

**ORANSAL VALF VE HİDROLİK SİLİNDİRDEN
OLUŞAN BİR SİSTEMİN TANILANMASI VE
KONUM KONTROLU**

143109

DOKTORA TEZİ
Y. Müh. İlyas İSTİF
(Enstitü No: 503952007)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 19 Eylül 2002
Tezin Savunulduğu Tarih : 5 Mayıs 2003

Tez Danışmanı : Doç.Dr. Kenan KUTLU
Diğer Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Ahmet KUZUCU (İ.T.Ü.)
Prof.Dr. Can ÖZSOY (İ.T.Ü.)
Prof.Dr. A. Talha DİNİBÜTÜN (Doğuş.Ü.)
Prof.Dr. Abdülkerim KAR (M.Ü.)

YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DEKÜMANTASYON MERKEZİ

MAYIS 2003

ÖNSÖZ

Bu çalışmada oransal valf ve hidrolik silindirden oluşan elektrohidrolik bir sistemin modellenmesi ve tanınması yapılmış, yapay sinir ağı model temelli kontrol algoritmaları ile konum kontrolu gerçekleştirilmiştir.

Konu üzerinde çalışmamı öneren ve çalışmamın her aşamasında beni destekleyen danışman hocam Doç.Dr. Kenan Kutlu'ya teşekkürü borç bilirim.

Çalışmamda değerli görüşleri ile destek aldığım Prof.Dr. Can Özsoy ve otomatik kontrol kürsüsü çalışanlarına yardımlarından dolayı teşekkür ederim. Ayrıca elektronik kart tasarımlarında yardımcı olan Dr.Müh. Burak Dalcı'ya teşekkürü borç bilirim.

Mayıs 2003

İlyas İstif

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	x
ÖZET	xi
SUMMARY	xiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Elektrohırolık Sistemler ve Özellikleri	1
1.2 Çalışmanın Amacı	2
1.3 Daha Önceden Yapılmış Çalışmalar	2
2. HİDROLİK SİSTEM ELEMANLARI ve MODELLENMESİ	12
2.1 Giriş	12
2.2 Elektrohırolık Oransal Valfler	12
2.3 Elektrohırolık Servovalfler	14
2.4 Bond Graph Yöntemi	16
2.4.1 Sistem ve model kavramları	16
2.4.2 Fiziksel sistem elemanları	18
2.4.3 Bond graph elemanları	18
2.4.4 Fiziksel sistemden bond graph modeline geçiş	19
2.4.5 Durum denklemleri	19
2.5 Oransal Valf Modeli	21
2.5.1 Sıfır boşluklu sürgülü valf	22
2.5.2 Negatif boşluklu sürgülü valf	24
2.6 Genelleştirilmiş Akış Denklemi	25
2.7 Genelleştirilmiş Momentum Denklemi	27
2.8 Silindir Modelinin Elde Edilmesi	27
2.9 Valf Silindir Sistemi	31
2.10 Elektrohırolık Sistemin Matematik Modeli	32
3. ELEKTROHİDROLİK SİSTEMİN TANILANMASI	39
3.1 Sistem Tanılama	39
3.2 Transfer Fonksiyonlarının Polinom Şeklinde Gösterimi	42
3.3 Transfer Fonksiyonlarının Durum-Uzay Gösterimi	44
3.4 Sürekli-Zaman Durum Uzay Modelleri	45
3.5 Parametrik Modelleme	46
3.6 Sistem Tanılama İçin Kullanılan PRBS Giriş Fonksiyonu	47
3.7 Oransal Valf Silindir Sistemi Deney Tesisatı	49
3.8 Elektrohırolık Sistemin Tanılama Sonuçları	51

3.8.1 Durum-uzay modeli	52
3.8.2 ARX modeli	53
3.8.3 ARMAX modeli	54
3.8.4 Çıkış-hatası modeli	55
3.8.5 Box-Jenkins modeli	55
4. YAPAY SİNİR AĞLARININ KONTROL SİSTEMLERİNDE KULLANILMASI	58
4.1 Çok Katmanlı Perceptron Ağ Yapısı	59
4.1.1 Nöron modeli	59
4.1.2 Ağ mimarisi	62
4.1.2.1 Birden fazla nöron içeren çoklu katmanlar	63
4.2 Çok Katmanlı Ağların Fonksiyon Yakınsatma Kabiliyeti	64
4.3 Çok Katmanlı Ağların Eğitimi	66
4.3.1 Performans indeksi	67
4.3.2 Zincir kuralı	68
4.3.3 Hassasiyetin geriyayınımı	70
4.3.4 Geriyayınım algoritmaları	70
4.3.5 Levenberg-Marquardt algoritması	71
4.3.6 Genelleştirme (Enterpolasyon ve Ekstrapolasyon)	72
4.4 Kontrol Sistemi Uygulamaları	74
4.4.1 Yapay sinir ağı model öngörülü kontrol (NNPC)	74
4.4.1.1 Yapay sinir ağı ile sistem tanılama	75
4.4.1.2 Yapay sinir ağı model öngörülü kontrol	76
4.4.2 NARMA-L2 kontrol	77
4.4.2.1 NARMA-L2 modelin tanınması	78
4.4.2.2 NARMA-L2 kontrolör	79
5. ELEKTROHİDROLİK SİSTEMİN YAPAY SİNİR AĞI MODEL TEMELLİ KONTROLU	81
5.1 Yapay Sinir Ağı Model Öngörülü Kontrol	82
5.2 Yapay Sinir Ağı Model Temelli NARMA-L2 (Nonlinear Autoregressive-Moving Average) Kontrol	90
5.3 Deneysel Çalışma	97
5.4 Farklı Sistem Parametreleri İçin Hidrolik Sistemin Simülasyonu	101
6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	108
KAYNAKLAR	112
ÖZGEÇMİŞ	118

KISALTMALAR

HKT	: Hataların Kareleri Toplamı
NARMA	: Nonlinear Autoregressive-Moving Average
NNPC	: Neural Network Predictive Control
PRBS	: Pseudo Random Binary Sequence
TDL	: Tapped Delay Lines
YSA	: Yapay Sinir Ağı



TABLO LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 2.1. Değişik mühendislik alanlarına ait sistem değişkenleri ile bu değişkenlere ait güç ve enerji bağıntıları	17
Tablo 2.2. Fiziksel sistem elemanlarının bond graph elemanı olarak gösterilmesi ...	20
Tablo 5.1. Oransal valf-silindir sistemi parametreleri.	81
Tablo 5.2. NNPC için sistem tanılama parametreleri	83
Tablo 5.3. Yapay sinir ağı model öngörülü kontrolör parametreleri.	83
Tablo 5.4. NARMA-L2 kontrol için sistem tanılama parametreleri.	91



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1 : Elektrohidrolik oransal valfin şematik kesiti.	13
Şekil 2.2 : Servovalfin çalışma prensibi.	14
Şekil 2.3 : Kanatçık-nozul kademesinde kuvvet geri beslemeli servovalf tasarımı. .	15
Şekil 2.4 : Sürgü kademesindeki yay ile doğrudan geri dönüşlü servovalf tasarımı.	15
Şekil 2.5 : Servovalf ve oransal valflerin kumanda girişi ve debi ilişkisi.	16
Şekil 2.6 : A ve B enerji kapıları arasındaki güç akışının ve sistem değişkenlerinin akış yönünün bond graph modeli olarak gösterilmesi.	19
Şekil 2.7 : Sıfır boşluklu sürgülü valf.....	22
Şekil 2.8 : Negatif boşluklu sürgülü valf.....	24
Şekil 2.9 : Negatif boşluklu valfin bond graph modeli.	25
Şekil 2.10: Genelleştirilmiş akışkan hacmi.	26
Şekil 2.11: Asimetrik silindir.	27
Şekil 2.12: Asimetrik silindirin bond graph modeli.	28
Şekil 2.13: Asimetrik silindirin simulink modeli.	28
Şekil 2.14: Piston konumuna bağlı olarak asimetrik silindirdeki doğal frekansın değişimi.....	29
Şekil 2.15: Valf-silindir sistemi.....	31
Şekil 2.16: Oransal valf-silindir sisteminin bond graph modeli.....	32
Şekil 2.17: Kumanda giriş yönü ve değerine göre işaret üreten simulink fonksiyonu	33
Şekil 2.18: Oransal valfin bir akış yolu için debi denklemi simulink modeli.	34
Şekil 2.19: a- Oransal valf debilerinin kapalı formdaki simulink modeli b- Akış yönü işaretine ve değerine göre valfin birleştirilmiş simulink modeli.	34
Şekil 2.20: Valf silindir modeli.	35
Şekil 2.21: Oransal valf-silindir sisteminin simulink modeli.....	37
Şekil 2.22: (P_1 basıncı) x_3 durum değişkeni için simulink modeli.	37
Şekil 2.23: (P_2 basıncı) x_4 durum değişkeni için simulink modeli.	37
Şekil 2.24: (Piston konumu, y ve hızı, v) x_1 ve x_2 durum değişkeni için simulink modeli.	38
Şekil 3.1 : Tanılama işleminin aşamaları.	40
Şekil 3.2 : Tanılanacak bir sistem için giriş-çıkış veri ilişkisi.....	40
Şekil 3.3 : Beş hücreli PRBS dizisi.	48
Şekil 3.4 : PRBS sinyalindeki en uzun darbe genişliğinin seçimi.....	49
Şekil 3.5 : Elektrohidrolik deney sistemin şematik gösterimi.	51
Şekil 3.6 : Hidrolik sisteme uygulanan PRBS sinyali ve sistem cevabı.....	52
Şekil 3.7 : Deneysel çıkış ve model çıkışlarının karşılaştırılması için kullanılan kumanda girişi.....	56
Şekil 3.8 : Deneysel çıkış ve model çıkışları.....	57
Şekil 3.9 : Deneysel verilerden ve modelden elde edilen boyutsuz hız değişimi.....	57
Şekil 4.1 : Fonksiyon yakınsatma elemanı olarak yapay sinir ağı.	59
Şekil 4.2 : Tek-Girişli nöron (Hagan ve diğ., 1996).....	60

Şekil 4.3 : Log-Sigmoid etkinlik fonksiyonu.	60
Şekil 4.4 : Çok-girişli nöron (Hagan ve diğ., 1996).	61
Şekil 4.5 : R Girişli nöron ve matris notasyonu (Hagan ve diğ., 1996).....	62
Şekil 4.6 : S Nöronlu katman (Hagan ve diğ., 1996).....	62
Şekil 4.7 : S nöronlu katmanın matris notasyonu (Hagan ve diğ., 1996).	63
Şekil 4.8 : Üç katmanlı ağ yapısı (Hagan ve diğ., 1996).....	64
Şekil 4.9 : Fonksiyon yakınsama ağına örnek (Hagan ve diğ., 1996).	64
Şekil 4.10: Şekil 4.9 daki ağın nominal cevabı (Hagan ve diğ., 1996).	65
Şekil 4.11: Parametre değişimlerinin ağ cevabına etkisi (Hagan ve diğ., 1996).	66
Şekil 4.12: (a) Aşırı eşleşme(<i>Overfitting</i>) ve (b) Uygun eşleşme (<i>Good Fit</i>) örneği.	72
Şekil 4.13: Yapay sinir ağı ile sistem tanılama.	75
Şekil 4.14: YSA sistem modeli (Demuth ve Beale, 2001).	76
Şekil 4.15: YSA model öngörülmesi kontrol (NNPC).	77
Şekil 4.16: NARMA-L2 sistem modeli (Demuth ve Beale, 2001).	78
Şekil 4.17: NARMA-L2 kontrolör.	79
Şekil 4.18: NARMA-L2 kontrolörün uygulaması (Demuth ve Beale, 2001).	80
Şekil 5.1 : YSA model temelli kontrol yöntemlerinin simülasyon akış şeması	82
Şekil 5.2 : NNPC için tanılamada kullanılan 13 nöronlu YSA modeli.	84
Şekil 5.3 : NNPC için sistem tanılama ve YSA modeli.	85
Şekil 5.4 : NNPC' de tek gizli katmanda 13 nöron için hataların kareleri toplamı...	86
Şekil 5.5 : NNPC için YSA modeli sınama verileri.	87
Şekil 5.6 : NNPC ile konum kontrolü.	87
Şekil 5.7 : NNPC ile elde edilen kumanda değişimi.	88
Şekil 5.8 : NNPC' de yörünge izleme hatasının değişimi.	88
Şekil 5.9 : NNPC ile sinüsoidal konum kontrolü.	89
Şekil 5.10: NNPC ile sinüsoidal yörünge için elde edilen kumanda değişimi.	89
Şekil 5.11: NNPC ile sinüsoidal yörünge izleme hatasının değişimi.	90
Şekil 5.12: NARMA-L2 için tanılamada kullanılan 7 nöronlu YSA modeli.	92
Şekil 5.13: NARMA-L2 kontrolör için sistem tanılama ve YSA modeli.	93
Şekil 5.14: NARMA-L2 için tek gizli katmanda 7 nöron için hataların kareleri toplamı.	93
Şekil 5.15: NARMA-L2 kontrol için YSA modeli sınama verileri.....	94
Şekil 5.16: NARMA-L2 kontrol ile konum kontrolü.	94
Şekil 5.17: NARMA-L2 ile elde edilen kumanda değişimi	95
Şekil 5.18: NARMA-L2 kontrolde yörünge izleme hatasının değişimi.....	95
Şekil 5.19: NARMA-L2 ile sinüsoidal konum kontrolü.	96
Şekil 5.20: NARMA-L2 ile sinüsoidal yörünge için elde edilen kumanda değişimi.	96
Şekil 5.21: NARMA-L2 ile sinüsoidal yörünge izleme hatasının değişimi.	97
Şekil 5.22: NNPC ile simülasyon sonucu elde edilen kumanda ($m = 5$ kg).....	98
Şekil 5.23: NNPC ile simülasyon ve açık çevrimli deney sonucu ($m = 5$ kg).	99
Şekil 5.24: NNPC ile simülasyon sonucu elde edilen kumanda ($m = 60$ kg).....	99
Şekil 5.25: NNPC ile simülasyon ve açık çevrimli deney sonucu ($m = 60$ kg).	100
Şekil 5.26: NARMA-L2 ile simülasyon sonucu elde edilen kumanda ($m = 5$ kg)... ..	100
Şekil 5.27: NARMA-L2 ile simülasyon ve açık çevrimli deney sonucu ($m = 5$ kg).....	101
Şekil 5.28: $m = 50$ kg için NNPC ile kumanda değişimi.	102
Şekil 5.29: $m = 50$ kg için NNPC ile konum değişimi.	102
Şekil 5.30: $m = 50$ kg için NARMA-L2 ile kumanda değişimi.	103
Şekil 5.31. $m = 50$ kg için NARMA-L2 ile konum değişimi.	103
Şekil 5.32: $\beta_e = 6.8 \times 10^8$ N/m ² için NNPC ile kumanda değişimi.	104
Şekil 5.33: $\beta_e = 6.8 \times 10^8$ N/m ² için NNPC ile konum değişimi.	104

Şekil 5.34: $\beta_e = 6.8 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ için NARMA-L2 ile kumanda değişimi.....	105
Şekil 5.35: $\beta_e = 6.8 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ için NARMA-L2 ile konum değişimi.	105
Şekil 5.36: $P_s = 75 \text{ bar}$ için NNPC ile kumanda değişimi.	106
Şekil 5.37: $P_s = 75 \text{ bar}$ için NNPC ile konum değişimi.....	106
Şekil 5.38: $P_s = 75 \text{ bar}$ için NARMA ile kumanda değişimi.....	107
Şekil 5.39: $P_s = 75 \text{ bar}$ için NARMA ile konum değişimi.	107



SEMBOL LİSTESİ

a	: Kısmi alanı. (m^2)
A_1	: Pistonun ön tarafındaki kesit alanı. (m^2)
A_2	: Pistonun arka tarafındaki kesit alanı. (m^2)
C_1	: Silindirin ön tarafındaki kapasitans terimi.
C_2	: Silindirin arka tarafındaki kapasitans terimi.
C_q	: Valf boşalma katsayısı.
d_1	: Piston kolu çapı. (m)
d_2	: Piston çapı. (m)
i_u	: Negatif boşluk için kumanda eşdeğeri. (V)
J	: Performans indeksi.
k_f	: Oransal valf kazanç katsayısı. ($m^3/s/mA N^{1/2}/m$)
m	: Yük kütlesi. (kg)
N_2	: Maliyet ufku.
N_u	: Kontrol ufku.
P_1	: Hidrolik motorun 1. tarafındaki basınç. (N/m^2)
P_2	: Hidrolik motorun 2. tarafındaki basınç. (N/m^2)
P_e	: Tank çıkış basıncı. (N/m^2)
P_s	: Besleme basıncı. (N/m^2)
Q	: Hacimsel debi. (m^3/s)
Q_1	: Servovalf çıkış debisi. (m^3/s)
Q_2	: Servovalf dönüş debisi. (m^3/s)
Q_s	: Besleme debisi. (m^3/s)
R_h	: Silindirin iç sızıntı direci. ($N/m^2/m^3/s$)
u	: Oransal valf kumanda sinyali. (V)
v	: Piston hızı. (m/s)
w	: Alan gradyeni.
x	: Valfin hareket miktarı. (m)
y	: Ölçülen piston konumu. (m)
y_m	: Sistem cevabı. (m)
y_r	: Referans yörünge. (m)
α	: Tarama parametresi.
β_e	: Akışkanın eşdeğer hacimsel elastiklik modülü. (N/m^2)
ρ	: Akışkanın yoğunluğu. (kg/m^3)
ρ	: Kontrol ağırlık faktörü.
ω_{os}	: Hidrolik silindirin doğal frekansı. (s^{-1})

ORANSAL VALF VE HİDROLİK SİLİNDİRDEN OLUŞAN BİR SİSTEMİN TANILANMASI VE KONUM KONTROLU

ÖZET

Elektrohidrolik sistemlerin kontrolü son on yılda güçlü araştırmaların odağını oluşturmuştur. Hidrolik sistemlerin yapısal nonlinear özellikleri bu sistemleri, farklı tipte gelişmiş kontrol algoritmalarının uygulandığı ideal bir konu haline getirmiştir. Hidrolik sistemler yüksek güç gerektiren uygulamalarda kullanılırken, pnömatik sistemler genelde, hafif yüklerde, kısa stroklu ve hız gerektiren uygulamalarda kullanılmaktadır. Endüstriyel uygulamalarda, hidrolik sistemler otomasyona uygundur. Özellikle oransal valfler ve servovalfler bu amaç için kullanılmaktadır. Oransal valfler ve servovalfler hidrolik akışkan debisinin, dolayısıyla hidrolik sistemin hareketinin kontrolü için kullanılır. Bu valfler elektrohidrolik kontrol sisteminin en önemli elemanıdır. Hidrolik sistemler robotik, taşıma sistemleri, bilgisayar kontrollu tezgahlar, havacılıkta yerçekimi ve hareket simülatörleri ile askeri uygulamaları içeren endüstriyel uygulamaların hemen her aşamasında yer almaktadır.

Bu çalışmada, değişken yörünge ve değişken yük koşulları altındaki, oransal valf tarafından kontrol edilen bir hidrolik silindir sisteminin, yapay sinir ağı model temelli kontrol ile konum kontrolü gerçekleştirilmiştir. Simülasyon çalışması için oransal valf kontrollu hidrolik silindir sisteminin simulink modeli geliştirilmiştir. Dördüncü mertebeden nonlinear sistem modelinin simülasyonu Matlab simulink paketi ile yapılmış ve daha sonradan yeniden kullanımı kolaylaştırmak için hidrolik sistem elemanları tek tek modellenerek bir kütüphane oluşturulmuştur. Hidrolik sistem elemanları için bond graph modeller de oluşturulmuş, daha sonra bu modeller birleştirilerek hidrolik sistemin bond graph modeli elde edilmiştir.

İlk bölümde hidrolik sistemlerin modellenmesi ve kontrolüne ait literatür gözden geçirilmiştir. İkinci bölümde, hidrolik sistem elemanları modellenmiştir. Oransal kontrol valfinin modellenmesinde literatürde mevcut olan nonlinear akış denklemleri kullanılmıştır. Her bir hidrolik sistem elemanı için simulink ve bond graph modelleri geliştirilmiştir. Sonuç olarak hidrolik sistemi temsil eden dördüncü mertebeden diferansiyel denklemler elde edilmiştir.

Üçüncü bölümde, elektrohidrolik sistemin tanınması yapılmıştır. Tanılama işlemi için, PRBS sinyali üretilerek deneysel sisteme uygulanmış ve piston konumu ölçülmüştür. Elektrohidrolik sistemin tanınmış modeli için giriş çıkış verisi kullanılarak, iyi bilinen model yapılarından ARX, ARMAX, durum uzay, çıkış hatası ve Box Jenkins modelleri elde edilmiştir. En uygun model yapısı, tanılanan

modellerin simülasyonu yapılarak tespit edilmiştir. Model çıkışları ve deneysel veriler arasındaki farklar konum ve hız eğrileri üzerinde incelenmiştir.

