPUTS  = [Tim, pim, ne];
OUTPUTS = Wei;
```

ve parametre vektörü,

```
PARAMS  = {'cvol1'; 'cvol2'; 'cvol3'};
```

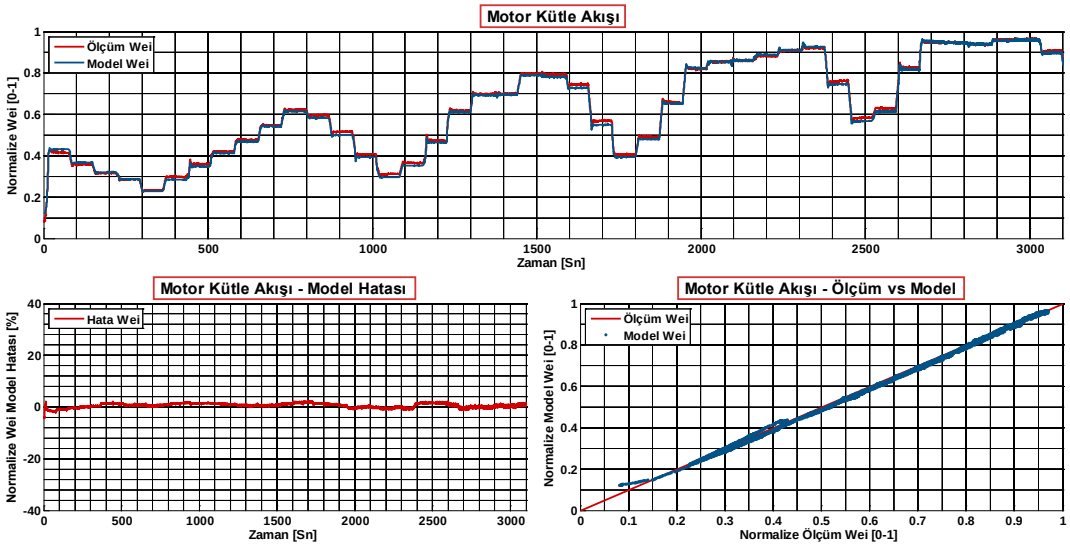
olarak alınmış ve Mathematica'da NMinimize fonksiyonu kullanılarak parametreler kestirilmiştir.

Kestirim sonucunda modelleme testi için (EGR'ın kapalı olduğu motor tarama testi) elde edilen silindir kütle akışları,



Şekil 3.29 : Modelleme testi – silindir kütle akışı.

yukarıdaki grafikteki gibi hesaplanmıştır. WHTC testinde EGR sürekli kapalı olmadığı için doğrulama testi olarak bu test kullanılamamıştır. Bunun yerine motor tarama testi sırasında kaydedilen EGR'ın kapalı olduğu dinamik ölçümler kullanılmıştır. Bu testte ölçülen model girişleri ile silindir kütle akışı,



Şekil 3.30 : Doğrulama testi – silindir kütle akışı.

olarak hesaplanmıştır.

Silindir kütle akışı için mutlak hatanın ortalaması modelleme testinde %1.02, doğrulama testinde ise %1.52 olarak hesaplanmıştır.

Silindir torku

Silindir torku (motor torku) kestirimi için motor tarama testi kullanılmıştır. Sürtünme torku ölçülemediği için motor torkunu tutturacak şekilde parametreler (sürtünme torku parametreleri dahil olmak üzere) kestirilmiştir. Model girişleri ve çıkışları motor tarama testi ölçümlerinden

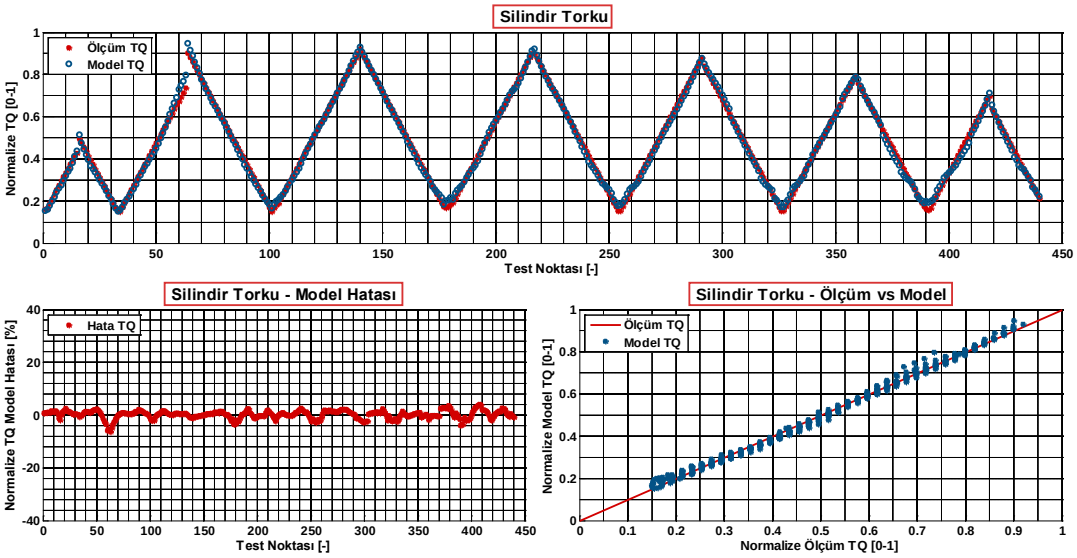
```
INPUTS  = [pim, pem, udelta, ne];
OUTPUTS = TQ;
```

ve parametre vektörü,

```
PARAMS  = {'gama_cyl'; 'nigch'; 'cfric1'; 'cfric2'; 'cfric3'};
```

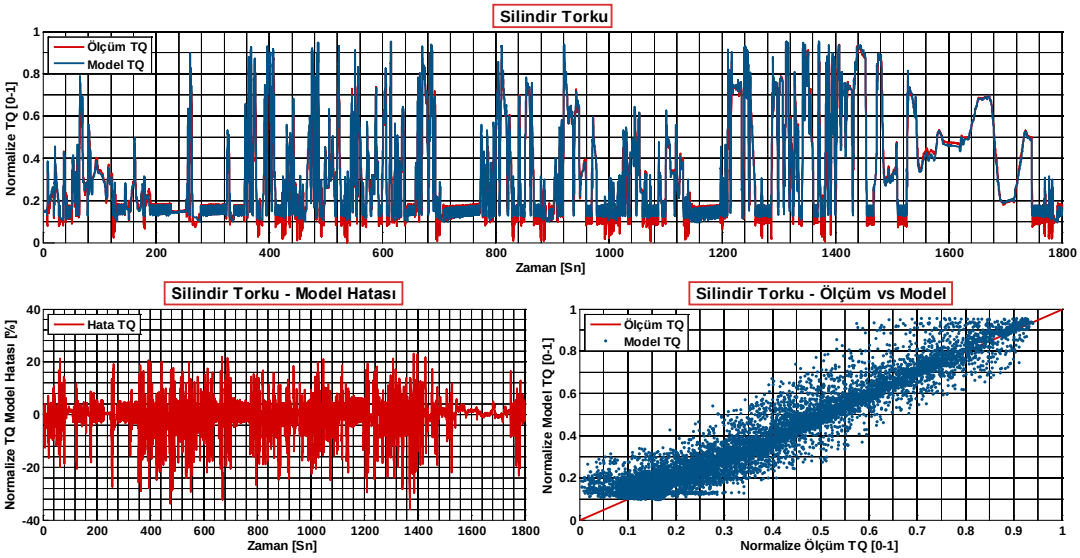
olarak alınmış ve Mathematica'da NMinimize fonksiyonu kullanılarak parametreler kestirilmiştir.

Gerçekte ölçüm ve model verisinde bulunan negatif tork değerleri normalizasyon işleminden geçtiği için grafiklerde pozitif olarak gözükmektedir. Kestirim sonucunda motor tarama testi için tork değerlerinin ölçülen torklarla karşılaştırılması aşağıdaki grafikte görülebilir.



Şekil 3.31 : Modelleme testi – silindir torku.

Kestirilen parametreler, WHTC testi için denklemlerde yerine yazılmış ve motor torku için aşağıdaki doğrulama sonuçları elde edilmiştir.



Şekil 3.32 : Doğrulama testi – silindir torku.

Yukarıdaki grafiklerde görülen torkun negatif yerlere düştüğü (normalize torkun yaklaşık 0.15den küçük olduğu) yerlerde oluşan modelleme hatasının o bölgelerde alınan ölçümler sırasında dinamometre kontrolörünün iyi çalışmamasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

Silindir torku için mutlak hatanın ortalaması modelleme testinde %3.68, doğrulama testinde ise %6.73 olarak hesaplanmıştır.

Silindir çıkış ve egzoz manifold sıcaklığı

Silindir çıkış sıcaklığı tam olarak ölçülemediği için parametreler egzoz manifold sıcaklığı tutturulacak şekilde kestirilmiştir. Model girişleri ve çıkışları motor tarama testi ölçümlerinden ,

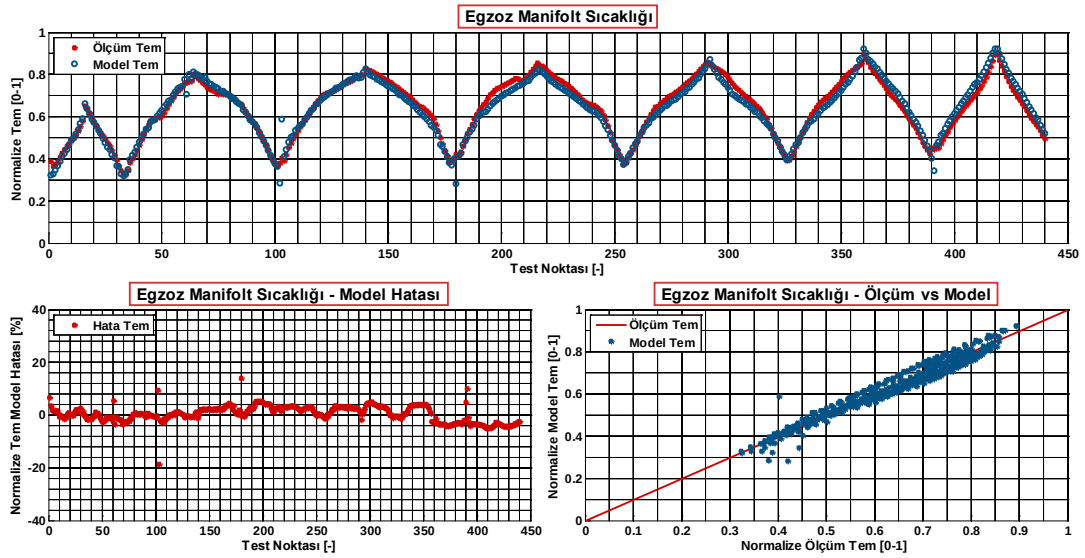
```
INPUTS  = [Tamb, Tim, pim, pem, Weo, Wf, Wei];
OUTPUTS = Tem;
```

ve parametre vektörü,

```
PARAMS  = {'xcv'; 'nsc'; 'htot'; 'A_pipe'};
```

olarak alınmıştır. Model girişleri arasında W_{ei} motora doğru akan kütle akışı olduğu için literatürde genelde EGR'ın kapalı olduğu noktalar baz alınarak kestirim yapılmaktadır. Bu tez çalışmasında ise kestirilen silindir kütle akışı parametreleri ile W_{ei} hesaplanmış ve bu sayede egzoz manifold sıcaklığı kestirimi için tüm motor tarama testi kullanılabilmiştir. Mathematica'da NMinimize fonksiyonu kullanılarak yapılan parametre kestirimleri sırasında parametrelerin mantıklı değerler alabileceği değer aralıkları optimizasyon (ölçüm ile model cıkışı arasındaki hatayı minimize etme) fonksiyonuna birer kısıt olarak verilmiştir. Ayrıca iterarif bir şekilde hesaplanan egzoz manifold sıcaklıkları için bir adımlı iterasyon yeterli görülmüş ve kestirimde x_{cv} ve T_1 nin ilk değerleri 0 ve 300 olmak üzere sabit alınmıştır.

Bu bilgiler ışığında yapılan kestirim sonucunda motor tarama testi için aşağıdaki grafikte görülebilecek sonuçlara ulaşılmıştır.

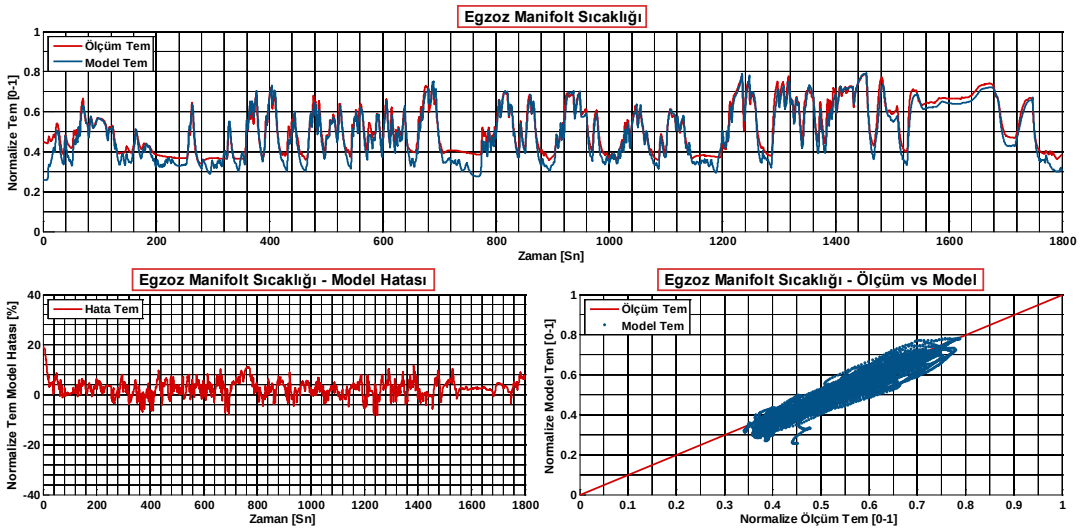


Şekil 3.33 : Modelleme testi – egzoz manifold sıcaklığı.

Egzoz manifold sıcaklığı iteratif bir yöntemle hesaplandığı için dinamik bir test olan doğrulama testine geçilirken model çıkışına, kestirilen diğer sıcaklıklarda olduğu gibi

katsayıları MATLAB “System Identification Toolbox” ında yer alan *tfest* fonksiyonu yardımı ile bulunmuş, birinci dereceden bir filtre eklenmiştir.

Bu durumda modele WHTC testi girişleri uygulandığında aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.



Şekil 3.34 : Doğrulama testi – egzoz manifold sıcaklığı.

Kestirim başarım metriği olarak egzoz manifold sıcaklığı için modelleme testinde mutlak hatanın ortalaması %3.68, doğrulama testinde ise %5.10 olarak hesaplanmıştır.

3.2.2.5 EGR kütle akışı

EGR kütle akışı, egzoz tarafından gelen hava homojen dağılmadığı ve çok sıcak olduğu için kompresör kütle akışı ölçümünde kullanılan sensörlerle ölçülememektedir.

Literatürde venturi tipli sensörler kullanılarak elde edilen ölçümler mevcut olsa da modelleme için kullanılan veri, bu tip ölçümleri içermemektedir.

EGR kütle akışını hesaplamanın (durağan halde) bir diğer yolu, havadaki CO_2 oranının bilindiği varsayımıyla giriş ve egzoz manifoldlarından ölçülen CO_2 oranı ölçümleri yardımıyla kütlenin korunumu yasasını uygulamaktır. Ancak eldeki veride egzoz manifoldundaki CO_2 ölçümü bulunsa da giriş manifoldunda herhangi bir ölçüm bulunmamaktadır. Bu sebeple bu yöntemle de hesaplama yapılamamıştır.

Ölçülenler cinsinden EGR'da oluşan basınç düşüşünü modellemek literatürde kullanılan bir diğer yöntemdir. Ancak kullanılan model yapısını değiştimek gerekeceğinden bu yöntem tercih edilmemiştir.

Bu tez çalışmasında EGR kütle akışı hesaplamasında, parametreleri önceki adımlarda kestirilen silindir kütle akışı kullanılmıştır. EGR kütle akışı,

$W_{egr} = W_{ei,hesap} - W_{c,ölçüm}$

eşitliği yardımıyla hesaplanmıştır.

Bu bilgilerden sonra model girişleri ve çıkışları motor tarama testi ölçümlerinden

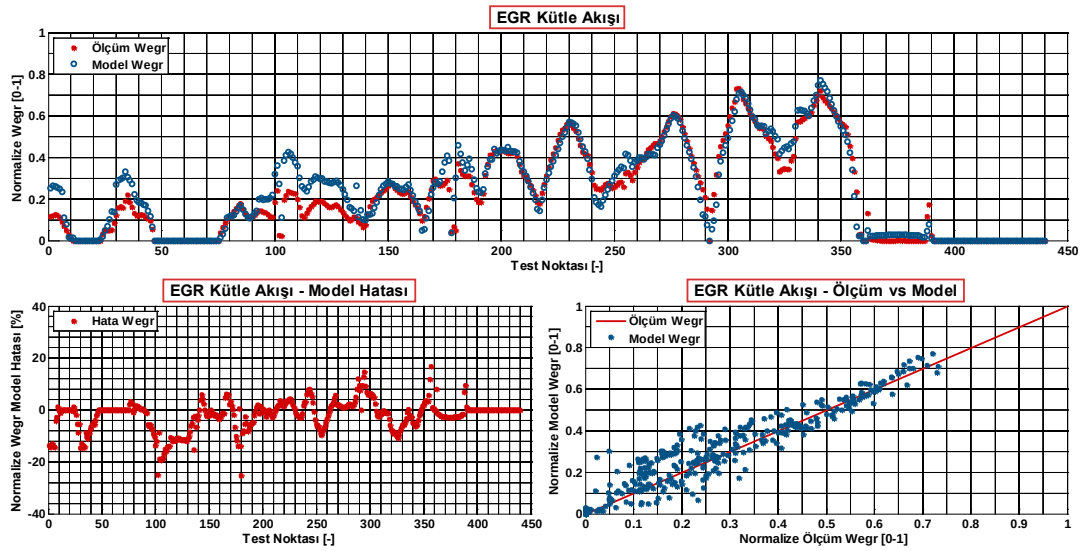
```
INPUTS  = [Tim, pim, Tem, pem, ne, uegr_tilda];
OUTPUTS = Wegr;
```

ve parametre vektörü,

```
PARAMS  = {'Aegrmax'; 'aegr1'; 'aegr2'; 'begr1'};
```

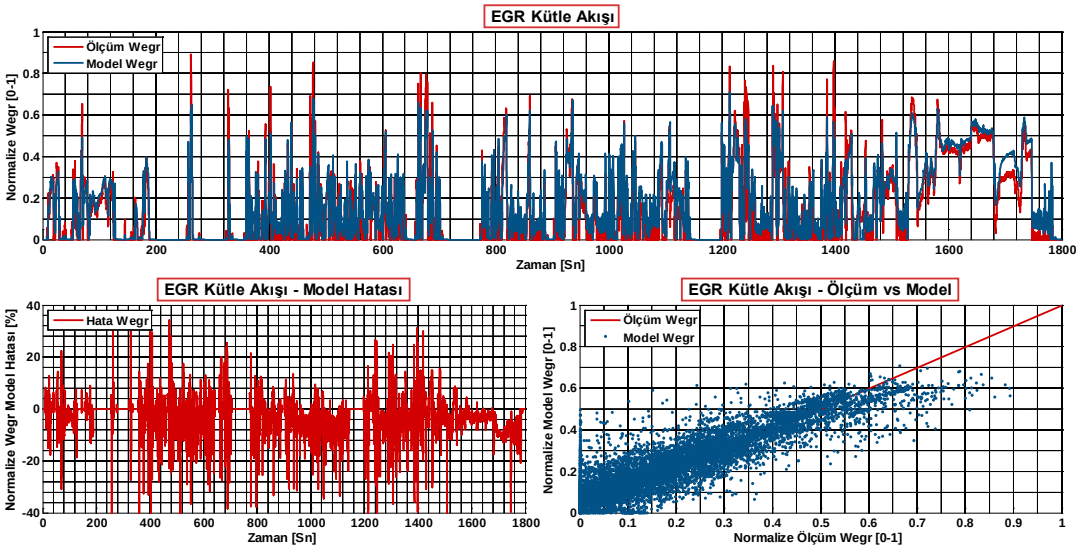
olarak alınmış ve parametreler MATLAB optimizasyon fonksiyonları yardımıyla kestirilmiştir. Denklemler limitleme içerdiği ve aralıklara göre değiştiği için Mathematica NMinimize fonksiyonu kullanımında problem yaşanmış, bu sebeple optimizasyon için MATLAB tercih edilmiştir.

Kestirim sonucunda motor tarama testi için aşağıdaki grafikte görülebilecek sonuçlara ulaşılmıştır.



Şekil 3.35 : Modelleme testi – EGR kütle akışı.

Aynı parametrelerle modele WHTC testi girişleri uygulandığında ve grafiğin daha iyi anlaşılabilmesi açısından çıkışa 1.dereceden filtre uygulandığında sonuçlar şu şekilde elde edilmiştir.



Şekil 3.36 : Doğrulama testi – EGR kütle akışı.

Sonuç olarak EGR kütle akışı için modelleme testinde mutlak bağıl hatanın ortalaması %18.15, doğrulama testinde ise %20.42 olarak hesaplanmıştır.

Model hatasının yüksek çıkmasının nedenin özellikle dinamik testler için hesaplama yönteminin çok doğru sonuçlar vermemesi olduğu düşünülmektedir. EGR kütle akışının doğru hesaplanıp hesaplanmadığını anlamanın asıl yolu tüm hava yolu modelinin çalıştırıldığı durumda kompresör kütle akışının düşük hatalarla elde edilebilmesidir. Tüm modelde kompresör kütle akışı ölçüme gore düşük hesaplanırsa EGR kütle akışının olduğundan fazla hesaplandığı, fazla hesaplanırsa EGR kütle akışının olduğundan düşük hesaplandığı söylenebilir.

3.2.2.6 Gaz kelebeği kütle akışı

Literatürdeki modellerde genelde THR'nin motorun normal çalışma koşullarında hep açık olarak kullanıldığı varsayılarak, THR kütle akışı üzerinde yoğunlaşılmamıştır. Ancak yeni kontrol sistemlerinde EGR'ın daha çabuk akabilmesi amacıyla bir an için THR kapatılarak giriş manifoldunda ani bir basınç düşüşü yaratılabilmektedir. Bu sebeple bu tez çalışmasında da THR kütle akışı modellenmeye çalışılmıştır. Ancak gerek modelleme için kullanılan motor tarama testinde gerekse doğrulama testinde kullanılan WHTC testinde THR hep tam açık konumdadır. Bu sebeple en azından THR kapandığında belirli bir kütle akışı düşüşü yakalamak adına küçük bir test tasarlanmıştır. THR tarama testi olarak da adlandırılabilecek bu testte bir kaç farklı motor devrinde, EGR valfi hep kapalı tutulmuş, VGT pozisyonu ECU kalibrasyonundan gelen baz değerlerine sabitlenmiş ve THR valfi tam açıktan kapalı

konuma sonra yine tam açık konuma küçük ve büyük adım yükseklikleri ile ulaşacak şekilde değiştirilmiştir. THR kütle akışı kestirimleri için bu test kullanılmıştır. Bu sebeple doğrulama testi olarak ayrı bir grafik verilmeyecektir.

Önemli bir diğer nokta ise model için kritik giriş manifold basıncı hesaplamasında THR kütle akışının bulunmasıdır. Bu sebeple THR kütle akışı parametrelerinin THR hep tam açık olsa bile tüm model davranışını etkileyeceği açıktır. Bu tespitten hareketle THR kütle akışı parametre kestirimi 2 aşamada yapılmıştır.

3.70 denkleminden de görülebileceği gibi THRnin tam açık %100 olduğu durumda f_{thr} dolayısıyla 3.68 denklemindeki $A_{thrmax}*f_{thr}$ etkin alanı sabittir. Bu yüzden birinci aşamada modelleme ve doğrulama testleri için tüm hava yolu modelinin ilgili çıkışları (W_c) istenilen seviyeye ulaşıncaya kadar $A_{thrmax}*f_{thr}$ çarpımı ayarlanmıştır.

İkinci aşamada THR tarama testi kullanılarak THR'nin %100 konumu için $A_{thrmax}*f_{thr}$ çarpımı sabit tutularak diğer parametreler kestirilmiştir. THR tarama testinin tüm çalışma bölgelerini kapsamaması nedeniyle tüm parametrelerin kestirimi bu teste göre yapılmamıştır. THR'nin %100 açık olduğu yerlerde model çıkışında oluşan hatalar, hedeflenen THR valf pozisyonuna göre akış düşüşü modellemesini olumsuz etkileyeceği için, model çıkışı bu bölgelerde ölçümle aynı olacak şekilde bazı offset değerleri ile düzeltilmiştir.

Bu bilgilerden sonra model girişleri ve çıkışları THR tarama testi ölçümlerinden ,

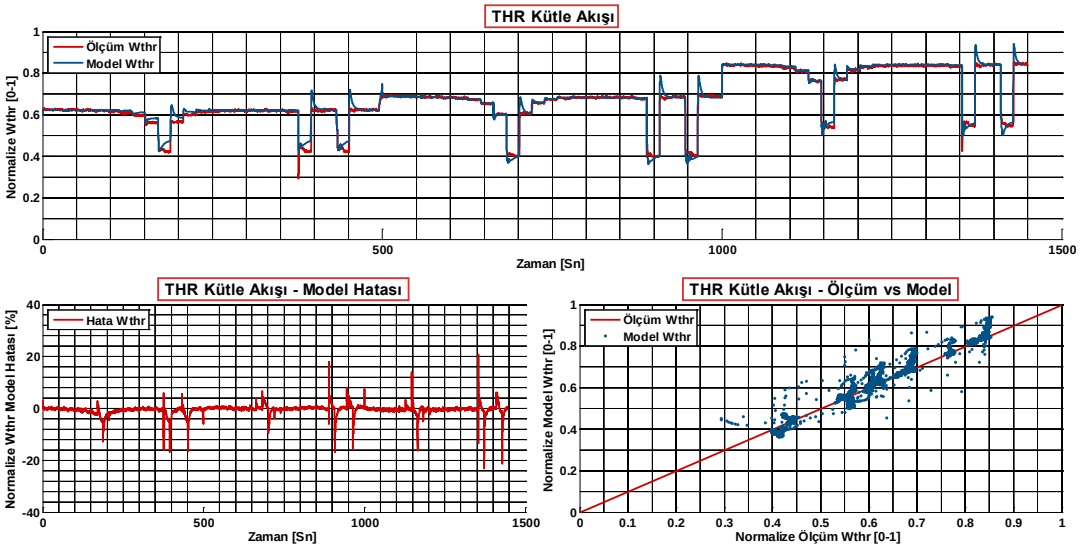
```
INPUTS  = [pic, pim, Tim, uthr_tilda];
OUTPUTS = Wthr;
```

ve parametre vektörü,

```
PARAMS  = {'Athrmax'; 'athr1'; 'athr2'; 'bthr1; 'bthr2};
```

olarak alınmış ve parametreler EGR kütle akışı kestriminde açıklanan nedenden dolayı MATLAB optimizasyon fonksiyonları yardımıyla kestirilmiştir.

Kestirim sonucunda THR tarama testi için aşağıdaki grafikte görülebilecek sonuçlara ulaşılmıştır.



Şekil 3.37 : Modelleme (THR tarama) testi – THR kütle akışı.

THR kütle akışı için modelleme testinde mutlak bağıl hatanın ortalaması %1.34 olarak hesaplanmıştır.

Kestirim sonucunda eldeki yetersiz test ile modellenen THR kütle akışının hedeflenen akış düşüşü simülasyonu gerçekleştirilebileceği anlaşılmıştır.

3.2.2.7 Egzoz sistemi

Normalde üretim seviyesindeki motor üzerine takılı olacak emisyon arındırma sistemleri, modelleme ve doğrulama testlerinin yapıldığı sırada (motor geliştirme süreci devam ettiği için) motor üzerine takılmamıştır. Bu durumda, egzoz sistemi türbin çıkışından itibaren bir boru olarak kabul edilebilir. Bu sebeple kestirimlerde mevcut konfigurasyona dair basınç düşüşü modellenmiştir. Egzoz tarafında herhangi bir konfigurasyon değişikliği durumunda egzoz sistemi modellerinin yenilenmesi gerektiği açıktır.

Bu bilgilerden sonra model girişleri ve çıkışları motor tarama testi ölçümlerinden,

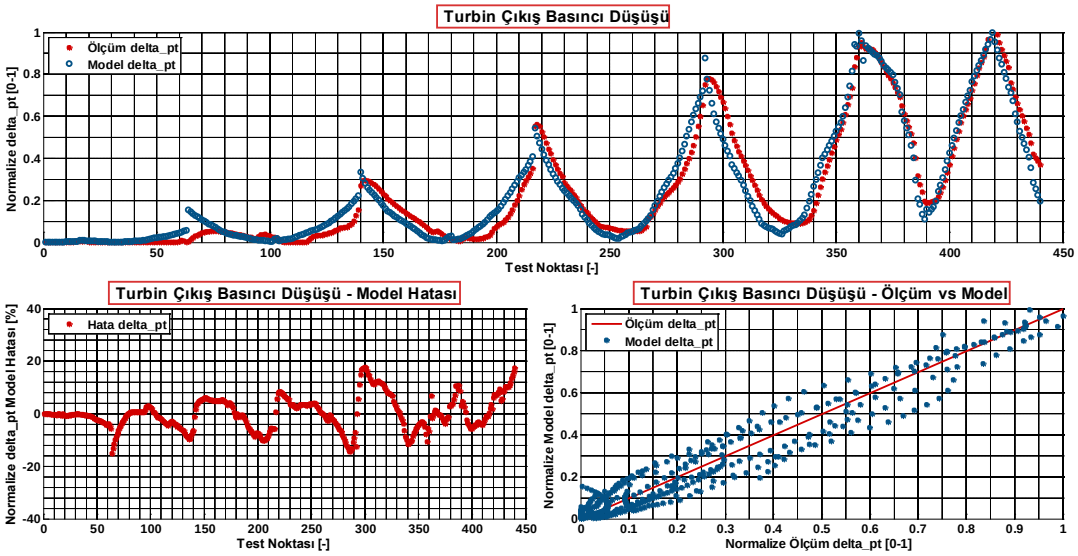
```
INPUTS  = [pamb, pem, Tem, Wt];
OUTPUTS = pt;
```

ve parametre vektörü,

```
PARAMS  = {'Heg0'; 'Heg1'};
```

olarak alınmış ve Mathematica'da NMinimize fonksiyonu kullanılarak parametreler kestirilmiştir.

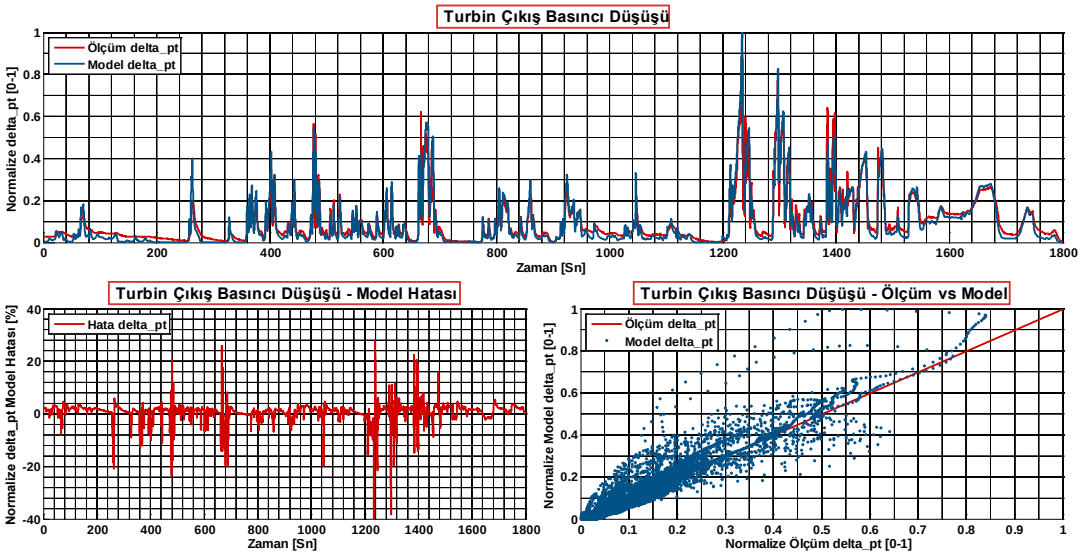
Kestirim sonucunda motor tarama testi için aşağıdaki grafikte görülebilecek sonuçlara ulaşılmıştır.



Şekil 3.38 : Modelleme testi – türbin çıkış basınç düşüşü.

Egzoz basınç düşüşü integrasyonla hesaplanmadığı için doğrulama testine geçilirken model çıkışına, katsayıları MATLAB "System Identification Toolbox" ında yer alan *tfest* fonksiyonu yardımı ile bulunmuş, birinci dereceden bir filtre eklenmiştir.

Bu durumda modele WHTC testi girişleri uygulandığında aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.



Şekil 3.39 : Doğrulama testi – türbin çıkış basınç düşüşü.

Egzoz sistemi basıncı için modelleme testinde mutlak bağıl hatanın ortalaması %2.49, doğrulama testinde ise %1.04 olarak hesaplanmıştır.

3.2.2.8 EGR soğutucu

Modelin diğer alt sistemlerinde kullanılmasa da EGR soğutucusu çıkış sıcaklığı da modellenmiştir. İdeal durumda giriş manifoldundaki sıcaklık modellenirken EGR hattından gelen kütle akışı ile ilişkili olarak EGR soğutucusu çıkış sıcaklığının da dikkate alınması gerekirken bu tez çalışmasında bu etki ihmal edilmiştir.

EGR soğutucusu sıcaklık modeli için giriş ve çıkışlar motor tarama testi ölçümlerinden

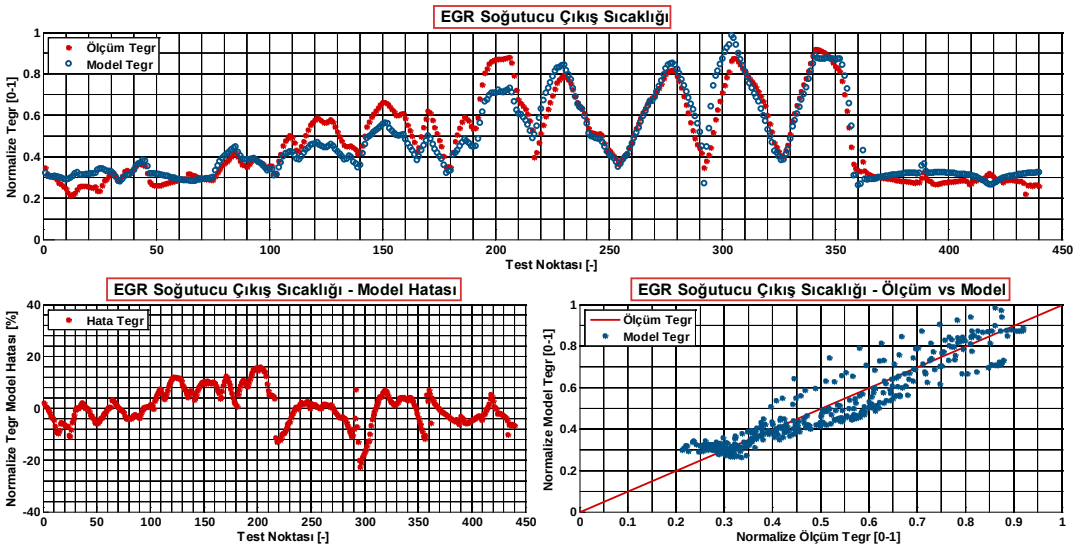
```
INPUTS  = [Tem, Tcool, Wegr];
OUTPUTS = Tegr;
```

ve parametre vektörü,

```
PARAMS  = {'etaEGRC0'; ' etaEGRC1'; ' etaEGRC2'};
```

olarak alınmış ve Mathematica'da NMinimize fonksiyonu kullanılarak parametreler kestirilmiştir. Giriş olarak alınan EGR kütle akışı, W_{ei} parametreleri ile hesaplanan silindir kütle akışından W_c kompresör kütle akışının çıkarılması ile elde edilmiştir. T_{cool} sıcaklığı ise motor sıcaklığı olarak kabul edilip sabit (90 derece) alınmıştır.

Kestirim sonucunda motor tarama testi için aşağıdaki grafikte görülebilecek çıkışlar elde edilmiştir.

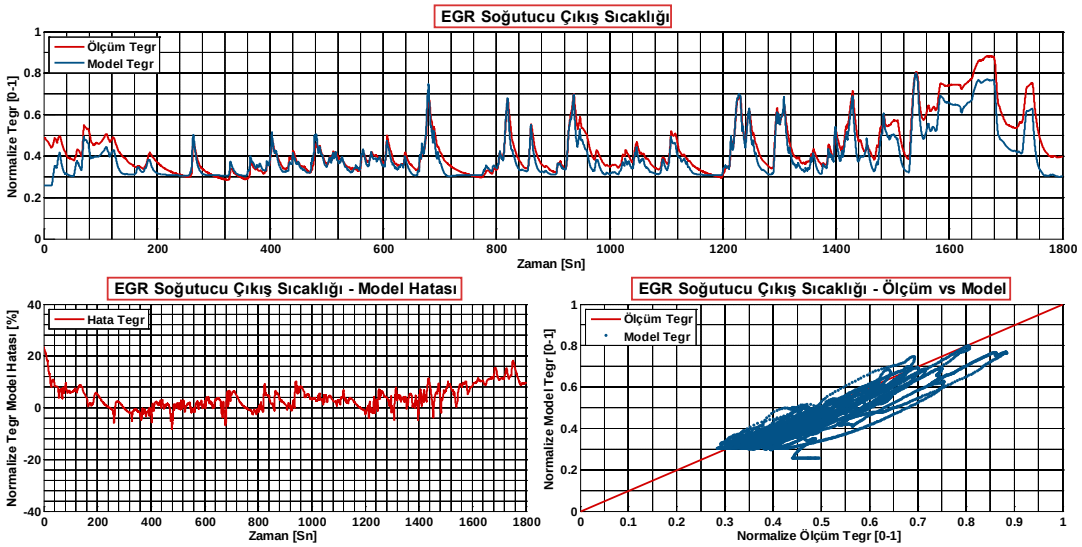


Şekil 3.40 : Modelleme testi – EGR soğutucu çıkış sıcaklığı.

Kestirim grafiğinden de görülebileceği gibi, hatanın daha fazla olduğu bölgelerin genelde EGR kütle akışı kestirimi sırasında da sorunlu (hatasının daha fazla) olduğu önemli bir detaydır.

Doğrulama testine geçilirken tüm sıcaklıklarda olduğu gibi model çıkışına, katsayıları MATLAB "System Identification Toolbox" ında yer alan *tfest* fonksiyonu yardımı ile bulunmuş, birinci dereceden bir filtre eklenmiştir.

Bu halde modele WHTC testi girişleri uygulandığında aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.



Şekil 3.41 : Doğrulama testi – EGR soğutucu çıkış sıcaklığı.

EGR soğutucusu çıkış sıcaklığı için modelleme testinde mutlak hatanın ortalaması %3.45, doğrulama testinde ise %2.95 olarak hesaplanmıştır.

3.2.2.9 Ara soğutucu

Literatürdeki bazı modellerde ara soğutucu ya da giriş manifoldu sıcaklığı durumlar arasında kabul edilmiş ideal gaz kanunundan integrasyon yoluyla elde edilmiştir. Ancak bu tez çalışmasında, modelin dinamik cevabını çok iyileştirmediği varsayımıyla, sıcaklıklar durum listesine dahil edilmemiş ve statik olarak hesaplanmıştır (Wahlstrom, 2009). Ara soğutucunun %100 verimle çalıştığı kabul edilip, sıcaklığının sabit kabul edilmesi yine literatürde rastlanılan bir durumdur.

Modelleme ölçümlerinin alındığı dinamometre konfigürasyonunda motorun orjinal arasoğutucusu yerine Bowman tipli ısı eşanjörü kullanılmıştır. Bu bölümde arasoğutucu olarak modellenmeye çalışılan aslında ısı eşanjörünün etkisidir. İdealde çıkış sıcaklığını doğru hesaplamanın yolu soğutma suyu kütle akışı ve sıcaklığının ölçülmesinden geçer. Ancak testler sırasında bu büyüklükler ölçülmediği için

soğutma suyu kütle akışı etkisi ihmal edilmiş, soğutma sıcaklığı da yaklaşık dış ortam sıcaklığına eşit olacak şekilde sabit alınmıştır.

Bu açıklamalardan sonra ara soğutucu çıkışı sıcaklık modeli için giriş ve çıkışlar motor tarama testi ölçümlerinden ,

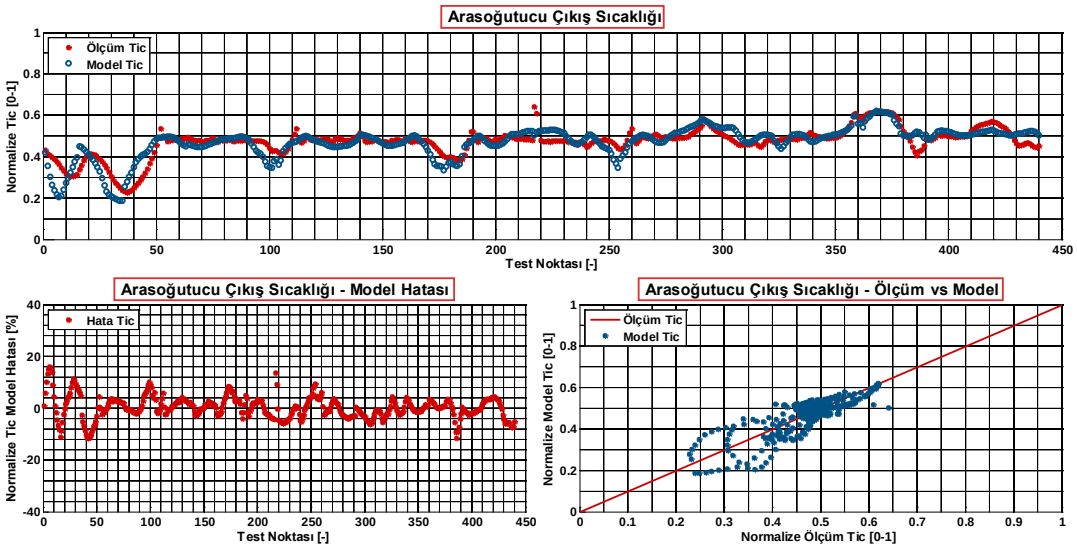
```
INPUTS  = [Tc, Tcool, Wc];
OUTPUTS = Tim;
```

ve parametre vektörü,

```
PARAMS  = {'etaIC0'; 'etaIC1'; 'etaIC2'; 'etaIC3'; 'etaIC4'};
```

olarak alınmış ve Mathematica'da NMinimize fonksiyonu kullanılarak parametreler kestirilmiştir.

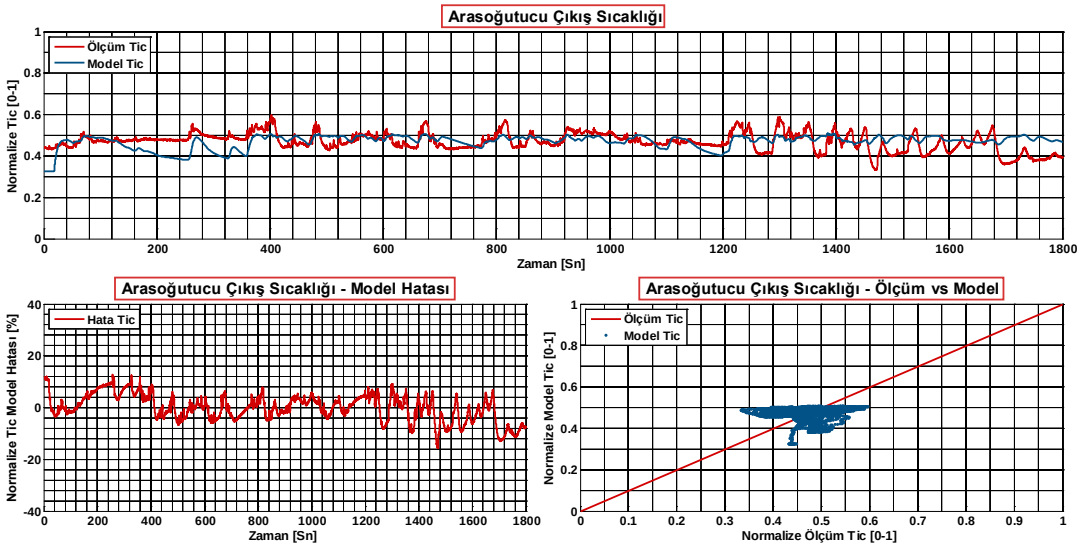
Kestirim sonucunda motor tarama testi için aşağıdaki grafikte görülebilecek çıkışlar elde edilmiştir.



Şekil 3.42 : Modelleme testi – ara soğutucu çıkış sıcaklığı.

Doğrulama testine geçilirken tüm sıcaklıklarda olduğu gibi model çıkışına, katsayıları MATLAB "System Identification Toolbox" ında yer alan *tfest* fonksiyonu yardımı ile bulunmuş, birinci dereceden bir filtre eklenmiştir.

Bu halde modele WHTC testi ölçümlerinden elde edilen girişler uygulandığında aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.



Şekil 3.43 : Modelleme testi – ara soğutucu çıkış sıcaklığı.

Ara soğutucusu çıkış sıcaklığı için modelleme testinde mutlak bağıl hatanın ortalaması %0.54, doğrulama testinde ise %0.69 olarak hesaplanmıştır.

Model başarımı arttırılmak istenirse; ara soğutucu çıkış sıcaklığı kestirimi EGR'ın kapalı olduğu bölgelere göre yapılıp, giriş manifoldu sıcaklığı hesaplamasında EGR kütle akışına bağlı olarak EGR soğutucusu çıkış sıcaklığının etkisi de eklenebilir. Ancak bu tez çalışması için bahsi geçen yöntemin uygulanmasına ihtiyaç duyulmamıştır.

Ara soğutucu basıncı durumlar arasında kabul edildiği (dinamik olarak hesaplanması gerektiği) için tüm hava yolu modeli bölümünde incelenecektir.

3.2.2.10 Manifoldlar

Manifoldlara ilişkin basınç ve oksijen oranı hesaplamaları integratör içerdiği için tüm hava yolu modeli bölümünde incelenecektir.

3.2.2.11 Eyleyiciler

Eyleyicilerin pozisyon kontrolörleri geliştirilirken kullanılacak eyleyici modellerine dair parametre kestirimleri, eyleyici referanslarının değişken genlikteki adımlarla tarandığı testler kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

VGT valfi

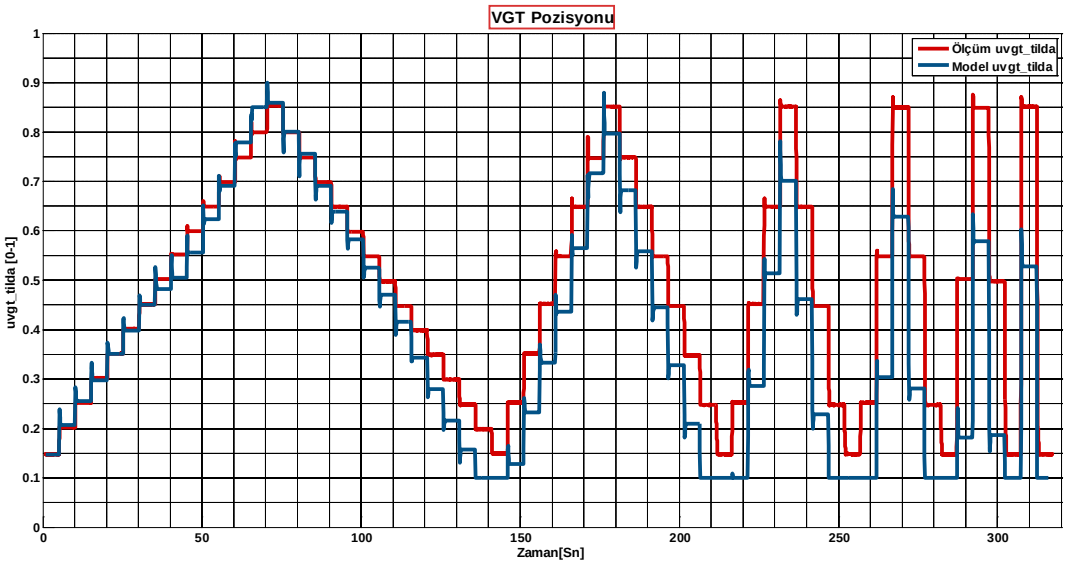
VGT valf modeli için giriş ve çıkışlar VGT tarama testi ölçümlerinden,

```
INPUTS  = [uvgt];
OUTPUTS = uvgt_tilda;
```

ve parametre vektörü,

```
PARAMS  = {'Ra_vgt'; 'Ka_vgt'; 'Kb_vgt'; 'r_vgt'; 'Jtot_vgt',
'Tc_vgt'; 'Ts_vgt'; 'ws_vgt'; 'gama0_vgt'; 'gama1_vgt'; 'gama2_vgt';
'TL_vgt'};
```

olarak alınmış ve MATLAB "Simulink Design Optimization - Parameter Estimation Toolbox" kullanılarak parametreler kestirilmiştir. Kolaylık açısından *TL, gama0, gama1* parametreleri sıfır alınarak kestirim yapılmıştır. Kontrol işaretlerinin çok işaretlerinin çok hızlı değiştiği göz önüne alınırsa modellemede kullanılan ölçümlerin önemi ortaya çıkar. Kullanılan ölçüm sistemi kısıtlaması nedeniyle ölçüm frekansı ancak belirli bir değere kadar arttırılabilmiştir. Eldeki verilerle yapılan modelleme sonucunda aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.



Şekil 3.44 : Modelleme (VGT tarama) testi – VGT valf pozisyonu.

EGR valfi

EGR valf modeli için giriş ve çıkışlar EGRtarama testi ölçümlerinden,

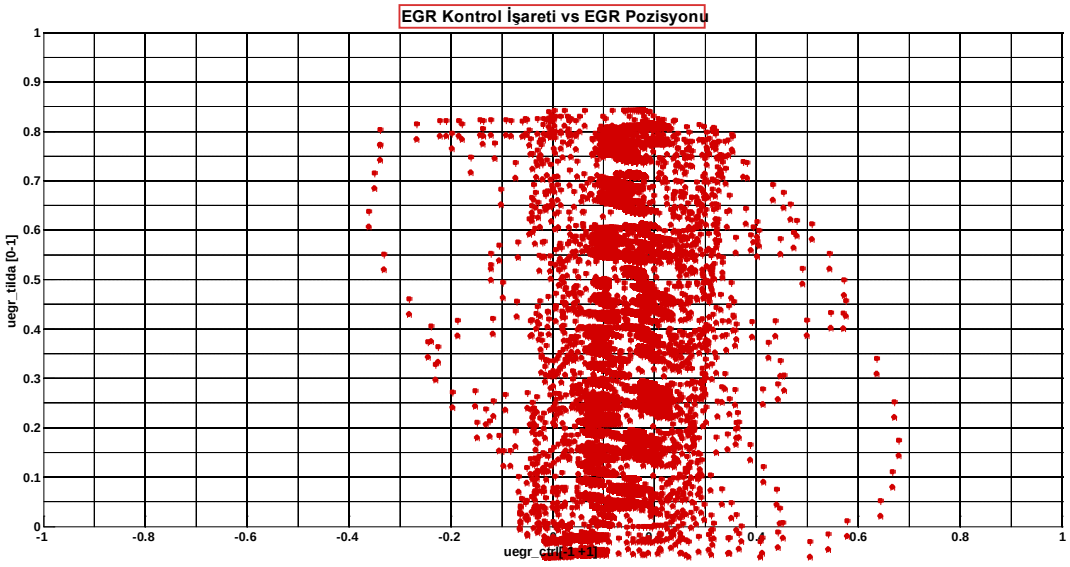
```
INPUTS  = [uegr];
OUTPUTS = uegr_tilda;
```

ve parametre vektörü,

```
PARAMS  = {'Ra_egr'; 'Ka_egr'; 'Kb_egr'; 'r_egr'; 'Jtot_egr',
'Kspr_egr'; 'Tpc_egr', 'Tc_egr'; 'Ts_egr'; 'ws_egr'; 'gama0_egr';
'gama1_egr'; 'gama2_egr'; 'TL_egr'};
```

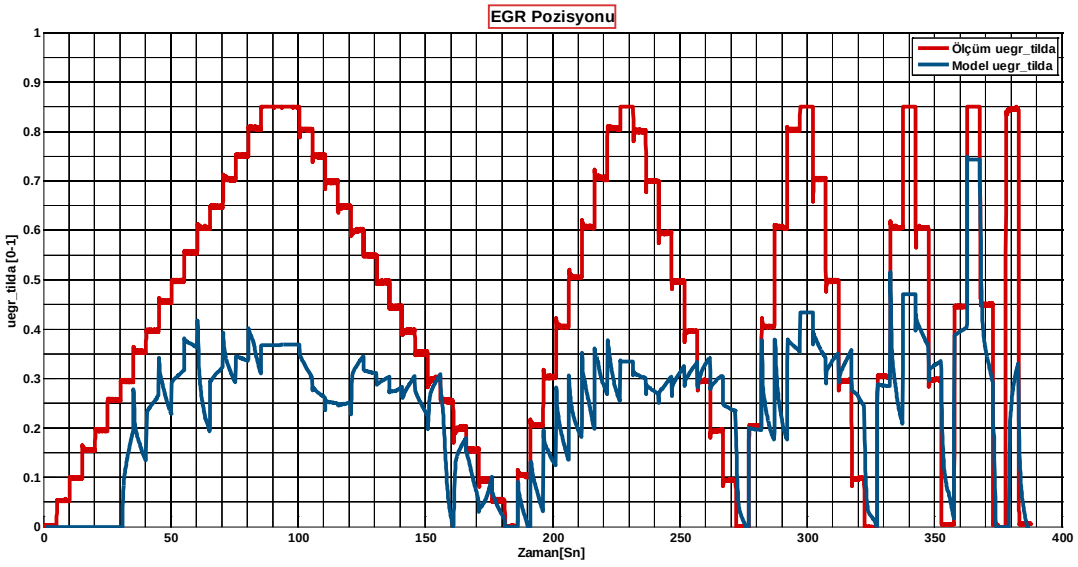
olarak alınmış ve MATLAB "Simulink Design Optimization - Parameter Estimation Toolbox" kullanılarak parametreler kestirilmiştir. Kestirim sırasında *TL* parametresi, sıfır alınmıştır. Kontrol işaretlerinin çok işaretlerinin çok hızlı değiştiği göz önüne alınırsa modellemede kullanılan ölçümlerin önemi ortaya çıkar. Kullanılan ölçüm sistemi kısıtlaması nedeniyle ölçüm sıklığı belirli bir değerden daha fazla

arttırılamamıştır. Ayrıca EGR valfi yapısından gelen histerisis nedeniyle parametrizasyonda zorlanılmıştır. Histerisis, kontrol işaretinin valf pozisyonuna karşı çizdirildiği aşağıda grafikten kolayca anlaşılabilir.



Şekil 3.45 : Modelleme (EGR tarama) testi – EGR valf pozisyonu.

Literatürdeki benzer örneklerde parametrizasyonda kullanılan akım ölçümlerinin de eldeki ölçümlerde bulunmaması önemli bir dezavantajdır. Bu bilgilerden sonra, eldeki verilerle yapılan modelleme sonucunda ulaşılan sonuçlar aşağıda görülebilir.



Şekil 3.46 : Modelleme (EGR tarama) testi – EGR valf pozisyonu.

THR valfi

THR valf modeli için de giriş ve çıkışlar THR tarama testi ölçümlerinden,

```
INPUTS  = [uthr];
OUTPUTS = uthr_tilda;
```

ve parametre vektörü,

```
PARAMS  = {'Ra_thr'; 'Ka_thr'; 'Kb_thr'; 'r_thr'; 'Jtot_thr',
'Kspr_thr'; 'Tpc_thr', 'Tc_thr'; 'Ts_thr'; 'ws_thr'; 'gama0_thr';
'gama1_thr'; 'gama2_thr'; 'TL_thr'};
```

olarak alınıp, MATLAB "Simulink Design Optimization - Parameter Estimation Toolbox" yardımıyla parametreler kestirilebilir. Ancak geliştirilecek olan kontrol algoritmalarında THR valfinin hep tam açık konumda çalıştırılması planlandığından, bu modele dair ayrıntılı bir çalışma yapılmamıştır.

3.2.3 Tüm hava yolu modeli ve değerlendirmeler

Önceki bölümlerde alt model bazında parametreleri kestirilen tüm modeller birleştirilip aşağıdaki sayfada genel yapısı görülebilen tüm hava yolu modeli elde edilmiştir. Model oluşturulurken her bir alt model çıkışı simulinkte kullanılan *bus creator* blokları ile oluşturulmuş ve tüm işaretler bir bus hattına verilmiştir. Böylelikle alt modellerden büyük modeli oluşturma prosesi çok kolaylaştırılmıştır. Ayrıca, çıkışta hangi işaretler gözlenmek istenirse bus hattından o işaretler, her bir alt model girişinde de kullanılan, *bus selector* blokları yardımyla çekilmiştir.

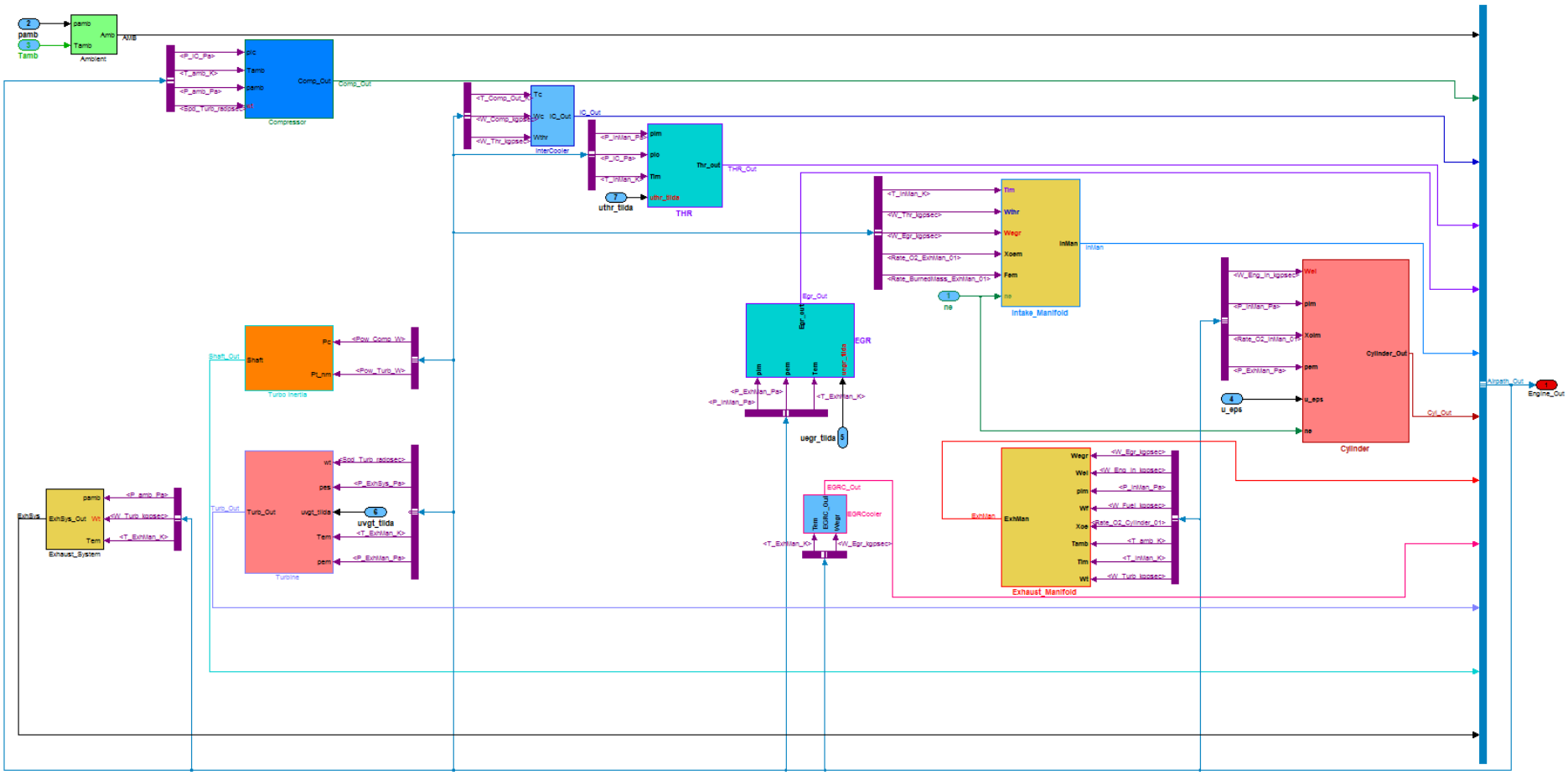
Bu aşamada kestirimleri yapılmamış parametreler olarak sadece kontrol hacimleri,

