

T.C.
İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORUN YAKIT-HAVA ORANI
KONTROLÜ**

MEHMED MASUM ÖZTEK

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

**MALATYA
ARALIK 2015**

Tezin Başlığı :Buji Ateşlemeli Bir Motorun Yakıt-Hava Oranı Kontrolü

Tezi Hazırlayan : Mehmed Masum ÖZTEK

Sınav Tarihi :18 Aralık 2015

Yukarıda adı geçen tez jürimizce değerlendirilerek Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Sınav Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Hasan ALLİ

Fırat Üniversitesi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Cem ONAT

İnönü Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Eray ARSLAN

İnönü Üniversitesi

İnönü Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Onayı

Prof. Dr. Alaattin ESEN

Enstitü Müdürü

ONUR SÖZÜ

Yüksek lisans tezi olarak sunduğum ‘‘Buji Ateşlemeli Bir Motorun Yakıt-hava Oranı Kontrolü’’ başlıklı bu çalışmanın bilimsel ahlak ve geleneklere aykırı düşecek bir yardıma başvurmaksızın tarafımdan yazıldığını ve yararlandığım bütün kaynakların, hem metin içinde hem de kaynakça yöntemine uygun biçimde gösterilenlerden oluştuğunu belirtir, bunu onurumla doğrularım.

Mehmed Masum ÖZTEK

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BUJİ ATEŞLEMELİ BİR MOTORUN YAKIT-HAVA ORANI KONTROLÜ

Mehmed Masum ÖZTEK

İnönü Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

viii+52 Sayfa

2015

Danışman: Doç. Dr. Cem ONAT

Motorlarda yakıt-hava karışım oranını ideal değerinde tutacak bir kapalı çevrim denetim sisteminin oluşturulması, zararlı egzoz emisyonlarının azaltılması ve daha iyi motor performansı sağlanması açısından gereklidir.

Yanmamış hidrokarbonları ve karbonmonoksiti aynı anda oksitleyip, nitrojen oksidin miktarını azaltan üç fonksiyonlu bir cihaz olan katalitik dönüştürücü, yakıt/hava oranının 0.068 (1/14.7) değerinden sapması durumunda neredeyse etkisiz hale gelir.

Değişken zaman gecikmeli sistemler ve doğrusal olmayan sistem parametrelerini doğrusal hale getirerek sistemin performans ve robustluk arasında ideal bir nokta elde etmek için araştırmacılar çalışma yapmaktadır.

Bu çalışmada buji ateşlemeli bir motorun yakıt-hava oranı kontrolü için ağırlıklı geometrik merkez temeline dayalı robust PI kontrolü, ağırlıklı geometrik merkez temeline dayalı kazanç programlamalı PI kontrolü ve referans ağırlığı ile kazanç programlamalı PI kontrol tasarımı yapılmıştır. Sonuç olarak buji ateşlemeli motor sisteminin PI algoritmali yakıt-hava oranı kontrolü, Matlab/Simulink ortamında gerçekleştirilerek elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir.

ANAHTAR KELİMELER: Yakıt hava Oranı Kontrolü, PI, Matlab Simulink, Ağırlıklı Geometrik Merkez,Robust, Kazanç Programlamalı Kontrol

ABSTRACT

Master Thesis

CONTROL OF FUEL-AIR RATIO IN A SPARK IGNITION ENGINE

Mehmed Masum OZTEK

Inonu University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

viii+52 Pages

2015

Supervisor: Assoc. Prof. Cem ONAT

In engines, fuel / air mixture ratio to the creation of a closed loop control system to keep its ideal value, reducing harmful exhaust emissions and better engine performance is necessary to be provided.

Unburned hydrocarbons, and the three-function device reduce the amount of nitrogen oxide, carbon monoxide simultaneously oxidizing catalytic converter, fuel-air ratio of 0.068 (1 / 14.7) in the event of deviations from almost becomes ineffective.

Researchers to achieve an ideal spot from variable time delay systems linear and nonlinear systems by making parameters of the system's performance and reliability are working.

In this study, spark ignition engine fuel / air ratio control based on the weighted geometric center base robust PI control, weighted geometric center-base earnings should schedule PI control programs and gain the reference weight PI controller design is made. As a result of spark ignition engine fuel air ratio control system PI algorithm with Matlab / Simulink it was evaluated results obtained by performing the environment.

KEY WORDS: Air Fuel Ratio Control, PI, Matlab Simulink, Weighted Geometric Center (WGC), Robust, Gain-Scheduling

TEŞEKKÜR

Bu tez çalıőmasının her aőamasında yardım, tavsiye ve desteğini aldığım beni yönlendiren bilgi ve birikimlerini bana aktaran ve değerli zamanını ayıran danışman hocam Sayın Doç. Dr. Cem ONAT'a;

Ayrıca tüm hayatım boyunca ilgi ve desteklerini benden esirgemeyen değerli aileme ve her zaman beni dinleyen ve cesaretlendiren sevgili eőim Gülsüm ÖZTEK' e;

Katkılarından dolayı Arő. Gör. Mahnut DAŐKIN, Öğr. Gör. Abdullah BEDİR, Arő. Gör. Mehmet Murat TURAN, Arő. Gör. Abdullah TURAN, Öğr. Gör. Hakan ERKEK ve diğer çalışma arkadaşlarıma teőekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	viii
1.GİRİŞ	1
2.KURAMSAL TEMELLER	4
2.1.Sistem Modeli.....	4
2.2.Sistemin Matematik Modeli.....	7
2.2.1. Islak Duvar Dinamiği.....	8
2.2.2. Oksijen Sensörü ile Yakıt Hava Oranı Kontrolü.....	8
2.2.3. Sensör Dinamiği.....	9
2.2.4. Modelin İndirgenmesi	10
3.MATERYAL YÖNTEM	10
3.1. Matlab/Simulink.....	10
3.2. PI Kontrol Tasarımı.....	11
3.2.1. Ağırlıklı Geometrik Merkez Metodu Örnek Uygulaması	14
3.2.2. Ağırlıklı Geometrik Merkez Temeline Dayalı Robust PI Kontrol.....	24
3.3.3.Ağırlıklı Geometrik Merkez Temeline Dayalı Kazanç Programalı PI Kontrol	25
3.3.4. Referans Ağırlığı ile Kazanç Programlamalı PI Kontrol	26
4.ARAŞTIRMA BULGULARI VE UYGULAMALAR	27
4.1.Simulasyon Çalışması.....	27
5.TARTIŞMA VE SONUÇ	43
6. KAYNAKLAR	45
EKLER.....	49
ÖZGEÇMİŞ.....	52

SİMGELER VE KISALTMALAR

F_c	Silindirlere Giren Yakıt Miktarı
F_i	Püskürtülen Yakıt Miktarı
X	Emme Manifoldu Duvarında Kalan Yakıt Birikintisi
τ_v	Yakıt Birikintisinin Buharlaştırma Zaman Sabiti
τ	Zaman gecikmesi
τ_c	Çevrim Gecikmesi
τ_{tr}	Taşıma gecikmesi
N	Dakikadaki motor çevrimi
Φ_{bm}	Stokiyometrik Yakıt-Hava Oranı ile Ölçümden Hemen Sonra Yakıt-Hava Oranı Karşılaştırılmasının Eşdeğer Oranı
Φ_{eng}	Motor Çıkışından Sonraki Yakıt-Hava Oranı
τ_{gm}	Gaz karışımı zaman sabiti
$\Phi_m(s)$	Yakıt-hava eşdeğer oranı
τ_s	Sensör zaman sabiti
ts	Yerleşme Zamanı
MA(%)	Maksimum Aşım Yüzdesi
[u] _{max}	Kontrol Sinyalinin Maksimum Mutlak Değeri
J	Genel Değerlendirme Fonksiyonu
AGMT	Ağırlıklı Geometrik Merkez Tabanlı

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Tipik Motor Sistemi Düzeni	5
Şekil 2.2. Buji Ateşlemeli Motorun Çalışma Yapısı.....	5
Şekil 2.3. Tipik Üç yollu Dönüştürücünün Verimlilik Eğrileri	6
Şekil 2.4. Sistemin Blok Diyagramı.....	7
Şekil 3.1. Birinci Mertebeden Zaman Gecikmeli Sistemin Kararlılık Bölgesi.....	14
Şekil 3.2. R1 Bölgesinden Seçilen $k_p=2.5$ ve $k_i=2$ Sistem Birim Basamak Cevabı.....	15
Şekil 3.3. R2 Bölgesinden Seçilen $k_p=1$ ve $k_i=1$ Sistem Birim Basamak Cevabı.....	16
Şekil 3.4. R3 Bölgesinden Seçilen $k_p=0.5$ ve $k_i=-4$ Sistem Birim Basamak Cevabı.....	16
Şekil 3.5. R4 Bölgesinden Seçilen $k_p=2$ ve $k_i=-8$ Sistem Birim Basamak Cevabı.....	17
Şekil 3.6. Kararlılık Sınır Eğrisine Yakın Bölgeden Seçilen $k_p=2.04$ ve $k_i=0$ Sistem Birim Basamak Cevabı.....	18
Şekil 3.7. R_2 Kararlılık Bölgesi.....	18
Şekil 3.8. ω değerine bağlı olarak k_p ve k_i kararlılık sınır bölgesini oluşturan noktalar	19
Şekil 3.9. Kararlılık Sınır Noktaları Sık Bölgesinin Yakından İncelenmesi.....	20
Şekil 3.10. PI Kontrol Algoritması	22
Şekil 3.11. Matlab 2012b Kodlarıyla PI Tasarım Yazılımı	24
Şekil 3.12. Farklı Zaman Gecikmeleri İçin Kararlılık Bölgeleri	24
Şekil 3.13. k_p Kontrol Parametresinin Devir Sayısına Göre Değişimi	26
Şekil 3.14. k_i Kontrol Parametresinin Devir Sayısına Göre Değişimi	26
Şekil 4.1. PI Kontrol Yapısı.....	28
Şekil 4.2. Bozucu Giriş PI Kontrol Yapısı.....	29
Şekil 4.3. 600 dev/dak İçin Birim Basamak Cevaplarının Karşılaştırılması.....	32
Şekil 4.4. 1500 dev/dak İçin Birim Basamak Cevaplarının Karşılaştırılması.....	33
Şekil 4.5. 2400 dev/dak İçin Birim Basamak Cevaplarının Karşılaştırılması.....	33
Şekil 4.6. 3300 dev/dak İçin Birim Basamak Cevaplarının Karşılaştırılması.....	34
Şekil 4.7. 4200 dev/dak İçin Birim Basamak Cevaplarının Karşılaştırılması.....	34
Şekil 4.8. 5100 dev/dak İçin Birim Basamak Cevaplarının Karşılaştırılması.....	35

Şekil 4.9. 6000 dev/dak İçin Birim Basamak Cevaplarının Karşılaştırılması.....	35
Şekil 4.10. 600 dev/dak İçin Kontrolörlerin Bozucu Etki Performansı	36
Şekil 4.11. 1500 dev/dak İçin Kontrolörlerin Bozucu Etki Performansı	37
Şekil 4.12. 2400 dev/dak İçin Kontrolörlerin Bozucu Etki Performansı	37
Şekil 4.13. 3300 dev/dak İçin Kontrolörlerin Bozucu Etki Performansı	38
Şekil 4.14. 4200 dev/dak İçin Kontrolörlerin Bozucu Etki Performansı	38
Şekil 4.15. 5100 dev/dak İçin Kontrolörlerin Bozucu Etki Performansı	39
Şekil 4.16. 6000 dev/dak İçin Kontrolörlerin Bozucu Etki Performansı	39
Şekil 4.17. Zaman Gecikmesinin 0.02-0.2 Arasında Sinüs Dalgası Şeklindeki Değişimi.....	41
Şekil 4.18. Sinüsoidal Zaman Gecikmesine Sistemin Birim Basamak Cevabı	41
Şekil 4.19. Sinüsoidal Zaman Gecikmesine Sistemin Bozucu Etki Performansı.....	42

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1.Farklı Zaman Gecikmesi İçin Ağırlıklı Geometrik Merkez Tabanlı Robust PI Kontrol Parametreleri.....	22
Çizelge 4.1. Yedi Farklı Devir Sayısı İçin Performans Kriterlerinin Sayısal Değeri.....	28

1.GİRİŞ

Yapılan araştırmalara göre 2010 yılında dünyada 1.016.760.000 adet araba kullanılmakta idi [1]. Nüfus artışına bağlı olarak küresel araç sayısının 10-20 yıl sonra 2.000.000.000 olacağı tahmin edilmektedir [2]. Araç sayısının artışı tüm dünyada insan taşımacılığını kolaylaştırmakla birlikte aynı zamanda birçok kaynağın tüketilmesine ve ekolojik sistemin olumsuz etkilenmesine neden olmaktadır. Çünkü geleneksel araçların yakıt tüketimi başlıca geri dönüşümü olmayan fosil yakıtlardır, araç sayısının artması önemli miktarda yakıt tüketimini arttırmaktadır. Bu durum petrol kaynakların azalması ve hatta muhtemelen petrolün bitişine sebep olabilir. Ayrıca fosil yakıtların tüketimi, araçların zararlı gazlardan olan karbonmonoksit (CO), hidrokarbon (C_xH_y), nitrojen bileşimi (NO_x) ve madde partikülü gibi salınımaya yol açmaktadır. Toksik bir madde olan karbonmonoksit (CO) insanların çok solunması durumunda oksijen yetmezliğinden dolayı öldürücü olabilmektedir. Nitrojen bileşimi (NO_x) evrede ısı ve nem ile kolaylıkla nitrik aside dönüşebilir ve solunum sisteminin normal fonksiyonları ve iç organları etkileyerek birçok hastalığa yol açabilmektedir. Karbonmonoksit, hidrokarbon ve diğer sera gazları hem ozon tabakasını inceltir hem de ozon miktarını azaltarak küresel ısınmaya sebep olmaktadır. Bu etkiler insan hayatını ve insanlığın gelişimini tehdit etmektedir [3].

Enerji krizi ve artan evre probleminin üstesinden gelmek için birçok ülke ve bölge araçların zararlı gaz salınım miktarlarını çeşitli ölçümlerle sınırlayarak enerji tüketimini ve evre üzerindeki olumsuz etkisini azaltmayı amaçlamışlardır. şimdiye kadar çok yaygın kullanılan emisyon kuralları ve standartları ilk kez Amerika, Avrupa ve Japonya tarafından düzenlenmiştir [4].

Motor içerisinde gerçekleşen yanma işleminden sonra zararlı gazların etkisini yanma ve indirgeme yoluyla neredeyse zararsız gazlara dönüştüren üç yollu katalitik dönüştürücü üretilmiştir. Üç yollu katalitik dönüştürücü, egzoz sisteminde, karbonmonoksit, hidrokarbon, nitrojen oksit ve diğer zararlı gazları karbondioksit (CO₂), su (H₂O) ve nitrojen (N) gibi zararsız gazlara dönüştürmektedir. Dönüşümün verimli olmasının temel etkeni yanma boyunca yakıt/ hava oranının ideal değer olan 0.068 (1/14.7) değerinde sabit kalmasıdır [5]. Yakıt/hava oranı ideal değerden sapma nedeni, motorun çalışma şartlarının kararsız olması çok etkilidir. Bu değer

etrafındaki küçük sapmalar yakıt verimliliğinde büyük kayıplara neden olabilmekte, yakıt-hava oranının %1 sapması üç yollu katalitik dönüştürücünün verimliliğini %50 düşürebilmektedir [6]. Üç yollu katalitik dönüştürücünün verimli olabilmesi için yakıt-hava oranı motorun sürekli ve geçici çalışma durumlarında kontrol edilmeli yani yakıt-hava oranı değişimi-sapması $\pm\%0.2$ değerinde olmalıdır [7]. Emme manifoldunda ki havanın şarj-deşarj etkisi, yakıt film dinamiği ve sinyal gecikmesi nedeniyle silindir içindeki yakıt-hava oranı ideal değerde olmamaktadır.

Modern kontrol teorilerinin gelişimini takiben yakıt/hava oranı kontrolü için birçok yeni kontrol metodu kullanılmıştır. Örneğin; PID kontrol, PID-Fuzzy kontrol, uyarlamalı kontrol, tahmin edici kontrol, kayar mod kontrol, anahtarlama frekans kontrol vb. Yeni kontrolörlerin gerçek bir motor üzerinde test edilmesi pahalı ve zaman alan bir süreçtir. Nihayet yapılan araştırmalar sonucunda kontrolörlerin benzetim platformunda uygulamaları gerçekleştirilmiştir. Bu araştırma metodu 1970’de motor benzetim modellerini inşa eden Cassidy ve arkadaşları tarafından ilk kez kullanılmıştır [8]. Cassidy ve arkadaşları ayrıca araba motoru için benzetim platformunu başarı ile kurmuşlardır. Fakat kontrol problemlerinin çok çeşitli olmasından dolayı hala geliştirilmeye ihtiyacı vardır [3].

Alippi ve arkadaşları motor benzetim yapısını temel olarak bloklar şeklinde göstermişlerdir. Motor modeli altı girişten oluşur; motor açılma hızı, boğaz kelebeği açıklık açısı, dış sıcaklık, dış basınç, motor sıcaklığı ve yakıt püskürtme süresidir [9].

Yakıt-hava oranı kontrol problemi uzun yıllardır geniş çaplı olarak araştırılmaktadır. Gelişmiş yaklaşımlar açısından non-liner kullanarak ileri beslemeli kontrolör [10], uyarlamalı kontrolör [11-13], gözlemci bazlı kontrolörler [14-16] kayar mod kontrolörler [17-19], lineer ikinci dereceden regülatörler [20, 21], H_∞ kontrolörler [22, 23], Smith öngörücü [24], sinir ağı kontrolörleri [25] ve model tahmin kontrolörleri [26] gibi araştırma ve çalışmalardan bahsedilebilmektedir. Elektronik gaz kelebeğinde ek kontrol tahrik kullanılması [27] tek/çift gaz kelebeği kullanılması araştırılmıştır [28]. Yakıt-hava oranının stokiometrik kontrolünden başka lineer değişken parametre kontrolleri kullanılarak motorda referans yakıt-hava oranının kontrolünde fakir yanma dikkate alınmıştır [29, 30]. Bu kontrol, araştırmalara ek olarak egzoz gazı oksijen sensörü kullanmadan silindirlerde yakıt-hava oranı tahmininin ilginç bir örneğini sunarak sistemdeki zaman gecikmesi azaltmış [31] ve yakıt tabakasının tahmini üzerine

araştırmalar yapmıştır [32]. Bu ve benzer çalışmalar neticesinde yakıt-hava oranı kontrolünün sağlanması sayesinde egzoz salınımının azaltılması, yakıt ekonomisi ve sürüş rahatlığı gibi gelişmiş performans elde edilmiştir [33].

Yakıt-hava oranı kontrolü tasarımında temel engeller; değişken zaman gecikmesi, belirsiz sistem davranışları ve bozucu etkilerdir. Sistemdeki zaman gecikmesi, yakıt enjekte edilmesinden itibaren silindirlere egzoz gazı çıkışı arasındaki hesaplanan zaman ile egzoz gazının oksijen sensörü bölgesine ulaşana kadar geçen zaman gibi iki temel bileşeni içerir. Sistemdeki zaman gecikmesi, yakıt-hava oranı geri besleme çevriminin bant genişliğini sınırlayan temel bir faktördür. Sistem belirsizlikleri; hava-yük tahminindeki yanlışlıklar, ıslak duvardaki kayıp, gecikmeden dolayı oksijen sensöründeki değişiklikler ve yakıt içeriğindeki farklılık sonucunda ortaya çıkmıştır [30].

Oksijen sensörü, yakıt-hava oranı karışımı için bir i ısıtıcı elemanı ile yüksek bir sıcaklıkta tutulan zirkonyumdioksit (ZrO_2) hücrelerini içermektedir. Sensörün içerisinde bulunan zirkonyumdioksit (ZrO_2 – seramik madde) ok ince mikro delikli, platinyum tabakasıyla kaplıdır. Sensörün dış kısmı egzoz gazına maruz kalırken iç kısmı atmosfere doğru havalandırılmış olup elektronik kontrol birimine bir kablo ile bağlıdır. Bu farklı ortamlarda bulunan (egzoz gazı elektrotu ve dış hava elektrodu) elektrotlar gerilim üretirler. Sadece kurşunsuz benzinle kullanılabilen sensör aslında galvanik bir pildir [3]. Egzoz gazı içerisindeki oksijen yoğunluğunu bağlı olarak 50-900 mV arası voltaj üreterek elektronik kontrol birimine sinyal gönderir. Voltaj sinyalinin genliğine göre yakıt püskürtme süresi ve boğaz kelebeği açıklık açısı ayarlanarak yakıt-hava oranının ideal değerde olması sağlanır. Böyle bir kontrol yaklaşımı ile hem belirsiz parametreler ve büyük zaman gecikmelerinin üstesinden gelmek hem de daha iyi performansa ulaşmak amaçlanmıştır.