Dördüncü bölümde, yapay sinir ağları hakkında temel teori ve notasyonlar verilmiştir. Özellikle, yapay sinir ağlarının fonksiyon yakınsatma özelliği üzerinde durulmuştur. Aynı bölümde, kontrol amacıyla sistemin tanılanmış yapay sinir ağı modelini kullanan, yapay sinir ağı model temelli kontrol ve doğrusallaştırılmış geri beslemeli kontrol algoritmaları anlatılmıştır.

Beşinci bölümde, yapay sinir ağı model temelli kontrol ve doğrusallaştırılmış geri beslemeli kontrol algoritmaları, dördüncü mertebeden nonlineer sistem modeline uygulanarak konum kontrolu gerçekleştirilmiştir. Sistem parametreleri değiştirilmek suretiyle sinüsoidal ve basamak referans yörüngeler kullanılarak yapay sinir ağı model temelli kontrol algoritmalarının performansı incelenmiştir. Her iki kontrol yöntemiyle sinüsoidal ve basamak referans yörüngeler piston tarafından çok küçük bir hata ile takip edilmiştir. Simülasyonla elde edilen kumanda sinyali deneysel sisteme uygulanmış ve hidrolik sistem cevabı ile simülasyon sonuçları tartışılmıştır.



IDENTIFICATION AND POSITION CONTROL OF A SYSTEM CONSISTING OF A PROPORTIONAL VALVE AND A HYDRAULIC CYLINDER

SUMMARY

The control of electrohydraulic systems has been the focus of powerful research over the last decades. Inherent nonlinear behaviour of the hydraulic systems makes them ideal subjects for the application of different types of sophisticated controllers. Hydraulic systems are required in heavy-load applications, whereas pneumatic systems are generally employed in light-load, short stroke, high-speed applications. In industrial applications, fluid power systems are suitable for automation. Especially electrohydraulic proportional valves and servovalves are used for this purpose. Proportional valves and servovalves are used to regulate hydraulic fluid flow rates, and thereby motion of a hydraulic system. They are the most important parts of electrohydraulic control systems. In the application, hydraulic systems are involved almost in every phase of the industry, including robotics, transportation, milling machines, in aerotic field with G and motion simulators and military applications.

This study considers the application of neural network model based control of a hydraulic cylinder, which is driven by a proportional valve, subjected to variable reference trajectory and variable load conditions. For the simulation, a simulink model is developed for a proportional valve controlled hydraulic cylinder system. The fourth order nonlinear system model is fully implemented in Matlab's Simulink simulation package and the model of each hydraulic components is developed and combined in a library for easy reuse. Bond graph models of the hydraulic components are also developed and bond graph model of complete system is obtained by combining bond graph models of the hydraulic system components.

In the first section, literature available on the hydraulic system modeling and control, is reviewed. Then, in the second section, components of the hydraulic system are modelled. Nonlinear flow equations, which are available in the literature, are used to model proportional control valve. For each component, simulink and bond graph models are also developed. Finally, fourth order nonlinear differantial equations are derived for the hydraulic system.

In the third section, identification of the electrohydraulic system is performed. For the identification process, PRBS signal is generated and applied to the experimental setup and the position of the piston is measured. Well known model types, such as ARX, ARMAX, State Space, Box Jenkins and Output Error, are used to model the electrohydraulic system by input-output data. The best model structure is chosen by

simulating model structures. The differences between model outputs and experimental data are observed on the position and velocity curves.

In the fourth section, basic theory and notation about neural networks are given. Especially, function approximation properties of the neural networks are explained. Neural network predictive control and feedback linearization control (NARMA-L2), which use identified neural network model of the system for the control purpose, are explained.

In the fifth section, neural network predictive control and feedback linearization control are applied to the fourth order nonlinear system model and position control is performed. The performance of the neural network based control algorithms are also investigated by changing system parameters and by using sinusoidal and step reference trajectory. Both sinusoidal and step reference trajectory are followed by the piston with very small errors. Command signal, which is obtained by simulation, is applied to the experimental setup and simulation results and hydraulic system response are discussed.



1. GİRİŞ

1.1 Elektrohidrolik Sistemler ve Özellikleri

Hidrolik sistemler endüstride üretim, taşıma sistemleri ve inşaat şantiyelerinde bir çok makinada değişik uygulamalar için kullanılmaktadır. Hidrolik sistemlerin yüksek güç gerektiren uygulamalarda kullanılmasına karşılık, fazla güç gerektirmeyen, kısa stroklu ve yüksek hızlı uygulamalarda pnömatik sistemler tercih edilmektedir. Genelde hidrolik sistemlerin manuel kullanımı bazı uygulamalar için yeterli olmaktadır. Ancak günümüzde otomasyon, hassas kontrol ve seri üretim ihtiyaçlarından ötürü hidrolik sistemler, elektrik ve elektronik kumanda, kontrol ve bir çok sensör uygulaması ile birlikte kullanılmaktadır. Hidrolik ve elektroniğin bu birlikteliği sonucunda beyin ve kas sistemine sahip olan hibrit sistemler gelişmiştir. Bu sistemlerin uygulama alanlarından bazıları aşağıda verilmiştir:

- Endüstriyel robot uygulamaları
- Bilgisayar kontrollu takım tezgahları
- Savunma sanayi uygulamaları
- Yerçekimi ve uçuş simülatörleri
- Yorulma testi makinaları
- Uçaklardaki hareket sistemleri
- İnşaat makinaları

Hidrolik uygulama içeren bir tasarımda, uygulamayı gerçekleştirmeden önce tasarım aşamasında sistem hakkında önceden bilgi sahibi olunması ve dinamik davranışının gözlenmesi için bilgisayar ortamında benzetim çalışması yapmak hem zaman hemde maliyet açısından büyük faydalar sağlamaktadır. Benzetim çalışmasının başarısı da, sistemi oluşturan elemanların dinamik açıdan iyi tanımlanması ve uygun parametre seçimine bağlıdır. Benzetim yoluyla elde edilen sonuçlar değerlendirilip tasarım sürecine geri dönülerek gerekli düzeltmeler yapılır, böylece tasarlanan sistemin iyileştirilmesi sağlanır.

1.2 Çalışmanın Amacı

Klasik kontrol yöntemlerinin hidrolik sistemlerin konum kontrolundaki başarımı, bu sistemlerin yapısal nonlinear özelliklerine ve hacimsel elastiklik modülü, kütle, referans konum, besleme basıncı gibi değişen sistem parametrelerine karşı duyarlıdır. Hidrolik sistemlerde yeni ve gelişmiş kontrol yöntemlerinin uygulanması ile gerek modelleme gerekse kontrol performansı iyileştirilebilmektedir.

Akışkanın sıkıştırılabilirliği, hidrolik sistemin en önemli nonlinear özelliğidir ve akışkanın eşdeğer hacimsel elastiklik modülü sıcaklığa, yağ içindeki hava miktarına ve sistem tasarımına bağlı olarak değişir. Bu hem modelleme hem de kontrol açısından ihmal edilmemesi gereken önemli bir özelliktir. Nonlinear modellerin “Genelleştirilmiş Öngörülü Kontrol” gibi gelişmiş kontrol yöntemlerinin uygulamasında kullanılması durumunda nonlinear optimizasyon tekniklerinin kullanılması gerekmektedir. Bu da, kontrol ifadesinin hesaplanması için gereken zamanın artmasına neden olmaktadır. Nonlinear fiziksel modeller yerine sistemin nonlinear özelliklerini yansıtabilen, sistemin dinamik davranışının değerlendirilmesi sonucu tanımlanmış yapay sinir ağı (YSA) modellerinin kullanılması ile kumanda sinyali daha kısa zamanda ve yeterli hassasiyette öngörülebilmektedir (Soloway ve Haley, 1997).

Bu çalışmanın amacı hidrolik sistemler üzerinde denenmemiş yeni kontrol yöntemlerinden, YSA model temelli kontrol yöntemlerinin hidrolik bir sisteme uyarlanması ve performans testinin yapılmasıdır. Ayrıca sistemdeki parametre belirsizliklerine karşı, deneysel modelleme yöntemiyle ve gerçek sisteme ait giriş-çıkış verileri kullanılarak nonlinear sistemin tanımlanması yapılarak, en uygun doğrusal model yapısı belirlenecektir.

1.3 Daha Önceden Yapılmış Çalışmalar

Hidrolik kontrol sistemleri üzerinde yapılmış çalışmalar sayesinde bu sistemler performans iyileştirmesi bakımından uç noktalara gelmiştir. Bu sistemlerin teknolojisindeki geliştirme gereksinimi azalmış gibi görünse de, mevcut sistemlerin performansını yükseltmeye yönelik çalışmalar ve özellikle servovalflere oranla ucuz olan oransal valfler üzerindeki iyileştirmeler son zamanlarda oransal valflerin

servovalflere yakın performansa erişmesini sağlamıştır. Gelişen dijital teknoloji ile birlikte, özellikle valf teknolojisindeki bu gelişmeler daha hızlı ve hassas sistemlerin gelişimine olanak tanımıştır. Hidrolik sistemlerin modellenmesi ve kontrolü ile yapay sinir ağları konularında son yıllarda yapılan çalışmaların bir kısmı tarih sırasına göre aşağıda verilmiştir.

Finney, Pennington, Bloor ve Gill (1985) çalışmalarında, servovalf ve asimetric silindirden oluşan elektrohidrolik sistemin self-tuning kontrolü üzerine çalışmışlardır.

Edge ve Figueredo (1987), elektrohidrolik bir servo-mekanizmanın kontrolü için sistematik referans adaptif kontrolör geliştirmişlerdir. Robust bir kontrolör tasarımı için, temel adaptif kontrol sistemine denetçi fonksiyonlar ilave etmişlerdir.

Kutlu ve diğ. (1988), hidrolik bir sistemin konum kontrolünü yön denetim valfi kullanarak ikili kontrol yaklaşımı ile incelemişlerdir. Deney için kullanılan sistem 6800 mikroişlemcisi ile kontrol edilmiştir. Benzetim için sistemin dördüncü mertebeden nonlinear modelini oluşturarak, lineer regülatör problemi uygulamasıyla bulunan optimum durum geribesleme matrisi ile modelin kontrolünü gerçekleştirmişlerdir.

Watton (1990) negatif boşluklu servovalf ile asimetric silindirden oluşan bir elektrohidrolik sisteme kendini-ayarlayan (self-tuning) kontrol uygulamış, filtre katsayılarının açık çevrim transfer fonksiyonundan kolaylıkla elde edilebileceğini göstermiştir.

Kutlu ve Güner (1990) çalışmalarında, 80286 mikroişlemcili kişisel bilgisayar kullanarak, elektrohidrolik sistem kontrolü için dijital PD, PID ve Fuzzy kontrol uygulamalarını gerçekleştirmişlerdir. PD ve PID ile Fuzzy kontrol 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, Fuzzy kontrolde 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 söylemişlerdir.

Schichang, Xingmin, ve Yuwan (1991), simetrik silindire sahip bir elektrohidrolik sistemde hız kontrolü için optimal kontrol uygulamışlardır. Valf dinamiğini de içine alan beşinci mertebeden sistem modelini oluşturarak bilgisayarla benzetimini gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca, kurulan test sistemini mikro işlemci ile kontrol edip, benzetim 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 göstermişlerdir.

Kutlu (1991) yaptığı deneysel çalışmada elektrohidrolik sistemde PD ve PD² uygulamalarını erişme zamanı, yerleşme zamanı, sürekli rejim hatası ve enerji tüketimi yönünden karşılaştırmıştır. İvme geri beslemesinin sistem cevabını hızlandırdığını ve PD² kontrolde PD kontrole göre % 34 enerji tasarrufu sağlandığını göstermiştir.

Kutlu ve Güner (1991), asimetrik silindire sahip elektrohidrolik sistem üzerinde dijital PD ve Fuzzy kontrollerini uygulayarak, sonuçları sürekli rejim hatası, yerleşme zamanı ve aşma miktarı açısından karşılaştırmışlardır. Deneysel çalışma sonunda Fuzzy kontrolün, sistemdeki parametre değişimlerine hassasiyetinin daha az olduğunu göstermişlerdir.

Ramachandran ve Dransfield (1993), yaptıkları çalışmada, yapısal yorulma testi düzenekleri, uçuş simülatörleri, endüstriyel robotlar ve bazı takım tezgahları için uygun olduğunu düşündükleri, bir manivela ve üzerinde iki ve üç noktadan bağlanmış hidrolik silindirlerden oluşan bir deney düzeneği geliştirmişlerdir. Sistemin simülasyonunu geliştirdikleri power bond graph modeli ile gerçekleştirip, hidrolik silindirlerin birbirlerine olan etkilerini incelemişlerdir.

Parker ve diğ. (1993), geleneksel ağır iş makinalarında kuvvet kontrolörü tasarımı ve uygulaması üzerine çalışmışlardır. Orantı kontrol ile doğrudan kuvvet geri beslemesinin uygun olmadığını analitik olarak ve simülasyonla göstermiş, yeni bir kontrol stratejisi geliştirerek bir iş makinası üzerinde başarılı şekilde uygulamışlardır.

Cheng ve De Moor (1994), hidrolik bir servositem için klasik PID, H_{∞} optimal kontrol, D-K iterasyonu ile μ analizi ve PID parametre araştırılmalı μ sentezi

yöntemlerini kullanmışlardır. Herbir kontrolör için tekil değer ve μ sentezi kullanarak kararlılığı, parametre değişimlerine duyarsızlığı analiz etmişlerdir. μ testi sonuçları tekil değere göre daha sabit çıkmıştır. μ analizi ve PID kontrol yapılarını birleştirerek başarılı bir kontrol uygulaması elde etmişlerdir.

Burton ve diğ. (1994), uzun iletim hatlarına sahip ve senkronize çalışan hidrolik sistemlerde iletim gecikmesi senkronizasyon bozukluğuna neden olduğundan bu tür sistemlerde iletim hatlarının ve hidrolik ekipmanların modellenmesi gerektiğini vurgulayıp senkronize çalışan bir sistemin komple modelini oluşturmuş ve paralel simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca geliştirilen modele kavitasyon ve sürtünmeyi de ilave etmişlerdir.

İstif ve Kutlu (1995), elektrohidrolik bir sistemin PD kontrolünü gerçekleştirdikleri çalışmada, PD kontrol parametrelerini Ziegler Nichols sürekli titreşim yöntemi ile hesaplamışlardır. Benzetimler sırasında oransal kazancın besleme basıncına bağlı olduğunu ve basıncın artması ile oransal kazancın azaldığını söylemişlerdir.

Vossoughi ve Donath (1995), elektrohidrolik servosistem için global olarak lineerleştirilmiş geribeslemeli kontrol kanunu geliştirmişlerdir. Bu kontrol kanununu hidrolik bir silindir tarafından tahrik alan döner mafsallı bir sisteme uygulamışlardır. Silindirin açılması ve kapanması sırasında, farklı silindir pozisyonları ve yük koşulları için gelişmiş bir simetri elde etmişlerdir. Doğrusallıktaki gelişmenin sonucu olarak dönel sistemlerin tahrikinde doğrusal hareket eden silindirler kullanılabileceğini ifade etmişlerdir.

Xu ve diğ. (1996), servovalf kontrollü hidrolik bir motor tarafından sürülen bir pompanın lineer modelini oluşturup, sistem kazancı, doğal frekansı ve sönüm oranını sistem elemanlarının fiziksel parametreleri cinsinden tanımlamışlardır. Araştırma sonuçlarına göre endüstride ve tarımsal kullanımda, çıkış debisinin dinamik olarak değiştiği durumlarda bu tür sistemlerin dinamik cevaplarının yaklaşık olarak modellenebileceğini söylemişlerdir.

Margolis ve Hennings (1997), valf ve silindirden oluşan yüksek performanslı bir hidrolik hareket sisteminin kararlılığını analiz etmişler, kararlılığın sistem parametrelerine bağlı olarak değiştiğini ortaya koymuşlardır. Buna göre valfden

ötürü olabilecek kararsızlıkların parametre gruplaması ile düzeltilebileceğini söylemişlerdir.

Plummer (1997), özellikle uçuş simülatörleri ve aktif taşıt süspansiyonlarında gerekli olan ivme kontrolü için doğrusallaştırılmış geri beslemeli kontrol uygulamıştır. Elde edilen sonuçları geleneksel lineer kontrolörlerle karşılaştırmıştır. Geliştirdiği iki tip kontrolörden (tam lineerleştirilmiş ve yaklaşık lineerleştirilmiş) birincisi hız, ivme ve basınç geri beslemesine ihtiyaç duymakta, ikincisi ise sadece ivme geri beslemesine ihtiyaç duymaktadır. Çalışmada geleneksel lineer kontrolörlere oranla başarılı sonuçlar elde edilmiştir.

Li ve Salcudean (1997), yaptıkları çalışmada tek insanlı bir hareket simülatörünün modellenmesi, simülasyonu ve kontrolünü gerçekleştirmişlerdir. Elektrohidrolik sistemin modelini deneysel verilerle elde edip, sınamışlardır. Özel bir kontrolör (link-space pressure feedback) uygulaması ile kararlı ve yüksek performanslı bir hareket kontrolü sağlamışlardır.

Nishiumi ve Watton (1997) servovalf ve hidrolik motordan oluşan elektrohidrolik sistemin hız kontrolunda, yapay sinir ağını (YSA) geribesleme kompanzatör elemanı olarak kullanmışlardır. Eğitim çalışmasını simülasyonla gerçekleştirip sisteme gerçek zamanlı kontrol uygulamışlardır.

Le ve diğ. (1997), elektrohidrolik konum kontrol sisteminde YSA ile hata sınıflandırması yapmışlar, sızıntı tiplerini sınıflandırıp sızıntı debilerini öngörmüşlerdir.

Watton ve Xue (1997), hidrolik bir sistemdeki elemanların, deneysel verilere dayanarak YSA ile modellemesini yapmışlardır. Hidrolik sistemin geçici rejim analizini geleneksel matematik model yerine YSA ile modelleyerek gerçekleştirmişlerdir.

Soloway ve Haley (1997), YSA genelleştirilmiş öngörülü kontrol (Neural generalized predictive control) stratejisini geliştirmiş, optimizasyon algoritması olarak Newton-Raphson yöntemini kullanarak diğer tekniklere oranla daha hızlı iterasyon gerçekleştirmişlerdir.

Li, Z. D. ve diğ. (1997), bir elektro-hidrolik maden manipölatörünü, deneysel ve üretici verilerini kullanarak modellemişler, sistemin simülasyonunu gerçekleştirip deneysel verilerle karşılaştırmışlardır.

Yanada ve Shimahara (1997), elektrohidrolik servo sistemin kontrolunda kayan kipli kontrol uygulayıp, sistemin en etkin parametresi olan motor milindeki kütleli atalet momenti değişimlerine karşı, kazanç listelemeli bir gözlemci ilavesiyle kontrolörün parametre değişimlerine uymasını sağlamışlardır.

Manring ve Luecke (1998), sabit deplasmanlı motor ile pompadan oluşan hidrostatik bir iletim sisteminin dinamik modelini oluşturmuşlardır. Sistemi motor, basınçlı hortumlar ve pompa dinamiklerinden oluşan 3. mertbeden sistem olarak ele alıp, Ruth-Hurwitz kriteri ile lineer sistemin kararlılık bölgesini tanımlamışlardır. Değişen sistem parametrelerinin yükselme zamanı, erişme zamanı ve maksimum aşma oranına etkilerini incelemişlerdir.

Scheidl ve Manhartgruber (1998), servovalf ve hidrolik bir silindirden oluşan sistemin 10. mertbeden nonlinear modelini geliştirerek, sistemin singular-perturbation analizini yapmışlardır. Kararlılığın küçük petürbasyon parametreleri ile değiştiğini ifade etmişlerdir. Teorik sonuçları simülasyon ve deneysel olarak desteklemişlerdir.

Le ve diğ. (1998), YSA ve doğrusal öngörülü kodlama tekniği (LPC “Linear prediction coding”) ile elektrohidrolik konum kontrol sisteminde basıncın geçici rejim cevabını kullanarak, sızıntı tipini belirlemiş ve sızıntı debisi miktarını öngörmüşlerdir. Uygulamayı tekli ve çoklu sızıntı durumları için gerçekleştirmişlerdir.

Sepehri ve Wu (1998), elektrohidrolik konum kontrol sistemine, genelleştirilmiş öngörülü kontrol algoritmasını deneysel olarak uygulamışlardır. Zaman-bağımlı sistem parametrelerini kestirmek için U-D (*factorization*) eğri uydurma tekniğini kullanarak model oluşturmuşlar ve sistemdeki nonlinear etkilere rağmen başarılı deney sonuçları elde etmişlerdir.