```
PARAMS  = {'Vic'; 'Vim'; 'Vem'};
```

kalmıştır. Bu parametrelerin motor tasarımından gelen büyüklükleri bilindiği için ilk değer olarak bilinen değerler alınmış ve MATLAB "Simulink Design Optimization - Parameter Estimation Toolbox" yardımıyla, modelin ölçülen kritik çıkışlarını daha iyi tutturmak adına daha hassas ayarlama yapılmaya çalışılmıştır. Ancak bu işlem sonucunda sonuçlar fazlaca iyileşmemiştir.

Sonuçlar ilk değerlerin doğru alındığını gösterebileceği gibi sıcaklıklar (ve türbin çıkış basıncı) için modele eklenen birinci dereceden filtrelerin gerekenden daha etkin olarak iyileştirmeyi olanaksızlaştırdığını gösterebilir.

Tüm hava yolu modeli çalıştırılırken eyleyici modelleri ihmal edilip, eyleyicilere dair kontrol işaretleri yerine pozisyon ölçümleri kullanılmıştır.



Şekil 3.47 : Tüm hava yolu modeli simulink diyagramı.

Bu ön bilgilerden sonra tüm hava yolu modeline motor tarama testi ölçümlerinden,

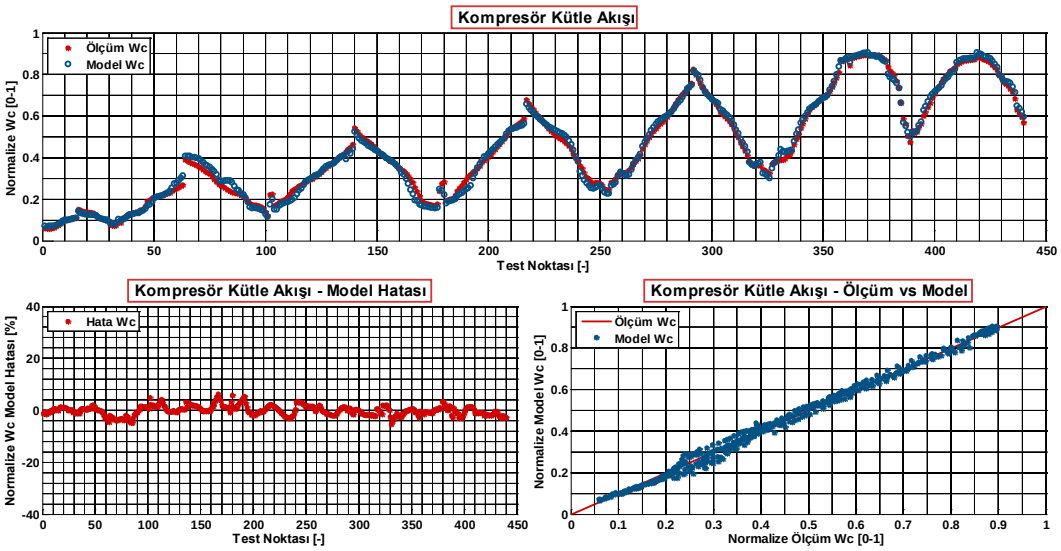
```
INPUTS  = [ne, pamb, Tamb, udelta, uvgt_tilda,uegr_tilda,
uthr_tilda];
```

girişleri uygulanmış, çıkışta ise testlerde yer alan ölçümler olan

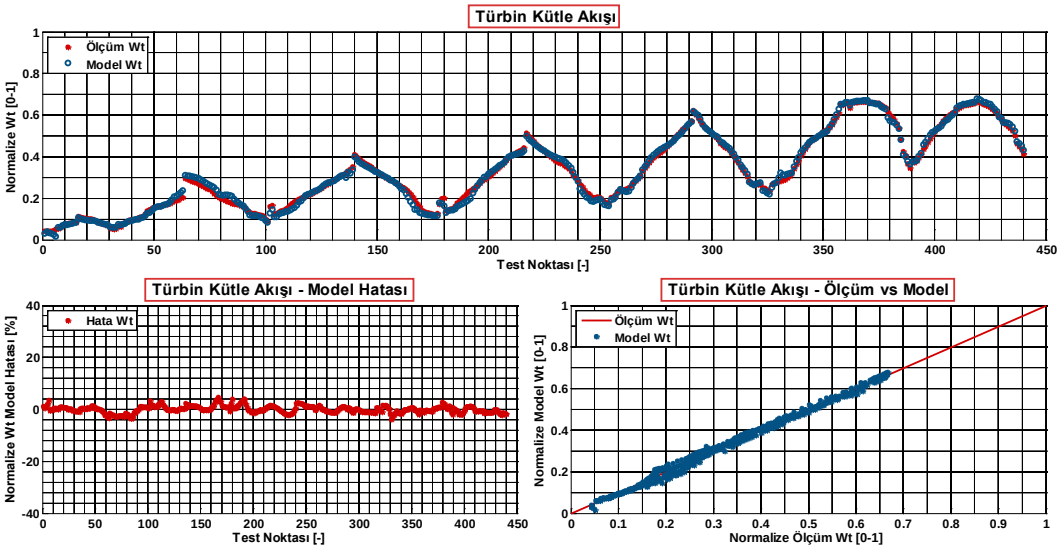
```
OUTPUTS = [Wc, Wt, wt, pic, pim, pem, pt, Xoem, Tc, Tim, Tem, Tt];
```

çıkışları gözlenmiştir.

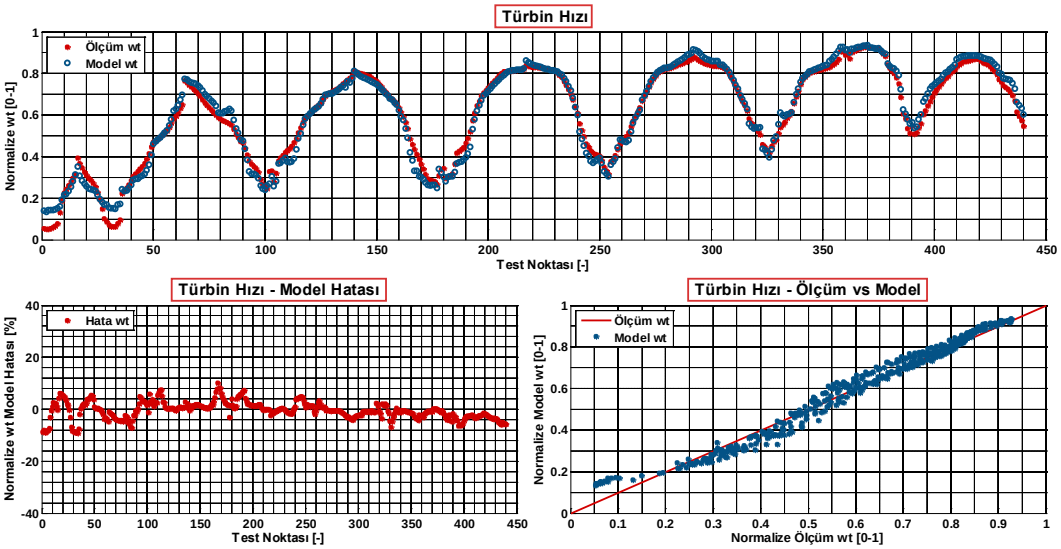
Model test sonuçları önceki bölümlerde olduğu gibi tüm çıkışlar için önce modelleme testi için (durağan hal sonuçları) sonra doğrulama testi için (dinamik sonuçlar) verilecektir. Modelleme testi sonuçları şu şekildedir.



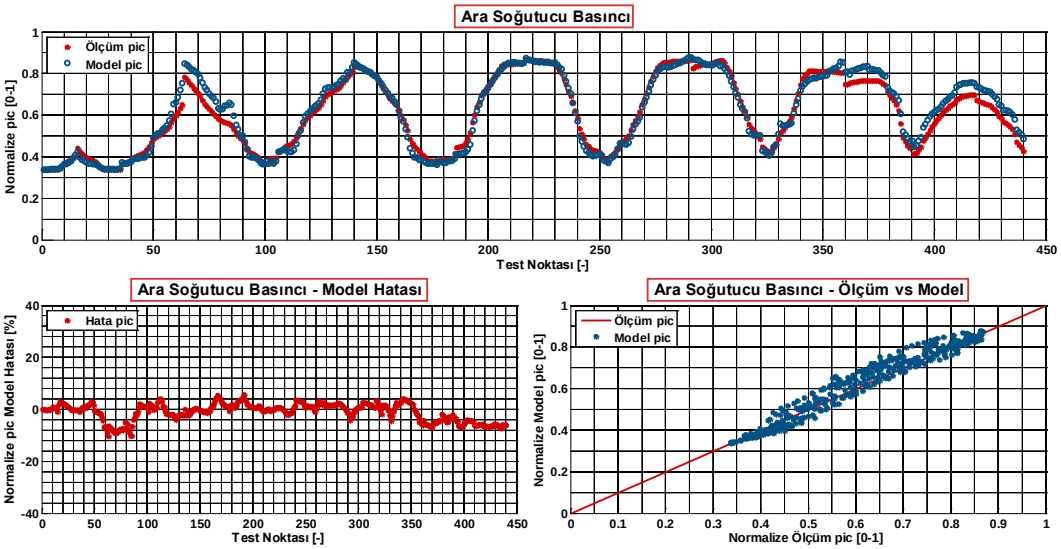
Şekil 3.48 : Modelleme testi – tüm hava yolu modeli – kompresör kütle akışı.



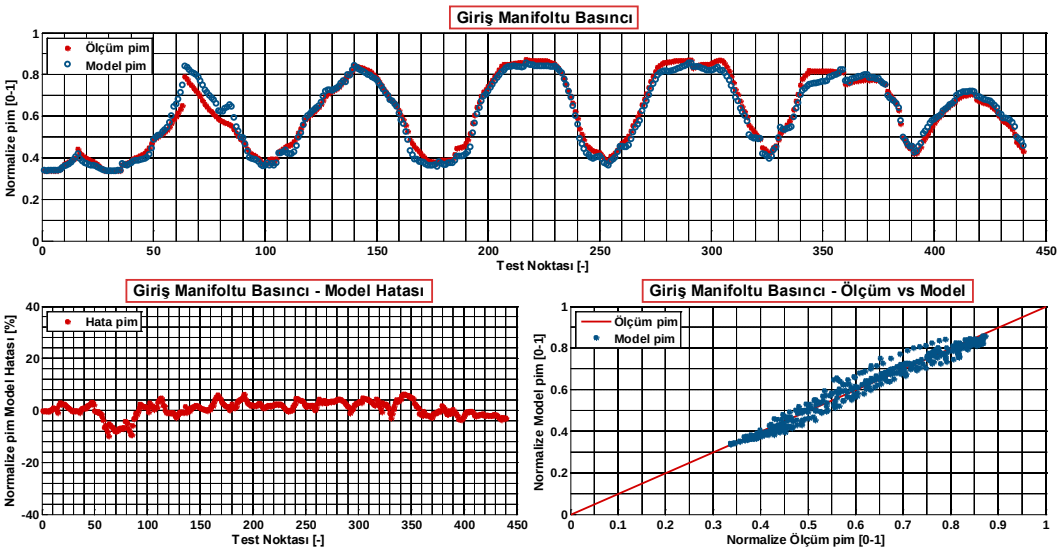
Şekil 3.49 : Modelleme testi – tüm hava yolu modeli – türbin kütle akışı.



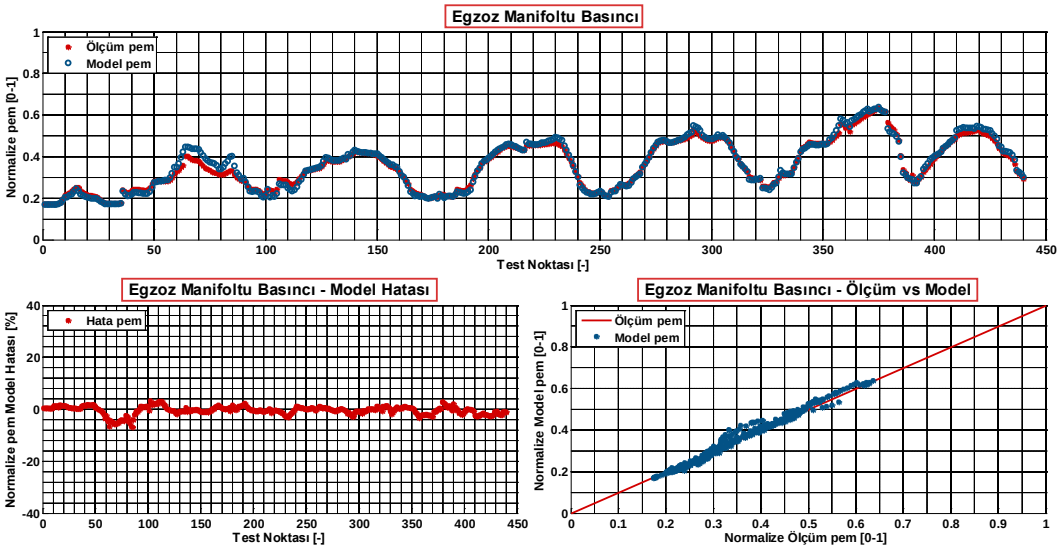
Şekil 3.50 : Modelleme testi – tüm hava yolu modeli – türbin hızı.



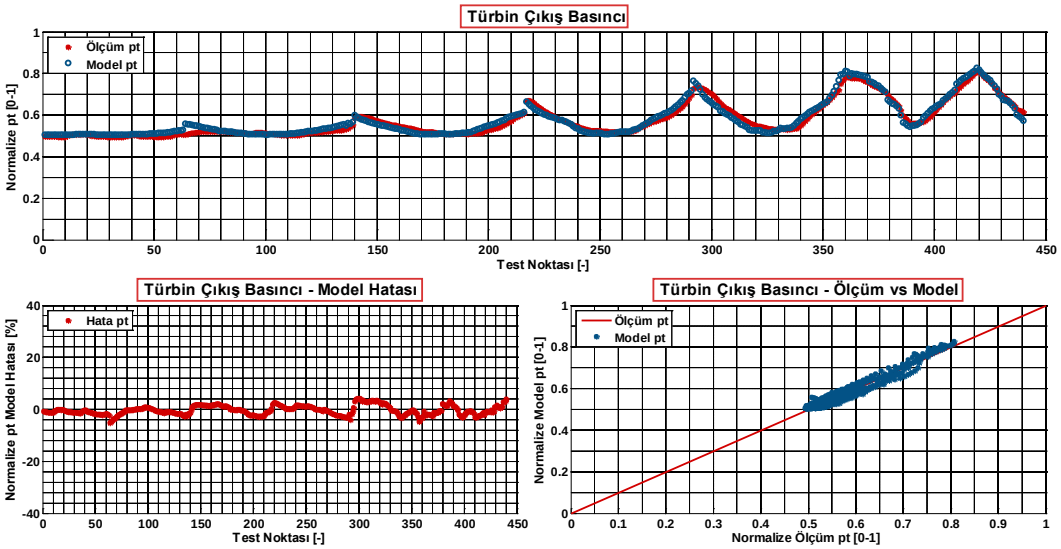
Şekil 3.51 : Modelleme testi – tüm hava yolu modeli – ara soğutucu basıncı.



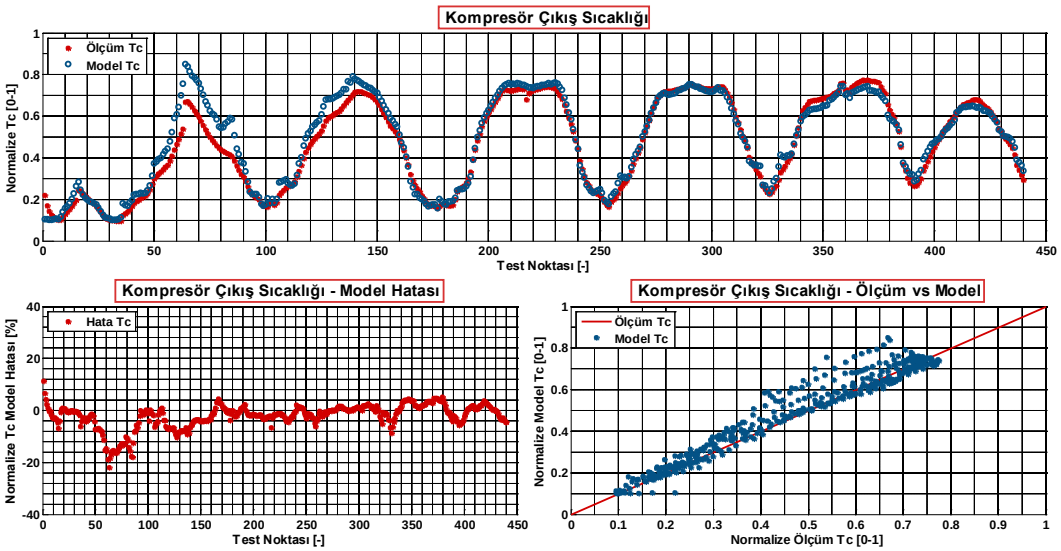
Şekil 3.52 : Modelleme testi – tüm hava yolu modeli – giriş manifoldu basıncı.



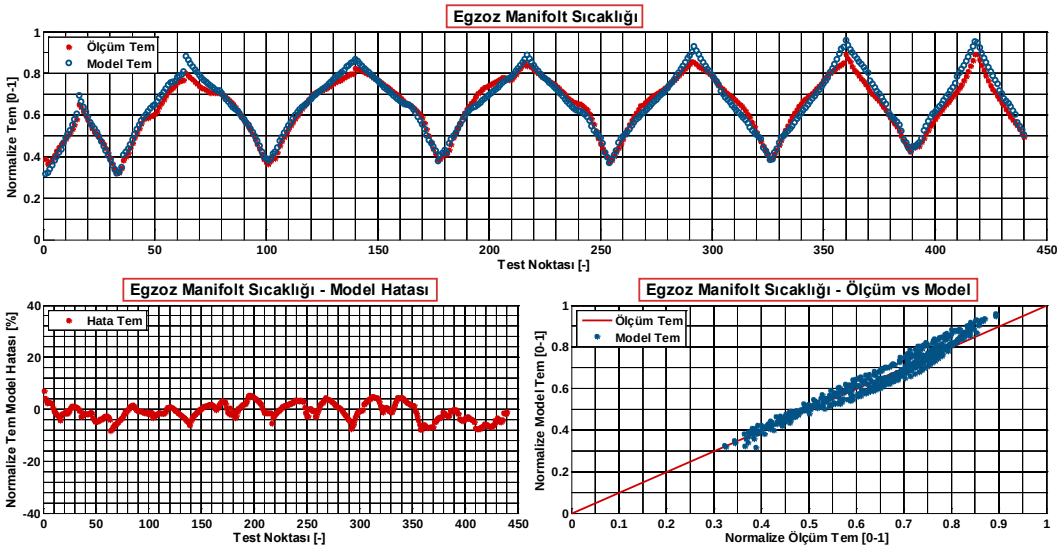
Şekil 3.53 : Modelleme testi – tüm hava yolu modeli – egzoz manifoldu basıncı.



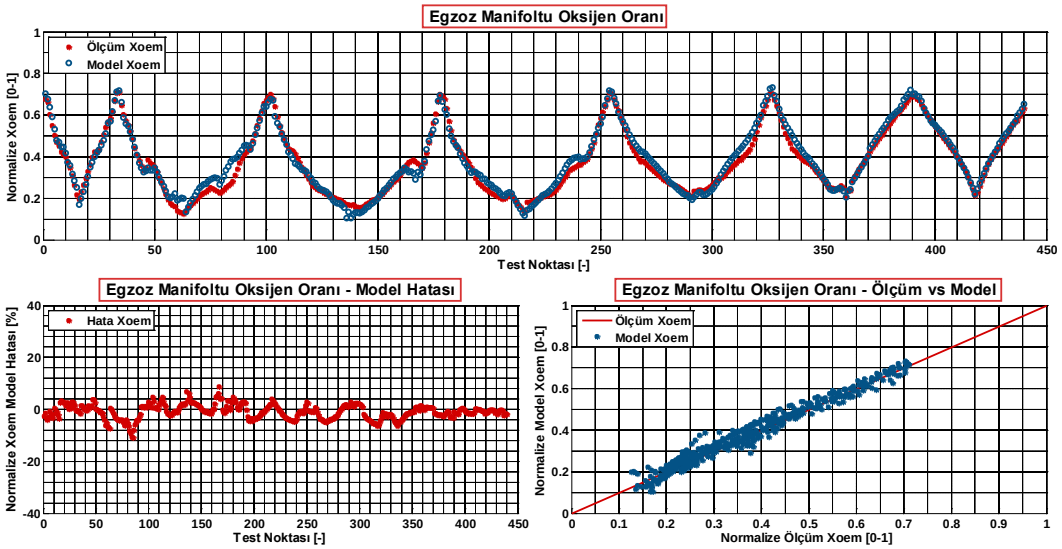
Şekil 3.54 : Modelleme testi – tüm hava yolu modeli – türbin çıkış basıncı.



Şekil 3.55 : Modelleme testi – tüm hava yolu modeli – kompresör çıkış sıcaklığı.



Şekil 3.56 : Modelleme testi – tüm hava yolu modeli – egzoz manifold sıcaklığı.

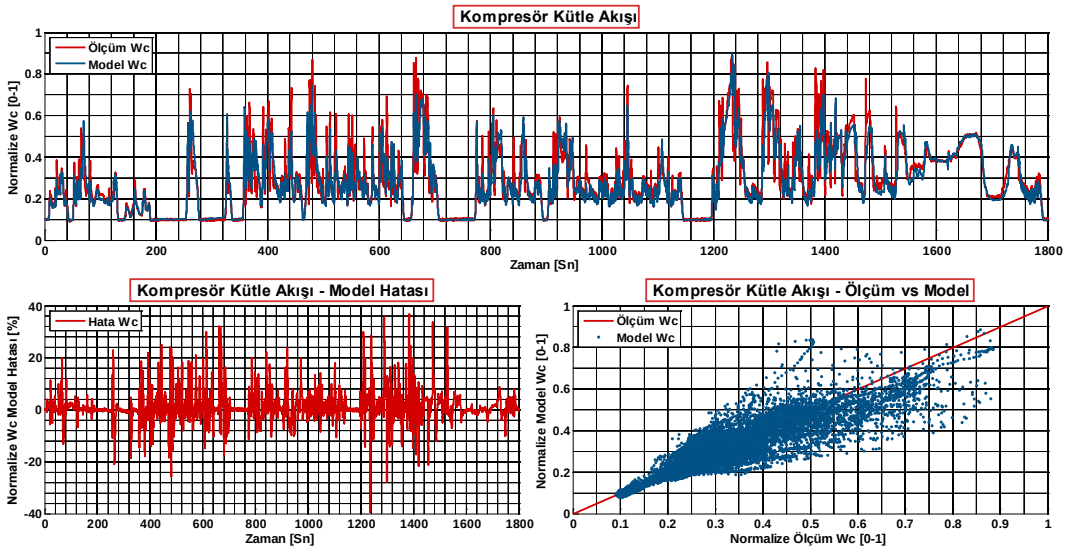


Şekil 3.57 : Modelleme testi – tüm hava yolu modeli – egzoz manifoldu oksijen oranı.

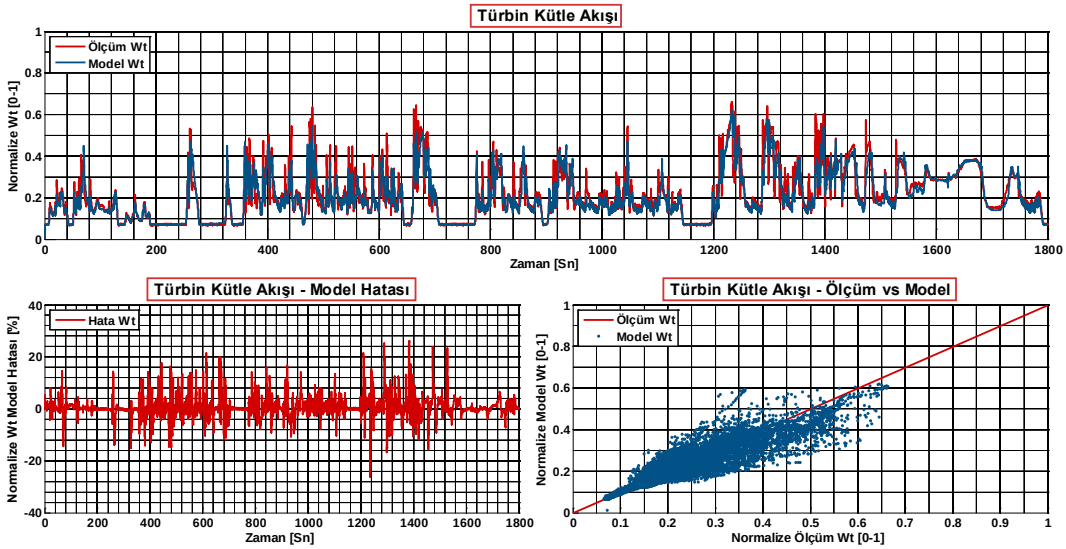
Test sonuçları verilirken sonuçları özetlemek adına modelde hesaplanan tüm çıkışlara dair grafikler verilmemiş, yalnızca ölçülebilen ve modelin diğer çıkışları hesaplanırken kullanılan ölçümler verilmiştir. Durumlar arasında yer alan giriş manifoldu oksijen oranı değişkenine dair grafik, bu değişkenin ölçümlerde bulunmaması nedeniyle verilememiştir. Grafiklerden de görülebileceği gibi hemen hemen tüm çıkışlar için %10 hata aralığının içerisinde kalınmıştır. Bu durum modelleme ve kestirim prosesinde ulaşılan başarının önemli bir göstergesidir.

Doğrulama testine geçilirken kestirim bölümünde anlatılan filtreler devreye alınmış ve yine test sırasında ölçülen model girişleri ile modele beslenerek çıkışlar ölçüm verileri ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca bu aşamada egzoz manifold oksijen oranı

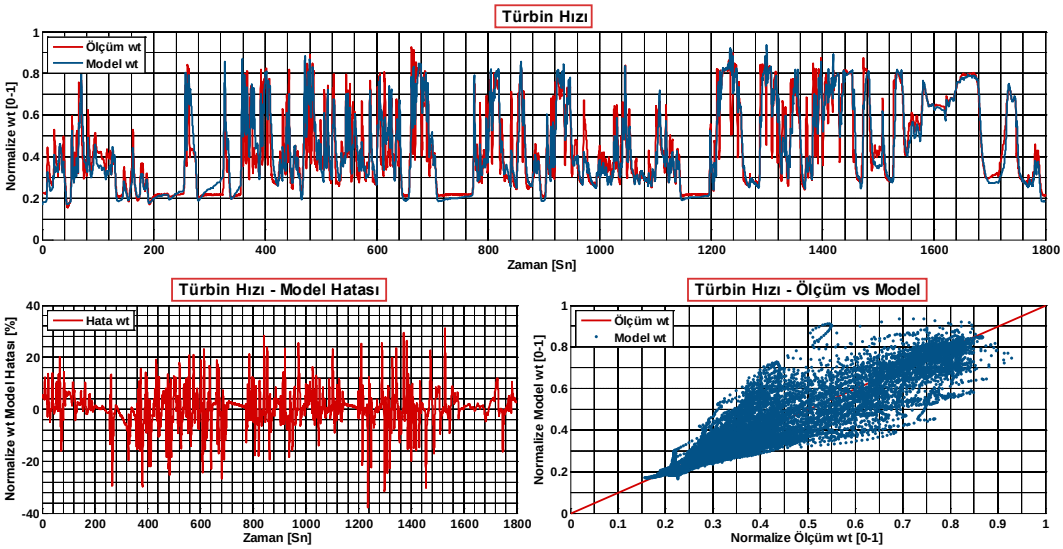
çıkışına da birinci dereceden filtre eklenmiştir. Modelleme testi için verilen grafikler yine aynı değişken sıralaması ile aşağıdaki gibi elde edilmiştir.



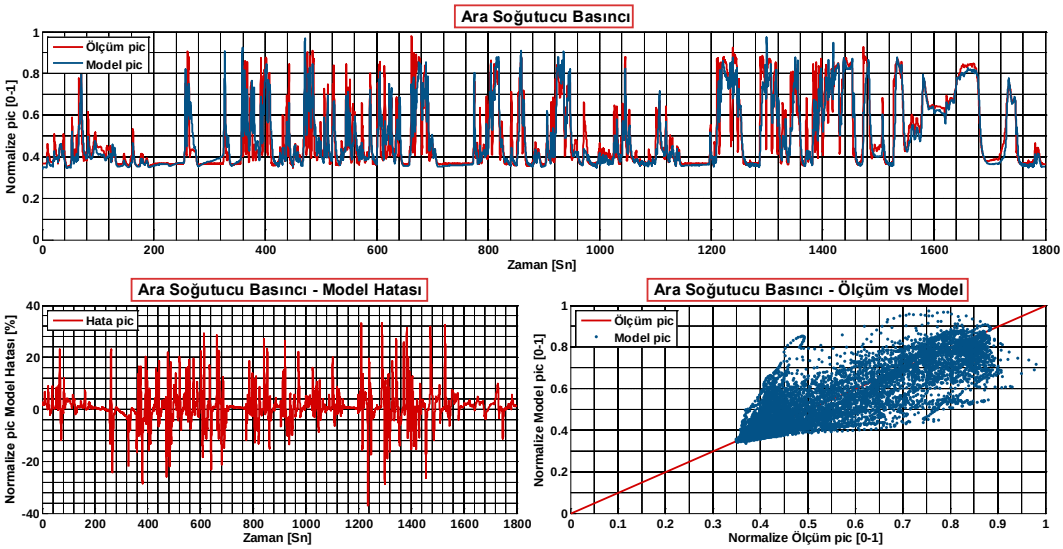
Şekil 3.58 : Doğrulama testi – tüm hava yolu modeli – kompresör kütle akışı.



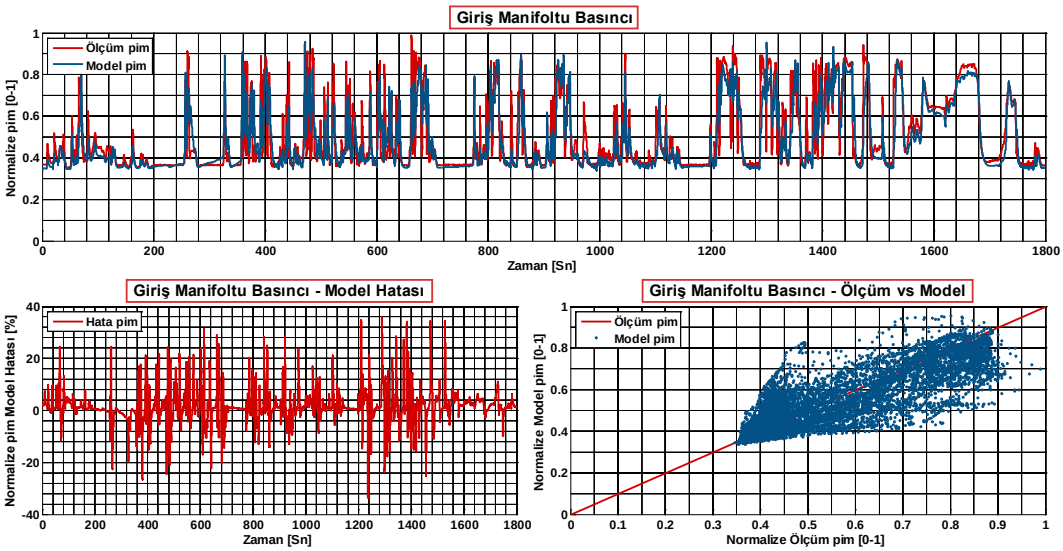
Şekil 3.59 : Doğrulama testi – tüm hava yolu modeli – türbin kütle akışı.



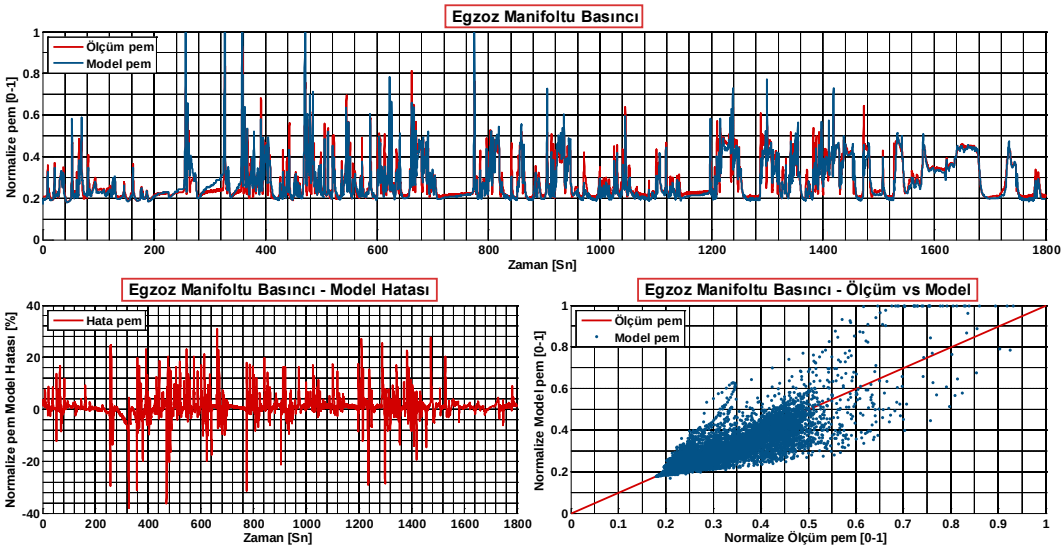
Şekil 3.60 : Doğrulama testi – tüm hava yolu modeli – türbin hızı.



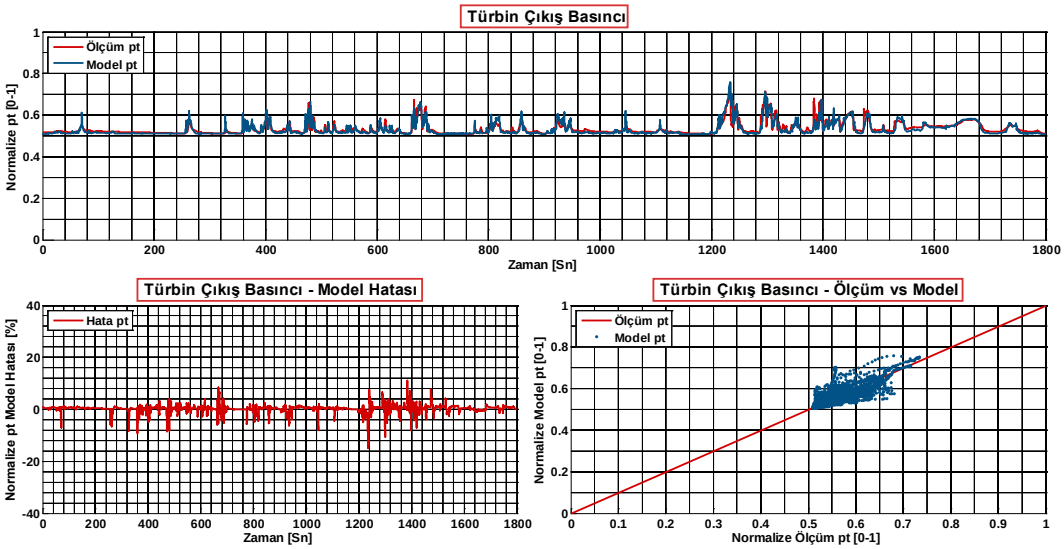
Şekil 3.61 : Doğrulama testi – tüm hava yolu modeli – ara soğutucu basıncı.



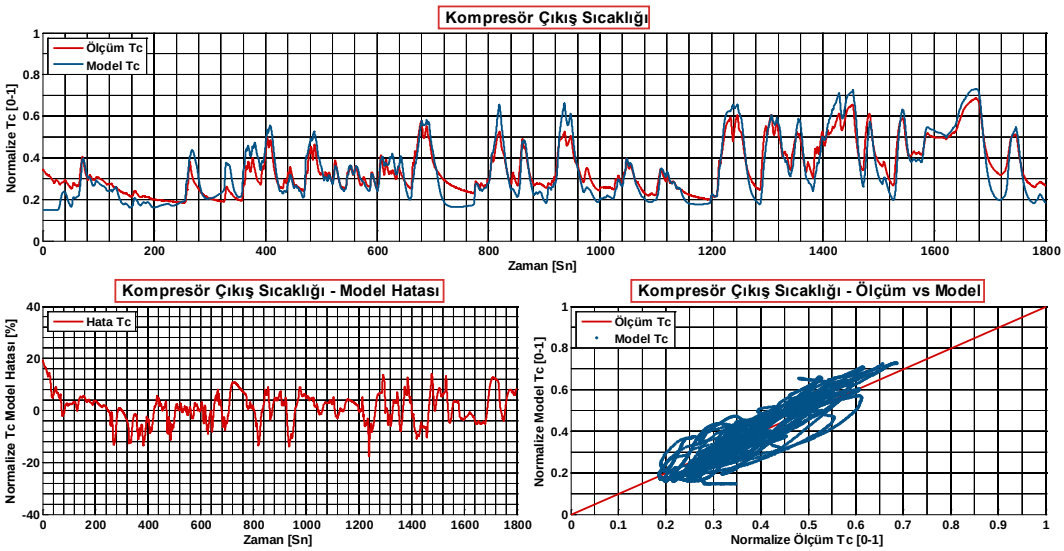
Şekil 3.62 : Doğrulama testi – tüm hava yolu modeli – giriş manifoldu basıncı.



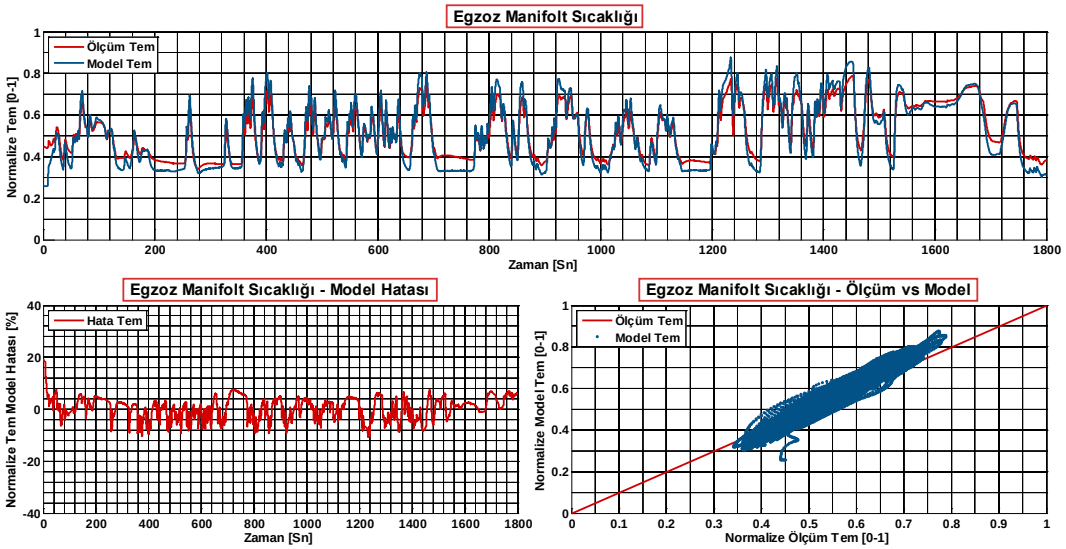
Şekil 3.63 : Doğrulama testi – tüm hava yolu modeli – egzoz manifoldu basıncı.



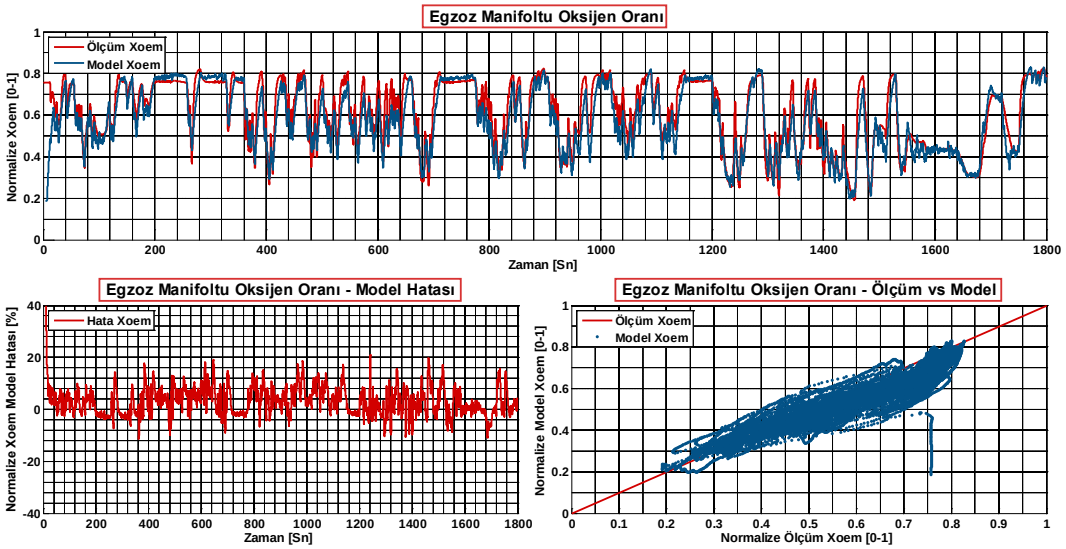
Şekil 3.64 : Doğrulama testi – tüm hava yolu modeli – türbin çıkış basıncı.



Şekil 3.65 : Doğrulama testi – tüm hava yolu modeli – kompresör çıkış sıcaklığı.



Şekil 3.66 : Doğrulama testi – tüm hava yolu modeli – egzoz manifoldu sıcaklığı.



Şekil 3.67 : Doğrulama testi – tüm hava yolu modeli – egzoz manifoldu oksijen oranı.

Grafiklerden de görüldüğü gibi modelleme testi (durağan rejim) ile %10 hata aralığı içerisinde olan model sonuçları, özellikle sıcaklık çıkışlarında bulunan filtreler nedeniyle doğrulama testi için bir miktar bozulsa da yine de tüm test için çıkışların mutlak ortalama hata değeri %10 hata bandının içerisinde kalmıştır. Tüm hava yolu modeli çıkışlarının modelleme ve doğrulama testi için mutlak hata ortalamalarını gösteren sonuçlar aşağıdaki çizelgede toplu olarak verilmiştir.

Literatürde incelenen kaynaklarda doğrulama testi olarak genelde çok fazla dinamiklik içermeyen testler incelenmiş ya da daha dinamik testlerin sadece kısa bir zaman aralığı göz önüne alınmıştır. WHTC gibi çok fazla dinamiklik içeren bir test

için hata grafikleri ile tüm hava yolu model sonuçlarının verildiği bir yayına ulaşılamamıştır.

Model kestirim başarısının bir başka göstergesi, ölçüm gecikmesinin fazla olduğu bilinen egzoz manifoldu oksijen oranı için model çıkışları ile ölçümler arasında yaklaşık 4 saniyelik bir zaman gecikmesi bulunmasıdır. Karşılaştırma açısından bu değişkene ait büyüklük zamanda 4 saniye ötelenerek grafiklenmiştir.

Model başarımını bu denli yükselten etkenlerden bir tanesi hiç süphesiz ki dinamometre test/ölçüm sisteminin tutarlı olması ve oldukça fazla noktadan ölçüm alınması nedeniyle ayrıntılı sonuçlar vermesidir. Bu yüzden elde edilen sonuçlara Ford OTOSAN firması ve çalışanlarının katkısı yadsınamaz.

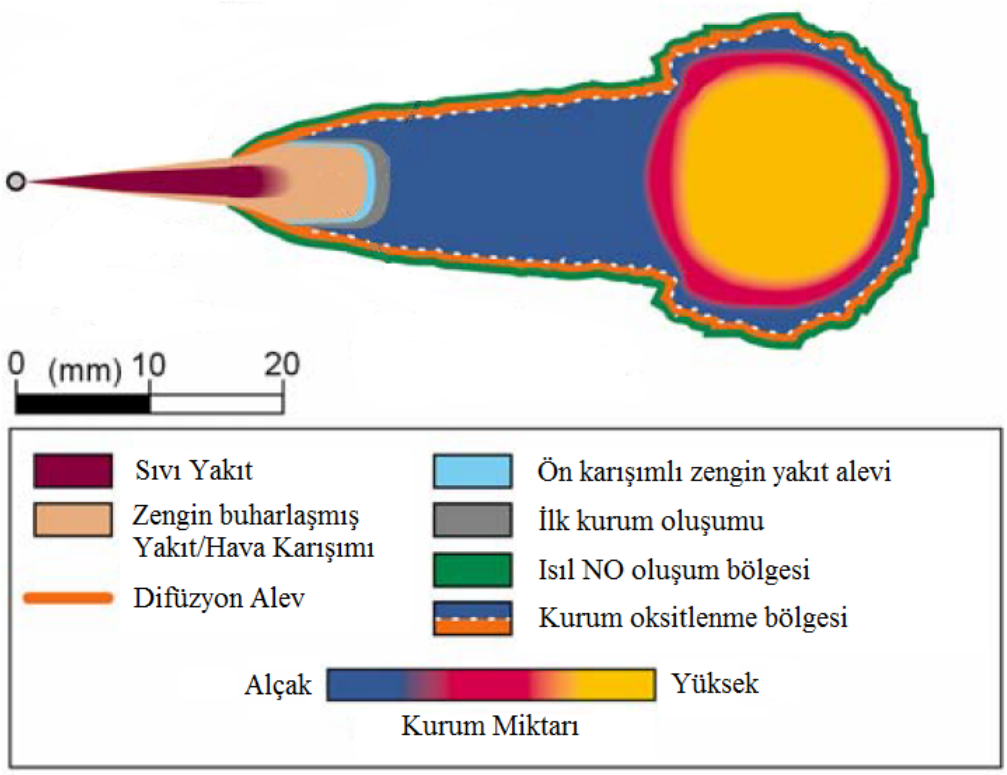
Çizelge 3.2 : Tüm hava yolu modeli – modelleme ve doğrulama testi hata oranları.

Model Çıkışı	Modelleme Mutlak Bağıl Hata Ortalaması [%]		Doğrulama Mutlak Bağıl Hata Ortalaması [%]	
	Alt Model	Tüm Model	Alt Model	Tüm Model
W_c	7.54	3.33	5.70	7.41
W_t	3.18	3.25	5.99	7.30
ω_t	-	4.12	-	7.85
T_c	1.95	1.86	1.86	2.47
T_t	3.99	6.80	4.74	8.10
p_{ic}	-	7.90	-	8.04
p_{im}	-	3.83	-	6.96
p_{em}	-	3.41	-	7.35
p_t	2.49	2.61	1.04	1.50
T_{em}	3.68	4.14	5.10	5.43
X_{Oem}	-	5.96	-	8.40
TQ	3.68	3.82	6.73	6.72

Yukarıda özet olarak verilen sonuçlardan hareketle, elde edilen modelin kontrolör tasarımı için yeterli olduğu açıktır.

3.3 Dizel Yanma Modeli

Bu çalışmada dizel motor yanma modeli tork, nitrojen oksitleri (NOx) ve kurumu hesaplamak üzere tasarlanmıştır. Nitrojen oksitleri ve kurum dizel motorlarda benzinli motorlara göre fazla miktarda yanma ürünü olarak açığa çıkmaktadır. Bunun sebebi dizel motorlardaki yanmanın ayrışık yanma olmasıdır.



Şekil 3.68 : Dizel motor yanma ürünleri.

Yukarıdaki şekilde sıvı yakıt enjektörden yanma odasına püskürtülmektedir. Hemen sonrasında püskürtülen yakıtın hava ile karışıp buharlaştığı görülmektedir. Buradaki yanma ayrışık yanmadır. Yanmanın sonucu olarak 2000 K civarlarındaki koyu yeşil bölgelerde ısıl NO oluşumu gözlemlenmektedir. Kurum oluşumunun dağılımı ise koyu mavi ve sarı renkler ile gösterilmiştir (Koyuncuoğlu, 2012).

Yanma sonucu oluşan nitrojen oksitlerini ve kurumu modellemek nümerik ve teorik olarak kolay değildir. Literatürde yapılan incelemelerde genel olarak 3 yöntemin kullanıldığı görülmüştür.

- Deneysel ölçümlerle ile oluşturulmuş modeller
- Fenomenolojik modeller
- Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile oluşturulmuş modeller.

Kurum oluşumunu modellemek için bilinen en etkili yöntem Hiroyasu'nun tanımladığı fenomenolojik model yapısıdır. Bu model yapısı aşağıdaki denklemlerle tanımlanmıştır.

$$m_s = m_f - m_o \tag{3.88}$$

Yukarıdaki denklemde dizel motorun tek bir döngüde ürettiği m_s kurum miktarı, m_o kurum oksidasyon miktarının, m_f kurum oluşumundan çıkarılmasıyla hesaplanmıştır.

$$\frac{dm_F}{d\varphi} = A_F . \frac{dm_B}{d\varphi} . p^{0.5} . \exp(-\frac{E_F}{R.T}) \tag{3.89}$$

$$\frac{dm_O}{d\varphi} = A_O . m_s . O_2 . p^{1.8} \exp(-\frac{E_O}{R.T}) \tag{3.90}$$

Yukarıdaki denklemlerde kurum oluşumu ve kurum oksidasyonu motor krank açısının değişimine bağlı olarak tanımlanmıştır. A_F ve A_O katsayıları kalibrasyon parametreleridir. Bu parametreler deneysel ölçümler ile hesaplanmaktadır. Denklemlerde kullanılan p ve T anlık silindir içi basınç ve sıcaklık değerleridir. EF ve EO aktivasyon ve formasyon enerji değerleridir. Denklemde kullanılan m_b değeri yakıtın krank açısına (φ) göre yanma oranıdır. Son olarak R ideal gaz sabitidir. Hiroyasu oluşturduğu model yapısında üretilen kurumun zamanla oksidasyon ile azaldığını göstermiştir. Oksidasyon oranı toplam üretilen kurum miktarı arttıkça artmaktadır. Bu durum yanmanın son evrelerine doğru üretilen kurumun bir kısmının oksidasyon ile azaldığının bir göstergesidir.

Yanma sonucu oluşan nitrojen oksitin oluşum kaynakları aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Isıl kaynaklı NOx oluşumu
- Hızlı (prompt) NOx oluşumu
- Yakıt kaynaklı NOx oluşumu

Isıl NOx oluşumunu tanımlayan kişi Zeldowich'tir ve bu mekanizmaya Zeldowich mekanizması ismi verilmiştir. Dizel motordaki NOx oluşumunun en büyük kaynağıdır. Zeldowich ısıl NOx oluşumunu aşağıdaki gibi tanımlamıştır.

$$\frac{dNO_x}{dt} = k_{fw}(\vartheta).[N_2]^{\frac{1}{2}}.[O_2]^{\frac{x}{2}} \tag{3.91}$$

bu denklemde k_{fw} ile gösterilen değişken reaksiyon hızının oranını ifade etmektedir. ϑ ise silindir içi alev sıcaklığıdır.

Hızlı NOx oluşumunun kaynakları ise alevdeki hidrokarbon radikalleridir. Bu radikaller (CH, CH2, CH3, C2H5) ile havadaki N2 ile hızlıca reaksiyona girip HCN ve CN moleküllerini oluştururlar. Yanmanın ileri safhalarında oluşan moleküller alev içinde hızlıca, istenmeyen NOx moleküllerini üretirler. Bu reaksiyonlar aşağıdaki gibidir.

$$\begin{aligned} CH_2 + N_2 &\rightarrow HCN + NH \\ CH + N_2 &\rightarrow HCN + N \\ C + N_2 &\rightarrow CN + N \\ N + O_2 &\rightarrow NO + O \\ CN + O_2 &\rightarrow NO + CO \end{aligned} \qquad \textbf{(3.92)}$$

Yakıt kaynaklı NOx oluşumu, yakıtın içinde bulunan nitrojenlerin NOx oluşumuna neden olmasından kaynaklanır. Prompt NOx oluşumu ve yakıt kaynaklı NOx oluşumu toplam NOx oluşumuna %10 gibi bir katkıda bulunur bu sebeple kontrol problemlerinin çözümüne yönelik oluşturulan NOx modelleri Zeldowich mekanizmasını baz alır.

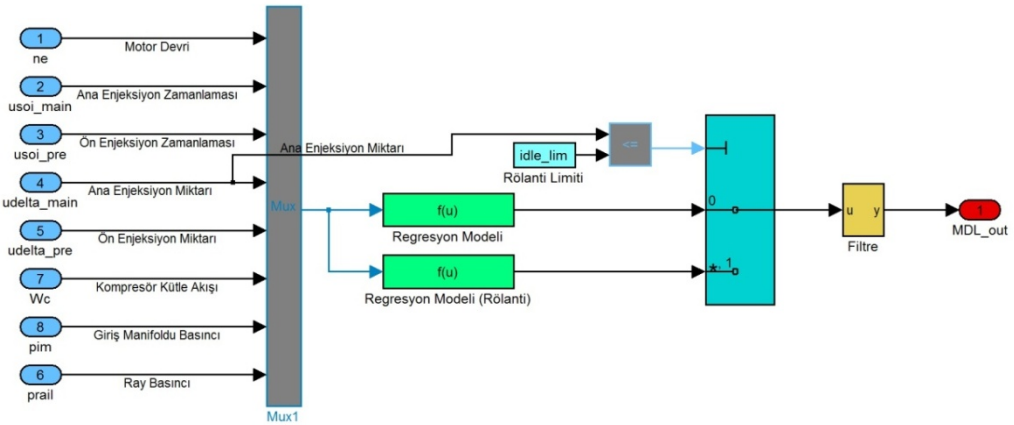
Bu tez kapsamında oluşturulan yanma modeli yukarıdaki yöntemleri kullanmamaktadır. Bunun sebebi, Hiroyasu ve Zeldowich yaklaşımlarının krank açısını hesaba katan yaklaşımlar olmasıdır.

Bu tez çalışmasında geliştirilen kontrole yönelik dizel hava yolu modelinde ortalama değer modeli yaklaşımı benimsenmiştir ve model, krank açısı çözünürlüklü değildir. Oluşturulacak yanma modelinin girişleri dizel hava yolu modeli çıkışları ile ECU'nun ürettiği kontrol işaretleri arasından seçilmelidir. Literatürde yanma/emisyon modellemesi ile ilgili çok fazla çalışma vardır (Amsden ve diğ., 1985; Bertola ve diğ., 2001; Chauvin ve diğ., 2004; Hiyorasu, 1985; Johnson, 2009; Kirchen ve Boulouchos, 2009; Kirchen ve diğ., 2009; Lughofer ve diğ., 2011; Maiboom ve diğ., 2008; Del Re ve diğ., 2005; Schindler ve diğ., 2004; Stadlbauer ve diğ., 2012; Stadlbauer ve diğ., 2012; Traver ve diğ., 1999; Tree ve Svensson, 2007; Zhang ve diğ., 2007; Zhao, 2010, Hall ve diğ., 2008; Knaak ve diğ., 2006). Bunların pek çoğu çok ayrıntılı ölçümler gerektirirken, parametrizasyonları oldukça zordur. Ayrıca bazı çalışmalardaki model yapıları parametrelerinin bulunması için özel

tasarlanmış testler gerektirir. Parametreleri daha kolay bulunan ancak çok fazla test verisi gerektiren istatistiksel modeller test verisi bulunan bölgelerde iyi sonuç verirken, test verisi bulunmayan çalışma bölgeleri için ektrapolasyon yetenekleri sınırlıdır. Fiziksel/kimyasal modeller ise istatistiksel modeller kadar test verisi gerektirmez ve ölçüm alınmayan çalışma bölgelerinde de iyi sonuç verir. Ancak parametrelerinin bulunması çok zordur ve gerçek zamanda çalışmaları problemlidir. Ayrıca, pratikte (ECU kalibrasyonunda) çoklu enjeksiyon stratejisi benimsenmesine rağmen bu model yapıları genelde tek enjeksiyon stratejisi üzerine kurulmuştur. Doğan ihtiyaca paralel olarak son yıllarda karma modeller öne çıkmaktadır. Bu tezden sonraki çalışmalar için yanma modeli anlamında sonuçların karma model yapısı ile biraz daha iyileştirilebileceği düşünülmektedir.

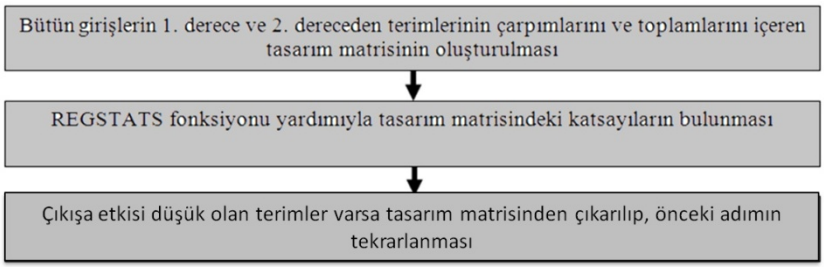
Tercih edilen hava yolu model yapısı, test tasarımı aşamalarında bulunulamaması (tamamlanmış test sonuçlarının kullanılması) ve çevrimiçi optimizasyonda kullanılmak üzere mümkün olduğunca basit (kuadratik) modellere ihtiyaç duyulması gibi sebeplerle bu tez çalışmasındaki yanma modeli için kuadratik model yapısı tercih edilmiş ve parametreleri (ve model denklemleri) istatistiksel yöntemler yardımıyla elde edilmiştir (Koyuncuoğlu, 2012).

3.3.1 Model yapısı



Şekil 3.69 : Yanma modeli simulink diyagramı.

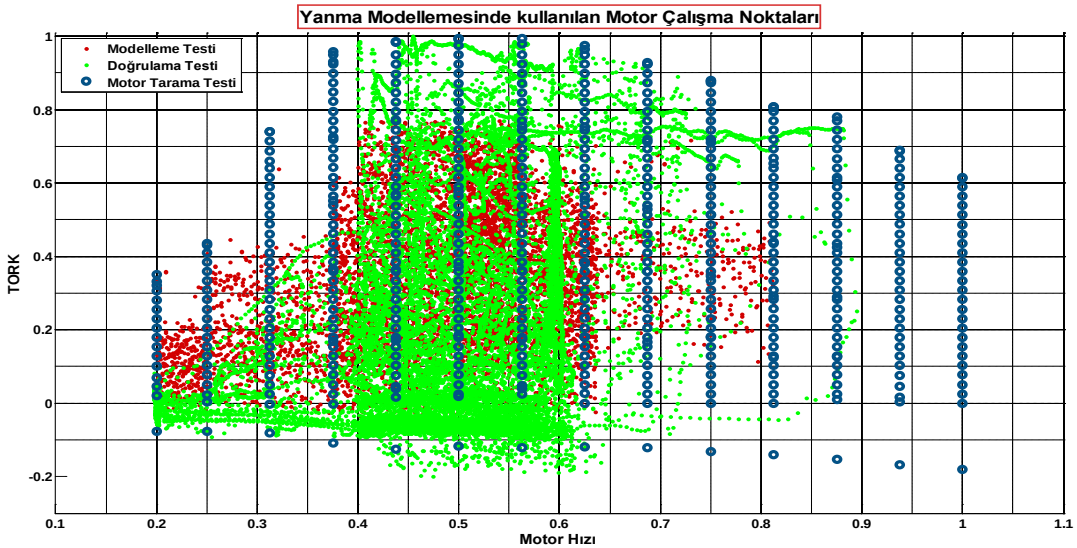
Bu çalışmada istatiksel olarak modellenen yanma modeli için yukarıda Simulink diyagramı görülen model yapısı kullanılmıştır. Modelleme için regresyon analizi MATLAB'deki *regstats* fonksiyonu kullanılarak yapılmıştır. Aşağıdaki modelleme akış şeması modelleme yapılırken kullanılan yöntemi özetlemektedir.



Şekil 3.70 : Yanma modelinde kullanılan modelleme akış şeması.

Modelleme yapılırken motorun rölantide çalıştığı noktalarda hassasiyet düşük olduğu için yanma modeli parametre kestirimi rölanti durumu için ayrıca yapılmıştır. Şekil 3.70'de belirtilen yöntemle rölanti yakıt limiti değerini aşamayan çalışma koşulları için yanma modeli çıkışları, ikinci bir regresyon bazlı model sayesinde hesaplanmaktadır. Ayrıca sensör gecikmesi de bir transfer fonsiyonu aracılığı ile modellenmiştir. Transfer fonsiyonun parametre kestirimi için WHTC testinin ilk 100 saniyesi kullanılmıştır (Koyuncuoğlu, 2012).

Aşağıdaki Şekil 3.71'de modelleme (Emisyon-DOE) ve doğrulamada (WHTC) kullanılan ölçüm noktaları ile birlikte motorun çalışma uzayını gösteren motor tarama testi noktaları görülebilir. Emisyon modeli parametrizasyonu, Emisyon-DOE testi ölçümleri baz alınarak yapılmıştır.



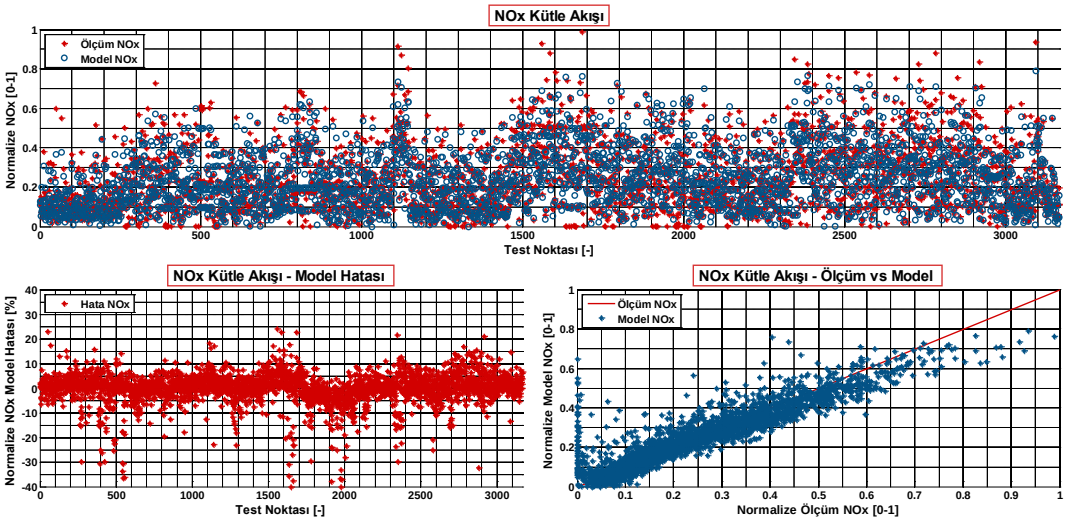
Şekil 3.71 : Emisyon modelleme, doğrulama ve motor tarama testleri motor devri/motor torku değişimleri.

Bu test sırasında motor dinamometresi gaz pedalı / hız modunda çalıştırılmış, motor tarama testinin emisyon sertifikasyonunda kullanılan WHTC doğrulama testi ile kesiştiği çalışma noktalarında ölçüm alınmıştır. Ölçüm noktalarında; Şekil 3.69'da görülen emisyon modelinin girişi olan, ön ve ana püskürtme zamanları, ön ve ana

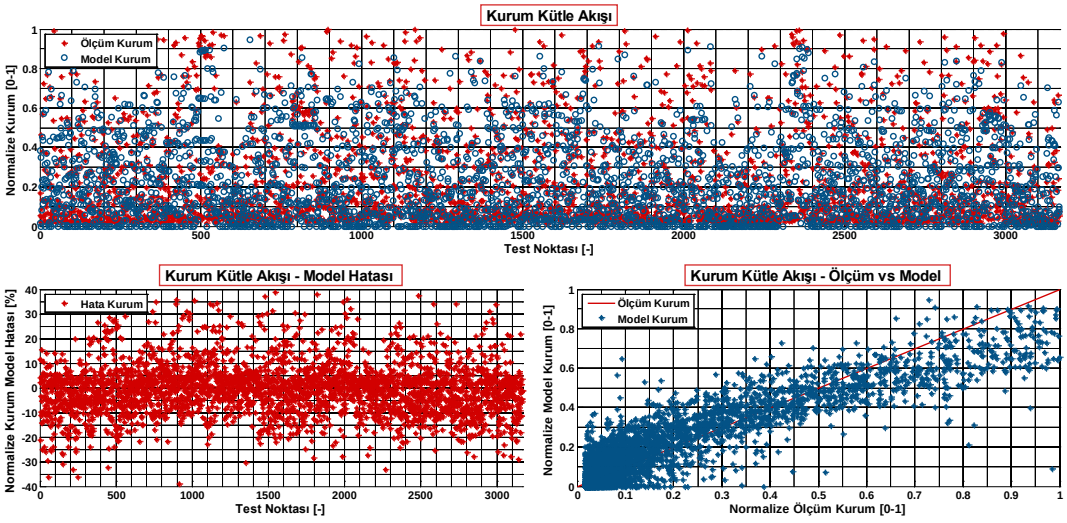
püskürtme miktarları, giriş manifold basıncı ve kompresör kütle hava akışı ve ray basıncı referansları ECU üzerinden değiştirilerek modelleme ölçümleri elde edilmiştir. Bu tip test tasarımının nedeni, bu ölçümleri kullanarak eğitilen modelin kalibrasyon değişikliğinden etkilenmemesinin hedeflenmesidir.

3.3.2 Yanma modeli sonuçları

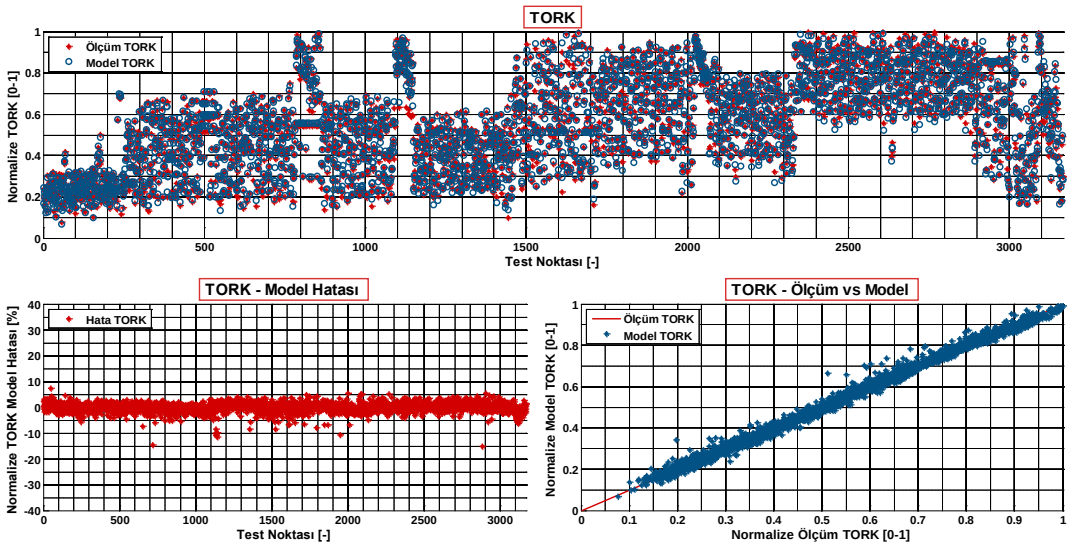
Aşağıdaki Şekil 3.72 - 3.73 ve 3.74 grafiklerinden modelleme ölçümleri ile simülasyon sonuçlarının karşılaştırması görülebilir. Grafiklerden de anlaşılacağı gibi aykırı değerler (outlier) göz önüne alınmazsa, hata oranı %10 bandı içinde yer almaktadır. Kurum modelinde hataların daha fazla çıkmasının karmaşık ölçüm yöntemleri ile ölçülen kurum ölçüm hatalarından kaynaklandığı düşünülmektedir.



Şekil 3.72 : Modelleme testi (DOE) - NOX kütle akışı.

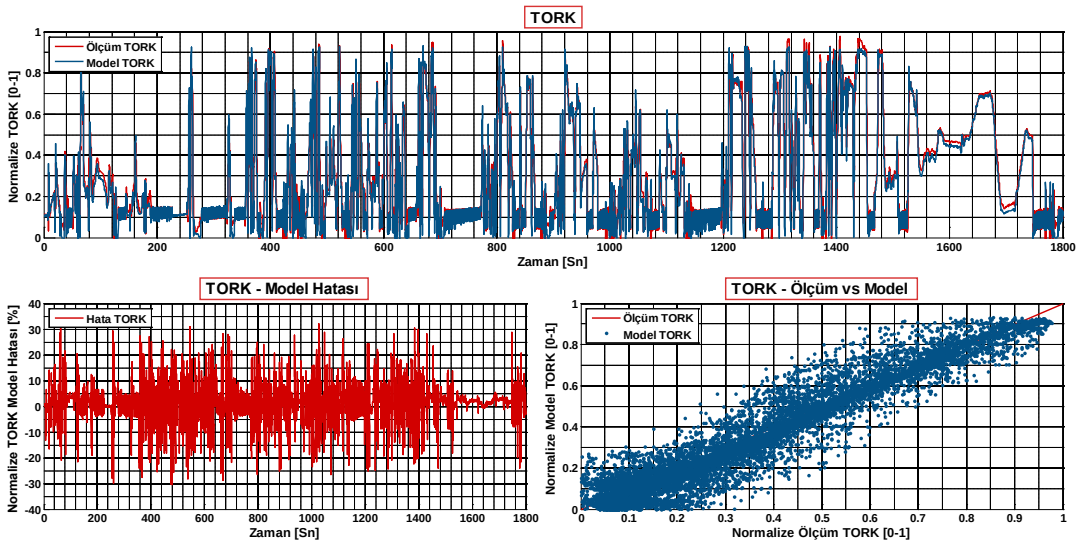


Şekil 3.73 : Modelleme testi (DOE) - kurum kütle akışı.

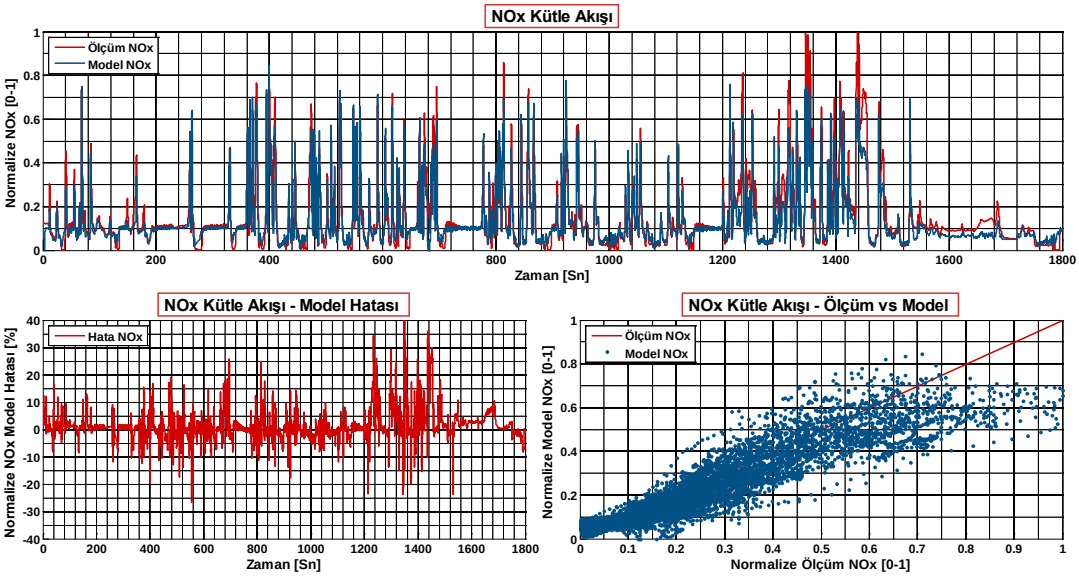


Şekil 3.74 : Modelleme testi (DOE) – motor torku.

Şekil 3.75 ve 3.76 WHTC doğrulama testi ile elde edilen sonuçları göstermektedir. Bu sonuçlarda da hata oranı %10 hata bandı içerisinde yoğunlaşmıştır. WHTC testinde dinamik kurum ölçümü bulunmaması sebebiyle kuruma ilişkin doğrulama grafiği verilememiştir.

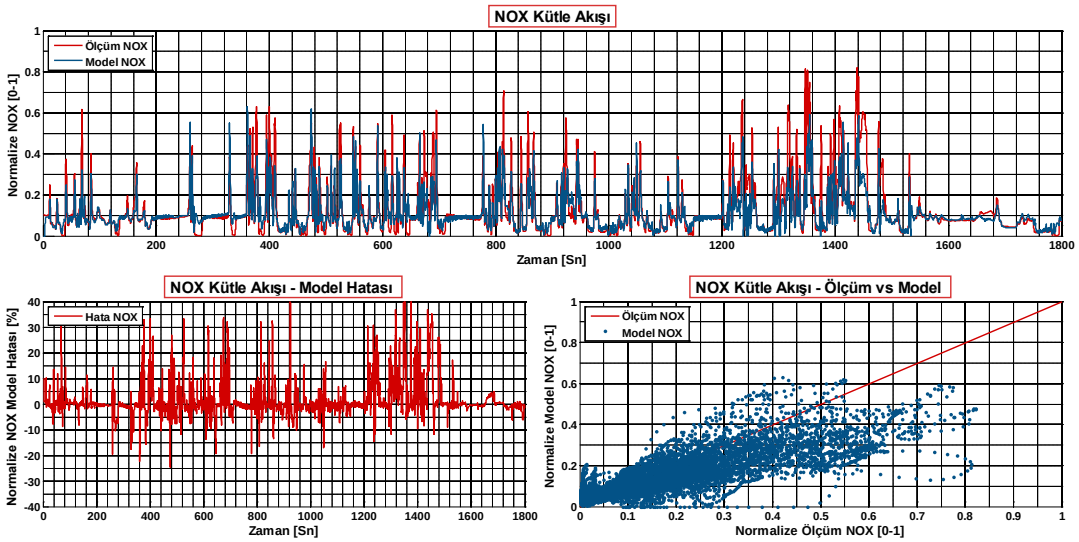


Şekil 3.75 : Emisyon doğrulama testi (WHTC) - motor torku.

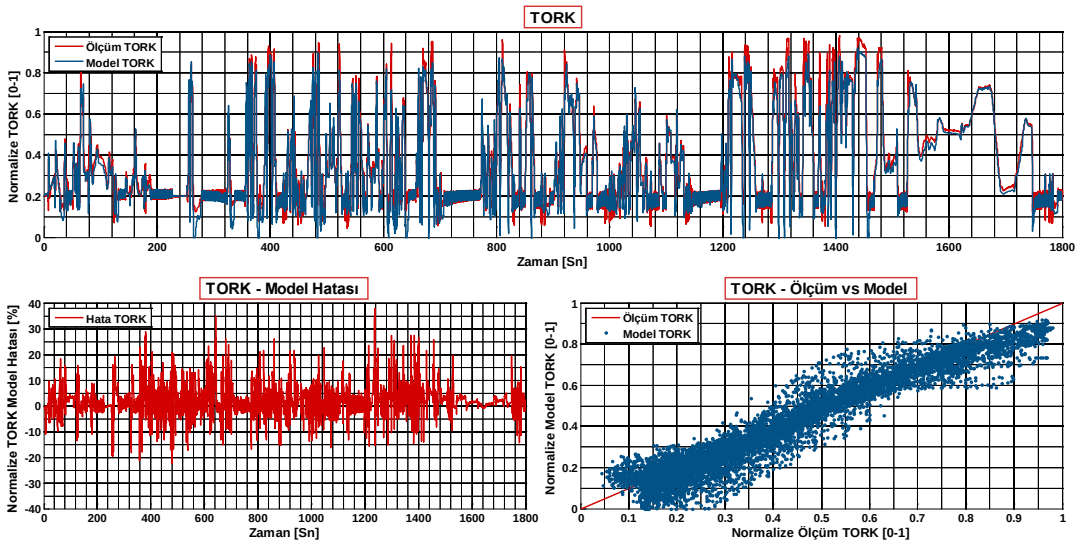


Şekil 3.76 : Emisyon doğrulama testi (WHTC) – NOX.

Aşağıdaki 3.77 ve 3.78 grafikleri yanma modelinin hava yolu modeli ile birarada çalıştırıldığı durumun sonuçlarını göstermektedir. Yanma modelinin ilgili girişlerine ölçüm yerine hava yolu modelinin hesapladığı değerler beslenmiştir. Sonuç olarak hava yolu modeli ile birleştirilen yanma modeli çıkışları, yanma modelinin tek başına çalıştırıldığı duruma göre önemli bir değişikliğe uğramamış ve model çıkışları dinamometre ölçümleri ile örtüşmüştür. Bu sonuçlardan hareketle model yapısı ve hassasiyetinin çevrimiçi optimizasyon çalışması için yeterli olduğuna karar verilmiştir.

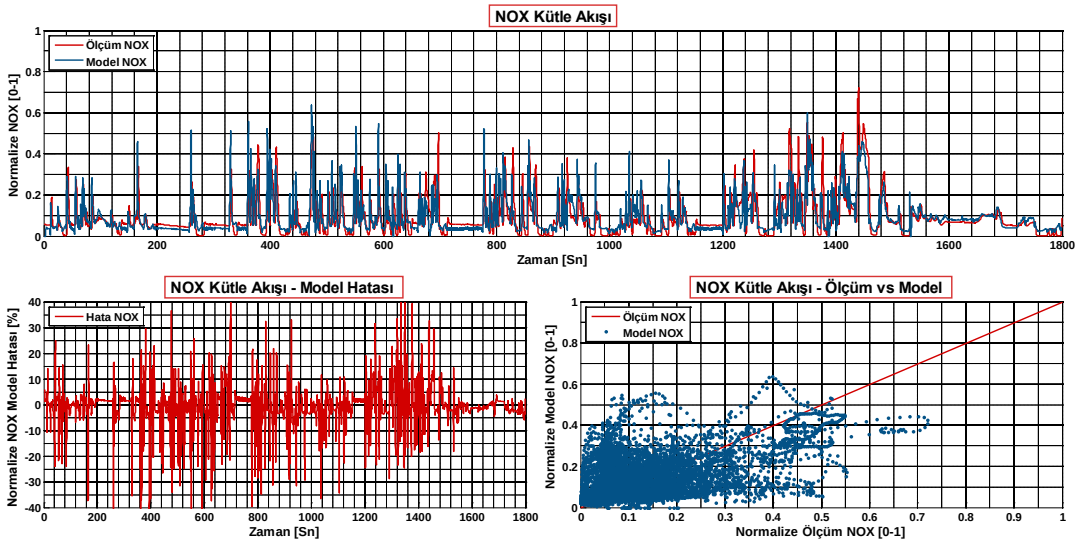


Şekil 3.77 : Emisyon doğrulama testi (WHTC) - birleşik hava yolu ve yanma modeli – NOX.

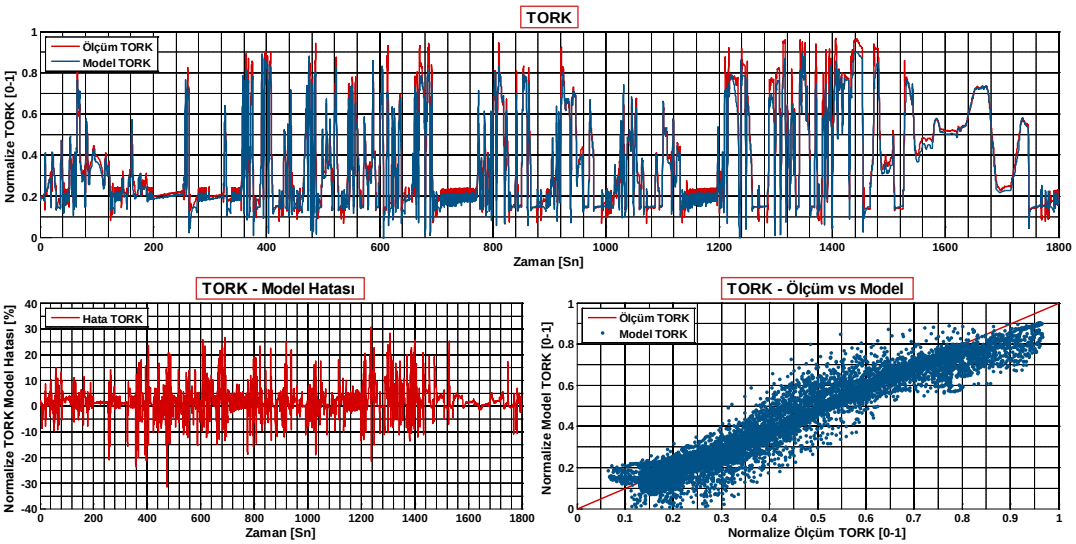


Şekil 3.78 : Emisyon doğrulama testi (WHTC) - birleşik hava yolu ve yanma modeli – motor torku.

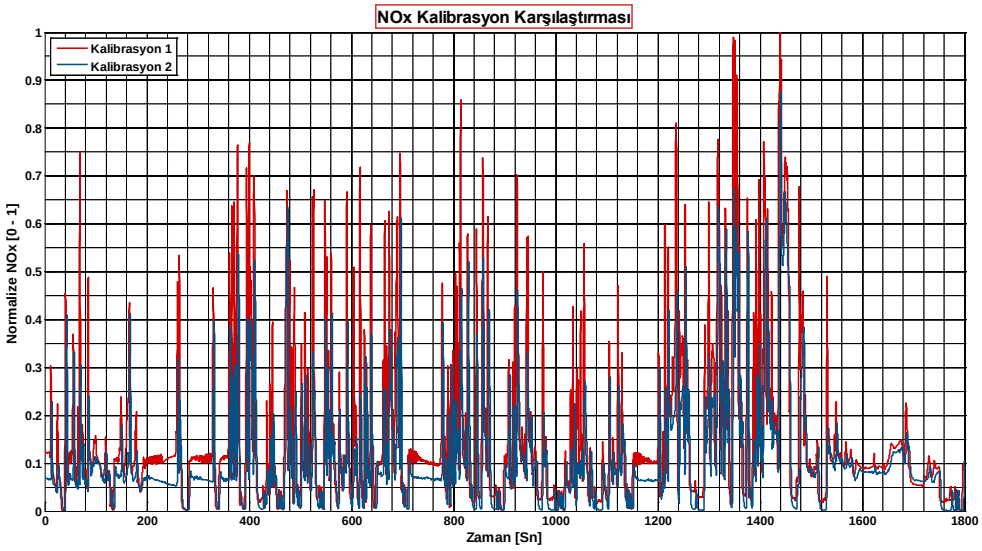
Model hassasiyetini anlamak için motor kalibrasyonu değiştirilerek doğrulama testi tekrarlanmıştır. Aşağıdaki grafikler, kalibrasyon değişikliği yapıldıktan sonra yapılan test ile yanma modeli simülasyon sonuçlarının karşılaştırmasını göstermektedir. Kalibrasyon değişikliği nedeniyle azalan NOx ve tork değerleri için yanma model sonuçlarının da azaldığını anlaşılmıştır. Bu sonuçlar yanma modelinin kalibrasyon değişikliğine dayanıklı ve hedeflenen çalışmalar için yeterli hassasiyette olduğunun bir göstergesidir. Kalibrasyon değişikliğine karşı, NOx ve tork model çıkışlarının ölçümlerle uyuşması, model tabanlı emisyon optimizasyonuna olanak tanımaktadır.



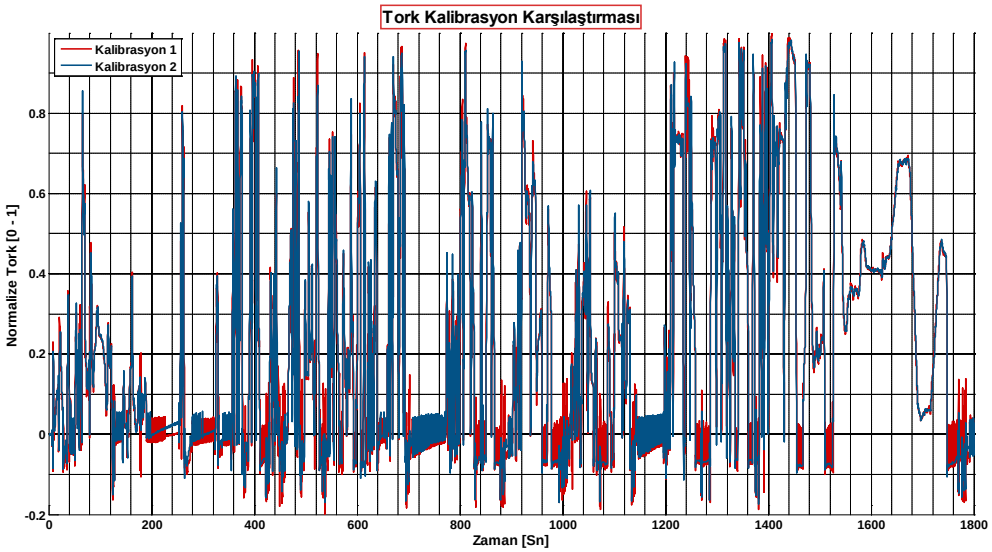
Şekil 3.79 : Emisyon doğrulama testi (WHTC) - farklı kalibrasyon – NOX.



Şekil 3.80 : Emisyon doğrulama testi (WHTC) - farklı kalibrasyon – motor torku.



Şekil 3.81 : Kalibrasyon değişiminin NOX üzerindeki etkisi.



Şekil 3.82 : Kalibrasyon değişiminin motor torku üzerindeki etkisi.

Çizelge 3.3 : Yanma modeli – modelleme (DOE) ve doğrulama testi hata oranları.

Test Tipi	Mutlak bağıl hata ortalaması [%]
Model datası ile Nox	18.19
Model datası ile Kurum	35.36
Model datası ile Tork	2.27
WHTC Nox	11.97
WHTC Tork	8.84
WHTC Motor modeli ile NOX 1. Kalibrasyon	15.04
WHTC Motor modeli ile Tork 1. Kalibrasyon	10.73
WHTC Motor modeli ile NOX 2. Kalibrasyon	52.5
WHTC Motor modeli ile Tork 2. Kalibrasyon	9.90

Yukarıdaki çizelge incelenirse, ilk bakışta hata oranları fazla görülebilir. Ancak modelin deneysel ölçümlerle ile uyumlu artış ve azalışları yansıtması yapılacak optimizasyon çalışması için en önemli kriterdir. Bu anlamda yanma modeli, istenilen başarıyı göstermektedir. Modeldeki başarı kriterleri ise aşağıdaki gibi sıralanabilir (Koyuncuoğlu, 2012),

- Kalibrasyon değişikliğine dayanıklı olması
- Model girişlerinin hava yolu modelinden elde edilebilmesi (ECU çıkışlarına ek olarak)
- Optimizasyon çalışması için yeterli hassasiyette olması

Yukarıdaki modelleme ve doğrulama sonuçlarından hareketle, geliştirilen yanma modelinin bu kriterleri başarı ile yerine getirdiği gözlenmiştir.

3.4 Tümleşik Simülasyon Modeli İçin Gerekli Diğer Modeller

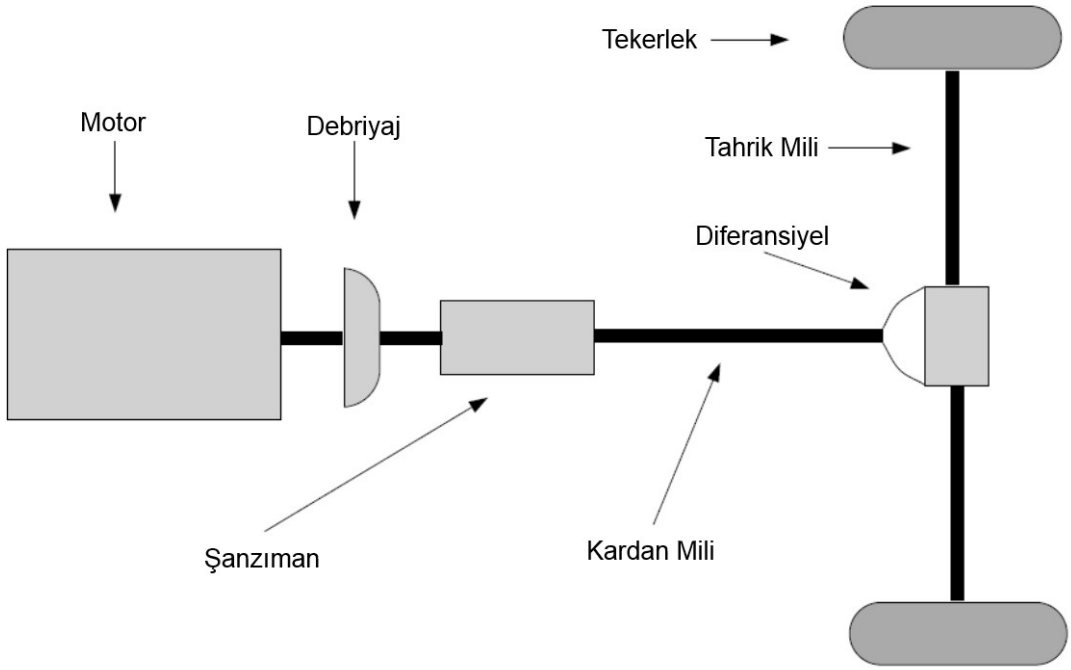
HIL simülasyon aşamasında kullanılacak tümleşik model yapısı için gerekli diğer modeller, araç modeli ve ray basıncı modelidir.

3.4.1.1 Araç modeli

Bu tez sırasında her ne kadar araç modellemesi/kontrolü ile ilgenilmemiş olsa da tümleşik simülasyon modelini oluşturmak adına araç modelleri de elde edilmiştir. Ancak araç modeli parametre kestirimleri üzerine odaklanılmamış, Ford OTOSAN yardımıyla elde edilen parametre değerleri kullanılmıştır.

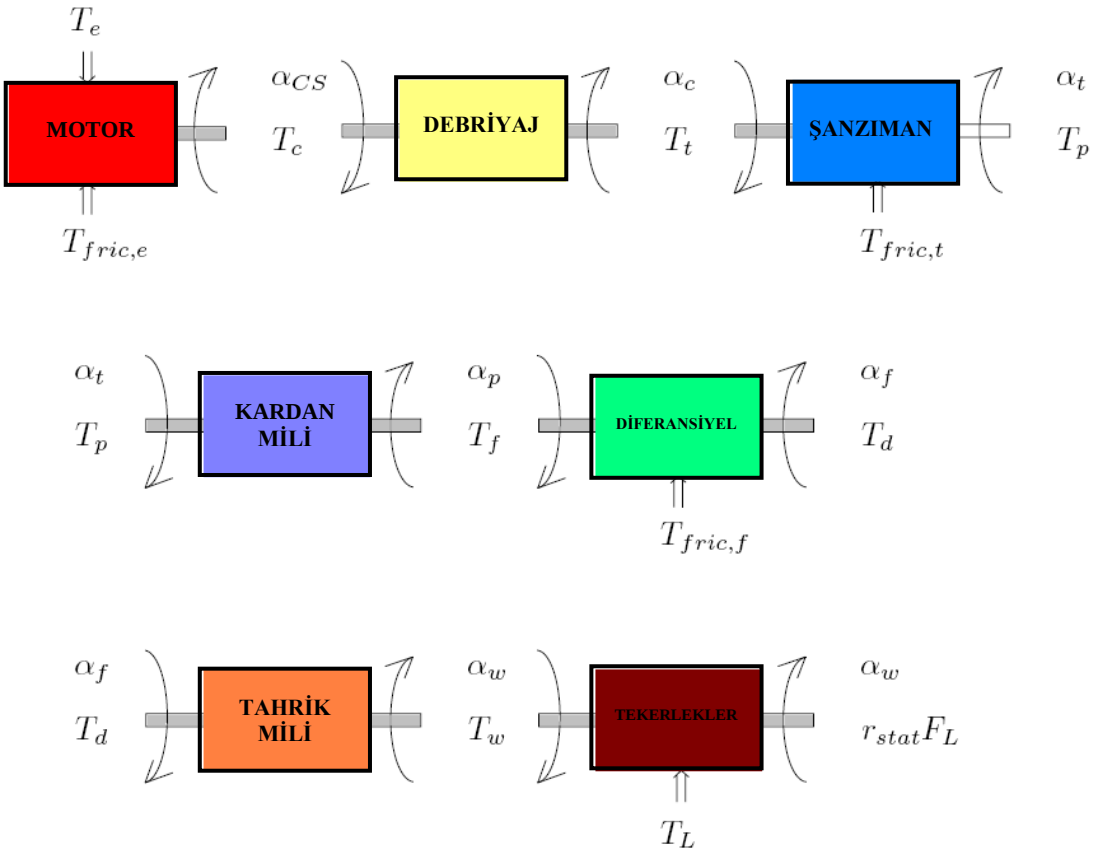
Araç modeli; araç sürücüsünden gelen vites, debriyaj ve fren bilgisiyle motordan gelen torku (yanma etkisiyle oluşan tork) giriş kabul ederek, çıkış olarak motor devrini hesaplar. Bu modelin çıkış olarak verdiği motor devri; hava yolu, yanma ve kontrolör modelleri için önemli bir giriştir. Bu sebeple, tez çalışmasında araç modeli elde edilmiştir.

Güç aktarma organları temel olarak motor ve mekanik aktarma sistemlerinden oluşur. Mekanik aktarma sistemlerinin ana parçaları aşağıdaki Şekil 3.83'den de görülebileceği gibi debriyaj, miller, tekerlekler ve aktarma elemanlarıdır (Kiencke ve Nielsen, 2005).



Şekil 3.83 : Arkadan çekişli bir aracın motor ve mekanik aktarma sistemleri diyagramı (Kiencke ve Nielsen, 2005).

Mekanik aktarma sistemlerinin temel denklemleri, Newton'un ikinci haraket kanunu yardımıyla çıkarılır (Kiencke ve Nielsen, 2005).Tekerlek üzerinde aktif olan kuvvet denklemleri, araç dinamiklerinden elde edilir. Aşağıdaki şekilde mekanik aktarma sistemlerinin alt elemanları ve giriş çıkış ilişkileri görülebilir.



Şekil 3.84 : Mekanik aktarma alt sistemleri giriş çıkış ilişkileri (Kiencke ve Nielsen, 2005).

Yukarıda giriş çıkış ilişkileri verilen alt sistemlerin denklemleri motor tarafından başlayarak sırayla incelenirse;

Motor

Krank mili ivmesi aşağıdaki 3.93 denkleminden bulunur.

$$J_e\ddot{\alpha}_{CS} = T_e - T_{fric,e} - T_c \qquad \textbf{(3.93)}$$

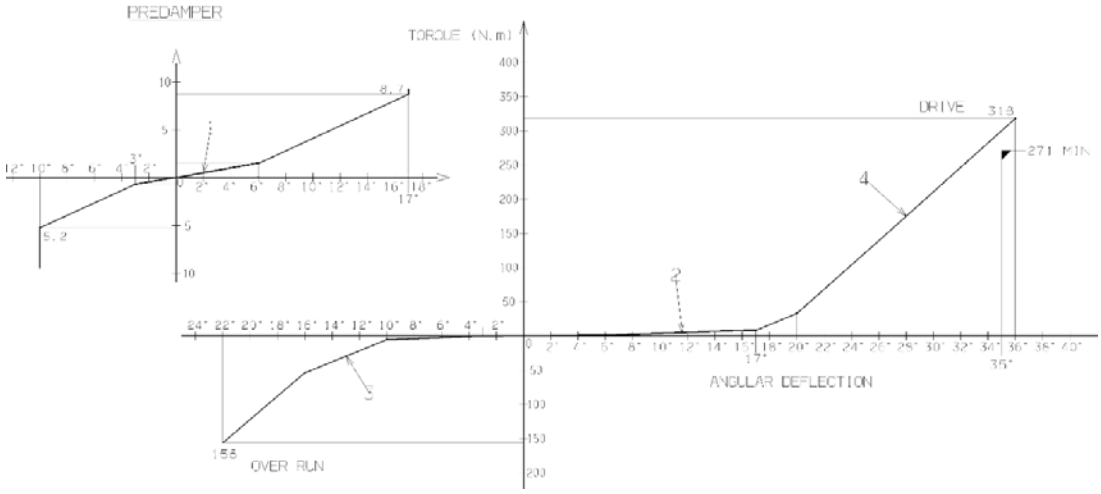
Bu eşitlikte J_e motor eylemsizliğini, α_{CS} krank mili açısını, Te yanmadan kaynaklanan motor torkunu, $T_{fric,e}$ motorun iç sürtünme torkunu, T_c ise debriyajdan gelen torku göstermektedir. Tüm mekanik aktarma sistemleri modeli sonucunda elde edilmeye çalışılan motor devri rad/sn cinsinden bulunan $\dot{\alpha}_{CS}$ krank mili hızının 60/(2π) katsayısı ile çarpılarak rpm cinsine çevrilmesi ile bulunur (Kiencke ve Nielsen, 2005).

Debriyaj

Sürücü tarafından debriyaja basılmadığı ve vitesin boşta olmadığı durumlarda krank mili hızını etkileyen debriyaj torku 3.94 eşitliği ile ifade edilir.

$$T_c = \begin{cases} M_{kc}(\alpha_{CS} - \alpha_t i_t) - d_c(\dot{\alpha}_{CS} - \dot{\alpha}_t i_t) & , Debriyaj = 0 \wedge Vites > 0 \\ 0 & , diger_durumlar \end{cases} \quad \textbf{(3.94)}$$

Bu eşitlikte debriyajın nonlineer bir karakteristiğe sahip olduğu ve bu etkinin M_{kc} teriminden geldiği varsayılmıştır. Eşitlikteki α_t şanzıman açısını, i_t vites oranını, d_c debriyajdaki sönümlenme faktörünü göstermektedir. Buradaki $\alpha_t i_t$ teriminin α_c debriyaj açısına eşit olduğu unutulmamalıdır (Kiencke ve Nielsen, 2005). Örnek bir debriyaj karakteristiği aşağıdaki Şekil 3.85'deki gibidir.



Şekil 3.85 : Nonlineer debriyaj karakteristiği.

Vites kutusu

Vites kutusundan gelen, i_t vites oranı 3.95 eşitliğindeki gibi hesaplanabilir.

$$i_t = \begin{cases} i_t(i) & , 0 < vites \leq 6 \\ 0 & , vites = 0 \end{cases} \quad \textbf{(3.95)}$$

Şanzıman

Kardan milinin bükülmez olduğu varsayımıyla Şekil 3.84'de görülen bu milin açısı $\alpha_p = \alpha_t$ ve torku $T_p = T_f$ alınır. α_t terimi mekanik aktarma elemanlarının açısını gösterirken T_f şanzıman torkudur. Bu varsayımlardan hareketle şanzıman ivmesi aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir.

$$\left(J_t + J_f / {i_f}^2\right)\ddot{\alpha}_t = i_t.T_c - \left(d_t + d_f / {i_f}^2\right)\dot{\alpha}_t - \frac{1}{i_f}T_d \qquad \textbf{(3.96)}$$

Eşiğtliğin sağ tarafı şanzıman torkunu, negatif terimler de kayıpları ifade eder. Bu eşitlikteki, J_t çıkışa yansıyan şanzıman eylemsizliğini, J_f diferansiyel eylemsizliğini, i_f diferansiyel oranını, d_t şanzıman sönümlenme faktörünü, d_f diferansiyel sönümlenme faktörünü, T_d ise tahrik mili torkunu göstermektedir (Kiencke ve Nielsen, 2005).

Tahrik mili

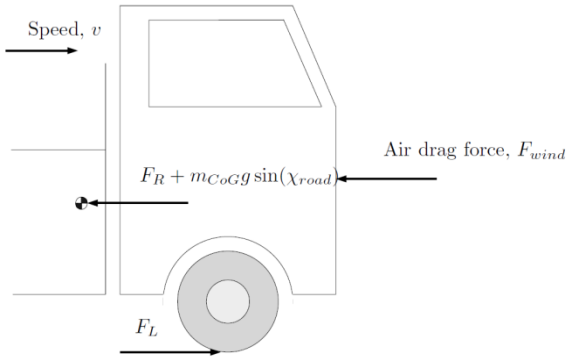
Şanzıman ile tahrik mili arasındaki tork, aşağıdaki 3.97 eşitliğinden hesaplanır.

$$T_d = k_d\left(\alpha_t / i_f - \alpha_w\right) + d_d\left(\dot{\alpha}_t / i_f - \dot{\alpha}_w\right) \qquad \textbf{(3.97)}$$

Bu eşitlikteki k_d tahrik mili bükülme direncini, α_w tekerlek açısını, d_d ise tahrik mili sönümlenme faktörünü göstermektedir (Kiencke ve Nielsen, 2005).

Tekerlekler

V_{mass} kütlesindeki $v_{vehicle}$ hızında hareket eden araca etkiyen yatay kuvvetler aşağıdaki şekilde görülebilir.



Şekil 3.86 : Araçtaki yatay kuvvetler (Kiencke ve Nielsen, 2005).

Yatay yöndeki kuvvetler için Newton'un ikinci kanunu uygulanırsa,

$$F_L = V_{mass}\dot{v}_{vehicle} + F_{wind} + F_R + V_{mass}g\sin(\chi_{road}) \qquad \textbf{(3.98)}$$

F_L sürtünme kuvveti hesaplanabilir. Bu eşitlikteki F_{wind} hava sürtünme kuvveti,

$$F_{wind} = \frac{1}{2}c_{air}A_L\rho_a{\dot{\alpha}_w}^2 \qquad \textbf{(3.99)}$$

şeklinde hesaplanabilir. Buradaki c_{air} sürtünme katsayısını, A_L maksimum araç kesit alanını, ρ_a hava yoğunluğunu göstermektedir. 3.98 denklemindeki F_R yuvarlanma direnci kuvveti,

$$F_R = V_{mass}\left(c_{r1} + c_{r2} v_{vehicle}\right) \quad \textbf{(3.100)}$$

denkleminden hesaplanır. c_{r1} ve c_{r2} katsayıları lastiklere ve lastik basınçlarına bağlıdır. 3.98 eşitliğindeki $V_{mass} g \sin(\chi_{road})$ terimi ise χ_{road} yol eğimi terimi iken yer çekiminden gelen kuvveti göstermektedir.

F_L sürtünme kuvvetinden kaynaklanan tork R_w tekerlek yarıçapını göstermek üzere $F_L R_w$'ye eşittir. Newton'un ikinci kanunundan hareketle tekerlek ivmesi,

$$J_w \ddot{\alpha}_w = T_w - F_L R_w - T_L \quad \textbf{(3.101)}$$

denkleminden bulunur. Bu denklemdeki α_w tekerlek açısını, J_w tekerlek eylemsizliğini, T_L ise tekerlek sürtünme torkunu göstermektedir.

3.101 denklemi açılıp düzenlenirse aşağıdaki denkleme ulaşılır.

$$\left(J_w + V_{mass}.R_w^{\,2}\right)\ddot{\alpha}_w = T_d - \left(d_w + V_{mass} R_w c_{r2}\right)\dot{\alpha}_w - \frac{1}{2} c_{air} A_L \rho_a R_w^{\,3} \dot{\alpha}_w^{\,2} - R_w V_{mass}\left(c_{r1} + g\sin(\chi_{road})\right) - T_{brk} \quad \textbf{(3.102)}$$

bu denklemdeki d_w tekerlek sönümlenme katsayısıdır ve T_L tekerlek sürtünme torku bu katsayı ile yardımıyla hesaplanır. Yine bu denklemdeki T_{brk} fren torku terimi 3.101 denkleminden farklı olarak frene basıldığı durumlarda sürtünme torkuna eklenir (Kiencke ve Nielsen, 2005).

Fren

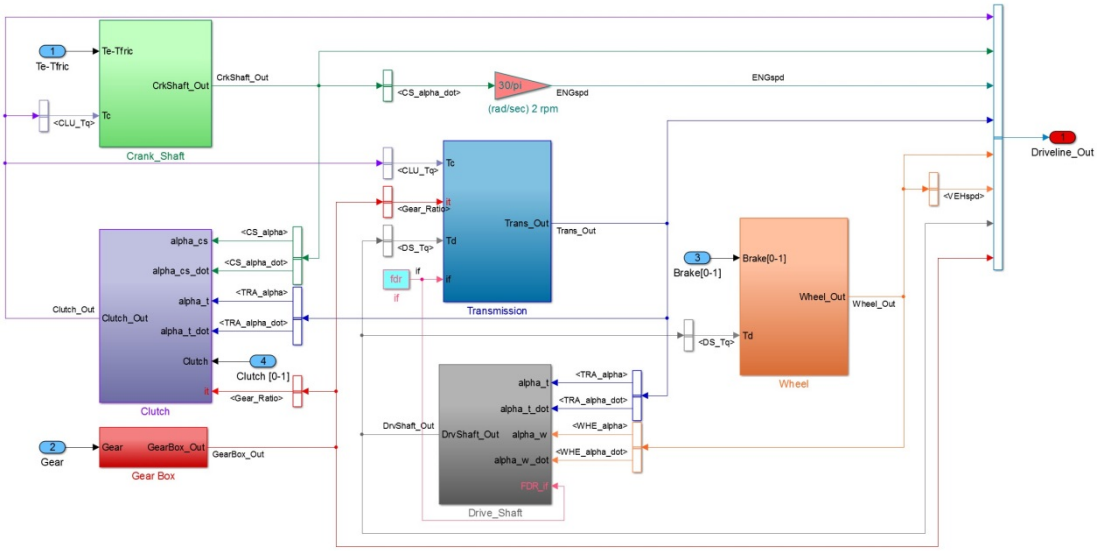
T_{brk} fren torku, aşağıdaki denklemdeki gibi hesaplanabilir.

$$T_{brk} = \begin{cases} Max_{brk_torque}.\eta_{brk} & , fren = 1 \\ 0 & , fren = 0 \end{cases} \qquad , \eta_{brk} = fonk(v_{vehicle}) \quad \textbf{(3.103)}$$

Buradaki Max_{brk_torque} terimi maksimum fren torkunu, η_{brk} ise fren verimini göstermektedir ve bu verim araç hızının bir fonksiyonudur (Kiencke ve Nielsen, 2005).

Bu çalışmada yukarıda verilen denklemler yardımıyla girişleri; araç sürücüsünden gelen vites, fren ve debriyaj pedalları ile yanma modelinden gelen tork, çıkışı ise motor hızı olan simülasyon modeli kurulmuştur.

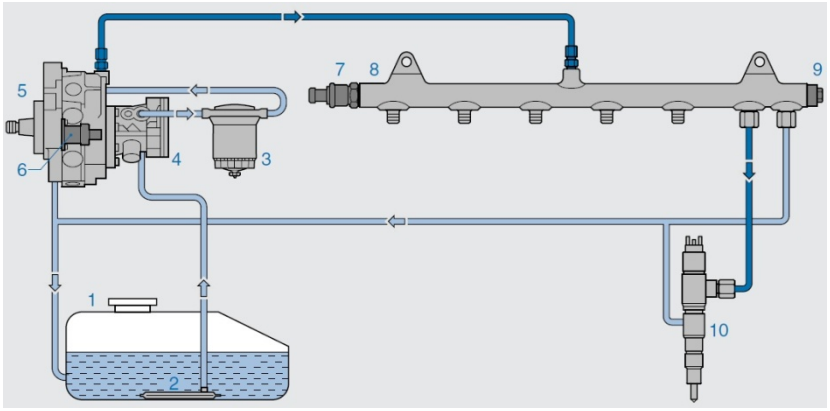
Araç modeline dair alt modellerin de yer aldığı simülasyon model diyagramı aşağıda yer almaktadır.



Şekil 3.87 : Araç modeli simulink diyagramı.

3.4.1.2 Ortak yakıt yolu basınç modeli

Bu çalışmada HIL simülatöründe kullanılmak üzere ortak yakıt yolu basınç modeli de elde edilmiştir.



Şekil 3.88 : Ticari araçlar için örnek ortak yakıt yolu konfigürasyonu (Dietsche ve diğ., 2005).

Yukarıdaki şekilde örnek konfigürasyonu görülen ortak yakıt yolu için kullanılan eyleyiciler, raydaki basıncı arttırma amaçlı kullanılan hacim kontrol valfi (*VCV*), yakıtı yakıt tankına göndererek raydaki basıncı azaltmak amaçlı kullanılan basınç kontrol valfi (*PCV*) ve raydaki yakıtı silindirlere püskürtmekle görevli olan enjektörlerdir. Tezde çalışılan motorda olduğu gibi bazı konfigürasyonlarda *PCV* valfi bulunmaz. Bu konfigürasyonlarda, ani basınç düşüşlerini sağlayabilmek

amacıyla enjektörler kullanılır. Enjektörün püskürtme limitinin altında olacak bir miktarda yakıt enjektörlere yönlendirilerek, yakıt tankına geri gönderilmesi sağlanır.

Bahsedilen konfigürasyondaki ortak yakıt rayın basıncına dair denklemler aşağıda görülebilir (Di Gaeta ve diğ., 2011).

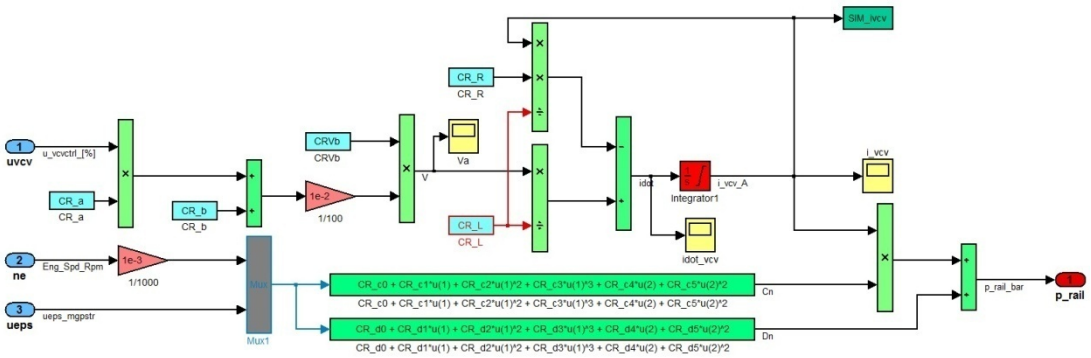
$$\frac{d}{dt} i_{vcv} = -\frac{R_{vcv}}{L_{vcv}} i_{vcv} + \frac{V_{bat}}{L_{vcv}} \left(a_{vcv} u_{vcv} + b_{vcv} \right) \tag{3.104}$$

$$C_{Nrail} = cr_{c0} + cr_{c1}\left(\frac{n_e}{1000}\right) + cr_{c2}\left(\frac{n_e}{1000}\right)^2 + cr_{c3}\left(\frac{n_e}{1000}\right)^3 + cr_{c4} u_{eps} + cr_{c5}\left(u_{eps}\right)^2 \tag{3.105}$$

$$D_{Nrail} = cr_{d0} + cr_{d1}\left(\frac{n_e}{1000}\right) + cr_{d2}\left(\frac{n_e}{1000}\right)^2 + cr_{d3}\left(\frac{n_e}{1000}\right)^3 + cr_{d4} u_{eps} + cr_{d5}\left(u_{eps}\right)^2 \tag{3.106}$$

$$p_{rail} = C_{Nrail} i_{vcv} + D_{Nrail} \tag{3.107}$$

Burada amaç, ray basıncını eyleyici pozisyonlarına bağlı ifade edebilmektir. Elde edilen denklemler yardımıyla Simulink diyagramı aşağıda görülebilecek, ray basıncı modeli oluşturulmuştur.



Şekil 3.89 : Ray basıncı modeli simulink diyagramı.

Model girişleri ve çıkışları motor tarama testi ölçümlerinden,

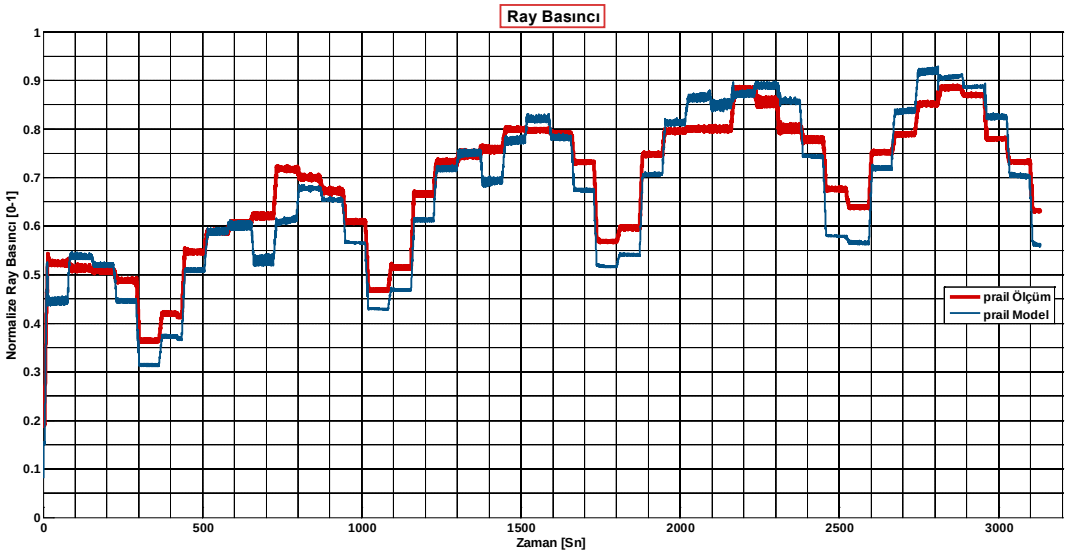
```
INPUTS  = [uvcv, ne, udelta];
OUTPUTS = prail;
```

ve parametre vektörü,