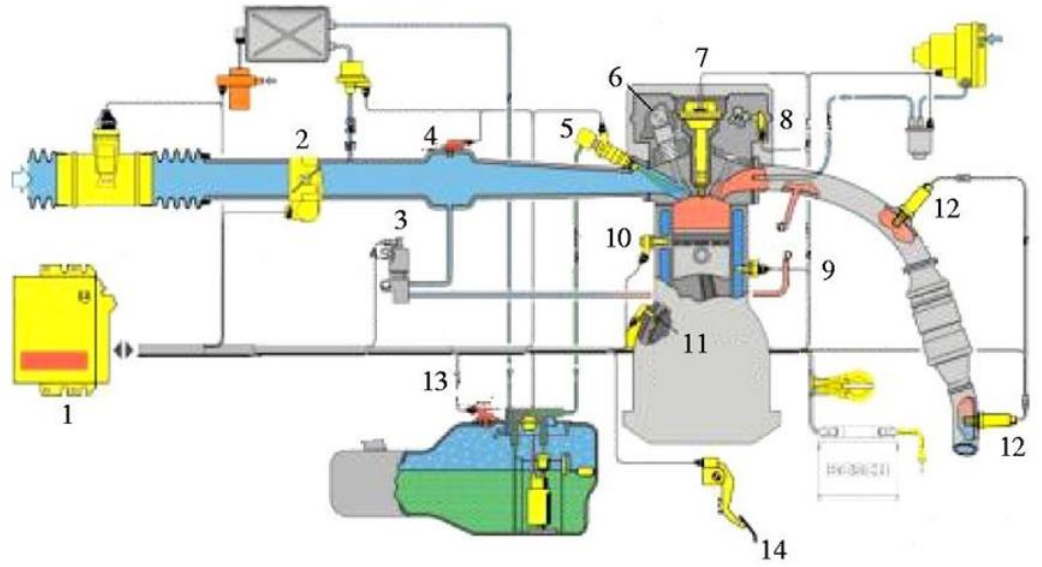
Bu tez çalışmasında zaman gecikmeli sistemler için benzetimsel ağırlıklı geometrik merkez tabanlı robust PI kontrol, ağırlıklı geometrik merkez tabanlı kazanç programlamalı PI kontrol ve değişken referans ağırlığı ile kazanç programlamalı PI kontrol üzerine çalışma yapılmıştır. Bu metodun amacı, kararlılık sınır bölgesi yaklaşımını kullanarak kontrol parametre uzayında kararlılık bölgesi için ağırlıklı geometrik merkezi hesaplamaktır. Bu nokta kararlılık sınır noktalarının yoğunluğu sayesinde tasarım tercihi olarak kullanılarak hesaplanabilmektedir. Bu metodun en

önemli özelliği zaman gecikmeli sistemler için kararlılığı garanti etmesidir. Bu metodun bir başka avantajı ise sabit ve değişken zaman gecikmeli sistemlerde uygulanabilir olmasıdır. Bu metot Onat ve arkadaşları tarafından Zhuang ve Atherton [34] ve Padma Sree ve arkadaşlarının [35] önerdiği PI ayar tasarım metodları ile karşılaştırıldığında daha iyi yükselme zamanı, maksimum aşma oranı ve yerleşme zamanına sahip olduğu benzetimsel olarak rapor edilmiştir [36].

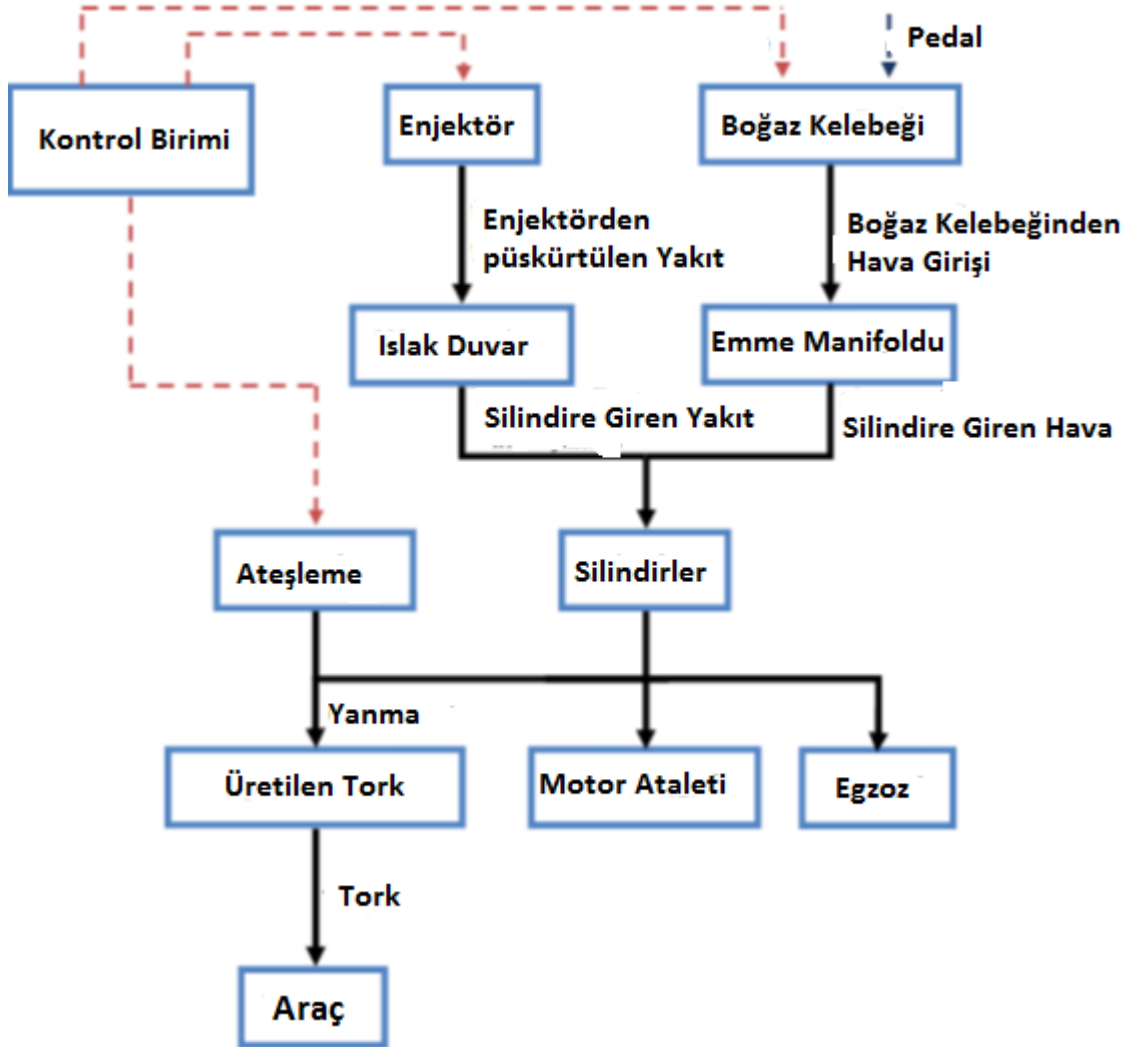
2.KURAMSAL TEMELLER

2.1.Sistem Modeli

Şekil 2.1' de şematik olarak gösterilen tipik bir buji ateşlemeli motor yapısının fiziksel modeli gösterilmektedir [37]. Motor yapısı çok karmaşık bileşenlerden oluşmaktadır. Motor çalışma prensibi şu şekilde tarif edilebilir; hız kontrol pedalı (14) komutu ile hava, hava kelebeği plakası üzerinden gaz kelebeği gövdesine doğru (2) emme manifolduna akar (3). Bu arada elektronik kontrol birimi yakıt enjeksiyonuna darbe genlik sinyalleri gönderir (5). Yakıt, hava içine emme manifoldu bağlantı noktasında enjekte edilir ve silindir içinde karıştırılır. Elektronik kontrol birimi, uygun zamanda yakıt-hava karışımını ateşlemek için ateşleme kıvılcımı ve bobin için bir kontrol sinyali gönderir (vuruntu sensörüne bağlı olarak (10)). Yanma işlemi tamamlandıktan sonra egzoz valfi açılır ve gazlar egzoz manifolduna atılır ve üç yollu katalitik dönüştürücü kirleticileri dönüştürür. Egzoz manifoldunda yer alan oksijen sensörü (12) egzoz gazlarındaki yanmamış oksijen yoğunluğuna bağlı olarak geri besleme sinyali üretir. Geri besleme sinyaline göre yakıt enjeksiyon debisi optimum yakıt-hava oranı değerini verecek şekilde kontrol edilir. Şekil 2.2'de de buji ateşlemeli bir motorun çalışma şekli blok diyagramları ile verilmiştir.

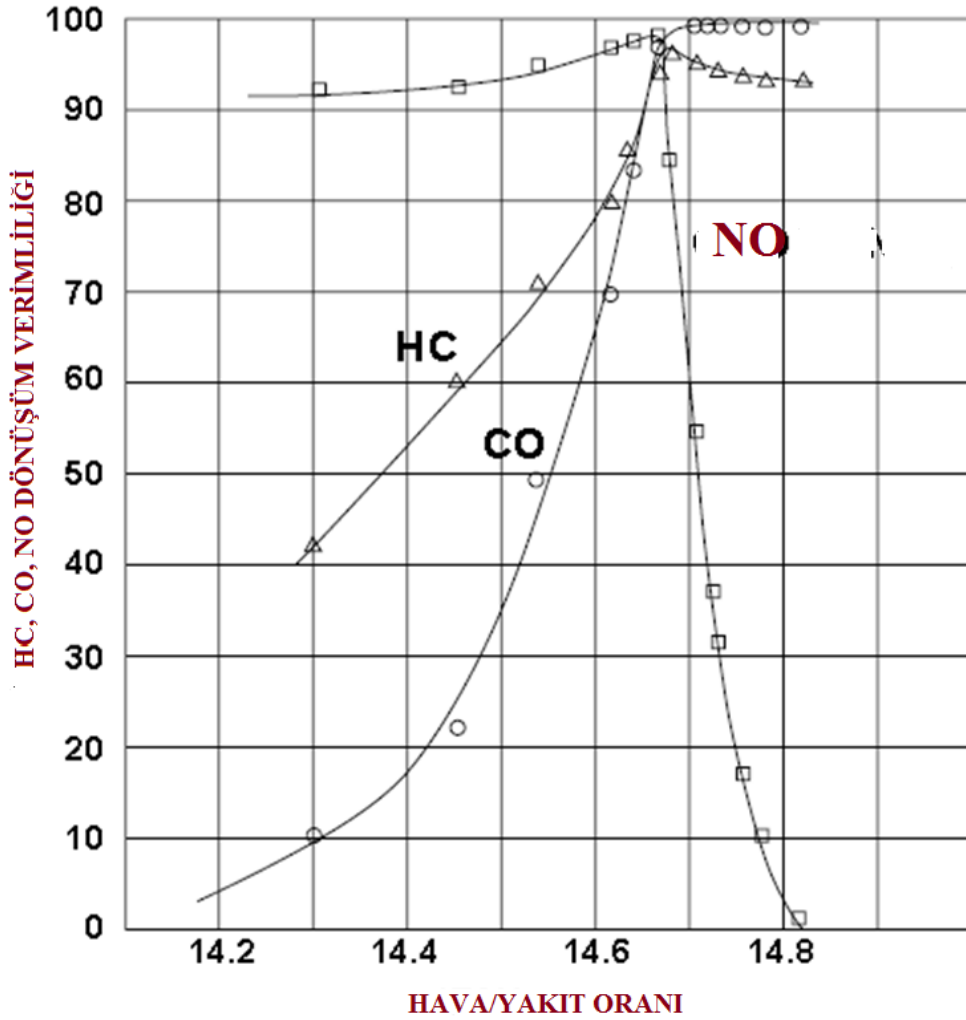


Şekil 2.1. Tipik Motor Sistemi Düzeni



Şekil 2.2. Buji Ateşlemeli Motorun Çalışma Yapısı

Buji ateşlemeli motorlarda yanma sonucu oluşan egzoz nihayetinde üç yollu katalitik dönüştürücü tarafından havaya salınır. Üç yollu katalitik dönüştürücü, aracın egzoz sistemine yerleştirilmiş zararlı gazları dönüştüren çok önemli bir cihazdır [5]. Yanma sonucu oluşan zararlı gazları indirgeme yoluyla dönüştürerek zararsız olmalarını sağlar. Üç yollu katalitik dönüştürücünün verimliliği temel olarak iki faktöre bağlıdır. Biri dönüştürücünün sıcaklığı bir diğeri ise motor içerisinde gerçekleşen yanma boyunca yakıt-hava oranına bağlıdır. Bu nedenle yakıt-hava oranının üç yollu katalitik dönüştürücünün verimliliğini etkilediği Şekil 2.3' te görülmektedir. Motor yakıt-hava oranı 1/14.7' de kontrol edilebilirse dönüştürme işlemi çok verimli olup zararlı gazları tutacaktır [2].



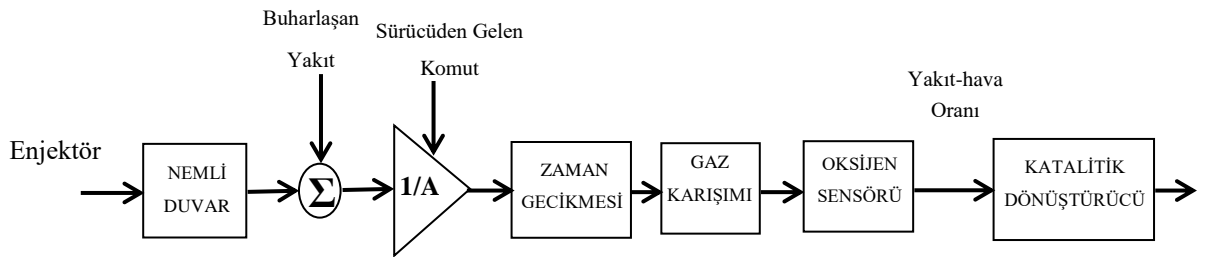
Şekil 2.3. Tipik Üç yollu Dönüştürücünün Verimlilik Eğrileri

Üç yollu katalitik dönüştürücü verimliliği yakıt-hava stokiyometrik oranda karışınca yaklaşık %98 olur ve onun dışında aniden düşer ve çok dar bir bölgedir.

Üç yollu katalitik dönüştürücüde depolanan oksijen seviyesi üç yollu modelin temelinde ve üç yollu katalitik dönüştürücünün aşağı tarafında bulunan ısıtmalı oksijen sensöründen gelen sinyali desteklemelidir. Ayrıca üç yollu katalitik dönüştürücünün oksijen depolama kapasitesi, hacmi ve katalitik dönüştürücüde bulunan metal seviyesine bağlıdır. Bu yüzden eğer yakıt-hava oranında sapma olursa ve bu sırada kontrolörün performansı düşerse üç yollu katalitik dönüştürücü depolama kapasitesi ve kapasiteyi kullanması da azalır [33].

2.2.Sistemin Matematik Modeli

Şekil 2.4' te verilen blok diyagramı, sistemin yakıt enjektöründen oksijen sensörünün ölçümüne ve üç yollu katalitik dönüştürücüye kadar olan işlemleri temsil eder. Blok diyagramında verilen A, motora giren havayı temsil eder ve sürücünün tork komutuna bağlı olarak hesaplanır. Motor silindirleri içine gönderilen yakıt, ıslak duvar bloğunun girişinde enjektörlerden yakıt enjekte edilirken ıslak duvar dinamik bloğunun çıkışında temizleme kabı ile toplanır. Motor silindirlerindeki yakıt-hava oranı karışımını '1/A' bloğundaki kazanç ile çarpılması verir ve sistemdeki zaman gecikmelerinin etkisinin toplamını gecikme bloğu temsil ediyor. Zaman gecikmesine en büyük sebep, yakıt



Şekil 2.4. Sistemin Blok Diyagramı

püskürtülmesinden itibaren silindirden egzoz gazı çıkışı ve egzoz gazının oksijen sensörü bölgesine ulaşması için gerekli zaman birleşimidir. En nihayetinde egzoz gazı karışımının oksijen sensörü bölgesine geçmesi ile oksijen sensörü egzoz içindeki

oksijen yoğunluğunu belirleyerek sistemin girişindeki yakıt-hava oranını ölçer ve daha sonra karışım zararlı gazların zararsız gazlara indirgenmesi için üç yollu katalitik dönüştürücüye doğru geçer [33].

Kullanılan modelde giriş, enjektörlerden püskürtülen yakıt debisidir ve çıkış ise stokiyometrik (teorik) orana göre normalize edilmiş yakıt-hava oranının egzozdaki oksijen sensörü tarafından ölçülen eşdeğer oranıdır. Yukarıda açıklandığı gibi yakıt-hava oranı dinamiği temel olarak dört bileşenden oluşur. Bunlar; ıslak duvar dinamiği, yakıt-hava oranı karışımı, oksijen sensörü bölgesinde karışımın yayılması ve son olarak oksijen sensörünün sensör dinamiğidir. Aşağıda her bir bileşen için transfer fonksiyonu açıklanmıştır [33].

2.2.1. Islak Duvar Dinamiği

Enjektörlerden yakıt püskürtüldükten sonra yakıtın bir kısmı hemen buharlaşır ve geri kalanı silindirlere girer. Sıvı yakıt birikintisi emme manifoldu duvarlarında ve emme valfinden birikir. Buharlaşan yakıtın bir kısmı sıvı birikintisi şeklinde silindirlere girer. Emme manifoldunun sıvı yakıt birikintisinin oluşturduğu ıslak duvarın dinamik modeli aşağıdaki transfer fonksiyonu ile gösterilir;

$$\frac{F_C(s)}{F_I(s)} = \frac{1 + (1 - X)\tau_{VS}}{\tau_{VS}s + 1} \quad (2.1)$$

Burada F_C , F_I , X ve τ_{VS} sırasıyla silindirlere giren yakıt, püskürtülen yakıt, emme manifoldu duvarında yakıt birikintisi ve birikintinin buharlaşma zaman sabitidir.

2.2.2. Oksijen Sensörü ile Yakıt Hava Oranı Kontrolü

Yakıtın buharlaşarak hava ile karışması yakıt-hava karışımı şeklini alır. Bu işlemde hava kütlesi ile yakıt kütlesi ayrı ayrı modellenebilir. Bir motor çevrimi, emme valfinin açılması ile başlayan iki krank mili devrinden sonra egzoz gazının silindir dışına tamamen çıkana kadar geçen yaklaşık zamandır. Bu gecikme, çevrim gecikmesi ve taşıma gecikmesinin toplamı olan zaman gecikmesi olarak adlandırılır. Zaman gecikmesi olan τ ; τ_C ve τ_{tr} 'nin toplamından oluşur. τ_C yaklaşık olarak,

$$\tau_c = \frac{120}{N} \quad (2.2)$$

Burada ki N, dakikadaki motor çevrimidir. Zaman gecikmesi ortalama devir sayısı 600-6000 (600-1500-2400-3300-4200-5100-6000) dev/dak aralığında hesaplandı.

Egzoz gazı silindirden çıktıktan sonra egzoz gazı karışımı egzoz manifolduna doğru oksijen sensörü bölgesine ulaşır. Tüm bu etkiler 1.derece gecikme ile aşağıdaki gibi modellenenir,

$$\frac{\Phi_{bm}(s)}{\Phi_{eng}(s)} = \frac{1}{\tau_{gm}s + 1} e^{-\tau_{tr}} \quad (2.3)$$

Burada Φ_{bm} , Φ_{eng} , τ_{gm} ve τ_{tr} sırasıyla stokiyometrik yakıt-hava oranı ile ölçümden hemen sonra yakıt-hava oranı karşılaştırılmasının eşdeğer oranı, gaz karışımı zaman sabiti ve taşıma gecikmesi.

2.2.3.Sensör Dinamiği

Sensör dinamiği 1.dereceden gecikme ile modellenenir;

$$\frac{\Phi_m(s)}{\Phi_{bm}(s)} = \frac{1}{\tau_s s + 1} \quad (2.4)$$

Burada $\Phi_m(s)$, τ_s sırasıyla ölçülen yakıt-hava eşdeğer oranı ve sensör zaman sabitidir.

2.2.4. Modelin İndirgenmesi

Yakıt-hava oranı dinamiğini açıklayan denklem (2.1, 2.3, 2.4) bileşenlerin tümü bir araya getirildi, sadece gecikme ile serideki 3.dereceden transfer fonksiyonu ile tanımlandı. Kontrol tasarımını basitleştirmek için sadece zaman gecikmesi ile serideki 1.derece gecikme sistem modelini düzenlemek için kullanıldı. Giriş ve çıkış silindir denklik oranı ve ölçülen silindir denklik oranında sapmalar vardır[33].

$$G(s) = \frac{1}{\tau_m s + 1} e^{-\tau s} \quad (2.5)$$

Bu model için katsayılar 600-6000 devir/dakika civarında τ_m 0.4 olarak bulunmuştur. τ zaman gecikmeleridir. τ devir sayısının bir fonksiyonu olarak, çevrim gecikmesi τ_c , taşıma gecikmesi τ_r 'den oluşmaktadır ve birde oksijen sensörü zaman gecikmesi ve motordaki kontrol ünitesinin hesaba dayalı gecikmesidir [33].

3.MATERYAL YÖNTEM

3.1.Matlab/Simulink

Simulink, MATLAB programının grafiksel tasarım, benzetim ve dinamik sistemlerin analizi gibi işlemleri yapan bir alt programıdır. Simulink bize karmaşık sistemleri tasarlama ve benzetimini yapma olanağı vermektedir. Mühendislik sistemlerinde benzetimin önemi gün geçtikçe artmaktadır. Bu da prototiplere olan ihtiyacı azaltarak maliyetlerin büyük oranda düşmesini sağlamaktadır. Günümüzde mühendislik alanında en çok kullanılan programlardan biri MATLAB'dır.

