

MOTOR KONTROLÜ UYGULAMALARI İÇİN ÇİFT KADEMELİ AŞIRI DOLDURMA SİSTEMİNE SAHİP BİR DİZEL MOTORUN MODELLENMESİ

Mustafa Engin Emekli*
enginemekli@gmail.com

Emre Özgül¹
eo zgul2@ford.com

¹ Ford Otomotiv Sanayi A.Ş. Gebze, Kocaeli.

ÖZET

Model tabanlı kontrol uygulamalarında geliştirilen kontrol algoritmaların test edilmesi ve gerçek motor üzerindeki testlerden önce çevrimdışı doğrulamaya tabi tutulması, test maliyetlerini azaltmakta ve kontrolcülerin, motorun farklı çalışma bölgelerinde doğrulanmasını sağlamaktadır. Çevrimdışı doğrulama için gerçek motorun dinamiklerini, gerek geçici rejim, gerekse sürekli rejim çalışma bölgelerinde ifade edebilen doğrusal olmayan modeller kullanılmalıdır. Bu çalışmada, çift turbolu dizel motorun basınç ve hava debisi kontrolü geliştirilmesinde kullanılmak üzere doğrusal olmayan motor modeli geliştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: İçten yanmalı motor modellemesi, bir boyutlu gaz dinamiği, motor kontrolü

MODELLING OF TWO-STAGE TURBOCHARGED DIESEL ENGINE FOR ENGINE CONTROL APPLICATIONS

ABSTRACT

Model-based control application require offline verification tests before real-time tests in order to reduce the testing costs and enables controllers to be tested in different engine operating regions. Nonlinear models should be used during offline verification process both for transient as well as steady state engine operating region. In this study, nonlinear model of two-stage turbocharged diesel engine has been developed in order to be used in pressure and air flow control. The model developed is working according to the principle of one-dimensional gas dynamics. Pressure pulsation characteristics of the real engine may well be captured by introducing this modeling methodology. Model accuracy has been tested and validated by transient and steady-state engine dynamometer testing.

Keywords: Internal combustion engine modeling, one dimensional gas dynamics, engine control

* İletişim Yazarı

Geliş tarihi : 13.08.2014

Kabul tarihi : 21.11.2014

Emekli, M. E., Özgül, E. 2014. "Motor Kontrolü Uygulamaları İçin Çift Kademeli Aşırı Doldurma Sistemine Sahip Bir Dizel Motorun Modellenmesi," Mühendis ve Makina, cilt 55, sayı 659, s. 50-64.

1. GİRİŞ

Egzoz emisyon limitlerinin düşürülmesi ve düşük yakıt tüketimi gibi kısıtlar, günümüzde otomotiv alanında kullanılan motor-aktarma organları teknolojisinde önemli gelişmeleri beraberinde getirmektedir. Verimin yüksek oluşu ve düşük yakıt tüketimi gibi özelliğinden dolayı dizel motorlar üzerine yapılan araştırmalar gittikçe önem kazanmaktadır. Dizel motorlarda yanma kontrolü, hava ve yakıt hatlarının hassas bir şekilde kontrol edilmesini gerektirir. Dizel motorlardaki hava hattı kontrolü, temel olarak iki çevrimden oluşmaktadır; hava debisi kontrolü ve aşırı doldurma basıncı kontrolü. Hava debisi kontrolü, NOx emisyonlarını azaltmak için kullanılan egzoz gazı geri dönüşüm sisteminin kontrolü için gereklidir. Ayrıca Dizel parçacık filtresi rejenerasyonunda kullanılan hava girişi, gaz keleşinin kontrolü için de hava debisi kontrol çevrimine ihtiyaç duyulmaktadır. Dizel motorlardaki maksimum güç, silindir içerisinde verimli olarak yanabilecek yakıt miktarı ile sınırlıdır [1]. Aynı ölçülerdeki bir motorda silindir içerisindeki havanın yoğunluğunun ortam havasından yüksek olması durumunda, silindir içi ortalama efektif basınç ve motordan elde edilebilecek maksimum güç artacaktır. Dizel motorlarda bu amaçla aşırı doldurma sistemleri kullanılmaktadır. Aşırı doldurma sisteminin kontrolü, motorun optimum yakıt ve hava değerlerinde çalışabilmesi için kritik öneme sahiptir.

Dizel motorlarda kullanılan aşırı doldurma sistemleri arasında, enerji verimliliği açısından egzoz gazı tahrikli türbin-kompresör sistemleri öne çıkmaktadır. Egzoz gazı tahrikli türbinli aşırı doldurma sistemlerinin düşük motor devir sayılarındaki performansını arttırmak için farklı kullanım seçenekleri geliştirilmiştir. Değişken Geometrilili Türbin (VGT) sistemlerinde, türbin kanatçıklarına doğrultulan egzoz gazı, elektronik bir eyleyici yardımı ile kapalı çevrim kontrol edilmektedir. Böylelikle kompresör çıkışındaki basınç, hassas bir şekilde kontrol edilebilmektedir. Değişken geometrilili türbin sistemleri her ne kadar belirgin bir avantaj sağlasa da aynı hacimdeki dizel motorların güç yoğunluğunu arttırmak için, silindir için ortalama efektif basınçları daha yüksek değerlere çıkarmak gerekmektedir. Seri bağlı iki farklı turbosarj ünitesini içeren iki kademeli aşırı doldurma sistemlerinde, ortalama efektif basınçlar daha yüksek seviyelere çıkabilmektedir [2]. İlk kademe kompresör tarafından basınçlandırılan ortam havası, ikinci kademe kompresör tarafından tekrar basınçlandırılıp, tek kademeli sistemlere göre daha yüksek basınç değerlerine çıkılmaktadır. Basınç kontrolü, kapalı çevrim olarak, iki kademede yer alan bypass valfleri veya ikinci kademede yer alan değişken geometrilili türbin vasıtası ile sağlanabilmektedir. Kontrol değişkenlerinin sayısının artması ile iki kademeli aşırı doldurma sistemlerinin kontrolünde standart PID kontrol yapısı yeterli olmamakta ve model tabanlı kontrol algoritmalarının geliştirilmesi önem kazanmaktadır.

Model tabanlı algoritmaların test edilmesi ve kontrol algoritmalarının çevrim dışı ortamda doğrulanması için doğrusal olmayan modellere ihtiyaç vardır. Eriksson ve arkadaşlarının yaptığı modelleme çalışmasında, EGR- VGT içeren sistemlerde, ortalama değer bazlı motor modeli sonuçlarından bahsetmiştir [3]. Ortaya çıkan modeller, her bir motor bileşenini tek bir durum değişkenine indirgeyerek modellemiş, böylelikle toplam durum değişkeni azaltılıp, model karmaşıklığı azaltılmıştır. Shu ve Nieuwstadt [4], iki kademeli aşırı doldurma sisteminde türbin ve kompresör verimlerini her kademe için toplam olarak ele almıştır. Leufven'in yaptığı deneysel çalışmalarda, iki kademeli aşırı doldurma sistemlerinde değişken giriş koşullarının kompresör modellerinin hassasiyetinin nasıl etkilediğini irdelemiştir [6]. Moraal ve Kolmanovsky [6], türbin ve kompresör modellerinde kullanılan parametrisasyon metodlarına değinmiştir.

Bu çalışmadaki amaç, gerçek zamanlı olarak çalışabilecek içten yanmalı motor kontrolcüsü geliştirmesinde doğrusal olmayan, yüksek çözünürlüklü bir motor modeli oluşturmaktır. Mevcut literatürde kullanılan modeller, genellikle ortalama değer yaklaşımı (mean-value engine models) ve akışkan hareketini makro düzeyde ideal gaz kuramı açısından modelleme metodolojisine göre oluşturulmuştur. Bu modellerin avantajları, daha düşük dereceden olmaları, doğrusallaştırılmaya uygun olmalarıdır (doğrusal kontrolcüsü tasarımı için). Ancak içten yanmalı motorun darbeli akış karakteristikleri modellenemediği için, kendiliğinden tutuşma olmadığı durumların algılanması ve kontrolü gibi hassas kontrol uygulamalarında kullanılamamaktadır. Bu tip hassas kontrol uygulamaları için, model hassasiyetinin ve derecesinin artırılması veya tüm testlerin motor test dinamometresinde yapılması gerekmektedir. Test maliyetinin azaltılması ve yüksek çözünürlük ve hassasiyetten dolayı 1D motor modelleri bu konuda öne geçmektedir. Ek olarak, son yıllarda artan yazılım teknolojisi ve gerçek zamanda çalışma için optimize edilmiş kodlar, fark denklemlerinin belirli varsayımlar ile (durum değişkenlerinin azaltılması gibi) gerçek zamanlı olarak mikro işlemciler üzerinde çalışabilmesine olanak vermiştir. Böylelikle, motorun tam yük-kısmi yük performanslarının incelenmesi, yüksek irtifa analizleri, motor komponent (parça) limitlerinin belirlenmesi gibi uygulamalar haricinde, motor kontrolcülerini geliştirmelerinde de kullanılması sağlanmaktadır.

Literatürde zamana bağlı gaz dinamiği denklemlerinin içten yanmalı motorların egzoz ve emme sistemlerine uygulanması ile ilgili birçok çalışma yer almaktadır. Bunlardan biri de Capobianco'nun yapmış olduğu çalışmadır. Capobianco [11] çalışmasında, turbo seçim çalışmalarının yakıt tüketimini iyileştirmekteki etkisini ortaya koymuştur [11]. Aynı şekilde düşük ve yüksek hızlardaki motor gücü değişimi farklı aşırı doldurma üniteleri ile incelenmiştir. Üç farklı manifold basınç stratejisi ismindeki bu çalışma, farklı, aşırı doldurma üniteleri

ri için karşılaştırmalar içermektedir. Zamana bağlı gaz dinamiği denklemleri ile ilgili yürütülen çalışmalardan bir diğeri ise Gurney tarafından yapılmıştır [12]. Gurney, tek boyutlu dalga dinamiği ile motor bileşenlerini modellemiş, bu denklemleri de motor performansının belirlenmesinde kullanmıştır. Sonuçlar, aşırı doldurma sisteminin seçiminin performans üzerinde ne kadar kritik bir etkiye sahip olduğunu göstermektedir. Çapı nispeten küçük olarak boyutlandırılmış aşırı doldurma üniteleri, düşük hızlarda yüksek hava debilerini sağlarken, öte yandan yüksek motor hızlarında, motor gücü anlamında düşük performans göstermektedir. Bu, turbonun küçük olması ve yüksek motor hızlarında karşılaşılan yüksek turbo mili hızları sebebiyle turbo shaft hızı limitlerine yaklaşılmamasından kaynaklanmaktadır.