Ursu ve diğ. (1998), uçuş kontrol sistemlerinde kullanılan elektrohidrolik servo uygulayıcıların doyum nonlineerliğini kompanze etmek için robust bir kontrolör tasarlamışlardır.

Berg ve Ivantysynova (1999), çalışmalarında değişken deplasmanlı hidrolik bir motorun konum ve hız kontrolü için LQR-LTR metodu ile kontrolör tasarlamışlardır. Tasarlanan yeni strateji ile, limit çevrime neden olmayan ve çok düşük statik hataya sahip kontrolör elde etmişlerdir.

Pinsopon ve diğ. (1999), çalışmalarında bir YSA mimarisi (CMAC - *cerebellar model articulation controller*) kullanarak hidrolik bir silindirin gerçek-zamanlı eğitim ve kontrolünü yapmışlardır. YSA kontrolörü (CMAC) klasik PI kontrolörden alınan veriler ile eğitip, YSA kontrolörün sistemdeki nonlineerlikleri tanınmasını sağlamış ve PI kontrolörün izleme performansını yükseltmişlerdir.

Yanada ve Ohnishi (1999), uzun iletim hatlarına sahip elektrohidrolik servo-motorun konum kontrolü için frekans-şekilli kayan kipli kontrol (frequency-shaped sliding mode control – SMC) algoritması geliştirerek, sürekli rejim bozucularına duyarsız konum kontrolü gerçekleştirmişlerdir.

Gale ve Watton (1999), endüstriyel bir uygulamada, hidrolik sistemin performans kontrolü için sistemi gerçek-zamanlı olarak izleyen bir uzman sistem geliştirmişlerdir. Basınç kontrol sistemlerinde arıza tespitini, geliştirdikleri uzman sistemle yapmışlardır. Böylece işletmede öngörülü bakım uygulamışlardır. Freebody ve Watton (1999), zaman-kodlamalı sinyal işleme yaklaşımı ile basınç kontrol sisteminde gerçek-zamanlı durum izleme ve hata tanılama yapan bir yazılım yapmışlardır.

Burton ve diğ. (1999), hidrolik bir servosistem üzerinde, basit YSA model temelli açık çevrim benzeri kontrol, yapay sinir ağı değişken kazançlı PID kontrol ve kompleks YSA temelli kontrol olmak üzere üç ayrı kontrol yöntemini gerçek zamanlı olarak uygulamışlar. Elde edilen sonuçlarla, YSA kullanılan kontrol yöntemlerinin, klasik PID kontrolörlere oranla iyi sonuçlar verdiğini göstermişlerdir.

Eryılmaz ve Wilson (1999), hidrolik sistemin nonlinear kontrolü için, oransal valf'in geometrik özellikleri ve akış debisinin fiziksel model değişkenlerine dayalı nonlinear, birleştirilmiş bir modelini oluşturmuşlardır.

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

Nishiumi ve diğ. (2000), servovalf kontrollü asimetrik silindirden oluşan elektrohidrolik bir sistemi YSA ile kontrol etmişlerdir. Sadece basitleştirilmiş 2. mertebe doğrusal sistem modeli ve sabit kazançlı bir kontrolör kullanarak, robust kontrolör yeteneğini araştırmışlardır. Bu amaçla yüksüz durumda sistemin tanınmasını yaparak, buldukları transfer fonksiyonu modeline dayanan YSA geribeslemeli kontrolörü tasarlamışlardır. İlave olarak, çevrim içi eğitimle YSA kontrolörün bozuculardaki değişimlere uyum sağlayabilmesi için model referanslı adaptif bir kontrolörü de sisteme eklemişlerdir.

Deticek (2000), bulanık PD ve kendikendine-öğrenen bulanık mantıklı bir kontrolör (self-learning fuzzy controller) tasarlayarak, nonlinear hidrolik sistemin konum kontrolunu gerçekleştirmiştir. Akıllı bulanık kontrolörün, klasik adaptif kontrolörlere olan üstünlüklerini ortaya koymuştur.

Eryılmaz ve Wilson (2000a), hassas konum kontrolü içeren uygulamalar için servovalfin merkez konuma yakın çalışması sırasında oluşan sızıntıları da içine alan geliştirilmiş bir nonlinear servovalf modeli geliştirmişlerdir. Eryılmaz ve Wilson (2000b), 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 söylemişlerdir.

Jones ve diğ. (2000), adaptif özelliği olan, kendi-öğrenen bulanık mantıklı kontrolör tasarımı (self-learning fuzzy logic controller) ve, nonlinear hidrolik kontrol sisteminin izleme davranışını geliştirmişlerdir.

Sirouspour ve Salcudean (2000), hidrolik bir servositem için, Lyapunov-temelli nonlinear kontrolör tasarımı yapmışlar, hidrolik sistem parametrelerindeki belirsizlikler için bir adaptasyon kanunu oluşturup, deney ve simülasyon sonuçlarını karşılaştırmışlardır.

Liu ve Daley (2000), hidrolik konum kontrol sistemine optimum-ayarlı nonlinear PID kontrol uygulamışlardır. Sistemin gerçeğe yakın analizi için ölü-bölge nonlinearliğini de içeren bir model geliştirip bu modeli kullanarak optimum-ayarlı PID kontrolü deneysel olarak uygulamışlardır. Hidrolik konum kontrol test düzeneği ile kontrolörün performansını sınamışlardır.

Borutzky ve diğ. (2000), çalışmalarında hidrolik elemanların nesne yönelimli bond graph modellerini, birleştirilmiş modelleme dili olan Modelica ile tanımlamışlardır. Özellikle modellemede hidrolik akışkanın kısılma işlemi, laminar ve türbülanslı akış üzerinde durmuşlardır.

De Jesus ve diğ. (2001), üç çeşit YSA model temelli kontrolörün (model öngörülü kontrol, NARMA-L2 kontrol ve model referans kontrol) performansını, dört değişik uygulama (karıştırıcılı tank reaktör, bir robot kolu, manyetik seviye sistemi ve basit bir dizel motor modeli) üzerinde simülasyonla sınayıp, YSA algoritmalarının karşılaştırmasını yapmışlardır.

Liang ve Virvalo (2001), hidrolik teleskopik bir vinç için, yük indirme sırasında hidrolik enerjiyi bir akümülatörde depolayıp, yükleme strokunda kullanarak enerji tasarrufu sağlayan bir sistem tasarlamışlardır. Enerji tasarruf sistemi, yük-ölçüm sistemi (load-sensing system) ile desteklenmiştir.

İstif ve diğ. (2001), servovalf ve hidrolik motordan oluşan elektrohidrolik sistemi bond graph ile modellemişler, konum kontrolünü PD kontrol ile gerçekleştirmişlerdir. PD kontrol katsayıları ve sistem parametreleri arasındaki ilişkileri irdeleyerek, sistemin dinamik davranışlarını gözlemlemişlerdir.

İstif ve diğ. (2002), elektrohidrolik bir asansörü bond graph ile modelleyerek, sistemin konum kontrolünü PD kontrol ile gerçekleştirmişler, sistem parametrelerinin sistem davranışı üzerine etkilerini incelemişlerdir.

Yuan ve Li (2002), kararsız elektrohidrolik valflerin kontrolü üzerine çalışmış, geçiş rejimi akış kuvvetlerinin sönüm uzunluğu ile kontrol edilebileceğini söylemişlerdir.

Rashidy ve diğ. (2002), hidrolik sistemdeki servovalf hatalarını neuro-fuzzy yaklaşımı ile tanılamışlardır.

Son yıllarda, farklı yapay sinir ağı temelli kontrol yöntemleri hidrolik sistemler üzerinde uygulanmıştır. Hidrolik sistemlerde, yapay sinir ağlarının kullanılmasıyla yapılan çalışmalar, hidrolik sistemlerdeki hata analizi, arızaların öngörülmesi ve konum ve hız kontrolü konularında yoğunlaşmıştır.

Bu çalışmada, hidrolik sisteme ait tanılanmış YSA modelleri kullanılarak, daha önce hidrolik sistemlerin konum kontrolunda denenmemiş olan, NNPC ve NARMA-L2 gibi yeni ve gelişmiş kontrol yöntemleri uygulanmıştır. Özellikle yapay sinir ağlarının hidrolik sistemdeki parametre değişimlerine karşı konum kontrolundaki başarımı, yapay sinir ağlarının nonlineer sistem tanılama ve değişik çalışma koşullarına adaptasyon yeteneğinden yararlanılarak, simülasyonla ve deney sisteminin açık çevrim cevabı ile test edilmiştir.

2. HİDROLİK SİSTEM ELEMANLARI ve MODELLENMESİ

2.1 Giriş

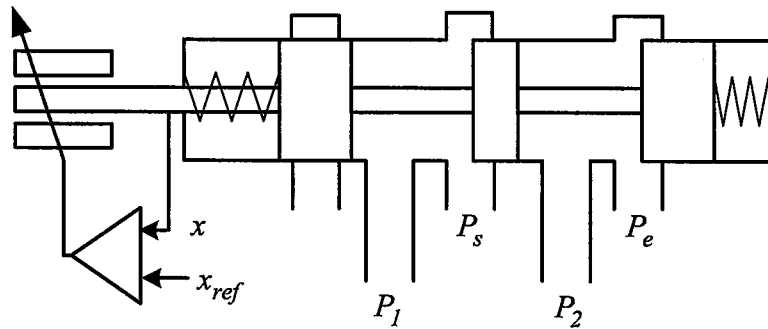
Hidrolik sistemler yüksek güç, hızlı cevap ve hassas konum kontrolü gerektiren uygulamalarda kullanılmaktadır. Uygulama alanlarına örnek olarak robotik manipülatörler, taşıtlarda aktif titreşim sönümleyiciler, üretimde takım tezgahları, havacılıkta yerçekimi ve uçuş simülatörleri verilebilir. Hidrolik sistemlerde doğrusal hareket ve kuvvet elde etmek için hidrolik silindirler, dairesel hareket ve moment elde etmek için ise hidrolik motorlar kullanılır. Hidrolik silindir ve motordaki hareketin kontrolü akış ve yön denetim valfleri kullanılarak yapılır. Hidrolik sistemlerde kullanılan kontrol valfleri genelde bir servovalf yada bir oransal valftir. Servovalfe oranla daha ucuz olan oransal valflerde bir selenoid doğrudan valf sürgüsüne bağlıdır ve üzerine uygulanan elektriksel girişle orantılı olarak sürgüyü hareket ettirir. Hidrolik sistemin performansı büyük ölçüde sistemi oluşturan elemanlara, özellikle de kullanılan kontrol valfine, sürgü geometrisine ve imalat toleranslarına bağlıdır. Üretim hassasiyeti oransal valfleri performans ve maliyet açısından servovalflerden ayırteden önemli bir özelliktir.

2.2 Elektrohidrolik Oransal Valfler

Elektrohidrolik oransal valfler, kısaca elektronik kontrol girişi ile orantılı olarak çıkış (basınç, yön veya akış) veren valf şeklinde tanımlanır (Şekil 2.1). Elektrohidrolik oransal valfler, düşük teknolojiye sahip ikili valflerin elektronik kontrol yardımı ile desteklenmesi ve valf imalatındaki toleransların iyileştirilmesi sonucunda günümüzde yüksek teknoloji ürünü olan ve performansı servovalf teknolojisine yaklaşan ürünler haline gelmiştir. Bu gelişmenin en avantajlı tarafı akışkan güç sistemlerindeki karmaşıklığı azaltmasının yanında, değişken hız ve kuvvet çıkışlı sistemlere uygulanması ve bu sistemlerin tasarımına esneklik getirmesidir.

Elektrohidrolik oransal valfler geliştirilmeden önce ikili selenoid valfler ve servo valfler olmak üzere iki tip valf mevcuttu. İkili solenoid valfler sadece açık kapalı şeklindeki çalışmaları ile performans ve akış denetiminde servovalflerin çok gerisinde idi. Elektrohidrolik oransal valf teknolojisi ile valf sürgüsünün istenen bir ara değere ayarlanması sağlanmış ve sürgününün bu şekilde kontrol edilebilmesiyle elektrohidrolik oransal valfler, solenoid valflerle karşılaştırıldığında yüksek derecede esnekliğe sahip sistemler haline gelmiştir.

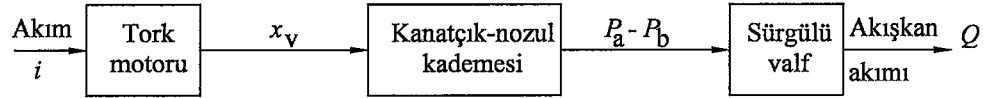
Endüstriyel hidrolik uygulamalarında oransal valflerin büyük bir yeri vardır. Oransal valflerin en önemli avantajı ucuz olmalarıdır. Servovalflere oranla daha düşük imalat hassasiyetine sahip oldukları için, hidrolik akışkan içerisinde bulunan yabancı maddelere karşı daha az duyarlıdırlar. İmalat toleranslarının servovalflere göre daha geniş olması sistem performansının düşmesine neden olur, özellikle valfin merkez konumunda sızıntı debilerinin artması nonlineer bir etki oluşturur. V alf geometrisi sistem performansını oldukça etkiler. Valf sürgüsü ile geçiş yolu arasındaki boşluğa göre valfler boşluksuz (zerolapped), negatif boşluklu (underlapped) ve pozitif boşluklu (overlapped) valfler olarak sınıflandırılır. Sürgü geometrisindeki bu boşluk değişimleri hidrolik sistem dinamiği üzerinde etkilidir. Örneğin pozitif boşluklu valfler ölü bölgeye sahip olduğundan sürekli rejim hatasına sebep olabilirler. Bununla birlikte negatif boşluklu valfler, merkez konumdaki akış kazancının farklı olmasından dolayı sistem kararlılığını etkiler. Ayrıca valf sürgüsü ve geçiş yolu arasındaki sızıntı debilerinin oluşturduğu yük kaybı nedeniyle negatif boşluklu valfin basınç hassasiyeti düşüktür. Bu özelliğin avantajlı tarafı ise ani basınç değişimlerinde sönümleme etkisi yapmasıdır.



Şekil 2.1. Elektrohidrolik oransal valfin şematik kesiti.

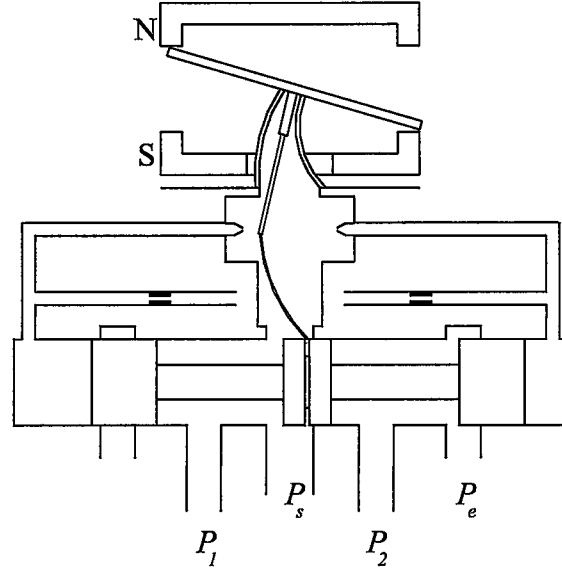
2.3 Elektrohidrolik Servovalfler

Servovalfin çalışma prensibi Şekil 2.2’de verilmiştir (Watton, 1989). İdeal durumda tork motoruna uygulanan elektrik akımıyla çıkış debisi arasındaki ilişki doğru orantılıdır. Servovalfler elektrohidrolik kontrol sisteminin önemli bir parçasını oluşturduğundan akış karakteristiklerinin incelenmesi gerekir.

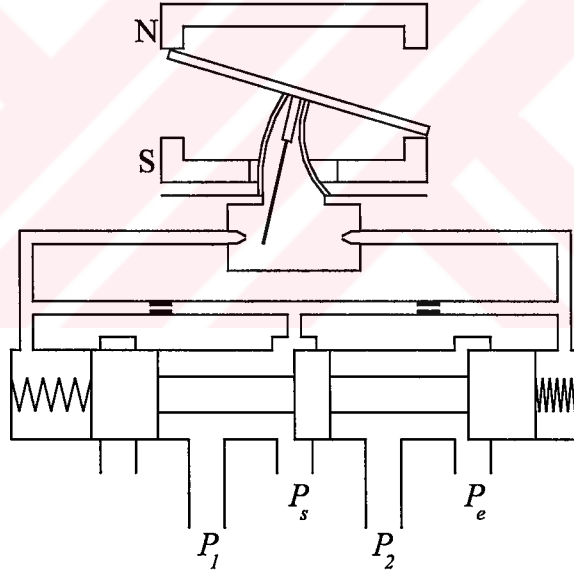


Şekil 2.2. Servovalfin çalışma prensibi.

Bu valflerdeki gelişmeler 1950’li yıllardan sonra hızlanmış ve günümüzde çalışma karakteristiğinin iyileştirilmesi için yapılan çalışmalar sonunda değişik valf tasarımları ortaya çıkmıştır. Şekil 2.3 ve Şekil 2.4’de kanatçık nozul kademesini kullanan iki tip valf tasarımı görülmektedir (Watton, 1989). Her iki servovalfde de, ilk kademedede polarize elektrik tork motoru kullanılmaktadır. Burada örnek olarak incelenen her iki tipte de kanatçık-nozul kademesinde oluşan basınç farkı, bir geri besleme ünitesi vasıtasıyla beş yollu valf sürgüsünü hassas olarak hareket ettirir (Şekil 2.3). Kanatçık hareketi bir tork motoru ile kontrol edilmektedir ve bu şekilde çok düşük düzeydeki bir elektrik sinyali ile çok yüksek güçteki akışkan akışı kontrol edilir. Motor kanatçığı, esnek bir tüple desteklenerek manyetik akı devresindeki hava boşluğuna doğru uzatılmıştır. Bu eleman aynı zamanda elektromanyetik ve hidrolik kısımlar arasındaki sızdırmazlık görevini de yerine getirmektedir. Tork motoruna akım uygulandığında oluşan elektromanyetik kuvvet kanatçığın dönmesine neden olur ve oluşan basınç farkı sürgü üzerine etkir. Sürgü üzerindeki basınç farkında dolayı kuvvet dengesi değişir ve sürgü harekete geçer. Şekil 2.3’de kanatçık ve sürgü arasındaki esnek bir geri besleme yayı ile mekanik geri dönüş sağlayan servovalf tasarımı görülmektedir. Şekil 2.4’deki servovalf ise ana sürgü üzerindeki yay ile doğrudan geri dönüş sağlayan tasarıma bir örnektir.

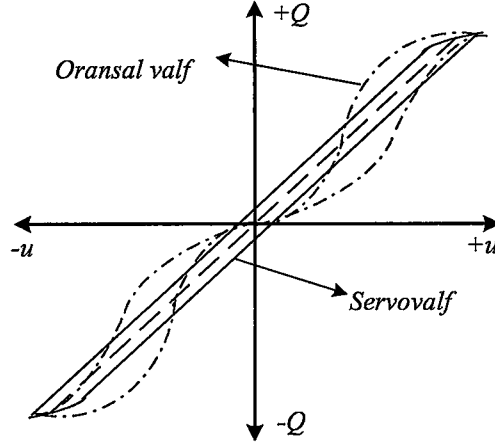


Şekil 2.3. Kanatcık-nozul kademesinde kuvvet geri beslemeli servovalf tasarımı.



Şekil 2.4. Sürgü kademesindeki yay ile doğrudan geri dönüşlü servovalf tasarımı.

Elektrohidrolik oransal valflerde ve servovalflerdeki akım (i), debi (Q) ilişkisi Şekil 2.5 ile verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi her iki valf tipinde de histerisiz ve doyum nonlineerliği mevcuttur. Fakat servovalflerde histerisiz aralığı oransal valfe göre daha dardır. İmalat hassasiyeti çok yüksek olan ve kapalı çevrimli kontrollü oransal valflerde de, servovalf karakteristiğine yakın performans elde edilebilmektedir (Norvelle, 2000).



Şekil 2.5. Servovalf ve oransal valflerin kumanda girişi ve debi ilişkisi.

2.4 Bond Graph Yöntemi

Farklı mühendislik alanlarına ait fiziksel sistem elemanlarının davranış karakteristikleri arasında benzerlik kurulabilir. Bu benzerlikten yararlanarak değişik mühendislik sistemlerinde, aynı fiziksel kurallar kullanılarak modelleme yapılabilir. Bond graph yöntemi bu düşünceyle ortaya çıkmış bir modelleme tekniğidir. Doğru olarak oluşturulmuş bir bond graph modeli, sistemin dinamik davranışlarının belirlenmesi, verim analizinin yapılması, modern kontrol ve optimizasyon teorilerinin uygulanması gibi çalışmalara iyi bir temel oluşturur. Elektrohidrolik sistemler uygulama türüne göre farklı enerji alanları (elektrik, hidrolik, mekanik) arasında enerji dönüşümü sağlarlar. Bu klasik modellemeye bir takım zorluklara neden olabilir. Bu bakımdan hidrolik sistemlerin bir bütün olarak modellenmesinde bond graph yöntemi kullanılmasında fayda vardır.