Kullanıcıya tıklama ve sürükleme gibi basit fare işlemleri ile modelleri blok şemaları şeklinde kurabilmesi için bir grafik ara yüz sağlar. Simulink geniş bir blok kütüphanesine sahiptir.

3.2. PI Kontrol Tasarımı

Ağırlıklı geometrik merkez tabanlı kararlılık sınır eğrisi yaklaşımı, PI kontrolör bölgesinin parametrelerini belirlemek için kullanılır [39]. İncelenen açık çevrim transfer fonksiyonu aşağıda verilmiştir.

$$G(s) = G_p(s)e^{-\tau} = \frac{N(s)}{D(s)}e^{-\tau} \quad (3.1)$$

PI kontrolör denklem ifadesi aşağıdaki gibidir,

$$C(s) = k_p + \frac{k_i}{s} \quad (3.2)$$

Problemin ilk adımı sistemi kararlı yapan tüm PI kontrolör parametrelerini içeren kararlılık bölgesini bulmaktır. Kapalı çevrim sistemin karakteristik polinomu $P(s)$ yani paydayı $1+C(s)G(s)$ olarak yazılabilir,

$$P(s) = sD(s) + (k_p s + k_i)N(s)e^{-\tau} \quad (3.3)$$

Denklem (3.1)' deki $G_p(s)$ polinomunun pay ve paydaların her biri ayrıştırılıp tek parça halinde ayrıca $s = j\omega$ değişimi de yerine yazılarak aşağıdaki gibi düzenlenir.

$$G_p(\omega) = \frac{N_e(-\omega^2) + j\omega N_o(-\omega^2)}{D_e(-\omega^2) + j\omega D_o(-\omega^2)} \quad (3.4)$$

Denklemini sadeleştirmek için $(-\omega^2)$ aşağıdaki denklemden atılır. Böylece denklem (3.3) kapalı çevrim karakteristik polinomu aşağıdaki şekilde yazılabilir,

$$P(\omega) = P_R(\omega) + P_I(\omega) \quad (3.5)$$

Yukarıdaki denklem (3.5)'in reel ve sanal kısımları iki ayrı denklem şeklinde aşağıda yazılmıştır.

$$P_R(\omega) = (k_i + N_e - k_p \omega^2 N_o) \cos(\omega \tau) + \omega(k_i N_o + k_p N_e) \sin(\omega \tau) - \omega^2 D_o \quad (3.6a)$$

$$P_I(\omega) = \omega(k_i N_o + k_p N_e) \cos(\omega \tau) - (k_i N_e + \omega^2 k_p N_o) \sin(\omega \tau) + \omega D_e \quad (3.6b)$$

Daha sonra $P(\omega)$ sıfıra eşitlenerek k_p ve k_i içeren gerçek ve sanal kısımları iki ayrı denklem şeklinde elde edilmiştir.

$$Q(\omega)k_p + R(\omega)k_i = X(\omega) \quad (3.7a)$$

$$S(\omega)k_p + U(\omega)k_i = Y(\omega) \quad (3.7b)$$

Denklem (3.7a-3.7b)'deki bütün ifadeler ayrı ayrı denklemler olarak aşağıda yazılmıştır.

$$Q(\omega) = \omega N_e \sin(\omega \tau) - \omega^2 N_o \cos(\omega \tau) \quad (3.8a)$$

$$S(\omega) = \omega N_e \cos(\omega \tau) + \omega^2 N_o \sin(\omega \tau) \quad (3.8b)$$

$$R(\omega) = N_e \cos(\omega \tau) + \omega N_o \sin(\omega \tau) \quad (3.8c)$$

$$U(\omega) = \omega N_o \cos(\omega \tau) - N_e \sin(\omega \tau) \quad (3.8d)$$

$$X(\omega) = \omega^2 D_o, \quad Y(\omega) = -\omega D_e \quad (3.8e)$$

Sonunda iki boyutlu denklem (3.7a-3.7b) çözümlenerek PI kontrol parametreleri elde edilmiştir [41].

$$k_p = ((\omega^2 N_o D_o + N_e D_e) \cos(\omega \tau) + \omega(N_o D_e - N_e D_o) \sin(\omega \tau)) \times (-(N_e^2 + \omega^2 N_o^2))^{-1} \quad (3.9)$$

$$k_i = (\omega^2 (N_o D_e - N_e D_o) \cos(\omega \tau) - \omega(N_e D_e + \omega^2 N_o D_o) \sin(\omega \tau)) \times (-(N_e^2 + \omega^2 N_o^2))^{-1} \quad (3.10)$$

ω 'nın 0'dan sonsuza kararlılık sınır eğrisi değişkenliği $l(k_p, k_i, \omega)$ denklem (3.9- 3.10) kullanılarak (k_p, k_i) bulunmuştur. Özel bir durum olarak gerçek kök $s=0$ 'da sanal ekseni aşabilir. Bu durumda gerçek kök sınırı denklem (3.3)'te $s=0$ değeri yerine konulmasıyla belirlenir. Böylece bu özel bir sınır olarak belirlenir,

$$k_i = 0 \quad (3.11)$$

Kararlılık sınır eğrisi ve gerçek kök eğrisi sistem parametreleri (k_p, k_i) 'ye göre kararlı ve kararsız diye ayrılmıştır. Kararlı bölge, her bir bölge içinde bir test noktası seçerek elde edilebilir. Kararsız bölgede herhangi bir noktanın karakteristik s düzleminin sağ yarısında belirli sayıda kökleri varken kararlı bölgede rastgele bir noktaya ait karakteristik denklemin s düzleminin sağ yarısında kökleri yoktur [40].

3.2.1. Ağırlıklı Geometrik Merkez Metodu Örnek Uygulaması

Birinci mertebeden zaman gecikmeli sistemin transfer fonksiyonu aşağıdaki gibidir.

$$G(s) = \frac{1}{s+1} e^{-s} \quad (3.12)$$

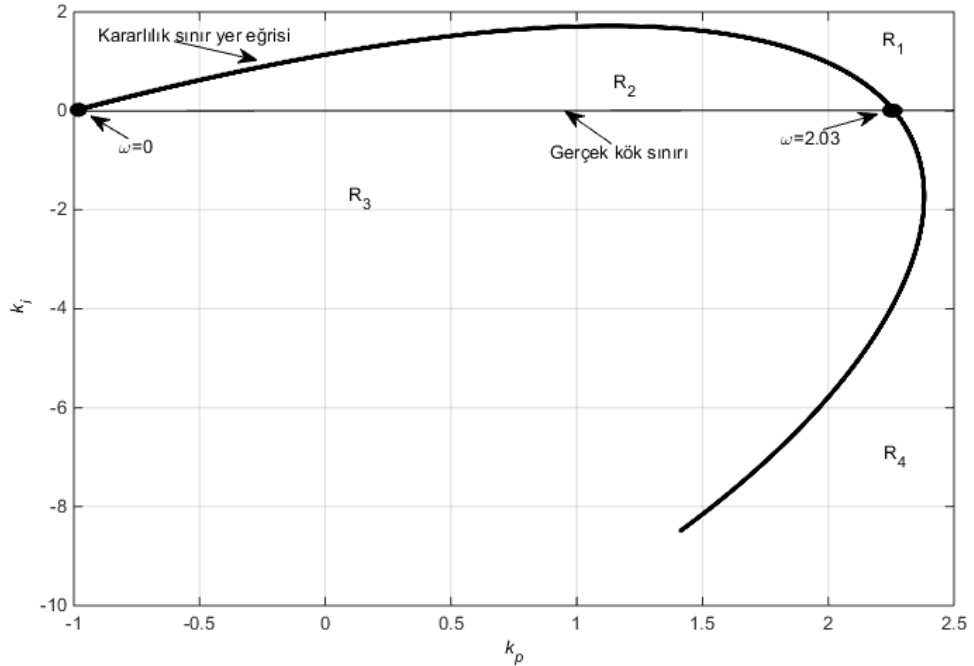
Buradaki amaç kapalı çevrim sistemini kararlı yapmak için tüm kararlı k_p ve k_i değerlerini belirlemektir. Kontrol sisteminin karakteristik denklemi aşağıdaki şekilde türetilmiştir.

$$P(s) = s^2 + s + (k_p s + k_i) e^{-s} \quad (3.13)$$

Kararlılık işlemleri uygulanarak k_p ve k_i değerleri kararlılık sınır eğrisi aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$k_p = \omega \sin \omega - \cos \omega \quad (3.14)$$

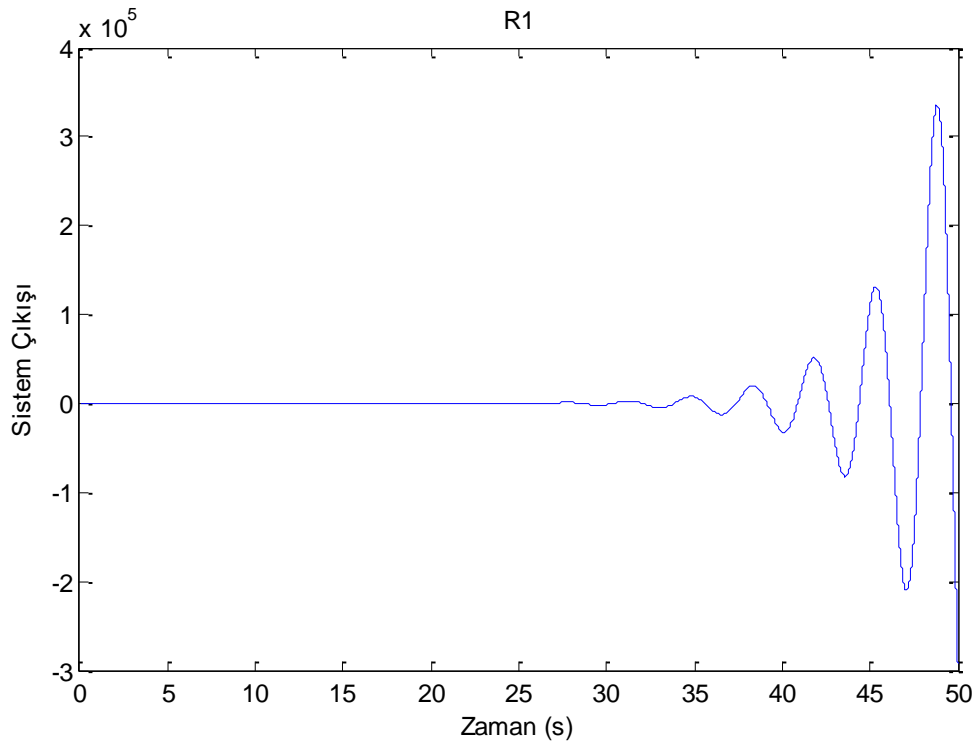
$$k_i = \omega \sin \omega + \omega^2 \cos \omega \quad (3.15)$$



Şekil 3.1. Birinci Mertebeden Zaman Gecikmeli Sistemin Kararlılık Bölgesi

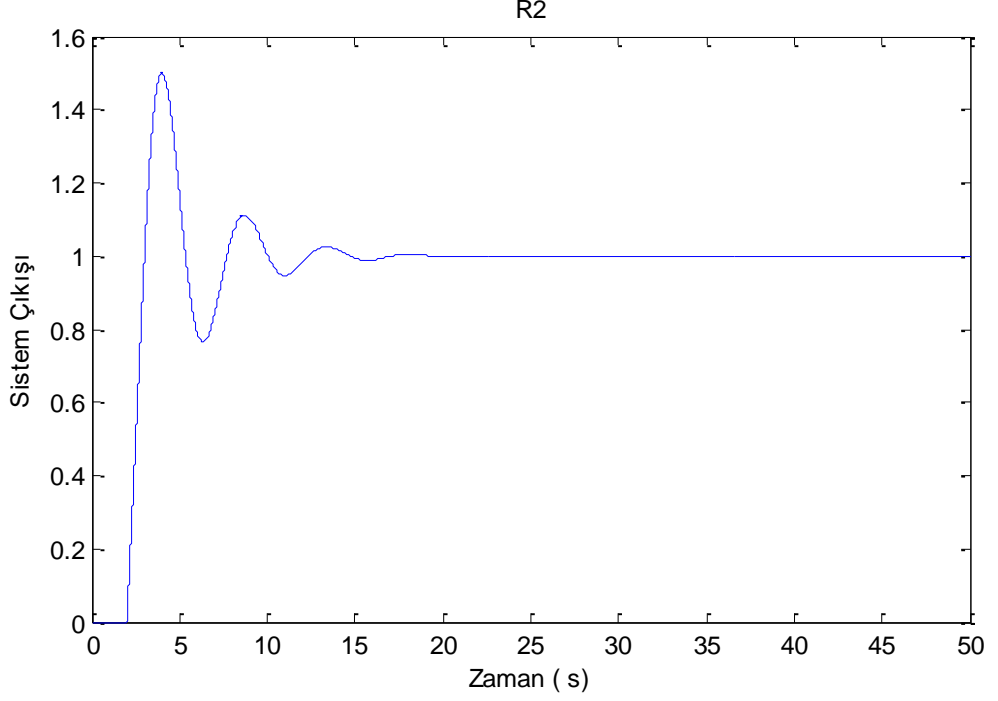
Şekil 3.1' de ω frekans aralığı ve gerçek kök sınır çizgisi için kararlılık bölge eğrisi gösterildi. Şekil 3.1' de parametre düzlemi R_1 , R_2 , R_3 , R_4 olarak dört bölgeye ayrılmıştır. Söz konusu dört bölgedeki kontrol parametrelerinin cevaplarının örneklendirilmesi için ilgili bölgelerden rastgele kontrol parametreleri seçilmiştir.

R_1 bölgesinden seçilen $k_p=2.5$ ve $k_i=2$ kontrol parametrelerine sistemin birim basamak cevabı Şekil 3.2' de kararsız olduğu görülmektedir.



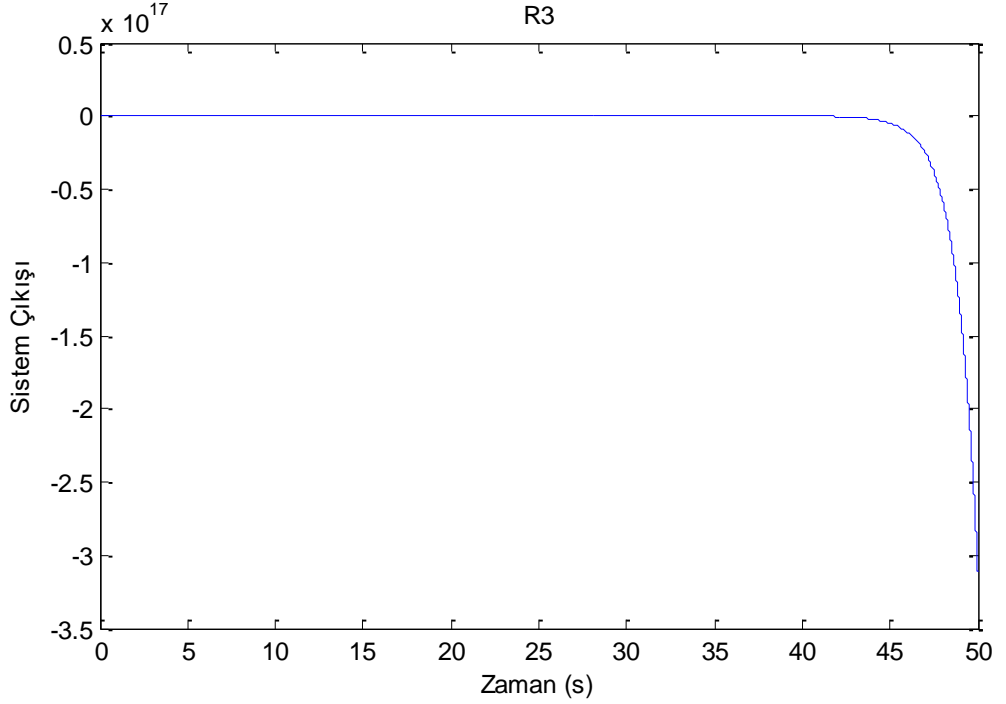
Şekil 3.2. R_1 Bölgesinden Seçilen $k_p=2.5$ ve $k_i=2$ İçin Sistemin Birim Basamak Cevabı

R_2 bölgesinden seçilen $k_p=1$ ve $k_i=1$ kontrol parametrelerine sistemin birim basamak cevabı Şekil 3.3' de kararlı olduğu görülmektedir.



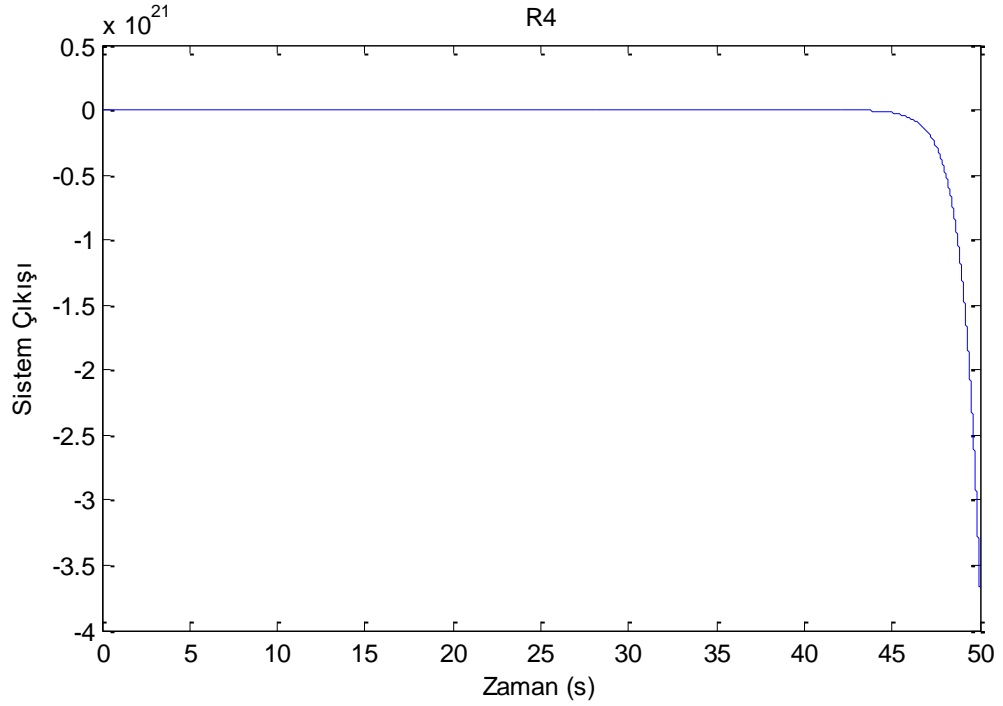
Şekil 3.3. R_2 Bölgesinden Seçilen $k_p=1$ ve $k_i=1$ İçin Sistemin Birim Basamak Cevabı

R_3 bölgesinden seçilen $k_p=0.5$ ve $k_i=-4$ kontrol parametrelerine sistemin birim basamak cevabı Şekil 3.4' de kararlı olduğu görülmektedir.



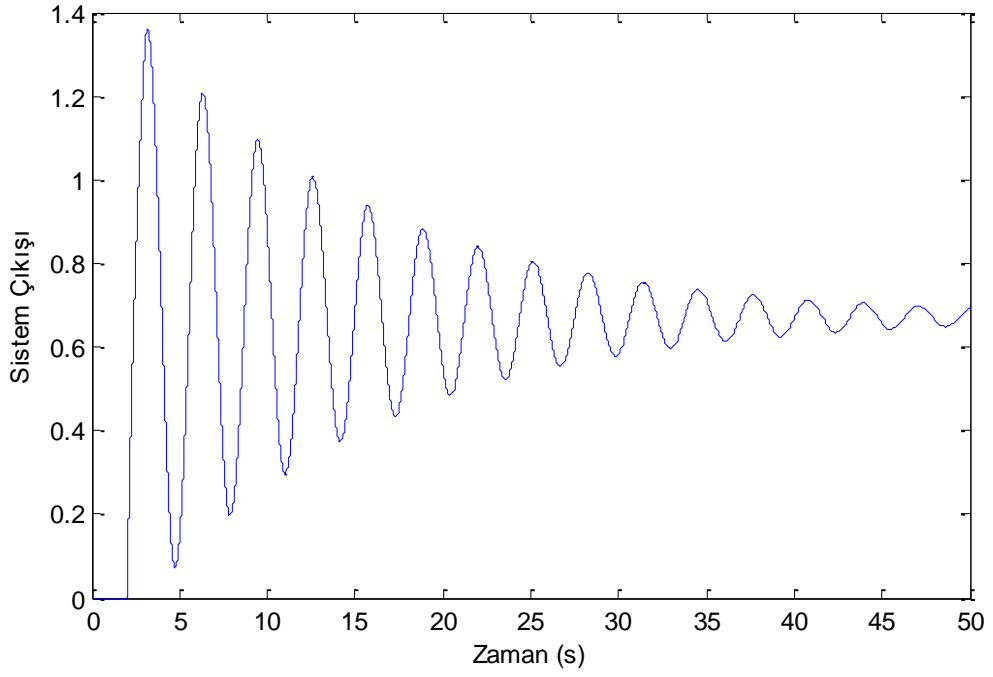
Şekil 3.4. R_3 Bölgesinden Seçilen $k_p=0.5$ ve $k_i=-4$ İçin Sistemin Birim Basamak Cevabı

R_4 bölgesinden seçilen $k_p=2$ ve $k_i=-8$ kontrol parametrelerine sistemin birim basamak cevabı Şekil 3.5’ de kararsız olduğu görülmektedir.