```
PARAMS  = {'Rvcv'; 'Lvcv'; 'avcv'; 'bvcv'; 'cr_c0'; 'cr_c1';
'cr_c2'; 'cr_c3'; 'cr_c4'; 'cr_c5'; 'cr_d0'; 'cr_d1'; 'cr_d2';
'cr_d3'; 'cr_d4'; 'cr_d5'};
```

olarak alınmış ve parametreler, MATLAB "Simulink Design Optimization - Parameter Estimation Toolbox" yardımıyla kestirilmiştir. Kestirim işlemi, iki aşamada yapılmıştır. Öncelikle ölçümlerde yer alan *VCV* akımı yardımıyla 3.104 denklemindeki parametreler kestirilmiş, sonraki aşamada kestirilen parametreler

sabit tutularak 3.105 ve 3.106 denklemlerindeki parametrelerin kestirimi yapılmıştır. Kestirilen parametrelerle koşturulan modelin ürettiği çıkışlar aşağıdaki şekilde görülebilir.



Şekil 3.90 : Modelleme testi – ray basıncı.

Doğrulama testi olarak kullanılan WHTC testinde, *VCV* pozisyon ölçümleri yer almadığındığı için bu teste dair model sonuçları incelenememiştir

4. HIL SİMÜLASYON SİSTEMİ

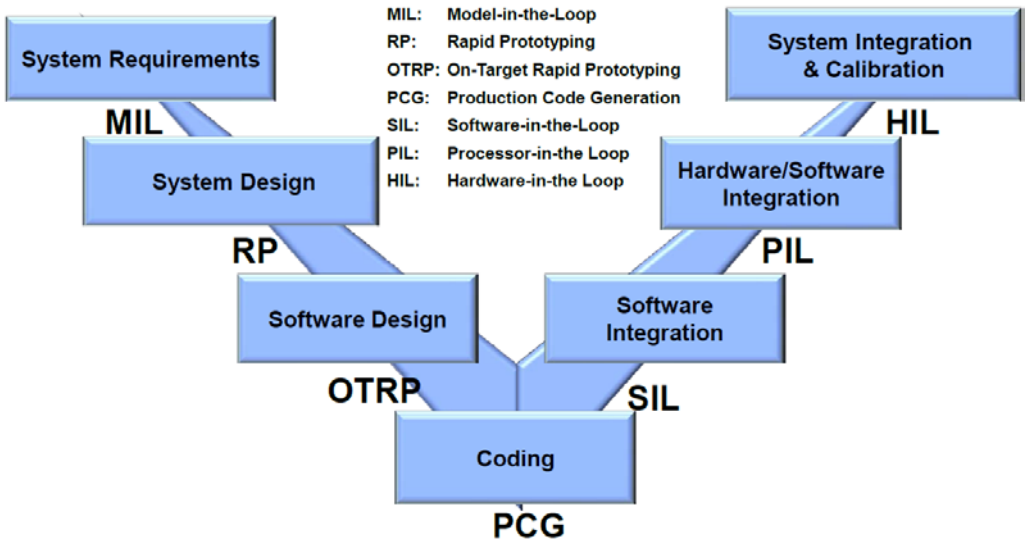
4.1 Model Bazlı Yazılım Geliştirme

Elektronik kontrol ünitelerinde (ECU) kullanılmak üzere yazılım geliştirilirken gittikçe artan bir şekilde model bazlı yazılım metodolojisi kullanılmaktadır. Bunun temel sebebi günümüzdeki yeni gelişmeler sayesinde modelleme ortamından ECU'da çalışacak kodun otomatik olarak üretilebiliyor olmasıdır. Otomatik kod üretimi için endüstride Targetlink, Simulink Real Time Workshop/Embedded Coder, Scade gibi çeşitli araçlar kullanılmaktadır (Nair ve diğ., 2004). Öncü kullanıcıları otomotiv ve uzay endüstrisi olan bu araçlarla daha verimli bir şekilde yazılım geliştirilirken, geliştirme maliyet ve süreleri ciddi biçimde azaltılmaktadır.

Model bazlı yazılım geliştirme prosesini anlatmak için literatürde sık kullanılan bazı tanımları vermek aydınlatıcı olacaktır.

4.1.1 Model bazlı yazılım geliştirme V diyagramı ve genel tanımlar

Aşağıdaki şekilde toplu olarak görülebileceği gibi model bazlı yazılım geliştirmede kullanılan V diyagramı ihtiyaçların belirlenmesinden devreye almaya kadar geçen prosesi özetler.



Şekil 4.1 : Model bazlı yazılım geliştirme V diyagramı (Michaels ve Kropinski, 2010).

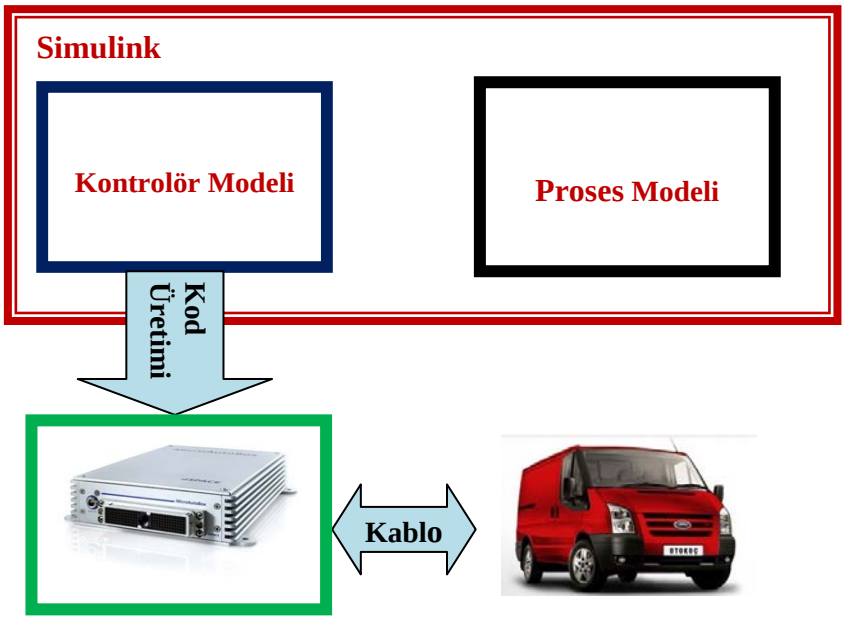
Firmalar tarafından yapılacak geliştirmenin hangi düzeyde kalacağına ve sahip olunan araçlara göre benimsenen farklı V diyagramları da mevcuttur. Şekil 4.1'deki diyagram baz alınıp, kontrol yazılımı geliştirmek istenirse şu proses adımları takip edilir;

Model bazlı yazılım geliştirme V diyagramına göre öncelikle kontrol sistemi gereksinimleri belirlenir.

Sonraki aşamada sistem modelleri elde edilir ve kontrol sistemi tasarımı yapılır. Sistem modelleri ve kontrolörlerin tasarımıyla birlikte çervrim içi model (MIL) testi yapılır. MIL uygulaması, PC ya da iş istasyonunda yapılabilir.

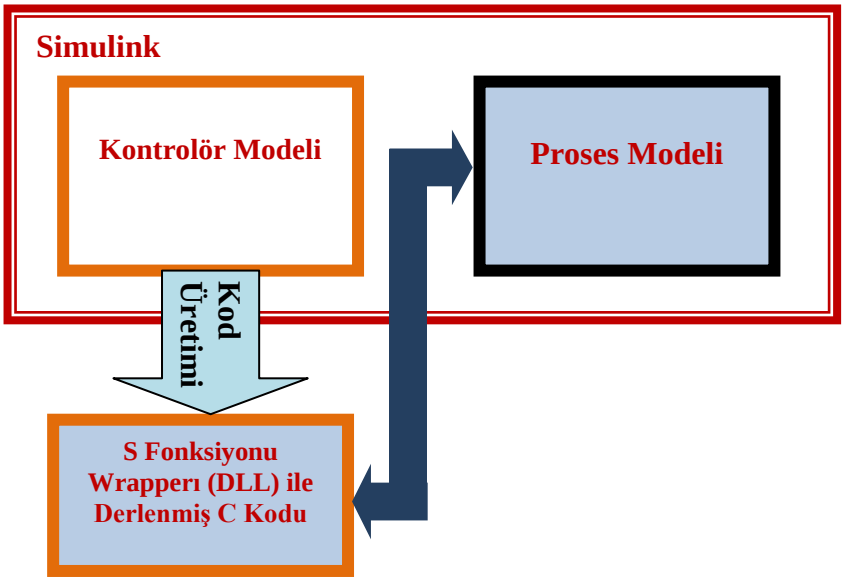
Bu aşamayı takiben kontrolör modelleri, genel amaçlı gerekenin üstünde hız ve donanıma sahip hızlı kontrol prototiplemesi (RCP) donanımlarında çalışır hale getirilirler. RCP sayesinde kontrolörlerin gerçek zaman performansları test edilir ve gerekli düzeltmeler yapılır.

Gerekli düzeltmeler yapıldıktan sonra kontrolörler, otomatik kod üreten araçlar kullanılarak gerçekte kullanılacak donanımların geliştirme seviyesi düzeylerine yüklenirler. Bu yönteme hedefe yönlendirilmiş kontrol prototiplemesi (on-target rapid prototyping) de denilmektedir. Hedefe yöneltilmiş (On-target) hızlı kontrol prototiplemesinde kod, hızlı kontrol prototiplemesindeki gibi sadece modelin kontrolör kısmı için üretilir (Dagci ve Brown, 2006). Buradaki farklılık, kodun gömülü bir mikroişlemciye veya hafıza alanı ve Giriş/Çıkışlar eklenmiş üretim seviyesi veya üretim seviyesine çok yakın donanımlara yüklenmesidir. Hedefe yöneltilmiş hızlı kontrol prototiplemesi, genelde hızlı kontrol prototiplemesinde kullanılan model ve kayan (floating) noktalı işlemcilerin aksine tam sayı işlemcilerini kullanır. Bu sebeple daha ayrıntılı bir sabit (fixed) noktalı modele ihtiyaç vardır. Giriş/çıkışlar standart ECU aygıtları aracılığıyla yönetilir. Sunucu bilgisayar, doğrudan hedefe yöneltilmiş hızlı kontrol prototiplemesi ECU donanımı ile bir arayüz oluşturur. Kontrolör parametreleri anında (on the fly) ayarlanabilir. Aşağıdaki Şekil 4.2 hızlı kontrol prototiplemesine örnek olarak verilebilir. Prototip donanımı, şekilde görülebileceği gibi gerçek prosesi kontrol edebilmesinin yanısıra proses modelini de kontrol edebilir. Hedefe yöneltilmiş hızlı kontrol prototiplemesinde ise prototipleme donanımın yerini gerçek kontrolörde kullanılacak işlemciyi içeren geliştirme seviyesi (development kit) donanımlar alır.



Şekil 4.2 : Hızlı kontrol prototiplemesi (Erkkinen ve Breiner, 2007).

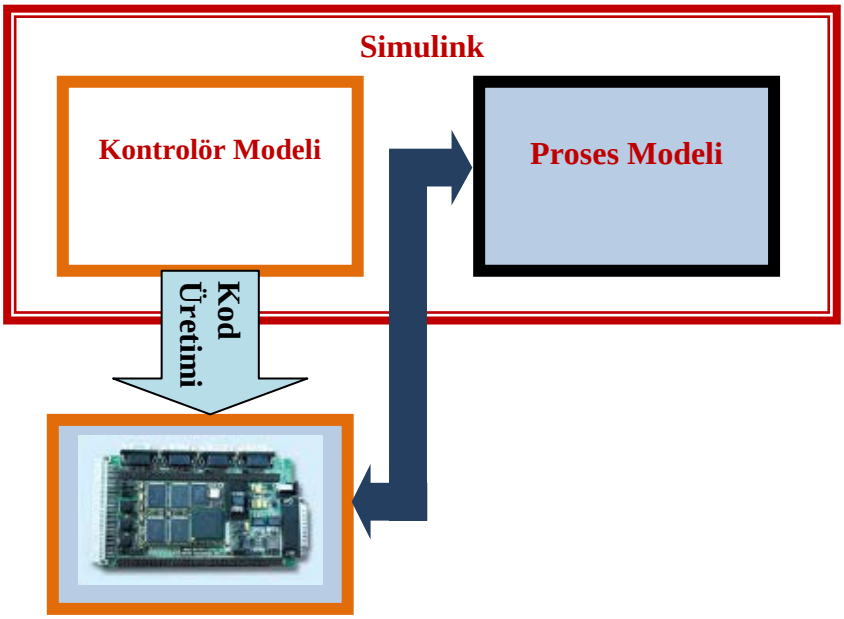
Sonraki aşamada çevrim içi yazılım (SIL) testi yapılır. SIL testi, modelden üretilen kontrolör kodunun proses modeli ve kullanıcı etkileşimi ile birlikte gerçek olmayan zamanda çalıştırıldığı çevrim içi test türüdür. Kod modelleme için kullanılan platformda (yani MATLAB/Simulink) çalıştırılır (Erkkinen ve Breiner, 2007). Üretilen kodun *wrapper*'ı simülasyon ile üretilen kod arasında bir arayüz sağlar. SIL testine ilişkin grafik Şekil 4.3'de görülebilir.



Şekil 4.3 : Çevrim içi yazılım testi (Erkkinen ve Breiner, 2007).

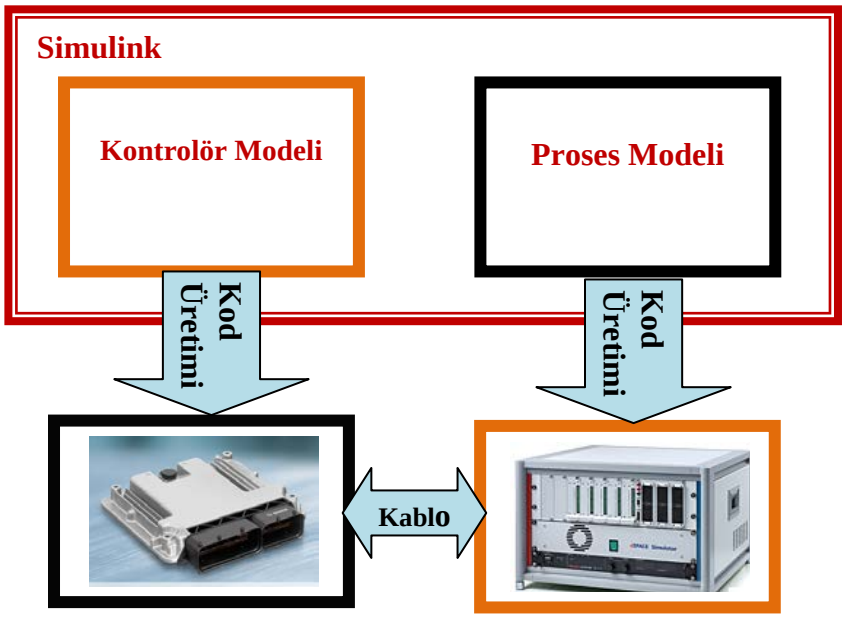
Geliştirme prosesindeki bir sonraki aşama çevrim içi işlemci testi (PIL) aşamasıdır. PIL testi, kontrolörün üretim kodunu çalıştırma yönünden SIL testine benzer. Fakat burada kod, gerçek gömülü işlemci üzerinde çalışır. Bu sebepten dolayı, kod

davranışı gerçek hedef (ECU) ile benzerdir. İşlemcide çalışan üretim kodu ile modelleme biriminde çalışan proses modeli arasındaki veri iletişimi için seri elemanlar veya CAN üzerinden gerçek giriş/çıkışlar kullanılır. SIL uygulaması gibi PIL uygulaması da gerçek olmayan zaman çalışma senaryosudur. PIL testine dair şema Şekil 4.4'de görülebilir.



Şekil 4.4 : Çevrim içi işlemci testi (Erkkinen ve Breiner, 2007).

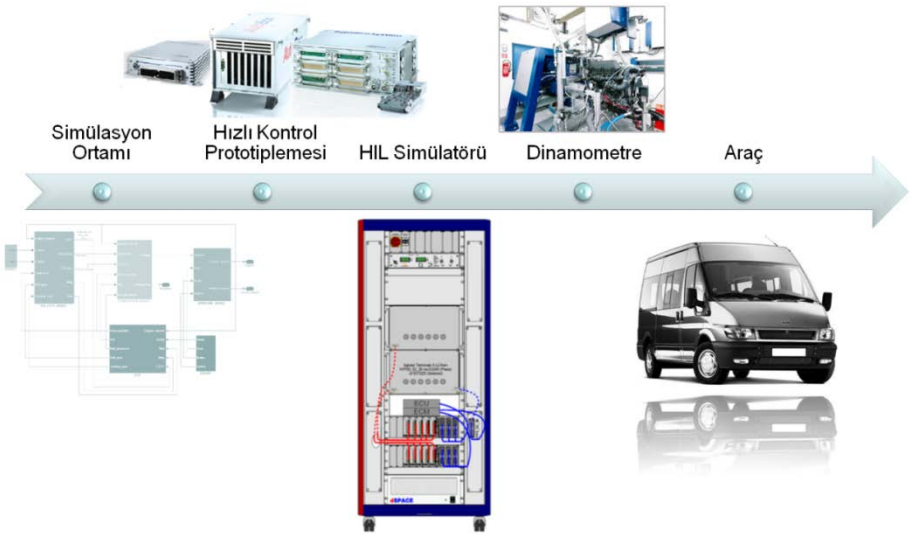
Çevrim içi donanım (HIL) testinde ise, kod sadece proses modeli için üretilir. Üretilen kod bir gerçek zaman bilgisayarında koşar. ECU girişlerini (sensörler) düzgün bir şekilde tahrik (stimule) etmek ve ECU çıkışlarını (eyleyici komutları) almak için detaylı bir işaret şartlandırma ve güç elektroniği birimlerine ihtiyaç vardır. Hızlı kontrol prototiplemesi geliştirme ve tasarım faaliyeti iken, HIL genelde son sistem entegrasyonu ve ticari alan testlerinden önceki son laboratuvar test fazıdır (Erkkinen ve Breiner, 2007). HIL testine ilişkin grafik Şekil 4.5'de görülebilir.



Şekil 4.5 : Çevrim içi donanım testi (Erkkinen ve Breiner, 2007).

Yukarıda anlatıldığı gibi ürün olarak kontrol yazılımı ve donanımını ortaya çıkaran proses, konusunda uzman kişilerinden oluşan ekiplerce genellikle birkaç yıldan daha fazla sürelerde tamamlanır.

Bu tez çalışmasında, modele dayalı kontrolör geliştirmek ve en kolay şekilde test etmek amaçlandığı için anlatılan proses takip edilmemiş, aşağıdaki şekilde görülebilecek proses yapısı benimsenmiştir. Sonraki çalışmalar için dinamometre ve araçta denenebilecek şekilde tasarlanan kontrolör ve prototipleme donanımları HIL simülatörü üzerinde test edilmiştir. HIL simülatörü takip eden bölümde ayrıntılı olarak anlatılacağı gibi parametreleri kestirilmiş gerçek sistem modellerini içerir.



Şekil 4.6 : Tez çalışmasında benimsenen kontrolör geliştirme aşamaları.

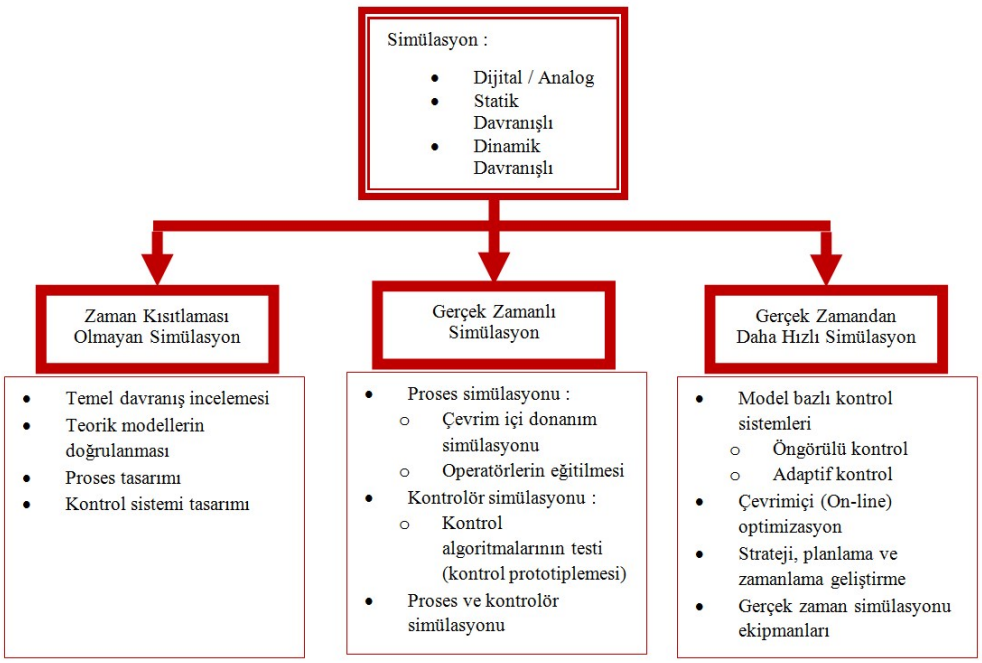
4.2 HIL Sistemi ve Simülasyon Türleri

Çevrim içi donanım sistemleri (HIL), kontrol sistemlerinin tasarım ve uygulamalarında gittikçe artan bir kullanıma sahiptir (Boulat ve diğ., 2001; Nabi ve diğ., 2004; Albrecht ve diğ., 2008; Du ve diğ., 2007; Enhua ve diğ., 2008; Gautier ve diğ., 2008; Isermann ve diğ., 1998; Isermann ve diğ., 1999; Schaffnit ve diğ., 1998; Schuette ve Ploeger, 2007; Jie ve diğ., 2010; Millet ve diğ., 2009; Millet ve diğ., 2012; Nanjundaswamy ve diğ., 2011; Sandberg, 2012). Bu sistemlerde, kapalı çevrim bileşenlerinin bazıları gerçek donanım olarak bağlanırken, bazıları ise simüle edilmektedir. Proses (örneğin yanma) ya o an için mevcut olmadığı ya da çok maliyetli olduğu ve çok zaman gerektirdiği için genelde simüle edilir. Simülasyonların gerçek zaman gereksinimleri prosesin öngörülen zamanına ve içerdiği simüle edilen bileşen sayısına bağlıdır (Isermann ve diğ., 1999).

Gerekli hesaplama hızına göre simülasyon yöntemleri üç gruba ayrılır.

- Zaman sınırlaması olmayan simülasyonlar,
- Gerçek zaman simülasyonları
- Gerçek zamandan daha hızlı simülasyonlar

Bu simülasyonlar için bazı uygulama örnekleri aşağıdaki Şekil 4.7'de görülebilir.

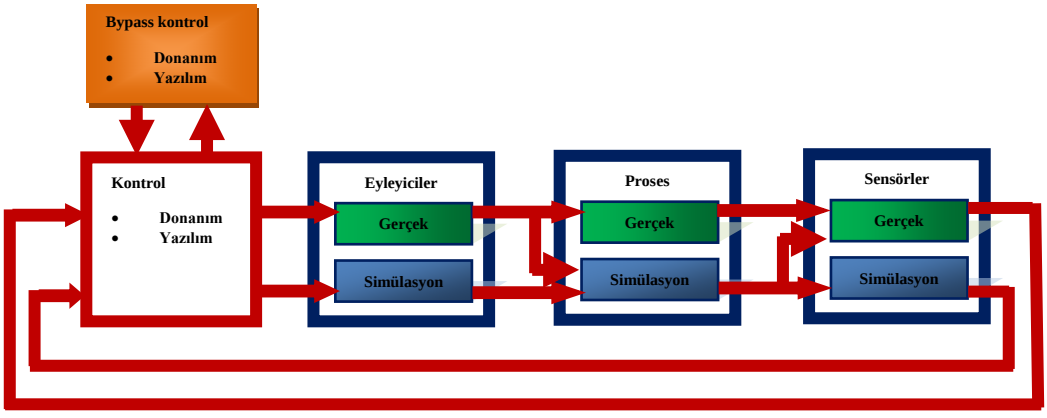


Şekil 4.7 : Hızlarına göre simülasyon yöntemlerinin sınıflandırılması ve uygulama örnekleri (Isermann ve diğ., 1999).

Gerçek zaman simülasyonu, ilgili bileşenin giriş çıkış işaretlerinin gerçekte dinamik çalışması sırasında gösterdiği değerlerle aynı değerleri, aynı zamanlarda göstermesi anlamına gelmektedir. Algoritmanın, hızlı dinamik değişime sahip sistemlerde bu değişimi yansıtacak hızda olması beklenmektedir.

4.2.1 HIL mimarisi

Çevrim içi donanım (HIL), gerçek ekipmanların gerçek zamanda simüle edilen ekipmanlarla bağlantılı olarak çalıştırılması olarak tanımlanabilir. Genelde kontrol sistemi yazılım ve donanımı (yani ECU ve yazılımı) üretim aşamasında kullanılan gerçek sistemdir. Eyleyicileri, fiziksel proses ve sensörleri içeren kontrol edilen proses Şekil 4.8'den de görülebileceği gibi kısmen veya tümüyle simüle edilebilir. Çizelge 4.1 bazı olası kombinasyonların bileşenlerini göstermektedir. Genelde gösterilen durumların bir karışımı gerçekleştirilir. Çoğunlukla bazı eyleyiciler gerçek iken proses ve sensörler simüle edilir. Bunun nedeni, eyleyiciler ve kontrol donanımının genelde bütünleşik olması, ayrıca eyleyicilerin kesin bir şekilde modellenmesinin ve gerçek zamanda simüle edilmesinin zorluğudur (Gerçek sensörlerin simule edilmiş prosesle birlikte kullanılması, herhangi bir fiziksel sensör giriş işareti bulunmadığı ve yapay olarak yaratılması zorunluluğu olduğu için dikkate değer bir gerçekleme çabası gerektirebilir) . Kontrol yazılımı veya donanımındaki bazı fonksiyonları yeniden tasarlamak veya değiştirmek amacıyla kontrol donanımına (ECU) hızlı kontrol prototiplemesi birimi (MicroAutobox gibi) bağlanabilir. Bu sebeple donanım içi çevrim benzetimleri kısmen simüle edilmiş kontrol fonksiyonlarını içerebilirler (Isermann ve diğ., 1999). Bu tez çalışmasında izlenen RCP aracılığıyla geliştirilen kontrolörlerin HIL üzerinde test edilmesi yöntemi bu tip çalışma için güzel bir örnek oluşturmuştur.



Şekil 4.8 : Çevrim içi donanım: olası yapılar (Isermann ve diğ., 1999).

Çevrim içi donanımın faydaları şu şekilde sıralanabilir;

- Kontrol yazılım ve donanımının tasarım ve testi gerçek proses olmaksızın gerçekleştirilebilir. (Proses alanını laboratuvar koşullarına taşıma)
- Kontrol yazılım ve donanımı aşırı çevre koşulları altında laboratuvarda test edilebilir. (Çok düşük/çok yüksek sıcaklık, yüksek ivmelenme, mekanik şok ve elektromanyetik uyumluluk koşulları gibi)
- Eyleyicilerin, sensörlerin ve tüm hesaplama sistemlerinin arıza durumlarının sistem üzerindeki etkileri test edilebilir. (hata üretme – failure insertion)
- Aşırı ve tehlikeli çalışma koşullarında çalışılabilir, test yapılabilir.
- Genelde tekrarlanabilir, kopyalanabilir deneyler gerçekleştirilebilir.
- Çeşitli makine-insan arabirimleriyle kolaylıkla çalışılabilir. (kokpit tasarımı gibi)
- Maliyet ve geliştirme zamanı düşürülür.

Çizelge 4.1 : Çevrim içi donanım simülasyonu için gerçek ve simüle edilmiş proses bileşenleri (Isermann ve diğ., 1999).

Durumlar	Eyleyiciler		Proses		Sensörler	
	Gerçek	Simülasyon	Gerçek	Simülasyon	Gerçek	Simülasyon
1	x	-	-	x	-	X
2	x	-	-	x	x	-
3	x	-	x	-	x	-
4	-	x	-	x	-	X
5	-	x	-	x	x	-

4.3 Tezde Kullanılan HIL Sistemi

Bu tez çalışmasında kontrolör geliştirme adımlarının mümkün olduğu kadar çevrim içi donanım (HIL) sisteminde gerçeklenmesi ve gerekli düzeltmelerin bu ortamda yapılması amaçlanmıştır. Kontrolör geliştirilmek istenen motora ait halen çalışmakta/geliştirilmekte olan bir ECU'nun bulunması, proses ve sensörlerin simülasyon, eyleyici ve kontrolörün gerçek olduğu çalışma şekliyle HIL sistemi üzerinde test edilebilmesine olanak vermektedir. Bu sayede mevcut kontrolör performansı test edilebileceği gibi hızlı kontrol prototiplemesi donanımları aracılığıyla uygulanan kontrolör (bu tez çalışmasında geliştirilen) performansları ile de karşılaştırılabilir.

Diğer bir ifade ile HIL simülatör sistemi, yazılım geliştirme V diyagramında olduğu gibi yalnızca son basamakta kullanılmamış kontrolör testleri doğrudan HIL sisteminde yapılmıştır. Üçüncü bölümde anlatıldığı gibi parametreleri kestirilen sistem modelleri gerçek motor davranışını yüksek bir hassasiyetle yansıttığı için, kontrolör testlerinin HIL sisteminde yapılabilmesine olanak tanımıştır.

Bu hedefle literatürde/endüstride kullaılan çevrim içi donanım yapıları incelenmiştir. HIL sistemi üreten dSPACE, ETAS, IPG, National Instruments gibi firmalarla yazışmalar yapılmış, fiyat teklifleri alınmıştır. Hem modelleme geliştirme ortamı olarak kullanılan MATLAB/Simulink ile uyumluluk, hem de otomotiv endüstrisinde yaygın kullanım oranları açısından dSPACE firmasına ait ürünler tercih edilmiştir. dSPACE firmasının akademik alanda da yaygın kullanıma sahip ürünleri oluşu, tüm motor kontrolör geliştirme adımlarına dair geniş bir ürün yelpazesinin bulunması ve bu tez çalışması sonrasında yapılacak çalışmalarda da kullanılabilecek olması yapılan tercihin diğer nedenleridir.

Sonraki aşamada bilinen dizel motor ECU'larından en fazla sayıda ve çeşitte giriş/çıkışa sahip olan donanım baz alınarak HIL sistemi konfigürasyon seçimleri yapılmıştır. Konfigürasyon seçiminde olası diğer akademik çalışmalar için bu tezde kullanılmayacak eklemeler yapılmış ve belirlenen özelliklerde HIL sistemi satın alınmıştır. Satın alınan HIL sistemine dair şematik aşağıdaki Şekil 4.9'da görülebilir.

Şema açıklamasına geçmeden önce HIL sisteminde bulunan temel yazılım ve donanım elemanlarını listelemek faydalı olacaktır. Temel elemanlar şu şekildedir;

Sunucu bilgisayar : Modelleme yazılımının çalıştığı, genellikle Windows işletim sistemi ile çalışan PC'dir. Gerçek zamanlı işlemci değişkenlerine erişim sağlayan kullanıcı arayüzü bu PC'de çalışır. Gerçek zamanlı donanım ile iletişim gigabit eternet, optik gibi yüksek hızlı, düşük gecikmeli arayüzler yardımıyla sağlanır.

Gerçek zamanlı işlemci/ler : Derlenmiş model kodunun çalıştığı gerçek zamanlı işletim sistemi ile çalışan işlemci/ler dir. Gerçek zaman performansı için I/O arayüzleri ve işlemci kartları optimize edilmiştir. Bu tezde kullanılan HIL sistemi iki adet dört çekirdekli DS1006QC işlemci içermektedir.

I/O kartları ve işaret şartlandırma : Otomotiv HIL uygulamalarında; basit analog/dijital işaretleri, krank açısı ile senkronize olarak hızlı değişen işaretleri üretmek ve ölçmek, sistemde bulunan eyleyici kontrol işaretlerini ve geri besleme değerlerini ölçmek için kullanılırlar. Ayrıca, I/O kartları özel koruma devreleri içerir. Bu tezde kullanılan HIL sistemi çeşitli işaret tiplerine dair kanallara sahip iki adet DS2211 I/O kartı içermektedir

Veriyolu sistemleri : En önemlisi motor ECU'su olmak üzere araçta pek çok ECU bulunmaktadır. Çalışma şekline göre çeşitli karmaşıklık derecelerinde olan ECU'ların sayısı bir araçta 70 civarına ulaşabilmektedir. Bu ECU'lar araçta bir ağ oluşturur ve CAN, LIN, Flexray, MOST gibi çeşitli veriyolu sistemleri yardımıyla birbiri ile haberleşir. HIL sisteminde çalışan gerçek ECU ya da modeller doğru çalışabilmeleri için diğer ECU'lardan gelecek işaretlere ihtiyaç duyuyorsa, bu işaretler veriyolu sistemleri yardımıyla üretilip ağa beslenebilir.

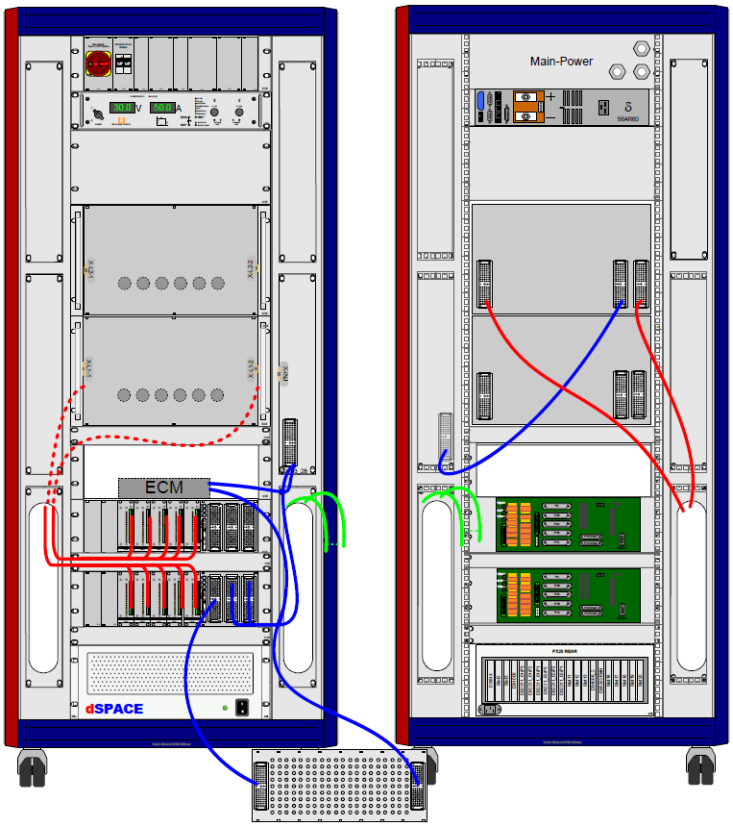
Yük ve yük simülasyonu : ECU'nun kontrol ettiği eyleyiciler (valfler, röleler, enjektörler) HIL çalışmasında *yük* olarak adlandırılır. HIL sisteminde gerçek yükler kullanılabildiği gibi elektriksel eşdeğer devresi de kullanılabilir. ECU diagnostik sistemi sayesinde eyleyicilerde kısa devre, açık devre gibi hatalar olup olmadığı denetlenir. Böyle bir hatanın oluşmasını engellemek için genellikle ECU'ya ilgili eyleyici yerine, değeri uygun seçilen bir direnç bağlanması yeterlidir. Ancak yük dinamik davranışa sahipse ve bu dinamik davranış uygun şekilde modellenemiyorsa tercih edilen yöntem HIL'e gerçek yükün bağlanmasıdır.

Elektriksel hata simülasyonu : Otomotivde kullanılan OBD kuralları gereği ECU'nun hangi hata koşulunda hangi uyarı sinyalini tetiklemesi gerektiği tanımlanmıştır. HIL hata üretme kartlarında yer alan röle ve yarı iletken anahtarları yardımıyla kısa devre,

açık devre gibi hatalar oluşturulup ECU'nun ilgili hata durumunu yakalayıp yakalamadığı test edilir. Bu kontrol için test otomasyon yazılımı da kullanılabilir. Bu tezde kullanılan HIL sistemi, her iki I/O kartı için eyleyici hata üretme kartları içermektedir.

Güç kaynağı : Araç elektrik sistemi simülasyonu (ECU ve yük beslemesi gibi) için güç kaynağına ihtiyaç vardır. HIL sisteminde kullanılan ve voltajı dinamik olarak değiştirilebilen güç kaynağı sayesinde voltaj değişimlerine karşı ECU davranışı test edilebilir.

Gerçek elemanlar : ECU'nun gerçekçi bir şekilde çalışabilmesi için kolayca simüle edilemeyen elemeanların HIL sistemine entegre edilmesi kolay ise kendileri kullanılır.



Şekil 4.9 : Tezde kullanılan HIL sistemi.

Yukarıdaki şekilde görülen HIL sisteminde en altta HIL işlemcisi ve I/O kartları yer almaktadır. Sonraki iki katta yük ve hata üretme kartları bulunur. Bu katlardaki tüm yük bağlantıları kırmızı ile gösterilen hatları takip ederek yük çekmecelerine taşınmıştır. Motor projesine özgü tüm yükler çekmece içerisine yerleştirilerek kırmızı hatlar ile HIL (yük kartları) sistemi bağlantıları yapılmıştır. Bu sayede başka

bir motor projesine yönelik olası başka çalışmalarda, tüm HIL bağlantılarını değiştirmek yerine içerisindeki yüklerle birlikte yük çekmecesini değiştirmenin yeterli olduğu bir yapıya kavuşulmuştur. Bu yapı, motor projesi değişikliklerini çok kısa sürelerde yapabilmeye olanak sağlar.

Çekmece ile yük kartları arasındaki boşluğa yerleştirilen ECU'ya ilişkin bağlantılar, mavi hatlar yardımıyla hem HIL sistemine hem de yük çekmecesine taşınır. Ayrıca HIL sistemi altında yer alan *breakout box* yardımıyla, sinyal akışını etkilemeden istenen ECU sinyalleri gözlenebilir. HIL sisteminin en üstünde ise güç kaynağı bulunmaktadır.

Bu tezde kullanılan HIL yük çekmecesine ait fotoğraf aşağıda görülebilir. Yük çekmecesine yakıt ve hava yolu eyleyicileri yerleştirilmiştir. Yakıt yolu eyleyicileri her bir silindire dair enjektör ve yakıt pompasında yer alan basınç kontrol valfi (VCV ya da Metering Unit) iken hava yolu eyleyicileri VGT, EGR ve THR valfleridir.



Şekil 4.10 : Tezde kullanılan HIL yük çekmecesi.

Özetlemek gerekirse; HIL sisteminde ECU ve eyleyiciler gerçek olarak bulunmak üzere sistem modelleri HIL I/O kartları yardımıyla ECU'ya gerekli sensör bilgilerini göndermektedir. Modellerin giriş olarak kullandığı, ECU'nun kontrol ettiği eyleyicilere dair pozisyon bilgilerinin yine HIL I/O kartları yardımıyla, HIL modeli ve ECU'ya beslenmesi ile kapalı çevrim simülasyon sistemi oluşturulmuş olur.

HIL sisteminde bulunan temel yazılım bileşenleri ise şu şekildedir;

Uygulama ve deney yazılımı : Uygulama yazılımı olarak genellikle bu tezde olduğu gibi MATLAB/Simulink kullanılır. Bu yazılımla sistem modelleri oluşturulup otomatik bir şekilde HIL'de çalışacak koda dönüştürülür.

Deney yazılımında oluşturulan arayüzler sayesinde çevrimiçi (*online*) olarak HIL'de koşan modelin/kodun sinyalleri gözlenebilir, parametreleri değiştirilebilir. Bu tezde kullanılan HIL sistemi ile bağlantılı olarak dSPACE ControlDesk deney yazılımı kullanılmıştır. AutomationDesk gibi yazılımlar sayesinde testler otomatikleştirildiği gibi aynı amaç için Python, MATLAB gibi dillerde yazılmış komut dosyaları da kullanılabilir.

Gerçek zaman yazılımı : HIL sisteminin gerçek zaman gereksinimlerini yerine getirebilmek için maksimum I/O kapasitesi ve minimum I/O gecikmesi için tasarlanmış QNX ve LINUX-RT gibi gerçek zamanlı işletim sistemleridir.

Sistem modelleri : HIL sistemi çalışma mantığına göre kapalı çevrim simülasyon sistemini oluşturmak için sistem modelleri kullanılır. Sistem modelleri, tezdeki üçüncü bölümde ayrıntılı bir şekilde anlatılmıştır.

4.4 HIL Modelleri

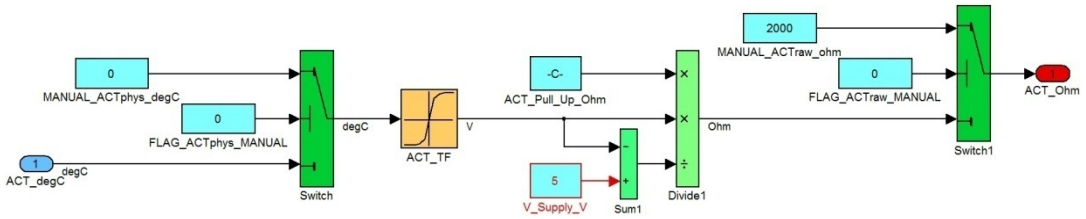
Üçüncü bölümde anlatılan sistem modellerine ek olarak HIL simülasyon çalışmasında ihtiyaç duyulan modeller, I/O modelleri ve yakıt ölçüm modelleri olarak iki ana grupta toplanabilir.

4.4.1 I/O modelleri

I/O modelleri HIL çıkışları ve HIL girişleri olarak ikiye ayrılabilir.

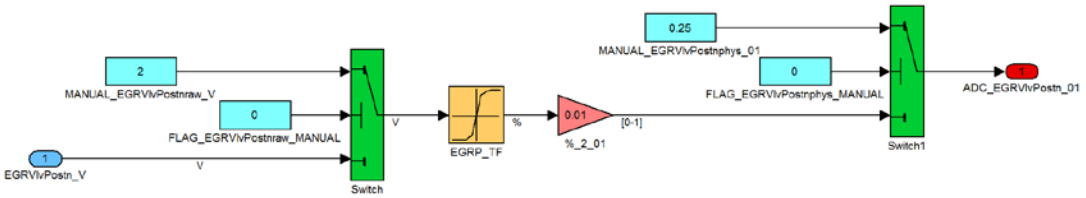
HIL sisteminde gerçek olarak bulunan eyleyicilere ait geri beslemeler haricindeki ECU girişleri, HIL tarafından üretilir. HIL sistem modellerinden çıkış olarak elde edilen sıcaklık, basınç, kütle akışı gibi fiziksel işaretler simülatörde yer alan DAC, PWM_OUT, RES, DIG_OUT gibi kartlar yardımıyla elektriksel (*raw*) işaretlere dönüştürülür. Dönüşüm *sensör transfer fonksiyonu* olarak da adlandırılabilecek look-up tabloları yardımıyla yapılır. İdeal durumda bu bilgiler ilgili sensör veri sayfasından (*data-sheet*) bulunur. Ancak HIL çalışmasında ECU'nun dinamometre ve/veya araçtaki gibi çalışması amaçlandığından, ECU kalibrasyonunda bulunan

look-up tablolarının ters çevrilmesiyle elde edilen tabloların kullanılması daha uygundur. Normal çalışma durumunda; ECU elektriksel işaretleri, kalibrasyon parametreleri arasında yer alan sensör transfer tablolarına göre fiziksel işaretlere çevirir. HIL çalışmasında ise bahsedilen tablolar giriş/çıkış ilişkisi bakımından ters çevrilerek fiziksel işaretlerden elektriksel işaretler elde edilir. Aşağıda şekil, örnek bir HIL sistem modeli çıkışının ECU girişine iletimesini göstermektedir.



Şekil 4.11 : HIL çıkış / ECU giriş sinyal örneği.

Sistem modellerinin giriş olarak kullandığı işaretler ise ECU tarafından üretilen kontrol işaretleri ya da valf geri beslemeleri (eyleyicilerin simülatörde gerçek olarak bulunması durumunda) olur. Aşağıdaki örnek ECU tarafından kontrol edilen EGR valfine dair elektriksel pozisyon bilgisinin (gerçek EGR pozisyon sensöründen gelen) HIL simülatörü tarafından okunup hava yolu modelinde kullanılmak üzere fiziksel işarete dönüştürülmesini göstermektedir.



Şekil 4.12 : HIL giriş / ECU giriş sinyal örneği.

Yukarıdaki örnekte EGR valfinin kendisi simülatörde bulunduğu için geri beslemesi hem ECU'ya hem de HIL simülatörüne gönderilmiştir. Eyleyicinin gerçek olarak bulunmadığı durumda (varsa) geri besleme pozisyonunun modelden elde edilerek HIL çıkışı olarak üretilmesi gerektiği açıktır.

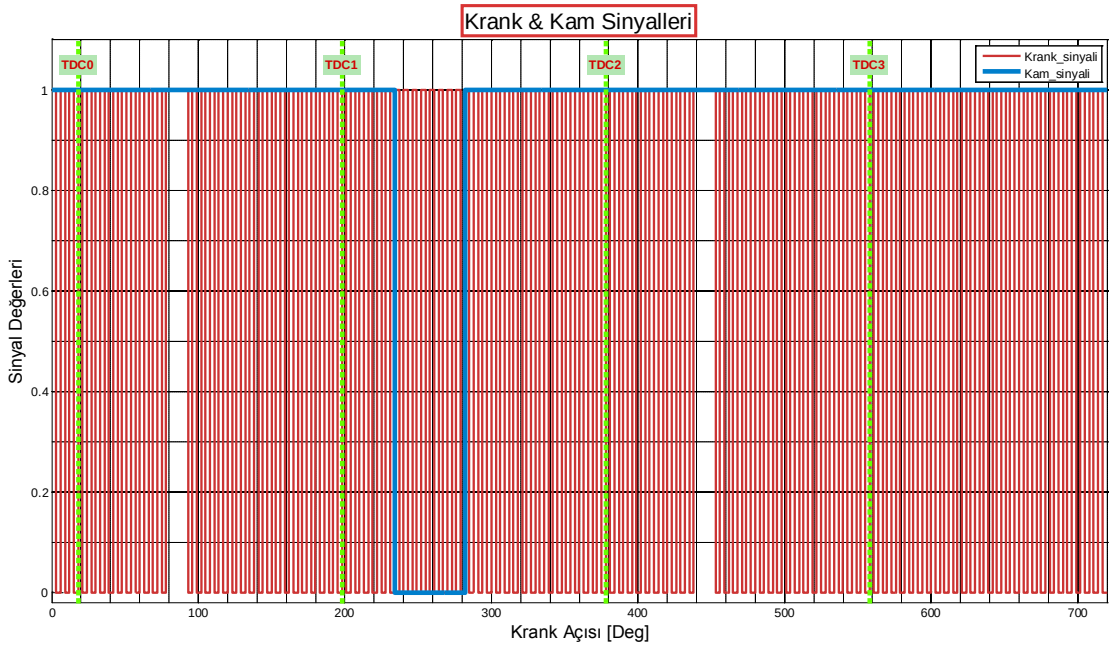
4.4.2 Yakıt değişkenleri ölçüm modelleri

ECU'nun ürettiği yakıt püskürtmesine dair işaretler çok hızlı değişen işaretler olduğu için HIL simülatörü tarafında bu işaretlerin ölçülebilmesi için özel tasarlanmış kartlar kullanılır. Ancak ölçüme geçmeden önce ECU'nun yakıt püskürtme işlemini

başlatması gerekmektedir. Bu işlemin başlaması için ise ECU'nun ölçtüğü krank-kam sinyallerinin senkronize olması gerekir.

4.4.2.1 Krank-Kam sinyal senkronizasyonu

Her motorda kullanılan krank/kam konfigürasyonu farklı olabilmektedir. Krank-kam boşluklarının birbirlerine göre konumu ve diş sayıları gibi faktörler motordaki krank-kam sinyal şeklini etkilemektedir. 720 derecelik krank dönüşü baz alındığında örnek bir krank-kam sinyal değişimi aşağıdaki gibi olabilir.



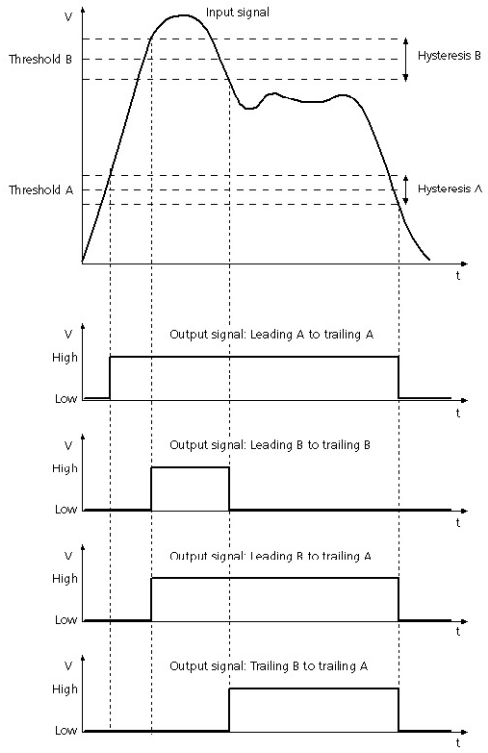
Şekil 4.13 : Krank & Kam senkronizasyonu.

Motora özgü değişen krank-kam işaret şekli ECU yazılımında belirlenmiştir. HIL krank-kam sinyal üretme kartları yardımıyla 720 derecelik çevrim için aynı kalacak şekilde üretilen işraretler ECU'ya beslenir. Motor devri değişimine göre sinyallerin frekans değişimleri de bu kartlar yardımıyla sağlanır. ECU yazılımında belirlenen şekilde krank-kam sinyallerini öçtüğünde krank-kam senkronizasyonunun tamamlandığını anlar ve yakıt püskürtme işlemine başlar.

ECU; kalibrasyonunda belirlenen krank açı ve sürelerinde yakıt püskürtme işaretlerini üretirken, her silindire dair üst ölü nokta (TDC- Top Dead Center) krank açılarını referans alır. Örnek TDC noktaları da yukarıdaki şekilde görülebilmektedir.

4.4.2.2 Enjeksiyon başlangıcı ve süresi

HIL tarafında yakıt değişkenleri ile ilgili işaretlerin ölçümü enjektörler üzerinden geçen akımların ölçülmesi ile olur. Voltaja dönüştürülen örnek bir akım işareti için aşağıdaki şekilde gösterilen eşik ve histerisis değerlerinin ayarlanması ile ECU ve HIL üzerinden ölçülen yakıt değişkenlerinin aynı olması sağlanır.



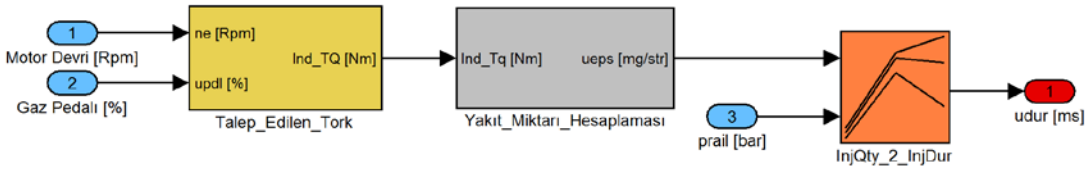
Şekil 4.14 : Simülatörde püskürtme başlangıç ve süresinin ölçümü (dSPACE, 2012).

Simülatörde yapılan ölçüm sırasında HIL yine kendi ürettiği krank-kam sinyallerini (üst ölü noktalarını) referans almaktadır. Ayrıca yukarıda gösterilen sinyal şekli kullanılan sensörün selenoid ya da piezo tipli olmasına göre değişebilmektedir.

Sonuç olarak söylenmesi gerekirse, HIL tarafında her bir enjeksiyonun süresi ve başlangıç açısı (Start Of Injection - SOI) ölçülmektedir.

4.4.2.3 Ray basıncı ve yakıt miktarı

Hava yolu başta olmak üzere genellikle sistem modelleri yakıt miktarlarını giriş olarak kullanır. Bu sebeple ölçülenler cinsinden yakıt miktarını hesaplamak gerekmektedir. ECU tarafında yakıt püskürtme değerlerinin nasıl belirlendiğini incelemek bu hesaplamanın nasıl yapılacağını belirler. ECU'daki basitleştirilmiş yakıt püskürtme süresi karar mekanizması aşağıdaki gibidir.



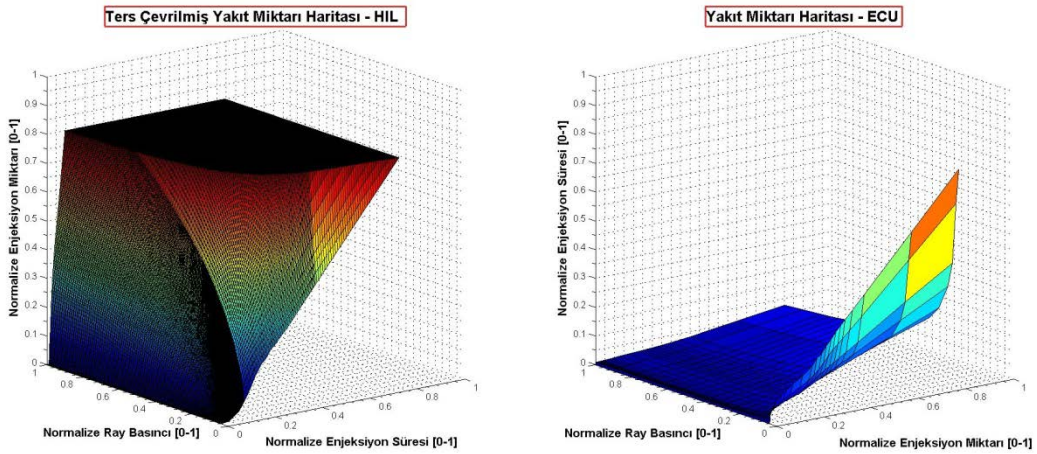
Şekil 4.15 : ECU'daki basitleştirilmiş püskürtme süresi karar mekanizması.

Sürücü tarafından gelen gaz pedalı bilgisi ve o andaki motor devrine göre talep edilen tork miktarı belirlenir ve o torku üretebilmek için gerekli yakıt miktarı hesaplanır. Sonraki aşamada ise belirlenen miktardaki yakıtı sağlamak için, o andaki ray basıncında enjektörlerin ne kadar süreyle yakıt püskürtmesi gerektiği hesaplanır.

HIL tarafında yakıt miktarı hesaplanırken ECU'da kullanılan yakıt tablosu ters çevrilir. Yani,

$Inj_{Qty} = f(Inj_{Dur}, p_{rail})$

olacak şekilde yeni bir tablo elde edilir. ECU'da kullanılan ve HIL'de ters çevrilen örnek bir yakıt tablosu aşağıdaki gibidir.

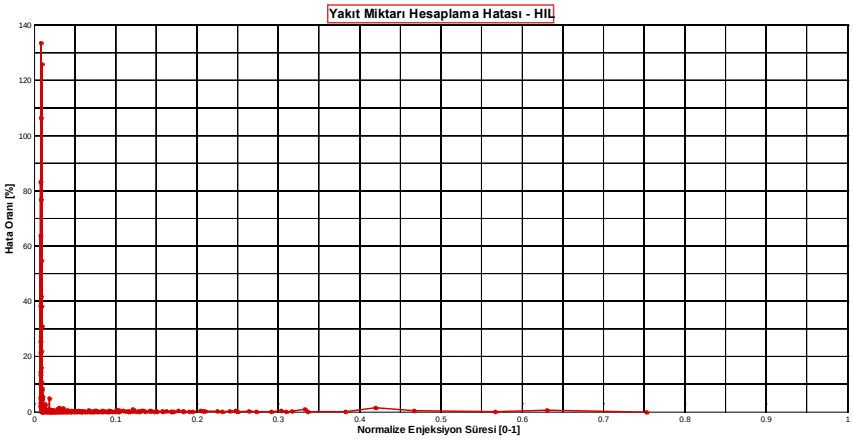


Şekil 4.16 : ECU ve HIL'de kullanılan yakıt miktarı haritaları.

Mevcut haritanın ters çevrilmesinin bir miktar hataya yol açacağı açıktır. Yüksek yakıt püskürtme süreleri için önemsiz gözüken hata, düşük yakıt püskürtme süreleri için önemlidir. Ters çevrilen yakıt tablosuna, tabloyu oluşturan yakıt süreleri ve ray basıncı giriş olarak verilip yakıt miktarları hesaplanmış ve tablo oluşumunda kullanılan yakıt miktarlarıyla karşılaştırılmıştır. Aşağıda görülebileceği gibi çok düşük yakıt süreleri/miktarları için oluşan hata oranı fazladır.

Hava yolu modeli için toplam yakıt miktarı önemli olduğu için model çıkışlarını bu hatadan pek etkilenmez. Ancak yanma modelinin ön enjeksiyon miktarına bağlılığı düşünüldüğünde HIL çalışmasında çıkışların bozulması beklenen bir durumdur.

Yanma modeli girişi olarak ön enjeksiyonların miktarı yerini süresini almak (modelleme testi sırasında kaydedilmiş ise), oluşacak hatayı azaltabilir.



Şekil 4.17 : HIL'de enjeksiyon süresi - yakıt miktarı hesaplama hatası değişimi.

4.4.3 HIL simülasyonu çalışma modları

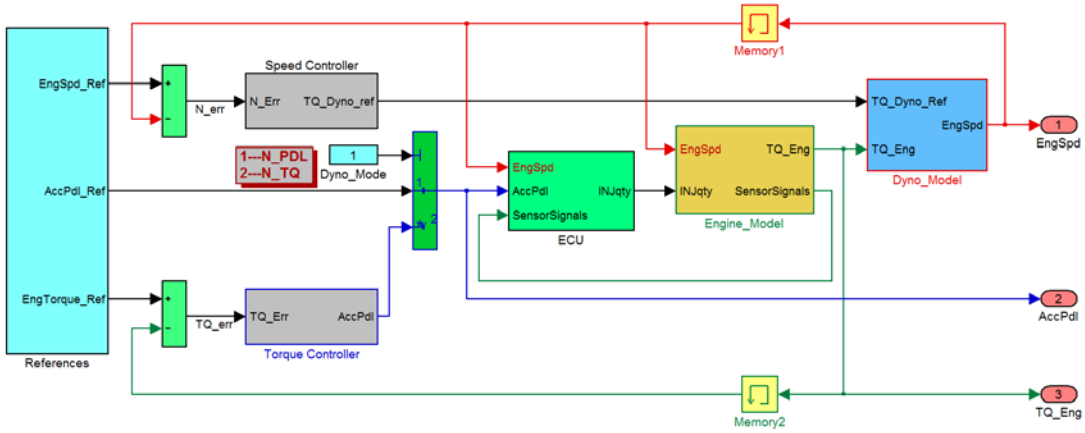
HIL çalışması sırasında normal çalışma modunda sürücü işaretleri (gaz, fren, debriyaj pedalları, vites bilgisi, kontak anahtarı gibi) ControlDesk yazılımında geliştirilen bir arayüz yardımıyla simülatöre beslenebileceği gibi, diğer çalışma modlarında bu işaretlerin tamamı ya da bir kısmı HIL tümleşik modelinde yer alan diğer modeller yardımıyla üretilebilir. Bu tez çalışmasında HIL'de kullanılan örnek bir ekran görüntüsü aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.18 : HIL'de kullanılan gösterge paneli arayüzü.

4.4.3.1 Dinamometre modu

Dinamometre, harici yük talebinde jenaratör olarak kullanılabilen bir elektrik makinasıdır. Motor dinamometresinde motor krank mili, elektrik dinamometresine bağlanır. Bu tez çalışması için geliştirilen sanal dinamometre ve kontrolör model yapısı aşağıdaki şekilde görülebilir.



Şekil 4.19 : Sanal dinamometre ve kontrolör modeli.

HIL çalışmasındaki dinamometre modunda, araç modeli devre dışı bırakılıp motorun ürettiği tork doğrudan dinamometreye iletilir. Dinamometre sistem modeli, basitçe motorun ürettiği tork ile dinamometre torku arasındaki tork farkının dinamometre eylemsizliğine bölünerek integralinin alınması yoluyla motor devrinin hesaplandığı bir alt model olarak düşünülebilir. Sanal dinamometre ve kontrolör modelleri elde edilirken sistem modeli parametrizasyonunda kullanılan Ford OTOSAN'a ait motor dinamometresi çalışma modlarını yansıtabilmesine, dolayısıyla HIL çalışması sırasında benzer testlerin tekrarlanabilmesine olanak tanımasına özen gösterilmiştir. Bu amaçla geliştirilen sanal dinamometre ve kontrolör modelleri tümleşik HIL modeline eklenmiştir.

Devir/Pedal modu

Bu çalışma modunda, motor devri ve gaz pedalı pozisyonu talep edilir. Dinamometre eylemsizliği ile birlikte motoru istenilen devre getirdiğinde oluşan tork, dinamometre torku olarak çıkışta elde edilir. Bu durumda Şekil 4.19'daki hız kontrolörü aktiftir.

Devir/Yük modu

Bu çalışma modunda, motor devri ve dinamometre torku talep edilir. Dinamometre kontrol değişkeni olarak gaz pedalını kullanır ve bir *PID* kontrolörü yardımıyla

motoru talep edilen devir ve torka götürür. Bu çalışma şeklinde ise Şekil 4.19'daki tork kontrolörü aktiftir.

4.4.3.2 Sürücü modu

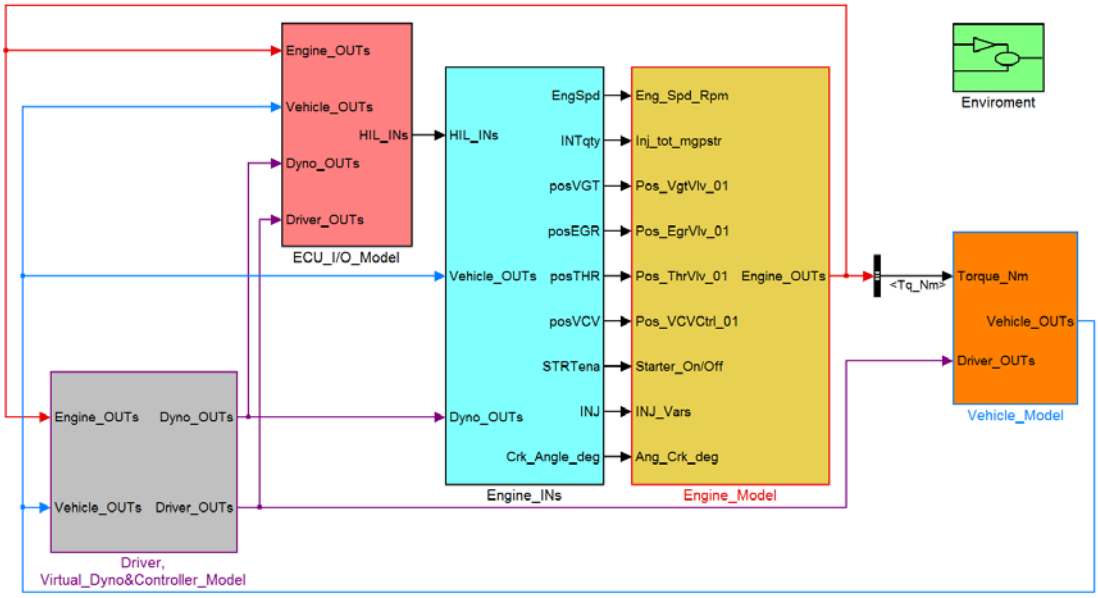
Sürücü modeli, talep edilen araç hızı profilini takip edebilmek amacıyla, manuel vitesli bir araç için gaz, fren, debriyaj pedal pozisyonları ve vites işaretlerini üretir.

HIL çalışmasında belirli araç hızı profilleri verilerek tüm sistem modellerinin çıkışları incelenebilmektedir. Avrupa'da satılan hafif ticari araçlar için yasal emisyon testi olan *NEDC* (New European Diesel Cycle) testi araç hızı profilene göre tanımlandığı için özellikle hafif ticari araçlar için HIL çalışmasında sürücü modelinin önemi fazladır. Ayrıca emisyon çevrimi dışında tanımlı diğer testlerin gerçekleştirilebilmesi mümkün olduğu gibi araç üzerinden zaman ve araç hızı profili ölçümleri alınan herhangi bir test çevrimi de HIL simülatöründe aynen tekrarlanabilir. Son zamanlarda GPS sensörleri ile yol eğimleri kaydedilerek dünyanın farklı bölgelerinde yapılan testlerin tekrarlanması yönünde çalışmalar da yapılmaktadır.

Bu tez çalışmasında kullanılan motor, ağır ticari araç motorudur. Ağır ticari araçlar için yasal emisyon testi olan WHTC testi motor dinamometresinde yapılmaktadır. Hem bu sebepten hem de ilgilenilen kontrolör yapılarının motor düzeyinde kalmasından dolayı, bu tez çalışması sırasında hem araç modelleri hem de sürücü modelleri üzerinde ayrıntılı bir çalışma yapılmamıştır.

4.5 HIL Sistem Modellerinin ECU ile Testi

Tezin bu aşamasında üçüncü bölümde elde edilen sistem modelleri HIL tümleşik modeline aktarılmış ve aşağıda görülebilecek tümleşik model yapısı kurulmuştur.



Şekil 4.20 : HIL tümleşik model yapısı.

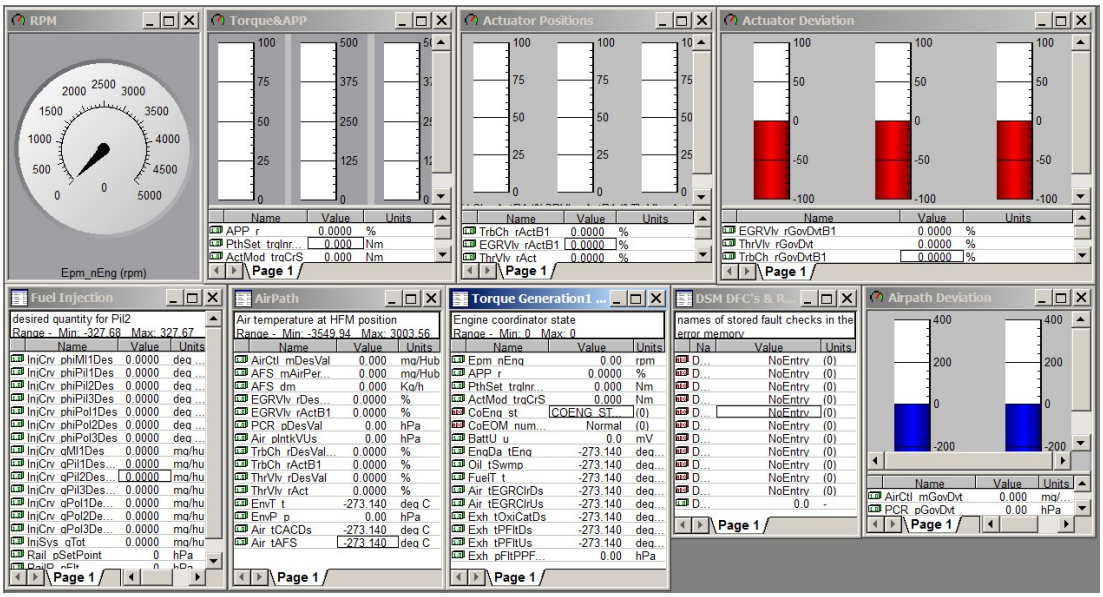
Sistem modelleri elde edilirken kullanılan modelleme ve doğrulama testleri HIL simülatöründe eyleyicileri (enjektörler, VGT, EGR, THR) ECU'nun kontrol etmesiyle tekrarlanmıştır. Sonuçların karşılaştırılabilmesi açısından HIL testinde kullanılan ECU kalibrasyonu ile modelleme ve doğrulama testindeki ECU kalibrasyonunun aynı olması gerekmektedir. Her ne kadar hava yolu ve emisyon modelleri ECU kalibrasyonuna bağlı olmasa da ECU tarafından aynı çalışma noktaları için farklı hava yolu referanslarının üretilmesi (farklı ECU kalibrasyonu durumu) karşılaştırmayı imkansız kılar.

4.5.1 HIL simülatöründe otomatik test tasarımı

HIL simülatöründe, sistem modelleri parametrizasyonunda kullanılan testleri tekrarlamak ve sonuçları analiz etmek için hazır bir araç yoktur. Üstelik karşılaştırmanın eksiksiz yapılabilmesi için hem ECU hem de HIL simülatöründen birbiri ile senkronize ölçümler alınması gerekmektedir.

Bu sebeple hedeflenen testlerin HIL'de koşturulması ve ECU, HIL ve referans dinamometre ölçümlerinin karşılaştırmalı bir şekilde raporlanması için Şekil 4.22'de aşamaları görülecek otomatik test tasarımı yapılmıştır.

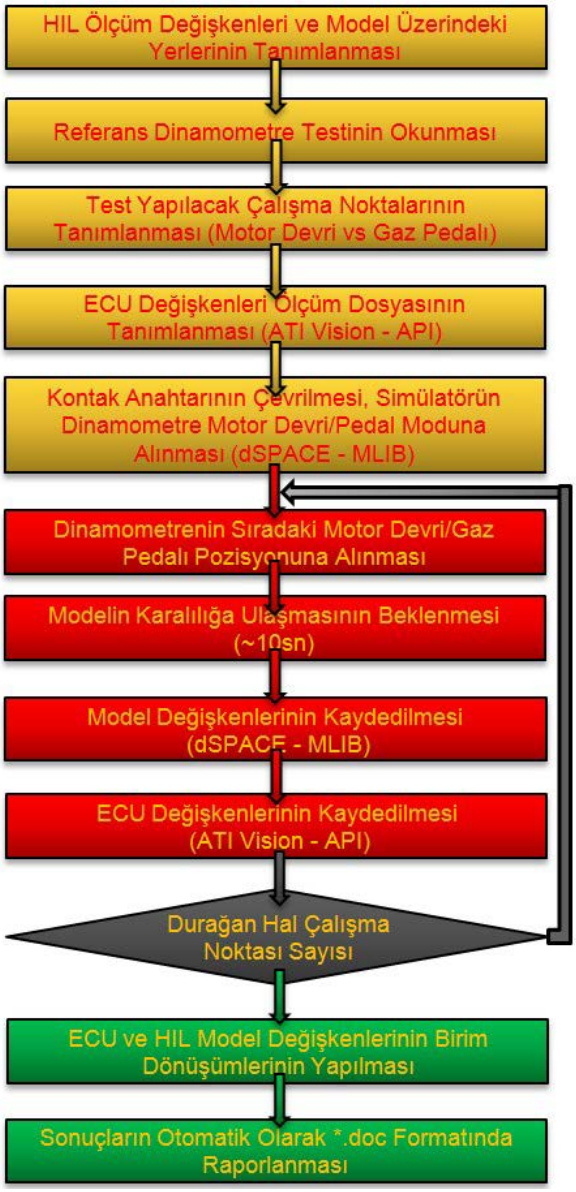
Tez çalışmasında, ECU kalibrasyon parametre değerlerini ve ölçümlerini izlemek, gerektiğinde kalibrasyon parametrelerini değiştirmek için ATI Vision yazılımı kullanılmıştır. ATI Vision yazılımına dair örnek ekran görüntüsü aşağıda görülebilir.



Şekil 4.21 : ATI Vision ekran görüntüsü.

HIL testi sırasında ECU ölçümleri ATI Vision yazılımının uygulama programlama arabirimi (*API – Application Programming Interface*) komutları kullanılarak MATLAB ortamına taşınmıştır.

HIL simülatör komutları ve model değişkenlerine dair ölçümler *dSPACE ControlDesk* yazılımının sağladığı arayüzlerle manuel olarak gerçekleştirilir. Otomatik test yapmak için ve verileri depolamak için *dSPACE AutomationDesk* yazılımı veya *Python* dilinde yazılmış komut dosyaları kullanılır. Bu tez çalışmasında ise, ECU ölçümleri/komutları ile HIL ölçümleri/komutlarını tek bir yerden yönetmek adına HIL ölçüm ve komutları da dSPACE *MLIB* kütüphanesi aracığıyla MATLAB üzerinden gerçeklenmiştir.



Şekil 4.22 : HIL otomatik test tasarımı – durağan hal testi.

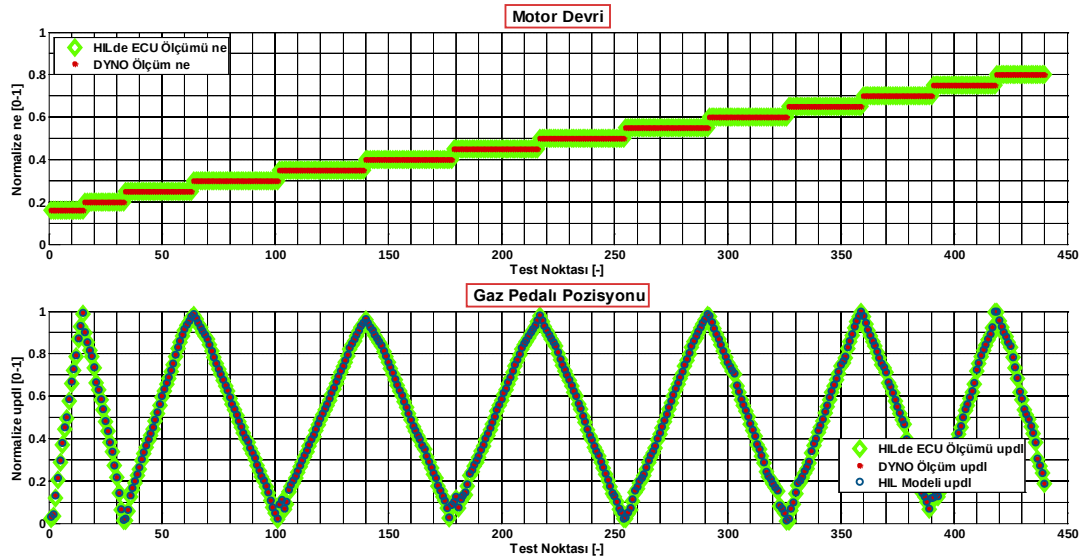
Sistem modellerinin elde edildiği modelleme testini HIL simülatöründe tekrarlamak için yukarıda ayrıntıları görülen şekilde test tasarımı yapılmış, testin otomatik olarak gerçekleştirilmesi ve raporlanması için MATLAB komut dosyaları hazırlanmıştır.

Doğrulama testi için de test tasarımı benzerdir. Farklı olarak bu testte referans motor devri / gaz pedalı pozisyonları HIL modeline yerleştirilmiş tablolar yardımıyla elde edilmiş, HIL modeli ve ECU değişkenleri için sürekli ölçüm alınmıştır. Modelleme ve doğrulama testi için elde edilen sonuçlar takip eden bölümlerde verilmiştir.

4.5.2 HIL motor tarama testi

Sistem modellerinin elde edildiği motor tarama testi, ECU'nun aynı hava yolu ve yakıt yolu referanslarını üretebilmesi amacıyla aynı ECU kalibrasyonu ile dinamometre devir/pedal modunda koşturulmuştur. ECU tarafından üretilen referans değerlerinin aynı olmaması durumunda motor farklı çalışma noktalarına gideceği için, HIL ve dinamometre sonuçları arasında karşılaştırma yapmak anlamsızlaşacaktır.

HIL model sonuçlarının verildiği bölümlerde aksi belirtilmediği müddetçe, dinamometre testi ölçümleri kırmızı renkle, dSPACE MLIB kütüphanesi aracılığıyla ölçülen HIL model değişkenleri mavi renkle, HIL testi sırasında ATI Vision-API komutları aracılığıyla ölçülen ECU değişkenleri yeşil renkle (ilgili değişkene dair ECU değişkeni varsa) gösterilmiştir.



Şekil 4.23 : HIL modelleme testi – motor devri gaz pedalı değişimi.

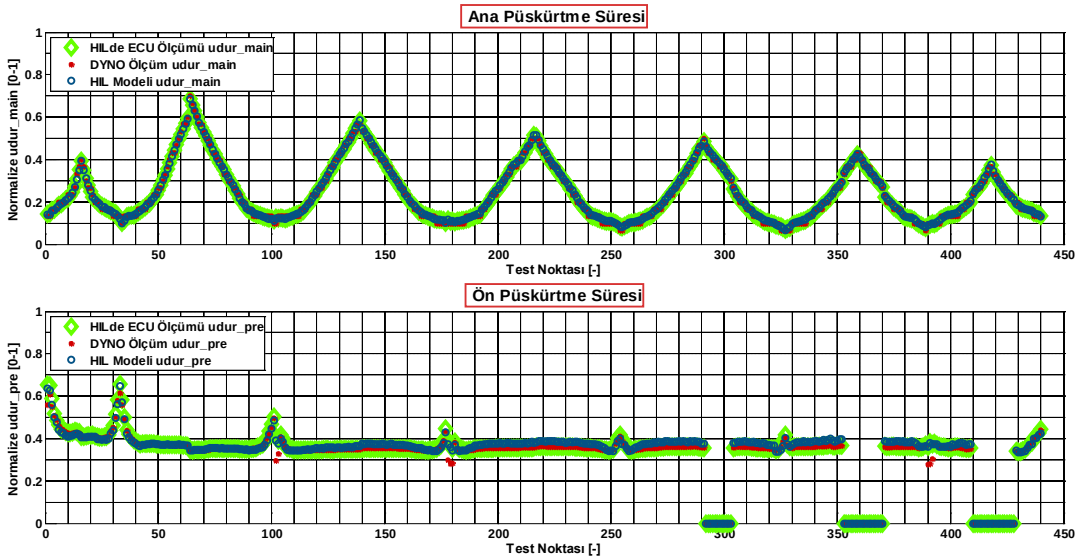
Yukarıdaki şekilde testin yapıldığı motor devri ile gaz pedalı değişimleri gösterilmiştir.

Takip eden grafiklerde olacağı gibi, çizdirilen sinyale dair ECU sensörü (üretim seviyesinde) bulunuyorsa mavi ve yesil renkle gösterilen ölçümlerin üst üste çıkması beklenmektedir. Aynı değerler elde edilemiyorsa bu durum 4.4.1 bölümünde anlatılan sensör transfer fonksiyonlarında bir hata olduğunu gösterir. Bu sebeple verilen grafikler aynı zamanda sensör transfer fonksiyonlarının doğrulamasını da içermektedir.

Genel olarak söylemek gerekirse kırmızı ile gösterilen ölçümler ile mavi renkli ölçümler arasındaki fark model hatası ya da farklı üretilen ECU referanslarından (ya da karşılaştırılan iki testten birinde referansların takip edilememesinden) kaynaklanmaktadır.

Hava yolu ve yanma modeli değişkenleri incelenmeden önce bu modellere giriş olarak beslenen değişkenleri karşılaştırmak gereklidir.

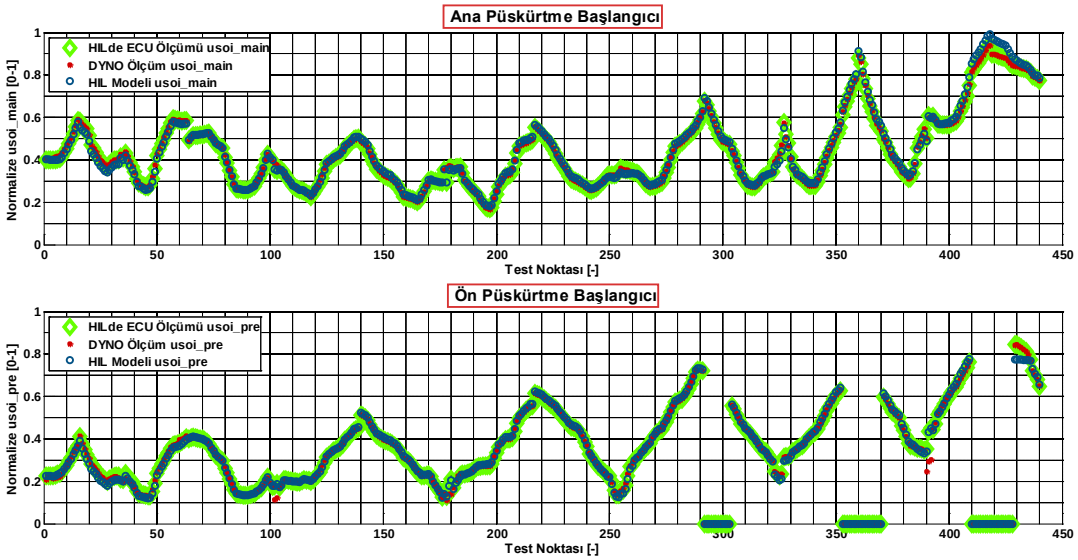
Model girişleri için ilk adımda HIL tarafında yakıt ile ilgili ölçülen püskürtme süreleri incelenebilir. Aşağıda görülebileceği gibi ECU kalibrasyonunda ön ve ana püskürtme olmak üzere iki püskürtme stratejisi benimsenmiştir. Her üç ölçümün (DYNO, HIL, ECU) çok küçük hatalar dışında aynı şekilde elde edilmesi HIL simülatöründe enjeksiyon süresi ölçümünde kullanılan eşik ve histerisis parametrelerinin doğru kalibre edildiğini gösterir.



Şekil 4.24 : HIL modelleme testi – yakıt püskürtme süreleri.

Normalde ön püskürtme süresi/miktarı ana püskürtme süresi/miktarı yanında çok küçüktür (yaklaşık onda biri). Ancak grafikler çizdirilirken her işaret kendi içerisinde normalize edildiği için değerleri birbirine yakın gözükmektedir.

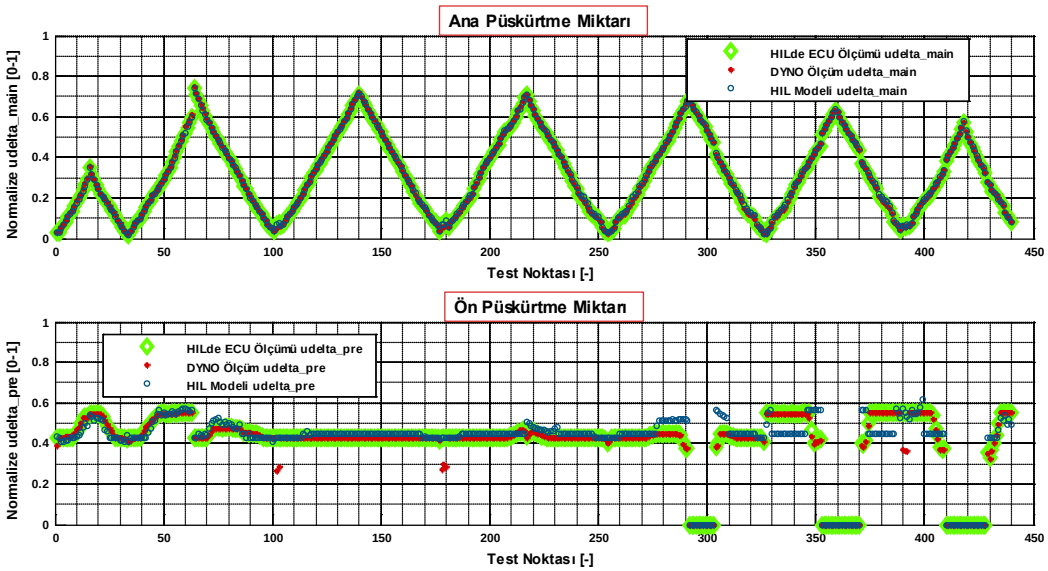
İkinci adımda yakıt püskürtme başlangıçları (SOI) Şekil 4.25'deki gibi karşılaştırılmıştır. Testin son bölümünde yer alan birkaç çalışma noktası haricinde her üç ölçüm birbiri ile uyuşmaktadır.



Şekil 4.25 : HIL modelleme testi – yakıt püskürtme başlangıçları.

Üçüncü adımda yakıt miktarları karşılaştırılmıştır. Ana püskürtme miktarı her üç ölçüm için uyumlu çıkarken ön püskürtme miktarları arasındaki farklılık çarpıcıdır. Bu fark bölüm 4.4.2.3'de anlatıldığı gibi ECU içerisindeki tablonun ters çevrilmesi sebebiyle düşük enjeksiyon sürelerinde oluşabilecek hatadan kaynaklanmaktadır.

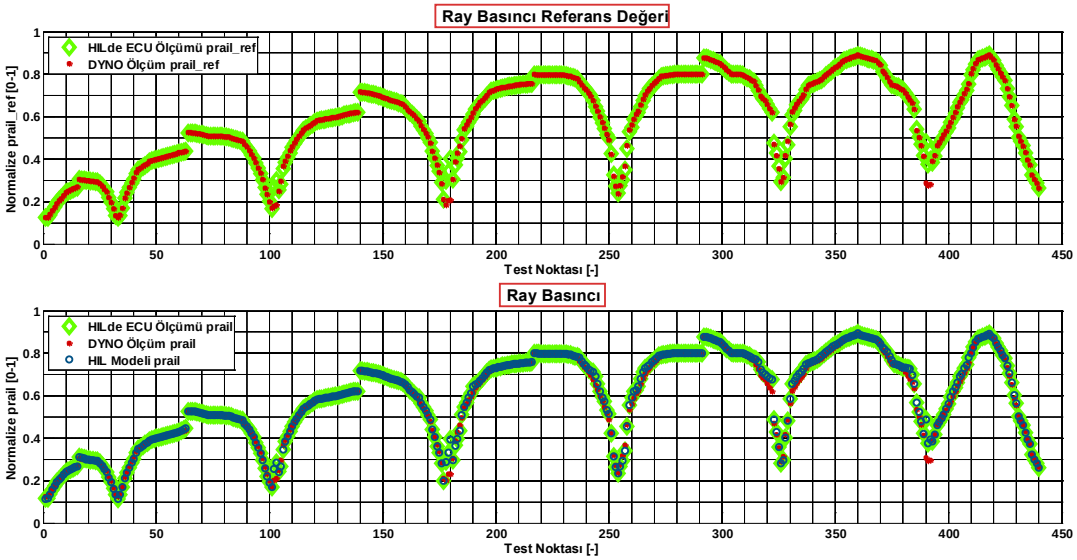
Yine bölüm 4.4.2.3'de anlatıldığı gibi yakıt miktarı hesaplaması enjeksiyon süresi ve ray basıncından hesaplanmaktadır. Olası ray basıncı hatası için Şekil 4.27'de hem ray basıncı referans değerleri hem de ray basınçları karşılaştırılmıştır. Ray basıncı modelinden elde edilen basınçlar hem referans değerleriyle hem de dinamometre ölçümleriyle uyuşmaktadır.



Şekil 4.26 : HIL modelleme testi – yakıt püskürtme miktarları.

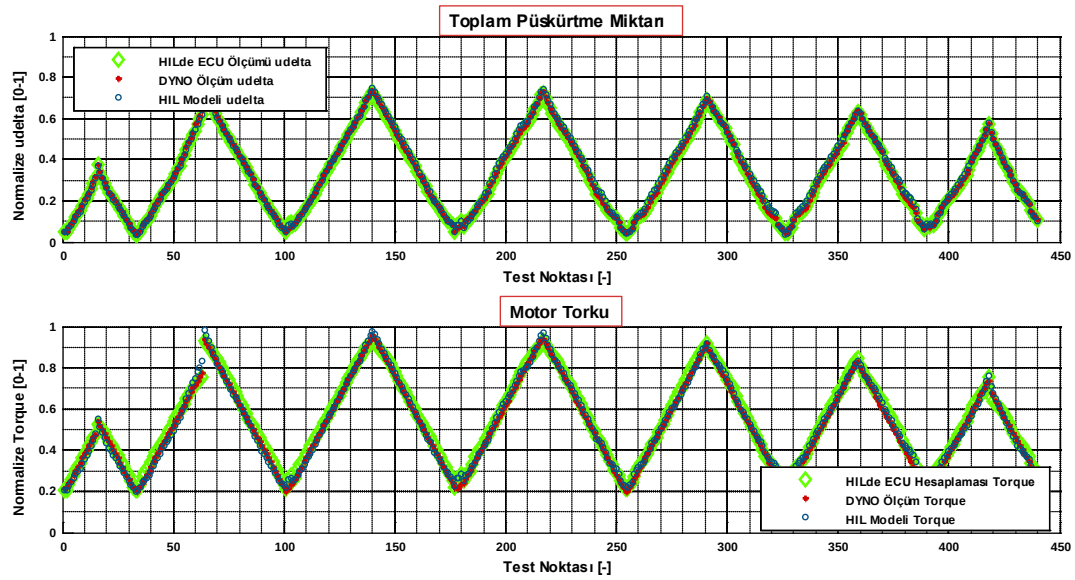
Ön enjeksiyon hesaplamasında oluşan hatanın bu değişkeni giriş olarak kullanan yanma modeli çıkışlarını etkilemesi beklenen bir durumdur.

Aşağıda görülen ray basınçlarının hesabında, sonuçları iyileştirmek adına üçüncü bölümde anlatılan model yerine ECU'da ray basıncı referansının hesaplanması sırasında kullanılan harita takımı yerleştirilmiştir. ECU'daki referans değerler değiştirilmediği müddetçe bu tercih herhangi bir hata doğurmaz.



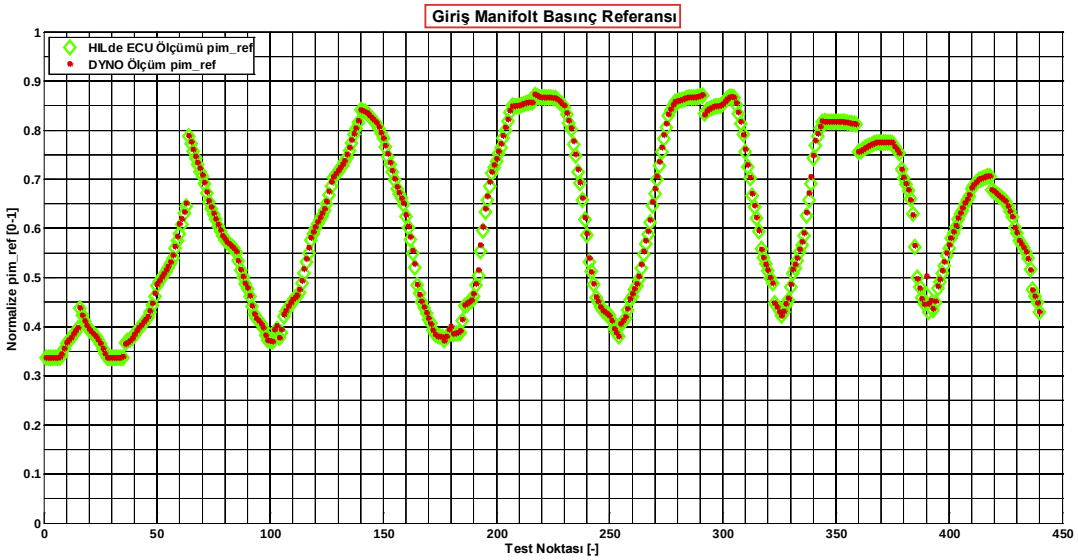
Şekil 4.27 : HIL modelleme testi – ray basıncı ve referansı.

Aşağıda görülen toplam püskürtme miktarı karşılaştırmasından da anlaşılacağı gibi ön enjeksiyon hesaplamasında oluşan hatanın toplam yakıta etkisi düşüktür. Bu sebeple hava yolu model çıkışlarında bu sebepten kaynaklanan hata beklenmez. Aşağıdaki grafikte ayrıca hava yolu modelinden elde edilen tork değerleri de karşılaştırılmıştır. ECU'dan gelen tork değişkeni bir ölçüm değil ECU'nun hesaplaması sonucu oluşan iç değişkendir.



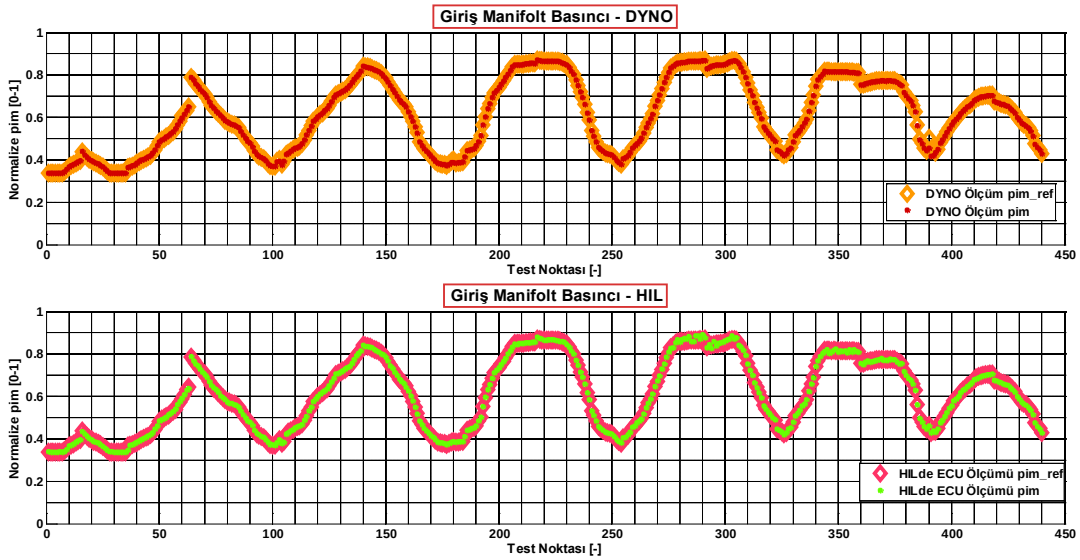
Şekil 4.28 : HIL modelleme testi – toplam yakıt püskürtme miktarı ve motor torku.

Hava yolu model çıkışlarına geçmeden önce hava yolu kontrolü için ECU'nun ürettiği referans değerleri karşılaştırmak aydınlatıcı olacaktır. Ayrıntıları beşinci bölümde anlatılacağı gibi dış çevrim olarak adlandırılan hava yolu kontrolü için giriş manifoldu basıncı (p_{im}) ve kompresör kütle akışı (W_c) değişkenleri kullanılır. Giriş manifold basınç referansı aşağıda görülecegi gibi dinamometre testi ile uyuşacak şekilde hesaplanmıştır.



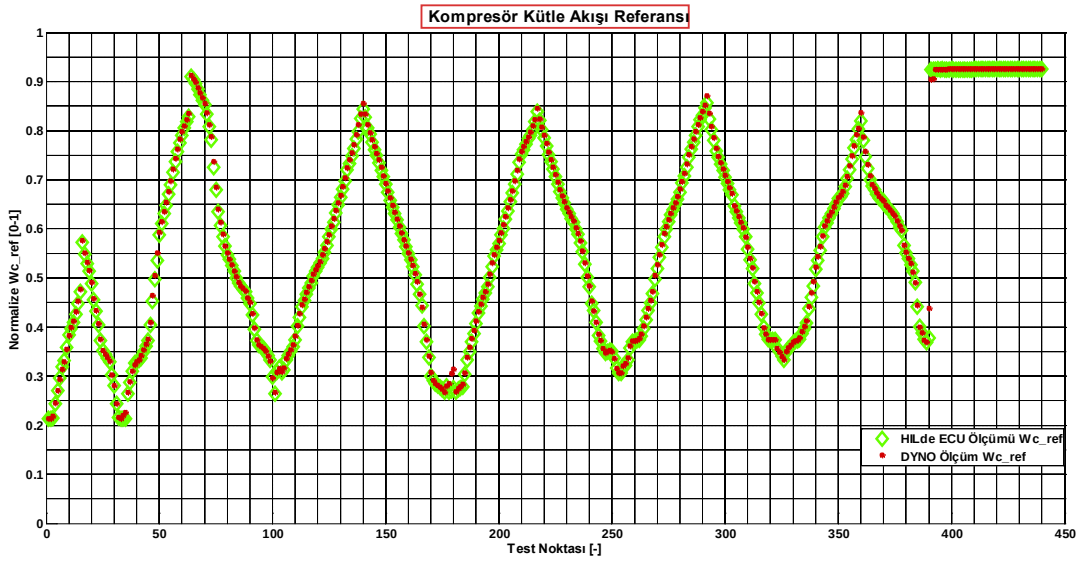
Şekil 4.29 : HIL modelleme testi – giriş manifold basıncı referansı.

Giriş manifold basıncı değerlerinin her iki testte de referanslarını takip ettiği aşağıdaki Şekil 4.30'da görülebilir.



Şekil 4.30 : HIL modelleme testi – giriş manifold basıncı referans ölçüm karşılaştırması.

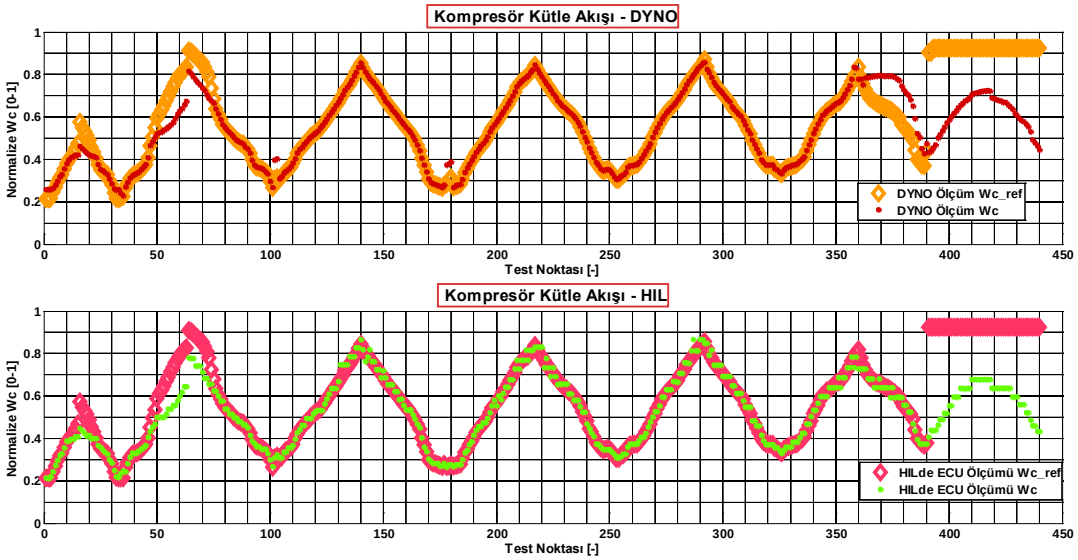
Diğer hava yolu dış çevrim referansı olan kompresör kütle akışı referansı yine dinamometre testi ile uyuşacak şekilde hesaplanmıştır. Referans grafiklerinde HIL modeli içerisinde referanslara ilişkin bir değişken olamayacağı için, mavi renkle gösterilen model ölçümleri bulunmamaktadır.



Şekil 4.31 : HIL modelleme testi – kompresör kütle akışı referansı.

Şekil 4.32'de görüleceği gibi dinamometre testi sırasında kompresör kütle akışı referansını takip edememiştir. Referansına göre küçük kaldığı noktalarda EGR valfi zaten kapalı olduğu için (Şekil 4.34) ECU'nun kompresör kütle akışını arttırması mümkün değildir. Bu durum ancak ulaşılamayacak referansların verilmesi ile açıklanabilir. HIL modelinde de benzer durumun oluşması sistem modellerinin

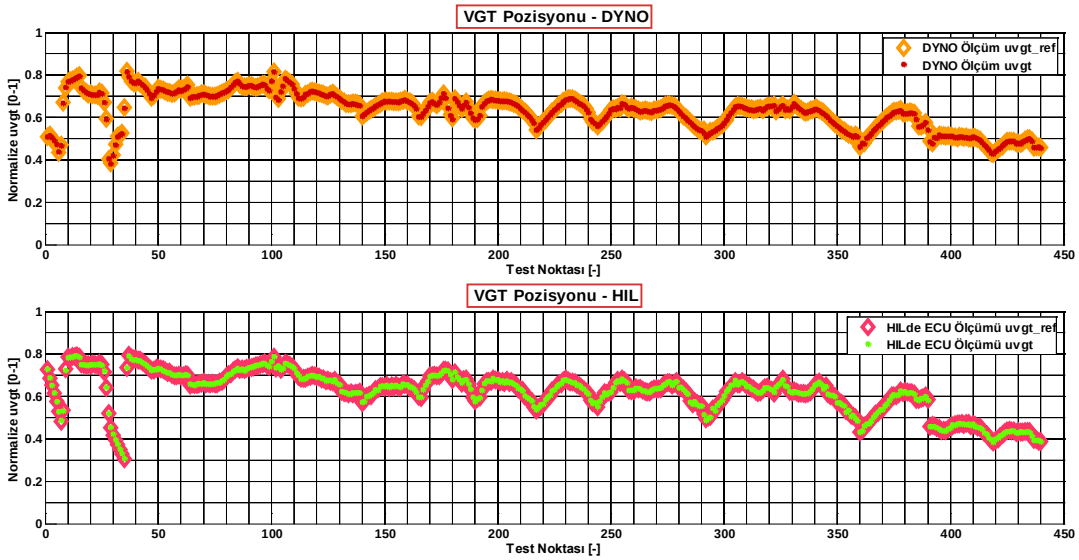
gerçeği ne kadar yansıttığının bir ispatıdır. Dinamometre testinde yaklaşık 350 ile 400. çalışma noktaları arası kompresör kütle akışı referansına göre büyük hesaplanmıştır. Beklenen ECU'nun EGR valfini biraz daha açarak akışı düşürmesidir. Şekil 4.34'de görüleceği gibi ECU valfini açmaya çalışmış ancak EGR muhtemel bir kilitlenme yaşayarak açılamamıştır. Dinamometre testi sırasında oluşan hata nedeniyle oluşan bu durum HIL testi sırasında yaşanmamış ve EGR açılarak kompresör kütle akışı referansını takip edebilmiştir. Model başarımının bir diğer göstergesi olan bu örnek, bazı durumlarda model sonuçlarının dinamometre testine göre daha gerçekçi olabileceğini gösterir. Ayrıca yüksek başarımlı (düşük hata oranlı) modeller sayesinde, bazı kalibrasyon/kontrol çalışmalarının dinamometreye gerek duymaksızın HIL üzerinde gerçeklenebileceği yönünde umut verici bir örnek teşkil eder.



Şekil 4.32 : HIL modelleme testi – kompresör kütle akışı referans ölçüm karşılaştırması.

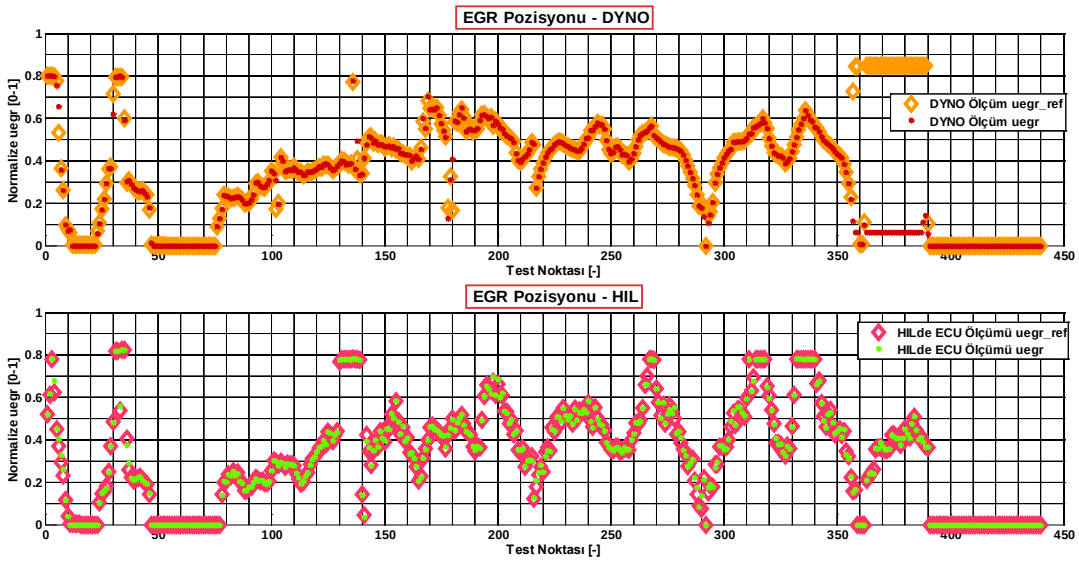
Hava yolu model sonuçlarına geçmeden önceki son basamak iç çevrim olarak da adlandırılabilecek eyleyici pozisyon kontrolüdür. Bu aşamada VGT ve EGR valflerinin referanslarını takip edip etmediği incelenmiştir.

Şekil 4.33'den de görüleceği üzere VGT eyleyicisi her iki testte (dinamometre, HIL) de referans değerlerine ulaşmıştır.



Şekil 4.33 : HIL modelleme testi – VGT pozisyon referans ölçüm karşılaştırması.

Şekil 4.34'de ise Şekil 4.32 açıklamasında bahsedildiği gibi dinamometre testi sırasında bazı çalışma noktalarında EGR valf pozisyonu ile referansı arasında oluşan hata gözlenmektedir.

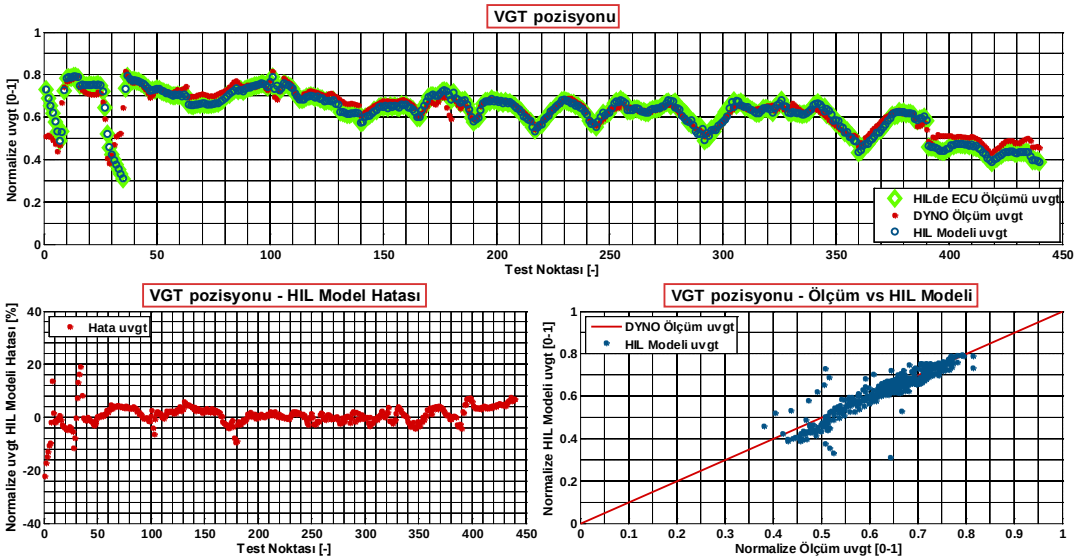


Şekil 4.34 : HIL modelleme testi – EGR pozisyon referans ölçüm karşılaştırması.

HIL testi sırasında ise böyle bir hata ile karşılaşılmamıştır.

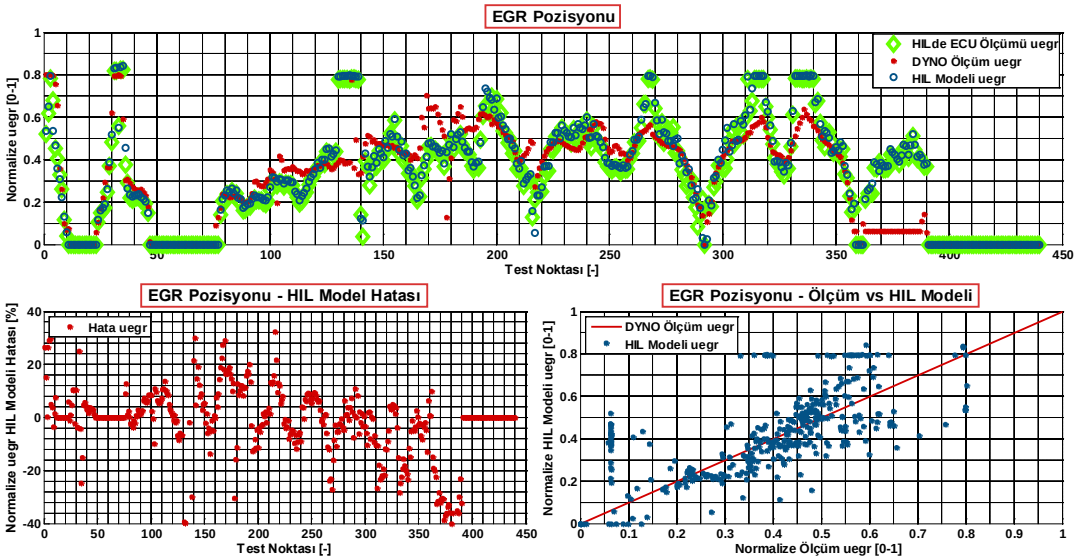
Bu aşamada, HIL çalışması için en önemli olabilecek eyleyici pozisyon karşılaştırmaları yapılmıştır. ECU'nun dış çevrimde referans olarak ürettiği manifold basıncı ve kompresör kütle akışı değerlerini tutturacak yönde eyleyici kontrollerini sağlar. ECU'nun istenilen basınç ve akışları benzer eyleyici pozisyonları ile tutturması modelin gerçek davranışı çok iyi yansıttığını gösterir. Aşağıdaki grafikte görülen VGT pozisyonu için mutlak bağıl hata ortalaması %4.33 olarak

hesaplanmıştır. Literatürde HIL testi sırasında eyleyici pozisyonlarını karşılaştıran ancak bir çalışmaya ulaşılabilmiş, bu çalışmada da hata değerleri bu denli düşük elde edilememiştir (Sandberg, 2012).