Bond graph yönteminin felsefesinin anlaşılması açısından sistem, fiziksel eleman, fiziksel model ve bond graph modeli kavramlarının açıklanmasında fayda vardır. Bu amaçla yukarıda bahsedilen kavramlar aşağıda kısaca açıklanmıştır.

2.4.1 Sistem ve model kavramları

Sistem, çeşitli türden enerji modları içeren sonlu sayıda fiziksel elemanın belirli bir görevi yerine getirmek üzere oluşturdukları fiziksel bağlantılar kümesidir. Sistemi

oluşturan fiziksel elemanlar, davranış karakteristiklerini gösteren bir kimliğe sahiptir. İdeal olarak düşünülen bu elemanların davranış karakteristikleri, uç denklemi olarak tanımlanan bağıntılarla belirlenmiştir ve sisteme bağlantı tarzından bağımsızdır. Sistemin davranışını ise sistemi oluşturan elemanların davranış karakteristikleri ve sistem içindeki bağlantı tarzları belirler.

Fiziksel model mühendislik alanlarına ilişkin gerçek sistemlerin, davranış karakteristikleri bilinen (enerji üreten, harcayan, depolayan veya enerjiyi kayıpsız olarak aktaran) elemanlar vasıtasıyla yapılan ve elemanlar arasındaki bağlantı şeklini de (paralel, seri) açıklayan temsili gösterimdir.

Matematik model, fiziksel model yardımıyla elde edilen, sistemin kinematik ve dinamik davranışlarını tanımlayan diferansiyel denklemlerdir. Bu denklemlere aynı zamanda sistemin durum denklemleri de denilir. Bu denklemler sistemin durum uzayı formunda ifade edildiği zamanki gibi birinci mertebeden olabileceği gibi sistemin serbestlik derecesine ve kullanılan yöntemle bağlı olarak ikinci ve daha yüksek mertebeden diferansiyel denklemler de olabilirler.

Sistemin bond graph modeli, davranış karakteristikleri belirlenmiş elemanların sistem içindeki bağlantı tarzlarını göstermek suretiyle sistemdeki enerji dağılımını ve akışını gösteren, sistemin dinamik davranışını tanımlayan grafiksel bir anlatım şeklidir (Sağırlı, 1996).

Tablo 2.1. Değişik mühendislik alanlarına ait sistem değişkenleri ile bu değişkenlere ait güç ve enerji bağıntıları

	Sistem Değişkenleri		Enerji Değişkenleri		Güç ve Enerji Bağıntıları
Genel	Uç Değişken E	İç Değişken F	Deplasman Φ	Momentum q	$P = e \cdot f$ (J/s) $E = \int e \cdot f \, dt$ (J)
Elektrik	Gerilim U (V)	Akım I (A)	Akı Φ (V.s)	Yük q (A.s)	$P = u \cdot i$ (W) $E = \int u \cdot i \, dt$ (W.s)
Mekanik (doğrusal)	Hız V (m/s)	Kuvvet F (N)	Deplasman x (m)	Momentum q _v (N.s)	$P = v \cdot f$ (Nm/s) $E = \int v \cdot f \, dt$ (Nm)
Mekanik (döner)	Açısal Hız ω (rd/s)	Moment M (N.m)	Açı θ (rd)	Açısal Mom. q _w (N.m.s)	$P = M \cdot \omega$ (Nm/s) $E = \int M \cdot \omega \, dt$ (Nm)
Hidrolik	Basınç P (N/m ²)	Debi Q (m ³ /s)	Hacim V (m ³)	Momentum Γ (N.s/m ²)	$P = P \cdot Q$ (Nm/s) $E = \int P \cdot Q \, dt$ (Nm)
Termik	Sıcaklık T (°K)	Isı Debisi Q _t (J/s)	Isı H (J)		$P = Q_t$ (J/s) $E = \int Q_t \, dt$ (J)

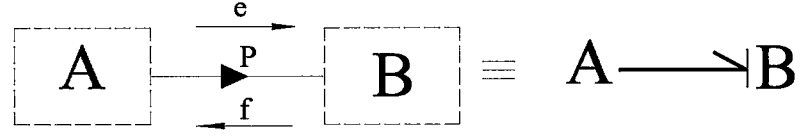
2.4.2 Fiziksel sistem elemanları

Bond graph yönteminde fiziksel sistem elemanları sistemin yapı taşlarını oluşturmaktadır. Bu elemanlar sistem içinde belirli bir görevi yerine getirecek şekilde uçları ile birbirlerine bağlıdır. Fiziksel sistem elemanlarının bağlı bulundukları düğümlerde birbirleriyle enerji alışverişi yapmalarını sağlayan iki temel değişken vardır. Bu değişkenlere elemanların iç ve uç değişkenleri adı verilir. Elemanların iç ve uç değişkenlerine aynı zamanda sistem değişkenleri veya güç değişkenleri de denilmektedir. Fiziksel sistem elemanlarının davranış karakteristiğini belirleyen, iç ve uç değişkenleri arasında matematik bağıntıya ise elemanların uç denklemi adı verilir. Değişik mühendislik alanlarına ait sistem değişkenleri ile bunlara ait güç ve enerji bağıntıları Tablo 2.1’de görülmektedir. Fiziksel sistemin davranışını belirleyen sistem elemanları, enerji karakteristikleri bakımından aktif ve pasif elemanlar olmak üzere iki ana gruba ayrılırlar. Aktif elemanlar, ürettikleri enerjiyi bağlı bulundukları sisteme vererek sistemi uyaran elemanlardır. Pasif elemanlar, aktif elemanlar tarafından sisteme verilen enerjiyi kullanan elemanlardır. Sistemin davranışı, pasif elemanlar sınıfına giren elemanların uç ve iç değişkenlerinin davranışlarıyla yakından ilgili olduğundan, bu elemanların iç ve uç değişkenlerinin bir bölümü sistemin durum değişkenlerini oluştururlar.

2.4.3 Bond graph elemanları

Bir önceki bölümde tanımlanan fiziksel sistem elemanları birtakım sembollerle gösterilebilir. Fiziksel sistem elemanlarını temsilen kullanılan ve onların davranış karakteristiklerini tanımlayan bu sembollere bond graph elemanı adı verilir. Tüm elemanlar temelde enerji bağı adı verilen bir doğru parçası ile temsil edilir. Enerji bağı, sistem içinde herhangi iki enerji kapısı arasında enerji veya güç akışını göstermek üzere kullanılan bir doğru parçasıdır. Gücün veya enerjinin pozitif akış yönünü göstermek üzere enerji bağının ucuna bir “yarım ok” ilave edilir. Yine enerji bağının bir ucuna çizilen dik çizgi uç değişkenin (e), diğer ucunda olduğu varsayılan nokta ise iç değişkenin (f) pozitif akış yönünü gösterir. Şekil 2.6’da A ve B gibi iki enerji kapısı arasındaki güç (P) akışı ile uç (e) ve iç (f) değişkenlerin akış yönlerinin bond graph modeli olarak ifadesi görülmektedir. Fiziksel sistemde elemanların birbirlerine bağlandığı düğüm noktaları ise enerji kapıları ile gösterilir. Farklı enerji

domenlerine ait fiziksel sistem elemanlarının bond graph modelleri ve uç denklemleri Tablo 2.2’de görülmektedir.



Şekil 2.6. A ve B enerji kapıları arasındaki güç akışının ve sistem değişkenlerinin akış yönünün bond graph modeli olarak gösterilmesi.

2.4.4 Fiziksel sistemden bond graph modeline geçiş

Fiziksel sistemden bond graph modeline geçiş için öncelikle sistemin fiziksel modelinin oluşturulması gerekir. Oluşturulan fiziksel modelde elemanların düğüm noktalarındaki bağlantı tarzları göz önüne alınarak enerji kapıları oluşturulur. Elemanların uç uca bağlandığı düğümler paralel kapılarına karşılık gelirken ardışık bağlanmış düğümler seri kapılarına karşılık gelir. Her düğüm noktasına karşılık gelen enerji kapısına o düğüm noktasına bağlı olan fiziksel elemana karşılık gelen bond graph elemanı bağlanır. Enerji kapıları arasındaki bağlantıyı sağlayan enerji bağları da çizildikten sonra sistemde güç akışını gösteren yarım oklar enerji bağları üzerine eklenir. Son olarak bond graph yönteminde tanımlanan nokta ve çizginin seçimine ait kurallara (Karnopp ve Rosenborg, 1983) uygun olarak nedensellik çalışması yapılarak sistemin bond graph modeli tamamlanır.

2.4.5 Durum denklemleri

Fiziksel sistemin matematiksel durum modelinde durum değişkenleri, enerji biriktiren kapasite sınıfı elemanlara ilişkin uç değişkenler ve endüktans sınıfı elemanlara ilişkin iç değişkenler arasından seçilir. Sistemin matematiksel durum modelini elde etmek için aşağıdaki işlem sırası takip edilir.

- Fiziksel sistemin bond graph modeli çıkarılır. Elemanların enerji karakteristikleri göz önüne alınarak enerji bağlarındaki güç akış yönleri (yarım ok) tesbit edilir.

Tablo 2.2. Fiziksel sistem elemanlarının bond graph elemanı olarak gösterilmesi

		Fiziksel Eleman	Uç Denklemi	Bond Graph Elemanı Olarak Gösterilişi
Tek Kapılı	Uç Değişken Kaynağı		$S_e = e$	
	İç Değişken Kaynağı		$S_f = f$	
	Direnç Sınıfı Eleman		$e_R = R \cdot f_R$	
	Kapasite Sınıfı Eleman		$f_C = C \cdot de_C/dt$	
	Endüktans Sınıfı Eleman		$e_L = L \cdot df_L/dt$	
İki Kapılı	Trafo Sınıfı Eleman		$\begin{bmatrix} e_1 \\ f_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & n \\ n & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 \\ e_2 \end{bmatrix}$	
	Jirator Sınıfı Eleman		$\begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \alpha \\ \alpha & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{bmatrix}$	
	Tek Yönlü Eleman		$\begin{bmatrix} f_1 \\ e_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ A & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_1 \\ f_2 \end{bmatrix}$	
Seri Ve	Seri Kapısı		$P_1 + P_2 + P_3 = 0$ $f_1 = f_2 = f_3$ $e_1 + e_2 + e_3 = 0$	
Paralel Kapısı	Paralel Kapısı		$P_1 + P_2 + P_3 = 0$ $e_1 = e_2 = e_3$ $f_1 + f_2 + f_3 = 0$	

- Bond graph modelinde sistem değişkenlerinin akış yönlerini gösteren nedensellik işaretlerinin (nokta-çizgi) seçimi yapılır.
- Enerji kapısına çizgi olarak giren kapasite sınıfı elemanların uç değişkenleri ve nokta olarak giren elemanların iç değişkenleri durum değişkenleri olarak tespit edilir.
- Durum değişkenli elemanların uç denklemlerini içeren denklem sistemi yazılır. Enerji kapılarındaki süreklilik ve uygunluk denklemlerinden yararlanılarak denklem sistemindeki bağımlı değişkenler, bağımsız değişkenler cinsinden ifade

edilir. Elde edilen denklem sistemi, (1) denklem sistemi formunda olup sistemin durum denklemleri olarak adlandırılır.

$$\dot{\underline{X}} = [\underline{A}] \cdot \underline{X} + [\underline{B}] \cdot \underline{U} \quad (2.1)$$

$$\underline{Y} = [\underline{C}] \cdot \underline{X} + \underline{D} \cdot \underline{U} \quad (2.2)$$

(2.1) nolu matematiksel durum uzay modellerini oluşturan denklem sistemlerinde;

$\underline{X} = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T$ olmak üzere durum değişkenleri vektörünü,

$\dot{\underline{X}} = [\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dots, \dot{x}_n]^T$ olmak üzere durum değişkenlerinin türevlerini içeren vektörü,

$\underline{U} = [u_1, u_2, \dots, u_r]^T$ olmak üzere kaynak vektörünü,

$\underline{Y} = [y_1, y_2, \dots, y_k]^T$ olmak üzere sistem cevabı vektörünü oluşturmaktadır.

$[\underline{A}] = a_{ij}$ ($i, j = 1, \dots, n$) olmak üzere durum değişkenleri vektörü katsayılar matrisini,

$[\underline{B}] = b_{ij}$ ($i = 1, \dots, n, j = 1, \dots, r$) girişe ait kaynak vektörü katsayılar matrisini,

$[\underline{C}] = c_{ij}$ ($i, j = 1, \dots, k$) çıkışa ait durum değişkenleri katsayılar matrisini,

$[\underline{D}] = d_{ij}$ ($i = 1, \dots, k, j = 1, \dots, r$) kaynak vektörü katsayılar matrisini göstermektedir.

2.5 Oransal Valf Modeli

Birçok araştırmacı oransal valfler için model geliştirmiştir. Yapılan bütün modellemelerde debi denklemlerinden yola çıkılmaktadır. Bu tür valflerde debi eşitliği ani kesit kısılmasına bağlı olarak Bernoulli formunda yazılır.

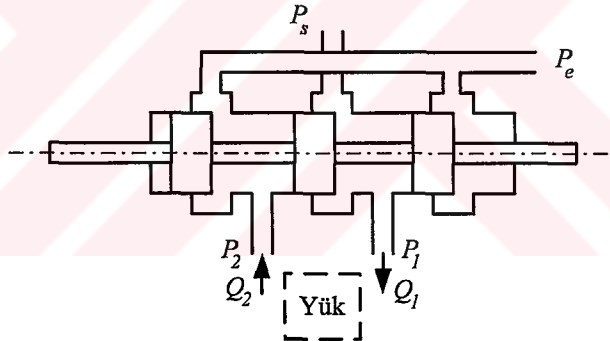
$$Q = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad (2.3)$$

Q : Hacimsel debi.

Akış kayıplarını ifade eden akım sabiti (C_q) kısıt tipine ve akış koşullarına bağlıdır. Akış sabitinin değeri deneysel olarak bulunur ve valf imalatçısı tarafından verilir. Valf sürgüsü ile geçiş yolu arasındaki boşluğa göre valfler sıfır boşluklu (zerolapped), negatif boşluklu (underlapped) ve pozitif boşluklu (overlapped) valfler olarak sınıflandırılır.

2.5.1 Sıfır boşluklu sürgülü valf

Hidrolik sistem uygulamalarında, akışkan yön ve debi kontrolunda kullanılan beş yollu valfin şematik kesiti Şekil 2.7’de verilmiştir.



Şekil 2.7. Sıfır boşluklu sürgülü valf.

Sıfır boşluklu valflerde silindirik valf pistonu ve akış yolu (port) genişliği, valf pistonu merkez konumda iken akışkan akımına izin vermeyecek şekilde, aynı ölçülerde imal edilmiştir. Bununla birlikte imalat toleransları nedeniyle gerçekte sızıntı debilerine neden olan çok küçük boşluklar mevcuttur. Sızıntı debilerinin ihmal edilmesi ile bu valf için sürekli akım denklemleri aşağıdaki gibi düzenlenebilir:

$$Q_1 = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_s - P_1)}{\rho}} \quad (2.4)$$

$$Q_2 = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_2 - P_e)}{\rho}} \quad (2.5)$$

$Q_1 = Q_2$ ve tank dönüş basıncı $P_e = 0$ olması durumunda

$$P_1 + P_2 = P_s \text{ ve } P_1 - P_2 = P_l$$

olarak tanımlandığında;

$$P_1 = \frac{P_s + P_l}{2} \quad (2.6)$$

$$P_2 = \frac{P_s - P_l}{2} \quad (2.7)$$

şeklinde elde edilir.

Böylece genelleştirilmiş debi denklemi aşağıdaki gibi bulunur:

$$Q = Q_1 = Q_2 = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{(P_s - P_l)}{\rho}} \quad (2.8)$$

Bu eşitlikte akım yolu geometrisi (port şekli) tanımlanmamıştır. Denklem hem doğrusal, hem de belirli bir yük basıncında, debi değişiminin valf pistonu hareketiyle orantılı olmadığı dairesel portlar için geçerlidir. Valf pistonu hareketiyle oluşan akış kesiti değişiminin doğrusal olması istenirse aşağıdaki eşitlik yazılabilir:

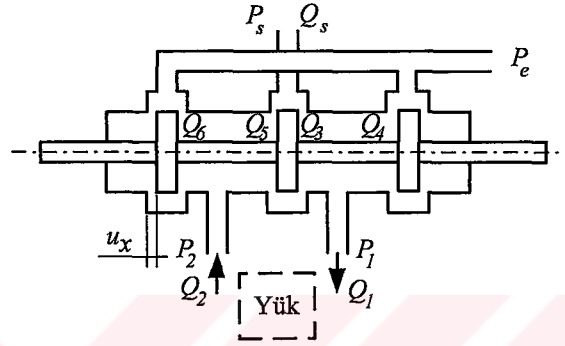
$$a = w \cdot x \quad (2.9)$$

x : Valfin hareket miktarı.

w : Alan gradyeni.

2.5.2 Negatif boşluklu sürgülü valf

Negatif boşluklu valfte Şekil 2.8’de görüldüğü gibi valf pistonu ve akım yolu genişliği arasında u_x değerinde bir boşluk vardır. Bu boşluk nedeniyle valf pistonunun merkez konumunda da sürekli sızıntı debileri vardır. Bu sızıntı debilerinin oluşturduğu yük kaybı nedeniyle sistemin basınç hassasiyeti düşüktür. Bu özelliğin avantajlı tarafı, sistemdeki ani basınç değişimlerinde valfin sönümleme etkisi yapmasıdır.



Şekil 2.8. Negatif boşluklu sürgülü valf.

Şekildeki valf pistonunun sola doğru hareketi için, valf hareketinin (x), boşluk değerinden (u_x) küçük olması durumunda debi denklemleri şu şekilde düzenlenebilir.

$$Q_1 = Q_3 - Q_4 \quad (2.10)$$

$$Q_2 = Q_6 - Q_5 \quad (2.11)$$

olmak üzere,

$$Q_1 = C_q \cdot w \cdot (u_x + x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_s - P_1)}{\rho}} - C_q \cdot w \cdot (u_x - x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_1}{\rho}} \quad (2.12)$$

$$Q_2 = C_q \cdot w \cdot (u_x + x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_2}{\rho}} - C_q \cdot w \cdot (u_x - x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_s - P_2)}{\rho}} \quad (2.13)$$

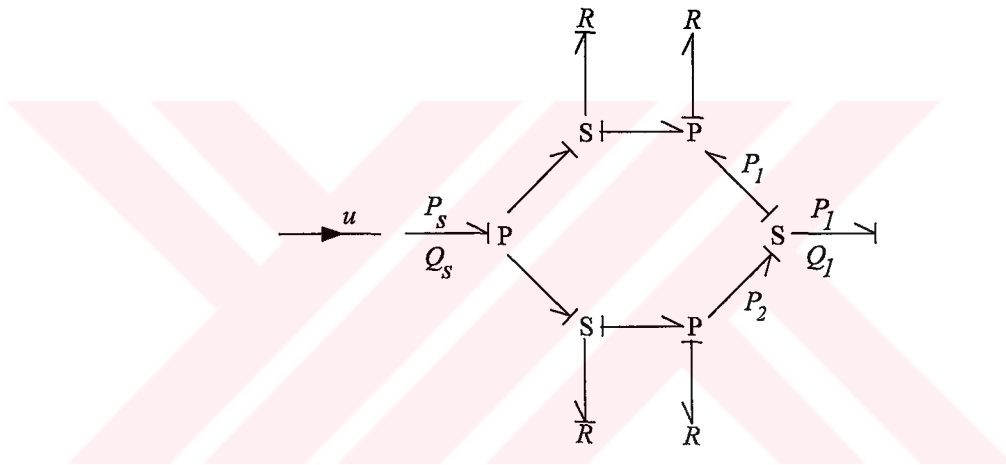
elde edilir. Boşalma katsayısı ve alan gradyeni terimleri yerine valf katsayısı, valf pistonu hareket miktarı yerine valfe uygulanan sinyal girişi, u (V) olarak yazıldığında denklemler aşağıdaki şekli alır:

$$Q_1 = k_f \cdot (i_u + u) \cdot \sqrt{(P_s - P_1)} - k_f \cdot (i_u - u) \cdot \sqrt{P_1 - P_e} \quad (2.14)$$

$$Q_2 = k_f \cdot (i_u + u) \cdot \sqrt{P_2 - P_e} - k_f \cdot (i_u - u) \cdot \sqrt{P_s - P_2} \quad (2.15)$$

Burada valf boşluk miktarının gerilim eşdeğeri i_u (V) olarak yazılmıştır.