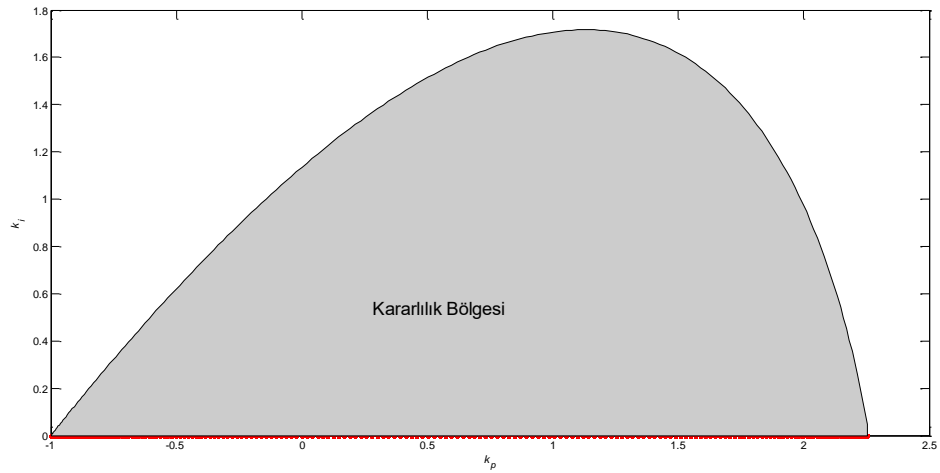
Şekil 3.5. R_4 Bölgesinden Seçilen $k_p=2$ ve $k_i=-8$ İçin Sistemin Birim Basamak Cevabı

Kararlılık sınır eğrisine yakın bölgeden seçilen $k_p=2.04$ ve $k_i=0$ kontrol parametrelerine sistemin birim basamak cevabı Şekil 3.6’ da marjinal kararlı olduğu görülmektedir.



Şekil 3.6. Kararlılık Sınır Eğrisine Yakın Bölgeden Seçilen $k_p=2.04$ ve $k_i=0$ İçin Sistemin Birim Basamak Cevabı

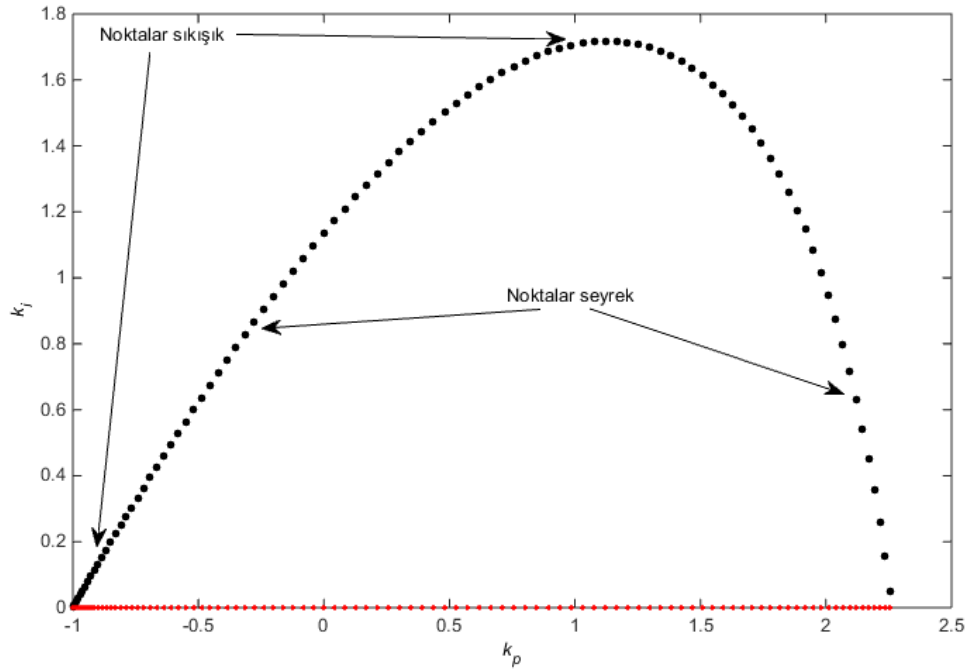
Her bölgede rastgele test noktası seçilerek kararlılık bölgesi R_2 olarak belirlenmiştir.



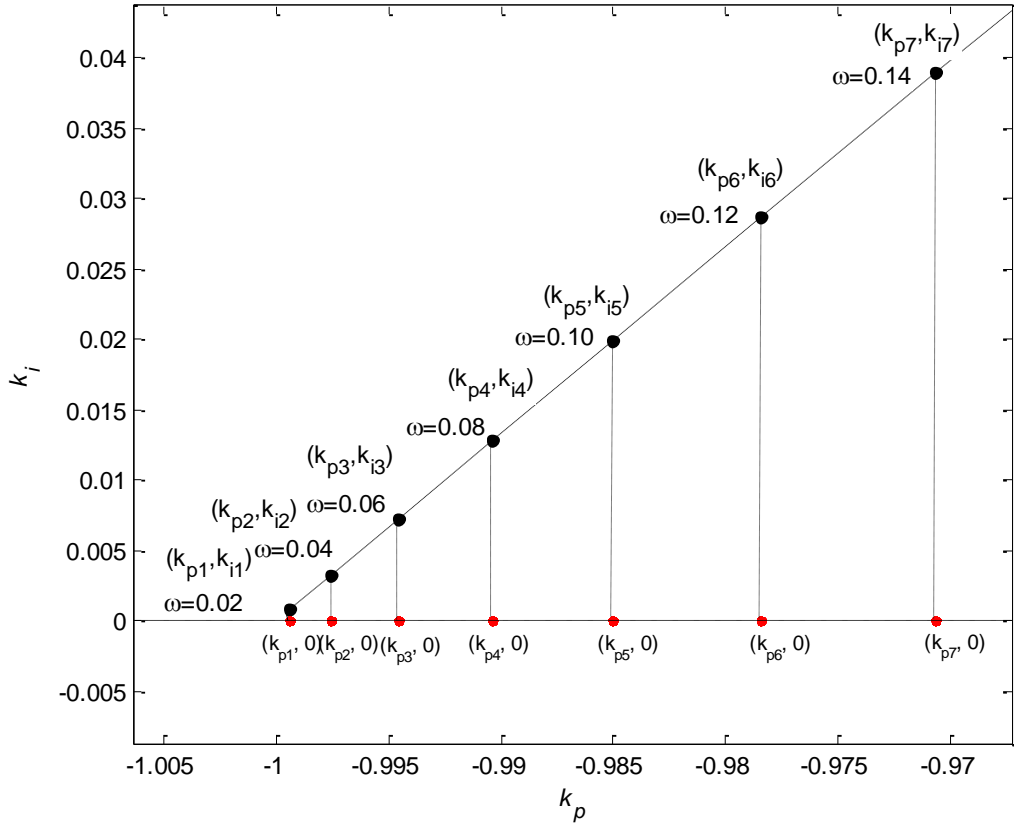
Şekil 3.7. R_2 Kararlılık Bölgesi

Şekil 3.2' de k_p ve k_i için tüm kararlılık değerleri R_2 bölgesi daha net görülür. Bu şekilde kararlı sınır bölgesi $\omega(0, \omega_i)$ aralığı için hesaplanmıştır. Denklem (3.10-3.11)' e göre ω_i kesişim frekansı 2.03 olarak hesaplanmıştır.

Kararlılık sınır bölgesinin çizilmesi, denklem (3.9-3.10)'da her bir ω değerini veren k_p ve k_i çiftlerinin hesaplanması ve daha sonra her k_p ve k_i noktalarının birlikte sistem parametreleri ile olan ilişkisine dayanır. Birinci mertebeden zaman gecikmeli sistem için denklem (3.12) kullanılarak nokta bazlı kararlılık sınır eğrisi Şekil 3.3' te görülmektedir. Şekildeki k_p ve k_i noktaları ω 0'dan 0.03 artırımlarla 2.03'e kadar her adım işaretlenmiştir. Şekilde görüldüğü gibi noktalar arası mesafe aynı değildir. Küçük ω değerlerinde noktalar birbirine yakın ancak ω değeri büyüdükçe noktalar uzaklaşır ve daha sonra kararlılık sınır eğrisi tepe noktası civarında sıklaşır ve sonunda kararlılık sınır eğrisi gerçek kök eğrisi ile çakıştığı zaman noktalar uzaklaşmıştır.



Şekil 3.8. ω değerine bağlı olarak k_p ve k_i kararlılık sınır bölgesini oluşturan noktalar



Şekil 3.9. Kararlılık Sınır Noktaları Sık Bölgesinin Yakından İncelenmesi

Kararlılık bölgesini çevreleyen eğri, $(k_{p1}, k_{i1}), (k_{p2}, k_{i2}), (k_{p3}, k_{i3}), \dots, (k_{pn}, k_{in})$ noktalarını tanımlayan n tane nokta koordinatlarından oluşmuştur. Fakat gerçek kök sınırı $k_i = 0$ kararlılık bölgesi ω değerlerinden bağımsız olarak kararlılık sınır eğrisi ile sınırlıdır. Bu çizgi, kararlılık sınır eğrisinin izdüşümü Şekil 3.4' te koordinat noktaları $(k_{p1}, 0), (k_{p2}, 0), (k_{p3}, 0), \dots, (k_{pn}, 0)$ gösterilmiştir.

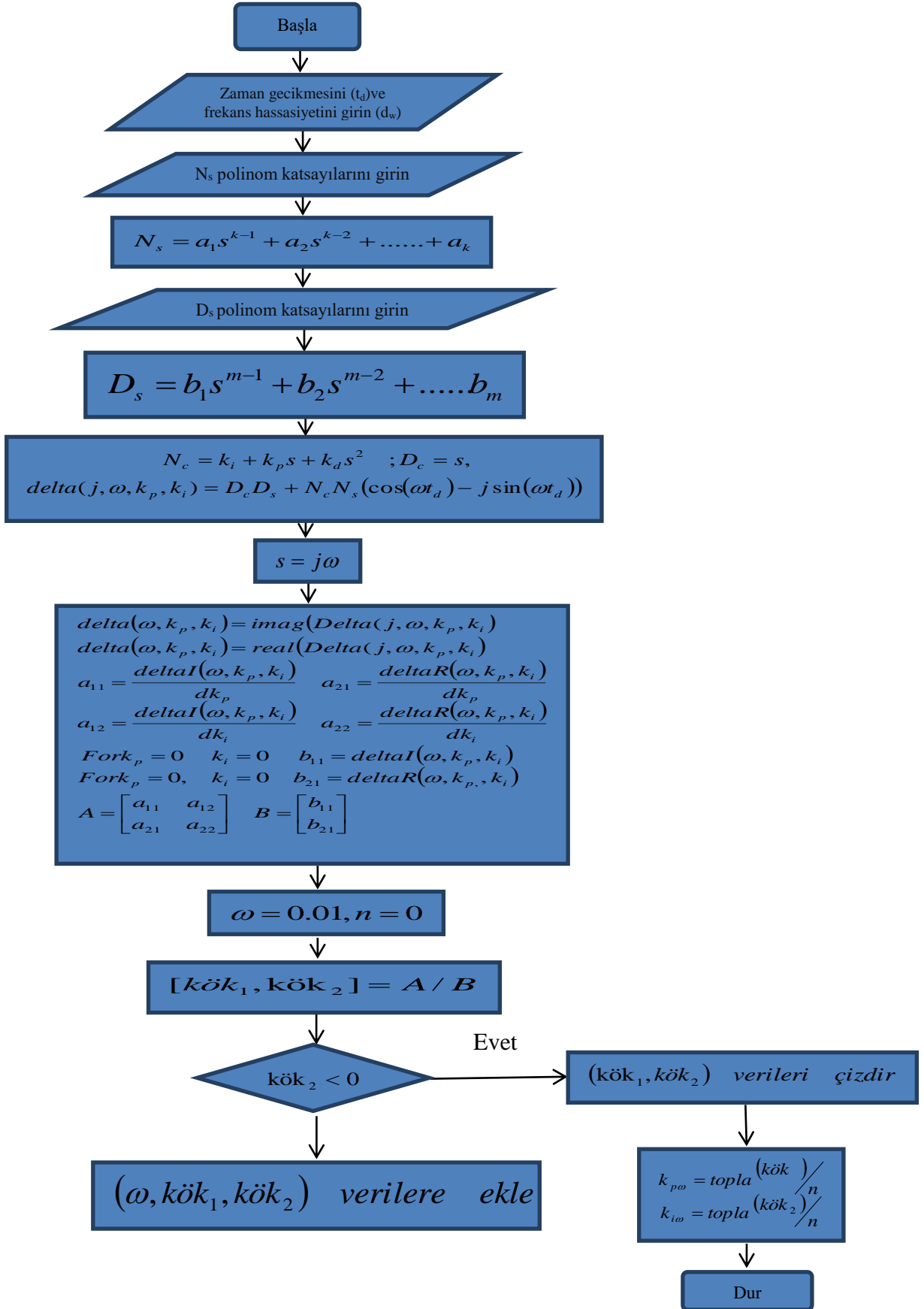
Sonuç olarak, kararlılık sınır eğrisinin noktaları ve gerçek kök sınır çizgisinin birleşiminden kararlılık bölgesinin ağırlıklı geometrik merkezi $k_{p\omega}, k_{i\omega}$ aşağıda verildiği gibi kolaylıkla belirlenmiştir.

$$k_{p\omega} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n k_{pj}, \quad (3.16)$$

$$k_{iw} = \frac{1}{2n} \sum_{j=1}^n k_{ij}, \quad (3.17)$$

Böylece ağırlıklı geometrik merkez denklem (3.16-3.17) kullanılarak tam olarak bulunmuştur. Bu metot zaman gecikmeli sistemler için iyi bir performans sağlayan basit PI ayar metodunu vermektedir [41].

Şekil 3.10' da verilen zaman gecikme algoritması ile herhangi bir sistemin ağırlıklı geometrik merkezi hesaplanabilir. Bu algoritma zaman gecikmeli sistemler için ağırlıklı geometrik merkez kontrolörünü hesaplar. Yani belirtilen sistem için kararlı PI kontrolör parametre bölgesini belirler. Kapalı çevrim transfer fonksiyonu polinomlarının pay ve payda katsayıları ve zaman gecikmesi kullanıcı tarafından girilerek yanıt olarak bu bölge için ağırlıklı geometrik merkezi kontrolörünü hesaplar. Buna göre kapalı çevrim sistemin karakteristik denklemi birinci adımda elde edilmiştir. İkinci adımda $s = j\omega$ dönüşümü yapıldı. Üçüncü adımda karakteristik denklemin sanal terimleri reel terimlerden ayrılır ve iki farklı denklem elde edilir. Bu işlem k_p ve k_i , 'ye göre karakteristik denklemin farklılaşarak düzenlenmesidir. Son adımda sistem denklemi frekans çevrimine bağlı olarak çözüldü ve her frekans cevabı için kök çiftleri hesaplandı. İkinci kök durumunda ise sıfırdan daha küçük değere ulaşırsa hesaplama döngüsü durur. Aynı şekilde kararlılık bölgesinin sınır eğrisi noktaları belirlendi. Son adımda ağırlıklı geometrik merkez kontrolörü çevrim boyunca denklem (3.16-3.17)' de belirlenen koordinat noktalarının değerleri elde edilir. Önerilen algoritmanın Matlab 2012b kodları ise Şekil 3.11' da verildi [41].

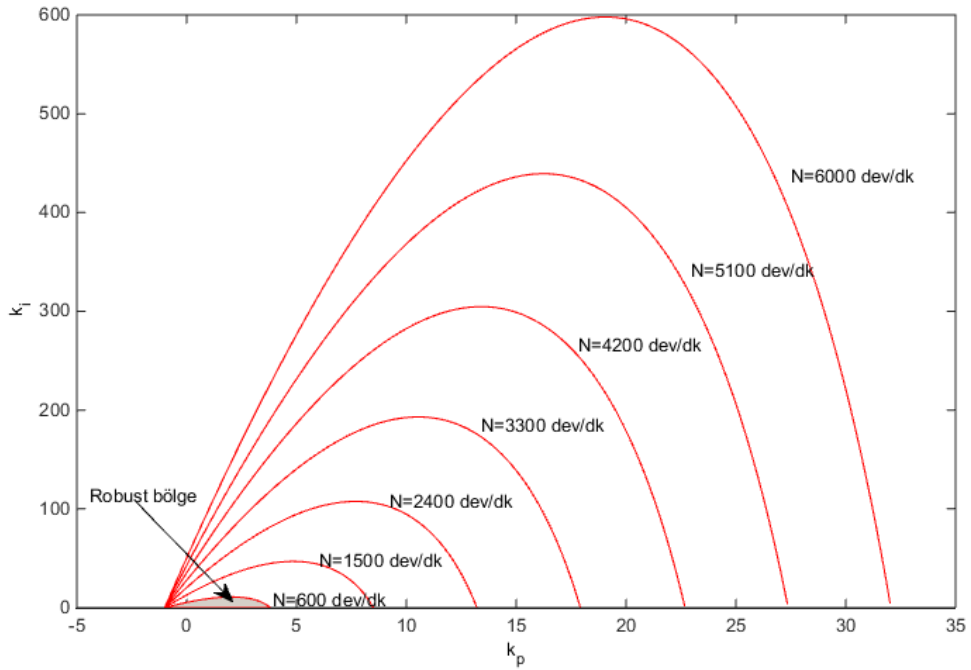


Şekil 3.10. PI kontrol algoritması

```
function FaydaliModel
for kd=0;
%clear all;
%close all;
%clc;
w=sym('w'); kp=sym('kp'); ki=sym('ki'); s=j*w;
kd=0;
td = input('Zaman gecikmesi değerini giriniz=');
wwh = .1;
c = input('Ns polinom katsayilarini giriniz=');
Ns = poly2sym(c,s);
c = input('Ds polinom katsayilarini giriniz=');
Ds = poly2sym(c,s);
Dk=s; Nk=kp*s+ki;
deltaS=Dk*Ds+Nk*Ns*(cos(td*w)-1*i*sin(td*w));
delta = expand(deltaS);
data = zeros(0);
ww=0.1; count = 0;
while count < 1e+10
    deltaI = imag(delta);
    deltaR = real(delta);
    AA=[diff(deltaI,kp) diff(deltaI,ki);
        diff(deltaR,kp) diff(deltaR,ki)];
    BB=-1*[subs(subs(deltaI,kp,0),ki,0);
           subs(subs(deltaR,kp,0),ki,0)];
    AA = subs(AA,w,ww);
    BB = subs(BB,w,ww);
    roots=AA\BB;
    a=roots(1,1);
    b=roots(2,1);
    if b<0; break;
    else
        data(end+1,:) =[ww a b];
        ww = ww + wwh;
    end;
    count = count + 1;
end
m = size(data,1);
% Plotting
hold on; plot(data(:,2),data(:,3),'r');
%plot(data(:,2),zeros(length(data(:,2))),'r. ');
hold on; k = mean(data(:,2:3));
k(2) = k(2)/2; %plot(k(1),k(2),'o');
end
end
```

3.2.2. Ağırlıklı Geometrik Merkez Temeline Dayalı Robust PI Kontrol

Önerilen robust PI ayar metodu, kontrol parametrelerinin ortak kararlılık bölgesi hesabına dayanır ve ağırlıklı geometrik merkez noktası algoritma hesabı bir önceki bölümde verilmiştir. Kararlılık kontrol parametre bölgesi ve ağırlıklı geometrik merkez noktaları sistemin yedi farklı durumu için Şekil 3.7' de ve Çizelge 3.1' de görülmektedir. Tahmin edildiği gibi zaman gecikmesinin artışı kararlı kontrol parametre alanını sınırlamıştır. Bu nedenle dikkate alınan zaman gecikmesi değer aralıkları tüm kararlı bölgeler arasında en içte kalan bölge ağırlıklı geometrik merkez tabanlı robust PI kontrolör olarak seçilmiştir. Bu kontrolör parametreleri $k_p = 1.054$ ve $k_i = 2.961$ ' dir.



