

**BUJİ ATEŞLEMELİ MOTORLARDA ÇEVİRİSEL
FARKLILIKLARIN AZALTILMASI İÇİN ARDIŞIK
ÇEVİRİMLERDE ATEŞLEME AVANSININ
ELEKTRONİK KONTROL ÜNİTESİ
GELİŞTİRİLEREK DENETLENMESİ**

Alırza KALELİ

Doktora Tezi

Elektrik Elektronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Elektrik Makinaları Bilim Dalı

Doç. Dr. Köksal ERENTÜRK

Prof. Dr. M. Akif CEVİZ

2014

Her hakkı saklıdır

**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

DOKTORA TEZİ

**BUJİ ATEŞLEMELİ MOTORLARDA ÇEVİRİMSSEL
FARKLILIKLARIN AZALTILMASI İÇİN ARDIŞIK
ÇEVİRİMLERDE ATEŞLEME AVANSININ ELEKTRONİK
KONTROL ÜNİTESİ GELİŞTİRİLEREK DENETLENMESİ**

Alırza KALELİ

**ELEKTRİK ELEKTRONİK MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
Elektrik Makinaları Bilim Dalı**

**ERZURUM
2014**

Her hakkı saklıdır



T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



TEZ ONAY FORMU

**BUJİ ATEŞLEMELİ MOTORLARDA ÇEVİRİSEL FARKLILIKLARIN
AZALTILMASI İÇİN ARDIŞIK ÇEVİRİMLERDE ATEŞLEME AVANSININ
ELEKTRONİK KONTROL ÜNİTESİ GELİŞTİRİLEREK DENETLENMESİ**

Doç.Dr. Köksal ERENTÜRK danışmanlığında ve Prof. Dr. M. Akif CEVİZ yardımcı danışmanlığında, Alırıza KALELİ tarafından hazırlanan bu çalışma 11/12/2014 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Elektrik-Elektronik Mühendisliği Anabilim Dalı Elektrik Makinaları Bilim Dalı'nda Doktora tezi ~~oybirliği/oy çokluğu~~ (.../...) ile kabul edilmiştir.

Başkan	: Doç.Dr. Köksal ERENTÜRK	İmza	:
Üye	: Prof. Dr. Erkan İMAL	İmza	:
Üye	: Prof. Dr. M. Akif CEVİZ	İmza	:
Üye	: Yrd.Doç. Dr. Bülent ÇAVUŞOĞLU	İmza	:
Üye	: Prof. Dr. Ömer GÜNDOĞDU	İmza	:
Üye	: Doç. Dr. Tevhit KARACALI	İmza	:
Üye	: Prof.Dr. Bayram ŞAHİN	İmza	:

(Handwritten signatures of the jury members)

Yukarıdaki sonuç;

Enstitü Yönetim Kurulu 08.../d./2015 tarih ve 01.../16..... nolu kararı ile onaylanmıştır.

(Handwritten signature of Prof. Dr. İhsan EFEOĞLU)

Prof. Dr. İhsan EFEOĞLU
Enstitü Müdürü

Bu çalışma Atatürk Üniversitesi BAP projeleri kapsamında desteklenmiştir.
Proje No: 2011/129

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

ÖZET

Doktora Tezi

BUJİ ATEŞLEMELİ MOTORLARDA ÇEVİRİMSSEL FARKLILIKLARIN AZALTILMASI İÇİN ARDIŞIK ÇEVİRİMLERDE ATEŞLEME ZAMANININ ELEKTRONİK KONTROL ÜNİTESİ GELİŞTİRİLEREK DENETLENMESİ

Alırıza KALELİ

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Elektrik ve Elektronik Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Elektrik Makinaları Bilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Köksal ERENTÜRK
Ortak Danışman: Prof. Dr. M. Akif CEVİZ

Buji ateşlemeli içten yanmalı motorlarda özellikle fakir yanma koşullarında veya düşük devir ve yük koşullarında çalıştırılması durumunda meydana gelen çevrimsel farklar, ardışık çevrimlerden her birinde maksimum basınç değerlerinin birbirlerinden farklı olmasına neden olmaktadır. Çevrimsel farklılıklar hem kimyasal ve hem de fiziksel olaylardan kaynaklanmaktadır. Bu farklılıkların sebepleri artık gazlardaki farklılıklar, hava-yakıt oranı ve yakıt bileşimi ile yanma odasındaki yanmamış gazlar gibi sebeplerle açıklanabilmektedir. Çevrimsel farkların azaltılması özellikle fakir yakın şartlarda veya motorun düşük devirlerde ve yük koşullarında çalıştırılmasında etkin bir faktör olmaktadır. Çevrimsel farklılıklar motor çıkış gücünde azalmalara, motorun kararsız çalışmasına ve motorda istenmeyen gürültü ve titreşimlere neden olabilmektedir.

Bu çalışmanın amacı, içten yanmalı motorlarda meydana gelen çevrimsel farkları azaltmak için ardışık çevrimlerdeki ateşleme avansı kontrol etmektir. Bu çalışmada, sistem tanımlama teknikleri kullanılarak ateşleme avansı ile maksimum basınç noktası parametreleri arasında stokastik bir model oluşturulmuştur. Bu modelle bir çevrim sonraki maksimum basınç değeri tahmin edilmiştir. PI (Oransal İntegral), minimum varyans ve genelleştirilmiş minimum varyans kontrolcüler silindir içi maksimum basıncı düzeltmek amacıyla test motorunun birinci silindirinin ardışık çevrimlerinde ateşleme zamanını değiştirmek için tasarlanmıştır. Ayrıca bu kontrol algoritmaları LabView ortamında oluşturulmuş ve alan programlanabilir kapı dizileri (FPGA) şasisine yüklenmiştir.

2014, 109 sayfa

Anahtar Kelimeler: İçten Yanmalı Motor, Çevrimsel Farklar, Stokastik Model, PI kontrol, Minimum Varyans Kontrol, Genelleştirilmiş Minimum Varyans Kontrol.

ABSTRACT

Ph. D. Thesis

THE CONTROL OF SPARK TIMING OF CONSECUTIVE CYCLES TO REDUCE THE CYCLIC VARIATIONS BY DEVELOPING ELECTRONIC CONTROL UNIT IN SPARK IGNITION ENGINES

Alırıza KALELİ

Atatürk University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Electrical and Electronics Engineering
Electric Machines Branch of Science

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Köksal ERENTÜRK
Co-advisor: Prof. Dr. M. Akif CEVİZ

The cyclic variations in spark ignition engines occurring especially under specific engine operating conditions make the maximum pressure variable for successive in-cylinder pressure cycles. The cyclic variations are caused by both chemical and physical phenomena. The reason of the variations can be expressed as a result of following events such as residual gas fraction, the fuel-air ratio, the fuel composition and the motion of unburned gas in the combustion chamber. Minimization of cyclic variations has a great importance in effectively operating near to lean limit, or at low speed and load. The cyclic variations may reduce the power output of the engine, lead to operational instabilities, and result in undesirable engine vibrations and noise.

The purpose of this study is to control of spark timing for consecutive cycles in order to reduce the cyclic variations in spark ignition engines. In this study, a stochastic model is performed between spark timing and in-cylinder maximum pressure using system identification techniques. By using this model, the maximum pressure of the next cycle has been predicted. PI (Proportional Integral), minimum variance and generalized minimum variance controllers have been designed to regulate the in-cylinder maximum pressure changing the spark timing for consecutive cycles of the first cylinder of test engine. In addition, these control algorithms have been built in LabView environment and installed to Field Programmable Gate Arrays (FPGA) chassis.

2014, 109 pages

Keywords: Internal Combustion Engine, Cyclic Variations, Stochastic Model, PI Control, Minimum Variance Control, Generalized Minimum Variance Control.

TEŞEKKÜR

Bu araştırmanın planlanması ve yürütülmesinde teşvik, tavsiye ve yardımlarını eksik etmeyen saygıdeğer hocalarım Sayın Doç. Dr. Köksal ERENTÜRK ve Sayın Prof. Dr. Mehmet Akif CEVİZ'e teşekkürlerimi sunarım. Doktora öğrenciliğim boyunca yardım ve desteklerini esirgemeyen doktora jüri üyelerine, Atatürk Üniversitesi Elektrik Elektronik Mühendisliği Bölümü Öğretim Üyeleri'ne, öz verili yardımlarından dolayı Sayın Arş. Gör. Erdoğan GÜNER'e, Sayın Yrd. Doç. Dr. Eyüphan MANAY'a ve doktora arkadaşlarım Sayın Yrd. Doç. Dr. Ahmet DUMLU ve Sayın Okutman M. Fatih ÇORAPSIZ'a teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca çalışmalarım sırasında maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen anneme, babama, eşime teşekkürlerimi sunarım.

Alırıza KALELİ

Kasım, 2014

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xi
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Çevrimsel Farkların Göstergeleri	3
1.2. Çevrimsel Farkların Gözlemlenmesinde Maksimum Silindir Basıncı.....	5
1.3. Çevrimsel Farkların Azaltılmasında Kontrol Sistemlerinin Rolü	6
1.4. Amaç	10
2. KURAMSAL TEMELLER	12
2.1. Motor İndike Karakteristik Değerleri.....	13
2.1.1. İndike iş	13
2.1.2. İndike güç	15
2.1.3. Ortalama efektif basınç	15
2.1.4. Ortalama indike efektif basıncın varyans katsayısı (COV_{Pmi})	15
2.2. Dört Zamanlı Motorun Çalışma Prensibi	16
2.2.1. Emme zamanı	16
2.2.2. Sıkıştırma zamanı	17
2.2.3. Yanma ve genişleme zamanı	17
2.2.4. Egzoz zamanı	17
2.3. Sistem Tanımlama Teknikleri	18
2.3.1. Genel doğrusal model yapısı	23
2.3.2. ARX model yapısı	24
2.3.3. ARMAX model yapısı.....	26
2.3.4. Çıkış hata modeli (Output-Error) yapısı.....	27
2.3.5. Box-Jenkins model yapısı	28
2.3.6. En küçük kareler yöntemi.....	29
2.3.7. Akaike bilgi kriteri	31

2.3.8. Minimum veri uzunluk kriteri	31
2.3.9. Model doğrulama yöntemleri	32
2.4. Denetleyici Tasarımı	34
2.4.1 PID (Oransal İntegral Türev) Denetleyiciler	34
2.4.2. Minimum varyans denetleyici yapısı	39
2.4.3. Genelleştirilmiş minimum varyans denetleyici yapısı	42
3. MATERYAL ve YÖNTEM	46
3.1. Deneysel Yöntem	46
3.2. Deneyselerde Kullanılan Cihaz ve Yazılımlar	49
3.2.1. Buji tipi silindir içi basınç sensörü	49
3.2.2. Emme havası debi sensörü	52
3.2.3. Krank açısı konum sezici seti	53
3.2.4. Tork sensörü	55
3.2.5. Veri toplama kartı	57
3.2.6. FPGA tabanlı şasi	59
3.2.7. Ateşleme sürücü modülü	65
3.2.8. Analog giriş modülü	69
3.2.9. Basınç yükselteci	71
3.2.10. AVL Indicom ve Concerto yazılımları	71
3.2.11. Kontrol sistemi ve diğer motor parametrelerin izlenmesi için tasarlanan yazılımlar	73
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA	79
4.1. Ateşleme Avansı ile Maksimum Silindir Basıncı Arasındaki İlişki	79
4.2. Sistem Tanımlama Teknikleri ile Modelleme	81
4.3. Silindir İçi Maksimum Basıncın Ateşleme Avansı ile Denetimi	91
4.3.1. PI (Oransal-İntegral) denetleyici tasarımı	92
4.3.2. Minimum varyans denetleyicisi tasarımı	94
4.3.3. Genelleştirilmiş minimum varyans denetleyicisi tasarımı	98
5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	105
5.1. Sonuçlar	105
KAYNAKLAR	107
ÖZGEÇMİŞ	110

SİMGELER DİZİNİ

A_p	Piston yüzey alanı
AA	Ateşleme avansı
AIC	Akaike bilgi kriteri
ARMAX	Dışsal etkili Oto-refresif hareketli ortalama
AÖN	Alt ölü nokta
b_e	Özgül yakıt sarfiyatı (g/kW.h)
$COV_{P_{mi}}$	Ortalama indike efektif basıncın varyans katsayısı
$COV_{P_{max}}$	Maksimum basıncın varyans katsayısı
D	Çap
dV	Pistonun kat ettiği diferansiyel hacim
$e(t)$	Sıfır ortalamalı beyaz gürültü
ECU	Elektronik kontrol ünitesi
EDIS	Elektronik distribütörsüz ateşleme sistemi
FPGA	Alan programlanabilir kapı dizisi
GMVC	Genelleştirilmiş minimum varyans denetleyici
IMEP	İndike ortalama efektif basınç
K_p	Oransal kontrolcü katsayısı
K_i	İntegral kontrolcü katsayısı
K_d	Türevsel kontrolcü katsayısı
KMA	Krank mili açısı (derece)
M_d	Moment (Nm)
MDL	Minimum veri uzunluk kriteri
MVC	Minimum varyans denetleyici
n	Motor devir sayısı (d.dak ⁻¹)
n_k	Gecikme değeri
p	Modeldeki parametre sayısı
P	Basınç (bar)
PID	Oransal integral türevsel denetleyici
P_i	İndike güç (kW)

P_{\max}	Silindir içi maksimum basıncı (bar)
P_{mi}	Ortalama indike efektif basınç (bar)
$\overline{P_{mi}}$	Ortalama indike efektif basınç değerlerinin ortalaması (bar)
x	Strok
T	Tork (N.m)
T_s	Örnekleme periyodu
t	Zaman (sn)
ÜÖN	Üst ölü nokta
v	Özgül hacim ($m^3.kg^{-1}$)
VHDL	Verilog donanım tanımlama dilleri
VR	Değişken relüktans
V_h	Strok hacmi (m^3)
V_c	Yanma odası hacmi (m^3)
W	İş (kJ)
W_e	Çevrim başına üretilen iş (kJ)
W_i	İndike iş
W_f	Fren işi
W_{net}	Net iş
$W_{brüt}$	Brüt iş
W_p	Pompa işi
$\theta_{P_{maks}}$	Maksimum basıncın oluştuğu KMA ($^{\circ}$)
λ	Hava fazlalık katsayısı
φ	Regresyon vektörü
θ	Parametre vektörü
ε	Sıkıştırma oranı
$\varepsilon(t)$	Tahmin hatası
ω_c	Kesim frekansı
$\sigma_{P_{mi}}$	İndike ortalama efektif basınç değerlerinin standart sapması
$\sigma_{P_{\max}}$	Silindir içi maksimum basınç değerlerinin standart sapması

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Silindir içerisinde üretilen indike iş.....	14
Şekil 2.2. t anında giriş $u(t)$, çıkış $y(t)$ ve gürültü $e(t)$ içeren bir dinamik sistem.....	18
Şekil 2.3. Sistem tanımlama blok diyagramı	19
Şekil 2.4. Genel doğrusal modelin blok diyagramı.....	24
Şekil 2.5. ARX modelinin blok diyagramı	26
Şekil 2.6. ARMAX modelinin blok diyagramı	27
Şekil 2.7. Çıkış hata modelinin blok diyagramı.....	28
Şekil 2.8. Box-Jenkins modelinin blok diyagramı.....	29
Şekil 2.9. PID kontrolcü geri beslemeli bir kontrol sistemi.....	34
Şekil 2.10. Ayrık zamanlı bir geri beslemeli PID kontrol sistemi.....	35
Şekil 2.11. Birinci mertebeden bir sisteme ait birim basamak cevabı.....	37
Şekil 2.12. Bir sistemin Nyquist diyagramı	38
Şekil 2.13. Minimum varyans denetleyicisinin etkisi	39
Şekil 2.14. Minimum varyans kontrolcü içeren geri beslemeli kontrol sistemi	42
Şekil 2.15. Genelleştirilmiş minimum varyans kontrolcü içeren geri beslemeli kontrol sistemi.....	45
Şekil 3.1. (a) Deney test düzeneğinin şematik görüntüsü (b) Deney test düzeneği fotoğraf görüntüsü.....	48
Şekil 3.2. AVL GH13Z-31 model basınç sensörü	50
Şekil 3.3. AVL GH13Z-31 model basınç sensörü buji adaptörü.....	51
Şekil 3.4. Emme havası debi sensörünün genel görünümü	52
Şekil 3.5. Krank açısı konum sezici setinin genel görünümü.....	53
Şekil 3.6. Krank açısı konum sezici setinin genel bağlantı şeması	55
Şekil 3.7. Tork sensörünün genel görünümü	56
Şekil 3.8. Veri toplama kartının görünümü.	57
Şekil 3.9. Bir FPGA tümleşik devre yapısı.....	59
Şekil 3.10. Lojik hücre yapısı	60
Şekil 3.11. Gömülü Compact Rio sistemi.....	62
Şekil 3.12. Compact Rio şasının temel mimarisi.....	62

Şekil 3.13. Compact Rio gömülü sistem şasisinin görüntüsü.....	64
Şekil 3.14. Ford elektronik distribütörüz ateşleme sistemi.....	66
Şekil 3.15. Ateşleme sürücü modülü	67
Şekil 3.16. Ateşleme bobinleri ile sürücü modülü bağlantısı	68
Şekil 3.17. Analog giriş modülü	69
Şekil 3.18. Pozitif ve negatif diş yapısına sahip disk.....	70
Şekil 3.19. Krank mili Sensöründen alınan sinyal biçimi.....	70
Şekil 3.20. VR sensörü çıkış analog sinyali ve dijitalleştirilmesi	70
Şekil 3.21. AVL FlexIFEM 2P1x marka basınç amplifikatörü	71
Şekil 3.22. AVL Indicom ekran görüntüsü	72
Şekil 3.23. AVL Concerto ekran görüntüsü.....	73
Şekil 3.24. Seri haberleşme için hazırlanan programın ön panel (a) ve blok diyagram (b) görüntüsü	74
Şekil 3.25. FPGA içerisine gömülen program	75
Şekil 3.26. Sunucu programa ait ön panel (a), (b) ve blok diyagram (c) görüntüsü.....	76
Şekil 3.27. Tasarlanan programa ait görüntü	77
Şekil 4.1. Farklı ateşleme avanslarının maksimum basınç üzerine etkisi.....	81
Şekil 4.2. Silindir içi P- α grafiği	82
Şekil 4.3. 2000 motor çevrimi için ateşleme avansı	83
Şekil 4.4. 2000 motor çevrimi için silindir içi maksimum basıncı	83
Şekil 4.5. Ortalama bileşenlerinden temizlenmiş ateşleme verileri.....	84
Şekil 4.6. Ortalama bileşenlerinden temizlenmiş maksimum basınç verileri.....	84
Şekil 4.7. Modelin kutup-sıfır haritası (a) s domeni (b) z domeni.....	86
Şekil 4.8. Gerçek veriler ile model çıktısının karşılaştırılması.....	87
Şekil 4.9. Model ile gerçek veriler arasındaki hata grafiği	88
Şekil 4.10. Oto korelasyon ve çapraz korelasyon grafikleri	89
Şekil 4.11. 1700 devir/dakika ve 80 Nm çalışma koşullarında gerçek veriler ile model çıktısının karşılaştırılması	90
Şekil 4.12. 1700 devir/dakika ve 23 Nm çalışma koşullarında gerçek veriler ile model çıktısının karşılaştırılması	91
Şekil 4.13. PI denetleyici blok diyagramı.....	92

Şekil 4.14. Sabit ve PI denetleyicisi ile ateşleme işareti uygulandığı durumda maksimum basınç değerlerinin değişimi.....	93
Şekil 4.15. Minimum varyans denetleyicisi blok diyagramı	95
Şekil 4.16. Sabit ve MV denetleyicisi ile ateşleme işareti uygulandığı durumda maksimum basınç değerlerinin değişimi.....	96
Şekil 4.17. 1700 devir/dakika ve 80 Nm çalışma koşullarında sabit ve MV denetleyicisi ile ateşleme işareti uygulandığı durumda maksimum basınç değerlerinin değişimi.....	97
Şekil 4.18. 1700 devir/dakika ve 23 Nm çalışma koşullarında sabit ve MV denetleyicisi ile ateşleme işareti uygulandığı durumda maksimum basınç değerlerinin değişimi.....	98
Şekil 4.19. Genelleştirilmiş minimum varyans denetleyicisi blok diyagramı	99
Şekil 4.20. Sabit ve GMV kontrolcü ile ateşleme işareti uygulandığı durumda maksimum basınç değerlerinin değişimi.....	100
Şekil 4.21. 1700 devir/dakika ve 80 Nm çalışma koşullarında sabit ve GMV denetleyicisi ile ateşleme işareti uygulandığı durumda maksimum basınç değerlerinin değişimi.....	101
Şekil 4.22. 1700 devir/dakika ve 23Nm çalışma koşullarında sabit ve GMV denetleyicisi ile ateşleme işareti uygulandığı durumda maksimum basınç değerlerinin değişimi.....	102

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Birim basamak cevabı Ziegler-Nichols parametre formülleri	38
Çizelge 2.2. Frekans cevabı Ziegler-nichols parametre formülleri.....	39
Çizelge 3.1. Deneyleerde kullanılan motora ait teknik özellikler	47
Çizelge 3.2. Basınç sensörünün teknik özellikleri	51
Çizelge 3.3. Emme havası debi sensörünün teknik özellikleri	52
Çizelge 3.4. Krank açığı konum sezici setinin teknik özellikleri.....	54
Çizelge 3.5. Tork sensörünün teknik özellikleri	56
Çizelge 3.6. PCIe-6363 modeli veri toplama (Data Acquisition) kartının teknik özellikleri.....	57
Çizelge 4.1. 1700 devir/dakika ve 80 Nm çalışma koşullarında model parametrelerinin değışimi.....	89
Çizelge 4.2. 1700 devir/dakika ve 23 Nm çalışma koşullarında model parametrelerinin değışimi.....	90
Çizelge 4.3. 1640 devir/dakika ve 60 Nm çalışma koşullarında elde edilen maksimum basınç verilerinin varyans değerlerindeki yüzdellik iyileşme oranları ve değışim katsayı karşılaştırmaları	103
Çizelge 4.4. Farklı çalışma koşullarında elde edilen değışim katsayı değerleri	104
Çizelge 4.5. IMEP yüzdellik değışim katsayı değerleri.....	104

1. GİRİŞ

Günümüzde taşımacılık sektörünün neredeyse tamamında içten yanmalı motorlar kullanılmaktadır. Bu enerji dönüşüm sistemlerinde, yaklaşık olarak %98 oranında enerji kaynağı olarak fosil kökenli yakıtlar kullanılmaktadır ve bu yakıtların tüketim hızı giderek artmaktadır. Bu durum, kaynakları sınırlı olan fosil kökenli yakıtların etkin olarak kullanılmasını gerektirmektedir. Bunun yanı sıra, içten yanmalı motorlar günümüz çevresel sorunlarının yaşanmasında büyük pay sahibi oldukları bilinen bir gerçektir. Dolayısıyla, bu enerji dönüşüm sistemlerinde tüketilen yakıtın ve yayılan zararlı egzoz gazlarının çok az miktarda dahi olsa azaltılması çok önemli sonuçlar doğurmaktadır.

Yakıt ve yanma yıllar boyu mühendisleri uğraştıran temel konulardandır. Bilindiği üzere taşıtlarda kullanılan içten yanmalı motorlar, kimyasal enerjiyi mekanik enerjiye dönüştüren sistemlerdir. Bir içten yanmalı motorda yüksek verim elde edilebilmesi için yukarıda bahsedilen dönüşüm işleminin en az kayıpla yapılması gerekmektedir. Bundan dolayı araştırmacılar, benzin veya motorin gibi kimyasal yakıtla çalışan içten yanmalı motorların performansının ve emisyonlarının arzu edilen seviyelerde olması için yoğun çaba göstermektedir.

Motor performansının yanı sıra dünya genelinde uygulanan katı emisyon kuralları, otomotiv üreticilerinin ileri motor kontrol sistemlerini geliştirmesini sağlamıştır. Geleneksel motor denetim sistemlerinde motorun çalışma durumunu gösteren birçok sensör yer almaktadır. Bu sensörlerden gelen verilere ve laboratuvar koşullarında yapılan haritalandırmaya göre kullanılan denetim mekanizması, motor parametrelerini en iyi olacak şekilde ayarlamaktadır. Fakat kullanılan bu denetim mekanizması, motorda belirli bir zaman sonra meydana gelen yaşlanma ve çevresel koşullardan dolayı egzoz emisyonlarındaki bozulmaların ve motor performansında görülen azalmanın üstesinden gelememektedir. Bu nedenle, motor denetim mekanizmasının sürekli değişim gösteren çevresel faktörlere adaptasyonunu sağlamak için silindir içi yanma bilgisine ihtiyaç duyulmaktadır.

Bilindiği gibi dört zamanlı bir içten yanmalı motorda emme, sıkıştırma, yanma ve egzoz zamanları bir çevrimi oluşturmaktadır. Motor çalıştığı sürece bu zamanlar birbirini takip etmektedir. Fakat motor çalışma şartlarına bağlı olarak her bir çevrim özellikle yanma zamanında bir sonraki çevrimle aynı olmayıp farklılıklar göstermektedir. Motor çevrimleri basınç-krank mili açısı grafikleri ile gösterilmektedir. Silindir içi basınç verileri, piezo-elektrik basınç çeviricileri adı verilen sensörler kullanılarak elde edilmektedir. Bu sensörler yardımıyla elde edilen silindir içi basınç eğrilerinin grafikleri incelendiğinde ardışık çevrimlerden her birinin diğerinden farklı olduğu görülmektedir. Çevrimsel farklılıklar adı verilen bu olay, buji ateşlemeli içten yanmalı motorların tasarımında en büyük problemlerinden biridir. Bu konu üzerine yapılan araştırmalar çevrimsel farklılıkların en aza indirgenmesiyle, aynı yakıt tüketimi ile motorda %10 daha fazla çıkış gücü elde edilebileceğini göstermiştir (Ozdor *et al.* 1994).

Özellikle motora hava yakıt karışımında havanın fazla olduğu fakir yanma koşullarında veya düşük devir sayılarında çalıştırıldığı durumlarda ortaya çıkan çevrimsel farklılıklar, motor performansı, yakıt verimliliği ve hidrokarbon emisyonları üzerinde olumsuz bir etkiye sahiptir. Her bir çevrimin diğerinden bağımsız, rastgele olaylar olduğundan ve birbirini izleyen çevrimler arasında bir ilişki bulunmamasından dolayı çevrimler arasında oluşan farklılıklar, stokastik bir yapı olarak incelenmişlerdir (Daw *et al.* 1996). Bu amaçla yapılan diğer bir çalışmada (Roberts *et al.* 1997) her bir çevrim birbirinden istatistiksel olarak bağımsız olarak incelenmiştir. Bu sayede, kullandıkları motordan farklı çalışma koşulları altında topladıkları basınç verileri üzerinden stokastik süreci istatistiksel olarak incelemişlerdir.

İçten yanmalı motorlarda yanma fazı incelendiğinde önceki çevrimlerden kalan artık gazlardan kaynaklanan doğrusal olmayan bir durumun da çevrimden çevrime oluşan farklılıkları artırması söz konusu olmaktadır (Wagner *et al.* 1998).

Önceki çevrimlerden kalan artık gazlardan kaynaklanan çevrimsel farklılıklar literatürde kendisine oldukça geniş bir yer bulmuştur. Motor içine alınan temiz hava yakıt karışımının yanısıra önceki çevrimlerden kalan artık gazların o anki çevrime etkileri

tamamen rastgele olaylar olduğundan, bu konu hakkında yapılan çalışmalar genellikle tahmin modelleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yine bu çalışmalardan Cho *et al.* (2001), çalışmasında çevrimlerden kalan artık gaz miktarının öngörülmesi temeline dayanan bir model oluşturmuşlardır. Çalışmanın sonunda bu model ile çevrim benzetimi ve motor ısı yayılım analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca önceki çevrimlerden kaynaklanan artık gazlar doğrudan ölçme yöntemi ile belirlenememektedir. Bundan dolayı Giansetti *et al.* (2002), motor çalışma parametrelerinin bir fonksiyonu olarak çevrimlerdeki artık gazların tahminine dayalı bir model geliştirmişlerdir.

Artık gazlar motorun çalışmasını olumsuz etkilemekle beraber egzoz emisyonları üzerinde de olumsuz etkiye sahiptir. Bundan dolayı, çevrimsel farklılıkların en aza indirgenmesi motor tasarımının en önemli amaçları arasındadır. Çünkü silindir içinde çevrimsel farklılıkların az oranda olması bile motorda titreşimler meydana getirebilmektedir. Bu oranın artırılması durumunda ise motorun hidrokarbon emisyon değerleri çok artacaktır. Bu durum, silindir içine gönderilen yakıtın tam yanmadığının bir göstergesidir (Scholl and Russ 1999).

1.1. Çevrimsel Farkların Göstergeleri

Motor performans karakteristiği açısından yanma işlemindeki çevrimden çevrime farklılıkların sonuçlarından biri indike ortalama efektif basınçtaki (IMEP) farklılıklardır. İndike ortalama efektif basınç (IMEP), piston hareketinden dolayı sırasıyla silindir hacim değişimi ve silindir duvarlarındaki ısı kaybı, yanma işleminden serbest kalan ısı oranı gibi çeşitli faktörleri belirleyen silindir içi basıncı ile ilgili bir parametredir.

Bu konu ile ilgili Ishii *et al.* (1997), içten yanmalı motorların fakir yanma koşullarında indike ortalama efektif basınç ile bujiden yayılan enerjiyi ölçerek yanan kütle miktarındaki çevrimden çevrime farklılıkları arasındaki ilişkiyi belirlemeye çalışmıştır. Çalışmanın sonunda IMEP'te meydana gelen çevrimsel farklılıkların üç nedeninin olduğu sonucuna varmışlardır. Bunlardan birincisi yanma sürecinin ilk adımındaki yanma hızı,

toplam yanma miktarındaki değişim ve son olarak genişleme stroku sırasında geç yanmadaki farklılıklar şeklinde tanımlamışlardır.

Matekunas (1983) ve Heywood (1988)'a göre çevrimsel farklar, 4 parametreye göre gruplandırılır;

Basınç ile ilişkili parametreler:

- Maksimum silindir basıncı, P_{\max}
- Maksimum silindir basıncının oluştuğu krank açısı, $\theta_{P_{\max}}$
- Maksimum basınç artış hızı, $(dP/d\theta)_{\max}$
- Maksimum basınç artış hızının görüldüğü krank mili açısı $\theta_{(dP/d\theta)_{\max}}$
- Çevrimin indike ortalama efektif basıncı (IMEP)

Yanma ile ilişkili parametreler:

- Maksimum ısı transferi, $(dQ/d\theta)_{\max}$
- Maksimum kütleel yanma oranı, $(dX_b/d\theta)_{\max}$
- Tutuşma gecikmesi, $\Delta\theta_d$
- Yanma süresi, $\Delta\theta_b$
- Belirli bir kütlenin tutuşma ile yanması arasında geçen zaman (krank açısında), $\Delta\theta_{xb}$

Alev cephesi ile ilgili parametreler:

- Alev cephesi pozisyonu,
- Silindirde belirli iki farklı noktaya alev cephesinin ulaşması sırasında krank açısının sapması,
- Farklı krank açılarında kıvılcım boşluğundan alev çekirdeğinin merkezinin yer değiştirilmesi.

Egzoz gazları ile ilgili parametreler:

- Egzoz gazları içerisindeki farklı bileşenlerin konsantrasyonu,

Çevrimsel farkların meydana gelmesinde yukarıda söz edilen bütün parametreler aynı anda etkin olduğu bilinmekte olup, hangi parametrenin daha baskın olduğu hesaplanamamaktadır.

1.2. Çevrimsel Farkların Gözlemlenmesinde Maksimum Silindir Basıncı

Bilindiği üzere içten yanmalı motorlarda yanma, sıkıştırma zamanının sonunda başlamakta ve genişleme zamanının başlangıcına kadar devam etmektedir. Yanmanın sona erdiği nokta ise silindir içinde maksimum basıncın görüldüğü noktadan krank mili açısına göre daha sonra gerçekleşmektedir. Motorların çalışma prensibi gereğince krank mili üzerinde maksimum gücün üretilebilmesi için yanma sürecinin pistonun üst ölü noktasına gelmeden hemen önce gerçekleşmesi gerekmektedir. Fakat maksimum basıncın gerçekleşebilmesi için ateşleme yapılması gereken krank mili açısı seçilirken çok dikkatli olunması gerekmektedir. Eğer ateşleme avansı üst ölü noktasına göre çok geciktirilirse, çevrim esnasında tüm basınçlar düşecektir. Bu durum piston tarafından yapılan işin azalmasını sağlamasına rağmen genişleme zamanında piston üzerinde yapılan işin de düşmesine neden olacaktır.

Öte yandan, ateşlemenin çok erken yapılması da problemler doğurmaktadır. Bu durumda sıkıştırma zamanı sonunda aşırı şekilde basınç artışı gözlemlenmektedir. Ayrıca erken ateşleme durumunda maksimum basınç ve sıcaklık vurunmaya sebep olmaktadır. Optimum ateşleme noktası yanma odası gibi motor tasarımına bağlı olduğu gibi motor parametrelerinin de düzgün ayarlanmasına bağlıdır. Özetle, geç veya erken ateşleme durumlarında indike güç, ortalama efektif basınç, termal verim ve iş değerleri oldukça azalmakta bunun yanı sıra indike yakıt tüketimi artmaktadır.

Buradan hareketle, Litak *et al.* (2009), silindir içi maksimum basınç ve maksimum basıncın görüldüğü açılış değerlerinin çevrimden çevrime meydana gelen değişimlerini incelemiştir. Araştırmacılar analizlerini üç farklı ateşleme avansı için gerçekleştirmişlerdir. Maksimum basınç ve görüldüğü açılış değerindeki dalgalanmalar ile ateşleme avansı arasındaki ilişkiyi göstermişlerdir. Bu sayede, iki parametre arasında istatistiksel ilişkinin kullanılması ile motor performansının artırılabilirliğini ve yanma sürecinin kontrolü için optimal stratejilerin geliştirilebileceğini belirtmişlerdir.

1.3. Çevrimsel Farkların Azaltılmasında Kontrol Sistemlerinin Rolü

İçten yanmalı motorlarda silindir basınç ölçümleri kullanılması yarı iletken teknolojisinin gelişmesiyle paralel olarak gerçek zamanlı otomotiv motor kontrol sistemlerinin gelişmesine de olanak sağlamıştır. Bu sayede, ateşleme avansı, hava yakıt oranı ve tam yanmama tespiti gibi motor parametrelerinin etkin bir şekilde kontrolü yapılmıştır. Gelişen bu teknoloji ile silindir basınç ölçümleri piezo-elektrik malzemeler kullanılarak üretilen sensörler ile gerçekleştirilmektedir (Powell 1993).

Bugünün otomotiv teknolojileri mikroişlemci tabanlı motor kontrol sistemleri ile denetlenmektedir. Özellikle yakıt verimliliği ve karbon monoksit, hidrokarbon gibi emisyon değerlerinin en az seviyede olma zorunluluğunu getiren katı emisyon kurallarının uygulanması ile motor üreticilerini ve araştırmacıları ileri motor denetim sistemleri geliştirmesi yönünde zorlamaktadır. Bu amaçla, silindir içi basınç eğrisindeki çevrimsel farklılıkları azaltmak üzere özellikle fakir yanma koşullarında He and Jagannathan (2004), hava yakıt oranını yapay sinir ağları denetleyicisi ile kontrol ederek silindir içi basınç farklılıklarını azaltmaya çalışmışlardır. Ayrıca, araştırmacılar önerdikleri kontrol sistemini deneysel olarak motor üzerinde uygulayarak doğrulamışlardır. Çalışmanın sonunda bu kontrolcünün sistemde bilinmeyen dinamiklere karşı oldukça etkin olduğunu grafiksel biçimde göstererek kanıtlamışlardır.

Ayrıca, Hubbard *et al.* (1976) silindir basınç sensörü kullanarak ateşleme avansının çevresel faktörlere ve değişken motor karakteristiklerine karşı optimal şekilde ayarlayan

bir kapalı döngü denetim sistemi geliştirmişlerdir. Araştırmacılar, çalışmalarında değişken koşullara göre ateşleme avansının seçiminin motor performansı üzerinde etkin bir rol oynadığını ifade etmişlerdir. Ayrıca denetim sisteminde geri besleme bilgisi olarak silindir basıncının kullanılmasının yanı sıra, ateşleme avansı atmosferik basınçta, ekivalans oranında ve ortamdaki nemde oluşan değişimlere uyum sağlayacak şekilde ayarlayan denetleyici tasarlamışlardır.