Oransal valfin bond graph modeli, Şekil 2.9 ile verilmiştir.

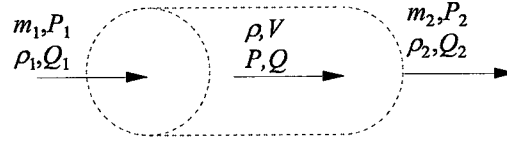


Şekil 2.9. Negatif boşluklu valfin bond graph modeli.

Şekil 2.9'daki valf modelinde, seri kapılar (S) basınç dağılımlarını, paralel kapılar (P) ise debi dağılımlarını göstermektedir. Seri ve paralel kapılarındaki sızıntı dirençleri R ile gösterilmiştir. Sızıntı dirençleri valf pistonunun yerdeğişimi ile modülelidir. P_s ve Q_s besleme basıncı ve besleme debisini ifade etmektedir.

2.6 Genelleştirilmiş Akış Denklemleri

Girişteki kütleli debisi m_1 , çıkıştaki kütleli debisi m_2 olan akışkan akımı gözönüne alındığında (Şekil 2.10), süreklilik denklemi 2.16 ile ifade edilir.



Şekil 2.10. Genelleştirilmiş akışkan hacmi.

$$\rho_1 \cdot Q_1 - \rho_2 \cdot Q_2 = \frac{d}{dt}(\rho V) \quad (2.16)$$

Burada Q_1 giriş debisi, Q_2 de çıkış debisidir. Yoğunluğun (ρ) akış boyunca sabit kaldığı varsayılırsa, eşitlik aşağıdaki şekilde düzenlenebilir:

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (2.17)$$

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dV}{V} = \frac{dP}{\beta_e} \quad (2.18)$$

Akışkanın sıkıştırılabilirliği tanımından, 2.18 numaralı ifade gözönünde bulundurularak 2.17 yeniden düzenlendiğinde akışkanın hacimsel elastisitesi de hesaba katılmış olur.

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta_e} \cdot \frac{dP}{dt} \quad (2.19)$$

Elde edilen denklem, sistemin analizinde kullanılacak olan sürekli akım denklemidir. Denklemden ifade edilen giriş ve çıkış debileri arasındaki fark sürekli rejim teorisinden elde edilmiştir ve aşağıdaki iki bileşenden oluşmaktadır:

- a. Piston hareketiyle oluşan geometrik hacim değişimi $\frac{dV}{dt}$
- b. Akışkanın sıkıştırılabilirliği sonucu hacim değişimi $\frac{V}{\beta_e} \cdot \frac{dP}{dt}$

Basınç etkileriyle oluşan cidar deformasyonu eşdeğer elastisite tanımında dikkate alınmıştır.

2.7 Genelleştirilmiş Momentum Denklemi

Newton'un ikinci hareket kanunu akışkan hacmine uygulandığında 2.20 numaralı ifade elde edilir.

(uygulanan kuvvet) - (toplam direnç kuvvetleri) = (kütle) . (ivme)

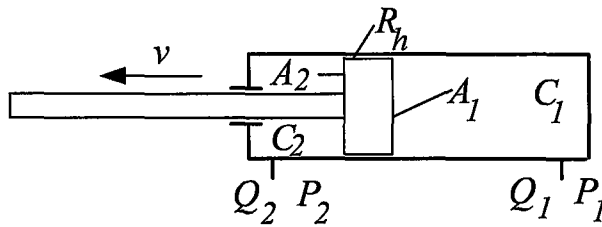
$$(P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2) - \sum F_i = M \cdot \frac{dv}{dt} \quad (2.20)$$

A_1 girişteki akıma dik kesit alanı, A_2 ise çıkıştaki akıma dik kesit alanıdır. M referans hacmin kütlesi ve v ise akışkan hızıdır.

2.8 Silindir Modelinin Elde Edilmesi

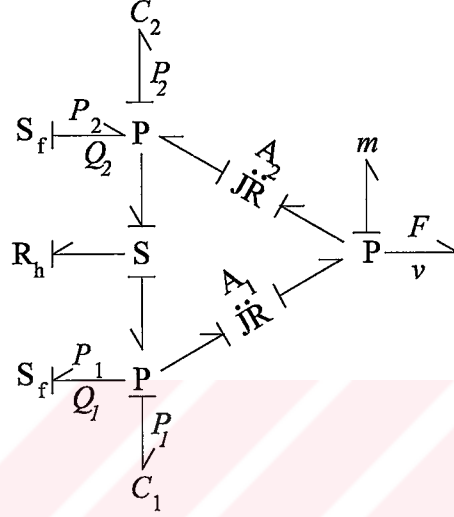
Hidrolik sistemlerde pompada üretilen akış hareketi valf ile yönlendirildikten sonra hidrolik silindir kullanılarak doğrusal harekete yada hidrolik motor ile dönme hareketine dönüştürülür.

Bu çalışmada çift etkili asimetrik hidrolik silindir kullanılmıştır (Şekil 2.11). Asimetrik silindirin bond graph modeli ise Şekil 12'de görülmektedir. Asimetrik yapısından dolayı aynı debi değeri için açılma ve kapanma hızları farklı olmaktadır. Aynı nedenden ötürü her iki yönde aynı besleme basıncı için farklı itme kuvvetleri oluşmaktadır. Ayrıca bu tür silindirlerde doğal frekans, pistonun konumuna bağlı olarak strok boyunca asimetrik olarak değişir (Şekil 2.14). Bu da modelleme ve kontrol açısından zorluk yaratır.

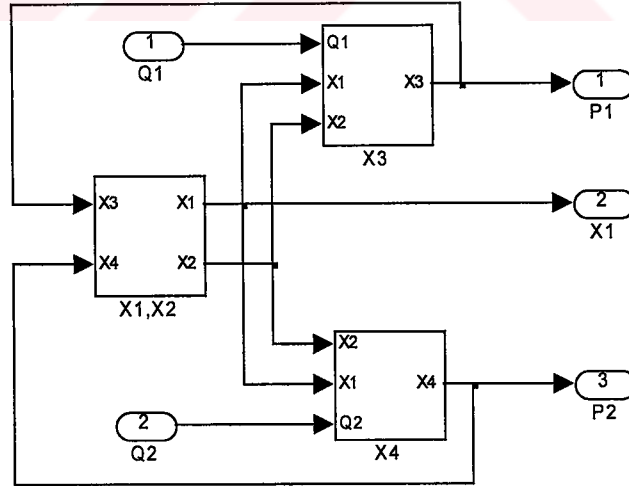


Şekil 2.11. Asimetrik silindir.

Hidrolik silindir, simulink ile parametrik olarak modellenerek simulink kütüphanesine katılmıştır. Simülasyon çalışmasına hazırlık olarak, sistem modellemesi yapılırken blok olarak kullanılmaktadır. Bond graph modelinden de faydalanarak geliştirilen model yapısında giriş olarak nonlinear debi denklemleri kullanılmakta, çıkışta silindirin her iki odasındaki basınç ve piston konumu elde edilmektedir (Şekil 2.13).



Şekil 2.12. Asimetrik silindirin bond graph modeli.

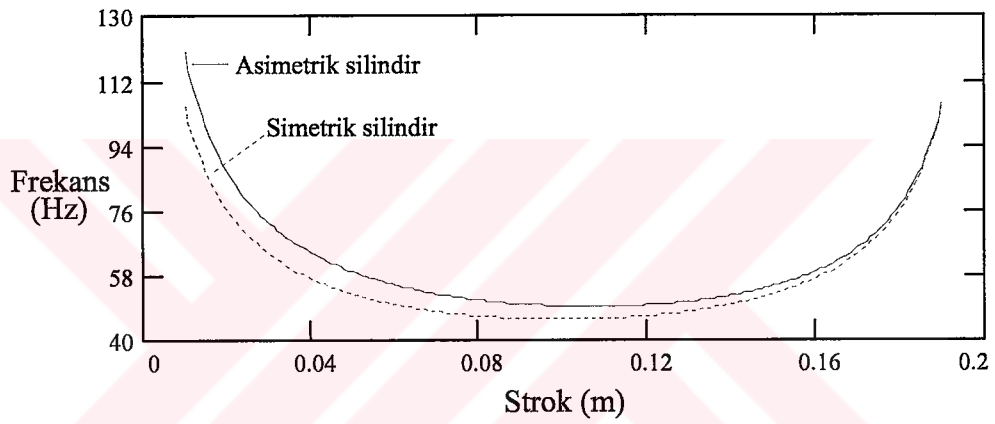


Şekil 2.13. Asimetrik silindirin simulink modeli.

Asimetrik bir silindir için doğal frekans aşağıda verilen formülle piston konumuna bağlı olarak hesaplanır (Robert Bosh, 1989) (Mannesmann Rexroth, 1989).

$$\omega_{os} = \sqrt{\frac{\beta}{M} \left[\frac{A_1^2}{V_1} + \frac{A_2^2}{V_2} \right]} \quad (2.21)$$

Şekil 2.14' de görüldüğü gibi, silindirin doğal frekansı orta kısmında yaklaşık sabit olmakta, uç noktalarda artmaktadır. Ayrıca aynı ölçülerdeki simetrik bir silindir için doğal frekansın strok boyunca değişimi, silindirin her iki tarafında da aynı olmaktadır.



Şekil 2.14. Piston konumuna bağlı olarak asimetrik silindirdeki doğal frekansın değişimi.

Şekil 2.11' deki asimetrik silindire genelleştirilmiş sürekli akım denklemi uygulandığında, sistemin eşdeğer elastiklik modülü de gözönünde bulundurularak, silindir giriş ve çıkışındaki debiler silindirin her iki tarafa hareketi için aşağıdaki şekilde yazılabilir (2.22, 2.23):

a. Silindirin açılması sırasında:

$$Q_1 - 0 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (2.22)$$

$$0 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (2.23)$$

b. Silindirin kapanması sırasında:

$$Q_2 - 0 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (2.24)$$

$$0 - Q_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (2.25)$$

eşitlikler aşağıdaki şekilde düzenlenebilir:

a. Silindirin açılması sırasında:

$$Q_1 = A_1 \cdot v + \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (2.26)$$

$$Q_2 = A_2 \cdot v - \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (2.27)$$

b. Silindirin kapanması sırasında:

$$Q_2 = A_2 \cdot v + \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (2.28)$$

$$Q_1 = A_1 \cdot v - \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (2.29)$$

Burada v piston hızıdır. Her iki durum için de giriş ve çıkış debileri akım yönü işaretine bağlı olarak aşağıdaki şekilde kullanılabilir (2.30, 2.31):

$$Q_1 = A_1 \cdot v + \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (2.30)$$

$$Q_2 = A_2 \cdot v - \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (2.31)$$

Dinamik açıdan V_1 ve V_2 hacimleri piston hareketi ile değişmektedir. Pistonun hareketi sırasında oluşan hacim değişimi başlangıç hacmine göre çok küçük bir değere sahip olduğundan ihmal edilebilir ($A_1 \cdot y \ll V_1$ veya $A_2 \cdot y \ll V_2$) (Watton, 1989). Böylece V_1 ve V_2 hacimlerinin sabit alınmasıyla, silindirin her iki tarafı için iki adet kapasitans terimi yazılabilir.

$$C_1 = \frac{V_1}{\beta_e} \quad (2.32)$$

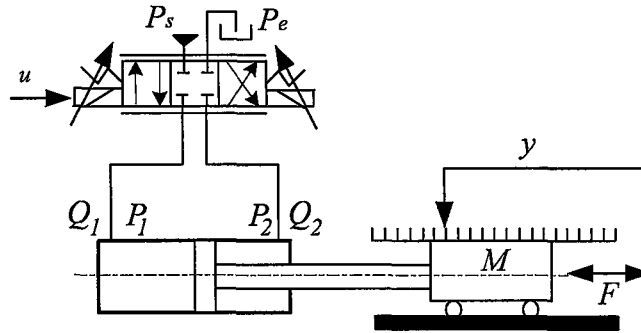
$$C_2 = \frac{V_2}{\beta_e} \quad (2.33)$$

Genelleştirilmiş momentum denklemi gözönünde bulundurularak asimetrik silindir için 2.34 numaralı ifade yazılabilir.

$$P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 = M \cdot \frac{dv}{dt} + B_v \cdot v + F_L \quad (2.34)$$

2.9 Valf Silindir Sistemi

Negatif boşluğa sahip bir oransal valf ile kontrol edilen asimetrik silindirin devre şeması Şekil 2.15’de görülmektedir.



Şekil 2.15. Valf-silindir sistemi.

Şekil 2.16. Oransal valf-silindir sisteminin bond graph modeli.

$$Q_1 = k_f \cdot (i_u + u) \cdot \sqrt{(P_s - P_1)} - k_f \cdot (i_u - u) \cdot \sqrt{P_1}$$
$$Q_1 = k_f \cdot (i_u + u) \cdot \sqrt{(P_s - P_1)} - k_f \cdot (i_u - u) \cdot \sqrt{P_1} \quad (2.35)$$

$$P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 = F \quad (2.37)$$

Valf silindir sisteminin modellenmesinde kullanılan debi denklemleri doğrusal olmayan terimler içerdiğinden, elektrohidrolik sistemi ifade eden diferansiyel denklemler doğrusal değildir. Bu diferansiyel denklemlerin sayısal çözümü için Runge Kutta IV sayısal integrasyon yöntemi kullanılabilir (Çağal, 2000). Elektrohidrolik sistemde kullanılan negatif boşluklu oransal valfin debileri, valf pistonu hareketine karşılık gelen valf kontrol geriliminin fonksiyonu olarak

düzenlenmiştir (2.35, 2.36). Her iki yöndeki akışkan akımı gözönünde bulundurularak, akım yönü işaretine ve değerine bağlı olarak doğrusal olmayan debi denklemleri aşağıdaki şekilde düzenlenebilir (2.38, 2.39).

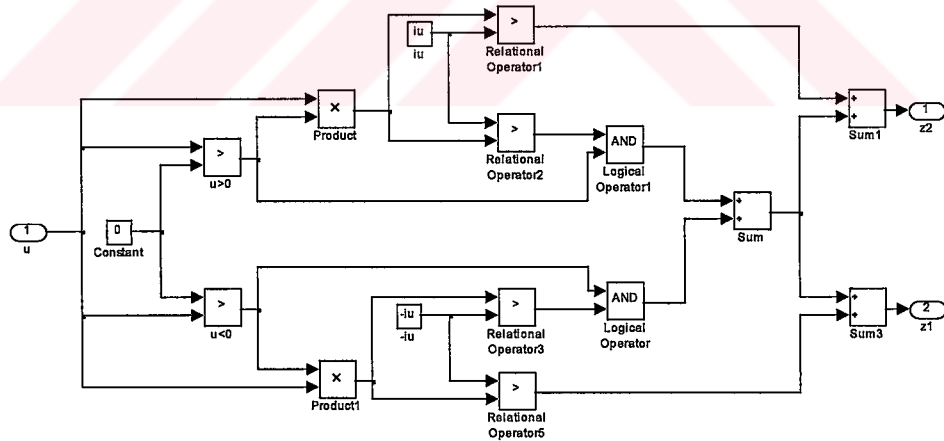
$$Q_1 = Z_2 \cdot k_f \cdot (i_u + u) \cdot \sqrt{|P_s - P_1|} \cdot \text{sign}(P_s - P_1) - Z_1 \cdot k_f \cdot (i_u - u) \cdot \sqrt{|P_1 - P_e|} \cdot \text{sign}(P_1 - P_e) \quad (2.38)$$

$$Q_2 = Z_2 \cdot k_f \cdot (i_u + u) \cdot \sqrt{|P_2 - P_e|} \cdot \text{sign}(P_2 - P_e) - Z_1 \cdot k_f \cdot (i_u - u) \cdot \sqrt{|P_s - P_2|} \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \quad (2.39)$$

burada:

$$\begin{aligned} u > 0 \text{ için } Z_2 &= 1 \text{ ve } u \geq i_u \text{ için } Z_1 = 0; & u < i_u \text{ için } Z_1 &= 1 \\ u < 0 \text{ için } Z_1 &= 1 \text{ ve } u \leq -i_u \text{ için } Z_2 = 0; & u > -i_u \text{ için } Z_2 &= 1 \end{aligned}$$

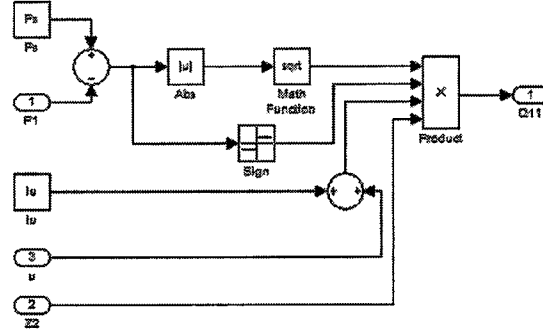
Valf kumanda geriliminin değerine göre, simülasyonda akış yönünün belirlenmesine ve sızıntı debilerinin olup olmadığına karar verebilmek için yukarıda verilen ifadelerle Şekil 2.16' da verilen simülik modülü oluşturulmuştur. Bu modülle üç farklı durum için yazılan debi denklemleri yerine sadece bir çift debi denklemine ihtiyaç duyulur.



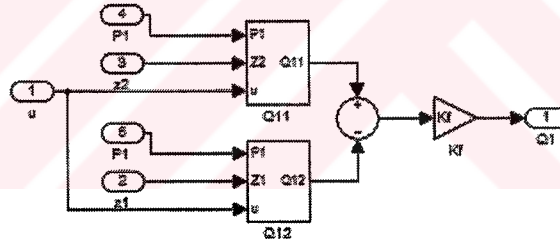
Şekil 2.17. Kumanda giriş yönü ve değerine göre işaret üreten simulink fonksiyonu.

Oransal valfin bir akış yolu için verilen debi denkleminin simulink modeli Şekil 2.18 ile verilmiştir. 2.38 ve 2.39 ile verilen debi denklemleri negatif boşluk sızıntılarının da bulunduğu toplam 4 debiden oluşmaktadır. Valf sürgüsünün her iki

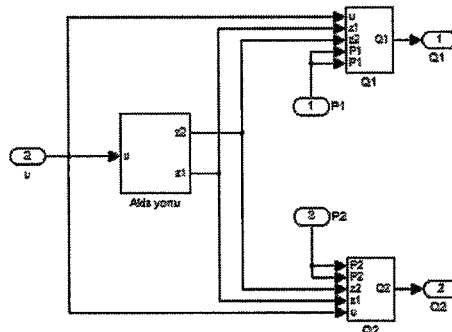
tarafa hareketi için ve negatif boşluğun kapanması durumunda üç çift farklı debi denklemi ortaya çıkmaktadır. Valf kumanda sinyalinin büyüklüğü ve işaretine bağlı olan bu denklemler Şekil 2.17 ile verilen işaret üreten fonksiyon kullanılarak, birleştirilmiş bir çift debi denklemi haline dönüştürülmüştür (Şekil 2.19-b). Bir yöndeki akış için sızıntı akışında içeren debi denkleminin simulink modeli Şekil 2.19-a ile verilmiştir.



Şekil 2.18. Oransal valfin bir akış yolu için debi denklemi simulink modeli.

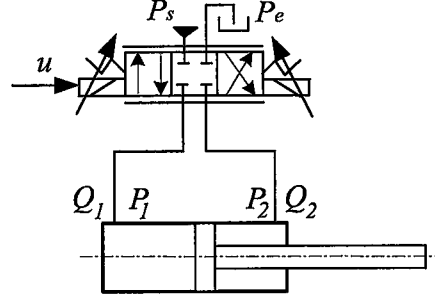


a



b

Şekil 2.19. a- Oransal valf debilerinin kapalı formdaki simulink modeli b- Akış yönü işaretine ve değerine göre valfin birleştirilmiş simulink modeli.



Şekil 2.20. Valf silindir modeli.

