

T.C.
MARMARA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HİDROLİK BİR SİSTEMİN YAPAY SİNİR AĞLARI İLE
MODELLENMESİ VE KATSAYILARI GENETİK VE
PARÇACIK SÜRÜ ALGORİTMALARI İLE OPTİMİZE
EDİLMİŞ PID İLE KONTROLÜ**

Erdal YILMAZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
ELEKTRONİK BİLGİSAYAR EĞİTİMİ ANABİLİM DALI
BİLGİSAYAR VE KONTROL EĞİTİMİ PROGRAMI

DANIŞMAN
Yrd. Doç. Dr. Vedat TOPUZ
Prof. Dr. A. Fevzi BABA

İSTANBUL, 2012

T.C.
MARMARA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HİDROLİK BİR SİSTEMİN YAPAY SİNİR AĞLARI İLE
MODELLENMESİ VE KATSAYILARI GENETİK VE
PARÇACIK SÜRÜ ALGORİTMALARI İLE OPTİMİZE
EDİLMİŞ PID İLE KONTROLÜ**

Erdal YILMAZ

522110010

YÜKSEK LİSANS TEZİ
ELEKTRONİK BİLGİSAYAR EĞİTİMİ ANABİLİM DALI
BİLGİSAYAR VE KONTROL EĞİTİMİ PROGRAMI

DANIŞMAN
Yrd. Doç. Dr. Vedat TOPUZ
Prof. Dr. A. Fevzi BABA

İSTANBUL, 2012

TEŞEKKÜRLER

Tez konusunda ve yapılan çalışmaların her aşamasında sabırla ve değerli vakitlerini ayıran, her türlü bilgi ve deneyimlerini paylaşarak yardımcı olan tez danışmanlarım Yrd. Doç. Dr. Vedat TOPUZ ve Prof. Dr. A. Fevzi BABA'ya, teşekkürü bir borç bilirim. Yüksek lisans eğitimim boyunca bana her türlü kolaylığı ve manevi desteği sağlayan değerli hocam Prof. Dr. Gonca TELLİ YAMAMOTO'ya özellikle teşekkür ederim. Ayrıca tez çalışmaları sırasında değerli görüşleri ile çalışmama katkı sağlayan başta Sevan KATRANCIOĞLU olmak üzere Arş. Gör. Muhammet ÜNAL ve tüm arkadaşlarıma teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>SAYFA NO</u>
TEŞEKKÜRLER	I
İÇİNDEKİLER	II
ÖZET.....	V
ABSTRACT	VI
SEMBOLLER	VII
KISALTMALAR.....	VIII
ŞEKİLLER	IX
TABLolar	XI
BÖLÜM I GİRİŞ VE AMAÇ.....	1
BÖLÜM II SİSTEMİN GENEL YAPISI	2
II.1 LİTERATÜR İNCELEMESİ	2
II.2 SİSTEMİN GENEL YAPISI.....	13
II.2.1 Sistemin Çalışma Prensibi	13
II.2.2 Sistemin Donanımsal Yapısı	14
II.2.1.1 Servo Hidrolik Valf	15
II.2.1.2 Hidrolik Motor.....	17
II.2.1.3 Veri Toplama Kartı.....	18
II.2.1.4 Bilgisayar	19
II.2.1.5 Hidrolik Güç Ünitesi	19
II.2.3 Kontrol Yazılımı	20
II.3 SİSTEMİN AÇIK ÇEVİRİM DAVRANIŞI	21
BÖLÜM III GERÇEKLEŞTİRİLEN HİDROLİK KONTROL SİSTEMİ	22
III.1 KONTROL YAZILIMI	22
III.2 SİSTEMİN MODELLENMESİ	24
III.2.1 Sistemin SimHydraulic Araç Kutusu ile Modellenmesi.....	24

III.2.2 YSA Yöntemi ile Sistem Modellenmesi	25
III.2.2.1 Seri-Paralel Modelleme.....	25
III.2.3 Hidrolik Sistemin YSA ile Modellenmesi.....	27
III.2.4 Sistem ve Model Çıkışlarının Karşılaştırılması.....	32
III.3 KONTROL ALGORİTMASI	36
III.3.1 PID Kontrol Algoritması	36
III.4 PID PARAMETRELERİNİN OPTİMAL DEĞERLERİNİN BULUNMASI	38
III.4.1 Genetik Algoritma Yöntemi	38
III.4.2 Parçacık Sürü Optimizasyonu Yöntemi	42
III.4.3 PSO ve GA ile Bulunan Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	46
BÖLÜM IV DENEYSEL ÇALIŞMALAR	47
IV.1 GA-PID KONTROLÖRÜN PERFORMANSI	47
IV.1.1 54 Rpm Referans Giriş için GA-PID'in Performansı.....	48
IV.1.2 110 Rpm Referans Giriş için GA-PID'in Performansı.....	50
IV.1.3 164 Rpm Referans Giriş için GA-PID'in Performansı.....	52
IV.1.4 219 Rpm Referans Giriş için GA-PID'in Performansı.....	54
IV.1.5 247 Rpm Referans Giriş için GA-PID'in Performansı.....	56
IV.1.6 274 Rpm Referans Giriş için GA-PID'in Performansı.....	58
IV.1.7 Basamak Girişler Arası Geçişte GA-PID'in Performansı	60
IV.1.8 GA-PID Kontrolörün Performans Sonuçları	62
IV.2 PSO-PID KONTROLÖRÜN PERFORMANSI	64
IV.2.1 54 Rpm Referans Giriş için PSO-PID'in Performansı	64
IV.2.2 110 Rpm Referans Giriş için PSO-PID'in Performansı	66
IV.2.3 164 Rpm Referans Giriş için PSO-PID'in Performansı	68
IV.2.4 219 Rpm Referans Giriş için PSO-PID'in Performansı	70
IV.2.5 247 Rpm Referans Giriş için PSO-PID'in Performansı	72
IV.2.6 274 Rpm Referans Giriş için PSO-PID'in Performansı	74
IV.2.7 Basamak Girişler Arası Geçişte PSO-PID'in Performansı.....	76
IV.2.8 PSO-PID Kontrolörün Performans Sonuçları.....	78
IV.3 GA-PID VE PSO-PID İLE SİSTEM VE MODELİN ÇALIŞTIRILMASI	79
IV.4 SİSTEMİN YÜKLÜ ÇALIŞTIRILMASI	83
IV.4.1 GA-PID Kontrolör ile Sistemin Yüklü Çalıştırılması.....	83

IV.4.2 PSO-PID Kontrolör ile Sistemin Yüklü Çalıştırılması.....	85
BÖLÜM V SONUÇ VE ÖNERİLER.....	87
KAYNAKLAR.....	89
ÖZGEÇMİŞ.....	96

ÖZET

HİDROLİK BİR SİSTEMİN YAPAY SİNİR AĞLARI İLE MODELLENMESİ VE KATSAYILARI GENETİK VE PARÇAÇIK SÜRÜ ALGORİTMALARI İLE OPTİMİZE EDİLMİŞ PID İLE KONTROLÜ

Bu tez çalışmasında, Marmara Üniversitesi Elektronik-Bilgisayar Eğitimi Bölümü Pnömatik ve Hidrolik Laboratuvarında bulunan eğitim setlerinden biri olan hidrolik motor kontrol sisteminin yapay sinir ağları ile modellenmesi ve PID kontrolör ile kontrol edilmesi amaçlanmıştır. PID kontrolörün parametrelerinin optimal değerlerini bulmak için genetik algoritma ve parçacık sürü optimizasyonu yöntemlerinin kullanılması amaçlanmıştır.

Bir sistemin yapay sinir ağları ile modelleme için sistemin davranışının bilinmesi gerekmektedir. Bunun için sisteme belli giriş değerleri verilmiş ve bu değerlere karşılık sistem çıkışları elde edilerek giriş-çıkış veri seti oluşturulmuştur. Bu veri seti kullanılarak sistem için farklı gizli katman nöron sayılarına ve geçmiş mod sayılarına sahip modeller oluşturulmuştur. Bu farklı modellerin açık çevrim çıkışları ile sistemin açık çevrim çıkışı arasındaki regresyon değeri 1'e en yakın olan model, sistemin dinamik modeli olarak seçilmiştir. Sistemin gerçek zamanlı kontrolü için görsel programlama ile sistemin kontrol yazılımı geliştirilmiştir. Sistem ve model farklı referanslarda çalıştırılmış ve sonuçları karşılaştırılmıştır. Son olarak sistem yüklü çalıştırılmıştır ve sistemdeki kontrolörün etkisi incelenmiştir.

Temmuz, 2012

Erdal YILMAZ

ABSTRACT

MODELLING A HYDRAULIC SYSTEM USING ARTIFICIAL NEURAL NETWORKS AND CONTROLLING WITH PID ALGORITHM COEFFICIENTS OPTIMIZED BY GENETIC AND PARTICLE SWARM ALGORITHMS

In this thesis, modeling a hydraulic motor control system by artificial neural networks and controlling it with PID controller is aimed. As a control system, hydraulic motor experiment set in Marmara University, Department of Electronic Computer Education, Pneumatic and Hydraulic Laboratory is used. To find optimal values of the PID controller parameters, genetic algorithm and particle swarm optimization methods is intended for use.

The behavior of the system has to be known for dynamic modeling by artificial neural networks. For this, system has been run by certain inputs and output data of system are used to compose input-output data set. With these data set models are created containing different numbers of hidden layers' neurons and different numbers of previous mode. It is chosen as a dynamic model of system, which regression value between open loop responses of these different models and real system output, is closest to one. For real time control of the system, a control software is designed in visual programming platform. The system and the model are run with different references and their results are compared. Finally, the system is run with loaded conditions and observed by means of controller effect in the system.

July, 2012

Erdal YILMAZ

SEMBOLLER

K_p	: Oransal kontrolör katsayısı
K_i	: İntegral kontrolör katsayısı
K_d	: Türev kontrolör katsayısı
u_k	: Sayısal kontrol işareti
Y	: Sistem çıkışı
R	: Referans
m	: YSA'nın katman sayısı
n	: YSA'nın geçmiş mod sayısı
e	: Hata
$\hat{y}$	: YSA çıkışı
U	: PID kontrol sinyali

KISALTMALAR

PID	: Oransal Integral Türevsel
FL	: Bulanık Mantık
FLC	: Bulanık Mantık Kontrolör
YSA	: Yapay Sinir Ağı
GA	: Genetik Algoritma
PSO	: Parçacık Sürü Optimizasyonu
MSE	: Karesel Hata Ortalaması
ADC	: Analog Sayısal Çevirici
DAC	: Sayısal Analog Çevirici
RPM	: Dakikadaki Devir Sayısı
KRK	: Kayan Rejimli Kontrol

ŞEKİLLER

SAYFA NO

Şekil II. 1 Sistemin kontrol diyagramı	13
Şekil II. 2 Sistemin çalışma prensibi	14
Şekil II. 3 Sistemin genel görünüşü.....	14
Şekil II. 4 Servo hidrolik valf	15
Şekil II. 5 Servo hidrolik valfin içyapısı	16
Şekil II. 6 Kontrol sinyali P-A ve P-B debi grafiği	16
Şekil II. 7 Danfoss hidrolik motor	17
Şekil II. 8 Kontrol sinyali – motor devir grafiği.....	18
Şekil II. 9 Sistemde kullanılan veri toplama kartı	18
Şekil II. 10 Hidrolik güç ünitesi	19
Şekil II. 11 Kontrol yazılımı arayüzü	20
Şekil II. 12 Sistemin açık çevrim cevapları.....	21
Şekil III. 1 Kontrol yazılımı arayüzü	23
Şekil III. 2 Sistemin SimHydraulic modeli	25
Şekil III. 3 İleri tip modelleme blok şeması	26
Şekil III. 4 Seri-Paralel ileri tip modelleme blok şeması	27
Şekil III. 5 Kontrol sinyali – sistem cevabı.....	28
Şekil III. 6 Sistemin YSA modeli blok şeması	31
Şekil III. 7 Sistem-Model açık çevrim cevapları.....	33
Şekil III. 8 Sistem çıkışı - model çıkışı	35
Şekil III. 9 PID kontrol algoritmasının genel yapısı	36
Şekil III. 10 GA için Kp, Ki, Kd genleri	38
Şekil III. 11 Pittsburgh için PID kromozon yapısı	39
Şekil III. 12 GA akış diyagramı [41].....	40
Şekil III. 13 GA-PID'in blok diyagramı	41
Şekil III. 14 PSO algoritmasının Pseudo kodu.....	43
Şekil III. 15 PSO akış diyagramı.....	44
Şekil III. 16 PSO-PID'in blok diyagramı	45
Şekil IV. 1 Sistemin GA-PID kontrollü modeli	47
Şekil IV. 2 54 rpm referans giriş için GA-PID'in performansı	49
Şekil IV. 3 110 rpm referans giriş için GA-PID'in performansı	51
Şekil IV. 4 164 rpm referans giriş için GA-PID'in performansı	53
Şekil IV. 5 219 rpm referans giriş için GA-PID'in performansı	55
Şekil IV. 6 247 rpm referans giriş için GA-PID'in performansı	57
Şekil IV. 7 274 rpm referans giriş için GA-PID'in performansı	59
Şekil IV. 8 Basamaklar arası geçişte GA-PID'in performansı.....	61
Şekil IV. 9 Sistemin PSO-PID kontrollü modeli	64

Şekil IV. 10	54 rpm referans giriş için PSO-PID'in performansı.....	65
Şekil IV. 11	110 rpm referans giriş için PSO-PID'in performansı.....	67
Şekil IV. 12	164 rpm referans giriş için PSO-PID'in performansı.....	69
Şekil IV. 13	219 rpm referans giriş için PSO-PID'in performansı.....	71
Şekil IV. 14	247 rpm referans giriş için PSO-PID'in performansı.....	73
Şekil IV. 15	274 rpm referans giriş için PSO-PID'in performansı.....	75
Şekil IV. 16	Basamaklar arası geçişte PSO-PID'in performansı	77
Şekil IV. 17	Farklı değerlerde basamak girişlere sistemin cevabı.....	80
Şekil IV. 18	Farklı değerlerde basamak girişlere modelin cevabı	81
Şekil IV. 19	Sistemin yüklü donanımı.....	83
Şekil IV. 20	Sistemin GA-PID ile yüklü çalıştırılması	84
Şekil IV. 21	Sistemin PSO-PID ile yüklü çalıştırılması.....	86

TABLÖLAR

	<u>SAYFA NO</u>
Tablo III. 1 Farklı YSA modelleri	30
Tablo III. 2 Model-Sistem açık çevrim regresyon değerleri.....	34
Tablo III. 3 GA parametreleri	39
Tablo III. 4 GA ile bulunan PID kontrolör parametreleri.....	41
Tablo III. 5 PSO algoritmasının parametreleri	45
Tablo III. 6 PSO ile bulunan PID kontrolör parametreleri	45
Tablo III. 7 GA ve PSO ile bulunan PID kontrolör parametreleri.....	46
Tablo IV. 1 GA-PID kontrolörün perfonmansı	62
Tablo IV. 2 GA-PID kontrolörün kontrol sinyali perfonmansı	63
Tablo IV. 3 PSO-PID kontrolörün perfonmansı	78
Tablo IV. 4 PSO-PID kontrolörün kontrol sinyali perfonmansı	79
Tablo IV. 5 Sistem ve modelin GA-PID VE PSO-PID çalıştırılması.....	82

BÖLÜM I

GİRİŞ VE AMAÇ

Yapılan bu tez çalışması, hidrolik eğitim seti üzerinde bulunan hidrolik motor kontrol sisteminin dinamik modeli yapay sinir ağları (YSA) ile çıkartılması, gerçek zamanlı kontrolü için uygulama geliştirilmesi, sistemin kontrolü için kullanılan PID kontrolörün parametrelerinin belirlenmesi için Genetik Algoritma (GA) ve Parçacık Sürü Optimizasyonu (PSO) yöntemlerinin kullanılması üzerinedir.

Bölüm II'de öncelikle hidrolik sistemlerin konum ve hız kontrolü, hidrolik sistemlerin modellenmesi üzerine yapılan çalışmaları içeren literatür incelemesi sunulacaktır. İkinci olarak da üzerinde çalışılan hidrolik eğitim setinin donanımı ve hidrolik sistemler hakkında bilgiler verilmektedir.

Bölüm III'te sistemin gerçek zamanlı kontrolü için geliştirilen kontrol yazılımı, sistemin YSA ile modellenmesi, kontrolünde kullanılan PID kontrolör ve PID kontrolörün parametrelerinin optimal değerlerinin bulunması için kullanılan GA ve PSO yöntemleri hakkında bilgiler verilerek sistemin modellenmesi gerçekleştirilmiş ve PID kontrolörün parametreleri bulunmuştur.

Bölüm IV'te sistem ve YSA model üzerinde GA-PID ve PSO-PID ile yapılan deneysel çalışmalara yer verilerek sonuçları karşılaştırılmıştır. Ayrıca sistemin belirli bir yük altında çalıştırılması ve daha sonra yük miktarı değiştirilerek sistemdeki kontrolörün bu değişime karşı vermiş olduğu cevaplar incelemek için de deneyler yapılmıştır.

Bölüm V'te sistemin modellenmesi ve elde edilen deneysel sonuçlar ışığı altında çalışmanın sonuçları verilmiş ve ileriki çalışmalar için önerilerde bulunulmuştur.

BÖLÜM II

SİSTEMİN GENEL YAPISI

Bu bölümde öncelikle literatür incelemesi yapılmıştır. Literatür incelemesinde, başlıca hidrolik sistemlerin modellenmesi ve kontrolü, YSA ile modelleme, optimizasyon yöntemleri ile PID parametrelerinin bulunması alanlarında yapılan çalışmalar incelenmiştir. İkinci olarak bu çalışmada kullanılan hidrolik eğitim sistemin genel yapısı ele alınmıştır. Son olarak da sistemin davranışı incelenmiştir.

II.1 LİTERATÜR İNCELEMESİ

Literatürde hidrolik sistemlerin modellenmesi ve kontrolü üzerine yapılmış birçok çalışma bulunmaktadır. Hidrolik sistemlerin kontrolü için deneysel çalışmalar yapılabilmektedir ancak simülasyon çalışmaları için sistemin modeline ihtiyaç vardır. Parametreleri bilinen doğrusal yapıdaki bir sistemin modelini matematiksel olarak yapabiliriz, ancak doğrusal olmayan bir yapıdaki sistemin modelini matematiksel olarak bulmak zor veya zaman alıcıdır. Bu tür sistemlerin modellenmesinde sistemin giriş-çıkış bilgilerine dayalı YSA gibi yöntemler kullanılabilir.

Bu bölümde hidrolik sistemlerin modellenmesi ve kontrolü konularında son yıllarda yapılan çalışmalar verilecektir.

Finney (1985), çalışmalarında servovalf ve asimetrik silindirden oluşan elektro hidrolik sistemin kendini-ayarlayan (self-tuning) kontrolü üzerinde çalışmıştır [1].

Edge ve Figueredo (1987), elektro hidrolik bir servo-mekanizmanın kontrolü için sistematik referans adaptif kontrolör geliştirmişlerdir. Robust bir kontrolör tasarımı için, temel adaptif kontrol sistemine denetçi fonksiyonlar ilave etmiştir [2].

Kutlu ve arkadaşları (1988), hidrolik bir sistemin konum kontrolünü yön denetim valfi kullanarak ikili kontrol yaklaşımı ile incelemişlerdir. Deney için kullanılan sistem 6800 mikroişlemcisi ile kontrol edilmiştir. Simülasyon için sistemin dördüncü mertebeden nonlinear modelini oluşturarak, lineer regülatör problemi uygulamasıyla bulunan optimum durum geri besleme matrisi ile modelin kontrolünü gerçekleştirmiştir [3].

Watton (1990), negatif boşluklu servovalf ile asimetrik silindirden oluşan bir elektro hidrolik sisteme kendini-ayarlayan kontrol uygulamış, filtre katsayılarının açık çevrim transfer fonksiyonundan kolaylıkla elde edilebileceğini göstermiştir [4].

Kutlu ve Güner (1991), 80286 mikroişlemcili kişisel bilgisayar kullanarak, elektro hidrolik sistem kontrolü için dijital PD, PID ve Bulanık Mantık Kontrolör (FLC) uygulamalarını gerçekleştirmişlerdir. PD ve PID ile FLC uygulaması sonunda elde edilen sonuçları, sürekli rejim hatası, yerleşme zamanı ve aşma miktarı açısından karşılaştırmışlardır. Karşılaştırma sonunda, PD kontrol için yerleşme zamanının en küçük, sürekli rejim hatasının en büyük, PID kontrolde sürekli rejim hatasının sıfır olduğunu ancak yerleşme zamanının çok büyük, FLC'de ise çok az bir sürekli rejim hatası olmakla birlikte yerleşme zamanının PD kontrole göre iki kat arttığını, aşma miktarının PID kontrole göre yarıya düştüğünü göstermişlerdir. Sisteme kütle ilavesiyle bu değerlerin değiştiğini söylemiştir [5].

Schichang ve arkadaşları (1991), simetrik silindire sahip bir elektro hidrolik sistemde hız kontrolü için optimal kontrol uygulamışlardır. Valf dinamiğini de içine alan beşinci mertebeden sistem modelini oluşturarak bilgisayarla simülasyonu gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca, kurulan test sistemini mikro işlemci ile kontrol edip, simülasyon sonuçlarına yakın değerler elde etmişlerdir. Hız kontrolü sırasında oluşan basınç dalgalanmalarının, optimal kontrol uygulanarak azaldığını ve basınç genliğinin de, basamak giriş cevabında elde edilene göre $1/5$ ' i oranında azaldığını göstermiştir [6].

Koç ve Özdemir (1995), yön denetim valflerini incelemiştir. Çalışmada valf sürgüsü ile valf gövdesi arasındaki viskos akışkan kaçağının valf performansını etkilediği görülmüştür. Çalışma boyutsuz parametrelerle yürütülmüş olup valf performansına etkisi olan eksen kaçıklığı, piston boyu ve sürgü yüzeyi konik değerinin uygun seçilmesi sonucuna varılmıştır [7].

İstif ve Kutlu (1995) elektro hidrolik bir sistemin PD kontrolünü gerçekleştirdikleri çalışmada, PD kontrol parametrelerini Ziegler-Nichols (ZN) sürekli titreşim yöntemi ile hesaplamışlardır. Simülasyonlar sırasında oransal kazancın besleme basıncına bağlı olduğunu ve basıncın artması ile oransal kazancın azaldığını göstermiştir [8].

Le ve arkadaşları (1997), elektro hidrolik konum kontrolünde YSA ile hata sınıflandırması yapmışlar, sızıntı tiplerini sınıflandırıp sızıntı debilerini ön görmüşlerdir. [9].

Becan ve arkadaşlarının (1998), yapmış olduğu çalışmada hidrolik konum kontrol sisteminin gerçeğe yakın benzetimi yapılmıştır. Sistemde dört yollu üç ana konumlu servovalf ve asimetrik silindir bulunmaktadır. Konumu kontrol edilecek sistemin durum uzay modeli çıkartılmıştır. Çalışmada akışkanın sıkıştırılabilirliği özelliği dikkate alınarak sistem PD kontrol algoritması ile kontrol edilmiştir [10].

Scheidl ve Manhartsguber (1998), servovalf ve hidrolik bir silindirden oluşan sistemin 10. mertebeden nonlinear modelini geliştirerek, sistemin tekil petürbasyon analizini yapmışlardır. Kararlılığın küçük petürbasyon parametreleri ile değiştiğini ifade etmişlerdir. Teorik sonuçları simülasyon ve deneysel olarak desteklemiştir [11].

Kemer (1998), doğrusal olmayan hidrolik sistemlerde dış etkilere bağlı bozucuların sistem davranışına nasıl etki ettiğini incelemiş, sistem kararlılığı irdelenmiştir [12].

Kutlu ve Büyüksavcı (1999), yaptıkları çalışmada asimetrik hidrolik bir silindir, oransal yön valfi ve lineer optik kodlayıcıdan oluşan bir deney tesisatında klasik PD kontrol ve Kayan Rejimli Kontrol (KRK) uygulanmıştır. Sistemin matematik modeli oluşturulmuş ve bu model Matlab kullanılarak simule edilmiştir. Yapılan çalışmanın sonucunda sistemin kontrolünde kullanılan klasik PD kontrol ve KRK algoritmalarının benzer sonuçlar gösterdiği belirtilmiştir [13].

Alleyne ve Liu (1999), servovalf kontrollü silindirin kuvvet kontrolü üzerine yaptıkları çalışmada, basit bir kontrolör tasarımının kuvvet ve konum kontrolünde yetersiz olabileceğini söyleyip, gelişmiş bir kontrol algoritması kullanımının lüks olmaktan çok, gereklilik olduğunu vurgulamıştır [14].

Deticek (2000), bulanık PD ve kendi kendine-öğrenen bir FLC tasarlayarak, doğrusal olmayan hidrolik sistemin konum kontrolünü gerçekleştirmiştir. Akıllı bulanık kontrolörün, klasik adaptif kontrolörlere olan üstünlüklerini ortaya koymuştur [15].

Liu ve Daley (2000), hidrolik konum kontrol sistemine optimum-ayarlı doğrusal olmayan PID kontrol uygulamışlardır. Sistemin gerçeğe yakın analizi için ölü-bölge doğrusalsızlığını da içeren bir model geliştirip bu modeli kullanarak optimum-ayarlı PID kontrolü deneysel olarak uygulamışlardır. Hidrolik konum kontrol test düzeneği ile kontrolörün performansını sınamıştır [16].

Eryılmaz ve Wilson (2000), hassas konum kontrolü içeren uygulamalar için servo valfin merkez konuma yakın çalışması sırasında oluşan sızıntıları da içine alan geliştirilmiş bir doğrusal olmayan servovalf modeli geliştirmişlerdir. Servovalf

gövdesi ile sürgü arasındaki sızıntıları modelleyerek sürgünün küçük hareketlerindeki kontrol uygulamaları için geliştirilmiş bir model elde etmişlerdir. Elde edilen modelin türbülanslı akışı da içeren, sızıntı karakteristiğini gerçeğe yakın ifade eden bir model olduğunu göstermiştir [17].

Jones ve arkadaşları (2000), adaptif özelliği olan kendi kendine-öğrenen FLC tasarımı ve doğrusal olmayan hidrolik kontrol sisteminin izleme davranışlarını geliştirmiştir [18].

İstif ve arkadaşları (2001), servovalf ve hidrolik motordan oluşan elektro hidrolik sistemi bond-graph ile modellemişler, konum kontrolünü PD kontrol ile gerçekleştirmişlerdir. PD kontrol katsayıları ve sistem parametreleri arasındaki ilişkileri irdelleyerek, sistemin dinamik davranışlarını gözlemlemiştir [19].

Şen (2001), FL teorisi, bulanık kümelerdeki işlemler, bulanık ilişkiler ve uygulamaları ile modelleme ilkeleri üzerinde çalışmıştır [20].

Akkaya ve Çetin (2003), doğrusal bir hidrolik hareketlendiricinin konum kontrolünü FL yöntemi ile gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada sistemin, servovalf, asimetsik silindir ve yük, matematiksel modeli çıkartılmıştır. Daha sonra hidrolik sisteme uygulanacak olan bulanık mantık kontrolcünün yapısı irdelenmiştir. Simülasyon çalışmaları Matlab'in Simulink arayüzü ve FL araç kutuları kullanılmıştır. Sistem çıkışının giriş sinyali frekansına bağlı olarak referanstan sapmalar gösterdiği sonucuna varmıştır [21].

Batu ve arkadaşları (2003), çalışmalarında hidrolik servovalfin hız ve konum kontrolü yapmışlardır. Sistemin modeli Matlab Simulink kullanılarak çıkartılmıştır. Yapılan deneysel çalışmalarda ise Matlab'in System Identification araç kutusu kullanılmıştır. Sistemde iki adet servovalf, bir adet çift etkili silindir ve bir hydromotor kullanılmıştır [22].

Şengirgin (2003), yapmış olduğu çalışmada, servovalf ve hidrolik motordan oluşan hidrolik sistemin açısız hız denetimi incelenmiştir. Önce sistemin matematiksel modeli çıkartılmış ve Matlab Simulink kullanılarak benzetimi oluşturulmuştur. Daha sonra sistemin değişik yükler altındaki dinamik davranışı ve P, PD ve PID denetimi için en uygun denetim organı parametreleri ZN cevap ergisi yöntemi ile tespit edilmiştir [23].

Köktürk ve arkadaşları (2005), çalışmalarında bir servovalf ve sürücüsü kullanılarak çift etkili hidrolik bir silindirin kapalı çevrim konum ve hız denetimi gerçekleştirilmişlerdir. Sistemdeki silindir, servovalf ve sürücünün fiziksel

parametreleri Matlab System Identification araç kutusu kullanılarak elde edilmiştir. Elde edilen bu bilgiler ile sistemin matematiksel modeli Matlab Simulink kullanılarak oluşturulmuştur. Sistemdeki pistonun hız bilgisini bir ultrasonik algılayıcı kullanarak Matlab ortamına aktarılmıştır. Bu bilgiye birinci dereceden bir filtre, durum izleyicisi ve Kalman filtresi olmak üzere üç farklı yol ile elde edilmiştir. Çalışmada Matlab RTWT modülü kullanılarak da sistemin gerçek zamanlı konum ve hız kontrolü yapılmıştır. Sonuç olarak elde edilen deneysel ve benzetim sonuçları karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak Kalman algoritmasının PI algoritmasına oranla daha iyi sonuç verdiği görülmüştür [24].

Poley (2005), elektro hidrolik servo silindirlerin dijital kontrolü üzerine çalışmış ve sistem elemanları dinamik modellerini oluşturarak teorik ve deneysel çalışmalarla sonuçları analiz etmiştir [25].

Halid (2006), hidrolik asansörler ve tasarımı adlı yüksek lisans çalışmasında hidrolik asansör sisteminde kullanılan hidrolik ekipmanlar ve hidrolik asansör tasarımı hakkında geniş bilgiler vermiştir [26].

Haydim (2006), çalışmasında hidrolik bir servo sistemin dinamik modelini detaylı bir şekilde çıkarmıştır. Modelin gerçeğe yakın olması için hidroliğin sıkıştırılabilirliği, statik, kinematik ve viskoz sürtünme etkilerinin yanında sistemde kullanılan servovalf, hidrolik silindir ve pompa gibi elemanların performans karakteristiğini de hesaba katılmıştır. Sistemin matematik modeli Matlab Simulink kullanılarak simule edilmiştir. Simülasyon ortamındaki sistem hem PD kontrolör hem de FLC ile kontrol edilmiş ve sonuçlar adım, kare sinüzoidal konum yörüngelerine ulaşma zamanları açısından karşılaştırılmıştır [27].

Demetgül ve Yazıcıoğlu (2007), çift etkili silindirin servovalfle konum kontrolü yapılmıştır. Sistem dört yollu üç ana konumlu servovalf, piston ve pistonun uçuna bağlı olan yükten oluşmaktadır. Sistem Matlab Simulink SimHydraulic araç kutusu kullanılarak modellenmiştir [28].

Caner (2007), çalışmasında hidrolik ve pnömatik devre elemanlarıyla spreyci boyama için tasarlanmış altı serbestlik dereceli bir boy robotunun hidrolik eksenlerin, 2. ve 3. eksenlerin, referans yörünge takibini gerçekleştirmiştir. Kontrolör olarak PID ve FLC kullanılmıştır. Çalışma sırasında NI firmasının LabView 7.0 Express yazılımı kullanılmıştır [29].

Hikmet (2007), çalışmasında hidrolik sistemlerde sistem parametrelerini ölçmeye yarayan ölçüm cihazları ve bu konu ile ilgili kullanılan teknolojiler hakkında bilgiler vermiştir [30].