Bilindiği üzere, fakir şartlarda çalışan içten yanmalı motorlarda çevrimden çevrime olan farklılıklar çok fazla artmaktadır. Bundan dolayı sistem üzerinde doğrusal olmayan durumlar oluşmaktadır. Bu durum ise denetim sistemlerinin tasarlanmasını zorlaştırmakta ve performanslarını azaltmaktadır. Genellikle motor uygulamalarında kontrol yönteminin seçilmesinde sistemdeki doğrusal olmayan etkilere adapte olması önemli bir faktör olmaktadır. Bu noktadan hareketle, Vance *et al.* (2008) yaptıkları çalışmada yapay sinir ağları tabanlı denetleyici geliştirmişlerdir. Tasarladıkları bu denetleyici üç kısımdan oluşmaktadır. Birinci kısımda toplam hava yakıt miktarının kestiriminde gözlemleyici olarak yapay sinir ağı, ikinci kısımda sanal giriş üretmek için ikinci yapay sinir ağı ve üçüncü kısımda ise gerçek kontrol girişi için yapay sinir ağından meydana gelmektedir. Yaptıkları deneylerden sonra yakıt tüketimini %5 oranında bir iyileşme sağladığını gözlemlemişlerdir.

İçten yanmalı motorların denetim sistemleri karmaşık bir sahip olduğundan, birçok denetim problemleriyle karşılaşmaktadır. Motordan beklenen performans ve emisyon standartlarına göre denetim sisteminin tasarlanması oldukça zordur. Tüm bu gereklilikleri karşılamak için motor yükü, devri, ateşleme zamanı ve hava yakıt oranının belirlenmesi için gerekli olan yakıt enjeksiyon zamanlaması gibi birçok etkin parametre vardır. Bu parametrelerden hava-yakıt oranının matematiksel modelinin oluşturulması ve kontrolü emme manifoldundaki belirsizliklerin doğrusal olmayan dinamik bir yapıya sahip olması nedeniyle oldukça zor olmaktadır. Bu noktadan hareketle, Tang *et al.* (2009), çok girişli çok çıkışlı (Multi input multi-output MIMO) motor modeli geliştirerek doğrusal olmayan bir kontrolcü önermişlerdir. Kontrolcünün seçiminde adaptif ve öğrenme (learning) kontrol algoritmaları kullanmışlardır. Kullandıkları kontrol algoritmalarının sistemdeki

hem sabit hem de periyodik olarak zamanla değişen belirsizliklere karşı performansını benzetim sonuçları ile göstermişlerdir.

Çevrimsel farklılıklar, motor üzerindeki belirsizlerin artmasında etkin bir rol oynamaktadır. Ardışık motor çevrimlerinde oluşan bu farklılıklar, her bir çevrimdeki hava yakıt oranlarında da değişimlere neden olmaktadır. Bu amaçla, Robinson and Dhandapani (2007) her bir çevrimdeki hava yakıt oranını çevrimden çevrime tahmin edecek bir teknik geliştirmişler ve bu sayede çevrimsel farklılıkları azaltmışlardır. Geliştirdikleri bu teknik yapay sinir ağları ve bulanık mantık temelli olup hava yakıt oranı ile indike ortalama efektif basınç ve maksimum basıncın görüldüğü aç değeri gibi çeşitli motor parametreleri arasındaki ilişkiyi belirleme esaslıdır. Çalışmanın sonunda çevrimsel farklılıkların, karışım fakirleştğinde arttığını ve ayrıca enjeksiyonlu motorlarda karbüratörlülere göre daha az görüldüğünü belirtmişlerdir.

Günümüzde araçlar üzerinde kullanılan elektronik sistemlerin geliştirilmesi, araç üreticileri için önemli bir noktayı oluşturmaktadır. Özellikle özgün elektronik kontrol sisteminin konfigürasyonu için yapılması düşünülen test ve doğrulama çalışmaları oldukça maliyetli olabilmektedir. Bu amaçla, araç kontrol sistemlerinde model tabanlı tasarım gittikçe önemini artırmaktadır.

Bu noktadan hareketle, kararlı çalışma durumunda içten yanmalı motorlar için çevrimsel farklılıkların tespitinde üst ölü noktadaki basınç değişimlerinin iyi bir gösterge olduğunu ve model tabanlı tasarım yöntemi kullanarak çalışma yapan Li *et al.* (2007), ateşleme zamanı ile üst ölü noktadaki basınç değeri arasındaki ilişkiyi tanımlayan modeli oluşturarak teorik ve deneysel olarak çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları deneylerde öncelikle tüm yakıt enjektörlerin açık kalma sürelerini nominal değerlerinde sabit olarak çalıştırmışlar sonrasında ise silindirlerdeki dengesizliklerin önüne geçebilmek ve yakıt verimliliğini artırabilmek amacıyla laboratuvar test motoru üzerinde enjektör zamanlamasının denetimini gerçekleştirmişlerdir.

Bu konu üzerine yapılmış bir diğer çalışmada ise Li *et al.* (2007), mil üzerinden alınan torkta oluşan dalgalanmaların önüne geçebilmek için yine aktüatör sinyali olarak ateşleme avansını kullanmışlardır. Ayrıca, kontrolcü olarak PI (Oransal integral) denetleyicisi kullanarak hem benzetim hem de deneysel olarak elde ettikleri sonuçları paylaşmışlardır.

Sözü geçen çalışmada ateşleme sinyalinin aktüatör sinyali olarak kullanılması bu doktora çalışmasıyla paralellik göstermektedir. Yine bu çalışmada geri bildirim işareti olarak silindir içi basınç verisi kullanılmıştır. Fakat burada üst ölü noktasındaki basınç bilgisi incelenmiştir. Bu doktora tez çalışmasında ise çevrimsel farklılıkların üzerinde oldukça büyük etkisi olan maksimum silindir basıncı ele alınmıştır ve bu noktadaki dalgalanmaların azaltılmaya çalışılmıştır. Ayrıca farklı denetim algoritmaları gerçek zamanlı uygulanarak çevrimden çevrime ateşleme avans sinyali kontrol edilmiştir.

Bu konuyla ilgili diğer bir çalışmada ise araştırmacılar (Li *et al.* 2009) üst ölü noktadaki basınç değeri üzerinde hareketli ortalama kontrolü uygulayarak bu noktadaki basınç değerlerinde meydana gelen çevrimsel farklılıklardan kaynaklanan dalgalanmaları gidermeye çalışmışlardır. Yazarlar yaptıkları çalışmayı ticari amaçlarla üretilmiş bir araç üzerinde denemişlerdir. Ayrıca, farklı gaz kelebek açıklık oranında ve farklı oranda yüklerde gerçekleştirmişlerdir.

Çevrimsel farklılıkların izlenmesinde veya bu farklılıkları azaltmak üzere denetleyici tasarımı yaklaşımından farklı olarak birçok yöntem literatürde kendisine oldukça geniş yer bulmuştur. Bu çalışmalardan bazıları önem sırasına göre aşağıda özet şeklinde verilmiştir.

Benzin içerisine farklı oranlarda alkol ilave edilmesi veya motorların farklı yakıtlarla çalıştırılması silindir içi basınç dalgalanmalarının azaltılmasında etkili olmaktadır. Bu çalışmalardan Ceviz and Yüksel (2006), fakir şartlarda çalıştırılan bir motorun LPG yakıtıyla çalıştırılması sonucu oluşan çevrimsel farkları incelemişlerdir. Çalışmalarının

sonunda LPG kullanımının motorlarda çevrimsel farkların azalttığını ve egzoz emisyonlarının iyileştirildiğini deneysel olarak kanıtlamışlardır.

Diğer bir çalışmada (Rakopoulos *et al.* 2008), yüksek hızlı doğrudan enjeksiyonlu bir dizel motor üzerine ilave edilen dizel yakıtla beraber etanolün çevrimsel farklar üzerine etkileri araştırılmıştır. Ayrıca çevrimden çevrime oluşan dalgalanmalar maksimum basınç, indike ortalama efektif basınç verileri için rastlantısal (stokastik) teknikler kullanılarak analiz edilmiştir.

Ceviz ve Yüksel (2007), yaptıkları çalışmada benzin yakıt karışımına az miktarda yapılan hidrojen ilavesinin egzoz emisyonlarına, motor performans karakteristiklerine ve silindir içinde meydana gelen çevrimden çevrime farklılıklarının etkilerini incelemişlerdir. Çalışmanın sonunda hidrojen ilavesinin motorun termal verimliliğini artırdığı ve hidro karbon emisyonlarının azaldığı gösterilmiştir.

Li and Yao (2008), yaptıkları çalışmada yakıt olarak doğal gazın kullanıldığı motorda çevrimsel farkları araştırmışlardır. Deneysel olarak ardışık çevrimlerde silindir içi basınç analizini zaman seri analizi kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Doğal gazın fakir yanma koşullarında çalıştırılması sonucunda indike ortalama efektif basınç verileri grafiksel olarak gösterilmiştir.

Zheng *et al.* (2009), doğrudan enjeksiyonlu motorda doğal gazın kullanılmasının çevrimsel farkları üzerine farklı sıkıştırma oranlarında etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarında silindir içinde alev ilerleme süresi ve yanma süresindeki çevrimsel farklar incelenmiştir.

1.4. Amaç

Buji ateşlemeli içten yanmalı motorlarda özellikle fakir yanma koşullarında ve düşük devir sayılarında çalıştırıldığı durumlarda meydana gelen çevrimsel farklılıklar, ardışık çevrimlerden her birinde maksimum basınç değerlerinin birbirlerinden farklı olmasına

neden olmaktadır. Fakir yanma sınırına yakın bölgelerde veya motorun düşük devir sayısında çalıştırıldığı durumda ise çevrimsel farklar arttığında yanma meydana gelmemekte ve bu durumun sonucunda motorun verimsiz çalışmasına neden olmaktadır. Çevrimsel farklılıkların stokastik bir yapıya sahip olması nedeniyle ardışık çevrimlerde ateşleme avansı ile maksimum basınç noktası arasında deterministik bir model oluşturulamamaktadır.

Bu amaçla, bu doktora tez çalışmasında sistem tanımlama teknikleri kullanılarak ateşleme avansı ile maksimum basınç noktası parametreleri arasında stokastik bir model oluşturulmuştur. Oluşturulan bu model, Alan Programlanabilir Kapı Dizileri (FPGA) modülü üzerinden gerçek zamanlı olarak koşturulmuş ve ateşleme avansı oransal integral (PI) , minimum varyans ve genişletilmiş minimum varyans kontrolcülerini ile denetlemiştir. Bu sayede, çevrimsel farklılıklar azaltılmaya çalışılmıştır.

2. KURAMSAL TEMELLER

İçten yanmalı benzinli motorlarda gaz kelebek konumunun, sıcaklıkların sabit tutulduğu deney koşullarında krank mili üzerinden alınan güç, moment ve yakıt tüketim değişimlerine motor karakteristikleri denir. Bu parametrelerin grafik üzerinde gösterilmesiyle motor karakteristik eğrileri elde edilmektedir.

Ayrıca yapılan deneylerin motor performansı üzerine etkilerini görmek amacıyla deneylerden doğrudan ölçülemeyip matematiksel bağıntılarla ifade edilen parametreler bulunmaktadır. Bu parametrelerden bu tez çalışmasında sonuçların analizinde kullanılan parametreler indike iş, indike güç, indike ortalama efektif basınç ve ortalama indike efektif basıncın varyans katsayısı da bu parametrelerden olup bunlar hakkında detaylı bilgiler bu bölümde verilecektir.

Bu çalışmada model tabanlı bir yaklaşım gerçekleştirildiğinden bu yaklaşımda birinci aşama olan sisteme ait modelin elde edilmesi amacıyla ateşleme avansı ile maksimum basınç noktası parametreleri arasında ilişki matematiksel olarak ifade edilmiştir. Bu ilişki, literatürde sistem tanımlama teknikleri olarak adlandırılan tekniklerin kullanılması ile elde edilmiştir. Bu amaçla, sistem tanımlamada sıklıkla kullanılan ARX (Oto regresif dışsal etkili), ARMAX (Oto regresif hareketli ortalamalı dışsal etkili), OE (Çıkış hata modeli) ve BJ (Box-Jenkins model) modelleri bu bölümde ayrı ayrı başlıklar halinde sunulacaktır.

Yine bu bölümde, sistemin model tanımının yapılmasının ardından denetim sistemleri konusu incelenecektir. Bu tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen PI (Oransal, integral), minimum varyans ve genelleştirilmiş minimum varyans tabanlı denetleyiciler bu bölümün incelenen son başlığı olacaktır.

2.1. Motor İndike Karakteristik Değerleri

2.1.1. İndike iş

İçten yanmalı motorlarda, yanma zamanında piston üzerinde etkin olan gaz basıncı ile ortaya çıkan kuvvet, iş üretimini sağlar ve aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$W = \int F dx = \int P A_p dx \quad (1)$$

Burada P yanma odası içindeki basınç, A_p piston yüzey alanı, x strok olmak üzere

$$A_p dx = dV \quad (2)$$

dV pistonun kat ettiği diferansiyel hacmi göstermektedir. Buna göre yapılan iş,

$$W = \int P dV \quad (3)$$

olarak yazılabilir. Şekil 2.1'de görülen P-V diyagramındaki kapalı alan yapılan iş miktarını göstermektedir ($Alan(A) - Alan(B)$) ve silindir içerisinden elde edilen bu iş, indike iş olarak tanımlanır. Ancak krank mili ile taşınan iş yukarıda elde edilen indike işten daha küçüktür. Çünkü arada mekanik sürtünmeler ve çeşitli motor parçalarının tahrikine harcanan enerjiler söz konusudur. Elde edilen gerçek iş, fren işi olarak tanımlanır. Böylece indike işin tanımı,

$$W_i = W_f + W_s \quad (4)$$

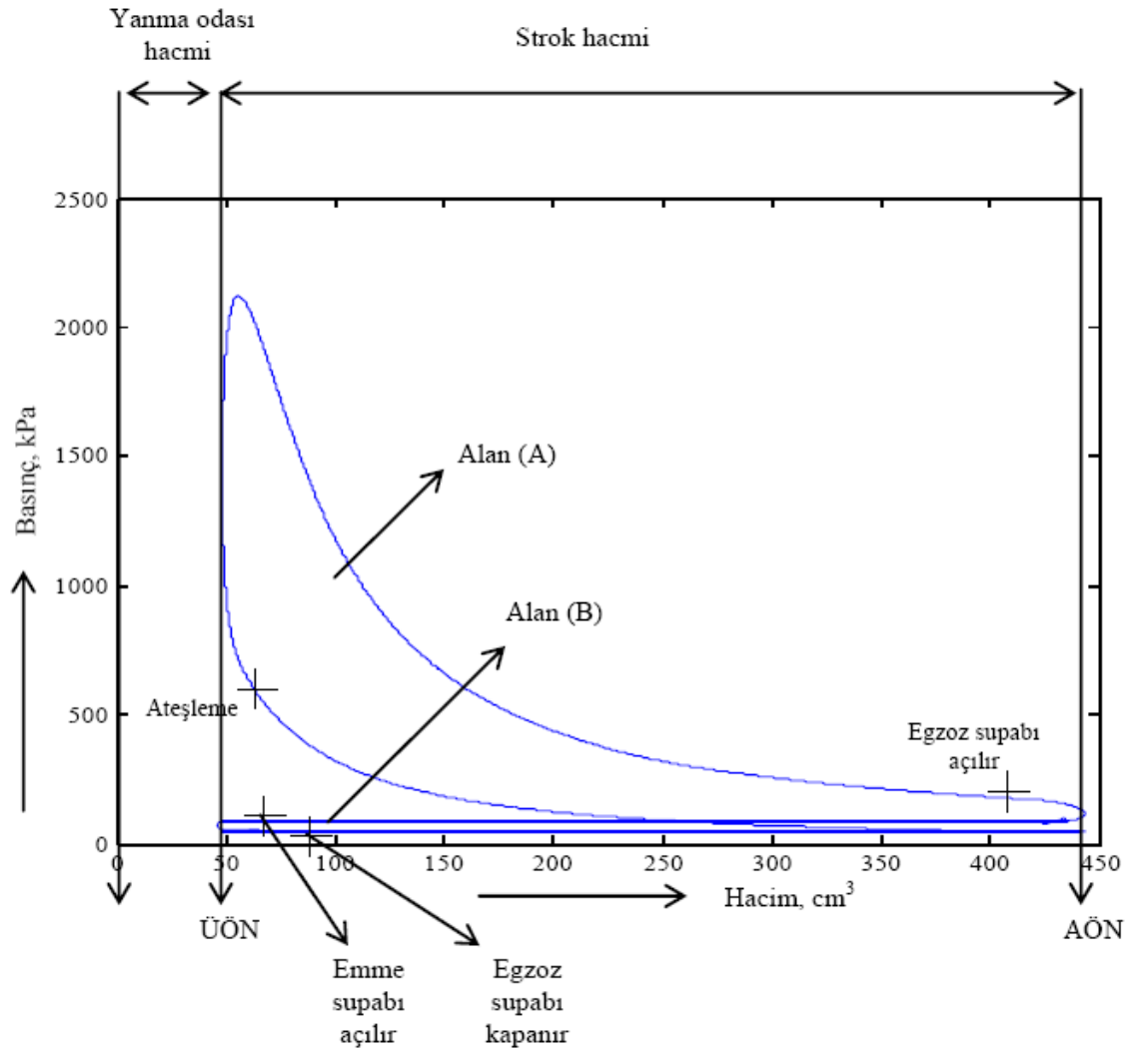
şeklinde verilebilir. Şekil 2.1'de (A) ile gösterilen alan, sıkıştırma ve yanma stroklarında üretilen işi göstermekte olup brüt iş olarak tanımlanmaktadır. (B) ile gösterilen alan ise emme ve egzoz stroklarında tüketilen işi göstermekte ve pompalama işi olarak tanımlanmaktadır. Bu durumda net iş

$$W_{net} = W_{brüt} + W_{pompa} \quad (5)$$

Pompalama işi negatif olacağı için (normal emişli motorlarda)

$$W_{net} = Alan(A) - Alan(B) \quad (6)$$

Hesaplamalar (A) alanına göre yapılacaktır. Yani indike iş hesaplanırken ateşleme zamanından egzoz supabı açılma zamanına kadar diferansiyel alınacaktır.



Şekil 2.1. Silindir içerisinde üretilen indike iş (P-V diyagramı)

2.1.2. İndike güç

Silindir başına bir çevrimde üretilen güçtür ve aşağıdaki şekilde hesaplanır,

$$P_i = W_i n \quad (7)$$

Burada, n devir sayısı, P_i indike güç'tür.

2.1.3. Ortalama efektif basınç

Motorun eşdeğer P_i gücünü verebilmesi için pistonu etkileyen sabit basınçtır ve Eşitlik (8) ile hesaplanır.

$$P_{mi} = \frac{W_i}{V_h} = \frac{P_i}{V_h n} \quad (8)$$

Burada V_h , bir silindirin strok hacmini göstermekte olup

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} x \quad (9)$$

ifadesi ile hesaplanır. Burada D çap, x stroktur.

2.1.4. Ortalama indike efektif basıncın varyans katsayısı ($COV_{P_{mi}}$)

Ortalama indike efektif basıncın varyans katsayısı ($COV_{P_{mi}}$), her çevrim için hesaplanan indike ortalama efektif basınç değerlerinin standart sapmasının ($\sigma_{P_{mi}}$), tüm çevrimler için hesaplanan indike ortalama efektif basınç değerinin ortalamasına (P_{mi}) oranı olarak tarif edilir ve Eşitlik (10) ile hesaplanabilir. Ayrıca dağılım ölçüsü olarak tanımlanan varyans değeri de yine bu eşitlikte verilmiştir. Buna benzer olarak maksimum silindir basınç değerlerinin varyans katsayısı ifadesi Eşitlik (10) ile ifade edilmiştir.

$$\begin{aligned}
COV_{P_{mi}} &= \frac{\sigma_{P_{mi}}}{P_{mi}} \times 100 & Varyans_{P_{mi}} &= (\sigma_{P_{mi}}^2) \\
COV_{P_{max}} &= \frac{\sigma_{P_{max}}}{P_{max}} \times 100 & Varyans_{P_{max}} &= (\sigma_{P_{max}}^2)
\end{aligned} \tag{10}$$

Burada, $\sigma_{P_{mi}}$ indike ortalama efektif basınç değerlerinin standart sapması, P_{mi} indike ortalama efektif basınç değeridir (Heywood 1988).

2.2. Dört Zamanlı Motorun Çalışma Prensibi

İçten yanmalı motorlarda hareket, silindir içerisindeki pistonun alt ölü nokta (AÖN) ile üst ölü nokta (ÜÖN) olarak adlandırılan iki konum arasında gidip gelmesiyle sağlanmaktadır. Alt ölü nokta pistonun silindir içerisinde krank mili eksenine göre inebileceği en alt noktadır. Üst ölü nokta ise pistonun silindir içerisinde krank mili eksenine göre çıkabileceği en üst noktadır.

Motorda periyodik olarak işin meydana gelmesi için emme supabının açılmasıyla taze dolgu alınıp pistonu hareket kazandırıldıktan sonra atık gazların egzoz supabından dışarı atılması gerekir. Emme ile egzoz arasında gerçekleşen dört işlemden dolayı bu motorlara dört zamanlı motorlar denilmektedir. Bu dört işlem sırasıyla emme, sıkıştırma, genişleme ve son olarak egzoz zamanlarıdır.

2.2.1. Emme zamanı

Pistonun üst ölü noktadan alt ölü noktaya giderken silindir içerisinde atmosfer basıncı altında bir basınç oluşmaktadır. Piston alt ölü noktaya giderken oluşan bu basınç sayesinde emme kanalından silindir içine doğru temiz hava-yakıt karışımı dolmaya başlamaktadır. Silindir içine daha çok hava-yakıt karışımının girebilmesi için emme supabının açılması üst ölü noktadan önce, kapanması ise alt ölü noktadan sonra olması gerekmektedir.

2.2.2. Sıkıştırma zamanı

Bu zamanda silindir içerisine alınan temiz hava yakıt karışımının pistonun alt ölü noktasından üst ölü noktasına hareketiyle sıkıştırma işlemi gerçekleşmektedir. Sıkıştırılan bu karışımın pistonun hareketiyle sıcaklık ve basıncı artmaktadır.

2.2.3. Yanma ve genişleme zamanı

Bu zamanda kimyasal enerji mekanik enerjiye dönüşmektedir. Emme manifoldundan içeri alınan temiz hava yakıt karışımı piston daha üst ölü noktaya gelmeden bir buji yardımıyla ateşlenmektedir. Bu erken gerçekleşen ateşleme olayı genellikle ateşleme avansı olarak bilinmektedir. Pistonun henüz üst ölü noktaya gelmeden ateşleme yapılmasının sebebi ise buji tırnakları arasında oluşan ilk kıvılcım esnasında hava yakıt karışımının tamamının yanmamasıdır.

2.2.4. Egzoz zamanı

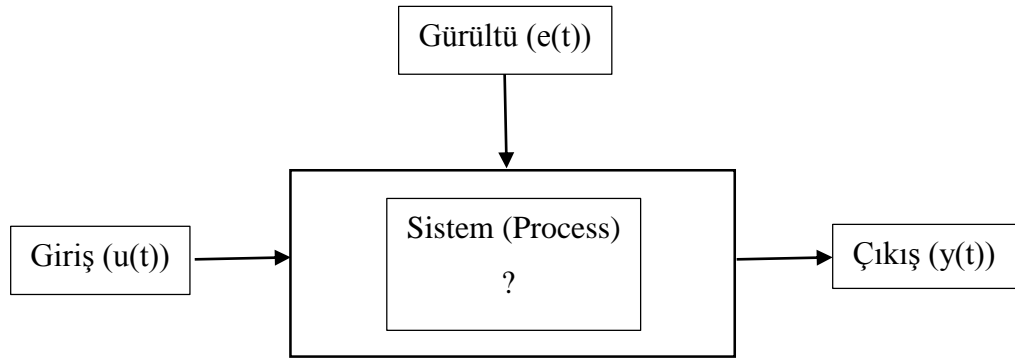
Son zaman olan egzoz zamanında ise yanmış gazların silindirden egzoz supabının açılmasıyla birlikte dışarı atılma işlemi gerçekleşmektedir. Bu olay pistonun alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru hareketi ile gerçekleşmektedir. Fakat burada egzoz supabının piston henüz alt ölü noktaya gelmeden önce açılması ve üst ölü noktadan biraz sonra kapanması gereklidir. Piston üst ölü noktaya gelirken egzoz supabı ile emme supabı belli bir süreliğine aynı anda beraber açık kalmaktadır. Zıt bir ilişki gibi gözükse de bu durum silindir içinde kalan artık gazların mümkün olduğunca süpürülmesi için yapılması gereklidir.

Sonuç olarak, içten yanmalı motorlarda yalnızca yanma ve genişleme zamanında faydalı iş elde edilebilmektedir. Diğer zamanlarda ise enerji yutulacaktır (Safgönül vd 2008).

2.3. Sistem Tanımlama Teknikleri

Bu bölümde ateşleme avansı ile çevrimin maksimum basıncı arasındaki ilişkiyi tanımlamak için kullanılan sistem tanımlama teknikleri tanıtılacaktır.

Sistem tanımlama, deneysel verilerden elde edilen farklı yapılarla modellerin tanımlanması ve model performansının karşılaştırılmasının yapıldığı özyinelemeli bir süreç olarak tanımlanmaktadır. Şekil 2.2'deki gibi verilen bir dinamik sistem, deneysel verilerden yararlanılarak modellenebilir. Sistemin fiziksel özelliklerini en iyi yansıtan matematiksel model bulunmaya çalışılır (Ljung 1999).



Şekil 2.2. t anında giriş $u(t)$, çıkış $y(t)$ ve gürültü $e(t)$ içeren bir dinamik sistem

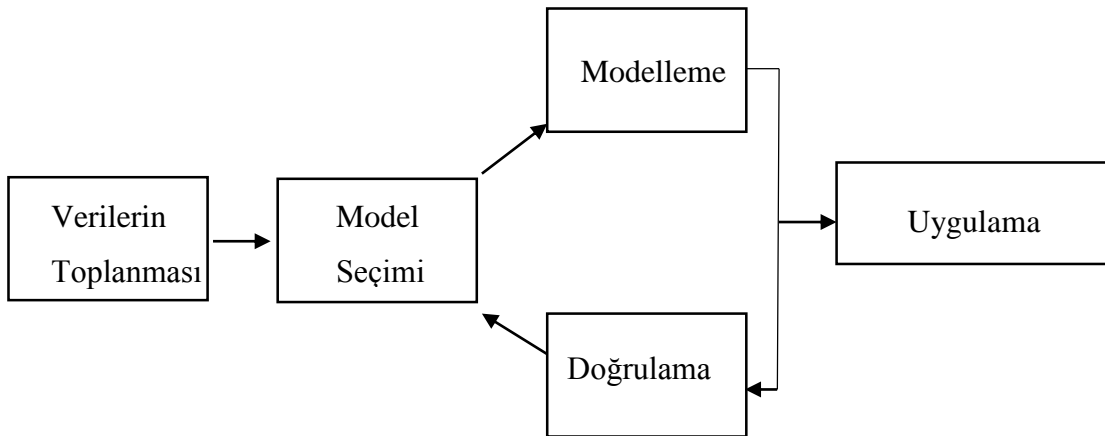
Sistem tanımlama, model tabanlı kontrolcü tasarım sürecinin ilk adımıdır. Öncelikle gerçek dünyadan bir sistem üzerinden veriler giriş ve çıkış ham verileri olarak alınır. Daha sonra alınan bu verilerin üzerinde eğilim veya ortalama değerinin çıkarılması (Remove linear trend or mean value) gibi ön işlemler gerçekleştirilir. Tüm bu işlemlerin sonunda sistemi matematiksel olarak tanımlayan model elde edilmektedir. Sistem modeline karar verildikten sonra kontrolcü uygulaması gerçekleştirilmektedir.

Model tabanlı tasarımda bir sistemin kontrol algoritmalarıyla denetlenebilmesi için öncelikle bu sistemi tanımlayan bir modele ihtiyaç duyulmaktadır (Moudgalya 2008). Eğer mühendislik alanında bir sistemin tanımlanmasından bahsediliyorsa termodinamik,

kütle enerji, kuvvet vb. fiziksel bağıntılar kullanılmasının yanı sıra istatistiksel modeller de kurularak sistemi tanımlayan matematiksel eşitlikler elde edilmektedir. Bu aşama, tanımlama veya modelleme olarak adlandırılmakta ve genellikle çok zaman alıcı olabilmektedir.

Yukarıda ifade edilen açıklamalara göre bir sistemin tanımlanmasında kullanılan birinci yöntem, sistem davranışının fiziksel yasalar (fizik kanunları, termodinamik, kütle enerji korunumu vb.) ile ideal bileşenler dikkate alınarak matematiksel model oluşturulması prensibine dayanmaktadır. Bu tür bir modellemede diferansiyel veya fark denklemleri kullanılarak sistem veya süreç tanımlanmaya çalışılır.

İkinci yöntem ise sistem tanımlama olarak adlandırılan deneysel yaklaşımla sistemin matematiksel modelinin elde edilmesidir. Bu yöntemde sistem üzerinde deneyler gerçekleştirilip sistem üzerinden alınan veriler ile model oluşturulmaya çalışılmaktadır. İki aşamadan oluşan bu sürecin ikinci kısmında ise verilerin ön işleme süreci ile verilerde bulunan eğilim veya ortalama değerinden temizlenme işlemi gerçekleştirilmektedir. Daha sonra temizlenen veriler kullanılarak elde edilen model çıktısı ile sistem üzerinden alınan veriler karşılaştırılarak model doğrulanmaktadır. Eğer modelin çıktısı ile sistem üzerinden alınan veriler uyuşmuyorsa yukarıda sözü geçen süreç tekrarlanmaktadır. Şekil 2.3'te bu sürece ait blok diyagram gösterilmektedir.



Şekil 2.3. Sistem tanımlama blok diyagramı

Birçok durumda süreçler (elektriksel, mekanik, kimyasal vb.) oldukça karmaşık olabilmektedir. Klasik fizik kanunları, kütle-enerji dengeleri gibi matematiksel formüllerin kullanılmasıyla elde edilen ifadeler, kullanılabilir bir modelin elde edilmesi için yeterli olmayabilmektedir. Bu gibi durumlarda sistem tanımlama yöntemleri uygulanarak elde edilen yüksek dereceli sistem modelleri, fizik yasaları kullanılarak bulunan modellere göre daha elverişli olmaktadır.

Sistem teorisinde, sistem tanımlaması, bir sistemin transfer fonksiyonunun yani sistemin girişinin çıkışına oranının matematiksel gösteriminin oluşturulması şeklinde ifade edilmektedir. Transfer fonksiyonunun oluşturulması için farklı türlerde olabilmektedir. Örneğin, ele alınan sistemin modeli zaman veya frekans bölgesinde incelenebilmektedir. Zaman bölgesinden frekans bölgesine geçiş ise Fourier dönüşümü ile gerçekleştirilmektedir.

Sistemin transfer fonksiyonunun fiziksel kanunlar ile tanımlanması “beyaz kutu” modellemesi adını almaktadır. Bu tip modelde sürecin bütün bilgisi ele alınmaktadır. Ancak bu her zaman mümkün olmamaktadır. Beyaz kutu modeller ile sistem tanımlama çok faydalı bir yaklaşım olmasına rağmen, sistem çok karmaşık tanımlanabilmekte ya da yeterince öncü bilgiye ihtiyaç duyulmaktadır. Bundan dolayı sistem üzerinden girdi ve çıktı verileri kullanılarak modelleme gerçekleştirilmektedir. Bu tür modeller ise “kara kutu” modelleri olarak adlandırılmaktadır. Kara kutu modelleri parametre sayısına bağlı olarak parametrik ve parametrik olmayan modeller olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Eğer modeldeki parametre sayısı sonlu ise parametrik modeller tercih edilmektedir. Çünkü böyle modellerle çalışmak çok daha kolay olmaktadır (Erdoğan vd 2005).

George Box ve Gwilym Jenkins tarafından geliştirilen, öngörü modellemesi olan otoregresif birleştirilmiş hareketli ortalamalar (Autoregressive Integrated Moving Average, ARIMA) modelleri durağan zaman serilerinin modellenmesinde yaygın olarak kullanılmaktadır (Box and Jenkins 1976). ARIMA modelleri ile doğru modelleme yapılacak olursa söz konusu seri için oldukça iyi öngörü modeli elde edilebilmektedir. Ancak ARIMA modellerinin kurulumunda dikkate alınmayan ve modelde yer alması durumunda daha iyi tahminin yapılabileceği seriyi etkileyen değişkenler söz konusu

olabilmektedir. Böyle değişkenlerin modelde yer alması modeli karmaşıklıştırmasına rağmen eğer uygun modelleme yapılırsa ARIMA modellerine göre daha iyi öngörüler yapılabilmektedir. Eğer zamana bağlı bir değişkeni etkileyen bir veya birden fazla böyle değişken varsa bu defa dışsal değişken kaynaklı otoregresif hareketli ortalamalar (Autoregressive Moving Average With Exogenous Input, ARMAX) söz konusu olmaktadır (şen ve zaydın 2010).

Geręek hayatta karşılaştığımız biręok sistem, doğrusal olmayan bir yapıya sahip olduğundan doğrusal modeller ile doğrusal olmayan sistemlerin dinamik davranışları analiz edildiğinde biręok hata yapılabilmektedir. Bundan dolayı kısmen bilinen dinamikler ile bir sistemin davranışını tahmin etmek için kullanılan ARMAX modeli ve diğer sistem tanımlama teknikleri ęok önemli olmaktadır. Ayrıca, bu modelleme teknikleri özellikle kontrol alanında, hata tahmininde ve benzetim alanlarında da kullanılmaktadır (Söderström and Stoica 1989).

Sistem tanımlama sürecinde ilk basamak matematiksel modelinin elde edileceği sistem üzerinden verilerin toplanmasıdır. Bu aşamada geğek bir sistem üzerine uyarıcı sinyaller gönderilerek yine bu sistemden alınan cevap sinyalleri kaydedilmektedir. Veri toplama aşamasında giriş ve ęıkıř verileri sisteme ait matematiksel modelin elde edilmesinde ve doğrulama işleminde kullanılmak üzere iki kısma bölünecektir. Veri toplama işlemi yapıldıktan sonra ham verinin üzerinde gürültü filtreleme, eğilim bileşenlerinin ve ortalamaların silinmesi gibi ön işleme süreci geręekleřir.

Sistem tanımlama tekniklerini kullanarak bir sistemin dinamik modelini elde etmek için sistemin geręek ęalıřma koşullarına benzer koşullar altında ęalıřtırılması gerekmektedir. Gz önünde bulundurulması gereken bu kriter özellikle doğrusal olmayan sistemlerin modellenmesinde önemli rol oynamaktadır. Bundan dolayı sistemi uyuracak sinyalin seçiminde dikkatli olunması gereklidir. Sistem cevabı sistemin doğası ile ilgili olduğundan bazı sistemler giriş sinyaline karşılık hızlı cevap verirken bazıları ise daha yavaş cevap vermektedirler. Bundan başka sistemlerden bazıları büyük zaman sabitine ve

gecikmelere sahip olmaktadır. Sistemi uyaracak sinyalin seçiminde bu faktörlerin göz önünde bulundurulması gerekmektedir.

Bu amaçla kullanılan uyarıcı sinyaller filtrelenmiş beyaz gürültü, rasgele ikili sinyal (Random Binary Signal), sahte rasgele ikili dizisi (Pseudo-Random Binary Sequence) sinyal sayılabilir. Bu sinyallerden rasgele ikili sinyaller doğrusal sistemlerin tanımlanmasında kullanılmaktadır. Çünkü doğrusal olmayan sistemlerde iki seviyeli sinyaller sistemin sadece çalışma aralığını belirlemede kullanılır. Bu gibi durumlarda ikiden fazla giriş seviyesine gerek duyulmaktadır.

Sistem tanımlama tekniklerinde diğer bir önemli husus da örnekleme oranının seçimidir. Çünkü sistemin kendi dinamiğinden yavaş seçilen bir örnekleme oranı sistem modelini oluşturma noktasında hassasiyeti bozacaktır. Bundan dolayı, literatürde sistem tanımlama tekniğinde sinyal örnekleme oranının modeli elde edilecek sistemin bant genişliğinin onda biri kadar olması gerekliliği vurgulanmıştır (Landau and Zito 2002).

Örnekleme oranı, uyarıcı sinyallerin seçimi ve veriler üzerinde yapılacak ön işleme süreçlerinden sonra modelin oluşturulma aşamasına geçilmektedir. Doğrusal zamanla değişmeyen sistemlerin modellerinin kestirilmesinde yaygın olarak parametrik ve parametrik olmayan kestirim yöntemleri kullanılmaktadır.