Bu çalışmada geliştirilen ve doğrulanan model, iki kademeli bir aşırı doldurma sistemine sahip, dizel motorda emme manifold basıncı kontrolcüsü geliştirilmesinde kullanılmıştır. Ulusal ve uluslararası literatürde, iki kademeli aşırı doldurma sistemine sahip bir dizel motor için kontrol uygulamalarını destekleyen bir boyutlu modelleme çalışması mevcut değildir. Bu çalışmada, iki kademeli aşırı doldurma sistemine sahip bir dizel motor, bir boyutlu gaz dinamiği prensipleri kullanılarak modellenmiş ve gerçek zamanlı sürekli rejim ve geçici rejim sonuçlarına göre doğrulanmıştır.

2. İKİ KADEMELİ AŞIRI DOLDURMA SİSTEMİNE SAHİP DİZEL MOTOR'A GENEL BAKIŞ

Bu çalışmada modellenen motora ait bileşenlerin şeması Şekil 1'de görülmektedir. Modellenen motor, 2L silindir hacmine, yüksek basınçlı EGR hattına sahip bir dizel motordur. Söz konusu motorda, düşük (DB) ve yüksek basınçlı (YB) kade-

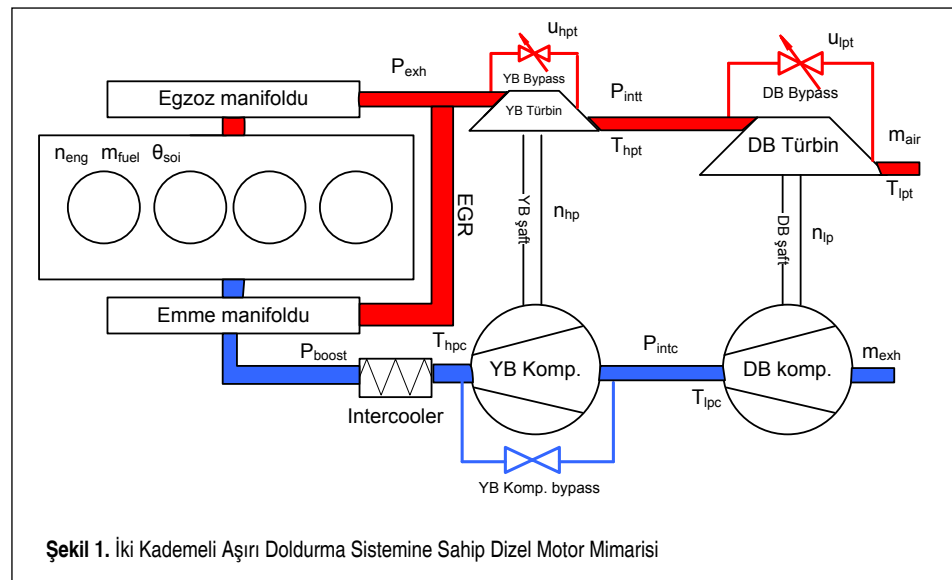
meler olarak adlandırılan iki adet seri bağlı turboşarj ünitesi bulunmaktadır. Bu iki turboşarj ünitesinin seçilmesi, motorun düşük ve yüksek yüklerdeki moment karakteristiğine göre belirlenmektedir. Düşük basınçlı turboşarj ünitesi, yüksek yük ve devir sayılarında motora ihtiyaç duyulan hava debisini ve basıncı sağlamak için daha büyük boyutlarda seçilmektedir. Benzer olarak, yüksek basınçlı turboşarj ünitesi ise düşük yük ve devir sayılarında motorun daha hızlı bir moment tepkisi verebilmesi için küçük boyutlandırılmaktadır.

Emiş havası basınç kontrolü, DB ve YB kademelerindeki iki adet bypass valfi ile sağlanmaktadır. Türbinler üzerinden gelecek egzoz gazı debisi bypass valfleri ile kontrol edilmektedir. Bu çalışmada, dizel oksidasyon katalisti ve parçacık filtresi modele dahil edilmemiştir. Ek olarak, DB kompresörün giriş basıncı ortam basıncına eşit varsayılmıştır.

3. BİR BOYUTLU GAZ DİNAMİĞİ TABANLI MOTOR MODELİ

Dizel motorlarda meydana gelen termodinamik ve kinetik prosesler milisaniyeler mertebesinde tamamlanmaktadır. Akışkan hareketinin mikroskobik yapısı ve türbülanslı akıştan dolayı, motorun çevrimleri arasında değişkenlik kaçınılmazdır. Gerçekte, motordaki akışkan hareketi, ortalama değer modellerindeki gibi sabit değil, darbeli bir karakteristik gösterir.

Bir boyutlu modelleme metodolojisindeki boyut kavramı, akışkanın hareketinin temsil edildiği boyutu ifade eder. Bu modelleme metodunda, akışkan hareketi bir boyutlu, boyuna veya eksenel yönde ifade edilmektedir [7]. Bir boyutlu modellemede akışkan hareketinin korunum denklemleri (kütle, enerji ve momentum) aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 1. İki Kademeli Aşırı Doldurma Sistemine Sahip Dizel Motor Mimarisi

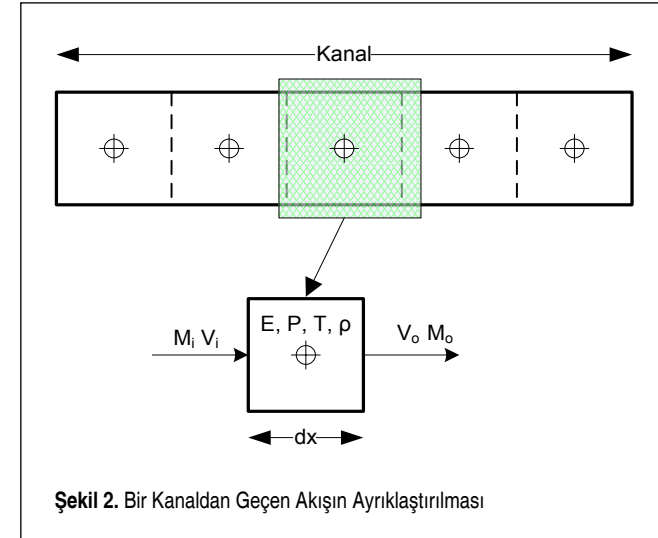
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u_x) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}[\rho \cdot h] + \frac{\partial}{\partial x}[\rho \cdot u_x \cdot h] = \frac{\partial p}{\partial t} + u_x \frac{\partial p}{\partial x} + \tau_{xx} \frac{\partial u_x}{\partial x} - \frac{\partial q_x}{\partial x} + \dot{Q} + W_{ext} \quad (2)$$

$$h = e + \frac{p}{\rho} \quad (3)$$

$$u_x \frac{\partial}{\partial x}[\rho \cdot u_x] + \frac{\partial}{\partial t}[\rho \cdot u_x] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{2}{3} \cdot \mu \left(2 \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} \right) \quad (4)$$

Akış alanı ayrık hale getirilmiş birden fazla kontrol hacmiyle ifade edilmektedir. Bu akış alanı motordaki herhangi bir boru veya akışkan hareketinin meydana geldiği bileşen olabilir. 1-4 arasında gösterilen denklemler sonlu fark metodları kullanılarak her bir kontrol hacmi için çözülür. Şekil 2'de herhangi bir akış alanının (kanal) daha küçük kontrol hacimlerine ayrıştırılması gösterilmiştir.



Şekil 2. Bir Kanaldan Geçen Akışın Ayrıştırılması

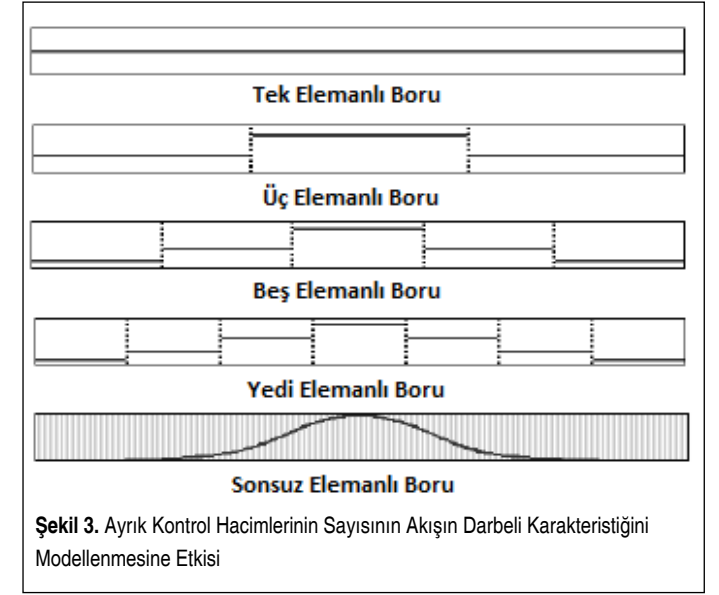
Kütle ve enerjinin korunum denklemleri kontrol hacminin merkezinde, momentum korunumu ise hacmin sınırlarında çözülür. Ayrık kontrol hacimlerinin uzunlukları olan dx değeri, modelleme esnasında belirtilmelidir. Renberg [7], 30-40 mm'lik değerlerin tavsiye edilen değerler olduğunu belirtmiştir. Öte yandan Ricardo [8], dx değeri için 5 ve 6'da gösterilen deneysel formülleri önermiştir. Bu ifadelerde belirtilen B değeri, motorun silindrine ait çap değeridir. Formül 5'te gösterilen ifade, hava emiş tarafındaki bileşenler için; 6 ise egzoz hattındaki bileşenler için kullanılması önerilmiştir.

$$dx=0.45.B \quad (5)$$

$$dx=0.55.B \quad (6)$$

Akış alanında sonlu sayıda kontrol hacmi kullanılması, akışın darbeli özelliklerinin modellenmesini sağlamaktadır. Şekil 3'te bu durum gösterilmiştir.

Bu çalışmada, yukarıdaki prensipler temel alınarak motorun



Şekil 3. Ayrık Kontrol Hacimlerinin Sayısının Akışın Darbeli Karakteristiğini Modellenmesine Etkisi

her bir bileşeni bilgisayar ortamında WAVE™ paket programı kullanılarak modellenmiştir. Motor bileşenleri 4 temel grup altında modellenmiştir.

1. Kanallar, dirsekler, borular
2. Motor ve yanmanın meydana geldiği silindir
3. Yüksek ve düşük basınç kademelerindeki türbin ve kompresör modelleri
4. Eyleyici valfler ve orifisler (bypass valfleri)

3.1 Manifold, Boru ve Kontrol Hacimlerinin Modellenmesi

Boru ve manifold'lar giriş ve çıkışları sabit çaplı dairesel hacimler olarak modellenmiştir. Modelleme sırasında boru ve manifoldların ölçüleri, gerçek motordaki bileşenlerin CAD verisinden alınmıştır. Düz boru üzerindeki akışın modellenmesinde ısı transferi etkileri, yüzey pürüzlüğünden kaynaklanan sürtünme ve basınç kayıpları hesaba katılmıştır.