Mert (2007), çalışmasında hidrolik güç ve kumada sistemleri ile çalışan bir hidrolik boru delme makinesini incelemiş ve elektro hidrolik yön denetim valfi ile kumanda edilen, bir adet yatay konumdaki çift etkili silindirden oluşan hidrolik sistemin bilgisayarda simülasyonu konum kontrollü PD, PI ve PID kontrol sistemleri ile gerçekleştirilmiştir. Simülasyon programı olarak Matlab Simulink matematiksel modelin çözümünde Runge Kutta IV sayısal integrasyon metodu ve kontrol katsayılarının hesaplanması ile ZN sürekli titreşim yöntemi kullanılmıştır [31].

Taşkan (2007), çalışmasında hidrolik sistemler hakkında ayrıntılı bilgiler vermiş ve hidrolik motor sisteminin konum kontrolünü gerçekleştirmiştir. Taşkan sistemdeki dört yollu üç konumlu oransal valf ve hidrolik motorun matematiksel modellini çıkardıktan sonra modeli Matlab-Simulink kullanarak simule etmiştir. Çalışmasında hidrolik motordaki iç ve dış sızıntı kayıplarını hesaba katmıştır. Matlab-Simulink ortamındaki modeli PD ve PID kontrolörler ile kontrol etmiştir. Kontrolörlerin katsayılarını deneme yanılma yöntemi ile tespit etmiştir. Sonuç olarak, kullandığı PD ve PID kontrolörlerin birbirine çok yakın sonuçlar verdiğini ve PID yerine PD'nin kullanılabileceğini belirtmiştir [32].

Li ve Song (2007), çalışmalarında servo valf ile kontrol edilen hidrolik bir tork motorunun manyetik alan içerisindeki dinamik cevabını incelemiştir. Çalışmalarında manyetik sıvılar ve tork motorunun çalışma prensibi hakkında detaylı bilgiler verilmişlerdir. Sistemin matematik modelini çıkartara deneyler yapmışlardır. Deneyler sonucunda sistemin manyetik alandan etkilendiğini belirtmişlerdir. Ayrıca manyetik sıvıların servo valflerin kararlılığını arttırmak için kullanılabileceği belirtilmiştir [33].

Başaran ve Balkan (2008), çalışmalarında hidrolik vinç test sistemi tasarlamışlardır. Sistemin modeli Matlab yazılımı kullanılarak oluşturulmuştur. Sistemde kullanılan oransal valfin servovalfe oranla sistemin hız yanıtında hem benzetimde hem de deneysel sonuçlarda oldukça başarılı olduğu görülmüştür. Ayrıca çalışmada sistemin yüklü çalıştırılması da incelenmiştir [34].

Çalışkan ve arkadaşları (2008), yaptıkları çalışmada geleneksel valf denetim sistemlerindeki enerji kayıpları incelenmiş ve alternatif olarak valfsiz bir servo hidrolik konum kontrol sistemi geliştirilmiştir. Sistemde servomotor ile sürülen iki

adet pompa çift etkili bir silindire sistemin gerek duyduğu kadar debi göndermekte böylelikle valf kayıpları giderilmektedir. Sistemin matematiksel modeli Matlab Simulink ortamında oluşturulmuş ve aktarım fonksiyonu bulunmuştur. Kurulan bir deney düzeneği aracılığıyla Matlab Real-Time Windows Target modülü kullanılarak gerçek sistemin açık ve kapalı döngü frekans yanıtıyla basamak girdisine yanıtı bulunmuş, deneysel sonuçlar benzetim sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır [35].

Pancar ve Ergür (2008), çalışmalarını hidrolik sistemlerdeki arızalar üzerine yapmışlardır. Yapılan çalışmanın sonucu olarak en çok karşılaşılan arızaların pompa arızaları olduğu ve bu arızaların %80'inin hatalı çalıştırma ve bakımdan olduğu belirtilmiştir [36].

Çağrı (2008), çalışmasında hidrolik asansörlerle ilgili temel bilgilere ve sistem kontrolünde kullanılan elemanlar hakkında bilgiler vermiştir. Bununla birlikte kullanılan servo elektronik valfin modeli çıkarmıştır. Daha sonra gerçek bir hidrolik asansör sisteminin hız kontrolü sağlanmıştır. Kontrol yöntemi olarak geleneksel PID, koşullandırılmış PID ve kayma kipli kontrolör tipleri birleşimleri kullanmıştır [37].

Chen ve arkadaşları (2008), çalışmalarında FLC kullanarak oransal hidrolik valfler ile kontrol edilen çift hidrolik silindirin hareketini incelemişlerdir. Sistemdeki belirsizlikler ve dengesiz yükler gibi etkenler sistemi doğrusallıktan çıkarmıştır. Bu nedenle de sistemin kontrolü için FLC kullanılmıştır. Sistemin matematiksel modeli çıkartılmış ve gerçek sistem ile karşılaştırılmıştır. Farklı yükler altında çalıştırılan sistemlerin benzer sonuçlar almıştır [38].

Elbayomy ve arkadaşları (2008), çalışmalarında hidrolik sistemin kontrolü için PID'i kullanmışlardır. PID katsayılarını bulmak için de GA'dan yararlanmışlardır. Sistemde bulunan tork motoru, valf ve hidrolik motorun matematik modeli çıkartılmış ve Matlab Simulink ortamında model simule edilmiştir [39].

Kalyoncu ve Haydim (2009), çalışmalarında servo hidrolik valf, iki etkili hidrolik silindir ve yükten oluşan hidrolik sistemin konum kontrolünü yapmışlardır. Sistemin matematik modeli çıkartırken sistemdeki iç sızıntılar, sıkıştırılabilirlik, sürtünme, aktüatör ve eylemsizlik kaçak etkisi hesaba dahil edilmiştir. Oluşturulan model Matlab'e aktararak burada değişik kontrol algoritmaları, FLC, PID, PD ve P ile kontrol etmişlerdir. Sistemdeki kaçakların servo sistemin dinamik analizinde ihmal edilmesine rağmen çalışma sonucunda kaçakların birikmesi ile sistemin konum kontrolünde önemli bir etkisi olduğu belirtilmiştir [40].

Ünal ve arkadaşları (2010), basınç kontrol sistemi üzerinde çalışmışlardır. Basınç kontrol sistemi üzerinde PID kontrolör bulunmaktadır. PID kontrolörün parametrelerini bulmak için GA ve Karınca Kolonisi Algoritması (KKA) optimizasyon yöntemlerini kullanmışlardır. Bunun için sistemin modeli YSA ile çıkarılmış ve optimizasyon yöntemlerini bu model üzerinden gerçekleştirmişlerdir. Her iki yöntemle elde ettikleri parametreleri kullanarak GA-PID ve KKA-PID'in performanslarını hem farklı değerlerdeki basamak girişler hem de yörünge takibi deneylerinde incelemişlerdir. Ayrıca PID parametrelerini ZN yöntemiyle de hesaplayarak ZN-PID'i elde etmişlerdir. Çalışma sonucunda GA-PID ve KKA-PID'in ZN-PID'den daha iyi performans göstermiştir [41].

Koçe ve arkadaşları (2010), yaptıkları çalışmada bilgisayar destekli bir hidrolik mobil vinç tasarımı yapmışlardır. Çalışmada ayrıca gerçekleştirilen tasarımın analizi ve optimizasyonu da yapılmıştır. Tasarımın modellenmesinde Proengineer CAD modülü kullanılarak oluşturulmuş, Nastran ve Promechanica yazılımları kullanılmıştır [42].

Yongming ve arkadaşları (2010), çalışmalarında otomasyon sistemlerinde çokça kullanılan CAN (Controller Area Network) kullanılarak değişken frekanslı hidrolik hız kontrol sistemi incelenmiştir. Sistemde kullanılan PLC, invertör modülü ve basınç sensörü arasında CAN iletişim protokolü kullanılmıştır. Sistemdeki hidrolik pompa ve hidrolik silindir değişik frekanslarda kontrol edilmiştir. Deneyler sonucunda, kullanılan bus sisteminin veri iletiminde, sistemin yanıt hızında ve ağ iletim hızına etkisinin çok küçük olduğu belirtilmiştir. Ayrıca sistem cevabının çoğunlukla hızlanma zamanı ile ilgili olduğu ve yük ile ilgili olmadığı belirtilmiştir [43].

Xingyuan ve arkadaşları (2010), çalışmalarında hidrolik servo valf tork motorun dinamik performansını iyileştirmek için manyetik sıvılar kullanılmıştır. Çalışmada manyetik sıvılar ve tork motorun çalışması hakkında bilgiler verilmiştir. Sistemin modeli Matlab yazılımı kullanılarak çıkarılmıştır. Yapılan deneysel çalışmalar ile sistemin bilinmeyen parametreleri eğri uydurma yöntemi ile tespit edilmiş ve modele yansıtılmıştır. Çalışma modelin makul olduğunu sonucu ile sonlandırılmıştır [44].

Yang ve arkadaşları (2010), çalışmalarında üç yollu döner tip elektro hidrolik valfin çalışma prensibi ayrıntılı olarak verilmiş ve valfin matematik modeli oluşturulmuşlardır [45].

Kılınç ve Kapucu (2011), yaptıkları çalışmada elektro hidrolik servovalf ile sürülen hidrolik silindire asılı sarkacın konum kontrolünü ve artık titreşiminin azaltılmasını incelenmişlerdir. Çalışmada önerilen kontrol sistemi; sistemin enerjisinin, edilgenliğinin ve Lyapunov denge teorisinin kullanılması ile sağlanmıştır. Sistemin modeli üzerinde yapılan çalışmalar sonucunda önerilen kontrol yaklaşımının ideale yakın bir davranış sergilediğini tespit edilmişlerdir [46].

Kamış Kocabıyık ve arkadaşları (2011), yaptığı çalışmada bir plastik enjeksiyon makinesindeki hidrolik sisteminde kullanılan motorun değişken hızlardaki kullanımının enerji verimine etkisini incelenmişlerdir [47].

Erzan Topçu ve arkadaşları (2011), çalışmalarında servo valf kumandalı elektro hidrolik bir konum denetim sisteminin karşı yüklü ve yüksüz durumda gösterdiği dinamik davranışını teorik ve deneysel olarak araştırılmışlardır. Sistemin benzetimi SimHydraulic araç kutusu kullanılarak Matlab Simulink ortamında hazırlanmıştır. Sistemdeki servovalf ve silindirin matematik modelleri çıkartılmıştır. Çalışma deneysel ve benzetim sonuçlarının birbiriyle uyumlu olduğunu göstermiştir [48].

Dasgupta ve Murrenhoff (2011), çalışmalarında dört yollu üç konumlu servo valf ile kontrol edilen hidrolik bir motor sisteminin modelini Bondgraph yöntemi ile çıkarmışlardır. Modele borular içerisindeki akışkanın ataleti gibi değişkenler de eklenmiştir. Sistemi PI kontrolör ile kontrol etmişlerdir [49].

Tanga ve Zhangba (2011), çalışmalarında hidrolik bir silindirin konum kontrolünü için dinamik kayma kipli bir kontrolör önerilmiştir. Önerilen denetleyicinin, hızlı tepki, iyi bir pozisyon izleme yeteneği ve benzeri gibi çeşitli avantajlar sunduğunu deneysel sonuçlar ile gösterilmiştir [50].

Ming ve arkadaşları (2011), çalışmalarını enerji düzenleme tabanlı değişken hızlı elektro hidrolik tahrik sistemi üzerine yapmışlardır. Sistem simülasyon şeklinde tasarlanmıştır. Simülasyon sonuçları, enerji düzenleme sisteminin sadece mükemmel bir anti-parazit özelliğini ortaya koymakla kalmamış aynı zamanda iyi bir enerji tasarrufu sağlayan bir sistem olduğunu ortaya koymuştur [51].

Lee ve arkadaşları (2011), çalışmalarında elektro hidrolik pompa kontrol sisteminin konum kontrolünü yapmışlardır. Kontrolör olarak bulanık kayan kipli kontrolör kullanılmıştır. Kontrolördeki kendi kendini ayarlama özelliği ve ayarlama yöntemi olarak kullanılan Lyapunov ile sistemin istikrarı sağlanmıştır. Sistemin daha iyi sonuç verebilmesi için kullanılan iç dişli pompa AC servo motor ile birleştirilmiştir. Yapılan deneyler kullanılan kontrolörün sistemin konum kontrolü için mükemmel sonuçlar verdiğini göstermiştir [52].

Kong ve arkadaşları (2011), çalışmalarını sabit deplasmanlı pompa ile değişken deplasmanlı hidrolik motor sisteminin sabit hız çıkış kontrolü simülasyonu üzerine yapmışlardır. AMESim programı kullanılarak elde edilen sistemin modeline yük momenti, devir girişi ve yük ataleti gibi değişkenler dâhil edilmiştir [53].

Wang ve arkadaşları (2011), çalışmalarında sürekli çalışan elektro hidrolik servo motor sistemini incelenmişlerdir. Düşük hızlarda sürekli çalıştırılan motorun performansını etkileyen valf yeteneği, sürtünme ve sızıntı gibi özellikler sistemin doğrusal olmamasına etki etmiştir. Çalışmada bu özelliklerin optimizasyonu yapılmıştır [54].

Lin-Ke ve arkadaşları (2011), çalışmalarında doğrudan tahrikli elektro hidrolik servo bir sistemin konum kontrolünü yapmışlardır. Sistemin matematiksel modeli Matlab kullanılarak oluşturulmuştur. Çalışmada bulanık PID hakkında ayrıntılı bilgiler verilmiştir. Sistemin kontrolü için klasik PID ve bulanık PID kullanılmıştır. Sistem değişik, birim basamak, kare dalga ve kosinüs, giriş sinyallerinde çalıştırılmıştır. Sistemin konum kontrolü için kullanılan klasik PID'nin sistemi istenilen hedefe ciddi bir gecikme ve büyük bir aşım ile getirdiği ancak bulanık PID'in klasik PID'den daha iyi sonuçlar verdiğini belirtilmiştir [55].

Li Sheng ve arkadaşları (2011), çalışmalarında elektro hidrolik statik yükleme sisteminde direkt aktüatörlü dijital servo valfi kullanmışlardır. Sonuç olarak kullanılan valf ile statik yükleme sistemi yüksek doğruluk ve hızlı sistem cevabı ile sürekli ve güvenilir bir şekilde çalıştırılabileceğini göstermiştir [56].

Sinthipsomboon ve arkadaşları (2011), çalışmalarında elektro hidrolik servo bir sistemin hız kontrolünü yapmışlardır. Sistemin kontrolü için kullanılan melez kontrolör FLC ve bulanık kendi kendini ayarlayan PID denetleyici şeklindedir. Sistemin kontrol algoritması LABView yazılımı kullanılarak geliştirilmiştir. Kontrolördeki bulanık denetleyici kısım sistem çıkışının istenilen değerden uzak olduğu zamanlarda, bulanık kendi kendini ayarlayan PID ise sistem çıkışının

istenilen değere yakın olduğu zamanlarda devreye girecek şekilde ayarlanmıştır. Deneylerden elde edilen sonuçlar önerilen kontrol algoritmasının bulanık ve PID melez algoritmasından daha üstün bir performansa sahip olduğunu göstermiştir [57].

Athanasatos ve Costopoulos (2012), çalışmalarında dört yollu üç konumlu hidrolik valfin kullanıldığı yüksek basınçlı hidrolik bir sistemin modelini bondgraph yöntemi ile çıkarmıştır [58].

Sadeghieh ve arkadaşları (2012), çalışmalarında dört yollu üç konumlu servo valf ile kontrol edilen hidrolik motorun yüklü çalıştırılması değişik kontrolörler ile yapmışlardır. Elektro hidrolik sistemlerdeki kaçak, sürtünme, doygunluk, ölü bölge gibi birçok faktör nedeniyle doğrusal değildir. Sistemin modelini Matlab Simulink kullanarak oluşturmuş ve kontrolörleri bu benzetim programını kullanarak sisteme uygulamışlardır. Benzetim sonuçlarından yola çıkarak sezgisel öğrenme tabanlı akıllı kontrolörün diğerlerinden, optimal PID denetleyicisi, otomatik ayarlanan bulanık PI denetleyici, sezgisel sinir ağı denetleyicisi, daha iyi sonuçlar verdiği belirtilmiştir. Bu kontrolörün hızlı öğrenme yeteneği ile referans izleme hatasını azalttığı, verimli enerji tüketimi ve akıcı düzgün kontrol sinyali ürettiği deneylerin sonuçları olarak verilmiştir [59].

Licéaga-Castroa ve arkadaşları (2012), çalışmalarında bir robot kolunda bulunan hidrolik pistonun konum kontrolünü değişik kontrolörler, P, I, çift II denetleyici ile gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalar sırasında robot kolu yüksüz olarak kullanılmıştır [60].

Yapılan bu tez çalışmasında, yukarıda belirtilen çalışmalar göz önünde bulunarak bazı benzerlikler bulunmaktadır.

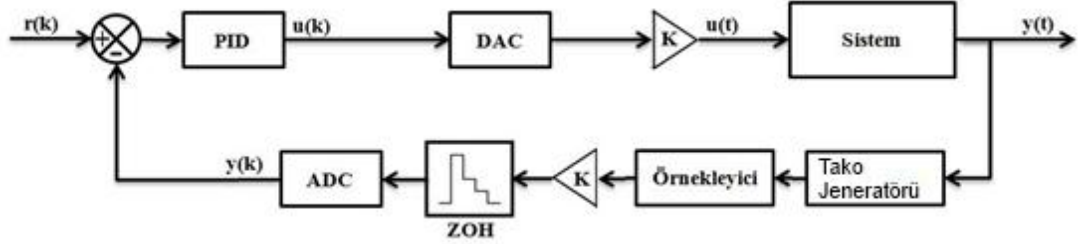
- Hidrolik sistemlerin kontrolü için PID kontrolör kullanılmıştır.
- Kontrolörlerin parametrelerinin bulunması için GA kullanılmıştır.
- Sistemin modellenmesi için YSA yöntemi kullanılmıştır.

Bu çalışmada yukarıda sayılan benzerlikler dışında aşağıda sıralanan farklılıklar bulunmaktadır.

- Sistemin kontrolünde kullanılan PID kontrolörün parametreleri PSO ile bulunmuştur.

II.2 SİSTEMİN GENEL YAPISI

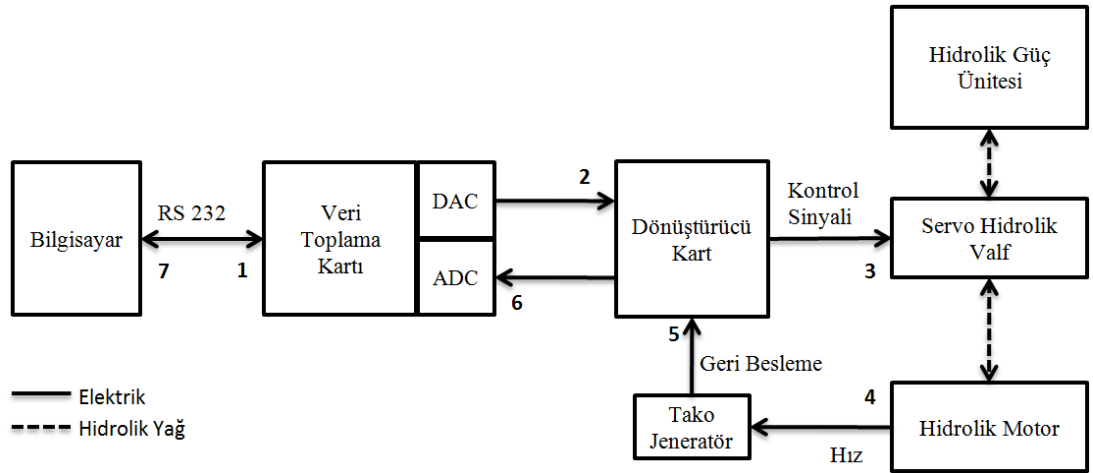
Bu bölümde öncelikle tez çalışmasında kullanılan hidrolik sistemin çalışması prensibi verilmiştir. İkinci olarak sistemin donanımsal yapısı hakkında bilgiler verilmiştir. Son olarak sistemin kontrol yazılımı hakkında bilgiler verilmiştir. Sistemin kontrol diyagramı şekil II.1'de gösterilmiştir.



Şekil II. 1 Sistemin kontrol diyagramı

II.2.1 Sistemin Çalışma Prensibi

Sistemin hız kontrolü için bilgisayardan koşturulan yazılımdan veri toplama kartına RS232 potru üzerinden bir kontrol bilgisi gider (1), veri toplama kartındaki sayısal-analog dönüştürücü ile kontrol bilgisi analog bilgiye çevrilerek dönüştürücü karta verilir (2). Dönüştürücü karta gelen analog değer servo hidrolik valfin kontrol giriş değerleri olan 0-10 volt değerlerine çekilerek kontrol sinyaline dönüştürülüp servo hidrolik valfe verilir (3). Valf kendisine gelen kontrol siyaline bağlı olarak hidrolik güç ünitesinden gelen basınçlı hidrolik yağın oranını ayarlayarak hidrolik motora iletir. Hidrolik motorun milinden hidrolik motoun kendisine gelen hidrolik yağ miktarına bağlı olarak bir hız üretir (4). Hidrolik motorun miline bir kayış sistemi ile bağlı olan tako jeneratöre de hidrolik motoron milindeki hız aktarılır. Aktarılan bu hız sonucunda bir gerilim oluşur. Oluşan bu analog gerilim bilgisi dönüştürücü karta verilerek 0-5 volt aralığına çekilir (6). 0-5 volt aralığındaki bu analog bilgi veri toplama kartının analog-sayısal dönüştürücü birimine verilerek sayısallaştırılır. Sayılaştırılan bu bilgi RS232 portu üzerinden bilgisayara verilir (7). Şekil II.2’de sistemin çalışma prensibi blok diyagram şeklinde gösterilmiştir.



Şekil II. 2 Sistemin çalışma prensibi

II.2.2 Sistemin Donanımsal Yapısı

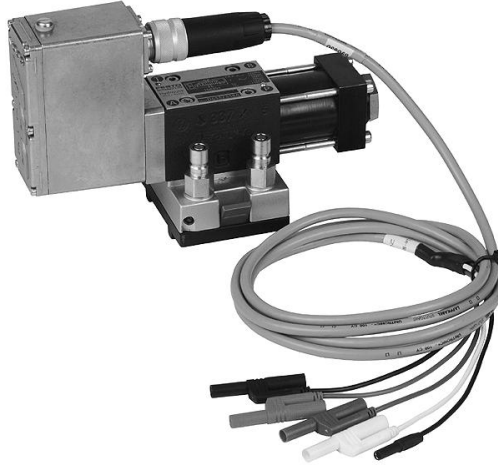
Çalışmada kullanılan sistem donanımsal olarak, hidrolik valf (1), hidrolik motor (2), veri toplama kartı (3), bilgisayar (4), tako jeneratörü (5) ve hidrolik güç ünitesinden (6) oluşmaktadır. Bu bölümler şekil II.3'te gösterilmiş olup ayrı başlıklar halinde verilmiştir.



Şekil II. 3 Sistemin genel görünüşü

II.2.1.1 Servo Hidrolik Valf

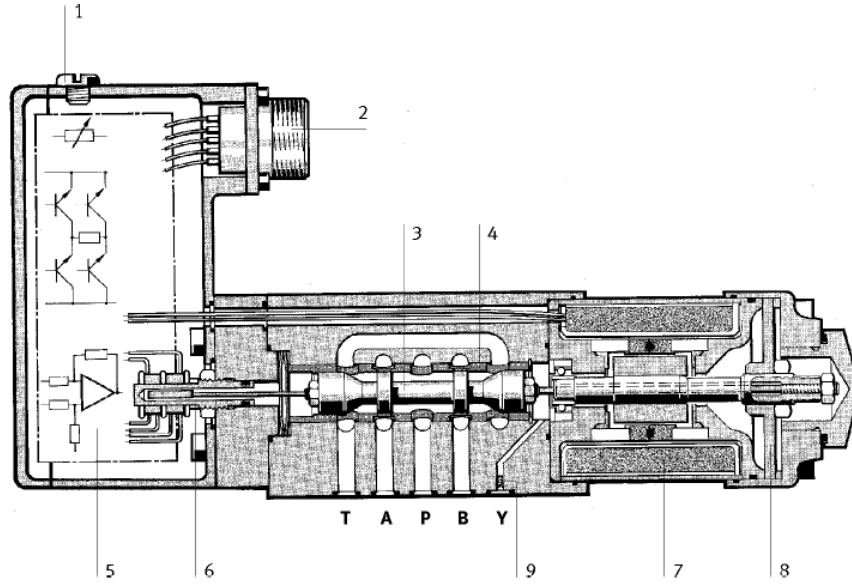
Sistemde Festo firmasının 167088 kodlu dört yollu üç konumlu servo hidrolik valfi kullanılmıştır. Valf nominal 24 Volt ile beslenmekte olup, kontrol sinyali olarak ± 10 volt arasındaki gerilim değerleridir. Nominal olarak 60 bar basınç altında çalışmaktadır [61]. Şekil II.4'te çalışmada kullanılan servo hidrolik valfin genel görünüşü verilmektedir.



Şekil II. 4 Servo hidrolik valf

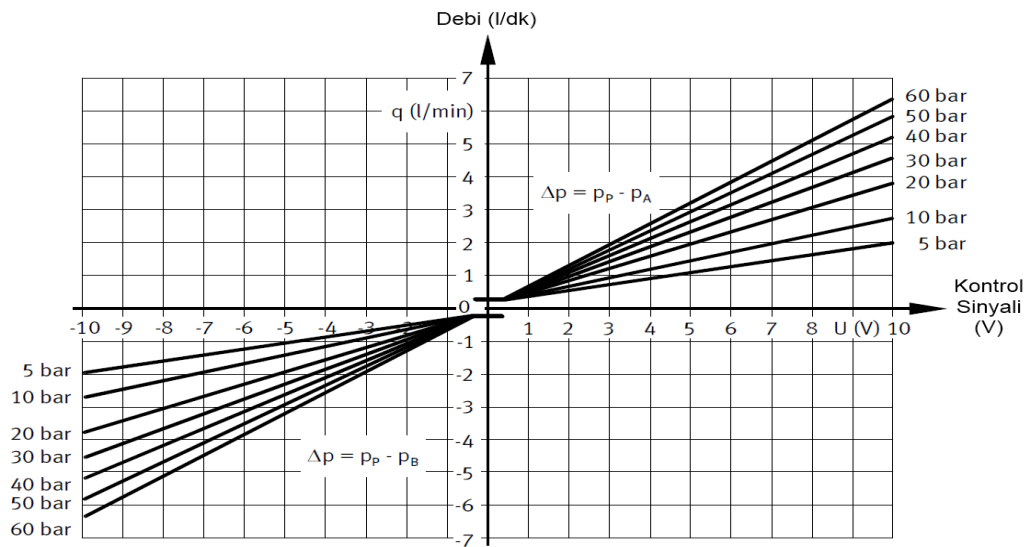
Şekil II.5'te sistemde kullanılan servo hidrolik valfin içyapısı verilmiştir. Şekil II.5'te sıfır ayarı vidası (1), bağlantı çıkışları (2), kontrol kolu (3), kontrol soketi (4), elektronik entegre (5), pozisyon enkoderi (6), doğrusal motor (7), reset kaynağı (8), hidrolik bağlantı uçları (9) ile gösterilmiştir.

Valfin bağlantı çıkışlarında valfin besleme uçları ve valfin konumunu değiştirecek olan kontrol sinyal taşıyan uçlar bulunmaktadır. ± 10 volt aralığındaki kontrol sinyali bağlantı çıkışlarından valfe gelir, valfteki elektronik entegre bu kontrol sinyaline bağlı olarak pozisyon enkoderinin değerini değiştirir. Pozisyon enkoderinin değerinin değişmesi ile kendisine bağlı olan kontrol kolunun konumu değişir. Kontrol kolundaki bu konum değişim ile hidrolik bağlantı uçlarından P'den gelen hidrolik yağ akışı kontrol kolunun değişen konumu oranında A veya B'den çıkar. A veya B uçlarından çıkan hidrolik yağ sisteme verilir ve sistemden gelen hidrolik yağ valfin B veya A ucuna bağlanır. Sistemden gelen yağ valfin T bağlantı noktasından sistemin hidrolik güç ünitesine verilir.



Şekil II. 5 Servo hidrolik valfin içyapısı

Şekil II.6'da valfin P-A ve P-B uçları arasındaki debi farkının kontrol sinyaline göre değişim grafiği verilmiştir [61]. Şekil II.6'da kontrol sinyalinin 0'dan 10 volt'a kadar artırılması ile valfin P-A uçları arasındaki debi farkının arttığı ve kontrol sinyalinin 0'dan -10 volt'a düşürülmesi ile valfin P-B uçları arasındaki debi farkının düştüğü görülmektedir. Kontrol sinyaline bağlı olarak valfin P-A ve P-B uçları arasındaki debi değişimleri sistemin çalışma basıncına bağlı olarak da artış ve azalış göstermektedir.



Şekil II. 6 Kontrol sinyali P-A ve P-B debi grafiği

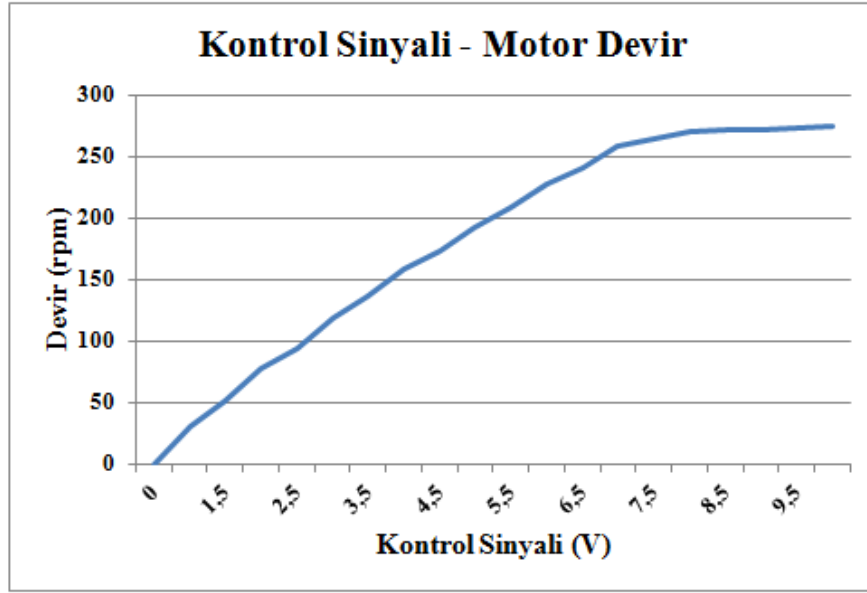
II.2.1.2 Hidrolik Motor

Sistemde Danfoss firmasının 151G0041 kodlu hidrolik motoru kullanılmıştır. Nominal çalışma basıncı 60 bar olan motor 120 bar basınca kadar çalışabilmektedir. Kendinden sızdırmaz nipeller ile düşük sızdırma özelliği bulunmaktadır. Devir başına 8.2 cm³'lük bir yer değiştirmeye sahip motor maksimum 1220 rpm devir verebilmektedir. Sistemde kullanılan hidrolik motor şekil II.7'de verilmiştir [62].