Bu yöntemlerden parametrik olmayan model kestirim yöntemi parametrik yöntemlere göre daha kolay ve etkili olmasına rağmen model parametrelerinin kestiriminde hassasiyeti daha düşüktür. Bu sebepten dolayı parametrik olmayan kestirim yöntemi sistem hakkında bilgi toplanması amacıyla kullanılmaktadır. Örnek olarak, parametrik olmayan kestirim yöntemiyle sistemin zaman gecikme oranı, parametrik model kestiriminde hangi modelin seçilmesi gerekliliği gibi bilgileri elde edilmektedir.

Parametrik model kestirim yaklaşımında ise sistem diferansiyel denklemlerle ve transfer fonksiyonuyla tanımlanmaktadır. Parametrik olmayan modellerle karşılaştırıldığında parametrik modeller sistemin dinamik yapısını kapalı formda ifade etmektedir.

Bu doktora tez çalışmasında kullanılan parametrik modellere geçmeden önce genel doğrusal sistem modeli tanıtılacaktır. Daha sonra ise sırasıyla literatürde sıklıkla kullanılan ARX, ARMAX, çıkış hata Modeli ve Box-Jenkins parametrik modelleri ve model parametrelerinin bulunması yöntemlerinden bahsedilecektir.

2.3.1. Genel doğrusal model yapısı

Genel olarak zamanla değişmeyen doğrusal sistemler aşağıdaki formda ifade edilmektedir.

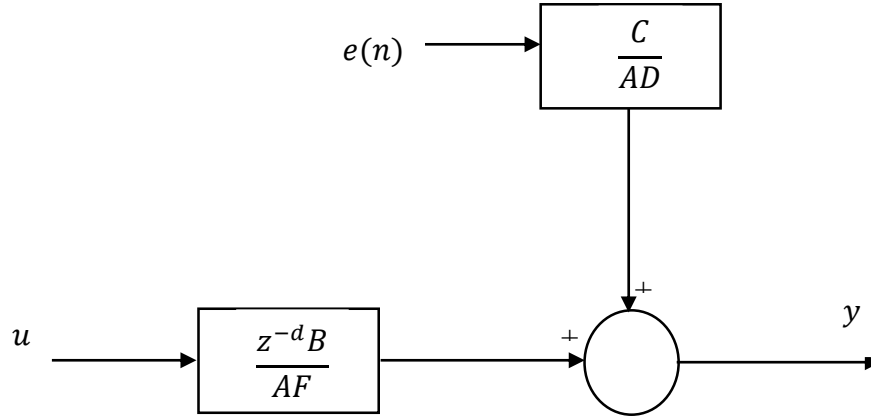
$$y(n) = \frac{B(z)}{A(z)F(z)}u(n) + \frac{C(z)}{A(z)D(z)}e(n) \quad (11)$$

Eşitlik (11) ile ifade edilen denklemde $u(n)$ ve $y(n)$ sırasıyla sistemin giriş ve çıkışını, $e(n)$ sıfır ortalamaya sahip beyaz gürültüyü, $\frac{B(z)}{A(z)F(z)}$ sistemin deterministik kısmının transfer fonksiyonu ve $\frac{C(z)}{A(z)D(z)}$ ise sistemin stokastik kısmının transfer fonksiyonunu göstermektedir.

Gerçek zamanlı bazı sistemlerde u ve y arasında n_k örnek sayısı kadar gecikme içerebilmektedir. Bu durumda Eşitlik (11), Eşitlik (12)'deki forma dönüşmektedir.

$$y(n) = z^{-d} \frac{B(z)}{A(z)F(z)}u(n) + \frac{C(z)}{A(z)D(z)}e(n) \quad (12)$$

Genel transfer fonksiyonu verilen denklemler Şekil 2.4'deki gibi blok diyagramı ile gösterilmektedir.



Şekil 2.4. Genel doğrusal modelin blok diyagramı

Eşitlik (11) ve (12)'deki denklemlerde yer alan A, B, C, D ve F polinomları Eşitlik (13)'deki gibi tanımlanmaktadır.

$$A(z) = 1 + a_1z^{-1} + a_2z^{-2} + a_3z^{-3} + \dots + a_{n_a}z^{-n_a}$$

$$B(z) = b_0 + b_1z^{-1} + b_2z^{-2} + b_3z^{-3} + \dots + b_{n_b}z^{-n_b}$$

$$C(z) = 1 + c_1z^{-1} + c_2z^{-2} + c_3z^{-3} + \dots + c_{n_c}z^{-n_c} \quad (13)$$

$$D(z) = 1 + d_1z^{-1} + d_2z^{-2} + d_3z^{-3} + \dots + d_{n_d}z^{-n_d}$$

$$F(z) = 1 + f_1z^{-1} + f_2z^{-2} + f_3z^{-3} + \dots + f_{n_f}z^{-n_f}$$

Burada n_a , n_b , n_c , n_d ve n_f polinomların derecelerini göstermektedir.

2.3.2. ARX model yapısı

Oto regresif modele geçmeden önce bu süreci tanımlamak gerekmektedir.

$$y(n) = -a_1 y(n-1) + e(n) = \frac{e(n)}{1+a_1 z^{-1}} \quad |a_1| < 1 \quad (14)$$

Eşitlik (14) ile oto regresif bir süreç tanımlanmaktadır. Bu sürecin genel formu ise aşağıdaki gibi ifade edilmektedir (Landau and Zito 2002).

$$A(z)y(n) = e(n) \quad (15)$$

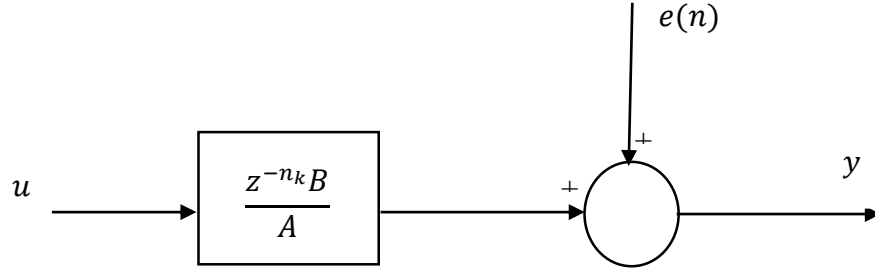
Bir oto regresif model genel doğrusal model içerisinde yer alan $C(q)$, $D(q)$ ve $F(q)$ polinomlarının bire eşit olması ile elde edilmektedir. Matematiksel olarak bir ARX modeli;

$$A(z)y(n) = z^{-d}B(z)u(n) + e(n) \quad (16)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

ARX modeli uyarıcı sinyalin kullanıldığı ve parametrelerinin bulunması açısından kolay olan bir modeldir ve özellikle model derecesi yüksek olduğunda tercih edilmektedir. Fakat bu modelin içerisinde sistem dinamiğinde bulunan bozucu etkiler yer almamaktadır. Ayrıca, dinamik bir sistemin deterministik kısmı (B/A) ile stokastik kısmı (C/A) aynı kutuplara sahip olacaktır. Olumsuz olarak değerlendirilebilecek olan bu durum iyi bir işaret gürültü oranına sahip olmak ile aşılabilecektir (Ljung 1999). Bununla birlikte model içerisinde yer alan $e(n)$ ifadesi ise sıfır ortalamalı beyaz gürültüyü göstermektedir.

Eşitlik (16) ile ifade edilen modelin blok diyagramı Şekil 2.5'teki gibi gösterilmektedir.



Şekil 2.5. ARX modelinin blok diyagramı

2.3.3. ARMAX model yapısı

ARMAX model yapısını tanımlamadan önce MA (Hareketli ortalama-Moving average) sürecini tanımlamak gerekmektedir.

$$y(n) = e(n) + c_1 e(n-1) = (1 + c_1 z^{-1}) \quad (17)$$

Eşitlik (17)'den hareketle, ARMA süreci tanımlanırsa;

$$y(n) = -\sum_{i=1}^{na} a_i y(n-i) + \sum_{i=1}^{nc} c_i e(n-i) + e(n) \quad (18)$$

ifadesi elde edilmektedir. ARMA süreci genel formda ifade edildiğinde ise;

$$A(z)y(n) = C(z)e(n) \quad (19)$$

eşitliğine ulaşılmaktadır.

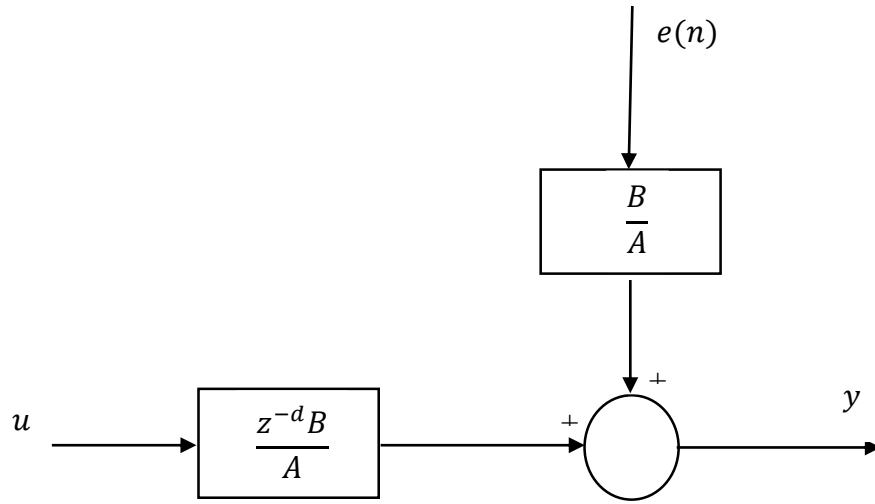
ARMA sürecinin matematiksel formda ifade edilmesiyle dışsal etkili ARMA süreci ise genel formda $D(z)$ ve $F(z)$ polinomlarının bire eşitlenmesiyle yeniden düzenlenirse;

$$A(z)y(n) = z^{-d}B(z)u(n) + C(z)e(n) = B(z)u(n-d) + C(z)e(n) \quad (20)$$

eşitliği elde edilecektir.

ARX modelinden farklı olarak ARMAX modelinde sistemi tanımlayan stokastik ve deterministik parçalar ayrı ayrı tanımlanmıştır. Bundan dolayı sistem girişindeki bozucu etkilerin baskın olduğu sistemler modellenirken ARMAX modellerinin kullanılması daha avantajlı olmaktadır (Ljung 1999).

Eşitlik (20) ile ifade edilen modelin blok diyagramı ise Şekil 2.6'da gösterilmektedir.



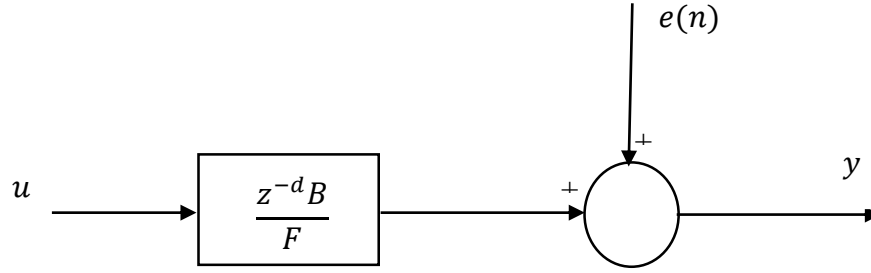
Şekil 2.6. ARMAX modelinin blok diyagramı

2.3.4. Çıkış hata modeli (Output-Error) yapısı

Çıkış hata modeli elde edilirken $A(z)$, $C(z)$ ve $D(z)$ polinomları bire eşitlenmektedir. Bu sayede elde edilen denklem Eşitlik (21)'deki gibi olmaktadır.

$$y(n) = z^{-d} \frac{B(z)}{F(z)} u(n) + e(n) \quad (21)$$

Çıkış hata modelinde ARX ve ARMAX modellerinde olduğu gibi bozucu etkilerin modellenmesi için hiçbir parametre kullanılmamaktadır. Eşitlik (21) ile ifade edilen sistemin blok diyagramı ise Şekil 2.7 ile gösterilmektedir.



Şekil 2.7. Çıkış hata modelinin blok diyagramı

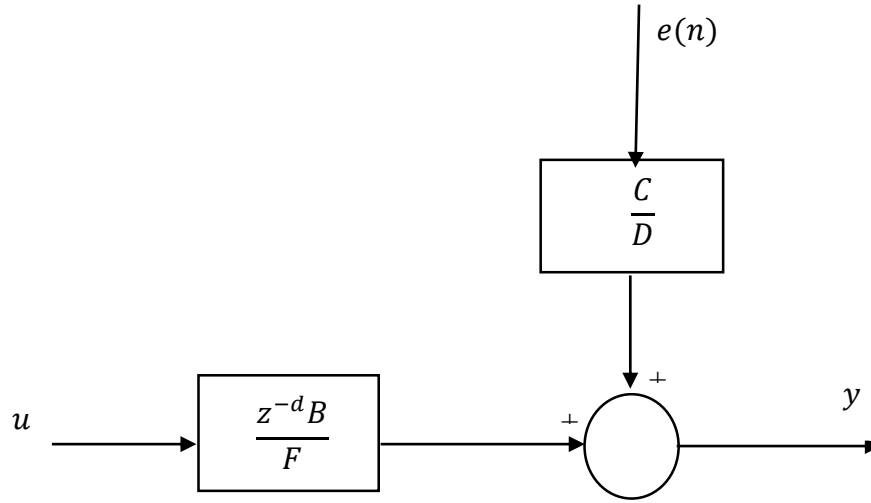
2.3.5. Box-Jenkins model yapısı

Box-Jenkins modelinde ise sistemin tam bir modeli elde edilmektedir. Bu yöntemle süreçte ölçüm gecikmeleri varsa oldukça yararlı olabilmektedir (Ljung 1999).

Box-Jenkins modeli $A(z)$ polinomunun bire eşitlenmesi sonucu Eşitlik (22)'deki gibi tanımlanmaktadır.

$$y(n) = z^{-d} \frac{B(z)}{F(z)} u(n) + \frac{C(z)}{D(z)} e(n) \quad (22)$$

Ayrıca bu modele ait blok diyagram Şekil 2.8'deki gibi gösterilmektedir.



Şekil 2.8. Box-Jenkins modelinin blok diyagramı

2.3.6. En küçük kareler yöntemi

Eşitlik 16 ile tanımlanan ARX modeli matris formunda yazılacak olursa regresyon vektörü (φ) ve parametre vektörü (θ) sırasıyla Eşitlik (23) ve (24)'deki şekilde tanımlanır.

$$\varphi(n)^T = [-y(n-1) \dots -y(n-n_a)u(n-1) \dots u(n-n_b)] \quad (23)$$

$$\theta(n)^T = [a_1 \dots a_{n_a} b_1 \dots b_{n_b} c_1 \dots a_{n_c}] \quad (24)$$

Çıkış verilerinin tahmininde regresyon ve parametre vektörü Eşitlik (25) ile ifade edildiği gibi kullanılmaktadır.

$$\hat{y}(n|\theta) = \varphi^T(n)\theta + e(n) \quad (25)$$

ARX model kestiriminde en küçük kareler çözümü olarak;

$$\hat{\theta}_N^{LS} = [\sum_{t=1}^N \varphi(n)\varphi^T(n)]^{-1} \sum_{t=1}^N \varphi(n)y(n) \quad (26)$$

Eşitlik (26)'da N ölçüm sayısını göstermektedir. $e(n) = 0$ alındığında tahmin edilen çıkış değişkeni Eşitlik (27) ile ifade edilmektedir.

$$\hat{y}(n|\theta) = \varphi^T(n)\theta \quad (27)$$

Sistemde ölçülen çıkış değeri ile modelden elde edilen çıkış değerinin farkı tahmin hatası olarak tanımlanır ve $\varepsilon(n)$ ile gösterilmektedir. Tahmin hatası Eşitlik (28)'de verilmiştir.

$$\varepsilon(n) = y(n) - \hat{y}(n) = y(n) - \varphi^T(n)\hat{\theta} \quad (28)$$

N tane ölçüm için Eşitlik (28)'in düzenlenir ve $\varepsilon(n)$ matris formunda ifade edilmesinin ardından bilinmeyen parametre olan θ 'nın en küçük kareler kullanılarak hesaplanabilmesi için Eşitlik (29) ile verilen maliyet fonksiyonunun minimum yapılması gerekmektedir.

$$\begin{aligned} \varepsilon(n) &= [\varepsilon(1) \ \varepsilon(2) \ \dots \ \varepsilon(N)]^T \\ \varepsilon(n) &= Y - \varphi\hat{\theta} \\ S &= (Y - \varphi\hat{\theta})^T (Y - \varphi\hat{\theta}) \end{aligned} \quad (29)$$

Bu fonksiyonu minimum yapan değer bulunması için türevi alınıp sıfıra eşitlenmesi gerekmektedir.

$$\frac{\partial S}{\partial \hat{\theta}} = -2\varphi^T Y + 2\varphi^T \varphi \hat{\theta} = 0 \quad (30)$$

Eşitlik (30)'un kullanılmasıyla bilinmeyen parametre vektörü $\hat{\theta}$ Eşitlik (31)'deki gibi bulunur.

$$\hat{\theta} = (\varphi^T \varphi)^{-1} \varphi^T Y \quad (31)$$

Yukarıda ifade edilen en küçük kareler yöntemi kullanılarak modele ait parametre kestirim işlemi gerçekleştirilmiştir. Bunun yanı sıra analitik çözümün dışında Newton-Gauss metodu kullanılarak özellikle ARMAX modelinin parametreleri kestirilebilmektedir (Ljung and Glad 1994).

Model parametreleri belirlenirken dikkat edilmesi gereken bir diğer husus da modelin derecesini mümkün olduğu kadar düşük mertebeden seçilmesidir. Modelin derecesi arttıkça belki model çıktısı ile gerçek veriler karşılaştırıldığında daha iyi bir örtüşme sağlanabilecektir. Fakat cimrilik prensibi gereğince modelin derecesi düşük seçilmelidir. Çünkü model mertebesinin artması ezber riskini de beraberinde getirecektir.

Sistem tanımlama tekniklerinde modeli oluşturulacak sistemin model mertebesinin seçiminde Akaike bilgi, minimum veri uzunluk kriteri gibi çeşitli ölçütler kullanılabildiği gibi bazı sistemlerde model mertebesinin seçimi, sistem özelliklerinin göz önünde bulundurulması ile bu kriterler kullanılmadan da yapılabilmektedir (Ljung 1999).

2.3.7. Akaike bilgi kriteri

Akaike bilgi kriterinde Eşitlik (32) kullanılarak optimal model seçimi yapılabilmektedir.

$$AIC = N \log \left(V_n(\hat{\theta}) \right) + 2p \quad (32)$$

Eşitlik (32)'de bulunan N veri sayısını, V_n tahmin hatası ile ilişkili bir parametreyi, p ise modeldeki parametrelerin sayısını tanımlamaktadır. Buna göre en düşük Akaike değerine sahip olan model seçilmelidir.

2.3.8. Minimum veri uzunluk kriteri

Minimum veri uzunluk kriteri ise Eşitlik (33) ile tanımlanmaktadır.

$$MDL = V_n + \frac{p \log(N)}{N} \quad (33)$$

2.3.9. Model doğrulama yöntemleri

Model kestiriminin ve mertebesinin seçiminden sonra karar verilen model ile ikiye bölünen deneysel verilen ikinci kısmıyla veya sistem üzerinden alınan diğer veriler ile model çıktısının karşılaştırılması gerekir. Öncelikle sistem üzerinden alınan veriler ile elde edilen modelin uyumlu olması gerekmektedir. Eğer model çıktısı ile gerçek veriler uyumlu görülüyorsa yukarıda ifade edilen tüm işlemler tekrarlanmalıdır. Bu sebepten dolayı sistem tanımlama zaman alıcı bir süreç olmaktadır.

Doğrulama aşamasında en iyi yöntem modelin gerçek sistem üzerinde uygulanmasıdır. Eğer model sistem üzerinde beklendiği gibi çalışıyorsa model kestiriminin başarılı olduğu söylenebilir.

Elde edilen model ile sistemin t anında iken geçmiş giriş ve çıkış verilerini kullanarak gelecekte alması ($t+k$) zamanında alması gereken değerin tahmin edilmesi önemlidir. Bu bilgi bazı kontrol uygulamalarında denetleyicinin performansını artırmak için fayda sağlamaktadır. Buradan hareketle, modeli oluşturulan sistem üzerinden ölçülen veriler ile tahmin edilen veriler arasındaki tahmin hatasının küçük olması modelin kabul edilebilir olması anlamına gelmektedir.

Sistem tanımlama tekniklerinde bir diğer doğrulama yöntemi olarak da artık analizi sayılmaktadır. Doğası gereği model kestirimi ile sistemden alınan gerçek cevap arasında farklılıklar olacaktır. Bu farklılıklar tahmin hatası veya artık şeklinde adlandırılmaktadır. Bu fark Eşitlik (34)'de matematiksel olarak tanımlanmıştır.

$$e(n) = y(n) - \hat{y}(n) \quad (33)$$

Burada, $y(n)$ ölçülen sistem çıkışı, $\hat{y}(n)$ ise bir adım sonrası tahmin modelinden elde edilen model çıktısını ve $e(n)$ ise bu iki değer arasındaki hatayı göstermektedir. Eğer model gerçek sistemin dinamik yapısını tam olarak karşılıyorsa tahmin hatası sıfır ortalamalı beyaz gürültü şeklinde olacaktır. Beyaz gürültünün analizi için oto korelasyon analiz kullanılarak test edilmektedir. Ayrıca, çapraz korelasyon analiz ile de artıkların giriş sinyalinin bağımsız olma testi yapılmaktadır.

Matematiksel olarak, oto korelasyon testi Eşitlik (33) ile tanımlanmaktadır.

$$R_e^N(\tau) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N e(n)e(n + \tau) \quad (33)$$

Yukarıda tanımlanan eşitlik kullanılarak τ sıfıra doğru gittikçe oto korelasyon fonksiyonu sıfıra girmelidir. Modelin oto korelasyonu grafiksel olarak gösterildiğinde ise gerçek zamanda bu fonksiyonun tamamen sıfır olması beklenmemektedir. Fakat burada oto korelasyon fonksiyonunun güven aralığı içerisinde olması gerekmektedir. Bu aralık içerisinde bulunan küçük salınımlar ihmal edilebilecektir.

Çapraz korelasyon testi ise giriş verisinin artıklar ile bağımsızlığını analiz etmek için kullanılmakta ve matematiksel olarak Eşitlik (34) ile ifade edilmektedir.

$$R_u^N(\tau) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N e(n)u(n + \tau) \quad (34)$$

Eşitlik (34)'ten görüldüğü gibi τ değeri sıfıra doğru yaklaştıkça giriş verileri ile artıklar bağımsız değişkenler olmalıdır.

Diğer taraftan bir başka test ise modelin kutup-sıfır diyagramının çizilmesidir. Sinyal işleme ve kontrol teorisinde sisteme ait transfer fonksiyonunun kutup sıfır diyagramında grafiksel biçimde gösterilmesi sistem hakkında bazı bilgilerin elde edilmesinde fayda sağlamaktadır. Örneğin; kutup-sıfır diyagramından sistemin karalılığı, güven aralığı, sistemin minimum faza sahip bir sistem olup olmadığı görülebilmektedir.

2.4. Denetleyici Tasarımı

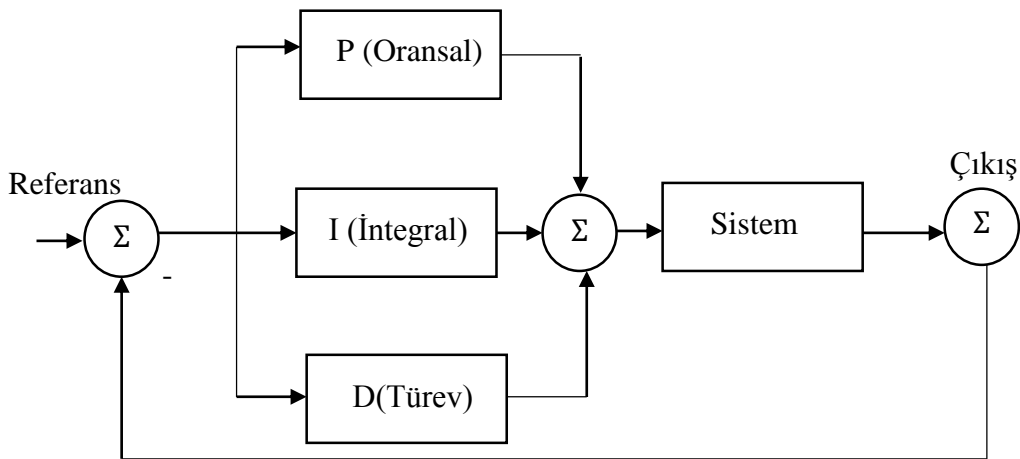
Model tabanlı denetim sistemi, bir düzeneğin veya sürecin modellenmesi, analizi ve sözü geçen sisteme istenilen durumları sağlayabilmek için kontrol adımlarından oluşmaktadır.

Bu bölümde öncelikle endüstriyel uygulamalarda sıklıkla tercih edilen PID (Oransal integral türev) kontrolcüler, daha sonra ise yine bu çalışmada kullanılan çıkış işaretindeki dalgalanmaları azaltması üzere tasarlanan minimum varyans ve genelleştirilmiş minimum varyans kontrolcüler tanıtılacaktır.

2.4.1 PID (Oransal İntegral Türev) Denetleyiciler

Endüstriyel kontrol sistemlerinde en çok tercih edilen denetleyiciler arasında P, PI ve PID denetleyicileri sayılabilir. Bu denetleyici yapılarında ayarlanacak olan değişkenlerin sayısının az olmasından dolayı sıklıkla uygulamalarda kullanılmaktadır. Yapısal basitlikleri PI ve PID denetleyicilerin en önemli avantajlardır (Efe 2012).

PID kontrolcünün içinde bulunduğu geri beslemeli bir kontrol sisteminin blok diyagramı Şekil 2.9'da gösterilmektedir.



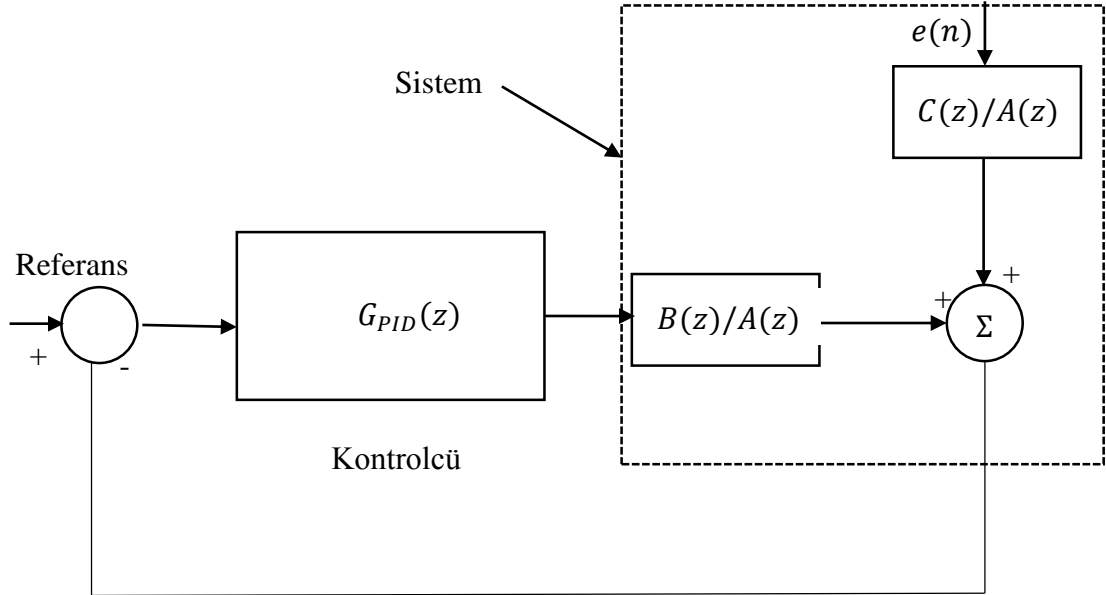
Şekil 2.9. PID kontrolcü geri beslemeli bir kontrol sistemi

Zaman bölgesinde incelenen PID kontrolcüsünün giriş-çıkış ilişkisi Eşitlik (35) ile tanımlanmaktadır.

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (35)$$

Eşitlik (35)'de K_p , K_i ve K_d sırasıyla oransal, integral ve türev katsayılarını göstermektedir (Nise 2011).

Gelişen bilgisayar teknolojisi ile birlikte kontrol sistemleri artık dijital teknolojiyi kullanan cihazlar ile gerçekleştirilmektedir. Dijital kontrol uygulamaları yapabilmek için sisteme ve kontrolcüye ait transfer fonksiyonun ayrık zamanda ifade edilmesi gerekmektedir. Ayrık zamanda ifade edilmiş örnek bir ARMAX modeli ve ayrık zamanlı PID kontrolcü geri beslemeli blok diyagramı Şekil 2.10'da gösterilmektedir.



Şekil 2.10. Ayrık zamanlı bir geri beslemeli PID kontrol sistemi

Şekil 2.10'da blok diyagramı gösterilen kontrol sisteminde ayrık zamanlı PID kontrolcüsünün matematiksel ifadesinin elde edilebilmesi için integral ve türev

ifadelerinin ayrıklaştırılması gerekmektedir. Eşitlik (36)'da ayrık zamanlı türev ve integral ifadeleri ile PID denetleyiciye ait transfer fonksiyonu verilmiştir.

$$\text{Ayrık zaman türev ifadesi; } y(n) \approx \frac{u(n)-u(n-1)}{T_s}$$

$$\text{Ayrık zaman integral ifadesi; } \int_0^{nT_s} y(t)d(t) = y(n) \approx y(n-1) + \frac{u(n)+u(n-1)}{2}T_s$$

Türev ve integral ifadelerinin z dönüşümleri yapılarak transfer fonksiyonları elde edilmektedir.

$$Y(z) \approx \frac{U(z) - z^{-1}U(z)}{T_s} \qquad \frac{Y(z)}{U(z)} = \frac{z-1}{zT_s}$$

$$Y(z)(1 - z^{-1}) = \frac{T_s}{2}U(z)(1 + z^{-1}) \qquad \frac{Y(z)}{U(z)} = \frac{T_s}{2} \frac{z+1}{z-1}$$

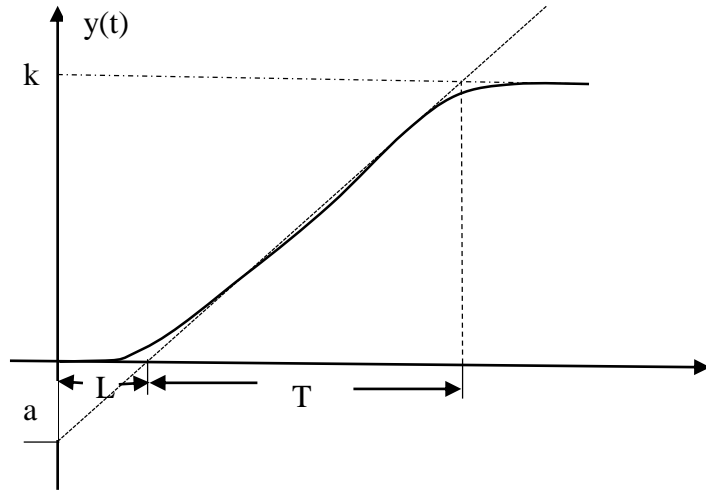
$$G_{PID}(z) = K_p + K_i \frac{T_s}{2} \frac{z+1}{z-1} + K_d \frac{z-1}{zT_s} \qquad (36)$$

Eşitlik (36) ile verilen transfer fonksiyonunda T_s ise örnekleme periyodunu göstermektedir (Landau and Zito 2002).

PID kontrolcülerinin uygulamalarda kullanılmasının en önemli dezavantajı kontrolcüde bulunan oransal, integral ve türev katsayı parametrelerinin en uygun bir şekilde ayarlanmasıdır. Bu amaçla, literatürde çok çeşitli yöntemler geliştirilmiş olmasına rağmen 1942'de Ziegler ve Nichols tarafından deneysel olarak gerçekleştirilen parametre ayarlama yöntemi en çok tercih edilen yöntemlerden biridir.

Geliştirmiş oldukları yöntemde Ziegler ve Nichols, deneysel olarak sisteme ait birim basamak veya frekans cevabı üzerinden kontrolcü parametrelerine formüller oluşturmuşlardır.

Ziegler Nichols parametre katsayısı ayarlanma yöntemi iki şekilde uygulanmaktadır. İlki, örnek olarak birinci mertebeden bir sisteme ait açık çevrim birim basamak cevabı kullanılarak kontrolcünün katsayı parametrelerinin ayarlanmasıdır. Bu yöntemde eğer birinci mertebeden bir sistem tanımlanamıyorsa deneysel olarak incelenen sistemin birim basamak cevabı elde edilebilmektedir. Örnek olarak birinci mertebeden bir sisteme ait birim basamak cevabı Şekil 2.11’de gösterilebilir.



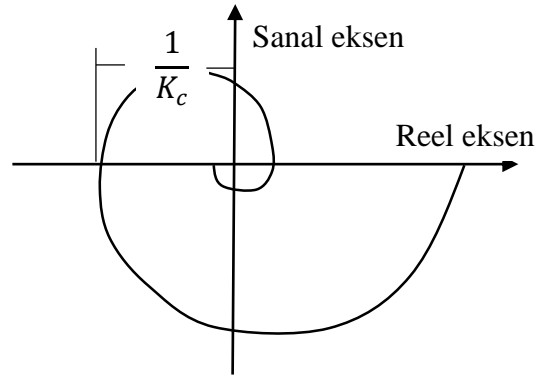
Şekil 2.11. Birinci mertebeden bir sisteme ait birim basamak cevabı

Şekil 2.11’de gösterilen sistemin birim basamak cevabına ilişkin değişkenler k , L ve T ’dir. Burada $a = kL/T$ ile ifade edilmektedir. Bunlar L gecikme zamanı ve zaman sabiti T ’dir. Bu değişkenlere ait Ziegler-Nichols parametre ayarlama formülleri Çizelge 2.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 2.1. Birim basamak cevabı Ziegler-Nichols parametre formülleri

KONTROLCÜ TİPİ	K_p	T_i	T_d
P	1/a		
PI	0.9/a	3L	
PID	1.2/a	2L	L/2

Diğer bir parametre ayarlama yönteminde ise sisteme ait frekans cevabı üzerinden parametre ayarlama gerçekleştirilmektedir. Buna göre, Şekil 2.12’de birinci veya ikinci mertebeden bir sisteme ait frekans cevabını gösteren Nyquist çizimi gösterilmiştir.

**Şekil 2.12.** Bir sistemin Nyquist diyagramı

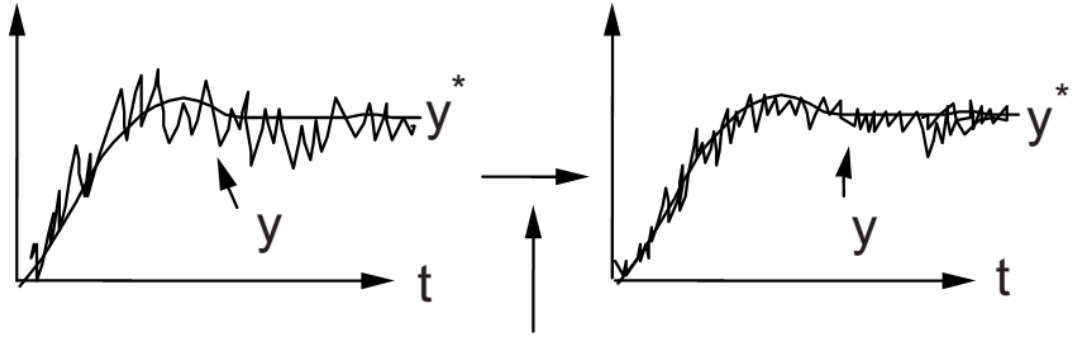
İkinci yöntemde ise deneysel olarak elde edilen sisteme ait Nyquist diyagramı üzerindeki değişkenler kullanılarak Ziegler-Nichols kontrolcü parametreleri ayarlama işlemi gerçekleştirilmektedir. Bu amaçla Şekil 2.12’de gösterildiği gibi Nyquist diyagramından elde edilen sistemi osilasyona götürecek olan kazanç değeri K_c ve kesim frekansı ω_c belirlenir. $T_c = \frac{2\pi}{\omega_c}$ olduğu varsayılırsa kontrolcü parametrelerine ait Ziegler-Nichols formülleri Çizelge 2.2’deki gibi hesaplanabilmektedir (Chen and Atherton 2007).