Valf-silindir bağlantısında valfdan çıkan akışkan silindirin bağlı bulunduğu tarafına dolmakta, silindirin sıkışan tarafındaki akışkan ise valfin dönüş yolu üzerinden tahliye olmaktadır (Şekil 2.20). Böylece, valf debileri, silindir giriş ve çıkış debilerine (2.40, 2.41) eşitlendiğinde:

$$Q_1 = k_f \cdot (i_u + u) \cdot \sqrt{P_s - P_1} - k_f \cdot (i_u - u) \cdot \sqrt{P_1} = A_1 \cdot v + \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (2.40)$$

$$Q_2 = k_f \cdot (i_u + u) \cdot \sqrt{P_2} - k_f \cdot (i_u - u) \cdot \sqrt{P_s - P_2} = A_2 \cdot v + \frac{V_2}{\beta} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (2.41)$$

elde edilir. Buna göre 2.37 numaralı eşitlikle birlikte, elektrohidrolik sistemin dinamik davranış denklemleri aşağıdaki gibidir (2.42):

$$\frac{dy}{dt} = v$$

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{B_v}{M} \cdot v + \frac{A_1}{M} \cdot P_1 - \frac{A_2}{M} \cdot P_2 - \frac{F_L}{M}$$

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{1}{C_1} \cdot (Q_1 - A_1 \cdot v) \quad (2.42)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = -\frac{1}{C_2} \cdot (Q_2 - A_2 \cdot v)$$

Burada;

y : Piston konumu.

v : Piston hızı.

P_1 : Silindirin 1. tarafındaki basınç.

P_2 : Silindirin 2. tarafındaki basınç.

Durum değişkenleri:

$$x_1 = y \quad x_2 = \frac{dy}{dt} = v \quad x_3 = P_1 \quad x_4 = P_2$$

olarak seçildiğinde, sistemin genel durum denklemleri aşağıdaki şekilde yazılabilir (2.43):

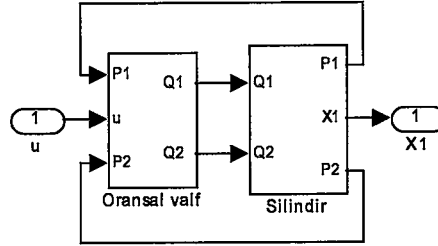
$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= -\frac{B_v}{M} \cdot x_2 + \frac{A_1}{M} \cdot x_3 - \frac{A_2}{M} \cdot x_4 - \frac{F_L}{M} \\ \dot{x}_3 &= \frac{1}{C_1} \cdot [Q_1(x_3, u) - A_1 \cdot x_2] \\ \dot{x}_4 &= -\frac{1}{C_2} \cdot [Q_2(x_4, u) - A_2 \cdot x_2] \end{aligned} \quad (2.43)$$

Silindirin her iki tarafındaki hacmin piston hareketi ile değişimi gözönünde bulundurulduğunda, sistemin genel durum denklemleri 2.44 ile verilebilir:

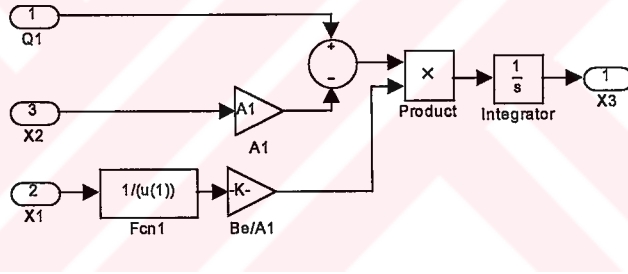
$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= -\frac{B_v}{M} \cdot x_2 + \frac{A_1}{M} \cdot x_3 - \frac{A_2}{M} \cdot x_4 - \frac{F_L}{M} \\ \dot{x}_3 &= \frac{\beta_e}{A_1 \cdot x_1} \cdot [Q_1(x_3, u) - A_1 \cdot x_2] \\ \dot{x}_4 &= -\frac{\beta_e}{(L_{\max} - x_1) \cdot A_2} \cdot [Q_2(x_4, u) - A_2 \cdot x_2] \end{aligned} \quad (2.44)$$

Elektrohidrolik sistemin durum denklemlerinin sayısal çözümü için, valf ve silindir için geliştirilen modellerin birleştirilmesi ile Şekil 2.21 verilen simulink modeli

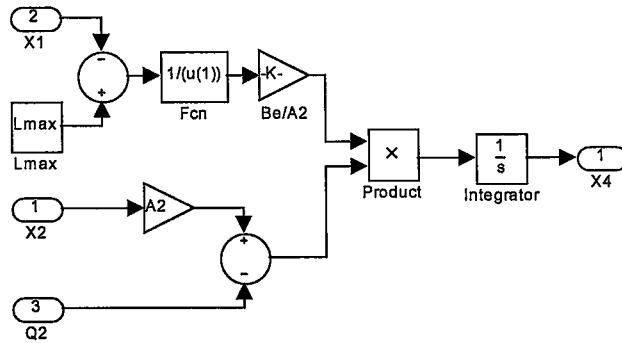
oluşturulmuştur. Silindirin her iki tarafına ait basınç terimleri karekök nonlinearliğine sahip debi ifadelerini içermektedir. Bu debilerin hesabı, oransal valf için yazılan (2.38 ve 2.39) birleştirilmiş debi modeli kullanılarak yapılır (Şekil 2.19-b). Silindirin her iki tarafındaki basıncın hesaplanması için geliştirilen simulink modelleri Şekil 2.22 ve Şekil 2.23 ile verilmiştir.



Şekil 2.21. Oransal valf-silindir sisteminin simulink modeli.

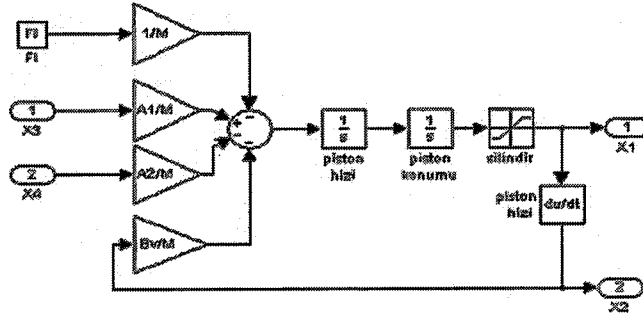


Şekil 2.22. (P_1 basıncı) x_3 durum değişkeni için simulink modeli.



Şekil 2.23. (P_2 basıncı) x_4 durum değişkeni için simulink modeli.

Piston konumu ve hızı Şekil 2.24 deki simülik modeli ile verilmiştir.



Şekil 2.24. (Piston konumu, y ve hızı, v) x_1 ve x_2 durum değişkeni için simulink modeli.

3. ELEKTROHİDROLİK SİSTEMİN TANILANMASI

3.1 Sistem Tanılama

Sistem tanılama kısaca, sistem üzerinden ölçülen giriş çıkış verilerini kullanarak, dinamik sistemlerin matematik modelini oluşturma olarak tanımlanır. Bu işlem esas olarak verilen bir model üzerinde parametrelerin sistem çıkışı ile uyushuncaya kadar ayarlanması ile yapılır. Elde edilen modelin geçerliliği için tanılama işleminde kullanılmamış olan veriler model çıkışı ile sınıanır. Bu teknik çok genelleşmiş modellere uygulanır. En çok kullanılan, fark denklemleri tanımlaması şeklinde olan ARX, ARMAX gibi zaman serisi modeller yanında, bütün doğrusal durum-uzay modeli tiplerine de uygulanır. Parametrik modelleme için model yapısının tanımlanması gereklidir. Bu işlem basitçe model mertebesinin belirlenmesi ile yapılır (Ljung, 2001).

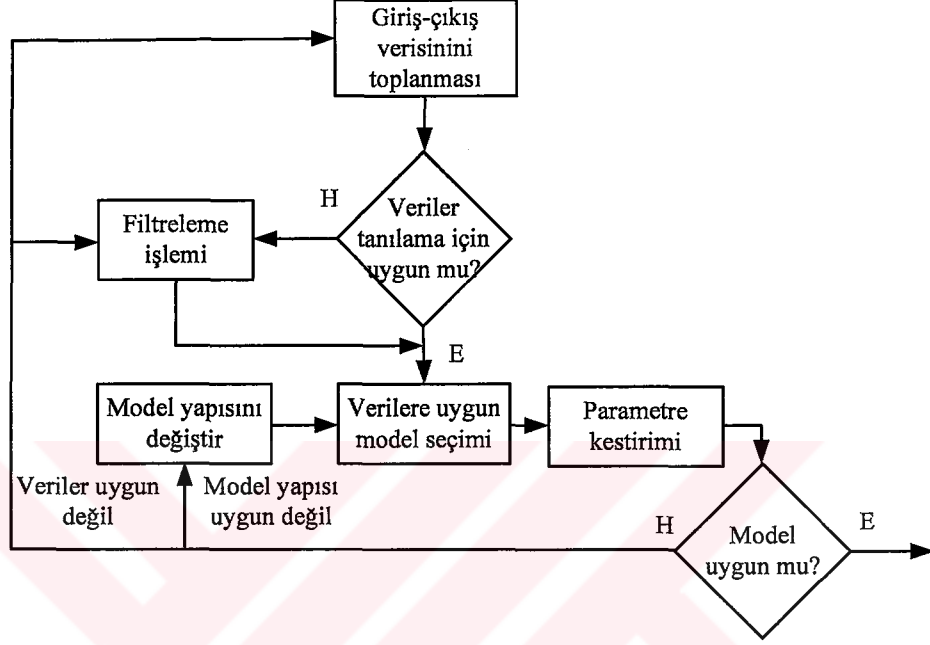
Dinamik sistemlerin giriş-çıkış verilerinden faydalanarak tanılama yapmak için üç temel şeye ihtiyaç vardır:

- Sistem giriş-çıkış verisi.
- Belirli model yapılarından birinin seçimi.
- Tanılama yöntemi.

Tanılama işlemi esnasında model yapılarının hemen hepsi denenerek sisteme en uygun olan yapı belirlenmelidir. Tanılama işleminin aşamaları Şekil 3.1'deki akış diyagramı ve aşağıdaki sıra ile verilebilir:

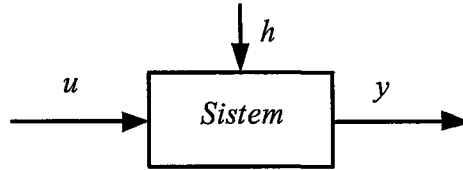
1. Tanılanacak sistemin deney tesisatının tasarlanarak, giriş çıkış verisinin elde edilmesi,
2. Veriler incelenerek gerekiyorsa filtreleme yapılması,
3. Bir model tipi seçilerek yapısının tanımlanması,
4. Giriş-çıkış değerlerine bakarak, en uygun modelin verilen bir eğri uydurma kriterine göre hesaplanması,

5. Model özelliklerinin incelenmesi,
6. Eğer model yeterli ise tanılama işlemi bitmiştir, aksi takdirde 3. adıma geri dönülerek diğer bir model denenir. Bunun yanında 4. aşamaya dönülerek başka bir yöntem tercih edilebilir yada 1 ve 2. adımlara dönülerek giriş-çıkış verileri üzerinde gerekli çalışmalar yapılabilir.



Şekil 3.1. Tanılama işleminin aşamaları.

Tanılama için giriş-çıkış veri ilişkisi Şekil 3.2 ile basitçe açıklanabilir.



Şekil 3.2. Tanılanacak bir sistem için giriş-çıkış veri ilişkisi.

Burada h bozucuları ifade etmektedir. Belirli bir örnekleme aralığı için giriş sinyali,

$$u(t); \quad t = 1, 2, \dots, N$$

ve çıkış sinyali,

$$y(t); \quad t = 1, 2, \dots, N$$

olarak verilir. Bu sinyalin lineer bir sistemle ilişkili olduğunu düşünürsek, giriş ve çıkış arasındaki ilişki,

$$y(t) = G(q)u(t) + v(t) \quad (3.1)$$

olarak yazılır. Burada q dönüşüm operatörüdür ve $G(q)u(t)$ ifadesi kısaca,

$$G(q)u(t) = \sum_{k=1}^{\infty} g(k)u(t-k) \quad (3.2)$$

olarak ve,

$$G(q) = \sum_{k=1}^{\infty} g(k)q^{-k}; \quad q^{-1}u(t) = u(t-1) \quad (3.3)$$

şeklinde ifade edilir. $\{g(k)\}$ sistemin impuls cevabıdır. Açıkça, eğer zaman sıfır iken giriş tek bir darbe ise $g(k)$, k zamanındaki sistem çıkışıdır. $G(q)$ sistemin transfer fonksiyonu olarak adlandırılır. Bu fonksiyon birim çemberde ($q = e^{j\omega}$) değerlendirilirse, aşağıdaki ifade frekans fonksiyonunu verir.

$$G(e^{j\omega}) \quad (3.4)$$

Denklemler 3.1’de $v(t)$ terimi ölçülemeyen gürültüyü ifade eder. Gürültünün özellikleri ise, güç tayfı;

$$\Phi_v(\omega) \quad (3.5)$$

şeklinde ve aşağıdaki ifade ile açıklanır:

$$\Phi_v(\omega) = \sum_{\tau=-\infty}^{\infty} R_v(\tau)e^{-j\omega\tau} \quad (3.6)$$

Denklem 3.16’da, $R_v(\tau)$, $v(t)$ nin eşdeğişim (covariance) fonksiyonudur.

$$R_v(\tau) = E v(t) v(t - \tau) \quad (3.7)$$

Denklem 3.7’deki E matematiksel beklentiği gösterir. Buna karşılık $v(t)$ gürültüsü filtrelenmiş beyaz gürültü olarak tanımlanabilir.

$$v(t) = H(q)e(t) \quad (3.8)$$

Burada $e(t)$ beyaz gürültüdür.

$$\Phi_v(\omega) = \lambda |H(e^{i\omega})|^2 \quad (3.9)$$

Denklem 3.1 ve 3.8, birlikte sistemin zaman domeni tanımını verir.

$$y(t) = G(q)u(t) + H(q)e(t) \quad (3.10)$$

Burada G sistemin transfer fonksiyonudur. Denklem 3.4 ve 3.5 sistemin frekans domeni tanımını oluşturur (Ljung, 1999).

$$G(e^{i\omega}); \quad \Phi_v(\omega) \quad (3.11)$$

İmpuls cevabı (3.3) ve frekans domeni cevabı (3.11) sonlu sayıda parametre ile tanımlanmadığından, parametrik olmayan model tanımlaması olarak adlandırılır.

3.2 Transfer Fonksiyonlarının Polinom Şeklinde Gösterimi

En yaygın kullanılan parametrik model tipi ARX modelidir ve aşağıdaki gibi tanımlanır (Ljung, 1999):

$$G(q) = q^{-nk} \cdot \frac{B(q)}{A(q)} ; \quad H(q) = \frac{1}{A(q)} \quad (3.12)$$

Denklem 3.12'deki B ve A polinomları aşağıdaki gibidir:

$$\begin{aligned} A(q) &= 1 + a_1 q^{-1} + \dots + a_{na} q^{-na} \\ B(q) &= b_1 + b_2 q^{-1} + \dots + b_{nb} q^{-nb+1} \end{aligned} \quad (3.13)$$

Burada q^{-1} geçikme operatörünü, na ve nb polinomların mertebesini göstermektedir. nk sayısı girişten çıkışa olan gecikmelerin sayısıdır. Model genelde aşağıdaki formda yazılır:

$$A(q)y(t) = B(q)u(t - nk) + e(t) \quad (3.14)$$

veya açık bir ifade ile,

$$\begin{aligned} y(t) + a_1 y(t-1) + \dots + a_{na} y(t-na) = \\ b_1 u(t-nk) + b_2 u(t-nk-1) + \dots + b_{nb} u(t-nk-nb+1) + e(t) \end{aligned} \quad (3.15)$$

3.14 ve 3.15 ny çıkış sayısı ve nu giriş sayısı olmak üzere çok değişkenli durum için uygulanır. Böylece $A(q)$ ve a_i katsayıları ($ny \times ny$) boyutlu, $B(q)$ ve b_i katsayıları ise ($ny \times nu$) boyutlu birer matrise dönüşür. Yaygın olarak kullanılan bir diğer ve çok genelleşmiş olan yapı da ARMAX model yapısıdır:

$$A(q)y(t) = B(q)u(t - nk) + C(q)e(t) \quad (3.16)$$

Burada $A(q)$ ve $B(q)$ 3.13 de olduğu gibidir.

$$C(q) = 1 + c_1 q^{-1} + \dots + c_{nc} q^{-nc}$$

Diğer bir yapı Çıkış-Hatası ("Output-Error") modelidir (Ljung, 1999):

$$y(t) = \frac{B(q)}{F(q)} u(t - nk) + e(t) \quad (3.17)$$

Burada,

$$F(q) = 1 + f_1 q^{-1} + \dots + c_{nf} q^{-nf}$$

Box-Jenkins (BJ) olarak adlandırılan model yapısı ise (Ljung, 1999):

$$y(t) = \frac{B(q)}{F(q)} u(t - nk) + \frac{C(q)}{D(q)} e(t) \quad (3.18)$$

Burada,

$$D(q) = 1 + d_1 q^{-1} + \dots + d_{nd} q^{-nd}$$

Yukarıda verilen bütün modeller parametrik model yapılarının özel durumlarıdır.

$$A(q)y(t) = \frac{B(q)}{F(q)} u(t - nk) + \frac{C(q)}{D(q)} e(t) \quad (3.19)$$

Beyaz gürültünün değişiminin $\{e(t)\}$, λ olduğu farzedilmiştir.

Giriş verisi sayısı keyfi olarak seçilmiş bir sistem için benzer model tipleri aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$A(q)y(t) = \frac{B_1(q)}{F_1(q)} u_1(t - nk_1) + \dots + \frac{B_{nu}(q)}{F_{nu}(q)} u_{nu}(t - nk_{nu}) + \frac{C(q)}{D(q)} e(t) \quad (3.20)$$

3.3 Transfer Fonksiyonlarının Durum-Uzay Gösterimi

Lineer sistemlerin tanımlanmasındaki genel olarak kullanılan yöntemlerden biri durum-uzay formudur.

$$\begin{aligned} x(t+1) &= Ax(t) + Bu(t) \\ y(t) &= Cx(t) + Du(t) + v(t) \end{aligned} \quad (3.21)$$

Burada giriş $u(t)$ ve çıkış $y(t)$ arasındaki nx -boyutlu durum vektörü $x(t)$ ile tanımlanır. Transfer fonksiyonu formu (3.21), aşağıdaki ifade ile birlikte 3.1 in karşılığıdır.

$$G(q) = X(qI_{nx} - A)^{-1}B + D \quad (3.22)$$

Burada I_{nx} , $nx \times nx$ boyutunda birim matristir. Transfer fonksiyonun parametrik hale getirilmesinin bir yolu denklem 3.21' de görülmektedir: 3.22 vasıtasıyla $G(q)$ ifadesi, A , B , C ve D matrislerinin elemanlarının bir fonksiyonu haline gelmektedir. Gürültü teriminin $v(t)$ karakterinin tanımlanması ile çok esnek ve yeni bir durum-uzay modeli formu kullanılabilir.

$$\begin{aligned} x(t+1) &= Ax(t) + Bu(t) + Ke(t) \\ y(t) &= Cx(t) + Du(t) + e(t) \end{aligned} \quad (3.23)$$

Bu ifade denklem 3.22 de $G(q)$ ile verilen 3.10 denklemine eşittir ve $H(q)$ ifadesi,

$$H(q) = C(qI_{nx} - A)^{-1}K + I_{ny} \quad (3.24)$$

şeklinde. Burada ny , $y(t)$ ve $e(t)$ nin boyutudur.

Genelde sistem 3.23 ile verilen yenilikçi formda tanımlanabilir. Diğer durumlarda, sistem üzerinde etkili olan bozucuların tanımlanması gerekmektedir. Bunun sonucunda elde edilen yapı stokastik durum-uzay modelidir:

$$\begin{aligned} x(t+1) &= Ax(t) + Bu(t) + w(t) \\ y(t) &= Cx(t) + Du(t) + e(t) \end{aligned} \quad (3.25)$$

Burada $w(t)$ ve $e(t)$ bazı dönüşüm özellikleri ile stokastik oluşumlardır. K nın sürekli-rejim *Kalman kazancı* olarak seçilmesi durumunda 3.25 ifadesi 3.23'e eşit olur.

3.4 Sürekli-Zaman Durum Uzay Modelleri

Çoğu zaman fiziksel modellerin sürekli-zaman model yoluyla ifade edilmesi daha kolaydır. Bunun nedeni birçok fiziksel kuralın, sürekli zamanda diferansiyel denklemler şeklinde tanımlanmasıdır. Bu nedenle fiziksel modellemeden genelde durum-uzay formuna geçilir.

$$\begin{aligned}\dot{x}(t) &= Fx(t) + Gu(t) \\ y(t) &= Hx(t) + Du(t) + v(t)\end{aligned}\tag{3.26}$$

Burada $\dot{x}$, x in türevini ifade etmektedir. Eğer belirli zaman aralıklarındaki girişler sabit ise $kT \leq t < (k+1)T$, $u[k] = u(kT)$ ile $y[k] = y(kT)$ arasındaki ilişki aşağıdaki eşitlikler gözönünde bulundurularak 3.21 ile tam olarak ifade edilebilir:

$$A = e^{FT}; \quad B = \int_0^T e^{F\tau} G d\tau; \quad C = H\tag{3.27}$$

Sürekli zaman-durum uzay modelinin yenilikçi (*innovative*) formu:

$$\begin{aligned}\dot{x}(t) &= Fx(t) + Gu(t) + \tilde{K}e(t) \\ y(t) &= Hx(t) + Du(t) + e(t)\end{aligned}\tag{3.28}$$

şeklindedir ve ayrık-zamanlı eşdeğeri 3.3 ile verilmiştir. Sürekli-rejim *Kalman kazancı* K ile $\tilde{K}$ arasındaki ilişki, G ve B (3.27) arasındaki benzerlikten yararlanılarak aşağıda verilmiştir (Ljung, 2001):

$$K = \int_0^T e^{F\tau} \tilde{K} d\tau\tag{3.29}$$

Bu kısa örnekleme aralıkları (T) için iyi bir yaklaşımdır.