Şekil 4.35 : HIL modelleme testi – VGT pozisyonu.

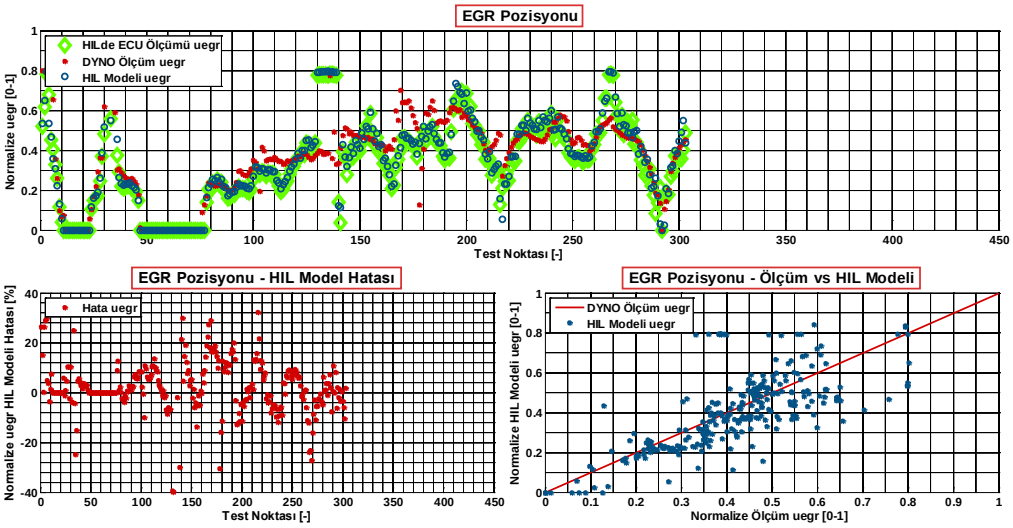
EGR valf pozisyonu için hata değerleri aşağıdaki grafikte görülebileceği gibi daha fazladır. Ancak hatanın yüksek hesaplandığı çalışma noktalarının önemli bir kısmı Şekil 4.32 açıklamasında verildiği gibi dinamometre testi sırasında oluşan hatalardan kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.36 : HIL modelleme testi – EGR pozisyonu.

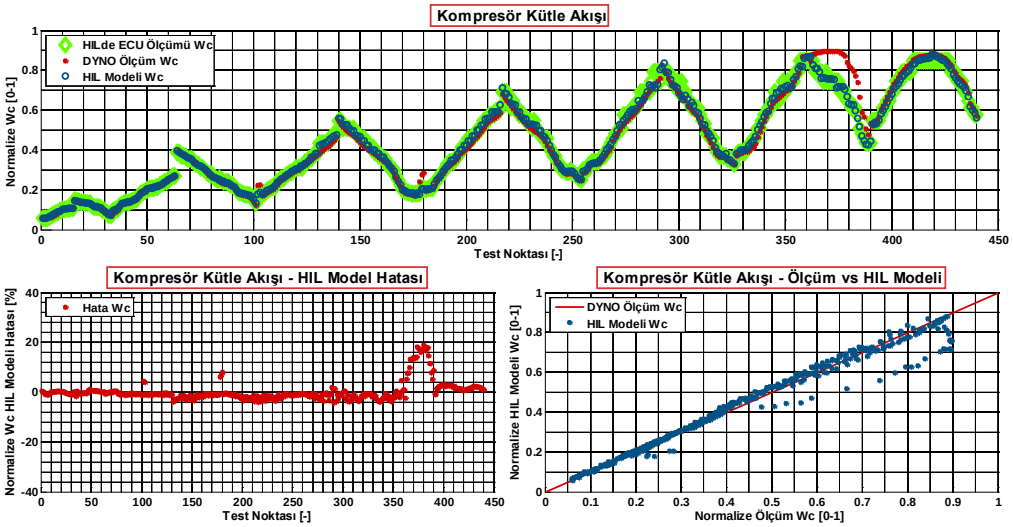
Dinamometre testinde EGR valf pozisyonu ve kompresör kütle akışı degişkenlerinin referans değerleri ile %5'in üzerinde fark olan noktalar grafikten atılmış ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir. Bu halde mutlak bağıl hata ortalaması %21.93 olarak

hesaplanmıştır. Literatürde bulunan HIL testi sırasında eyleyici pozisyonlarını karşılaştıran tek çalışmadaki EGR valfi hata değerleri yine bu tez çalışmasındakinden fazladır (Sandberg, 2012). Bu hata kompresör kütle akışı ve EGR kütle akışı hesaplamasında oluşan hatanın birleşmiş etkisi olabilir. EGR kütle akışının EGR valfine göre değişimi lineer olmadığından, model hatası küçük olsa bile EGR valf pozisyonu hatası daha fazla olabilmektedir.



Şekil 4.37 : HIL modelleme testi – EGR pozisyonu – filtrelenmiş.

Bütün bu bilgilerden sonra hava yolu model çıkışlarının incelenmesine geçilebilir.

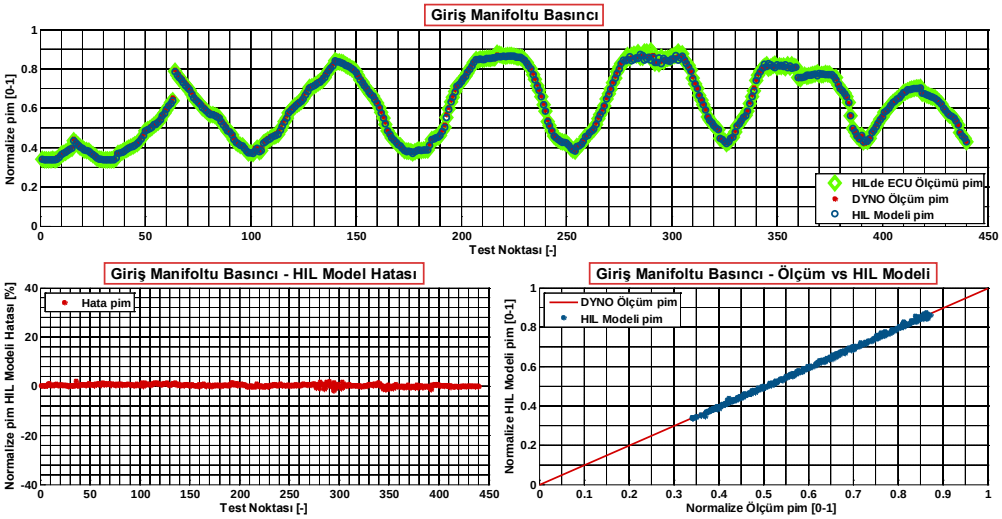


Şekil 4.38 : HIL modelleme testi – kompresör kütle akışı.

Yukarıdaki grafikten de görülebileceği gibi kompresör kütle akışı değerleri 360 ile 390. çalışma noktaları dışında her üç ölçüm birbiri ile uyuşmaktadır. Bu noktalar arasında oluşan farklılık/hata Şekil 4.32 ve Şekil 4.34'de görülebileceği gibi

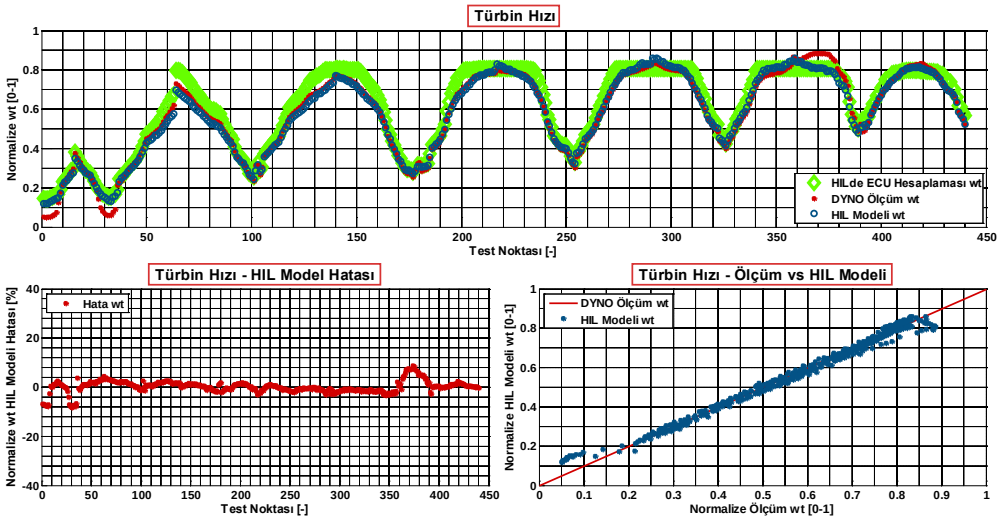
dinamometre testinde EGR valfinin kilitlenerek açılamaması ve dolayısıyla kütle akışının referansını takip edememesinden kaynaklanmaktadır.

Giriş manifold basıncı incelemesinde her üç ölçüm neredeyse aynı elde edilmiştir.



Şekil 4.39 : HIL modelleme testi – giriş manifold basıncı.

Aşağıdaki grafikte türbin hızı karşılaştırması görülebilir. 360 ile 390. noktalar arası kompresör kütle akışında oluşan hata türbin hızı hesabını da etkilemiştir. Bunun dışında hata türbin hızının çok düşük olduğu yerlerde artmaktadır. Literatürde yaygın uygulama düşük hız bölgelerinin grafiklerden ve hesaplamalardan çıkarılması şeklindedir. Bu tez çalışmasında böyle bir filtrelemeye gerek duyulmamıştır.

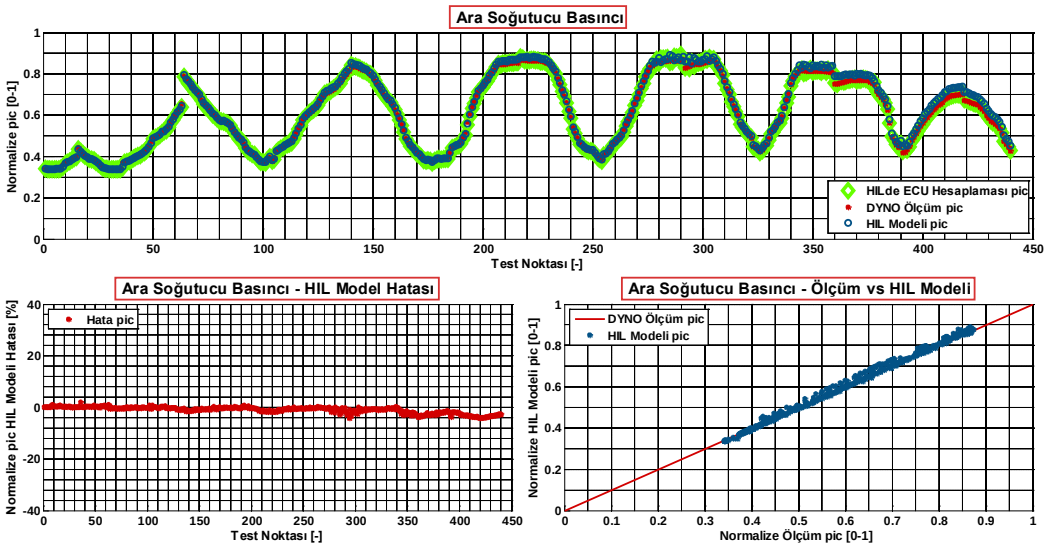


Şekil 4.40 : HIL modelleme testi – türbin hızı.

Yukarıdaki grafikte yeşil renkte gösterilen ECU işaretleri ise üretimde böyle bir sensör olmadığı için sensör ölçümü değildir. Kullanılan ECU ve yazılımına özel bir şekilde ECU içerisinde de hava yolu modeli bulunmaktadır. ECU'nun hesapladığı

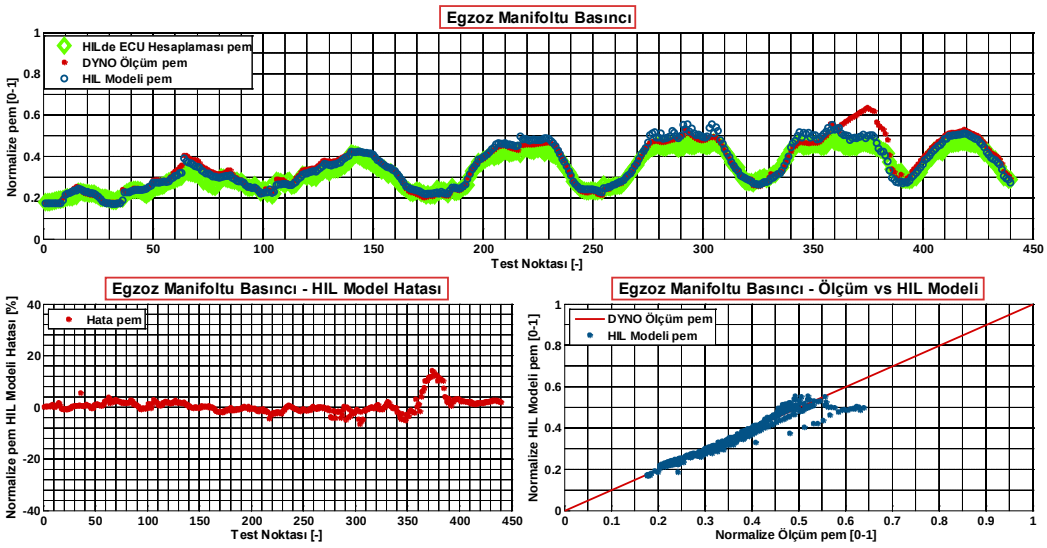
değerlerin yüksek hızlarda limitlendiği görülürse bu tezde elde edilen modelin ECU'ya göre gerçeğe daha yakın sonuçlar ürettiği anlaşılabilir.

Hava yolu modeli durumlarından olan ara soğutucu basıncı değişimi aşağıda görülebileceği gibi her üç ölçüm için birbiri ile uyumludur.



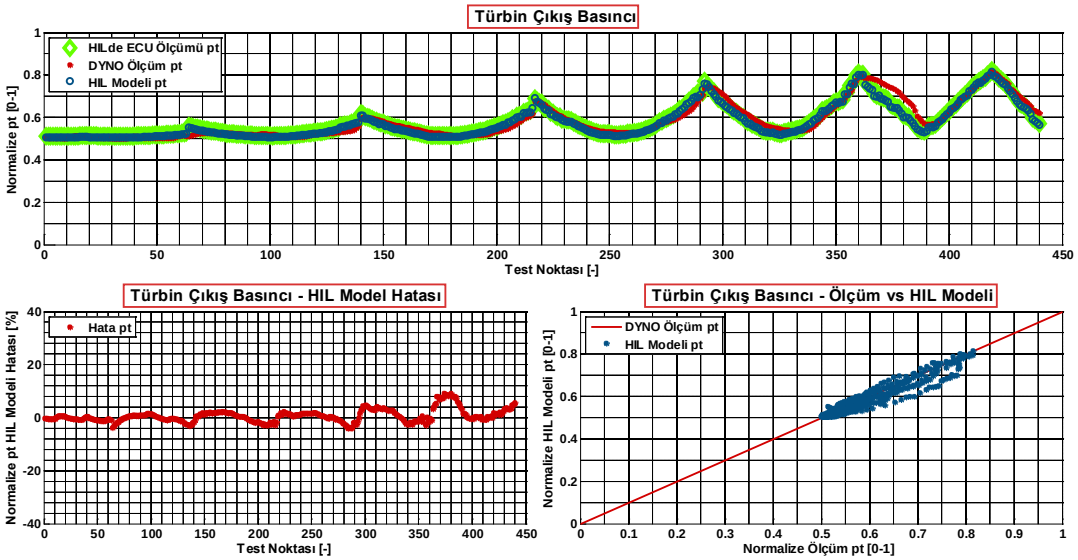
Şekil 4.41 : HIL modelleme testi – ara soğutucu basıncı.

Egzoz manifold basıncı değişimi ise aşağıda görülebileceği gibi her üç ölçüm için birbiri ile uyumludur. Hatanın göreceli olarak fazla olduğu bölge kompresör kütle akışının referansını takip edemediği 360 ile 390. çalışma noktaları arasındadır.



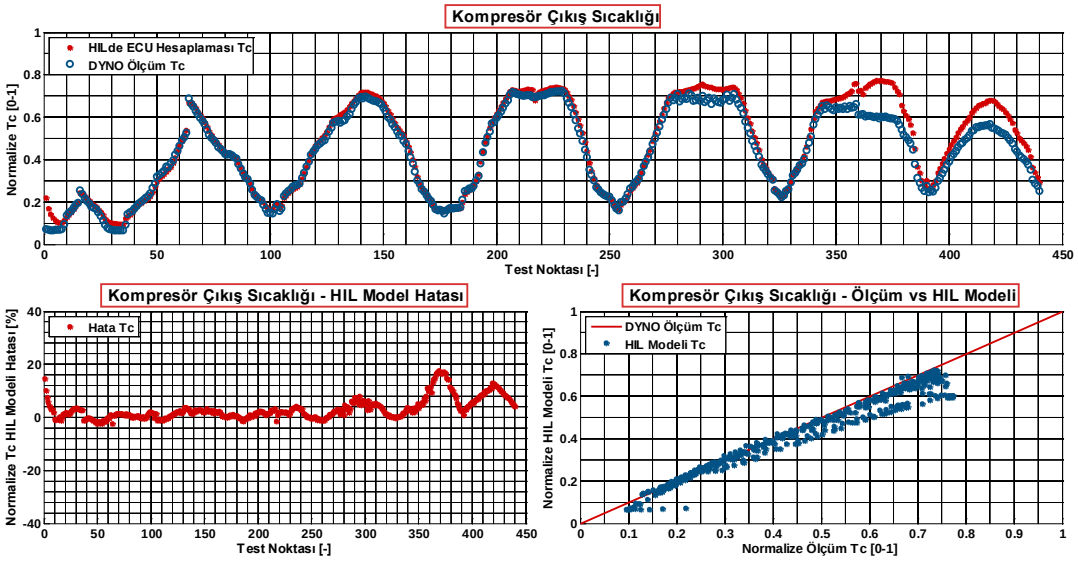
Şekil 4.42 : HIL modelleme testi – egzoz manifold basıncı.

Aşağıda görülen türbin çıkış basıncı için de benzer durum söz konusudur. Ancak hata oranları düşük mertebede kalmaktadır.



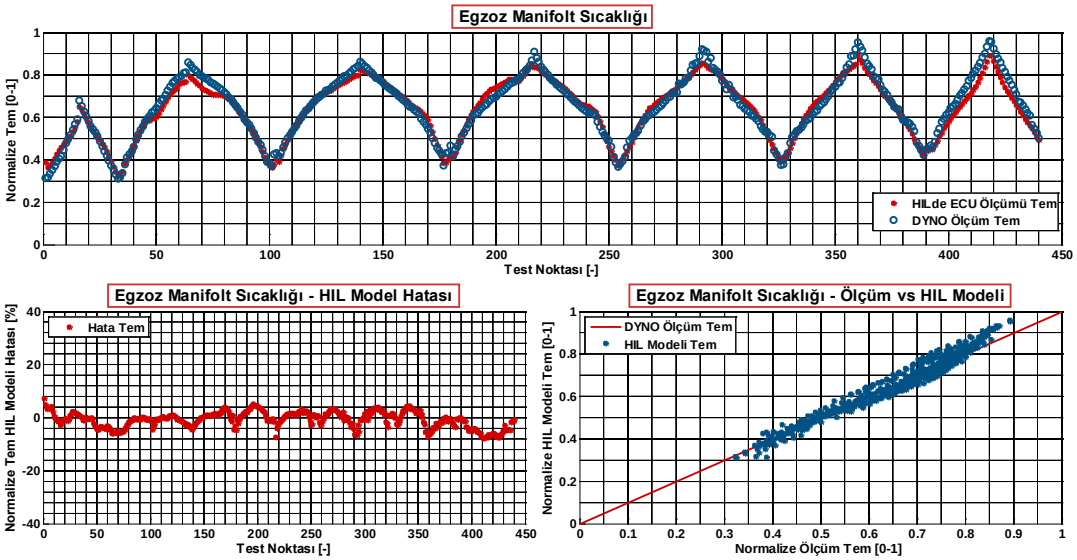
Şekil 4.43 : HIL modelleme testi – türbin çıkış basıncı.

Kompresör çıkış sıcaklıkları için de hata oranı Şekil 4.44'de görüldüğü gibi 360 ile 390. çalışma noktaları arasında en yüksek değerlerine ulaşmıştır.



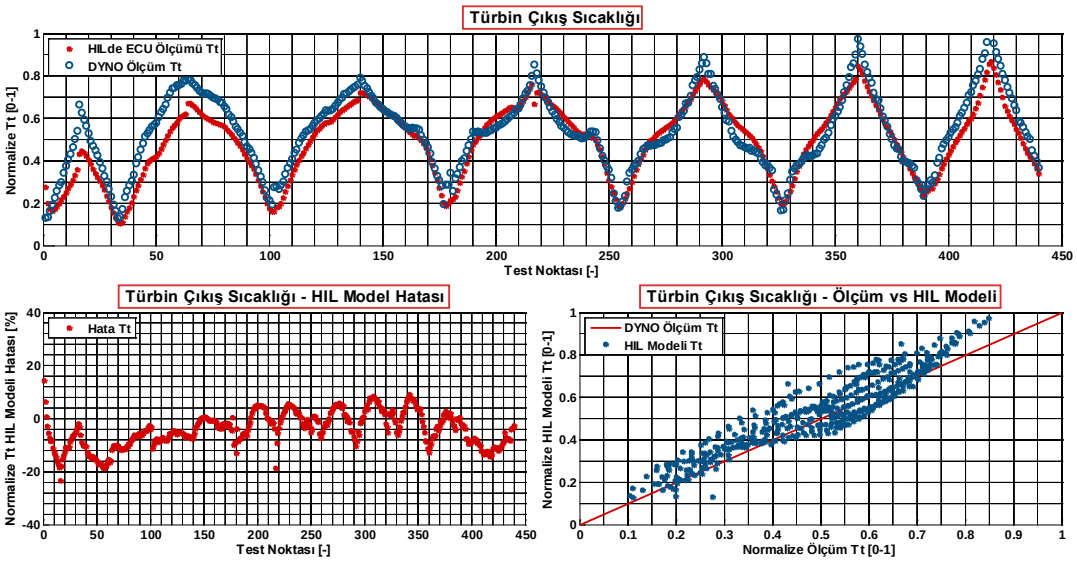
Şekil 4.44 : HIL modelleme testi – kompresör çıkış sıcaklığı.

Kompresör kütle akışı hatası, egzoz manifold sıcaklığı hesabını Şekil 4.45'de görüleceği gibi çok fazla etkilememiştir.



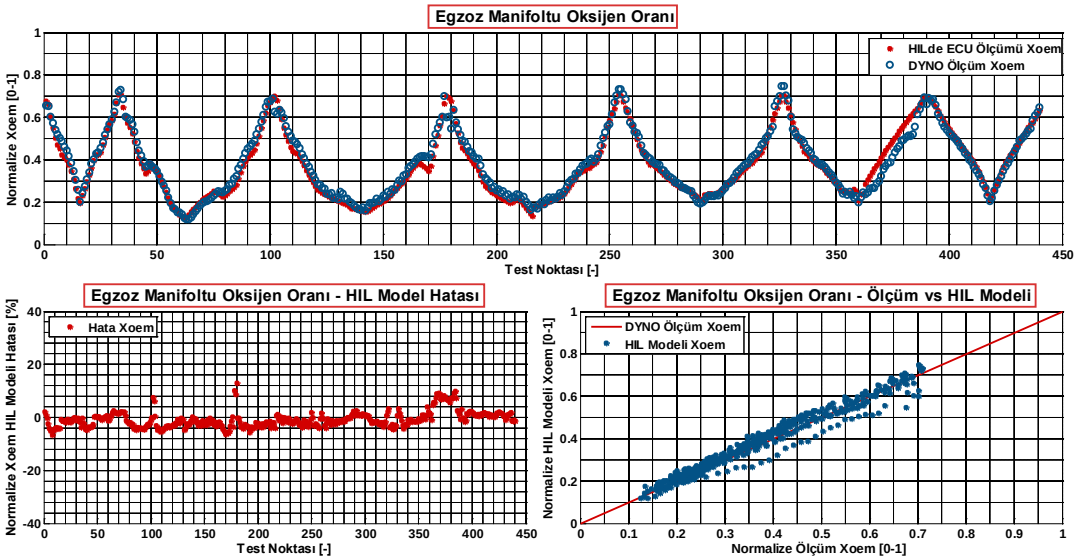
Şekil 4.45 : HIL modelleme testi – egzoz manifold sıcaklığı.

Türbin çıkış sıcaklığı modelin diğer kısımlarında kullanılmasa da hesaplanmış ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir. Önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi türbin çıkış sıcaklığının ölçüldüğü yer sonuçları çok etkiler.



Şekil 4.46 : HIL modelleme testi – türbin çıkış sıcaklığı.

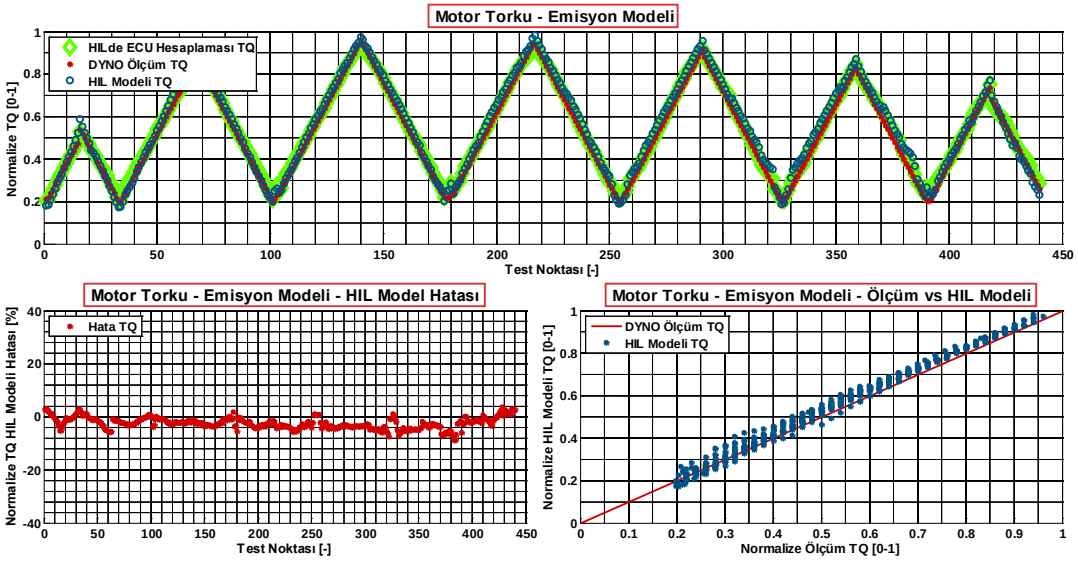
Hava yolu kontrolünde referans olarak kullanılabilecek egzoz manifold oksijen oranı değerleri, dinamometre testi ölçümleri ile neredeyse üst üste olacak şekilde elde edilmiştir. Hata değerlerinin maksimum değeri olan %10 civarındaki hata yine dinamometre testinde oluşan kompresör kütle akışı hatasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.47 : HIL modelleme testi – egzoz manifoldu oksijen oranı.

Bu aşamada hava yolu modeli çıkışlarına dair karşılaştırmalar tamamlanmıştır. Yine tezdeki üçüncü bölümde anlatılan yanma modelinin HIL çalışması sırasında ürettiği sonuçlar aşağıdaki gibidir.

Yanma modeline ilişkin ilk incelenen çıkış aşağıda görülebilecek olan tork hesaplamasıdır ve şekilden de görülebileceği gibi çok küçük hatalarla hesaplanabilmiştir.



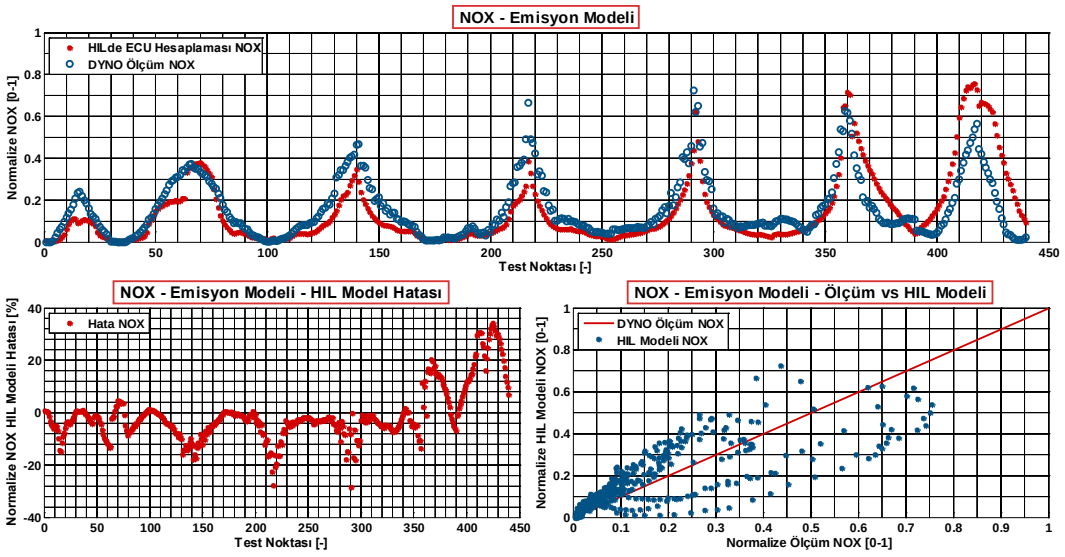
Şekil 4.48 : HIL modelleme testi – motor torku (emisyon).

Yanma modeline ilişkin ikinci olarak NOX emisyon çıkışları incelenmiştir. Yanma modelinin üçüncü bölümde incelenen sonuçlarına (emisyon modelleme testi) göre HIL testi model hatalarında bir miktar artma gözlenmiştir. Yanma modelinin kullanıldığı hava yolu modeli çıkışları olan giriş manifoldu basıncı ve kompresör

kütle akışı işaretlerinin HIL çalışmasında düşük hata oranları ile elde edildiği göz önüne alınırsa (Şekil 4.38 ve Şekil 4.39), NOX çıkışlarında oluşan hatanın iki sebebi olabilir.

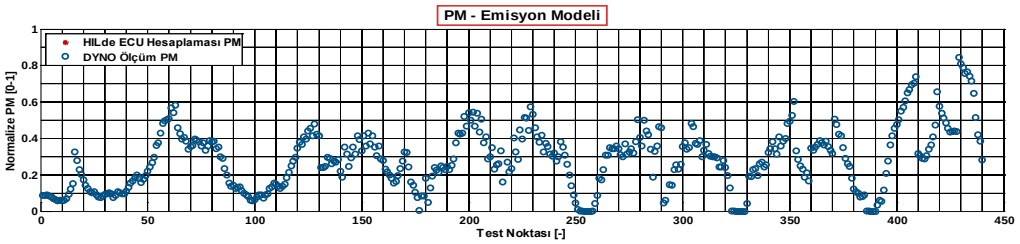
Birincisi Şekil 4.26'da açıklandığı üzere ön enjeksiyon miktarlarının hesaplamasında oluşan hatadır. Bu hatayı engelmenin bir yolu, yanma modeli için ön püskürtme miktarı yerine süresini kullanmak olabilir. Diğer bir ihtimal ise model hatasının artmasını göz önüne alıp ön püskürtmeye dair girişlerin model eldesinde ihmal edilmesi ve kullanılmamasıdır. Fakat bu durum ön püskürtme etkisini tamamen yok edeceği için bu çalışmada tercih edilmemiştir.

İkinci sebep ise üçüncü bölümde anlatıldığı gibi istatistiksel yöntemlerle elde edilen yanma modelinin ekstrapolasyon yeteneğinin kısıtlı oluşudur. Şekil 3.71'de görüleceği gibi emisyon modelleme testi (DOE), HIL çalışmasında kullanılan tüm motor tarama testi bölgelerini kapsamamaktadır. Buna rağmen HIL testinde elde edilen sonuçlar, hata oranlarında bir miktar artma görülse bile, dinamometre ölçümleri ile uyumludur. Bütün bu hata oluşturmaya müsait koşullara rağmen elde edilen sonuçların tatminkar olduğu rahatlıkla söylenebilir. Sonuçları daha da iyileştirme yolunun, (istatistiksel model yapısı tercih edilecekse) tüm motor çalışma uzayını kapsayan test verileri elde etmeden geçtiği düşünülmektedir. Bu tezden sonraki çalışmalarda çok fazla test gerektirmeyen karma (fiziksel/kimyasal/istatistiksel) modelleme yöntemlerinin tercih edilmesi de sonuçları iyileştirme potansiyeli taşımaktadır.



Şekil 4.49 : HIL modelleme testi – NOX.

Yanma modeline ilişkin incelenen son çıkış PM (Kurum-Duman) emisyonlarıdır. Eldeki olanaklarla sadece durağan halde ölçülebilen PM değerlerine ilişkin ölçümler ne yazık ki emisyon modelleme testinde bulunurken HIL simülasyon sonuçların incelendiği motor tarama testinde bulunmamaktadır. Bu sebeple bir karşılaştırma yapmak mümkün olamamış, sonuçlar en azından PM değerlerinin nasıl değiştiğini göstermek açısından Şekil 4.50'de görüleceği üzere grafiklenmiştir.



Şekil 4.50 : HIL modelleme testi – PM.

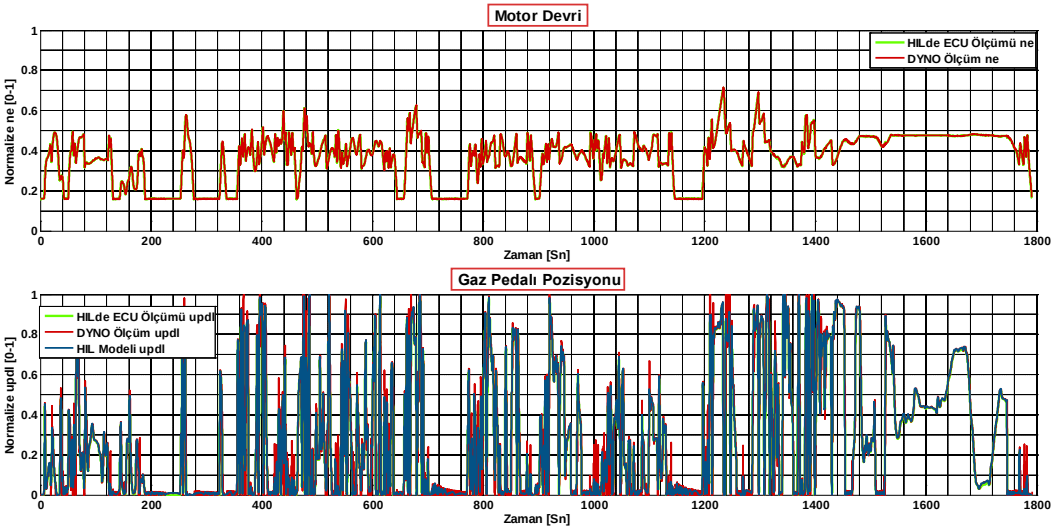
4.5.3 HIL WHTC testi

HIL simülatöründe modelleme testi sonuçları incelendikten sonra ikinci sırada tez çalışmasında doğrulama testi olarak adlandırılan WHTC test sonuçları incelenmiştir.

4.5.4 Test sonuçları ve değerlendirmeler

Doğrulama testi olan WHTC testi, normalde motor devri ve motorun maksimum torku cinsinden tanımlanmıştır. Ancak aynı motor tarama testinde olduğu gibi, ECU'nun aynı hava yolu ve yakıt yolu referanslarını üretmesi amacıyla aynı ECU kalibrasyonu ile dinamometre devir/pedal modunda koşturulmuştur.

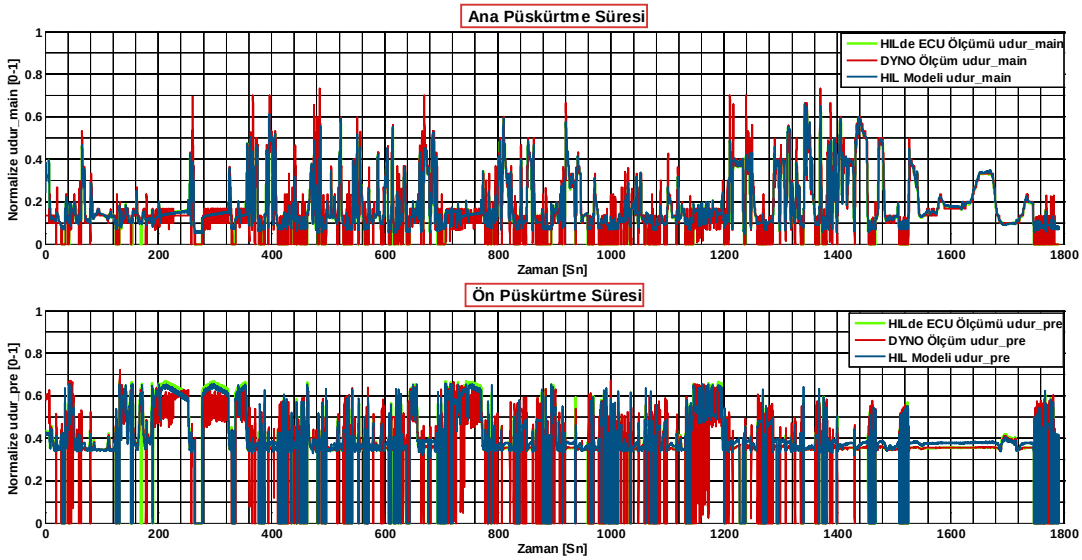
Test sırasında motor devri ile gaz pedalı değişimleri aşağıdaki gibi olmuştur.



Şekil 4.51 : HIL doğrulama testi – motor devri gaz pedalı değişimi.

WHTC sonuçları ve grafikleri ile ilgili modelleme testi sonuçları incelenirken verilen genel açıklamalar aynen geçerlidir. WHTC testi model çıkışlarına dair karşılaştırmalar, modelleme testi ile aynı sırada verilmiştir. Tekrardan kaçınmak için modelleme WHTC testine dair grafik yorumları kısa tutulmuştur.

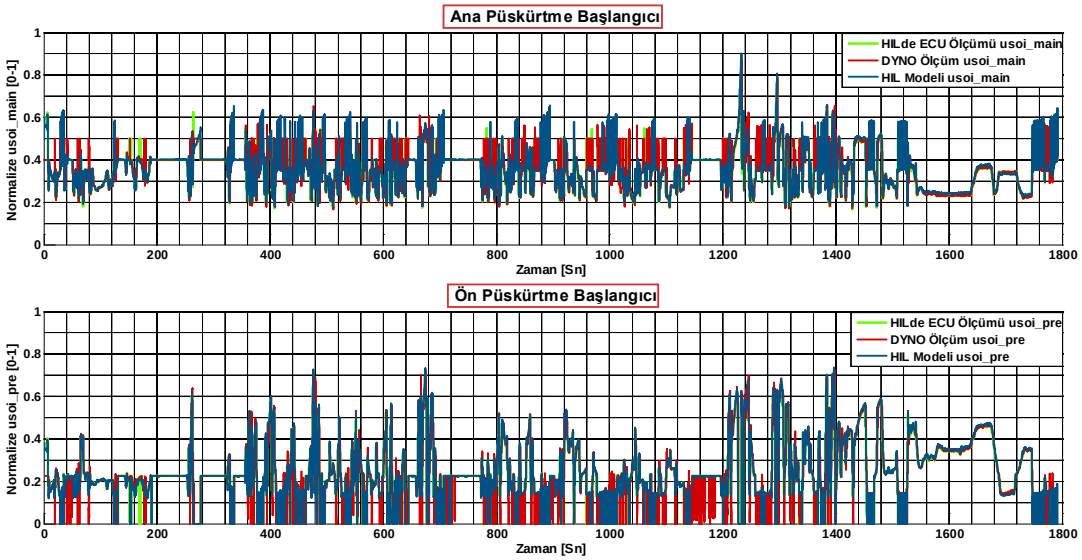
Benzer inceleme amacıyla, model girişlerinden ön ve ana püskürtmeye ilişkin püskürtme süreleri karşılaştırması aşağıdaki gibi elde edilmiştir.



Şekil 4.52 : HIL doğrulama testi – yakıt püskürtme süreleri.

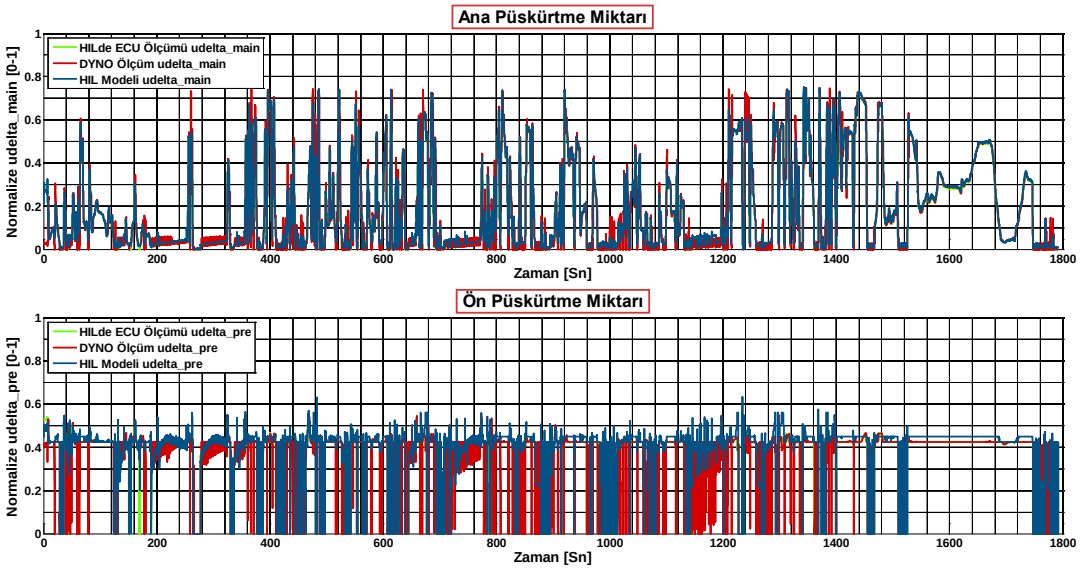
Ön püskürtme süresi için dinamometre ile HIL'deki ECU ölçümleri aynı olmasına rağmen HIL simülatörünün ölçebildiği sürelerde bazı farklılıklar gözlenmiştir (özellikle 1500-1750.saniyeler arası). Grafikler, çok küçük sürelerde (yaklaşık 0.2 ms) meydana gelen ön püskürtme süresi ölçümünün çok fazla hassasiyet gerektirdiğinin bir göstergesi olarak algılanabilir. Ayrıca ölçüm sırasında oluşabilecek bu hatalar yanma modeli çıkışlarını olumsuz etkileyebilir.

Yakıt püskürtme başlangıç (krank açıları - SOI) Şekil 4.53'deki gibi elde edilmiştir. Grafikten test süresi boyunca her üç ölçümün uyumlu olduğu görülebilir.



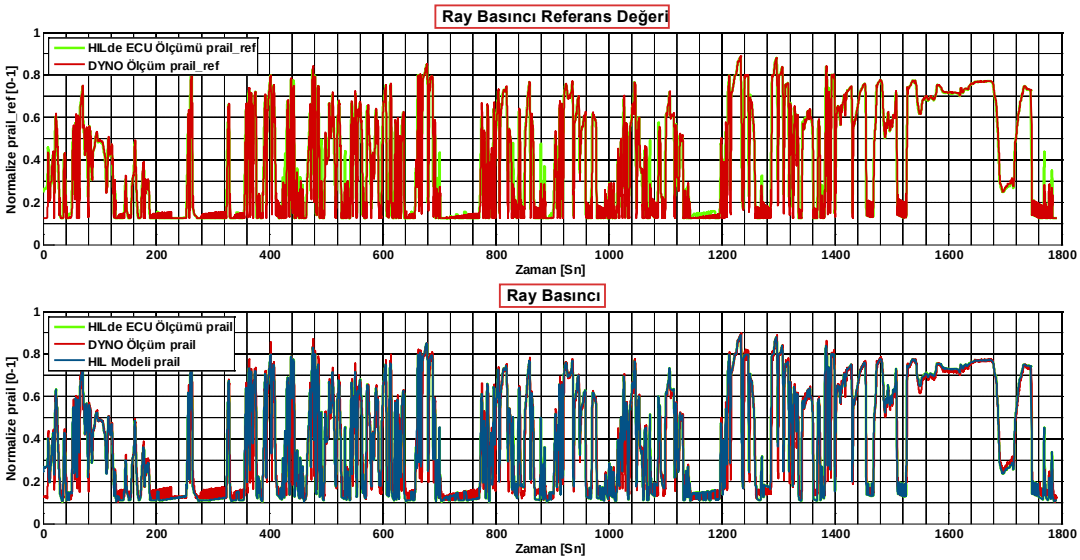
Şekil 4.53 : HIL doğrulama testi – yakıt püskürtme başlangıçları.

Şekil 4.54'de yakıt miktarı hesaplaması görülebilir. Şekil 4.17'de anlatılan yakıt tablosunun ters çevrilmesi ve Şekil 4.52'deki püskürtme süresi ölçümündeki küçük hataların ortak etkisi ön püskürtme miktar hesaplamasında oluşan hataların nedenidir. Modelleme testine benzer şekilde ön püskürtme miktar hatasının yanma modeli çıkışlarını bozma potansiyeli yüksektir.



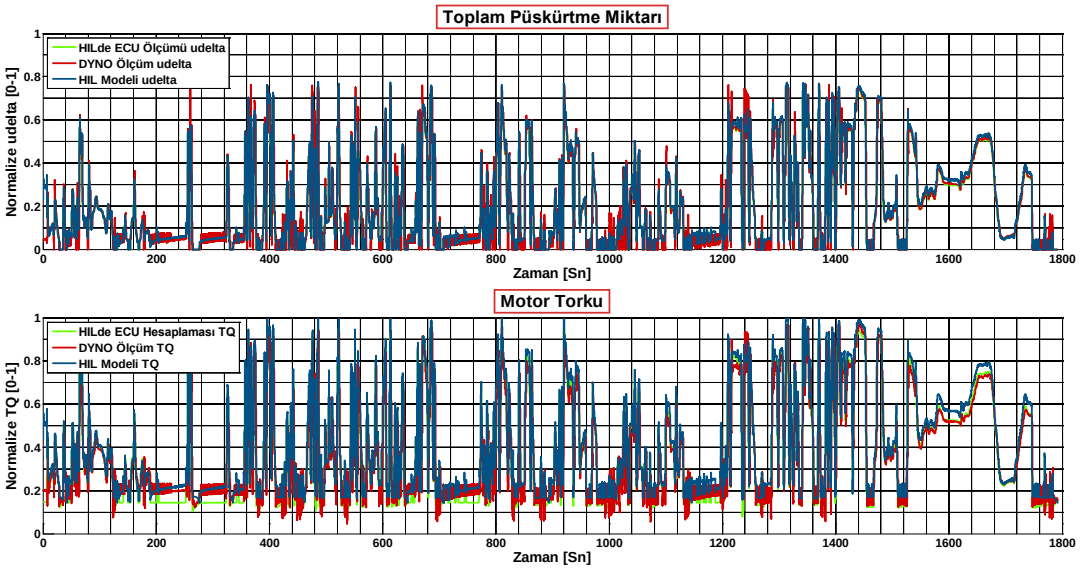
Şekil 4.54 : HIL doğrulama testi – yakıt püskürtme miktarları.

Yakıt miktar hesabını doğrudan etkileyecek ray basıncı ve referansları da aşağıdaki gibi karşılaştırılmış, her üç ölçüm değeri birbirleri ile uyumlu olduğu için miktar hatasının ray basıncından kaynaklanmadığı anlaşılmıştır.



Şekil 4.55 : HIL doğrulama testi – ray basıncı ve referansı.

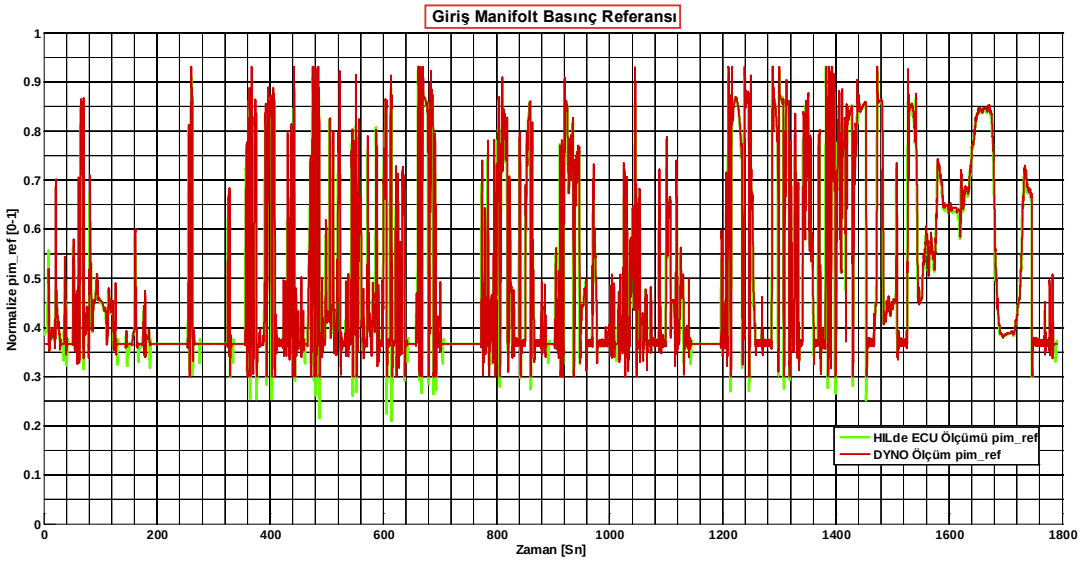
Ön püskürtme miktarı hesaplamasında oluşan hatanın toplam püskürtme miktarına etkisinin küçük olduğu aşağıdaki grafikten görülebilir. Ayrıca aynı grafikte hava yolu modelinden elde edilen tork değerleri de karşılaştırılmıştır. Testin son kısımları (1600 ile 1700. saniyeler arası) ve rölanti çalışması sırasında oluşan küçük hatalar dışında tork değerleri ölçümlerle uyuşmaktadır.



Şekil 4.56 : HIL doğrulama testi – toplam yakıt püskürtme miktarı ve motor torku.

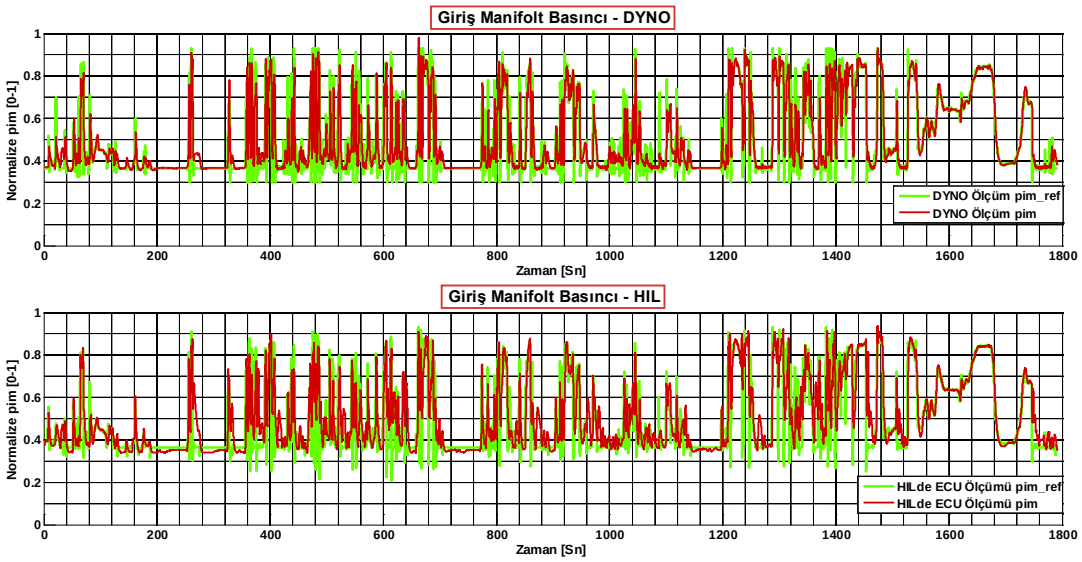
Hava yolu model çıkışlarına geçmeden önce hava yolu kontrolü için ECU'nun ürettiği referans değerleri karşılaştırılmıştır.

Giriş manifold basınç referansları aşağıda görüleceği gibi dinamometre testi ile uyumludur.



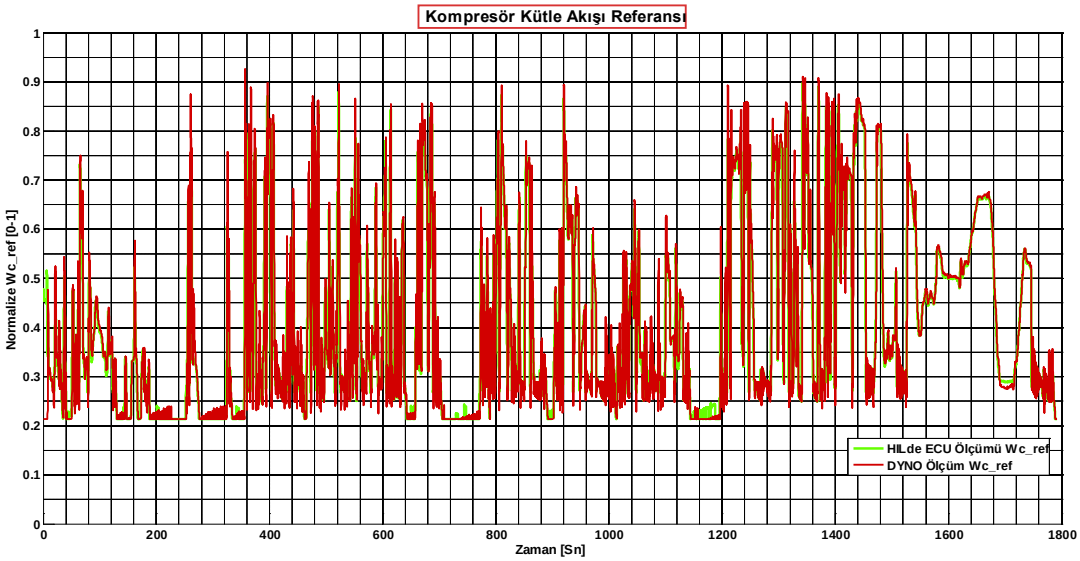
Şekil 4.57 : HIL doğrulama testi – giriş manifold basıncı referansı.

Giriş manifold basıncı değerlerinin her iki testte de genel olarak referanslarını takip ettiği aşağıdaki Şekil 4.58'de görülebilir. Referanslarını takip edemedikleri noktalar için net bir karşılaştırma mümkün olamamıştır.



Şekil 4.58 : HIL doğrulama testi – giriş manifold basıncı referans ölçüm karşılaştırması.

Diğer hava yolu dış çevrim referansı olan kompresör kütle akışı referansına dair karşılaştırma grafiği aşağıda görülebilir. Ölçümler dinamometre testi ile uyumludur.

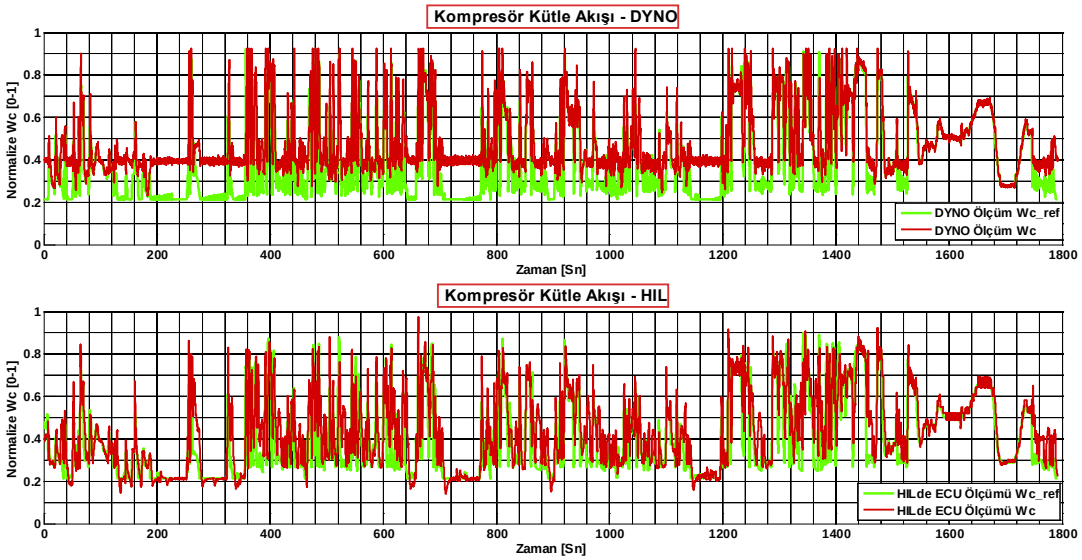


Şekil 4.59 : HIL doğrulama testi – kompresör kütle akışı referansı.

Şekil 4.60'da görüleceği gibi dinamometre testi sırasında kompresör kütle akışı referansını takip edememiştir. Testin rölanti bölgesi başta olmak üzere önemli bir kısmında kompresör kütle akışı referansına göre büyük hesaplanmıştır. İdealde, ECU'nun EGR valfini biraz daha açarak akışı düşürmelidir. Ancak EGR valfi açılmadığı gibi anlaşılamayan bir nedenden dolayı, EGR valf pozisyon referansı da ECU tarafından arttırılmamıştır (Şekil 4.62).

Dinamometre testi sırasında ortaya çıkan hata durumu HIL testi sırasında yaşanmamış ve EGR valfi açılarak kompresör kütle akışının referansını takip etmesini sağlamıştır.

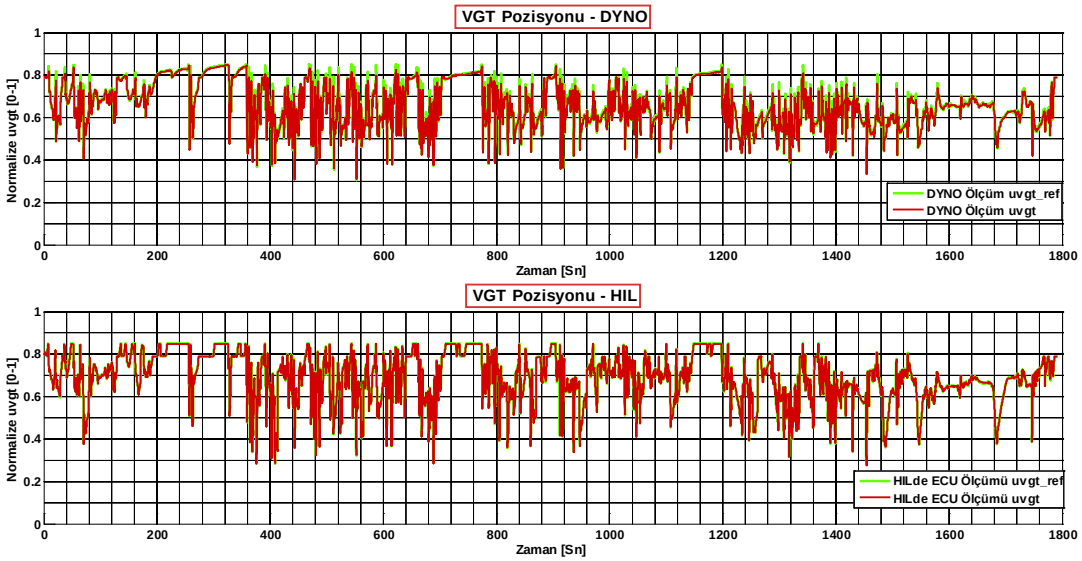
Modelleme testinde olduğu gibi bu testte de HIL simülatörü yardımıyla dinamometre testine göre daha gerçekçi (daha az hata içeren) sonuçlar elde edilebilmiştir. Dinamometre testi sırasında oluşabilecek hatalara karşı parametreleri iyi kestirilmiş sistem modellerinin HIL simülatör ortamında çalıştırılmasının, tekrarlanabilir ve daha az hata içeren sonuçlar vaad ettiği açıktır. Bu tip bir çalışma şeklinin kontrolör/kalibrasyon geliştirme maliyetlerini önemli oranda düşürme potansiyeli göz ardı edilmemelidir.



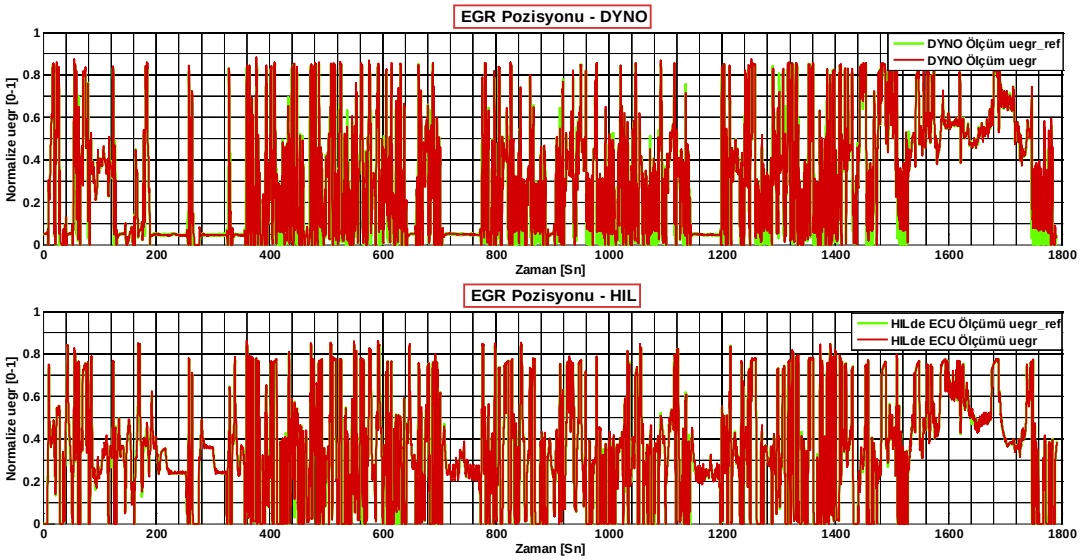
Şekil 4.60 : HIL doğrulama testi – kompresör kütle akışı referans ölçüm karşılaştırması.

Hava yolu model sonuçlarına geçmeden son olarak, iç çevrim olarak da adlandırılabilecek eyleyici pozisyon kontrolleri incelenmiş, VGT ve EGR valflerinin pozisyonları referansları ile karşılaştırılmıştır.

Şekil 4.61'de görüldüğü gibi VGT eyleyicisi her iki testte (dinamometre, HIL) de referans değerlerine ulaşmıştır.



Şekil 4.61 : HIL doğrulama testi – VGT pozisyon referans ölçüm karşılaştırması.

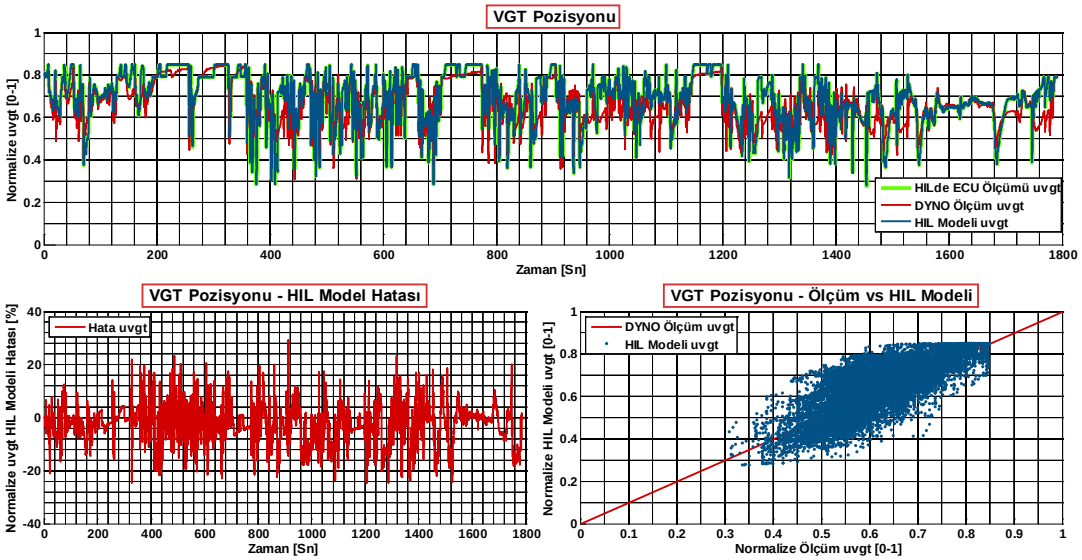


Şekil 4.62 : HIL doğrulama testi – EGR pozisyon referans ölçüm karşılaştırması.

EGR valfi de Şekil 4.62'deki gibi her iki test için referans değerlerini takip etmiştir.

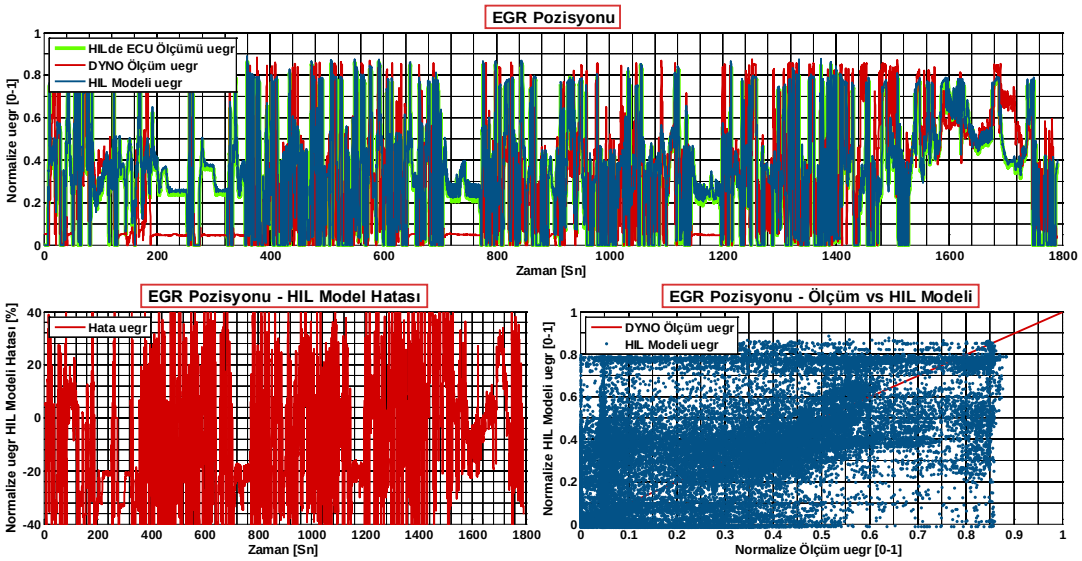
Bu aşamada, HIL çalışması için en kritik olan eyleyici pozisyon karşılaştırmaları yapılmıştır. HIL modelleme testinde anlatılan nedenden dolayı, ECU'nun dış çevrim referansları olan giriş manifoldu basınç ve kompresör kütle akış değerlerini dinamometre testine yakın eyleyici pozisyonları ile tutturması modelin gerçek davranışı çok iyi yansıttığını gösterir.

Aşağıdaki grafikte görülen VGT pozisyonu için mutlak bağıl hata ortalaması %7.69 olarak hesaplanmıştır. Literatürde HIL testi sırasında WHTC testi için eyleyici pozisyonlarını karşılaştıran ancak bir çalışmaya ulaşılabilmiştir. Bu çalışmada hata değerleri çok yüksek olduğu için HIL testi sırasında ECU'nun hesapladığı VGT ve EGR referans değerleri, dinamometre testi ile aynı olacak şekilde dışarıdan değiştirilmiştir. Bu örnek bile model başarımının ne denli yüksek olduğunun bir ispatıdır. Ayrıca motor devri ve tork değerlerinin çok hızlı ve sürekli değiştiği WHTC testi için VGT pozisyonlarını %7.69'luk mutlak bağıl hata ile yakalamak küçümsenmeyecek bir durumdur.



Şekil 4.63 : HIL doğrulama testi – VGT pozisyonu.

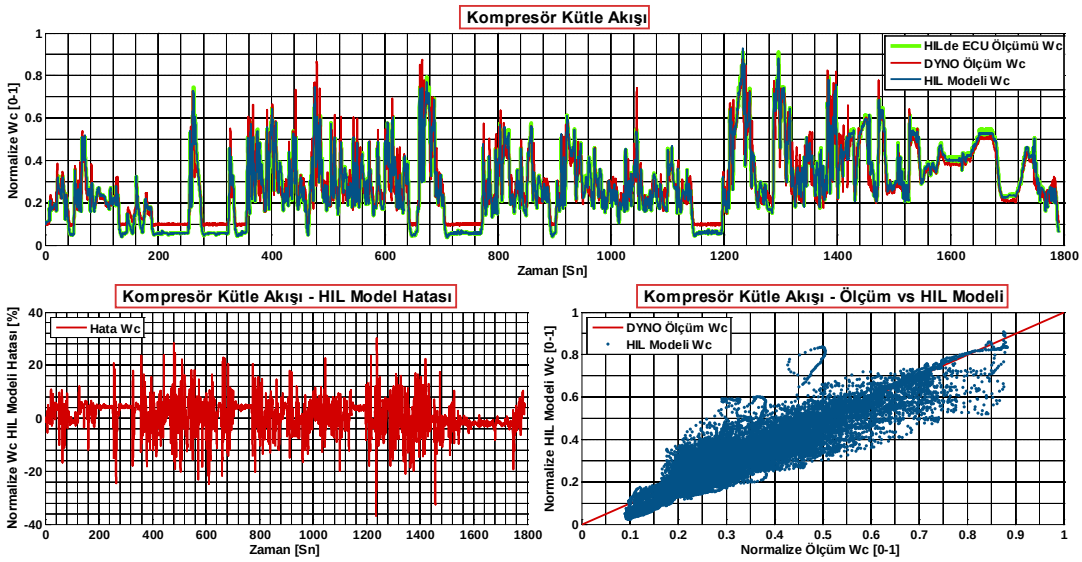
EGR valf pozisyonu için hata oranları aşağıdaki grafikte görülebileceği gibi daha büyüktür. Ancak hatanın yüksek hesaplandığı zamanların önemli bir bölümü Şekil 4.60'da görülen dinamometre testi sırasında kompresör kütle akışının kendi referansını takip edemediği zamanlara karşılık gelmektedir. WHTC testi geçici rejim testi olduğu için modelleme testinde olduğu gibi (dinamometre testi için) EGR valf pozisyonu ve kompresör kütle akışı degişkenlerinin referans değerleri ile %5'in üzerinde fark olan noktaların hesaplamalardan çıkarılması mantıklı değildir. Böyle bir yaklaşım zaman tanım kümesinde kopmalara yol açacaktır. Bu sebeple EGR valf pozisyonu için mutlak bağıl hata hesaplanamamıştır.



Şekil 4.64 : HIL doğrulama testi – EGR pozisyonu.

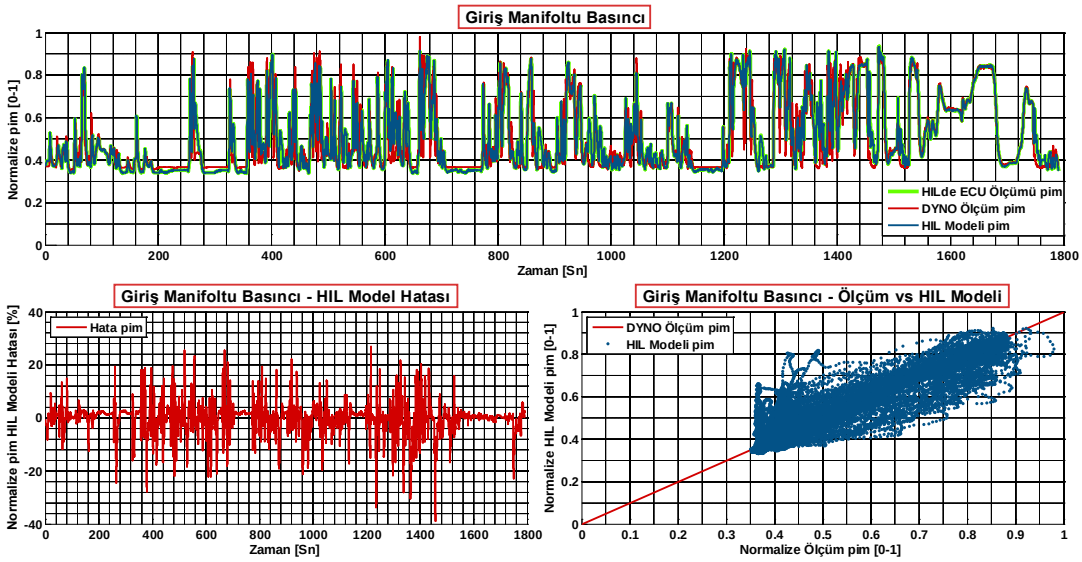
Sistem modeli girişleri incelendikten sonra hava yolu ve yanma model çıkışları incelenebilir.

Aşağıdaki grafikten de görülebileceği gibi kompresör kütle akışı değerleri için rölanti çalışma bölgeleri dışında her üç ölçüm birbiri ile uyuşmaktadır. Rölanti bölgelerinde, dinamometre testi sırasında oluşan hata sonucunda EGR valfi yeteri kadar açılmamış ve kütle akışı ile referansı arasında fark oluşmuştur. HIL testi sırasında böyle bir hata oluşmadığı için sonuçlar daha gerçekçidir.



Şekil 4.65 : HIL doğrulama testi – kompresör kütle akışı.

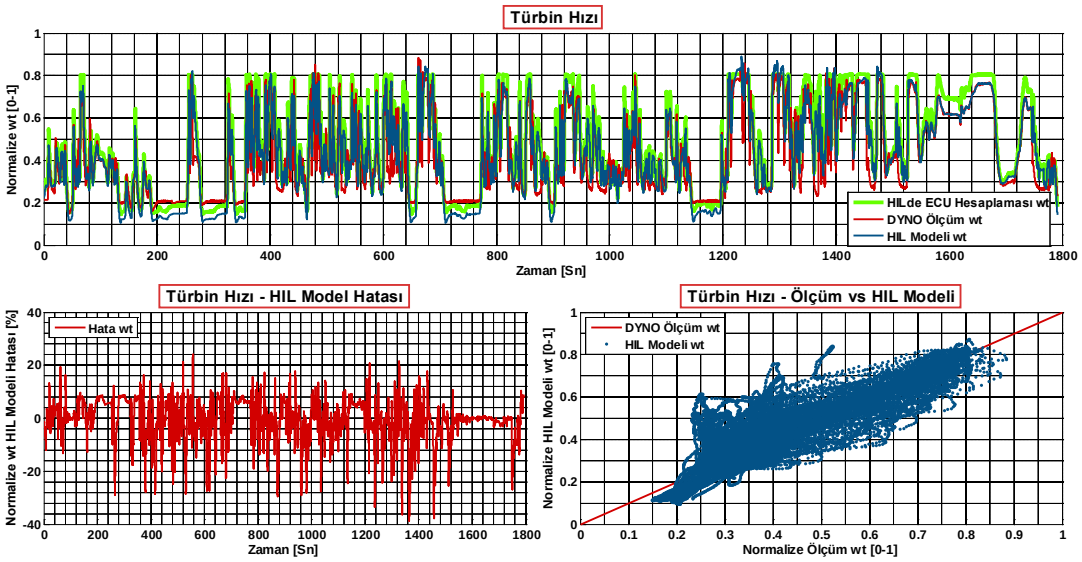
Giriş manifold basıncı incelemesinde, aşağıdaki gibi her üç ölçümün rölanti bölgelerindeki küçük farklar dışında uyumlu olduğu görülmüştür.



Şekil 4.66 : HIL doğrulama testi – giriş manifoldu basıncı.

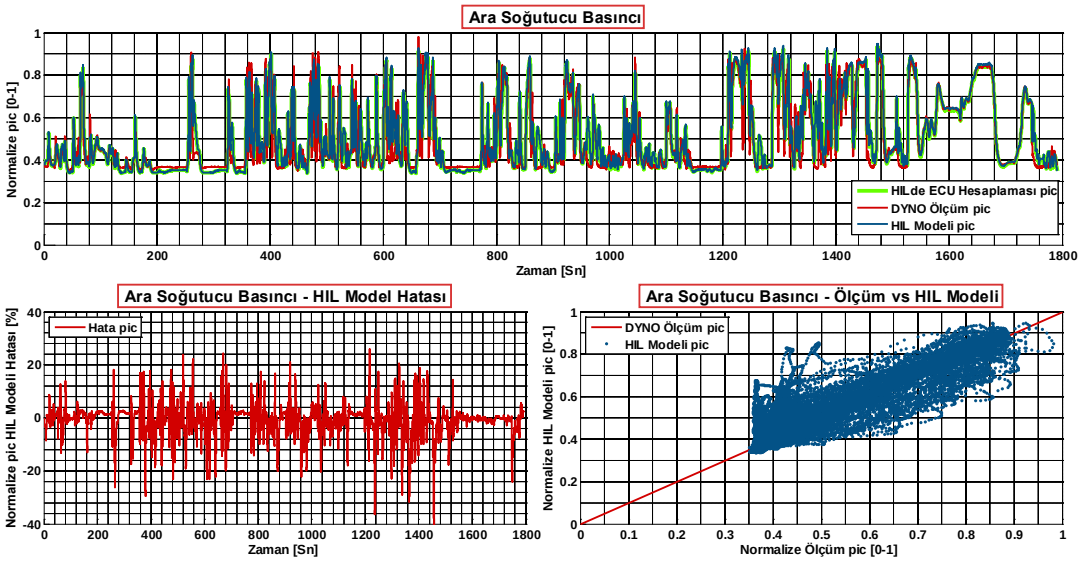
Rölanti çalışma bölgerindeki küçük farkın kompresör kütle akışından kaynaklandığı açıktır. Bu durum VGT pozisyonları arasındaki en büyük farklılığın (Şekil 4.63) neden rölanti bölgelerinde olduğunu açıklar.

Aşağıdaki grafikte ise türbin hızı karşılaştırması görülebilir. Rölanti bölgesinde kompresör kütle akışında oluşan hata türbin hızı hesabını da etkilemiştir. Ayrıca, model çıkışlarının ECU'nun hesapladığı türbin hızlarına (yeşil) göre gerçeğe daha yakın olduğu açıktır.



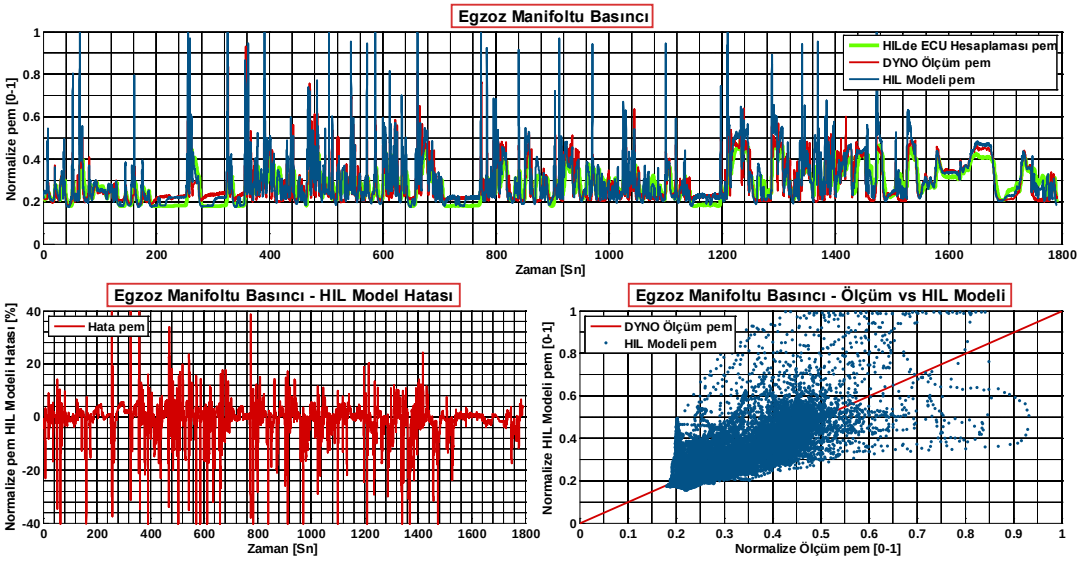
Şekil 4.67 : HIL doğrulama testi – türbin hızı.

Hava yolu modeli durumlarından olan ara soğutucu basıncı için aşağıda görülebileceği gibi her üç ölçüm için birbiri ile uyumludur.



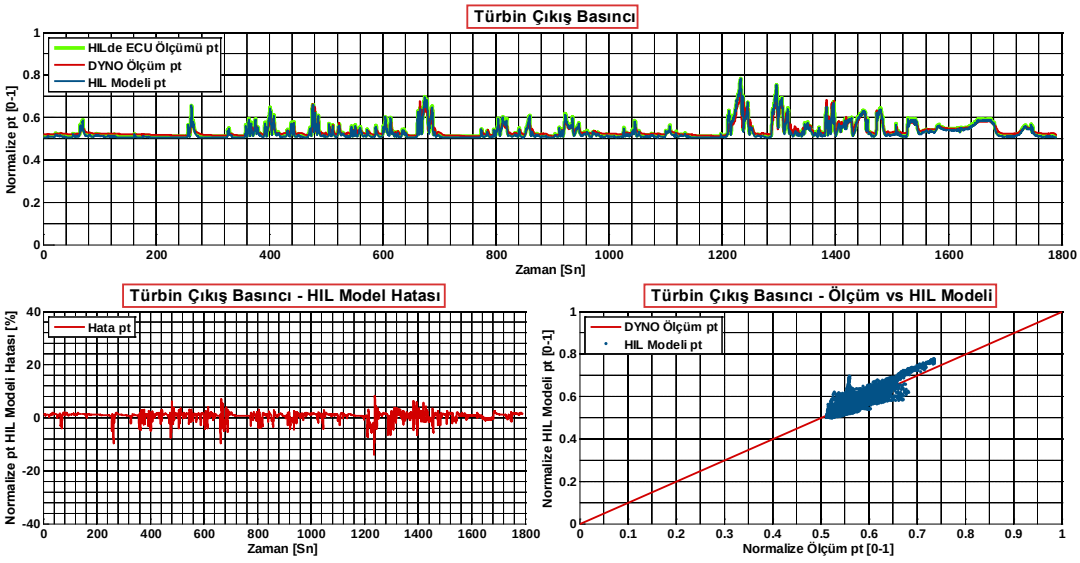
Şekil 4.68 : HIL doğrulama testi – ara soğutucu basıncı.

Egzoz manifold basıncı değişimleri de aşağıda görülebileceği gibi her üç ölçüm için birbiri ile uyumludur. Hatanın göreceli olarak fazla olduğu bölgeler kompresör kütle akışının referansını takip edemediği rölanti bölgeleridir. HIL model hatasındaki ani değişimler manifold hacmi, ya da sıcaklık filtre katsayılarından kaynaklanabileceği gibi dinamometre testi ile HIL testi arasındaki küçük zaman farkından da kaynaklanıyor olabilir.



Şekil 4.69 : HIL doğrulama testi – egzoz manifoldu basıncı.

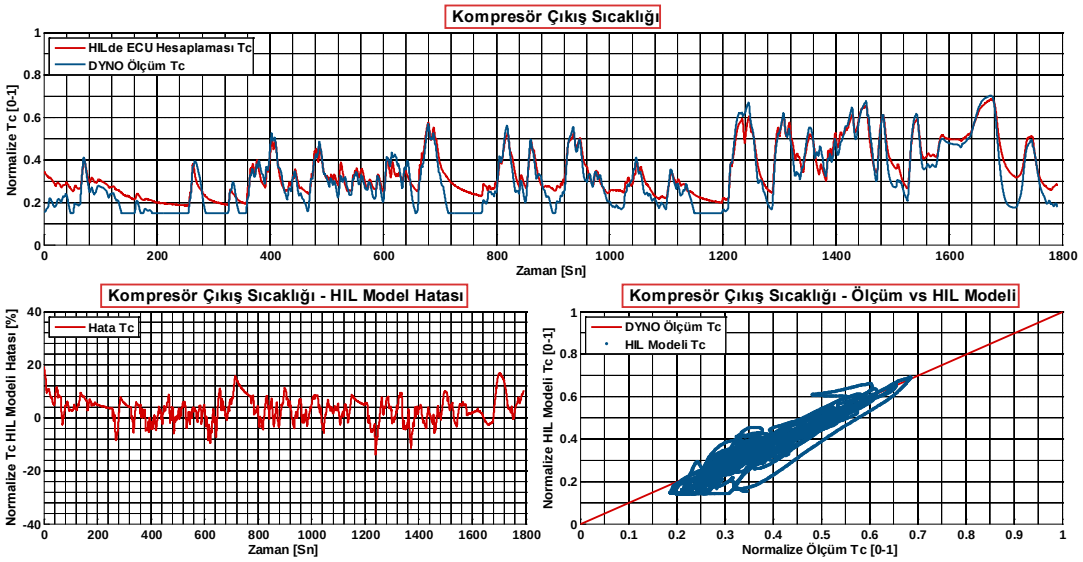
Türbin çıkış basıncı değerleri de Şekil 4.70'de görülebileceği gibi her üç ölçüm için birbiri ile uyumlu şekilde elde edilmiştir.



Şekil 4.70 : HIL doğrulama testi – türbin çıkış basıncı.

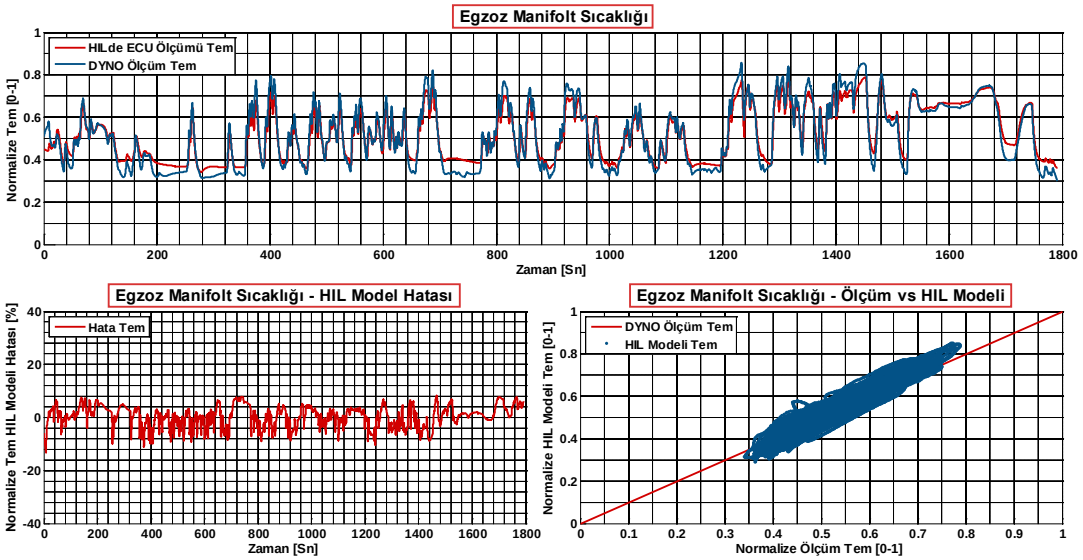
Aşağıda görülen kompresör çıkış sıcaklıkları dinamometre ölçümleri ile uyumlu bir şekilde hesaplanmıştır. Ancak sıcaklık düşüşleri için model gerçek motora göre daha

hızlı tepki vermiştir. Üçüncü bölümde anlatıldığı gibi model çıkışında kullanılan birinci dereceden filtre katsayıları sıcaklık artışı ve düşüşü için değişken yapılırsa, model çıkışlarında iyileştirme sağlanabilir. Bu tez çalışması sırasında sıcaklıklar hava yolu kontrolü için durumlar arasında kabul edilmediğinden böyle bir iyileşmeye ihtiyaç duyulmamıştır.



Şekil 4.71 : HIL doğrulama testi – kompresör çıkış sıcaklığı.

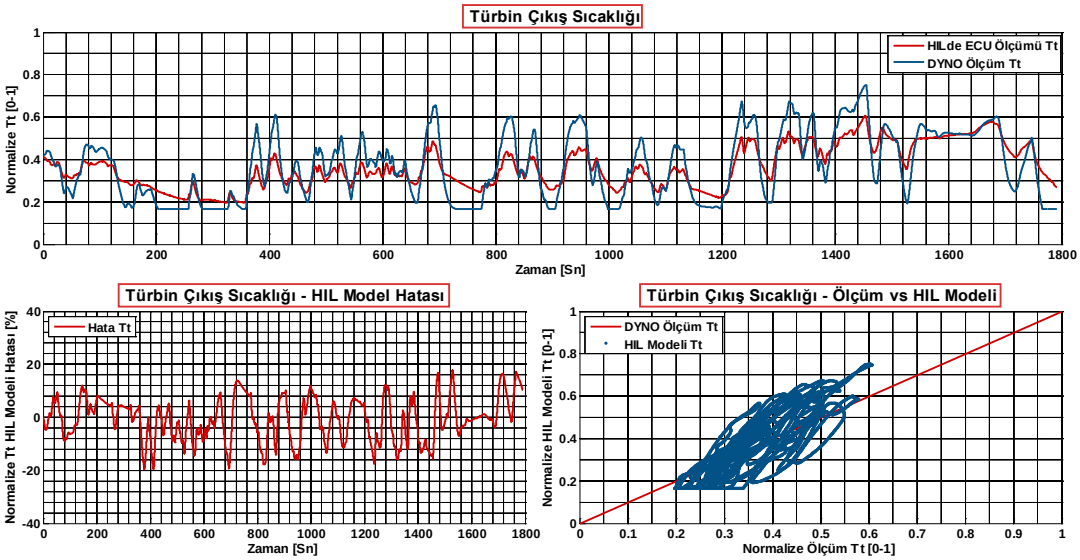
Şekil 4.72'de ise egzoz manifoldu sıcaklığına dair karşılaştırma grafiği verilmiştir. Grafikten görülebileceği gibi HIL ve dinamometre ölçümleri uyumludur.



Şekil 4.72 : HIL doğrulama testi – egzoz manifold sıcaklığı.

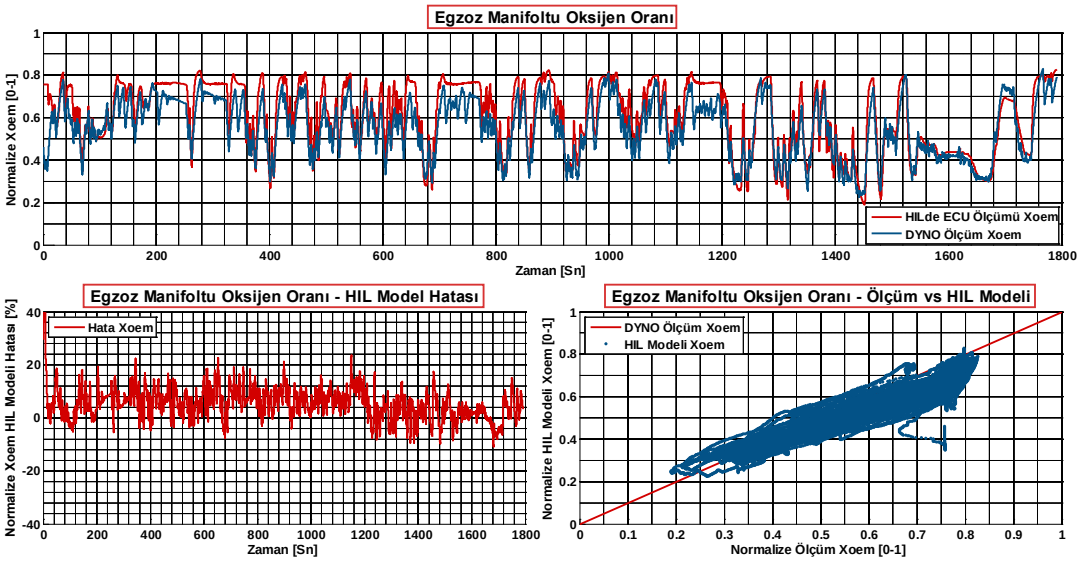
Genellikle rölanti bölgelerinde oluşan hataların sebebi, birinci dereceden filtre katsayı olabileceği gibi rölanti bölgelerindeki kompresör kütle akışı hatasından da kaynaklanabilir.

Türbin çıkış sıcaklıkları ise aşağıdaki gibi elde edilmiştir. Kompresör çıkış sıcaklığı filtresi için söylenenler aynen geçerlidir. Türbin çıkış sıcaklığı sistem modelleri tarafından giriş olarak kullanılmadığı için olası iyileştirme çalışmaları yapılmamıştır.



Şekil 4.73 : HIL doğrulama testi – türbin çıkış sıcaklığı.

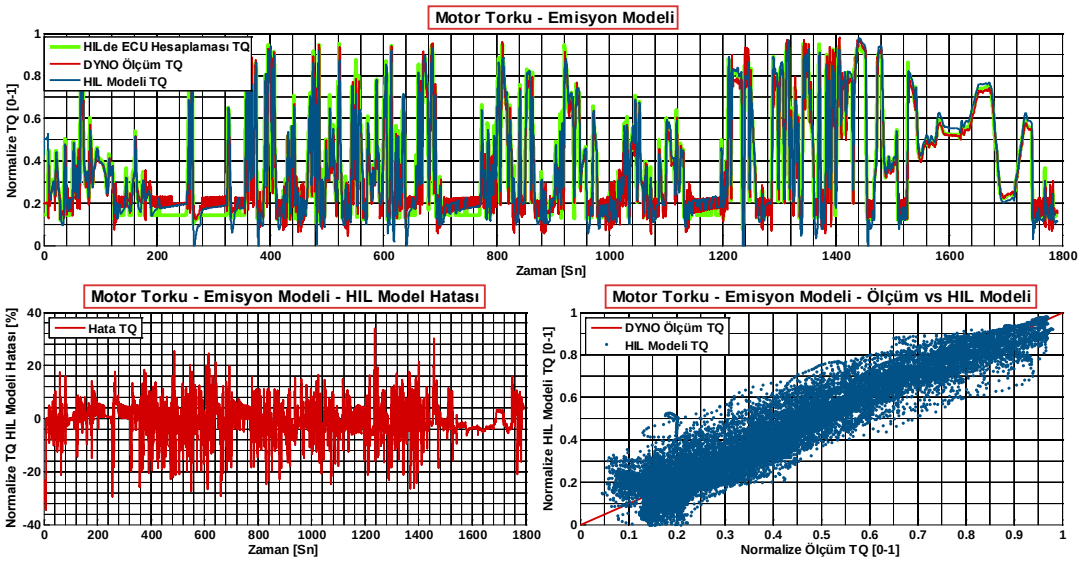
Hava yolu kontrolünde referans olarak kullanılabilecek egzoz manifold oksijen oranı değerleri, şekil 4.74'de görüleceği gibi dinamometre testi ile uyumlu olacak şekilde elde edilmiştir. Ölçüm gecikmesinin fazla olduğu bilinen egzoz manifoldu oksijen oranı için model çıkışları yaklaşık 4 saniyelik bir zaman gecikmesi ile grafiğe aktarılmıştır. Model hatasının en fazla olduğu yerler yine dinamometre testinde oluşan kompresör kütle akışı hatasının oluştuğu bölgelerdir.



Şekil 4.74 : HIL doğrulama testi – egzoz manifold oksijen oranı.

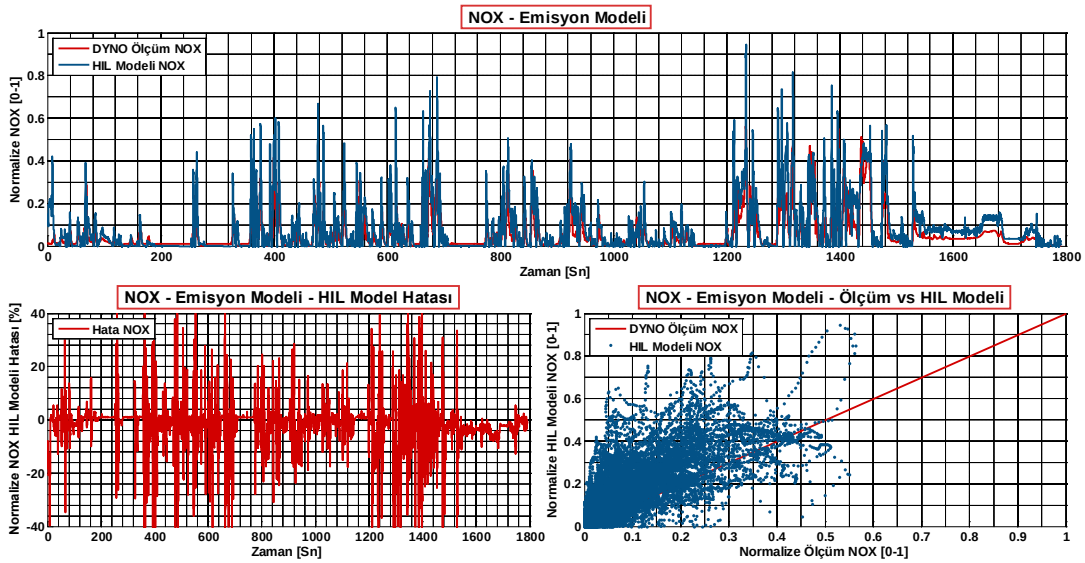
Bu aşamada hava yolu modeli çıkışlarına dair karşılaştırmalar tamamlanarak yanma modeline dair çıkışların karşılaştırmasına geçilmiştir.

İlk olarak tork çıkışları incelenmiş ve aşağıdaki şekilden görülebileceği gibi tork değerlerinin küçük hatalarla hesaplandığı anlaşılmıştır.



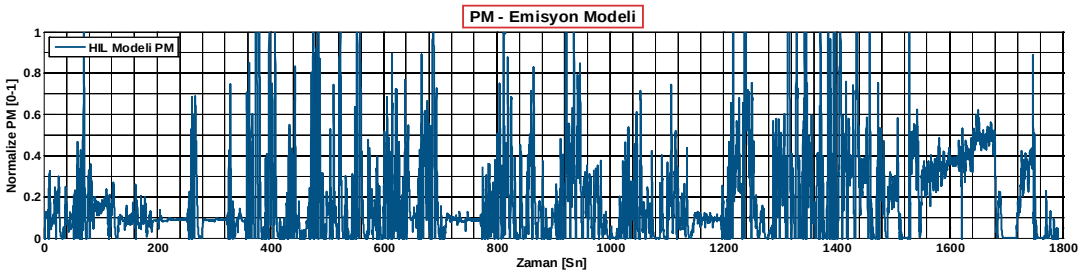
Şekil 4.75 : HIL doğrulama testi – motor torku (emisyon).

Yanma modeline ilişkin ikinci olarak NOX emisyon çıkışları incelenmiştir. Tezdeki üçüncü bölümdeki sonuçlara (Şekil 3.77) göre HIL sonuçlarında bozulma gözlenmiştir. Bu bozulmanın nedeni, yanma modelinin kullandığı hava yolu modeli çıkışlarından olan kompresör kütle akışı hatası olabileceği gibi Şekil 4.52 ve Şekil 4.54'de de görülebilecek ön enjeksiyon miktar hesaplama hatası da olabilir.



Şekil 4.76 : HIL doğrulama testi – NOX.

Son olarak PM modeli sonuçları çizdirilmiştir. Dinamometre ölçümlerinde PM çıkışına dair her hangibir ölçüm olmadığı için karşılaştırma mümkün olmamıştır.



Şekil 4.77 : HIL doğrulama testi – PM.

Sonuçlar özetlenecek olursa, grafiklerden de görüldüğü gibi HIL simülatöründe modelleme testinin (durağan rejim) koşturulması sonucunda, dinamometre testinde yaşanan bazı hatalar yakalanmış, hata oluşan noktalar dışında model çıkışlarının dinamometre testi ile benzer değerler aldığı görülmüştür. Model çıkışları benzerken kritik nokta, bu çıkışların benzer eyleyici pozisyonları ile elde edilmesidir. Modelleme testi için VGT valf pozisyonu dinamometre testi ile karşılaştırıldığında oluşan mutlak bağıl hata ortalaması %4.33 olmuştur. EGR valfi bağıl hata ortalaması ise %21.93 olarak hesaplanmıştır. Literatürde, HIL üzerinde yapılan testlerde model çıkışlarının gerçek çıkışlarla örtüştüğü ve bahsi geçen hata oranları ile eyleyici pozisyonlarının elde edildiği başka bir çalışma ile karşılaşılmamıştır.

Doğrulama testi olan WHTC testinde de dinamometre ölçümlerine benzer çıkışlar elde edilmiştir. VGT pozisyonu bağıl hata ortalaması %7.69 olarak hesaplanmıştır. Kullanılan WHTC testinde (dinamometrede yapılmış) kompresör kütle akışı hataları fazla olduğu için EGR valf pozisyonuna dair bir bağıl hata hesaplaması yapılmamıştır. Modelleme testi için söylenenler aynen geçerlidir.

Genelleme yapılacak olursa, her iki bu testte de HIL simülatörü yardımıyla dinamometre testine göre daha gerçekçi (daha az hata içeren) sonuçlar elde edilebilmiştir. Karşılaştırmalar, parametreleri iyi kestirilmiş sistem modellerinin HIL simülatör ortamında çalıştırılmasının, tekrarlanabilir ve daha az hata içeren sonuçlar vaad ettiğini göstermiştir. Böyle bir çalışmanın, kontrolör/kalibrasyon geliştirme maliyetlerini önemli oranda düşürme potansiyeli barındırdığı dikkat çekilmesi gereken bir noktadır.

5. ECU BYPASS SİSTEMİ

Kontrol yazılımı geliştirme V diyagramının önemli basamaklarından olan hızlı kontrol prototiplemesinde (RCP) kontrolör modelleri, genel amaçlı gerekenin üstünde hız ve özelliklere sahip donanımlarda çalıştırılır. RCP sayesinde kontrolörlerin gerçek zaman performansları test edilerek, gerekli düzeltmeler yapılabilir. Bu tez çalışmasında genel anlamda dizel motor kontrolü üzerinde çalışıldığı için kullanılan RCP yazılım ve donanımlarının bir ECU bypass sistemi oluşturduğu söylenebilir.

Endüstri ve literatürde ECU bypass sistemine dair kapsamlı bir yazılım ve donanım araştırması yapılmıştır (Beaumont ve diğ., 2006; Eberhard ve Brewerton, 2006; Erkkinen, 2008; Jiang ve diğ., 2007; Jiang ve diğ., 2008; Lee ve diğ., 2008; Rhoads, 2007; Schuette ve diğ., 2005; Shin ve diğ., 2003; Wolff ve Lefarth, 2006; Wootaik ve diğ., 2004; Xia ve diğ., 2009; Zeng ve diğ., 2006; Naber ve diğ., 2007). dSPACE, ETAS gibi firmalar bu tip sistemlerin ana üreticisi durumundadırlar. Bu sistemler, ilgili alan mühendisleri tarafından bütün yazılım geliştirme ve onaylama süresince kullanılmaktadır.

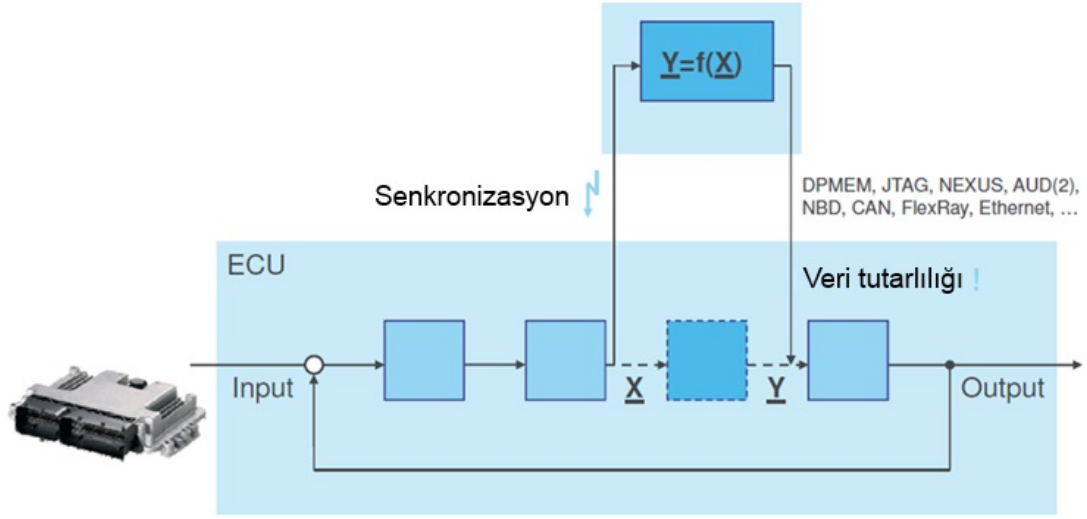
Tez sırasında bypass sisteminden ne beklendiği anlatıldıktan sonra literatürde öne çıkan yaklaşımlar açıklanacak sonraki aşamada bu tez çalışması sırasında kullanılan bypass sistemi üzerinde durulacaktır.

5.1 Amaç

Bu tez çalışması başlangıcında ilk hedef tüm ECU'nun yerini alacak bir kontrolör geliştirmek iken ilerleyen dönemlerde çalışma kapsamı daraltılmış ve modele dayalı hava yolu kontrolörü (VGT-EGR kontrolörü) geliştirilmesi ve hava ve yakıt yolu referanslarının çevrimiçi olarak optimize edilmesi hedeflenmiştir. Bu yaklaşımda yakıt yolu kontrolünün bir kısmı (ön enjeksiyona dair yakıt zamanlamaları ve miktarları, ray basıncı kontrolü) ve boşta çalışma kontrolörü gibi kısımların halen araçta çalışan ECU üzerinden çalışması esas alınmıştır. Geliştirilmesi hedeflenen hava yolu kontrolörünün ise mevcut ECU'nun ilgili kısmı bypass edilerek (aşağıdaki

grafikteki *f*(*x*) fonsiyonuna benzer şekilde) başka bir hızlı kontrol prototiplemesi donanımı üzerinden işletilmesi benimsenmiştir. Ancak bu tez çalışmasından sonra yapılacak çalışmalar için altyapı oluşturmak amacıyla ECU bypass sistemi oluşturulurken yakıt yolu kontrolünün de aynı bypass sistem üzerinde gerçekleştirilebilmesine özen gösterilmiştir.

Bu çalışma şekli ile ECU kontrol yazılımın önemli alt parçaları birer birer geliştirilip sonraki aşamada birleştirilmesi ile tüm kontrol yazılımına ulaşmak mümkün olacaktır. Tüm kontrol yazılımının aynı anda geliştirilmesi ve uygulanması çok fazla deneyim, kalabalık ekipler, uzun süreler ve büyük bütçeler gerektirdiği için bu çalışma şeklinin benimsenmesi mantıklıdır.



Şekil 5.1 : ECU fonksiyonları için kısmi bypass uygulama senaryosu (dSPACE, 2009).

Bu noktada kısmi bypass yöntemleri önem kazanmaktadır. Geliştirilmek istenen kontrolörün gerçek ECU ile birlikte çalıştırılabilmesi için konuyla ilgili endüstri/literatür araştırması yapılmış ve elde edilen bilgiler takip eden bölümlerde kısaca özetlenmiştir.

İlk aşamada geliştirilen kontrolörlerin uygulanmasında kullanılabilecek, tam bypass (Dagci ve diğ., 2005), kısmi bypass yöntemlerinin açıklanması faydalı olacaktır.

5.2 Tam Bypass

Tam bypass yaklaşımında prototipleme sistemi mevcut ECU'nun tüm işlevini getirebileceği için ECU devreden çıkar. Tüm sensör ve eyleyiciler bahsedilen gerçek-zamanlı sisteme bağlanırlar ve sistemin tüm kontrolü bu sistem aracılığıyla yapılır.

Bu tez çalışmasının ilk dönemlerinde tam bypass uygulaması hedeflendiği için bu yönde araştırmalar yapılmıştır. dSPACE, ETAS, Vemac, Woodward, Pi Innovo, IAV, National Instruments gibi firmaların ürünleri incelenmiştir.

Kurulacak olan tam bypass donanımının farklı projelerde de kullanılabilmesi icin hızlı işlemci kapasitesinin yanısıra I/O sayısı olarak da bu tez çalışmasında kullanılan dizel motor ECU'sundan daha çok I/O içermesine, ayrıca gelecekteki olası krank açısı bazlı kontrol uygulamalarına olanak tanıyabilmesi amacıyla daha hızlı I/O kartları bulundurmasına özen gösterilmiştir. Bypass donanımı için önemli olabilecek bir diğer özellik, endüstride kullanılan selenoid ve piezo tipli enjektörleri kontrol edebilecek (sürebilecek) yetenekte olmasıdır. Bahsedilen özelliklerde ECU bypass sistemi oluşturabilmek için karma bir donanım sistemine ihtiyaç duyulmuştur.

Geliştirilen kontrolör yapıları için MATLAB/Simulink geliştirme ortamı kullanılması nedeniyle, Simulink modellerinin kolay bir şekilde koda dönüştürülüp (derlenip) seçilecek bypass sisteminde çalıştırılabilmesi çok önemlidir (Erkkinen, 2005). Çokça denemeye fırsat vermesi açısından bu işlem hızlı ve sorunsuz bir şekilde yapılabilmelidir. Bypass sistemi yazılımı açısından diğer önemli nokta kontrolör parametrelerinin çevrimiçi (on-line) olarak değiştirilebilmesini, model değişkenleri ve sensör değerlerinin gözlenebilmesini sağlayacak arayüzlerin kolay ve hızlı bir şekilde oluşturulabilmesidir.

Bu bilgilerden hareketle araştırılan bypass sistemlerinin karşılaştırması yapılmış ve satın alınacak bypass sistem konfigürasyonu belirlenmiştir. dSPACE firmasına ait donanımlara ek olarak piezo elektrik enjektörleri kontrol edebilmek için Vemac firmasının ürünü olan prototipleme donanımı tercih edilmiş ve satın alınmıştır.

Aşağıda bu tez çalışması sırasında kurulan tam bypass sistemine dair fotoğraf görülebilir. Bu sistemde dSPACE Autobox donanımı temel olarak, işlemci ve hızlı I/O kartlarını içerir. Güç, işaret şartlandırma ve kontrol ünitelerinden oluşan dSPACE RapidPro donanımının temel işlevi, sensör bilgilerinin okunması ve eyleyicilerin kontrol edilmesidir. Fotoğrafta görülen Vemac VeRa donanımı ise

piezo elektrik enjektör kontrolünde kullanılmıştır. Aslında prototip ECU olarak da kullanılabilen bu donanım, tez çalışması sırasında piezo elektrik enjektörleri sürme amaçlı güç katı olarak kullanılmıştır. Fotoğrafda yeşil renkte görülen breakout box donanımları ise bypass sistemi çalışması etkilenmeden giriş/çıkış işaretlerinin ölçülebilmesine olanak tanır. Ayrıca tüm bypass sisteminin giriş/çıkışları bağlantıları hypertac konnektörleri aracılığıyla HIL sistemine kolayca bağlanacak şekilde tasarlanmıştır. Böylelikle ECU konnektörleri yerine bypass sistemi konnektörleri Şekil 5.3'deki gibi bağlanarak, sistem modellerinin HIL sisteminde çalışmasından yaralanılmış ve bypass sistemi gerçek motoru kontrol edercesine test edilebilmiştir.



Şekil 5.2 : Tezde kullanılan tam bypass sistemi.

Bu test sırasında ayrıntıları 6. Bölümde anlatılacağı gibi basit motor referans belirleme ve kontrol modeli kullanılmıştır. HIL modelinin ürettiği sensör değerleri, ECU çalışmasına benzer şekilde sensör transfer fonksiyonları kullanılarak bypass sistemi tarafından algılanmış, bu değerlerin HIL modelinin ürettiği değerlerle aynı olduğu kontrol edilmiştir.



Şekil 5.3 : Tezde kullanılan tam bypass sistemi HIL bağlantıları.

Kontrol çıkışları olarak bypass sistemi için kritik olan piezo enjektörlerin püskürtme başlangıç krank açıları ile süreleri incelenmiştir. Basit motor referans belirleme ve kontrol modelinden gelen açı ve süreler, HIL simülatöründe de aynen ölçülmüş bypass sisteminin istenilen referanslara karşılık enjektör sürme işlemini başarı ile gerçekleştirdiği doğrulanmıştır. Tezde geliştirilen kontrolör yapılarının testi için tercih edilen kısmi bypass uygulamasında sorun yaşanma ihtimaline karşılık tam bypass sisteminin kullanılabileceği anlaşılmıştır. Ayrıca sonraki çalışmalarla tamamlanacak tüm motor kontrol algoritmaları yine bu sistem aracılığıyla çalıştırılabilecektir.

5.3 Kısmi Bypass

Kısmi bypass yaklaşımında ise mevcut ECU'nun bazı kontrol görevleri prototipleme sistemi tarafından yerine getirilir. Ayrıca, kontrol için gerekli görülmesi durumunda ek sensör ve eyleyiciler sisteme yeni girişler olarak bağlanabilir. Bu tez çalışmasında, kısmi bypass yaklaşımı benimsenmiş ve yeni kontrol fonksiyonlarının mevcut ECU ile ortak çalışması sağlanmıştır.

Kısmi bypass yaklaşımı, özellikle yeni fonksiyonlar geliştirmek ve mevcut kontrol stratejilerini optimize etmek için oldukça verimli bir yöntemdir. Geliştirilen yeni algoritmalar prototipleme sisteminde çalıştırılırken, üzerinde değişiklik yapılmayan tüm diğer algoritmalar ECU üzerinde çalışmaya devam eder. Sisteme dışarıdan yeni girişler ekleyebilmek, RAM, ROM, mikroişlemci performansı ve I/O sayısı gibi

mevcut sistem kısıtlarından kurtulmaya yarayacağından fonksiyon geliştirme sırasında büyük esneklik sağlayabilir. Ayrıca bu sistemle geliştirilen fonksiyonların gerçek zaman davranışları rahatlıkla test edilebilir. Böylelikle geliştirilebilecek olası eksik-verimsiz fonksiyonların performansları yazılım geliştirme V diyagramının erken aşamalarında anlaşılacağından, üretim seviyesine gelmesi için yapılacak gereksiz harcamalardan da sakınılabilir.

Araç üreticileri penceresinden bakılacak olursa, günümüzde sürekli olarak daralan ve yakın gelecekte daha da daralacak emisyon limitlerine uyabilmek için mevcut kontrol sistemlerinin geliştirilmesi bir zorunluluktur. Geliştirilecek olan kontrol sistemlerine eklenecek yeni algoritmaların erken aşamalarda test edilmesi hem süre hem de maliyet bakımından araç üreticileri için kaçınılmaz bir ihtiyaç olmuştur.

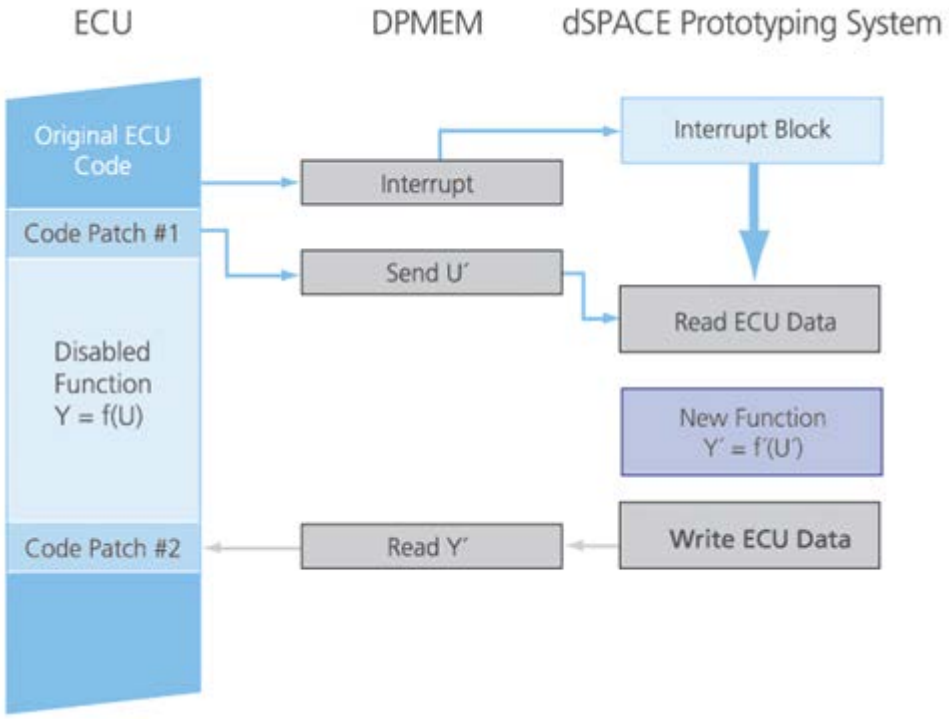
Bu tez çalışmasında kısmi bypass uygulaması için yöntem araştırması yapılmış, araştırmalar sonucunda gerekli donanımlarıyla birlikte yaygın kullanım alanına sahip dSPACE firmasına ait bypass yöntemleri ile konuyla ilgili özel patenti olan Accurate Technologies firmasına ait bypass yöntemleri öne çıkmıştır. Sıradaki bölümlerde bu yöntemler kısaca açıklanacaktır. Açıklanan yöntemler tam olarak birbirlerinin alt kümesi olmadığı için firma bazlı ayrım tercih edilmiştir.

dSPACE firmasının bypass yöntemleri servis tabanlı bypass ve adres tabanlı bypass olarak ikiye ayrılabilir. Bypass yönteminin yanısıra bypass arayüzü olarak ne seçildiği de önem taşımaktadır. Bu bölümde bypass yöntemleri kısaca anlatıldıktan sonra bypass arayüzlerinin neler olabileceği belirtilecek ve bu tez kapsamında hangi arayüzün kullanıldığı açıklanacaktır.

5.3.1 Adres tabanlı bypass

Adres tabanlı bypass; ECU kodu içerisindeki belirli fonksiyonların yerini hızlı kontrol prototiplemesi sistemi üzerinden yürütülen yeni fonksiyonlarının aldığı bir yöntemdir. Çift girişli hafıza (dual port memory - DPMEM) ve çip üzerinden hata ayıklama arayüzlerinin bir kombinasyonu olarak uygulanabilir. Bu yöntem hedeflenen uygulamaya yönelik kod yamalarının ECU'ya eklenmesini gerektirir. Dezavantajı, kullanılan fonksiyonların giriş/çıkış değişkenlerinin değişmesi durumunda ECU kodunun da değiştirilmesinin gerekmesidir. Veri alışverişinde minimum gecikme ile çok hızlı işlem (execution) zamanlarına erişebilmek, adres tabanlı bypass'ın avantajlarıdır. Bu yöntemle ECU üzerine takılabilen POD (plug-on

device) ile birlikte DPMEM arayüzü kullanıldığında ECU'dan prototipleme donanımına gönderilen ve alınan 20 bytelık bir işaret için veri gecikmesi yaklaşık 2 x 8.5 µsaniye civarında olur (dSPACE, 2009).



Şekil 5.4 : Adres tabanlı bypass senaryosu (dSPACE, 2011).

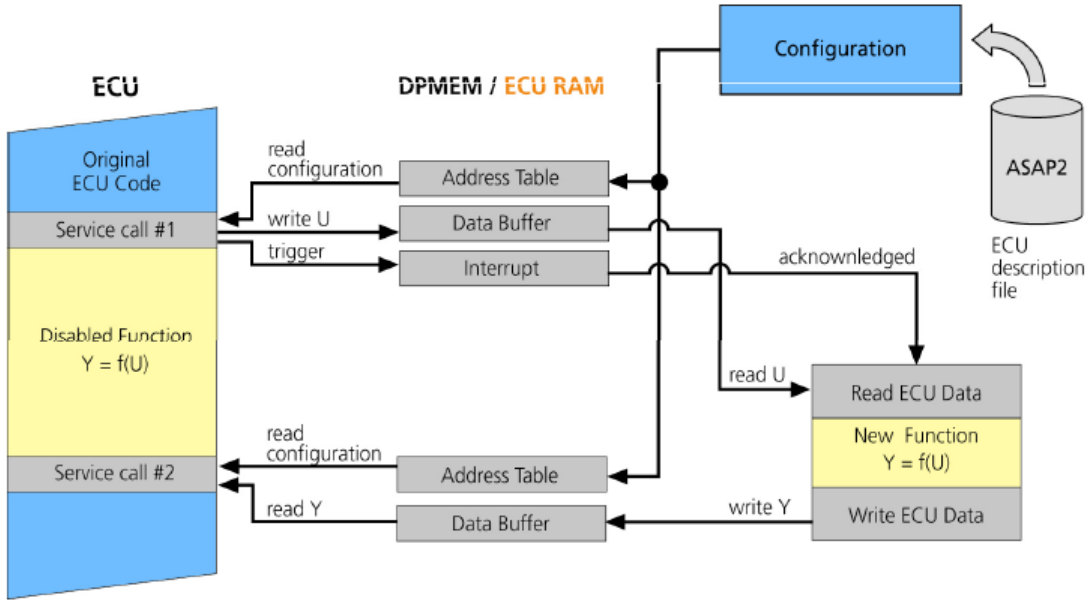
Yukarıdaki grafikte adres tabanlı bypass yönteminin örnek bir senaryosu verilmiştir. Bu senaryoya göre ECU üretici firma tarafından ECU kodu içerisine kesmelerin hangi adreslerde geleceğine dair bazı kod yamaları yerleştirilmiştir. ECU çalışırken ilgili kod yamasına geldiğinde, bypass edilmek istenen fonksiyonun girişlerini genelde DPMEM arayüzü aracılığıyla hızlı kontrol prototiplemesi (RCP) donanımına aktarır. RCP donanımında koşan yeni fonksiyonun çıkışları yine DPMEM aracılıyla ECU üzerindeki takip eden kesme üzerinden ECU'ya yazılır. Böylece ECU'daki her iki kesme arasındaki fonksiyon bypass edilerek RCP donanımındaki yeni fonksiyon çalıştırılmış olur.

5.3.2 Servis tabanlı bypass

Servis tabanlı bypass yönteminde ECU üretici firma tarafından ECU koduna sadece başlangıçta bir kereliğine bypass edilmek istenen fonksiyonun giriş ve çıkış değişkenleri için gerekli anahtarlar (switch) eklenir. Bu yöntemle aynı anda ECU içerisindeki 100'den fazla fonksiyon servis çağrısı anlamında bypass edilebilir. Sonraki aşamalarda ECU kodunda herhangi bir değişikliğe ihtiyaç duyulmaz. ECU

kodundaki servis çağrıları ASAP2 (değişkenlerin hangi adreste, hangi büyüklükte olduğu gibi tanımlamaların yapıldığı dosya) dosyasında tanımlanır. ASAM (Association for Standardisation of Automation and Measuring Systems) kurumu, tüm otomotiv firmaları için ASAP2 dosyasının standardını belirlemiştir (dSPACE, 2011).

Servis tabanlı bypass yöntemi ECU içerisindeki işlemci tipinden, kodlama metodundan (doğrudan veya dolaylı değişken erişimi) ve derleyiciden bağımsız olarak uygulanabilen genel bir çözümdür. Uygulama için gerekli kesme davranışına göre fonksiyon arayüzleri ayarlanabilir. dSPACE firması; POD (plug-on device) üzerindeki DPMEM, CAN üzerindeki XCP (extended calibration protocol), eternet (UDP/IP) üzerindeki XCP, CCP (CAN calibration protocol) ve DCI-GSI arayüzleri için ECU servisi sağlamaktadır. Bu servisler ölçüm, kalibrasyon ve bypass amaçlı kullanılabilirler. Bu servisler dışında ECU üzerinde CCP servisi mevcutsa bypass bu servis kullanılarak da yapılabilir. Aşağıdaki grafikte servis tabanlı bypass yönteminin ASAP2 dosyası yardımıyla DPMEM veya ECU RAM'ı üzerinden ilgili fonksiyonun bypass edilmesine olanak sağlayan örnek bir senaryosu verilmiştir.



Şekil 5.5 : Servis tabanlı bypass senaryosu (dSPACE, 2011).

5.3.3 Bypass arayüzleri

5.3.3.1 Çift girişli hafıza (DPMEM)

Çift girişli hafıza, iki sistemin (işlemcinin) birbirinden bağımsız olarak okuma ve yazma erişimine izin verdiği için bu işlemciler veri transferi yapabilirler. Her iki girişin de kendi adresi, kontrol ve veri kanalları vardır. DPMEM'ler bypass uygulamasında ECU ile prototipleme sistemi arasındaki veri iletişimini paylaşılmış hafızaları yoluyla minimum gecikmeyle sağlamak amacıyla kullanılırlar. ECU üzerine takılan örnek bir DPMEM aşağıdaki şekilde görülebilir.



Şekil 5.6 : ECU üzerine takılan örnek bir DPMEM (dSPACE, 2008).

5.3.3.2 Çip üzerinden hata ayıklama (On-chip debugging)

Modern 32 bit mikrokontrolörler için güçlü ve fiyat açısından verimli arayüzler sağlamak için çip üzerinden hata ayıklama elemanları işlemci üzerine yerleştirilmektedir. Bu elemanlar okuma ve çalışma zamanında hafıza hücrelerine yazmaya olanak tanır. Bu seçenekler; CAN gibi seri arayüzler yeterli band genişliğini sağlayamadığında veya harici bir veri/adres bus'ı mevcut olmadığında ölçüm, kalibrasyon ve bypass uygulaması için önem kazanmaktadır. Bu elemanlar için yaygın arayüz tipleri AUD/AUD2, NBD, JTAG/SDI, JTAG/OCDS ve Nexus olarak sıralanabilirler. Aşağıda görülen dSPACE firmasının DSI-GSI ürünü de belirtilen seçenekler için genel bir arayüz sunmaktadır.



Şekil 5.7 : Genel hata ayıklama arayüzü – DSI-GSI (dSPACE, 2008).

5.3.3.3 CCP (CAN calibration protocol)

CCP protokolü, kontrolörlerin CAN üzerinden bir ana kontrolörle haberleşmelerini tanımlar (O'Rourke ve diğ., 2001; Yacoub ve Chevalier, 2001). ECU ile prototipleme sistemi arasındaki gecikmeler çok önemli değilse maliyet açısından en uygun bypass arayüzüdür. Otomotiv sanayinde kullanılan pek çok ECU tipinde CCP protokolü desteklenmektedir. Literatürde bypass arayüzü olarak CCP protokolünü kullanan çalışmalar mevcuttur (Yacoub ve Chevalier, 2001)

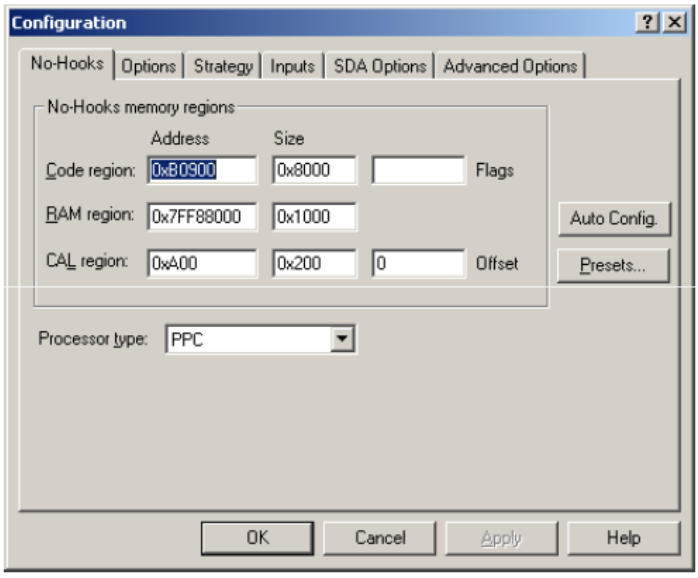
5.3.3.4 XCP (Extended calibration protocol)

ASAM kurumu tarafından standartlaştırılmış XCP, genel bir ölçüm ve kalibrasyon protokolüdür. XCP teknolojisi CAN, USB gibi farklı fiziksel katmanlarla birlikte kullanılabilir. Veri senkronizasyonu açısından CCP protokolüne göre üstündür. Ancak fonksiyonları bypass edilmek istenen ECU'nun XCP protokolünü desteklemesi gerekmektedir (Lemon, 2003). Bu tez çalışmasına kullanılan motor ECU tipi CAN üzerinden XCP protokolünü desteklemektedir.

Önceki bölümde de belirtildiği gibi Accurate Technologies firmasına ait bypass yöntemleri endüstride/literatürde sık kullanılan yöntemler arasındadır. Accurate Technologies firması ECU bypass konusunda patentli ürünleri olan ve ürünleri otomotiv firmaları tarafından yoğun olarak kullanılan bir firmadır. En önemli özelliği, NoHooks ürünleri sayesinde ECU kodunda herhangi bir değişiklik gerektirmeden ECU'nun istenen fonksiyonlarının bypass edilmesine olanak sağlamasıdır (Correa ve Balasubramaniam, 2003; Correa ve diğ., 2003). Aşağıda bu firmaya ait bypass yaklaşımları kısaca açıklanacaktır.

5.3.3.5 Temel NoHooks

ECU içerisinde kullanılmayan alan (RAM, ROM gibi) mevcutsa bypass edilmek istenen değişken çıkışlarına anahtarlar ekleyerek ECU'nun hesapladığı değerler yerine diğer girişi olan (kullanıcı tarafından değiştirilebilen sabitler) değişkenlerin alınmasına olanak sağlayan bypass yöntemidir (Correa ve Balasubramaniam, 2003; Correa ve diğ., 2003; Accurate Technologies Inc., 2006). Firma adına patentli bu ürün ECU üretici firmanın ECU kodunu değiştirmesine gerek duymadan bahsedilen anahtarları ekleyebilmektedir. Aşağıdaki arayüz ECU içerisindeki boş alanların nasıl belirlendiğini göstermektedir.



Şekil 5.8 : ECU içerisindeki boş alanların seçimi – NoHooks (Accurate Technologies Inc., 2006).

5.3.3.6 OnTarget

Bu bypass çözümünde de temel NoHooks'a benzer şekilde bypass için ek bir donanıma ihtiyaç duyulmadan ECU içerisindeki boş alanlar (RAM, ROM, flash) kullanılmaktadır. En büyük fark sadece anahtarların değil fonksiyon/kontrolör modellerinin de derlenip ECU içerisine atılabilmesidir. Üstteki arayüzde de görülebileceği gibi arayüzden işlemci tipi de seçilip, derleme işlemi seçilen işlemci tipine göre yapılmaktadır. Bu nedenle çalışılan ECU'nun işlemci tipine ait derleyici kütüphanesine ihtiyaç duyulmaktadır. Bypass edilmek istenen/geliştirilen kontrolör için ECU içerisindeki kullanılmayan alan ve ECU işlem gücü yeterli ise en uygun bypass çözümüdür (Accurate Technologies Inc., 2006).

5.3.3.7 OnTool

ECU içerisindeki kullanılmayan alan geliştirilmek istenen kontrolör için yeterli değil ise kullanılan bypass çözümüdür. Bu çözümde ek donanım olarak dSPACE yaklaşımındaki DPMEM benzeri olan ATI M6R ekipmanı kullanılmaktadır (Accurate Technologies Inc., 2006).

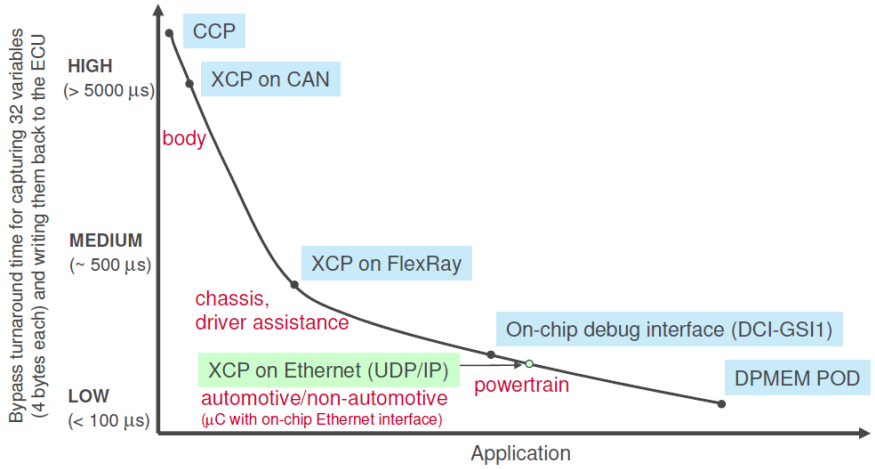
5.3.3.8 xPC TargetBox

OnTool çözümündeki koşulların oluşması durumunda ek donanım olarak ATI M6R yerine geçmişte Mathworks firmasının ürettiği bir ürün olan xPC targetbox donanımının kullanıldığı bypass çözümüdür. İşlemci gücü ve giriş/çıkış işaretlerinin

özellikleri konusunda çok esnek olmayan xPC targetbox çözümünün bu tez çalışması kapsamında kullanılması düşünülmemiştir (Accurate Technologies Inc., 2006).

5.3.4 Bypass arayüzü karşılaştırmaları

Aşağıdaki grafik 4 bytelık 32 adet değişkenin okunup tekrar ECU'ya yazılması işlemindeki gecikmeleri göstermektedir. Görüldüğü gibi çift girişli hafıza ve çip üzerinden hata ayıklama arayüzleri düşük gecikmelere yol açarken, bypass için CCP kullanımı diğer yöntemlere göre daha yüksek gecikme sürelerini beraberinde getirmektedir (dSPACE, 2011). Motor kontrol uygulamaları için firma tarafından önerilen arayüzler çip üzerinden hata ayıklama ve çift girişli hafıza üzerine yoğunlaşmıştır.



Şekil 5.9 : Bypass arayüzü gecikme süreleri karşılaştırma grafiği (dSPACE, 2011).

Bypass arayüzlerinin hız ve maliyet açısından karşılaştırılması için ise aşağıdaki tablo incelenebilir.

Çizelge 5.1 : Bypass arayüzü hız ve maliyet karşılaştırma tablosu (dSPACE, 2011).

	Max. measurement throughput	Measurement latencies	CPU load on ECU	Data stimulation latencies	Tool costs
CCP	40 kByte/s	High	Medium … High (CCP service)	Very High	Low