Çizelge 2.2. Frekans cevabı Ziegler-nichols parametre formülleri

KONTROLCÜ TİPİ	K_p	T_i	T_d
P	$0.5K_c$		
PI	$0.4K_c$	$0.8T_c$	
PID	$0.6K_c$	$0.5T_c$	$0.12T_c$

2.4.2. Minimum varyans denetleyici yapısı

Temel olarak, minimum varyans denetleyiciler, geri beslemeli sistemlerinde kontrol edilen değişkenin bir referans etrafındaki salınımlarının minimize edilmesi esasına dayanmaktadır. Bu kontrol yaklaşımı kontrol edilmek istenen değişkenin sisteme giriş olarak verilen bir referans etrafındaki dalgalanmalarını azaltmaya çalışmaktadır. Şekil 2.13'te minimum varyans kontrolcüsünün bir sistem üzerindeki etkisi gösterilmektedir.

**Şekil 2.13.** Minimum varyans denetleyicisinin etkisi (Landau and Zito 2002)

Minimum Varyans Tekniği (MV) Aström ve Wittenmark tarafından 1970'de Eşitlik (37) ile verilen maliyet fonksiyonunu minimize etmek amacıyla geliştirilmiştir (Astrom 1970).

$$J(u(n)) = E\{[y(n+d) - \hat{r}(n)]^2\} \approx \frac{1}{N} \sum_{t=1}^N [[y(n+d) - r(n)]^2] \quad (37)$$

Burada d sistemin zaman gecikmesini göstermektedir. Örneğin Eşitlik (38)'de verilen bir sistem modeli göz önüne alınsın.

$$A(z)y(n) = z^{-d}B(z)u(n) + C(z)e(n) \quad (38)$$

Eşitlik (38) ile ifade bir sisteme ait denklemde $e(n)$ sıfır ortalamalı ve varyansı σ_e^2 olan beyaz gürültüyü göstermektedir. Burada, A, B ve C polinomları Eşitlik (39)'daki gibi tanımlanmaktadır.

$$A(z) = 1 + a_1z^{-1} + a_2z^{-2}$$

$$B(z) = b_0 + b_1z^{-1} \quad (39)$$

$$C(z) = 1$$

Eşitlik (38) ile ifade edilen sistem yeniden düzenlenirse;

$$y(n) = -a_1y(n-1) - a_2y(n-2) + b_0u(n-1) + b_1u(n-2) - r(n) + e(n) \quad (40)$$

Bu ifadede $y(n)$ sisteme ait önceki giriş çıkış verilerinin ve referans işaretinin toplamına eşit olduğu görülmektedir. Burada amaç sistemin o anki giriş verisi olan $u(n)$ 'yi kullanarak bir adım sonraki çıkışı öngörmek olduğundan giriş ve çıkış değerleri birer adım kaydırıldığında ($d=1$) Eşitlik (41) elde edilecektir.

$$\begin{aligned} y(n+1) \\ = -a_1y(n) - a_2y(n-1) + b_0u(n) + b_1u(n-1) - r(n+1) + e(n+1) \end{aligned} \quad (41)$$

Bu ifade d adım sonraki tahmin modeli olarak adlandırılmaktadır. Genel olarak J fonksiyonunun minimum değerinin elde edilebilmesi için Eşitlik (37) ile gösterilen ifadenin $u(n)$ 'ye göre diferansiyelinin alınıp sıfıra eşitlenmesi ile bulunmaktadır.

Diferansiyel alma işleminin gerçekleşebilmesi için Eşitlik (41) ile ifade edilen denklemde $y(n+1)$ 'in bilinmemesinden ve rasgele gürültünün gelecekte alacağı değerin öngörülememesinden dolayı $y(n+1)$ Eşitlik (42)'deki gibi iki parçaya ayrılarak çözümlenir.

$$y(n+1) = \hat{y}(n+1|n) + e(n+1) \quad (42)$$

Burada $\hat{y}(n+1|n), y(n+1)$ 'in n zamanında mevcut bilginin kullanılması ile tahmin değerini göstermektedir. Eşitlik (42) ile elde edilen ifadenin Eşitlik (37)'de yerine konulur.

$$\begin{aligned} J &= E\{[y(n+1) - r(n)]^2\} = E\{[\hat{y}(n+1|n) + e(n+1) - r(n)]^2\} = \\ &= E\{[\hat{y}(n+1|n)]^2\} - 2E\{[\hat{y}(n+1|n)r(n)]\} + E\{[r(n)]^2\} + \\ &= E\{[e(n+1)]^2\} - 2E\{[e(n+1)r(n)]\} + 2E\{[\hat{y}(n+1|n)e(n+1)]\} \end{aligned} \quad (43)$$

Eşitlik (43) ile ifade edilen denklemde $e(n+1)$ gürültü terimi $r(n)$ ve $\hat{y}(n+1|n)$ ifadelerinden bağımsız olduğundan eşitliğin son iki terimi ihmal edilebilir.

Bu aşamadan sonra Eşitlik (43)'de türev alınacağından $u(n)$ terimini içermeyen ifadeler ihmal edilirse Eşitlik (44)'de yer alan \hat{J} fonksiyonu elde edilmektedir.

$$\begin{aligned} J &= E\{[y(n+1) - r(n)]^2\} \\ &= E\{[\hat{y}(n+1|n) + e(n+1) - r(n)]^2\} = E\{[\hat{y}(n+1|n)]^2\} + \sigma_e^2 + \sigma_r^2 \\ &= (-a_1y(n) - a_2y(n-1) + b_0u(n) + b_1u(n-1) - r(n))^2 + \sigma_e^2 + \sigma_r^2 \\ \hat{J} &= 2b_0u(n)(-a_1y(n) - a_2y(n-1) + bu(n-1) - r(n)) + b_0^2u^2(n) \end{aligned} \quad (44)$$

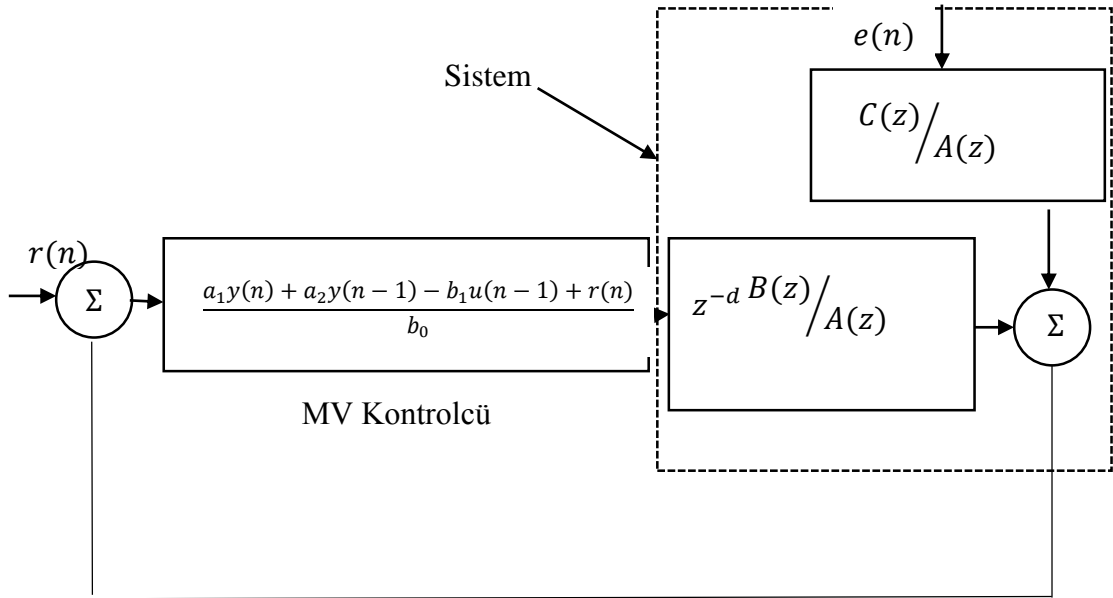
Eşitlik (44) ile ifade edilen denklemde maliyet fonksiyonun en küçük değerinin elde edilebilmesi için $u(n)$ 'nin türevinin alınması Eşitlik (45)'de gerçekleştirilmiştir.

$$\frac{\partial f}{\partial u(n)} = 2b_0(-a_1y(n) - a_2y(n-1) + bu(n-1) - r(n)) + 2b_0^2u(n) = 0 \quad (45)$$

Böylece minimum varyans kontrolcüsüne ait transfer fonksiyonu Eşitlik (46)'daki gibi elde edilecektir.

$$u(n) = \frac{a_1y(n) + a_2y(n-1) - b_1u(n-1) + r(n)}{b_0} \quad (46)$$

Minimum varyans kontrolcüsüne ait blok diyagram Şekil 2.14 ile gösterilmektedir.



Şekil 2.14. Minimum varyans kontrolcü içeren geri beslemeli kontrol sistemi

2.4.3. Genelleştirilmiş minimum varyans denetleyici yapısı

Uygulamalarda minimum varyans denetleyici tekniğinde bazı problemlerle karşılaşmaktadır. Bunlar arasında çevrim içi parametre ayarlamadaki problemler, minimum olmayan faza sahip sistemlerinin denetiminde zayıflık ve zaman gecikmesi, bilinmeyen veya değişken sistemlerde iyi kontrolcü gerçekleştirilememesi gibi problemler sıralanabilir. Özellikle, $B(z)$ polinomunun birden büyük köke sahip olması minimum

varyans denetleyicisinin sistemi kararsızlığa götürmesine sebep olmaktadır. Genelleştirilmiş minimum varyans denetleyicilerin uygulandığı çalışmalarda daha iyi sonuçlar elde edilmiştir (Doi and Mori 2002; Asami and Mori 2004; Donoghue *et al.* 2008).

Yukarıda sıralanan bu nedenlerden dolayı minimum varyans denetleyiciler üzerinde bazı ek işlemler gerçekleştirilerek genelleştirilmiş minimum varyans (GMV) tekniği ortaya konmuştur. Genelleştirilmiş minimum varyans kontrolcü de Eşitlik (47) ve (48) ile tanımlanan sahte çıkış $\varphi(n+d)$ 'nin maliyet fonksiyonunun minimum yapılması amaçlanmaktadır.

$$\varphi(n+d) = Py(n+d) + Qu(n) - Rr(n) \quad (47)$$

$$J = E\{\varphi(n+d)^2\} \quad (48)$$

Minimum varyans denetleyicisine benzer olarak genelleştirilmiş minimum varyans denetleyicisinde örnek olarak Eşitlik (38) ile ifade edilen sistem ele alınsın. Eşitlik (48) ile tanımlanan ifadede bir adım sonrası sistem çıkış değeri öngörüldüğünden dolayı $d=1$ olarak alınmıştır. Buna göre maliyet fonksiyonu Eşitlik (49) ile verilmiştir.

$$\begin{aligned} J &= E\{\varphi(n+d)^2\} \\ J &= E\{[P\hat{y}(n+1|n) + Pe(n+1) - Rr(n)]^2 + [Qr(n)]^2\} \\ &= E\{[P\hat{y}(n+1|n)]^2\} - E\{[2PR\hat{y}(n+1|n)r(n)]\} + E\{[Qu(n)]\}^2 + \\ &\quad E\{[Rr(n)]^2\} + E\{[Re(n+1)]^2\} \end{aligned} \quad (49)$$

Eşitlik (49) ile ifade edilen fonksiyonun birbirinden bağımsız olan terimlerin çıkarılması ve $u(n)$ 'ye göre türevinin alınacağından $u(n)$ terimini içermeyen ifadelerin çıkarılması ile Eşitlik (50) elde edilecektir.

$$\hat{J} = 2P^2b_0u(n)(-a_1y(n) - a_2y(n-1) + b_1u(n-1)) + (Pb_0u(n))^2 - 2PRb_0u(n)r(n) + (Qu(n))^2 \quad (50)$$

Buna göre \hat{J} fonksiyonunun $u(n)$ 'ye göre türevinin alınması Eşitlik (51)'deki gibi tanımlanmaktadır.

$$\frac{\partial \hat{J}}{\partial u(n)} = 2P^2b_0(-a_1y(n) - a_2y(n-1) + bu(n-1)) + 2(Pb_0)^2u(n) - 2PRb_0r(n) + 2Q^2u(n) \quad (51)$$

Eşitlik (51)'in sıfıra eşitlenmesi ile Eşitlik (52) elde edilmektedir.

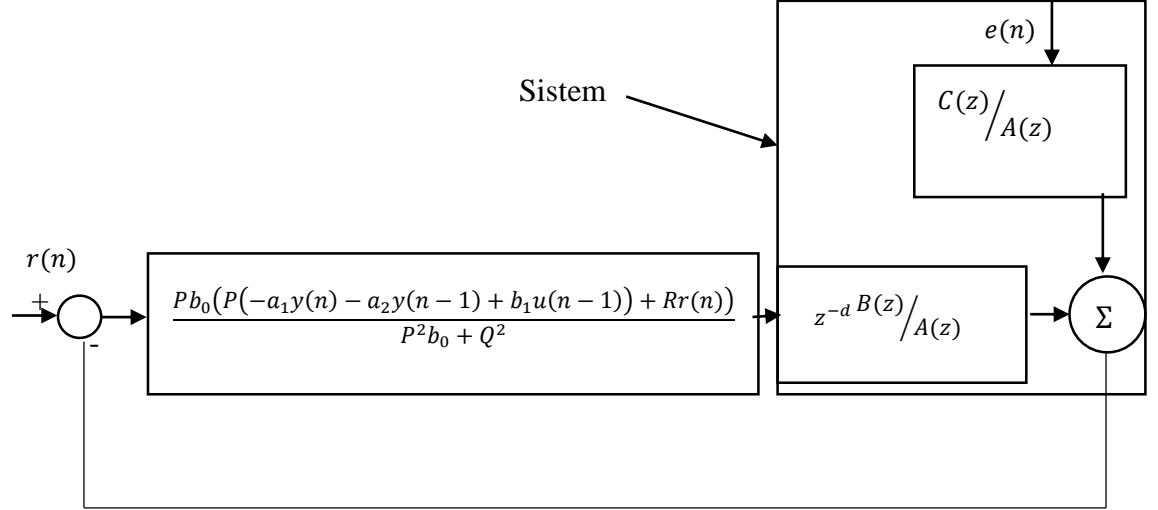
$$2P^2b_0(-a_1y(n) - a_2y(n-1) + bu(n-1)) + 2(Pb_0)^2u(n) - 2PRb_0r(n) + 2Q^2u(n) = 0 \quad (52)$$

Buna göre Eşitlik (52)'den $u(n)$ ifadesinin yalnız bırakılmasıyla genelleştirilmiş minimum varyans denetleyicisine ait fonksiyon Eşitlik (53)'deki gibi tanımlanacaktır.

$$u(n) = \frac{Pb_0(P(-a_1y(n) - a_2y(n-1) + b_1u(n-1)) + Rr(n))}{P^2b_0 + Q^2} \quad (53)$$

Genelleştirilmiş minimum varyans denetleyicilerinde dikkat edilmesi gereken en önemli husus ağırlıklandırma parametreleri olan P , Q ve R katsayılarının seçimidir. Eğer $P=R=1$ ve $Q=0$ seçilecek olursa bu kontrolcü yapısı minimum varyans kontrolcüsüne dönüşecektir. Bundan başka $P=R=1$ ve $Q>0$ olacak şekilde seçilirse kontrolcünün sistemden izlemesi beklenen referans işaretini takip etme performansı azalacaktır. Bu durum kalıcı hal hatalarının doğmasına neden olacaktır. Bundan dolayı $P=1$ ve $R>1$ alınarak bu durum düzeltilmeye çalışılmalıdır. Buradan hareketle parametrelerin değerlerinin seçimi deneme yanılma yöntemiyle belirlendiği sonucu ortaya çıkmaktadır (Landau and Zito 2002).

Ayrıca geliştirilmiş varyans kontrolcüsüne ait blok diyagram Şekil 2.15 'de gösterilmektedir.



Şekil 2.15. Geliştirilmiş minimum varyans kontrolcü içeren geri beslemeli kontrol sistemi

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Deneysel Yöntem

Bu doktora tez çalışması kapsamında yapılan deneylerde fren (dinamometre) tezgâhına yerleştirilen, 4-stroklı, su soğutmalı, yakıt püskürtmeli, buji ateşlemeli Ford MVH418 tipi motor kullanılmıştır. Kullanılan motorun teknik özellikleri Çizelge 3.1'de, deney düzeneğinin genel görünümü ve ilgili ekipmanlar Şekil 3.1.a'da ve deney test düzeneğinin fotoğraf görüntü Şekil 3.1.b'de gösterilmiştir.

Deneylerde, motorun basınç-hacim değişiminin ve ateşleme zamanının gözlenmesi için AVL GH13Z-31 model basınç sensörü ve silindir içi basınç ölçümlerinin krank mili açısı ve silindir hacmi parametrelerine göre konumlandırılması amacıyla AVL 365C Encoder Set kullanılmıştır. Ayrıca basınç sensöründen gelen işaretin analizini gerçekleştirmek üzere AVL firmasına ait verilerin anlık olarak alınıp izlendiği Indicom ve sensör ile alınan verilerin üzerinde termodinamik ve diğer analizlerin gerçekleştirilebildiği Concerto yazılımı kullanılmıştır.

Yapılan deneylerde, Kistler 4503A model tork sensörü kullanılmıştır. Motor bloğu soğutma suyu ve hidrolik fren için 25 ton kapasiteli bir su tankı kullanılmıştır.

Motor test düzeneği üzerinde bulunan sensör ve cihazlar ile bağlantı National Instrument firması tarafından üretilen PCIe-6363 modeli veri toplama (Data Acquisition) kartı kullanılarak bilgisayar ortamına istenildiğinde kaydedilmek üzere aktarılmıştır. Ayrıca, tez kapsamında tasarlanan kontrol sisteminde kullanılan yine aynı firmaya ait FPGA (Alan programlanabilir kapı dizileri) tabanlı çalışan ve özellikle yüksek hız gerektiren gerçek zamanlı uygulamalarda sıklıkla kullanılan Compact Rio şasi ve bu şasiye ait Drivven marka Spark Driver modülü ve motor devir sayısını okumak üzere kullanılan değişken relüktanslı (Variable Reluctance -VR) sensör ile kam mili sensörü için AD

Combo modülü kullanılmıştır. Bundan başka kullanılan bu modülle FPGA tabanlı analog sinyal ölçümü de gerçekleştirilebilmektedir.

Çizelge 3.1. Deneilerde kullanılan motora ait teknik özellikler

Motor Tipi	Ford MVH418, 4-Stroklı, Su Soğutmalı, Yakıt Püskürtmeli, Buji Ateşlemeli
Silindir Tipi ve Sayısı	Sıra Tipi, 4 Silindirli, Dohc-16V
Ateşleme Sırası	1-3-4-2
Çap	80.6 mm
Strok	88 mm
Kapasite	1796 cm ³
Sıkıştırma Oranı	10 : 1
Maksimum Güç	6250 d/dak'da 93 kW
Maksimum Moment	4500 d/dak'da 157 Nm
Rölanti Devri	900 ± 50 d/dak
Buji Ateşleme Açıklığı	1.3 mm
Yakıt	LPG - Kurşunsuz Benzin
Yakıt Emme Sistemi	BOSH KE-Jetronik
Krank Yarı Çapı	44 mm
Emme Açılma Avansı	6 ⁰ KMA
Emme Kapama Gecikmesi	54 ⁰ KMA
Egzoz Açılma Avansı	54 ⁰ KMA
Egzoz Kapama Gecikmesi	6 ⁰ KMA

3.2. Deneylerde Kullanılan Cihaz ve Yazılımlar

Bu çalışma kapsamında kullanılan teçhizat ve hazırlanan yazılımlar aşağıdaki şekildedir

- 1- Buji tipi silindir içi basınç sensörü
- 2- Emme havası debi sensörü
- 3- Krank açısı enkoder seti
- 4- Tork sensörü
- 5- Veri toplama kartı
- 6- FPGA tabanlı şasi
- 7- Ateşleme sürücü modülü
- 8- Analog giriş modülü
- 9- Basınç amplifikatörü
- 10- AVL Indicom ve Concerto yazılımları
- 11- Kontrol sistemi ve diğer motor parametrelerin izlenmesi için tasarlanan yazılımlar

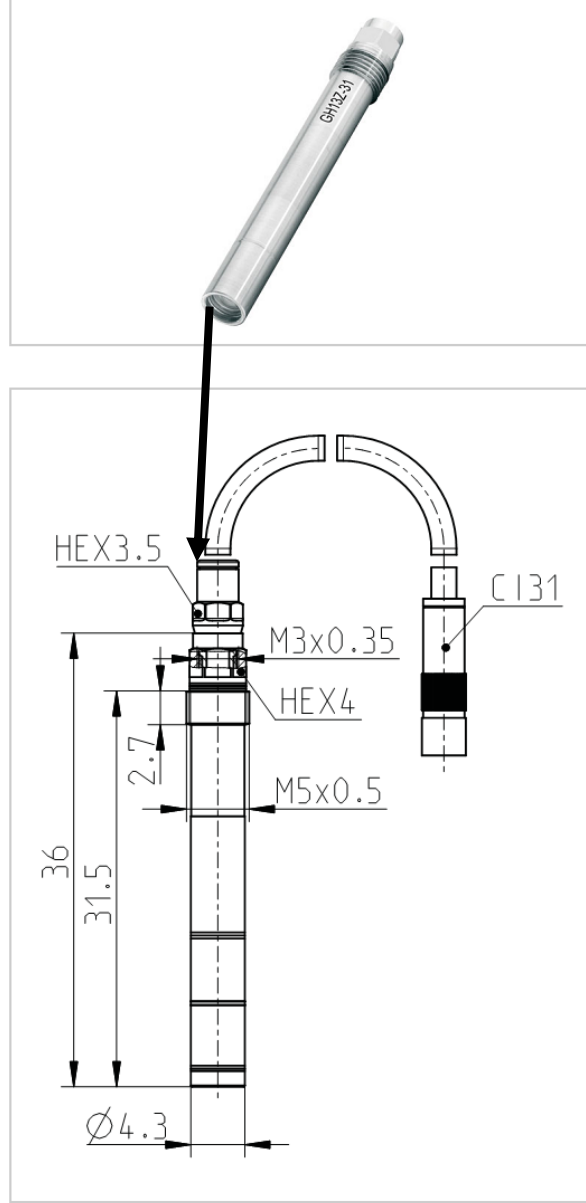
3.2.1. Buji tipi silindir içi basınç sensörü

Silindir içi basınç ölçümünde kullanılan AVL GH13Z-31 model basınç sensörü, piezo elektrik ölçüm prensibi ile çalışmaktadır.

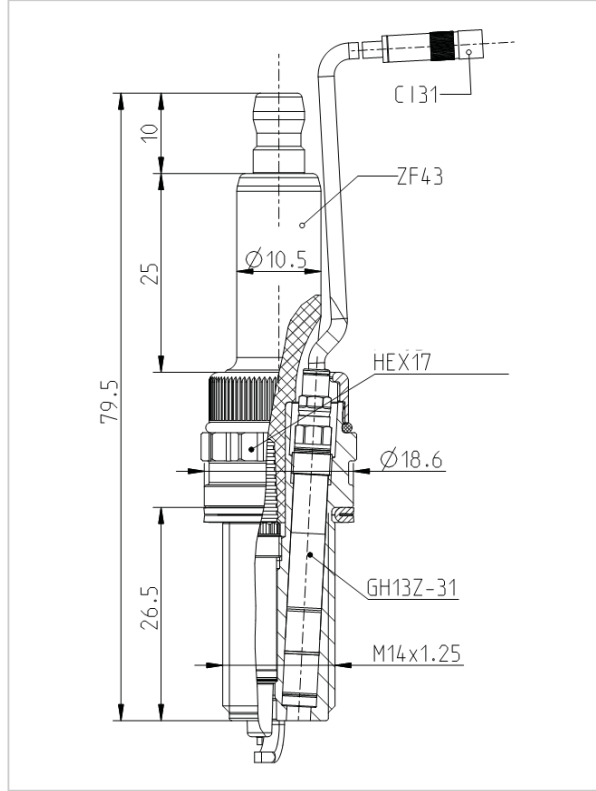
Piezo-elektrik basınç çeviricileri yüksek verimliliğe sahip ve anlık bilgi elde edilmesi gereken uygulamalarda yüksek güçlü elektro-akustik bir çeviricidir. Bu çeviriciler basınç ve torsiyondaki büyük dalgalanmaları algılayabilirler. Piezoelektrik elemanlar bir dış kuvvet altında kaldıkları zaman, karşılıklı yüzeyleri üzerinde elektrik yükleri oluşmaktadır. Yani piezo-elektrik çeviriciler mekanik büyüklüğü elektriksel gerilime dönüştürmektedirler.

İlgili sensörün silindir içinden basınç ölçümü yapabilmesi için kullanılan buji adaptörü ise, sensör ile uyumludur. Şekil 3.2'de sensörün ve Şekil 3.3'de buji adaptörünün

ölçülendirilmiş teknik resimleri verilmiştir. Ayrıca Çizelge 3.2’de ilgili sensörün teknik özellikleri verilmiştir.



Şekil 3.2. AVL GH13Z-31 model basınç sensörü



Şekil 3.3. AVL GH13Z-31 model basınç sensörü buji adaptörü

Çizelge 3. 2. Basınç sensörünün teknik özellikleri

Ölçüm aralığı	0-250 bar
Aşırı yükleme	300 bar
Ömür	10^8 yük çevrimi
Hassasiyet	16 pC/bar
Doğrusallık	$\pm\%0.3$ FSO
Doğal frekans	115 kHz
İvmelenme hassasiyeti	0.001 bar/g aksenal
Şok direnci	2000 g
Yalıtım direnci	$10^{13} \Omega$
Çalışma sıcaklığı	-40-400°C
Isıl hassasiyet değişimi	$\%2$ 20-400°C $\%0.5$ 250 \pm 100°C

3.2.2. Emme havası debi sensörü

Bu ölçüm için Sierra Marka 628S-BW2-EN2-V1-DD tipi akış sensörü kullanılmıştır. Şekil 3.4 ile ilgili cihazın görünümü ve boyutları verilmiştir. Ayrıca teknik özellikleri Çizelge 3.3 ile verilmiştir.



Şekil 3. 4. Emme havası debi sensörünün genel görünümü

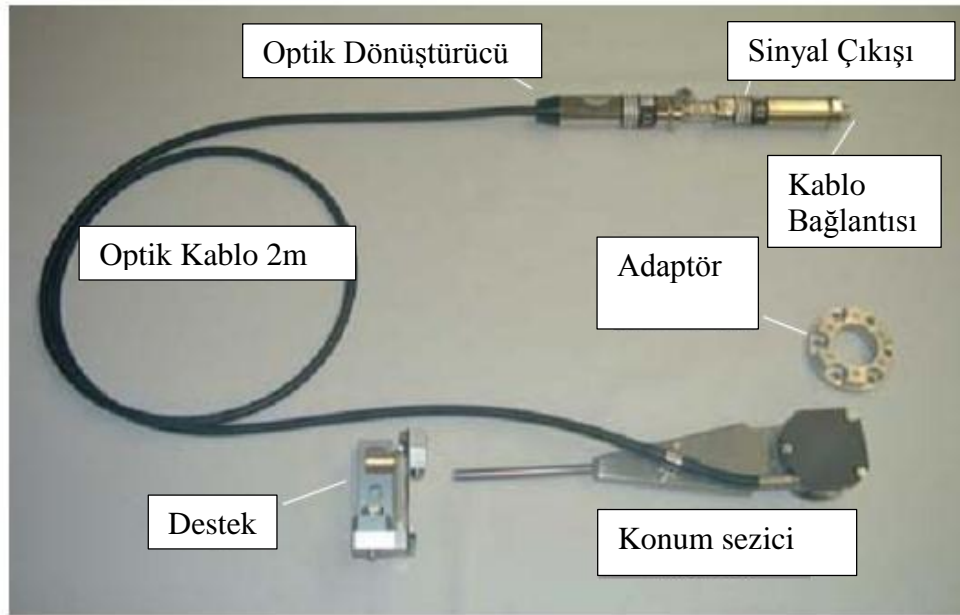
Çizelge 3. 3. Emme havası debi sensörünün teknik özellikleri

Gaz	Hava
Güç gereksinimi	18-30 VDC
Çıkış sinyali	0-5 VDC
Cevap süresi	200 milisaniye
Doğruluk (Tam skala)	% 1
Kalibrasyon çıkış voltajı	Debi (kg/saat)
0.004 Volt	0.623
1.250 Volt	194.750
2.510 Volt	391.058
3.770 Volt	587.366
4.958 Volt	772.456

Cihazın kalibrasyon sertifikasında belirtilen ve yukarıda verilen kalibrasyon verileri kullanılarak cihazın çıkış sinyalinin veri toplama kartında şartlandırılmasının ardından ölçümler yapılmıştır.

3.2.3. Krank açısı konum sezici seti

Deneyleerde, silindir içi basınç ölçümlerinin krank mili açısı ve silindir hacmi parametrelerine göre konumlandırılması amacıyla AVL 365C konum sezici set kullanılmıştır. İlgili konum sezici genel görünümü Şekil 3.5 ile verilmiştir. Çizelge 3.4 ile konum sezici teknik özellikleri sunulmuştur.



Şekil 3.5. Krank açısı konum sezici setinin genel görünümü

Çizelge 3.4. Krank açu konum sezici setinin teknik özellikleri

Maksimum devir sayısı	20.000 d/dak
Çalışma sıcaklığı	-400 – +700°C
Maksimum hassasiyet	0.025 derece

Krank açu konum sezici setinin deney motoruna montajının yapılabilmesi için krank milinin kasnağı sökölümüş, torna tezgahında belirli miktarda paso alınmış ve Şekil 3.6 ile verilen alüminyumdan imal edilen parça sıkı geçme olacak şekilde takılmıştır. Ardından konum sezici montajı yapılmış ve üst ölü nokta referans olacak şekilde ayarlanması ile gerçekleştirilerek konum sezici ile pistonun pozisyonlarının senkronize hale getirilmesi sağlanmıştır. Ölçümler esnasında silindir içi basınç verileri alınırken eş zamanlı olarak konum sezici çıkış sinyali de alınmış ve her iki veri kullanılarak silindir içi analizler gerçekleştirilmiştir.

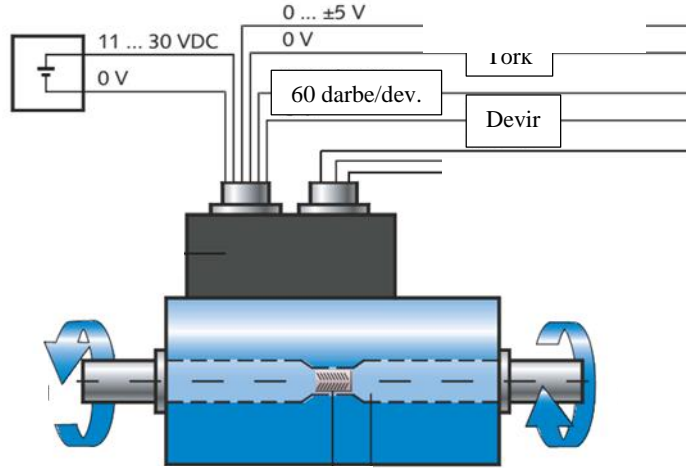


Şekil 3.6. Krank açı konum sezici setinin genel bağlantı Şeması

3.2.4. Tork sensörü

Deneylerde, Kistler 4503A model tork sensörü kullanılmıştır. Tork sensörü, krank milinin üzerindeki torkun hassas bir Şekilde ve yüksek hızla ölçülmesi amacıyla kullanılmaktadır.

İlgili sensörün genel görünümü Şekil 3.7 ile verilmiştir. Çizelge 3.5 ile de teknik özellikleri sunulmuştur.



Şekil 3.7. Tork sensörünün genel görünümü

Çizelge 3.5. Tork sensörünün teknik özellikleri

Tork ölçüm aralığı	0-500 Nm
Devir sayısı ölçüm aralığı	0-8000 d/dak
Çalışma sıcaklığı	10-60°C
Analog çıkış sinyali	0-5 Volt
Besleme voltajı	11-30 VDC
Doğruluk	0.1

Tork sensörü ile ölçme yapabilmek için, sensör milinin A tarafındaki ucunun motor volanına B tarafındaki ucunun ise frene bağlanması gerekmektedir. Bu bağlantının yapılabilmesi için ise üretici firmanın kataloğunda önerilen seçenekler incelenmiş ve son olarak kaplinli bağlantı şeklinin en uygun seçenek olacağı anlaşılmıştır. Dolayısıyla ilgili tork sınırlarında çalışabilecek özel kaplinlere ihtiyaç duyulmuştur. Kaplinlerin temin edilmesinden sonra sensör miline uyacak şekilde işlenmiş ardından hem volan tarafına hem de fren mili tarafında bağlantı sağlayacak olan parçalar torna tezgahında imal

edilmiştir. Ardından ortaya çıkan titreşimlerin minimuma indirebilmesi için hassas ayarlamalar yapılmıştır. Şu an için tork sensörü istenen hassasiyette mekanik olarak bağlanmıştır. Tüm deneylerde alınan tork ve devir sayısı ölçümleri bu sensör ile gerçekleştirilmiştir.

3.2.5. Veri toplama kartı

Veri toplama kartı olarak National Instrument firması üretimi olan PCIe-6363 modeli veri toplama (Data Acquisition) kartı kullanılmıştır. Veri toplama kartının görünümü Şekil 3.8, teknik özellikleri Çizelge 3.7 ile verilmiştir. Sıcaklık ölçümü için kullanılan ısı çift elemanlardan alınan veriler, devir sayısı ve tork ölçümü için tork sensörünün çıkışları ve hava debisi bilgisi bu veri toplama kartı ile ölçülmüştür ve alınan bu veriler LabView ortamında hazırlanan programlar ile işlenmiş ve veri kaydı yapılarak analizler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.8. Veri toplama kartının görünümü.

Çizelge 3.6. PCIe-6363 modeli veri toplama (Data Acquisition) kartının teknik özellikleri.

Genel	
Ürün adı	PCIe-6363
Ürün ailesi	Çok fonksiyonlu veri toplama
Form faktörü	PCI Express

Çizelge 3.6. (devam)

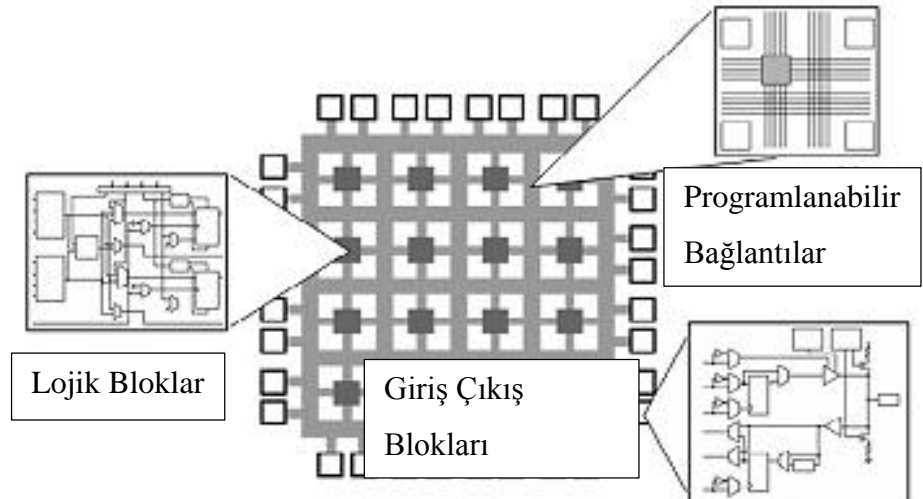
LabVIEW RT Desteği	Evet
DAQ Ürün ailesi	X Serileri
Ölçüm tipi	Çeyrek enkoder, Dijital, Frekans,
İzolasyon tipi	Yok
RoHS Uyumu	Evet
Analog giriş	
Kanallar	32, 16
Tek uçlu kanallar	32
Diferansiyel kanallar	16
Çözünürlük (Kararlılık)	16 bit
Örnekleme sayısı	2 MS/s
Üretilen (Tüm kanallar)	1 MS/s
Maksimum voltaj	10 volt
Maksimum voltaj aralığı	-10 V, 10 V
Maksimum voltaj aralığı doğruluğu	1,66 mV
Minimum voltaj aralığı	-0,1 V, 0,1 V
Minimum voltaj aralığı doğruluğu	33 µV
Örnekleme sayısı	7
Eşzamanlı örnekleme	Yok
Analog çıkış	
Kanallar	4
Çözünürlük (Kararlılık)	16 bit
Maksimum voltaj	10 volt
Maksimum voltaj aralığı	-10 V, 10 V
Maksimum voltaj aralığı doğruluğu	1,89 mV
Minimum voltaj aralığı	-5 V, 5 V
Minimum voltaj aralığı doğruluğu	935 µV
Güncelleme oranı	2.86 MS/s
Tekli güncel sürücü	5 mA
Dijital Giriş / Çıkış	
Çift yönlü kanallar	48
Sadece girdi kanalları	0
Sadece çıktı kanalları	0
Zamanlama	Yazılım, Donanım
Maksimum giriş aralığı	0 V , 5 V
Maksimum çıkış aralığı	0 V , 5 V
Sayaç / Zamanlayıcılar	
Sayaçlar	4
Maximum Aralık	0 V , 5 V
Maksimum kaynak frekansı	100 MHz
Darbe Üretimi	Evet
Çözünürlük	32 bits

3.2.6. FPGA tabanlı şasi

Son yıllarda, gerçek zamanlı uygulamaların gerçekleştirilmesinde FPGA (Alan Programlanabilir Kapı dizileri) kullanımı gittikçe artmaktadır (Dehon 2000). Temelde Alan Programlanabilir Kapı dizileri herhangi bir sayısal fonksiyonu gerçekleştirilmek için kullanıcı tarafından programlaması yapılan tümleşik devrelerdir. Bu tümleşik devreler paralel işlem yapabilme kapasiteleri ile ön plana çıkmaktadırlar.