3.5 Parametrik Modelleme

Denklem 3.10 ile tanımı verilen ve giriş-çıkış verisi u , y ' nin incelenmesiyle (öngörülen) hata $e(t)$ aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$e(t) = H^{-1}(q)[y(t) - G(q)u(t)]\tag{3.30}$$

Bu hatalar G ve H fonksiyonlarının verilen giriş-çıkış verisine (u , y) aittir. Bunlar sırasıyla 3.14 ve 3.19'daki polinomlarla veya durum-uzay modellerinin tanıtılmasında parametrik forma dönüştürülmüştür. En yaygın olarak kullanılan

parametrik tanılama metodu 3.31 denklemini minimize ederek G ve H'nin kestirilmesinin ifadesidir.

$$V_N(G, H) = \sum_{t=1}^N e^2(t) \quad (3.31)$$

başka bir gösterimle,

$$[\hat{G}_N, \hat{H}_N] = \arg \min \sum_{t=1}^N e^2(t) \quad (3.32)$$

Bu tanımlama kestirim hata metodu (*prediction error method*) olarak isimlendirilir. Gaussian bozucuları için bu ifade maksimum olabilirlik metodu (*maximum likelihood method*) ile örtüşür.

3-14 ile verilen ARX modele, girişin filtrelenmiş formu ile oldukça farklı bir yapıda uygulanabilir:

$$N(q)s(t) = M(q)u(t) \quad (3.33)$$

burada, 3.14 ifadesi $s(t-k), k=1,2,\dots,na$ ve $u(t-nk+1-k), k=1,2,\dots,nb$ ile çarpılır ve t ile toplanırsa, 3.14 deki gürültü hesaplanabilir.

3.6 Sistem Tanılama İçin Kullanılan PRBS Giriş Fonksiyonu

Sistem tanılamada sonuçta elde edilecek parametrelerin doğru kestirilmesi için giriş sinyali karakteristiğinin önemi çok büyüktür. Giriş sinyalinin dağılımı sistemi tanılayabilmek için bazı özelliklere sahip olması gerekir. Sisteme uygulanan giriş sinyalinin farklı frekanslardaki bileşenleri içermesi gerekir. Örnek olarak, n parametreden ($n = n_A + n_B$) oluşan bir sistemin tanılması yapılacaksa, giriş sinyali en az $(n+1)/2$ adet sinüsoidal bileşen içermelidir. Başka bir deyişle iyi bir parametre tanılması, frekans bakımından zengin bir giriş sinyaline ihtiyaç duyar. Bu amaçla kullanılan bazı giriş fonksiyonları:

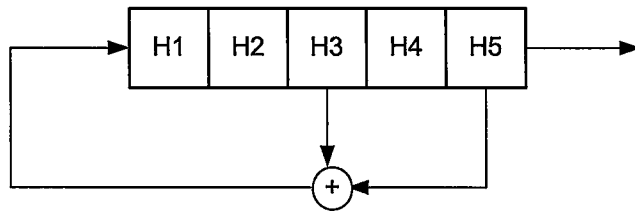
- Pseudo-Random Binary Sequence (PRBS, sözde-rastgele ikili diziler)

- Basamak fonksiyonu (step function)
- ARMA prosesi (Autoregressive moving average process (white noise))

Pratik uygulamalarda yaygın olarak kullanılan çözüm, çok zengin frekans içeriğine sahip olan beyaz gürültü (*white-noise*) karakteristiğindeki PRBS sinyali. PRBS sinyali, kare dalga formundaki bir dizi darbeden oluşur. Bu darbelerin genişlikleri modülasyonlu olup frekans yönünden zengin, ayrık zamanlı beyaz gürültüye yakın bir yapıdadır. Bu sinyali kullanmanın avantajlı yönü, sinyal genliğinin sabit olması ve darbe genişlik modülasyonu ile tanımlı sinyalin frekans içeriğinden bağımsız olmasıdır. PRBS sinyali dizi uzunluğu ile karakterize edilir. Zaman ekseninde bu sinyal periyodiktir ve bu periyod dizi uzunluğu ile tanımlanır (Adaptech, 1996).

PRBS sinyali ikilik düzendeki sayı dizisi elemanlarının ötelenmesi ile üretilir. Dizin maksimum uzunluğu $2^N - 1$ dir ve N burada dizinin hücre sayısıdır. Şekil 3.3 de, beş hücreli bir dizi ile PRBS sinyalinin üretimini göstermektedir. Herbir genişliğin üretilmesi için dizinin 3. ve 5. elemanları toplanır ve dizinin elemanları 1'er hücre sağ tarafa ötelenerek elde edilen sonuç ilk hücreye yazılır. Bu şekilde beş hücreli bir dizi ile 31 ($=2^5 - 1$) adet darbe genişliği elde edilmiş olur.

PRBS sinyalinin en uzun darbe genişliğinin süresi, hücre sayısı ile örnekleme periyodunun çarpılmasıyla hesaplanır. Sürekli rejim kazancının doğru olarak tanımlanması için, en az bir darbe genişliği uzunluğunun yükselme zamanından uzun olması gerekir.

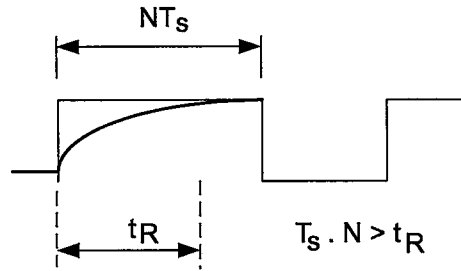


Şekil 3.3. Beş hücreli PRBS dizisi.

En uzun darbe genişliğinin $N.T_s$ olarak tanımlanması ile,

$$N.T_s > t_R \quad (3.34)$$

ifadesi en uzun darbe genişliğinin süresini sınırlar. PRBS sinyalindeki en uzun darbe genişlik süresinin seçimi Şekil 3.4 ile verilmiştir.



Şekil 3.4. PRBS sinyalindeki en uzun darbe genişliğinin seçimi.

Şekil 3.4'e göre N tanımlanabilir ve böylece darbe dizisinin uzunluğu $2^N - 1$ ile tanımlanır.

Bununla beraber, PRBS tarafından üretilen frekans aralığının tamamının kapsanması için deney süresi, en az dizinin toplam uzunluğuna eşit olmalıdır.

Hücre sayısının büyük tutulması durumunda toplam test süresi (L) dizinin toplam uzunluğuna eşit seçilir. Deney süresinin belirli olduğu durumlarda hücre sayısı ve PRBS jeneratörünün saat frekansı aşağıdaki gibi seçilebilir.

$$(2^N - 1) \cdot T_s < L \quad (3.35)$$

Darbe dizisinin periyodik olarak uygulanacağı durumlarda tekrar sayısı pratik olarak en fazla 4 olarak seçilir. En yaygın kullanılan tekrar sayıları 1 veya 2 dir. Hidrolik sistemin tanımlanmasında bu değer 2 olarak alınmış PRBS sinyali simetrik olarak uygulanmıştır. PRBS sinyalini üreten algoritma C programlama dilinde yazılmıştır.

3.7 Oransal Valf Silindir Sistemi Deney Tesisatı

Elektrohidrolik sistem asimetrik silindir ve negatif boşluklu oransal valfden oluşmaktadır. Hidrolik silindir 5 kg ağırlığındaki bir arabayı sürmektedir. Stroku 200 mm olan hidrolik silindirin çapı 40 mm, piston çubuğunun çapı ise 20 mm dir. Oransal valf en fazla 10 Hz lik işarete cevap verebilen 12 volt ile beslenen ve +5/-5

V luk kontrol girişi ile sürülen bir valftir. Deney tesisatının şematik resmi şekil 3.5 de verilmiştir.

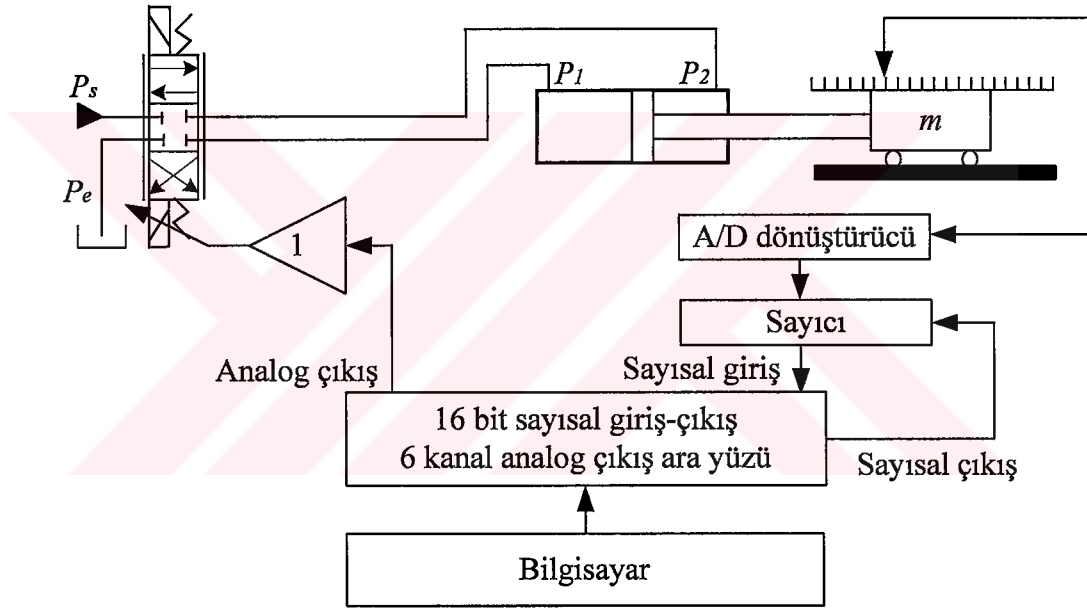
Arabanın konum ölçümü için 270 mm ölçme boyuna sahip sayısal ölçme cetveli kullanılmıştır. Cetvel yapısı itibari ile sinüs dalga üretmektedir. Cetvelin ürettiği sinüs dalga bir karşılaştırma devresi tarafından kare dalgalara çevrilerek, aşağı-yukarı (up and down) sayabilen bir sayıcı kart kullanılarak konum bilgisi elde edilmiştir. Ölçme cetvelinin çözünürlüğü 20 mikrometredir.

Kodlayıcının sinüs dalga üretmesi, sinyalin uzun mesafelere kablo ile taşınmasında zayıflamasını engellemektedir. Çünkü kare dalga şeklindeki işaretin frekans analizine bakıldığında, işaret frekansının çok üzerinde sinyaller taşıdığı görölür. Bu bileşenler taşıyıcı kablonun frekansından büyük olursa, hat üzerinde sönümlenerek sinyalin bozulmasına neden olur. Sinüs formundaki sinyaller sadece temel bileşenler taşıdıkları için, frekansları hat kesim frekansının yeterince altında ise herhangi bir bozulmaya uğramadan uzun mesafelere de iletilebilir. Bununla beraber endüstriyel sayıcı devreleri sinüs değil kare dalgaları sayacak şekilde tasarlanırlar. Çünkü sayısal devreler sayısal “0” ve “1” değerlerine karşılık gelen 0 volt ve 5 volt değerindeki elektriksel işaretleri algılama yeteneğine sahiptir. Bu sebeple kodlayıcıdan gelen sinüs formundaki sinyal bir sıfır referansa göre karşılaştırma devresi aracılığıyla kare dalgaya çevrilmiştir. Bu devre sinüs işaretini sıfır volta göre karşılaştırır. Sinüs dalganın elektriksel işaret 0 volttan büyük ise kart çıkışında 5 volt, 0 volttan küçük ise 0 volt üretilir. Bu şekilde sinüs işareti ile aynı frekansda ve fazda kare dalga işareti elde edilir.

Elde edilen kare dalgalar sayıcıya girmeden önce bir başka ara devreden geçirilerek işaretin hem yükselen hemde düşen kenarları sezilir ve herbiri için sabit süreli bir darbe üretilir. Bu sayede düşen ve yükselen kenarları sayma imkanı bulunur ve kodlayıcının hassasiyeti 20 mikrometreden 10 mikrometreye yükseltilmiş olur.

Bu işaretler 16 bitlik bir sayıcı devresi ile sayılarak bilgisayarın okuyabileceği 16 bitlik sayısal elektrik sinyaline çevrilmiş olur. Bu paralel veri, bit cinsinden konum bilgisini verir. Her bir bitin 10 mikrometre boyutunda olduğu düşünölürse okunan değerin 1/100’ ü mm olarak konum bilgisini verir.

Sistemin kontrolunda kullanılan bilgisayar 166 MHz işlemciye sahiptir. Bilgisayara bağlı olan endüstriyel kartın 16 bit sayısal giriş ve çıkışı, 6 kanal analog çıkışı bulunmaktadır. Sayısal cetvelde üretilen sinüs sinyali dönüştürücü devre ile kare dalgaya dönüştürüldükten sonra sayıcı ile sayılarak 16 bitlik konum bilgisi endüstriyel kartın sayısal girişine gönderilmektedir. Silindirin kapalı konumunda sayıcıyı sıfırlamak üzere sayısal çıkışlardan biri kullanılmıştır. Analog girişten valfin kontrol giriş gerilimi olan +5 V ve – 5 V luk sinyaller önce kazancı 1 olan bir işlemsel kuvvetlendirici devreye yollanmakta ve oransal valf bu kart üzerinden sürülmektedir. Arada kullanılan işlemsel kuvvetlendirici tampon devre olarak görev yapmaktadır. Bu kartın amacı, oransal valfin kumanda girişinin çekebileceği aşırı akımlara karşı, endüstriyel kartı korumaktır.



Şekil 3.5. Elektrohidrolik deney sistemin şematik gösterimi.

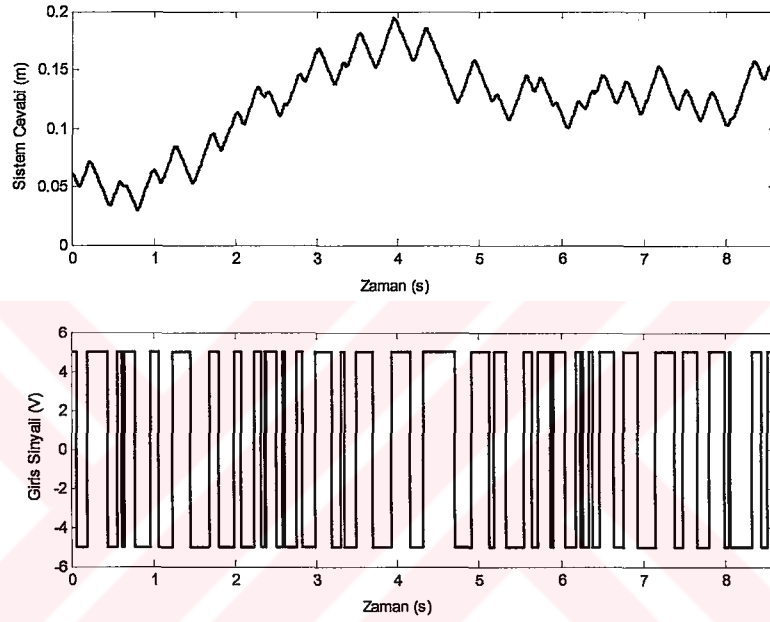
3.8 Elektrohidrolik Sistemin Tanılama Sonuçları

Elektrohidrolik sistemin tanılanması için sisteme giriş sinyali olarak 5 bitlik PRBS sinyali uygulanmıştır. PRBS siyalini üretilip sisteme uygulanması için gerekli yazılım C++ programlama dili ile yazılmıştır. Örnekleme zamanı olarak 8 milisaniye seçilmiştir ($T_s = 0.008$ s).

Tanılaması yapılan hidrolik sistemin parametreleri aşağıdaki gibidir.

$$m = 5 \text{ kg} \quad d_1 = 20 \text{ mm} \quad d_2 = 40 \text{ mm} \quad l = 200 \text{ mm} \quad P_s = 50 \text{ bar}$$

Sistemin tanınmasında matlab tanılama modülü kullanılmıştır. Bu bölümde bahsedilen model yapılarında 5 adet model oluşturulup, sistem cevabına en yakın cevabı veren model yapısı seçilmiştir. Sisteme tanılama amacıyla uygulanan PRBS girişi (u) ve sistem cevabının (y) zamana göre değişimi Şekil 3.6 ile verilmiştir.



Şekil 3.6. Hidrolik sisteme uygulanan PRBS sinyali ve sistem cevabı.

3.8.1 Durum-uzay modeli

Model 1 olarak 4. mertebeden ayrık zamanlı durum-uzay modeli seçilmiştir. Model çıkışı ve ölçülen çıkış arasındaki fark hata olarak tanımlandığında, tanılamamanın performansı hataların kareleri toplamı (HKT) ile değerlendirilir:

$$Hata = y - y_m; \quad HKT = \sum_{k=0}^N (y - y_m)^2 \quad (3.36)$$

(Hataların Kareleri Toplamı: $HKT=6.17065 \times 10^{-6}$)

$$\begin{aligned}x(t+1) &= Ax(t) + Bu(t) + Ke(t) \\y(t) &= Cx(t) + Du(t) + e(t)\end{aligned}\tag{3.37}$$

$$A = \begin{bmatrix} 1.009 & -0.0068585 & 0.001046 & -0.00014764 \\ -0.0069441 & 0.7393 & 0.12783 & -0.0062924 \\ -0.0069441 & -0.40538 & 0.27512 & -0.0062924 \\ 0.002636 & -0.0080906 & -0.10792 & 0.93985 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} -3.9081 \times 10^{-6} \\ -0.0022144 \\ -0.0069987 \\ -0.00064913 \end{bmatrix}$$

$$C = [4.6699 \quad -0.0062418 \quad -0.0003157 \quad 0.00022766]$$

$$D = [0]$$

$$K = \begin{bmatrix} 0.23246 \\ -5.1982 \\ 6.3804 \\ -7.6238 \end{bmatrix}$$

Elektrohidrolik sistemin model 1 için transfer fonksiyonu, elde edilen durum-uzay modelinin matlab'de dönüştürülmesi ile elde edilmiştir.

$$T(s) = \frac{0.001468s^3 - 0.8993s^2 + 202s + 4752}{s^4 + 152.2s^3 + 9077s^2 + 1.209 \times 10^5 s - 15340}\tag{3.38}$$

Doğrusal sistem modeli, deneysel veriler ile karşılaştırıldığında model çıkışı sistemin davranışını belli bir doğrulukla ifade etmektedir. Basamak fonksiyonu şeklindeki kumanda girişi (Şekil 3.7) için 3.47 numaralı doğrusal sistem modeli ile, deneysel olarak elde edilen sistem cevabı Şekil 3.8 ile verilmiştir.