XCP on CAN	50 kByte/s	High	Medium … High (XCP service)	High	Low
XCP on FlexRay	50 … 400 kByte/s	Low … High	Medium … High (XCP service)	Medium	Medium … High
XCP on Ethernet (100 MBit/s, UDP/IP)	0.5 … 5 MByte/s	Low	Medium … High (XCP service)	Low … Medium	Low
On-chip debug interface (JTAG, NBD, AUD, …)	0.2 … 0.6 MByte/s	Low	Low … High (no ECU code modification, code patch or ECU service)	Low	Medium (DCI-GSI1)
DPMEM POD	0.5 … 10 MByte/s	Very Low	Low … High (code patch or ECU service)	Very Low	Medium … High
On-chip debug interface (data trace via NEXUS, AUD2, DAP, …)	2 … 15 MByte/s	Very Low	Very Low … Low	Low	Medium (DCI-GSI2) New

5.4 Tezde Kullanılan Bypass Yöntem ve Arayüzleri

Tezde kullanılan motora ait ECU'daki hava yolu kontrolünün hangi yöntemle/arayüzle bypass edileceğine dair en önemli kısıtlama, çözümün ECU üretici firma desteği gerektirmemesidir. Herhangi bir kaynak kodu değişikliği talebi üretici tarafından para ve zaman açısından kabul edilemeyecek maliyetler ortaya çıkardığından bu desteğin sağlanması mümkün değildir. Ayrıca üniversite ile ECU üretici firmalar arasında doğrudan bir ilişki kurmanın mümkün olmaması da ECU üretici desteği gerektiren bypass yöntemlerinin devre dışı bırakılmasının bir diğer sebebi olmuştur.

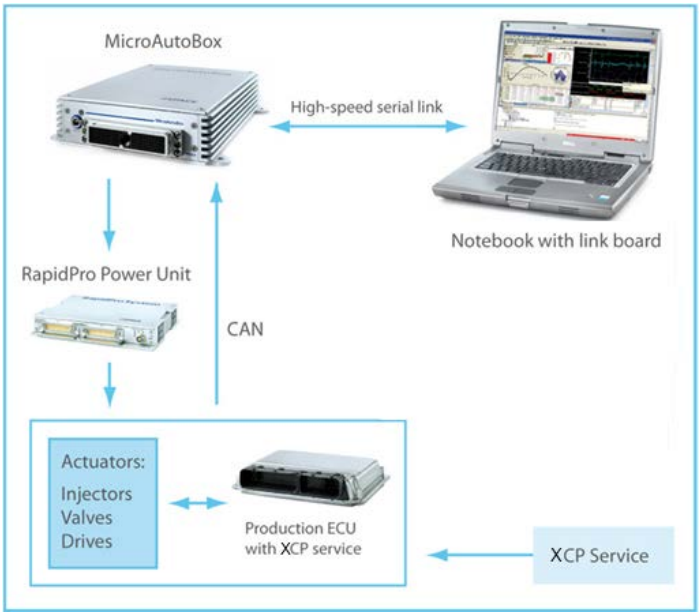
Geliştirilen ve sonraki çalışmalar için geliştirilmesi hedeflenen kontrolörler için çalışılan ECU içerisindeki boş alanın kısıtlı olması ek bir RCP donanımı ihtiyacını ortaya çıkarmıştır.

dSPACE yaklaşımındaki adres tabanlı bypass yöntemi ECU kod yamaları (dolayısıyla ECU üretici firma desteği) gerektirdiğinden devre dışı kalmış ve geriye servis tabanlı bypass yöntemi kalmıştır. Servis tabanlı bypass yöntemindeki "ECU üretici firma tarafından sadece başlangıçta bir kereliğine bypass edilmek istenen fonksiyonun giriş ve çıkış değişkenleri için gerekli anahtarların eklenmesi" işleminin Accurate Technologies yaklaşımındaki NoHooks çözümü ile yerine getirilmesine karar verilmiştir. İlk başta temel NoHooks çözümü ile sadece kontrolör çıkış değişkenleri için anahtar ekleyerek anahtar girişlerinin dSPACE RCP donanımı (MicroAutobox) üzerinden RTI bypass kütüphanesi aracılığıyla online değiştirilmesi yeterli gözükse de RTI bypass'ı kullanabilmek için anahtar değişkenlerinin RAM üzerinde bulunması zorunluluğu temel NoHooks yerine ATI NoHooks "OnTarget" çözümünü gerekli kılmıştır.

Gelinen nokta ATI NoHooks "OnTarget" ile gerekli RAM anahtarlarının eklenmesiyle servis tabanlı bypass yönteminin kullanılabileceğini göstermiştir. Bundan sonraki aşama ise kullanılacak arayüzün belirlenmesidir.

DPMEM yöntemi ECU üretici desteği gerektirdiğinden, CCP'li çözümler hem yüksek gecikme süreleri hem de tezde kullanılan motora ait ECU bu protokolü desteklemediği için devre dışı kalmıştır. Bu aşamada kullanılabilecek iki arayüz ECU'nun desteklediği XCP protokolü ve çip üzerinden hata ayıklama arayüzüdür.

Tez çalışmasının bypass sistemi seçilmesi aşamasında ne kadarlık bir bypass gecikmesi toleransına ihtiyaç duyulduğu tahmin edilemediği için Şekil 5.9'dan da görülebileceği gibi daha hızlı bir arayüz olan çip üzerinden hata ayıklamanın kullanılması fikri benimsenmiştir. XCP arayüzü ile çalışılıp çalışılamayacağı da araştırılmış, ancak ECU üretici tarafından ECU içerisindeki XCP servisine bypass özelliği eklenmediği anlaşılmıştır. Ayrıca bu tip bir çalışma için ECU'nun bir nevi şifresi sayılabilecek *Seed&Key* dosyasının açık kaynak koduna (*.c) ihtiyaç duyulmaktadır ve bu dosyanın paylaşımı sakıncalıdır.



Şekil 5.10 : Eyleyicilerin doğrudan RCP donanımı tarafından sürüldüğü bypass senaryosu (dSPACE, 2011).

Uygulama esnasında doğabilecek sıkıntılara (olası gecikmeler gibi) karşı alternatif bypass yöntemleri olarak, ya yukarıda örnek senaryosu görülen ECU'dan gerekli işaretler okunduktan sonra eyleyicilerin (hava yolu için VGT, EGR, THR) doğrudan RCP donanımı tarafından sürüldüğü senaryonun kullanılması, yada tam bypass sisteminin kullanılması kararlaştırılmıştır.

Alternatifler devre dışı bırakılırsa, bu tez çalışmasında kullanımına karar verilen bypass senaryosu şu şekilde olmuştur;

Kısmi bypass için servis tabanlı bypass yöntemi tercih edilmiş ve çip üzerinden hata ayıklama (JTAG) arayüzü kullanılarak uygulanmasına karar verilmiştir.

Geliştirilen kontrolörlerin uygulama basitliği açısından dSPACE MicroAutobox donanımında çalıştırılması ve MicroAutobox'ın ECU (JTAG) ile dSPACE DCI-GSI1 birimi üzerinden haberleşmesi hedeflenmiştir.

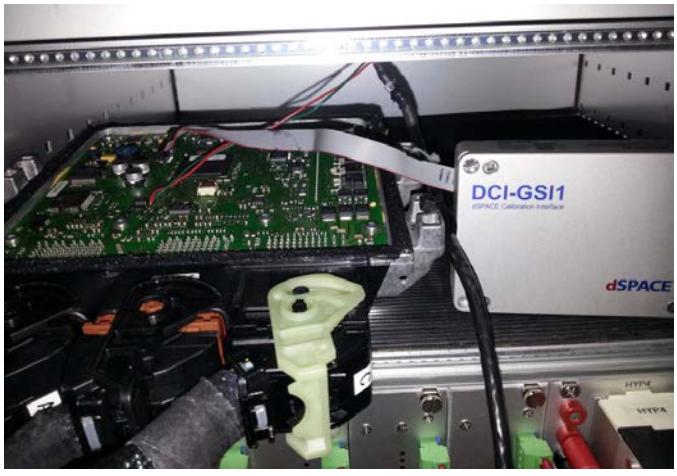
Bypass edilmek istenen fonksiyonlara dair ECU çıkış değişkenlerine ATI NoHooks yazılımı ile anahtarlar eklenmesi ve yeni kod parçasının ECU'ya yüklenmesi amaçlanmıştır.

MicroAutobox donanımında JTAG- DCI-GSI1 üzerinden gerekli ECU işaretlerinin (referansların) okunmasına ve kontrolör çıkışlarının bir önceki adımda eklenen anahtarlar yardımıyla ECU'daki bypass edilmek istenen fonksiyon çıkışlarına yazılmasına karar verilmiştir.

Karar verilen senaryoyu uygulayabilmek için gerekli yazılım ve donanımlar satın alınmış ve çalışılacak ECU ve kontrolörlere göre konfigüre edilmiştir. Kurulan kısmi bypass sistemine dair resimler aşağıdaki Şekil 5.11 ve Şekil 5.12'den görülebilir.



Şekil 5.11 : Tezde kullanılan kısmi bypass sistemi.



Şekil 5.12 : Tezde kullanılan kısmi bypass sistemi – ECU bağlantısı.

5.5 Bypass Modellerinin Geliştirilmesi

Kısmi bypass senaryosuna karar verildikten sonra basit uygulamalar için bypass modelleri geliştirilmiştir. Buradaki ilk aşama bypass edilecek fonksiyon çıkışlarındaki ECU işaretlerine dair anahtarların ATI NoHooks yardımıyla ECU içerisine yerleştirilmesidir. Bu sebeple öncelikle hangi fonksiyonların bypass edilmek istendiğine karar verilmiş bu fonksiyonların çıkış işaretleri ECU dökümantasyonundan araştırılmıştır. Bypass işaret listesi gelecekteki olası çalışmalar düşünülerek geniş tutulmuştur. Ayrıntıları 6. Bölümde anlatılacağı gibi hava yolu sistemi referansları ve kontrol işaretleri ile yakıt yolu referansları listenin genelini oluşturmuştur. Ayrıca, uygulamada yaşanan problemlerden sonra liste, bu işaretlerin ECU içerisindeki bir kaç adım önceki hesaplamalarını da kapsayacak şekilde genişletilmiştir. Sonuç olarak bypass listesindeki temel işaretler şu şekilde olmuştur.

Yakıt yolu işaretleri,

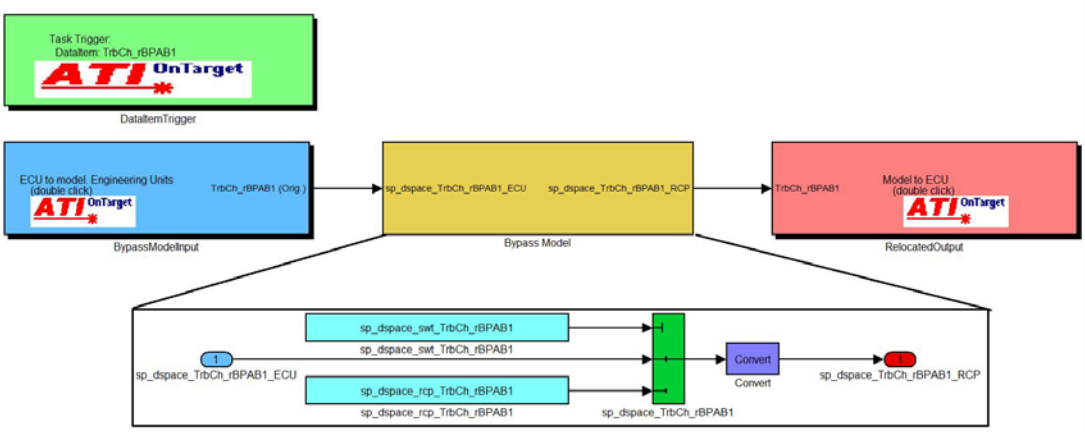
- Ana enjeksiyon süresi (u_{main_dur})
- Ön enjeksiyon süresi (u_{pre_dur})
- Ana enjeksiyon başlangıcı (SOI) (u_{main_soi})
- Ön enjeksiyon başlangıcı (SOI) (u_{pre_soi})
- Ana enjeksiyon miktarı (u_{delta_main})
- Ön enjeksiyon miktarı (u_{delta_pre})
- Toplam enjeksiyon miktarı (u_{delta})
- Ray basıncı referansı (p_{rail_ref})

Hava yolu işaretleri,

- Giriş manifold basıncı referansı (p_{im_ref})
- Kompresör kütle akışı referansı (W_{c_ref})
- VGT pozisyonu referansı ($u_{vgt_tilda_ref}$)
- EGR pozisyonu referansı ($u_{egr_tilda_ref}$)
- THR pozisyonu referansı ($u_{thr_tilda_ref}$)
- VGT kontrol işareti (u_{vgt})

- EGR kontrol işareti (u_{egr})
- THR kontrol işareti (u_{thr})

Liste oluşturulduktan sonra listedeki işaretleri ve alternatiflerini kapsayacak şekilde NoHooks modeli geliştirilmiştir. Örnek olarak VGT kontrol işareti incelenecek olursa bu işarete dair model aşağıdaki gibidir. Listedeki işaret sayısı düşünüldüğünde her bir işaret için aşağıdaki modelin oluşturulması hata yapmaya müsait olduğu ve zaman aldığı için bypass işaretlerine dair bir excel dökümanı oluşturulmuş, listedeki işaret sayısı ve ismine göre MATLAB fonksiyonları yazılarak tüm modelin otomatik oluşması sağlanmıştır.



Şekil 5.13 : Tezde kullanılan NoHooks modeli örneği.

Örnek modelden anlaşılacağı gibi, ortadaki basit model yapısındaki kontak anahtarı konumu değiştirilmediği müddetçe ECU'nun kendi hesaplaması çıkışa aynen aktarılmaktadır. Buradaki amaç hem kontak anahtarına, hem de anahtarın alacağı değere kısmi bypass sisteminden (MicroAutobox) gelen değerleri gerçek zamanda yazabilmektir.

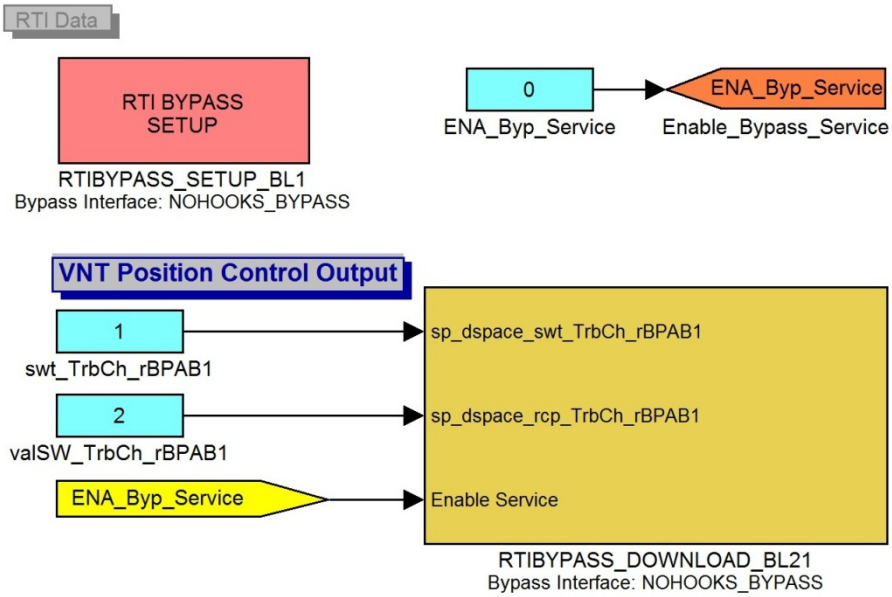
Bu hedefle yola çıkılmış, ancak uygulamada pek çok zorlukla karşılaşılmıştır. Sorunun temel nedeni kısmi bypass sisteminin DSI-GSI1 arayüzü ile sadece RAM'de yer alan değişkenlere yazabilmesidir. ATI NoHooks ise derleme sonucunda yeni yarattığı değişkenleri (anahtar konumu ve değeri) ROM alanına yerleştirmektedir. dSPACE ve ATI mühendisleri ile yapılan uzun çalışmalar sonunda derleme işlemi öncesinde ilgili değişken tanımları yapılırken depolama sınıflarının değiştirilmesi ile yeni değişkenlerin RAM alanına yerleştirilmesi sağlanmıştır.

Derleme işlemi sonrasında oluşan *.map uzantılı dosyadan ilgili değişkenleri adresleri ve veri tipleri gibi özellikler bulunarak bypass edilmek istenen işaretlere dair *.a2l dosyası oluşturulmuştur.

İşaret listesini, NoHooks modelini değiştirme ve derleme işlemleri çokça tekrar edildiği, ayrıca bypass işaret listesinde çok sayıda işaret olduğu için *.a2l dosyasını oluşturma prosesi çok emek/zaman gerektirmiştir. Bu sebeple *.map uzantılı dosyadan ilk başta oluşturulan excel dökümanındaki işaretlerin taranması ve otomatik olarak *.a2l dosyasının oluşturulması için yeni MATLAB fonksiyonları geliştirilmiştir.

Özet olarak bu aşamada bypass edilmek istenen işaretler ECU'ya yerleştirilmiş ve bu işaretlerin temel olarak hangi adreslere yazıldığını gösteren *.a2l dosyası oluşturulmuştur.

Bir sonraki aşamada kısmi bypass sistemine geçilmiştir ve bypass sistemine yüklenecek basit modeller oluşturulmuştur. Bu modellerde dSPACE RTI Bypass kütüphanesi yardımıyla, bir önceki adımda oluşturulan *.a2l dosyası seçilmiş ve listede yer alan işaretlere ilişkin bypass (download) blokları eklenmiştir. DSI_GSI1 arayüzü ile bypass sistemi tarafından belirlenen değerler ECU'daki değerlerin üzerine yazılmıştır. VGT kontrol işareti bypass modeli örneği aşağıdaki gibidir.



Şekil 5.14 : Tezde kullanılan bypass modeli örneği.

Ayrıca bypass modelindeki değişkenleri (anahtar konumu ve değeri) on-line değiştirebilmek için aşağıdaki şekilde görülebilecek ControlDesk kullanıcı arayüzü oluşturulmuştur.



Şekil 5.15 : Tezde bypass modeli testinde kullanılan ControlDesk ekran görüntüsü.

5.6 HIL Sistemi Üzerinde Test ve Değerlendirmeler

Kısmi bypass model ve layoutları hazırlandıktan sonra prototipleme sistemi HIL üzerinde çalışan ECU'ya bağlanmıştır. Kısmi bypass sistemi üzerinden değiştirilen anahtar konumları ve değerlerinin ECU ve HIL üzerinden okunup okunamadığı kontrol edilmiştir. Yapılan testler sonucunda bypass işaretlerine dair elde edilen sonuçlar şöyle olmuştur;

Ana enjeksiyon süresi (u_{main_dur}) : RCP tarafından değiştirilen değerler ilgili ECU değişkeninden okunmuştur. Ancak HIL simülatöründen ölçülen değerler ECU değişkenleri ile uyuşmamıştır, ayrıca HIL'de enjektörlerden duyulan sesten de anlaşıldığı gibi kararlı bir enjeksiyon süresi okunanamıştır.

Ön enjeksiyon süresi (u_{pre_dur}) : RCP tarafından değiştirilen değerler ilgili ECU değişkeninden okunmuştur. HIL simülatöründen ölçülen değerler ECU değişkenleri ile örtüşmektedir.

Ana enjeksiyon başlangıcı (SOI) (u_{main_soi}) : RCP tarafından değiştirilen değerler ilgili ECU değişkeninden okunmuştur. HIL simülatöründen ölçülen değerler ECU değişkenleri ile örtüşmektedir.

Ön enjeksiyon başlangıcı (SOI) (u_{pre_soi}) : RCP tarafından değiştirilen değerler ilgili ECU değişkeninden okunmuştur. HIL simülatöründen ölçülen değerler ECU değişkenleri ile örtüşmektedir.

Ana enjeksiyon miktarı (u_{delta_main}) : RCP tarafından değiştirilen değerler ilgili ECU değişkeninden okunmuştur. Ancak HIL simülatöründen ölçülen değerler ECU değişkenleri ile uyuşmamıştır, ayrıca HIL'de kararlı bir enjeksiyon miktarı okunamamıştır. Bu noktada ECU içerisinde ana enjeksiyon miktarının nasıl hesaplandığı tekrar kontrol edilmiş, toplam enjeksiyon miktarından diğer enjeksiyon miktarlarının çıkartılması ile hesaplandığı anlaşılmıştır. Bu sebeple ön enjeksiyon miktarını sabit tutarak, ana enjeksiyon miktarını etkileyebilmek için ECU içerisindeki hem toplam enjeksiyon miktarı, hem de ana enjeksiyon miktarına dair değişkenlerin üzerine yazılmıştır. Bu sayede yazılan değişken değerleri ECU ve HIL simülatöründen okunabilmiştir.

Ön enjeksiyon miktarı (u_{delta_pre}) : RCP tarafından değiştirilen değerler ilgili ECU değişkeninden okunmuştur. HIL simülatöründen ölçülen değerler ECU değişkenleri ile örtüşmektedir.

Toplam enjeksiyon miktarı (u_{delta}) : Gerekli açıklamalar ana enjeksiyon miktarında verilmiştir.

Ray basıncı referansı (p_{rail_ref}) : RCP tarafından değiştirilen referans değerler, ilgili ECU değişkeninden okunmuştur. Referans işaretinin değiştirilmesini takiben ECU'nun u_{vcv} kontrol işaretini değiştirerek ray basıncı referansına yakınsadığı görülmüştür. Bu test için HIL simülatöründe yer alan ray basıncı modelinin u_{vcv} kontrol işaretinin bir fonksiyonu olması önemlidir.

Hava yolu işaretleri,

- Giriş manifold basıncı referansı (p_{im_ref}) : RCP tarafından değiştirilen değerler ilgili ECU değişkeninden okunmuştur. Beklenildiği gibi ECU verilen basınç referansını sağlayacak şekilde VGT valfinin konumunu değiştirmiştir.
- Kompresör kütle akışı referansı (W_{c_ref}) : RCP tarafından değiştirilen değerler ilgili ECU değişkeninden okunmuştur. Beklenildiği gibi ECU verilen kütle akışı referansını sağlayacak şekilde EGR valfinin konumunu değiştirmiştir.

- VGT pozisyonu referansı ($u_{vgt_tilda_ref}$) : RCP tarafından değiştirilen değerler ilgili ECU değişkeninden okunmuştur. Ancak ECU, VGT valfini verilen pozisyon referansını sağlayacak şekilde hareket ettirmemiştir.
- EGR pozisyonu referansı ($u_{egr_tilda_ref}$) : RCP tarafından değiştirilen değerler ilgili ECU değişkeninden okunmuştur. Ancak ECU, EGR valfini verilen pozisyon referansını sağlayacak şekilde hareket ettirmemiştir.
- THR pozisyonu referansı ($u_{thr_tilda_ref}$) : RCP tarafından değiştirilen değerler ilgili ECU değişkeninden okunmuştur. Ancak ECU, THR valfini verilen pozisyon referansını sağlayacak şekilde hareket ettirmemiştir.
- VGT kontrol işareti (u_{vgt}) : RCP tarafından değiştirilen değerler ilgili ECU değişkeninden okunmuştur. Değiştirilen kontrol işaretine göre VGT valfinin pozisyon değişimi izlenmiştir.
- EGR kontrol işareti (u_{egr}) : RCP tarafından değiştirilen değerler ilgili ECU değişkeninden okunmuştur. Değiştirilen kontrol işaretine göre EGR valfinin pozisyon değişimi izlenmiştir.
- THR kontrol işareti (u_{thr}) : RCP tarafından değiştirilen değerler ilgili ECU değişkeninden okunmuştur. Değiştirilen kontrol işaretine göre THR valfinin pozisyon değişimi izlenmiştir.

Yapılan testler sonucunda geliştirilen kontrolörlerin test edilebilmesi için öncelikle eyleyici pozisyon kontrol algoritmalarının bypass edilmesine karar verilmiştir. Yalnızca hava yolu basınç ve akış kontrolörlerinin bypass edilemediği anlaşıldığından, bu kontrol algoritmalarının eyleyici pozisyon kontrolörleri ile birarada bypass edilmesi kararlaştırılmıştır. Ayrıca bu tip bypass senaryosunda ECU'nun diyagnostik olarak hata durumuna geçmemesi için RCP sisteminde üretilen eyleyici pozisyon referans işaretlerinin ilgili ECU işaretlerinin üzerine yazılması fikri benimsenmiştir.

6. DİZEL HAVA YOLU KONTROLÖRÜ GELİŞTİRİLMESİ

Sistem modelleri elde edilip, kontrol uygulaması için gerekli bypass sistemi hazırlandıktan sonra dizel hava yolu kontrolörlerinin tasarımına geçilmiştir. Bu bölümde öncelikle mevcut ECU ve literatürdeki hava yolu kontrolör uygulamaları kısaca incelenmiştir. Model içi çevrim uygulaması yapabilmek için basitleştirilmiş referans üretme modelleri elde edilmiştir.

Model içi çevrim uygulaması ilk olarak iç çevrim olarak adlandırılan eyleyici kontrolörleri ve eyleyici modellerinden oluşan model yapısında test edilmiştir. Bu uygulama için çatırtısız kayan modlu kontrolörler tasarlanmış ve kontrolör parametreleri model içi çevrim testinde ayarlanmıştır.

İkinci sıradaki model içi çevrim uygulamasında dış çevrim olarak adlandırılan hava yolu kontrolörleri test edilmiştir. Bu uygulamada model yapısı hava yolu ve eyleyici modeli, referans üretme modeli, hava yolu ve eyleyici kontrolörlerinden oluşmaktadır. Hava yolu kontrolörleri için de iç çevrime benzer şekilde çatırtısız kayan modlu kontrolörler tasarlanmış ve kontrolör parametreleri model içi çevrim testi yardımıyla ayarlanmıştır.

Kontrolör tasarımları ve ilk parametre ayarlamaları model içi çevrim uygulamasında yapıldıktan sonra bypass uygulamasına geçilmiştir. Bypass uygulamasında gerçek motor yerine eldesi ve doğrulaması önceki bölümlerde anlatılmış modelleri içeren HIL sistemi kullanılmıştır. Eyleyiciler ise HIL sisteminde kullanılan gerçek eyleyiciler olmuştur.

Bu amaçla öncelikle iç çevrim kontrolörleri test edilmiştir. Eyleyici pozisyon referansları için bypass sistemi tarafından okunan ECU'nun hesapladığı değerler kullanılmış, eyleyici kontrol işaretleri bypass sisteminde hesaplanarak ECU'daki ilgili işarete yazılmıştır. Böylelikle eyleyicileri yine ECU'nun sürmesi (sözde kontrol etmesi) sağlanmıştır. Eyleyici referansları için farklı genlikteki adımlardan oluşan testler tanımlanmış, bu testler için model içi çevrim uygulamasında elde edilen kontrolör parametreleri iyileştirilmiştir.

Bypass sisteminde ikinci olarak dış çevrim kontrolörleri test edilmiştir. Beşinci bölümde anlatıldığı gibi sadece dış çevrim kontrolörlerinin bypass edildiği uygulamada yaşanan problemden dolayı, dış çevrim kontrolörleri iç çevrim kontrolörleri ile birlikte bypass edilmiştir. Bu durumda hava yolu referansları için bypass sistemi tarafından okunan ECU'nun hesapladığı değerler kullanılmış, hava yolu ve eyleyici kontrol işaretleri bypass sisteminde hesaplanarak ECU'daki ilgili işaretlere yazılmıştır. Eyleyici referans değerleri olarak da adlandırılabilecek hava yolu kontrol işaretlerinin tekrar ECU'deki ilgili işarete yazılmasının nedeni ECU'nun diagnostik olarak hata durumuna geçmesini engellemektir. Böylelikle hava yolu ve eyleyicileri ECU'nun sözde kontrol etmesi sağlanmıştır. Hava yolu referanslarını etkileyebilmek amacıyla HIL simülatörü üzerinde motor devri ve gaz pedalı işaretleri için farklı sıra ve genlikteki, adım ve rampalardan oluşan testler tanımlanmış, bu testler için model içi çevrim uygulamasında elde edilen kontrolör parametreleri iyileştirilmiştir.

6.1 Mevcut Yöntemler

Hava yolu kontrolü konusunda literatürdeki çalışmalar ve mevcut ECU'daki algoritmalar incelenmiştir. Öne çıkan yaklaşımların, geleneksel yaklaşımlar ve modele dayalı yaklaşımlar olduğu görülmüştür. Ayrıca hava yolu referans işaretlerinin seçimi bir diğer farklılıktır.

Bu tez çalışmasında kontrol değişkenleri olarak geleneksel yöntemlerde kullanılan değişkenler alınmış, ancak kontrolör tasarımında sistem modellerinden yararlanılmıştır.

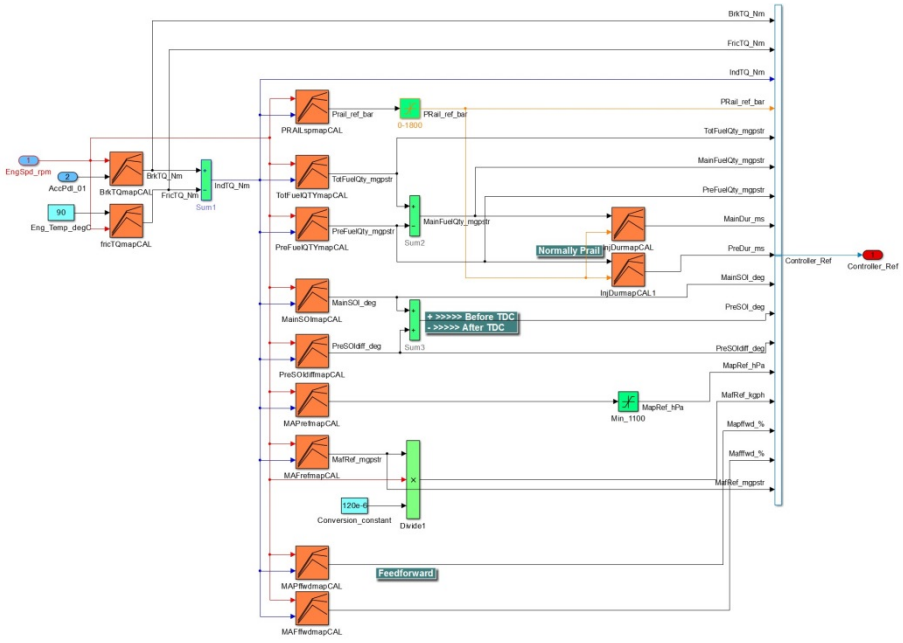
6.2 Basitleştirilmiş Hava ve Yakıt Yolu Referans Üretme Modeli

Dördüncü bölümde yazılım geliştirme V diyagramında anlatıldığı gibi geliştirme sürecinin önemli adımlarından bir tanesi, model içi çevrim uygulamasıdır. Model içi çevrim uygulamasında sistem modelleri ve kontrolör PC'de çalıştırılır. Bu tez kapsamında, üçüncü bölümde elde edilen sistem modellerinin yine MATLAB/Simulink ortamında geliştirilen kontrolörlerle bir arada çalıştırılması hedeflenmiştir. Ancak kontrolörler ile model içi çevrim testi yapabilmek için normal

çalışma koşullarında ECU'nun ürettiği hava yolu ve yakıt yolu referans işaretlerine ihtiyaç olmuştur.

Bu referanslar sürekli olarak aynı test ile çalışıldığı varsayılırsa doğrudan dinamometre ölçümlerinden beslenebilir. Ancak bu durumda kontrolör performansları, dinamometre ölçümleri olan testler dışındaki testler için gözlenemez. Kontrolör performanslarını daha iyi test edebilmek için adım ve rampalardan oluşan testlerin tanımlanması daha uygundur.

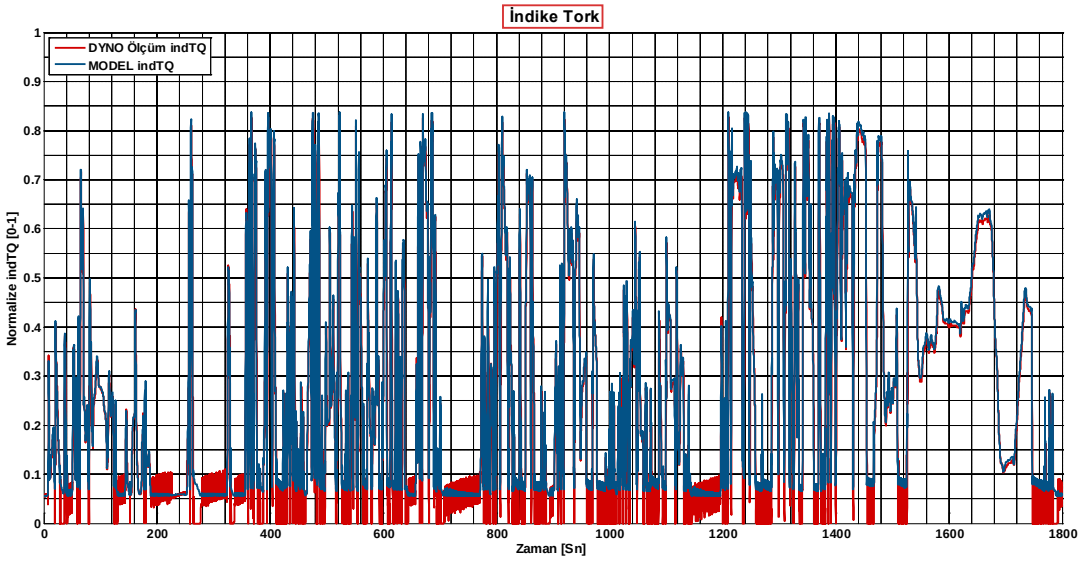
Bu amaçla ECU içerisinde oldukça karmaşık ve uzun algoritmalar yardımıyla hesaplanan referans değerlerinin, çok daha basit bir şekilde simulink ortamında nasıl hesaplanabileceği araştırılmıştır. Motor sıcaklığı sabit kabul edilerek ilk adımda motorun farklı çalışma koşullarına göre kullandığı referans kalibrasyon tablolarından sadece en çok kullanılanı seçilmiş, bu tablo çıkışlarını etkileyen bütün düzeltme terimleri ihmal edilmiştir. Sonuç olarak yalnızca motor devri ve gaz pedalı pozisyonuna göre değişen referans hesaplamaları için aşağıdaki simulink diyagramında görülebilecek hava ve yakıtyolu referans üretme modeli oluşturulmuştur. Bu modelde kullanılan parametreler ECU kalibrasyonunda yer alan tablo değerlerinden aynen kopyalanmıştır. Olası farklı ECU kalibrasyonları ile kolayca çalışabilmek amacıyla ECU kalibrasyon değerleri MATLAB'da yazılan fonksiyonlar yardımıyla ayrıştırılmış ve modele kalibrasyona bağlı dinamik terimler halinde girilmiştir.



Şekil 6.1 : Basitleştirilmiş hava ve yakıt yolu referans üretme modeli.

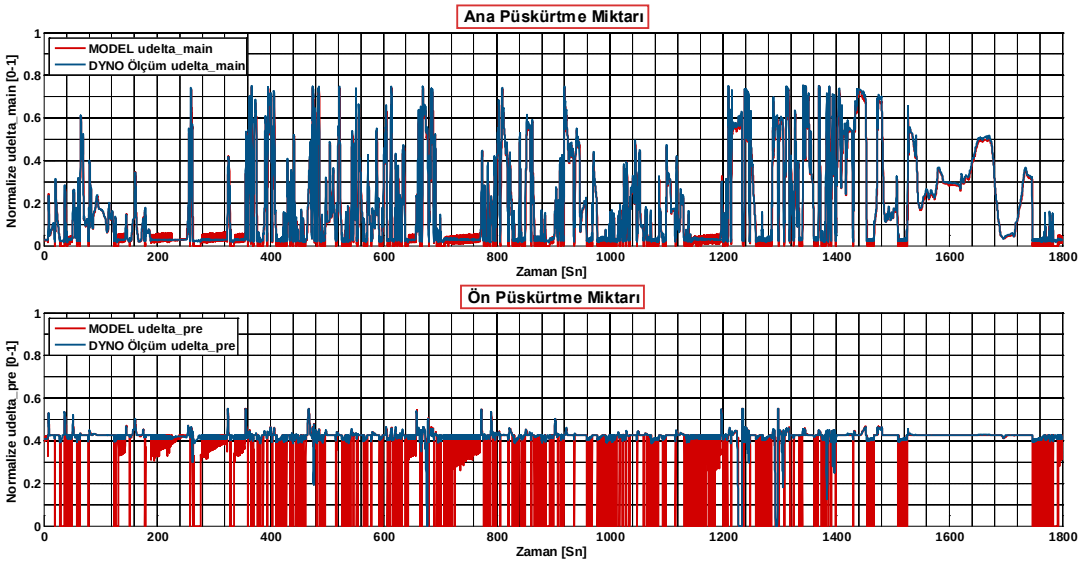
Yukarıdaki model yapısından da görülebileceği gibi ilk aşamada motor torku hesaplanmış ve sürtünme torku çıkarılarak, indike tork değerlerine geçilmiştir. Bundan sonraki referans haritaları ECU'da olduğu gibi motor devri ve indike torkun birer fonksiyonu olacak şekilde düzenlenmiştir. Püskürtme zamanlamaları hesaplanırken idealde ray basıncı değerlerinin kullanılması gerekirken, bu çalışmada ray basıncı kontrolü ile ilgilenilmeyeceği için ray basıncının referans değerleri kullanılmıştır. Model yapısına hava yolu kontrolü için etkin olan kompresör kütle akışı ve giriş manifoldu basıncına dair ileri besleme (feedforward) hesaplamaları da eklenmiştir. Manifold basıncına dair ileri besleme tablosu ECU kalibrasyonunda yer alırken, kompresör kütle akışı ileri besleme tablosu, ECU kontrol yapısı farklı olduğu için yer almamaktadır. Bu sebeple elde edilen modelde bu hesaplama için modelleme testinden elde edilmiş tablo kullanılmıştır.

Referans modeli doğruluğunu test etmek için sistem modellerinde doğrulama testi olarak kullanılan WHTC testinden yararlanılmıştır. Bu testin yapıldığı motor kalibrasyonu MATLAB ortamına aktarılmış, model girişleri WHTC testi ölçümlerinden motor devri ve gaz pedalı olacak şekilde modele beslenmiştir. Bu durumda tüm referans hesaplamalarında kullanılan indike tork değerleri dinamometre testi ile karşılaştırıldığında elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibidir.



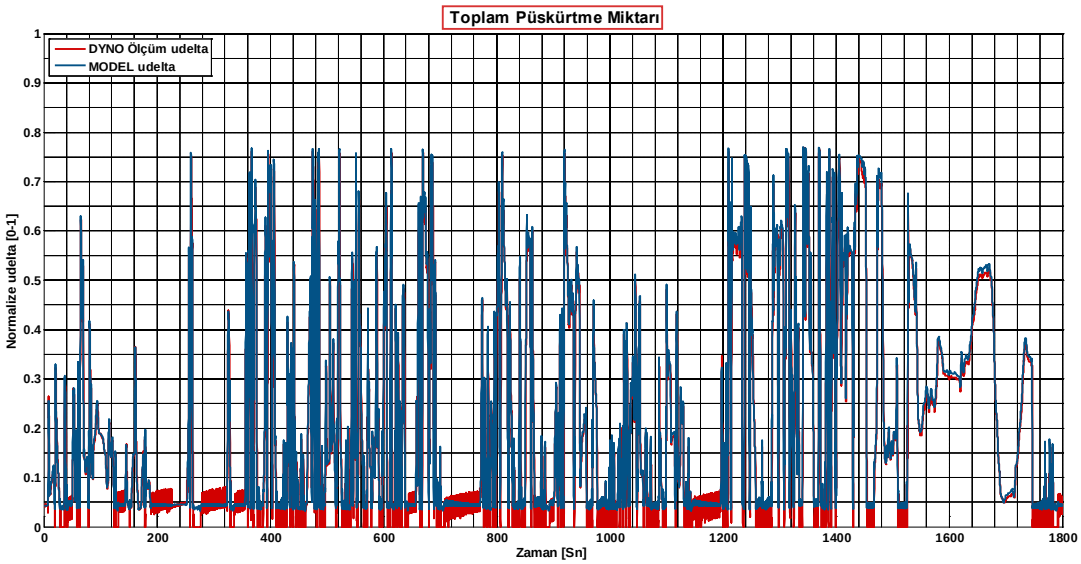
Şekil 6.2 : Doğrulama testi - basitleştirilmiş referans üretme modeli – indike tork.

İndike tork hesabından sonra püskürtülecek yakıt miktarları ön ve ana enjeksiyon olmak üzere hesaplanmış ve Şekil 6.3'deki sonuçlar elde edilmiştir.



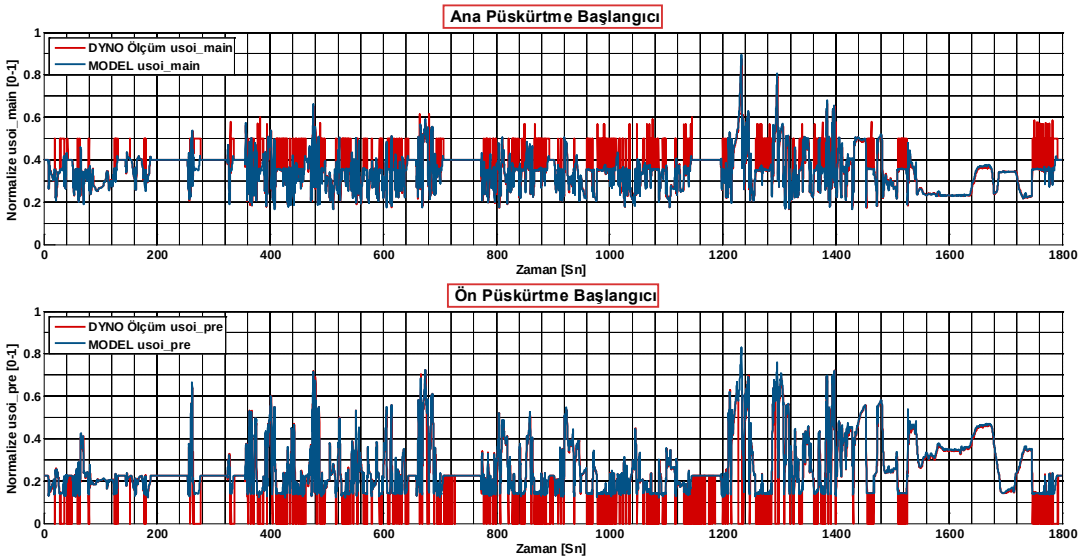
Şekil 6.3 : Doğrulama testi - basitleştirilmiş referans üretme modeli – ön ve ana püskürtme yakıt miktarı.

Hava yolu modelinde kullanılan toplam yakıt miktarı değişimi ise aşağıdaki gibi olmuştur.



Şekil 6.4 : Doğrulama testi - basitleştirilmiş referans üretme modeli – toplam yakıt miktarı.

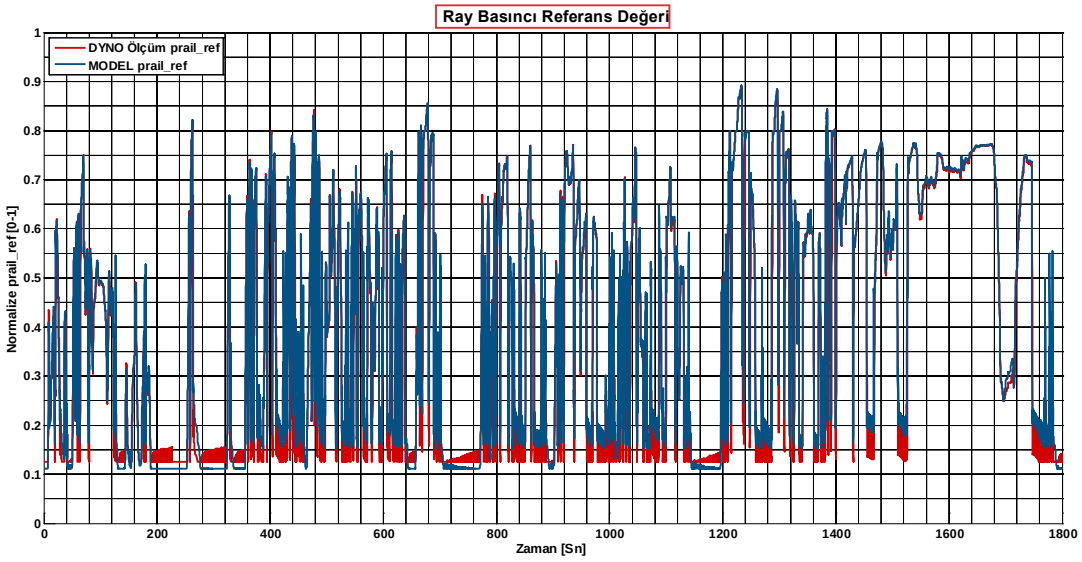
Püskürtülecek yakıtın silindirlerin üst ölü noktasına göre hangi krank açısında püskürtüleceğini gösteren SOI karşılaştırması ise Şekil 6.5'deki gibidir.



Şekil 6.5 : Doğrulama testi - basitleştirilmiş referans üretme modeli – ön ve ana yakıt püskürtme başlangıcı.

Grafikler normalize değerler cinsinden verildiği için tam anlaşılamasa da, ana püskürtme başlangıcının TDC'a göre pozitif ve negatif tarafta olabileceği unutulmamalıdır.

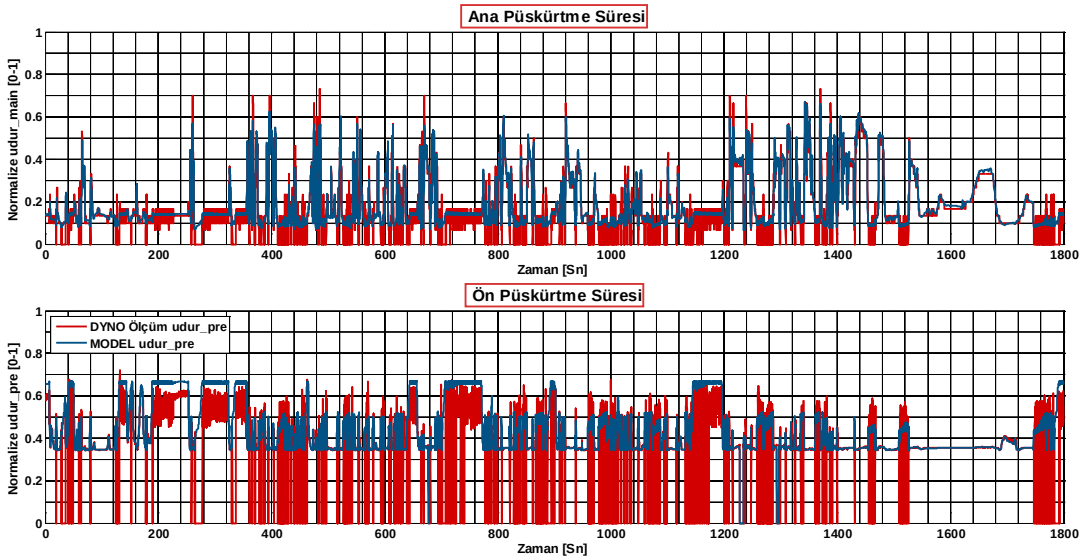
Basitleştirilmiş referans üretme modelinde sonraki aşamada, ray basıncı referans değerleri hesaplanmış ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 6.6 : Doğrulama testi - basitleştirilmiş referans üretme modeli – ray basıncı referansı.

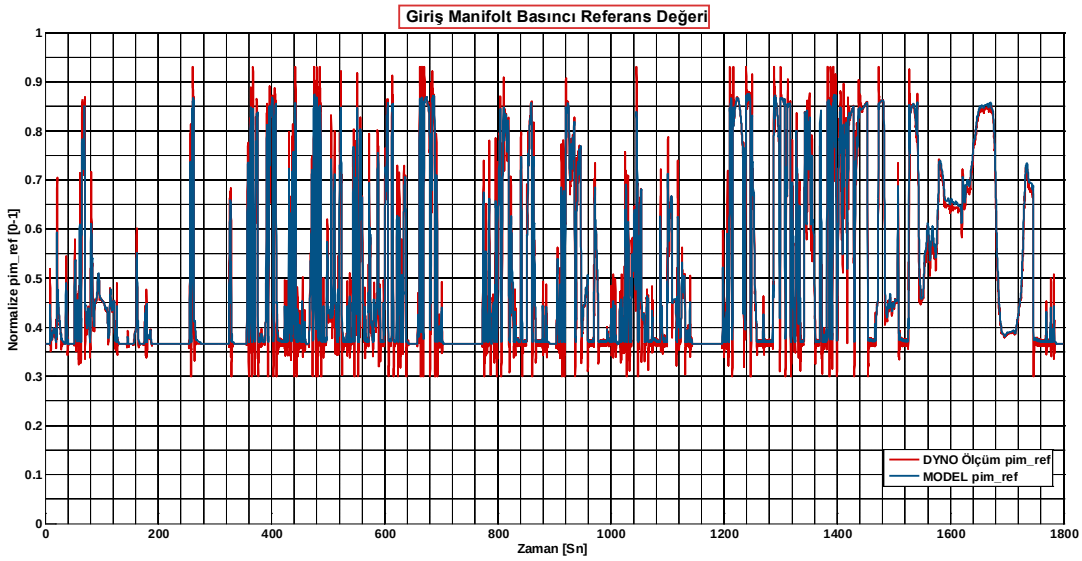
Enjeksiyon süresi hesaplaması ise önceki bölümlerde anlatıldığı gibi ray basıncı ve talep edilen yakıt miktarına bağladır. Ancak hem ray basıncı dinamiğinin çok hızlı oluşu, hem de bu tez kapsamında ray basıncı kontrolü ile ilgilenilmemesi nedeniyle

basitleştirmeye gidilmiş ve hesaplamalarda ray basıncı yerine ray basıncı referansları kullanılmıştır. Bu varsayımlarla elde edilen yakıt püskürtülme süreleri aşağıdaki gibidir.



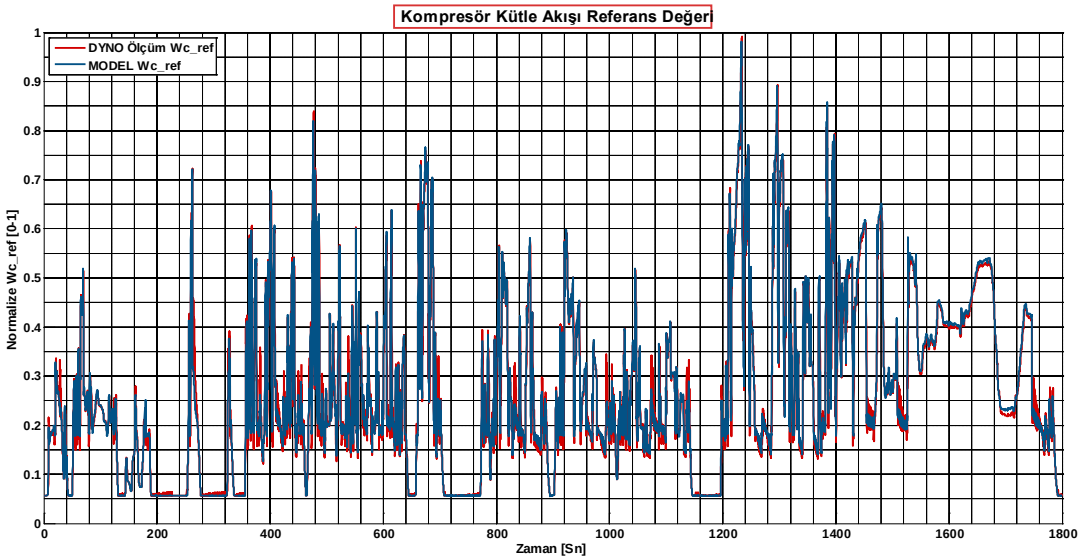
Şekil 6.7 : Doğrulama testi - basitleştirilmiş referans üretme modeli – ön ve ana enjeksiyon yakıt püskürtme süresi.

Referans üretme modelinde bir sonraki aşamada hava yolu referansları hesaplanmıştır. Giriş manifoldu basınç referansının gerçek ölçümlerle karşılaştırması aşağıdaki şekilde görülebilir.



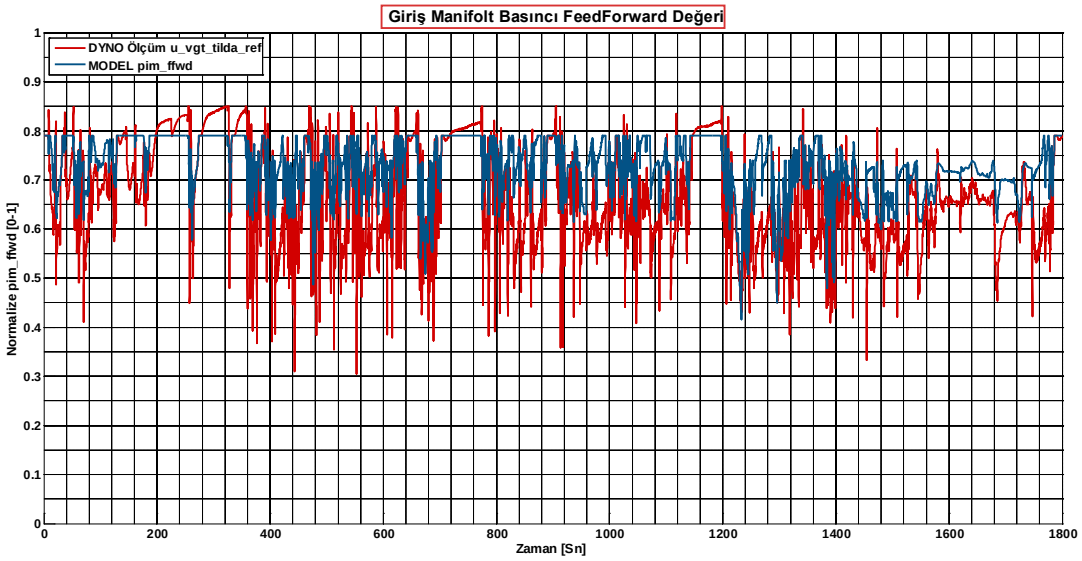
Şekil 6.8 : Doğrulama testi - basitleştirilmiş referans üretme modeli – giriş manifold basıncı referansı.

Diğer hava yolu referansı olan kompresör kütle akışı referans değişimi ise aşağıdaki gibidir.



Şekil 6.9 : Doğrulama testi - basitleştirilmiş referans üretme modeli – kompresör kütle akışı referansı.

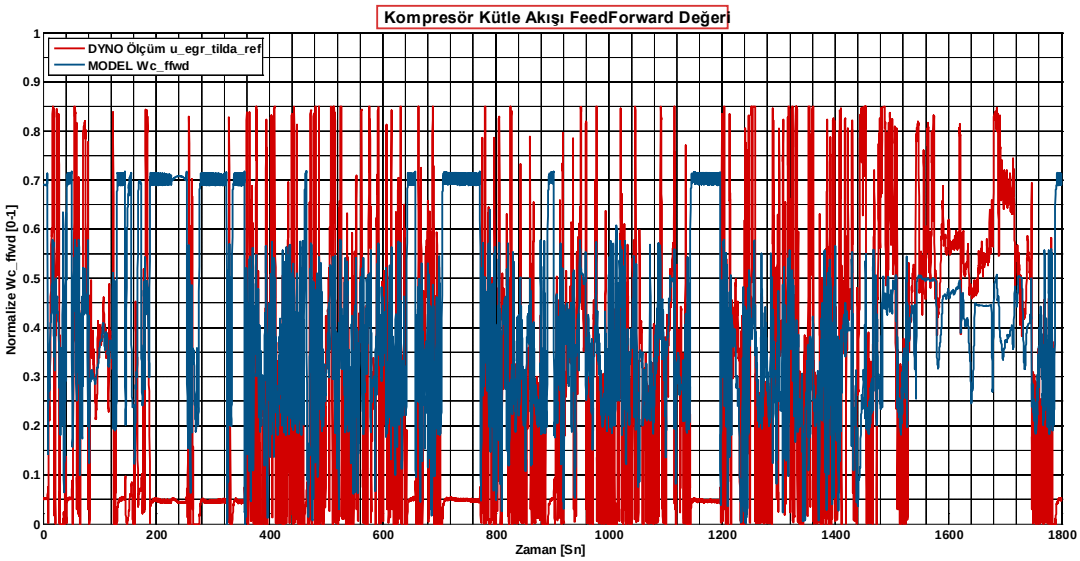
Hava yolu referanslarının hesaplanmasını takiben hava yolu kontrolü için kritik önemdeki ileri besleme terimleri hesaplanmıştır. Ancak ileri besleme terimlerine dair ölçümler doğrulama için kullanılan dinamometre testinde bulunmadığı için, bu terimlere dair hesaplamalar doğrulama testinde ölçümleri yer alan eyleyici pozisyon referansları ile karşılaştırılmıştır. Bu bilgilerden sonra giriş manifold basıncı ileri besleme terimi aşağıdaki gibi elde edilmiştir.



Şekil 6.10 : Doğrulama testi - basitleştirilmiş referans üretme modeli – giriş manifold basıncı ileri besleme terimi.

Kompresör kütle akışı ileri besleme tablosu ECU kalibrasyonunda yer almadığı için, modelleme testinden elde edilmiş tablo kullanılarak hesaplanan ileri besleme

teriminine dair EGR pozisyon referansı ile karşılaştırma sonuçları ise Şekil 6.11'de görülebilir.



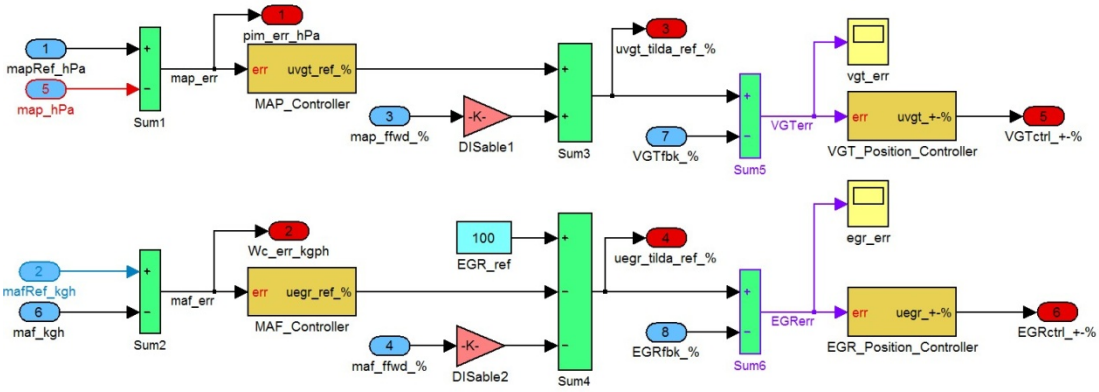
Şekil 6.11 : Doğrulama testi - basitleştirilmiş referans üretme modeli –kompresör kütle akışı ileri besleme terimi.

Tüm bu karşılaştırmalar sonucunda, model yapısında çok fazla sadeleştirme ve ihmal yapılmasına rağmen model içi çevrim çalışması yapılabilecek düzeyde referansların hesaplandığı görülmüştür. Karşılaştırmalarda en büyük farklılık rölanti kontrolörünün devreye girdiği bölgelerde gözlendiği için model içi çevrim testinde bu bölgeleri ihmal etmek gerektiği anlaşılmıştır.

6.3 Kontrolör Geliştirme

Hava yolu kontrolü, eyleyici pozisyon kontrollerini içeren iç çevrim ve hava yolu işaretlerinin kontrolünü içeren dış çevrim olarak gruplanabilir. Dış çevrimdeki kontrol değişkenleri, geleneksel yöntemlerde olduğu gibi giriş manifold basıncı (p_{im}) ve kompresör kütle akışı(W_c) olarak alınmıştır. Bu değişkenler için literatürde sıklıkla *map*(p_{im}) ve *maf*(W_c) kısaltmaları kullanılmaktadır.

map değişkeni temel olarak *VGT* eyleyicisi ile, *maf* değişkeni ise *EGR* eyleyicisi ile kontrol edilir. Manifold basıncını arttırmak için *VGT* açık konuma getirilir (arttırılır). Kütle akışı için ise *EGR* valfi ters etki eder, yani akışı arttırmak için *EGR* kapalı konuma (azaltılır) getirilir. Bu bilgilerden hareketle tez çalışmasında oluşturulan hava yolu kontrol sistemine dair simulink diyagramı aşağıda görülebilir.



Şekil 6.12 : Tezde kullanılan hava yolu kontrolör modeli.

6.3.1 Model içi çevrim uygulaması

Geliştirilen hava yolu kontrolörleri öncelikle model içi çevrim uygulamasında test edilmiştir. Bu testler sırasında kontrolör parametreleri, üretilen referansları sağlayacak şekilde ayarlanmıştır.

Kaskat yapıdaki kontrolörler için öncelikle daha hızlı olması gereken iç çevrim kontrolörlerinin parametreleri ile ilgilenilmiştir.

6.3.2 İç çevrim – pozisyon kontrolü

Eyleyici pozisyon kontrolleri için daha karmaşık modele sahip olan EGR valfi baz alınmış, aşağıda görülebileceği gibi çatırtısız kayan modlu (sliding mode controller - SMC) kontrolör yapısı geliştirilmiştir. VGT pozisyon kontrolü de benzer şekilde, aynı kontrolör yapısı ile kontrolör parametreleri değiştirilerek gerçekleştirilmiştir. Bu sebeple SMC denklemleri EGR valfine göre verilmiştir.

6.3.2.1 Çatırtısız kayan modlu kontrolör

EGR sistemi bir dış bozucu(yük ve sürtünme etkileri) ve bilinmeyen veya değişen parametreleriyle genel bir hareket kontrol sistemi çerçevesinde ele alınabilir. Kontrol sistemi eşleme koşulları (*matching conditions*) aşağıda görüldüğü gibi sağlanmaktadır (Gökaşan ve diğ., 1998);

$$\frac{d\theta_y(t)}{dt} = \omega_y(t) \tag{6.1}$$

$$\frac{d\omega_y(t)}{dt} = \underbrace{-\frac{K_t K_b n^2}{R_a J_{top}}}_{a_1}\omega_y(t) \underbrace{-\frac{K r^2}{J_{top}}}_{a_2}\theta_y(t) \underbrace{-\frac{1}{J_{top}} T_{yük}(t)}_{d(t)} \underbrace{-\frac{K_t E n}{R_a J_{top}}}_{-b} u(t) \tag{6.2}$$

$T_{yük}$ ifadesi tüm yük etkilerini (sürtünme, aerodinamik etkiler ve modellenmiş ve/veya modellenmemiş tüm lineer olmayan bozucu büyüklükler) içermektedir.

Tüm bu bozucular altında valfin verilen bir referans konum değerini izlemesi için en uygun kontrol yöntemlerinden biri kayan modlu kontroldür (sliding mode control) (Gökaşan ve diğ., 1998).

s terimi ile gösterilen sliding manifold, aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$s = \dot{e} + C\,e \tag{6.3}$$

Bu eşitlikteki *e* konum hatası tanımı, θ_y^{ref} referans konum yörüngesini göstermek üzere,

$$e = \theta_y^{ref} - \theta_y \tag{6.4}$$

şeklinde ifade edilir. $\dot{e}$ açısal hız hatası ise,

$$\dot{e} = \omega_y^{ref} - \omega_y \tag{6.5}$$

eşitliği ile tanımlanır. Buradaki ω_y^{ref} terimi referans açısal hız yörüngesini göstermektedir. 6.3 eşitliğindeki *C* terimi ise pozitif skalar katsayıdır.

Kontrol kuralının elde edilmesi için Lyapunov kararlılık kriterinden yararlanılır. Bu amaçla bir aday Lyapunov fonksiyonu aşağıdaki biçimde seçilir:

$$V = \frac{1}{2}s^2 > 0 \tag{6.6}$$

Kararlılık için Lyapunov fonksiyonunun türevinin negatif tanımlı olması istenir.

$$\dot{V} = s\,\dot{s} < 0 \tag{6.7}$$

Negatifliği sağlamak amacıyla, *D* pozitif tanımlı bir büyüklük olmak üzere

$$\dot{V} = s\,\dot{s} = -D\,s^2 \tag{6.8}$$

yazılabilir. Buradan,

$$\dot{s} + D\,s = 0 \tag{6.9}$$

elde edilir. Bu eşitlikteki s'nin türevi 6.3 eşitliğindeki s tanımı kullanılarak aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{s} = \ddot{e} + C\,\dot{e} = \dot{\omega}_y^{ref} - \dot{\omega}_y + C\,\dot{e} \tag{6.10}$$

6.2 denklemi 6.10'da yerine yazılırsa, aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\dot{s} = \dot{\omega}_y^{ref} + C\,\dot{e} + a_1\,\omega_y + a_2\,\theta_y + d - b\,u \tag{6.11}$$

Bu eşitlikte $\dot{s} = 0$ yapan kontrol işareti, eşdeğer kontrol işareti olarak adlandırılır ve şu şekilde hesaplanır:

$$u_{eq} = \frac{\dot{\omega}_y^{ref} + C\,\dot{e} + a_1\,\omega_y + a_2\,\theta_y + d}{b} \tag{6.12}$$

6.12 denklemi 6.11'de yerine yazılarak,

$$\dot{s} = b\left(u_{eq} - u\right) \tag{6.13}$$

ifadesi elde edilir. 6.13'de bulunan ifade 6.9'da yerine yazılırsa,

$$b\left(u_{eq} - u\right) + D\,s = 0 \tag{6.14}$$

eşitliğine ulaşılır.

6.13 ve 6.14 eşitlikleri geriye doğru fark denklemi kullanılarak ayrıklaştırılır ve T, k ve k-1 anları arasındaki adım süresi olmak üzere aşağıdaki ifadeler elde edilir:

$$\frac{s(k) - s(k-1)}{T} = b\left[u_{eq}(k-1) - u(k-1)\right]$$
$$b\left[u_{eq}(k) - u(k)\right] + D\,s(k) = 0 \tag{6.15}$$

6.15 denklemleri eşdeğer kontrol baz alınarak düzenlenirse,

$$u_{eq}(k-1) = u(k-1) + \frac{s(k) - s(k-1)}{b\,T} \tag{6.16}$$

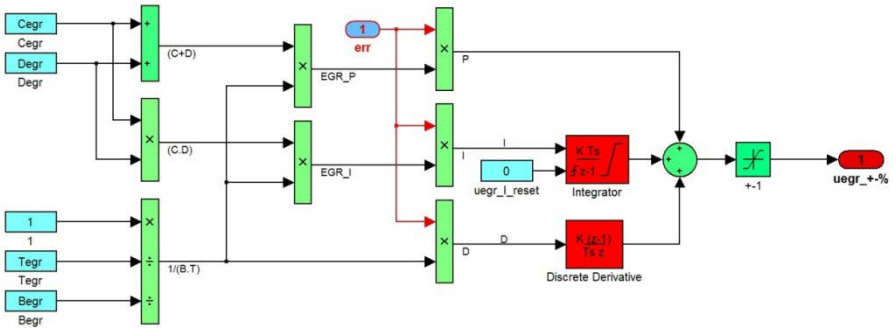
$$u_{eq}(k) = u(k) + D\,\frac{s(k)}{b} \tag{6.17}$$

elde edilen 6.16 ve 6.17 denklemlerinde verilen eşdeğer kontrol değerleri, eşdeğer kontrolun bir ortalama değer olması ve iki adım arasının da günümüz hesaplayıcılarında çok küçük olması nedeniyle yapılan bir yaklaşımla eşit kabul edilebilir:

$$u(k) = u(k-1) + \frac{(1-DT)s(k) - s(k-1)}{bT} \qquad \textbf{(6.18)}$$

Elde edilen kontrol işareti, sistemi sliding manifolda oturtup orada tutacaktır. Kontrolörün 2 kontrol parametresi söz konusudur. Bunlardan D (eşitlik 6.18) durumların kayan yüzeye olan yaklaşma hızını belirler. C (s tanımı - eşitlik 6.3) ise bu yüzey üzerinde tutan parametredir. Elde edilen kontrol algoritması çatırtısız bir kontrol sağlar. Bunun anlamı dayanıklılığının alışılagelmiş kayan modlu kontrolörlere göre daha düşük olmasıdır.

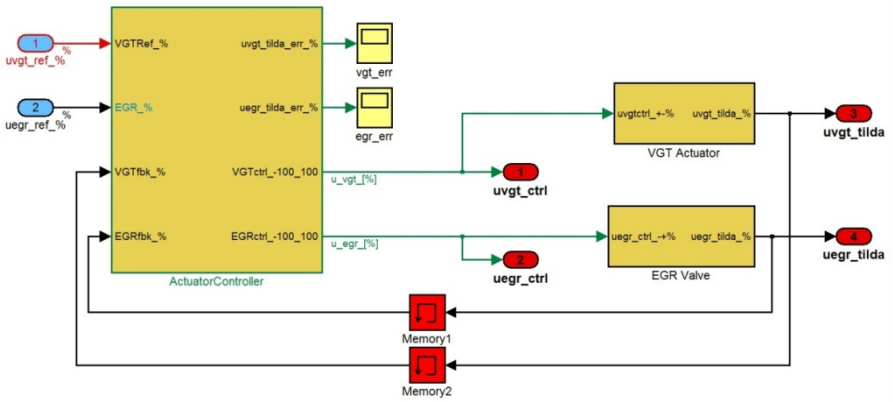
Gelinen bu noktada B terimi eyleyici modellerinden gelmek üzere aşağıdaki kontrol yapısına ulaşılmıştır.



Şekil 6.13 : Tezde eyleyici pozisyon kontrolünde kullanılan çatırtısız kayan modlu kontrolör modeli.

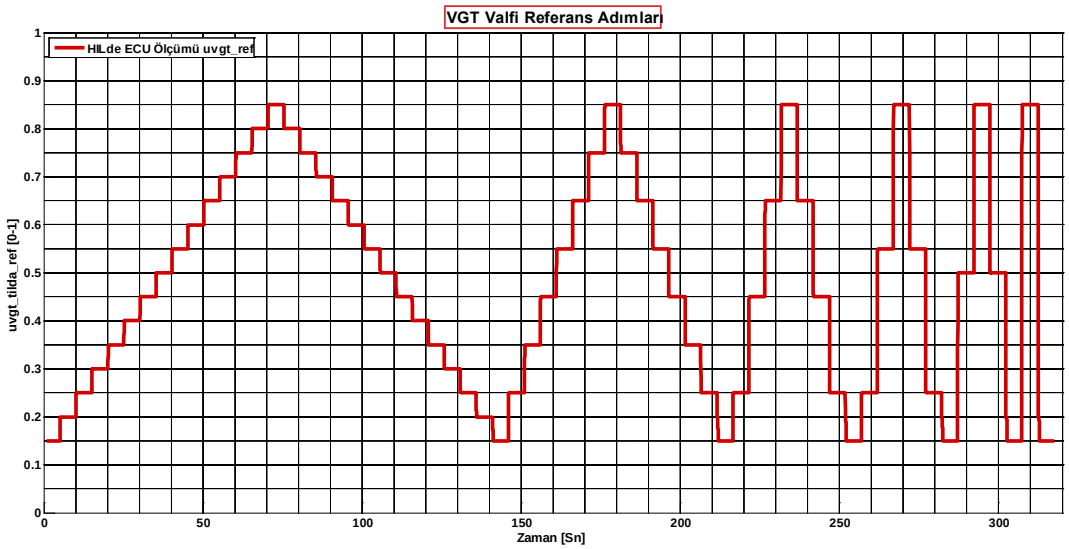
6.3.2.2 Eyleyici pozisyon kontrolörleri

İç çevrim eyleyici pozisyon kontrolleri için yalnızca eyleyici modelleri ve kontrolörlerinin bulunduğu model yapısı ile çalışmak yeterlidir. Aşağıdaki MATLAB/Simulink diyagramında görülebileceği gibi, üçüncü bölümde elde edilen eyleyici modelleri, ayrıntıları anlatılan SMC kontrolörlere bağlanmıştır.

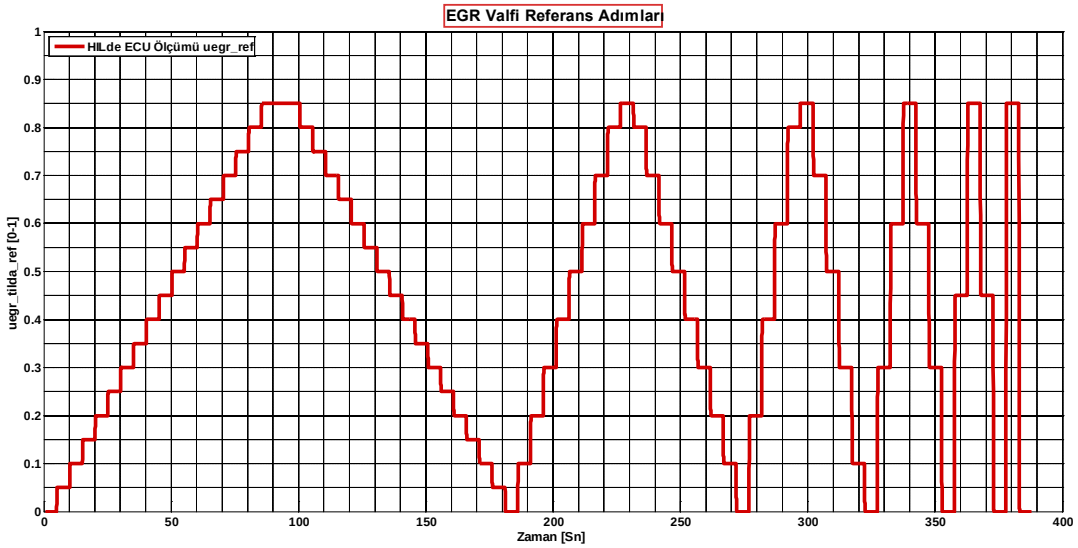


Şekil 6.14 : Tezde kullanılan eyleyici kontrolörü – model içi çevrim yapısı.

Kontrolör katsayılarını belirlemek amacıyla her iki eyleyici için referans adımlarından oluşan testler tanımlanmış ve bu testler öncelikle mevcut ECU'nun kontrol ettiği HIL simülatöründe ayrı ayrı koşulmuştur. Eyleyiciler için belirlenen testler, aşağıda görülebilir.



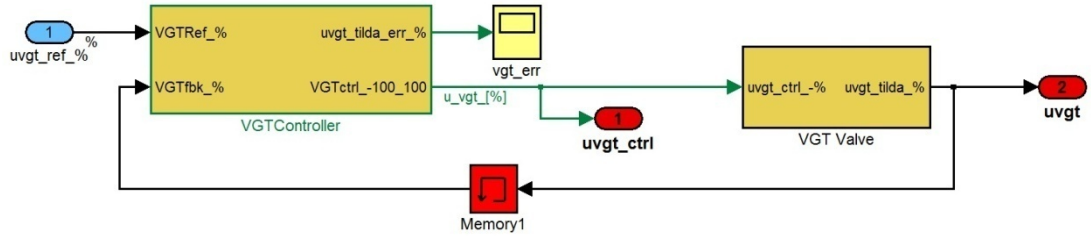
Şekil 6.15 : Eyleyici kontrolör parametrizasyonunda kullanılan VGT testi.



Şekil 6.16 : Eyleyici kontrolör parametrizasyonunda kullanılan EGR testi.

Eyleyici valf pozisyon kontrolleri birbirlerinden bağımsız olmasına rağmen belirlenen test süreleri farklı olduğu için valf kontrolörleri ayrı ayrı test edilmiştir.

Öncelikle, VGT valf kontrolörü için model yapısı aşağıdaki Simulink diyagramında görülebilecek çevrim içi model uygulaması yapılmıştır.



Şekil 6.17 : VGT pozisyon kontrolörü - model içi çevrim yapısı.

Bu uygulamada SMC kontrolör parametrelerinin ayarlanabilmesi amacıyla probleme, optimizasyon problemi şeklinde yaklaşılmıştır (Wahlstrom ve diğ., 2005).

$$Q = \lfloor C_{vgt}, D_{vgt} \rfloor \tag{6.19}$$

olmak üzere, minimize edilmek istenen V amaç ölçütü,

$$\begin{aligned} &\min V(Q) \\ &Q > 0 \end{aligned} \tag{6.20}$$

şeklindedir ve tanımı aşağıdaki gibidir.

$$V(Q) = \sum_{i=1}^{N} \left(\frac{err_{uvgt_pos}(t_i, Q)}{u_{vgt_posNorm}} \right)^2 \tag{6.21}$$

Burada, t_i i. örneğin alındığı zamanı gösterir. Ayrıca pozisyon hatası,

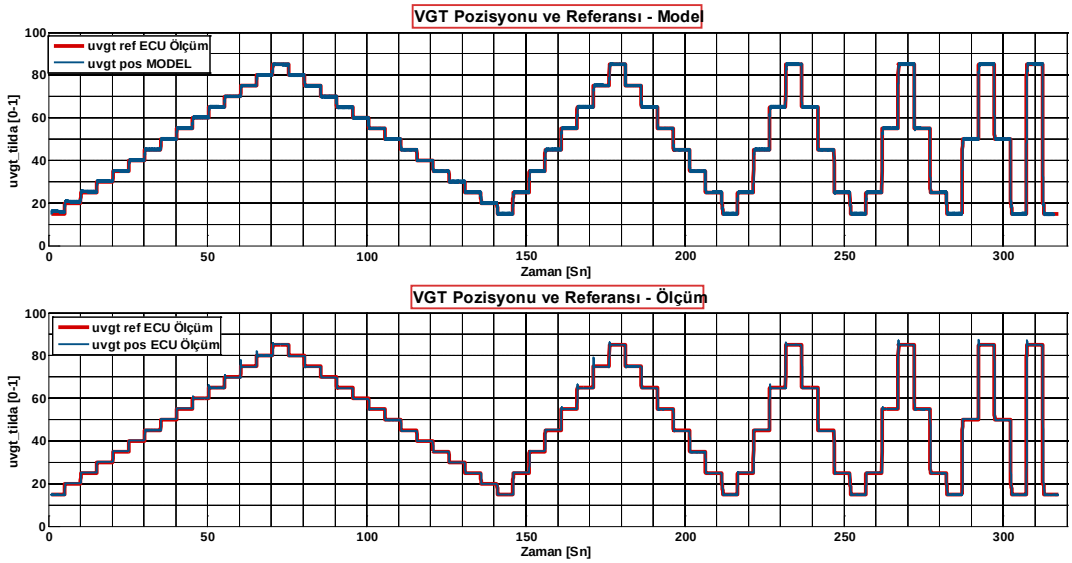
$$err_{uvgt_pos}(ti, Q) = u_{vgt_ref}(ti, Q) - u_{vgt_pos}(ti, Q) \tag{6.22}$$

denklemi ile tanımlanır.

Verilen amaç ölçütünün minimizasyonu MATLAB “Simulink Design Optimization - Parameter Estimation Toolbox” kullanılarak gerçekleştirilmiş ve kontrolör parametreleri ayarlanmıştır.

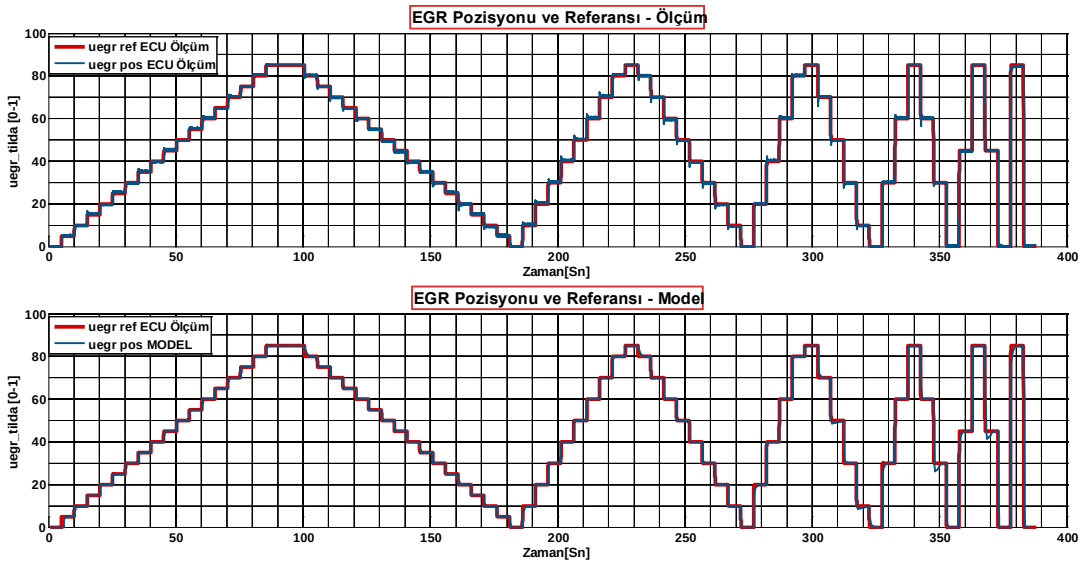
Aşağıdaki grafikte bulunan kontrolör parametreleri ile koşulmuş model içi çevrim test sonuçları incelenebilir. Bu grafiğin üst tarafında verilen referanslara karşı geliştirilen SMC kontrolörlerinin kontrolündeki VGT valf model sonuçları görülmektedir. Alt tarafta ise VGT valfini HIL simülatöründe ECU’nun kontrol ettiği durumdaki VGT referans ve ölçümleri gösterilmiştir. Grafikten anlaşılacağı gibi geliştirilen kontrolörle, geliştirme seviyesi kalibrasyona sahip ticari ECU ile benzer referans takipleri başarılmıştır.

Mevcut ECU'nun içerisinde aynı amaç için kullanılan parametre sayısının birkaç binden fazla olduğu düşünüldüğünde, geliştirilen kontrolörler sayesinde kontrolün, çok daha az kontrol parametresi ile gerçekleştirilebilmesi önemli bir başarıdır.



Şekil 6.18 : Geliştirilen SMC VGT pozisyon kontrolörü – model içi çevrim sonuçları.

EGR valf pozisyon kontrolörü için de benzer çevrim içi model uygulaması yapılmıştır. Yine benzer şekilde oluşturulan amaç ölçütünün optimizasyonu sonucunda, geliştirilen SMC kontrolörü ile elde edilen sonuçlar aşağıda görülebilir.



Şekil 6.19 : Geliştirilen SMC EGR pozisyon kontrolörü – model içi çevrim sonuçları.

VGT pozisyon kontrolörü için yapılan yorumlar, EGR pozisyon kontrolörü için de geçerlidir. Olası eyleyici modelleme hatalarına karşı kontrolörlerin gerçek eyleyicilerle test edilmeleri önemlidir.

Eyleyici pozisyon kontrolörlerini içeren iç çevrim kontrolü tamamlandıktan sonra dış çevrime geçilmiştir.

6.3.3 Dış çevrim

THR valfinin sürekli olarak tam açık konumda çalıştığı varsayımıyla, EGR ve VGT'nin konum kontrol referans değerleri, sırasıyla $MAF(W_c)$ ve $MAP(p_{im})$ kontrolörleri tarafından oluşturulmaktadır. Kontrol algoritmaları modele dayalı olarak, dayanıklı kontrol yapısında elde edileceklerdir. Bu amaçla kullanılacak modeller, hava yolu modelleridir. Kullanılan model denklemleri şu şekildedir;

$$\frac{d}{dt}p_{im} = \frac{R_{air}T_{im}}{V_{im}}\left(W_c + W_{egr} - W_{ei}\right) \tag{6.23}$$

$$\frac{d}{dt}p_{em} = \frac{R_{eg}T_{em}}{V_{em}}\left(W_{eo} - W_t - W_{egr}\right) \tag{6.24}$$

Bu modellerde yer alan ifadeler için, modelde yer alan denklemlerden hareketle kontrol açısından bazı kabuller yapılmış, denklemler basitleştirilerek düzenlenmiştir. Bu düzenlemelerde izlenen yol şu şekilde olmuştur:

- Sabitler bir araya toplanıp denklemlerde sadece bir katsayı ile gösterilmiş, böylece kontrol amacıyla yapılan düzenlemede denklemlerin daha basit yapıda görülebilmelerine dikkat edilmiştir.
- Ölçülen değişkenler bir araya toplanmış, kontrolde baz teşkil edecek olan giriş büyüklükleri ve durumların açık olarak ifade edilmesi sağlanmıştır.

Modelde yer alan ifadeler ve yapılan düzenlemeler sonucunda daha sade bir biçimde oluşturulan durumlar aşağıda verilmiştir. Bu amaçla öncelikle 6.23 ve 6.24'de kullanılan ifadeler verilmiş, daha sonra ise yapılan düzenlemeler gösterilmiştir. 3.11 ve 3.12 eşitlikleri düzenlenirse aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$W_{ei} = \frac{p_{im}\,n_e V_d}{120 R_{air} T_{im}}\left(c_{vol1}\sqrt{p_{im}} + c_{vol2}\sqrt{n_e} + c_{vol3}\right) = \left(k_{e1}(n_e)\sqrt{p_{im}} + k_{e2}(n_e)\right)p_{im} \tag{6.25}$$

$$W_f = \frac{10^{-6}}{120} u_\delta n_e n_{cyl} \tag{6.26}$$

$$W_{eo} = W_f + W_{ei} \tag{6.27}$$

3.46 ve 3.47 eşitlikleri düzenlenirse, aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$W_t = \frac{A_{vgt\max}\, p_{em} \sqrt{1-\left(\frac{p_t}{p_{em}}\right)^{Kt}}\, f_{vgt}(\theta_{vgt})}{\sqrt{T_{em} R_{eg}}} = k_t(T_{em}, p_{em}, p_t)\; f_{vgt}(\theta_{vgt}) \tag{6.28}$$

Bu eşitliklerdeki T_{em}, p_{em} ve p_t ölçülen büyüklüklerdir. Buna karşılık $f_{vgt}(\theta_{vgt})$ değeri, 3.49 eşitliği yardımıyla aşağıdaki gibi bulunur.

$$f_{vgt}(\theta_{vgt}) = c_{f2} + c_{f1}\sqrt{1-\left(\frac{\theta_{vgt} - c_{vgt2}}{c_{vgt1}}\right)^2} \tag{6.29}$$

3.73 , 3.74 ve 3.75 eşitlikleri düzenlenirse;

$$W_{egr} = \underbrace{\frac{A_{egr\max}\sqrt{\frac{2K_{eg}}{K_{eg}-1}}}{\sqrt{T_{em}R_{eg}}}}_{\alpha_1}\; p_{em} \underbrace{\left(\frac{p_{im}}{p_{em}}\right)^{\left(1/K_{eg}\right)}\sqrt{1-\left(\frac{p_{im}}{p_{em}}\right)^{\left(K_{eg}-1/K_{eg}\right)}}}_{\eta_3}\; f_{egr}(\theta_{egr}) \tag{6.30}$$

$$= \alpha_1(T_{em})\, p_{em}\, \eta_3(p_{im}, p_{em})\, f_{egr}(\theta_{egr})$$

eşitliğine ulaşılır. $f_{egr}(\theta_{egr}) \approx k_{egr}\,\theta_{egr}$ alınırsa,

$$W_{egr} = k_{egr}\,\alpha_1\, p_{em}\,\eta_3\,\theta_{egr} \tag{6.31}$$

eşitliği elde edilir.

Kontrol için W_c (*MAF*) ve p_{im} (*MAP*) ifadelerine ihtiyaç vardır.

Bu amaçla 6.23 denklemi sürekli rejim durumunda:

$$W_c = W_{ei} - W_{egr} \tag{6.32}$$

olarak yazılabilir.

Bu eşitlikte, 6.25'de elde edilen W_{ei} ifadesi yerine koyularak eşitlik aşağıdaki şekle dönüştürülebilir:

$$W_c = \left(k_{e1}\sqrt{p_{im}} + k_{e2}\right)p_{im} - W_{egr} \tag{6.33}$$

n_e motor devrinin her bir örnekleme adımı için yavaş değiştiği varsayılıp ($\dot{n}_e \cong 0$), 6.33 denklemi zamana göre türetilirse:

$$\dot{W}_c = \left(\frac{3}{2} k_{e1} \sqrt{p_{im}} + k_{e2} \right) \dot{p}_{im} - \dot{W}_{egr} \tag{6.34}$$

eşitliği elde edilir. 6.23 ve 6.24 denklemi aşağıdaki gibi sadeleştirilebilir.

$$\dot{p}_{im} = k_{im} \left(W_c + W_{egr} - W_{ei} \right) \tag{6.35}$$

$$\dot{p}_{em} = k_{em} \left(W_{ei} + W_f - W_{egr} - W_t \right) \tag{6.36}$$

6.36 denklemi aşağıdaki gibi düzenlenir ve 6.35 denklemine yerleştirilirse;

$$W_{egr} - W_{ei} = W_f - W_t - \frac{\dot{p}_{em}}{k_{em}} \tag{6.37}$$

$$\dot{p}_{im} = k_{im} \left(W_c + W_f - W_t - \frac{\dot{p}_{em}}{k_{em}} \right) \tag{6.38}$$

eşitlikleri elde edilir. 6.38 denkleminde yer alan W_t ifadesi için, 6.28 denkleminin aşağıdaki gibi verilen düzenlenmiş hali kullanılır.

$$W_t = k_t \left(T_{em}, p_{em}, p_t \right) \underbrace{f_{vgt}(\theta_{vgt})}_{u_{vgt}} = k_t \, u_{vgt} \tag{6.39}$$

$$\dot{p}_{im} = k_{im} \left(W_c + W_f - \frac{\dot{p}_{em}}{k_{em}} \right) - k_{im} \, k_t \, u_{vgt} \tag{6.40}$$

Diğer taraftan *MAF* denklemi olan 6.34, kontrolde kullanılmak üzere 6.38 denklemi gibi düzenlenirse,

$$\dot{W}_c = \left(\frac{3}{2} k_{e1} \sqrt{p_{im}} + k_{e2} \right) \dot{p}_{im} - \underbrace{\dot{W}_{egr}}_{u_{egr}} \tag{6.41}$$

denklemi elde edilir.

6.38 ve 6.41 denklemlerinin aşağıdaki düzenlenmiş halleri ile dış çevrimde kontrol edilecek olan *MAF* ve *MAP* denklemleri aşağıdaki biçimde oluşturulur.

$$\dot{p}_{im} = k_{im} \, W_c + k_{im} \left(W_f - \frac{\dot{p}_{em}}{k_{em}} \right) + - k_{im} \, k_t \, u_{vgt} \tag{6.42}$$

$$\dot{W}_c = \left(\frac{3}{2} k_{e1} \sqrt{p_{im}} + k_{e2} \right) \dot{p}_{im} - u_{egr} \tag{6.43}$$

6.42 denklemi 6.43 denkleminde yerine yazılıp, denklem yeniden düzenlendiğinde aşağıdaki ifadeler elde edilir:

$$\dot{W}_c = \underbrace{\left(\frac{3}{2}k_{e1}\sqrt{p_{im}} + k_{e2}\right)}_{\eta_1}\left[k_{im}W_c + k_{im}\left(W_f - \frac{\dot{p}_{em}}{k_{em}}\right) - k_{im}\,k_t\,u_{vgt}\right] - u_{egr} \qquad \textbf{(6.44)}$$

$$\dot{W}_c = k_{im}\,\eta_1 W_c + k_{im}\,\eta_1\left(W_f - \frac{\dot{p}_{em}}{k_{em}}\right) - \underbrace{k_{im}\,k_t\,\eta_1\,u_{vgt} - u_{egr}}_{u_c} \qquad \textbf{(6.45)}$$

$$\dot{W}_c = k_{im}\,\eta_1 W_c + k_{im}\,\underbrace{\eta_1\left(W_f - \frac{\dot{p}_{em}}{k_{em}}\right)}_{\eta_2} + u_c \qquad \textbf{(6.46)}$$

Her iki ifade içerisinde çok sayıda lineer olmayan terim yer almaktadır. Ayrıca istenen referans değerlerin izlenmesini engelleyecek olan bozucu girişler, modellenmemiş büyüklükler ve parametre değişimlerine karşı dayanıklı kontrol yöntemi kullanılacaktır. Bunun için kullanılacak yöntem çatırtısız kayan modlu kontrol yöntemi olup iç çevrimde kullanılan yöntemle çıkartılacaktır.

Önce sliding manifoldlar aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$s_{im} = \Gamma_{im}\,e_{im} = \Gamma_{im}\left(p_{im}^{ref} - p_{im}\right) \qquad \textbf{(6.47)}$$

$$s_c = \Gamma_c\,e_c = \Gamma_c\left(W_c^{ref} - W_c\right) \qquad \textbf{(6.48)}$$

Pozitif tanımlı Lyapunov fonksiyonlarından hareketle aşağıdaki ifadeler oluşturulur:

$$V_{im} = \frac{1}{2}s_{im}^2 > 0\,, \qquad V_c = \frac{1}{2}s_c^2 > 0 \qquad \textbf{(6.49)}$$

Kararlılık için Lyapunov fonksiyonunun türevinin negatif tanımlı olması istenir.

$$\dot{V}_{im} = s_{im}\,\dot{s}_{im} < 0\,, \qquad \dot{V}_c = s_c\,\dot{s}_c < 0 \qquad \textbf{(6.50)}$$

Negatifliği sağlamak amacıyla, D_{im} *ve* D_c pozitif tanımlı büyüklükler olmak üzere

$$\dot{V}_{im} = s_{im}\,\dot{s}_{im} = -D_{im}\,s_{im}^2\,, \qquad \dot{V}_c = s_c\,\dot{s}_c = -D_c\,s_c^2 \qquad \textbf{(6.51)}$$