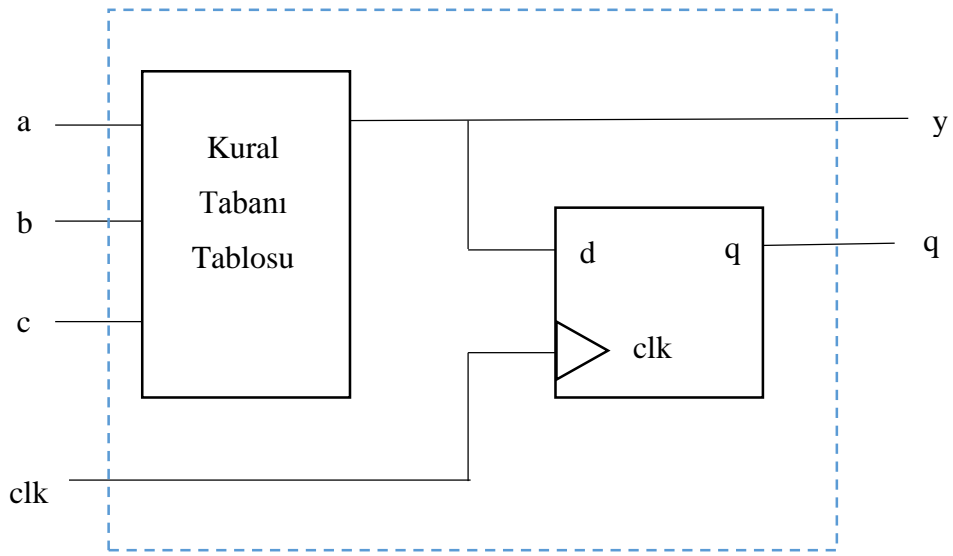
FPGA'lerin paralel işlem yapabilme kapasitesine sahip olmaları çok daha hızlı kontrol veya görüntü işleme sistemlerinin tasarlanmasına olanak sağlamıştır. Özellikle bir tümleşik devre içerisinde hem kontrol birimi olarak işlemcinin ve hem de kullanıcıya özel donanımsal fonksiyonların bir arada bulunmasından dolayı işlemci ve diğer donanım birimleri arasındaki veri alış verişi esnasından meydana gelen gecikmeler azalacaktır.

Bir FPGA tümleşik devresi üç temel bileşenden oluşmaktadır. Bunlar lojik bloklar, programlanabilir bağlantılar ve giriş çıkış bağlantılarıdır. Şekil 3.9'da bir FPGA tümleşik devresinin temel yapısı gösterilmektedir.



Şekil 3.9. Bir FPGA tümleşik devre yapısı (National Instruments 2014)

Bu bileşenlerden lojik bloklar içerisinde sayısal sinyallerin istenilen bir lojik çıkışı üretmesi için kullanılan yol seçiciler, kodlayıcılar ve kod çözücüler gibi dijital bileşenler içermektedir. Bu lojik bloklar, dijital sinyali bir lojik bloktan diğerine yönlendiren programlanabilir bağlantı bileşenleriyle bağlantılıdır. Şekil 3.10'da bir FPGA cihazının içerisinde bulunan lojik hücre yapısı gösterilmektedir.



Şekil 3.10. Lojik hücre yapısı (Chu 2008)

Alan Programlanabilir kapı diziler mantık fonksiyonun çıkışı AND-OR bağlantıları yerine bir başvuru çizelgesi (Look up Table) ile belirlenmektedir. FPGA'ler programlanması ise sözü geçen bu başvuru çizelgesinin uygun bir şekilde doldurulması ile gerçekleştirilir. Bu yapı 1985 yılında Xilinx firması tarafından üretilen çiplerde uygulanmıştır. Bu şekilde kapı sayısı çok fazla olan cihazlar yapılabilmektedir. Ayrıca FPGA'lar kapı sayılarının ve giriş çıkış birimlerinin fazla olmasından dolayı özellikle karmaşık gerçek zamanlı uygulamalarda kullanılmaya uygundur.

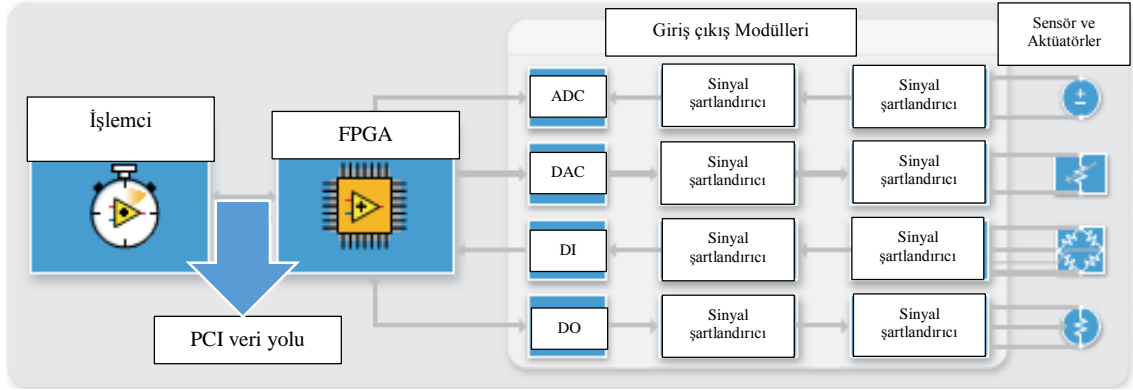
FPGA çipleri üzerinde programlama yapabilmek için yeni programlama dilleri geliştirilmektedir. Bunlar arasında VHDL ve Verilog, FPGA tasarımında kullanılan en yaygın metin tabanlı diller arasındadır. Fakat adı geçen bu diller gerçek zamanlı kompleks uygulamalarda kullanmak için çok da pratik olmamaktadır. Bu programlama dilleri

donamım tanımlama dilleri (Hardware Description Language-HDL) şeklinde isimlendirilmektedir. Bundan dolayı yüksek seviyeli dillerin FPGA uygulamalarında kullanılması daha avantajlı olmaktadır.

Mathworks firması tarafından geliştirilen Simulink ve National Instruments firması tarafından geliştirilen LabView programlama dilleri yüksek seviyeli diller arasında sayılmaktadır. Çünkü adı geçen her iki programlama dili FPGA'nın doğasında var olan veri akış yapısıyla paralellik göstermektedir.

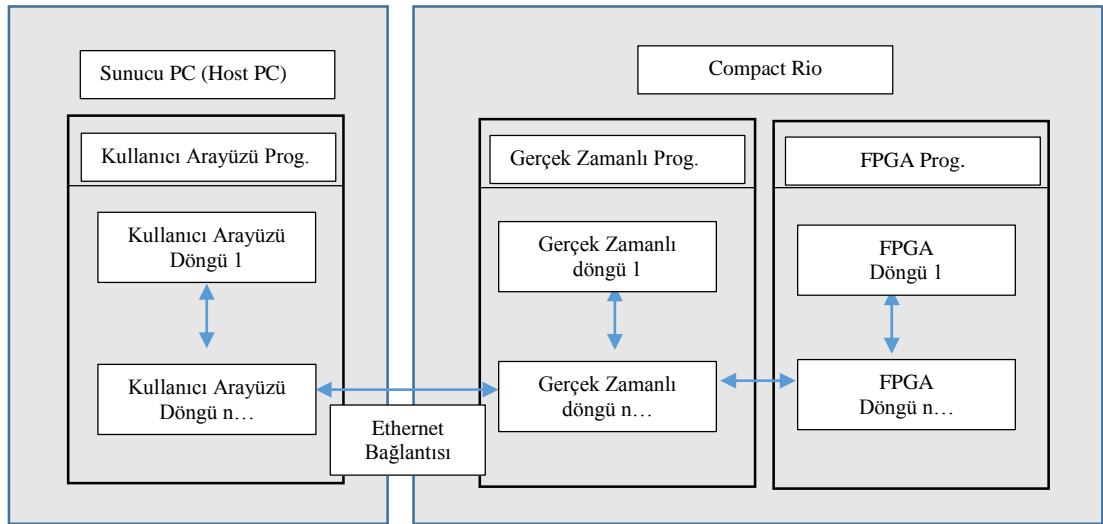
Bu amaçla, bu çalışmada kullanılmak üzere yine National Instruments firması tarafından geliştirilen ve içerisinde FPGA tümleşik devresinin bulunduğu ayrıca LabView programlama dili ile programlanabilen Compact Rio ürünü kullanılmıştır. İçerisinde farklı amaçlarla kullanılan FPGA modüllerinin yer aldığı bu cihaz ile motor elektronik kontrol ünitesi (ECU), adaptif kontrol, yüksek hızlı titreşim kontrolü gibi gerçek zamanlı birçok uygulama ortamı geliştirilebilmektedir.

Compact Rio yeniden yapılandırılabilen bir gömülü sistemdir. Bu sistem üç temel bileşenden oluşmaktadır. Bunlar içerisinde gerçek zamanlı işletim sisteminin çalıştığı bir işlemci, uygulamalara göre yapılandırılabilen bir FPGA tümleşik devresi ve değiştirilebilir endüstriyel giriş çıkış modülleridir. Bu bileşenlerden gerçek zamanlı işletim sistemi sayesinde yüksek hızlı mantık ve hassas zamanlama gerektiren insan makine etkileşimi gibi uygulamalarda çok esnek yapı sağlanabilmektedir. Şekil 3.11'de gömülü Compact Rio sisteminin yapısı gösterilmektedir.



Şekil 3.11. Gömülü Compact Rio sistemi (National Instruments 2014)

Ayrıca, Compact Rio şasına ait temel mimari Şekil 3.12'de gösterilmektedir. Bu diyagramda veri iletişim yolları ve süreçler görülmektedir. Bir süreci belirlemede ilk adım uygulamada ihtiyaç duyulan görevlerin listesinin oluşturulmasıdır. Sonrasında ise bu görevlerin kaç parçaya bölünmesi gerektiğinin belirlenmektedir. Bu durum uygulamanın büyüklüğüne göre değişmektedir.



Şekil 3.12. Compact Rio şasının temel mimarisi

Standart bir bilgisayar kullanılarak gerçekleştirilen ölçüm ve kontrol sistemi işletim sisteminden kaynaklanan bazı gecikmelere neden olmaktadır. Bu gecikmenin sebebi işletim sistemi üzerinde çalışan virüs koruma, grafik güncelleştirmeleri gibi diğer

uygulamalardan kaynaklanmaktadır. Bu nedenle Compact Rio gömülü sistem içerisinde yer alan gerçek zamanlı işletim sistemi sayesinde sinyal alışverişinde bir kesilme veya herhangi bir gecikmeden dolayı sistemde ortaya çıkabilecek bir arızanın önüne geçilebilecektir. Özellikle hassas ve eş zamanlama gibi olgular kontrol sistemlerinin tasarımında çok önemli iki parametredir. Bu noktada gerçek zamanlı bir işletim sistemi ile program içinde tanımlanan döngünün her bir iterasyon aynı sürede gerçekleşmektedir. Bu sayede, zamanlama hataları minimize edilmektedir.

Sistem içerisinde yer alan yeniden yapılandırılabilen FPGA gömülü sistem mimarisinin kalbi gibidir. Şasi için kullanılan her modül doğrudan FPGA ile veri yolları vasıtasıyla bağlantılıdır. FPGA otomatik olarak tasarlanan programların gerçek zamanlı işletim sistemi üzerinde çalışmasına imkân sağlar. Böylece özellikle yüksek hız gerektiren uygulamalara oldukça elverişlidir. Örneğin, FPGA kullanarak yirmi oransal integral türev (PID) kontrolcü 100 kHz hızında eş zamanlı olarak çalıştırılabilmektedir (National Instruments 2014).

Compact Rio şasi üzerinde çok çeşitli modüller kullanılarak farklı uygulamalar yapılabilmektedir. Bu sayede endüstride kullanılan farklı sensör ve eyleyicilerle doğrudan bağlantı sağlanabilmektedir. National Instruments firması tarafından tasarlanan modüllere örnek olarak ısı çift, analog giriş-çıkış, sayısal giriş-çıkış vb. modülleri verilebilir.

Bu tez çalışmasında kullanılan NI 9075 Compact Rio gömülü sistem şasisine ait görüntü Şekil 3.13'de gösterilmektedir.



Şekil 3.13. Compact Rio gömülü sistem şasisinin görüntüsü

Motor elektronik kontrol birimi (ECU-Engine Control Unit) üzerine yapılan araştırmaları geliştirmek için çeşitli sensör ve aktüatörlerin tasarımlarının yapılmasının yanı sıra motor parametrelerinin efektif ve indike motor karakteristiklerini iyileştirmek üzere ileri kontrol algoritmaları ile denetlenmesi gerekmektedir. Otomobil, kamyon ve motosiklet gibi içten yanmalı motor ile çalışan araçlarda düşük yakıt tüketimi ve yüksek performans sağlamaları için üretici fabrika tarafından laboratuvar koşullarında haritalandırma yöntemi ile tasarlanan motor kontrol ünitesi kullanılmaktadır. Fakat fabrika tarafından yapılan motor kontrol ünitesi oldukça kapalı bir yazılım ve donanıma sahiptir. Bu durum, motor üzerine çalışan araştırmacılar için olumsuz bir durum oluşturmaktadır (Dase *et al.* 2006).

Bu nedenle FPGA sistemlerinin hassas zamanlama ve döngüleri eş zamanlı çalıştırabilme yeteneklerinden dolayı otomotiv kontrol uygulamalarında kullanılmalarının önemi gittikçe artmaktadır. Gömülü FPGA sistemlerinin motor kontrol ünitesi tasarımında kullanılması kullanıcıya esnek bir yapı sunmaktadır. İkinci bir avantajı ise kontrol sisteminde yüksek seviyeli dillerin kullanılması sayılabilir.

Bu amaçla Drivven firması tarafından 2000’li yıllarda geliştirilen ve doğrudan bir modül şeklinde NI Compact Rio FPGA şasisi ve LabView yazılımı ile kullanılabilen belirli

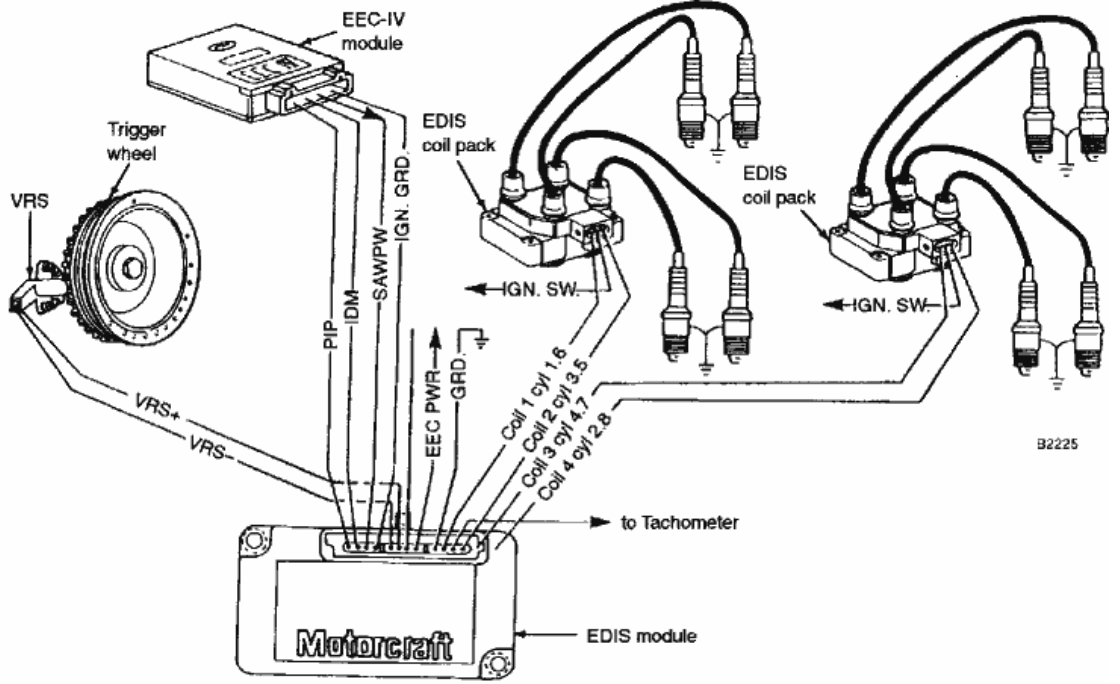
görevleri yapabilen cihazlar tasarlanmıştır. Bu modüller arasında ateşleme sürücü modülü, oksijen sensör modülü, yakıt enjeksiyon modülü gibi çeşitli amaçlarla üretilmiş modüller sayılabilir.

Adı geçen bu modüllerden ateşleme sürücüsü ve AD combo VR sensör analog giriş sürücüsü bu çalışma kapsamında kullanılmıştır. Aşağıda başlıklar şeklinde bu cihazlara ait bilgiler ve bu çalışma kapsamında tasarlanan programlar tanıtılmıştır.

3.2.7. Ateşleme sürücü modülü

Ateşleme sürücü modülüne geçmeden önce deneysel çalışmada kullanılan buji ateşlemeli Ford MVH418 motorunun ateşleme sisteminden söz etmek gerekmektedir. Bu motorda, elektronik ateşleme sisteminin temelini atan 1987 yılında Ford firmasında araştırma yapan mühendis Anderson (1987) tarafından geliştirilen Elektronik distributorless ateşleme sistemi tabanlı (Electronic Distributorless Ignition System EDIS) kullanılmaktadır. Bu ateşleme sisteminde kam sinyaline ihtiyaç duyulmamaktadır. Sadece 36-1'lik krank dişlisinin motor krank diskini konumuyla üst ölü noktanın silindir içerisindeki konumunun bir fonksiyonu şeklinde tanımlanmaktadır. Bu sistem; bir kontrolcü modülü, krank dişlisi ve krank sensörü ile ateşleme bilgisi üretmektedir. Üretilen bu sinyal indüksiyon bobinine gönderilerek bujinin tırnakları arasında elektriksel sıçrama olabilecek şekilde 20-50 kVolt değerine kadar yükseltilmektedir. Bu sisteme ait görüntü Şekil 3.14'te verilmiştir.

Elektronik kontrol ünitesi tarafından ateşleme avansı, motor devri ve motor yüküne göre ayarlanmaktadır. Şekil 3.14'den görüleceği üzere normal çalışma esnasında motor kontrol sistemi (ECU) ile EDIS arasında PIP (Profile Ignition Pick-up) ve SAW (Spark Angle Advance) sinyalleri ile iletişim sağlanmaktadır.



Şekil 3.14. Ford elektronik distribütörüz ateşleme sistemi

Ayrıca ilgili patent dosyasında EDIS modülü üzerinde (SAW) sinyali aşağıda tanımlanan Eşitlik (54) ile hesaplanmaktadır.

$$SAW = ZTDC - (ST * T * \frac{2supx}{CMI}) \quad (54)$$

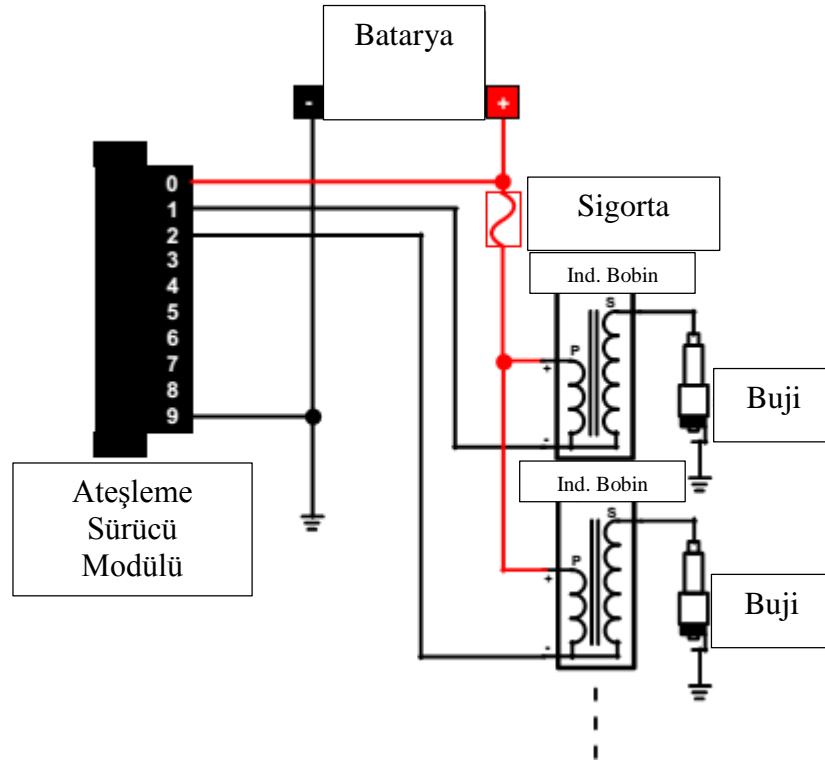
Burada ifadeye yer alan SAW ateşleme sinyalinin darbe genişliğini, $ZTDC$ üst ölü noktadaki ofset değerinin darbe genişliğini, ST ateşleme avansının değerini (Bu değer pistonun üst ölü noktaya gelmeden önceki krank mili açısı biriminden karşılığını göstermektedir.), T mikro saniye biriminden periyodu, $2.sup.x$ istenen ateşleme sinyalinin çözünürlüğü için pozisyon sinyalleri arasındaki adımların sayısını ve CMI ise krank dişleri arasındaki aralıkların açıl değerini tanımlamaktadır.

Tasarlanan kontrol sisteminin motor üzerine uygulanması ve motorun her bir çevriminde ateşleme sinyalinin tasarlanan kontrolcü tarafından sağlanması amacıyla Drivven firmasına ait ateşleme sürücü modülü kullanılmıştır. Bu modüle ait görüntü Şekil 3.15'de gösterilmiştir.



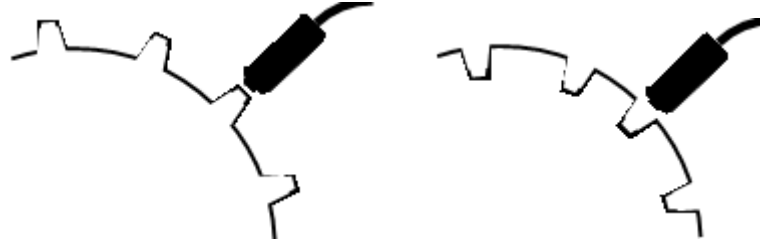
Şekil 3.15. Ateşleme sürücü modülü (Driven 2009)

Şekil 3.15 ile gösterilen ateşleme sürücü modülü üzerindeki her bir ateşleme sürücü kanalı tek bir ateşleme bobininin primer ucuna doğrudan bağlıdır ve birbirinden bağımsız olarak ateşleme ve bekleme zamanı (dwell time) kontrol edilebilmektedir. Modülün her bir çıkış kanalı 7 amperlik tepe değere sahiptir. İşlem sırasında kontrol edilmek istenen kanal açılır ve ateşleme bobininin primer sargılarından akım geçer ve böylece bobinde manyetik enerji depolanır. Modülün kanalı kapatıldığında ise primerdeki manyetik alan hızlı bir şekilde düşer ve sekonder sargısı boyunca gerilimin yükselmesine neden olur ve bujinin tırnak boşlukları arasında bir kıvılcım oluşması sağlanır. Buji gövdesi toprak bağlantısıyla ve akünün negatif ucuyla bağlantılı olmalıdır. Sürücü modülü ile bobin ve toprak bağlantısı Şekil 3.16’da gösterilmektedir.



Şekil 3.16. Ateşleme bobinleri ile sürücü modülü bağlantısı (Drivven 2009)

Sürücü üzerindeki kanalların açılma ya da bekleme süresi kısmen, buji boşluğunda elde edilen gerilim ile belirlenmektedir. Ayrıca, boşluk uzunluğu ateşleme gerilim değerini de belirlemektedir. Belirli bir ateşleme enerjisini elde etmek için gerekli olan bekleme zamanı ateşleme bobininin özelliğine göre değişim gösterecektir. Örneğin, bekleme süresi farklı bobinleri kullanarak kıvılcım aralığında en az 20 kV elde etmek için gerekli olan süre, birkaç yüz mikro saniye ile dört milisaniye aralığında olabilmektedir. Bu gerilim, diğer motor parametrelerine bağlı olmasının yanında yanmanın gerçekleşmesi için de gerekmektedir. Deneylerde kullanılan ateşleme sürücü modülü, ateşleme bobinini geniş zaman aralığında sürmek için uygundur. Fakat bobin ve sürücüde herhangi bir arızanın olmaması için bekleme (dwell time) zaman aralığının doğru bir şekilde ayarlanması gerekmektedir. Bekleme süresinin artırılması iyi bir yanmanın gerçekleştirilmesi için faydalı görülmesine rağmen, bu sürenin belirlenmesinde motor çalışma koşulları ve akü geriliminin göz önünde bulundurulması gerekmektedir. Daha uzun bir bekleme süresinde meydana gelecek enerji tüketimi sürenin uzunluğu nispetinde artacak ve gereksiz yere sürücü modülünün ısınmasına neden olacaktır (Drivven 2009).

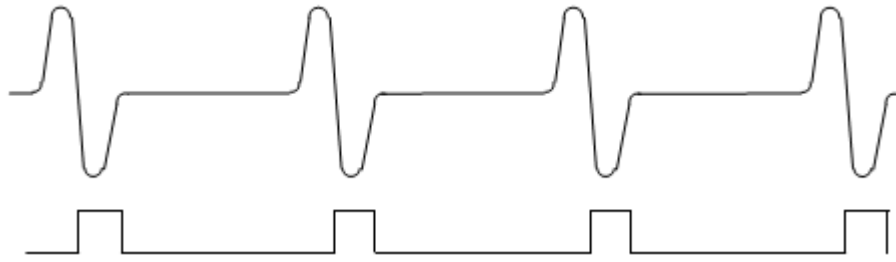


Şekil 3.18. Pozitif ve negatif diş yapısına sahip disk



Şekil 3.19. Krank mili Sensöründen alınan sinyal biçimi

Şekil 3.19'de sensör üzerinden alınan analog işaret, modül tarafından genliğin sıfırın altındaki negatif bölgelerde TRUE, sıfırın üstündeki bölgelerde ise FALSE değerinin üretilmesiyle dijital sinyal şekline dönüştürülmektedir (Drivven 2012). Böylelikle, sıfır geçiş noktası dikkate alınmaktadır. Bu durum Şekil 3.20'de gösterilmiştir.



Şekil 3.20. VR sensörü çıkış analog sinyali ve dijitalleştirilmesi (Drivven 2012)

VR sensöründen alınan sinyalin genliği motor devir sayısına göre değişmektedir. Örneğin 1000 devir/dakika ile dönen bir krank diski üzerindeki sensörden alınan sinyalin genliği +/- 10 volt civarında olacaktır. Bu durum, 6000 devir/dakika olması durumunda ise sinyalin genliği +/- 60 volta kadar çıkacaktır. Dolayısıyla kullanılan bu modülün gerilim aralığı VR sensörünün çalışma aralığı üzerindedir.

3.2.9. Basınç yükseltici

Deneyleerde, basınç sensöründen gelen işaretin güçlendirilmesi ve işaret üzerindeki gürültülerden temizlenmesi ile sinyalde meydana gelen kaymaların önüne geçebilmek amacıyla AVL FlexIFEM 2P1x marka basınç amplifikatörü kullanılmıştır. Bu cihaz üzerinde iki adet giriş kanalı bulunmaktadır. Bu kanallardan birincisine sensör sinyali bağlanırken, diğer giriş kanalına ise deneyler esnasında ateşleme zamanını motor çalışırken izlemek amacıyla Fluke marka analog çıkış üreten bir akım maşasının bağlantısı yapılmıştır. Ayrıca, 3.2.3 nolu bölümde tanıtılan yine AVL marka krank aç encoder setinin çıkışı bu cihaz üzerine bağlanarak basınç-krank mili aç analizi gibi diğer birçok analizin gerçekleştirilmesinde devir ve krank mili pozisyon bilgisi 0,1 hassasiyete varan bir doğruluk oranında alınabilmektedir. Bundan başka AVL amplifikatörün bilgisayara bağlantısı Ethernet kablosu ile yapılmaktadır.

Şekil 3.21’de basınç yükselticine ait görüntü verilmiştir.

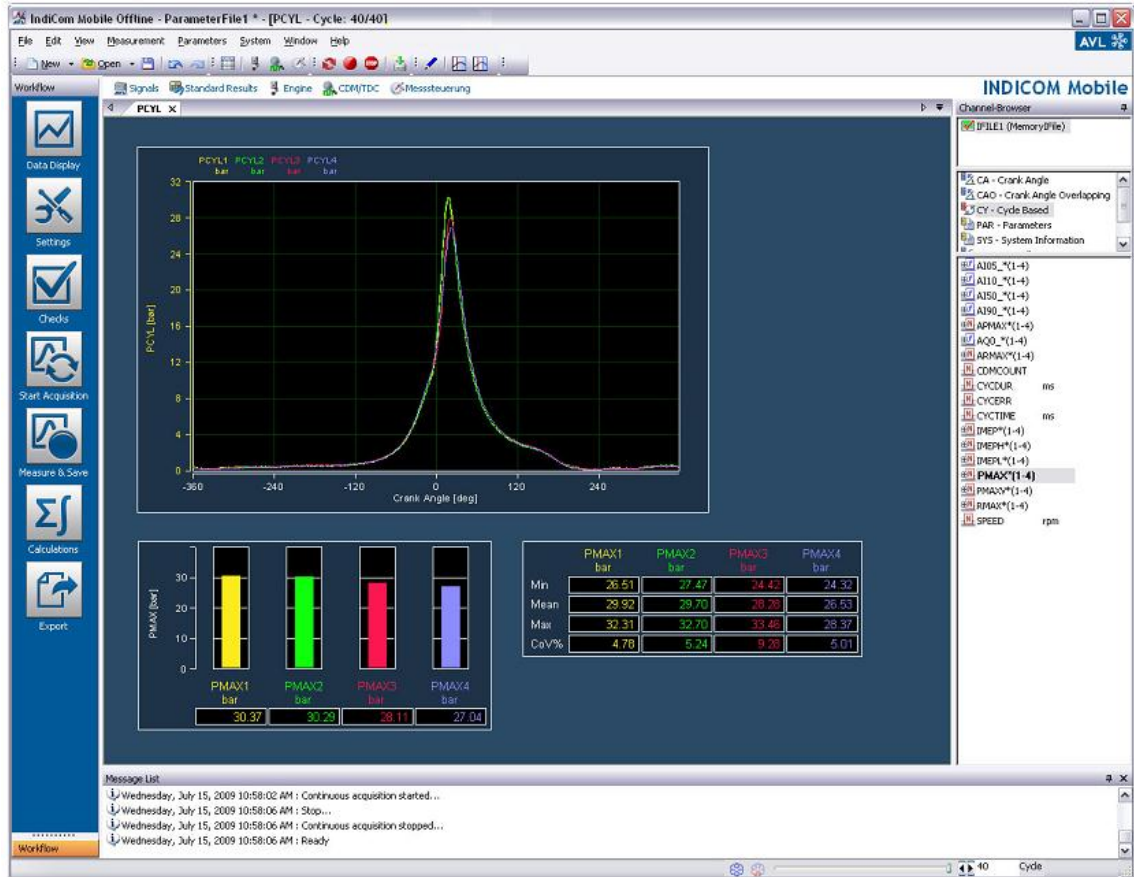


Şekil 3.21. AVL FlexIFEM 2P1x marka basınç amplifikatörü

3.2.10. AVL Indicom ve Concerto yazılımları

AVL firmasına ait Indicom yazılımı, silindir içi basınç değişimini anlık olarak motor çalışmasıyla eş zamanlı olarak izleme olanağı sağlamaktadır. Güçlü ve esnek data toplama araçları sayesinde motor uygulamalarında neredeyse tüm efektif ve indike motor

karakteristikleri anlık izlenip kaydedilmektedir. Ayrıca varsayılan olarak izlenen parametrelerden başka kullanıcının yazılım içerisinde bulunan formül araçları vasıtasıyla yazılımda geliştirdikleri hesaplamalar anlık izlenebilmektedir. AVL Indicom yazılımına ait ekran görüntüsü Şekil 3.22’de gösterilmiştir.



Şekil 3.22. AVL Indicom ekran görüntüsü

AVL Concerto programı, Indicom programı kullanarak kaydedilen verilerin sonrasında analizlerini gerçekleştirmek üzere kullanılmaktadır. Bu yazılım sayesinde, çevrimlerin tüm termodinamik analizleri gerçekleştirilip bir rapor haline getirilebilmektedir. Ayrıca veriler metin formatında kaydedilip farklı ortamlarda incelenebilmektedir. Bundan başka Concerto programının içinde bulunmayan bazı hesaplamalar ve analizler programda Matlab/Simulink benzeri bir ortamında grafiksel bir programlama veya C diline benzer metin programlama diliyle tasarlanabilmektedir. Bu sayede başka bir yazılıma ihtiyaç

duymadan birçok analiz aynı ortamda yapılabilir. AVL Concerto programına ait ekran görüntüsü Şekil 3.23’de gösterilmiştir.

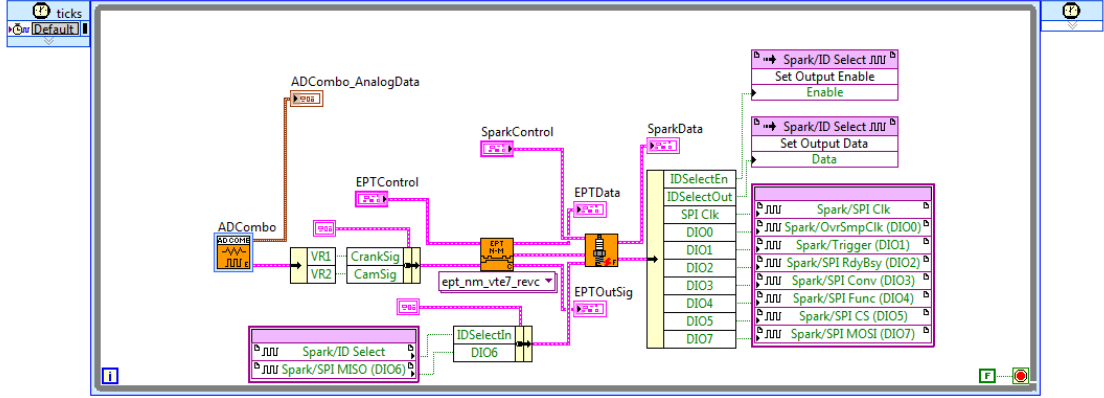


Şekil 3.23. AVL Concerto ekran görüntüsü

3.2.11. Kontrol sistemi ve diğer motor parametrelerin izlenmesi için tasarlanan yazılımlar

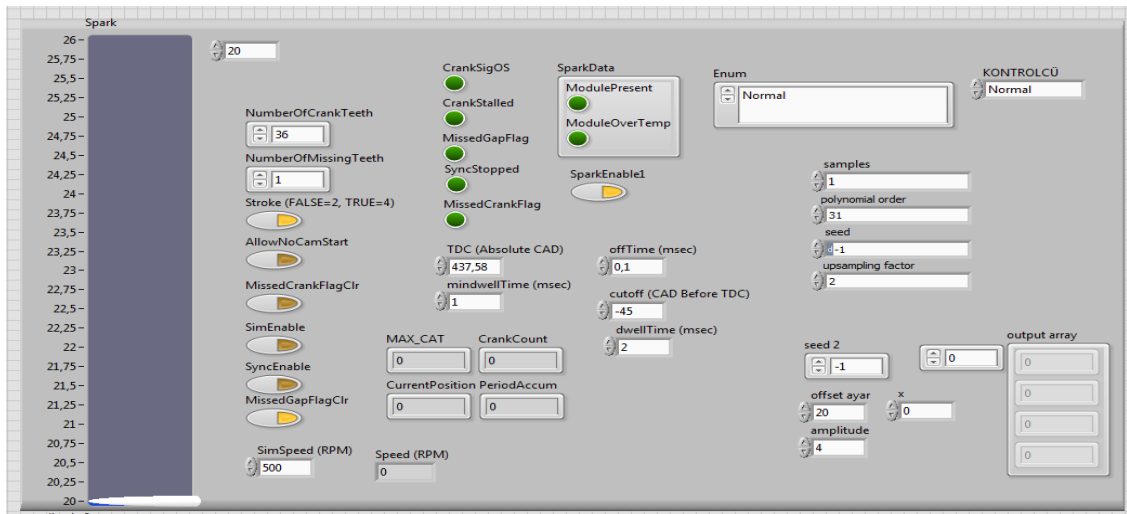
Bu tez çalışması kapsamında tasarlanan kontrol sistemlerinin geri besleme bilgisi silindir içi maksimum basınç değeridir. Bu değer, AVL Indicom yazılım kullanılarak motor çalışırken bu program üzerinden alınabilmektedir. Fakat Indicom yazılımı ile tasarlanan kontrol sistemi farklı bilgisayarlar üzerinden koşturulmaktadır. Çünkü her iki sistem, bilgisayarların Ethernet çıkışlarını farklı DNS adresleri ile kullanmaktadırlar. Bu durumda basınç bilgisinin alındığı bilgisayar ile kontrol sisteminin koşturulduğu bilgisayar birbirlerine RS 232 veri yolu kullanılarak bağlanmıştır. Bu aşamada Indicom yazılımı seri haberleşme protokolü hazırlanmıştır. Bu protokol hazırlanırken uygulanan komutlar LabView ortamında programlanmıştır. Programa ait blok ve ön panel diyagram görüntüleri Şekil 3.24 ile gösterilmiştir.