Şekil 3.12. Farklı Zaman Gecikmeleri İçin Kararlılık Bölgeleri

Çizelge3.1.Farklı Zaman Gecikmesi İçin Ağırlıklı Geometrik Merkez Tabanlı Robust PI Kontrol Parametreleri

Devir Sayısı(N)	k_p	k_i
N_1 (dev/dak)	1.054	2.961
N_2 (dev/dak)	2.949	12.72
N_3 (dev/dak)	4.847	29.18
N_4 (dev/dak)	6.754	52.33
N_5 (dev/dak)	8.69	82.53
N_6 (dev/dak)	10.58	119
N_7 (dev/dak)	12.48	162

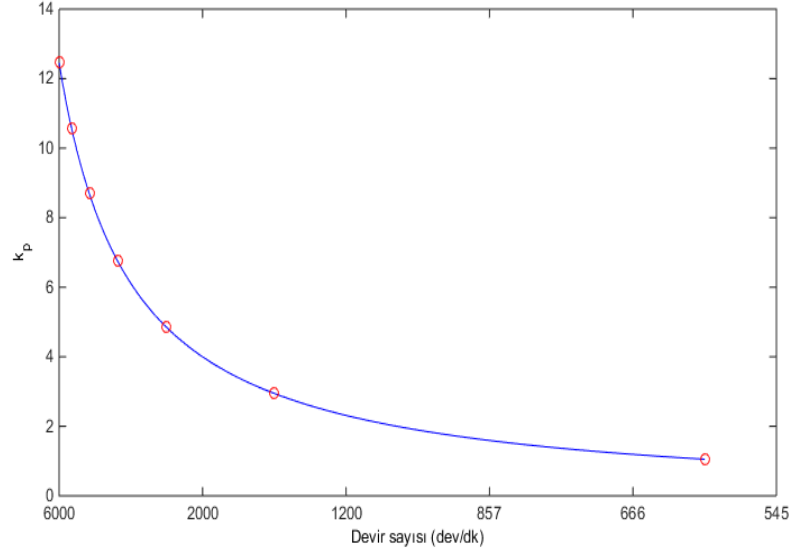
3.3.3. Ağırlıklı Geometrik Merkez Temeline Dayalı Kazanç Programlamalı PI Kontrol

Kazanç programlamalı PI kontrol belirlemek için Çizelge 3.1' de ki kontrol parametreleri değerleri Matlab eğri uydurma araç kutusu kullanılarak zaman gecikmesinin bir fonksiyonu olarak belirlenmiştir.

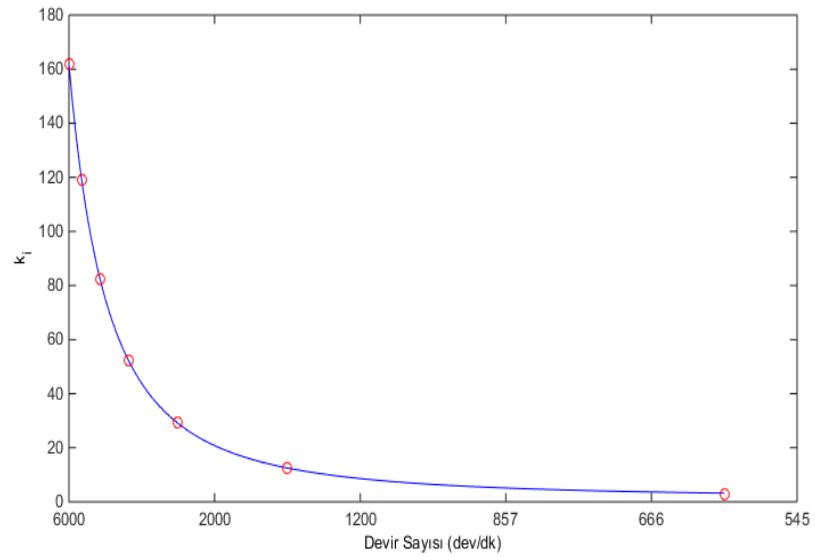
$$K_p = 0.2492t_d^{-1.004} - 0.2019 \quad (3.18)$$

$$K_i = 0.08881t_d^{-1.917} + 1.262 \quad (3.19)$$

Şekil 3.8-3.9'da $k_p(t_d)$ ve $k_i(t_d)$ ilgili fonksiyonların devir sayısına göre değişimi gösterilmiştir. Burada uydurulmuş eğrinin iyi bir hassasiyet sağladığı görülmüştür. k_p ve k_i kontrol parametreleri enjektörün yakıt püskürtme süresine göre belirlenmiştir. Devir sayısı attıkça k_p ve k_i kontrol parametrelerinin parabolik olarak arttığı Şekil 3.8-3.9'da görülmektedir.



Şekil 3.13. k_p Kontrol Parametresinin Devir Sayısına Göre Değişimi



Şekil 3.14. k_i Kontrol Parametresinin Devir Sayısına Göre Değişimi

3.3.4. Referans Ağırlığı ile Kazanç Programlamalı PI Kontrol

Ağırlıklı geometrik merkez tabanlı PI tasarım metodu, yük/bozucu etki değişiklikleri için istenen kapalı çevrim transfer fonksiyonu özelliklerine bağlıdır. Sonuç olarak, ağırlıklı geometrik merkez kontrollerinin sonuçları yük/bozucu etki cevapları için iyi performans eğilimindedir. Chen ve Seborg [42], başlangıçta ise Aström ve Bell[43] tarafından önerilen PID kontroller için büyük aşımaları azaltan ağırlıklı referans

noktasını kullanmışlardır. PI kontrol yapısı için ağırlıklı referans noktası denklem (3.20)' de verilmiştir. b ağırlıklı referans noktası katsayısıdır $0 \leq b \leq 1$ arasındadır.

$$y(t) = k_p [br(t) - T_d(t)] + k_i \int_0^t [r(t) - T_d(\tau)] d\tau \quad (3.20)$$

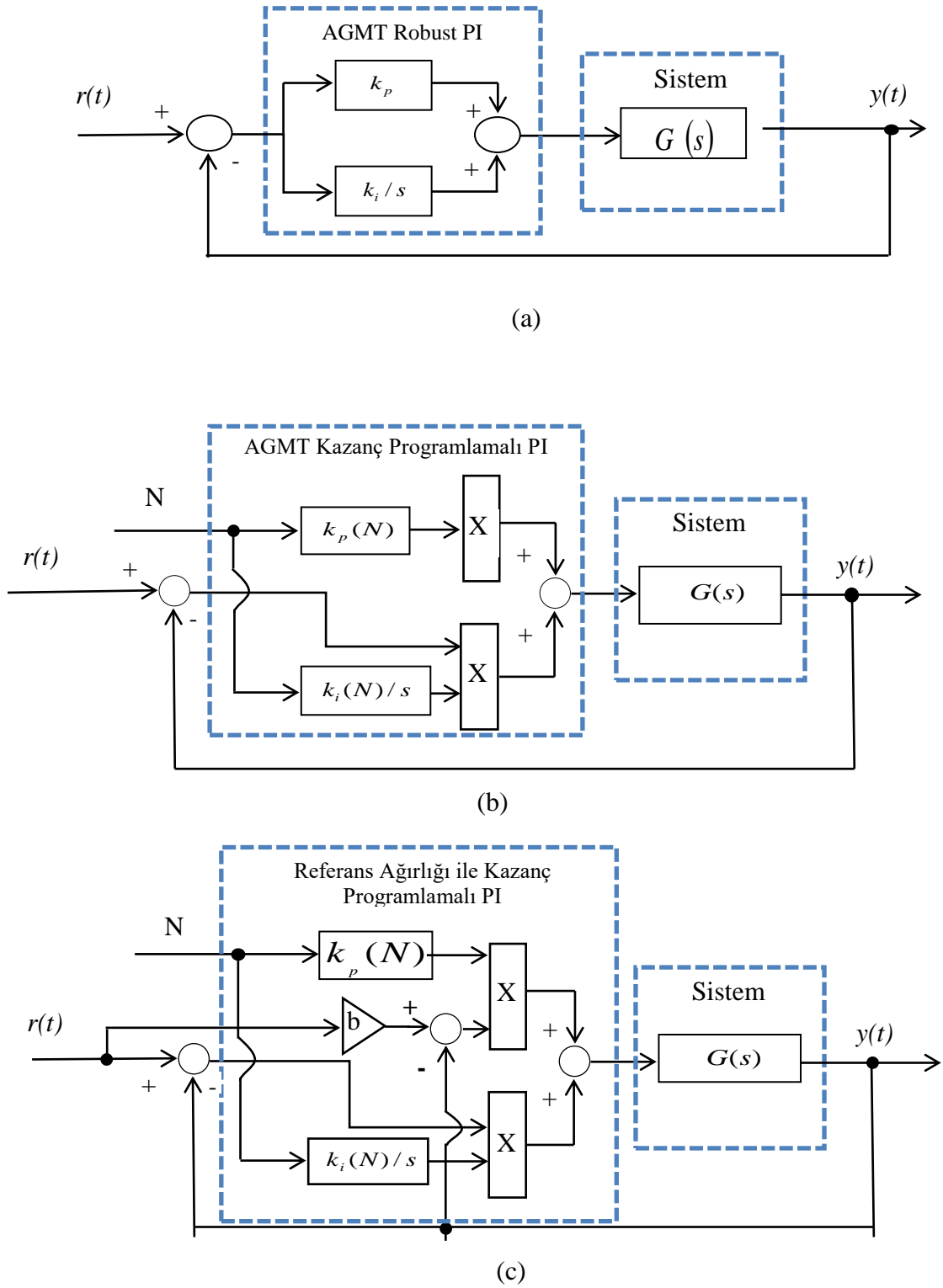
Ayrıca Chen ve Seborg [42] ve Pai ve arkadaşları [44] PI/PID kontrolör referans noktası cevabı için $b=0.5$ olarak maksimum aşma olmadan sistemin kararlı olmasını sağlamışlardır. Maksimum aşma oranı ve yerleşme zamanı arasındaki iyi sonuç genellikle $b=0.5$ değerinde elde edilmiştir. Bu çalışmada ise ağırlıklı referans noktası ile sunulan çalışma boyunca önerilen PI ayarları için zaman gecikmesi türevinin 0 olması durumunda $b=0.5$ zaman gecikmesi türevinin 0'dan farklı olması durumunda ise $b=1$ olarak alınmıştır.

4.ARAŞTIRMA BULGULARI VE UYGULAMALAR

4.1.Simulasyon Çalışması

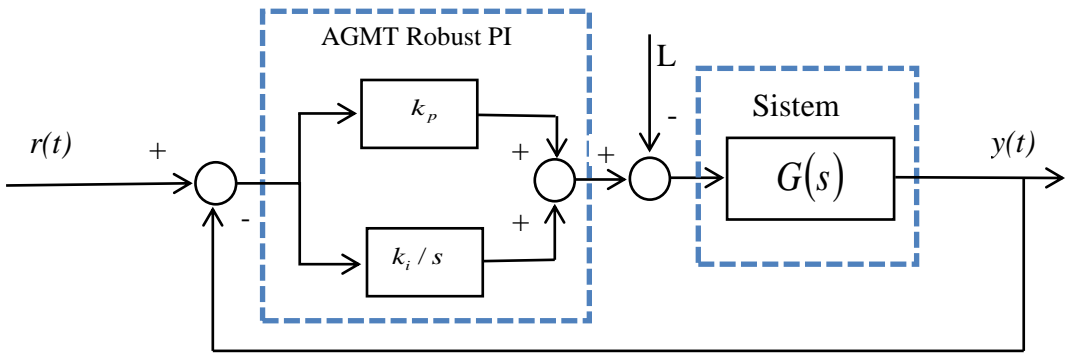
Matlab/Simulink ortamında oluşturulan sistem modeli üzerinde ağırlıklı geometrik merkez metodu tabanlı robust PI kontrol, ağırlık geometrik merkez metodu tabanlı kazanç programlamalı PI kontrol ve referans ağırlığı ile kazanç programlamalı PI kontrol metodu uygulanmış ve kontrolcü için parametre araştırması yapılmıştır. Parametre araştırmasında baz alınan kontrol tasarım parametre değerleri [33, 40]'den alınmıştır.

Önerilen kontrol yaklaşımlarının performansını göstermek için buji ateşlemeli içten yanmalı motorun yedi farklı devir sayısı değeri kullanılmıştır. Simülasyon boyunca ağırlıklı geometrik merkez tabanlı robust PI kontrol ve ağırlıklı geometrik merkez tabanlı kazanç programlamalı PI kontrol ve referans ağırlığı ile kazanç programlamalı PI kontrol yapıları Şekil 4.3 (a, b, c)' de uygulaması gösterilmiştir [40]. Buna göre PI kontrolör parametreleri devir sayısına göre değişen zaman gecikmesi kullanılarak programlanmıştır.

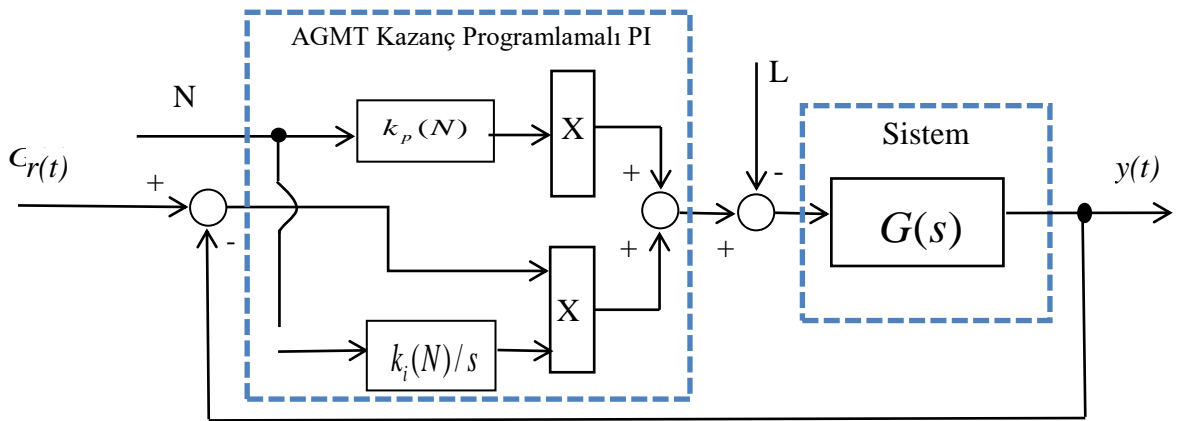


Şekil 4.1. PI Kontrol Yapısı

Buna ek olarak yükün bozucu etkisi robust PI ve kazanç programlamalı PI kontrol çalışmaları için yedi farklı devir sayısı tanımlanmıştır. Şekil 4.2 (a, b)'de robust PI ve kazanç programlamalı PI kontrol yapıları verilmiştir [40]. Her bir durum için kapalı çevrim cevabının yerleşme zamanı(t_s), maksimum aşım yüzdesi (MA%), maksimum pik değeri (M_p) ve kontrol sinyalinin maksimum mutlak değeri (u)_{max} performans kriterleri olarak değerlendirilmiştir. Yük bozucu etkisi ve referans noktasının her ikisinin değişmesi durumunda, yerleşme zamanı, tahmin edilen kararlı durum bant genişliği içinde ve bant geri kalanında hata olarak tanımlanmıştır (0 gibi). Bu çalışmada bant genişliği ± 0.02 seçilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 4.2. Bozucu Giriş PI Kontrol Yapısı

Böylece referans ağırlık katsayısı bu çalışma için b duruma göre 0.5 ve 1 olarak iki farklı değeri belirlenmiştir. Her bir durumun kapalı çevrim genel performans cevabını değerlendirmek için orantılı performans kriterleri kullanılarak genel değerlendirme fonksiyonu tanımlanmıştır. Bu fonksiyon denklem (4.1)'de verildi. Bu fonksiyona göre performans kriterleri genel değerlendirme fonksiyonuna eşit bir şekilde değerlendirilmiştir.

$$J = \frac{1}{3}(\text{ölçekli } t_s) + \frac{1}{3}(\text{ölçekli } M_p \text{ veya } OS\%) + \frac{1}{3}(\text{ölçekli } |u|_{mx}) \quad (4.1)$$

Simülasyon boyunca robust PI ve kazanç programlamalı PI kontrolörleri karşılaştırma için kullanılmıştır [40].

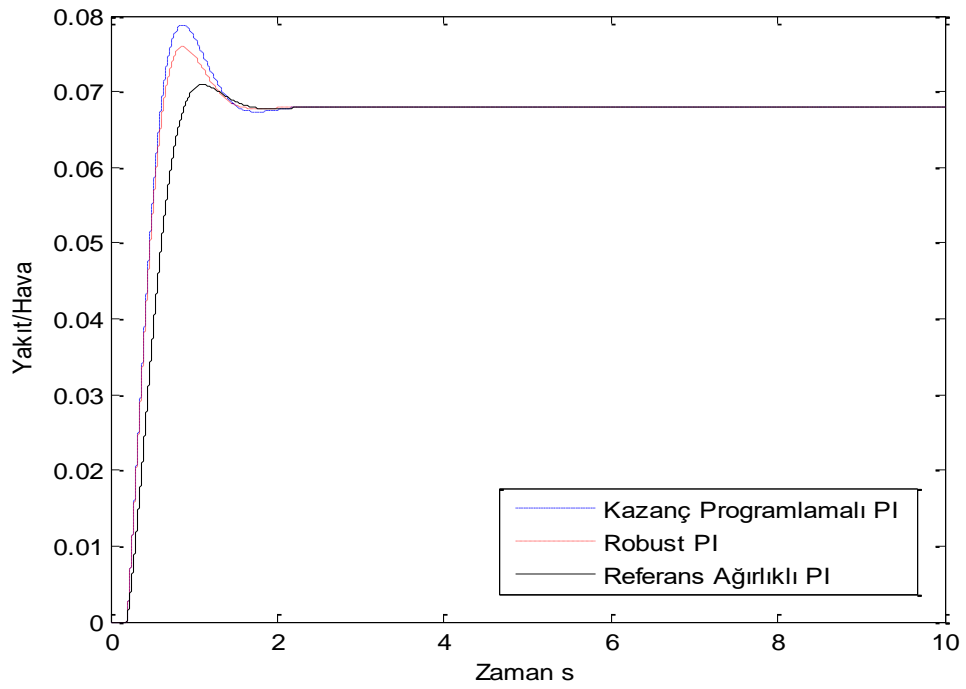
Simülasyonun birinci aşaması, Ek-1' de verilen AGMT robust PI kontrol, Ek-2' de AGMT kazanç programlamalı PI kontrol ve Ek-3' te referans ağırlığı ile kazanç programlamalı PI kontrol için Matlab/Simulink blok diyagramları kullanılarak Şekil 4.3-4.9'da birim basamak cevapları gösterilmiştir. Ayrıca performans kriterlerinin sayısal değeri ve ölçekli değer ile birlikte genel değerlendirme fonksiyonunun sayısal değeri Çizelge 4.1' de verilmiştir. Şekil 4.3-4.9 ve Çizelge 4.1 değişken referans noktası için tüm çalışma koşullarında özellikle çok küçük yerleşme zamanı için önerilen referans ağırlığı ile kazanç programlamalı PI kontrol metodu çok iyi bir performans göstermiştir. Robust kontrolör tasarımı için uygun sınır modelin koşullarına göre belirlendiği tespit edilmiştir.

Çizelge 4.1. Yedi Farklı Devir Sayısı İçin Performans Kriterlerinin Sayısal Değeri

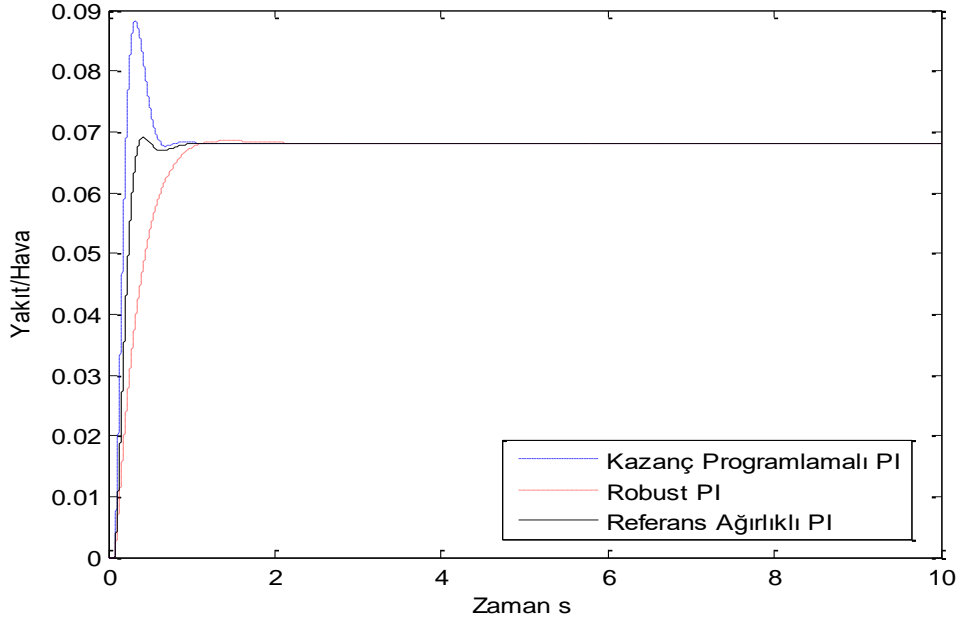
N (dev/dak)	Kontrolör	t_s	Ölçekli t_s	MA (%)	Ölçekli MA	$[u]_{max}$	Ölçekli $[u]_{max}$	J
6000 T_d=0.02	Robust PI	1,124	1.000	0,253	0,005	0,075	0,071	0,358
	Kazanç Programlamalı PI	0,152	0,135	47,70	1.000	1,066	1.000	0,711
	Referans Ağırlığı ile Kazanç Programlamalı PI	0,184	0,164	7,134	0,149	0,643	0,603	0,305
5100 T_d=0.023	Robust PI	1,114	1.000	0,269	0,005	0,076	0,084	0,363
	Kazanç Programlamalı PI	0,178	0,160	46,56	1.000	0,904	1.000	0,720
	Referans Ağırlığı ile Kazanç Programlamalı PI	0,215	0,193	6,851	0,147	0,548	0,606	0,315
4200 T_d=0.028	Robust PI	1,098	1.000	0,294	0,006	0,077	0,103	0,370
	Kazanç Programlamalı PI	0,215	0,19	44,89	1.000	0,746	1.000	0,732
	Referans Ağırlığı ile Kazanç Programlamalı PI	0,257	0,234	6,357	0,141	0,454	0,608	0,328
3300 T_d=0.036	Robust PI	1,074	1.000	0,338	0,008	0,079	0,134	0,380
	Kazanç Programlamalı PI	0,273	0,254	42,27	1.000	0,586	1.000	0,751
	Referans Ağırlığı ile Kazanç Programlamalı PI	0,319	0,297	5,491	0,129	0,358	0,610	0,345
2400 T_d=0.05	Robust PI	1,030	1.000	0,429	0,011	0,081	0,191	0,400
	Kazanç Programlamalı PI	0,372	0,361	37,90	1.000	0,427	1.000	0,787
	Referans Ağırlığı ile Kazanç Programlamalı PI	0,307	0,298	3,999	0,105	0,263	0,615	0,339
1500 T_d=0.08	Robust PI	0,929	1.000	0,735	0,024	0,087	0,327	0,450
	Kazanç Programlamalı PI	0,581	0,626	29,68	1.000	0,268	1.000	0,875
	Referans Ağırlığı ile Kazanç Programlamalı PI	0,345	0,372	1,600	0,053	0,169	0,630	0,352
600 T_d=0.2	Robust PI	1,36	0,969	11,67	0,732	0,112	0,968	0,890
	Kazanç Programlamalı PI	1,390	0,991	15,93	1.000	0,115	1.000	0,997
	Referans Ağırlığı ile Kazanç Programlamalı PI	1,402	1.000	4,251	0,266	0,091	0,789	0,685

Simülasyonun ikinci aşaması Çizelge 4.1’ de verilen buji ateşlemeli motorun çalışma dev/dak değerlerinin N_1 ’den N_7 ’ye kadar tüm işlem noktaları için robust kararlılığı garantileyecek PI kontrolleri dikkate alınmıştır.