yazılabilir. Buradan,

$$\dot{s}_{im} + D_{im}\,s_{im} = 0\,, \qquad \dot{s}_c + D_c\,s_c = 0 \qquad \textbf{(6.52)}$$

ifadeleri elde edilir. Bu ifadelerdeki *s* terimlerinin türevi yukarıdaki *s* tanımları kullanılarak aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{s}_{im} = \Gamma_{im}\ \dot{e}_{im} = \Gamma_{im}\left(\dot{p}_{im}^{ref} - \dot{p}_{im}\right), \qquad \dot{s}_c = \Gamma_c\ \dot{e}_c = \Gamma_c\left(\dot{W}_c^{ref} - \dot{W}_c\right) \tag{6.53}$$

6.42 ve 6.46 denklemleri 6.53'de yerine koyularak aşağıdaki ifadeler elde edilebilir:

$$\dot{s}_{im} = \Gamma_{im}\left[\dot{p}_{im}^{ref} - k_{im} W_c - k_{im}\left(W_f - \frac{\dot{p}_{em}}{k_{em}}\right) + k_{im}\, k_t\, u_{vgt}\right] \tag{6.54}$$

$$\dot{s}_c = \Gamma_c\left[\dot{W}_c^{ref} - k_{im}\eta_1 W_c - k_{im}\eta_1\eta_2 - u_c\right] \tag{6.55}$$

Bu ifadelerdeki $\dot{s}_{im} = 0$ ve $\dot{s}_c = 0$ yapan kontrol işareti, eşdeğer kontrol işareti olarak adlandırılır ve aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$u_{(vgt)eq} = \frac{-\dot{p}_{im}^{ref} + k_{im} W_c + k_{im}\left(W_f - \dfrac{\dot{p}_{em}}{k_{em}}\right)}{k_{im}\, k_t} \tag{6.56a}$$

$$u_{(c)eq} = \dot{W}_c^{ref} - k_{im}\eta_1 W_c - k_{im}\eta_1\eta_2 \tag{6.56}$$

6.56 ve 6.56a eşitlikleri, 6.54 ve 6.55 eşitliklerinde yerine yazılarak:

$$\dot{s}_{im} = \Gamma_{im}\, k_t\, k_{im}\left(-u_{(vgt)eq} + u_{vgt}\right), \qquad \dot{s}_c = \Gamma_c\left(u_{(c)eq} - u_c\right) \tag{6.57}$$

eşitlikleri elde edilir. Bu eşitlikler, 6.52 eşitliklerinde yerine koyularak,

$$\Gamma_{im}\, k_t\, k_{im}\left(-u_{(vgt)eq} + u_{vgt}\right) + D_{im}\, s_{im} = 0, \qquad \Gamma_c\left(u_{(c)eq} - u_c\right) + D_c\, \dot{s}_c = 0 \tag{6.58}$$

eşitliklerine ulaşılır. 6.57 ve 6.58, eşitlikleri, geriye doğru fark denklemi kullanılarak ayrıklaştırılır ve *T*, *k* ve *k*-1 anları arasındaki adım süresini göstermek üzere aşağıdaki ifadeler elde edilir:

$$\frac{s_{im}(k) - s_{im}(k-1)}{T} = \Gamma_{im}\, k_t\, k_{im}\left[u_{(vgt)eq}(k-1) - u_{vgt}(k-1)\right]$$
$$\Gamma_{im}\, k_t\, k_{im}\left[u_{(vgt)eq}(k) - u_{vgt}(k)\right] + D_{im}\, s_{im}(k) = 0 \tag{6.59}$$

$$\frac{s_c(k) - s_c(k-1)}{T} = \Gamma_c\left[u_{(c)eq}(k-1) - u_c(k-1)\right]$$
$$\Gamma_c\left[u_{(c)eq}(k) - u_c(k)\right] + D_c\, s_c(k) = 0 \tag{6.60}$$

6.59 ve 6.60 denklemleri eşdeğer kontrol baz alınarak düzenlenirse,

$$u_{(vgt)eq}(k-1)=u_{vgt}(k-1)+\frac{s_{im}(k)-s_{im}(k-1)}{\Gamma_{im}\,k_t\,k_{im}\,T}$$
$$u_{(vgt)eq}(k)=u_{vgt}(k)+\frac{D_{im}}{\Gamma_{im}\,k_t\,k_{im}}s_{im}(k) \qquad \textbf{(6.61)}$$

$$u_{(c)eq}(k-1)=u_c(k-1)+\frac{s_c(k)-s_c(k-1)}{\Gamma_c\,T}$$
$$u_{(c)eq}(k)=u_c(k)+\frac{D_c}{\Gamma_c}s_c(k) \qquad \textbf{(6.62)}$$

denklemleri elde edilir. 6.61 ve 6.62 denklemlerinde verilen eşdeğer kontrol değerleri, eşdeğer kontrolun bir ortalama değer olması ve iki adım arasının da günümüz hesaplayıcılarında çok küçük olması nedeniyle yapılan bir yaklaşımla eşit kabul edilebilir:

$$u_{vgt}(k)=u_{vgt}(k-1)+\frac{(1+D_{im}\,T)s_{im}(k)-s_{im}(k-1)}{\Gamma_{im}\,k_t\,k_{im}\,T} \qquad \textbf{(6.63)}$$

$$u_c(k)=u_c(k-1)+\frac{(1+D_c\,T)s_c(k)-s_c(k-1)}{\Gamma_c\,T} \qquad \textbf{(6.64)}$$

Elde edilen kontrol işareti sistemi sliding manifolda oturtup orada tutacaktır. Daha önceden de belirtildiği gibi burada da yer alan kontrolörlerin her birinin 2 kontrol parametresi söz konusudur. Bunlardan *D* durumların kayan yüzeye olan yaklaşma hızını belirlerken, Γ ise bu yüzey üzerinde tutan parametredir. Elde edilen kontrol algoritması çatırtısız bir kontrol sağlar. Dolayısıyla dayanıklılığı alışılagelmiş kayan modlu kontrolörlere göre daha düşükdür.

Bundan sonraki aşamada ise iç çevrimde yer alan kontrolörlere uygulanacak referans işaretlerinin elde edilmesi gerçekleştirilecektir. Bu amaçla sistem denklemlerinden ve yapılan değişken tanımlarından hareket edilecektir.

θ_{vgt}^{ref} ***nin elde edilmesi:*** 6.29 denkleminde yer alan tanımdan yararlanılacaktır. Bu tanım ve bu tanım üzerinde yapılan düzenlemeler aşağıda verilmiştir:

$$u_{vgt} = f_{vgt}(\theta_{vgt}) = c_{f2} + c_{f1}\sqrt{1-\left(\frac{\theta_{vgt} - c_{vgt2}}{c_{vgt1}}\right)^2} \tag{6.65}$$

$u_{vgt,}$ 6.63 denkleminden elde edilmişti. Bu nedenle elde edilen bu kontrol kuralı 6.65'de kullanıldığında, θ_{vgt} aşağıdaki gibi yazılabilir (iç kontrol çevriminde referans değer θ_{vgt}^{ref} olarak kullanılacaktır):

$$\theta_{vgt}^{ref} = c_{vgt2} + c_{vgt1}\sqrt{1-\left(\frac{u_{vgt} - c_{f2}}{c_{f1}}\right)^2} \tag{6.66}$$

θ_{egr}^{ref} ***nin elde edilmesi:*** Öncelikle 6.41 ve 6.45 denklemlerindeki u_c ve u_{egr} tanımlarından aşağıdaki gibi yararlanılacaktır.

$$\begin{aligned} u_c &= k_{im}\, k_t\, \eta_1\, u_{vgt} - u_{egr} \\ u_{egr} &= k_{im}\, k_t\, \eta_1\, u_{vgt} - u_c = \dot{W}_{egr} \end{aligned} \tag{6.67}$$

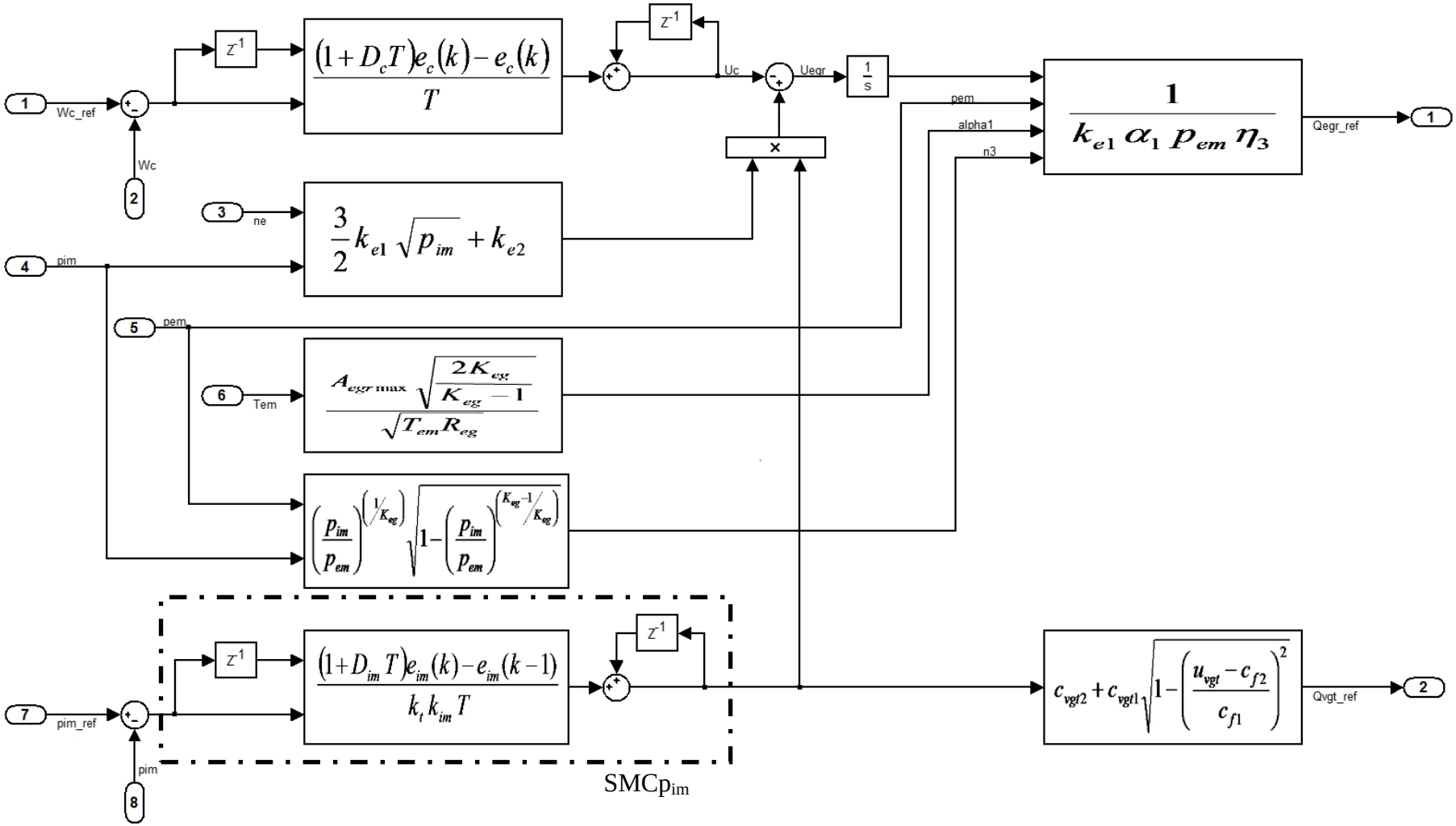
6.31 eşitliğindeki θ_{egr} ve W_{egr} terimleri arasındaki ilişki, aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$W_{egr} = \int \left(k_{im}\, k_t\, \eta_1\, u_{vgt} - u_c\right)dt = k_{e1}\, \alpha_1\, p_{em}\, \eta_3\, \theta_{egr} \tag{6.68}$$

Son olarak θ_{egr} referans değer olarak iç çevrimde kullanılacak şekilde aşağıdaki gibi düzenlenebilir:

$$\theta_{egr}^{ref} = \frac{1}{k_{e1}\, \alpha_1\, p_{em}\, \eta_3} \int \left(k_{im}\, k_t\, \eta_1\, u_{vgt} - u_c\right)dt \tag{6.69}$$

6.66 ve 6.69 eşitlikleri ile elde edilen θ_{vgt}^{ref} **ve** θ_{egr}^{ref} referanslarına ilişkin hesaplamalar aşağıdaki blok diyagramından daha rahat takip edilebilir.

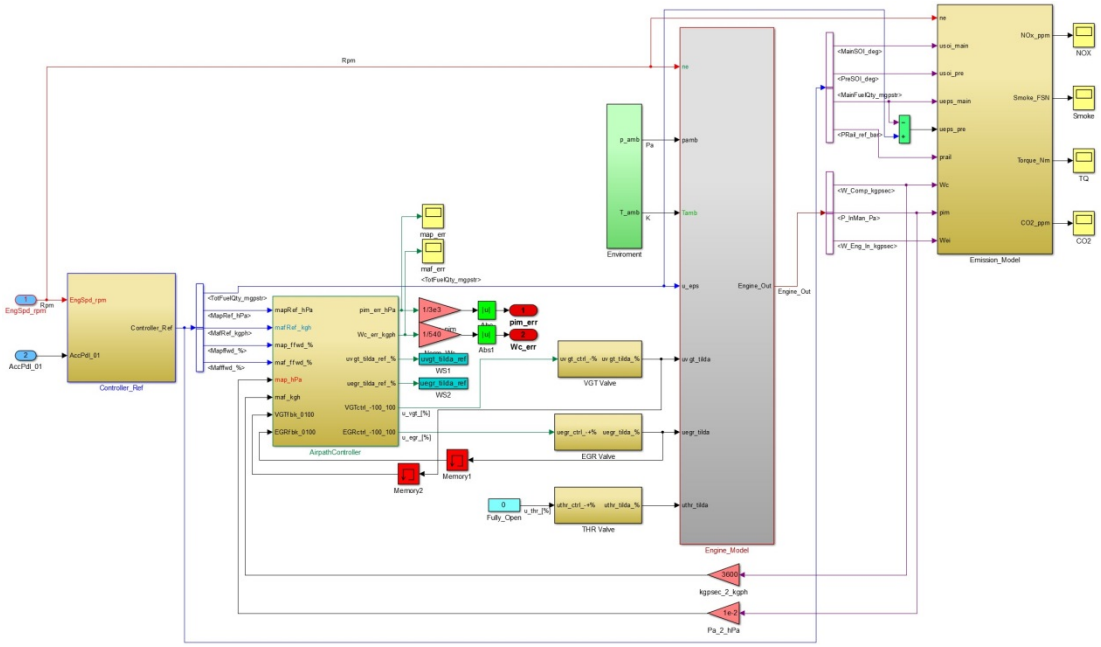


Şekil 6.20 : SMC hava yolu kontrolörleri blok diyagramı.

6.3.3.1 Pim ve Wc kontrolü

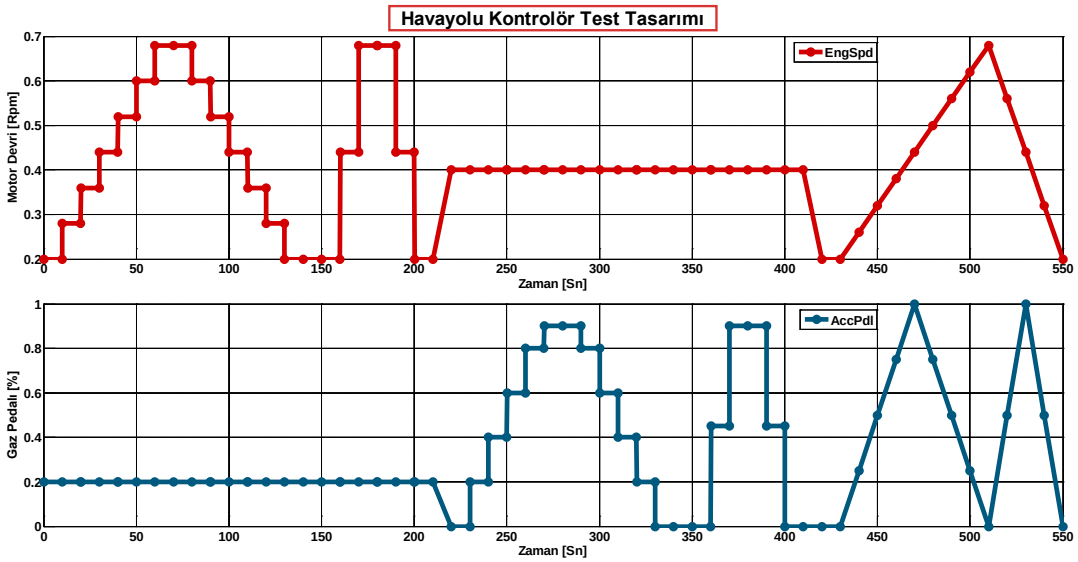
İkinci sıradaki model içi çevrim uygulamasında dış çevrim olarak adlandırılan hava yolu kontrolörleri test edilmiştir. Bu uygulamada model yapısı hava yolu ve eyleyici modeli, referans üretme modeli, hava yolu ve eyleyici kontrolörlerinden oluşmaktadır. Hava yolu kontrolörleri için, iç çevrime benzer şekilde çatırtısız kayan modlu kontrolörler tasarlanmış ve parametreleri model içi çevrim testi yardımıyla ayarlanmıştır.

Oluşturulan hava yolu model içi çevrim yapısı aşağıdaki Simulink diyagramında görülebilir. Hava yolu kontrolleri (*MAP* ve *MAF*), birbirlerini etkiledikleri için eyleyici pozisyon kontrollerinden farklı olarak birarada çalıştırılmalıdır.



Şekil 6.21 : Tezde kullanılan hava yolu kontrolörü - model içi çevrim yapısı.

Hava yolu kontrolörünün parametrelerinin ayarlanmasında kullanılmak üzere, ayrıntıları aşağıda görülebilen, model girişindeki motor devri ve gaz pedalı için çeşitli genlikteki adım ve rampalardan oluşan bir test tasarlanmıştır. Mevcut ECU'nun HIL simülatöründe çalışan hava yolu modelini kontrol ettiği test ölçümleri toplanmış, model içi çevrim uygulamasında geliştirilen SMC kontrolörleri ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 6.22 : Tezde hava yolu kontrolör parametrizasyonunda kullanılan test tasarımı.

Eyleyici kontrollerine benzer şekilde SMC kontrolör parametrizasyonu için probleme, optimizasyon problemi şeklinde yaklaşılmıştır.

$$Q = \left\lfloor C_{map}, D_{map}, C_{maf}, D_{maf} \right\rfloor \tag{6.70}$$

olmak üzere, minimize edilmek istenen V amaç ölçütü,

$$\begin{aligned} &\min V(Q) \\ &Q > 0 \end{aligned} \tag{6.71}$$

şeklindedir ve tanımı aşağıdaki gibidir.

$$\begin{aligned} V(Q) = \sum_{i=1}^{N} & k_1 \left(\frac{err_{p_{im}}(t_i, Q)}{p_{imNorm}} \right)^2 + k_2 \left(\frac{err_{W_c}(t_i, Q)}{W_{cNorm}} \right)^2 \\ & + k_3 \left(\frac{u_{vgt_pos_ref}(t_i, Q) - u_{vgt_pos_ref}(t_{i-1}, Q)}{u_{vgt_pos_refNorm}} \right)^2 \\ & + k_4 \left(\frac{u_{egr_pos_ref}(t_i, Q) - u_{egr_pos_ref}(t_{i-1}, Q)}{u_{egr_pos_refNorm}} \right)^2 \end{aligned} \tag{6.72}$$

Burada, t_i i. örneğin alındığı zamanı gösterir. Hava yolu hataları,

$$err_{pim}(ti, Q) = p_{im_ref}(ti, Q) - p_{im}(ti, Q) \tag{6.73}$$

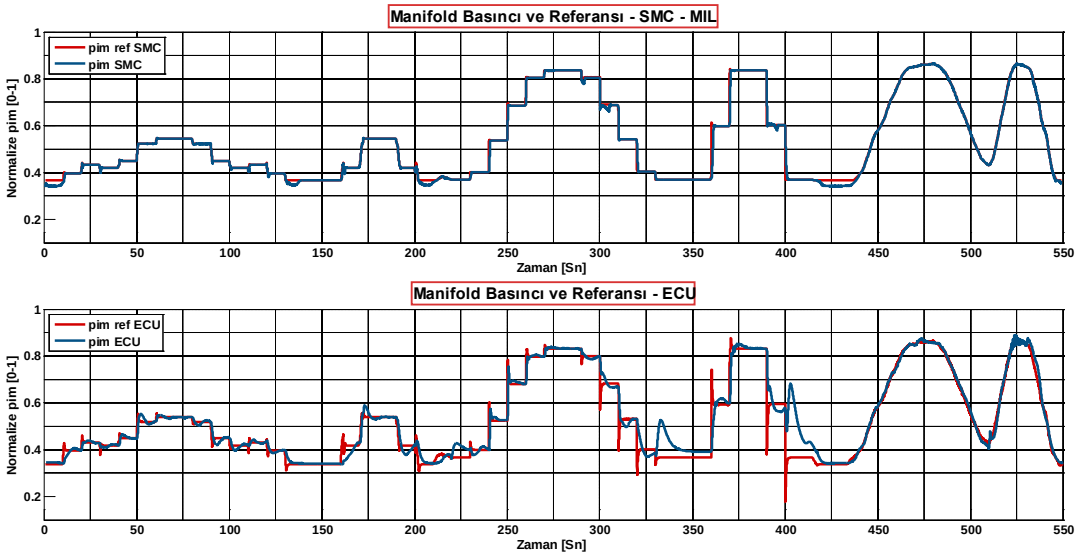
$$err_{Wc}(ti, Q) = W_{c_ref}(ti, Q) - W_c(ti, Q) \tag{6.74}$$

denklemi ile tanımlanırken, amaç ölçütünde yer alan üçüncü ve dördüncü terimler hava yolu kontrolörlerinin çıkışında hesaplanan eyleyici referanslarının, dolayısıyla eyleyicilerin, osilasyona girmesini engellemek amacıyla denkleme eklenmiştir.

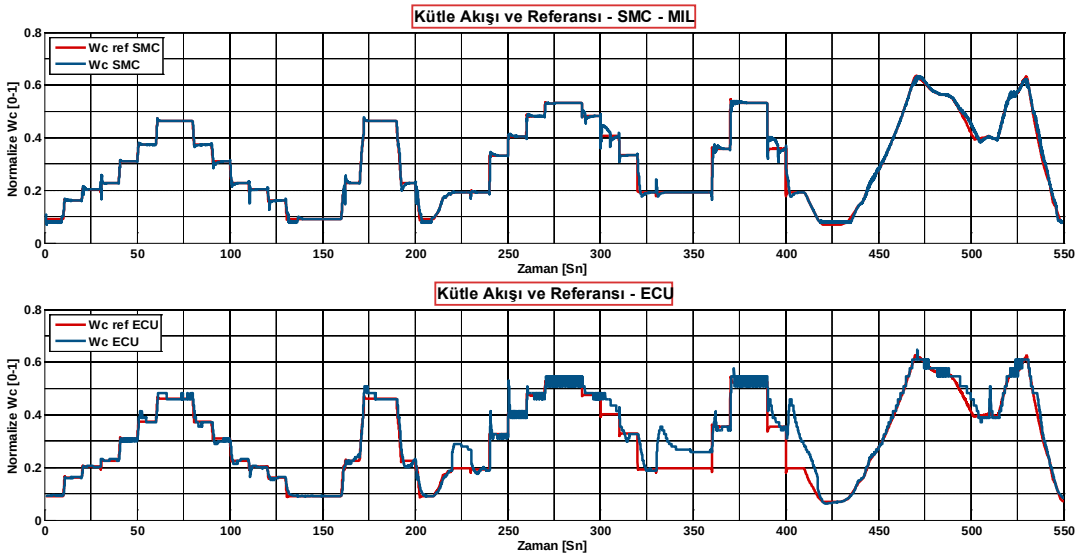
Amaç ölçütündeki k_i terimleri ise her bir ölçütün ağırlığını göstermektedir.

k_3 ve k_4 ağırlıklarının değerleri, k_1 ve k_2 ağırlıkları yanında küçük değerler alınmış ve amaç ölçütünün minimizasyonu MATLAB "Simulink Design Optimization - Parameter Estimation Toolbox" yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Hava yolu kontrolörleri için önemli olan ileri besleme terimlerinin etkisi ayrıca incelenmiştir. Hem MAP hem de MAF kontrolünde kullanılan ileri besleme terimlerinin ihmal edilmesi durumunda kontrolün iyileştiği görülmüş, bu sebeple ileri besleme terimleri kontrol yapısından atılmıştır. ECU'daki ileri besleme parametrelerin çok fazla deney gerektirdiği göz önüne alınırsa, elde edilen modeller sayesinde tasarlanan kontrolörlerin geliştirme maliyetlerini azaltma potansiyeli çok önemlidir.

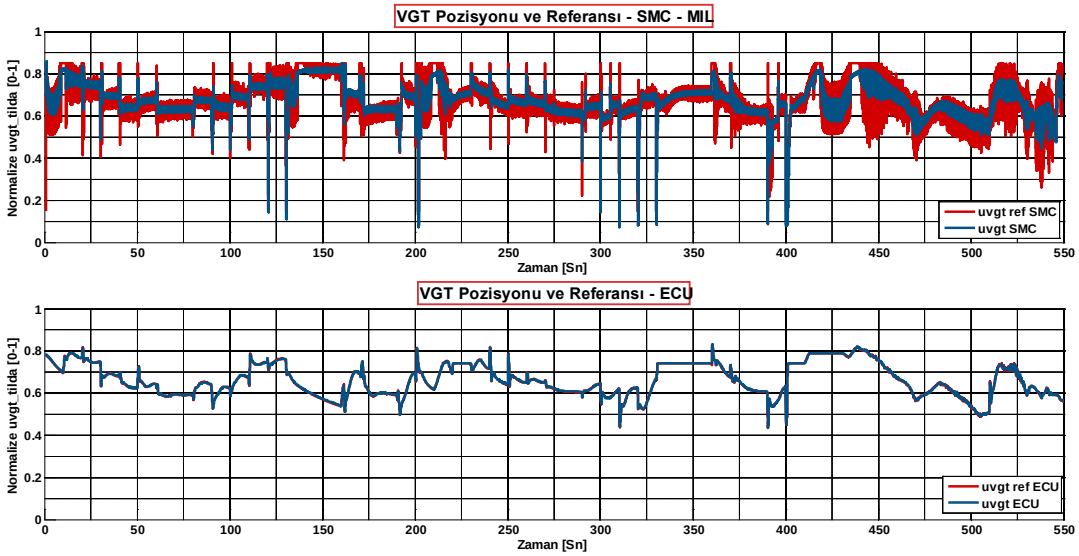
Optimizasyon sonucunda elde edilen kontrolör parametreleri ile test koşulduğunda aşağıdaki grafiklerde görülebilecek sonuçlar elde edilmiştir. Grafiklerde karşılaştırmaya olanak vermek amacıyla mevcut ECU ile alınan sonuçlara da yer verilmiştir.



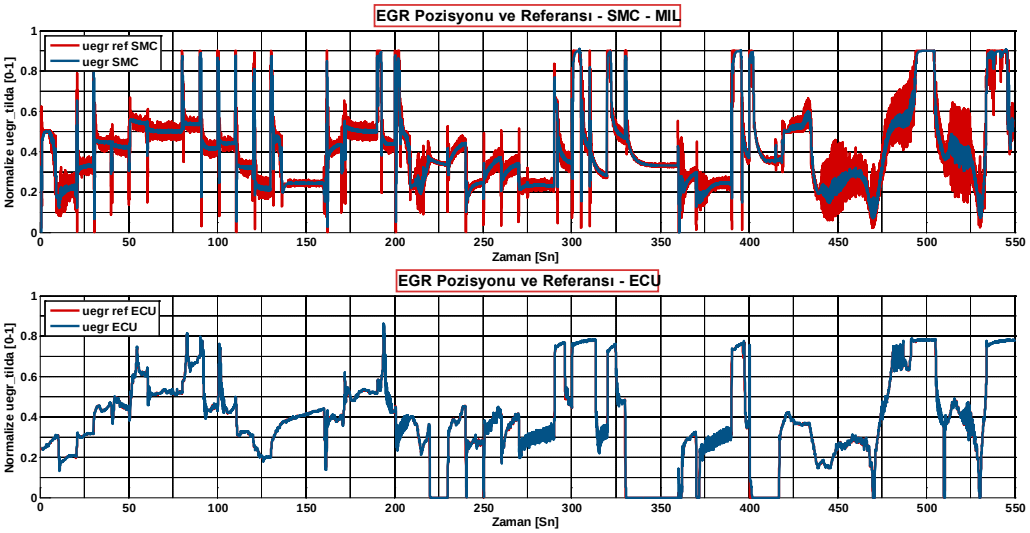
Şekil 6.23 : Model içi çevrim testi – map & map_{ref} karşılaştırması.



Şekil 6.24 : Model içi çevrim testi – maf & maf_{ref} karşılaştırması.



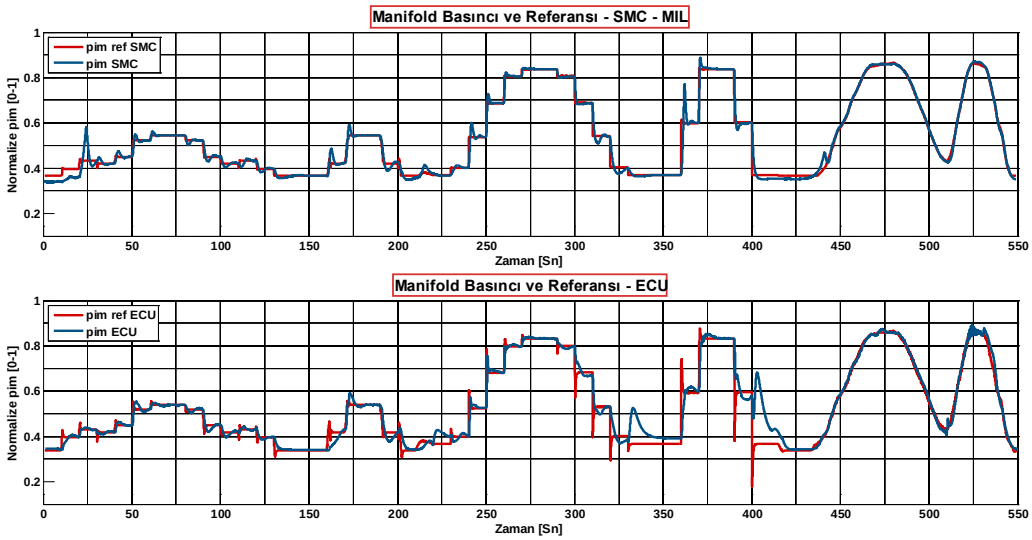
Şekil 6.25 : Model içi çevrim testi – u_{vgt_pos} & $u_{vgt_pos_ref}$ karşılaştırması.



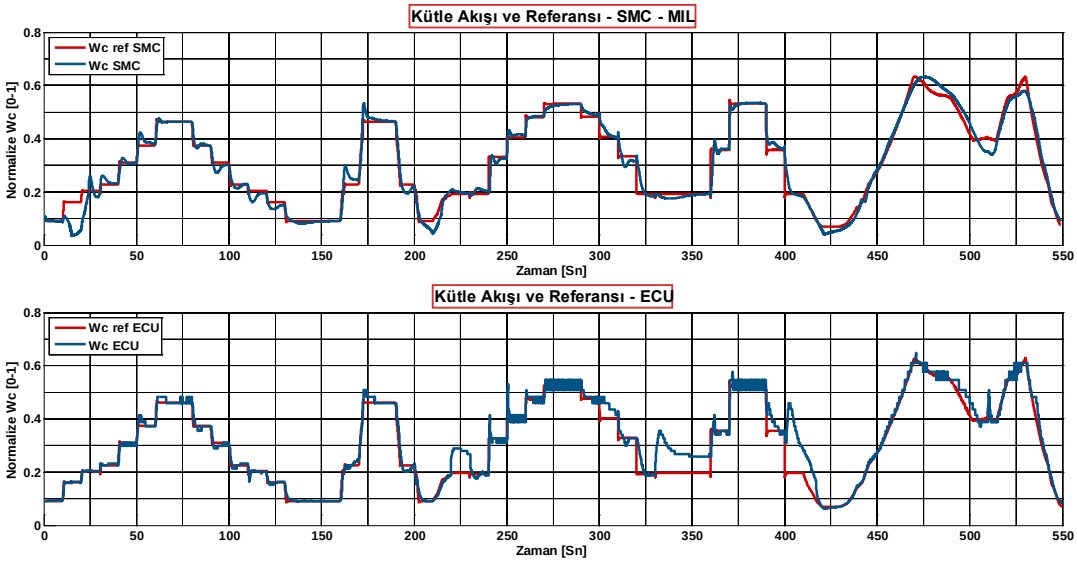
Şekil 6.26 : Model içi çevrim testi – u_{egr_pos} & $u_{egr_pos_ref}$ karşılaştırması.

Grafikler incelendiğinde, yapılan optimizasyon sonucunda katsayıları bulunan SMC kontrolörlerin MAP ve MAF referans takiplerinde mevcut ECU'ya göre daha başarılı oldukları rahatlıkla görülebilir. Ancak dış çevrimde hesaplanan eyleyici referanslarında görülen osilasyon, bu kontrolörlerin gerçek sistem üzerinde uygulanmasını sakıncalı hale getirir. Bu sebeple ilk optimizasyonda, k_1 ve k_2 ye göre küçük alınan k_3 ve k_4 ağırlıklarının değerleri arttırılmış ve optimizasyon işlemi tekrarlanmıştır.

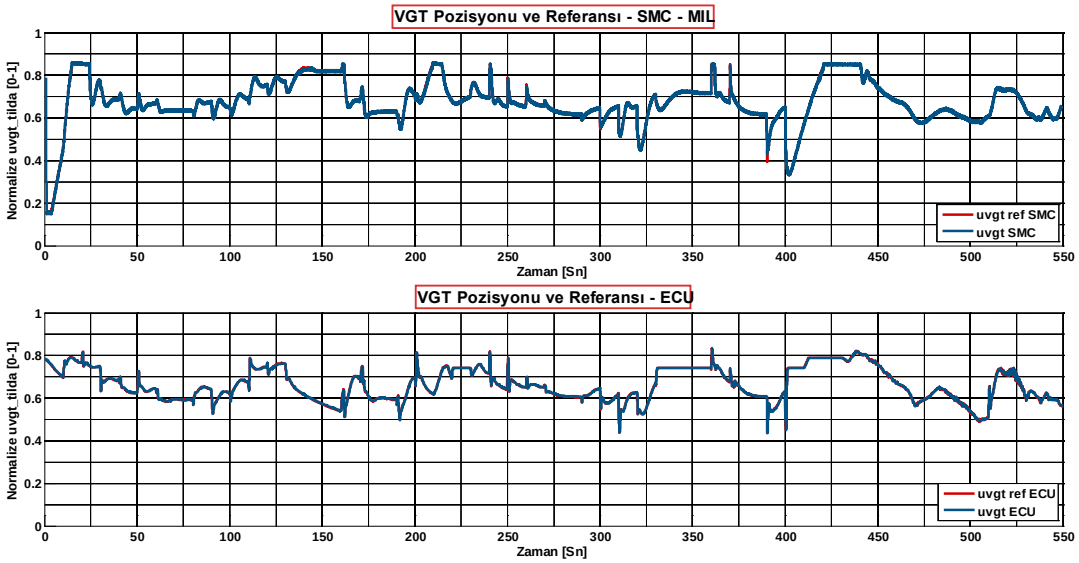
İkinci optimizasyon sonucunda elde edilen kontrolör parametreleri ile test koşulduğunda elde edilen sonuçlar aşağıdaki grafiklerden takip edilebilir.



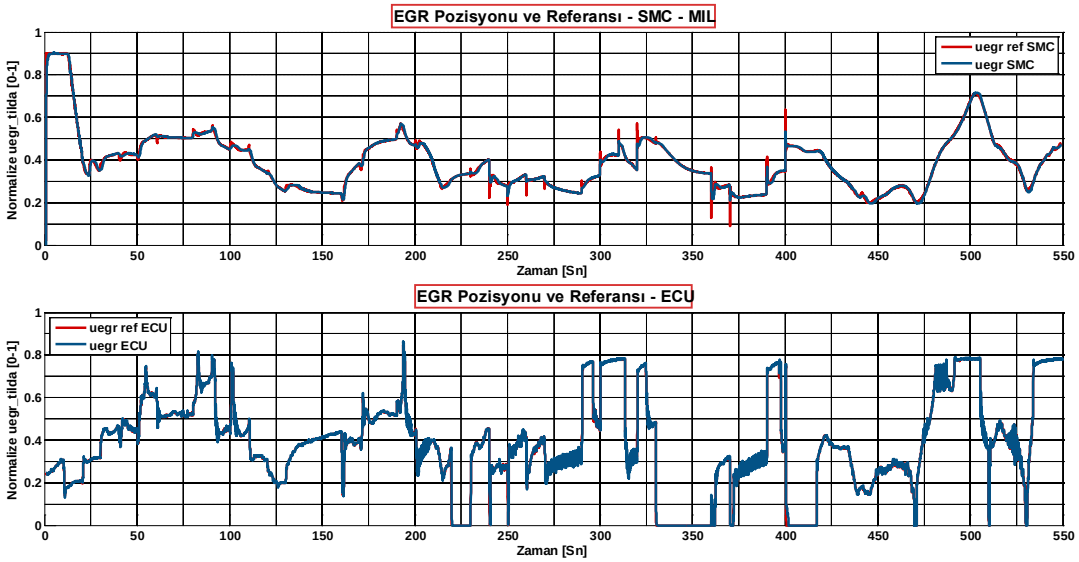
Şekil 6.27 : Model içi çevrim testi – map & map_{ref} karşılaştırması - 2. optimizasyon.



Şekil 6.28 : Model içi çevrim testi – maf & maf_{ref} karşılaştırması - 2. optimizasyon.



Şekil 6.29 : Model içi çevrim testi – u_{vgt_pos} & $u_{vgt_pos_ref}$ karşılaştırması - 2. optimizasyon.



Şekil 6.30 : Model içi çevrim testi – u_{egr_pos} & $u_{egr_pos_ref}$ karşılaştırması - 2. optimizasyon.

Grafikler incelendiğinde MAP ve MAF referans takiplerinde hata oranı artarken, eyleyici referanslarında oluşan osilasyonun engellendiği anlaşılabilir. Ağırlıklar daha uygun seçilip optimizasyon adımları arttırılırsa sonuçların daha da iyileştirilme olasılığı mevcuttur.

Buna rağmen geliştirilen kontrolörler hava yolu referans takiplerini, geliştirme seviyesi ticari ECU'ya göre daha az hata ile gerçekleştirmiştir. Aynı amaç için ECU kalibrasyonunda birkaç binden fazla parametre bulunduğu göz önüne alındığında elde edilen sonucun önemi daha da artar. Üstelik geliştirilen kontrolörlerle, kalibrasyonu için çok fazla dinamometre testi gerektiren ileri besleme terimlerine de

gerek duyulmamıştır. Geliştirilen kontrolörler sayesinde, kalibrasyon geliştirme süre ve maliyetlerinde azımsanmayacak düşüşler sağlanabileceğinin altı önemle çizilmelidir.

6.4 HIL Sistemi Üzerinde Kısmi Bypass Uygulaması

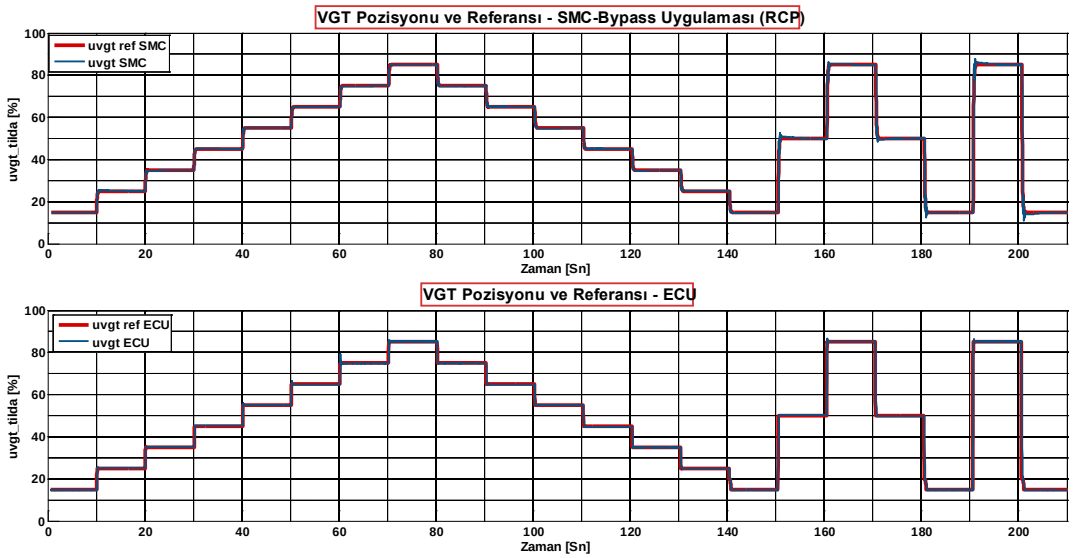
Model içi çevrim uygulamasında parametreleri belirlenen kontrolör yapıları bypass sistemine (hızlı kontrol prototipleme donanımına) aktarılmış, referans değerler ECU'nun ürettiği değerler olacak şekilde testler tekrarlanmıştır.

6.4.1 İç çevrim – pozisyon kontrolü

İç çevrim pozisyon kontrolünde; eyleyici referans değerleri bypass sistemi yardımıyla ECU'dan okunmuş, hesaplanan eyleyici kontrol işaretleri gerçek zamanlı olarak ECU'daki eşdeğer işaretlerin üzerine yazılmıştır.

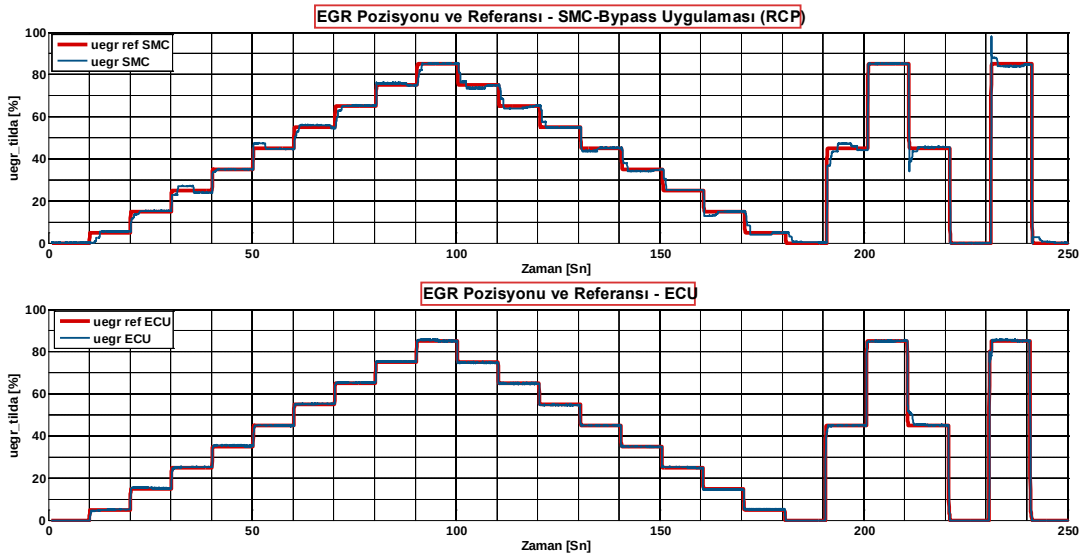
HIL sistemi arayüzlerinin çalıştığı bilgisayarda ATI Vision API fonksiyonları kullanımıyla MATLAB üzerinden eyleyici pozisyon referansları değiştirilmiş ve sonuçlar kaydedilmiştir.

Testler VGT ve EGR valfleri için ayrı ayrı yapılmıştır. VGT valfinin pozisyon kontrolünün bypass sisteminde çalışan SMC kontrolörü ile gerçekleştirildiği test sonuçları aşağıda görülebilir.



Şekil 6.31 : Geliştirilen SMC VGT pozisyon kontrolörü – bypass sistemi sonuçları.

Aynı test senaryosu EGR valfi için de gerçekleştirildiğinde alınan sonuçlar aşağıda şekildedir.



Şekil 6.32 : Geliştirilen SMC VGT pozisyon kontrolörü – bypass sistemi sonuçları.

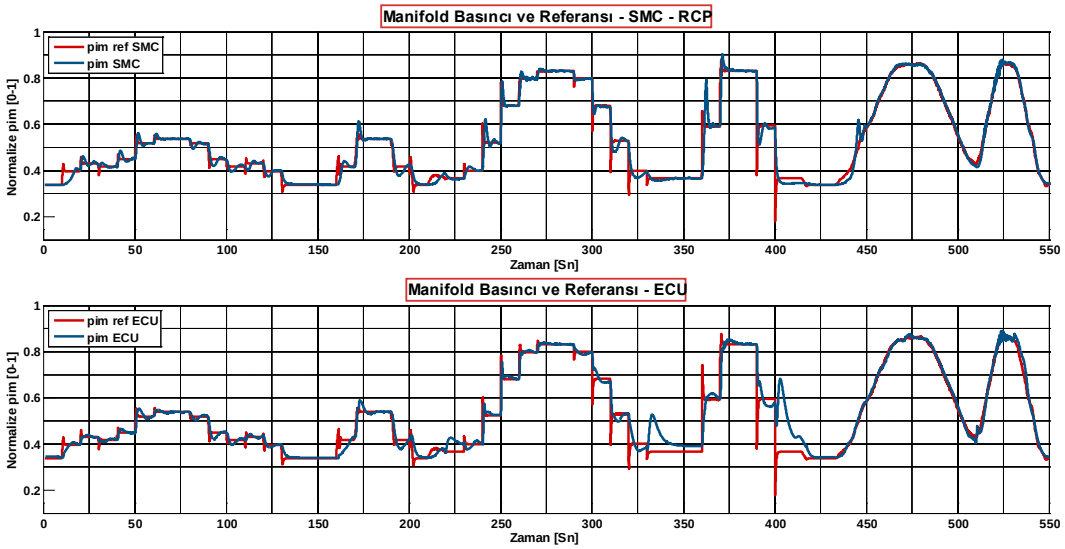
Gerçek sistemde alınan sonuçlar, model içi çevrim testinde alınan sonuçlara göre bir miktar bozulsa da, geliştirilen kontrolörlerin parametre sayısı düşünüldüğünde eyleyicilerin tatminkar performansla pozisyon takiplerini gerçekleştirdiği söylenebilir. Ayrıca eyleyici valf modellerinin parametre kestiriminde yapılacak iyileştirmelerin sonuçlara pozitif yönde katkı yapacağı aşikardır. Bir diğer iyileştirme kontrolör katsayılarının kazanç programlama şeklinde değiştirilmesi ile sağlanabilir.

6.4.2 Dış çevrim – hava yolu kontrolü

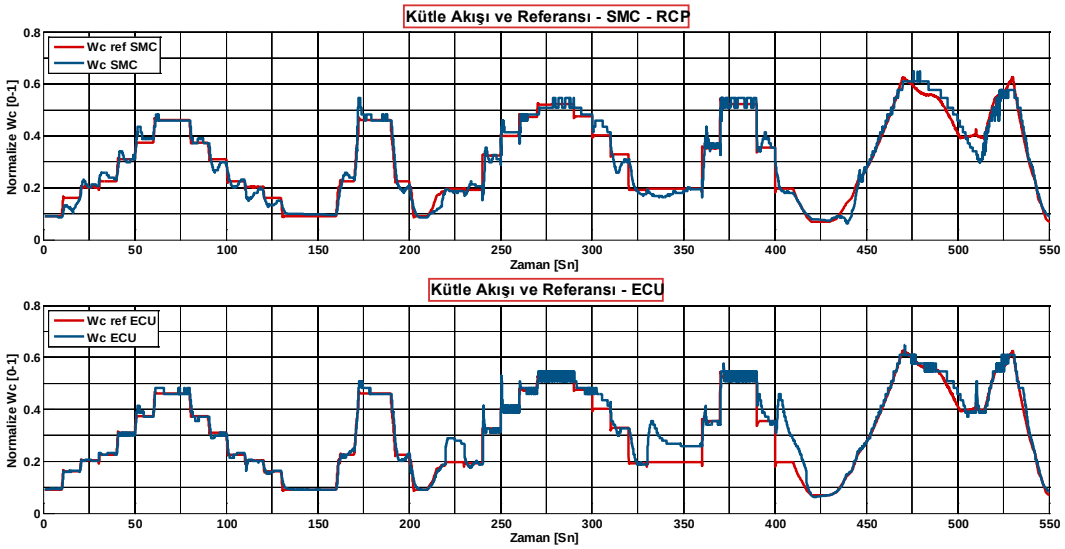
Dış çevrim pozisyon kontrolünde; hava yolu referans değerleri (MAP ve MAF) bypass sistemi yardımıyla ECU'dan okunmuş, hesaplanan eyleyici referans ve kontrol işaretleri gerçek zamanlı olarak ECU'daki eşdeğer işaretlerin üzerine yazılmıştır. Beşinci bölümde açıklanan sebepten dolayı yalnızca dış çevrim kontrolörlerinin bypass edilmesi gerçekleştirilememiş, bu kontrolörler iç çevrim kontrolörleri ile birarada bypass edilmiştir. Eyleyici referans değerleri ECU'nun diyagnostik olarak hata konumuna geçmemesi amacıyla tekrar ECU'ya gönderilmiştir.

HIL sistemi arayüzlerinin çalıştığı bilgisayarda dSPACE MLIB fonksiyonlarının kullanımıyla, MATLAB üzerinden Şekil 6.22'de tanımlandığı şekilde motor devri referansı ve gaz pedalı pozisyonu değiştirilmiş ve test sonuçları kaydedilmiştir.

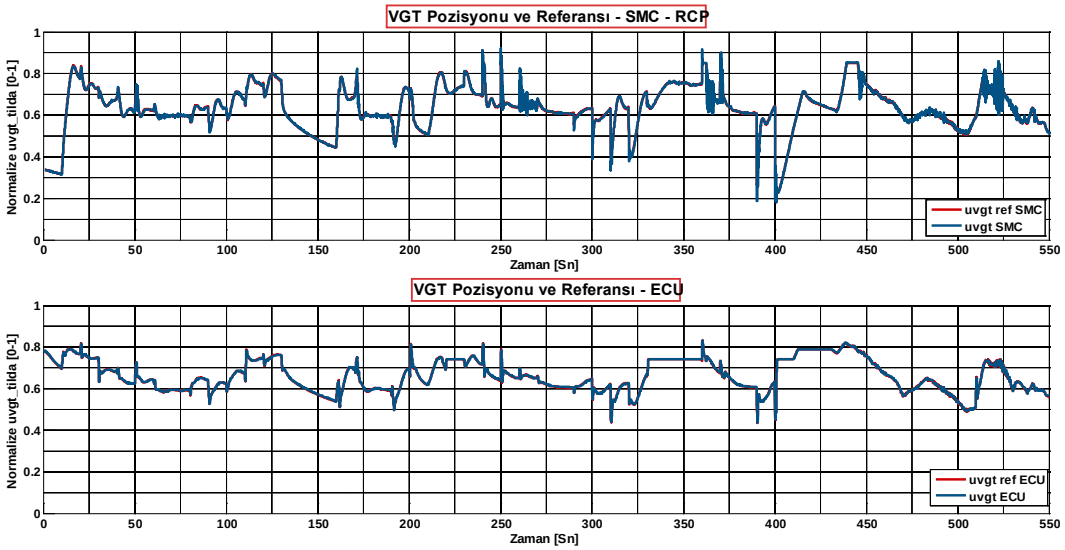
Eyleyici pozisyon kontrolleri ile birlikte hava yolu kontrollerinin de bypass sisteminde çalışan SMC kontrolörü ile gerçekleştirildiği test sonuçları aşağıda görülebilir.



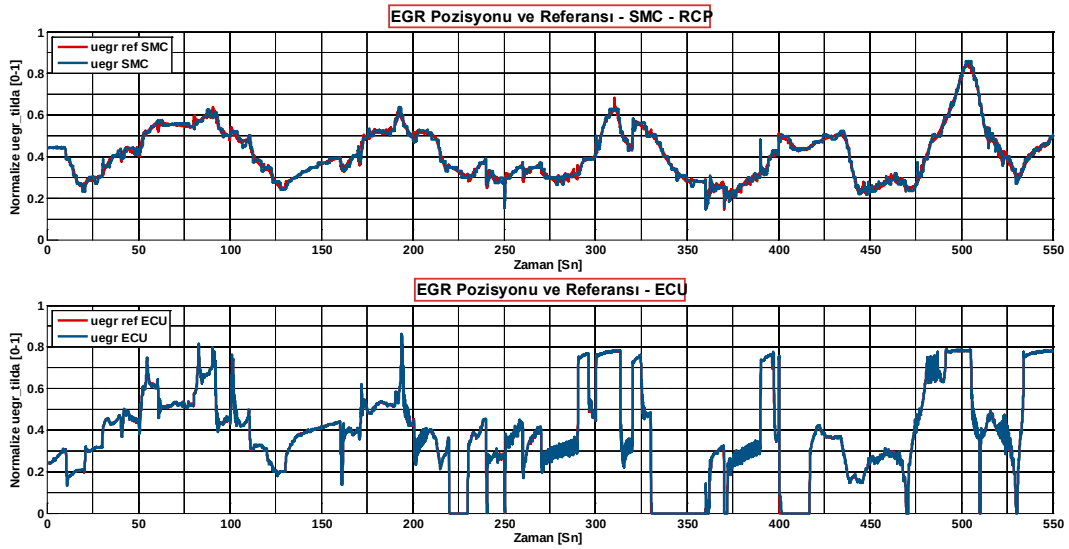
Şekil 6.33 : Bypass sistemi testi – map & map_{ref} karşılaştırması.



Şekil 6.34 : Bypass sistemi testi – maf & maf_{ref} karşılaştırması.



Şekil 6.35 : Bypass sistemi testi – u_{vgt_pos} & $u_{vgt_pos_ref}$ karşılaştırması.



Şekil 6.36 : Bypass sistemi testi – u_{egr_pos} & $u_{egr_pos_ref}$ karşılaştırması.

Grafikler incelenirse model içi çevrim testi ile benzer sonuçlar alındığı görülebilir. kontrol açısından kritik hava yolu referansları (MAP ve MAF) geliştirme seviyesi kalibrasyona sahip ticari ECU'ya göre daha az hata ile takip edebilmiştir. Belirli zaman aralıklarında mevcut ECU ile alınan sonuçlarda da bulunan MAF işareti osilasyonlarının üretimde kullanılan MAF sensör çözünürlüğünün ilgili bölgelerde yetersiz kalmasından kaynaklandığı anlaşılmıştır. Yapılan tez çalışması, tüm diğer modelleme ve kontrol kazanımlarının yanısıra bu tip durumların analizinde de yön göstermektedir.

MAP ve MAF referans takibinde, tanımlanan test boyunca oluşan hatalar integrallerinin alınması yoluyla hem ECU hem de geliştirilen SMC kontrolörler için toplanmıştır. Yapılan karşılaştırmalar, MAP referans takibi için geliştirilen kontrolörlerin ticari ECU'ya göre %38.65 oranında hata iyileştirmesi sağladığını göstermiştir. MAF referans takibi için ise iyileştirme oranı %7.15 olarak hesaplanmıştır.

6.5 Değerlendirmeler

Model içi çevrim uygulamasında parametreleri ayarlanan kontrolörler bypass sisteminde devre alındığında elde edilen sonuçlar; motor kontrol ve kalibrasyonu anlamında gelecek vaat etmektedir.

Geliştirilen sistem modelleri, HIL simulatörü, bypass sistemi ve kontrolörler sayesinde; kontrol ve kalibrasyon geliştirme işlemi laboratuvar ortamına

taşınabilmektedir. Böylelikle, geliştirme süre ve maliyetleri azaltılarak dayanıklı kontrol tasarımlarının test edilebilmesi mümkün olmaktadır.

7. HAVA VE YAKIT YOLU REFERANS OPTİMİZASYONU

7.1 Amaç

Dizel motor emisyon limitlerinin giderek daralması ile birlikte kullanılan eyleyici sayısındaki artış kaçınılmaz olmuştur. Bu durum mevcutta kullanılan ECU kontrol algoritmalarını daha karmaşık yapıya dönüştürmüş ve kalibre edilmesi gereken parametre sayısı üstel bir şekilde artmıştır. Günümüzde EURO VI emisyon limitlerini sağlayan bir dizel motor ECU kontrol algoritmasında kalibre edilmesi gereken 25000'den fazla sabit, 5000'den fazla tablo bulunmaktadır. Kalibrasyondaki zorluğu gözler önüne seren bu durum neticesinde motor geliştirme sürelerinden daha uzun sürebilen kalibrasyon süreleri söz konusu olmuştur.

Bu tez çalışmasında, önceki bölümlerde anlatıldığı gibi, geliştirilen modeller yardımıyla model bazlı kontrol yöntemleri geliştirilmiş, kalibre edilmesi gereken parametre sayısı ile bu işe harcanan zamandaki azalmaya vurgu yapılmıştır. Kontrolörler geliştirilirken ECU tarafından üretilen referans işaretlerinin takibi amaçlanmıştır ve referans takibi başarı ile gerçekleştirilmiştir.

Bahsi geçen ECU kalibrasyonu için harcanan zaman göz önüne alınırsa bu zamanın yarıdan fazla olduğu söylenebilecek kısmı ise hava ve yakıt yolu referans işaretlerinin üretilmesini sağlayan parametrelerin kalibrasyonu için harcanmaktadır. Manifold basıncı, kompresörden akan hava akışı, çoklu püskürtme stratejisine göre her bir püskürtmenin (ön, ana, artçıl) miktarı ve hangi krank açısında gerçekleştirileceği (SOI), ray basıncı gibi büyüklükler için ECU tarafından refererans işaretleri üretilmektedir.

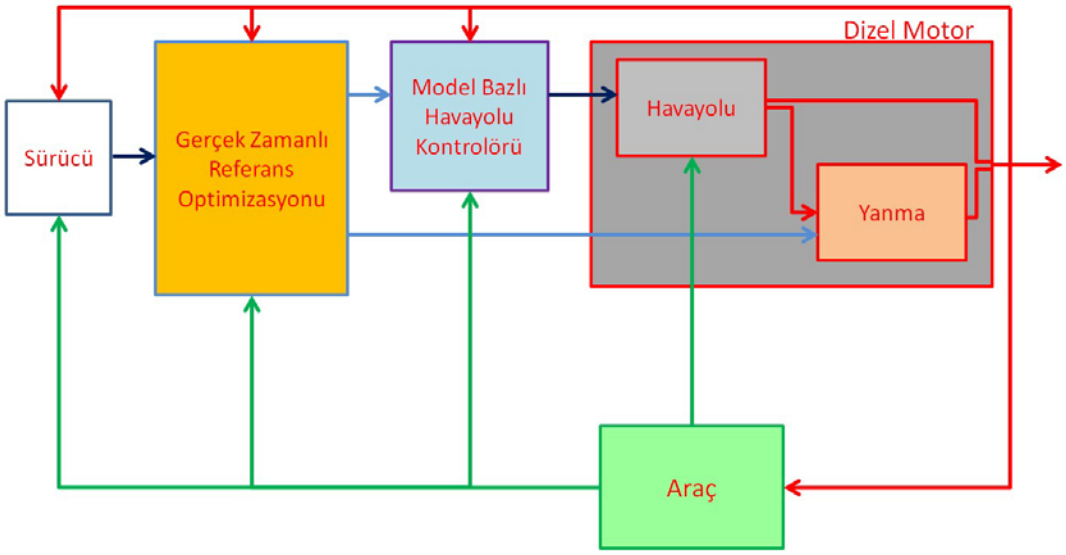
Ortam sıcaklığı ve basıncı, motor sıcaklığı gibi pek çok işarete bağlı olarak farklı çalışma koşulları tanımlanmakta ve bu çalışma koşulları için farklı referans tabloları kullanılmaktadır. Ayrıca bu tablolara ek olarak pek çok farklı değişkene/koşula bağlı olarak düzeltme terimleri eklenmektedir.

Mevcut ECU kontrol algoritmalarında kullanılan bu tablolar kalibre edilirken şu yöntem izlenmektedir. Hedeflenen emisyon çevrimi ve kullanıcı testlerine göre kritik

çalışma noktaları belirlenmekte, her bir çalışma noktası için referans işaretleri mantıklı değer aralıklarında taranmakta ve emisyon ve yakıt tüketimi için optimum çıkışı veren referans işaretleri tabloların ilgili kısmına yazılmaktadır. Her bir kritik çalışma noktası için tabloların o çalışma noktasına ait değerleri belirlendikten sonra geriye kalan tablo noktalarının değerleri ektrapolasyon yöntemleri yardımıyla belirlenmektedir. Kritik çalışma noktası sayısını arttırmanın, yapılması gereken test sayısını üstel bir şekilde arttırması kaçınılmazdır. Bu sebeple makul test sürelerine sebebiyet verecek şekilde kritik çalışma noktası sayısı belirlenmektedir.

Dizel motorun nonlineer yapısı göz önüne alındığında test yapılamayan çalışma noktalarında kalibrasyonun optimumdan uzaklaşması kaçınılmazdır.

Optimum referans değerlerine mümkün olduğunca tablo kullanmadan daha akıllı bir şekilde ulaşmak adına bu tez çalışmasında aşağıda genel yapısı verilen yöntem önerilmiştir.



Şekil 7.1 : Bu tezde önerilen gerçek zamanlı referans optimizasyonu akış şeması.

Önerilen yöntemde; önceki bölümlerde geliştirilen hava yolu kontrolörleri aynen korunurken, hava yolu kontrolörleri ve yanma için ECU'daki tablolar yerine gerçek zamanlı optimizasyondan çıkan hava ve yakıt yolu referans değerlerinin kullanılması amaçlanmıştır. Sürücünün vites, gaz ve fren pedallarını değiştirerek oluşturduğu tork talebi için mevcut yapı korunmuş, ECU'nun hesapladığı tork talebi büyüklüklerinin gerçek zamanlı optimizasyonda kullanılması planlanmıştır. Optimizasyonun nasıl yapılacağı ile ilgili bilgi takip eden alt bölümlerde daha ayrıntılı olarak verilecektir.

Hedeflenen gerçek zamanlı optimizasyonun milisaniye boyutunda örnekleme zamanları ile gerçekleştirilebilmesi için literatürdeki yöntem ve araçlar araştırılmıştır. Araştırma sırasında optimizasyon algoritmasının, bu tez çalışmasında kullanılan kontrol prototiplemesi sisteminde (dSPACE MicroAutobox) çalıştırılabilecek olmasına özen gösterilmiştir.

İncelemeler sonucunda model öngörülü kontrol yöntemlerinin (MPC) farklı alanlardaki çeşitli problemlerin çözümünde başarılı sonuç verdiği görülmüştür. Bu tez çalışmasında geliştirilen emisyon modellerinin kuadratik yapıda olması nedeniyle, emisyon optimizasyonun gerçek zamanlı işlemcilerde gerçekleştirilmesine olanak sağlayacak "Kuadratik Programlama" yönteminin kullanılması planlanmıştır. Seçilen yöntemin hayata geçirilebilmesi için Ferrau (ve diğ., 2007) tarafından geliştirilen qpOASES yazılım paketinin kullanılmasına karar verilmiştir. Sonraki alt bölümlerde kuadratik programlama ve qpOASES yazılım paketinde kullanılan genişletilmiş etkin (*aktif*) küme stratejisi kısaca açıklanacaktır.

7.2 Kuadratik Programlama

Ayrık zaman lineer optimal kontrol problemleri, kuadratik programlamanın özel bir alt sınıfıdır. Kuadratik programlama, hız gerektiren lineer MPC problemlerinin gerçek zamanda çözülmesinde kullanılır. Ayrıca, nonlineer MPC problemlerindeki pek çok algoritma da problemi alt kuadratik programlara bölerek, bunların hızlı bir şekilde çözülmesi prensibine dayanır.

Kuadratik programlama için bazı temel tanımlar şu şekildedir;

$$\min_{x\in\Re^n} \frac{1}{2} x'Hx + x'g \tag{7.1a}$$

$$Gx \geq b \tag{7.1b}$$

şeklinde ifade edilen optimizasyon problemi kuadratik program (*KP*) olarak adlandırılır. Bu ifadedeki H terimi $H \in S^n \triangleq \left\{M \in \Re^{n\times n} \middle| M = M'\right\}$ Hessian matrisini, $g \in \Re^n$ gradyan vektörünü, $G \in \Re^{m\times n}$ kısıt matrisini ve $b \in \Re^m$ kısıt vektörünü göstermektedir.

Literatürde kuadratik program için başka eşdeğer tanımlar da bulunmaktadır. $x_i (1 \le i \le n)$ her bir durum değişkenini göstermek üzere, uygun *G* ve *b* seçimleriyle eşitlik kısıt koşulları da ifade edilebilir.

G kısıt matrisinin *i.* satırı G_i' satır vektörü ile gösterilir. Sıralı herhangi bir kısıt kümesine ($A \subseteq \{1...m\}$) karşı düşen satır vektörlerinden oluşan kısıt matrisi G_A, aynı kümenin kısıt vektörü ise b_A olarak ifade edilir.

Kuadratik programın temel özelliklerini tanımlamak için aşağıdaki tanımlar verilmelidir.

- $F \triangleq \{\breve{x} \in \Re^n \mid G\breve{x} \ge b\}$ mümkün (*feasible*) kümesi boş değil ise *KP* mümkündür, aksi koşulda *KP* mümkün değildir.
- $\alpha \le \frac{1}{2}\breve{x}'H\breve{x} + \breve{x}'g$, $\forall \breve{x} \in F$ koşulunu sağlayan herhangi bir $\alpha \in \Re$ sayısı varsa *KP* alttan sınırlı, aksi koşulda alttan sınırlı değildir.
- *H* hessian matrisi yarı pozitif tanımlı (*semi-definite*) ve simetrik ise ($H \in S_{\ge 0}^n$, $S_{\ge 0}^n \triangleq \{M \in S^n \mid v'Mv \ge 0, \forall v \in \Re^n\}$) *KP* konveks, aksi koşulda konveks değildir.
- *H* hessian matrisi pozitif tanımlı ve simetrik ise ($H \in S_{>0}^n$, $S_{>0}^n \triangleq \{M \in S^n \mid v'Mv > 0, \forall v \in \Re^n \setminus \{0\}\}$) *KP* kesin (*strictly*) konveks, aksi koşulda kesin konveks değildir.

Her kesin konveks *KP*, alttan sınırlıdır. Frank-Wolfe Teoremi uyarınca mümkün olan her kesin konveks *KP*'ın bir çözümü vardır (Wolfe, 1961).

KP çözümünü incelemek için (Pontryagin ve diğ., 1962) de olduğu gibi aşağıdaki çifteş (dual) kuadratik program tanımı takip edilebilir.

$$\max_{x \in \Re^n, y \in \Re^m} -\frac{1}{2}x'Hx + y'b \qquad \textbf{(7.2a)}$$

$$\text{s.t. } Hx + g \ge G'y \qquad \textbf{(7.2b)}$$

$$y \ge 0 \qquad \textbf{(7.2c)}$$

Bu tanımlarda kullanılan terimler için 7.1 eşitliklerinde verilen tanımlar geçerliliğini korur. Mümkün kümesi,

$$F^{dual} \triangleq \left\{(\breve{x},\breve{y}) \in \Re^n \middle| H\breve{x} + g \geq G'\breve{y}, \breve{y} \geq 0\right\} \qquad \textbf{(7.3)}$$

olarak tanımlanırsa mümkünlük, sınırlılık ve konvekslik notasyonları çifteş *KP'*a da uygulanabilir.

7.2.1 Optimallik koşulları

Çifteşlilik, lineer programlama ve konveks kuadratik programlama Pontryagin ve diğ. (1962) için önemli bir kavramdır. Aynı zamanda genel nonlineer programlamada da önemli bir yere sahiptir. Çifteşlilik kavramındaki ana fikir, esas (orjinal) problemle aynı optimal amaç ölçütü değerine sahip olan ikinci bir problem tanımlamaktır. Belirli bir noktanın optimalliği sağlanırken çifteşliliğin bu teorik özelliklerinden yararlanılır ve bu özellikler kuadratik programların çözümü için pratik yöntemler sağlar.

Bu çalışma için anlamlı olan çifteşlilik şöyle özetlenebilir (Pontryagin ve diğ., 1962);

Teorem – Esas (orjinal) ve çifteş kuadratik programın çözümü : Bir esas bir de karşı gelen çifteş kuadratik problem olduğunu varsayalım. Bu durumda aşağıdaki ifadeler kabul edilir.

a) x^{opt}, 7.1 ifadelerinde verilen *KP*'ın bir çözümü ise, KP^{dual} probleminin $\left(x^{opt}, y^{opt}\right)$ olacak şekilde çözümü mevcuttur.

b) KP^{dual} probleminin $\left(x^{opt}, y^{opt}\right)$ çözümü varsa, esas *KP*'ın $Hx = Hx^{opt}$ eşitliğini sağlayan bir *x* çözümü vardır.

c) Her iki durumda

$$\frac{1}{2}\left(x^{opt}\right)' H\left(x^{opt}\right) + \left(x^{opt}\right)' g = -\frac{1}{2}\left(x^{opt}\right)' H\left(x^{opt}\right) + \left(y^{opt}\right)' b$$ eşitliği geçerlidir.

$Hx = Hx^{opt}$ eşitliği *KP* kesin konveks ise (yani *H*'ın tersi alınabilir ise), $x = x^{opt}$ şeklinde sadeleştirilebilir. Yukarıda verilen teorem kullanılarak herhangi bir mümkün noktadaki çifteş *KP*'ın amaç ölçütü değerinin, esas *KP*'ın optimal amaç ölçütü için bir alt sınır sağladığı gösterilebilir. Ayrıca, kesin konveks *KP* ancak ve ancak çifteşi üstten sınırlı ise mümkündür.

7.1'deki gibi mümkün bir *KP* olduğunu varsayalım. $1 \le i \le m$ olmak üzere bir $G_i'\breve{x} \ge b_i$ kısıtı, $\breve{x} \in F$ de $G_i'\breve{x} = b_i$ eşitliği sağlandığı durumda etkin aksi durumda etkin olmayan kısıt olarak adlandırılır.

$$A(\breve{x}) \hat{=} \left\{ i \in \{1,...,m\} \middle| G_i'\breve{x} = b_i \right\}$$

$$I(\breve{x}) \hat{=} \left\{ i \in \{1,...,m\} \middle| G_i'\breve{x} > b_i \right\}$$

ayrışık indeks kümeleri sırasıyla $\breve{x}$ 'de etkin kısıt kümesi (ya da etkin küme) ve $\breve{x}$ 'de etkin olmayan kısıt kümesi olarak adlandırılır. x^{opt} *KP*'ın optimal bir çözümü ise karşı gelen $A(x^{opt})$ etkin kümesine optimal etkin küme denir.

Teorem – KP için Karush-Kuhn-Tucker koşulları : 7.1 eşitliklerinde tanımlanan *KP*'ın kesin konveks ve mümkün bir *KP* olduğunu varsayalım. Bu durumda, en azından bir $A \subseteq A(x^{opt})$ indeks kümesinde tek bir $x^{opt} \in \Re^n$ çözümü vardır ve $I \hat{=} i \in \{1,...,m\} \setminus \mathrm{A}$ olmak üzere $y^{opt} \in \Re^m$ vektörü aşağıdaki koşulları sağlar.

$$Hx^{opt} - G_A' y_A^{opt} = -g \qquad \textbf{(7.4a)}$$

$$G_A x^{opt} = b_A \qquad \textbf{(7.4b)}$$

$$G_I x^{opt} \ge b_I \qquad \textbf{(7.4c)}$$

$$y_I^{opt} = 0 \qquad \textbf{(7.4d)}$$

$$y_A^{opt} \ge 0 \qquad \textbf{(7.4e)}$$

Ayrıca,

a) x^{opt} çözümü, 7.1 ifadelerindeki esas *KP*'ın tek global minimumudur.

b) $\left(x^{opt}, y^{opt}\right)$, 7.2 ifadelerindeki çifteş *KP*'ın optimal bir çözümüdür ve

c) Esas *KP* ile çifteş *KP*'ın optimal amaç ölçütü değerleri birbirine eşittir.

Burada *A* kümesi ve y^{opt} çifteş çözümünün tek olmak zorunda olmadığından bahsedilebilir. Yine de belirli bir *A* kümesi için G_A matrisinin tüm satırları lineer bağımsız ise 7.4a ve 7.4b eşitlikleri ile tanımlanan y^{opt} çifteş çözümü tektir.

$A = A(x^{opt})$ olması durumunda, G_A matrisinin satırlarının full ranklı olma koşulu, lineer bağımsız kısıt niteliği (*LICQ*) olarak adlandırılır.

7.2.2 Parametrik kuadratik programlama

7.1 eşitliklerinde verilen *KP* tanımı, gradyanı ve kısıt vektörleri ilgin (*affine*) olarak verilen bir parametreye bağlı olacak şekilde aşağıdaki gibi genişletilebilir.

$$\min_{x \in \Re^n} \frac{1}{2} x'Hx + x'g(w) \qquad \textbf{(7.5a)}$$

$$\text{s.t. } Gx \geq b(w) \qquad \textbf{(7.5b)}$$

şeklinde ifade edilen optimizasyon problemi parametrik kuadratik program olarak adlandırılır. Bu ifadedeki $H \in \Re^{n \times n}$ ve $G \in \Re^{m \times n}$ sabit matrisleri,

$$g(w) \hat{=} f + Fw \qquad \textbf{(7.6a)}$$

$$b(w) \hat{=} e + Ew \qquad \textbf{(7.6b)}$$

vektörleri ise $w \in \Re^{n_x}$ değişen parametreye bağlı vektörleri göstermektedir. ($f \in \Re^n$, $F \in \Re^{n \times n_x}$, $e \in \Re^m$, $E \in \Re^{m \times n_x}$). Karışıklığı önlemek adına parametrik kuadratik program için *KP*(*w*) notasyonu kullanılmıştır.

Rastgele ancak sabit $w = w_0$ için parametrik kuadratik program, 7.1'de verilen formdaki *KP*' a dönüşür. Bu sebeple *KP* için verilen tüm tanımlar parametrik *KP* için de geçerlidir. Fakat *g*(*w*) gradyan vektörü ve *b*(*w*) gradyan vektörü *w* parametresinin ilgin (*affine*) fonksiyonu olduğu için mümkün küme, optimal çözüm, mümkün noktadaki etkin ve etkin olmayan kısıt kümesi çifteş çözümdeki gibi *w*'ye bağlıdır. Bu sebeple bu büyüklükler sırasıyla $F(w)$, $x^{opt}(w)$, $A(x^{opt}(w))$, $I(x^{opt}(w))$, $KP^{dual}(w)$ olarak ifade edilirler. Parametrik *KP*'ın mümkün kümesi, *w* parametresinin değişimi ile değişir. Diğer bir deyişle, $KP(w)$ sadece belirli *w* değerleri için mümkündür. Bu sebeple aşağıdaki tanım yapılabilir.

$$P \hat{=} \left\{ w_0 \in \Re^{n_x} \middle| F(w_0) \neq \varnothing \right\} \qquad \textbf{(7.7)}$$

kümesi parametrik kuadratik programın mümkün parametreler kümesi olarak adlandırılır.

Açık (explicit) MPC yöntemleri ve çevrimiçi (*online*) etkin küme stratejisi için önemli olan mümkün parametreler kümesi özellikleri şöyledir.

Teorem - $KP(w)$ parametrik kuadratik programının yukarıda tanımlanan mümkün *P* parametreler kümesi konveks ve kapalıdır.

P kümesinin geometrik yapısını incelemek için aşağıdaki tanım kullanılır.

Kesin konveks $QP(w)$ parametrik kuadratik programı *P* mümkün parametreler kümesi ile verilmiş olsun. Ayrıca her $w_0 \in P$ için, $x^{opt}(w_0)$ parametrik kuadratik programın tek optimal çözümünü, $A(x^{opt}(w_0))$ ise karşı gelen optimal etkin kümesini göstersin. Bu durumda her $A \subseteq \{1,...,m\}$ kümesi için,

$$CR_A \triangleq \{w_0 \in P \,|\, A(x^{opt}(w)) = A\} \qquad \textbf{(7.8)}$$

şeklinde tanımlanan küme *P*'nin kritik bölgesi olarak adlandırılır.

7.3 Genişletilmiş Çevrimiçi (Online) Etkin Küme Stratejisi

7.3.1 Temel amaç

7.1 eşitliklerinde verilen kuadratik programı çözmek amacıyla model öngörülü kontrol uygulamaları için geliştirilmiş çevrimiçi etkin küme stratejisi kullanılabilir (Best, 1996; Ferrau ve diğ., 2006). Bu strateji geleneksel ılık (*warm*) başlama tekniklerinden farklı olarak, bir *KP*'dan diğerine etkin kümenin fazla değişmediği varsayımı üzerine kurulmuştur. Bu stratejinin değişen matrislerle genişletilmesi açıklanmadan önce, stratejinin ana amacı üzerinde durulacaktır. Daha detaylı açıklamalar ve uygulama detayları Ferreau (2006)' da bulunabilir.

Çözülmüş bir $KP(w_0)$ kuadratik programdan diğer $KP(w_0^{yeni})$ kuadratik programa geçerken, çevrimiçi etkin küme stratejisi parametrik uzayda düz bir çizgi üzerinde hareket eder. Örneğin,

$P := \{w_0 \in \Re^{n_{w_0}} \,|\, QP(w_0)_olası_ise\}$ kümesi için aşağıdaki tanımlar kullanılarak,

$$\Delta w_0 := w_0^{yeni} - w_0 \qquad \textbf{(7.9a)}$$

$$\Delta g := g\left(w_0^{\,yeni}\right) - g(w_0) = F^T \Delta w_0 \tag{7.9b}$$

$$\Delta b := b\left(w_0^{\,yeni}\right) - b(w_0) = E\Delta w_0 \tag{7.9c}$$

gradyan ve kısıt vektörleri aşağıdaki gibi yeniden parametrize edilebilir.

$$\tilde{w}_0 : [0,1] \to \Re^{n_x}, \quad \tilde{w}_0(\tau) := w_0 + \tau\Delta w_0 \tag{7.10a}$$

$$\tilde{g} : [0,1] \to \Re^{n}, \quad \tilde{g}_k(\tau) := g(w_0) + \tau\Delta g \tag{7.10b}$$

$$\tilde{b} : [0,1] \to \Re^{m}, \quad \tilde{b}_k(\tau) := b(w_0) + \tau\Delta b \tag{7.10c}$$

Son $KP(w_0)$'ın bilinen (x^*, λ^*) optimal çözümünden başlayıp yeni $KP\left(w_0^{yeni}\right)$ çözümü elde edilmek istensin. Çevrimiçi etkin küme stratejisinin temel fikri; tüm ara noktalar için esas ve çifteş mümkün olma özelliğini sağlayarak, w_0'den $w_0^{\,yeni}$'ye doğru, yani (x^*, λ^*)'dan $(x^*_{yeni}, \lambda^*_{yeni})$'e doğru hareket etmektir. Bunun bir diğer anlamı, $M := \{1,...,m\}$ olmak üzere 7.11 eşitliklerindeki homotopileri (uzamdaşları) aramaktır.

$$\tilde{x}^* : [0,1] \to \Re^{n}, \quad \tilde{x}^*(0) := x^*, \quad \tilde{x}^*(1) := x^*_{yeni} \tag{7.11a}$$

$$\tilde{\lambda}^* : [0,1] \to \Re^{m}, \quad \tilde{\lambda}^*(0) := \lambda^*, \quad \tilde{\lambda}^*(1) := \lambda^*_{yeni} \tag{7.11b}$$

$$\tilde{A} : [0,1] \to 2^M, \quad \tilde{A}(0) := A, \quad \tilde{A}(\tau) \subseteq M \tag{7.11c}$$

$$\tilde{I} : [0,1] \to 2^M, \quad \tilde{I}(\tau) := M \setminus \tilde{A}(\tau) \tag{7.11d}$$

Bu uzamdaşlar 7.12'de verilen KKT koşullarını her $\tau \in [0,1]$ için sağlarlar. Burada kullanılan uzamdaş terimi kısaca, bir sürekli dönüşümle biri diğeri üzerine gönderilebilen iki eğri anlamına gelmektedir.

$$\begin{pmatrix} H & G^T_{\tilde{A}(\tau)} \\ G_{\tilde{A}(\tau)} & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{x}^*(\tau) \\ -\tilde{\lambda}^*_{\tilde{A}(\tau)}(\tau) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\tilde{g}(\tau) \\ \tilde{b}_{\tilde{A}(\tau)}(\tau) \end{pmatrix} \tag{7.12a}$$

$$\tilde{\lambda}_{\tilde{I}(\tau)}(\tau) = 0 \tag{7.12b}$$

$$G_{\tilde{I}(\tau)}\tilde{x}^*(\tau) \geq b_{\tilde{I}(\tau)}(\tau) \tag{7.12c}$$

$$\tilde{\lambda}^*_{\tilde{A}(\tau)}(\tau) \geq 0 \qquad \textbf{(7.12d)}$$

$\tilde{x}^*(\tau)$ ve $\tilde{\lambda}^*(\tau)$ parça parça lineer fonksiyonlar oldukları için, aşağıda verilen ilişki

$$\tilde{x}^*(\tau) := x^* + \tau\Delta x^* \qquad \textbf{(7.13a)}$$

$$\tilde{\lambda}^*_A(\tau) := \lambda^*_A + \tau\Delta\lambda^*_A \qquad \textbf{(7.13b)}$$

yeterince küçük $\tau \in [0, \tau_{\max}]$, $\tau_{\max} \geq 0$ lar için geçerlidir.

Optimal bir çözümden başlanırsa, $\tau = 0$'da KKT koşulları sağlanır. Bu nedenle, her $\tau \in [0, \tau_{\max}]$ için 7.12a eşitliği ancak ve ancak aşağıdaki eşitlik sağlanırsa gerçeklenir.

$$\begin{pmatrix} H & G_A^T \\ G_A & 0 \end{pmatrix}\begin{pmatrix} \Delta x^* \\ -\Delta\lambda^*_A \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\Delta g \\ \Delta b_A \end{pmatrix} \qquad \textbf{(7.14)}$$

Best (1996)'da gösterildiği gibi G_A'nın satırlarının lineer bağımsızlığı garanti altına alınabileceği için yukarıdaki eşitliğin tek çözümü vardır.

P parametre uzayı kritik bölge olarak adlandırılan konveks kümelere bölünebilir. Bir kritik bölge içerisindeki tüm w_0'lar için *KP* çözümü özdeş optimal etkin kümeye sahiptir.

Kritik bölge içerisinde kalındığı müddetçe, *KP* çözümü ilgin (*affine*) olarak w_0'a bağlıdır. Ancak, düz çizgi üzerinde hareket ederken kritik bölgelerin sınırlarından geçebilir. Etkin küme, bir önceki etkin olmayan kısıt etkin hale gelmedikçe sabit kalır. Örneğin,

$$G_i^T\left(x^* + \tau\Delta x^*\right) = b_i(w_0) + \tau\Delta b_i$$

dır ve bazı $i \in I$ ler için bir önceki adımdaki etkin kısıt etkin olmayan kısıta dönüşmez. Bazı $i \in I$ ler için aşağıdaki eşitlik geçerlidir.

$$\lambda_i^* + \tau\Delta\lambda_i = 0$$

Bu sebeple, $\tau_{\max}$ mümkün olan maksimum uzamdaş basamak genişliği aşağıdaki gibi belirlenir.

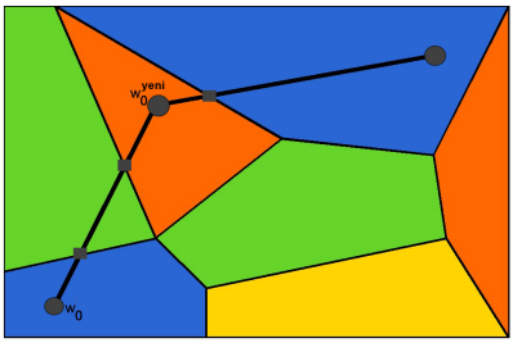
$$\tau_{\max}^{prim} := \min_{\substack{i \in I \\ G_i^T \Delta x^* < \Delta b_i}} \frac{b_i(w_0) - G_i^T x^*}{G_i^T x^* - \Delta b_i} \tag{7.15a}$$

$$\tau_{\max}^{dual} := \min_{\substack{i \in A \\ \Delta\lambda_i < 0}} -\frac{(\lambda^*)_i}{\Delta\lambda_i} \tag{7.15b}$$

$$\tau_{\max} := \min\left\{1, \tau_{\max}^{prim}, \tau_{\max}^{dual}\right\} \tag{7.15c}$$

$\tau_{\max}$'ın bu seçimi, 7.12c ve 7.12d koşullarının sağlanacağını garanti eder. Ayrıca $\Delta\lambda_I^* := 0$ tanımlanarak, tüm $\tau \in [0, \tau_{\max}]$ ler için 7.12b eşitliği sağlanır.

$\tau_{\max}$ bire eşit ise, uzamdaş yolu boyunca bir tam adım alınabilir ve yeni $KP\left(w_0^{yeni}\right)$ kuadratik programının çözümü bulunur. Aksi taktirde, $\tau_{\max}$'ın birin altında sınırlanmasına neden olan esas veya çifteş bloklama kısıtı, çalışılan *A* aktif kümesine bir kısıt eklenmesi ya da kısıt çıkarılmasını gösterir. KKT matrisi ve aktif kümesi güncellendikten sonra yeni basamak yönü hesaplanır ve tüm prosedür yeni $KP\left(w_0^{yeni}\right)$'ın çözümü bulunana kadar tekrarlanır. Anlatılan temel fikir Şekil 7.2'de gösterilmiştir.



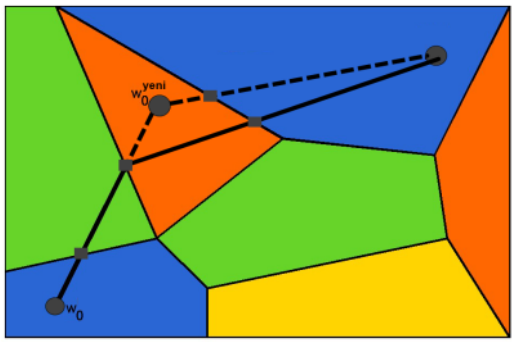
Şekil 7.2 : Kritik bölgeler üzerinden bir KP'dan diğerine giden uzamdaş yollar (Ferreau ve diğ., 2007).

7.3.2 Gerçek zaman değişimi

Çevrimiçi etkin küme stratejisinin bir büyük avantajı uzamdaş yolu üzerindeki *KP*'lar için ardışıl optimal çözümleri üretmesidir. Bu yüzden, bu ardışıl işlemleri her alt adım sonrası kesip, o anki iterasyondan sıradaki *KP*'a yeni bir uzamdaş başlatmak mümkündür. Özellikle standart etkin küme yöntemlerindeki Faz1, her iterasyon optimal ve mümkün olduğu için gerekli değildir. Uzamdaş zamanından önce

kesintiye uğrarsa çözülmek istenilen *KP*'a oranla mümkün olmayan veya yetersiz (suboptimal) bir noktada bir çözüm elde edilebilir.

Bu nedenle, bu tez çalışmasında geliştirilen hava ve yakıt yolu referans optimizasyonu için verilen bir örnekleme zamanında mevcut *KP* için optimal çözüm bulunmaya çalışılmıştır. Ancak, önceki *KP*'ın çözümünden o anki *KP*'ın çözümüne geçmek için çok fazla etkin küme değişikliği gerekiyorsa, o anki *KP*'ın çözümünü durdurulup, bir sonraki *KP*'ın çözümüne yönelik yeni bir uzamdaş başlatılır. Bir sonraki *KP*'ın çözümü verilen örnekleme zamanı içinde hesaplanabilir olandan daha az etkin küme değişikliği gerektiriyorsa çevrimiçi etkin küme stratejisi son *KP*'daki bazı tamamlanamamış değişiklikleri gerçekleştirebilir. Bu durum Şekil 7.3'de gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi her bir *KP* çözümü için sadece iki etkin küme değişikliğine izin verilir.



Şekil 7.3 : Kısıtlı sayıdaki etkin küme değişikliği ile bir KP'dan diğerine uzamdaş yollar (Ferreau ve diğ., 2007).

Bu gerçek zaman değişimi 7.14 eşitliğinde verilen KKT matrisinin yeniden çarpanlarına ayrılmasını gerektirmez. Bunun yerine, *KP* değişkenlerinin sayısı göz önünde bulundurularak kuadratik karmaşıklıktaki matris güncellemeleri yapılır.

7.3.3 Değişken KP matrisleri ile genişletilmiş KP

Bu tez çalışmasında referans optimizasyonu için kullanılan yanma modellerinin tüm motor çalışma uzayı için geçerli olduğu varsayıldığından, ortaya çıkan *KP*'ları çözmek için yukarıda tanımlanan çevrimiçi etkin küme stratejisi kullanılabilir.

Bazı problemler için tüm çalışma uzayında tek bir model geçerli olamamaktadır. Ferrau ve diğ. (2007) çalışmasında görülebileceği gibi tüm çalışma uzayı alt çalışma uzaylarına bölünmüş ve alt çalışma uzaylarında lokal lineer modeller elde edilmiştir. Problem çözümü sırasında, lokal lineer modeller arasında geçiş yapılması gerekirse şu ana kadar anlatılan çevrimiçi etkin küme stratejisi doğrudan kuadratik program

vektör veya matrislerinin değiştirilmesi yoluyla çalışmaz. Bu nedenle değişen *KP* matrislerini çözümlemek için çevrimiçi etkin küme stratejisinin kapsamı genişletilmiştir.

Bu genişletilmiş yaklaşım sadece farklı lokal lineer modeller arasında geçiş yaparken değil aynı zamanda nonlineer MPC bağlamında da kullanışlıdır. Bu durumda *KP* yerine nonlineer program (*NLP*) çözülmelidir. Bu çözüm, ardışıl kuadratik programlama yöntemleri yoluyla etkin bir şekilde gerçekleştirilebilir. Bu işlem sırasında her örnekleme adımında bir *KP* yerine tüm *KP*'ler serisi çözülmelidir. Bu *KP*'lar gradyan ve kısıt vektöründe olduğu gibi pozitif tanımlı Hessian matrisi yaklaşımında ve kısıt matrisinde farklılık gösterir.

Aşağıdaki kuadratik programlardan (esas–çifteş $\left(x^*, \lambda^*\right)$ çözüm ikilileri ve karşı gelen *A* optimal etkin kümesi ile) bazılarının çözülmüş olduğu varsayılsın.

$$KP\left(H, G, g, b\right) := \min_{x \in \Re^n} \frac{1}{2} x^T H x + x^T g \tag{7.16a}$$

$$\text{s.t. } Gx \geq b \tag{7.16b}$$

ve aşağıdaki gibi ifade edilen sıradaki *KP* çözülmek istensin.

$$KP\left(H^{yeni}, G^{yeni}, g^{yeni}, b^{yeni}\right) := \min_{x \in \Re^n} \frac{1}{2} x^T H^{yeni} x + x^T g^{yeni} \tag{7.17a}$$

$$\text{s.t. } G^{yeni} x \geq b^{yeni} \tag{7.17b}$$

her iki kuadratik programdan da KKT optimallik koşulları çıkartılsın. Bu durumda $\left(x^*, \lambda^*\right)$ çözümünün aşağıdaki şekilde dönüştürülmüş *KP*'ın optimal çözümü olduğu kolaylıkla gösterilebilir.

$$\hat{g} = g - \left(H^{yeni} - H\right)x^* + \left(G_A^{yeni} - G_A\right)^T \lambda_A^* \tag{7.18a}$$

$$\hat{b} = b + \left(G^{yeni} - H\right)x^* \tag{7.18b}$$

olmak üzere,

$$KP\left(H^{yeni}, G^{yeni}, \hat{g}, \hat{b}\right) := \min_{x \in \Re^n} \frac{1}{2} x^T H^{yeni} x + x^T \hat{g} \tag{7.19a}$$

$$\text{s.t. } G^{yeni} x \geq \hat{b} \tag{7.19b}$$

Bu durumda $KP\left(H^{yeni}, G^{yeni}, \hat{g}, \hat{b}\right)$'ın $\left(x^*, \lambda^*\right)$ optimal çözümünden başlayıp $KP\left(H^{yeni}, G^{yeni}, g^{yeni}, b^{yeni}\right)$'ın çözümüne doğru bir uzamdaş başlatmak mümkündür. Bu işlem sırasında aşağıdaki adımları gerçekleştirmek gereklidir.

- A optimal etkin kümesi için yeni G^{yeni} kısıt matrisinin ve H^{yeni} Hessian matrisinin matris çarpanları hesaplanmalıdır.
- 7.19 eşitlikleri yardımıyla dönüştürülmüş $\hat{g}$ ve $\hat{b}$ vektörleri hesaplanmalıdır.
- Son $\left(x^*, \lambda^*\right)$ optimal çözümünden başlayarak $KP\left(H^{yeni}, G^{yeni}, \hat{g}, \hat{b}\right)$ kuadratik programından $KP\left(H^{yeni}, G^{yeni}, g^{yeni}, b^{yeni}\right)$ kuadratik programına bir uzamdaşlık gerçekleştirilmelidir.

Bu yaklaşım *KP* çözümü farklı lineer modeller arasında anahtarlanırken ılık başlatmayı mümkün kılar. Bu durum ek hesaplama çalışmasını/eforunu beraberinde getirir. Yeni *KP* matrislerinin yeniden çarpanlara ayrılması olarak ifade edilebilecek bu ek hesaplama; *n* adet *KP* değişkeni sayısının 3. dereceden kuvvetine bağlıdır ve O(n^2) adet matris/vektör işleminden oluşur. Ancak standart *KP* çözücüsünün matrisleri yeniden çarpanlara ayırması ve yeni mümkün çözümü bulurken Faz1'in çok işlem gerektirecek olması unutulmaması gereken bir noktadır.

Bu tez çalışmasında, tüm çalışma uzayında tek bir modelin geçerli olduğu (sabit Hessian matrisi) varsayılsa bile kısıt vektör ve matrisleri w_0 çalışma noktasına göre değişmektedir. Bu nedenle qpOASES yazılım dökümantasyonuna göre ele alınan referans optimizasyon problemi, ardışık kuadratik programlama (SQP) problemine dönüşmektedir. Takip eden bölümde ardışık kuadratik programlama yöntemi ile dizel hava ve yakıt yolu referanslarının optimizasyonu detaylı bir şekilde incelenecektir.