Ayrıca gömülü kontrol sistemi için FPGA çipi içerisine gömülen ve krank ve kam sensörlerinden gelen bilgiye göre ateşleme sinyalinin üretilmesini sağlayan programa ait blok diyagram görüntüsü Şekil 3.25’de gösterilmiştir.



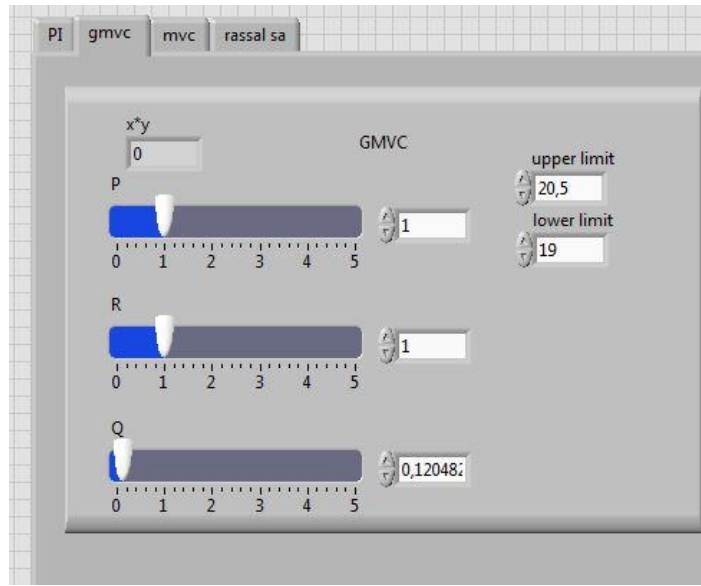
Şekil 3.25. FPGA içerisine gömülen program

Windows ortamında çalışan ve silindir içi maksimum basınç değeri olarak buna göre uygun ateşleme sinyali gönderen tez çalışması kapsamında tasarlanan kontrolcülerin de içinde bulunduğu sunucu programa ait blok ve ön panel görüntüleri ise Şekil 3.26’da gösterilmiştir.

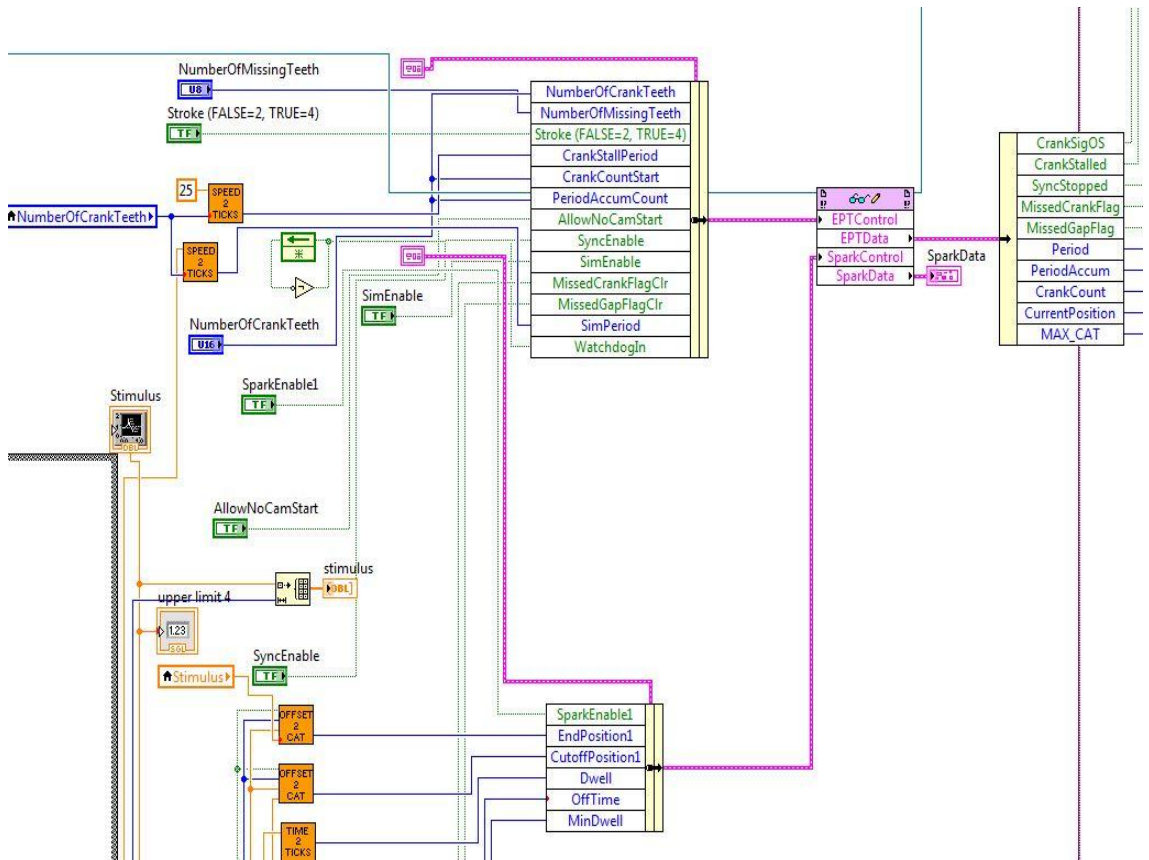


(a)

Şekil 3.26 Sunucu programa ait ön panel (a)



(b)

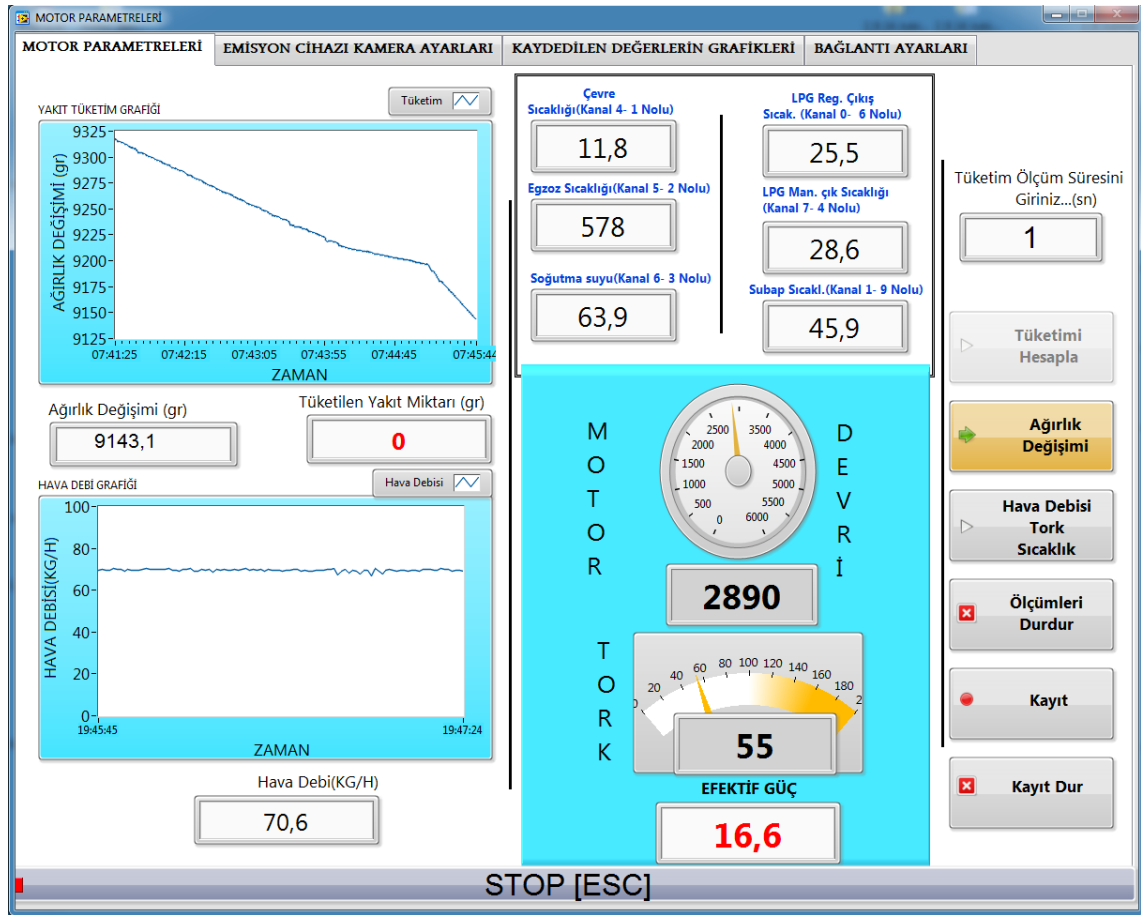


(c)

Şekil 3.27 (Devamı). (b) ve blok diyagram (c) görüntüsü

Yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen verilerin anlık olarak izlenebilmesi ve kaydedilmesi amacıyla LabView ortamında bir program hazırlanmıştır. Bu program ile test düzeneği üzerinde bulunan sensörler ve ısılı çiftler ile tork, devir sayısı, yakıt tüketimi, emme hava debisi, sıcaklık değişimleri ve egzoz emisyon değerleri anlık olarak izlenebilmekte ayrıca kullanıcının belirlediği süre aralığında kaydedilmektedir.

Program açıldığında elde edilen programın görüntüsü Şekil 3.27’de gösterilmiştir.



Şekil 3.28. Tasarlanan programa ait görüntü

Programda ana sayfada motor tork ve devir sayısı parametreleri, tork sensörü üzerinden elde edilmiştir. Motor torku, sensörün analog çıkışlarının cihazın kalibrasyon değerleri ile ayarlanması ile veri toplama kartının analog giriş kanallarıyla ölçülürken, motor devir

sayısı ise sensörün üzerinden konum seziciden gelen bilginin veri toplama kartının sayısal girişleri kullanılarak program içerisinde hesaplanmasıyla ölçülmüştür.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

Yapılan tüm deneylerde ardışık motor çevrimlerinde meydana gelen farklılıkların azaltılması amaçlanmıştır. Çevrimlerde oluşan bu farklılıklar özellikle silindir içi maksimum basınç değeri etrafında gözlemlenmektedir. Maksimum basıncın değeri ve yeri üstünde büyük bir etkiye sahip olan parametrelerden ateşleme avansı, çalışma kapsamında uygulanan farklı kontrol algoritmaları kullanılarak denetlenmeye çalışılmıştır. Bu sayede, kontrol sistemi için geri besleme bilgisi olarak maksimum silindir basıncının ortalama değer etrafındaki salınımlarının azaltılması amaçlanmıştır. Bundan dolayı, bu bölümde öncelikle ateşleme avansı ile maksimum basınç arasındaki ilişki deneysel olarak gösterilecek ve daha sonra tasarlanan sistemin performansı sabit ateşleme avansı değeri ile karşılaştırılarak tartışılacaktır. Ayrıca her durum için indike ortalama efektif basınç (IMEP) değerindeki değişim analiz edilmiştir.

4.1. Ateşleme Avansı ile Maksimum Silindir Basıncı Arasındaki İlişki

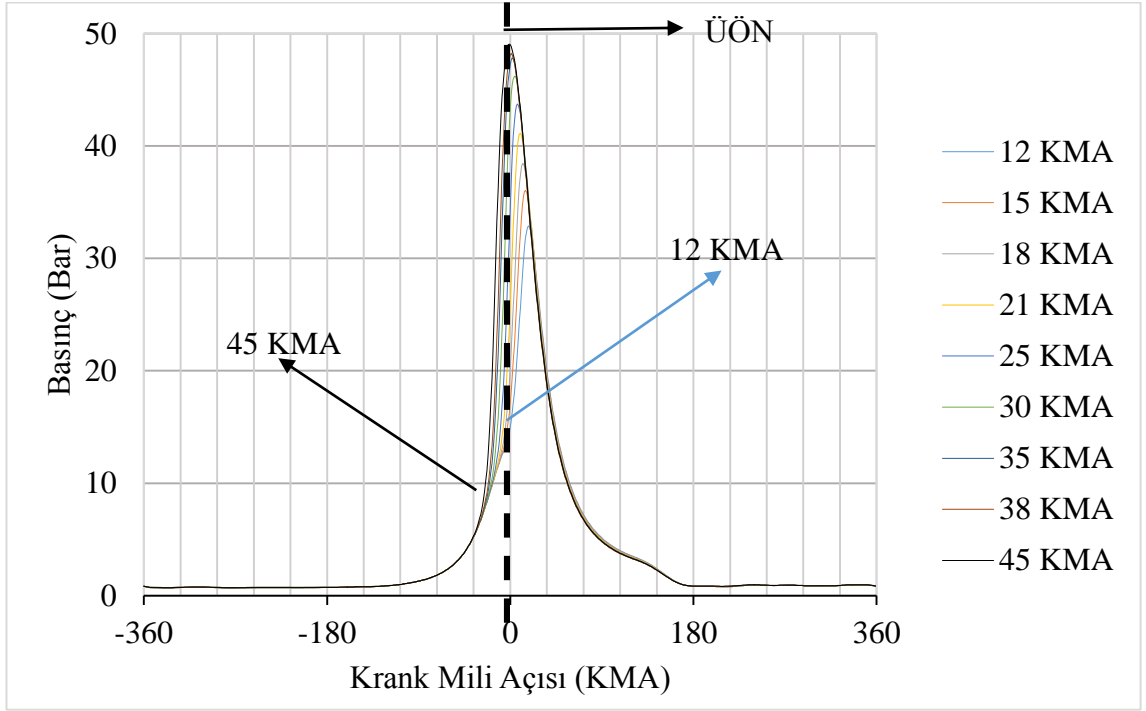
İçten yanmalı motorlarda ateşleme, yanma olayı maksimum güç veya torkun elde edilmesi için piston üst ölü noktaya gelmeden önce gerçekleşmelidir. Yanma motor çalışma prensibi gereğince sıkıştırma zamanının sonunda başlayan ve genişleme zamanına kadar devam eden bir süreçtir. Bu iki süreç arasında maksimum silindir basıncı meydana gelmektedir (Heywood 1988).

Ateşleme avansının krank mili açısı değerine göre çok geciktirilmesi durumunda (ateşleme noktası ÜÖN'ya yaklaştıkça) sıkıştırma zamanı boyunca piston tarafından yapılan iş azalır. Bunun yansıra çevrim boyunca tüm basınç değerleri de azalacağından genişleme zamanı süresince piston üzerine yapılan işte de azalma meydana gelecektir. Ayrıca genişleme zamanının sonunda egzoz supabı açılmadan önce yanmanın tamamlanmama riski olacaktır (Stone *et al.* 1996).

Ateşleme avansının krank mili açısı değerine göre çok erkene alınması durumunda ise (ateşleme noktası ÜÖN'dan uzaklaştıkça) sıkıştırma zamanından önce silindir içi basıncı çok artacak ve bu durum gücün düşmesine neden olacaktır. Böylece, sıkıştırma zamanı boyunca yapılan işteki artış genişleme zamanında piston üzerine yapılan işteki artıştan daha fazla olacaktır. Aynı zamanda, erken ateşleme maksimum basınç ve sıcaklık değerinin artmasına neden olarak vuruntu riskini ortaya çıkaracaktır (Stone *et al.* 1996).

Optimum ateşleme zamanı fren torkunun maksimum olduğu noktada yapılan ateşleme olarak nitelendirilir. Bu nokta maksimum fren torkunu veren ateşleme zamanı olarak isimlendirilmektedir. Bundan dolayı, optimum ateşleme zamanı alev gelişimine ve alevin ilerleme hızıyla bağlantılıdır. Bu bağlantı, aynı zamanda motor tasarımı, çalışma koşulları, yakıtın özelliği ve yanmış gaz karışım oranıyla da ilişkilidir. Ayrıca maksimum fren torkunu veren ateşleme zamanlaması, motor hızıyla da ilişkili olup hızda meydana gelen artış yanmanın oluşması için geçen süreyi tamamlaması için en uygun ateşleme zamanı, krank mili açısına göre daha erkene alınmalıdır. Bu durum avansın artacağı anlamına gelmektedir. Motor yükü ise optimum ateşleme noktasını belirlemede bir diğer etkin faktördür. Yükün artması durumunda emme manifold basıncı artacak, bu durumda ise ateşleme noktasının optimum değeri motor performansını artırmak için ÜÖN'na doğru yaklaşacaktır. Bir başka deyişle, ateşleme avansı azalacaktır (Heywood 1988).

Bu amaçla, bu çalışmada ateşleme avansı ile maksimum silindir basıncı arasındaki ilişkiyi göstermek üzere krank mili açısı derecesine göre sırasıyla ÜÖN'dan 12 dereceden başlanarak, 45 dereceye kadar ateşleme avansı değeri artırılmış ve her bir avans değeri için 1000 adet basınç çevrimi kaydedilip ortalaması alınmıştır. Şekil 4.1'de her bir ateşleme noktasına ait basınç-krank mili açısı ($P-\alpha$) grafiği gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Farklı ateşleme avanslarının maksimum basınç üzerine etkisi

Şekil 4.1 incelendiğinde ateşleme avansı arttıkça maksimum basınç değeri de artmakta ve ÜÖN'na yaklaşmaktadır. Bunun tersine avans azaldıkça maksimum basınç değeri düşmekte ve bu basıncın oluştuğu krank mili açısı değeri ise ÜÖN'dan uzaklaşmaktadır.

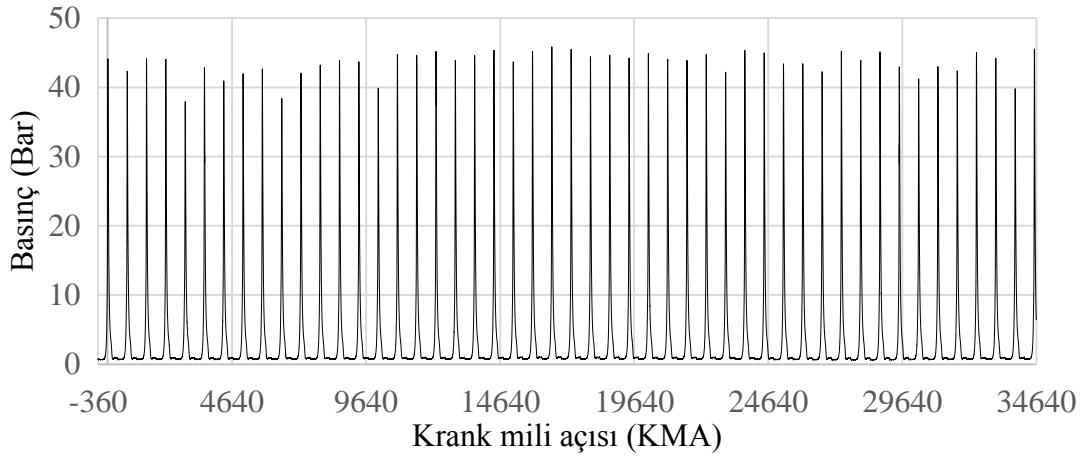
4.2. Sistem Tanımlama Teknikleri ile Modelleme

Bu bölümde deney motoru üzerinden alınan verilere dayalı modelin oluşturulma süreci sunulmuştur. Model tabanlı kontrol yönteminin ilk aşaması, denetlenmesi istenen sistemin matematiksel modelinin elde edilmesidir.

Çevrimsel farklılıkların motorun düşük devir sayılarında veya fakir çalışma koşullarında artmasından dolayı deneylerde kullanılan motor ortalama 1650 (+/-10) devir/dakika hızda ve 60 (+/-5) Nm tork ile çalıştırılmıştır. Sistemin modelleme aşamasına geçmeden önce gaz kelebek açıklık oranı, yağ ve motor suyu sıcaklığı gibi diğer motor parametreleri izlenerek motor kararlı hale gelinceye kadar beklenmiştir. Deneyler aynı şartlarda gerçekleştirilmiştir. Model parametrelerindeki değişimin tutarlılığını incelemek amacıyla

motor, 1700 devir/dakika 80Nm ve 23Nm farklı çalışma koşullarında gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, deneyler dört silindirli motor üzerinde gerçekleştirilmiş fakat sadece birinci silindir üzerinden veri alınmıştır. Tasarlanan kontrol sistemi bir silindir üzerinde uygulanmıştır. Diğer silindirlerin ateşleme kontrolü motorun kontrol ünitesi tarafından sağlanmıştır.

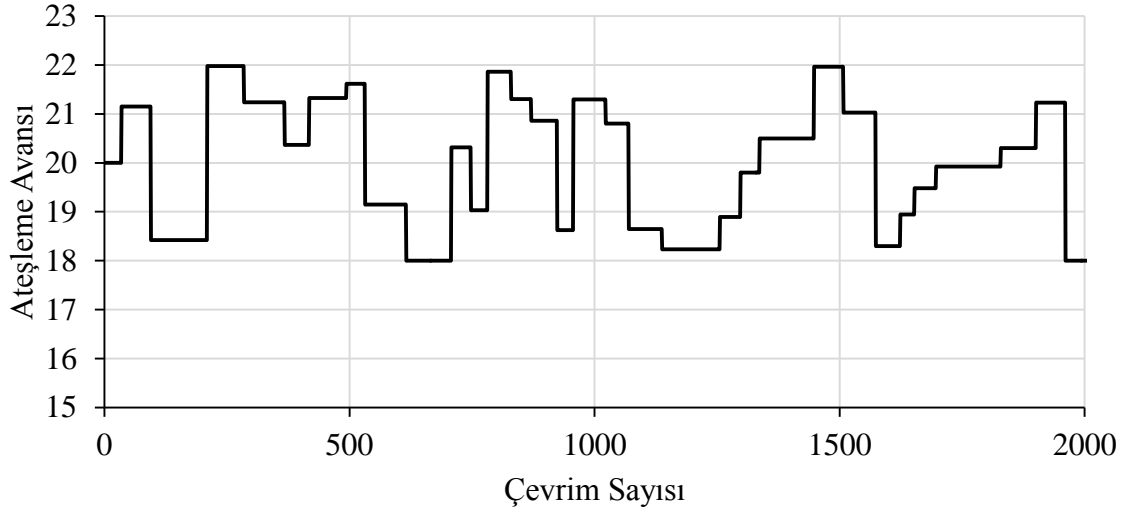
Bu durumda silindir içinde meydana gelen 50 çevrim için basınç eğrilerinin krank mili açısına karşılık grafiği Şekil 4.2’de gösterilmiştir.



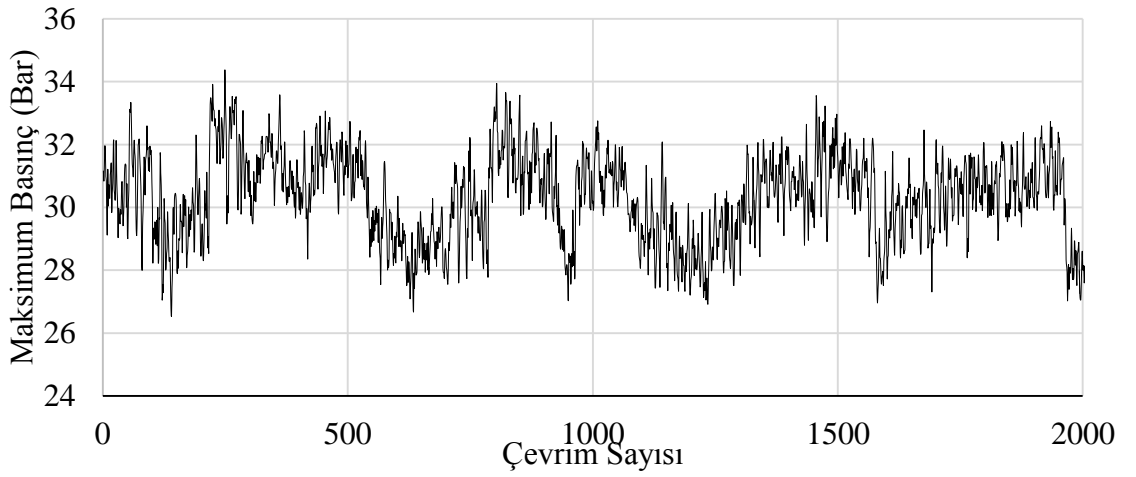
Şekil 4.2. Silindir içi P- α grafiği

Sistem tanımlamada birinci adım, sistemin giriş ve çıkışına ait ham veriler toplanmaktadır. Bu çalışmada, sisteme uyarıcı sinyal olarak rastgele genlik ve genişliğe sahip ateşleme avansı verilmiş ve motor üzerinden silindir içi maksimum basınç verileri çıkış olarak alınmıştır. Şekil 4.3’te motor üzerinden alınan 2000 çevrime ait ateşleme ve Şekil 4.4’de ise maksimum silindir basınç grafikleri gösterilmiştir.

Model hazırlandıktan sonra sonuçlar Excel’e aktarılmış, grafiksel düzenlemeler bu platform üzerinde gerçekleştirilerek analiz edilmiştir.

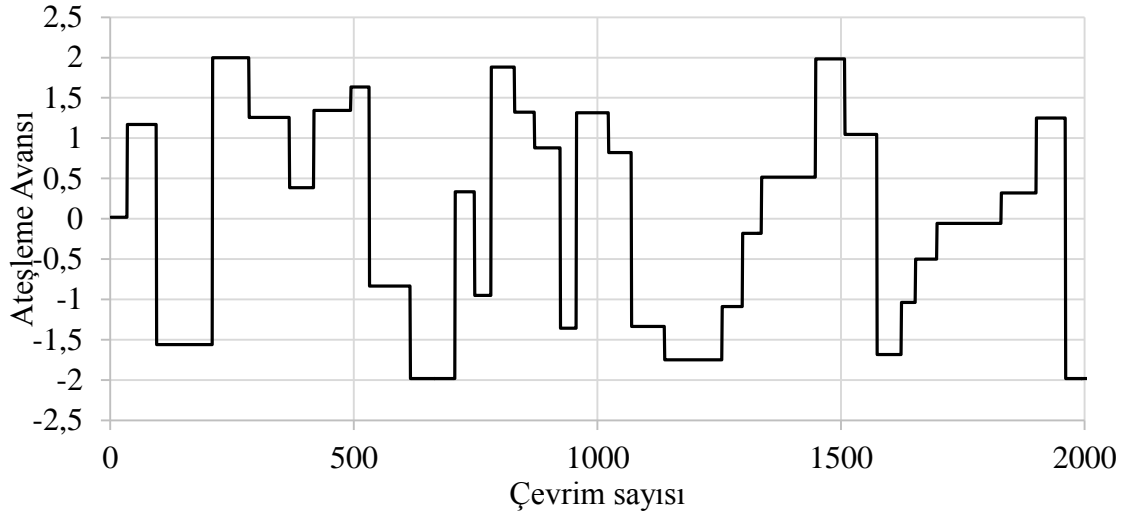


Şekil 4.3. 2000 motor çevrimi için ateşleme avansı

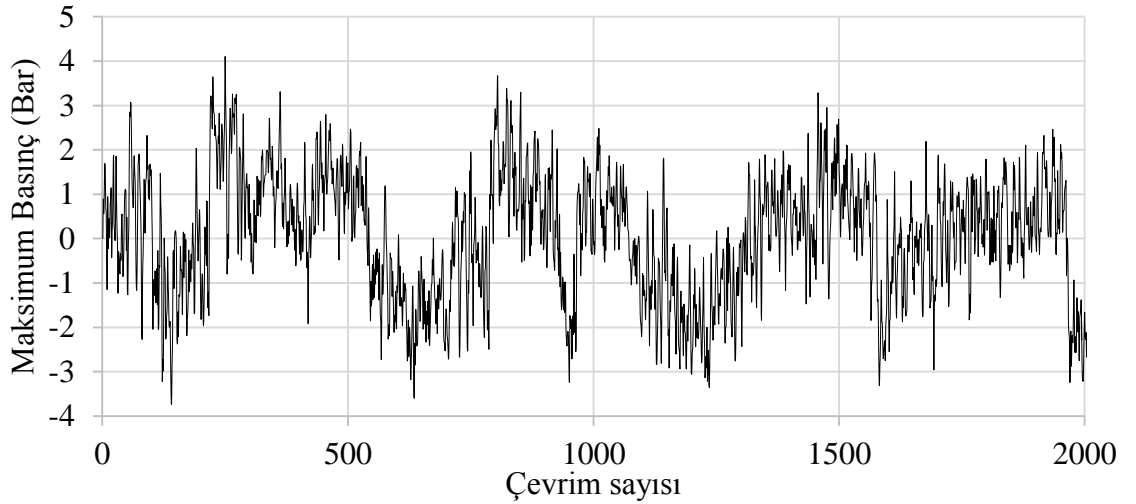


Şekil 4.4. 2000 motor çevrimi için silindir içi maksimum basıncı

Bu aşamadan sonra sistem giriş ve çıkış verilerinin ortalama bileşenlerinden temizlenmesi gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.3 ve 4.4 ile sunulan sistemin giriş-çıkış verilerinin ortalama bileşenlerinden temizlenmiş durumu Şekil 4.5 ve Şekil 4.6 ile gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Ortalama bileşenlerinden temizlenmiş ateşleme verileri



Şekil 4.6. Ortalama bileşenlerinden temizlenmiş maksimum basınç verileri

Model kestiriminde modelin mertebesi seçilirken dikkatli olunması gerekmektedir. Bunun yanı sıra modelin gerçek verileri tahminindeki başarımların oranı incelenmelidir. Sistem modeli oluşturulurken bir sonraki çevrimde meydana gelecek olan maksimum basınç değerinin tahmin edilmesi dikkate alındığından Bölüm 2’de verilen Eşitlik (12) içerisinde yer alan d ifadesi $d = 1$ olarak alınmıştır. Bundan başka hem süreci daha iyi tanımlamak hem de model mertebesini daha fazla artırmamak için yine Eşitlik (12)’deki ifadede $A(z)$ ’in derecesi 3 olarak seçilmiştir. Ayrıca modeli basitleştirmek ve hatanın

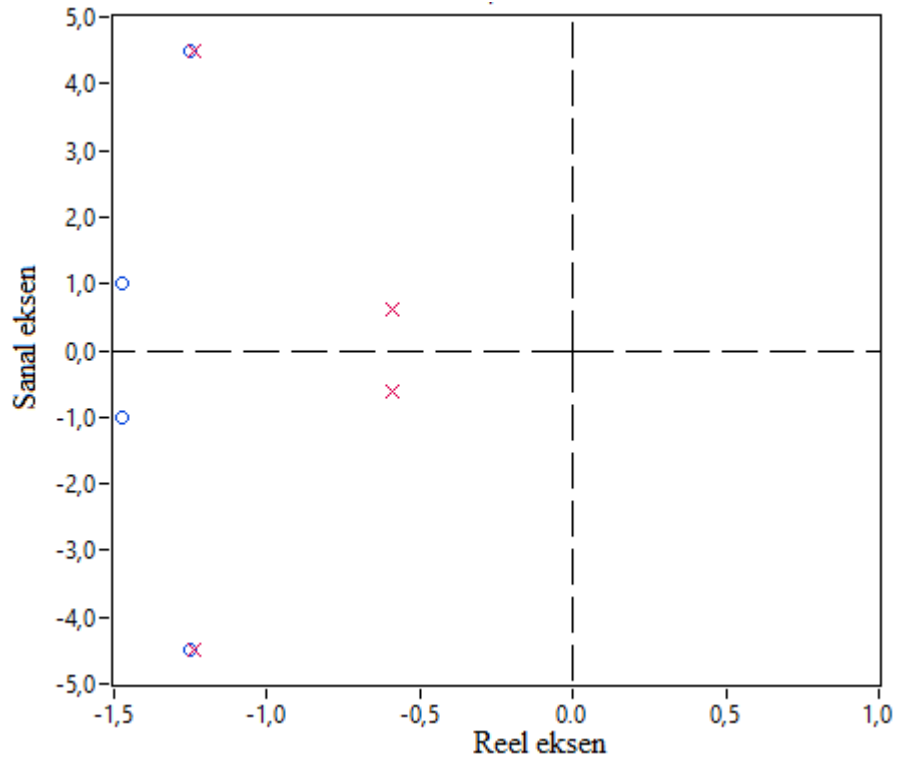
etkisini en aza indirmek amacıyla $C(d) = 1$ olarak alınmıştır. Buna göre model parametrelerinin hesaplanmasının sonunda Eşitlik (55) ile ifade edilen ARMAX modeli elde edilmiştir.

$$\begin{aligned} & (1 - 0,786795z^{-1} - 0,0679485z^{-2} + 0,184489z^{-3})P_{max}(n) \\ & = z^{-1}(0,337999 + 0,16506z^{-1})AA(n) + e(n) \end{aligned} \quad (55)$$

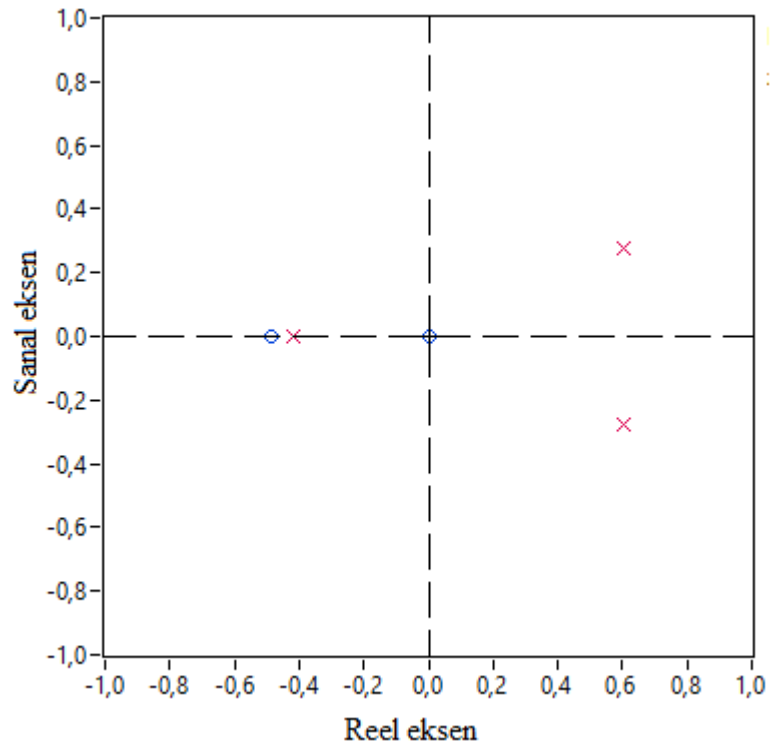
Bu ifadede P_{max} , maksimum basıncı; AA ise ateşleme avansını göstermektedir. Ayrıca, bu eşitlik içerisinde yer alan polinomlar aşağıda ifade edilmiştir.

$$\begin{aligned} A(z) &= (1 - 0,786795z^{-1} - 0,0679485z^{-2} + 0,184489z^{-3}) \\ B(z) &= (0,337999 + 0,16506z^{-1}) \\ C(z) &= 1 \end{aligned} \quad (56)$$

Elde edilen modelin verilerin ikinci kısmıyla doğruluk testi yapılmadan önce modelin kutup-sıfır haritası çizdirilip kutupların birim çember içerisinde olup olmadığına bakılarak sistemin kararlılığı incelenmelidir. Şekil 4.7'de sistemin karşılaştırmak amacıyla hem z -domeninde hem de s -domeninde kutup-sıfır haritası gösterilmiştir.