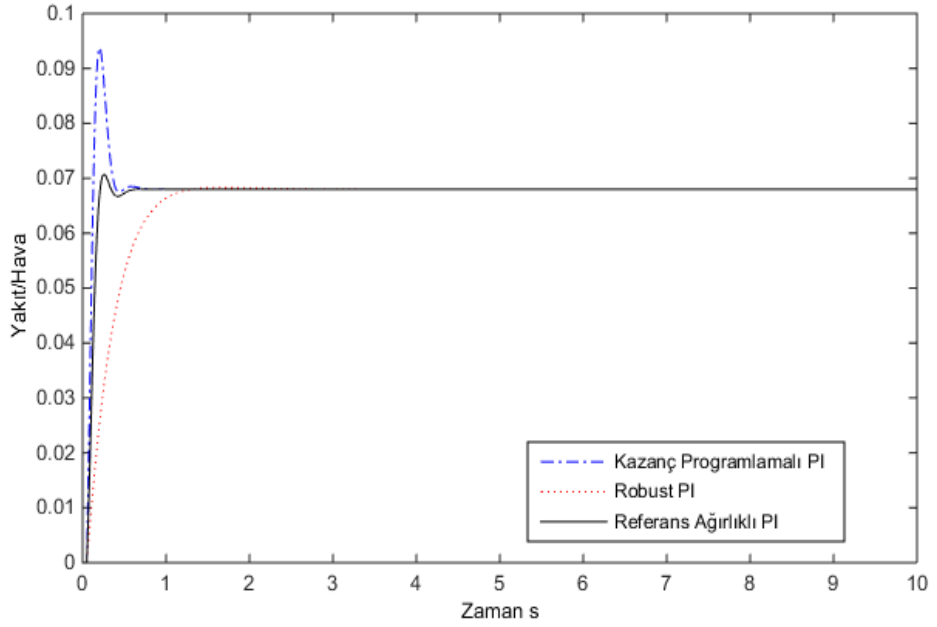
Referans ağırlıklı PI kontrol için b değeri zaman gecikmesinin türev değerine göre 0 ise $b=1$, 0’dan farklı ise $b=0.5$ değeri alınmıştır.



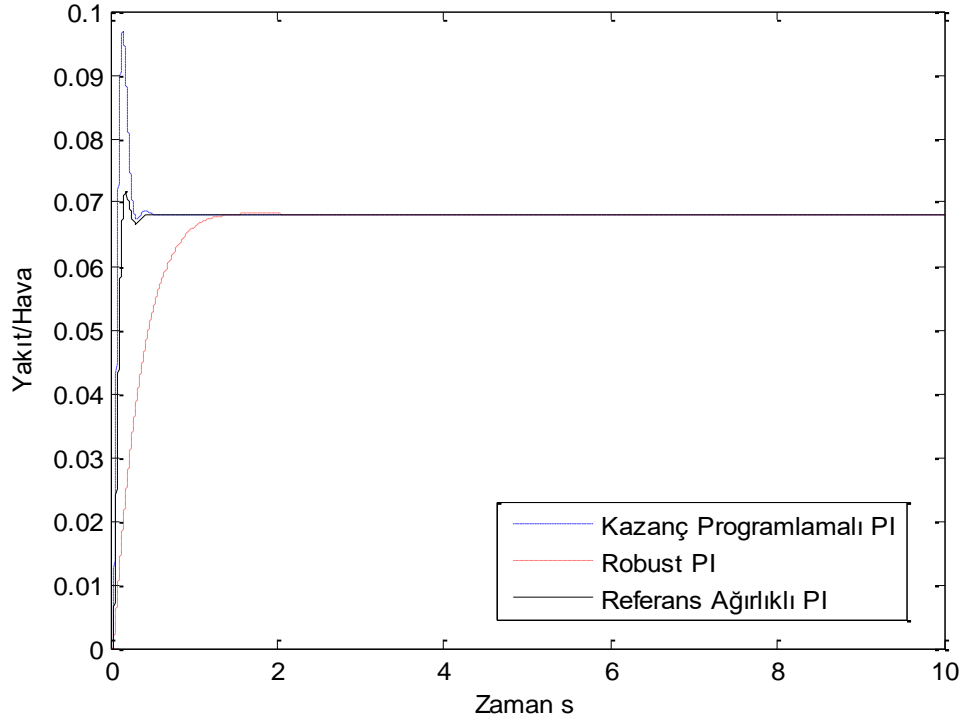
Şekil 4.3. 600 dev/dak İçin Birim Basamak Cevaplarının Karşılaştırılması



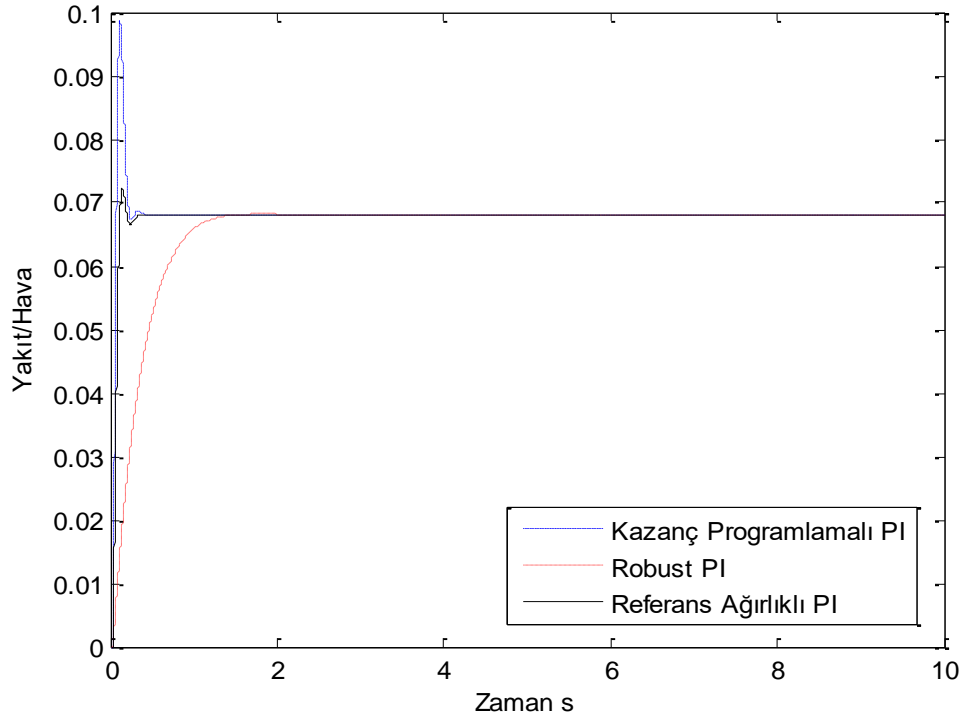
Şekil 4.4. 1500 dev/dak İçin Birim Basamak Cevaplarının Karşılaştırılması



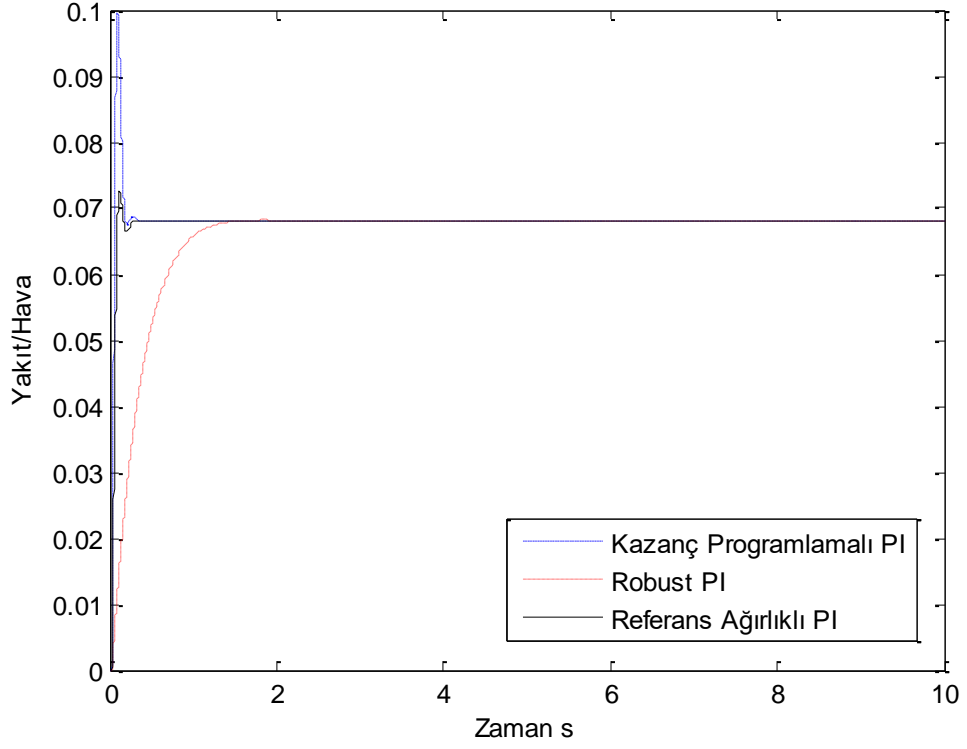
Şekil 4.5. 2400 dev/dak İçin Birim Basamak Cevaplarının Karşılaştırılması



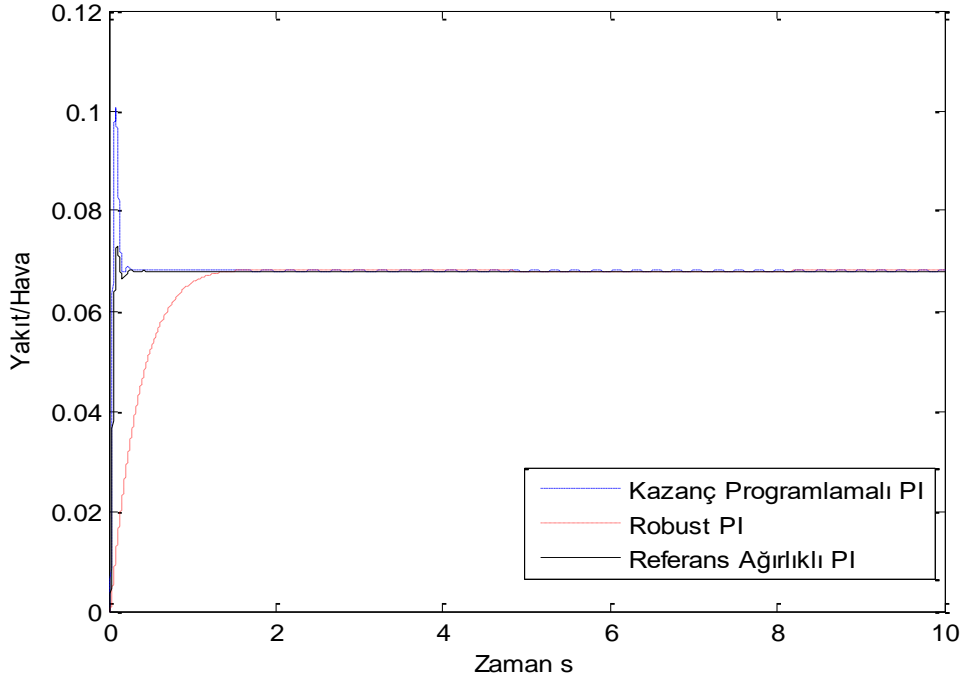
Şekil 4.6. 3300 dev/dak İçin Birim Basamak Cevaplarının Karşılaştırılması



Şekil 4.7. 4200 dev/dak İçin Birim Basamak Cevaplarının Karşılaştırılması

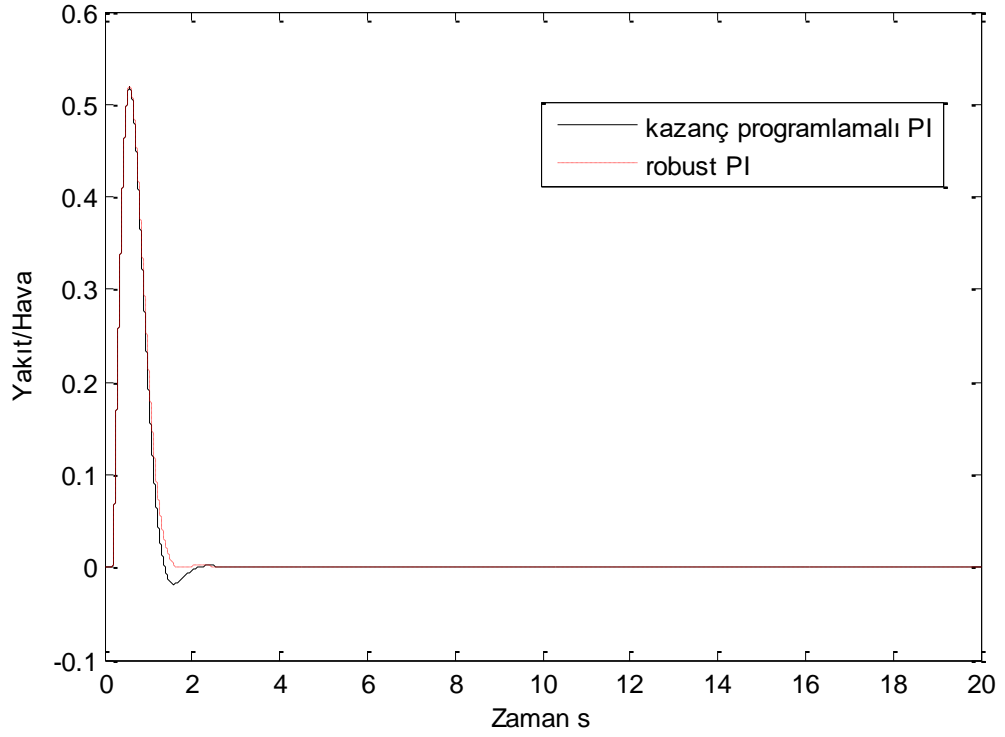


Şekil 4.8. 5100 dev/dak İçin Birim Basamak Cevaplarının Karşılaştırılması

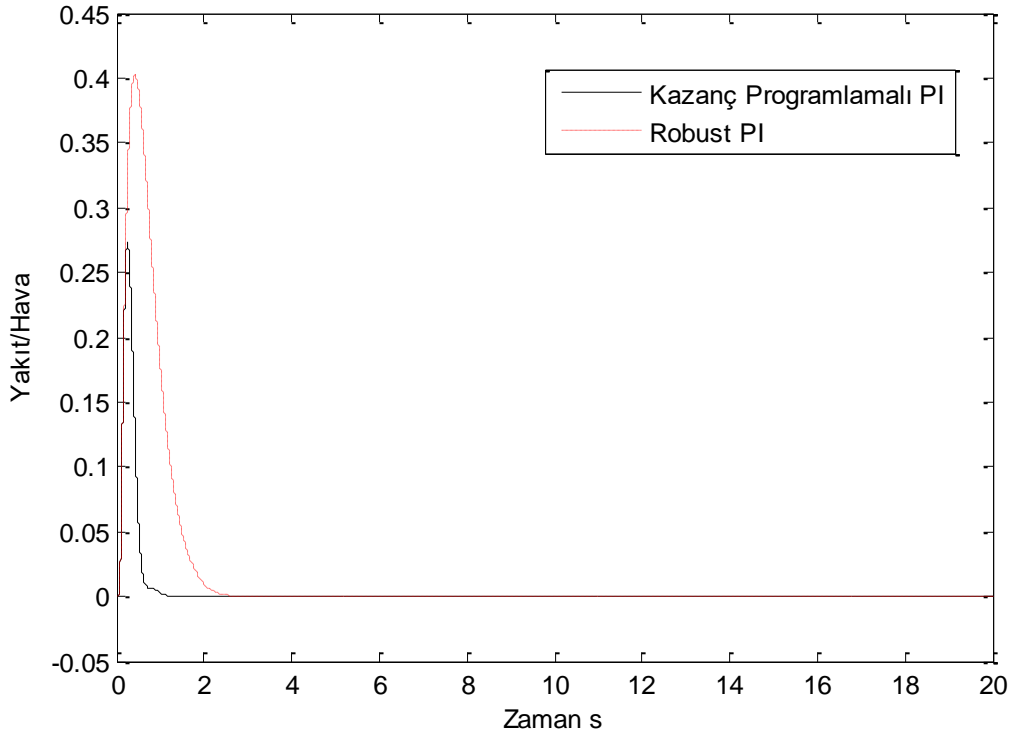


Şekil 4.9. 6000 dev/dak İçin Birim Basamak Cevaplarının Karşılaştırılması

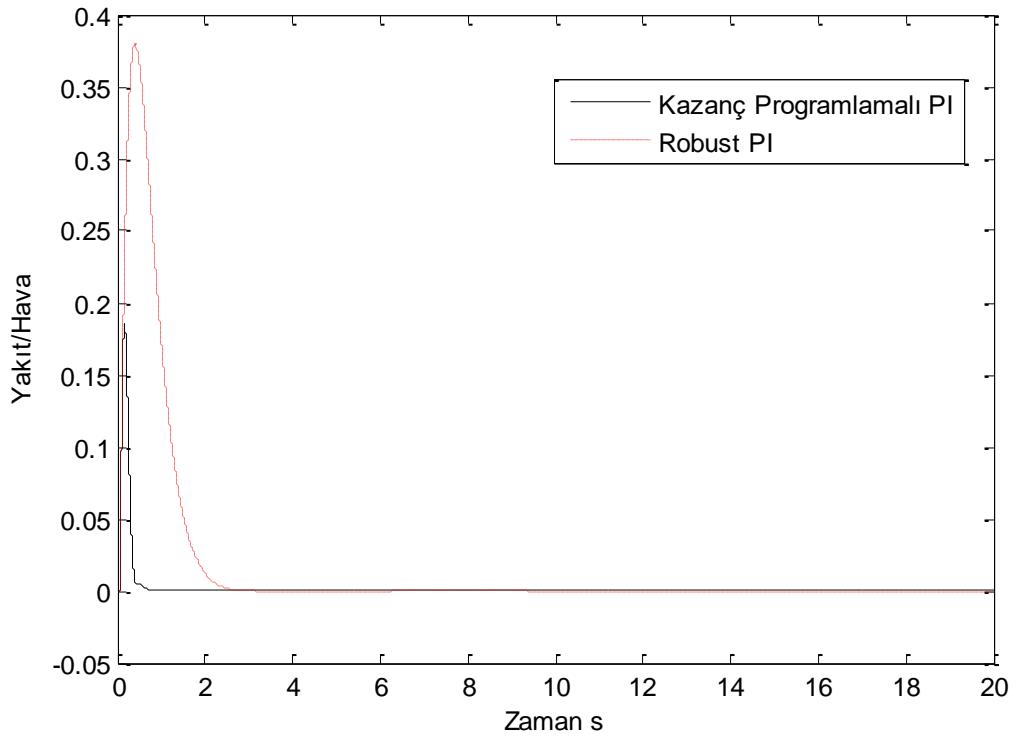
Ek 4'te verilen bozucu giriş AGMT robust PI ve ek-5'te bozucu giriş kazanç programlamalı PI kontrol için Matlab/Simulink blok diyagramları kullanarak Şekil 4.9-4.15'te 0 girişe karşılık bozucu etki girişi kullanılarak sistemin kazanç programlamalı PI kontrol ve robust PI kontrolörün performans cevabı gösterilmiştir. Denklem (3.20)'ye göre $r(t)=0$ olması durumunda $b=0$ olacağından referans ağırlığı ile kazanç programlamalı PI kontrol cevabı kazanç programlamalı PI kontrol cevabı ile aynı olacağından tekrar gösterilmemiştir.