Şekil II. 7 Danfoss hidrolik motor

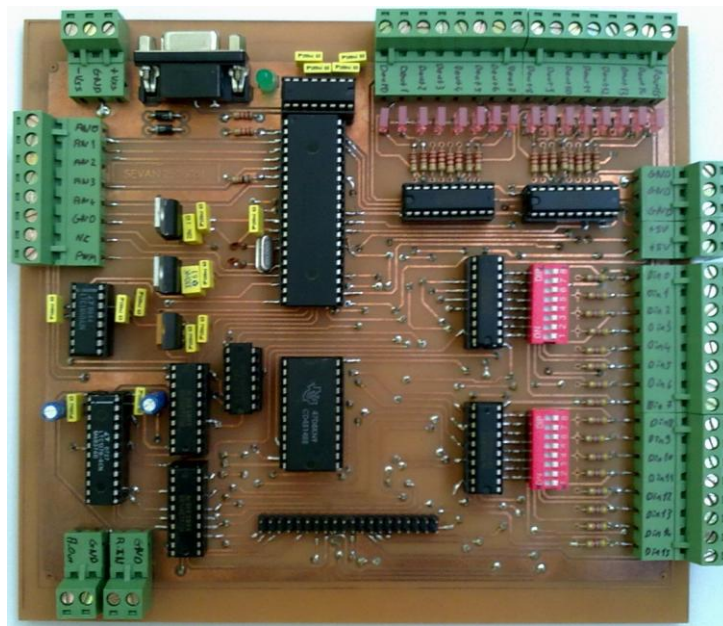
Şekil II.8'de tez çalışmasında kullanılan hidrolik motorun kontrol sinyaline bağlı olarak devir grafiği verilmiştir. Şekil II.8'de görüldüğü gibi valfe verilen kontrol sinyalinin 0-7 volt arasındaki değişim ile motorun devir değişimi arasında doğrusala yakın bir değişim vardır. Ancak kontrol sinyalinin 7-10 volt arasındaki değişimine karşılık hidrolik motorun devir değişiminde bu doğrusallık devam etmemektedir.



Şekil II. 8 Kontrol sinyali – motor devir grafiği

II.2.1.3 Veri Toplama Kartı

Sistemde kullanılan veri toplama kartı Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesinde yapılmış lisans bitirme projesi ürünüdür [63]. Şekil II.9’da çalışmada kullanılan veri toplama kartı verilmiştir. Hidrolik sistem ile bilgisayar arasındaki iletişimi sağlayacak olan bu donanım biriminin analog giriş ve analog çıkışları kullanılmıştır. Veri toplama kartı bilgisayardaki kontrol yazılımı ile seri haberleşme portu (RS232) üzerinden haberleşmektedir.



Şekil II. 9 Sistemde kullanılan veri toplama kartı

Veri toplama kartına ek olarak dönüştürücü devre de kurulmuştur. Bu devre, veri toplama kartının analog çıkışından alınan 0 volt ile +5 volt arasındaki kontrol sinyalini 0 volt ile +10 volt değerlerine oransal olarak yükseltip sistemdeki servo hidrolik valfe verir. Ayrıca hidrolik motorun miline bağlanan ve sistemden geri besleme birimi olarak kullanılan DC motordan gelen gerilim değerini 0 volt ile +5 volt'a oransal yükselterek veri toplama kartının analog girişine verir.

II.2.1.4 Bilgisayar

Sistemin gerçek zamanlı kontrolü için geliştirilen yazılımın koşturulması Windows XP işletim sistemin kurulu olduğu 512 MB RAM ve Pentium 4 işlemcili bir bilgisayarda yapılmıştır.

II.2.1.5 Hidrolik Güç Ünitesi

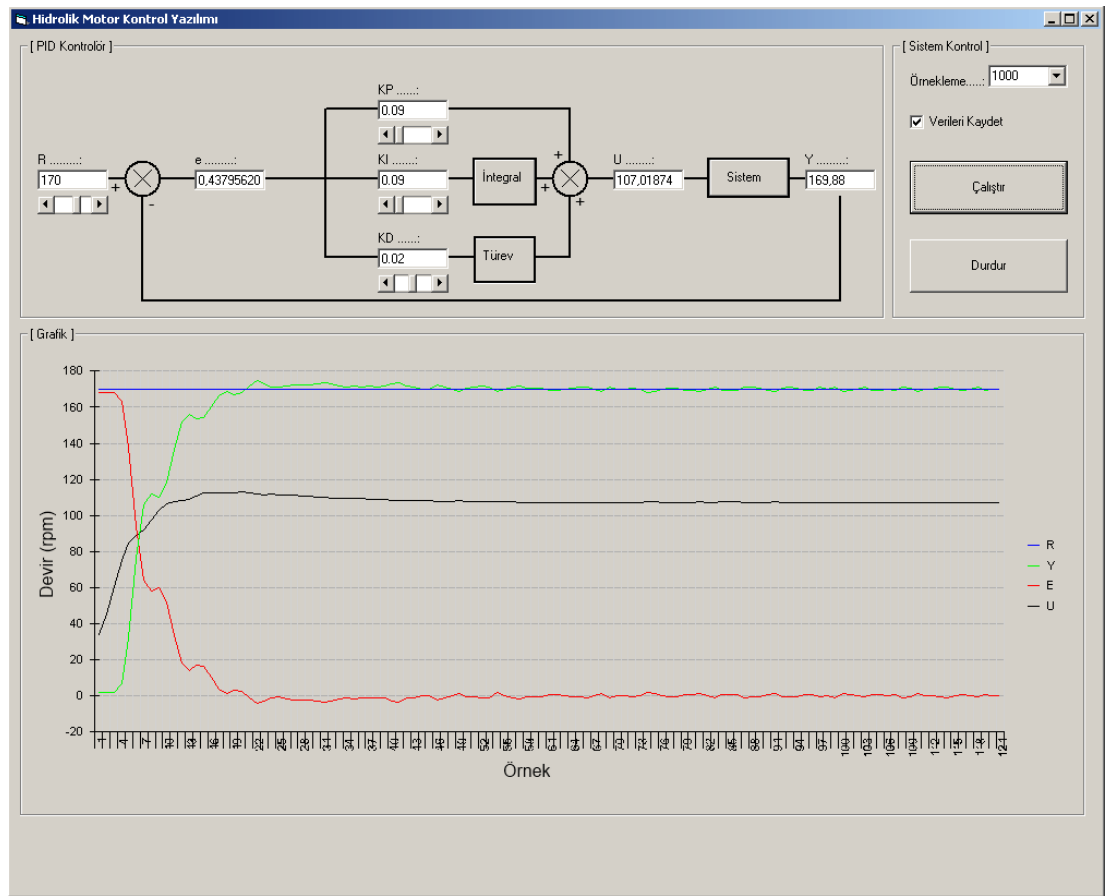
Hidrolik eğitim seti ile beraber gelen hidrolik güç ünitesi nominal olarak 60 bar'da çalışmaktadır. Hidrolik güç ünitesi üzerinde 0-60 bar arasında ayar yapabilecek basınç emniyet valfi, AC aşırı yük korumalı tek fazlı motor, motoru çalıştırmak için Açma/Kapama anahtarı, 5 lt hacimli tank, vida drenajı, hava filtresi, dönüş filtresi, kendinden yapışkanlı kaplin meme, basınçsız dönüş için fiş soketi ve konteyner dönüş ölçmek için flanş bağlantısı bulunmaktadır [64]. Şekil II.10'da çalışmada kullanılan hidrolik deney seti üzerinde bulunan hidrolik güç ünitesi verilmiştir.



Şekil II. 10 Hidrolik güç ünitesi

II.2.3 Kontrol Yazılımı

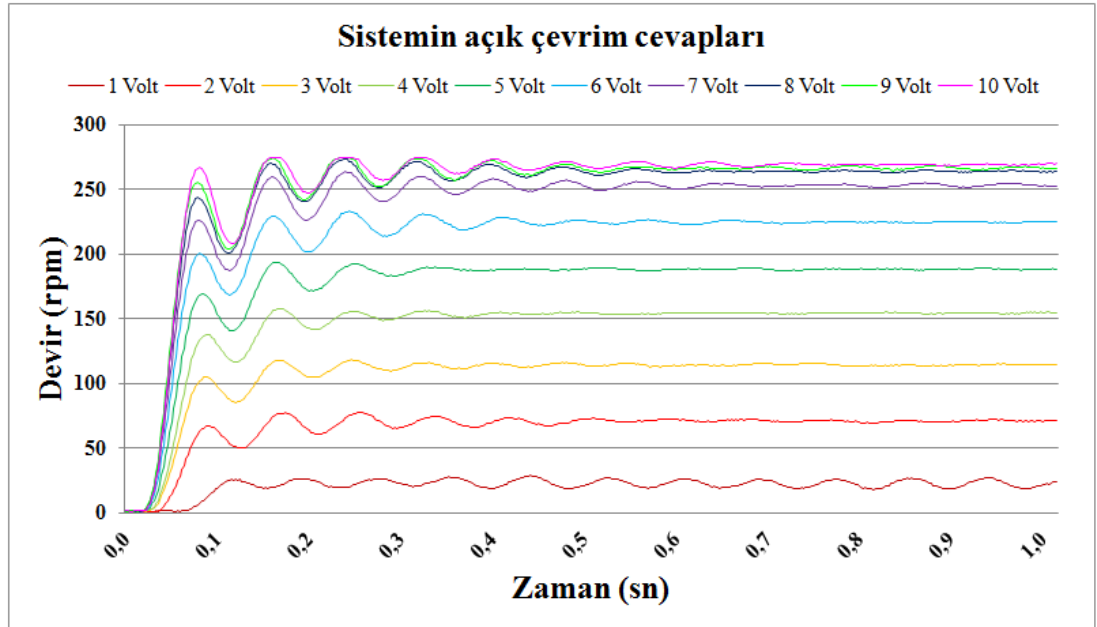
Sistemin gerçek zamanlı kontrolü için bir kontrol yazılımı geliştirilmiştir. Şekil II.11'de görüldüğü gibi kontrol programı arayüzünde sistemin kontrolü için PID kontrolörün parametrelerinin girileceği alanlar bulunmaktadır. Gerçek zamanlı kontrolde sistemin tepkisini görebilmek için kontrol programı arayüzüne grafik alanı yerleştirilmiştir. Sistem çalışırken sonuçlarını kaydetmek için arayüz üzerine "Verileri Kaydet" onay kutusu eklenmiştir. Bu onay kutusu aktifleştirildiğinde sonuçlar bir ".csv" dosyasına kaydedilir. Ayrıca arayüzün sistem kontrol bölümünde örnekleme zamanı seçimi bulunmaktadır.



Şekil II. 11 Kontrol yazılımı arayüzü

II.3 SİSTEMİN AÇIK ÇEVİRİM DAVRANIŞI

Çalışmada kullanılan hidrolik sistemin davranışını belirlenmesi için sistemde bulunan servo hidrolik valfe 1-10 volt arasında 1 voltluk değişimler ile kontrol sinyalleri uygulanarak sistemin açık çevrim cevabı elde edilmiştir. Şekil II.12’de sistemin 1-10 volt arasındaki farklı kontrol sinyallerine karşılık vermiş olduğu açık çevrim cevapları bulunmaktadır. Şekil II.12’de görüldüğü gibi sistemin kontrol sinyallerine cevapları belirli bir gecikme ile olmuştur. Sistemin düşük kontrol, örneğin 1 volt, sinyallerine karşı cevabı bir salınım şeklinde olmaktadır. Ayrıca kontrol sinyalinin değeri 7 volt ve üzeri durumlarda ise birbirine benzer cevaplar vermektedir.



Şekil II. 12 Sistemin açık çevrim cevapları

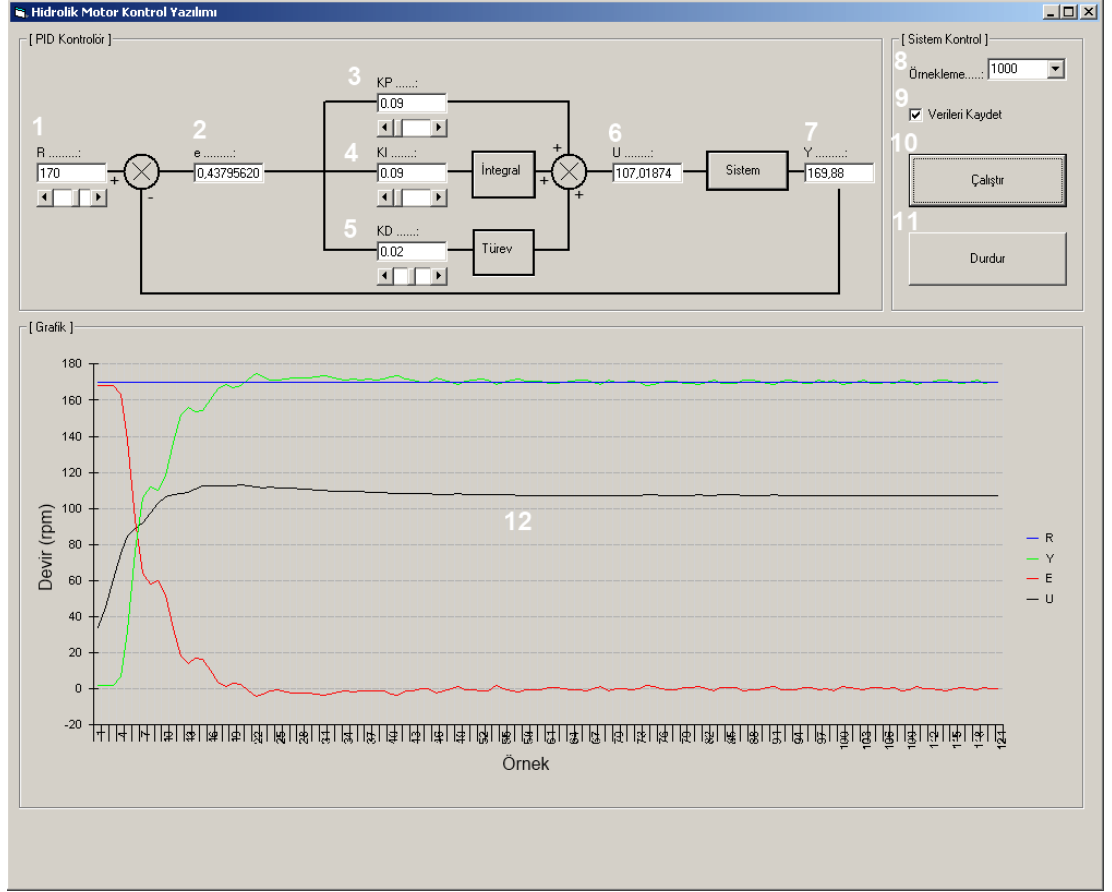
BÖLÜM III

GERÇEKLEŞTİRİLEN HİDROLİK KONTROL SİSTEMİ

Bu bölümde öncelik sistemin gerçek zamanlı kontrolü için geliştirilen yazılım verilmiştir. İkinci olarak üzerinde çalışılan hidrolik sistemin Matlab SimHydraulic araç kutusu ve YSA kullanılarak modellenmesi anlatılmıştır. Üçüncü olarak sistemin hızını kontrol etmek için kullanılan PID kontrol algoritması anlatılmıştır. Son olarak da sistemde kullanılan PID kontrolör parametrelerinin optimal değerlerinin bulunması için GA ve PSO yöntemleri anlatılmış ve bu yöntemler sonucu elde edilen PID parametreleri karşılaştırılmıştır.

III.1 KONTROL YAZILIMI

Sistemin gerçek zamanlı kontrolü için görsel programlama dillerinde Visual Basic ile bir kontrol yazılımı geliştirilmiştir. Sistemdeki veri toplama kartı ile seri port üzerinden haberleşen bu yazılım üzerinde sistemin referans değerinin ve sistemin kontrol algoritması olan PID'nin parametrelerinin girilebileceği alanlar bulunmaktadır. Kontrol yazılımı arayüzünde veri toplama kartından gelen sistem çıkışını ve sisteme gidecek olan kontrol sinyalini gösteren alanlar da bulunmaktadır. Sistemin gerçek zamanlı çalıştırılmasını yazılımın arayüzünde bulunan grafik alanından takip etmek mümkündür. Bu grafik alanında sisteme giden referans bilgisine ait grafik, sistemin çıkış grafiği, hata grafiği ve kontrol sinyalinin grafiği sistemin çalıştırılması ile birlikte gerçek zamanlı olarak çizdirilmektedir. Şekil III.1'de Kontrol yazılımı arayüzü verilmiştir.



Şekil III. 1 Kontrol yazılımı arayüzü

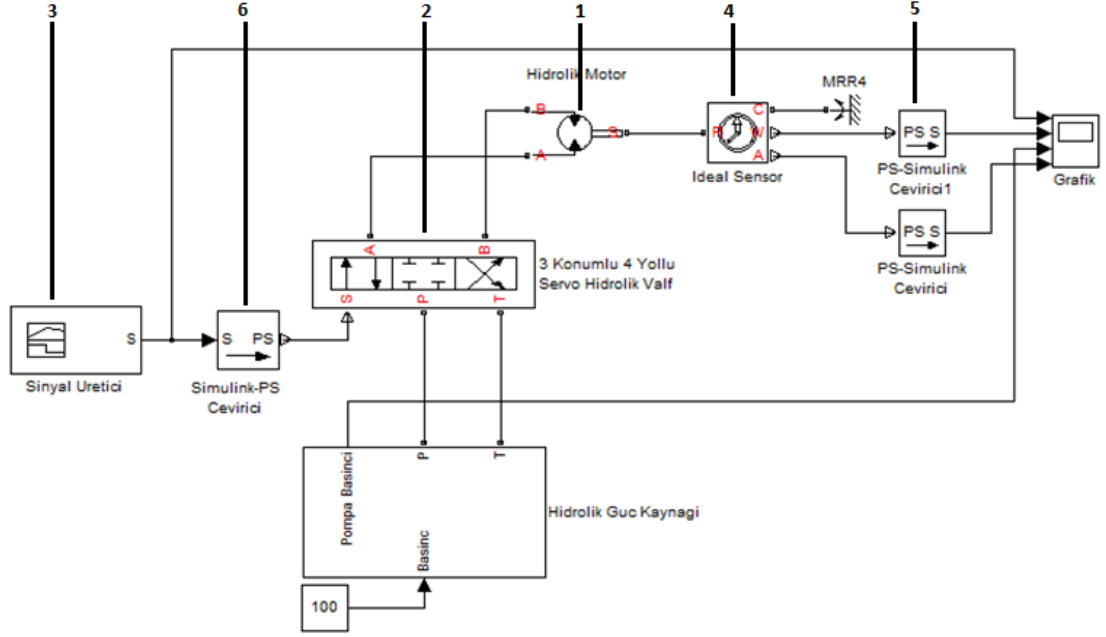
Şekil III.1’de görüldüğü gibi sistemin ulaşmasını istediğimiz referans bilgisini 1 nolu alana, PID kontrolöre ait parametreler olan K_p , K_i ve K_d değerlerini sırası ile 3, 4 ve 5 nolu alanlara girilmektedir. Sistemin çıkış değeri 7 nolu alanda, hesaplanan hata değeri 2 nolu alanda ve PID algoritması ile hesaplanan kontrol sinyali de 6 nolu alanda görülmektedir. Kontrol yazılımı arayüzünde iki adet komut düğmesi bulunmaktadır. Bunlar sırası ile sistemi çalıştırma (10) ve sistemi durdurma (11) görevleri üstlenen komut düğmeleridir. Ayrıca sistem çalıştırılması sırasında kontrol yazılımı arayüzünde gösterilen tüm değerleri bir “.csv” dosyasına kaydımlı da yapmak mümkündür. Bunun için arayüz üzerinde bulunan “Verileri Kaydet” (9) onay kutusunun onaylamak gerekmektedir. Kontrol yazılımında bulunan “Örnekleme” (8) açılır liste kutusu ile de sistemin örnekleme frekansı seçilmektedir. Sistemin çalışması sırasında referans, sistem çıkışı, hata ve kontrol sinyalinin değişimini arayüzün grafik (12) bölümünde görmek mümkündür.

III.2 SİSTEMİN MODELLENMESİ

Üzerinde çalışılan hidrolik sistem, hidrolik güç ünitesi, servo hidrolik valf, hidrolik motordan meydana gelmektedir. Sistemin modellenmesi için önce Matlab programının altındaki SimHydraulic araç kutusu kullanılmıştır. Ancak sistemin bazı parametreleri bulunamadığından daha sonra sistemin dinamik modeli YSA ile çıkartılmıştır.

III.2.1 Sistemin SimHydraulic Araç Kutusu ile Modellenmesi

Hidrolik sistemi modellemek için Matlab'ın SimHydraulic araç kutusu kullanılmıştır. Sistemin matematik modeli yerine SimHydraulic araç kutusu ile gelen nesneler kullanılarak gerçek bir sistem simulink ortamında kolayca aktarılabilir. Bu tez çalışmasındaki hidrolik motor sistemde hidrolik güç ünitesi, servo hidrolik valf, hidrolik motor bulunmaktadır. Bu elemanların tek tek matematik modellerinin çıkartılması zaman alıcı olacağından SimHydraulic araç kutusu üzerinde bulunan nesnelerden yararlanılmıştır. Bu şekilde Simulink ortamına elde edilen model için nesnelere ait parametrelerinin bilinmesi gerçek sistemin modelinin doğru bir şekilde oluşturulması için yeterli olacaktır. Ancak sistemdeki güç ünitesi ve servo hidrolik valfin parametrelerinin eksikliğinden dolayı bu yöntemden vazgeçilmiştir. Buna rağmen SimHydraulic araç kutusu ile elde edilen modeller şekil III.2'de verilmiştir. Şekil III.2'de gösterilen sistemin Simulink modelinin oluşturulmasında SimHydraulic araç kutusunda bulunan Hidrolik Motor (1) ve 3 konumlu 4 yollu valf (2) kullanılmıştır. Bunun dışında valfin konumunu değiştirmek için bir sinyal üretici (3) ve hidrolik motorun hareketini algılamak için bir hareket algılayıcı sensor (4) kullanılmıştır. Sensordan alınan açısal hız (W) ve açı (A) fiziksel bilgisini simulink ortamında kullanmak için PS-Simulink Çevirici (5) nesnesi kullanılmıştır. Valfin konumunu belirlemek için kullanılan sinyal üreticiden gelen simulink sinyali bir Simulink-PS (6) nesnesi valfin anlayacağı fiziksel sinyale çevrilmiştir.



Şekil III. 2 Sistemin SimHydraulic modeli

III.2.2 YSA Yöntemi ile Sistem Modellenmesi

Sistemin SimHydraulic araç kutusu ile modellenmesinden vazgeçilmesinden sonra YSA ile modellenmesine karar verilmiştir.

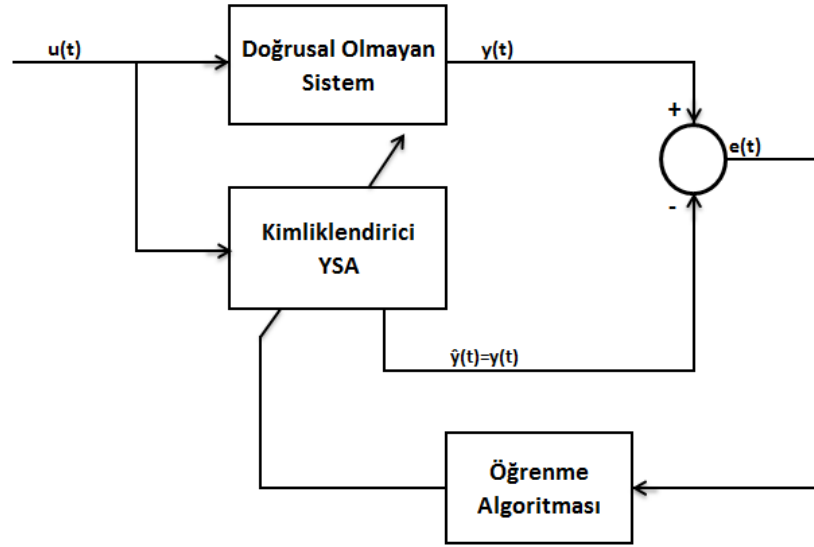
Klasik modellemede sistemin elemanları arasındaki bağlantı fiziksel kanunlara bağlı olarak ifade edilir [65]. Karmaşık sistemlerde bu işlemin gerçekleştirmesi oldukça zordur. Bunun yerine sistemden alınan veriler yardımı ile veri setleri oluşturulur. Bu, sistemin öğrenilmesi anlamına gelmektedir. YSA ile sistem modellenmesinde ise sistemden alınan veri setleri kullanılarak sistemin dinamik modeli elde edilir.

III.2.2.1 Seri-Paralel Modelleme

Sistemin YSA ile modellenmesi sırasında Seri-Paralel modelleme yöntemi kullanılmıştır. Dinamik sistemlerde giriş ve çıkışlar sırası ile u ve y ile gösterilmektedir. Model ve gerçek sistemin aynı giriş (u) değerine karşılık vermiş olduğu çıkışlar, YSA çıkışı için ($\hat{y}$), gerçek sistem çıkışı için (y), değerlerinden $\hat{y}$ 'nin y 'ye aynı veya yakın bir değer olması gerekmektedir.

Şekil III.3'de YSA'da kullanılan ileri tip modelleme yöntemini blok şeması verilmektedir. Burada kimliklendirici YSA doğrusal olmayan bir sisteme paralel

olarak yerleştirilmiştir. Model ile sistem arasındaki olası hata $e(t) = y(t) - \hat{y}(t)$ şeklinde hesaplanır ve bu değer YSA'nın öğrenmesi için öğrenme algoritmasına verilir. Çok katmanlı ileri beslemeli YSA modelinde, hatanın geri yayılım algoritması kullanılır [66]. Buna göre YSA'nın sistem dinamiğinin öğrenmesinde eğitici öğrenme metodu kullanılmaktadır.



Şekil III. 3 İleri tip modelleme blok şeması

Sistemin aşağıda verilen lineer olmayan ayrık zamanlı fark denklemi ile belirtildiği farz edilsin.

$$y(t) = F[y(t-1), \dots, y(t-n); u(t-1), \dots, u(t-m)] \quad (\text{III.1})$$

Denklem III.1'deki;

$y(t)$, sistem çıkışının t 'ninci örnekleme zamanındaki değeri,

F fonksiyonu ise, n ve m pozitif tamsayılar olmak üzere geçmiş n sistem çıkışına ve geçmiş m girişe bağlı olan çok boyutlu doğrusal olmayan bir sistem tanımlanmasıdır.

YSA'nın giriş-çıkış yapısının seçiminde, giriş-çıkış yapısının sistemindeki ile aynı olduğu farz edilir [67]. Bu yüzden, YSA çıkışı denklem III.2 ile hesaplanabilir.

$$\hat{y}(k) = N[y(k-1), \dots, y(k-n); u(k-1), \dots, u(k-m)] + e(k) \quad (III.2)$$

Denklem III.2'deki;

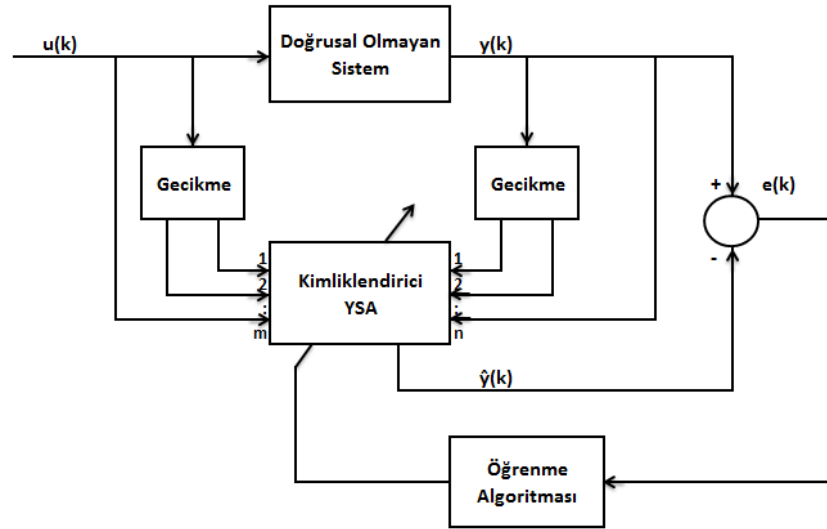
$\hat{y}(k)$, YSA çıkışı,

N fonksiyonu, YSA'nın lineer olmayan tanımlanmasıdır.

$e(k)$ ise hata değeridir.

Denklem III.2'den de anlaşıldığı gibi, YSA çıkışı, geçmiş n adet sistem çıkışına, m adet girişine ve o anki hata değerine bağlıdır. YSA'nın geri beslemesinin olmamasından dolayı YSA'nın geçmiş modlarına bağlı değildir.

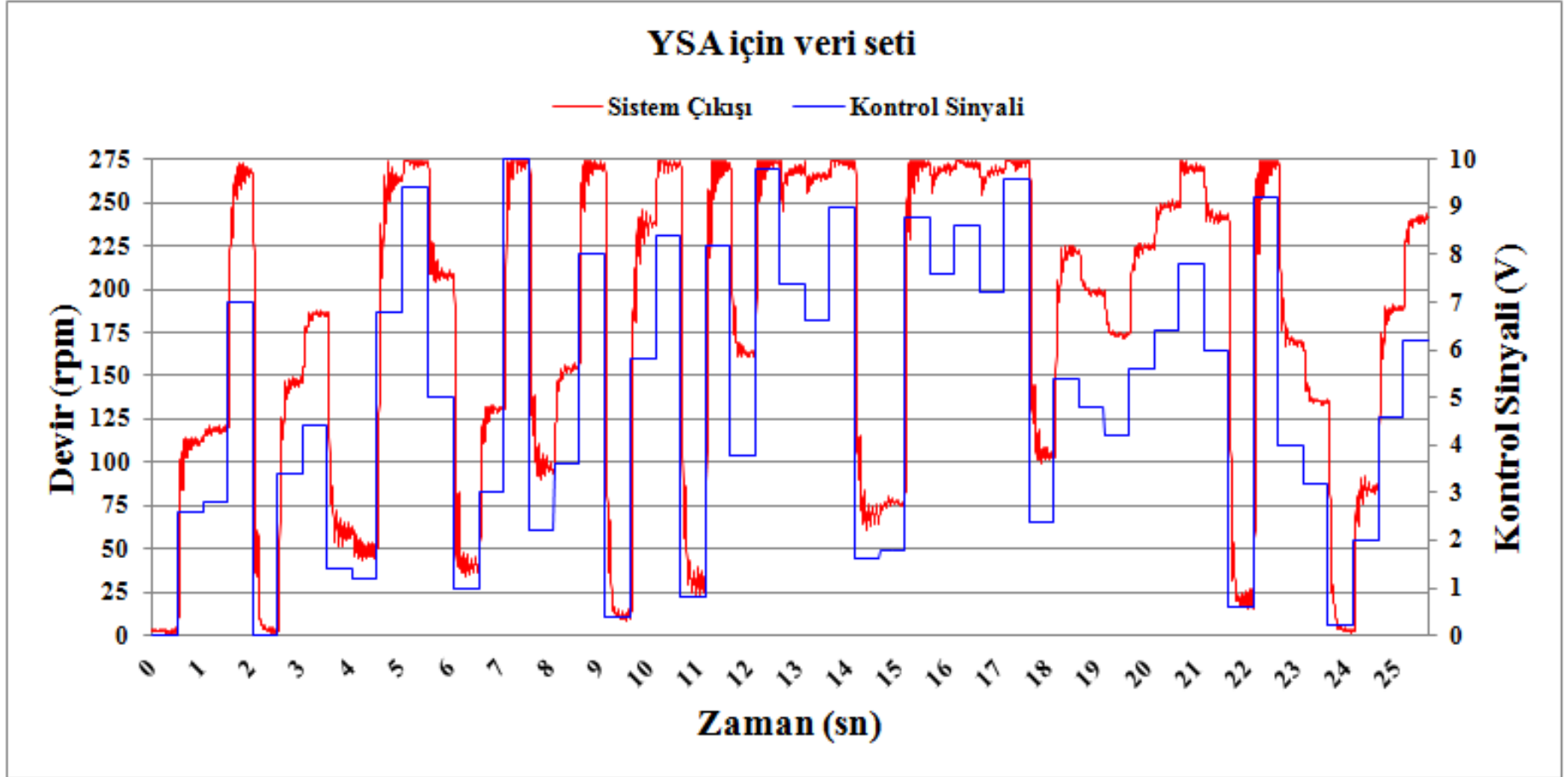
Yukarıda yazılan denklem III.1 ve III.2 kullanılarak sistemin modellenmesinde kullanılan seri-paralel ileri tip modelleme yönteminin blok şeması şekil III.4'te verilmiştir. Şekil III.4'teki blok şemada gösterilen kimliklendirici YSA'a geçikmeli sistem giriş (u) ve çıkış (y) değerleri de verilmiştir. Bu şekilde sistemin geçmiş modları da YSA'a eklenmiştir [67-69].