Sürtünme katsayısı C_f , akışın laminar ve türbülanslı olmasına göre aşağıdaki şekilde hesaplanır. Formül 7 ve 8'de gösterilen Re değeri Reynolds sayısıdır.

Laminer akış için;

$$\frac{C_f}{2} = \frac{4}{Re} \quad (7)$$

Türbülanslı akış için;

$$\frac{C_f}{2} = 0.027Re^{-0.25} \quad (8)$$

Kullanılan malzemelerden kaynaklanan yüzey pürüzlüğü için Swamee ve Jain tarafından önerilen ampirik ifade kullanılmıştır [9].

$$C_{yüzey} = \left(\frac{\log \frac{5,74}{Re^{0,9}}}{\log \left(\frac{\epsilon}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right)} \right)^2 \quad (9)$$

Formül 9'da gösterilen ifadedeki ϵ değeri malzeme tipine bağlı olarak değişen yüzey pürüzlüğü katsayısıdır. Türbülanslı akış durumu için yüzey pürüzlüğü ifadesi 8'deki ifade ile birleştirildiğinde, 10'daki ifadeye ulaşılacaktır.

$$\left(\frac{C_f}{2} \right)_{yüzey} = C_{yüzey} \left(\frac{C_f}{2} \right) \quad (10)$$

Borularda gerçekleşen ısı transferi etkileri için Ricardo [8] tarafından önerilen ifade, 11'de gösterilmiştir. Burada Pr , Prandtl sayısını, c_p özgül ısı sığasını ve U gazın akış hızını ifade etmektedir.

$$h_g = \frac{C_f}{2} \rho U c_p Pr^{-\frac{2}{3}} \quad (11)$$

Gerçek motor üzerindeki boru hatlarında uniform bir kesit alanı olmadığı için meydana gelen kayıplardan doğan giriş ve çıkış basınç farklılıkları birimsiz basınç kayıp katsayısı ile 12'de gösterildiği gibi ifade edilmektedir [7].

$$C_p = \frac{P_{us} - P_{ds}}{0,5 \rho_{us} U_{us}^2} \quad (12)$$

Burada P_{us} , kontrol hacminin giriş yönündeki basınç değerini, P_{ds} ise çıkış yönündeki basıncı göstermektedir.

3.2 Silindir İçi Yanma Modeli

Modelde Dizel Wiebe yanma modeli kullanılmaktadır. Klasik Dizel Wiebe yanma modeli, eğri oturma yöntemi bazlı çalışır ve modelin tahmin yeteneğini kısıtlar. Silindir ısı verme oranı sabit olarak modele girmek ile aynı etkiye sahiptir. Fakat Ricardo Wave, yanma hızı ve setan sayısı gibi değerleri bu modelle birleştirerek, kullanıcıya tahmin yeteneği, klasik Dizel Wiebe modellerine göre daha iyi olan bir yanma modeli sunmaktadır. Wave RT modelinde silindir içi yanma bu model üzerinden gerçekleştirilmektedir.

Silindir modeli, temel olarak yanma sonunda ortaya çıkan enerjiyi ifade etmektedir. Kütlelen korunumu ile valflerden silindire olan kütle akışı ile

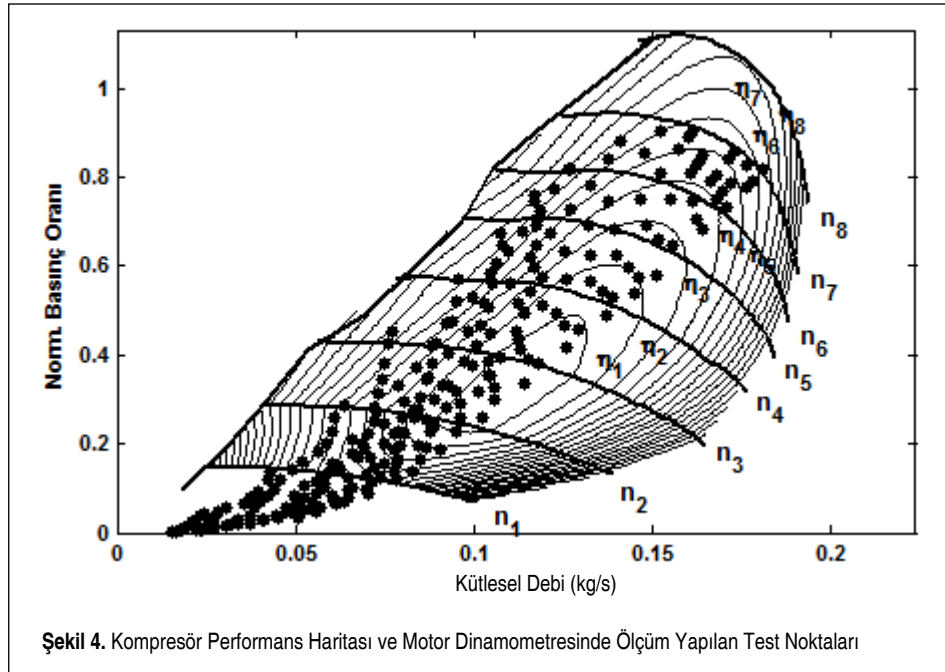
yanma sonu ürünlerin kütlesi arasındaki değişimi modellemede kullanılmaktadır. Formül 13'te gösterildiği gibi, silindirdeki net enerji, yanma odasına giren ve çıkan entalpi akıları ile ifade edilebilir.

$$\Delta U = \sum_{i=1}^{n_{valves}} m_i h_i - Q_{ht} + \Delta W \quad (13)$$

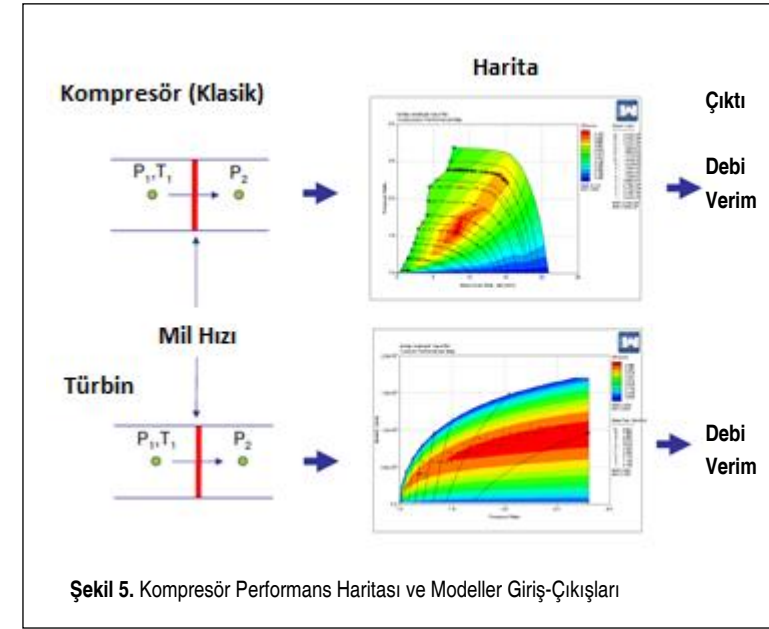
3.3 Kompresör ve Türbin Modelleri

Kompresör ve türbinlerin bir boyutlu modellerinin oluşturulmasında temel prensip, iki bileşenin de hacimsiz orifisler gibi modellenmesidir. Bu şekilde, orifis üzerinden geçen gaz enerji eklenip çıkarılarak, kompresör ve türbinin gerçek davranışına yakın bir davranış elde edilmektedir. Kompresör ve türbini temsil eden bu iki orifis elemanı, enerji akışını ileten bir atalet elemanı ile birbirine bağlanmaktadır. Bu atalet elemanı, turboşarj ünitesinde kompresör ve türbini birbirine bağlayan ve enerji aktarımını sağlayan şaftı temsil etmektedir. Türbin ve kompresör modelleri oluşturulurken, üretici firma tarafından sürekli rejimde akış durumunda elde edilen performans haritaları kullanılmaktadır [7]. Ancak bu performans haritaları motorun çalıştığı düşük devir sayılarındaki hava debisi için yeterli veri sunmamaktadır. Bu nedenle, çeşitli eğri uydurma ve parametrisasyon metotları kullanılmaktadır [9].

Şekil 4'te bu çalışmada kullanılan düşük basınçlı kademeye ait kompresör haritası bulunmaktadır. Siyah olarak gösterilen noktalar, motor dinamometresinde alınan sürekli rejim test noktalarındaki sonuçlarını göstermektedir. Performans haritasının dışında kalan bölgelerde de kompresör çalışma halinde olduğu için bu bölgelerin de modellenmesi gerekmektedir.



Şekil 4. Kompresör Performans Haritası ve Motor Dinamometresinde Ölçüm Yapılan Test Noktaları



Kompresör modelinin akış şeması Şekil 5'te gösterilmiştir. Hacimsiz orifis yaklaşımı ile bulunan basınç oranı ve şaft hızı kullanılarak, kompresör performans haritası yardımı ile kompresör verimi ve hava debisi hesaplanmaktadır.

3.4 Bypass Valfleri ve Eyleyicilerin Modelleri

Temel olarak valfler, içi boru elemanın arasında bulunan hacimsiz elemanlar olarak varsayılır. Değişen kesit alanı ile bir borudan diğerine geçişteki hava debisi değişimi, boşaltma katsayısı kullanılarak modellenilebilir. Boşaltma katsayısı, orifisin havaya temas eden efektif alanı ile gerçek geometrik alanının oranı olarak ifade edilebilir. Orifis modellerinde kullanılan prensip, valf modellerinde de kullanılabilir. Valf modelleri pasif ve aktif valfler olarak ikiye ayrılır. Pasif valfler temelde, tek yönde çalışan emniyet valflerini temsil etmektedir. Bu şekildeki emniyet valflerinde basınç farklılığından doğan valf kuvveti valfi tek yönde hareket ettirirken, diğer yöndeki hareket, ön gerilme verilmiş bir yay yardımıyla sağlanır. Aktif valfler ise valf hareketinin elektrikli ve elektro pnömatik bir eyleyici ile sağlandığı valfleri temsil etmektedir.

Bu çalışmada pasif valfler, basınç farkından doğan kuvvete karşı direnç gösteren bir yay-kütle-sönümleyici sistemi olarak modellenmiştir. Valften geçen akışı kontrol eden efektif akış alanı, yay elemanın deplasmanının bir fonksiyonudur.