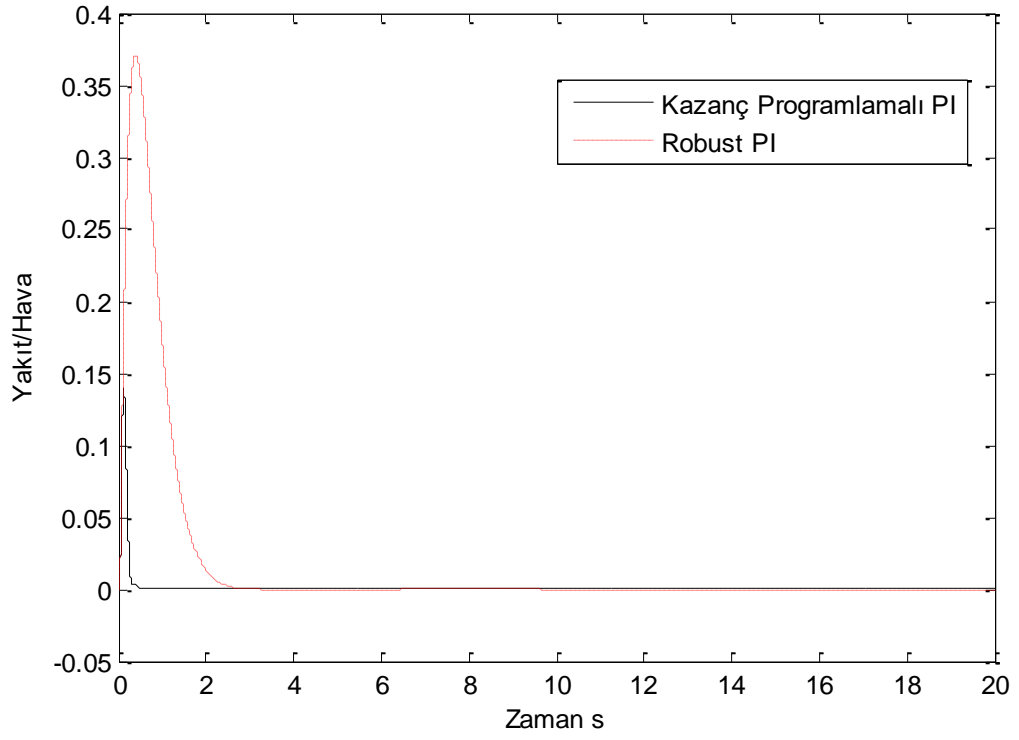
Şekil 4.10. 600 dev/dak İçin Kontrolörlerin Bozucu Etki Performansı



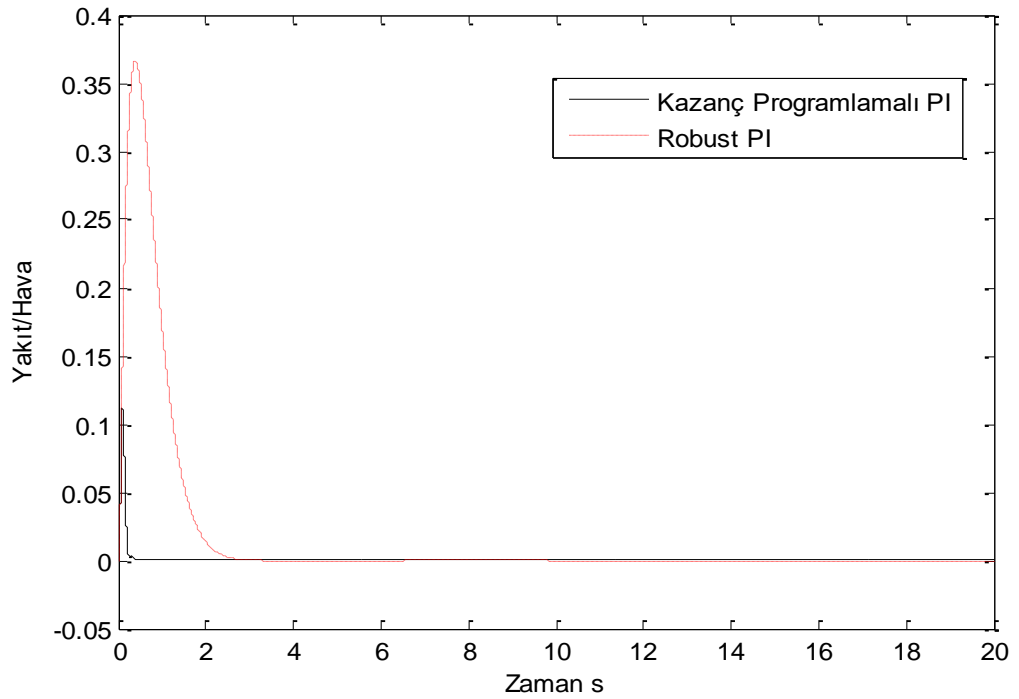
Şekil 4.11. 1500 dev/dak İçin Kontrolörlerin Bozucu Etkiye Karşı Performansı



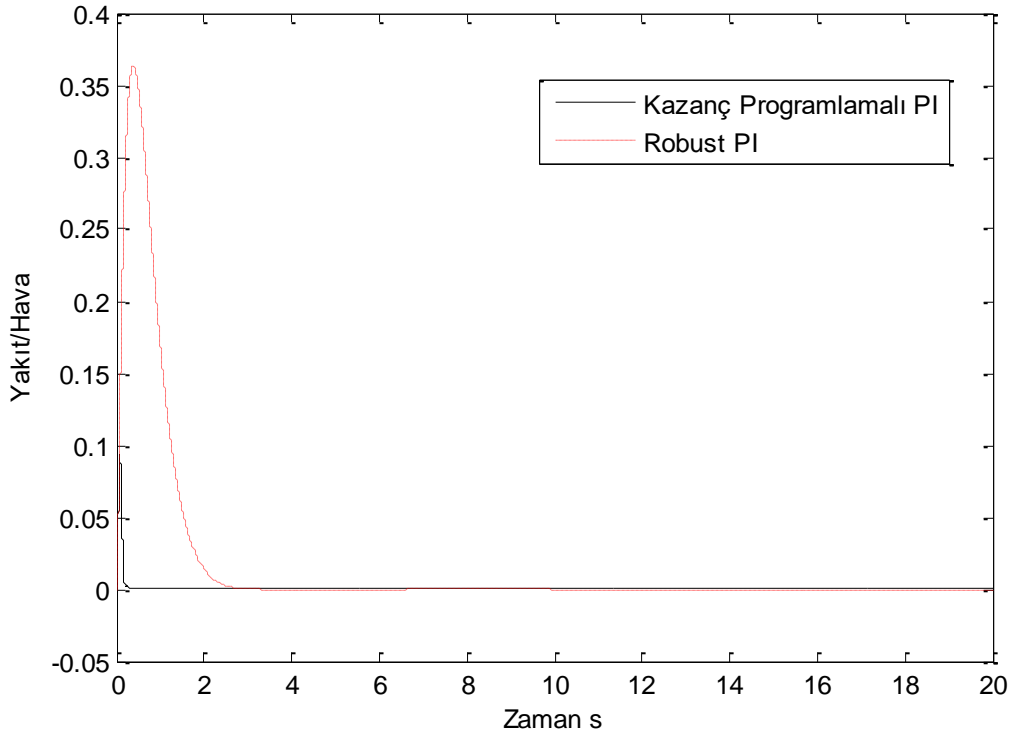
Şekil 4.12. 2400 dev/dak İçin Kontrolörlerin Bozucu Etkiyi Karşı Performansı



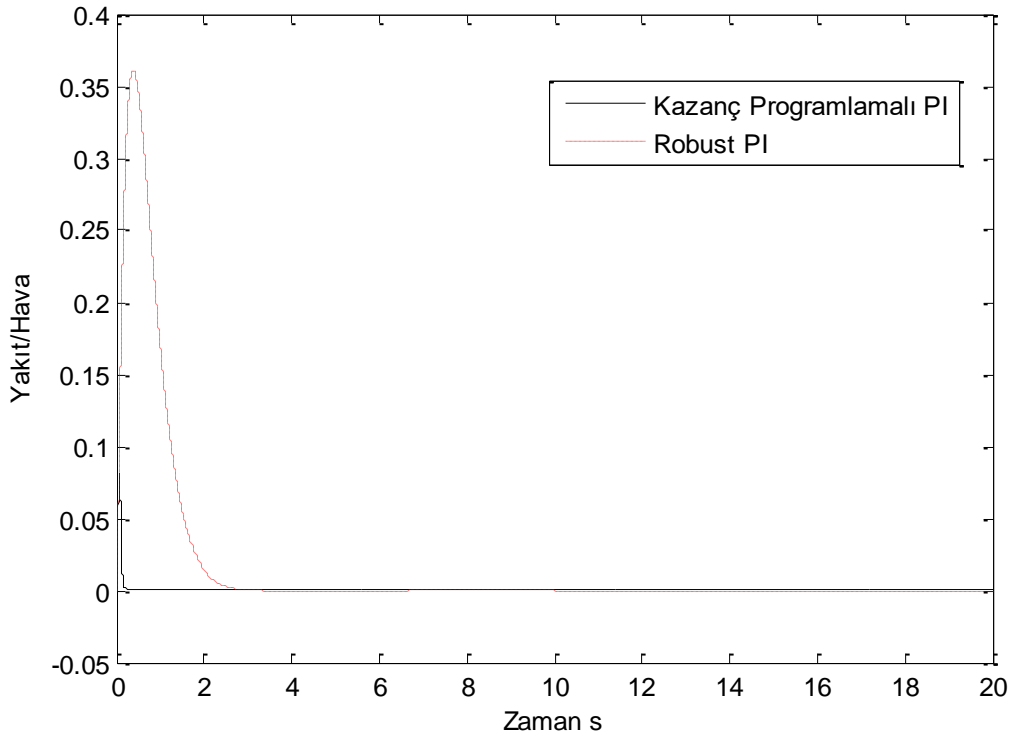
Şekil 4.13. 3300 dev/dak İçin Kontrolörlerin Bozucu Etkiyi Karşı Performansı



Şekil 4.14. 4200 dev/dak İçin Kontrolörlerin Bozucu Etkiyi Karşı Performansı



Şekil 4.15. 5100 dev/dak İçin Kontrolörlerin Bozucu Etkiyi Karşı Performansı

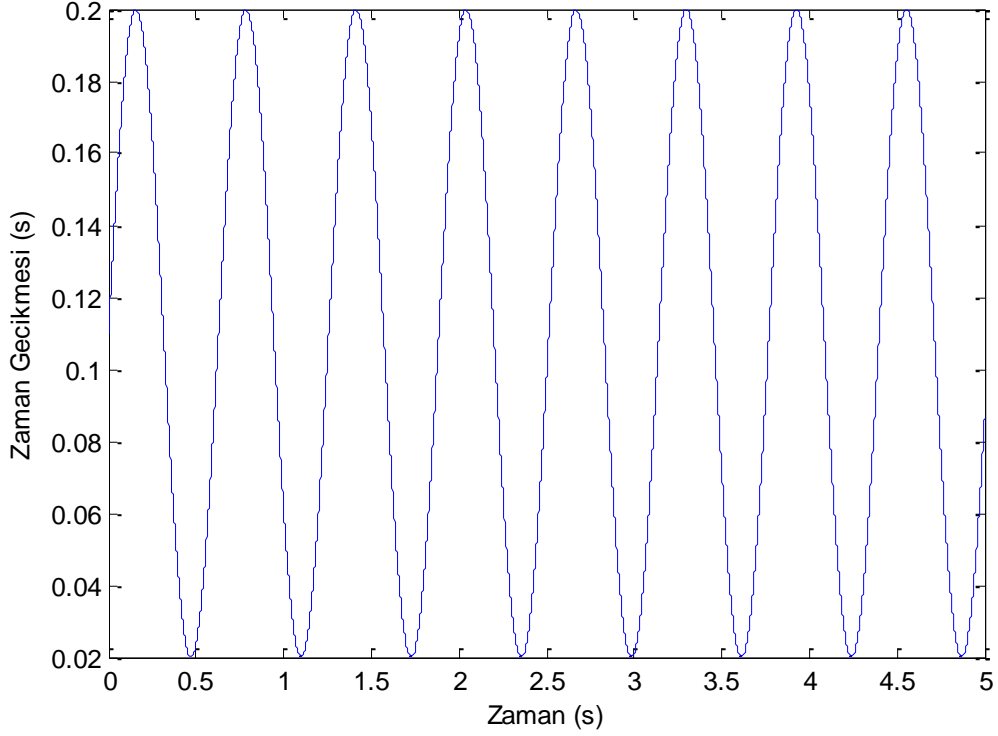


Şekil 4.16. 6000 dev/dak İçin Kontrolörlerin Bozucu Etkiyi Karşı Performansı

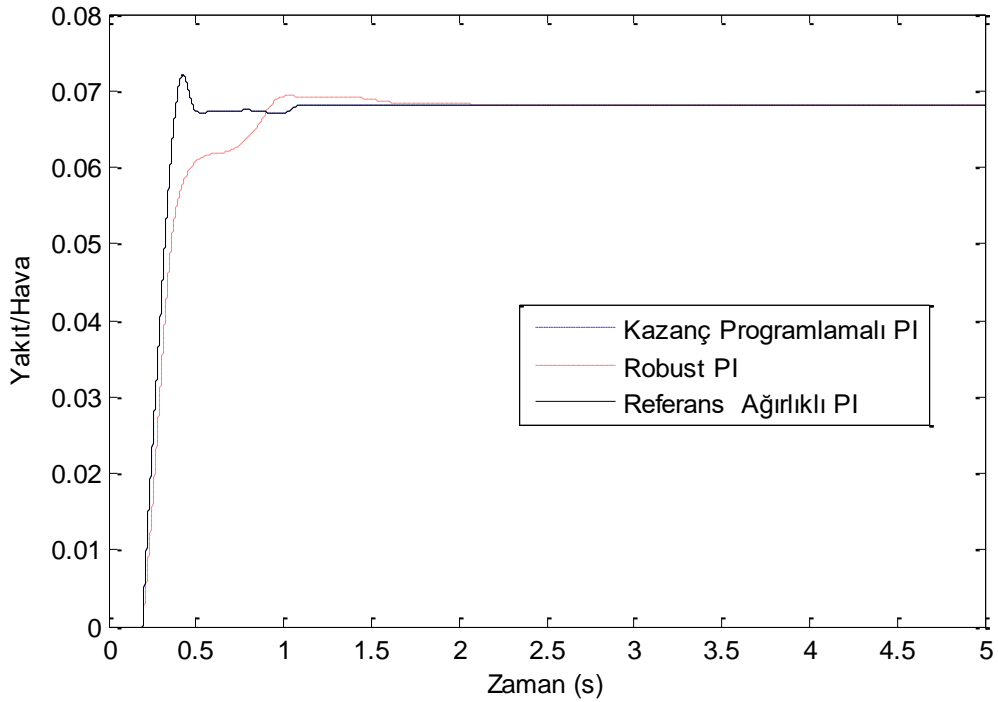
Çizelge 4.2. Yedi Farklı Devir Sayısı İçin Bozucu Girişe Karşılık Performans Kriterleri

N (dev/dak)	Kontrolör	t_s	Ölçekli i t_s	MA (%)	Ölçekli i MA	$[u]_{max}$	Ölçekli i $[u]_{max}$	J
6000 $T_d=0.02$	Robust PI	2,231	1,000	0,361	1,000	1,002	0,678	0,892
	Kazanç Programlamalı PI	0,251	0,112	0,080	0,223	1,477	1,000	0,445
5100 $T_d=0.23$	Robust PI	2,222	1,000	0,363	1,000	1,002	0,684	0,894
	Kazanç Programlamalı PI	0,293	0,131	0,093	0,257	1,465	1,000	0,463
4200 $T_d=0.28$	Robust PI	2,209	1,000	0,366	1,000	1,002	0,692	0,897
	Kazanç Programlamalı PI	0,351	0,159	0,112	0,305	1,449	1,000	0,488
3300 $T_d=0.36$	Robust PI	2,188	1,000	0,371	1,000	1,003	0,705	0,901
	Kazanç Programlamalı PI	0,441	0,201	0,139	0,376	1,422	1,000	0,526
2400 $T_d=0.5$	Robust PI	2,151	1,000	0,379	1,000	1,004	0,728	0,909
	Kazanç Programlamalı PI	0,591	0,275	0,185	0,487	1,379	1,000	0,587
1500 $T_d=0.8$	Robust PI	2,065	1,000	0,402	1,000	1,007	0,776	0,925
	Kazanç Programlamalı PI	0,885	0,428	0,273	0,680	1,296	1,000	0,702
600 $T_d=0.2$	Robust PI	1,496	0,812	0,519	1,000	1,116	0,963	0,925
	Kazanç Programlamalı PI	1,841	1,000	0,518	0,998	1,159	1,000	0,999

Devir sayısının 600-6000 dev/dak arasında sinüsoidal dalga şeklinde değiştiği yani sürücünün gaz pedalına dokunup bırakması durumuna karşılık sistemin cevabı da incelenmiştir.

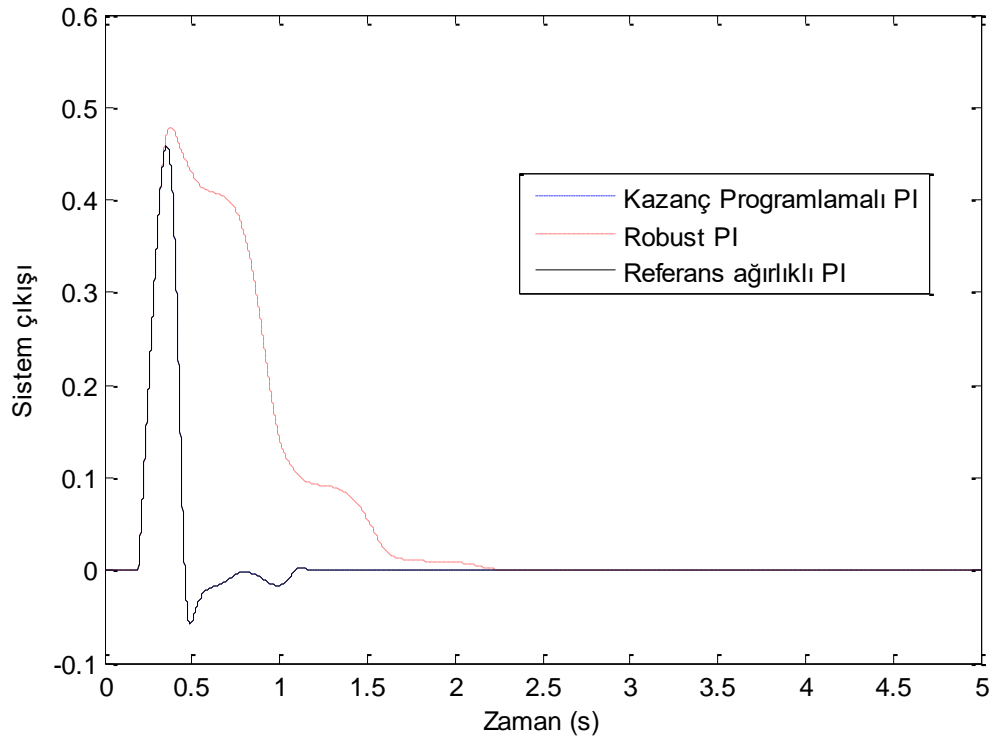


şekil 4.17. Zaman Gecikmesinin 0.02-0.2 Arasında Sinüs Dalgası şeklindeki Değişimi



şekil 4.18. Sinüsoidal Zaman Gecikmesine Sistemin Birim Basamak Cevabı

Denklem (3.20)'de görüldüğü gibi $r(t)$ giriş sıfır olunca b referans ağırlık katsayısı da sıfır olacağından referans ağırlıklı kazanç programlamalı kontrol cevabı kazanç programlamalı PI kontrol ile aynı olmuştur. Bu nedenle Şekil 4.19'de kazanç programlamalı PI ile referans ağırlığı ile kazanç programlamalı PI kontrol cevaplarının üst üste çizildiği görülmüştür.



Şekil 4.19. Sinüsoidal Zaman Gecikmesine Sistemin Bozucu Etki Performansı

5.TARTIŞMA VE SONUÇ

Her geçen gün artan araç sayısı ile birlikte ekonomik ve çevresel faktörlerin etkisiyle verimli yakıt tüketimi önem kazanmaktadır. Yakıt-hava oranının optimum değerde olması durumunda yanma sonucu oluşan egzoz gazlarının çok daha az zararlı bir şekilde çevreye salınımı gerçekleşir. Aynı zamanda optimum yakıt-hava oranı, yakıttan tasarruf ve yüksek performans sağlar.

Artan emisyon kısıtlamaları neticesinde üreticiler içten yanmalı motorlarda gerçekleşen yanma sonrası emisyonu azaltmaya yönelik sistemler geliştirmişlerdir.

Araç sayısı her geçen gün hızla artmakta ve çevre kirliliğine yol açmaktadır. Son yıllarda bu artış oranı eskiye göre çok fazla olmaktadır. Araç sayısında ki büyük artış, egzoz emisyonlarına standartlar getirilmesine neden olmuştur. Her bir aracın belli bir standartta çevreye egzoz gazı vermesi kararlaştırılmıştır. Bu standartlar her sene zorlaştırılmakta ve emisyon değerleri düşürülmektedir. Birçok ülke emisyon değerlerini azaltmayı amaçlayan Kyoto Protokolü'nü onayladığından, otomobil firmaları ve bilim adamları hava kirliliğinin azaltılması için çalışmalar yapmaktadır [4]. Hava kirliliğini önlemek amacıyla motorlu araçlara getirilen standartlar AB ülkelerinin ardından, 2009 yılından itibaren ülkemizde de zorunlu hale getirilmiştir.