7.4 SQP (Ardışık Kuadratik Programlama) Yöntemi ile Dizel Hava ve Yakıt Yolu Referanslarının Gerçek Zamanlı Optimizasyonu

Dizel hava ve yakıt yolu referansları belirlenirken temel hedef; emisyon limitleri içerisinde kalırken yakıt tüketimini minimize etmek şeklinde özetlenebilir. Bu hedef doğrultusunda günümüz ECU kontrol algoritmalarında farklı çalışma koşulları tanımlanmakta ve her bir çalışma koşulu için ilgili kalibrasyon haritaları doldurulmaktadır. Bu proses çok fazla test verisi gerektirdiği gibi her bir haritayı

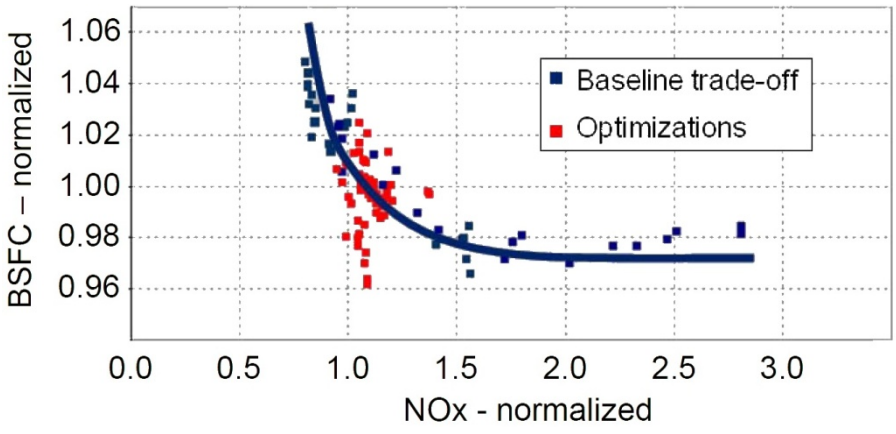
uygun bir şekilde doldurmak ve harita geçişlerindeki sürekliliği sağlamak zorlu bir iştir. Bu durum ayrıca optimum kalibrasyondan uzaklaşmanın bir sebebi olarak da değerlendirilebilir.

Bu nedenle bu tez çalışmasında problem basitleştilmiş ve haritalardan bağımsız bir şekilde çevrimiçi olarak optimum hava ve yakıt yolu referanslarının belirlenmesi üzerinde çalışılmıştır.

Dizel motorun nonlineer yapısı nedeniyle çalışma noktası değiştikçe hedeflenen optimizasyon probleminin denklem parametreleri değişmektedir. Ayrıntıları takip eden bölümde anlatılacağı gibi problemin parametrik oluşu nedeniyle çevrimiçi optimizasyon için Ardışık Kuadratik Programlama yönteminin kullanılmasına karar verilmiştir.

7.4.1 Problemin tanımlanması

Hava ve yakıt yolu referansları belirlenirken hedef; sürücünün gaz pedalına basması ile oluşan tork talebini karşılamak ve emisyon yasaları içerisinde yer alan NOX, CO, HC, PM gibi emisyonları, yakıt tüketimini, motor gürültüsünü minimize etmektir. Ancak bu büyüklükler arasındaki ödünleşim (*trade-off*) nedeniyle bir büyüklük azaltılırken diğerinin artması söz konusudur. Literatürde NOX/PM ve NOX/SFC ödünleşimlerinden yararlanan çeşitli optimizasyon çalışmaları mevcuttur. Ödünleşimlerde bahsi geçen SFC (*specific fuel consumption*) özgül yakıt tüketimi, birim güç başına harcanan yakıt kütle akışı olarak tanımlanabilir. Farklı test çevrimlerimin, farklı sürücü kullanımlarının yakıt tüketimi açısından karşılaştırılabilmesi için SFC büyüklüğü kullanılır. Aşağıdaki Şekil 7.4'de karakteristik bir NOX/SFC ödünleşim grafiği görülebilir.



Şekil 7.4 : NOX/SFC ödünleşimi (Allain ve diğ., 2009).

PM ölçümü ve modellenmesinde yaşanan zorluklar nedeniyle bu tez çalışmasındaki optimizasyon problemi NOX/SFC ödünleşimi üzerine kurulmuştur. w_1 ve w_2 ağırlık katsayılarını, t_{opt} optimizasyon örnekleme zamanını göstermek üzere J optimizasyon amaç ölçütü,

$$J = \min \int_{t=t0}^{t=t0+t_{opt}} (w_1 NOX + w_2 SFC) dt \tag{7.20}$$

olarak tanımlanmıştır. Simülasyon örnekleme zamanından daha büyük olan t_{opt} optimizasyon örnekleme zamanı süresince yukarıdaki amaç ölçütünü minimize edecek optimum hava ve yakıt yolu referanslarının belirlenmesine çalışılmıştır.

NOX emisyonları, tezin ikinci bölümde yer alan yanma modelleri içerisinde kuadratik denklemler ile modellenmiş ve denklem katsayıları istatistiksel yöntemler yardımıyla elde edilmiştir. Aynı bölümde modellenmesi verilmemiş olan SFC, tanımı gereği aşağıdaki gibi elde edilebilir.

$$SFC = \frac{W_f}{P} \tag{7.21}$$

Bu eşitlikteki P güç terimi,

$$P = \frac{\pi}{30} TQ n_e \tag{7.22}$$

şeklinde tanımlanır. 3.13 eşitliğinde verilen W_f yakıt kütle akışı yerine yazılarak SFC eşitliği aşağıdaki gibi elde edilir.

$$SFC = \frac{10^{-6} n_{cyl}}{4\pi} \frac{u_\delta}{TQ} \tag{7.23}$$

Bu eşitlikteki TQ motor torku, NOX'a benzer şekilde yine ikinci bölümdeki yanma modelleri içerisinde kuadratik denklemler yardımıyla modellenmiştir. Ancak SFC eşitliğinde TQ teriminin paydada bulunması, dolayısıyla kuadratik yapıyı bozması nedeniyle SFC'nin bu haliyle optimizasyon amaç ölçütü içerisinde kullanılması mümkün değildir. SFC özgül yakıt tüketimini kuadratik yapıda ifade edebilmek için NOX ve TQ'da olduğu gibi kuadratik denklemlerin regresyon yardımıyla katsayılarının bulunması prensibinden yararlanılmıştır.

Yanma modeli değişkenleri arasında bulunan ön püskürtme miktar ve zamanlamasının temel hedefi motor gürültüsünü düşürmektir. Modellemede kullanılan testlerde motor gürültüsüne dair bir ölçüm bulunmadığı için amaç

ölçütüne motor gürültüsünü dahil etmek mümkün olmamıştır. Aynı sebepten dolayı optimizasyon sonucunda ön püskürtme miktar ve zamanlamasını elde etmeye çalışmak da anlamlı değildir. Bu yüzden ön püskürtmeye dair değişkenler birer durum olarak kabul edilmiştir. Yanma modeli değişkenleri arasında bulunan motor devri de araç modeli yardımı ile hesaplandığı ve kontrol değişkeni olamayacağı için durum değişkenlerine dahil edilmiştir.

Ön püskürtmenin hangi krank açısında başlayacağını gösteren zamanlama değişkeni optimizasyon kontrol değişkenleri listesine dahil edilmediği için optimizasyon sonucunda ana püskürtmenin ön püskürtmeden önce gerçekleşmesini engellemek adına yanma modeli denklemlerinde değişiklik yapılması öngörülmüştür. Buna göre denklemlerdeki ön püskürtme krank açısı değişkeni yerine ön püskürtme ile ana püskürtme arasındaki krank açısının kullanılmasına karar verilmiştir.

Son durumda NOX, TQ ve SFC modellemesinde kullanılan değişkenler şu şekilde olmuştur.

- x_1 : Motor devri
- x_2 : Ana püskürtme krank açısı
- x_3 : Ön-Ana püskürtme arasındaki krank açısı
- x_4 : Ana püskürtme miktarı
- x_5 : Ön püskürtme miktarı
- x_6 : Kompresör kütle hava akışı
- x_7 : Giriş manifold basıncı
- x_8 : Ray basıncı

Model denklemlerinde yukarıda verilen değişkenlerin kareleri, ikili çarpımları, kendileri ve sabitlere dair terimler ve bunların katsayıları yer almaktadır. Optimizasyondaki durum değişkenleri yukarıda anlatılan sebeplerden dolayı,

$$X = \begin{bmatrix} x_1 & x_3 & x_5 \end{bmatrix} \tag{7.24}$$

ve kontrol değişkenleri,

$$U = \begin{bmatrix} x_2 & x_4 & x_6 & x_7 & x_8 \end{bmatrix} \tag{7.25}$$

olarak kabul edilirse, NOX, TQ ve SFC modelleri

$$NOX = f\left(X, X^2, U, U^2, U * X\right) \tag{7.26}$$

$$TQ = f\left(X, X^2, U, U^2, U * X\right) \tag{7.27}$$

$$SFC = f\left(X, X^2, U, U^2, U * X\right) \tag{7.28}$$

şeklinde ifade edilebilir.

Optimizasyon sonucunda hava ve yakıt yolu referanslarının bulunması hedeflendiği için optimizasyonda x_6, x_7, ve x_8 değişkenleri yerine bu değişkenlerin referanslarının kullanılmasına karar verilmiştir. Karar sırasında, bu tez çalışmasında geliştirilen hava yolu kontrolörlerinde de gösterildiği gibi, hava yolu ve ray basıncı kontrolörlerinin başarılı bir şekilde görevlerini yerine getirdikleri varsayılmıştır. Optimizasyon sonucunda ulaşılamayacak referans değerlerinin üretilmesini engellemek dikkat edilmesi gereken bir nokta olmuştur. x_6, x_7 ve x_8 değişkenleri referanslarına eşit kabul edildiği için bu değişkenler 7.25'de olduğu gibi kontrol değişkenleri listesine eklenmiştir.

Kuadratik program yardımıyla 7.20 eşitliğinde verilen optimizasyon amaç ölçütünü minimize edebilmek için amaç ölçütünün konveks yapıda olması gerekmektedir. Ölçütün konveks yapıda olması optimizasyon çözümünün var ve tek olduğu, ayrıca bu çözümün de global minimum olduğu anlamına gelir. Kesin konvekslik koşulu, amaç ölçütününden hesaplanan Hessian matrisinin tüm özdeğerlerinin sıfırdan büyük olması ile sağlanabilir. Bu amaçla 7.20 eşitliğindeki w_1 ve w_2 ağırlık katsayıları Hessian matrisinin tüm özdeğerlerini pozitif yapacak şekilde belirlenmiştir.

Optimizasyonda kullanılacak kısıtlar ise şu şekilde belirlenmiştir;

- Sürücünün talep ettiği tork değerleri çok küçük bir hata toleransı (yüzde 1 gibi) ile karşılanmalıdır.
- Doğası gereği NOX emisyonları pozitif olmalıdır.
- Doğası gereği SFC yakıt tüketimi (belirlenen optimizasyon test çevrimi için) pozitif olmalıdır.
- Kompresör kütle akışı referansları ilgili çalışma noktasında ulaşılabilir olmalı ve yüzde 3 gibi anlık hata oranları ile yakınsanabilmelidir.

- Giriş manifoldu basınç referansları ilgili çalışma noktasında ulaşılabilir olmalı ve yüzde 3 gibi anlık hata oranları ile yakınsanabilmelidir.
- Motor çıkışında dumandan sakınılmalıdır. Yanma odasına püskürtülen yakıtı yakabilmek için gereken havadan daha az hava bulunması nedeniyle ortaya çıkan bu dumandan, lamda değerlerinin 1.1 gibi bir sayıdan büyük olması sağlanarak sakınılabilir.

İlk üç kısıt maddesinde yer alan TQ, NOX ve SFC değişkenleri kuadratik yapıdadır. Çevrimiçi optimizasyon için kullanılan qpOASES yazılımı lineer kısıtların kullanımına izin verirken kuadratik kısıt kullanımına olanak vermemektedir. Bu sebeple bu üç değişkene dair modellerin yalnızca kısıtlarda kullanılmak üzere lineer yapıda yeniden elde edilmesi gerekmiştir. Yeni modeller elde edilirken optimizasyon durum değişkenleri birer parametre olarak kabul edilmiş ve regresyon sonucunda aşağıdaki yapıdaki denklemlerin katsayıları bulunmuştur.

$$NOX_{lin} = f\left(X, X^2, U, U * X\right) \tag{7.29}$$

$$TQ_{lin} = f\left(X, X^2, U, U * X\right) \tag{7.30}$$

$$SFC_{lin} = f\left(X, X^2, U, U * X\right) \tag{7.31}$$

Anlaşılacağı gibi kontrol değişkenlerinin kareleri ve kendi aralarındaki çarpımlarını içeren terimler ana regresyon denklemlerinden çıkarılmıştır.

Hava yolu kısıt denklemleri için tezdeki üçüncü bölümde elde edilmiş sistem modellerinden yararlanılmıştır. Kompresör kütle akışı kısıt denklemleri 3.58-3.64 denklemleri kullanılarak aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$W_{c,KISIT} = f\left(p_{im}, p_{amb}, T_{amb}, w_t\right) \tag{7.32}$$

Giriş manifold basıncına ilişkin kısıt denklemi, THR valfinin sürekli olarak tam açık konumda çalıştığı varsayımıyla ve 3.7 eşitliği yardımıyla,

$$p_{im_k,KISIT} = p_{im,ref\,k-1} + \frac{R_{air} T_{im\,k}}{V_{im}} \left(W_{c_k} + W_{egr_k} - W_{ei\,k}\right) t_{opt} \tag{7.33}$$

şeklinde elde edilmiştir. Buradaki k simülasyon adım sayısını t_{opt} ise optimizasyon örnek zamanını göstermektedir.

Minimum lamda kısıt denklemi ise 3.13 ve 3.15 denklemlerinin aşağıdaki gibi birleştirilmesi ile elde edilmiş ve denklem gereği maksimum yakıt kısıtına dönüştürülmüştür.

$$u_{\delta,KISIT}^{\max} = \frac{W_{ei} X_{Oim} 120}{\lambda_O^{\min} (O/F)_s 10^{-6} n_e n_{cyl}} \tag{7.34}$$

Son olarak 7.25'de tanımlanan kontrol işaretleri değer kümeleri içerisinde kalacak şekilde kısıtlanmıştır.

Bu bilgilerden sonra çalışılan optimizasyon problemi tanımı aşağıdaki şekle dönüşmüştür.

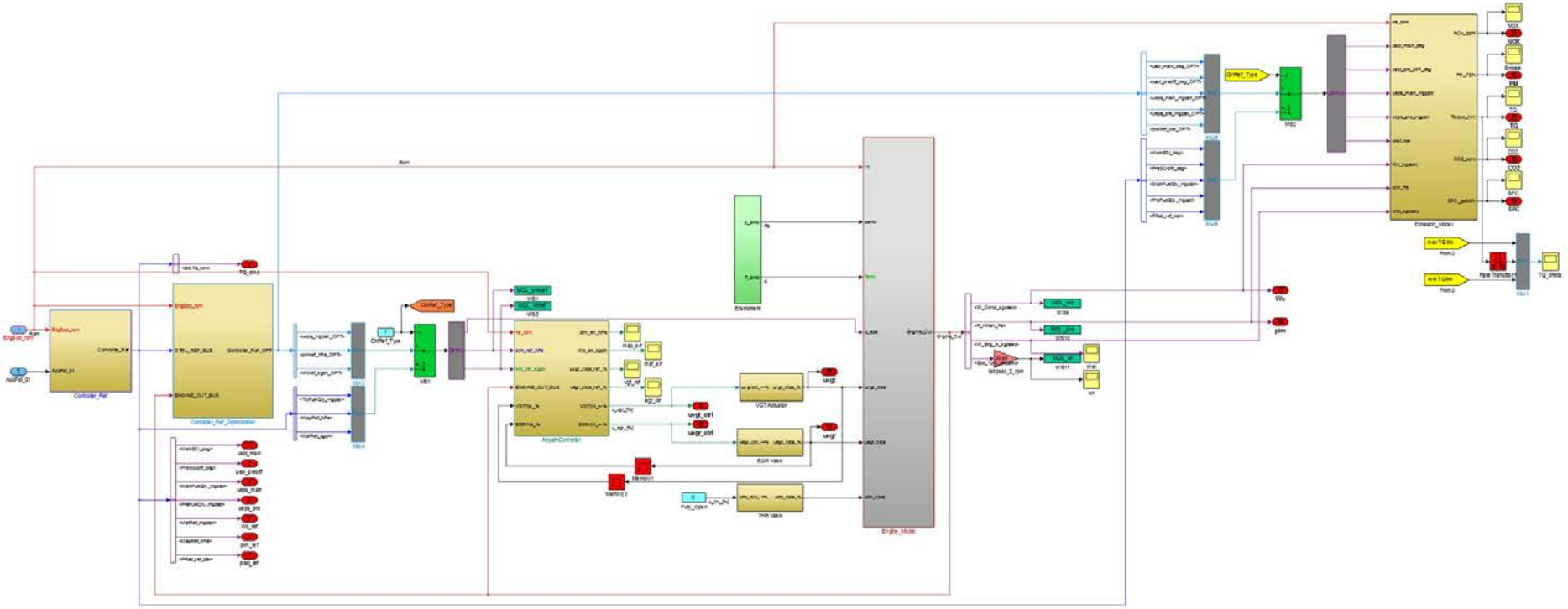
$$J = \min \int_{t=t0}^{t=t0+t_{opt}} (w_1 NOX + w_2 SFC) dt$$

$$\begin{aligned}
& TQ_{dmd}(1-err_{tol}) \le TQ_{lin} \le TQ_{dmd}(1+err_{tol}) \\
& 0 \le NOX_{lin} \\
& 0 \le SFC_{lin} \\
\text{s.t.}\ & W_{c,KISIT}(1-err_{tol}) \le W_{c,ref} \le W_{c,KISIT}(1+err_{tol}) \\
& p_{im,KISIT}(1-err_{tol}) \le p_{im,ref} \le p_{im,KISIT}(1+err_{tol}) \\
& 0 \le u_{\delta,main} \le u_{\delta,KISIT}^{\max} - u_{\delta,pre} \\
& U_{\min} \le U \le U_{\max}
\end{aligned} \tag{7.35}$$

Optimizasyon problemi tanımlanıp yukarıda anlatıldığı şekilde denklemleri elde edildikten sonra optimizasyonda kullanılacak *H, A* matrisleri ile *b, g* vektörlerinin değerleri ve parametrik fonksiyonları hesaplanmıştır. Bu hesaplamada MATLAB'in MuPAD Symbolic Math Toolbox'ından yararlanılmıştır. Hesaplamalar tamamlandıktan sonra model içi çevrim uygulamasına geçilmiştir.

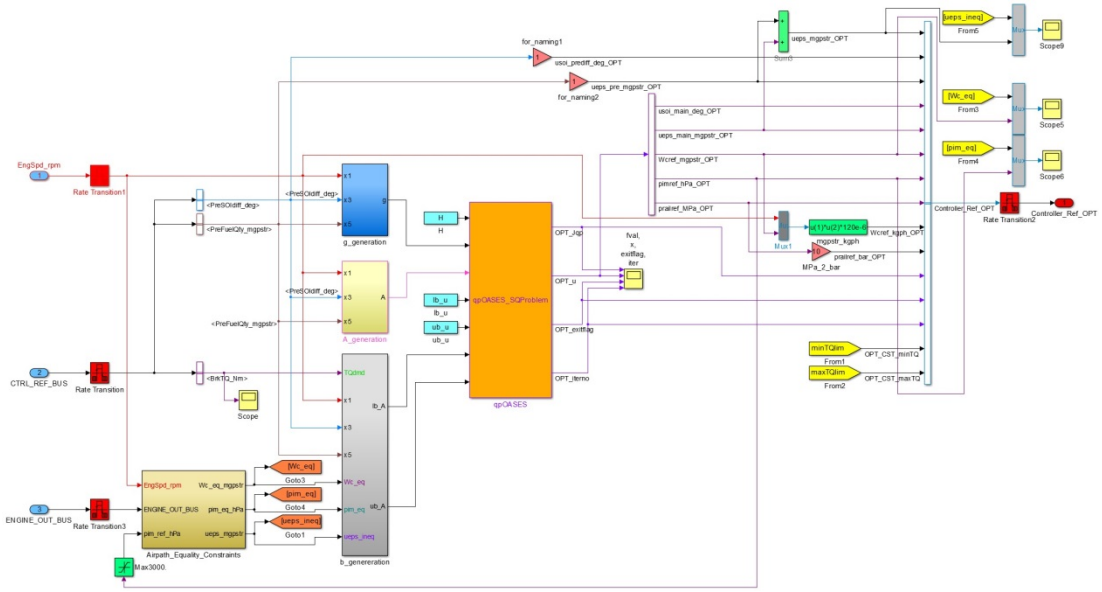
7.4.2 Model içi çevrim uygulaması ile referans optimizasyonu

Model içi çevrim uygulaması için önceki bölümlerde elde edilen hava yolu ve yanma/emisyon modelleri, iç ve dış çevrim olmak üzere hava yolu kontrolörleri, harita bazlı referans üretme modeli ve çevrimiçi (online) referans üretme modeli aşağıdaki şekildeki görülebileceği gibi birleştirilmiş ve tümleşik simülasyon modeli oluşturulmuştur. Altıncı bölümde elde edilmesi anlatılan harita bazlı referans üretme modelinin tümleşik modeldeki kullanım amacı, talep edilen tork değerlerini ve çevrimiçi (online) optimizasyonda kullanılan durumları (7.24 eşitliğinde tanımlanan) üretmektir.



Şekil 7.5 : Tezde kullanılan çevrimiçi optimizasyon içeren tümleşik model içi çevrim modeli.

Ardışık kuadratik programlama yönteminin kullanıldığı çevrimiçi hava ve yakıt yolu optimizasyon modeline dair Simulink diyagramı ise aşağıdaki şekilde görülebilir. Şekilde de rahatlıkla görülebileceği gibi *A* matrisi ile *b* ve *g* vektörlerinin 7.24'de tanımlanan durumlara bağlı (parametrik) yapıda olması ve durumların simülasyon süresince değişmesi optimizasyon için Ardışık Kuadratik Programlama yönteminin kullanımını gerektirmiştir. Bu sebeple modelde qpOASES yazılım kütüphanesinin Ardışık Kuadratik Programlama (*SQP*) bloğu kullanılmıştır.

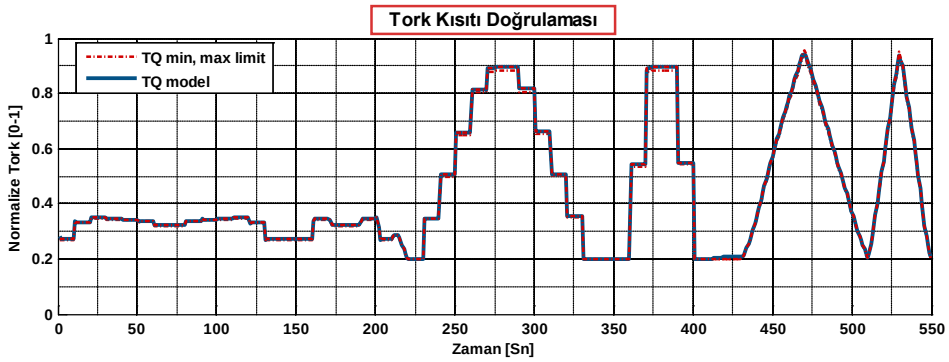


Şekil 7.6 : SQP yöntemi ile çevrimiçi hava ve yakıt yolu optimizasyon modeli.

Sonuçları verilecek model içi çevrim testi olarak hava yolu dış çevrim kontrolörlerinin parametrelerinin ayarlanmasında kullanılan motor devri ve gaz pedalının adım ve rampa şeklinde değiştirildiği test (Şekil 6.22) kullanılmıştır. Çevrimiçi hava ve yakıt optimizasyon modelinin çıkışları HIL'de koşulmuş olan bu test sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

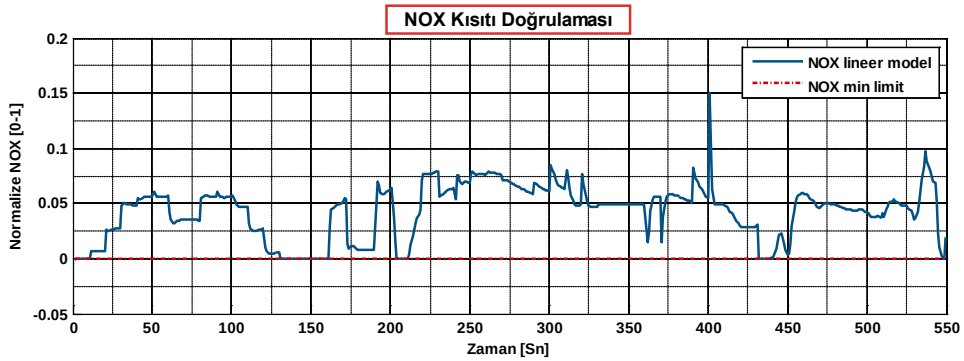
Öncelikle kısıtların sağlanıp sağlanmadığı araştırılmış sonraki aşamada çevrimiçi optimizasyon süresince elde edilen kontrol değişkenleri ve amaç ölçütü değerleri HIL testi ölçüm ve hesaplamaları ile karşılaştırılmıştır.

7.35'de verilen ilk kısıt lineer tork modelinin harita bazlı referans üretme modelinde hesaplanan tork talebini anlık olarak %1'den küçük hatalar ile takip edebilmesine ilişkindir. Aşağıdaki grafikte görülebileceği gibi optimizasyon süresince elde edilen kontrol işaretleri sayesinde tork referansı limitler içerisinde başarı ile takip edilmiştir.



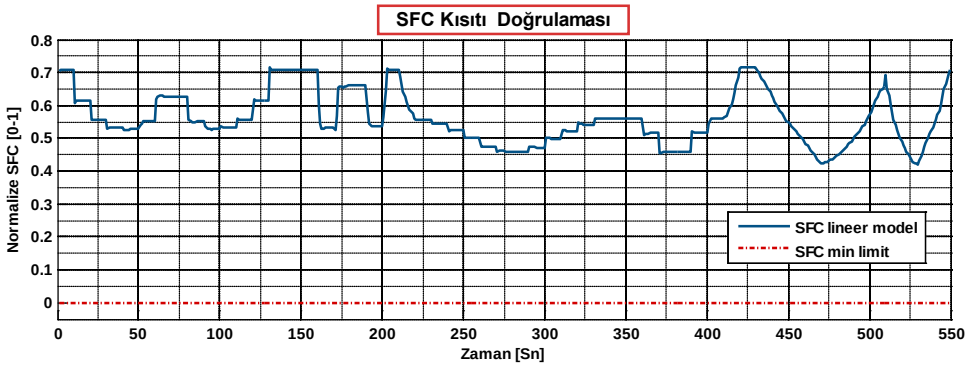
Şekil 7.7 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon - tork kısıtı doğrulaması.

Çevrimiçi optimizasyondaki ikinci kısıt lineer NOX model değerlerinin pozitif olmasıdır. Aşağıdaki grafik çevrimiçi hesaplanan NOX değerlerinin pozitif bölgede kaldığını göstermektedir.



Şekil 7.8 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon - NOX kısıtı doğrulaması.

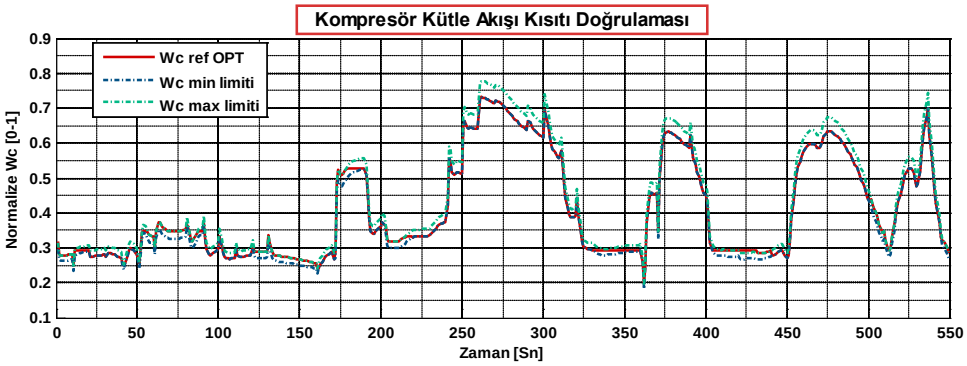
Lineer SFC model değerlerinin pozitif olmasına ilişkin üçüncü sıradaki optimizasyon kısıtının sağlandığı aşağıdaki şekilde görülebilir.



Şekil 7.9 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon - SFC kısıtı doğrulaması.

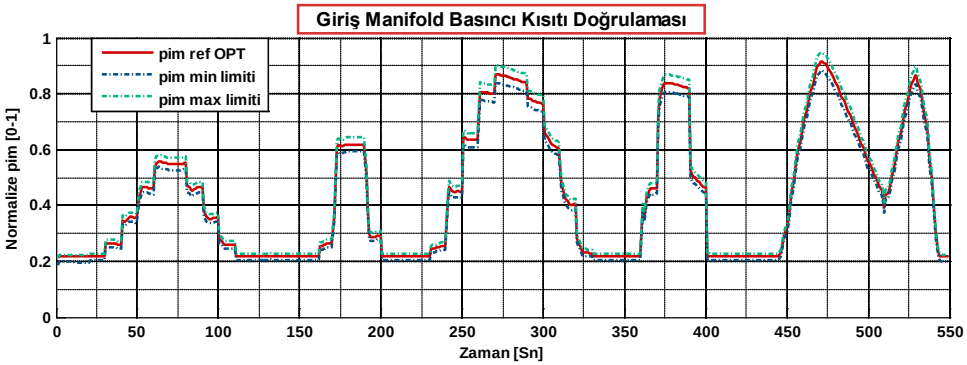
Kompresör kütle akışına ilişkin dördüncü kısıtın doğrulaması aşağıdaki şekilde verilmiştir. Optimizasyondan elde edilen kompresör kütle akışı referans değerlerinin 7.32 eşitliği ile hesaplanan kısıt değerlerinden +/- %3 sapmasına izin verilmiştir. Şekilden de görülebileceği gibi optimizasyon algoritmasının genel olarak maksimum

limiti seçmesi ile birlikte bazı noktalarda minimum limiti seçtiği ancak hep limitler içerisinde kaldığı görülebilir. Testler sırasında 7.32'de hesaplanan kısıt değerlerinden sapma yüzdelerinin optimizasyon sonuçlarını çok fazla etkilediği görülmüştür. %3'den daha düşük toleransların seçildiği durumda optimizasyon algoritması tüm kısıtları sağlayacak bir çözüm üretememektedir. Bu sebeple hata toleransı %3 mertebesinde tutulmuştur.



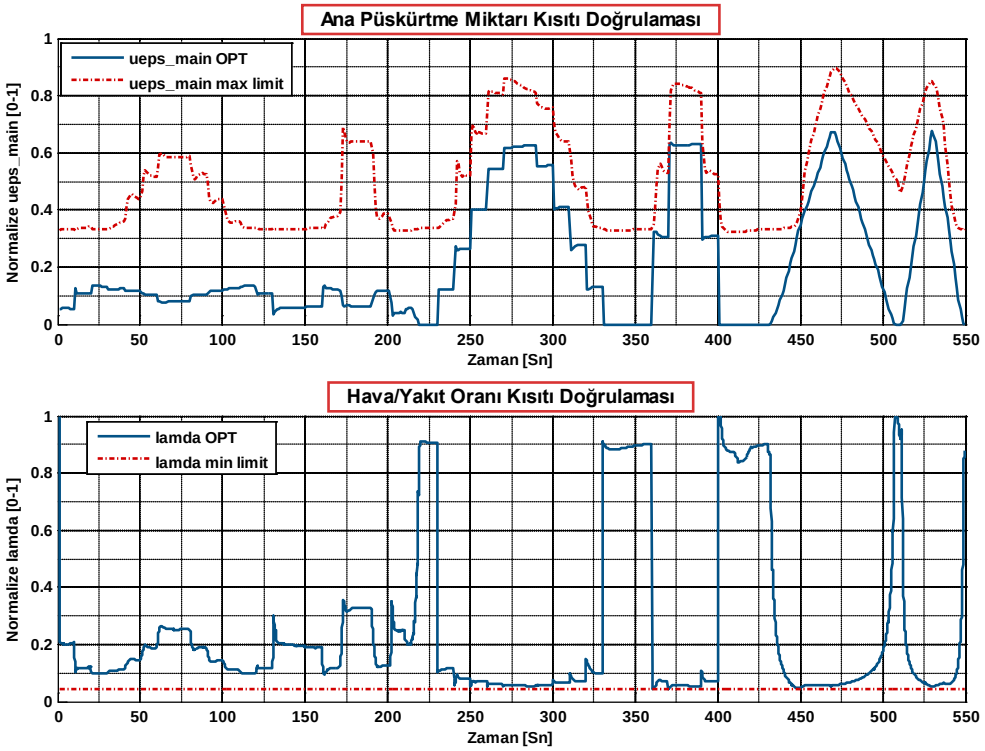
Şekil 7.10 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon – kompresör kütle akışı kısıtı doğrulaması.

Beşinci kısıt giriş manifoldu basıncına ilişkindir ve doğrulama grafiği aşağıda görülebilir. Optimizasyondan elde edilen giriş manifoldu basıncı referans değerlerinin 7.33 eşitliği ile hesaplanan kısıt değerlerinden +/- %3 hata toleransı ile sapmasına izin verilmiştir. Şekilden de görülebileceği gibi optimizasyon algoritması limitler içerisinde kalacak referans değerleri üretmiştir. 7.33'deki kısıt eşitliğinde bir önceki adımdaki referans değerlerinin kullanılması nedeniyle, giriş manifoldu basıncı referansına çabuk yakınsadığı için %3'den daha düşük hata toleransının seçilmesine gerek duyulmamıştır. Testler sırasında karşılaşılan bir diğer durum, kompresör kütle akışı için farklı hata toleransları seçilmesinin beklenildiği gibi giriş manifoldu basıncı değerlerini de etkilemesi olmuştur.



Şekil 7.11 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon – giriş manifold basıncı kısıtı doğrulaması.

Altıncı kısıt dumandan sakınmak için lamda değerlerinin belirli bir sayıdan (1.1) küçük olmasını engellemek olmuştur. Aşağıdaki şekilde görülebileceği gibi lamda değerleri belirlenen minimum lamda değerinin altına düşmemiştir.

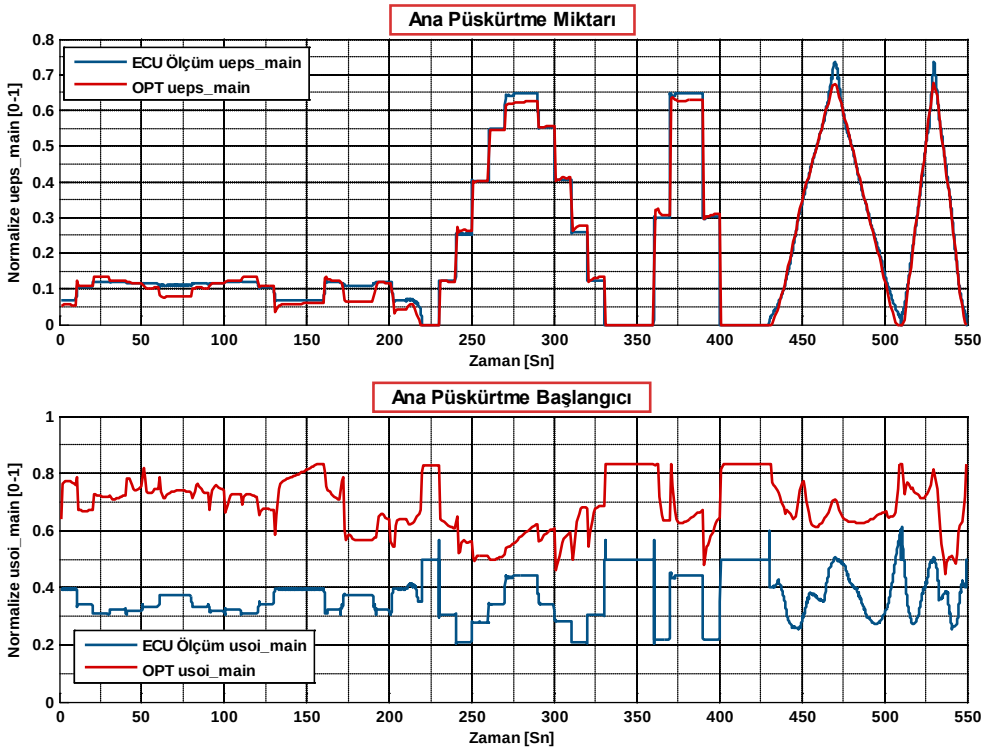


Şekil 7.12 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon – lamda kısıtı doğrulaması.

Minimum lamda kısıtı aynı zamanda maksimum yakıt kısıtı olarak da değerlendirilmektedir. Bunun bir yansıması olarak lamdanın minimum değerleri aldığı zaman anlarında ana püskürtme miktarının maksimum değerlere ulaştığı Şekil 7.12'den görülebilir.

Belirlenen kısıtların sağlandığı gösterildikten sonra çevrimiçi Ardışık Kuadratik Programlama yöntemi ile elde edilen kontrol işaretlerinin incelenmesine geçilmiştir.

İlk olarak 7.25 eşitliğindeki kontrol işaretlerinden ana püskürtme miktar ve zamanlaması değerleri HIL testi sırasında ölçülen gerçek ECU'nun ürettiği değerlerle karşılaştırılmıştır.

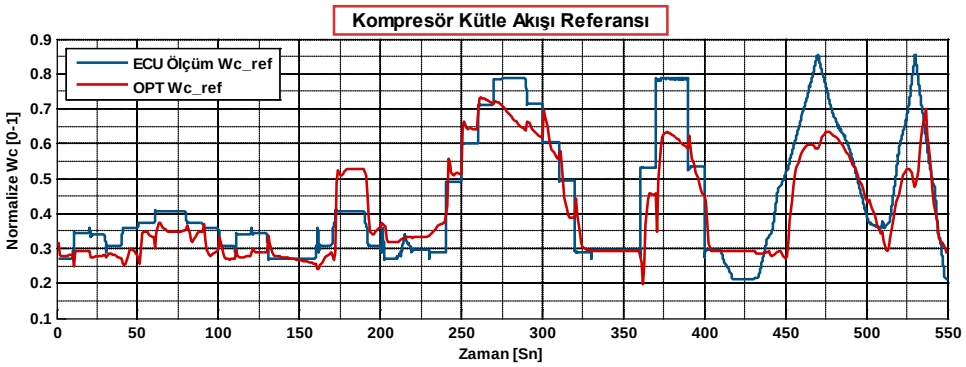


Şekil 7.13 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon - ana püskürtme miktar ve başlangıcı.

Yukarıdaki şekilden de görülebileceği gibi çevrim içi optimizasyondan elde edilen ana püskürtme miktarları ECU'nun ürettiği değerler ile birbirine çok yakındır. Bu benzerlik talep edilen torkun %1 hata toleransı ile takip edilmesine ilişkin kısıtın bir sonucudur.

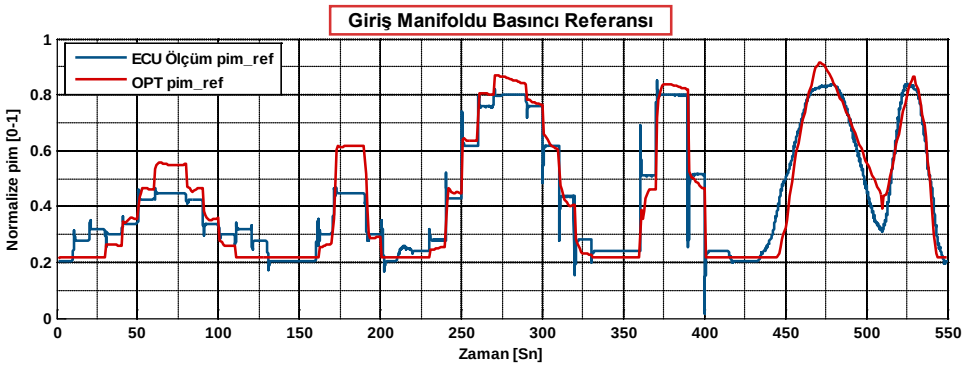
Ayrıca, amaç ölçütü içerisinde SFC kullanımı ile hedeflenen yakıt tüketimi optimizasyonu doğrudan ana püskürtme miktarları üzerinden yorumlanabilir. Tüm test süresinde (550 sn) ECU'nun ürettiği değerler ile çevrimiçi optimizasyon algoritmasının ürettiği değerler integralleri alınmak yoluyla toplanmıştır. Sonuçlar karşılaştırıldığında çevrimiçi optimizasyon algoritmasının toplamda %2.7'lik bir yakıt kazancı sağladığı görülmüştür. Bu durum optimizasyon işleminin kalibrasyon tablosu kullanmaksızın çevrimiçi olarak ne denli başarı ile gerçekleştirildiğinin bir ispatıdır. Bahsi geçen tabloların doldurulması için harcanan zaman göz önüne alındığında ulaşılan başarının değeri daha da artmaktadır. Ana püskürtme zamanlamasında her iki test arasında belirli bir ofset farkı ile benzerlikler bulunmaktadır. Farklılıkların amaç ölçütünde yer alan NOX değerlerinin minimize edilmesi amacıyla gerçekleştirildiği şeklinde yorumlanabilir.

İkinci aşamada hava yolu dış kontrol çevrimine ilişkin optimizasyon kontrol işaretleri incelenebilir. Aşağıdaki grafikte görülebileceği gibi çevrimiçi optimizasyonda HIL testinde ECU'nun ürettiği değerlere benzer kompresör kütle akışı referans değerleri elde edilmiştir.



Şekil 7.14 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon - kompresör kütle akışı referansı.

Aynı benzer ilişki giriş manifoldu basınç referansı değerlerinde de bulunmaktadır. Şekil 7.15 çevrimiçi optimizasyonda elde edilen ve HIL testinde ölçülen ECU'nun ürettiği basınç referansı değerlerinin karşılaştırmasını göstermektedir.

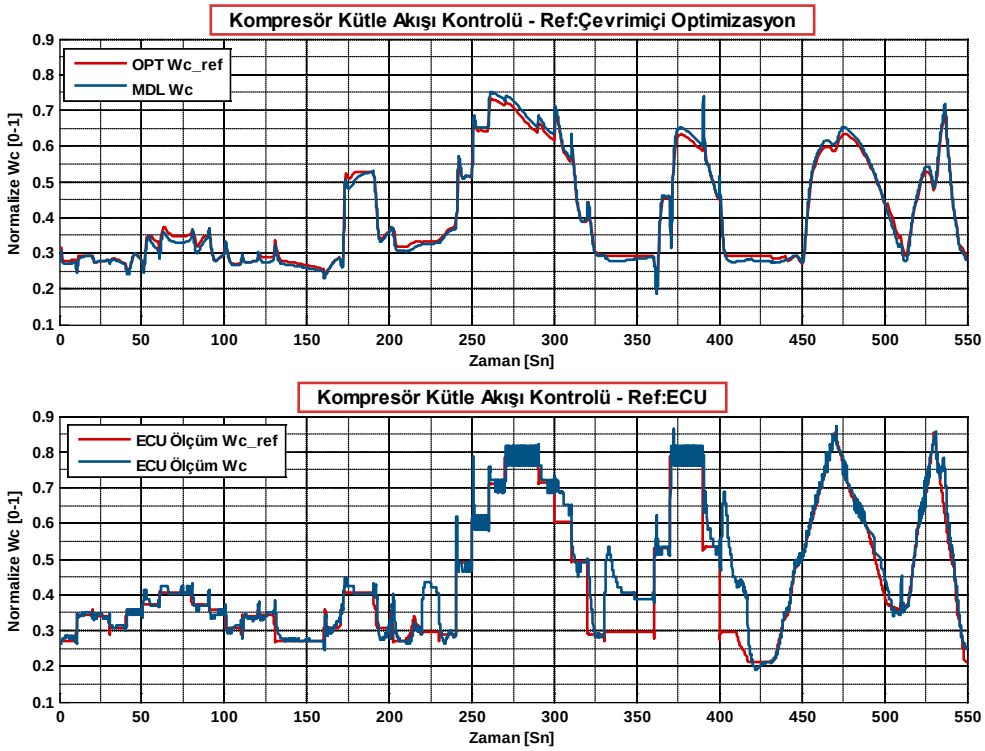


Şekil 7.15 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon - giriş manifoldu basıncı referansı.

Daha önce bahsedildiği gibi optimizasyon algoritmasında kullanılacak denklemler elde edilirken, hava yolu ve ray basıncı kontrolörlerinin başarılı bir şekilde görevlerini yerine getirdikleri varsayılmış ve hava yolu ve ray basıncı değerleri ilgili refererans işaretlerine eşit kabul edilmiştir. Optimizasyon sonucunda ulaşılamayacak referans değerlerinin üretilmesini engellemenin önemine vurgu yapılmıştır.

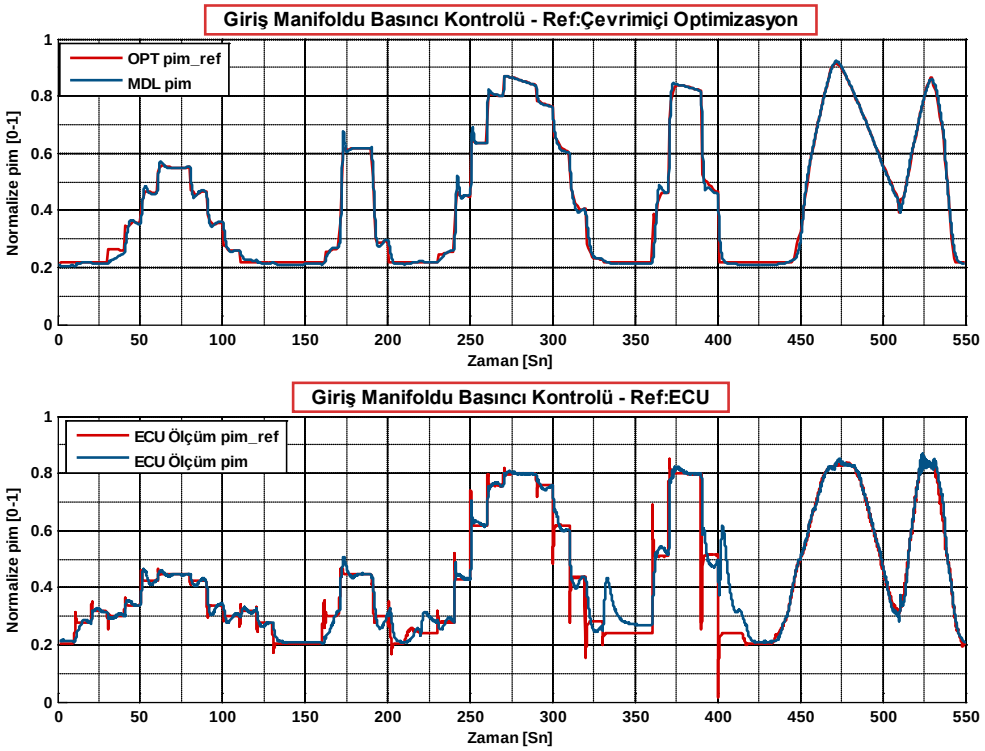
Aşağıdaki şekil kompresör kütle akışı referans takibini göstermektedir. Grafikten de görülebileceği gibi referanslar başarılı bir şekilde takip edebilmiştir. Dolayısıyla, optimizasyon için kompresör kütle akışının kendi referansına eşit olduğu

varsayımının bir sakınca yaratmadığı anlaşılmıştır. Aradaki küçük farkın, kompresör kütle akışı kısıtındaki %3'lük hata toleransından kaynaklandığı düşünülmektedir. Ayrıca, referans takibinin başarı ile gerçekleştirilmesi altıncı bölümde geliştirilen model bazlı hava yolu kontrolörlerinin çevrimiçi değiştirilen referanslara karşı da görevlerini başarı ile yerine getirdiklerini göstermektedir.



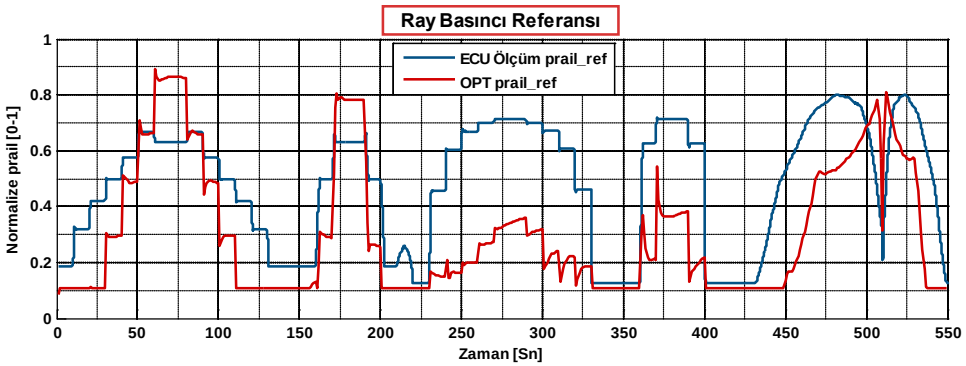
Şekil 7.16 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon - kompresör kütle akışı referans takibi.

Şekil 7.17 giriş manifoldu basıncı referans takibininin başarılı ile gerçekleştirildiğini göstermektedir. 7.33'deki manifold basıncı kısıt eşitliğinde bir önceki adımdaki referans değerlerinin kullanılması nedeniyle, giriş manifoldu basıncı referansına (kompresör kütle akışına göre) çabuk yakınsamaktadır.



Şekil 7.17 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon - giriş manifold basıncı referans takibi.

Çevrimiçi optimizasyon kontrol işaretlerinden sonuncusu ray basıncı referansıdır. Aşağıdaki grafikte çevrimiçi optimizasyonda elde edilen değerler ile HIL testinde ECU'nun ürettiği ray basıncı değerlerinin karşılaştırması verilmiştir.



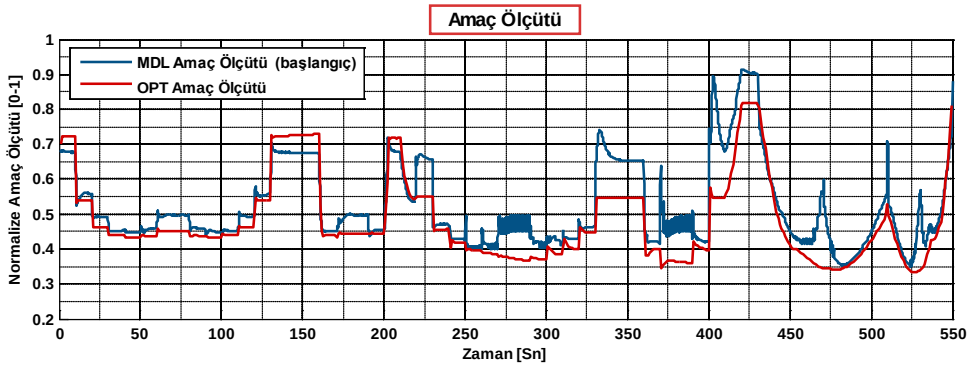
Şekil 7.18 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon - ray basıncı referansı.

Çevrimiçi optimizasyonda elde edilen değerler şekil açısından ECU'nun ürettiği değerler ile benzerlik gösterse de özellikle 230-330 saniye aralığında önemli farklılıklar bulunmaktadır. Normalde belirli bir motor devrinde belirli bir miktar yakıt püskürtülebilmesi için ray basıncının olması gereken bir minimum değer vardır. Bu nedenle idealde kısıtlar arasına minimum ray basıncı kısıtı da eklenmelidir. Ancak 3.106, 3.109 eşitlikleri ile modellenen ray basıncı u_{vcv} kontrol işaretine bağlıdır. Bu tez çalışması kapsamında herhangi bir ray basıncı kontrolörü

geliştirilmesi planlanmadığı için u_{vcv} kontrol işaretini model içi çevrim uygulamasında elde etmek, dolayısı ile optimizasyon kısıtlarına minimum ray basıncı kısıtı eklemek mümkün olmamıştır.

Çevrimiçi optimizasyonla elde edilen kontrol işaretleri de incelendikten sonra amaç ölçütünün değişimi incelenebilir. Aşağıdaki şekilde mavi renkle gösterilen başlangıç amaç ölçütü, HIL testi sırasında yapılan ölçümlerden ($[x_1, x_2,..., x_8]$) hesaplanan kuadratik NOX ve SFC model çıkışlarının sırasıyla w_1 ve w_2 ağırlık katsayıları ile çarpılmasıyla elde edilmiştir. Kırmızı rekle gösterilen amaç ölçütü ise Ardışık Kuadratik Programlama Yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon süresince elde edilen kontrol değişkenleri ile ECU referans haritalarından hesaplanan durum değişkenleri kullanılarak hesaplanmıştır.

Grafikten de anlaşılacağı gibi çevrimiçi optimizasyonla başlangıca göre daha düşük amaç ölçütü değerleri hesaplanmıştır. Mevcut ECU'nun kontrolüyle ve çevrimiçi optimizasyonla elde edilen amaç ölçütlerinin değerleri integralleri alınması yoluyla toplanıp karşılaştırıldığında, çevrim içi optimizasyondaki iyileştirmenin %7.8 olduğu görülmüştür.



Şekil 7.19 : SQP yöntemi ile çevrimiçi optimizasyon – amaç ölçütü.

Sonuçlar özetlenirse, Ardışık Kuadratik Programlama yöntemi kullanılarak gerçekleştirilen çevrimiçi optimizasyonda tüm kısıtlar sağlanırken testteki amaç ölçütü toplamı %7.8 düşürülmüştür. Ayrıca test boyunca püskürtülen ana enjeksiyon miktarı toplamına göre %2.7lik yakıt iyileştirmesi sağlanmıştır. Kalibrasyon tablosu kullanmaksızın elde edilen bu iyileştirme motor üreticileri için devrim niteliğindedir. Şu ana kadar dizel motora ilişkin hava yolu kontrolü gibi uygulamalarda kullanılan model öngörülü kontrol yöntemleri, emisyon ve yakıt tüketimi için hava ve yakıt yolu referans optimizasyonu anlamında literatürde ilk defa kullanılmıştır.

7.5 Değerlendirmeler

Sistem modelleri elde edilip, modele dayalı dizel hava yolu kontrolörlerinin geliştirilmesini takiben hava ve yakıt yolu için optimum referansların üretilmesi üzerinde çalışılmıştır.

Bu bölümde öncelikle optimizasyon hedefleri üzerinde durulmuş, optimum referansların çevrimiçi olarak elde edilmesinin literatür ve endüstriye getireceği yeniliklerden bahsedilmiştir.

Sonraki aşamada mevcut ECU içerisinde referansların nasıl üretildiği kısaca incelenmiş ve ECU içerisindeki kalibrasyon parametrelerini belirlemenin zorluğuna değinilmiştir.

Çevrimiçi referans optimizasyonunda kullanılacak öngörülü kontrol yöntemleri incelenmiş, bu tezde elde edilen model yapısına uygun olan ardışık kuadratik programla yöntemi açıklanmıştır.

Optimizasyon amaç ölçütü ve kısıtlar uygulamaya olanak verecek şekilde düzenlenmiş, referans optimizasyon modeli oluşturulmuştur.

Referans optimizasyon modeli, altıncı bölümde tasarlanmış olan tümleşik simülasyon modeline yerleştirilmiş, model içi çevrim testi yapılarak referans optimizasyon modelinin ürettiği çıkışlar incelenmiştir. Optimizasyonun verilen kısıtları sağlayıp sağlamadığı araştırılmış, optimizasyon sonucunda elde edilen kontrol çıkışları ile amaç ölçütünün ve püskürtülen yakıt miktarının değişimi incelenmiştir.

Sonuç olarak Ardışık Kuadratik Programlama yöntemi kullanılarak gerçekleştirilen çevrimiçi optimizasyonda tüm kısıtlar sağlanırken testteki amaç ölçütü toplamı %7.8 düşürülmüştür. Ayrıca test boyunca püskürtülen ana enjeksiyon miktarı toplamına göre %2.7lik yakıt iyileştirmesi sağlanmıştır. Kalibrasyon tablosu kullanmaksızın elde edilen bu iyileştirme motor üreticileri için devrim niteliğindedir. Şu ana kadar dizel motora ilişkin hava yolu kontrolü gibi uygulamalarda kullanılan model öngörülü kontrol yöntemleri, emisyon ve yakıt tüketimi için hava ve yakıt yolu referans optimizasyonu anlamında literatürde ilk defa kullanılmıştır.

Bu çevrimiçi optimizasyon yöntemiyle kalibre edilmesi çok uzun süren test ve çaba gerektiren kalibrasyon tablolarına gerek kalmayacaktır. Ayrıca optimize edilmek istenen tüm çıkışlar (PM, HC, motor gürültüsü gibi) ve bu çıkışları etkileyen

sistemler (DOC, DPF, SCR gibi) modellenirse amaç ölçütü ve kısıt fonksiyonları genişletilerek tüm kontrol sisteminin çevrimiçi optimizasyonu gerçekleştirilebilir. Ayrıca sistem modellerinin (emisyon gibi) iyileştirilmesine ihtiyaç duyulursa, çeşitli çalışma modları tanımlanıp, her bir çalışma modunda ayrı sistem modeli kullanılabilir. Çevrimiçi optimizasyon yöntemi günümüz emisyon limitleri içerisinde kalabilmek için bir çözüm olabildiği gibi amaç ölçütü ve kısıtların güncellenmesi ile gelecekteki emisyon limitleri için de kolaylıkla uygulanabilir bir çözüm yöntemi olacaktır. Ayrıca kalibrasyon optimizasyonu için fazla çalışma zamanı ayrılamayan motor çalışma bölgeleri (örneğin WHTC bölgesi dışında kalan) için sistem modelleri yeterli doğrulukta ise bu yöntemle bahsi geçen bölgelere ilişkin optimizasyon da gerçekleştirilmiş olur.

8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yakıt tüketimi avantajları nedeniyle yaygın bir kullanım oranına sahip olan dizel motorlarda, uyulmak zorunda olunan emisyon limitlerinin sürekli daralması daha gelişmiş kontrol sistemlerinin kullanımını gerektirmektedir. Gelişmiş kontrol sistemleri ile birlikte, artan kontrol değişkeni sayısının getirdiği maliyet artışını engelleyebilmek için modele dayalı kontrol algoritmaları önem kazanmıştır.

Bu çalışmada oluşan probleme çözüm bulmak amacıyla modele dayalı kontrolör tasarımı ve uygulaması üzerinde çalışılmıştır. Otomotive yönelik kontrolör tasarımının genel süreç yapısı çizmesi ve her adıma dair uygulama örneklerini içermesi açısından bu tez çalışmasının, literatürde bundan sonra yapılacak çalışmalar için önemli bir başvuru kaynağı olacağı düşünülmektedir.

Üçüncü bölümde hava yolu ve emisyon kontrolörü geliştirmede kullanılacak, gerçek motorla mümkün olduğunca benzer davranışa sahip sistem modelleri geliştirilmiş ve model parametreleri dinamometre ölçümleri baz alınarak kestirilmiştir. Model doğrulaması, EURO VI emisyon sertifikasyonunda kullanılan WHTC dinamometre testi kullanılarak yapılmıştır. Test dinamikliğinin fazla oluşu nedeniyle bu ayrıntıdaki model doğrulamalarında WHTC testi kullanılmasına literatürde sık rastlanılmamaktadır. Buna rağmen, tüm hava yolu modeli çıkışlarına dair mutlak bağıl hata ortalaması %10 hata bandı içerisinde hesaplanmıştır. Model hatasının düşük olması geliştirilen hava yolu modelinin kontrolör tasarımına elverişli olduğunu göstermiştir.

Üçüncü bölümde yanma/emisyon modelleri de geliştirilmiştir. Modeller, literatürdeki genel yöntemlerden farklı olarak, çoklu enjeksiyon göz önüne alınarak elde edilmiştir. Yine literatürde sık rastlanmayacak şekilde doğrulama için WHTC testi kullanılmıştır.

Dördüncü bölümde, öncelikle kontrol yazılımı geliştirme aşamaları anlatılmıştır. Önemli bir geliştirme aşaması olan çevrim içi donanım (HIL) simülatörü ayrıntılı olarak incelenmiştir. Üçüncü bölümde elde edilen sistem modelleri HIL sistemine

aktarılmış, sistem modellerinin girişleri HIL simülatöründe bulunan gerçek ECU'dan gelecek şekilde modelleme ve doğrulama (WHTC) testleri tekrarlanmıştır. HIL testleri sırasında, ECU'nun ürettiği referanslara HIL modellerinin yakınsadığı görülmüştür. Bu tip çalışmada, hava yolu referanslarına yakınsayan eyleyici pozisyon değerleri önemlidir. HIL testlerinde sistemde gerçek olarak bulunan eyleyicilerin pozisyon ölçümleri dinamometre testindeki ölçümlerle karşılaştırılmıştır.

VGT eyleyicisi pozisyonları, modelleme testinde %4.3, doğrulama (WHTC) testinde ise %7.7 mutlak bağıl hata ortalaması ile elde edilmiştir. Literatürde HIL testi sırasında eyleyici pozisyonlarının bu denli düşük hata oranları ile elde edildiği başka bir çalışmaya rastlanılmamıştır.

HIL testleri ayrıca, bu tip çalışmanın dinamometre testleri sırasında yaşanabilecek olası hata durumlarına karşı daha dayanıklı olduğunu göstermiştir.

Beşinci bölümde, kontrol yazılımı geliştirme aşamalarından bir diğeri olan hızlı kontrol prototiplemesi ayrıntılı bir şekilde incelenmiştir. Geliştirilen kontrolörlerin test edilebilmesi amacıyla bu tez için tasarlanan bypass sisteminin özellikleri anlatılmıştır, bypass modellerinin oluşturulması ve prototipleme donanımında devreye alınması için takip edilen süreç özetlenmiştir. Uygulamada karşılaşılan sorunlar paylaşılmış, bu sorunların aşılması için bulunan çözümler açıklanmıştır.

Bypass sistemi, HIL sistemi ve HIL sisteminde çalışan ECU bağlantıları yapılarak bypass modelleri test edilmiş, seçilen işaretler ve bu işaretlere dair bypass test sonuçları listelenmiştir.

Literatürdeki çalışmalarda, neredeyse tüm hava yolu ve yakıt yolu referanslarının bypass edildiği bir bypass sistem tasarımı/uygulamasına rastlanılmamıştır. Böyle bir tasarım ECU'daki alt kontrol yazılımlarının kısım kısım bypass edilerek, tüm ECU kontrol yazılımının geliştirilmesine imkan vermektedir. Ayrıca tasarlanan sistemin kolaylıkla gerçek motor üzerinde de çalıştırılabilmesi de önemli bir avantajdır.

Altıncı bölümde, kontrolör tasarımına geçilmiş, geliştirilen kontrolörler yazılım geliştirme sürecinde anlatıldığı gibi öncelikle model içi çevrim uygulaması ile test edilmiştir. Kontrolör yapısı olarak, verilen hava yolu referanslarını lineer olmayan bozucular ve parametre değişimleri altında izleyebilen en uygun kontrol yöntemlerinden biri olan kayan modlu kontrol (SMC) tercih edilmiştir. SMC

kontrolör parametreleri önce model içi çevrim uygulamasında ayarlanmış, sonraki aşamada ise bypass sistemi yardımıyla HIL simülatöründe test edilmiştir.

Geliştirilen kontrolörler, tanımlanan testler için referans takiplerini halihazırda dizel motoru kontrol etmek amacıyla geliştirilmiş profesyonel ve ticari bir ECU'ya göre MAP işareti için %38.65, MAF işareti için %7.15 düşük hata oranı ile gerçekleştirebilmiştir.

Mevcut ECU'nun içerisinde aynı amaç için tüm çalışma koşullarını kapsayacak şekilde kullanılan parametre sayısının birkaç binden fazla olduğu düşünüldüğünde, geliştirilen kontrolörler sayesinde çok daha az kontrol parametresi ile gerçekleştirilebilmesi önemli bir başarıdır. Ayrıca ECU'daki parametrelerin çok fazla deney gerektirdiği göz önüne alınırsa, elde edilen modeller sayesinde parametre kestirimleri yapılan SMC kontrolörlerinin geliştirme maliyetlerini azaltma potansiyeli çok önemlidir.

Yedinci bölümde, yakıt tüketimi ve emisyon anlamında hava ve yakıt yolu referanslarının optimizasyonu üzerinde çalışılmıştır. Dördüncü bölümde elde edilen hava yolu ve emisyon modellerinden yararlanılarak Ardışık Kuadratik Programlama (SQP) yöntemi kullanımıyla çevrimiçi (online) optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Çevrimiçi optimizasyonla elde edilen referanslar, aynı test çevrimi için HIL simülatöründe mevcut ECU'nun ürettiği referanslarla karşılaştırılmıştır.

Çevrimiçi optimizasyon sonucunda tüm kısıtlar sağlanırken testteki amaç ölçütü toplamında %7.8 azalma sağlanmıştır. Ayrıca, test boyunca püskürtülen ana enjeksiyon miktarı toplamına göre %2.7lik yakıt iyileştirmesi elde edilmiştir. Kalibrasyon tablosu kullanmaksızın elde edilen bu iyileştirme motor üreticileri için devrim niteliğindedir. Şu ana kadar dizel motora ilişkin hava yolu kontrolü gibi uygulamalarda kullanılan model öngörülü kontrol yöntemleri, emisyon ve yakıt tüketimi için hava ve yakıt yolu referans optimizasyonu anlamında literatürde ilk defa kullanılmıştır.

Bu çevrimiçi optimizasyon yöntemi, kalibre edilmesi çok uzun süren test ve çaba gerektiren kalibrasyon tablolarına duyulan ihtiyacı ortadan kaldırmaya adaydır. Bu yöntem, günümüz emisyon limitleri içerisinde kalabilmek için bir çözüm olabildiği gibi amaç ölçütü ve kısıtların güncellenmesi ile gelecekteki emisyon limitleri için de kolaylıkla uygulanabilir bir çözüm yöntemidir.

8.1 Gelecek Önerileri

Bu çalışmada geliştirilen kontrolörler gerçek motor üzerinde test edilip, gerekli düzeltmeleri yapılabilir. Bu testler, kontrolör kalibrasyonunun sistem modelleri sayesinde HIL sisteminde ne ölçüde gerçekleştirilebildiğini göstermesi açısından önemli olacaktır.

Ayrıca, hava yolu kontrolü için kullanılan MAF ve MAP işaretleri yerine emisyonlara doğrudan etkileri olduğu bilinen Xoim/Xegr referansları kullanılıp, kontrolör karşılaştırmaları yapılabilir.

Bu çalışmada, emisyon ve yakıt tüketimi için hava ve yakıt yolu referans optimizasyonu anlamında ilk defa kullanılan model öngörülü kontrol yöntemi NOX ve SFC çıkışlarını baz almıştır. Optimize edilmek istenen tüm çıkışlar (PM, HC, motor gürültüsü gibi) ve bu çıkışları etkileyen sistemler (DOC, DPF, SCR gibi) modellenirse amaç ölçütü ve kısıt fonksiyonları genişletilerek tüm kontrol sisteminin çevrimiçi optimizasyonu gerçekleştirilebilir. Ayrıca sistem modellerinin (emisyon gibi) iyileştirilmesine ihtiyaç duyulursa, çeşitli çalışma modları tanımlanıp, her bir çalışma modunda ayrı sistem modeli kullanılabilir.

PM gibi ölçümü problemli olan emisyonların daha iyi modellenebilmesi için, daha gelişmiş ölçüm sistemleri kullanılabilir. Tüm motor çalışma uzayını kapsayacak şekilde test tasarımları yapılıp, model için gerekli test sayısını azaltmak adına tamamen ölçüm verisi bazlı olmayan yarı fiziksel modelleme yöntemleri tercih edilebilir. Buradaki önemli nokta kullanılacak model yapısının test tasarımı sırasında dikkate alınması olacaktır. Ayrıca emisyon modelleme testleri sırasında dinamik ölçümlerin alınması emisyonların dinamik modellerinin elde edilmesinde avantaj sağlayacaktır.

KAYNAKLAR

Accurate Technologies Inc. (2006). *ATI No-Hooks - User Reference Manual*.

Aithal, S. M. & Upadhyay, D. (2012). Feasibility study of the potential use of chemistry based emission predictions for real-time control of modern diesel engines, *Applied Energy, 91*(1), 475-482.

Alberer, D., Hirsch, M. & Re, L. (2010). A virtual references design approach for diesel engine control optimization, *Control Engineering Practice, 18*(11), 1263-1271.

Albrecht, A., Grondin, O., Moulin, P. & Corde, G. (2008). HCCI diesel engine control design using advanced simulation with real time capabilities, *Dossier, Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, 63*(4), 535-551. doi: 10.2516/ogst:2008006.

Alfieri E. (2009). *Emissions-controlled diesel engine* (Doctoral dissertation). Retrieved from http://e-collection.library.ethz.ch/eserv/eth:41539/eth-41539-02.pdf

Alfieri, E., Amstutz, A. & Guzzella, L. (2009). Gain-scheduled model-based feedback control of the air/fuel ratio in diesel engines, *Control Engineering Practice, 17*(12), 1417–1425.

Alfieri, E., Amstutz, A., Onder, C. H. & Guzzella, L. (2006). Model-based Feedback Control of the Air-to-Fuel Ratio in Diesel Engines Based on an Empirical Model. *Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Control Applications*, (pp.509–514). Germany: Munich, October 4-6.

Alfieri, E., Amstutz, A., Onder, C. H. & Guzzella, L. (2007). Automatic Design and Parametrization of a Model-Based Controller Applied to the AF-Ratio Control of a Diesel Engine. *Proceedings of the 2007 IFAC Symposium on Advances in Automotive Control*, (pp.413–420). USA: California, August 20-22.

Allain, M. C. (2010). *U.S. Patent No. US 7.676.318 B2*. Detroit, MI: U.S. Patent and Trademark Office.

Allain, M., Kropp, A., Kalish, Y. & Zhang, H. (2009). Demonstrating and Validating a Next Generation Model- Based Controller for Fuel Efficient, Low Emissions Diesel Engines. *Proceedings of 2009 DEER Conference*. USA: Michigan, August 3-6. Retrieved from http://www1.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/pdfs/deer_2009/session1/deer09_allain.pdf

Allain, M., Savonen, C., Kalish, Y. & Zhang, H. (2007). Next generation diesel engine control *Proceedings of 2007 DEER Conference.* USA: Michigan, August 3-6. USA: Michigan, August 13-16. Retrieved from http://www1.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/pdfs/deer_2007/session1/deer07_allain.pdf

Ammann, M., Fekete, N. P., Amstutz, A. & Guzzella, L. (2001). Controller oriented modeling of a turbo-charged common-rail diesel engine, *The 3rd International Conference on Control and Diagnostics in Automotive Applications*, Sestri Levante, Italy: July 4-6.

Ammann, N., Fekete, N. P., Guzzella, L. & Glattfelder, A.H. (2003). Model-based Control of the VGT and EGR in a Turbocharged Common-Rail Diesel Engine: Theory and Passenger Car Implementation, *SAE Transactions, 112*(3), 527-538. doi: 10.4271/2003-01-0357.

Amsden, A., Ramshaw, J., O'Rourke, P. & Dukowicz, J. (1985). *Kiva: A computer program for two- and three-dimensional fluid flows with chemical reactions and fuel sprays*, (Technical Report No. LA-10245-MS), USA: Los Alamos National Laboratory.

Amstutz, A. (1994). Structured Black Box Model and Robust Control of the Exhaust Gas Recirculation of a Diesel Engine. *Proceedings of the 12th IFAC World Congress on Automatic Control*, (pp.431–436). Australia: Sydney, July 19-23.

Amstutz, A. & Del Re, L. (1995). Ego sensor based robust output control of EGR in diesel engines, *IEEE Transactions on Control System Technology*, *3*(1), 39–48. doi: 10.1109/87.370708.

Andersson., P. (2005). *Air charge estimation in turbocharged spark ignition engines* (Doctoral dissertation). Retrieved from http://www.vehicular.isy.liu.se/Publications/PhD/05_PhD_989_PA.pdf

Andersson, P. & Eriksson, L. (2004). Mean-value observer for a turbocharged SI-engine, *2004 IFAC Symposium on Advances in Automotive Control*, Salerno, Italy: April 19-23.

Arsie, I., Pianese, C. & Rizzo, G. (1998). Enhancement of Control Oriented Engine Models Using Neural Network. *Proceedings of the 6th IEEE Mediterranean Conference on Theory and Practice of Control Systems*, (pp.465-471). Italy: Alghero, June 9-11.

Atkinson, C., Allain, M., Kalish, Y. & Zhang, H. (2009). Model-based control of diesel engines for fuel efficiency optimization, *SAE 2009 World Cogress & Exhibition*, Detroit, Michigan, USA: April 20-23. doi: 10.4271/2009-01-0727.

Atkinson, C., Allain, M. & Savonen C. (2005). Model-based transient calibration optimization for next generation diesel engines, *The 11th Annual Diesel Engine Emissions Reduction Conference*, Chicago, USA: August 21-25.

Atkinson, C. & Mott, G. (2005). Dynamic model-based calibration optimization: An introduction and application to diesel engines, *SAE 2005 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: April 11-14. doi: 10.4271/2005-01-0026.

Bayer, J. & Foster, D. (2003). Zero-dimensional soot modeling, *SAE 2003 World Cogress & Exhibition***,** Detroit, Michigan, USA: March 3-7. doi: 10.4271/2003-01-1070.

Beaumont, A., Lemieux, J., Battiston, P. & Brown A. (2006). Design of a rapid prototyping engine management system for development of combustion feedback control technology, *SAE 2006 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: April 3-6. doi: 10.4271/2006-01-0611.

Benz, M. (2010). *Model-based optimal emission control of diesel engines* (Doctoral dissertation). Retrieved from http://e-collection.library.ethz.ch/eserv/eth:1197/eth-1197-02.pdf

Benz, M., Onder, C. H. & Guzella, L. (2010). Engine emission modeling using a mixed physics and regression approach, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 132*(4), 042803. doi: 10.1115/1.3204510.

Bertola, A., Schubiger, R., Kasper, A., Matter, U., Forss, A. M., Mohr, M., ... Lutz, T. (2001). Characterization of diesel particulate emissions in heavy-duty DI diesel engines with common-rail fuel injection: influence of injection parameters and fuel composition, *SAE 2001 International Fall Fuels & Lubricants Meeting & Exhibition,* San Antonio, Texas USA: September 20-24. doi: 10.4271/2001-01-3573.

Best, M. J. (1996). An Algorithm for the Solution of the Parametric Quadratic Programming Problem. In H. Fischer, B. Riedmüller, S. Schäffler (Eds), *Applied Mathematics and Parallel* Computing (1st ed., pp.57-76). Heidelberg: Physica-Verlag.

Black, J., Eastwood, P., Tufail, K., Winstanley, T., Hardalupas, Y. & Paylor, A. M. (2007). Diesel engine transient control and emissions response during a European Extra-Urban Drive Cycle (EUDC), *JSAE/SAE International Fuels & Lubricants Meeting,* Kyoto, Japan: July 23-27. doi: 10.4271/2007-01-1938.

Bohn, C., Stöber, P. & Magor O. (2006). An Optimization-Based Approach for the Calibration of Lookup Tables in Electronic Engine Control. *Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Computer Aided Control Systems Design*, (pp.2315-2320). Germany: Munich, October 4-6. doi: 10.1109/CACSD-CCA-ISIC.2006.4777001.

Boulat, A., Genninasca, Y., Charlet, A. & Higelin, P. (2001). Ecutest – A real-time engine simulator for ECU development and testing, *SAE 2001 International Spring Fuels & Lubricants Meeting,* Orlando, Florida, Unites States: May 7-9. doi:10.4271/2001-01-1911.

Brand, D. (2005). *Control-oriented modeling of NO emissions of SI engines* (Doctoral dissertation). Retrieved from http://e-collection.library.ethz.ch/eserv/eth:28015/eth-28015-02.pdf

Brahma, I., Rutland, C., Foster, D. & He, Y. (2005). A new approach to system level soot modeling, *SAE 2005 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: April 11-14. doi: 10.4271/2005-01-1122.