Şekil III. 4 Seri-Paralel ileri tip modelleme blok şeması

III.2.3 Hidrolik Sistemin YSA ile Modellenmesi

Bu bölümde tez çalışmalarında kullanılan hidrolik sistemin YSA modelinin çıkarılması verilmiştir. Modelleme yöntemi olarak şekil III.4'te blok şeması verilen seri-paralel ileri modelleme kullanılmıştır. Sistemin modellenmesi için giriş çıkış veri setine ihtiyaç vardır. Şekil III.5'te YSA için veri seti gösterilmiştir.



Şekil III. 5 Kontrol sinyali – sistem cevabı

Geliştirilen kontrol yazılımı ile YSA'nın eğitilmesi için sistemden veriler toplanılmıştır. Sisteme 0-10 volt arasında rastgele kontrol sinyalleri uygulanmış ve bu kontrol sinyallerine karşı sistemin vermiş olduğu cevaplar kullanılarak giriş-çıkış veri seti oluşturulmuştur. Sisteme 51 farklı değerde kontrol sinyali 26 saniye boyunca verilmiştir. Şekil III.5'te sisteme rastgele verilen kontrol sinyalleri ve sistemin bu kontrol sinyallerine vermiş olduğu cevap grafiği gösterilmiştir.

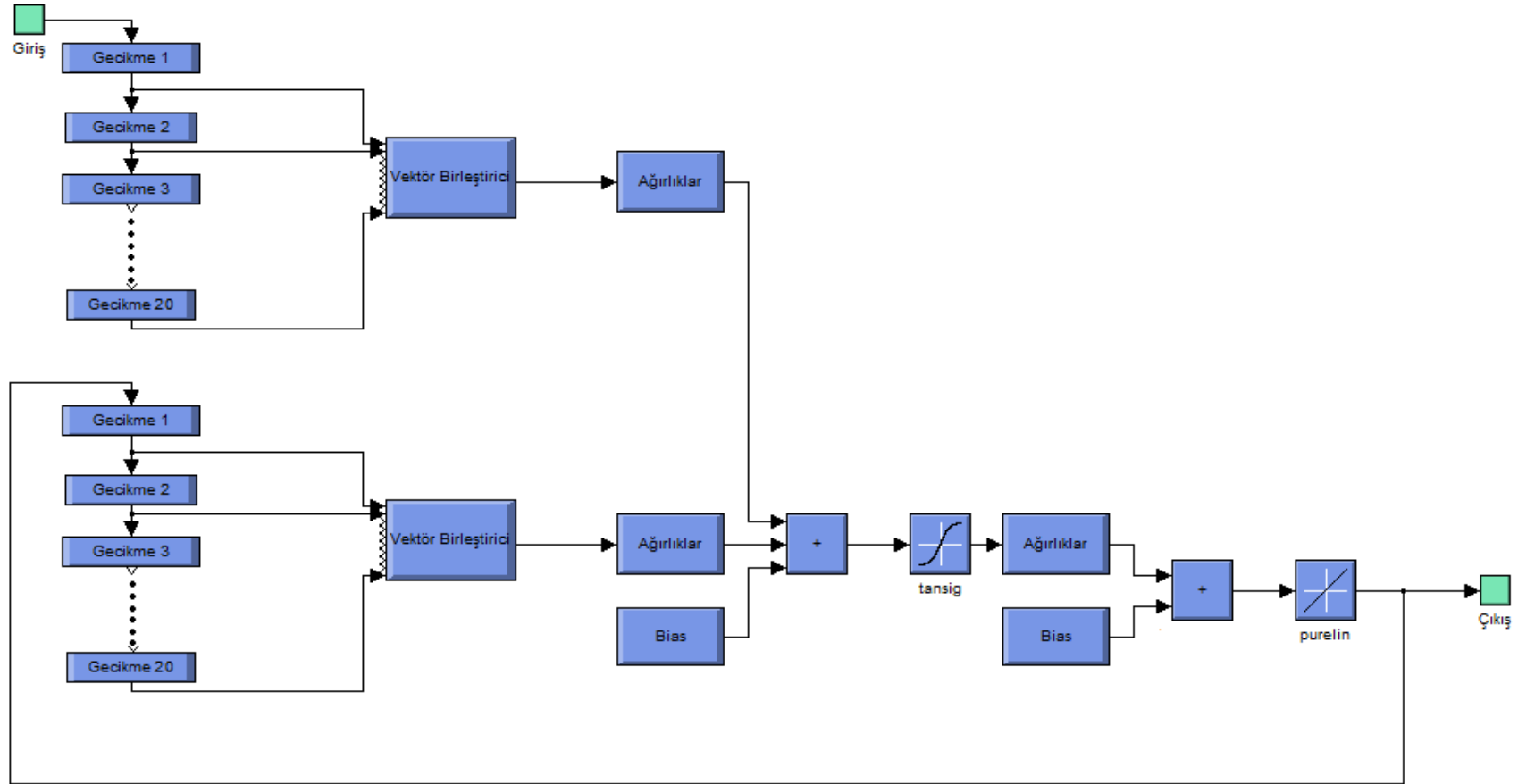
Şekil III.5'deki verilerin %70'i YSA modelinin eğitilmesi, %15 modelin doğrulanması ve %15'i de modelin testi için kullanılmıştır. YSA modelinin eğitilmesi sırasında Levenberg-Marquardt eğitim algoritması ve performans olarak karesel hata ortalaması (MSE - Mean Squared Error) değeri kullanılmıştır.

Sistemin dinamik modelinin belirlenmesi için farklı deneyler yapılmıştır. Gizli katmandaki nöron sayısı ve geçmiş mod sayısı değerleri değiştirilerek eğitilen ağlar sonucu elde edilen MSE, regresyon ve sistem çıkışı ve model çıkışı arasındaki regresyon değerleri tablo III.1'de verilmiştir.

Tablo III. 1 Farklı YSA modelleri

Model			Ölçüt	Sonuç		Sistem - Model çıkışı Regresyon
No	Gizli Katman Nöron Sayısı	Geçmiş Mod Sayısı		MSE	Regresyon	
1	5	2	Eğitim	42.13964	0.999959	0.99233
			Test	261.94643	0.999753	
2	5	5	Eğitim	11.24364	0.999989	0.99085
			Test	11.53097	0.999989	
3	5	10	Eğitim	17.84473	0.999983	0.98258
			Test	15.48497	0.999985	
4	10	2	Eğitim	39.03327	0.999962	0.99396
			Test	260.71076	0.999749	
5	10	5	Eğitim	56.13096	0.999939	0.99036
			Test	204.74672	0.999985	
6	10	10	Eğitim	54.44198	0.999948	0.99784
			Test	155.73800	0.999851	
7	20	2	Eğitim	34.48946	0.999967	0.74797
			Test	264.63674	0.999744	
8	20	5	Eğitim	12.83600	0.999989	0.98601
			Test	14.41838	0.999987	
9	20	10	Eğitim	54.37776	0.999947	0.99767
			Test	10.41108	0.999990	
10	30	2	Eğitim	35.85606	0.999966	0.64621
			Test	40.07097	0.999961	
11	30	5	Eğitim	58.08120	0.999945	0.99278
			Test	140.20428	0.999866	
12	30	10	Eğitim	223.60797	0.999831	0.99768
			Test	695.26318	0.999372	
13	30	20	Eğitim	52.302	0.999412	0.99896
			Test	16.625	0.999860	

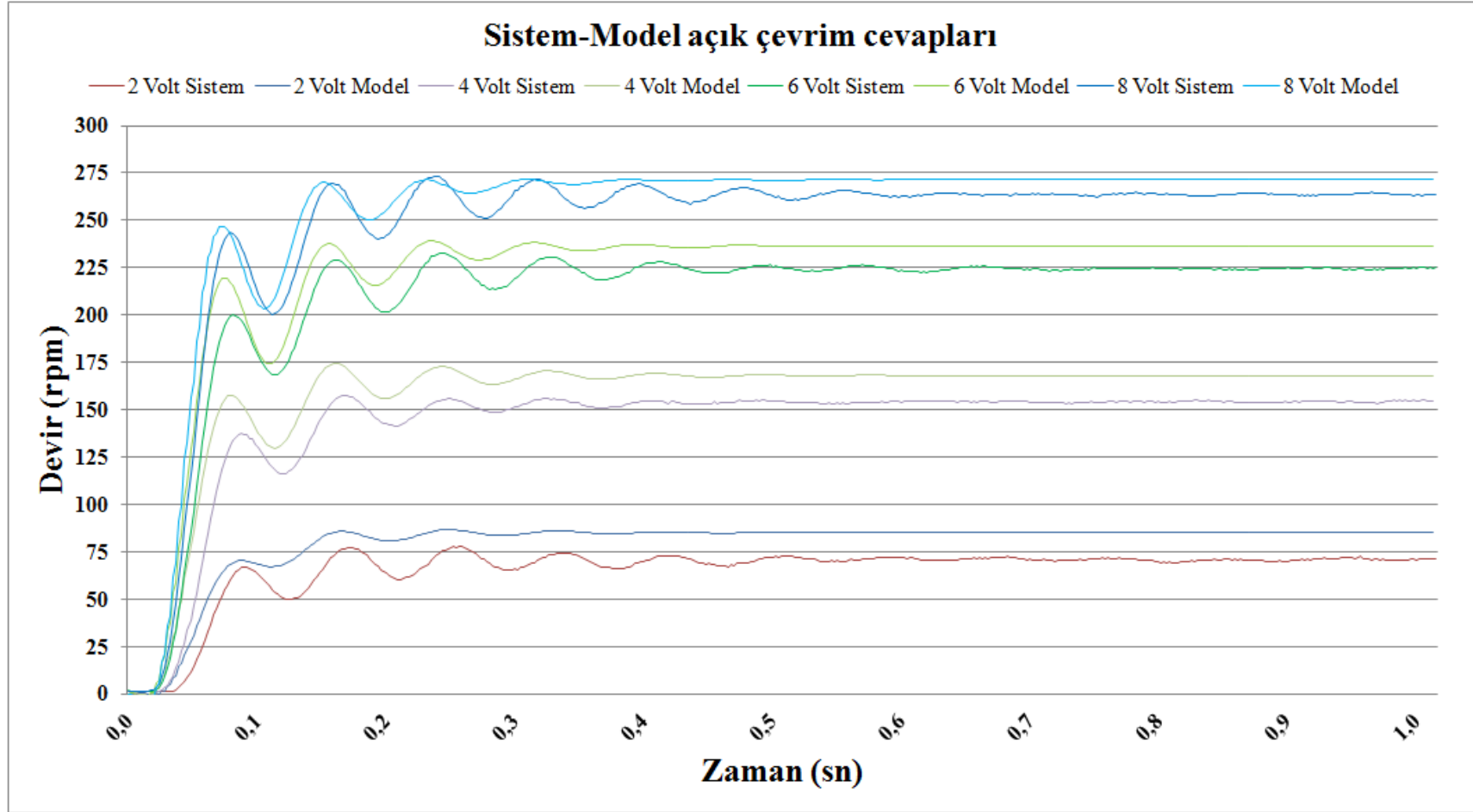
Sistemin YSA modelinin belirlenmesi için tablo III.1’deki sistem ve model çıkışı arasındaki regresyon değeri kullanılmıştır. Tablo III.1 bu kriter göz önünde bulundurularak incelendiğinde en iyi regresyon değerine sahip gizli katmandaki nöron sayısı 30 ve geçmiş mod sayısı 20 olan 13 nolu model olup sistemin dinamik modeli olarak seçilmiştir. Şekil III.6’da sistemin YSA modelinin blok diyagramı gösterilmiştir.



Şekil III. 6 Sistemin YSA modeli blok şeması

III.2.4 Sistem ve Model Çıkışlarının Karşılaştırılması

YSA yöntemi ile elde edilen model ve sistem çıkışlarının karşılaştırılması için iki farklı deney yapılmıştır. İlki farklı basamak girişler için sistem ve modelin açık çevrim cevapları, ikincisi ise ardı ardına verilen basamak girişlere karşı sistem ve modelin vermiş oldukları cevaplar şeklindedir. Şekil III.7’de sistem ile modelin dört farklı kontrol sinyali, 2, 4, 6 ve 8 volt, için 1 saniye çalıştırılarak elde edilen açık çevrim cevaplarını göstermektedir. İkinci olarak sistem ve model 51 farklı kontrol sinyali ile yaklaşık 26 saniye kadar çalıştırılmıştır. Şekil III.8’de bu deney için sistem ve modelin çıkış grafiği verilmiştir.



Şekil III. 7 Sistem-Model açık çevrim cevapları

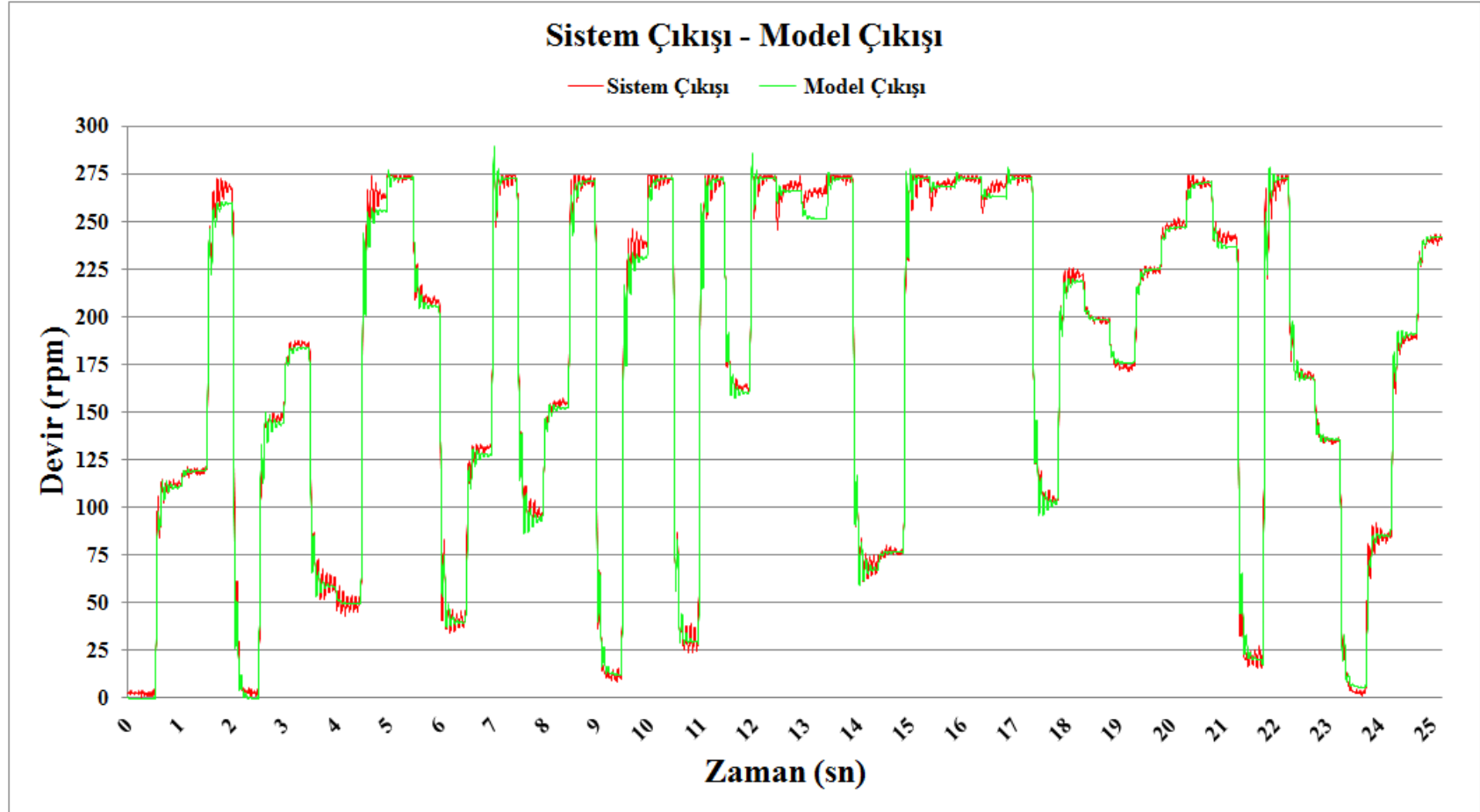
Şekil III.7’de verilen sistem ve modelin açık çevrim cevaplarının regresyon değerleri tablo III.2’de verilmiştir.

Tablo III. 2 Model-Sistem açık çevrim regresyon değerleri

Kontrol Sinyali	Regresyon Değeri
2 Volt	0.98093
4 Volt	0.98517
6 Volt	0.99061
8 Volt	0.99263

Tablo III.2’deki veriler incelendiğinde kontrol sinyali değerinin artması ile sistem ile model çıkışları arasındaki regresyon değerinin de arttığı görülmektedir.

Şekil III.8’de sistem ve model için ardı ardına kontrol sinyallerine karşı vermiş oldukları cevaplar gösterilmiştir. Şekil III.8’deki veriler kullanılarak sistem ve model çıkışı verileri arasındaki regresyon değeri 0.998960 olarak hesaplanmıştır.



Şekil III. 8 Sistem çıkışı - model çıkışı

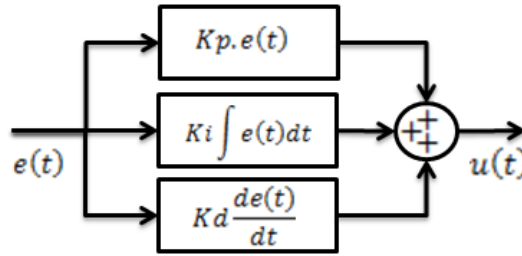
III.3 KONTROL ALGORİTMASI

Bu bölümde sistemin kontrolünde kullanılan PID kontrolörün algoritması anlatılacaktır.

III.3.1 PID Kontrol Algoritması

PID kontrolörün basit yapısı ve kullanışlığı ile endüstriyel kontrol sistemlerinde halen yaygın olarak kullanılan geri beslemeli bir kontrol yöntemidir. [65]. Bir PID kontrolör ölçülü bir süreç içinde değişen ve istenilen ayar noktası ile arasındaki farkı olarak bir "hata" değerini hesaplar. Kontrolör sistemin kontrol girişini ayarlayarak hatayı en aza indirerek istenilen ayar değerine ulaşmak için çalışır.

PID algoritması Oransal, İntegral ve Türev olmak üzere üç adet parametre kullanır. Bu parametreler sırası ile K_p , K_i ve K_d ile gösterilir. Şekil III.9'da bir PID kontrolörün genel yapısı verilmiştir. Sistemin referans değeri ile sistemin çıkışı arasındaki hata, $e(t)$, oransal katsayı K_p ile çarpılır, geçmiş hataların toplamı K_i ile çarpılır ve hatanın türevi K_d ile çarpılır. Bu üç işlemin sonucu toplanarak sisteme gönderilecek kontrol sinyali elde edilmiş olur.



Şekil III. 9 PID kontrol algoritmasının genel yapısı

PID kontrolördeki;

Oransal, P, etki sistemin cevap hızını ve seviyesini artırır,

İntegral, I, etki sistemde ortaya çıkabilecek kalıcı durum hatasını sıfırlar,

Türev, D, etki sistemin cevabındaki titreşimleri bastırarak aşımı azaltır.

Buna göre PID kontrolörün kullanıldığı sistemlerde sürekli rejim hatası sıfır olan, aşısız hızlı bir cevap sağlar [65].

PID algoritmasının sürekli zamandaki ifadesi denklem III.3'teki gibidir.

$$u(t) = Kp.e(t) + Kd\frac{de(t)}{dt} + Ki \int e(t)dt \quad (III.3)$$

Sistemin kontrolü ayrık zamanda yapıldığından denklem III.3'te sürekli zamanda verilen PID kontrolörün ayrık zamandaki formülü denklem III.4'teki gibidir.

$$U(z) = E(z)Kp + E(z)Ki\frac{1}{1-z^{-1}} + E(z)Kd(1 - z^{-1}) \quad (III.4)$$

Burada U(z) ayrık zamandaki PID kontrol sinyalini gösterirken E(z) ayrık zamandaki hata değerini gösterir. Ayrık zamanda verilen PID kontrolörün bilgisayar ortamına aktarılmasında denklem III.5 kullanılmıştır.

$$U = (E0 * (Kp + Ki + Kd)) - (E1 * (Kp + (2 * Kd))) + (E2 * Kd) \quad (III.5)$$

Burada;

Kp, Ki, Kd sırası ile PID kontrolörün oransal, integral ve türev kat sayılarını, E0, E1, E2 sırası ile şimdiki hata, bir önceki hata ve iki önceki hata değerini, U ise PID kontrolörün ürettiği kontrol sinyalini göstermektedir [41].

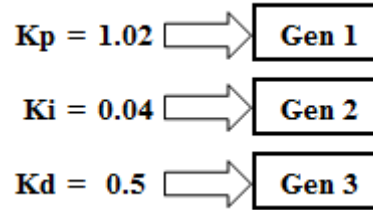
III.4 PID PARAMETRELERİNİN OPTİMAL DEĞERLERİNİN BULUNMASI

Bu bölümde sistemin kontrolünde kullanılan PID kontrolörün parametrelerinin optimal değerlerinin bulunması incelenmiştir. Optimizasyon yöntemi olarak GA ve PSO yöntemleri kullanılmıştır. Kontrolör parametrelerinin optimal değerlerinin bulunmasında GA ve PSO yöntemleri sistemin YSA modeli kullanılarak çalıştırılmıştır.

III.4.1 Genetik Algoritma Yöntemi

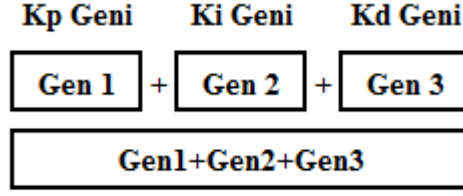
GA ile PID parametrelerinin belirlenmesi için öncelikle PID parametrelerinin ne şekilde genetik olarak kodlanması, GA'nın PID parametrelerini ne şekilde öğreneceği ve sistem çıkış performansının GA uygunluk değerine nasıl dönüştürüleceğinin belirlenmesi gerekmektedir [72].

PID parametreleri K_p , K_i ve K_d GA için birer gen olarak kodlanmaktadır. Şekil III.10'da PID'nin parametrelerinin GA için birer gen olarak kodlandığı gösterilmiştir.



Şekil III. 10 GA için K_p , K_i , K_d genleri

GA yönteminin PID parametrelerini öğrenme şekli olarak literatürde yaygın olarak kullanılan Pittsburgh yaklaşımı kullanılmaktadır. Bu yaklaşımda PID parametreleri tek bir kromozom içinde kodlanmaktadır. Şekil III.11'de GA için PID parametrelerinin Pittsburgh yaklaşımına göre bir kromozom olarak kodlanması gösterilmiştir.



PID Kromozonu

Şekil III. 11 Pittsburgh için PID kromozon yapısı

Sistem çıkışının GA uygunluk değerine dönüştürülmesi için bir uygunluk fonksiyonuna ihtiyaç vardır. Denklem III.6’te GA için uygunluk fonksiyonu verilmiştir.

$$\Phi = \frac{\sum_{k=1}^n \sqrt{(r_k - y_k)^2}}{n} \quad (III.6)$$

Burada;

k: örnek sayısı,

n: toplam veri sayısı,

r: k’nıncı referans değeri,

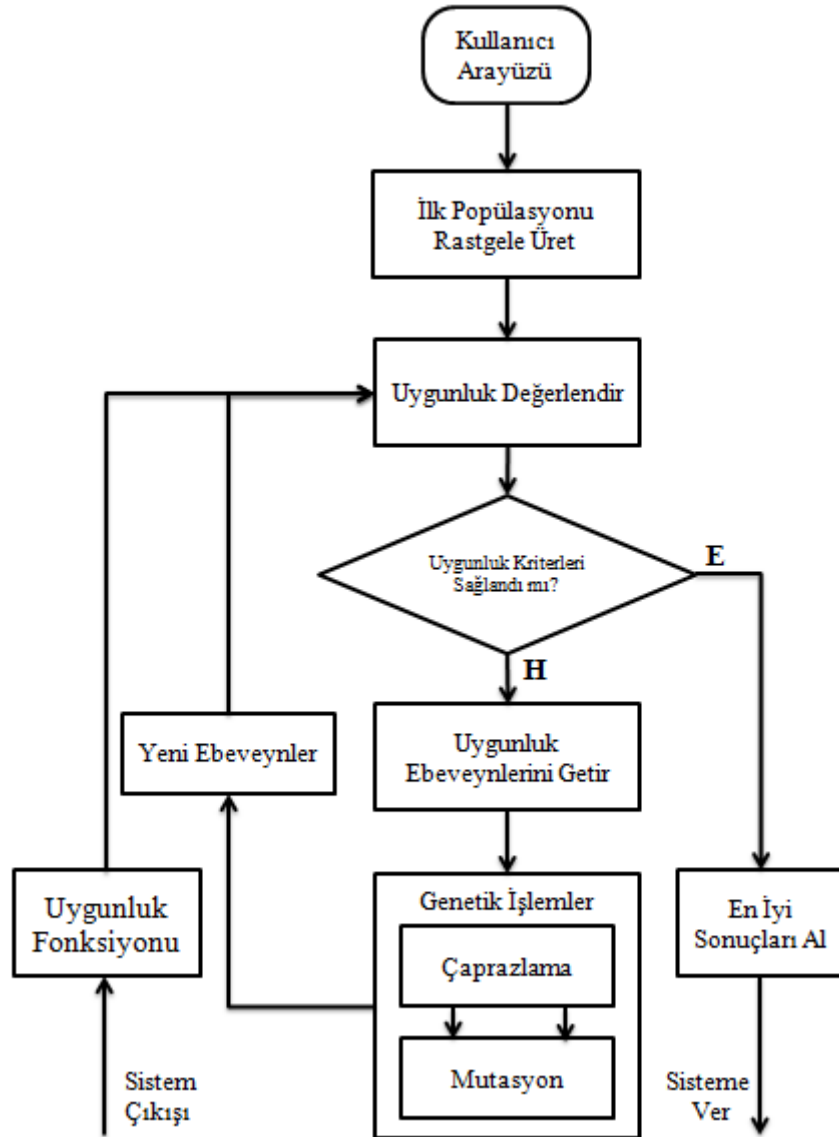
y: k’nıncı sistem çıkış değeridir.

Denklem III.5 ile sistemdeki hata değerleri kullanılarak sistem çıkışının GA için uygunluk değerine dönüştürülmesi hesaplanmaktadır. Bunun dışında GA için kullanılan parametreler tablo III.3’te verilmiştir.

Tablo III. 3 GA parametreleri

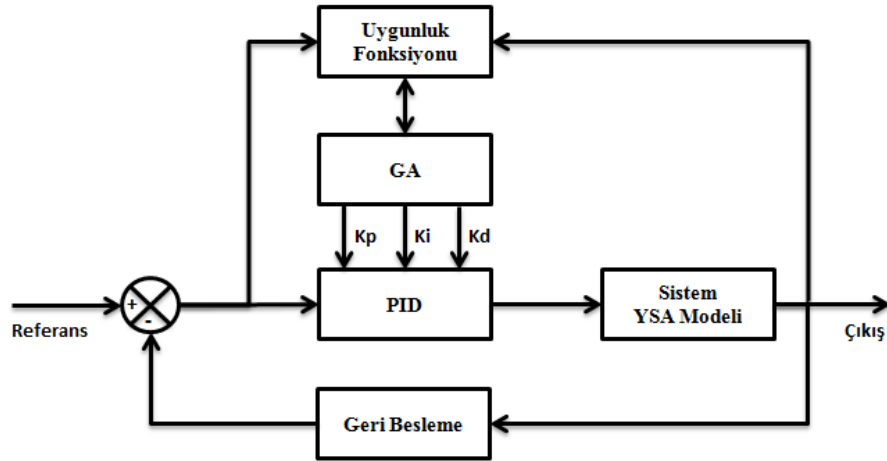
	Parametre	Değer
Popülasyon	Tipi	Çift vektör
	Büüklüğü	20
Sonlandırma Kriteri	Jenerasyon	100
Sınırlama Parametreleri	Başlangıç ceza	10
	Ceza faktörü	100

Şekil III.12’de GA’nın akış diyagramı gösterilmiştir. GA için ilk popülasyon rastgele üretilir. Daha sonra uygunluk değerlendirmesi yapılır. Uygunluk değerlendirmesi sonucunda eğer uygun değerlere veya sonlandırma kriterlerine ulaşılmışsa bulunan değerler sisteme verilir. Eğer değerlendirme sonucu uygunluk kriterlerine veya sonlandırma kriterlerine ulaşmamışsa değerlendirme sonucu en uygun ebeveynler üzerinde genetik işlemler, çaprazlama ve mutasyon, yapılarak yeni ebeveynler üretilir. Bu yeni ebeveynler ile sistem çıkışının uygunluk fonksiyonu sonucu tekrar uygunluk değerlendirme işleminden geçer.



Şekil III. 12 GA akış diyagramı [41]

GA optimizasyon yöntemi ile PID parametrelerinin belirlenmesi blok diyagramı şekil III.13'te verilmiştir. Sistem çıkışı uygunluk fonksiyonu ile GA girişi için uygun hale getirilir. GA ile PID'in parametreleri hesaplanır ve sistemdeki PID kontrolöre verilir. Bu olay uygunluk değerine veya sonlandırma kriterlerine ulaşıncaya kadar devam edilir. Daha sonra en iyi parametreler sistemdeki PID kontrolöre verilir.



Şekil III. 13 GA-PID'in blok diyagramı

Sistemin YSA modeli üzerinde uygulanacak GA için tablo III.3'teki parametreler ve denklem III.5'deki uygunluk fonksiyonu kullanılmıştır, elde edilen PID parametreleri tablo III.4'te verilmiştir.

Tablo III. 4 GA ile bulunan PID kontrolör parametreleri

	Kp	Ki	Kd
GA-PID	0.22732	0.025571	0.68682

Tablo III.4'te verilen Kp, Ki, Kd değerleri kullanılarak GA-PID elde edilmiştir.