4. MODEL KALİBRASYONU VE DOĞRULANMASI

Bir boyutlu motor modeli oluşturulurken aşağıdaki değişkenler temel girişler olarak belirlenmiştir. Burada u_{hpt} , yüksek basınçlı kademedeki bypass valfinin kontrol sinyali [%]; u_{lpt} , düşük basınçlı kademedeki bypass valfinin kontrol sinyali

li[%]; n_{eng} , motorun devir sayısı [rpm]; \dot{m}_{fuel} , silindirlere püskürtülen toplam miktarının değişimi (mg/stk); θ_{soi} , enjeksiyonun başlama açısıdır. Burada θ_{soi} değeri için ana enjeksiyonun başlangıç zamanı temel alınmış, ön enjeksiyonlar dikkate alınmamıştır. Bunun sebebi, dizel motorlarda yapılan ön püskürtmenin temelde, motorun gürültü karakteristiğini iyileştirmek için yapılmasıdır.

$$U = [u_{hpt} \ u_{lpt} \ n_{eng} \ \dot{m}_{fuel} \ \theta_{soi}]^T \quad (14)$$

Tablo 1'de bu çalışmada oluşturulan motor modeline ait girişler ve kullanılan motor verileri gösterilmektedir. Bu veriler WAVE ortamında oluşturulan modele girildikten sonra, model, gerçek zamanlı testler ile motor dinamometresinden alınan ölçümlere göre kalibre edilip doğrulanmalıdır.

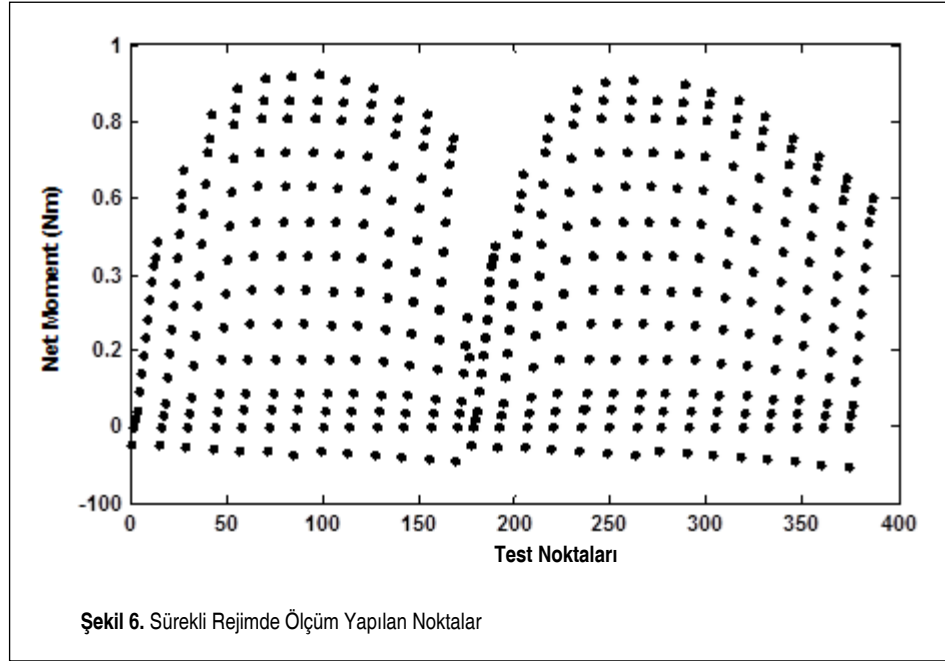
Model kalibrasyonu ve doğrulanması için iki adet veri kümesi kullanılmıştır. İlk aşamada, motorun tüm çalışma bölgesinde yapılan testlerde belirli sayıda motor hızı ve yük noktasında sürekli rejim verisi ölçülmüştür. Ölçülen bu veriler, modele beslenerek temel katsayılar ve parametre-

Tablo 1. Bir Boyutlu Motor Modeli Giriş Verileri

Veriler	Tanım
Geometrik veriler	Tüm boru, manifold ve soğutuculara ait CAD geometri verisi.
Malzeme özellikleri	Cidar kalınlıkları, ısı iletkenlik özellikleri, özgül ısı sığası verileri
Piston ve silindir boyutlandırması	Bor-Strok ve sıkıştırma oranı, motor sürtünme haritası
Isı değiştiricilere ait veriler	Verimlilik haritaları, debiye göre basınç düşüşü verisi
Valflere ait veriler	Valf referans çapları, valf hareket miktarı ve efektif alan eğrileri

ler dinamometre datasına göre kalibre edilmiştir. Şekil 6'da motor dinamometresinde yapılan sürekli rejim testinde kayıt alınan noktalar gösterilmektedir. Çalışmada modellenen motor, henüz geliştirilme halinde olan ve piyasada mevcut olmayan bir motordur. Bu nedenle, motorun detaylı özelliklerinin paylaşılması rekabet hukuku ve firma gizliliğinden dolayı mümkün değildir. Motor devir sayısı ve net momente göre belirlenen noktalar, yukarıda bahsedilen gizlilik kısıtlarından dolayı normalize edilerek gösterilmiştir.

Motor modelinde giriş ve çıkış şartları hava sıcaklığı ve atmosferik basınçtır. Yakınsama açısından kritik öneme haiz olan ilk değerler anlamında emiş tarafında, hava sıcaklığı ve



Şekil 6. Sürekli Rejimde Ölçüm Yapılan Noktalar

davranışını göstermesidir. Bilhas- sa orifis ve manifoldlarda oluşan basınçlar ile aşırı doldurma ünitelerinin shaft hızları için geçici rejim verisi kullanılmalıdır. Bu çalışmada geçici rejim testleri, sabit devir sayısında motorun yükü değiştirilerek yapılmıştır. Böylelikle, yük değişimi ile beraber ECU tarafından hesaplanan, istenilen yakıt ve hava miktarlarını sağlamak için aşırı doldurma üniteleri ve yakıt enjeksiyon sistemi çalışmakta ve sistemin dinamik davranışı gözlemlenmektedir. Şekil 7’de geçici rejim verisi için yapılan test çevrimi gösterilmiştir. Geçici rejim testleri için, motor dinamometresinde motordan istenilen yük %10 oranında basamak sinyali olarak değiştirilmiştir. Bu esnada motor

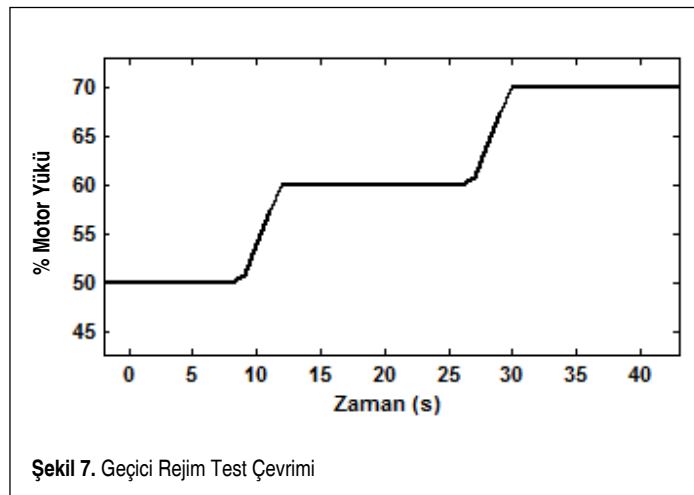
atmosferik basınç; egzoz tarafında ise muhtemel egzoz sıcaklıkları ve basınç değerleri belirlenerek modelde kullanılmaktadır.

Bu testler sırasında, her çalışma noktasında 60 saniye beklenmiş ve motorun sürekli rejim davranışı gözlemlenmiştir. Motorda her noktadan ölçüm için sensör mevcut olmaması nedeniyle, test motoru Tablo 2’deki değişkenlerden ölçüm alınacak şekilde enstrümantasyon edilmiştir. Ölçüm alınan değişkenlerin bir kısmı Motor Kontrol ünitesi (ECU) tarafından ölçülmüş, bir kısmı da harici sıcaklık ve basınç sensörleri ile ölçülmüştür.

Sürekli rejime göre kalibre edilen motor modeli, gerçek motorun geçici rejim davranışına göre doğrulanmalıdır. Bunun sebebi, motorun gerçek çalışma koşullarında geçici rejim

hızı sabit olarak 2000 devirde tutulmuştur. Yük değerindeki değişim, istenilen yakıt ve hava miktarlarında değişime sebep olmaktadır. Motor dinamometresinde yapılan testlerde, ideal basamak sinyali fiziksel olarak imkansız olduğu için, basamak sinyalleri 2 saniyelik rampa sinyali olarak uygulanmıştır.

Model kalibrasyonunda değiştirilen parametreler Tablo 3’te gösterilmiştir. Değiştirilen parametreler temel olarak 3. bölümde gösterilen alt sistemlere göre belirlenmiştir. Her alt sistem, tüm model birleştirilmeden önce, sürekli rejim verisine göre ayrı ayrı kalibre edilmiştir. Doğrulama sonuçlarının analizini daha nesnel bir şekilde yapabilmek için; bağıl hata, ortalama bağıl hata ve maksimum bağıl hata tanımları kullanılmıştır. 15, 16 ve 17’de bağıl hata, ortalama bağıl hata ve maksimum bağıl hatalara ait formüller gösterilmiştir.



Şekil 7. Geçici Rejim Test Çevrimi

$$\text{Bağıl Hata} = \frac{y_{meas}(i) - y_{mod}(i)}{y_{meas}(i)} \times 100 \quad (15)$$

$$\text{Ortalama Bağıl Hata} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{y_{meas}(i) - y_{mod}(i)}{y_{meas}(i)} \times 100 \quad (16)$$

$$\text{Maks. Bağıl Hata} = \max \left(\frac{y_{meas}(i) - y_{mod}(i)}{y_{meas}(i)} \right) \times 100 \quad (17)$$

Tablo 2. ECU ve Enstrümantasyon Ölçüm Kanalları

Sinyal	Kaynak-Sinyal Tipi	Ölçüm Birimi
Düşük basınçlı kompresör giriş sıcaklığı	Termocouple-Harici enstrümantasyon K-Type (max 1000 °C)	°C
Düşük basınçlı kompresör çıkış sıcaklığı	Termocouple-Harici enstrümantasyon K-Type (max 1000 °C)	°C
Yüksek basınçlı kompresör giriş sıcaklığı	Termocouple-Harici enstrümantasyon K-Type (max 1000 °C)	°C
Yüksek basınçlı kompresör çıkış sıcaklığı	Termocouple-Harici enstrümantasyon K-Type (max 1000 °C)	°C
Düşük basınçlı kompresör giriş basıncı	Enstrümantasyon 0-4bar (gauge)	Pa
Düşük basınçlı kompresör çıkış basıncı	Enstrümantasyon 0-4bar (gauge)	Pa
Yüksek basınçlı kompresör giriş basıncı	Enstrümantasyon 0-4bar (gauge)	Pa
Yüksek basınçlı kompresör çıkış basıncı	Enstrümantasyon 0-4bar (gauge)	Pa
Hava debisi	Dyno ABB SensyFlow measurement	kg/h
Düşük basınçlı türbin giriş sıcaklığı	Termocouple-Harici enstrümantasyon K-Type (max 1000 °C)	°C
Düşük basınçlı türbin çıkış sıcaklığı	Termocouple-Harici enstrümantasyon K-Type (max 1000 °C)	°C
Yüksek basınçlı türbin giriş sıcaklığı	Termocouple-Harici enstrümantasyon K-Type (max 1000 °C)	°C
Yüksek basınçlı türbin çıkış sıcaklığı	Termocouple-Harici enstrümantasyon K-Type (max 1000 °C)	°C
Düşük basınçlı türbin giriş basıncı	Enstrümantasyon 0-4bar (gauge)	Pa
Düşük basınçlı türbin çıkış basıncı	Enstrümantasyon 0-4bar (gauge)	Pa
Yüksek basınçlı türbin giriş basıncı	Enstrümantasyon 0-4bar (gauge)	Pa
Yüksek basınçlı türbin çıkış basıncı	Enstrümantasyon 0-4bar (gauge)	Pa
Düşük basınçlı türbin shaftı açılma hızı	Enstrümantasyon Hall effect	Rpm
Yüksek basınçlı türbin shaftı açılma hızı	Enstrümantasyon Hall effect	Rpm