Bu çalışmada da yakıt tüketimini azaltmak ve üç yollu katalitik dönüştürücü aracılığıyla egzoz emisyonunu azaltmak için enjektör yakıt debisi kontrol sistemleri için PI kontrolör metotları sunulmuştur. Egzoz gazı içerisindeki oksijen oranına bağlı olarak yanma sırasında yakıt/hava oranının optimum değer olan 1/14,7 karışım oranında sabitleyecek kontrol tasarımı yapılmıştır. Bu kontrol yöntemlerimiz endüstride çok sık kullanılan PI kontrol yöntemini yeni bir metod olan geliştirilen ağırlıklı geometrik merkez ile birlikte uygulanmıştır. Ağırlıklı geometrik merkez metodunun da robust PI, kazanç programlamalı PI ve referans ağırlığı ile kazanç programlamalı PI kontrol tipleri uygulanmıştır.

Robust PI kontrol metodu için yedi farklı devir sayısı için k_p ve k_i kontrol parametre değerleri bulunarak bütün değerleri kapsayan en içteki bölge robust bölge seçilmiştir. Bu robust bölgenin k_p ve k_i değerleri kontrol parametresi olarak belirlenmiştir.

Kazanç programlamalı PI kontrol metodu için yedi farklı devir sayısı kullanılarak bulunan k_p ve k_i kontrol parametre değerleri Matlab eğri uydurma araç kutusu kullanılarak zaman gecikmesinin bir fonksiyonu olarak belirlenmiştir.

Referans ağırlığı ile kazanç programlamalı PI kontrol metodu, yük/bozucu etki değişiklikleri için istenen kapalı çevrim transfer fonksiyonu özelliklerine bağlıdır.

Performans değerlendirme kriteri; yerleşme zamanı, maksimum aşma oranı ve “kontrol sinyali maksimum genliğinin” eş ağırlıklı biçimde bünyesinde barındıran bir fonksiyon olarak göz önüne alınmıştır. Bu bakımdan ölçüt fonksiyonunun değerini minimum yapan kontrolcünün performansının diğerlerine göre daha iyi olduğu değerlendirilmektedir.

Sistemin birim basamak cevabının performans değerlendirme kriterine göre; 6000-5100-4200-3300-2400-1500-600 dev/dak için referans ağırlığı ile kazanç programlamalı PI kontrol diğer iki kontrol algoritmasına göre üstün olduğu ortaya konmuştur.

Sistemin bozucu giriş cevabının performans değerlendirme kriterine göre; 6000-5100-4200-3300-2400-1500 dev/dak için ağırlıklı geometrik merkez tabanlı kazanç programlamalı PI kontrol, 600 dev/dak için ise ağırlıklı geometrik merkez tabanlı robust PI kontrol algoritması üstün performans sergilemiştir.

Sonuç olarak referans ağırlığı ile kazanç programlamalı PI kontrol mimarisi ile teşkil edilecek kapalı çevrim yakıt-hava oranı kontrol sisteminin değişken zaman gecikmesinin üstesinden gelerek üstün performans sağlayacağı ortaya konulmuştur.

6. KAYNAKLAR

1. J. Sousanis, "World Vehicle Population Tops 1 Billion Units". 2011.
2. Y. Bai, "Studies on SI engine simulation and air/fuel ratio control systems design"., Brunel University, Doktora Tezi, 2013.
3. OICA., "World vehicles in use -All vehicles". International Organization of Motor Vehicle Manufacturers., 2011.
4. J.B. Heywood, "International combustion engine fundamentals". 1998.
5. C. Falk and J. Mooney, "Three-Way Conversion Catalysts: Effect of Closed-Loop Feed-Back Control and Other Parameters on Catalyst Efficiency". 1980, SAE Technical Paper.
6. N. Benninger, G. Plapp, "Requirements and performance of engine management systems under transient conditions". 1991, SAE Technical Paper.
7. D.J. Dobner, "A review of ic engine models for development of dynamic engine control". 1980.
8. C. Alippi, C. De Russis, V. Piuri, "A neural-network based control solution to air-fuel ratio control for automotive fuel-injection systems". Systems, Man, and Cybernetics, Part C: Applications and Reviews, IEEE Transactions on, 2003. **33**(2): p. 259-268.
9. L. Guzzella "Models and modelbased control of IC-engines-a nonlinear approach". 1995, SAE Technical Paper.
10. B.A. Ault, V.K. Jones, J.D. Powell, G.F. Franklin, "Adaptive air-fuel ratio control of a spark-ignition engine". 1994, SAE Technical Paper.
11. V.K. Jones, B. Ault, G.F. Franklin, "Identification and Air-Fuel Ratio Control of a Spark-Ignition Engine". Ieee Transactions on Control Systems Technology, 1995. **3**(1): p. 14-21.
12. R.C. Turin, H.P. Geering. "Model-reference adaptive A/F-ratio control in an SI engine based on Kalman-filtering techniques". in American Control Conference, Proceedings of the 1995. 1995: IEEE.
13. C.F. Chang, N.P. Fekete, A. Amstutz, "Air-fuel ratio control in spark-ignition engines using estimation theory". Control Systems Technology, IEEE Transactions on, 1995. **3**(1): p. 22-31.
14. J.D. Powell, N. Fekete, C.-F. Chang, "Observer-based air fuel ratio control". Control Systems, IEEE, 1998. **18**(5): p. 72-83.

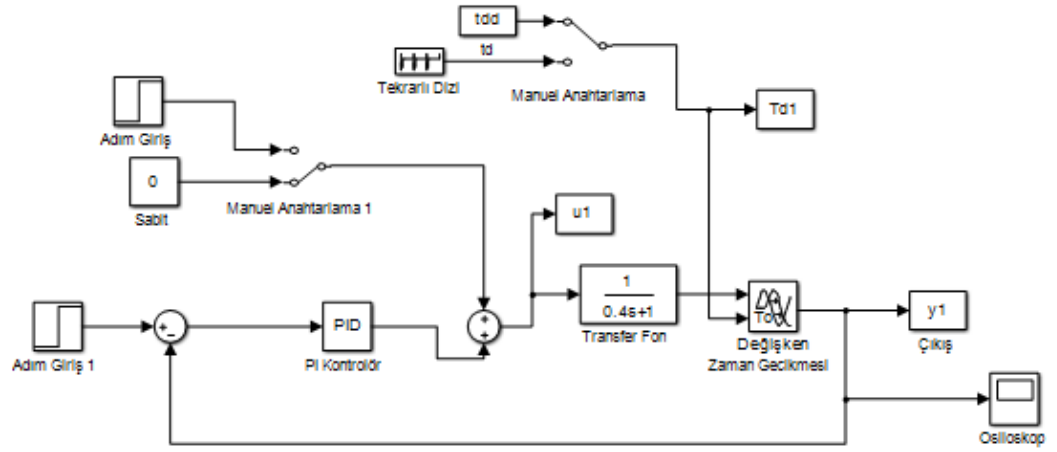
15. S.B. Choi, J.K. Hedrick, "An observer-based controller design method for improving air/fuel characteristics of spark ignition engines". *Control Systems Technology, IEEE Transactions on*, 1998. **6**(3): p. 325-334.
16. M.Won, S.B. Choi, and J. Hedrick, "Air-to-fuel ratio control of spark ignition engines using Gaussian network sliding control". *Control Systems Technology, IEEE Transactions on*, 1998. **6**(5): p. 678-687.
17. J. Pieper, R. Mehrotra. "Air/fuel ratio control using sliding mode methods". in *American Control Conference, Proceedings of the 1999: IEEE*.
18. J.S.Souder, J.K. Hedrick, "Adaptive sliding mode control of air-fuel ratio in internal combustion engines". *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, 2004. **14**(6): p. 525-541.
19. J.S.Souder, J.K. Hedrick, "Adaptive sliding mode control of air-fuel ratio in internal combustion engines". *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, 2004. **14**(6): p. 525-541.
20. A. Ohata, M. Ohashi, M. Nasu, T. Inoue, "Crank-angle domain modeling and control for idle speed". SAE Paper, 1995. **950075**.
21. C.H. Onder, H.P. Geering, "Model-Based Multivariable Speed and Air-to-Fuel Ratio Control of an SI Engine". 1993, SAE Technical Paper.
22. C. Vigild, M. Struwe, K. Andersen, E. Hendricks, "Towards H-infinity Control of an SI Engine's A/F Ratio". in *SAE Annual Meeting*. 1999.
23. L. Mianzo, H. Peng, I. Haskara. "Transient air-fuel ratio H_∞ preview control of a drive-by-wire internal combustion engine. in *American Control Conference*", 2001. *Proceedings of the 2001*. 2001: IEEE.
24. S. Nakagawa, K. Katogi, M. Oosuga, "A new air-fuel ratio feed back control for ULEV/SULEV standard". 2002, SAE Technical Paper.
25. Y.-J. Zhai, D.-L. "Yu, Neural network model-based automotive engine air/fuel ratio control and robustness evaluation". *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, 2009. **22**(2): p. 171-180.
26. K.R.Muske, J.C.P. Jones, "Multi-objective model-based control for an automotive catalyst". *Journal of Process Control*, 2006. **16**(1): p. 27-35.
27. C.-F. Chang, N.P. Fekete, J.D. Powell, "Engine air-fuel ratio control using an event-based observer". 1993, SAE Technical Paper.
28. A. Stefanopoulou, J. Grizzle, J. Freudenberg. "Engine air-fuel ratio and torque control using secondary throttles". in *Proc. 1994 Conf. on Decision and Control*. 1994.

29. F. Zhang, K.M. Grigoriadis, M.A. Franchek, I.H. Makki, "Linear parameter-varying lean burn air-fuel ratio control for a spark ignition engine". *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control-Transactions of the Asme*, 2007. **129**(4): p. 404-414.
30. F. Zhang, K.M. Grigoriadis, M.A. Franchek, I.H. Makki, "Linear parameter-varying lean burn air-fuel ratio control for a spark ignition engine". *Journal of dynamic systems, measurement, and control*, 2007. **129**(4): p. 404-414.
31. P. Tunestål, J.K. Hedrick, "Cylinder air/fuel ratio estimation using net heat release data". *Control Engineering Practice*, 2003. **11**(3): p. 311-318.
32. I. Arsie, C. Pianese, G. Rizzo, V. Cioffi, "An adaptive estimator of fuel film dynamics in the intake port of a spark ignition engine". *Control Engineering Practice*, 2003. **11**(3): p. 303-309.
33. Y. Yildiz, A. M. Annaswamy, D. Yanakiev, I. Kolmanovsky, "Spark ignition engine fuel-to-air ratio control: An adaptive control approach". *Control Engineering Practice*, 2010. **18**(12): p. 1369-1378.
34. M. Zhuang, D. Atherton. "Automatic tuning of optimum PID controllers. in *Control Theory and Applications*", *IEE Proceedings D*. 1993: IET.
35. R.P. Sree, M. Srinivas, and M. Chidambaram, "A simple method of tuning PID controllers for stable and unstable FOPTD systems". *Computers & chemical engineering*, 2004. **28**(11): p. 2201-2218.
36. C. Onat, S. E. Hamamci, S. Obuz, "A Practical PI Tuning Approach For Time Delay Systems", *Proceedings of the 10-th IFAC Workshop on Time Delay Systems The International Federation of Automatic Control Northeastern University, Boston, USA. June 22-24, 2012.*
37. F. Zhao, M.-C. Lai, and D.L. Harrington, "Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines". *Progress in energy and combustion science*, 1999. **25**(5): p. 437-562.
38. A. Stefanopoulou, "Modeling and control of advanced technology engines". 1996, The University of Michigan.
39. N. Tan, I. Kaya, D.P. Atherton, "Computation of stabilizing PI and PID controllers". in *Control Applications, 2003. CCA 2003. Proceedings of 2003 IEEE Conference on*. 2003: IEEE.
40. C. Onat, "WGC Based Robust and Gain Scheduling PI Controller Design for Condensing Boilers". *Advances in Mechanical Engineering*, 2014. **6**: p. 659051.

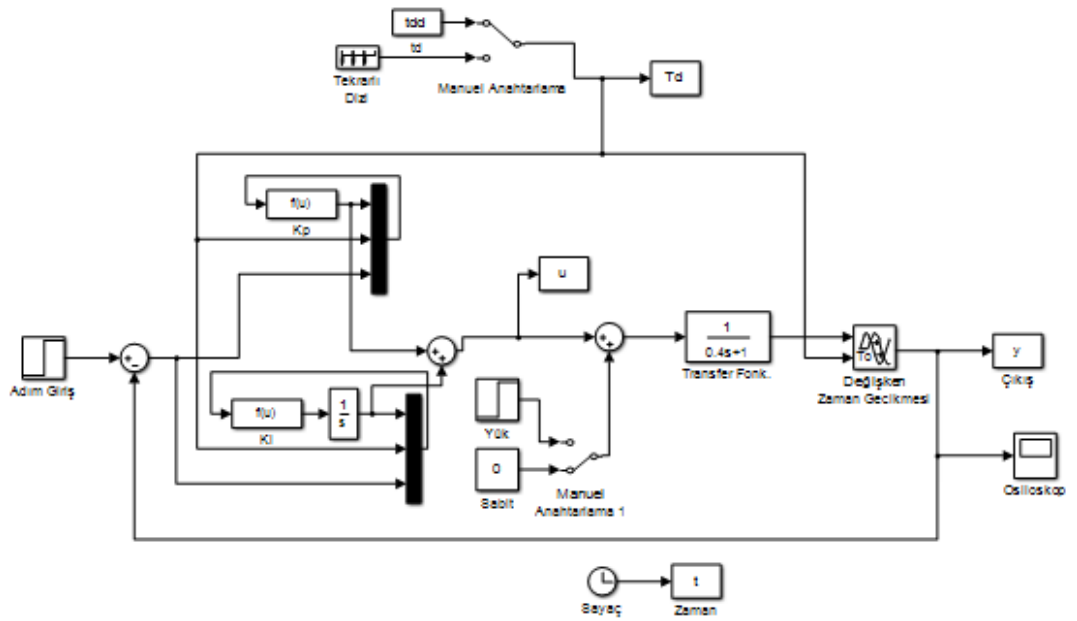
41. C. Onat, "A new concept on PI design for time delay systems: weighted geometrical center". International Journal of Innovative Computing, Information and Control, 2013. **9**(4): p. 1539-1556.
42. D.Chen, D.E. Seborg, "PI/PID controller design based on direct synthesis and disturbance rejection". Industrial & engineering chemistry research, 2002. **41**(19): p. 4807-4822.
43. K.J. Åström, R.D. Bell, "Drum-boiler dynamics". Automatica, 2000. **36**(3): p. 363-378.
44. N.-S. Pai, S.-C. Chang, and C.-T. Huang, "Tuning PI/PID controllers for integrating processes with deadtime and inverse response by simple calculations". Journal of Process Control, 2010. **20**(6): p. 726-733.

EKLER

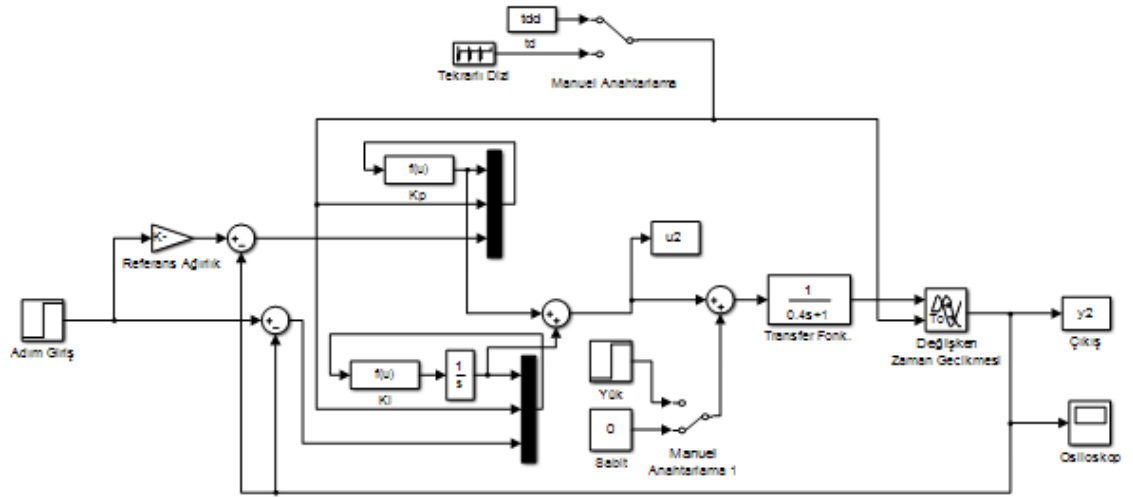
Ek-1



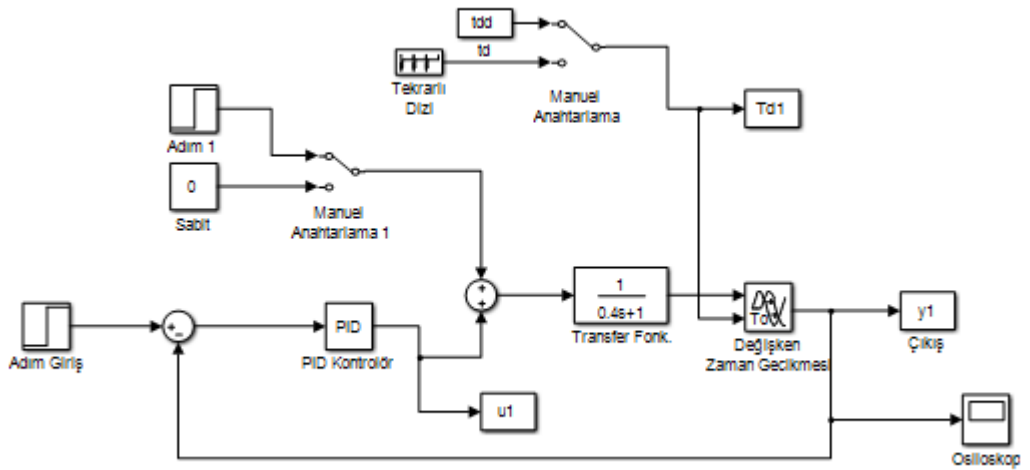
Ek-2



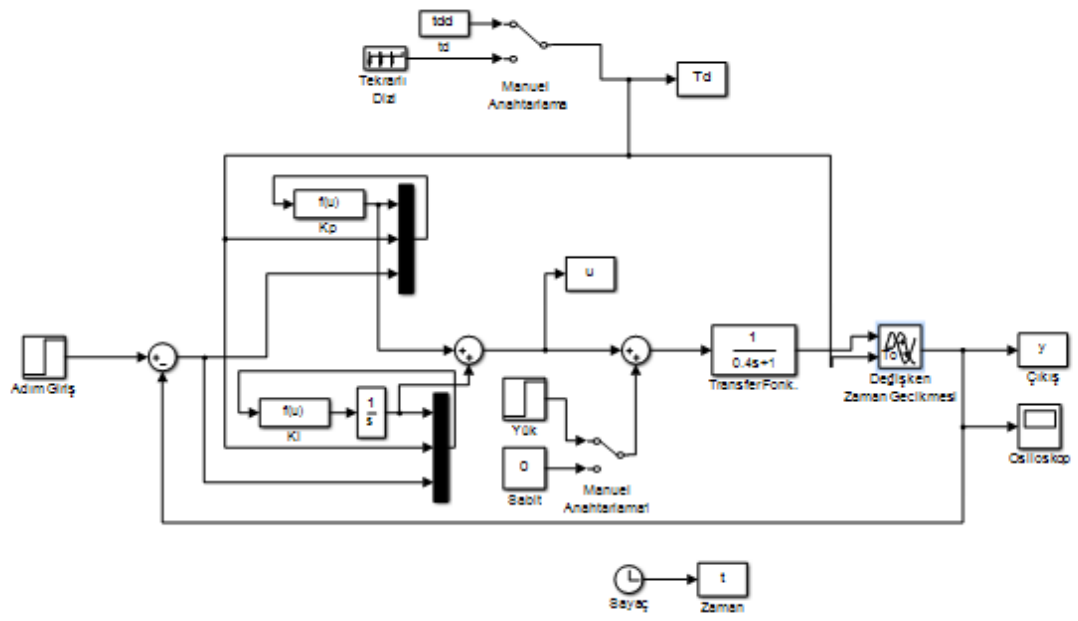
Ek-3



Ek-4



Ek-5



ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyadı: Mehmed Masum ÖZTEK

Doğum Yeri ve Tarihi: Batman, 02.03.1987

Adres: Ravza Cad. B blok kat:3 no:12 Artuklu/Mardin

E-posta: masum_oztek@hotmail.com

Lisans: Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği

(2005-2009)

Mesleki Deneyim ve Ödüller

Tunceli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Araştırma Görevlisi

(2010-2012)

Mustafa Kemal Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Araştırma

Görevlisi (2012-2013)

Mardin Artuklu Üniversitesi Meslek Yüksek Okulu Öğretim Görevlisi (2013-)