III.4.2 Parçacık Sürü Optimizasyonu Yöntemi

PSO yönteminde çözüme ulaşmak için çözümü sunacak olan her bir birey birer kuştur ve parçacık olarak adlandırılır. Parçacıklar rastgele veya belirlenen bir kritere göre belirlenebilir. Algoritma öncelikle bir grup parçacığın üretilmesi ile başlar. Bu gruba parçacık sürüsü adı verilir. Parçacıkların bulunduğu konumlar her iterasyonda bireyler arasındaki iki değere göre belirlenir. Bunların ilki her bir parçacığın o ana kadar aldığı en iyi değerdir ve bu değer “Pbest” olarak adlandırılır. Pbest değeri her bir parçacık için hafızada saklanmalıdır. İkinci değer ise tüm parçacıklar içerisinde o ana kadar alınan en iyi değerdir ve bu değer de “Gbest” olarak adlandırılır. Örnek vermek gerekirse K adet parametreden oluşan n adet parçacık için popülasyon matrisi denklem III.7’de görülmektedir..

$$X = \begin{bmatrix} x_{11} & x_{12} & \cdots & \cdots & x_{1K} \\ x_{21} & x_{22} & \cdots & \cdots & x_{2K} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ x_{n1} & x_{n2} & \cdots & \cdots & x_{nK} \end{bmatrix}_{n \times K} \quad (III.7)$$

Matrise göre i. parçacık $X_i = [x_{i1}, x_{i2}, \dots, x_{iK}]$ şeklinde ifade edilebilir. Önceki en iyi değeri veren i. parçacığın pozisyonu $Pbest_i = [p_{i1}, p_{i2}, \dots, p_{iK}]$, Gbest ise her iterasyonda tüm parçacıklar için bir tanedir ve $Gbest = [p_1, p_2, \dots, p_K]$ olarak ifade edilir. Her boyuttaki değişim miktarını ifade eden hız vektörü $V_i = [v_{i1}, v_{i2}, \dots, v_{iK}]$ şeklinde gösterilir. Burada en iyi iki değer bulunduktan sonra parçacık hızı denklem III.8 ile konumu denklem III.9 ile hesaplanarak güncellenir [73].

$$v_{i(k+1)} = v_{i(k)} + c_1 \cdot rand() \cdot (pbest_{i(k)} - x_{i(k)}) + c_2 \cdot rand() \cdot (gbest_k - x_{i(k)}) \quad (III.8)$$

$$x_{i(k+1)} = x_{i(k)} + v_{i(k+1)} \quad (III.9)$$

Denklem III.8 ve III.9’da;

- $v_{i(k)}$: i. parçacığın o andaki hızı.
- c_1, c_2 : Öğrenme faktörleri.
- $rand()_1, rand()_2$: Oluşturulmuş rastgele sayılar.
- $pbest_i$: i. parçacığın en iyi pozisyonu.
- $gbest_k$: Tüm parçacıkların en iyi pozisyonu.
- $x_{i(k)}$: i. parçacığın mevcut konumu temsil etmektedir.

PSO algoritmasının Pseudo kodu şekil III.14'te verilmiştir [74].

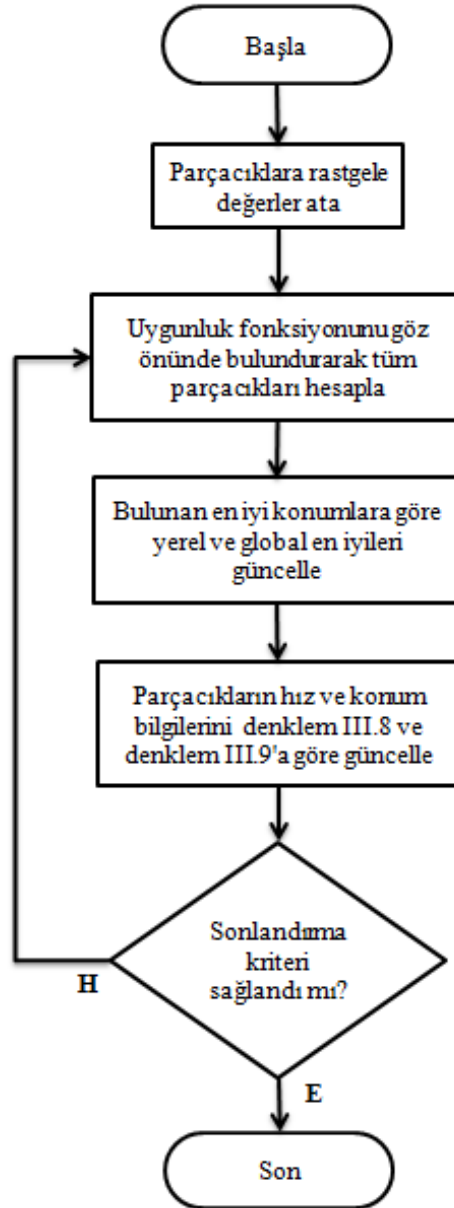
```
For her parçacık için
    Başlangıç değerlerini rastgele ata
End
Do
    For her parçacık için
        Uygunluk değerini hesapla
        If
            Uygunluk değeri, pbest den daha iyi
        Then
            Bu parçacığı yeni pbest olarak ata
        End
    End

    Tüm parçacıklar için bulunan pbest'ler arasından en iyi uygunluk
    değerlerine sahip olanını sürünün gbest'i olarak ata

    For her parçacık için
        Denklem III.8'e göre parçacık hızını hesapla,
        Denklem III.9'e göre parçacık pozisyonunu güncelle
    End
While
    İterasyon sayısı <= maksimum iterasyon sayısı
Or eğitim ölçütü <= hedef eğitim ölçütü
```

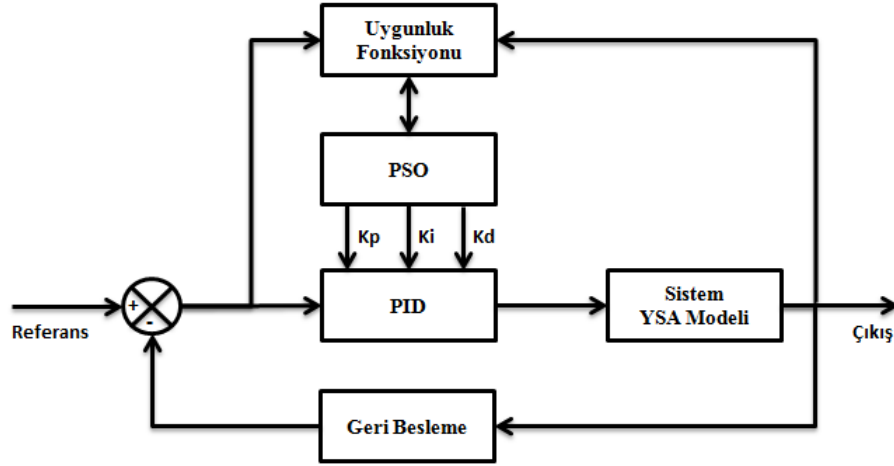
Şekil III. 14 PSO algoritmasının Pseudo kodu

PSO algoritmasının pseudo koduna göre akış diyagramı şekil III.15'te gösterilmiştir.



Şekil III. 15 PSO akış diyagramı

Şekil III.16’da PID kontrolörün parametrelerinin PSO yöntemi ile bulunmasını gösteren blok diyagram verilmiştir.



Şekil III. 16 PSO-PID'in blok diyagramı

Şekil III.16’da gösterilen blok diyagramda kullanılan uygunluk fonksiyonu ve PSO algoritmasının parametreleri tablo III.5'te verilmiştir.

Tablo III. 5 PSO algoritmasının parametreleri

Parçacık Sayısı	Parçacık Boyutu	Öğrenme Faktörleri	İterasyon Sayısı	Uygunluk Fonksiyonu
40	3	1	20	$\phi = \frac{\sum_{k=1}^n \sqrt{(r_k - y_k)^2}}{n}$

PSO için kullanılan uygunluk fonksiyonu GA yönteminde olduğu gibi karesel hata ortalaması şeklindedir. Parçacık sürü optimizasyonu yöntemi ile elde edilen PID parametreleri tablo III.6’da verilmiştir.

Tablo III. 6 PSO ile bulunan PID kontrolör parametreleri

	Kp	Ki	Kd
PSO-PID	0.17213	0.018225	-0.50142

Tablo III.6'da verilen değerler kullanılarak PSO-PID elde edilmiştir.

III.4.3 PSO ve GA ile Bulunan Sonuçlarının Karşılaştırılması

PID kontrolörün parametrelerinin bulunmasında için kullanılan GA ve PSO optimizasyon yöntemleri ile elde edilen sonuçlar Tablo III.7'de verilmektedir. Tablo III.7'de görüldüğü gibi PID parametrelerini bulmak için kullanılan yöntemlerin sonuçları birbirlerinden farklı çıkmıştır. Kp parametresi için elde edilen sonuçların birbirine yakınlığı yaklaşık %5.5, Ki parametresi için yaklaşık %0.7 iken Kd parametresi için bu değer yaklaşık %18.5 olarak bulunmuştur.

Tablo III. 7 GA ve PSO ile bulunan PID kontrolör parametreleri

	Kp	Ki	Kd
GA	0.22732	0.025571	0.68682
PSO	0.17213	0.018225	-0.50142

BÖLÜM IV

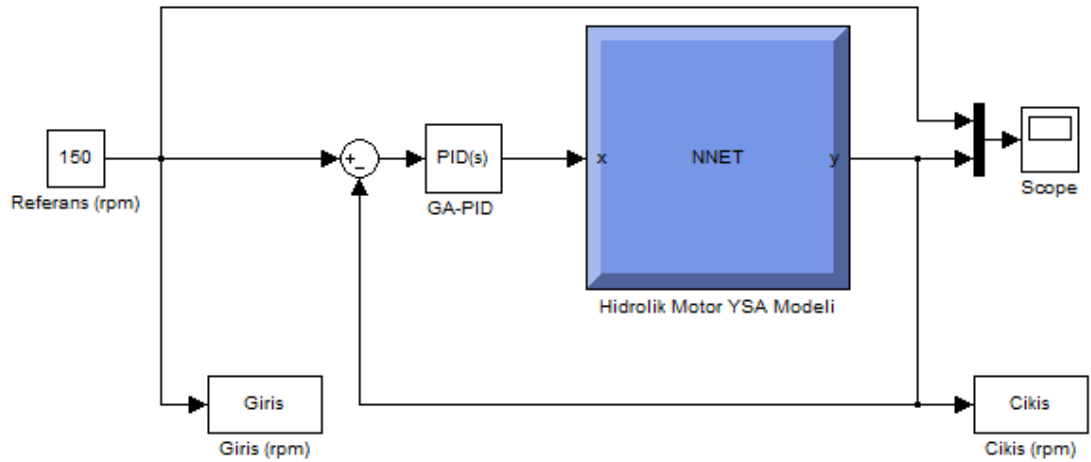
DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu bölümde çalışmada yapılan deneyler incelenecektir. Sistem ve modeli farklı referans değerlerinde GA-PID ve PSO-PID kontrolörler ile kontrol edilmiştir. Ayrıca farklı referans değerleri ardı ardına verilerek sistem ve modelin basamak girişler arası geçişteki performansı da incelenmiştir. Son olarak sistemin belirli referanslarda GA-PID ve PSO-PID ile çalıştırılmasından sonra yüklenmesinin sonuçları incelenmiştir

IV.1 GA-PID KONTROLÖRÜN PERFORMANSI

Bu bölümde genetik algoritma ile bulunmuş olan PID parametreleri kullanılarak elde edilen GA-PID kontrolörün performansı incelenmiştir. Sistem ve model GA-PID ile değişik basamak referans girişlerinde çalıştırılarak bu girişlere vermiş oldukları cevaplar ve kontrolörün ürettiği kontrol sinyalleri grafiksel olarak verilmiştir.

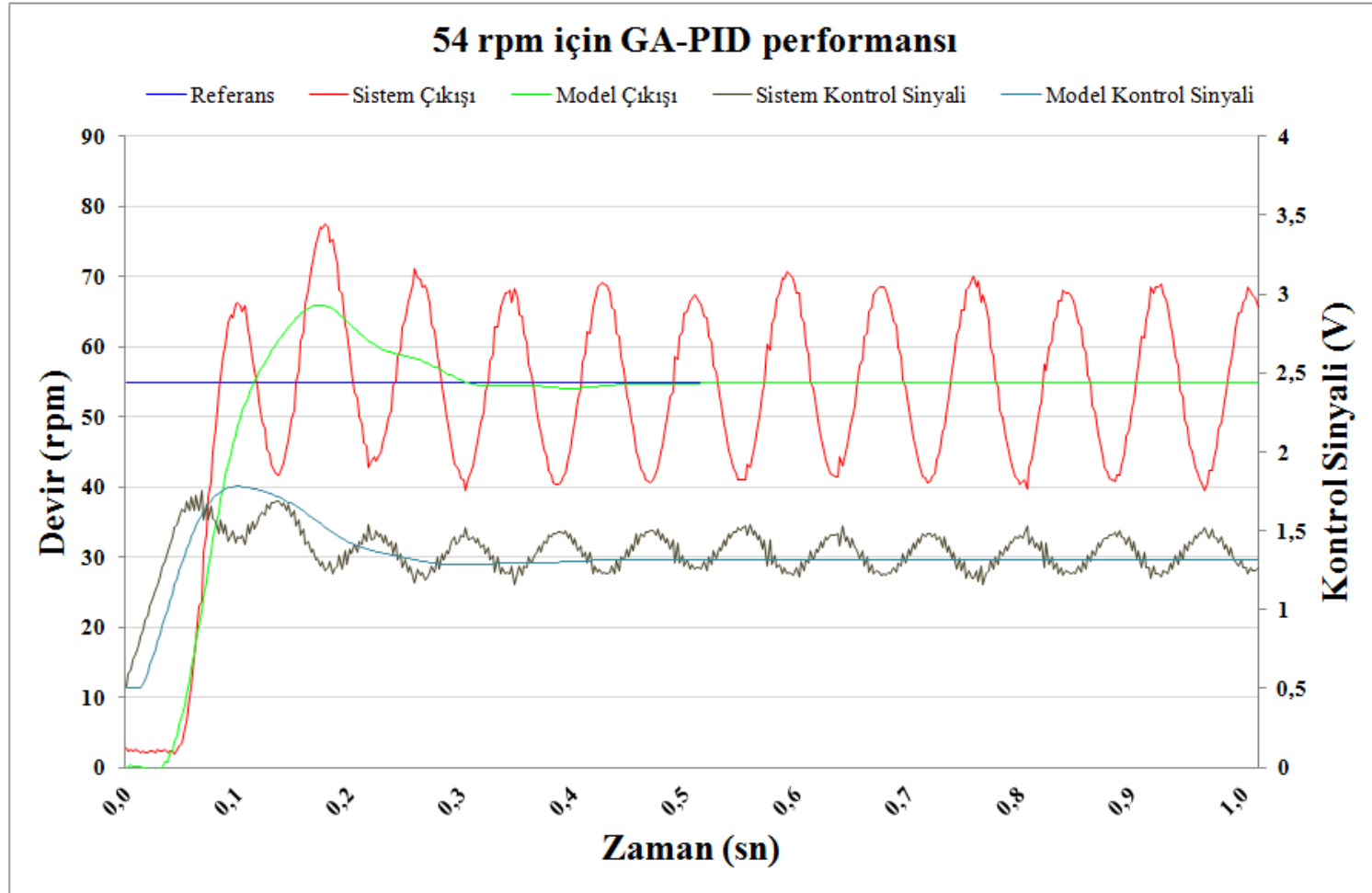
Şekil IV.1’de sistemin YSA ile elde edilen modelinin GA-PID ile kontrol edilmesinin blok diyagramı verilmiştir.



Şekil IV. 1 Sistemin GA-PID kontrollü modeli

IV.1.1 54 Rpm Referans Giriş için GA-PID'in Performansı

Sisteme referans olarak 54 rpm basamak girişı verilmiştir. Şekil IV.2'de sistem ve modelin bu referans girişı için vermiş olduğu cevaplar ve GA-PID kontrolörün üretmiş olduğu kontrol sinyalleri verilmektedir.

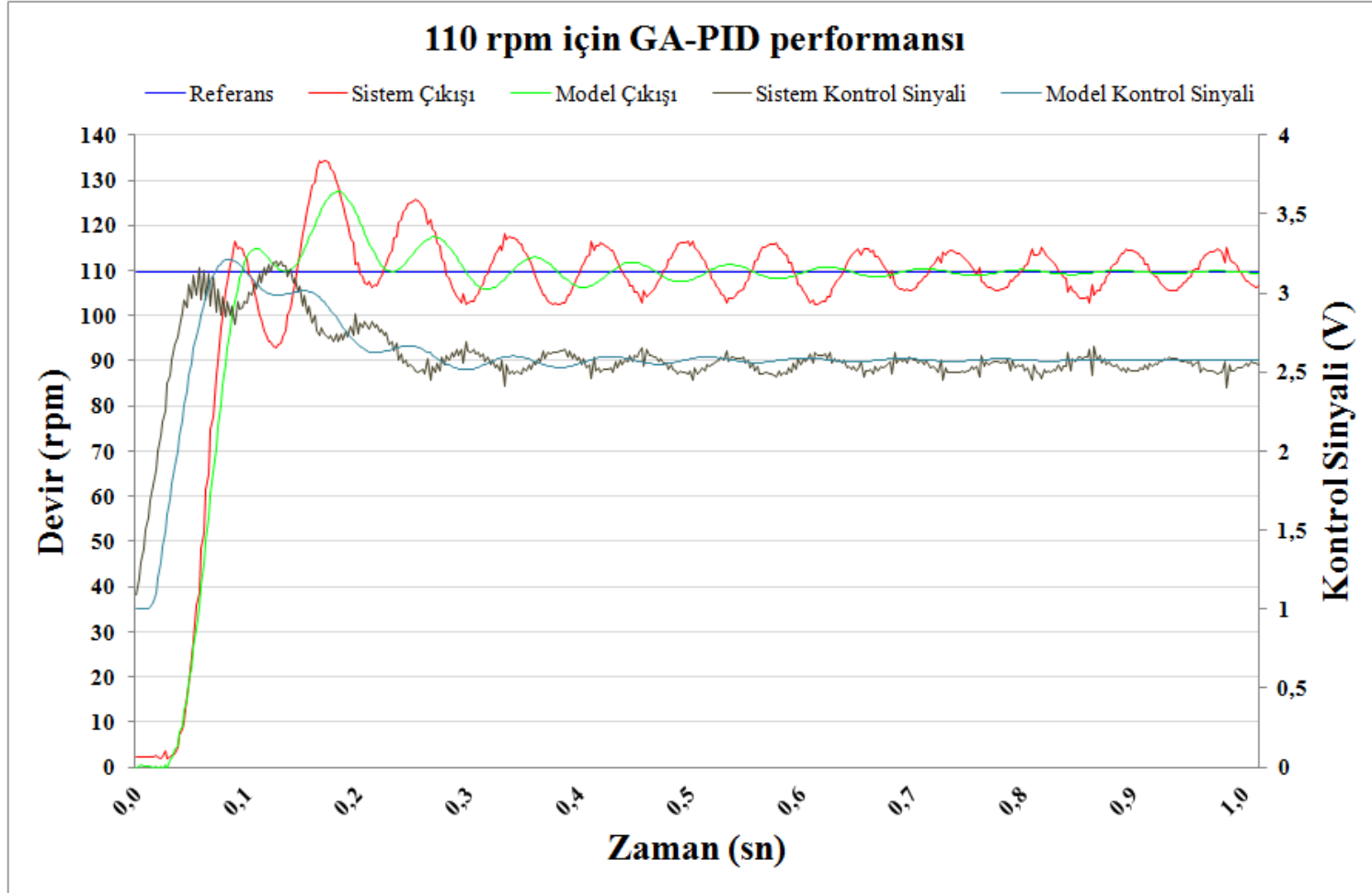


Şekil IV. 2 54 rpm referans giriş için GA-PID'in performansı

Şekil IV.2’de görüldüğü gibi gerçek sistemin çıkışı ile modelin sistem çıkışı arasında bir benzerlik bulunmamaktadır. Modelin 54 rpm referans girişe vermiş çıkış 0.3’inci saniyede referans değerine ulaşmıştır. Ancak gerçek sistemin cevabı referanstan belirli bir salınım ile devam etmektedir. Sistem çıkışı ile model çıkışı arasındaki regresyon değeri 0.78541 olarak hesaplanmıştır. Sistemin ve modelin ürettiği kontrol sinyalleri arasında 0.69235’lik bir regresyon değeri hesaplanmıştır.

IV.1.2 110 Rpm Referans Giriş için GA-PID’in Performansı

Sisteme referans olarak 110 rpm basamak girişi verilmiştir. Şekil IV.3’te sistem ve modelin bu referans giriş için vermiş olduğu cevaplar ve GA-PID kontrolörün üretmiş olduğu kontrol sinyalleri verilmektedir.

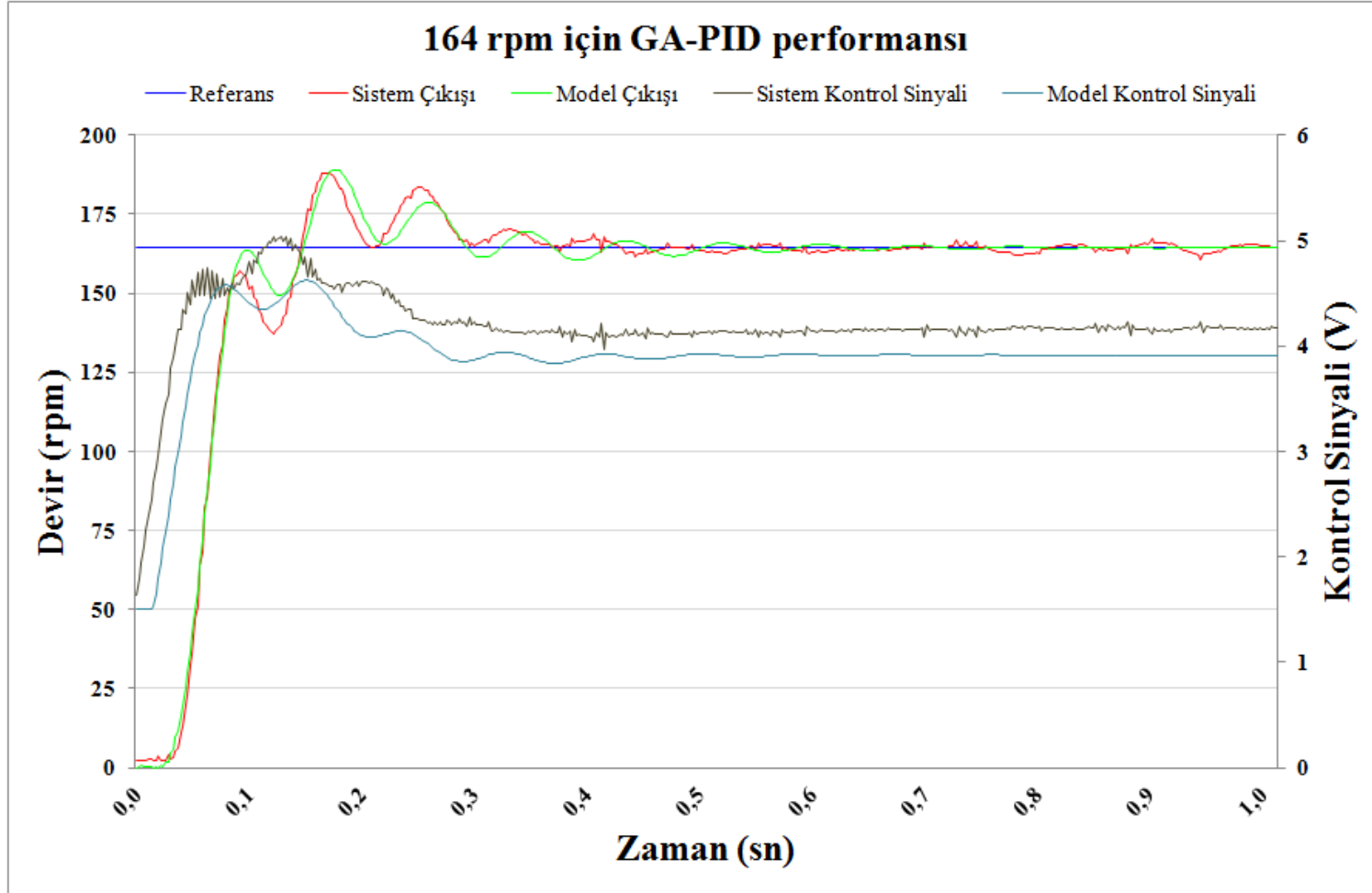


Şekil IV. 3 110 rpm referans giriş için GA-PID'in performansı

Şekil IV.3'te görüldüğü gibi sistem çıkışı ile model çıkışının çıkış süreleri birbirine yakın değerler olmasına rağmen sürekli rejimde farklılıklar görünmektedir. Model çıkışı çalışmanın 0.80'inci saniyesinde referansa ulaşmıştır. Sistem çıkışı ise ± 7 rpm değerinde bir salınım ile sürekli rejim davranışını göstermektedir. Sistem çıkışı ile model çıkışı arasında 0.9742'lik bir regresyon değeri vardır. Bu deney için sistem ve modeldeki GA-PID kontrolörün üretmiş oldukları kontrol sinyalleri arasındaki regresyon değeri 0.82882 olarak hesaplanmıştır.

IV.1.3 164 Rpm Referans Giriş için GA-PID'in Performansı

Sisteme referans olarak 164 rpm basamak girişi verilmiştir. Şekil IV.4'te sistem ve modelin bu referans giriş için vermiş olduğu cevaplar ve GA-PID kontrolörün üretmiş olduğu kontrol sinyalleri verilmektedir.

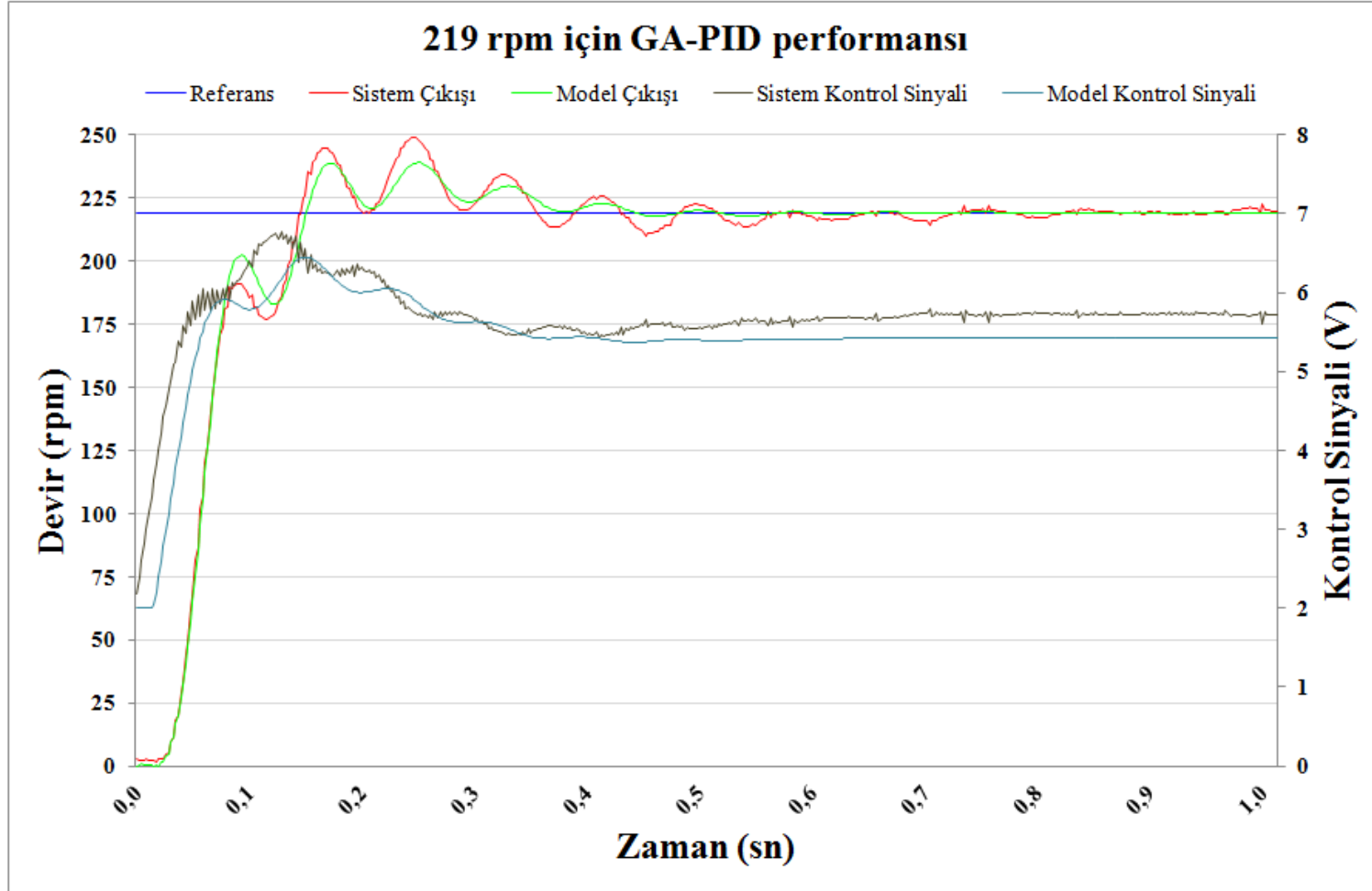


Şekil IV. 4 164 rpm referans giriş için GA-PID'in performansı

Şekil IV.4'te sisteme referans olarak 164 rpm basamak giriş uygulanmıştır. Bu referans değerine karşı verilmiş olana sistem çıkışı ile model çıkışı arasındaki regresyon değeri 0.99501 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca bu deney için kontrolörlerin üretilmiş oldukları kontrol sinyalleri arasında 0.90738'lik bir regresyon değeri hesaplanmıştır.

IV.1.4 219 Rpm Referans Giriş için GA-PID'in Performansı

Sisteme referans olarak 219 rpm basamak girişi verilmiştir. Şekil IV.5'te sistem ve modelin bu referans giriş için vermiş olduğu cevaplar ve GA-PID kontrolörün ürettiği kontrol sinyalleri verilmektedir.

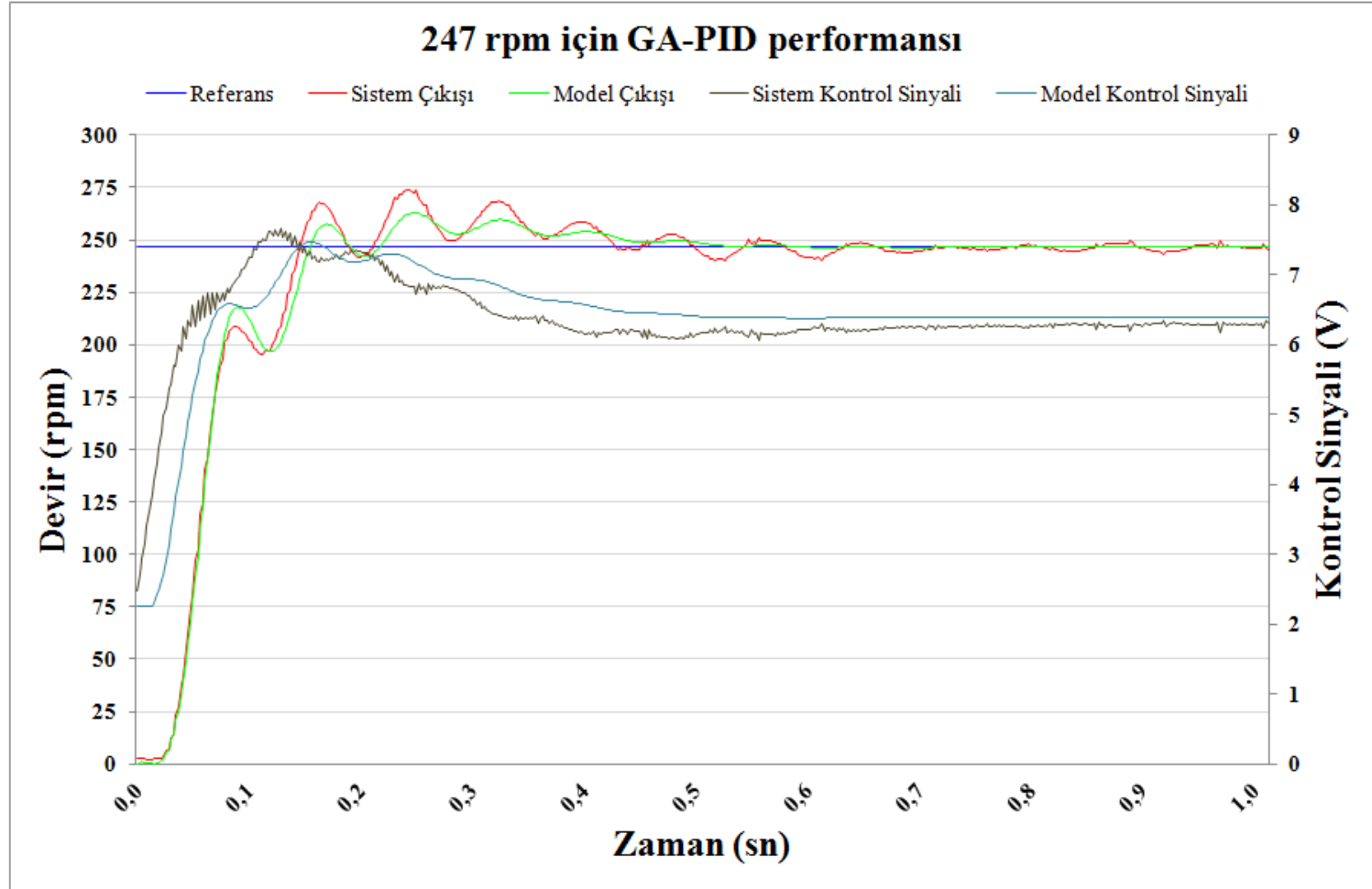


Şekil IV. 5 219 rpm referans giriş için GA-PID'in performansı

Şekil IV.5'te görüldüğü gibi sistem çalışmanın 0.86'ıncı saniyesinde ve model ise çalışmanın 0.45'inci saniyesinde referans değerine ulaşmıştır. Sistem çıkışı ile model çıkışı arasında 0.99655'lik bir regrasyon değeri hesaplanılmıştır. Şekil IV.5'te bu deney için sistem ve modeldeki kontrolörlerin üretmiş oldukları kontrol sinyalleri de verilmiştir. Kontrol sinyalleri arasındaki benzerlik oranı 0.91169 olarak hesaplanmıştır.