4.1 Gerçek Zamanlı Model Hazırlanması: WAVE RT

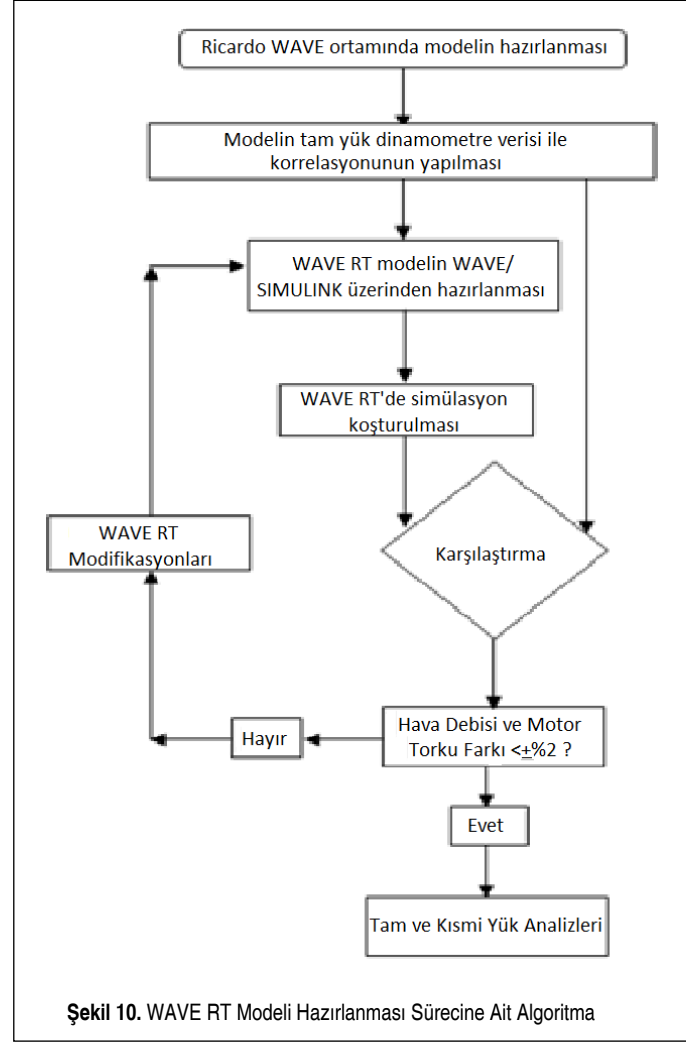
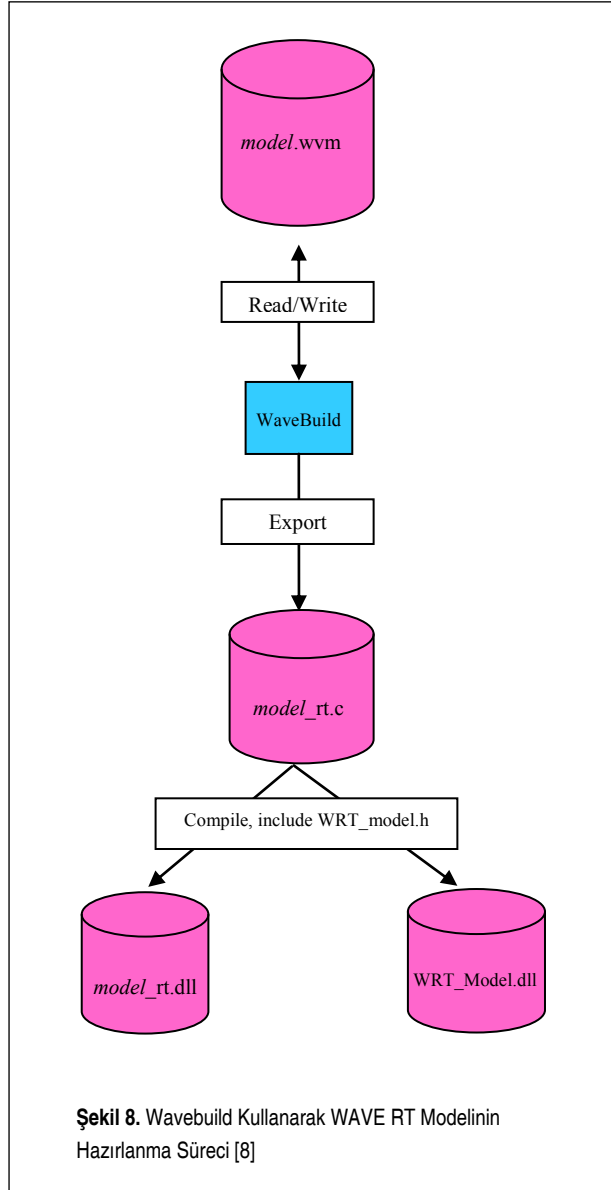
Günümüzde birçok otomotiv firması testlerini gerçek test koşullarından ziyade, benzer koşulları sağlayan simülasyon ortamında yapmayı hedeflemektedir. Test maliyetlerinin azaltılması, gerçek test koşullarında test edilmesi motor dayanımı açısından sıkıntı teşkil edecek noktalarda dahi çalışma imkanı tanınması ve harita bazlı motor modellerine nispeten yüksek doğrulukta tahmin yapılabilir olması, gerçek zamanlı motor modellerini diğer alternatiflere karşı üstün kılmaktadır.

Bu çalışmada, Ricardo WAVE ortamında hazırlanmış olan gerçek zamanlı model kullanılmıştır. WAVE RT çevrimsel modellemeye dayalı, yüksek efektiflikte kullanılabilen motor simülasyon aracıdır. WAVE RT vasıtasıyla WAVE ortamında hazırlanan modellerin, Şekil 8’de gösterildiği üzere, uygun

uzantılı dosyalara dönüştürülerek, MATLAB/Simulink ortamına aktarılması ve bu sayede de gerek SIL (Software in the loop), gerekse HIL (Hardware in the loop) modeli olarak yararlanılabilmesi mümkündür. WAVE RT, tüm motor yapılarının modellenmesine olanak tanıyacak şekilde kurgulanmış bir araçtır.

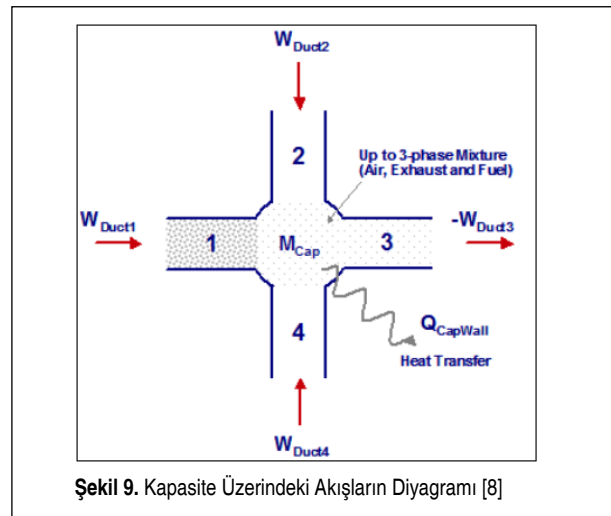
WAVE RT, adi diferansiyel denklemlerden, sabit adımlı çözücüler ile yararlanan fiziksel bir model kullanır. Kapasitif ve atalet özellikleri ayrılmıştır; kapasitif özellikler (kütle, basınç, sıcaklık) sonlu hacimlerde (kapasiteler) yoğunlaştırılmışken, atalet özellikleri (kütle akışı, enerji akışı) kapasitelere bağlanan borularda hesaba katılmaktadır.

WAVE RT akış ağ çözücüsü, Cipollone ve Sciarretta tarafından birçok yayında tanımlanmış olan Sanki-İlerlemeli Mode-



le (SİM) dayanmaktadır. SİM’de, aynen WAVE RT de olduğu gibi, motor sistemi birçok boru ve kapasitelerden oluşmuş şekilde tanımlanır. Bu durum Şekil 9’da gösterilmektedir. Hız değerleri her bir borunun orta noktasında hesap edilir. Ardından debi ve enerji akış oranı hesaplanır. Boruların sahip oldukları hacim ikiye bölünerek, her biri bitişiğindeki kapasiteye ait kabul edilir. Borulardaki çözüm elde edildikten sonra, kapasitelerdeki akışkanın basınç ve sıcaklık değerleri hesaplanır. Bu hesaplamalarda kapasitelerdeki kütle ve enerjinin korunumu dikkate alınır. SİM sadece üç türün (hava, yakıt ve egzoz gazları) hareketini takip ederken, WAVE beş farklı türü (taze hava, buhar yakıt, yanmış yakıt, yanmış hava ve sıvı yakıt) takip etmektedir. Bu sayede gerçek zamanlı modellerde, işletim hızını 1.5 kata kadar arttırmak mümkün olmaktadır.