(a)

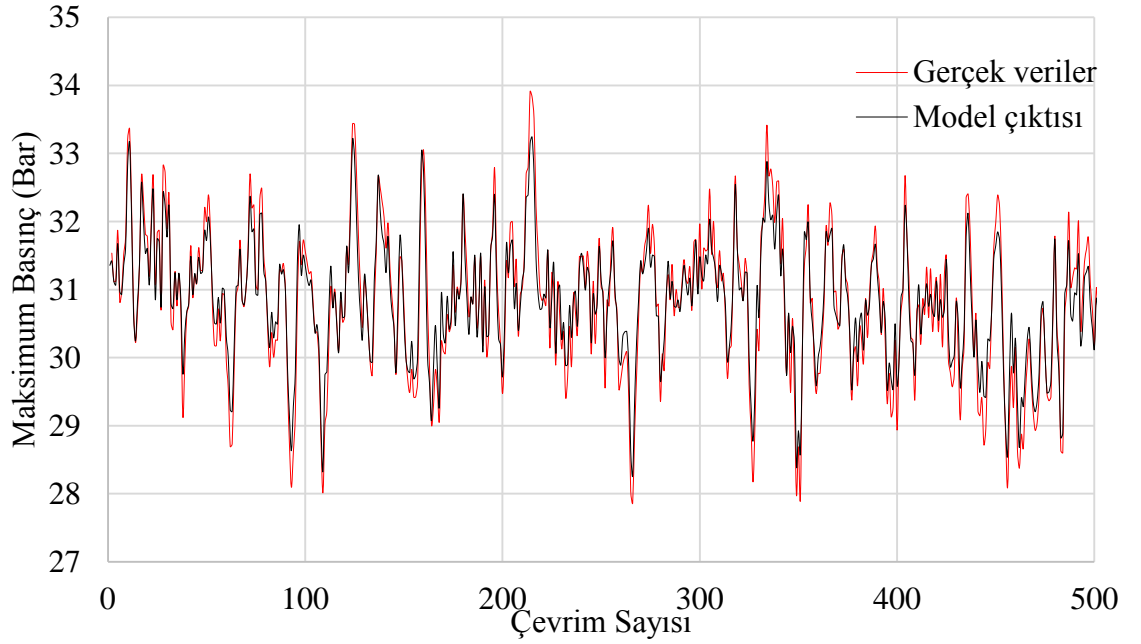


(b)

Şekil 4.7. Modelin kutup-sıfır haritası (a) s domeni (b) z domeni

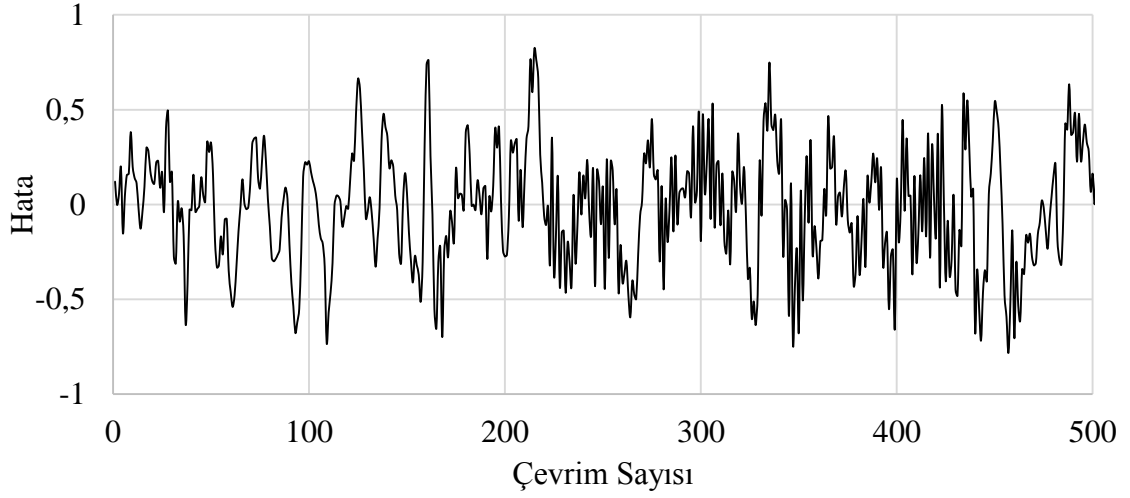
Şekil 4.7'den görüleceği üzere sistemi tanımlayan modelin s domeninde köklerin sol yarı düzlemde yer alması ve z domeninde ise birim çember dışında hiçbir kutbunun olmaması sistemin kararlı olduğu sonucunu doğurmaktadır. Bundan dolayı sistemi oluşturan polinomların mertebelerinde bir değişiklik yapmaya gerek olmadığı görülmektedir.

Kestirilen sistem modelinin doğruluk testinin ilk basamağında model tahmin çıktısı ile gerçek verilerin doğrulama testi yapabilmek için deney sistemi üzerinden örnek olarak alınan 500 veri karşılaştırılmıştır. Şekil 4.8'de gerçek veriler ile modelden alınan verileri karşılaştıran grafik sunulmuştur. Bu grafikte gerçek veriler ile model çıktısı %87,668 oranında uyduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.8. Gerçek veriler ile model çıktısının karşılaştırılması

Ayrıca, model ile gerçek veriler arasındaki hata grafiği Şekil 4.9'da gösterilmiştir.



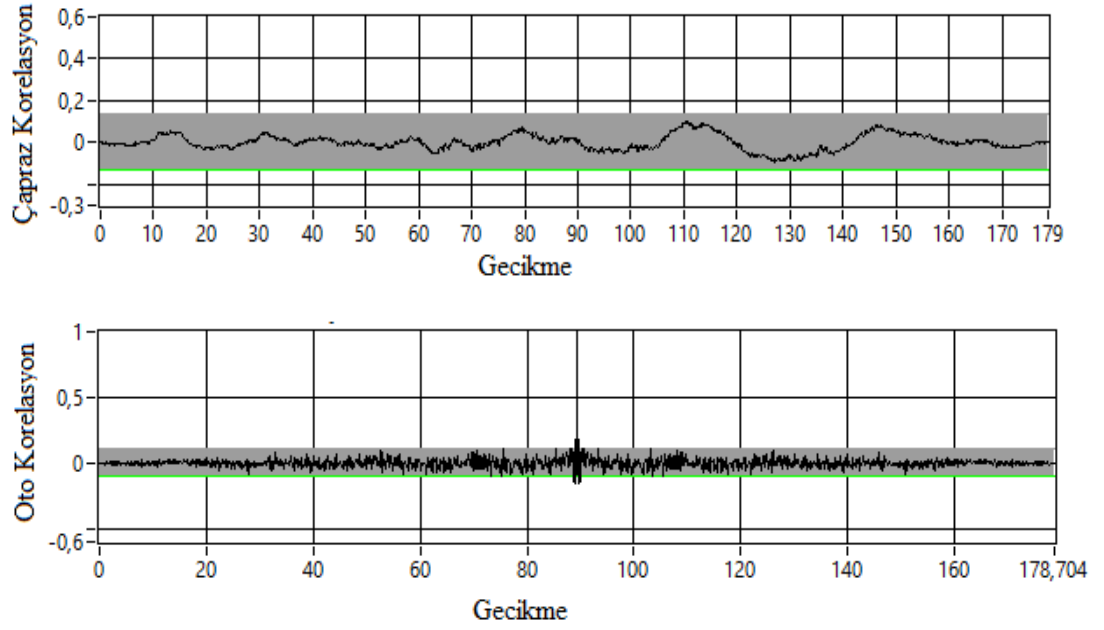
Şekil 4.9. Model ile gerçek veriler arasındaki hata grafiği

Şekil 4.8'den görüleceği üzere elde edilen ARMAX modelinin gerçek verileri tahmin etmede başarılı olduğu söylenebilir.

Doğrulama testinin ikinci kısmında ise artık analizi gerçekleştirilmiştir. Artık analiz testi tahmin hatasının uyarıcı giriş sinyali ile ilişki olup olmadığını test etmektedir. Bunun için oto korelasyon ve çapraz korelasyon testi uygulanmaktadır. Şekil 4.10'da oto korelasyon ve çapraz korelasyon grafikleri verilmiştir.

Şekil 4.10'dan görüleceği üzere hem oto korelasyon ve hem de çapraz korelasyon değerlerinin %95 güven aralığı içerisinde oldukları görülmektedir.

Ayrıca model parametrelerinin değişimlerindeki tutarlılığı incelemek için farklı şartlarda deneyler yapılmıştır. Deney koşulları değiştikçe parametrelerde de değişimler meydana gelmiştir. Fakat bu değişimlerin elde edildiği koşullarda tutarlı olması beklenmektedir. Bu amaçla öncelikle devir sayısı 1700 devir/dakika ve motor yükü ise 80 Nm'ye yükseltilmiştir. Bu koşullarda model parametrelerindeki değişim Çizelge 4.1'de gösterilmiştir.

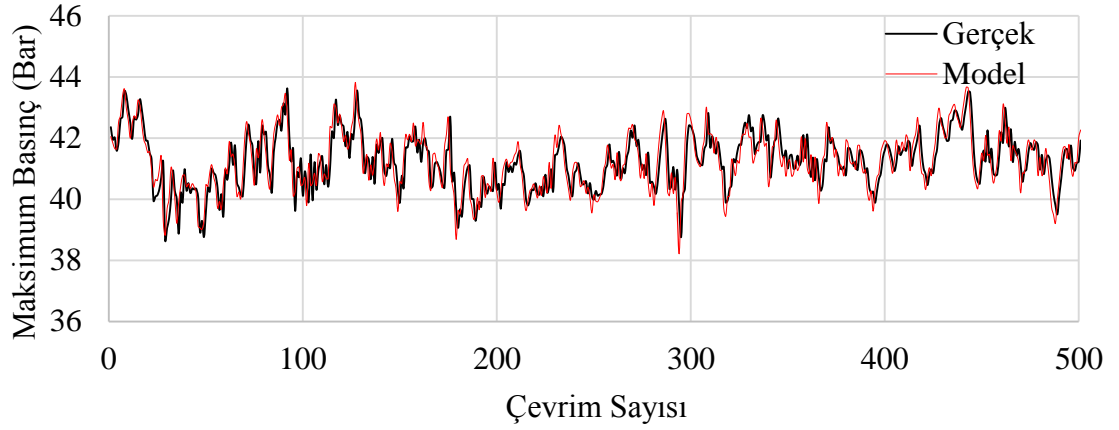


Şekil 4.10. Oto korelasyon ve çapraz korelasyon grafikleri

Çizelge 4.1. 1700 devir/dakika ve 80 Nm çalışma koşullarında model parametrelerinin değişimi

	a ₁	a ₂	a ₃	b ₁	b ₂
1	-0,4538	-0,1960	-0,1038	1,2276	0,89383
2	-0,4534	-0,2027	-0,1055	1,2671	0,89311
3	-0,4532	-0,2196	-0,1091	1,2774	0,88815
4	-0,4538	-0,2106	-0,1015	1,2628	0,88646
5	-0,4535	-0,2017	-0,1073	1,2559	0,88166

Çizelge 4.1'den görüleceği üzere 5 adet parametre değişimi incelendiğinde model parametrelerinin birbirlerine oldukça yakın değerler aldıkları görülmektedir. Ayrıca model çıktısı ile gerçek veriler Şekil 4.11'de birlikte gösterilmiştir.

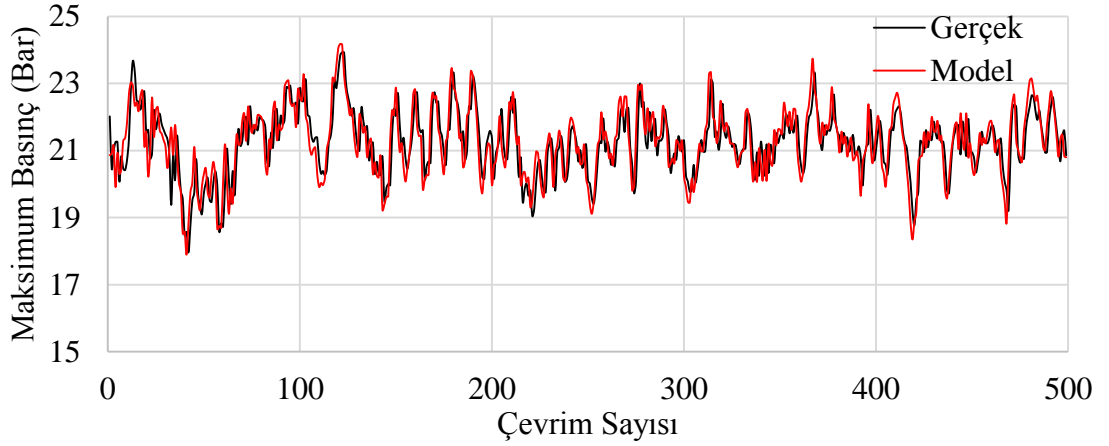


Şekil 4.11. 1700 devir/dakika ve 80 Nm çalışma koşullarında gerçek veriler ile model çıktısının karşılaştırılması

Bu aşamadan sonra devir sayısı sabit tutularak motor yükü 23 Nm'ye düşürülmüş ve maksimum silindir basınç verileri kaydedilmiştir. Bu çalışma koşullarına ait model parametrelerindeki değişim Çizelge 4.2'de ve model ile gerçek verilerin karşılaştırıldığı grafik ise Şekil 4.12'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.2. 1700 devir/dakika ve 23 Nm çalışma koşullarında model parametrelerinin değişimi

	a1	a2	a3	b1	b2
1	-0,98712	0,17662	0,14644	1,0146	0,89383
2	-0,97670	0,17258	0,14402	1,0444	0,89311
3	-0,98174	0,17016	0,14124	1,0401	0,88815
4	-0,98314	0,17095	0,14200	1,0241	0,88646
5	-0,99150	0,17871	0,14632	1,0433	0,88166



Şekil 4.12. 1700 devir/dakika ve 23 Nm çalışma koşullarında gerçek veriler ile model çıktısının karşılaştırılması

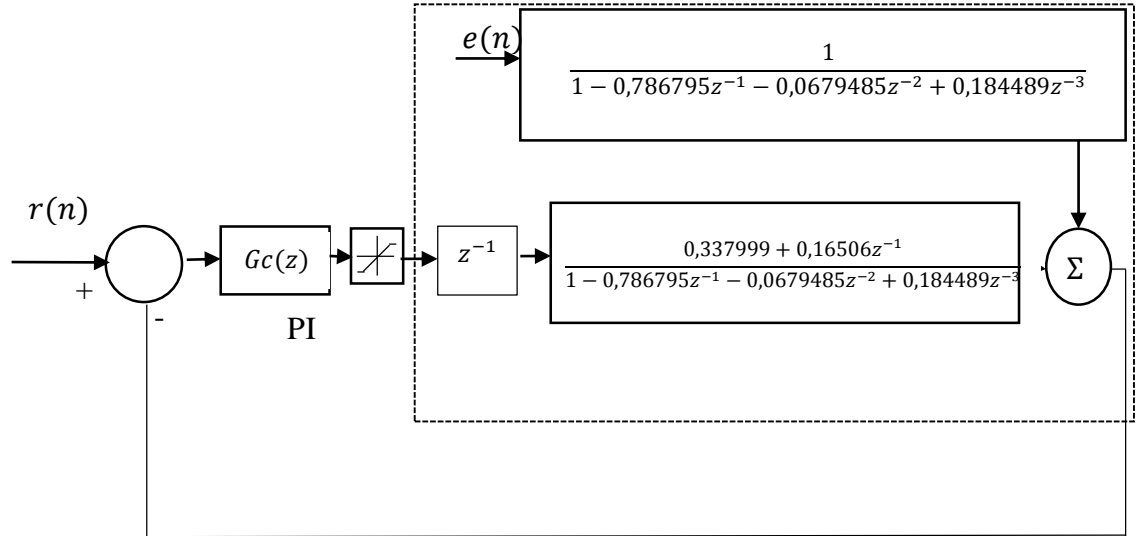
Şekil 4.12'den görüleceği üzere parametrelerdeki değişimin oldukça tutarlı ve model çıktısının gerçek verileri izlemesinde başarılı olduğu söylenebilmektedir.

4.3. Silindir İçi Maksimum Basıncın Ateşleme Avansı ile Denetimi

Model tabanlı denetimci tasarımının ikinci basamağında sistemin uygun denetim algoritmaları ile kontrolü yer almaktadır. Bu amaçla, silindir içi maksimum basınç değeri öncelikle endüstride sıklıkla kullanılan PI denetimcisi ile daha sonra ise maksimum basınçtaki salınımları azaltmak üzere minimum varyans ve genelleştirilmiş minimum varyans denetleyiciler kullanılarak denetlenmiştir. Elde edilen bulgular ilgili bölüm sonunda hem sabit ateşleme avansı maksimum silindir basınç değerinin değişkenlik katsayıları ile karşılaştırılarak denetleyicilerin performansları incelenmiştir. Ayrıca çalışma sonunda her bir kontrolcünün indike ortalama efektif basınç değerlerindeki değişim analiz edilmiştir. Bununla birlikte, maksimum basınçta meydana gelen dalgalanmaları, sabit ve denetleyicilerin uygulandığı durumlarda oluşan maksimum basınç dalgalanmaları için ortalama değerlerinden %5'lik sapma miktarı grafiklerde gölgeli alan şeklinde gösterilerek analiz edilmiştir.

4.3.1. PI (Oransal-İntegral) denetleyici tasarımı

Silindir içi maksimum basıncın kontrolü için tasarlanan PI kontrolcüye ait blok diyagram Şekil 4.13’de gösterilmiştir. Şekil 4.13’den görüldüğü gibi silindir içi maksimum basıncın kontrolünün PI kontrol yöntemiyle gerçekleştirilebilmesi için, silindir içi maksimum basınç ile ateşleme avansı arasındaki ilişkiyi tanımlayan transfer fonksiyonuna ihtiyaç duyulmaktadır. Sistem tanımlama tekniklerinin kullanılmasıyla elde edilen modelde sistemin çıkışı maksimum silindir basıncını gösterirken kontrolcü tarafından denetlenen parametre ise ateşleme avansıdır.



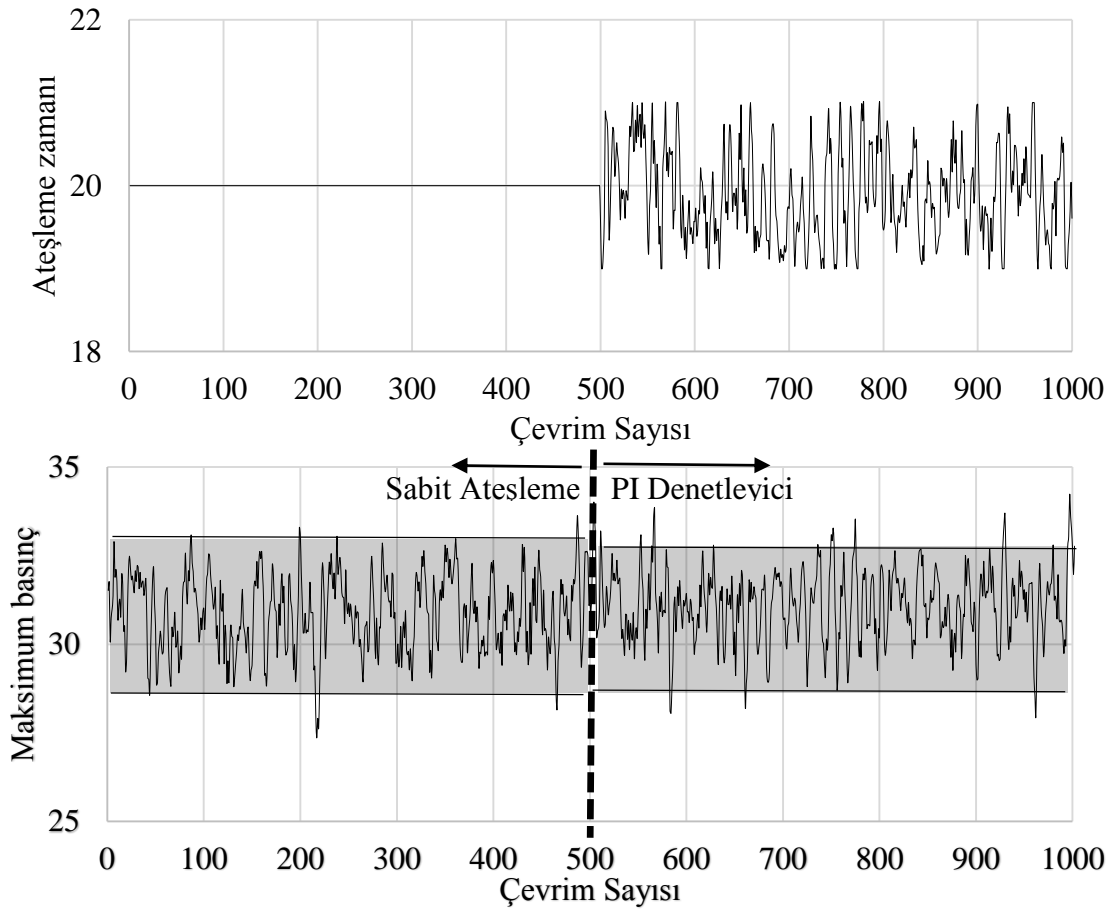
Şekil 4.13. PI denetleyici blok diyagramı

PI kontrolcüsüne ait parametreler, ikinci bölümde anlatılan Ziegler-Nichols deneysel parametre ayarlama yönteminden frekans cevabına göre kazanç ve faz marjlerinin bulunmasıyla ayarlanarak transfer fonksiyonu elde edilmiş ve tasarlanan kontrolcü deney test düzeneğinde gerçek zamanlı olarak uygulanmıştır. Ayrıca blok diyagramda referans işareti olarak ortalama maksimum silindir basınç değeri girilmiştir. Eşitlik (57)’de PI kontrolcüsüne ait transfer fonksiyonu verilmiştir.

$$G_c(z) = \frac{2,87889 - 0,45569z^{-1}}{1 - z^{-1}} \quad (57)$$

Bu çalışmada uygulanan kontrolcüde “D (türev)” terimi kullanılmamıştır. Bu durumun sebebi türevin ölçüm gürültüsü bulunan sistemlerde bu gürültüyü yükseltici etkisi olmasıdır.

PI denetleyicisinin performans karşılaştırması deneysel olarak yapılmıştır. Bunun için öncelikle sisteme 500 çevrim için 20 KMA sabit ateşleme avansı uygulanmış daha sonra sistemde PI denetleyicisinin içinde bulunduğu ve maksimum silindir basıncının geri besleme işareti olarak kullanıldığı kapalı döngü kontrol sistemi tasarlanarak yine 500 adet çevrim için denetleyici tarafından üretilen ateşleme avansı değeri uygulanmıştır. Her iki durum için elde edilen maksimum silindir basınç değişimi ve ateşleme sinyal grafiği Şekil 4.14’de gösterilmiştir.



Şekil 4.14. Sabit ve PI denetleyicisi ile ateşleme işareti uygulandığı durumda maksimum basınç değerlerinin değişimi

Şekil 4.14 incelendiğinde PI denetleyicisi kullanılarak ateşleme işareti üretildiğinde sabit ateşlemeye göre sistem çıkışındaki maksimum silindir basınç verisi üzerinde meydana gelen dalgalanmada azalma gözlemlenmektedir. Bu azalmanın matematiksel olarak ifade edilmesi için sabit ateşleme işareti uygulandığı durumdaki maksimum basıncın 500 verisi ile PI denetleyicisiyle üretilen ateşleme ile elde edilen 500 maksimum silindir basınç verisinin varyans değerleri karşılaştırılmalıdır. Sabit ateşleme uygulandığı durumdaki silindir içi maksimum basınç verilerinin varyans değeri 1,133 iken PI denetleyici ile bu değer 1,0039 olarak hesaplanmaktadır. Bu iki değer arasındaki fark yüzdelik olarak %8,238 ile ifade edilmektedir. Ayrıca sabit ateşleme için maksimum basınçlardaki varyans katsayısı %3,451 iken PI denetimcisi ile ateşleme yapıldığında ise %3,280 olarak bulunmaktadır. Varyans katsayısından da görüleceği üzere maksimum basınç değerlerinin ortalama değer etrafındaki yüzdelik sapma miktarında da küçük bir azalma gerçekleştirilmiştir.

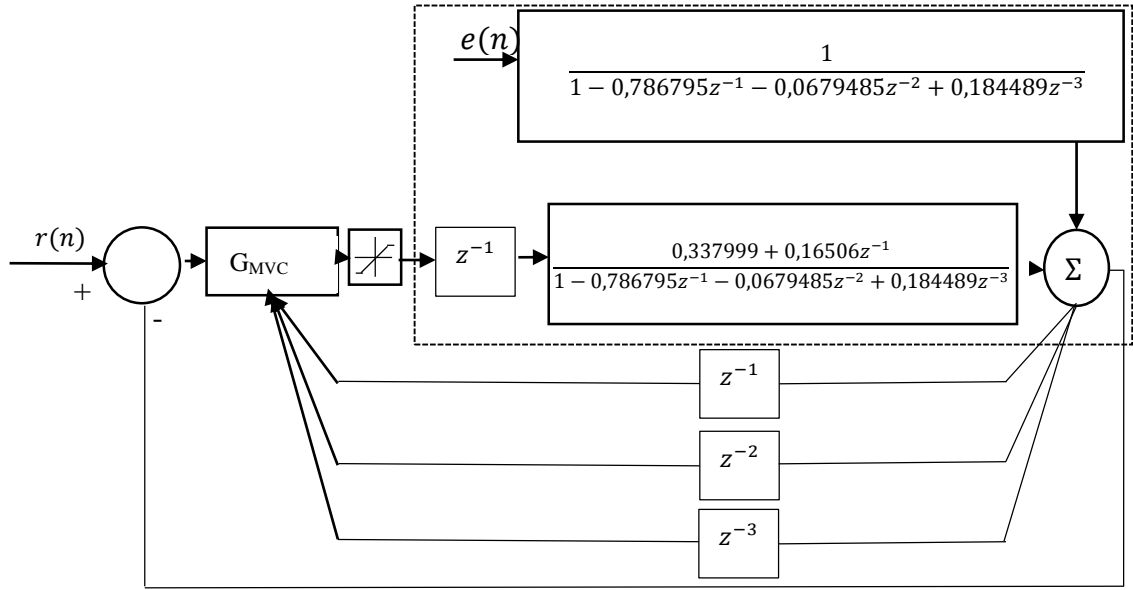
4.3.2. Minimum varyans denetleyicisi tasarımı

Çalışma kapsamında tasarlanan ikinci kontrol yöntemi olarak sistem çıkışındaki verilerin varyans oranını azaltmak üzere minimum varyans denetleyicisi seçilmiştir. Bu kontrolcüye ait transfer fonksiyonun elde edilmesinde Bölüm 2.4.2’de ele alınan adımlar gerçekleştirilmiştir. Öncelikle, Eşitlik (37) ile ifade edilen fonksiyonun minimize edilmesi gerekmektedir. Daha sonra sırasıyla yine bu bölümde ifade edilen işlemlerin gerçekleşmesiyle minimum varyans denetleyicisine ait transfer fonksiyonu Eşitlik (58) ile tanımlanmaktadır.

$$u(n) = \frac{a_1 y(n) + a_2 y(n-1) + a_3 y(n-2) - b_1 u(n-1) + r(n)}{b_0}$$

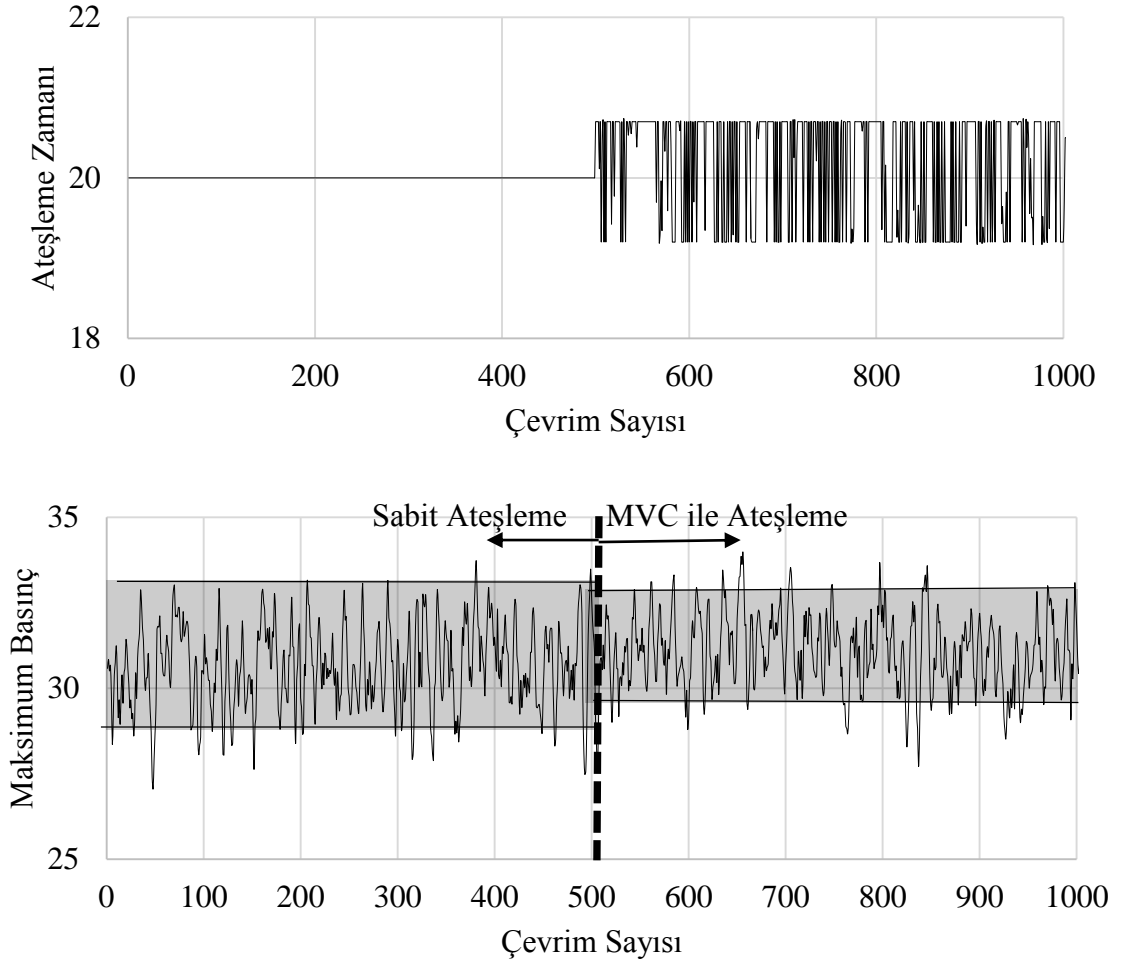
$$u(n) = \frac{-0,786795y(n) - 0,0679485z^{-1}y(n) + 0,184489z^{-2}y(n) - 0,16506z^{-1}u(n) + r(n)}{0,337999} \quad (58)$$

Silindir içi maksimum basıncın kontrolü için tasarlanan minimum varyans denetleyicisine ait blok diyagram Şekil 4.15’de gösterilmiştir.



Şekil 4.15. Minimum varyans denetleyicisi blok diyagramı

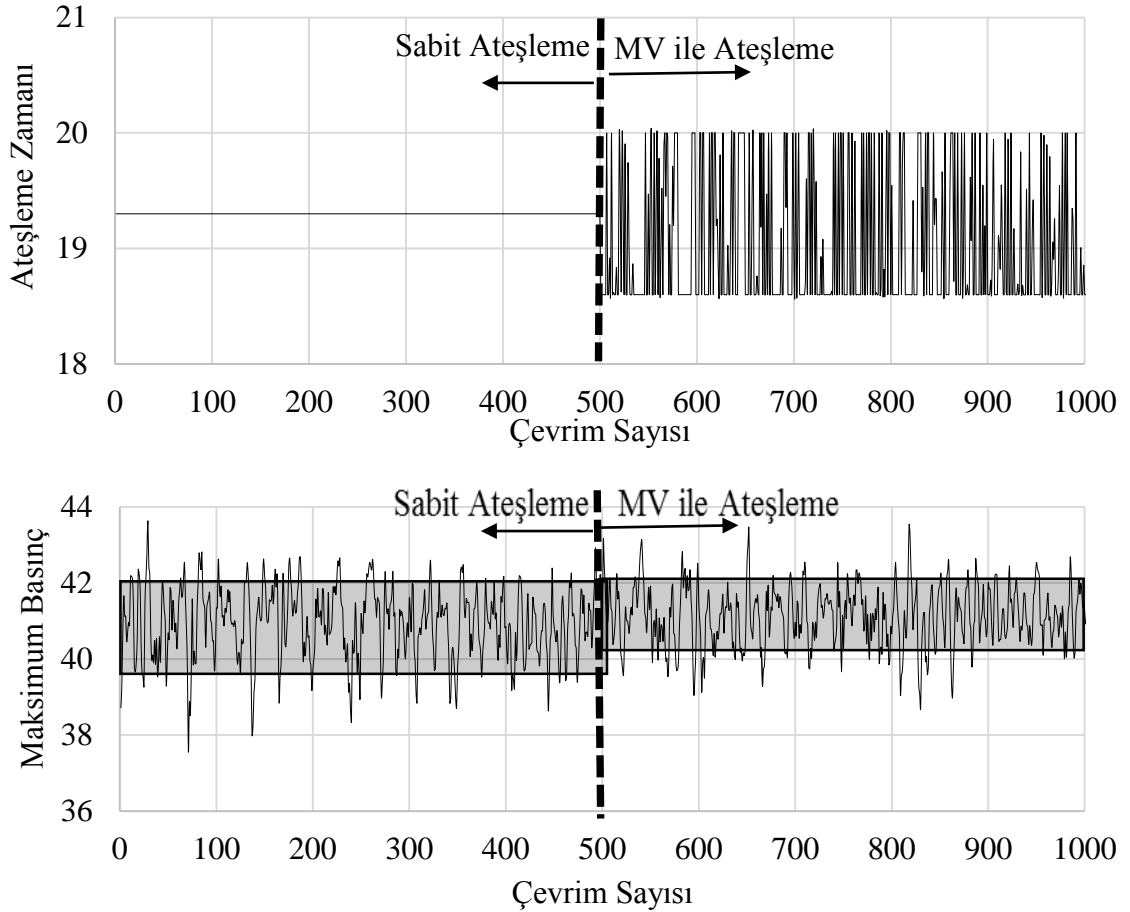
Minimum varyans denetleyicisi uygulandığı durumda maksimum silindir basınç değişimi ve ateşleme sinyal grafiği Şekil 4.16'da gösterilmiştir.



Şekil 4.16. Sabit ve MV denetleyicisi ile ateşleme işareti uygulandığı durumda maksimum basınç değerlerinin değişimi

Şekil 4.16 incelendiğinde minimum varyans kontrolcü kullanılarak ateşleme işareti üretildiğinde sabit ateşlemeye göre PI denetleyicisiyle karşılaştırıldığında sistem çıkışındaki maksimum silindir basınç verisinin ortalama değer etrafındaki dalgalanmalarının azaldığı görülmektedir. Varyans değerleri kullanılarak bu azalma karşılaştırıldığında ise sabit ateşleme uygulandığı durumdaki silindir içi maksimum basınç verilerinin varyans değeri 1,490013 iken MV denetleyici ile bu değer 1,214914 ve iki değer arasındaki fark yüzdelik olarak % 18,46291 olarak hesaplanmaktadır. Ayrıca sabit ateşleme için maksimum basınçlardaki değişim katsayısı %3,989 iken MV kontrolcü ile ateşleme yapıldığında ise %3,552 olarak bulunmaktadır. Değişim katsayısından da görüleceği üzere maksimum basınç değerlerinin ortalama değer etrafındaki yüzdelik sapma miktarında da azalma gerçekleşmiştir.