IV.1.5 247 Rpm Referans Giriş için GA-PID'in Performansı

Sisteme referans olarak 247 rpm basamak girişi verilmiştir. Şekil IV.6'da sistem ve modelin bu referans giriş için vermiş olduğu cevaplar ve GA-PID kontrolörün üretmiş olduğu kontrol sinyalleri verilmektedir.

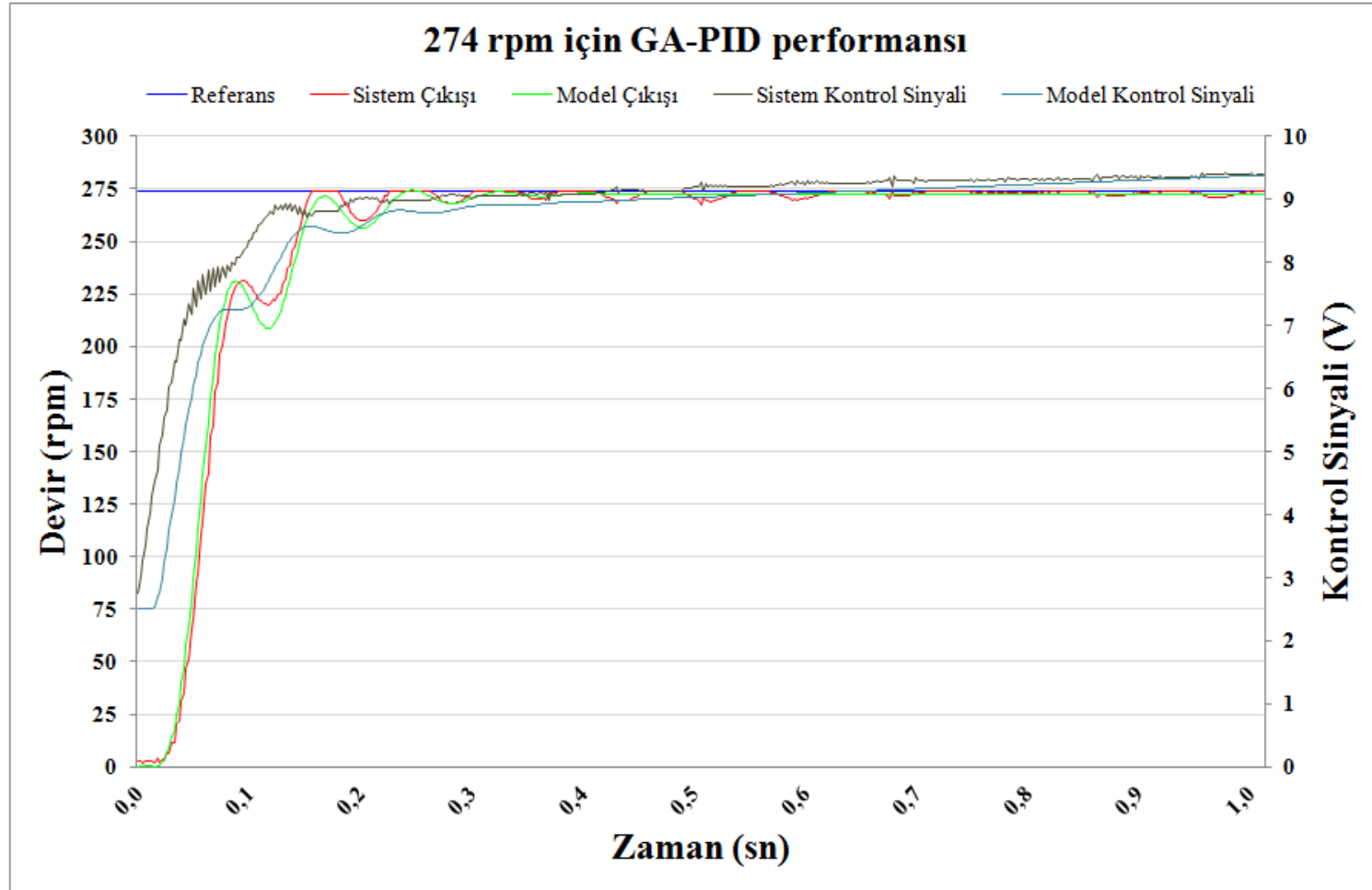


Şekil IV. 6 247 rpm referans giriş için GA-PID'in performansı

Sistemin ve modelin 247 rpm referans girişe cevabı şekil IV.6'daki gibidir. Sistem ıkışı ± 3 rpm değerindeki salınımlar ile referans değerine 0.73 saniyede ulaşmıştır. Model ıkışı ise referansa çalışmanın 0.52'inci saniyesinde ulaşmıştır. Sistem ıkışı ile model çıkışı değerleri arasındaki regrasyon değeri 0.99644 olarak, kontrol sinyalleri arasındaki regresyon değeri 0.84122 olarak hesaplanmıştır.

IV.1.6 274 Rpm Referans Giriş için GA-PID'in Performansı

Sisteme referans olarak 274 rpm basamak girişi verilmiştir. şekil IV.7'de sistem ve modelin bu referans giriş için vermiş olduğu cevaplar ve GA-PID kontrolörün üretmiş olduğu kontrol sinyalleri verilmektedir.

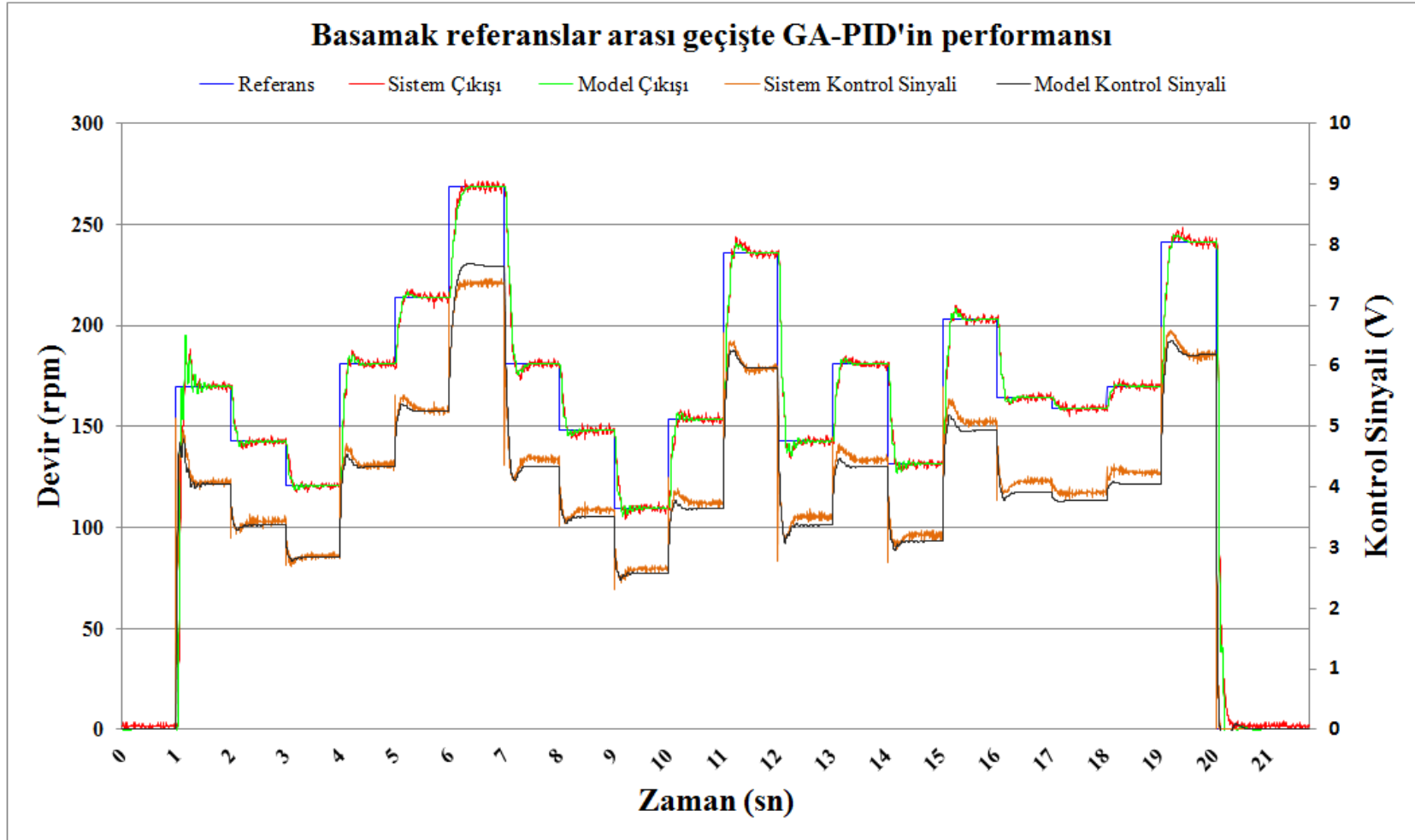


Şekil IV. 7 274 rpm referans giriş için GA-PID'in performansı

Şekil IV.7’de görüldüğü gibi GA-PID sistemi 0.69’uncu ve modeli 0.38’inci saniyede referans değerine aşırımsız bir şekilde ulaştırmıştır. Bu deneyde elde edilen veriler doğrultusunda sistem çıkışı ile model çıkışı verileri arasında 0.99723, kontrol sinyalleri arasında 0.97825’lik bir regresyon değeri hesaplanmıştır.

IV.1.7 Basamak Girişler Arası Geçişte GA-PID’in Performansı

GA-PID ile sistem ve modelin basamak girişler arası geçişte göstermiş oldukları performans şekil IV.8’te gösterilmiştir. Sistem ve model 22 saniye kadar çalıştırılmış ve bu süre içerisinde 21 farklı basamak değeri ardı ardına referans olarak verilmiştir. Sistem ve model çıkışları arasında regresyon değeri 0.99918 olarak hesaplanmıştır.



Şekil IV. 8 Basamaklar arası geçişte GA-PID'in performansı

Şekil IV.8’de ayrıca basamaklar arası geçişte GA-PID kontrolörün sistem ve modelde üretmiş oldukları kontrol sinyalleri gösterilmiştir. Sistem ve model cevaplarındaki farklılık kontrol sinyallerinde de görülmektedir. Sistem ve modelin kontrol sinyalleri arasındaki regresyon değeri 0.99598 olarak hesaplanmıştır.

IV.1.8 GA-PID Kontrolörün Performans Sonuçları

Tablo III.7’de verilen GA-PID parametreleri kullanılarak gerçek sistem ve model değişik referanslarda ve ardı ardına farklı basamak girişlerde çalıştırılmıştır. Bu çalışmaların sonuçları çıkış süreleri, oturma süreleri, aşım tablo IV.1’de verilmektedir. Tabloda ek olarak sistem ve model çıkış verileri arasındaki regresyon değerleri de verilmiştir. Tablodaki değerler incelendiğinde sistem ile model çıkışları arasındaki regresyon değeri referans değerinin artması ile 247 rpm basamak giriş deneyi dışında bir artış göstermektedir.

Tablo IV. 1 GA-PID kontrolörün performansı

Referans (rpm)	Yükselme Zamanı (sn)		Yerleşme Zamanı (sn)		Maksimum Aşım (%)		Regrasyon
	Sistem	Model	Sistem	Model	Sistem	Model	
54	0.02779	0.05342	-	0.30	43.60	22.10	0.78541
110	0.03419	0.04488	-	0.61	22.10	15.90	0.96999
164	0.04060	0.04273	0.52	0.52	14.70	15.30	0.99501
219	0.09616	0.10043	0.86	0.45	13.60	9.14	0.99655
247	0.09830	0.10257	0.73	0.52	10.90	6.45	0.99644
274	0.10257	0.10898	0.69	0.38	0	0	0.99723
Basamaklar arası geçiş	-	-	-	-	-	-	0.99918

Sistem ve model GA-PID kontrolör ile tablo IV.1’de verilen değişik referanslarda çalıştırılmış ve bu deneylerde sistem ve modeldeki PID’in ürettiği kontrol sinyalleri arasındaki regresyon değerleri tablo IV.2’de verilmiştir. Tablo IV.1’deki regresyon değerlerindeki durum tablo IV.2’deki kontrol sinyalleri arasındaki regresyon değerlerinde de görülmektedir.

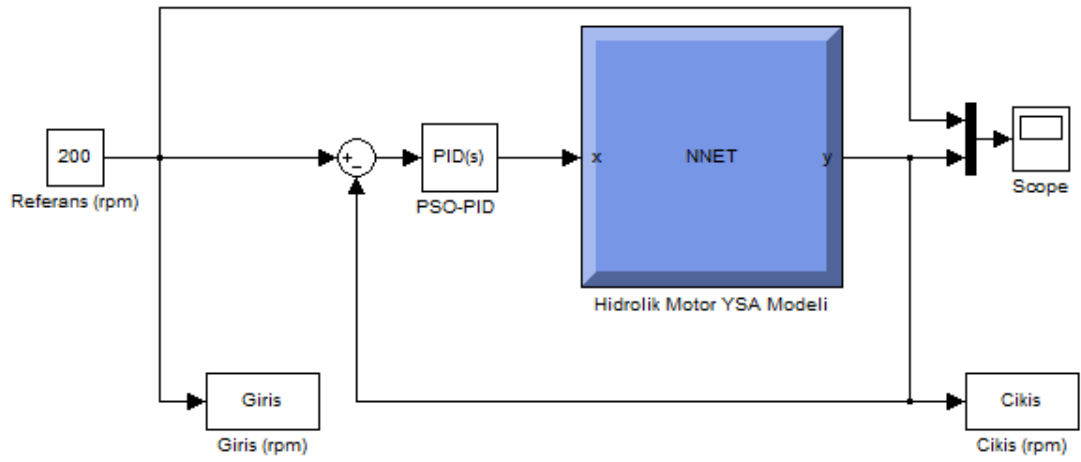
Tablo IV. 2 GA-PID kontrolörün kontrol sinyali perfonmansı

Referans (rpm)	Regrasyon
54	0.69235
110	0.82882
164	0.90738
219	0.91169
247	0.84122
274	0.97825
Basamaklar arası geçiş	0.99598

IV.2 PSO-PID KONTROLÖRÜN PERFORMANSI

Bu bölümde PSO yöntemi ile sistemin YSA modeli kullanılarak bulunmuş olan PID parametreleri kullanılarak elde edilen PSO-PID kontrolörün performansı incelenmiştir. Sistem ve model PSO-PID kontrolör ile değişik basamak referans girişlerinde çalıştırılarak bu girişlere vermiş oldukları cevaplar ve kontrolörün ürettiği kontrol sinyalleri grafiksel olarak verilmiştir.

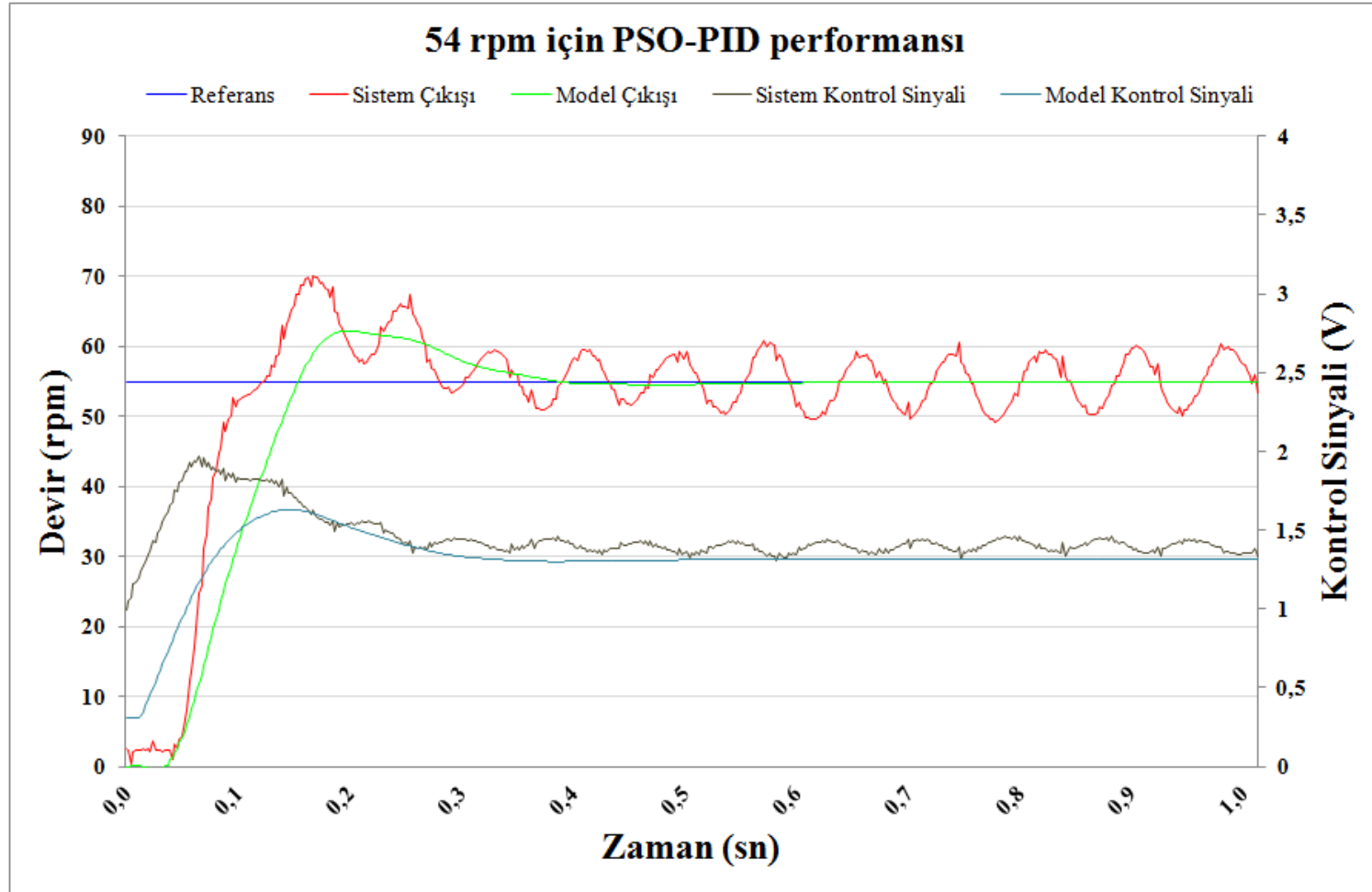
Şekil IV.9’da sistemin YSA ile elde edilen modelinin PSO-PID ile kontrol edilmesinin blok diyagramı verilmiştir.



Şekil IV. 9 Sistemin PSO-PID kontrollü modeli

IV.2.1 54 Rpm Referans Giriş için PSO-PID’in Performansı

Sisteme referans olarak 54 rpm basamak girişi verilmiştir. Şekil IV.10’da sistem ve modelin bu referans giriş için vermiş olduğu cevaplar ve PSO-PID kontrolörün üretmiş olduğu kontrol sinyalleri verilmektedir.

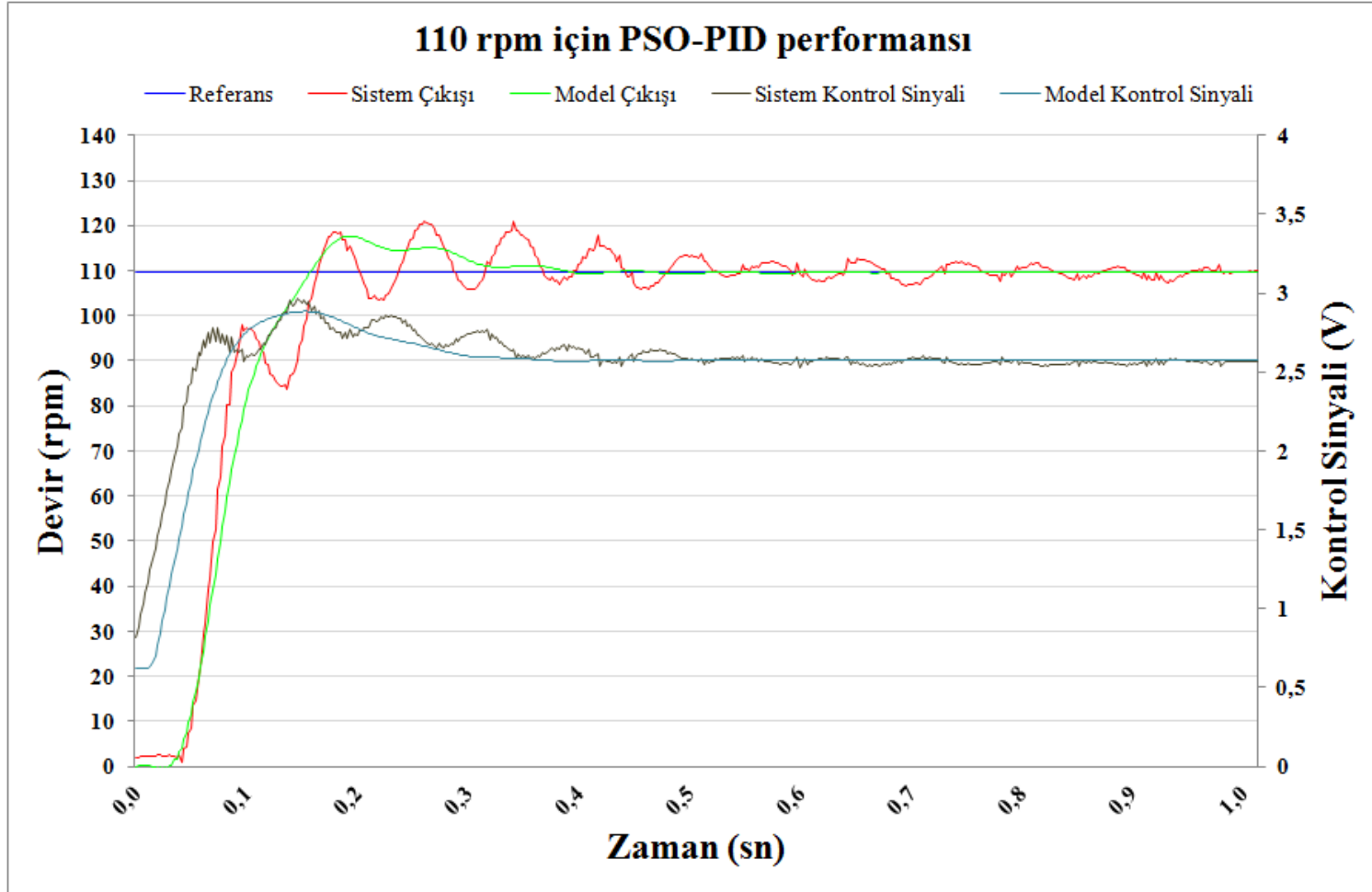


Şekil IV. 10 54 rpm referans giriş için PSO-PID'in performansı

Şekil IV.10'da görüldüğü gibi referans olarak verilen 54 rpm basamak giriş için sürekli zamanda gerçek sistem ± 6 rpm salınım ile sürekli rejimde devam etmektedir. Buna rağmen sistemin modeli çalışmanın 0.40'ıncı saniyesinde referansa oturmuştur. Sistem çıkış verileri ve modelin çıkış verileri arasındaki regrasyon değeri 0.91868 olarak hesaplanmıştır. Şekil IV.10'daki kontrol sinyalleri arasındaki benzerlik 0.30583 gibi düşük bir değerdir.

IV.2.2 110 Rpm Referans Giriş için PSO-PID'in Performansı

Sisteme referans olarak 110 rpm basamak girişi verilmiştir. Şekil IV.11'de sistem ve modelin bu referans giriş için vermiş olduğu cevaplar ve PSO-PID kontrolörün üretmiş olduğu kontrol sinyalleri verilmektedir.

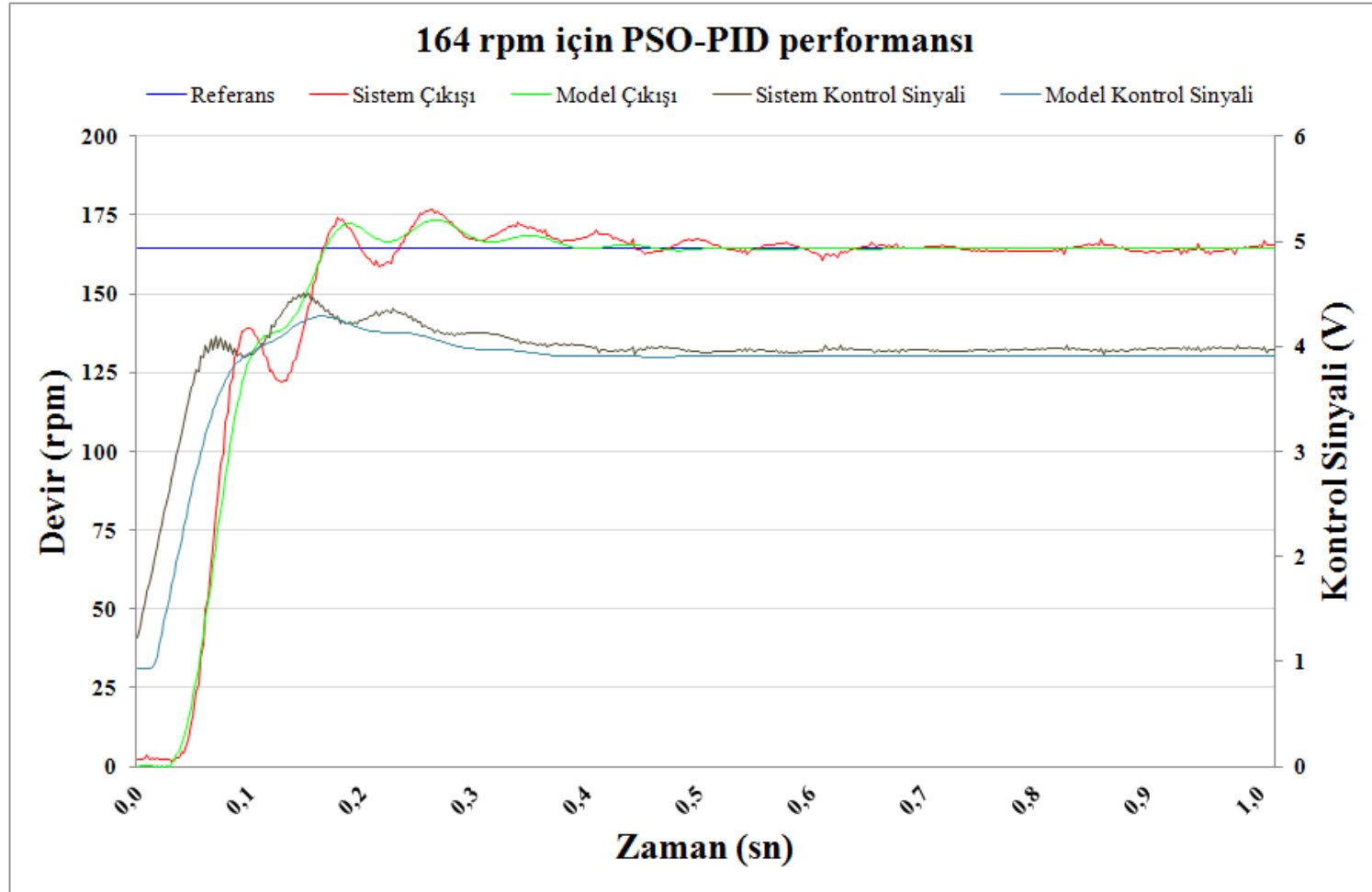


Şekil IV. 11 110 rpm referans giriş için PSO-PID'in performansı

Sistem ve model için verilmiş olan 110 rpm basamak giriş değerine karşı cevaplar arasındaki regresyon değeri 0.98112 olarak hesaplanmıştır. Sistem çıkışının referansa oturması çalışmanın 1.00'inci saniyesinde oluşur. Ancak modelin oturma zamanı çalışmanın 0.40'inci saniyesinde gerçekleşmiştir. Şekil IV.11'de gösterilmiş olan sistemdeki PSO-PID ile modeldeki PSO-PID kontrolörlerin ürettiği oldukları kontrol sinyalleri arasındaki regresyon değeri 0.93177 olarak hesaplanmıştır.

IV.2.3 164 Rpm Referans Giriş için PSO-PID'in Performansı

Sisteme referans olarak 164 rpm basamak girişi verilmiştir. Şekil IV.12'de sistem ve modelin bu referans giriş için vermiş olduğu cevaplar ve PSO-PID kontrolörün ürettiği olduğu kontrol sinyalleri verilmektedir.