Bu çalışmada dinamometre datasına tam yük koşullarında doğrulanmış bir WAVE modeli kullanılmıştır. Doğrulanmış modelden yararlanılarak gerçek zamanlı model oluşturulmuş ve bu çalışmada kullanılmıştır. Çalışmanın temel adımlarından biri olarak, gerçek zamanlı modelleri koşturmak için temel gereksinim olan Simulink arayüzü hazırlanmıştır. Hem



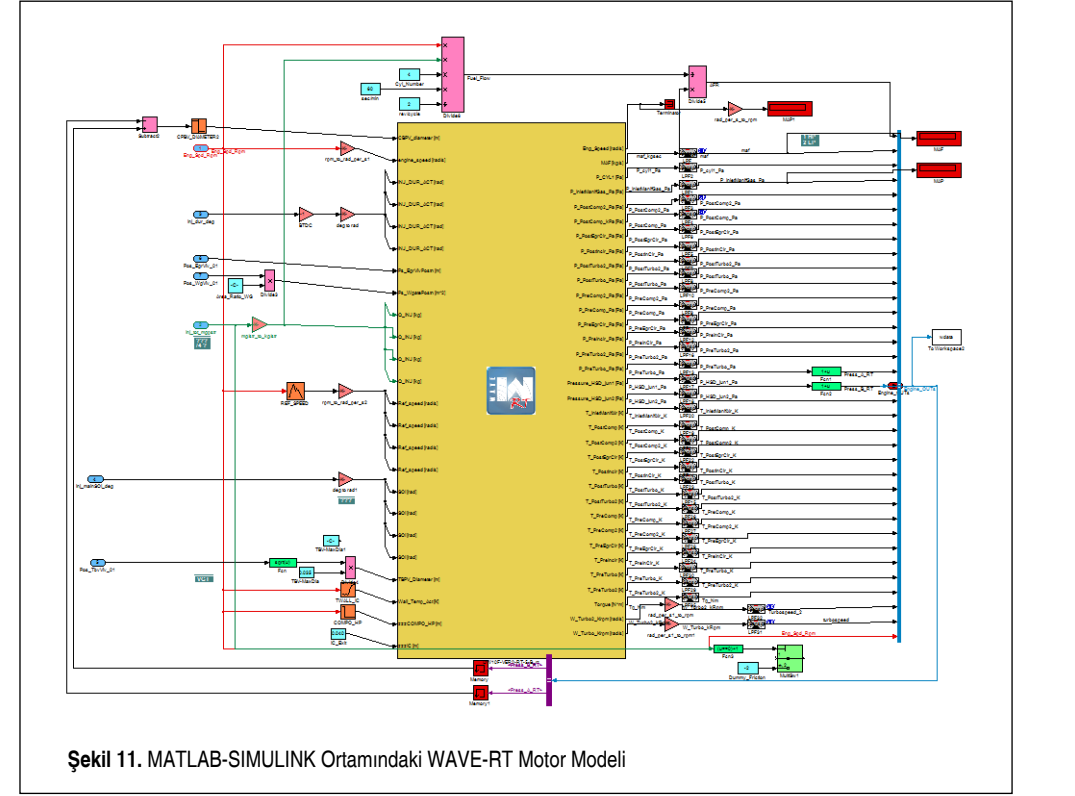
WAVE ve WAVE RT çıktıları, birbirleri ile ve dinamometre dasetası ile karşılaştırılmış, WAVE RT modelinin, tam ve kısmi yük koşullarında yeterli hassasiyete sahip olduğu belirlendikten sonra, ileri simülasyonlar icra edilmiştir. Bu süreçte ait algoritma, Şekil 10’da gösterilmektedir.

Gerçek zamanlı model sonuçlarının hem kısmi hem tam yük dinamometre verileriyle uyumlu olduğunun belirlenmesi sonrasında, ECU girdi/çıkışları ile model uyumunu sağlamak adına gerekli değişiklik ve düzeltmeler yapılmıştır.

4.2 Gerçek Zamanlı Model Sonuçlarının Dinamometre Verisi ile Karşılaştırılması

WAVE RT ortamında hazırlanan model, MATLAB-SIMULINK ortamına SIMULINK fonksiyon ve bloklarıyla aktarılmıştır. Şekil 11’de MATLAB-SIMULINK ortamında birleştirilmiş motor modeli görülmektedir.

WAVE ortamından WAVE RT paket programı yardımı ile MATLAB-SIMULINK ortamına aktarılan model, sürekli rejim ve geçici rejim ölçüm sonuçları ile doğrulanmıştır. Model giriş ve çıkışları MATLAB-SIMULINK ortamına aktarılmış ve model simüle edilmiştir. Tablo 3’te doğrulama işlemi sı-

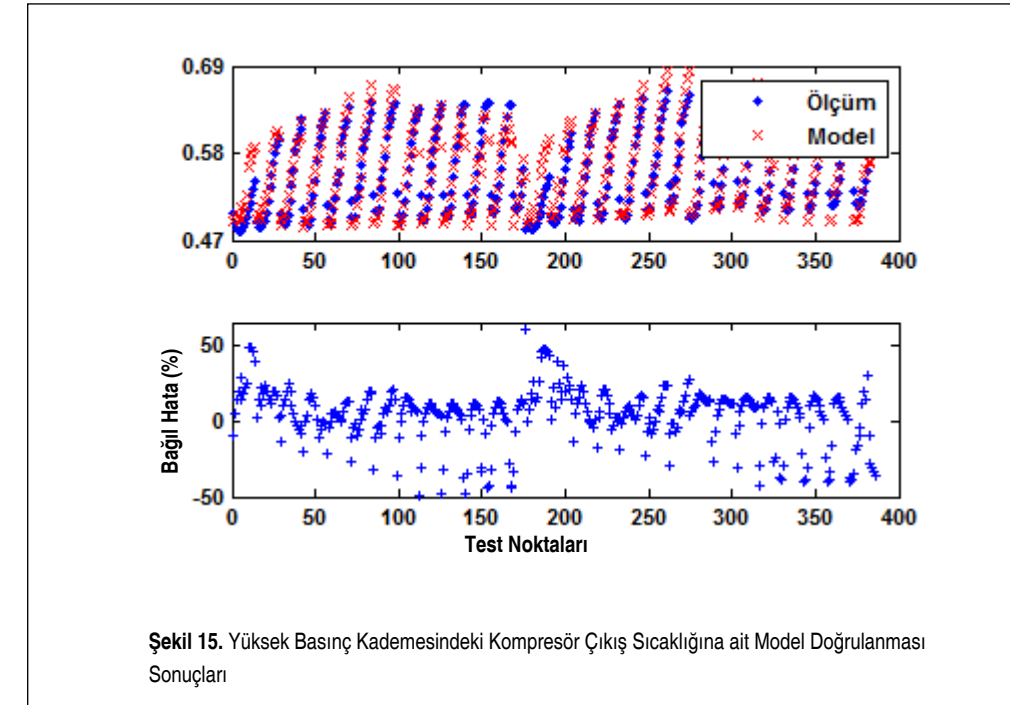
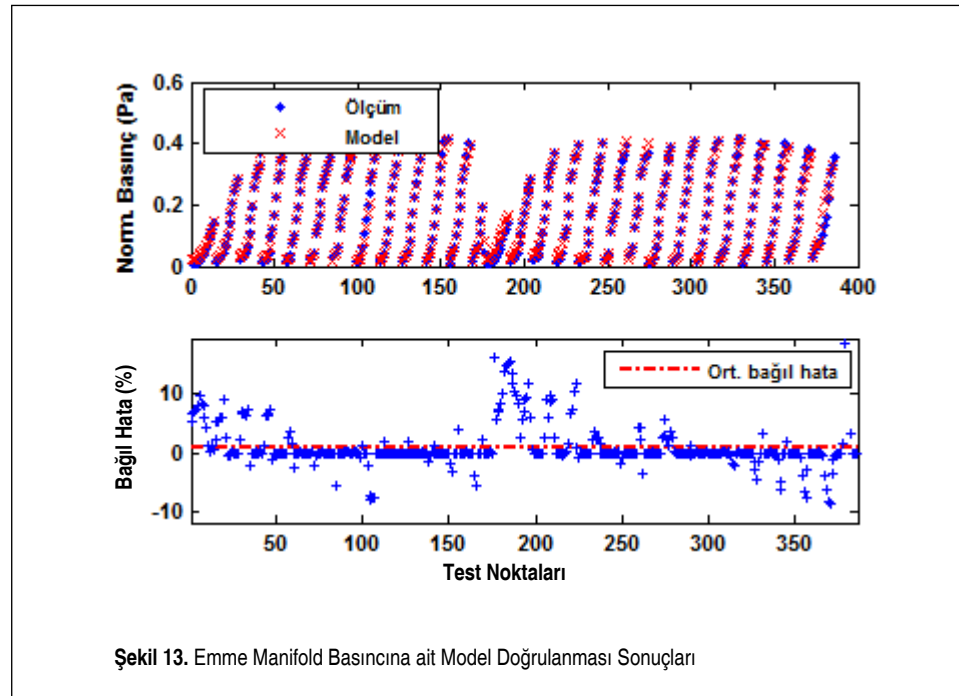
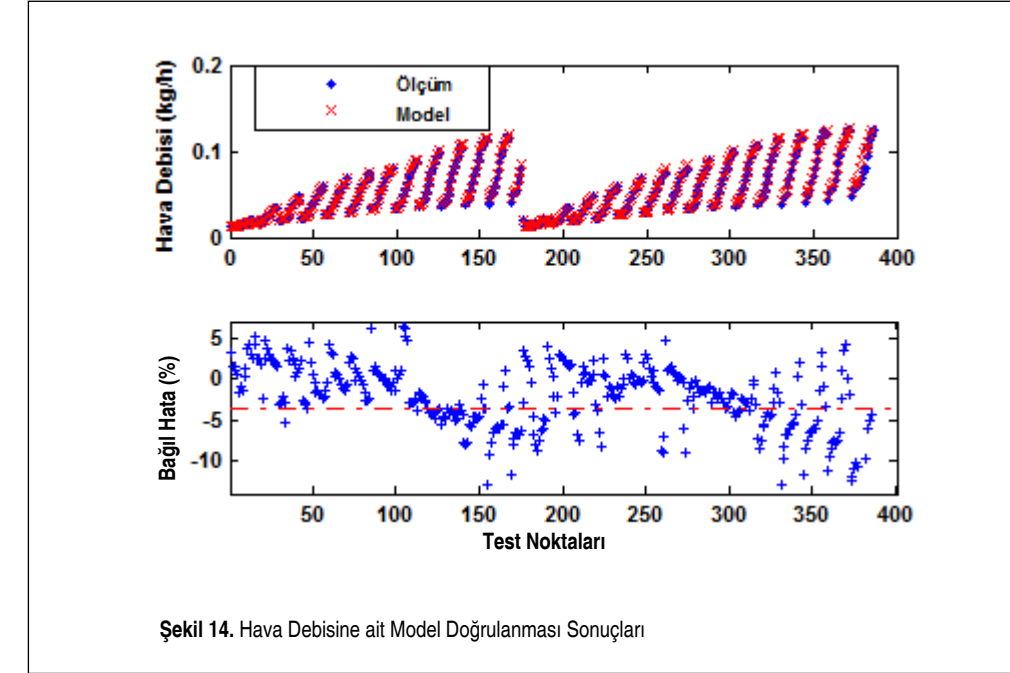
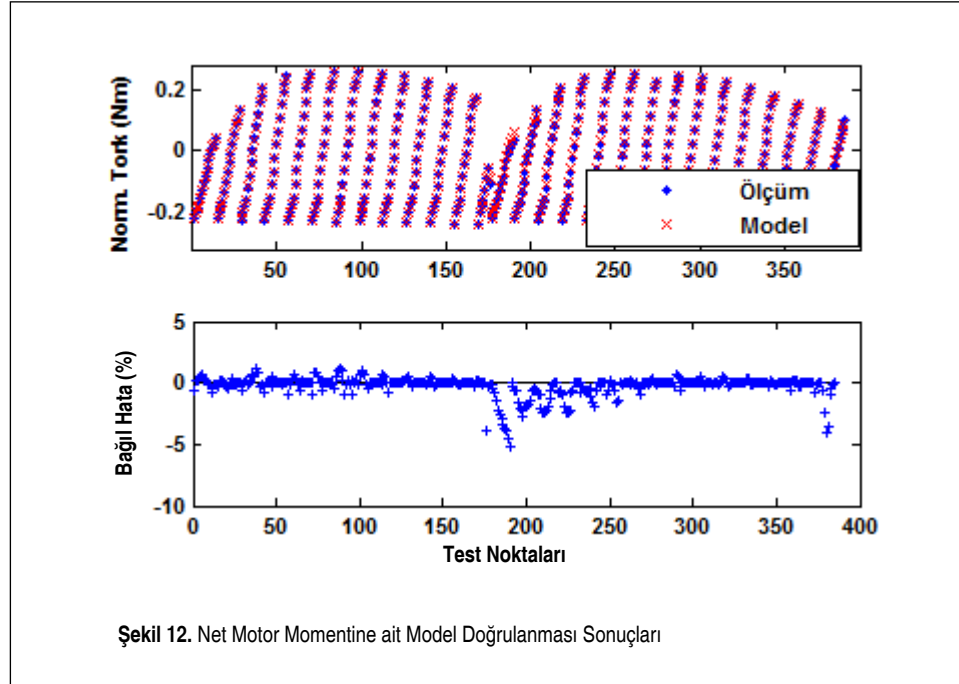


rasında kullanılan kalibrasyon parametreleri ve doğrulanmış değişkenler görülmektedir.