Brahma, I., Sharp, M. & Frazier, T. (2009). Empirical modeling of transient emissions and transient response for transient optimization, *SAE 2009 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: April 20-23. doi: 10.4271/2009-01-1508.

Buratti, R., Carlo, A., Lanfranco, E. & Pisoni, A. (1996). Diesel engine with variable geometry turbocharger: a model based boost pressure control strategy, *Meccanica, 32*(5), 409-421. doi: 10.1023/A:1004251615880.

Castagn, M., Bentolila, Y., Chaudoye, F., Hall, A., Nicolas, F. & Sinoquet, D. (2008). Comparison of engine calibration methods based on design of experiments (DoE), *Oil & Gas Science and Technology, 64*(4), 563–582.

Champion, B. & Strzebonski, A. (2008). *Constrained Optimization, Wolfram Mathematica ® Tutorial Collection*. Retrieved 31.12.2012, from http://www.wolfram.com/learningcenter/tutorialcollection/ConstrainedOptimization/ConstrainedOptimization.pdf

Chauvin, J. , Corde, G., Moulin P., Castagne, M., Petit, N. & Rouchon, P. (2004). Real-Time Combustion Torque Estimation on a Diesel Engine Test Bench Using an Adaptive Fourier Basis Decomposition. *Proceedings of the 43th IEEE Conference on Decision and Control*, (pp.1965-1702). Bahamas: Paradise Island, December 14-17. doi: 10.1109/CDC.2004.1430288.

Chauvin, J., Corde, G., Petit, N. & Rouchon, P. (2008). Motion planning for experimental airpath control of a diesel homogeneous charge compression ignition engine. *Control Engineering Practice, 16*(9), 1081-1091.

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,* Detroit, Michigan, USA: April 11-14. doi: 10.4271/2005-01-0372.

Chevalier, A., Mueller, M. & Hendricks, E. (2000a). On the validity of mean value engine models during transient operation, *SAE 2000 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: March 6-9. doi: 10.4271/2000-01-1261.

Chevalier, A., Vigild, C. W. & Hendricks, E. (2000b). Predicting the port air mass flow of si engines in air/fuel ratio control applications, *SAE 2000 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: March 6-9. doi: 10.4271/2000-01-0260.

Christen, U. (1996). *Engineering aspects of H∞ control* (Doctoral dissertation). Retrieved from http://e-collection.library.ethz.ch/eserv/eth:40259/eth-40259-02.pdf

Christen, U. & Vantine, K. (2001). Event-based mean-value modeling of DI diesel engines for controller design, *SAE 2001 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: March 5-8. doi: 10.4271/2001-01-1242.

Chryssakis, C., Hagena, J., Knafl, A., Hamosfakidis, V. D. & Filipi, Z. S. (2006). In-cylinder reduction of PM and NOx emissions from diesel combustion with advanced injection strategies, *International Journal of Vehicle Design*, *41*, 83–102.

Correa, C. R. & Balasubramaniam, R. (2003). Bypass rapid prototyping without ECU code changes, *SAE 2003 World Cogress & Exhibition***,** Detroit, Michigan, USA: March 3-7. doi: 10.4271/2003-01-0134.

Correa, C. R., Balasubramaniam, R., Toeppe, S. & Schull D. (2003). VISION-RP A new tool for simultaneous bypass rapid prototyping and ECU calibration, *SAE 2003 World Cogress & Exhibition***,** Detroit, Michigan, USA: March 3-7. doi: 10.4271/2003-01-0135.

Çebi, E., Rottenkolber, G. & Uyar, E. (2011). In-cylinder pressure based real-time estimation of engine-out particulate matter emissions of a diesel engine, *SAE 2011 World Cogress & Exhibition***,** Detroit, Michigan, USA: April 10-12. doi: 10.4271/2011-01-1440.

Dagci, O. H. & Brown A. W. (2006). Custom real-time interface blockset development in Matlab-Simulink for on-target rapid prototyping, *SAE 2006 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: April 3-6. doi: 10.4271/2006-01-0169.

Dagci, O. H., Gangopadhyay, A., Brown A. W. & Sutherland D. R. (2005). Development of a rapid protoyping controller-based full-authority diesel engine controller, *SAE 2005 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: April 11-14. doi:10.4271/2005-01-1344.

Del Re, L., Langthaler, P., Furtmueller, C., Winkler, S., P. & Affenzeller, M. (2005). NOx virtual sensor based on structure identification and global optimization, *SAE 2005 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: April 11-14. doi: 10.4271/2005-01-0050.

Di Cairano, S., Yanakiev, D., Bemporad, A., Kolmanovsky, I.V. & Hrovat, D. (2008). An MPC Design Flow for Automotive Control and Applications to Idle Speed Regulation. *Proceedings of 47th IEEE Conference on Decision and Control,* (pp.5686-5691). Mexico: Cancun, December 9-11. Retrieved from IEEE Xplore Digital Library.

Di Gaeta, A., Fiengo, G., Palladino, A. & Giglio, V. (2011). Design and Experimental Validation of a Model Based Injection Pressure Controller in a Common Rail System for Gdi Engine. *Proceedings of 2011 American Control Conference,* (pp.5273-5278). USA: San Fransico, June 29-July 01. Retrieved from IEEE Xplore Digital Library.

Dib, W., Chauvin, J., Grondin, O., Fontvieille, L. & Ing, R. B. (2012). Online identification of the turbocharger efficiency for diesel engine control, *SAE 2012 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: April 24-26. doi: 10.4271/2012-01-0439.

Diehl, M., Bock, H. G., Diedam, H. & Wieber, P. B. (2006). Fast Direct Multiple Shooting Algorithms for Optimal Robot Control. In M. Diehl, K. Mombaur (Eds.), *Fast Motions in Biomechanics and Robotics* (pp.65–93). Heidelberg: Springer-Verlag.

Dietsche, K. H., Klingebiel, M. & Müller, R. (Eds.). (2005). *Diesel Fuel-Injection System Common-Rail* (2nd ed.). Germany: Robert Bosch GmbH.

dSPACE (2008). *Function Prototyping*, dSPACE product documentation.

dSPACE (2009). *Rapid Control Prototyping & Bypassing Overview and Introduction.* Retrieved 11.12.2009, from http://www.dspace.de/shared/data/pdf/suppot/dspace_training-brochure_2009-1.pdf

dSPACE (2011). *Rapid Control Prototyping Overview and Introduction*. Retrieved 31.12.2012, from http://www.dspace.de/shared/data/pdf/catalog2011/dSPACE-catalog2011_PrototypingSystems.pdf

dSPACE (2012). *DS2211 HIL I/O Board, Features Guide*, dSPACE product documentation, release 7.3, 2012.

Du, J., Wang, Y., Yang C. & Wang, H. (2007). Hardware-in-the-loop Simulation Approach to Testing Controller of Sequential Turbocharging System. *Proceedings of the 2007 IEEE International Conference on Automation and Logistics*, (pp.2426-2431). China: Hong Kong, August 18-21. Retrieved from IEEE Xplore Digital Library.

Eberhard D. & Brewerton S. (2006). Rapid prototyping of production vehicle control systems, *SAE 2006 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: April 3-6. doi: 10.4271/2006-01-1657.

Enhua, W., Shengzhi, X., Wei, S., Kang, L., Yanchun, C. & Jianrui, Z. (2008). Real-time Modeling and Simulation of a Heavy Duty Diesel Engine. *Proceedings of IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference 2008,* (pp.1-6). China: Harbin, September 3-5. Retrieved from IEEE Xplore Digital Library.

Ericsson, C. & Westerberg, B. (2005). Transient emission prediction with quasi stationary models, *SAE 2005 Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition,* San Antonio, Texas, USA: October 24-27. doi: 10.4271/2005-01-3852.

Ericsson, C. & Westerberg, B. (2006). Modelling diesel engine combustion and NOx formation for model based control and simulation of engine and exhaust aftertreatment systems, *SAE 2006 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: April 3-6. doi: 10.4271/2006-01-0687.

Eriksson, L. (2002). Mean value models for exhaust system temperatures, *SAE 2002 World Cogress & Exhibition*, Detroit, Michigan, USA: March 11-15. doi: 10.4271/2002-01-0374.

Eriksson, L. (2007). Modeling and control of turbocharged SI and DI engines. *Oil & Gas Science and Technology - Rev. IFP, 62*(4), 523–538.

Eriksson, L., **Nielsen, L., Brugard, J., Bergstrom, J., Pettersson, F. & Andersson, P.** (2002). Modeling and simulation of a turbo charged SI engine, *Annual Reviews in Control, 26*(1), 129–137. Retrieved from http://0-www.sciencedirect.com.divit.library.itu.edu.tr/science/article/pii/S1367578802800220

Eriksson, L., Wahlstrom, J., & Klein, M. (2010). Physical Modeling of Turbocharged Engines and Parameter Identification. In L. Del Re, F. Allgöwer, L. Glielmo, C. Guardiola, I. Kolmanovsky (Eds.), *Automotive Model Predictive Control - Models, Methods and Applications* (Vol. 402, pp.53-71). London: Springer.

Erkkinen, T. (2005). Model style guidelines for production code generation, *SAE 2005 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: April 11-14. doi: 10.4271/2005-01-1280.

Erkkinen, T. (2008). Fixed-point ECU development with model-based design, *SAE 2008 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: April 14-17. doi: 10.4271/2008-01-0744.

Erkkinen, T. & Breiner, S. (2007). Automatic code generation-technology adoption lessons learned from commercial vehicle case studies, *SAE 2007 Commercial Vehicle Engineering Congress & Exhibition.* Illinois, USA: October 30–November 1. doi: 10.4271/2007-01-4249.

Ferreau, H. J. (2006). *An online active set strategy for fast solution of parametric quadratic programs with applications to predictive engine control* (Master's Thesis). Retrieved from http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.174.8250&rep=rep1&type=pdf

Ferreau, H. J. (2011). *Model predictive control algorithms for applications with millisecond timescales* (Doctoral dissertation). Retrieved from http://www.ferreau.eu/science/pdf/dissertationONLINE.pdf

Ferreau, H. J., Bock, H. G. & Diehl, M. (2008). An online active set strategy to overcome the limitations of explicit MPC., *International Journal of Robust and Nonlinear Control, 18*(8), 816-830.

Ferreau, H. J., Ortner, P., Langthaler, P., Del Re, L. & Diehl, M. (2007). Predictive control of a real-world diesel engine using an extended online active set strategy, *Annual Reviews in Control, 31*(2), 293-301. Retrieved from http://0-www.sciencedirect.com.divit.library.itu.edu.tr/science/article/pii/S1367578807000442#

Finesso, R. & Spessa, E. (2012). Real-time predictive modeling of combustion and NO_X formation in diesel engines under transient conditions, *SAE 2012 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: April 24-26. doi: 10.4271/2012-01-0899.

Frei, S. (2004). *Performance and driveability optimization of turbocharged engine system* (Doctoral dissertation). Retrieved from http://e-collection.library.ethz.ch/eserv/eth:27438/eth-27438-02.pdf

Friedrich, I., Liu, C. S. & Oehlerking D. (2009). Coordinated EGR-Rate Model-Based Controls of Turbocharged Diesel Engines via an Intake Throttle and an EGR Valve. *Proceedings of the Vehicle Power and Propulsion Conference*, (pp.340-347). USA: Michigan, September 7-11. Retrieved from IEEE Xplore Digital Library.

Gamma Technologies. (2004) *GT-POWER User's Manual 6.1*. Gamma Technologies Inc.

Garcia-Nieto, S., Martinez, M., Blasco, X. & Sanchis, J. (2008). Nonlinear predictive control based on local model networks for air management in diesel engines, *Control Engineering Practice*, *16*(12), 1399–1413.

Gautier, P., Albrecht, A., Moulin, P., Chasse, A., Fontvieille, L., Guinois, A. & Doleac, L. (2008). A New Simulation Step Towards Virtual Bench Through the Challenging Case of Two-Stage Turbocharger Diesel Engine Control Design, *SAE 2008 World Cogress & Exhibition*, Detroit, Michigan, USA: April 14-17. doi: 10.4271/2008-01-0355.

Geering, H. P. (2005). Concepts of LPV Control with Applications in Automotive Engine Control. *Proceedings of the IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, (pp.241–246). Croatia: Dubrovnik, June 20-23. Retrieved from IEEE Xplore Digital Library.

Gokasan, M., Bogosyan, O. S., Arabyan, A. & Sabanovic, A. (1998). A Sliding Mode Based Controller for a Flexible Arm with a Load. *Proceedings of the International IEEE Conference on Industrial Electronics and Control*, (pp.1083-1087). Germany: Aachen, August 31-September 4. Retrieved from IEEE Xplore Digital Library.

Guzzella, L. & Amstutz, A. (1998). Control of diesel engines, *IEEE Control Systems Magazine*, *8*(9), 55–71.

Guzzella, L. & Onder, C. H. (2010). *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. Berlin: Springer-Verlag.

Hafner, M. & Isermann, R. (2003). Multiobjective optimization of feedforward control maps in engine management systems towards low consumption and low emissions, *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, *25*(1), 57–74.

Hafner, M., Schuler, M., Nelles, O. & R. Isermann (2000). Fast neural networks for diesel engine control design, *Control Engineering Practice*, *8*(11), 1211–1221. Retrieved from http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0967066100000575

Hagena, J., Filipi, Z. S. & Assanis, D. (2006). Transient diesel emissions: Analysis of engine operation during a tip-in, *SAE 2006 World Cogress & Exhibition*, Detroit, Michigan, USA: April 3-6. doi: 10.4271/2006-01-1151.

Hall, J., Diller, T. & Matthews, R. (2008). Further development of an electronic particulate matter sensor and application to diesel engine transients, *SAE 2008 World Cogress & Exhibition*, Detroit, Michigan, USA: April 14-17. doi: 10.4271/2008-01-1065.

Hazu, K. &Yokoyama, M. (2008). Model-based control system design and control strategies on ETC, *SAE 2008 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: April 14-17. doi: 10.4271/2008-32-0038.

Hendricks, E. (2001). Isothermal vs. Adiabatic Mean Value SI Engine Models. *Proceedings of the 3rd IFAC Workshop: Advances in Automotive Control,* (pp.363-368). Germany: Karlsruhe, March 26-30.

Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. USA: McGraw-Hill Book Co.

Hiroyasu, H. (1985). Diesel Engine Combustion and Its Modeling. *Proceedings of COMODIA Symposium, Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines*, (pp.53-75). Tokyo: Japan, September 4-6.

Hirsch, M., Oppenauer, K. S. & Del Re, L. (2010). Dynamic Engine Emission Models. In L. Del Re, F. Allgöwer, L. Glielmo, C. Guardiola, I. Kolmanovsky (Eds.), *Automotive Model Predictive Control - Models, Methods and Applications* (Vol. 402, pp.73-87). London: Springer.

Huang, M., Nakada, H., Polavarapu, S., Choroszucha, R., Butts, K. & Kolmanovsky, I. (2013). Towards Combining Nonlinear and Predictive Control of Diesel Engines. *Proceedings of the 2013 American Control Conference*, (pp.2846-2853). USA: Washington, DC, June 17-19.

Isermann, R., Schaffnift, J. & Sinsel S. (1999). Hardware in the loop simulation for the design and testing of engine control systems, *Control Engineering Practice*, *7*(5), 643-653. Retrieved from http://0-www.sciencedirect.com.divit.library.itu.edu.tr/science/article/pii/S0967066198002056

Isermann, R., Sinsel, S., & Schaffnit, J. (1998). Modeling and real-time simulation of diesel engines for control design, *SAE 1998 World Cogress & Exhibition*, Detroit, Michigan, USA: February 23-26. doi: 10.4271/980796.

Iwadare, M., Ueno, M. & Adachi, S. (2009). Multi-variable air-path management for a clean diesel engine using model predictive control, *SAE Int. J. Engines, 2*(1), 764-773. doi:10.4271/2009-01-0733.

Jankovic, M. (2001). Control Design for a Diesel Engine Model with Time Delay. *Proceedings of the 40th IEEE Conference on Decision and Control* (Vol. 1, pp. 117-122). USA: Orlando, December 4-7. Retrieved from IEEE Xplore Digital Library.

Jankovic, M., Jankovic, M & Kolmanovsky, I.V. (1998). Robust Nonlinear Controller for Turbocharged Diesel Engines. *Proceedings of the 1998 American Control Conference*, (Vol. 3, pp. 1389–1394). USA: Philadelphia, June 24-26. Retrieved from IEEE Xplore Digital Library.

Jankovic, M., Jankovic, M & Kolmanovsky, I.V. (2000). Constructive Lyapunov control design for turbocharged diesel engines, *IEEE Transactions on Control Systems Technology, 8*(2), 288–299. Retrieved from IEEE Xplore Digital Library.

Jensen, J., Kristensen, A., Sorensen, S., Houbak, N. & Hendricks, E. (1991). Mean-value modeling of a small turbocharged diesel engine, *SAE 1991 World Cogress & Exhibition*, Detroit, Michigan, USA: February 25-March 1. doi: 10.4271/910070.

Jerhammar, A. & Hockerdal, E. (2006). *Gas flow observer for a Scania diesel engine with VGT and EGR* (Master's Thesis). Retrieved from http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:21512/FULLTEXT01.pdf

Jiang, S., Medonza, D., Furukawa, S. & Smith M. (2007). Design and implementation of an integrated development environment consisting of engine rapid control prototyping and real-time vehicle simulation, *SAE 2007 World Cogress & Exhibition*, Detroit, Michigan, USA: April 16-19. doi: 10.4271/2007-01-0515.

Jiang, S., Smith, M., Furukawa, S. & Menge, M. (2008). Setup of an engine rapid control prototyping system for catalyst research and evaluation testing, *SAE 2008 World Cogress & Exhibition*, Detroit, Michigan, USA: April 14-17. doi: 10.4271/2008-01-0286.

Jie, X., Feng, W., Yongguang, Y. & Qiang, G. (2010). An Application of Real-time Engine Model in HILS Simulation and Testing Platform Based on SIMULINK. *Proceedings of the 2010 IEEE International Conference on Digital Manufacturing & Automation*, (Vol. 1., pp.176-180). China: ChangSha, December 18-20. Retrieved from IEEE Xplore Digital Library.

Johnson, T. (2008). Diesel engine emissions and their control: An overview, *Platinum Metals Review, 52*(1), 23–37.

Johnson T. (2009). Review of diesel emissions and control, *International Journal of Engine Research, 10*(5), 275–285.

Jung, M. (2003). *Mean-Value Modelling and Robust Control of the Airpath of a Turbocharged Diesel Engine* (Doctoral dissertation). Retrieved from http://www-control.eng.cam.ac.uk/Homepage/publication.php?id=154

Jung, M., Glover, K. & Christen, U. (2005). Comparison of uncertainty parameterisations for H-infinity robust control of turbocharged diesel engines, *Control Engineering Practice, 13*(1), 15-25.

Kang, J. M., Haskara, I., Wang Y. Y. & Chang, C. F. (2012). Adaptive Intake Oxygen Estimation in Lean-burn Engines. *Proceedings of American Control Conference*, (pp. 1266-1270). Canada: Montreal, June 27-29. Retrieved from IEEE Xplore Digital Library.

Kao, M. & Moskwa, J. J. (1995). Turbocharged diesel engine modeling for nonlinear engine control and state estimation, *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 117*(1), 20-30.

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

Karlsson, M., Ekholm, K., Strandh, P., Johansson, R. & Tunestal, P. (2010). Multiple-input Multiple-output Model Predictive Control of a Diesel Engine. *Proceedings of the 6th IFAC Symposium: Advances in Automotive Control*, (pp. 131-136). Germany: Munich, July 12-14. Retrieved from IEEE Xplore Digital Library.

Kiencke, U. & Nielsen, L. (2005). *Automotive Control Systems for Engine, Driveline, and Vehicle*. Berlin: Springer-Verlag.

Kirchen, P. & Boulouchos, K. (2009). Development and validation of a phenomenological mean value soot model for common-rail diesel engines, *SAE 2009 World Cogress & Exhibition*, Detroit, Michigan, USA: April 20-23. doi: 10.4271/2009-01-1277.

Kirchen, P., Obrecht, P. & Boulouchos, K. (2009). Soot emission measurements and validation of a mean value soot model for common-rail diesel engines during transient operation, *SAE International Journal of Engines, 2*, 1663–1678.

Kolmanovsky, I., Moraal, P., Van Nieuwstadt, M. & Stefanopoulou, A. (1997). Issues in Modelling and Control of Intake Flow in Variable Geometry Turbocharged Engines. *Proceedings of the 18th IFIP Conference on System Modelling and Optimization*, (pp. 436–445). USA: Detroit, July 22-25.

Koyuncuoğlu, Y. (2012). *Diesel engine emission modelling* (Master's thesis). Istanbul Technical University, Graduate School of Science, Engineering and Technology, Istanbul.

Knaak, M., Schaum, S. & Röpke, K. (2006). Fast Measurement by Integrating Model-Based methods and Advanced Test-Cell Automation. *Proceedings* of 2006 *IEEE International Conference on Computer Aided Control System Design*, (pp.2054- 2059). Germany: Munich, October 4-6.

Lansky, L. (2008). *Diesel engine modeling and control* (Master's thesis). Retrieved from http://support.dce.felk.cvut.cz/mediawiki/images/1/14/Dp_2008_lansky_lukas.pdf

Lee, M., Han, J., Ma, J., Youn J. & Sunwoo, M. (2008). Validation of a seamless development process for real-time ECUs using OSEK-OS-based SILS-RCP, *SAE 2008 World Cogress & Exhibition*, Detroit, Michigan, USA: April 14-17. doi: 10.4271/2008-01-0803.

Lemon, K. (2003). Introduction to the universal measurement and calibration protocol XCP, *SAE 2003 World Cogress & Exhibition*, Detroit, Michigan, USA: March 3-6. doi: 10.4271/2003-01-1205.

Lughofer, E., Macian, V., Guardiola, C. & Klement, P. E. (2011). Identifying static and dynamic prediction models for Nox emissions with evolving fuzzy systems, *Applied Soft Computing, 11*(2), 2487-2500.

Maas, B., Stobart, R. & Deng J. (2009). Diesel Engine Emissions Prediction Using Parallel Neural Networks. *Proceedings of 2009 IEEE International Conference on Control Applications*, (pp. 1122-1127). USA: Missouri, June 10-12. Retrieved from IEEE Xplore Digital Library.

Maiboom, A., Tauzia, X. & Hétet, J. F. (2008). Experimental study of various effects of exhaust gas recirculation (EGR) on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine, *Energy*, *33*(1), 22-34. Retrieved from http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544207001399

Maruyama, T., Ejiri, A., Ikai, Y. & Shimotani, K. (2012). Model Predictive Control Considering Disturbances in Diesel Engine Air Intake Systems. *Proceedings of 2012 IEEE International Conference on Control Applications (CCA),* (pp.401-408). Croatia: Dubrovnik, October 3-5. Retrieved from IEEE Xplore Digital Library.

Maruyama, T., Shimura, T., Ejiri, A., Ikai, Y. & Shimotani, K. (2011). Model Predictive Control Applied to a Diesel Engine Air-Path System with Dead Time. *Proceedings of 2011 SICE Annual Conference*, (pp.2628-2633). Japan: Tokyo, September 13-18. Retrieved from IEEE Xplore Digital Library.

Meyer, S., Klingspon, S. & Predelli, O. (2006). A new approach for process-oriented and tool based calibration tasks for engine management systems, *SAE 2006 World Cogress & Exhibition*, Detroit, Michigan, USA: April 3-6. doi: 10.4271/2006-01-1570.

Michaels, L., Pagerit, S., Rousseau, A., Sharer, P., Halbach, S., Vijayagopal, R.,… Will, A. (2010). Model-Based Systems Engineering and Control System Development via Virtual Hardware-in-the-Loop Simulation, *SAE Convergence 2010,* Michigan, USA: October 19-20. doi:10.4271/2010-01-2325.

Millet, J. B., Aubertin, F., Saad, C., Lehr, M., & Maroteaux, F. (2009). Air system and diesel combustion model for a 4 cylinder engine in real time computing conditions: Application on a EU5 personal car with diesel particulate filter, *The 9th International Conference on Engines and Vehicles,*Capri, Naples, Italy: September 13-18.

Millet, J. B., Maroteaux, F. & Aubertin, F. (2012). Air system and diesel combustion modeling for hardware in the loop applications, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, *134*(4), 042802. doi:10.1115/1.4004597.

Moraal, P. E. & Kolmanovsky, I. V. (1999). Turbocharger modeling for automotive control applications, *SAE 1999 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: March 1-4. doi: 10.4271/1999-01.0908.

Mrosek, M., Zahn, S. & Isermann, R. (2010). Parameter estimation for physical based air path models of turbocharged diesel engines – An experience based guidance, SAE International Journal of Engines, 2(2), 570-583.

Muske, K. R., Jones, J. & Schallock, R. (2008). Application of an Adaptive Delay-Compensated PI Controller. *Proceedings of 17th IEEE International Conference on Control Applications,* (781-785). USA: San Antonio, September 3-5. Retrieved from IEEE Xplore Digital Library.

Müller, M., Hendricks, E. & Sorenson, S. C. (1998). Meanvalue modelling of turbocharged spark ignition engines, *SAE 1998 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: February 23-26. doi: 10.4271/980784.

Naber, J. D., Bradley, E. K. & Szpytman J. E. (2007). Target-based rapid prototyping control system for engine research, *SAE 2006 Transactions Journal of Passenger Cars: Electronic and Electrical Systems, 115,* 395-406. doi: 10.4271/2006-01-0860.

Nabi, S., Balike, M., Allen, J. & Rzemien, K. (2004). An overview of hardware-in-the-loop testing systems at Visteon, *SAE 2004 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: March 8-11. doi: 10.4271/2004-01-1240.

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,* Pennsylvania, USA: October 27-30. doi:10.4271/2003-01-3181.

Nair, J., Lu, N., Atraya, P. & Reuter, J. (2004). Analysis and comparison of 3 code generation tools, *SAE 2004 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: March 8-11. doi: 10.4271/2004-01-0702.

Nanjundaswamy, H., Tatur, M., Tomazic, D., Dahodwala, M., Eping, T., Virnich, L.,…Read, M. (2011). Development and calibration of on-board-diagnostic strategies using a Micro-HiL approach, *SAE 2011 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: April 12-14. doi: 10.4271/2011-01-0703.

Nessler, E., Haukap, C. & Roepke, K. (2006). Global Evaluation of the Drivability of Calibrated Diesel Engine Maps. *Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Computer Aided Control Systems Design,* (pp. 2683-2688). Germany: Munich, October 4-6. Retrieved from IEEE Xplore Digital Library.

Nieuwstadt, M. J., Kolmanovsky, I. V., Moraal, P. E., Stefanopoulou, A. G. & Jankovic, M. (2000). EGR–VGT control schemes: Experimental comparison for a high-speed diesel engine, *IEEE Control Systems, 20*(3), 63–79. doi:10.1109/37.845039.

Nieuwstadt, M., Moraal, P.E., Kolmanovsky, I. V., Stefanopoulou, A., Wood, P. & Criddle, M. (1998). Decentralized and multivariable designs for EGR–VGT control of a diesel engine, *IFAC Workshop, Advances in Automotive Control,* Ohio, USA: February 28 - March 2. Retrieved from http://www-personal.umich.edu/~annastef/papers_TC_diesel/ifac98.pdf

Nozaki, Y., Fukuma, T. & Tanaka, K. (2005). Development of a rule-based calibration method for diesel engines, *SAE 2005 World Cogress & Exhibition*, Detroit, Michigan, USA: April 11-14. doi: 10.4271/2005-01-0044.

Omran, R., Younes, R. & Champoussin, J. C. (2009). Optimal control of a variable geometry turbocharged diesel engine using neural networks: Applications on the ETC test cycle, *IEEE Transactions on Control Systems Technology, 17*(2), 380–393.

O'Rourke, B., Demeler, T., Giusto, P. & Wisniewski S. (2001). Rapid prototyping of automotive communication protocols, *IEEE 12th International Workshop on Rapid System Prototyping*, California, USA: June 25-27. doi: 10.1109/IWRSP.2001.933840.

Ortner, P. & Del Re, L. (2007). Predictive control of a diesel engine air path, *IEEE Transactions on Control Systems Technology, 15*(3), 449–456.

Ortner, P., Langthaler, P., Garcia Ortiz, J. V. & Del Re, L. (2006). MPC for a Diesel Engine Air Path Using an Explicit Approach for Constraint Systems. *Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Control Applications*, (pp. 2760-2765). Germany: Munich, October 4-6. doi: 10.1109/CACSD-CCA-ISIC.2006.4777060.

Otomotiv Teknoloji Platformu (2012). Otomotive elektronik ve gömülü yazılımlar çalışma raporu, İstanbul, Türkiye.

Paciti, G. C., Amphlett, S., Miller, P., Norris, R. & Truscott, A. (2008). Real-time crank-resolved engine simulation for testing new engine management systems, *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems, 1*(1), 801-809.

Papadimitriou, I., Silvestri, J., Warner, M. & Despujols, B. (2009). Development of real-time capable engine plant models for use in HIL systems, *SAE Int. J. Passeng. Cars - Electron. Electr. Syst., 1*(1), 372-381.

Park S., Yoo H., Park Y., Lee S., Seongmin, P., Sungkun, K., …Lee, K. (2006). Model-based development of engine control system from concept to vehicle, *SAE 2006 World Cogress & Exhibition*, Detroit, Michigan, USA: April 3-6. doi: 10.4271/2006-01-0856.

Peyton J. & Muske, K. (2007). Automatic calibration of 1 and 2-D look-up tables using recursive least-squares identification techniques, *SAE 2007 World Cogress & Exhibition*, Detroit, Michigan, USA: April 16-19. doi: 10.4271/2007-01-1343.

Pontryagin, L. S., Boltyanski, V. G., Gamkrelidze, R. V. & Miscenko, E. F. (1962). *The Mathematical Theory of Optimal Processes*. Chichester, United Kingdom: Wiley.

Rajamani, R. (2005). Control of a Variable-Geometry Turbocharged and Wastegated Diesel Engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 219*(11), 1361-1368. doi: 10.1243/095440705X34964.

Rhoads M. J., Berneck D. & Wagner J. R. (2007). A user configurable powertrain controller with open software management, *SAE 2007 World Cogress & Exhibition*, Detroit, Michigan, USA: April 16-19. doi: 10.4271/2007-01-1601.

Rolfsmeier A., Richert J. & Leinfellner R. (2003). A new calibration system for ECU development, *SAE 2003 World Cogress & Exhibition*, Detroit, Michigan, USA: March 3-6. doi: 10.4271/2003-01-0131.

Ruckert, J., Richert, F., Schloßer, A., Abel, D., Herrmann, O., Pischinger, S.,…Pfeifer, A. (2004). A Model Based Predictive Attempt to Control Boost Pressure and EGR–Rate in a Heavy Duty Diesel Engine. In C. Pianese, G. Rizzo, L. Glielmo, F. Vasca (Eds.), *Advances in Automotive Control 2004. Proceedings of IFAC Symposium on Advances in Automotive Control*, (pp.111-118). Italy: Salerno, April 19-23.

Ruckert, R., Schloßer, A., Rake, H., Kinoo, B., Kruger, M. & Pischinger, S. (2001). Model Based Boost Pressure and Exhaust Gas Recirculation Rate Control for a Diesel Engine with Variable Turbine Geometry. In U. Kiencke, G. G. Gissinger (Eds.), *Advances in Automotive Control 2001. Proceedings of the 3rd IFAC Workshop: Advances in Automotive Control*, (pp. 277-282), Germany: Karlsruhe, March 28-30.

Rupp, D. & Guzzella, L. (2010). Iterative tuning of internal model controllers with application to air/fuel ratio control, *IEEE Transactions on Control Systems Technology, 18*(1), 177 -184.

Sandberg, J. (2012). *Validation and improvement of MVEM in HIL simulator,* (Master's thesis). Retrieved from http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:538271/FULLTEXT01.pdf

Schaffnit, J., Sinsel, S. & lsermann, R. (1998). Hardware-in-the-Loop Simulation for the Investigation of Truck Diesel Injection Systems. *Proceedings of the 1998 American Control Conference, 1*, (pp.498-502), USA: Philadelphia, July 21-26. doi: 10.1109/ACC.1998.694717.

Schick, W., Onder, C. & Guzzella, L. (2011). Individual cylinder air–fuel ratio control using fourier analysis, *IEEE Transactions on Control Systems Technology, 19*(5), 1204-1213.

Schilling, A. (2008). *Model-based detection and isoliation of faults in the air and fuel paths of common-rail DI diesel engines equipped with a lambda and a nitrogen oxide sensor* (Doctoral dissertation). Retrieved from http://e-collection.library.ethz.ch/eserv/eth:30878/eth-30878-02.pdf

Schilling, A., Amstutz, A., Onder, C. H. & Guzzella, L. (2006). A Real-time Model for the Prediction of the NOx Emissions in DI Diesel Engines. *Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Control Applications*, (pp. 2042–2047). Germany: Munich, October 4-6. doi: 10.1109/CACSD-CCA-ISIC.2006.4776954.

Schindler, W., Haisch, C., Beck, H. A., Niessner, R., Jacob, E. & Rothe, D. (2004). A photoacoustic sensor system for time resolved quantification of diesel soot emissions, *SAE 2004 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: March 8-11. doi: 10.4271/2004-01-0968.

Schuette F., Berneck D., Eckmann M. & Kakizaki S. (2005). Advances in rapid control prototyping – results of a pilot project for engine control, *SAE 2005 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: April 11-14. doi: 10.4271/2005-01-1350.

Schuette, H. & Ploeger, M. (2007). Hardware-in-the-Loop testing of engine control units - A technical survey, *SAE 2007 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: April 16-19. doi: 10.4271/2007-01-0500.

Sepulchre, R., Jankovic, M. & Kokotovic, P. (1997). *Constructive Nonlinear Control*. United Kingdom: Springer-Verlag.

Shao, L., Chang, H., Liu, Z. & Jiadong, Z. (2009). Study on Combustion Model Parameters of High Pressure Common Rail Diesel Engine Under Transient Operation. *Proceedings of the 2009 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation,* (pp.1546-1550). China: Changchun, August 9-12. doi: 10.1109/ICMA.2009.5246585.

Shayler, P., Allen, A. & Roberts, A. (2005). Running real-time engine model simulation with Hardware-in-the-Loop for diesel engine development, *SAE 2005 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: April 11-14. doi: 10.4271/2005-01-0056.

Shin, M., Lee, W. & Sunwoo, M. (2003). Implementation-conscious rapid control prototyping platform for advanced model-based engine control, *SAE 2003 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: March 3-6. doi: 10.4271/2003-01-0355.

Siano, D., Bozza, F. & Costa, M. (2011). Reducing Fuel Consumption, Noxious Emissions and Radiated Noise by Selection of the Optimal Control Strategy of a Diesel Engine. *Proceedings of the 10th International Conference on Engines & Vehicles*. Italy: Napoli, September 11-15. doi: 10.4271/2011-24-0019.

Skogtjarn, P. (2002). *Modelling of the exhaust gas temperature for diesel engines,* (Master's thesis). Retrieved from http://www.fs.isy.liu.se/Publications/MSc/02_EX_3378_PS.pdf

Sorenson, S. C., Hendrick, E., Magnusson, S. & Bertelsen, A. (2005). Compact and accurate turbocharger modeling for engine control, *SAE 2005 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: April 11-14. doi: 10.4271/2005-01-1942.

Stadlbauer, S., Alberer, D., Hirsch, M., Formentin, S., Benatzky, C. & Del Re, L. (2012). Evaluation of virtual NOx sensor models for off road heavy duty diesel engines, *SAE International Journal of Commercial Vehicles,* 5(1), 128-140. doi:10.4271/2012-01-0358.

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*, *8*(4), 733–745.

Stewart, G. & Borrelli, F. A. (2008). Model Predictive Control Framework for Industrial Turbodiesel Engine Control. *Proceedings of the 47th IEEE Conference on Decision and Control*, (pp.5704–5711). Mexico: Cancun, December 9-11. doi: 10.1109/CDC.2008.4739384.

Stuhler, H., Kruse, T., Stuber, A., Gschweitl Piock, W., Pfluegl, H. & Lick, P. (2002). Automated model based GDI engine calibration adaptive online DOE approach, *SAE 2002 World Cogress & Exhibition*, Detroit, Michigan, USA: March 11-15, doi: 10.4271/2002-01-0708.

Sun, J., Kolmanovsky, I., Cook, J. A. & Buckland, J. H. (2005). Modeling and Control of Automotive Powertrain Systems: A Tutorial. *Proceedings of 2005 American Control Conference*, *5*, (pp.3271-3283). USA: Portland, June 8-10. doi: 10.1109/ACC.2005.1470476

Swartling, F. (2005). *Gas flow observer for diesel engines with EGR* (Master's thesis). Retrieved from http://liu.diva-portal.org/smash/get/diva2:20286/FULLTEXT01

Tamura, K. & Ohmori, H. (2007). Auto-Tuning Method of Expanded PID control for MIMO Systems. *Proceedings of the 2007 International Joint Conference*, (pp.3270-3275). Korea: Busan, October 18-21. doi: 10.1109/SICE.2006.314919.

The MathWorks Inc. (2009). *Optimisation ToolboxTM 4.0, User's Guide*. Retrieved from http://www.mathworks.com/help/pdf_doc/optim/optim_tb.pdf

Traver, M., Atkinson, R. & Atkinson, C. (1999). Neural Network-Based Diesel Engine Emissions Prediction Using In-Cylinder Combustion Pressure. *Proceedings of 1999 International Fuels, Lubricants Meeting & Exposition*. Canada: Toronto, May 3-6. doi: 10.4271/1999-01-1532.

Tree, D. R. & Svensson, K. I. (2007). Soot processes in compression ignition engines, *Progress in Energy and Combustion Science*, *33*(3), 272–309.

Url-1 <*http://www.dieselnet.com/standards/*>, data retrieved 28.12.2012.

Url-2 <*http://en.wikipedia.org/wiki/Mixed/Dual_Cycle*>, data retrieved 31.12.2010.

Url-3<*http://www.ford.com.tr/ticari-araclar/transit-global-duratorq/one-cikan-ozellikler*>, data retrieved 04.03.2013.

Utkin, V. I., Chang, H. C., Kolmanovsky, I. V. & Cook, J. A. (2000). Sliding Mode Control for Variable Geometry Turbocharged Diesel Engines. *Proceedings of the 2000 American Control Conference*, *1*(6), (pp.584-588). USA: Illinois, June 28-30. doi: 10.1109/ACC.2000.878967.

Vantine, K., Christen, U., Glover, K. & Collings, N. (2001). Analysis of an Event-Based Diesel Engine Model for Control Purposes, In U. Kiencke, G. G. Gissinger (Eds.), *Advances in Automotive Control 2001. Proceedings of the 3rd IFAC Workshop: Advances in Automotive Control*, (pp.351-356), Germany: Karlsruhe, March 28-30.

Vigild, C. (2001). *The internal combustion engine modelling, estimation and control issues* (Doctoral dissertation). Retrieved from http://orbit.dtu.dk/fedora/objects/orbit:86195/datastreams/file_5640502/content

Wahlstrom, J. (2006). *Control of EGR and VGT for emission control and pumping work minimization in diesel engines (*Licentiate thesis). Retrieved from http://www.fs.isy.liu.se/Publications/Lic/06_LIC_1271_JW.pdf

Wahlstrom J. (2009). *Control of EGR and VGT for emission control and pumping work minimization in diesel engines* (Doctoral dissertation). Retrieved from http://www.fs.isy.liu.se/Publications/PhD/09_PhD_1256_JW.pdf

Wahlstrom, J. & Eriksson, L. (2008). Robust nonlinear EGR and VGT control with integral action for diesel engines. *Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP Energies nouvelles, 66*(4), 573-586.

Wahlstrom, J. & Eriksson, L. (2009). *Non-linear compensator for handling non-linear effects in EGR VGT diesel engines*. Retrieved April 18, 2011, from http://www.fs.isy.liu.se/Publications/Reports/09_R_2897_JWLE.pdf

Wahlstrom, J. & Eriksson, L. (2010). *Modeling of a Diesel Engine with Intake Throttle, VGT and EGR.* Retrieved June 8, 2011, from http://www.vehicular.isy.liu.se/Publications/Reports/10_R_2976_JWLE.pdf

Wahlstrom, J. & Eriksson, L. (2011a). Modeling of a Diesel Engine with VGT and EGR Capturing Sign Reversal and Non-Minimum Phase Behaviors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 225*(7), 960-986. doi: 10.1177/0954407011398177

Wahlstrom, J. & Eriksson, L. (2011b). Modeling of a Diesel Engine with VGT and EGR Including Oxygen Mass Fraction. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 225*(7), 960-986.

Wahlstrom, J. & Eriksson, L. (2013). Output selection and its implications for MPC of EGR and VGT in diesel engines, *IEEE Transactions on Control Systems Technology, 21*(3), 932-940.

Wahlstrom, J., Eriksson, L. & Nielsen, L. (2008). Controller tuning based on transient selection and optimization for a diesel engine with EGR and VGT. *SAE 2008 World Cogress & Exhibition,* Detroit, Michigan, USA: April 14-17. doi: 10.4271/2008-01-0985

Wahlstrom, J., Eriksson, L. & Nielsen, L. (2009a). EGR-VGT control and tuning for pumping work minimization and emission control, *IEEE Transactions on Control Systems Technology, 18*(4), 993–1003.

Wahlstrom, J., Eriksson, L. & Nielsen, L. (2009b). System analysis of a diesel engine with VGT and EGR. Retrieved March 5, 2012, from http://www.fs.isy.liu.se/Publications/Reports/09_R_2881_JWLELN.pdf

Wahlstrom, J., Eriksson, L., Nielsen, L. & Pettersson, M. (2005). PID Controllers and their Tuning for EGR and VGT Control in Diesel Engines. *Proceedings of the 16th IFAC World Congress, 16,* (pp.1922-1927). Czech Republic: Prague, July 4-8.

Wei, X. & Del Re, L. (2006). Modelling the Air Path System of Diesel Engines by Quasi-LPV Identification Technique. *Proceedings of 5th MATHOD Conference*. Vienna, Austria, February 8-10.

Wei, X. & Del Re, L. (2007). Gain scheduled H-infinity control for air path systems of diesel engines using LPV techniques, *IEEE Transactions on Control Systems Technology, 15*(3), 406–415.

Wiffner, R., Weber, E., Amstutz, A. & Guzzella, L. (1997). Modeling and Model-Based Control of Supercharged SI-Engines for Cars with Minimal Fuel Consumption. *Proceedings of the 1997 American Control Conference, 1,* (pp.304-308). USA : Albuquerque, June 4-6. doi: 10.1109/ACC.1997.611806.

Wolfe, P. (1961). A duality theorem for non-linear programming, *Quarterly of Applied Mathematics, 19,* 239-244.

Wolff, H. J. & Lefarth, U. (2006). Prototyping and simulation as a means of software verification, *SAE 2006 Convergence Conference*, Detroit, USA: October 16-18.

Wootaik, L., Seungbum, P. & Myoungho, S. (2004). Towards a seamless development process for automatic engine-control system, *Control Engineering Practice, 12*(8), 977-986. Retrieved from http://0-www.sciencedirect.com.divit.library.itu.edu.tr/science/article/pii/S0967066103002521

Xia, Z., Gao, F., Togai, K. & Yamaura, H. (2009). Accelerated and integrated real time testing process based on two universal controllers on rapid controller prototyping, *SAE International Journal of Passenger Cars Mechanical Systems, 1*(1), 258-267. doi:10.4271/2008-01-0285.

Yacoub Y. & Chevalier A. (2001). Rapid prototyping with the Controller Area Network (CAN), *SAE 2001 World Cogress & Exhibition*, Detroit, Michigan, USA: March 5-8. doi:10.4271/2001-01-1224.

Yan, F. & Wang, J. (2009). Enabling Air-Path Systems for Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine Transient Control. *Proceedings of the ASME Dynamic Systems and Control Conference,1,* (pp.873-880). California, USA, October 12-14. doi: 10.1115/1.1985440.

Zeng, J., Zhang, L., Kong, F. & Song, X. (2006). Development of 32-bit Universal Electronic Control Unit UECU32 for Automotive Application. *Proceedings of the 9th International Conference on Control, Automation, Robotics and Vision,* (pp.1-6). Singapore, December 5-8. doi: 10.1109/ICARCV.2006.345123

Zhang J., Gao, S. & Jiang, F. (2007). A Diesel Engine Real Time NOx Emission Simulation System Based on RTW and VxWorks. *Proceedings of IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety,* (pp.12-16). China : Beijing, December 13-15. doi: 10.1109/ICVES.2006.371544.

Zhao, H (Ed.). (2010) *Advanced Direct Injection Combustion Engine Techniologies and Development: Volume 2: Diesel engines*. Cambridge, UK: Woodhead Publishing Ltd.

Zhao, D., Liu, C., Stobart, R., Deng, J. & Winward, E. (2013). Explicit Model Predictive Control on the Air Path of Turbocharged Diesel Engines. *Proceedings of the 2013 American Control Conference*, (pp. 5213-5218). USA: Washington DC, June 17-19. Retrieved from IEEE Xplore Digital Library.



ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Bülent ÜNVER

Doğum Yeri ve Tarihi: Akşehir/KONYA 15.08.1978

Adres: Yalıyolu Sok. Bostancı Park Apt. No:17/7
Bostancı/İstanbul

E-Posta: unverbulent@gmail.com

Lisans: İ.T.Ü. Elektronik ve Haberleşme Mühendisliği

Yüksek Lisans : İ.T.Ü. Mekatronik Mühendisliği

Mesleki Deneyim ve Ödüller:

2013 - ...	Ford Otosan Sanayi A.Ş. HIL Modelleme, Yazılım ve Donanım Teknik Uzmanı
2007 - 2013	Ford Otosan Sanayi A.Ş. HIL Modelleme, Yazılım ve Donanım Mühendisi
2005 - 2006	KaleAltınay Robotik Otomasyon A.Ş. Yazılım Geliştirme Mühendisi