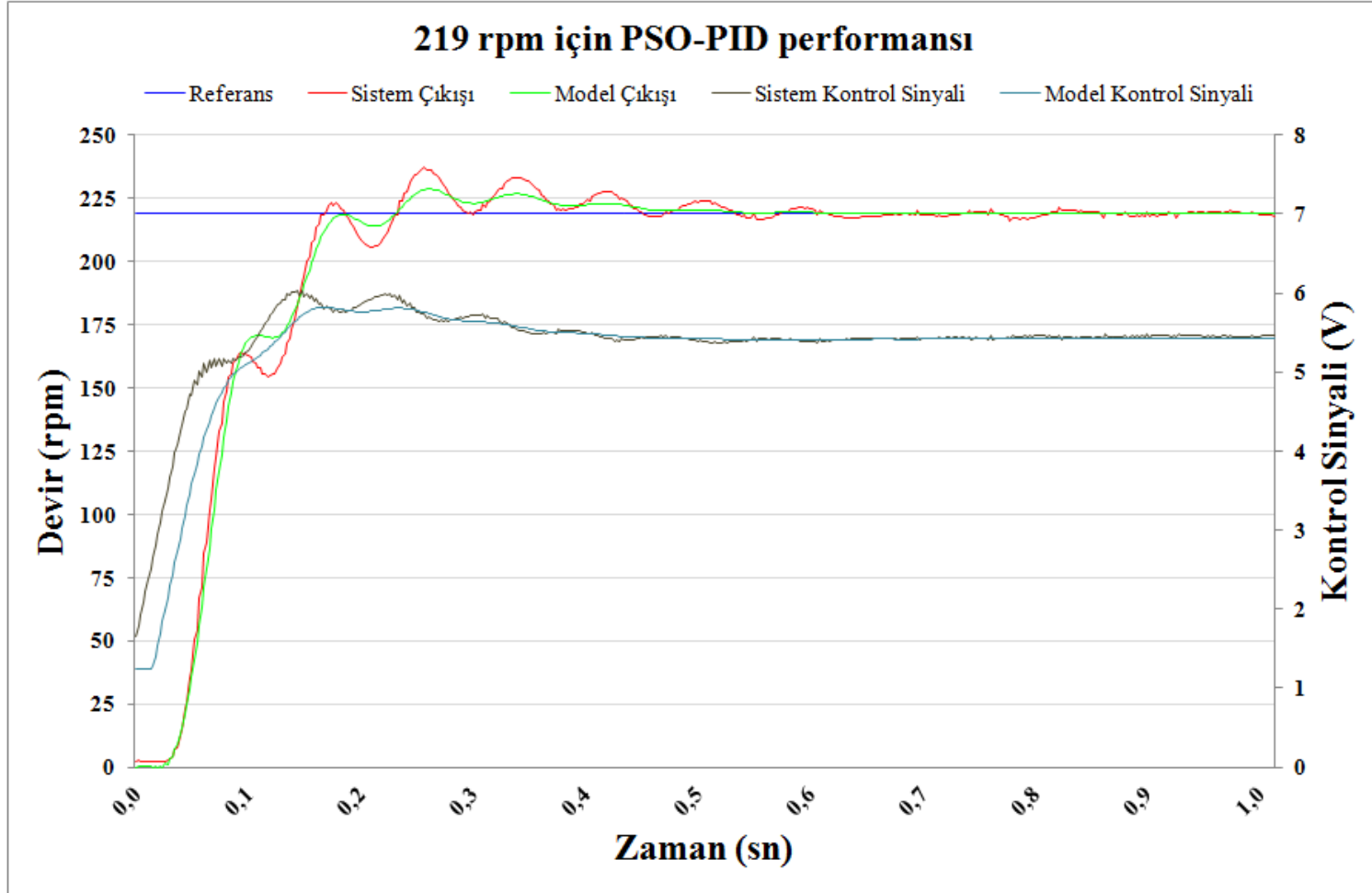


Şekil IV. 12 164 rpm referans giriş için PSO-PID'in performansı

164 rpm basamak giriş için sistem çıkışı ile model çıkışı arasındaki benzerlik oranı 0.99380 olarak hesaplanmıştır. Bu referans değeri için hem sistem çıkışı hem de model çıkışı benzer bir aşım yaptıktan sonra referans değerine farklı zamanlarda oturmuştur. Kontrol sinyalleri için hesaplanan regresyon değeri 0.95108'dir.

IV.2.4 219 Rpm Referans Giriş için PSO-PID'in Performansı

Sisteme referans olarak 219 rpm basamak girişi verilmiştir. Şekil IV.13'te sistem ve modelin bu referans giriş için vermiş olduğu cevaplar ve PSO-PID kontrolörün üretmiş olduğu kontrol sinyalleri verilmektedir.

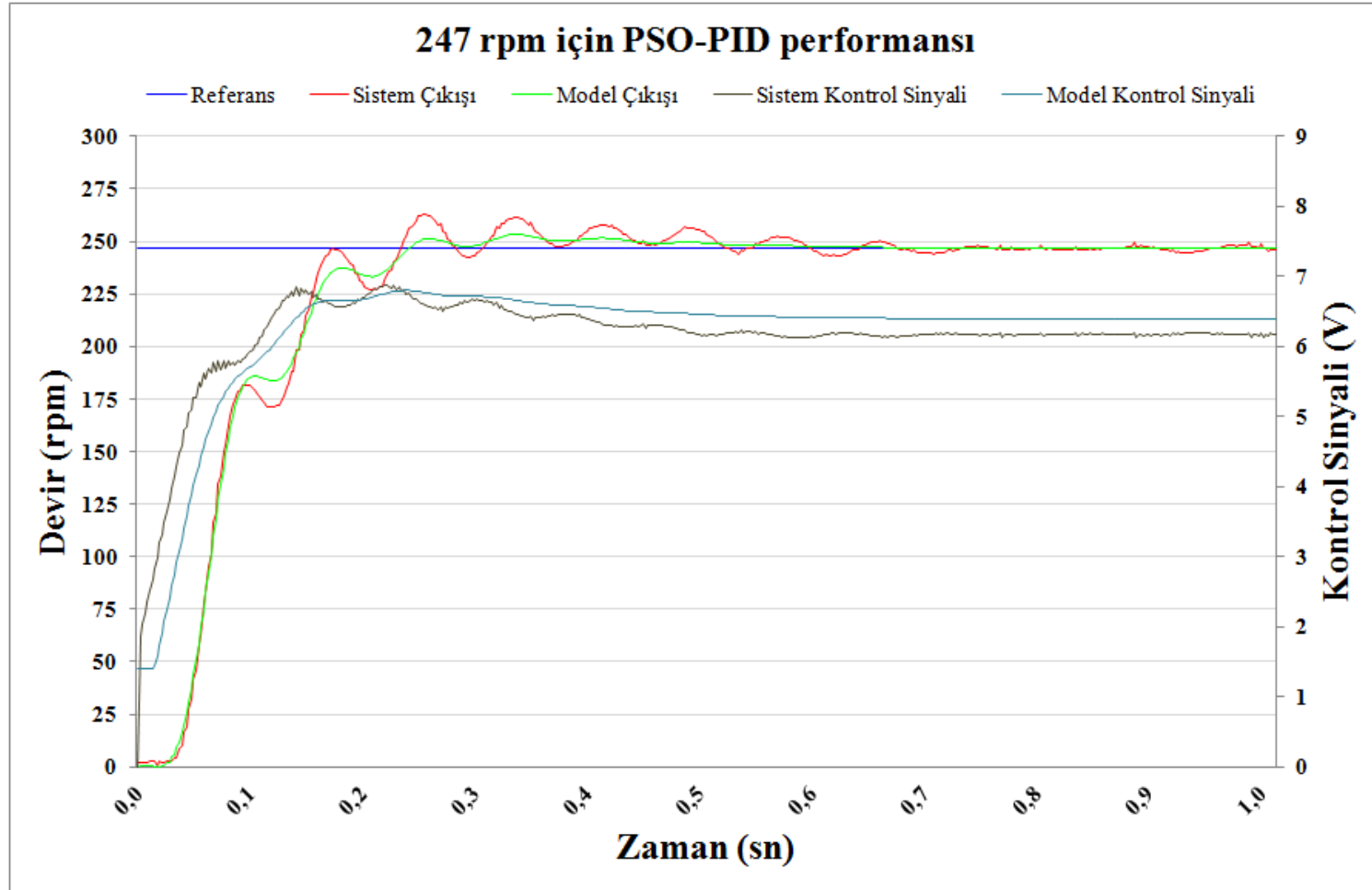


Şekil IV. 13 219 rpm referans giriş için PSO-PID'in performansı

Şekil IV.13'te görüldüğü gibi sistem çıkışı ve model çıkışı belirli bir aşım değerinden sonra referans değerine 0.69'uncu ve 0.52'inci saniyede oturmuştur. Bu referans değerinde yapılan çalışmada alınan sonuçların regresyon değeri 0.99666 olarak hesaplanmıştır. Kontrol sinyallerinin de gösterildiği şekil IV.14 incelendiğinde modeldeki PSO-PID'in ürettiği kontrol sinyali değeri sistemdeki PSO-PID'in ürettiği kontrol sinyalinin gerisinde kalmış olduğu görülmektedir. Bu deney için üretilen kontrol sinyalleri arasında 0.96245'lik bir regresyon değeri hesaplanmıştır.

IV.2.5 247 Rpm Referans Giriş için PSO-PID'in Performansı

Sisteme referans olarak 247 rpm basamak girişi verilmiştir. Şekil IV.14'te sistem ve modelin bu referans giriş için vermiş olduğu cevaplar ve PSO-PID kontrolörün üretmiş olduğu kontrol sinyalleri verilmektedir.

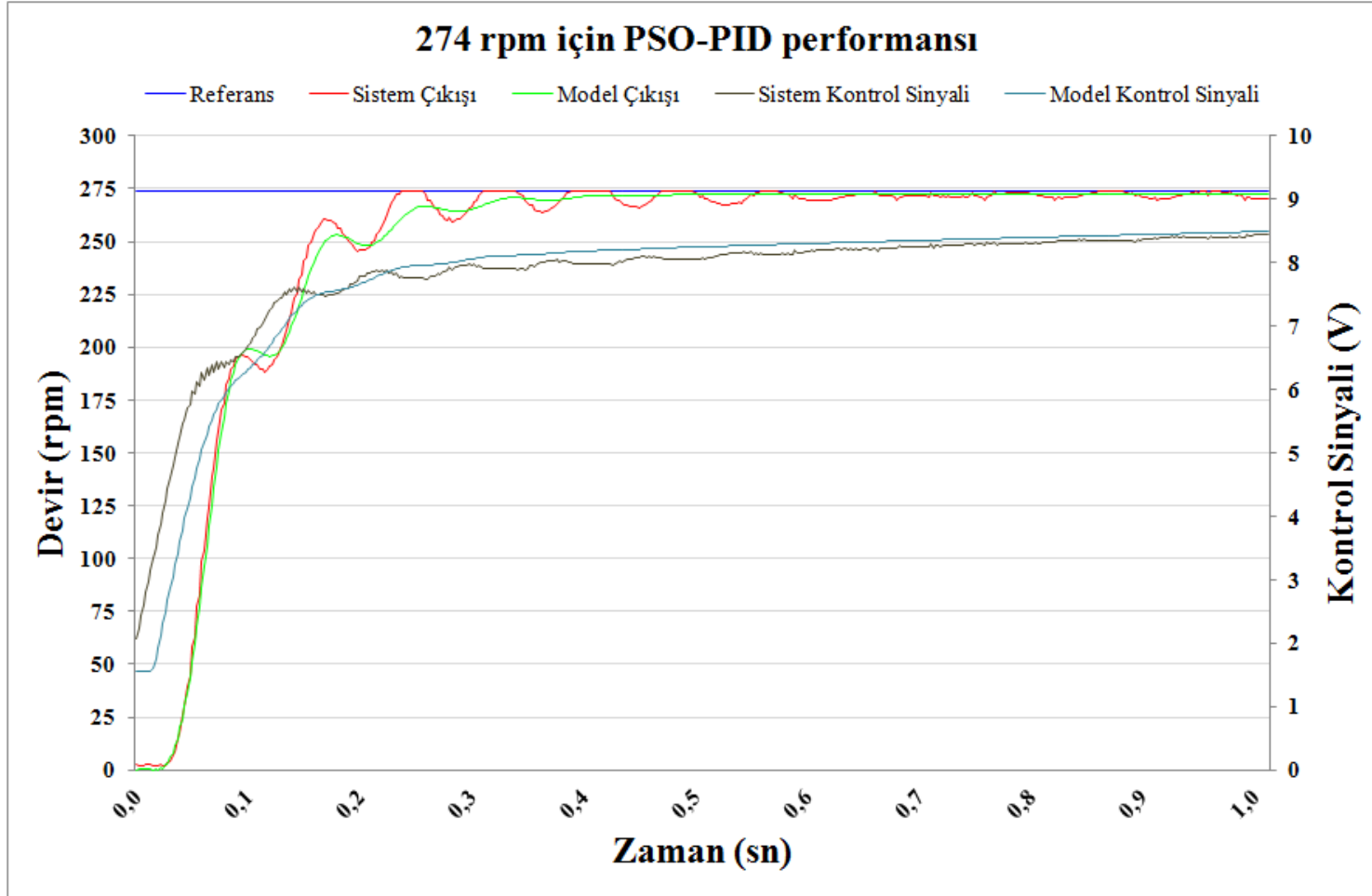


Şekil IV. 14 247 rpm referans giriş için PSO-PID'in performansı

Şekil IV.14'te görüldüğü gibi model çıkışı referansa sistem çıkışından önce oturmuştur. Sistem çıkışı ile model çıkışı arasında 0.99754'lik bir regresyon hesaplanmıştır. Bu deney için kontrolörlerin ürettiği kontrol sinyalleri arasındaki regresyon değeri 0.94447 olarak hesaplanmıştır.

IV.2.6 274 Rpm Referans Giriş için PSO-PID'in Performansı

Sisteme referans olarak 274 rpm basamak girişi verilmiştir. Şekil IV.15'te sistem ve modelin bu referans giriş için vermiş olduğu cevaplar ve PSO-PID kontrolörün üretmiş olduğu kontrol sinyalleri verilmektedir.

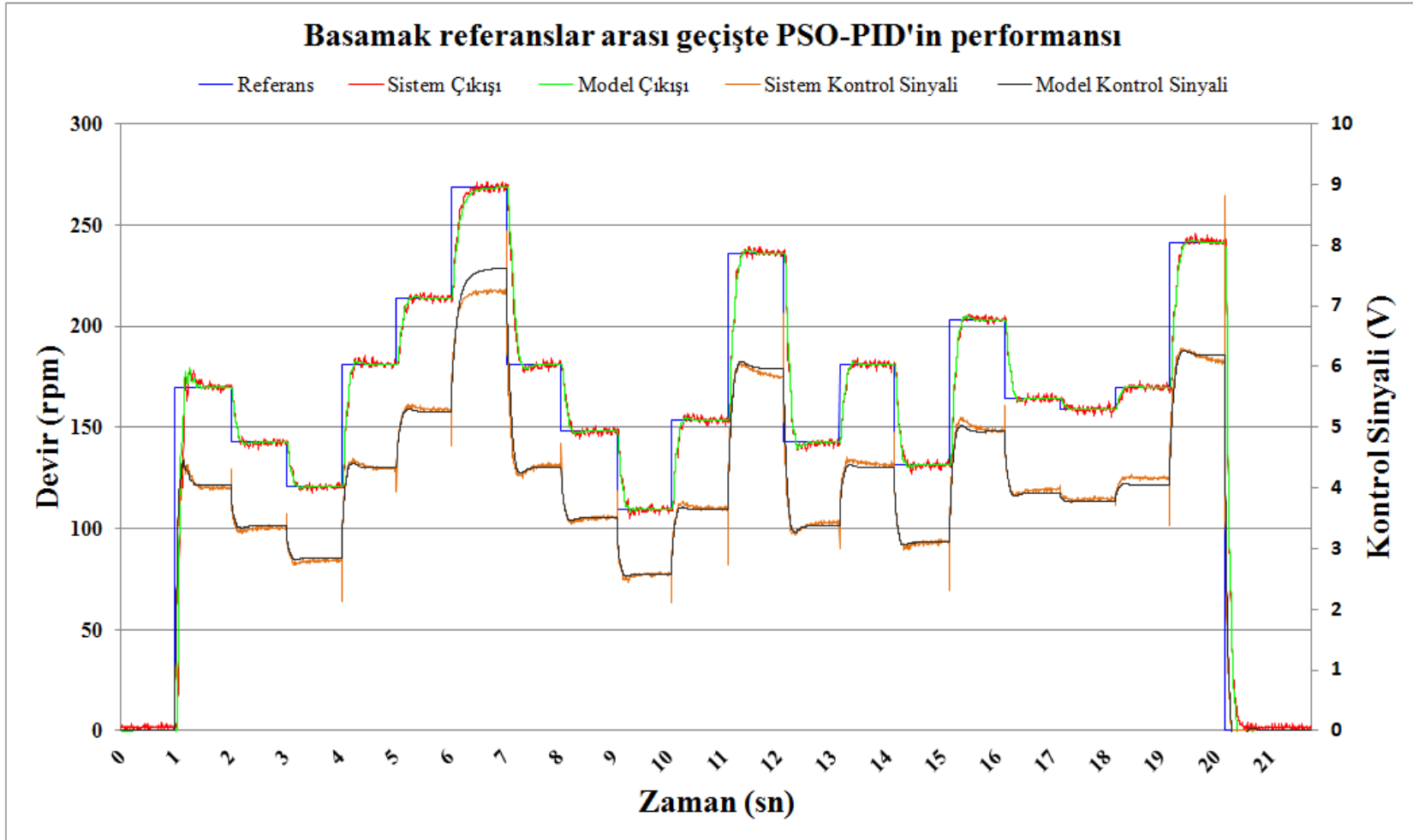


Şekil IV. 15 274 rpm referans giriş için PSO-PID'in performansı

Şekil IV.15'te görüldüğü gibi sitsem ve model üzerinde kullanılan PSO-PID'in aşırı bir şekilde referansa oturmaktadır. Sistem çıkışının referansa oturma süresi 0.70 saniye, model çıkışının referansa oturma süresi 0.30 saniyedir. Bu iki çıkış arasındaki benzerlik oranı 0.99787 gibi yüksek bir değerdir. Şekil IV.15'teki kontrol sinyalleri arasındaki regresyon değeri 0.98795 olarak hesaplanmıştır.

IV.2.7 Basamak Girişler Arası Geçişte PSO-PID'in Performansı

PSO-PID'in performansını sadece belirli basamak girişleri için incelemek yerine basamak girişler arasındaki geçişlerde de incelemek için sistem ve model 22 saniye içerisinde 21 farklı basamak giriş ardı ardına verilerek bir deney yapılmıştır. Şekil IV.16'da bu deney için verilen referans değerler ve bu referans değerlerine ulaşmak için sistem ve modelin cevapları görülmektedir. Şekil IV.16'daki basamaklar arası geçişte sistem ve modelin vermiş oldukları cevaplar arasındaki regresyon değeri 0.99954 olarak hesaplanmıştır.



Şekil IV. 16 Basamaklar arası geçişte PSO-PID'in performansı

Şekil IV.16’da sistem ve modeldeki PSO-PID kontrolörün basamaklar arası geçişte ürettiği kontrol sinyalleri gösterilmiştir. Şekil IV.16’da sistemdeki PSO-PID’in basamaklar arası geçiş anında referansın artmasında düşüşler yaptığı, referans düşmesinde ise yükselişler yaptığı görülmektedir. Kontrol sinyalleri arasındaki regresyon değeri 0.99817 olarak hesaplanmıştır.

IV.2.8 PSO-PID Kontrolörün Performans Sonuçları

Tablo III.7’de verilen PSO-PID parametreleri kullanılarak gerçek sistem ve model değişik referanslarda çalıştırılmıştır. Bu çalışmaların sonuçları çıkış süreleri, oturma süreleri ve yaptıkları maksimum aşım değerleri tablo IV.3’te verilmektedir. Tabloda ek olarak sistem ve model çıkış verileri arasındaki regresyon değerleri de verilmiştir. Tablodaki değerler incelendiğinde sistem ile model çıkışları arasındaki regresyon değeri referans değerinin artması ile bir artış göstermektedir.

Tablo IV. 3 PSO-PID kontrolörün performansı

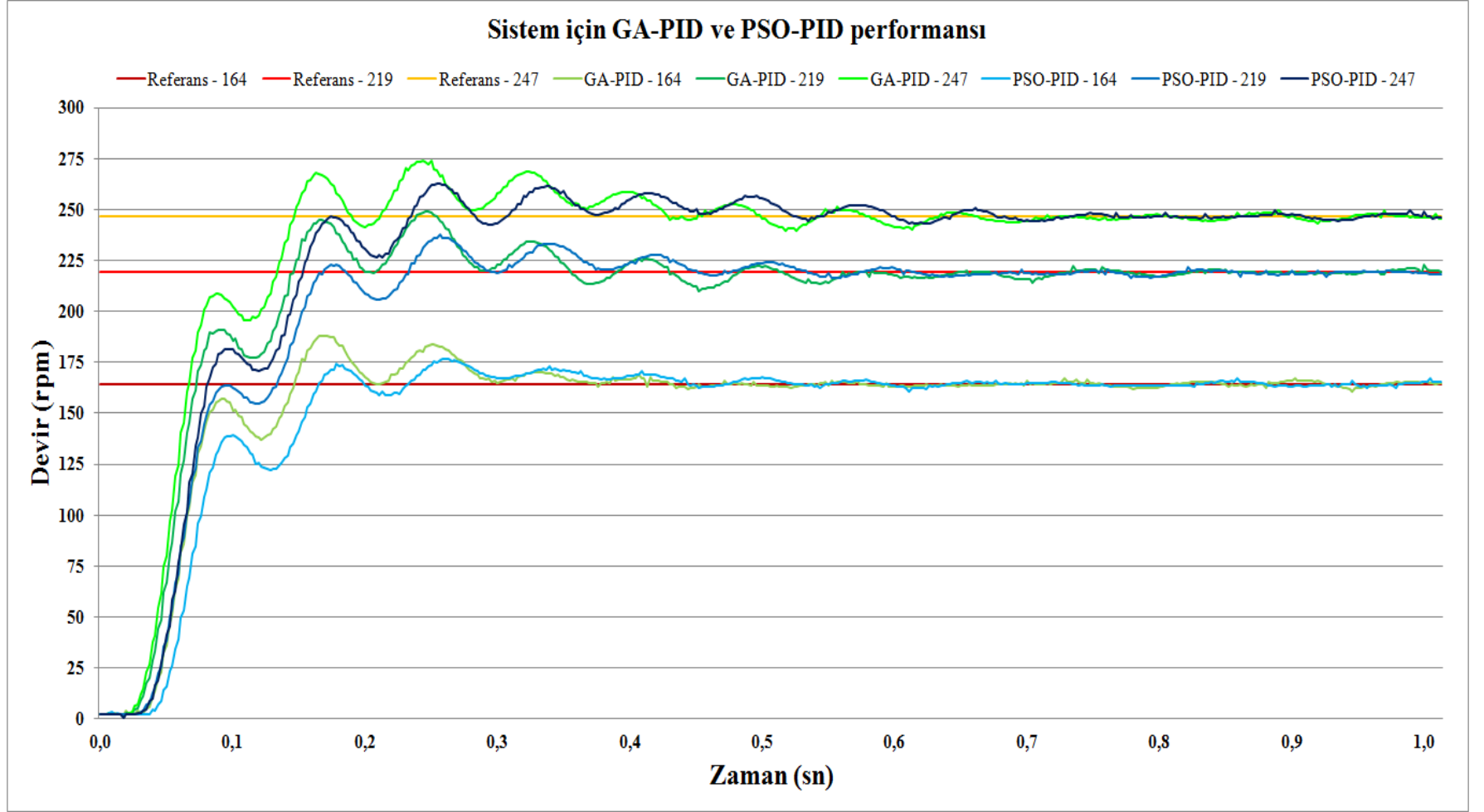
Referans (rpm)	Yükselme Zamanı (sn)		Yerleşme Zamanı (sn)		Maksimum Aşım (%)		Regrasyon
	Sistem	Model	Sistem	Model	Sistem	Model	
54	0.03847	0.08334	-	0.40	29.60	15.20	0.67950
110	0.04244	0.07693	1.00	0.40	9.92	6.93	0.98112
164	0.10257	0.10043	0.67	0.47	7.71	5.77	0.99380
219	0.10684	0.10898	0.69	0.52	8.49	4.38	0.99666
247	0.10684	0.11325	0.75	0.47	6.35	2.51	0.99754
274	0.11112	0.12180	0.70	0.30	0	0	0.99785
Referanslar arası geçiş	-	-	-	-	-	-	0.99954

Tablo IV. 4 PSO-PID kontrolörün kontrol sinyali perfonmansı

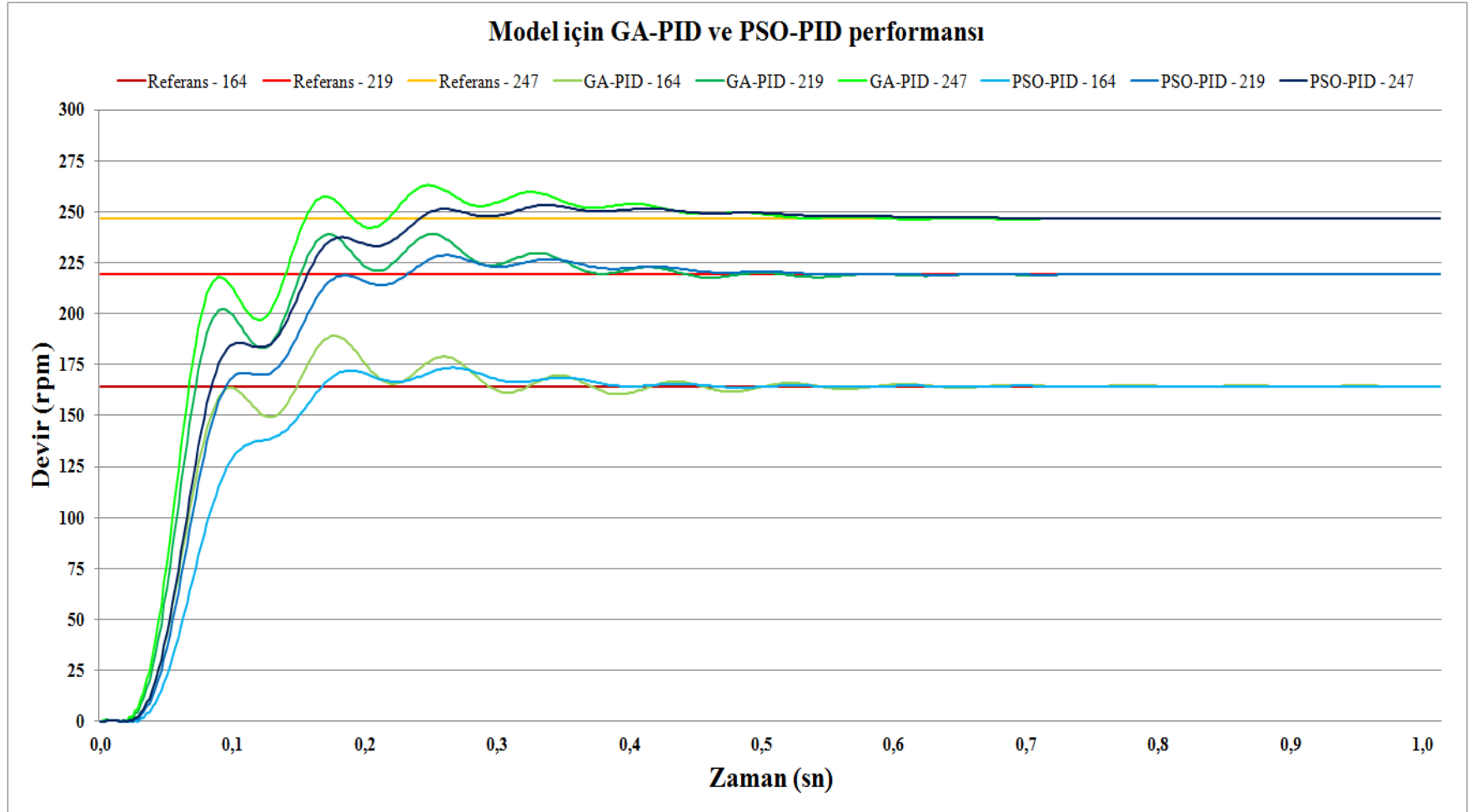
Referans (rpm)	Regrasyon
54	0.30583
110	0.93177
164	0.95108
219	0.96245
247	0.94447
274	0.98795
Referanslar arası geçiş	0.99817

IV.3 GA-PID VE PSO-PID İLE SİSTEM VE MODELİN ÇALIŞTIRILMASI

GA ve PSO ile bulunarak tablo III.7’de verilen PID kontrolör parametreleri ile kontrol edilen sistem ve modele farklı referans değerlerde basamak girişler uygulanarak elde edilen cevaplar şekil IV.17 ve şekil IV.18’de gösterilmektedir.



Şekil IV. 17 Farklı değerde basamak girişlere sistemin cevabı



Şekil IV. 18 Farklı değerde basamak girişlere modelin cevabı

Sistem ile model üzerinde GA-PID ve PSO-PID kontrolörler ile farklı referans değerindeki basamak girişler ile yapılan çalışlarda yükselme zamanı, yerleşme zamanı ve maksimum aşım kriterlerine göre tablo IV.5 elde edilmiştir.

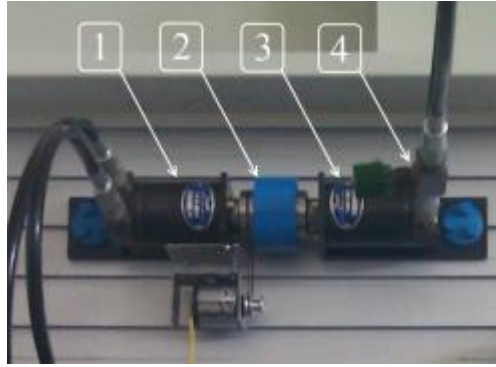
Tablo IV. 5 Sistem ve modelin GA-PID VE PSO-PID çalıştırılması

Referans (rpm)		Yükselme Zamanı		Yerleşme Zamanı		Maksimum Aşım	
		Sistem	Model	Sistem	Model	Sistem	Model
164	GA-PID	0.04060	0.04273	0.52	0.52	14.70	15.30
	PSO-PID	0.10257	0.10043	0.67	0.47	7.71	5.77
219	GA-PID	0.09616	0.10043	0.86	0.45	13.60	9.14
	PSO-PID	0.10684	0.10898	0.69	0.52	8.49	4.38
247	GA-PID	0.09830	0.10257	0.73	0.52	10.90	6.45
	PSO-PID	0.10684	0.11325	0.75	0.47	6.35	2.51

Şekil IV.17 ve şekil IV.18’den yararlanılarak oluşturulan tablo IV.5’deki veriler incelendiğinde yükselme zamanı kriterine göre GA-PID kontrolörün PSO-PID kontrolörden daha iyi sonuç verdiği görülmektedir. Bu kriter için sistem ile model karşılaştırıldığında sistemin modelden daha iyi sonuçlar verdiği de görülmektedir. Yerleşme zamanı kriterine göre hem kontrolörler arası hem de sistem ve model arasında kıyaslama yapılabilecek bir istikrar bulunmamaktadır. Maksimum aşım kriterine göre PSO-PID kontrolörün GA-PID kontrolörden daha iyi sonuç verdiği görülmektedir. Sistem ve model arasında bu kritere göre yapılan karşılaştırmada modelin sistemden daha iyi sonuçlar verdiği, 164 rpm deneyindeki GA-PID deneyi hariç, görülmektedir.

IV.4 SİSTEMİN YÜKLÜ ÇALIŞTIRILMASI

Sistemin gerçek zamanlı kontrolü için geliştirilen kontrol yazılımı ile sistem açık çevrim çalıştırılması dışında yüklü olarak da çalıştırılmıştır. Bunun için sisteme donanımsal olarak ilaveler yapılmıştır. Şekil IV.19’da sisteme ilave edilen donanımlar gösterilmiştir. Şekil IV.19’da görüldüğü gibi ikinci bir hidrolik motor (3) sistemdeki hidrolik motora yük olarak bir kaplin (2) aracılığı ile bağlanmıştır. Yük motoru olarak adlandıracağımız ikinci hidrolik motorun uçları birbirine bağlı durumdadır. Sistemdeki yük miktarını ayarlamak için yük motorundaki bağlantı uçları arasına tek yönlü kısma valfi (4) bağlanmıştır.