Şekil 12’de motorun ürettiği net momente ait doğrulama sonuçları gösterilmiştir. Net moment, motorun sürtünme ve yanma kayıplarından sonra, krank mili üzerinde ölçülerek tanımlanmıştır. Ortalama bağıl hata %0,75, maksimum bağıl hata ise %5,86 olarak hesaplanmıştır.

Tablo 3. Model Kalibrasyon Parametreleri ve Doğrulanmış Değişkenler

Alt Sistem	Giriş Değişkenleri	Dinamometre Verisi ile Doğrulanmış Değişkenler	Kalibrasyon Parametreleri
Silindir-Yanma modeli	Emme manifold basıncı Emme manifold sıcaklığı Egzoz manifold sıcaklığı	Net motor momenti YB türbin giriş sıcaklığı Silindir içi efektif basınç Hava debisi	Valf zamanlaması Yanma başlangıç açısı Silindir içi ısı transferi katsayıları
Borular-dirsekler ve orifisler	Giriş basıncı ve sıcaklığı Çıkış basıncı Eleman geometrisi	Basınç düşüşü Sıcaklık Hava debisi	Hava debisi katsayısı
Kompressör modelleri	Giriş basıncı ve sıcaklığı Türbin giriş basıncı Eleman geometrisi Turboşarj şaftı açılma hızı	Hava debisi	Hava debisi ve basınç oranına bağlı katsayılar
Türbin modelleri	Giriş basıncı ve sıcaklığı Kompresör giriş basıncı Eleman geometrisi Turboşarj şaftı açılma hızı	Hava debisi Turboşarj şaftı açılma hızı	Hava debisi ve basınç oranına bağlı katsayılar Türbin verimi ve basınç oranına bağlı katsayılar



Şekil 13'te ise emme manifolduna ait doğrulama sonuçları gösterilmiştir. Ortalama bağıl hata %1,06 ve maksimum bağıl hata ise %16 olarak hesaplanmıştır. Bağıl hatanın yüksek olduğu noktalar, genellikle turboşarj shaft hızının düşük olduğu bölgelerdir. Bu bölgelerde kompresör modelinin hava debisi hesaplama hassasiyeti düşük olduğu için modelin çıktısı olan emme manifoldu değerleri gerçek ölçümlere göre yüksek olmaktadır. Ancak bu bölgeler motor kontrolü uygulamalarında

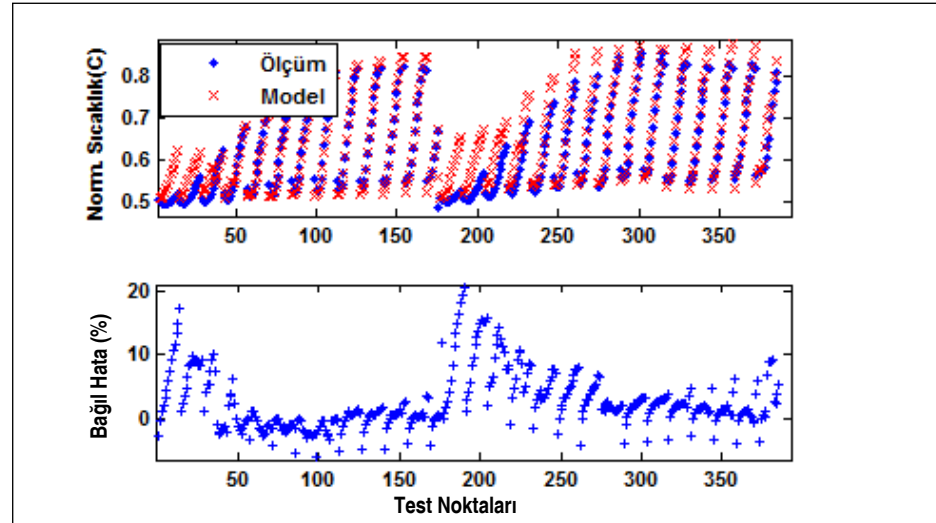
kullanılmadığı için, model hatasındaki yükseklik önemsiz sayılabilir.

Oluşturulan motor modelinin temel değişkenlerinden biri de motorun hava emiş sisteminden emilen havanın debisidir. Gerek valf, gerekse kompresör ve türbin modellerinin çıkışı hava debisi olduğu için model tarafından hesaplanan debinin hassasiyeti önem kazanmaktadır. Hava debisi hesabındaki hassa-

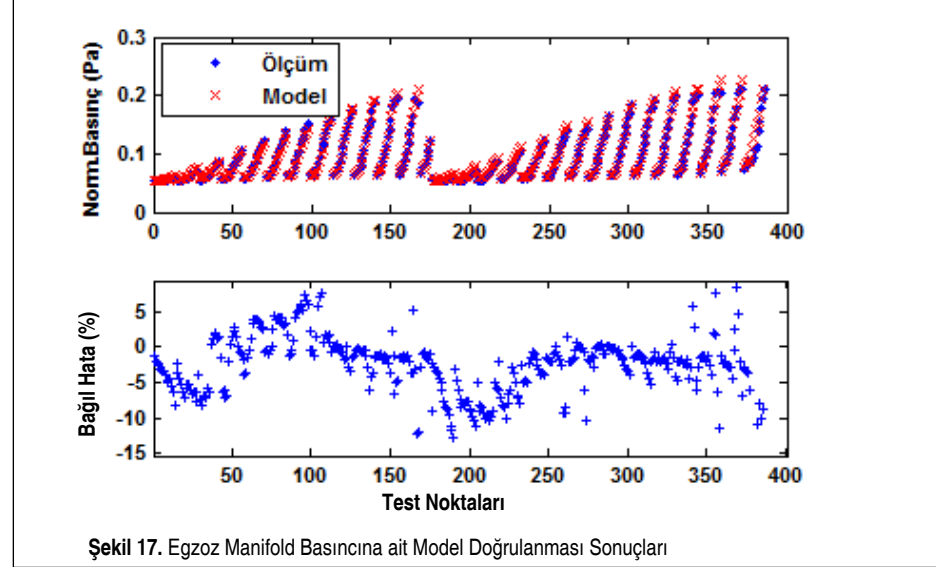
siyet, tüm modelin hassasiyetinin etkilemektedir. Şekil 14'te modelin hesapladığı hava debisinin ölçümler ile doğrulanmasına ait sonuçlar gösterilmektedir. Ortalama bağıl hata %4,56, maksimum bağıl hata %12 olarak hesaplanmıştır. Yarım yük bölgesinde hava debisi hassasiyeti %5'in altındadır.

Kompresörde meydana gelen sıkıştırma sonucunda, çıkış havasının sıcaklığında bir miktar artış meydana gelmektedir. Sıcaklığı artan hava, ara soğutucuda soğutulup silindirlere

gönderilmektedir. Tek kademeli aşırı doldurma sistemlerinde, kompresörün girişi hava sıcaklığı olarak ortam sıcaklığı kullanılmaktadır. İki kademeli aşırı doldurma sisteminde ise düşük basınçlı kademedeki kompresörün giriş sıcaklığı ortam sıcaklığı iken, yüksek basınçlı kademedeki kompresörün giriş sıcaklığı, düşük basınçlı kompresörün çıkış havası sıcaklığıdır. Değişken giriş sıcaklığı olması, kompresör çıkış sıcaklığı modellerinin hassasiyetini etkilemektedir.



Şekil 16. Düşük Basınç Kademesindeki Kompresör Çıkış Sıcaklığına ait Model Doğrulaması Sonuçları



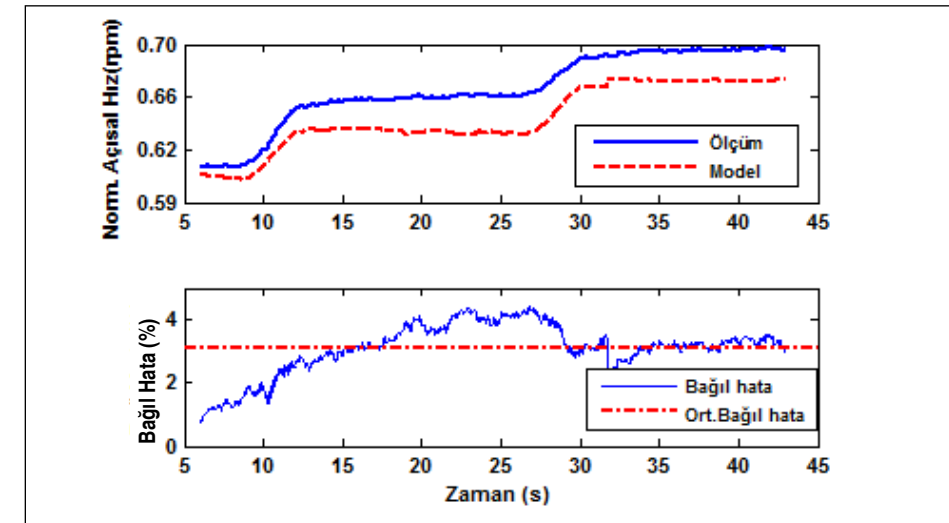
Şekil 17. Egzoz Manifold Basıncına ait Model Doğrulaması Sonuçları

Kompresör verimleri, Bölüm 3.3'te bahsedilen kompresör haritalarının dışında kalan çalışma bölgelerinde çeşitli parametrisasyon ve ekstrapolasyon metodları yardımı ile hesaplanmaktadır. Bu ekstrapolasyon işlemi ise düşük yükün olduğu çalışma bölgelerinde, kompresör çıkış sıcaklığı hesaplanmasında hassasiyetin azalmasına yol açmaktadır. Yüksek basınçlı kompresöre ait kompresör çıkış sıcaklığının doğrulanmasına ait sonuçlar Şekil 15'te gösterilmiştir. Değişken giriş sıcaklığı, model hassasiyetini düşük hava yüklerinde önemli ölçüde azaltmıştır. Ortalama hata %3,56 civarında hesaplanmıştır. Şekil 16'da ise düşük basınçlı kompresöre ait çıkış havası sıcaklığı sonuçları gösterilmiştir. Giriş sıcaklığında değişim olmaması ve ortam sıcaklığı olarak varsayılması, modelin hassasiyetini arttırmış ve maksimum bağlı hata %18, ortalama bağlı hata ise %2,34 olarak hesaplanmıştır.