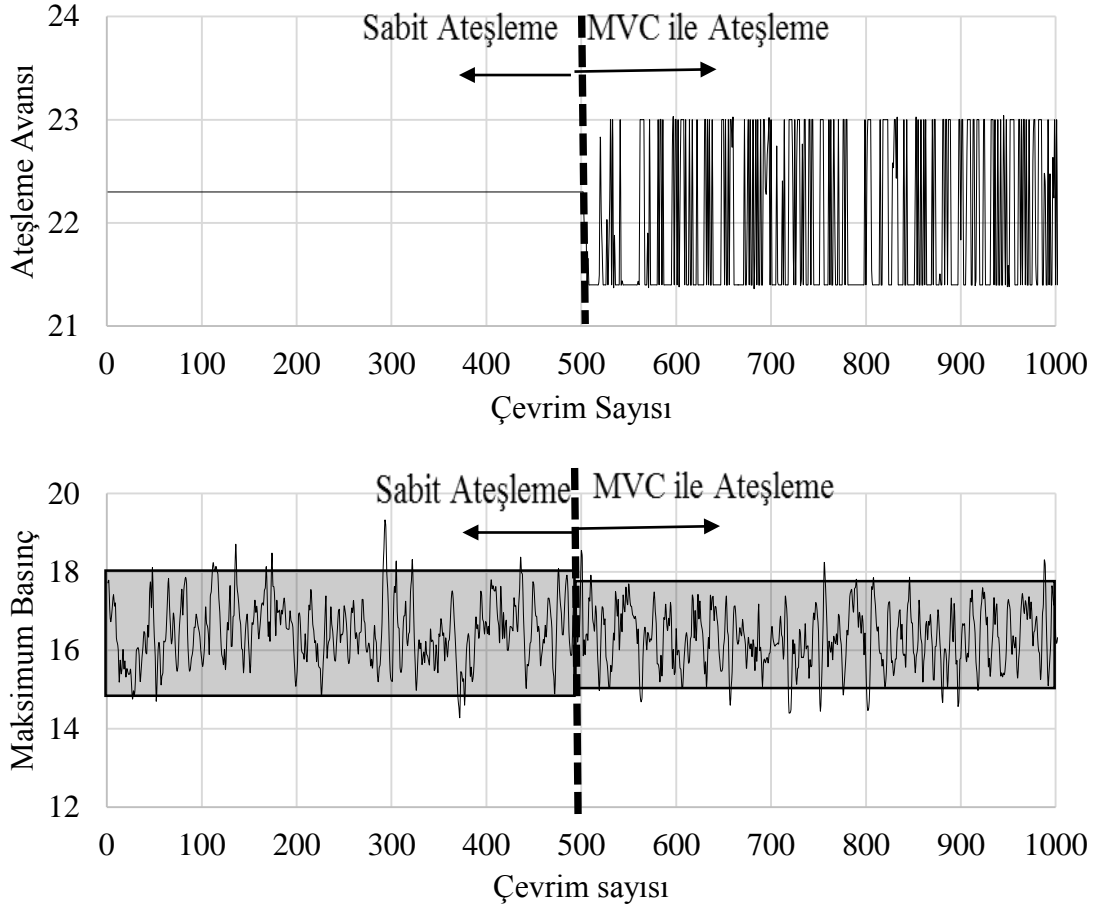
Bundan sonra, farklı devir sayıları ve farklı yüklerde minimum varyans denetleyicisini performansını doğrulamak için deneyler gerçekleştirilmiştir. 1700 devir/dakika ve 80 Nm çalışma koşullarında elde edilen sonuçlar Şekil 17’de gösterilmiştir.



Şekil 4.17. 1700 devir/dakika ve 80 Nm çalışma koşullarında sabit ve MV denetleyicisi ile ateşleme işareti uygulandığı durumda maksimum basınç değerlerinin değişimi

Bu çalışma koşullarında sabit ateşleme için maksimum basınçlardaki değişim katsayısı %2,317 iken MV kontrolcü ile ateşleme yapıldığında ise %1,925 olarak bulunmaktadır. Değişim katsayısından da görüleceği üzere maksimum basınç değerlerinin ortalama değer etrafındaki yüzdelik sapma miktarında azalma gerçekleşmiştir.

Motor çalışma koşulları 1700 devir/dakika ve 23Nm’e ayarlandığında ise elde edilen sonuçların grafiksel biçimde gösterimi Şekil 4.18’de verilmiştir.



Şekil 4.18. 1700 devir/dakika ve 23 Nm çalışma koşullarında sabit ve MV denetleyicisi ile ateşleme işareti uygulandığı durumda maksimum basınç değerlerinin değişimi

Şekil 4.18 maksimum basınç grafiği incelendiğinde minimum varyans denetleyicisi uygulandığı durumdaki maksimum basınç değerlerindeki salınım, sabit ateşleme yapıldığı duruma göre net bir şekilde azaldığı görülmektedir. İstatistiksel olarak ifade edildiğinde sabit ateşleme durumundaki basınç değerlerindeki değişim oranı %4,903 iken, minimum varyans denetleyicisi kullanıldığı 500.'cü çevrimden sonra elde edilen verilerin değişim oranı ise %4,5664 değerine düşmüştür.

4.3.3. Genelleştirilmiş minimum varyans denetleyicisi tasarımı

Genelleştirilmiş minimum varyans denetleyicisi de Eşitlik (47) ve Eşitlik (48) ile tanımlanan sahte çıkış $\varphi(n + k)$ 'nin minimizasyonu amaçlanmaktadır. Minimum

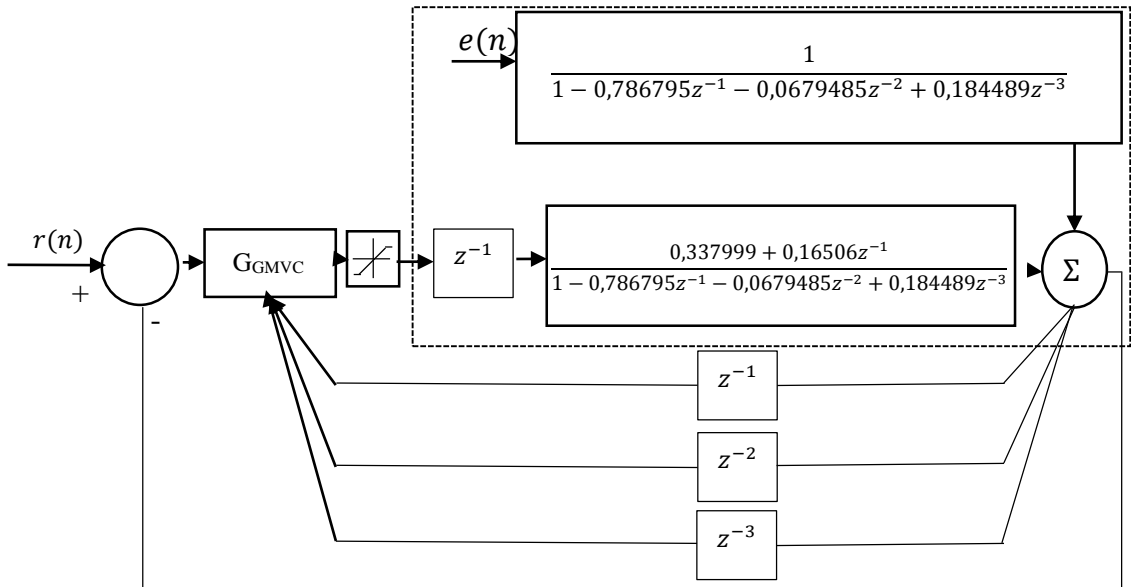
varyans kontrolcüde olduğu gibi genelleştirilmiş minimum varyans kontrolcüsüne ait transfer fonksiyonu Eşitlik (53) ile ifade edilmiştir. Bu denklemde model katsayı parametreleri yerine konulursa Eşitlik (59) elde edilecektir.

$$u(n) = \frac{Pb_0(P(-a_1y(n)-a_2y(n-1)+b_1u(n-1))+Rr(n))}{P^2b_0+Q^2} \quad (59)$$

$$u(n) = \frac{P0,337999(P(0,786795y(n) + 0,0679485z^{-1}y(n) - 0,184489y(n)z^{-1} + 0,16506u(n)z^{-1}) + Rr(n))}{P^20,337999 + Q^2}$$

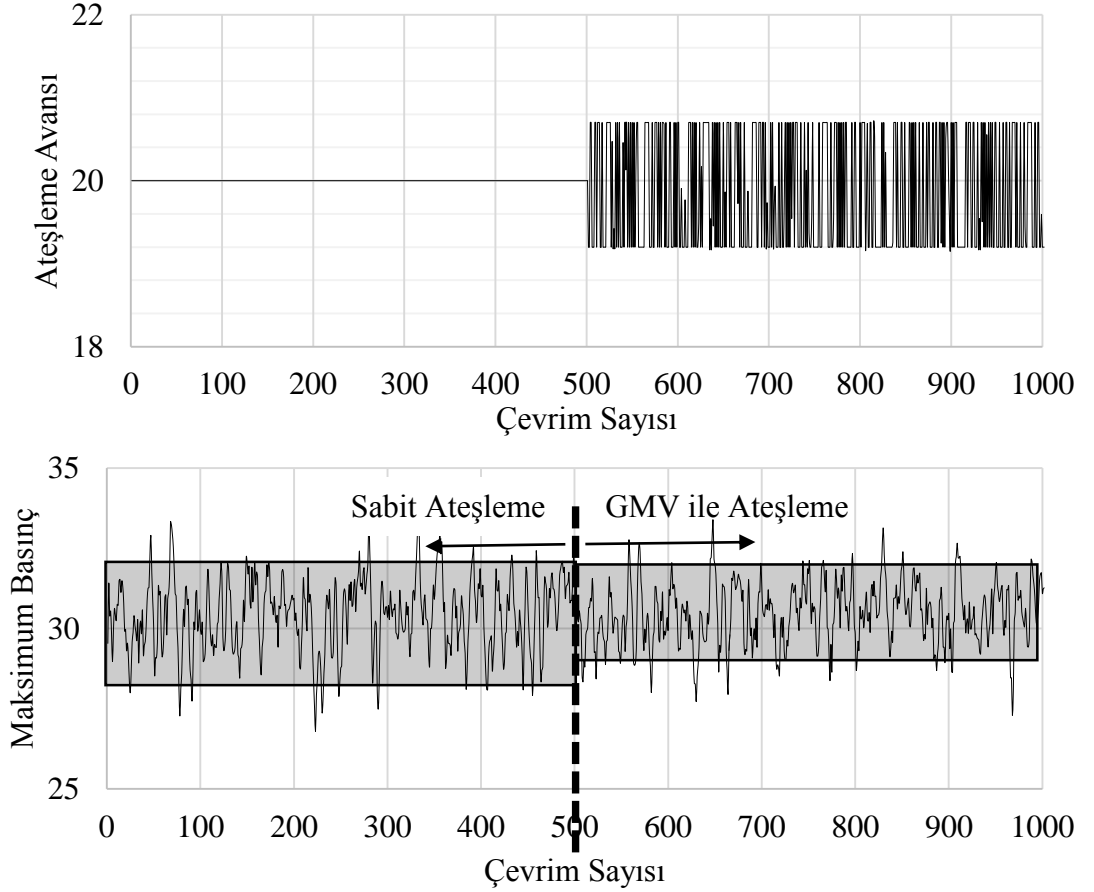
GMV denetleyicisinin MV' den farklı yanı, kontrolcüyü tanımlayan fonksiyon içerisinde P, R ve Q parametrelerinin yer almasıdır. Bölüm 2.4.3'de ifade edildiği gibi bu parametrelerin seçimi oldukça önemlidir. Tamamen deneme yanılma yöntemiyle seçilebilen bu parametreler için bazı kurallar ile sınırlandırıcı bir alanda seçim yapmak mümkün olmaktadır. Parametrelerde $P=1$ ve $R>1$ ve $Q<1$ olacak şekilde seçilirse sistem çıkışının referans olarak sisteme gönderilen işareti izleme performansı artırılabilir. Bu amaçla yapılan deneyler esnasında $Q=0,1204$ olarak seçilmesine karar verilmiştir.

Ayrıca GMV denetleyicisine ait blok diyagram Şekil 4.19'de gösterilmiştir.



Şekil 4.19. Genelleştirilmiş minimum varyans denetleyicisi blok diyagramı

Genelleştirilmiş minimum varyans kontrolcü uygulandığı durumda maksimum silindir basınç değişimi ve ateşleme sinyal grafiği Şekil 4.20’de gösterilmiştir.

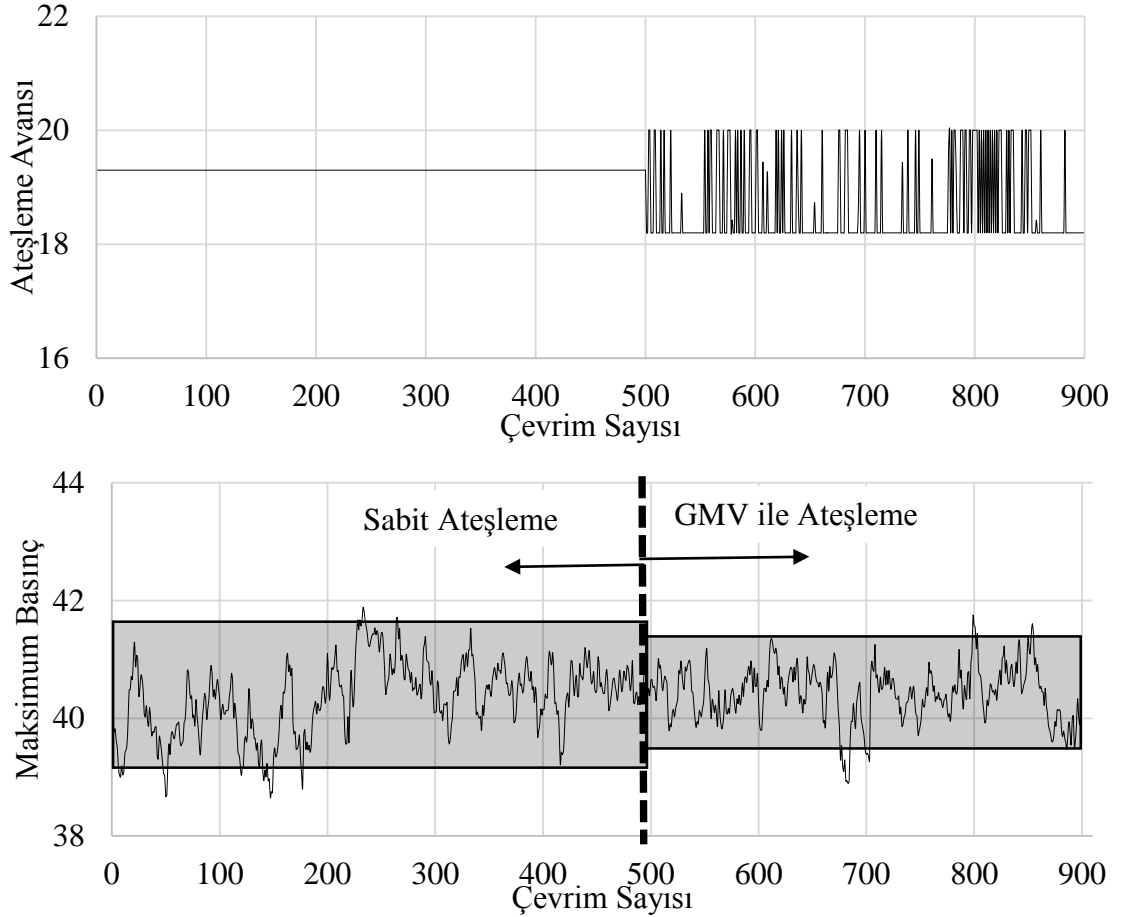


Şekil 4.20. Sabit ve GMV kontrolcü ile ateşleme işareti uygulandığı durumda maksimum basınç değerlerinin değişimi

Şekil 4.20’de görüldüğü gibi genelleştirilmiş minimum varyans denetleyicisi kullanılarak ateşleme işareti üretildiğinde, sabit ateşlemeye göre PI ve MV denetleyicileriyle karşılaştırıldığında sistem çıkışındaki maksimum silindir basınç verisinin ortalama değer etrafındaki dalgalanmalarda büyük oranda azalma meydana gelmiştir. Varyans değerleri kullanılarak bu azalma karşılaştırıldığında ise sabit ateşleme uygulandığı durumdaki silindir içi maksimum basınç verilerinin varyans değeri 1,311 iken GMV denetleyicisi ile bu değer 0,952954 ve iki değer arasındaki fark yüzdelik olarak %27,1845 olarak hesaplanmaktadır. Ayrıca sabit ateşleme için maksimum basınçlardaki değişim katsayısı %3,764 iken GMV denetleyicisi ile ateşleme yapıldığında ise %3,208 olarak

bulunmaktadır. Değişim katsayısından da görüleceği üzere maksimum basınç değerlerinin ortalama değer etrafındaki yüzdelik sapma miktarında da azalmalar gerçekleştirilmiştir.

MV denetleyicisinde olduğu gibi GMV denetleyicisinin farklı çalışma koşulları altında performansını incelemek üzere deneyler devir sayısının 1700 devir/dakika ve yükün 80Nm olduğu şartlarda gerçekleştirilmiştir. Bu koşullarda elde edilen maksimum silindir basınç değerleri üzerindeki değişim Şekil 4.21’te gösterilmiştir.

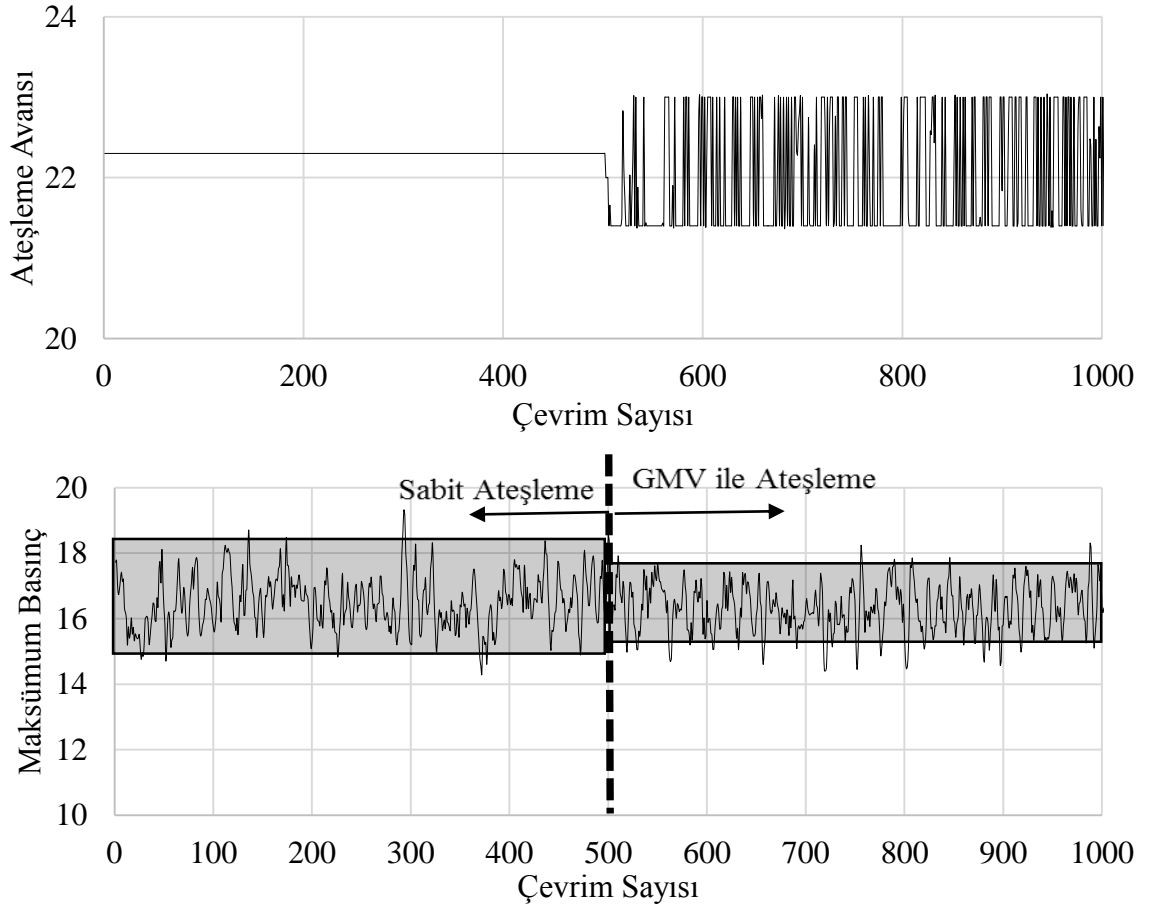


Şekil 4.21. 1700 devir/dakika ve 80 Nm çalışma koşullarında sabit ve GMV denetleyicisi ile ateşleme işareti uygulandığı durumda maksimum basınç değerlerinin değişimi

1700 devir/dakika ve 80Nm çalışma koşullarında sabit ateşleme için maksimum basınçlardaki değişim katsayısı %1,5489 iken GMV denetleyicisi ile ateşleme

yapıldığında ise %1,1615 olarak bulunmaktadır. Değişim katsayısından da görüleceği üzere maksimum basınç değerlerinin ortalama değer etrafındaki yüzdelik sapma miktarında azalmalar gerçekleştirilmiştir.

Ayrıca GMV denetleyicisinin farklı çalışma koşulları altında performansını incelemek üzere çalışma koşulları olarak devir sayısı 1700 devir/dakika ve yük 23Nm'e ayarlanmıştır. Bu koşullarda elde edilen maksimum silindir basınç değerleri üzerindeki değişim ise Şekil 4.22'te gösterilmiştir.



Şekil 4.22. 1700 devir/dakika ve 23Nm çalışma koşullarında sabit ve GMV denetleyicisi ile ateşleme işareti uygulandığı durumda maksimum basınç değerlerinin değişimi

1700 devir/dakika ve 80Nm çalışma koşullarında sabit ateşleme için maksimum basınçlardaki değişim katsayısı %4,505 iken ateşleme avansı GMV denetleyicisi ile kontrol edildiğinde ise %4,162 olarak bulunmuştur.

1640 devir/dakika ve 60 Nm çalışma koşullarında elde edilen maksimum silindir basınç verilerinin varyans değerlerinin yüzdelerdeki iyileşme oranları Çizelge 4.1’de bir arada gösterilmiştir.

Çizelge 4.3. 1640 devir/dakika ve 60 Nm çalışma koşullarında elde edilen maksimum basınç verilerinin varyans değerlerindeki yüzdelerdeki iyileşme oranları ve değişim katsayı karşılaştırmaları

	PI		MVC		GMVC	
P_{maks}	%8,238		% 18,4629		% 27,1845	
COV_{Pmax}	Sabit	PI	Sabit	MV	Sabit	GMV
	%3,451	%3,280	%3,989	%3,552	%3,764	%3,208

Çizelge 4.1’de sistem modeli tasarlandıktan sonra uygulanan denetleyicilerin sistemin çıkışı olan maksimum silindir içi basıncındaki değişimleri azalttığı görülmektedir. Bu oranlardan görüleceği gibi maksimum basınç üzerinde ateşleme zamanından kaynaklanan dalgalanmaları en büyük oranda GMV kontrolcü azaltmıştır. GMV kontrolcüyü sırasıyla MV ve PI kontrolcülerini takip etmektedir. Ayrıca yine bu tablodan çevrimden çevrime oluşan farklılıkların azaldığı varyans katsayısından görülebilmektedir. Ayrıca, 1700 devir/dakika 80Nm, 1700 devir/dakika 23Nm çalışma koşullarında elde edilen yüzdelerdeki varyans katsayı değerleri Çizelge 4.4’de verilmiştir.

Çizelge 4.4. Farklı çalışma koşullarında elde edilen değişim katsayı değerleri

	1700 devir/dakika 80Nm		1700 devir/dakika 23Nm	
	Sabit	MV	Sabit	MV
COV _{Pmax}	%2,317	%1,925	%4,903	%4,5664
	Sabit	GMV	Sabit	GMV
	%1,5489	%1,1615	%4,505	%4,162

Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda maksimum silindir basıncının ortalama değer etrafındaki salınımlarının azaltılması IMEP değerleri üzerinde de olumlu bir etkinin olduğunu göstermiştir. Çizelge 4.5 ise IMEP değişimlerinin analizi sonucunda elde edilen yüzdelerdeki değişim katsayı değerlerini göstermektedir.

Çizelge 4.5. IMEP yüzdelerdeki değişim katsayı değerleri

	1640 devir/dakika 60Nm		1700 devir/dakika 80Nm		1700 devir/dakika 23Nm	
	Sabit	Kontrollü	Sabit	Kontrollü	Sabit	Kontrollü
COV _{IMEP}	%0,67754	%0,5335	%0,6011	%0,4977	%1,137	%0,997

5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

5.1.Sonuçlar

Bu doktora tez çalışmasında içten yanmalı motorların tasarımında ve performanslarında büyük problem teşkil eden çevrimsel farklılıklar ve bu farklılıkların azaltılması konusu araştırılmıştır. Yapılan literatür araştırmalarında özellikle benzinli motorlarda fakir veya düşük devir sayılarında çalıştırılması durumunda ortaya çıkan çevrimsel farklılıkları azaltma konusunda farklı tekniklerle karşılaşılmıştır. Bu teknikleri sınıflandırmak gerekirse, birincisi yakıt içerisinde hidrojen, alkol gibi farklı özelliklere sahip kimyasal maddelerin karıştırılması ve ikinci olarak ise motora ait çalışma parametrelerinin değiştirilmesiyle çevrimsel farkları azaltma yöntemi olarak sayılabilmektedir.

Bu amaçla doktora tez çalışması kapsamında sistem tanımlama teknikleri kullanılarak ateşleme avansı ile maksimum basınç noktası parametreleri arasında stokastik bir model oluşturulmuştur. Bu model tasarlanırken sistem tanımlama tekniklerinde uygulamalarda sık kullanılan parametrik model yapıları arasından ARMAX yapısı tercih edilmiştir. Oluşturulan bu model, Alan Programlanabilir Kapı Dizileri (FPGA) şasisi üzerinden gerçek zamanlı olarak koşturulmuş ve ateşleme avansı oransal integral (PI) , minimum varyans ve genişletilmiş minimum varyans kontrolcülerini ile kontrol edilmiştir. Bu sayede, çevrimsel farklar azaltılmaya çalışılmıştır. Bu denetim yöntemlerinden özellikle minimum varyans ve genelleştirilmiş minimum varyans denetleyiciler içerisinde stokastik bileşenler barındıran sistemlerde oldukça iyi sonuçlar vermektedir. Modele dayalı denetleyici sistem tasarımında sistem modelinin elde edilmesi zor bir aşamadır. Fakat matematiksel modelin sistemi tanımlayabilmesi halinde modele dayalı denetim sistemleri gerçek zamanlı olarak daha performanslı çalışacaktır. Bu sebepten dolayı bu doktora tez çalışması kapsamında bu yöntemler tercih edilmiştir.

Yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar ise motor basınç çevrimlerinde meydana gelen dalgalanmaların çalışma kapsamında tasarlanan kontrol algoritmaları

sayesinde azaldığı tespit edilmiştir. Tasarlanan kontrolcü yapıları performans kriterleri açısından kendi aralarında karşılaştırıldığında genelleştirilmiş minimum varyans kontrolcünün diğerlerine nazaran hem ortalama indike ortalama efektif basınç değerinin ve hem de ardışık çevrimlerde maksimum basınçtaki değişimleri azaltması konusunda daha başarılı olduğu deneysel olarak doğrulanmıştır.

Bu doktora tez çalışmasında kullanılan dört silindirli motorun birinci silindirine silindir içi buji tipi basınç sensörü monte edilerek tasarlanan kontrol sisteminin geri bildirim bilgisi oluşturulmuştur. Bu bilgi silindir içi maksimum basınç verisidir. Ayrıca araştırma bulguları bölümünde bu silindire ait indike motor parametrelerinden IMEP verisi incelenmiştir.

Bundan dolayı, çalışma sonucunda elde edilen bilgiler ışığında, motorun dört silindiri için ayrı ayrı basınç sensörlerinin kullanılması ve her bir silindir için ayrı kontrol sistemlerinin tasarlanması daha iyi sonuçların ortaya çıkabileceği görülmüştür. Bu şekilde bir sistemin oluşturulması motora ait sadece indike parametrelerin değil aynı zamanda efektif karakteristik özellikleri ile yakıt tüketimi ve egzoz emisyonları üzerindeki etkileri analiz edilebilecektir.

KAYNAKLAR

- Anderson, R., 1987. Ignition Diagnostic Monitor. Dearborn Patent: 4,661,778.
- Asami, F., and Mori, Y., 2004. A Study of Generalized Minimum Variance Control for Continuous Time System with Time Delay. SICE Annual Conference, Sapporo.
- Astrom, K., 1970. Introduction To Stochastic Control. Academic Press, 295 p, New York, USA.
- Box, G., and Jenkins G., 1976. Time Series Analysis Forecasting and Control Lancaster U.K.
- Ceviz, M.A. and Yüksel, F., 2006. Cyclic Variations on LPG and Gasoline Fuelled Lean Burn SI Engine. Renewable Energy, 31,1950-1960.
- Ceviz, M.A. ve Yüksel, F., 2007. Hidrojen Benzin Karışımlarının Buji Ateşlemeli Motorlarda Çevrimsel Farklar Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Kayseri.
- Chen, X. and Atherton, D., 2007. Linear Feedback Control Analysis and Design with Matlab. Society for Industrial and Applied Mathematics, 349 p, USA.
- Cho, H., Kwiyong, L., Jonghwa, L., Yoo, J., and Kyoungdoug. M., 2001. Measurements and Modeling of Residual Gas Fraction in SI Engines. SAE Technical Paper, 2001-01-1910.
- Chu, P. P., 2008. FPGA Prototyping by VHDL Examples. John Wiley and Sons, 439 p, New Jersey, USA.
- Dase, C., Falcon, J., and MacCleery, B., 2006. Motorcycle Control Prototyping Using an FPGA-Based Embedded Control System. IEEE Control Systems Magazine, 17-21.
- Daw, C., Finney, C., Kennel, J., and Green, M., 1996. A Simple Model for Cyclic Variations in a Spark-Ignition Engine. SAE Technical Paper, 962086.
- Dehon, A., 2000. The Density advantage of Reconfigurable Computing. IEEE computer, 33, 41-49.
- Doi, M., and Mori, Y., 2002. A study of Robust Asymptotic tracking Property for Generalized Minimum Variance control. American Control Conference, Japan.
- Donoghue, S., Finch, J.W., Giaouris, F. and Jones, A., 2008. Generalized Minimum Variance Controller as a Velocity Loop Controller of a Casting Drum Drive in a Polyester Manufacturing Line. Proceedings of the World congress on Engineering, London.
- Drivven, 2012. AD Combo Module Kit User's Manual. San Antoino.
- Drivven, 2009. Spark Driver Module Kit User's Manual. San Antonio.
- Efe, M., 2012. Otomatik Kontrol Sistemleri. Seçkin Yayınevi, 392 s, İstanbul.
- Erdoğan, H., Gülal, H., Ata, E. E. ve Akpınar., B., 2005. Dinamik Sistemlerin Tanımlanması. Türkiye Harita Bilimsel ve Teknik Kurulayı, Ankara.
- Giansetti, P., Perrier, C. P., Higelin, Y., Chamaillard, and Couet. S., 2002. A Model for Residual Gas Fraction Prediction in Spark Ignition Engines. SAE Technical Paper, 2002-01-1735.
- He, P., and Jagannathan, S., 2004. Neuro-controller for Reducing Cyclic Variation in Lean Combustion Spark Ignition Engines. Automatica, 4, 1133-1142.

- Heywood, J.B., 1988. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill Book Co., 930 p, Singapore.
- Hubbard, M., Dobson, P.D., and Powell, J.D., 1976. Closed Loop Control of Spark Advance Using a Cylinder Pressure Sensor. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 414-420.
- National Instruments, 2014. *NI Labview for CompactRIO Developer's Guide*.
- Ishii, K., Sasaki, T. Y., Urata, Yoshida, K., and Ohno, T., 1997. Investigation of Cyclic Variation of IMEP Under Lean Burn Operation in Spark Ignition Engine. SAE Technical Paper, 972830.
- Landau, I., and Zito, G., 2002. *Digital Control Systems*. Springer, Paris, France.
- Li, G., and Yao, B., 2008. Nonlinear Dynamics of Cycle-of cycle Combustion Variations in a Lean-burn Natural Gas Engine. *Applied Thermal Engineering*, 28, 611-620.
- Li, P., Suzuki, K., and Shen, T., 2007. A Case Study of Cyclic Balancing Control for SI Engines. SICE Annual Conference, Japan
- Li, P., Tielong, S., and Yasufumi, O., 2007. Experimental Analysis and Control-Oriented Modeling for Cyclic Variation of Cylinder Pressure in IC Engines. *Proceedings of the 26th Chinese Control Conference*, China.
- Li, P., Shen, T. Kako, J., and Liu, K., 2009. Cyclic Moving Average Control Approach to Cylinder Pressure and its Experimental Validation. *Journal of Control Theory Application*, 7(4), 345-351.
- Litak, G., Kaminski, T., Czarnigowski, J., Sen, A.K., and Wndeker, M., 2009. Combustion Process in a Spark Ignition Engine: Analysis of Cyclic Peak Pressure Angle Oscillations. *Meccanica*, 44, 1-11.
- Ljung, L., 1999. *System Identification Theory for User*. Prentice Hall Inc, 609 p, New Jersey, USA.
- Ljung, L., and Glad, T., 1994. *Modeling of Dynamic Systems*. Prentice Hall Inc, 361 p, New Jersey, USA.
- Matekunas, F.A., 1983. Modes and Measures of Cyclic Combustion Variability. SAE Technical Paper, 830337.
- Moudgalya, K., 2008. *Digital Control*. John Wiley and Sons Ltd, 543 p, Chichester, Canada.
- Nise, N.S., 2011. *Control Systems Engineering*. John Wiley and Sons, 926 p, Danvers, USA.
- Ozdor, N., Dulger, M., and Sher, E., 1994. Cyclic Variability in Spark Ignition Engines a Literature Survey. SAE Technical Paper, 940987.
- Powell, J.D., 1993. Engine Control Using Cylinder Pressure: Past, Present and Future. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*. 115, 343-350.
- Rakopoulos, D.C., Giakoumis E.G., Papagiannakis, R.G. and Kyritsis, D.C., 2008. Experimental-stochastic Investigation of the Combustion Cyclic Variability in HSDI Diesel Engine Using Ethanol-diesel Fuel Blends. *Fuel*, 87, 1478-1491.
- Roberts, J. B., Jones, J. C. P., and Landsborough, K. J., 1997. Cylinder Pressure Variations as a Stochastic Process. SAE Technical Paper, 970059.
- Robinson, Y., and Dhandapani, S., 2007. Control of Cyclic Variations by Computing the Cycle-to-cycle Air-fuel Ratio by Neuro Fuzzy Technique. *Engineering Computations: International Journal of Computer-Aided Engineering and Software*, 8(24), 780-792.

- Safgönül, B., Ergeneman, B., Arslan, M., ve Soruşbay, H.E., 2008. İçten Yanmalı Motorlar. Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Scholl, D., and Russ, S., 1999. Air-Fuel Ratio Dependence of Random and Deterministic Variability in a Spark-Ignited Engine. SAE Technical Papers, 1999-01-3513.
- Söderström, T., and Stoica P., 1989. System Identification. Prentice Hall Inc, 612 p, United Kingdom.
- Stone, C.R., Brown, A.G., and Beckwith, P., 1996. Cycle-to-cycle Variations in Spark Ignition Engine Combustion–Part II: Modeling of Flame Displacement as a Cause of Cycle-to-cycle Variations. SAE Technical Paper, 960613.
- Şen, H., ve Özyayın, Ö., 2010. ARMAX Modelleri ve Porsuk Barajı Su Seviyesinin Öngörüsü. AKÜ Fen Bilimleri Dergisi, 2, 1-14.
- Tang, H., Weng, Dong, L. Z., and Yan, R., 2009. Adaptive and Learning Control for SI Engine Model with Uncertainties. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 14(1), 93-104.
- Vance, J., Kaul, B.C., Jagannathan, S., and Drallmeier, J.A., 2008. Output Feedback Controller for Operation of Spark Ignition Engines at Lean Conditions Using Neural Networks. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 16(2), 214-227.
- Wagner, R., Drallmeier, J., and Daw, C., 1998. Prior-Cycle Effects in Lean Spark Ignition Combustion - Fuel/Air Charge Considerations. SAE Technical Paper, 981047.
- Zheng, J., Huag, Z., Wang, J., Ning, D., and Zhang, Y., 2009. Effect of Compression Ratio on Cycle-by-Cycle Variations in a Natural Gas Direct Injection Engine. Energy and Fuels, 23, 5357-5366.

ÖZGEÇMİŞ

1980 yılında Erzurum’da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Erzurum’da tamamladı. Lisans öğrenimine 1999 yılında Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Elektrik Eğitimi Bölümüne başladı. 2004 ile 2005 yılları arasında Atatürk Üniversitesi Yakutiye Araştırma Hastanesi Tıbbi Cihaz Elektronik Atölyesinde çalıştı. 2005 yılında Atatürk Üniversitesi Sağlık Hizmetleri Meslek Yüksekokulunda Araştırma görevlisi unvanı ile görevine başladı. Yüksek lisans öğrenimini 2009 yılında Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Elektrik Elektronik Mühendisliğinde tamamlamasının ardından 2009 yılında doktora eğitimine Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Elektrik Elektronik Mühendisliği’nde başladı. Halen aynı yerde görev yapan Alırıza Kaleli evli ve bir çocuk babasıdır.