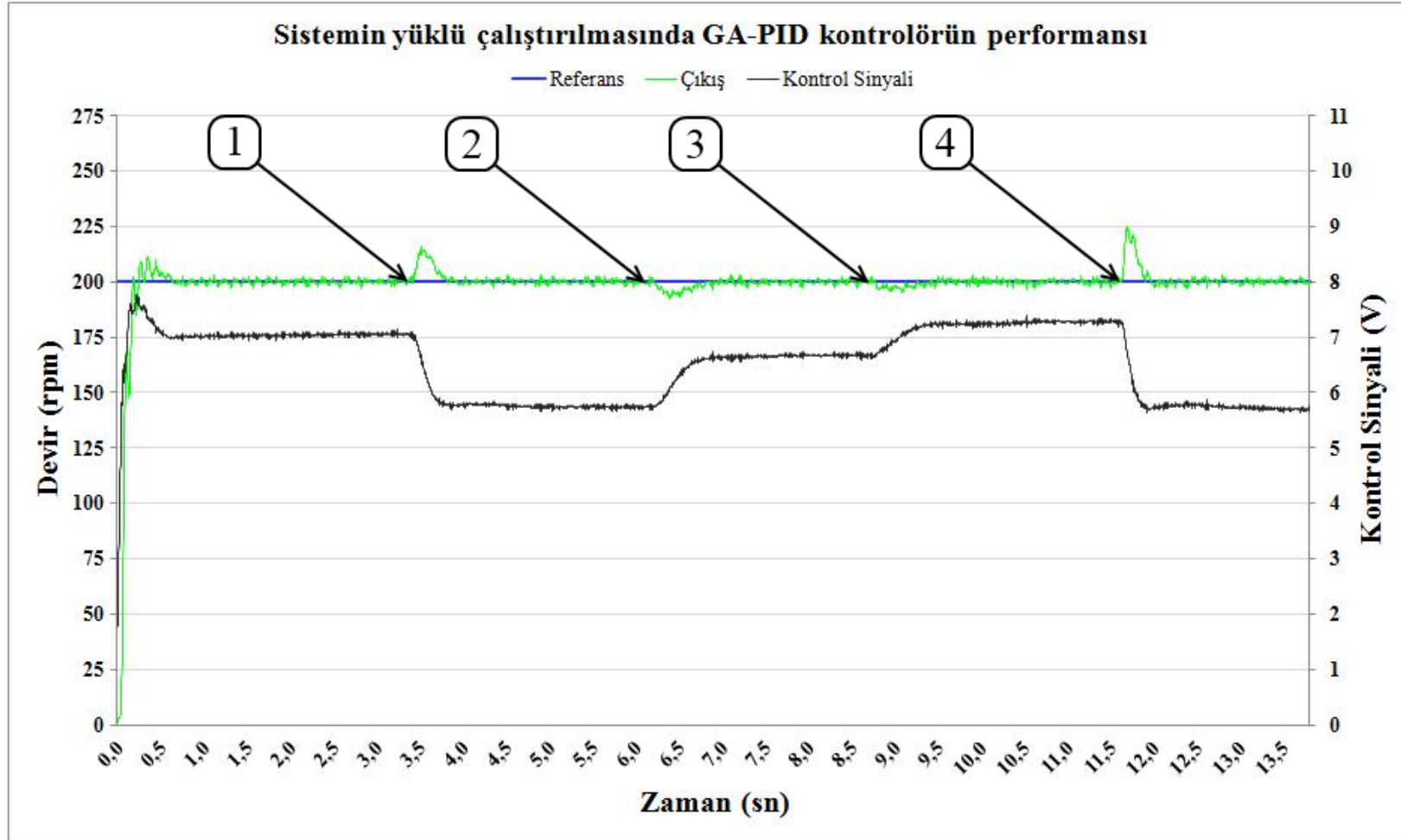


Şekil IV. 19 Sistemin yüklü donanımı

Sistemdeki kısma valfi manuel olarak ayarlandığı için yapılan deneylerde sistemin yük miktarı ile ilgili bir bilgi verilemeyecektir.

IV.4.1 GA-PID Kontrolör ile Sistemin Yüklü Çalıştırılması

Bu deney için sistem GA-PID kontrolör ile belirli bir yük altında çalıştırılmıştır. Daha sonra yük motoruna bağlı olan kısma valfi kullanılarak sistemdeki yük miktarı değiştirilmiş ve sistemin davranışı incelenmiştir. Şekil IV.20’de 200 rpm basamak girişi için yüklü sistemin GA-PID ile kontrolü sırasında yük miktarındaki değişime bağlı olarak sistem çıkışı ve kontrol sinyalindeki değişim gösterilmiştir.



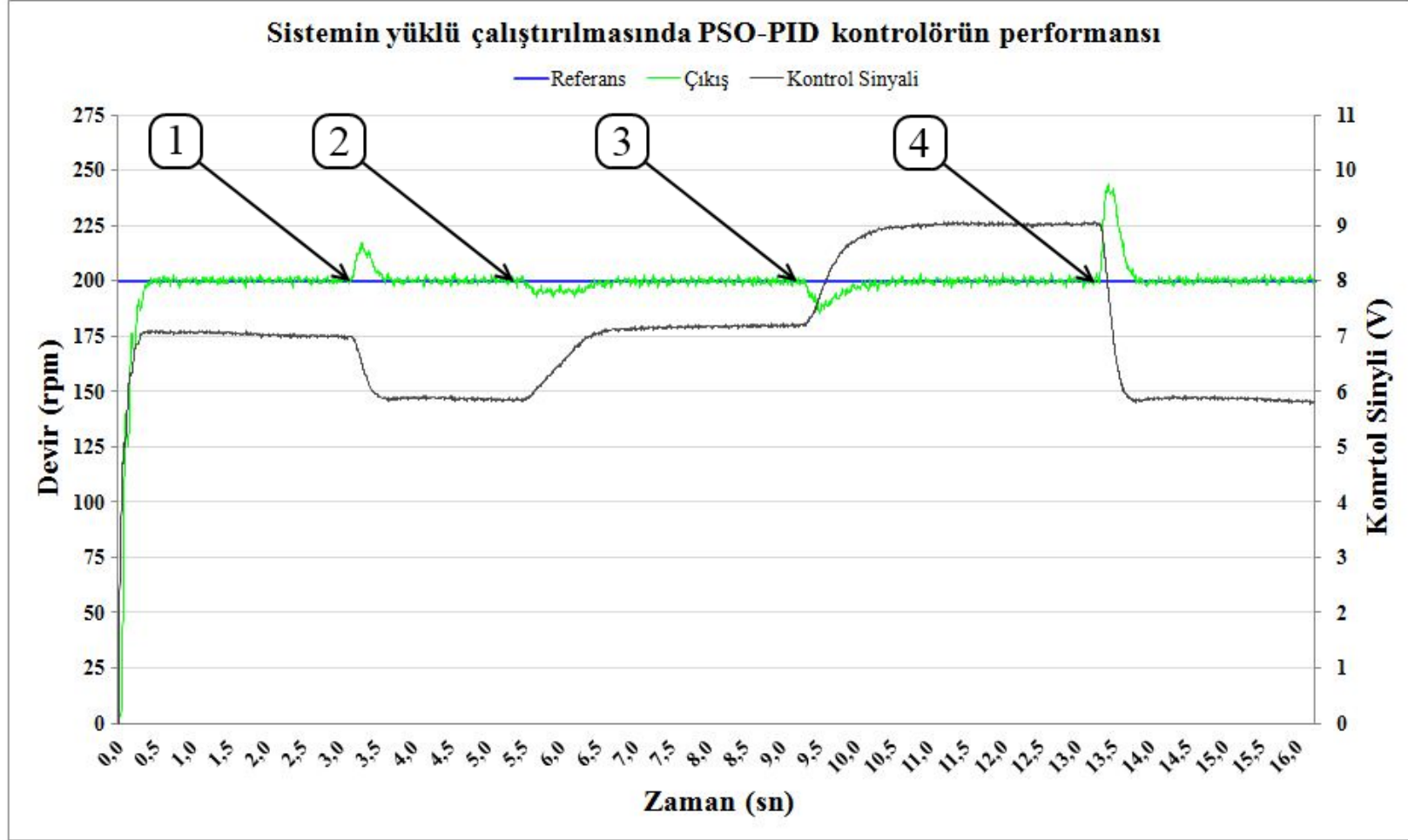
Şekil IV. 20 Sistemin GA-PID ile yüklü çalıştırılması

Şekil IV.20’de sistem belirli bir yük altında çalıştırılmıştır. Kontrolör sistemi referansa belirli bir aşım yaptırdıktan sonra yerleştirebilmiştir. Daha sonra sistemdeki kısma valfi tamamen açılarak (1) sistem yüksüz konuma getirilmiştir. Yüksüz konuma getirilen sistemi tekrar referansa yerleştirmek için kontrolörün üreteceği kontrol sinyalini de düşmüştür. Sistem referansa yerleştikten sonra yüklenmiştir (2). Kontrolör bu yüklenme karşısında ürettiği kontrol sinyalini arttırarak sistemi tekrar referas yerleştirmiştir. Kısma valfi ilk yüklemeye (2) oranla biraz daha kısılarak yük miktarı arttırılmıştır (3). Çalışmanın devamında GA-PID kontrolör sistemi referans yerleştirdikten sonra sistemdeki yük miktarı kısma valfi tamamen açılarak kaldırılmıştır (4). Deney GA-PID kontrolörün sistemi istenilen referansa yerleştirilmesi ile sonlandırılmıştır.

IV.4.2 PSO-PID Kontrolör ile Sistemin Yüklü Çalıştırılması

Sistemin yüklü çalıştırılması deneylerinden ikincisi sistemin PSO-PID kontrolör ile 200 rpm referansta yapılmıştır. Şekil IV.21’de 200 rpm basamak giriş için belirli bir yük ile çalıştırılan sistemin yük mıtardaki değışime bağılı olarak sistem çıkışı ve kontrol sinyalindeki değışim gösterilmiştir.

Şekil IV.21’de sistem belirli bir yük altında çalıştırılmıştır. PSO-PID kontrolör sistemi aşımsız bir şekilde referansa yerleştirmiştir. Daha sonra sistemdeki kısma valfi tamamen açılarak (1) sistem yüksüz konuma getirilmiştir. Sistem çıkışındaki ani yükseliş kontrolör 0.5 saniye gibi bir sürede gidererek sistemi tekrar referansa getirmiştir. Sistem referansta iken sistemdeki kısma valfi ile belirli bir oranda yüklenmiştir (2). Sistemin yüklenmesi ile kontrolörün sistemi referansa getirmesi için ürettiği kontrol sinyalide artmıştır. Kısma valfi ilk yüklemeye (2) oranla biraz daha kısılarak yük miktarı arttırılmıştır (3). Kontrolörün sistemi referansa getirmesi için üreteceği kontrol sinyali de ilk yükleme sırasındaki kontrol sinyalinden daha fazla olmuştur. Çalışmanın devamında PSO-PID kontrolör sistemi referans yerleştirdikten sonra sistemdeki yük miktarı kısma valfi tamamen açılarak kaldırılmıştır (4). Bu deney PSO-PID kontrolörün sistemi istenilen referansa yerleştirilmesi ile sonlandırılmıştır.



Şekil IV. 21 Sistemin PSO-PID ile yüklü çalıştırılması

BÖLÜM V

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında hidrolik eğitim setinin üzerinde bulunan hidrolik motorun sisteminin YSA ile dinamik modellenmesi çıkartılması, GA ve PSO kullanılarak sistemin kontrol algoritması olan PID'in parametrelerinin belirlenmesi, elde edilen parametreler ile oluşturulan GA-PID ve PSO-PID ile sistem ve modelin farklı referanslarda çalıştırılarak karşılaştırılması verilmiştir. Ayrıca basamak girişler arası geçişte kontrolörlerin performansları da incelenmiştir. Bu bölümde yapılan tez çalışması hakkında sonuçları verilerek sonraki çalışmalar için önerilerde bulunulmuştur.

Hidrolik güç kaynağı, servo hidrolik valf ve hidrolik motordan oluşan sistemin modellenmesi için YSA kullanılmıştır. Sistemin gerçek zamanlı kontrolü için geliştirilen kontrol yazılımı ile sisteme rastgele kontrol değerleri gönderilmiştir. Bu kontrol değerlerine karşı sistemin vermiş olduğu cevaplar YSA için giriş-çıkış veri seti haline getirilmiştir. Sistemin YSA modeline önceki modlarının da eklenmesi için seri-paralel ileri tip modelleme yöntemi seçilmiştir. Sistem modelinin belirlenmesi için farklı nöron sayılarında ve farklı geçmiş mod sayılarından deneyler yapılarak model çıkışı ile sistem çıkışı arasındaki regresyon değerleri hesaplanmıştır. Hesaplanan regresyon değerlerinden 1'e en yakın olan model sistemin dinamik modeli olarak seçilmiştir.

Sistemin ve modeli kontrolü PID kontrolör ile sağlanmıştır. PID kontrolörün parametrelerinin optimal değerleri GA ve PSO yöntemleri ile bulunmuştur. Bulunan bu değerler ile GA-PID ve PSO-PID kontrolörleri elde edilmiştir.

Sistem ve model GA-PID ve PSO-PID ile farklı referans değerlerinde ve ardı ardına verilen basamak girişlerde çalıştırılarak bu deneylerin sonuçları incelenmiştir. Ayrıca sistem GA-PID ve PSO-PID kontrolörler ile belirli referans değerinde yüklü çalıştırılmış daha sonra yük miktarı değiştirilmiştir. Sistemdeki yük miktarının değişimi karşısında GA-PID ve PSO-PID kontrolörlerinin sistem üzerindeki etkileri de incelenmiştir.

Yapılan bu tez çalışmasında sistemin modellenmesi YSA ile çıkarılmış, sistemin ve modelin kontrolü için PID kontrolör kullanılmış ve kontrolörün parametreleri optimal değerleri GA ve PSO yöntemleri kullanılarak bulunmuştur. YSA modelin çıkartılması sırasında 30 gizli katmanlı ve giriş çıkış verilerinin 20 adet geçmiş modları alınmıştır. GA ile PID parametrelerinin optimal değerlerinin bulunmasında algoritmanın parametreleri olarak tablo III.3'te verilen değerler kullanılmıştır. PSO ile PID parametrelerinin optimal değerlerinin bulunması için kullanılan PSO parametreleri tablo III.5'te verilmiştir.

Yapılan bu çalışmaya ilave olarak yapılacak bazı ekler, ileriki çalışmalarda daha verimli sonuç alınmasını sağlayabilir. Bunlar;

Sistemin YSA modelinin çıkartılması sırasındaki kullanılacak gizli katman nöron sayısı ve giriş çıkış verilerinin kullanılacak geçmiş modlarının sayısının farklı değerlerde alınarak farklı modeller oluşturulabilir.

GA ile PID parametrelerinin optimal değerlerinin bulunması için kullanılan algoritma parametreleri değiştirilerek farklı sonuçlar elde edilebilir.

PSO ile PID parametrelerinin optimal değerlerinin bulunması için kullanılan PSO parametreleri değiştirilerek farklı sonuçların elde edilebilir. Elde edilen farklı sonuçlardan en iyileri PID parametreleri olarak seçilebilir.

Daha çok doğrusal olmayan sistemlerin kontrolünde kullanılan FLC kontrolörün bu sistem için kullanılması daha iyi sonuçlar verebilir. Bu kontrolörün parametrelerinin belirlenmesinde PSO gibi algoritmalar kullanılarak daha iyi sonuçlar alınabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Finney, J. M.; Pennigton A.; Bloor M. S.; Gill G. S.: "A pole- Assignment Controller for an Electrohydraulic Cylinder Drive", *Jornel of Dynamic System Measurement and Control*, 107 (1985) 145-150.
- [2] Edge, K. A.; Figueredo, K. R. A.: "An Adaptively Controlled Elektrohydraulic Servo-Mechanism. Part1: Adaptive Controller Design", *Proc.Instn. Mech.Engrs.*, 201 (1987) 81-87.
- [3] Kutlu, K.; Kuzucu, A.; Dinibütün, A. T.: "Hidrolik Bir Sistemin Mikroişlemciyle Konum Kontrolü", *Makine Teorisi Sempozyumu*, Foça – İzmir, (1988) 117-137.
- [4] Watton, J.: "A Digital Compensator Design For Electrohydraulic Single Rod Cylinder Position Control Systems", *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, 112 (1990) 403-409.
- [5] Kutlu, K.; Güner, H.: "Comparision of Digital PD and Fuzzy Control Theory on A Hydraulic Servosystem", *IFAC-Symposium on Design Methods of Control Systems*, Zurich Switzerland, 1 1 (1991) 159-162.
- [6] Shichang, Z.; Xingmin, C.; Yuwan, C.: "Optimal Control of Speed Conversion of a Valve Controlled Cylinder Systems", *Journal of Dynamic System Measurement and Control*, 112 (1991) 691-695.
- [7] Koç, E.; Özdemir, B.: "Hidrolik Yön Kontrol Valflerinde Akış Kaybı" , *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 1 1 (1995) 53-58.
- [8] İstif, İ.; Kutlu, K.: "Elektro Hidrolik Bir Servosistemin PD Kontrolü", *Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu*, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, (1995) 509-516.
- [9] Le, T.T.; Watton, J.; Pham, D.T.: "An Artificial Neural Network Based Approach To Fault Diagnosis And Classification Of Fluid Power System", *Proc.Instn.Mech.Engrs*, 1 211 (1997) 307-317.
- [10] Bercan, M.R.; Kuzucu, A.; Kutlu, K.: "Hidrolik Konum Kontrol Sistemlerinin Gerçeğe Yakın Benzetimi.", *Tr. J. of Engineering and Environmental Sciences* © TÜBİTAK, 22 (1998) 125-130.

- [11] Schidl, R.; Manhartsguber, B.: "On The Dynamic Behavior Of Servohydraulic Applied To Hydraulic Drivers", *Nonlinear Dynamics*, 17, (1998) 247-268.
- [12] Kremer, G. G.: "Improved Methods For Robust Stability Analysis Of Nonlinear Hydraulic Control System : A Bifurcation Based Prosedure", *Ph.D. Universty of Cincinnati*, (1998).
- [13] Kutlu, K.; Büyüksavcı, M.: "Hidrolik Bir Servo Sistemin Kayan Rejimli Konum Kontrolü", *I. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi Ve Sergisi*, (1999) 335-340.
- [14] Alleyne, A.; Liu, R.: "On The Limitations Of Force Tracking Control For Hydraulic Servosystems", *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, 121 (1999) 184-190.
- [15] Detieck, E.: "A Fuzzy Self-Learning Position Control Of Hydraulic Drive", *Cybernetics and System : An International Journal*, 3 (2000) 821-836.
- [16] Liu, G. P.; Daley, S.: "Optimal-Tuning Nonlinear PID Control Of Hydraulic Systems", *Control Engineering Practice*, 8 (2000) 1045-1053.
- [17] Eryılmaz, B.; Wilson, B. H.: "Combining Leakage of Hydraulic Servovalve Model", *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, 122 (2000) 576-579.
- [18] Jones, E.; Dopson, A.; Roskilly, A.P.: "Design Of A Reduced-Rule Self Organizing Fuzzy Logic Controller For Water Hydraulic Applications", *Proc. Instn.Mech.Engrs.*, 214 (2000) 371-381.
- [19] İstif, İ.; Kutlu, K.; Sağırılı, A.: "Servovalf Kontrollü Bir Hidrolik Motor 81 Sisteminin Modellenmesi Ve Konum Kontrolü", *10. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu*. Selçuk Üniversitesi, (2001) 451-458.
- [20] Şen, Z. "Bulanık Mantık Ve Modelleme İlkeleri", *Bilge Yayıncılık*, İstanbul, (2001).
- [21] Akkaya, A.V.; Çetin, S.: "Doğrusal Bir Hidrolik Hareketlendirici Sistemin Bulanık Mantık Yaklaşımıyla Konum Kontrolü", *III. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi Ve Sergisi*, (2003) 81-87.
- [22] Batu, U.; Gürcan, M.B.; Balkan, T.: "Hidrolik Servo Valflerin Dinamik Modelleri Ve Performans Testleri", *III. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi Ve Sergisi*, (2003) 15-26.

- [23] Şengirgin, M.: "Elektrohidrolik Valf Denetimli Motor Sisteminde Açısal Hız Denetimi", *III. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi Ve Sergisi*, (2003) 391-399.
- [24] Köktürk, Ö.; Sarı, İ.; Balkan, T.: "Hidrolik Bir Servovalf-Silindir Sisteminin Gerçek Zamanlı Denetimi", *IV. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi Ve Sergisi*, (2005) 65-77.
- [25] Poley, R.: "DSP Control of Electro-Hydraulic Servo Actuators", *Texas Instrument Application Report Spraa 76 - January*, (2005).
- [26] Doğan, H.: "Hidrolik Asansörler ve Tasarımı", *Yüksek Lisans Tezi*, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü (2006).
- [27] Haydim, M.: "Elektro Hidrolik Servo Sistemlerde Bulanık Mantık Yaklaşımıyla Konum Kontrolü", *Yüksek Lisans Tezi*, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü (2006).
- [28] Demetgül, M.; Yazıcıoğlu, O.: "Çift Etkili Silindirin Servo Valfle Konum Kontrolünün Modellenmesi.", *Marmara Üniversitesi Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi 2*, (2007) 43-48.
- [29] Beykont, C.: "Bir Hidrolik Robotun Kinematik Kompanzasyonu ve Yapay Sinirsel Ağ İle İleri Beslemeli Bulanık Kontrolü", *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü (2007).
- [30] Aktaş, H.: "Hidrolik Sistemlerde Sistem Parametrelerini", *Yüksek Lisans Tezi*, Mustafa Kemal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü (2007).
- [31] Çelebi, M.: "Hidrolik Güç Kumanda Sistemlerinin İncelenmesi", *Yüksek Lisans Tezi*, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü (2007).
- [32] Taşkan, O.: "Hidrolik Motor Sisteminin Konum Kontrolü", *Yüksek Lisans Tezi*, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü (2007).
- [33] Li, S.; Song, Y.: "Dynamic Response Of A Hydraulic Servo-Valve Torque Motor With Magnetic Fluids", *Mechatronics*, 17 (2007) 442-447.
- [34] Başaran, S.; Balkan, T.: "Hidrolik Vinç Test Sistemi Tasarımı", *V. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi Ve Sergisi*, (2008) 257-264.
- [35] Çalışkan, H.; Balkan, T. ; Platin, B.E.; Demirer, S.: "Değişken Devirli Pompa İle Servo Hidrolik Konum Kontrolü", *V. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi Ve Sergisi*, (2008) 359-375.
- [36] Pancar, Y.; Ergür, H. S.: "Hidrolik Devrelerde Arıza Analizi", *V. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi Ve Sergisi*, (2008) 331-341.

- [37] Bahadır, Ç.: "Servo Elektronik Valfler ile Hidrolik Asansörde Hız Kontrolü", *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi (2008).
- [38] Chen C.; Liu, L.; Cheng, C.; George, T.; Chiu, C.: "Fuzzy Controller Design For Synchronous Motion İn A Dual-Cylinder Electro-Hydraulic System", *Control Engineering Practice*, 16 (2008) 658-673.
- [39] Elbayomy, M.K.; Zongxia, J.; Huaqing, Z.: "PID Controller Optimization by GA and Its Performances on the Electro-hydraulic Servo Control System", *Chinese Journal of Aeronautics*, 21 (2008) 378-384.
- [40] Kalyoncu, M.; Haydim, M.: "Mathematical Modelling And Fuzzy Logic Based Position Control Of An Electrohydraulic Servosystem With İnternal Leakage", *Mechatronics*, 19 (2009) 847-858.
- [41] Ünal, M.;Erdal, H.;Topuz, V.: "Trajectory Tracking Performance Comparison Between Genetic Algorithm And Ant Colony Optimization For PID Controller Tuning On Pressure Process", *Computer Application in Engineering Education*. (2010) .
- [42] Koçe, H., Ünüvar, A.; Ersoyoğlu, A. S.: "Bilgisayar Destekli Hidrolik Mobil Vinç Tasarım, Analiz Ve Optimizasyonu", *VI. Ulusal Tasarım İmalat ve Analiz Kongresi*, Balıkesir, (2010) 290-302.
- [43] Yongming, B.; Xinming, X.; Lijing, Z.: "Variable Frequency Hydraulic Speed Control System Based on CAN Open", *2nd International Conference on Education Technology and Computer*, (2010) 264-268.
- [44] Xingyuan, Z.; Songjing, L.; Jixiao, L.: "Parameter Identification Of A Hydraulic Servo-Valve Torque Motor With Magnetic Fluids Based On Dynamic Characteristics", *IEEE 978-1-4244-6044-1/10*, (2010) 954-957.
- [45] Yang, Y.; Guglielmino, E.; Dai, J.S.; Boaventura, T.; Caldwell, D.G.: "Modeling of A Novel 3-Way Rotary Type Electrohydraulic Valve", *IEEE International Conference on Information and Automation*, (2010) 1463-1468.
- [46] Kılınç, A.; Kapucu, S.: "Hidrolik Silindir İle Sürülen Asılı Yüklerin Salınım Kontrolü", *VI. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi Ve Sergisi*, (2011) 75-83.
- [47] Kamlı Kocabıyık, Z.; Erzan Topçu, E.; Yüksel, İ.: "Bir Plastik Enjeksiyon Makinesinin Hidrolik Sisteminde Değişken Hız Denetimli

Motor Kullanımının Enerji Verimi Açısından Kuramsal İncelenmesi", *VI. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi Ve Sergisi*, (2011) 25-33.

- [48] Erzan Topçu, E.; Şengirgin, M.; Yüksel, İ.: "Servovalf Kumandalı Elektrohidrolik Bir Konum Denetim Sisteminde Karşı Yükün Etkisinin İncelenmesi", *VI. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi Ve Sergisi*, (2011) 101-107.
- [49] Dasgupta, K.; Murrenhoff, H.: "Modelling And Dynamics Of A Servo-Valve Controlled Hydraulic Motor By Bondgraph", *Mechanism and Machine Theory*, 45 (2011) 1016-1035.
- [50] Tanga, R.; Zhangba, Q.: "Dynamic Sliding Mode Control Scheme for Electro-Hydraulic Position Servo System", *Procedia*, (2011) 28-32.
- [51] Ming, X.; Jing, N.; Guojin, C.: "Variable-Load Simulation Of Energy Regulation Based Variable-Speed Electrohydraulic Drive System", *2011 Third International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation*, (2011) 1100-1104.
- [52] Lee, L.W.; Li, I.H.: "The Positioning control of an Electro-Hydraulic Variable Rotational Speed Pump-Controlled System Using Adaptive Fuzzy Controller with Self-tuning Fuzzy Sliding Mode Compensation", *IEEE International Conference on Fuzzy Systems*, (2011) 543-548.
- [53] Kong, A.C.; Zhang, X.; Hao, L.: "Simulation Study on Constant Speed Output Control of Fixed Displacement Pump-Variable Displacement Motor Hydraulic System", *IEEE* 978-1-4244-8452-2/11, (2011) 276-281.
- [54] Wang, X.; Lib, J.; Shao, J.: "Research on the Key Technique of Continuous Rotary Electro-hydraulic Servo Motor", *International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology*, (2011) 1658-1661.
- [55] Lin-Ke, Y.; Jian-Ming, Z.; Qi-Long, Y.; Ji-Ming, X.; Yan, L.: "Fuzzy PID Control for Direct Drive Electro-Hydraulic Position Servo System", *IEEE* 978-1-61284-459-6/11, (2011) 370-373.
- [56] Li Sheng, Z.F.; Xing Tong, R.J.: "Application of Direct Actuated Digital Servo Valve in Electrohydraulic Static Loading System", *IEEE* 978-1-4244-8452-2/11, (2011) 364-367.
- [57] Sinthipsomboon, K.; Pongaen, W.; Pratumsuwan, P.: "A Hybrid Of Fuzzy And Fuzzy Self-Tuning PID Controller For Servo Electro-

Hydraulic System", *6th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications*, (2011) 220-225.

- [58] Athanasatos, P.; Costopoulos, T.: "Proactive Fault Finding In A 43-Way Direction Control Valve Of A High Pressure Hydraulic System Using The Bond Graph Method With Digital Simulation", *Mechanism and Machine Theory*, 46 (2012) 64-89.
- [59] Sadeghieh, A.; Sazgar, H.; Goodarzi, K.; Lucas, C.: "Identification And Real-Time Position Control Of A Servo-Hydraulic Rotary Actuator By Means Of A Neurobiologically Motivated Algorithm", *ISA Transactions* 51 (2012) 208-219.
- [60] Licéaga-Castroa, E.; Navarro-López, E.M.; García-Aguilar, R.; Andújar-Morgado, J.M.: "Slow-Motion Control Of An Unloaded Hydraulic Robot Arm", *Precision Engineering*, (2012).
- [61] <http://www.festo-didactic.com/int-en/learning-systems/equipment-sets/hydraulics/components/4-3-way-regulating-valve.htm?fbid=aW50LmVuLjU1Ny4xNy4xOC41NjAuMzY4MQ>, (10.10.2011).
- [62] <http://www.festo-didactic.com/int-en/learning-systems/equipment-sets/hydraulics/components/hydraulic-motor.htm?fbid=aW50LmVuLjU1Ny4xNy4xOC41NjAuMzQ4NQ>, (10.10.2011).
- [63] Katrancioğlu, S.: "PIC Tabanlı Modüler Veri Toplama Kartı Tasarımı", *Lisans Bitirme Projesi*, Marmara Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi (2010).
- [64] <http://www.festo-didactic.com/int-en/learning-systems/equipment-sets/hydraulics/hydraulic-power-units/hydraulic-power-pack-with-a-constant-displacement-pump,230-v.htm?fbid=aW50LmVuLjU1Ny4xNy4xOC41NTkuMzUzNQ>, (10.10.2012).
- [65] Ünal, M.: "PID Kontrolörün Karınca Kolonisi / Genetik Algoritma Tabanlı Optimizasyonu Ve Gunt Rt 532 Basınç Prosesinin Kontrolü", *Yüksek Lisans Tezi*, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü (2008).
- [66] Psaltis, D.; Sideris, A.; Yamamura, A. A.: "A Multilayer Neural Network Controller", *IEEE*, 8 (1985) 17.

- [67] Narendra, K. S.; Parthasarathy, K.: "Identification and Control of Dynamical Systems Using Neural Networks", *IEEE Transactions on Neural Networks*, 1 (1990).
- [68] Özçalık, H. R.; Küçüktüfekçi, A.: "Dinamik Sistemlerin Yapay Sinir Ağları ile Düz ve Ters Modellenmesi", *Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 6 (2003) 26-35.
- [69] Şafak, K. K.: "Identification of A Universal DC Motor Dynamics Using Feedforward Neural Networks", *Fen Bilimleri Enstitüsü, Boğaziçi Üniversitesi*, (1997).
- [70] Ziegler, J.G., Nichols N.B.: "Optimum Settings For Automatic Controllers" *Trans, ASME*, 65 (1942) 443-444.
- [71] Songüler, Ö.: "Az Sönümlü Sistemlerde Ziegler-Nichols Yönteminin İyileştirilmesi", *Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü* (2006).
- [72] Sanchez, E.; Shibata, T.; Zadeh, L. A.: "Genetic Algorithms and Fuzzy Logic Systems", *Soft Computing Perspectives*, (1997).
- [73] Çavuşlu, M.A.; Karakuzu, C.; Şahin, S.: "Parçacık Sürü Optimizasyonu Algoritması ile Yapay Sinir Ağı Eğitiminin FPGA Üzerinde Donanımsal Gerçeklenmesi", *Politeknik Dergisi*, 13 2 (2010) 83-92.

ÖZGEÇMİŞ

1986 yılında Adıyaman’da doğdu. İlkokul’u ve ortaokulu Adıyaman’da Kömür İlköğretim Okulunda, liseyi Malatya Yeşilyurt Çok Programlı Lisesi Bilgisayar Yazılımı bölümünde okudu. 2010 yılında Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Elektronik ve Bilgisayar Eğitimi Bölümü, Bilgisayar ve Kontrol Öğretmenliği bölümünden mezun oldu. 2010’da aynı bölümde Yüksek Lisansa başladı. 2011’de Okan Üniversitesi Uzaktan Eğitim Merkezinde Bilgi İşlem Uzmanı olarak göreve başladı ve halen devam etmektedir.