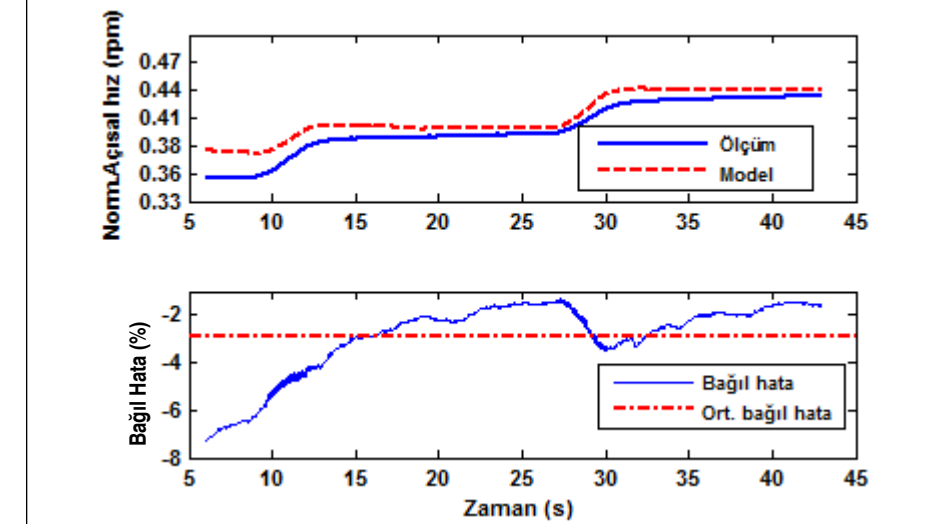
Egzoz manifold basıncına ait model doğrulanması sonuçları

Şekil 17'de gösterilmiştir. Egzoz manifold basıncı, esas olarak yanma sonucu silindir çıkışında oluşan basınçtan kaynaklanmaktadır. Bu basınç, temel olarak yüksek basınçlı kademedeki türbinin hareket etmesini, dolayısıyla tüm aşırı doldurma sisteminin çalışmasını sağlamaktadır. Model sonuçlarının maksimum bağlı hatası %12,3 olarak hesaplanırken, ortalama bağlı hata yaklaşık %2,34 olarak hesaplanmıştır.

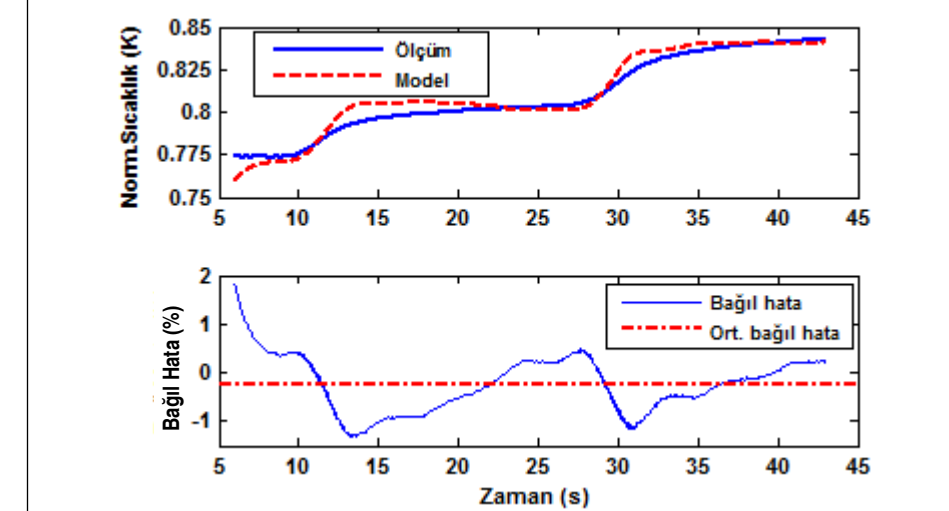
Motor modelinin geçici rejimdeki performansını değerlendirmek için geçici rejimde yapılan ölçüm verilerine göre doğrulama yapılmıştır. Geçici rejimde yapılan doğrulamada, basınç ve turboşarj şaftı açılma hızları gibi dinamik değişkenlerin doğrulanması kritiktir. Şekil 18'de yüksek basınçlı kademe turboşarj ünitesine ait şaft açılma hızı doğrulama sonuçları görülmektedir. Yukarıda bahsedilen çevrimin 40 saniyelik bir parçasından gösterilen sonuçlarda, ortalama bağlı hata %3,10, maksimum bağlı hata ise %4,44 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 18. Geçici Rejimde Yüksek Basınçlı Turboşarj Şaft Açılma Hızı Model Doğrulaması Sonuçları



Şekil 19. Geçici Rejimde Düşük Basınçlı Turboşarj Şaft Açılma Hızı Model Doğrulaması Sonuçları



Şekil 20. Yüksek Basınçlı Türbin Çıkış Sıcaklığı Geçici Rejim Doğrulama Sonuçları

tır. Benzer şekilde, düşük basınçlı kademedeki turboşarj şaft açılma hızına ait sonuçlarda Şekil 19'da gösterilmiştir. Ortalama bağıl hata %2,85 olarak hesaplanırken, maksimum bağıl hata %7,3 olarak hesaplanmıştır. İki kademede de turboşarj hızlarının %5'in altında bir bağıl hata göstermesi, bir boyutlu gaz dinamiği bazlı motor modelinin dinamik performansını göstermesi açısından önemlidir.

Şekil 20'de yüksek basınçlı türbin çıkışı sıcaklığına ait model doğrulama sonuçları gösterilmiştir. Ortalama bağıl hata %0,23 ve maksimum bağıl hata ise %1,82 olarak hesaplanmıştır.

5. SONUÇ

Bu çalışmada, iki kademeli aşırı doldurma sistemine sahip bir dizel motora ait, motor kontrolü uygulamalarında kullanılabilir bir model oluşturulmuş ve gerçek zamanlı motor verisi ile doğrulanmıştır. Motor modeli, bir boyutlu gaz dinamiği prensibine göre bilgisayar ortamında, RICARDO WAVE paket programı kullanılarak oluşturulmuştur. Ardından, uygun MATLAB/SIMULINK bağlantıları yapılarak RICARDO WAVE paket programı bünyesindeki WAVE RT aracı ile gerçek zamanlı model yaratılmıştır. Bilgisayar ortamında meydana getirilen gerçek zamanlı modeli doğrulamak için motor dinamometresinde gerçek zamanlı sürekli rejim ve geçici rejim testleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan benzetimlerde sürekli rejim ve geçici rejimdeki model sonuçlarının birbirleri ile uyumlu olduğu ve genel olarak bağıl hatanın %10 seviyesinin altında olduğu gözlemlenmiştir. Kompresör ve türbin modellerinin hassasiyetinin düşük hava debisinin olduğu bölgelerde azaldığı; ancak bu bölgelerin motor kontrol uygulamalarında kullanılmaması nedeniyle modelin genel hassasiyetine etkisinin fazla olmadığı gözlemlenmiştir.

SEMBOLLER

P	Basınç (Pa)
ρ	Akışkan yoğunluğu (kg/m ³)
u_i	Ortalama aksenal hız (m/s)
h	Özgül entalpi (J/kg)
τ_{ij}	Viskoz cidar gerilimi (N/m ²)
q_i	Isı Akısı (J/m ² s)
\dot{Q}	Harici Isı kaynağı (J/kgK)
\dot{W}_{ext}	Harici iş (J/s)
e	İç enerji (J/kg)
dx	Ayrık kontrol hacmi uzunluğu (m)
B	Silindir çapı (m)
C_f	Sürtünme katsayısı
Re	Reynolds sayısı

ϵ	Yüzey pürüzlüğü
D	Boru çapı (m)
Pr	Prandtl sayısı
c_p	Özgül ısı sığası (J/kgK)
ΔU	İç enerji (J/kg)
u_{hpt}, u_{lpt}	Kontrol sinyali (%)
n_{eng}	Motor devir sayısı (rpm)
\dot{m}_{fuel}	Birim zamanda püskürtülen yakıt miktarı (l/h)
θ_{soi}	Püskürtme zamanlaması (°)

KAYNAKÇA

1. **Heywood, J. G.** 1988. Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York.
2. **Hiereth, H., Prenninger, P.** 2007. Charging the Internal Combustion Engine, Springer Verlag, Wien-New York.
3. **Eriksson, L., Wahlström, J., Klein, M.** 2010. "Physical Modeling of Turbocharged Engines and Parameter Identification," Automotive Model Predictive Control: Lecture Notes in Control and Information Sciences, vol. 402, p. 53-71.
4. **Shu, Y., Nieuwstadt, M., V.** 2007. "Two Stage Turbocharger Modeling for Engine Control and Estimation," ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 11-15 November 2007, Seattle, Washington.
5. **Leufven, O.** 2010. "Compressor Modeling for Control of Automotive Two Stage Turbochargers," MSc Thesis, Linköpings University, Linköping-Sweden.
6. **Moraal, P., Kolmanovsky, I.** 1999. "Turbocharger Modeling for Automotive Control Applications," SAE Technical Paper.1999-01-0908.
7. **Renberg, U.** 2008. "1D Engine Simulation of a Turbocharged SI Engine with CFD Computation on Components," Licentiate Thesis, Royal Institute of Technology, Stockholm.
8. Ricardo Wave Software User Guide, 2013.
9. **Jensen, J., Kristensen, A. F., Sorenson, S. C., Houbak, N., Hendricks, E.** 1991. "Mean Value Modeling of a Small Turbocharged Diesel Engine," SAE Technical Paper. 910070.
10. **Wahlström, J., Eriksson, L.** 2011. "Modeling of a Diesel Engine with VGT and EGR Capturing Sign Reversal and Non-Minimum Phase Behaviours," Proceedings of IMECH, part D, Journal of Automobile.
11. **Capobianco, M. M. S.** 2007. "Waste-Gate Turbocharging Control on Automotive SI Engines: Effect on Steady and Unsteady Turbine Performance," SAE Paper 2007-01-3543.
12. **Gurney, D.,** 2001. "The Design of Turbocharged Engines Using 1D Simulation SAE," Paper 2001-01-0576.