3.8.2 ARX modeli

Model 2 olarak ARX yapısı denenmiştir. (HKT=3.82454 x 10⁻⁸)

$$G(q) = q^{-nk} \cdot \frac{B(q)}{A(q)} ; \quad H(q) = \frac{1}{A(q)}\tag{3.39}$$

$$\begin{aligned} A(q) &= 1 + a_1 q^{-1} + \dots + a_{na} q^{-na} \\ B(q) &= b_1 + b_2 q^{-1} + \dots + b_{nb} q^{-nb+1} \end{aligned} \quad (3.40)$$

$$A(q) = 1 - 1.209q^{-1} - 0.04578q^{-2} + 0.2261q^{-3} + 0.02858q^{-4}$$

$$B(q) = 1.371 \cdot 10^{-8} q^{-1} + 3.878 \cdot 10^{-5} q^{-2} + 6.512 \cdot 10^{-5} q^{-3} + 5.198 \cdot 10^{-5} q^{-4}$$

Elektrohidrolik sistemin model 2 için transfer fonksiyonu aşağıda verilmiştir:

$$T(s) = \frac{0.01593s^3 - 1.806s^2 + 61.22s + 71520}{s^4 + 444.4s^3 + 56270s^2 + 1.861 \times 10^6 s - 242500} \quad (3.41)$$

3.8.3 ARMAX modeli

ARMAX yapısı, model 3 olarak aşağıda verilmiştir. (HKT=5.46414 x 10⁻⁸)

$$A(q)y(t) = B(q)u(t) + C(q)e(t) \quad (3.42)$$

$$A(q) = 1 - 1.744q^{-1} + 0.7439q^{-2}$$

$$B(q) = -6.954 \cdot 10^{-6} q^{-1} + 9.023 \cdot 10^{-5} q^{-2}$$

$$C(q) = 1 - 0.4573q^{-1} - 0.0117q^{-2}$$

Elektrohidrolik sistemin model 3 için transfer fonksiyonu aşağıda verilmiştir:

$$T(s) = \frac{-0.007312s + 1.503}{s^2 + 36.99s - 4.305} \quad (3.43)$$

3.8.4 Çıkış-hatası modeli

Çıkış-hatası (*Output-error*) modeli ile model 4 elde edilmiştir. (HKT=6.33575 x10⁻⁶)

$$y(t) = \frac{B(q)}{F(q)}u(t) + e(t) \quad (3.44)$$

$$B(q) = 4.624 \cdot 10^{-5} q^{-1} + 3.439 \cdot 10^{-5} q^{-2}$$

$$F(q) = 1 - 1.76q^{-1} + 0.7602q^{-2}$$

Elektrohidrolik sistemin model 4 için transfer fonksiyonu aşağıdaki gibidir:

$$T(s) = \frac{0.0005838s + 1.44}{s^2 + 34.27s - 4.686} \quad (3.45)$$

3.8.5 Box-Jenkins modeli

Box-Jenkins model yapısı ile elde edilen model 5 ise: (HKT=5.26921 x 10⁻⁸)

$$y(t) = \frac{B(q)}{F(q)}u(t) + \frac{C(q)}{D(q)}e(t) \quad (3.46)$$

$$B(q) = -5.902 \cdot 10^{-6} q^{-1} + 8.961 \cdot 10^{-5} q^{-2}$$

$$C(q) = 1 - 0.01187q^{-1} + 0.1579 \cdot 10^{-5} q^{-2}$$

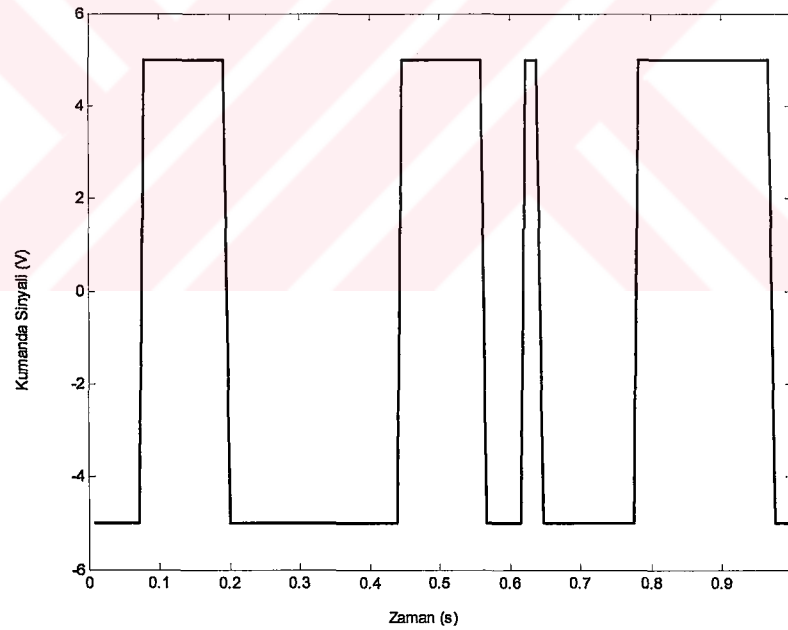
$$D(q) = 1 - 1.249q^{-1} + 0.2489q^{-2}$$

$$F(q) = 1 - 1.74q^{-1} + 0.7397q^{-2}$$

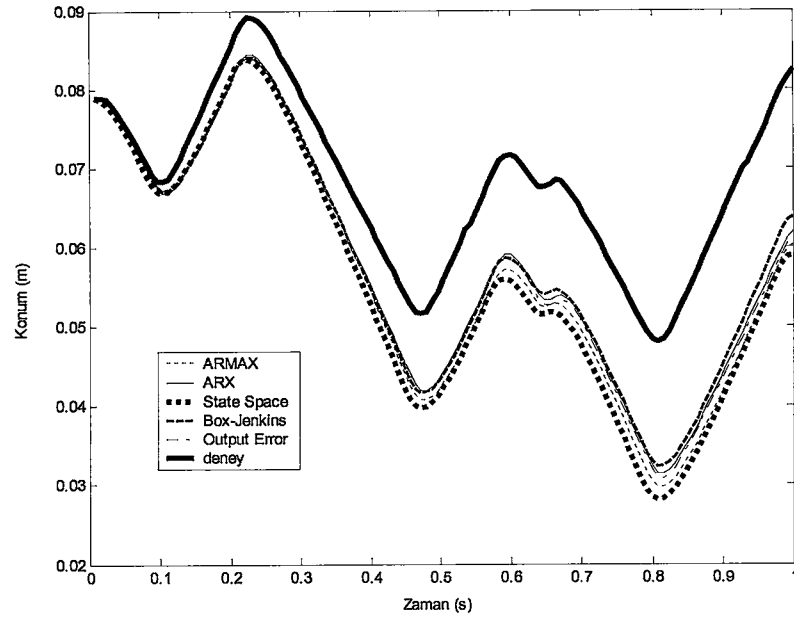
şeklindedir. Elektrohidrolik sistemin model 5 için transfer fonksiyonu aşağıda verilmiştir:

$$T(s) = \frac{-0.007219s + 1.515}{s^2 + 37.68s + 1.377} \quad (3.47)$$

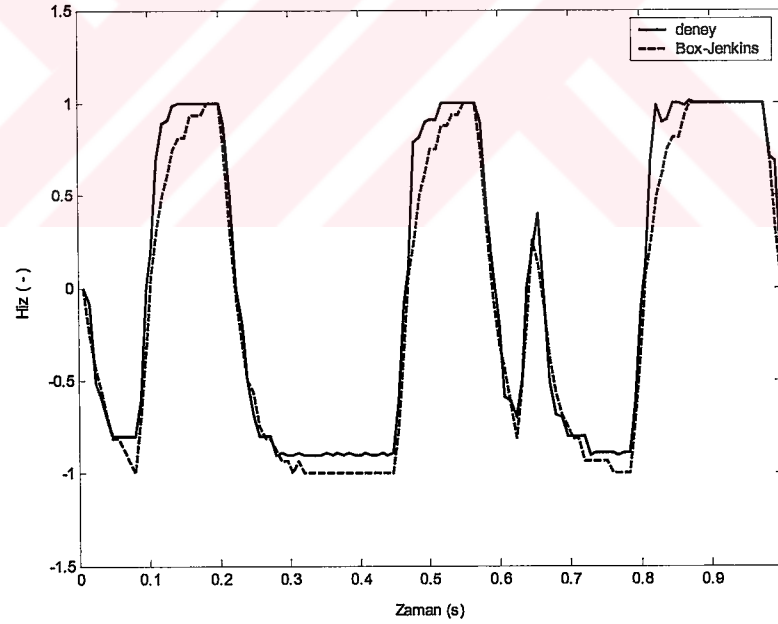
Yukarıda verilen beş farklı model yapısından, aynı kumanda girişi (Şekil 3.7) için elde edilen cevaplar ve hidrolik sistemin cevabı Şekil 3.8’de gösterilmiştir. Modeller birbirine çok yakın davranış göstermektedir. Box Jenkins modeli ile yapılan simülasyonla sistem cevabına en yakın sonuç elde edilmiştir. Nonlineer sistemin tanınması sonucu elde edilen model yapıları lineerdir. Elde edilen modeller sistemin nonlineer özelliklerini ifade edemediğinden deneysel verilerle tanınmış model cevabı arasında bir fark olmaktadır. Bu farklılık sistem ve model hızları arasındaki hata ile gözlenebilir (Şekil 3.9). Model ve sistem cevabı, hız dinamiği üzerinde incelendiğinde, farkın sabit kaldığı görülmektedir. Sistemin konumu hızın integrali alınarak elde edildiğinden, hızda sabit olan bu hata konum üzerinde artımsal olarak etkili olmaktadır.



Şekil 3.7. Deneysel çıkış ve model çıkışlarının karşılaştırılması için kullanılan kumanda girişi.



Şekil 3.8. Deneysel çıkış ve model çıkışları.



Şekil 3.9. Deneysel verilerden ve modelden elde edilen boyutsuz hız değişimi.

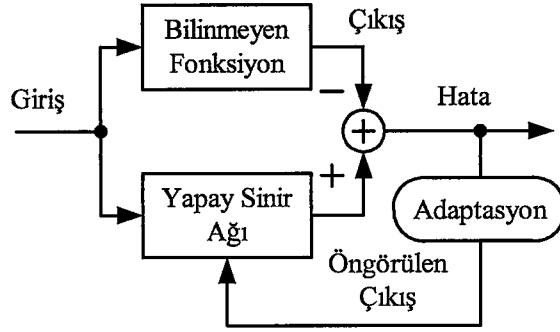
Model ve sistem cevabı arasındaki farklılığın diğer bir nedeni de, pistonun ileri hareketi için, elde edilen modelin geçiş rejimi cevabını belirli bir hata ile ifade etmesidir. Bu durumda Şekil 3.9'dan açıkça görülmektedir.

4. YAPAY SİNİR AĞLARININ KONTROL SİSTEMLERİNDE KULLANILMASI

Bu bölümde, yapay sinir ağları (YSA) hakkında temel kavramlar özet olarak verilip, YSA' nın kontrol sistemlerinde kullanımı anlatılacaktır. Öncelikle, çok katmanlı yapay sinir ağlarının tanımı yapılacak ve fonksiyon yakınsatma (*Function approximation*) için YSA nın kullanımı incelenecektir. Çok katmanlı yapay sinir ağlarının eğitimi için kullanılan temel yaklaşım, geri yayılım algoritması ve bazı türevleridir. Perceptron ağlarının eğitiminde, eğitim verilerinin uyumsuz (*Overfitting*) olmamasına ve yeni durumlar için genelleme yapılırken hataya düşmemeye dikkat edilmelidir. Bu bölümde ayrıca yapay sinir ağlarını kullanan model öngörülü kontrol (*Model predictive control*) ve doğrusallaştırılmış geri beslemeli kontrol (*Feedback linearization control*) algoritmaları incelenecektir (Hagan ve diğ., 1996).

YSA nın iki temel özelliği, herhangi bir fonksiyonun giriş-çıkış ilişkisini bir eğitim algoritması ile öğrenmesi ve öğrenme takımları dışında bir durumla karşılaştığında genelleme yapmasıdır. YSA, uygulama çeşitliliği ve kullanılan ağ yapısına göre çok geniş bir alanı kapsamaktadır. Bu bölümde bu ağ yapılarından sadece en yaygın olarak kullanılan ağ mimarileri, özellikle kontrol için kullanılan yönüyle, sistem tanılama üzerinde durulacaktır. Bu amaçla önce ağ mimarisinin temel özellikleri tanımlanarak, farklı kontrol sistemlerindeki kullanımı anlatılacaktır.

Bu bölümde incelenen kontrol algoritmalarında, kullanım şekli itibariyle YSA' nın fonksiyon yakınsatma özelliği kullanılmaktadır. YSA' nın parametreleri, bilinmeyen fonksiyonla benzer çıkışı verecek şekilde ayarlanarak, fonksiyon yakınsatma gerçekleştirilmektedir. Bu çalışmadaki bilinmeyen fonksiyon, kontrol edilecek elektrohidrolik sistemi temsil eden nonlinear diferansiyel denklemlere karşılık gelmektedir ve YSA sistemin tanılanmış modeli olarak kullanılmaktadır. Bilinmeyen fonksiyonun kontrol edilmek istenen sistemin ters (inverse) modelini temsil etmesi durumunda, YSA kontrolör olarak görev yapmaktadır.



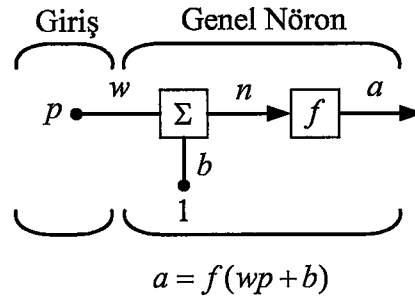
Şekil 4.1. Fonksiyon yakınsatma elemanı olarak yapay sinir ağı.

Bir sonraki bölümde çok katmanlı ağ yapısı tanıtılarak, YSA' nın fonksiyon yakınsatmada nasıl kullanılabileceği anlatılmıştır.

4.1 Çok Katmanlı Perceptron Ağ Yapısı

4.1.1 Nöron modeli

Perceptron modeli 1958 yılında Frank Rosenblatt tarafından insan gözünün örüntü tanıma (pattern recognition) yeteneğinin modellenmesi ile ortaya konmuştur (Hagan ve diğ., 1996). Perceptron öğrenme algoritmasında öğrenme verisi olarak giriş ve çıkış değerleri kullanılır. Bu değerlerin değişimine göre ağırlık güncellemesi yapılır. Ağırlıkların adaptasyonu, gerçek perceptron çıkışı ile öğrenme verisi olarak verilen çıkış değerleri arasındaki hata ile belirlenir. Eğer hata sıfırlanmışsa öğrenme işlemi tamamlanmış olur. Çok katmanlı perceptron sinir ağı basit elemanlardan oluşmuştur. İlk olarak tek-girişli nöron yapısı ele alınacak daha sonra çok girişli sistemler incelenecektir. Birden fazla nöronun bir araya gelmesiyle katman oluşturulur. Son olarak katmanların belli bir düzende sıralanmasıyla çok katmanlı yapılar elde edilir. Tek nörondan oluşan yapı Şekil 4.2'de görülmektedir. Skaler p girişi, skaler ağırlık w ile çarpılarak wp elde edilir ve bu ifade toplama elemanına gönderilir. Diğer bir giriş olan, 1, yanlılık terimi (bias) b ile çarpılır ve bu ifade de toplayıcı elemana gönderilir. Çoğunlukla ağ girişi (*net input*) olarak adlandırılan toplayıcı çıkışı n ile ifade edilir ve skaler nöronun çıkışını, a , oluşturacak olan ağ etkinlik fonksiyonuna (f) yönlendirilir.



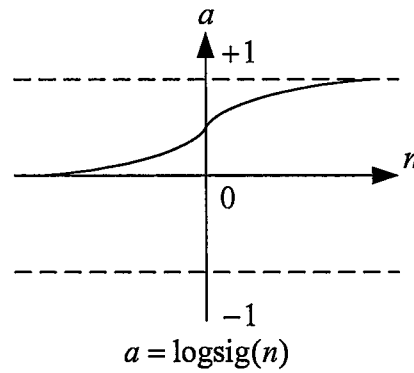
Şekil 4.2. Tek-Girişli nöron (Hagan ve diğ., 1996).

Nöron çıkışı aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$a = f(wp + b) \quad (4.1)$$

Yukarıdaki eşitlikde w ve b ' nin her biri, tek girişli nöronun ayarlanabilir skaler parametreleridir. Genelde etkinlik fonksiyonunun seçimi tasarımcı tarafında yapılır ve w ile b ' nin ayarı, nöronun giriş-çıkış ilişkisi belli bir hedef kriterini karşılayacak şekilde, ağ eğitim kuralı tarafından gerçekleştirilir.

Burada kullanılan etkinlik fonksiyonu doğrusal yada doğrusal olmayan bir fonksiyon olabilir. Yaygın olarak kullanılan tranfer fonksiyonlarından biri Log-Sigmoid etkinlik fonksiyonudur ve Şekil 4.3 ile verilmiştir.



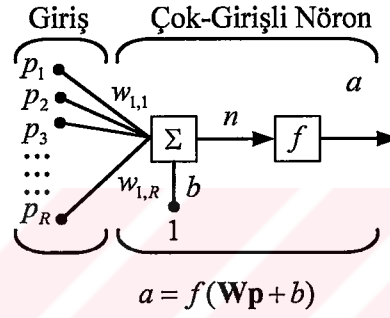
Şekil 4.3. Log-Sigmoid etkinlik fonksiyonu.

Genelde bir nöron birden fazla, R , girişe sahiptir (Şekil 4.4). Herbir giriş $p_1, p_2, \dots, p_R$ W ağırlık matrisinin bu girişlere karşılık gelen ağırlık terimi ile çarpılır. Etkinlik

fonksiyonuna iletilen (pozitif yada negatif sonsuz arasında bir değerde olabilen) bu giriş, tranfer fonksiyonunun aşağıda verilen bağıntısına göre, 0 ile 1 aralığına sıkıştırılır.

$$a = \frac{1}{1 + e^{-n}} \quad (4.2)$$

Log-sigmoid etkinlik fonksiyonu, türevi alınabildiğinden, geri yayılım algoritması kullanılarak eğitimi yapılan çok katmanlı ağlarda belli bir ölçüde yaygın olarak kullanılır.



Şekil 4.4. Çok-girişli nöron (Hagan ve diğ., 1996).

Ağ girişi n i oluşturmak üzere, ağırlık terimiyle çarpılan girişlerin toplamından oluşan ve bir yanlılık terimine (b) sahip olan nöron aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$n = w_{1,1}p_1 + w_{1,2}p_2 + \dots + w_{1,R}p_R + b \quad (4.3)$$

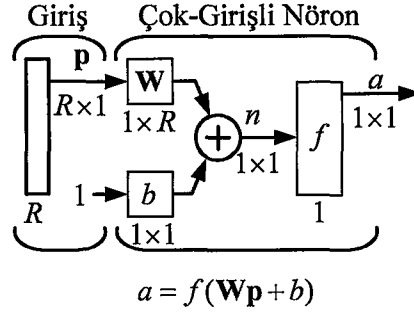
Bu ifade matris formunda yazılacak olursa:

$$n = \mathbf{Wp} + b \quad (4.4)$$

burada $\mathbf{W}$ matrisi sadece bir satıra sahip tek nöron durumu için geçerlidir. Bu durumda nöron çıkışı şu şekilde ifade edilebilir:

$$a = f(\mathbf{Wp} + b) \quad (4.5)$$

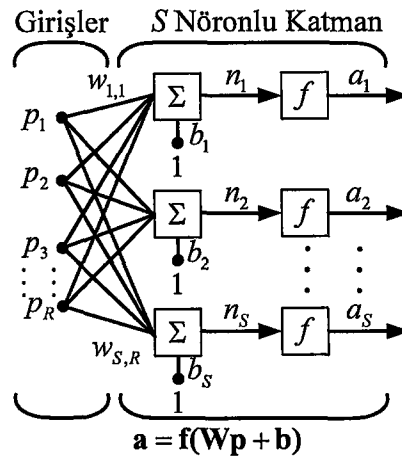
Şekil 4.5 nöronun matris formunu göstermektedir.



Şekil 4.5. R Girişli nöron ve matris notasyonu (Hagan ve diğ., 1996).

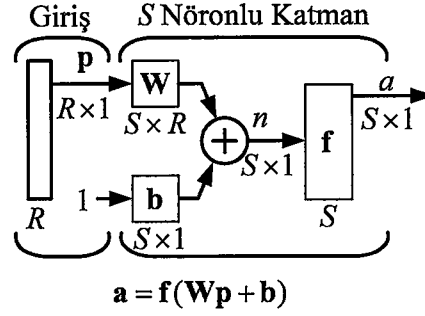
4.1.2 Ağ mimarisi

Ağ tasarımı için, genelde çok girişi olsa da, bir nöron yeterli değildir. En azından 5 veya 10 adet nöronun paralel bağlanarak bir katman oluşturması gerekli olabilmektedir. S adet nörona sahip tek-katmanlı bir ağ yapısı Şekil 4.6'da verilmiştir. Herbir R girişi nöronlar ile bağlanmıştır ve ağırlık matrisi S adet sıraya sahiptir. Buradaki katman, ağırlık matrisi $\mathbf{W}$, toplama elemanı, yanlılık vektörü $\mathbf{b}$, etkinlik fonksiyonu ve çıkış vektörü $\mathbf{a}$ ' dan oluşmaktadır. Bazı araştırmacılar girişleri ayrıca bir katman olarak hesaba katmaktadır, bu çalışmada giriş bir katman olarak ele alınmamıştır. Bir katmana giriş sayısı genel olarak nöron sayısından farklı alınmaktadır ($R \neq S$).



Şekil 4.6. S Nöronlu katman (Hagan ve diğ., 1996).

Şekil 4.7 de görüldüğü gibi, S nöronlu, R girişli tek-katmanlı bir ağ matris notasyonu ile çizilebilir.

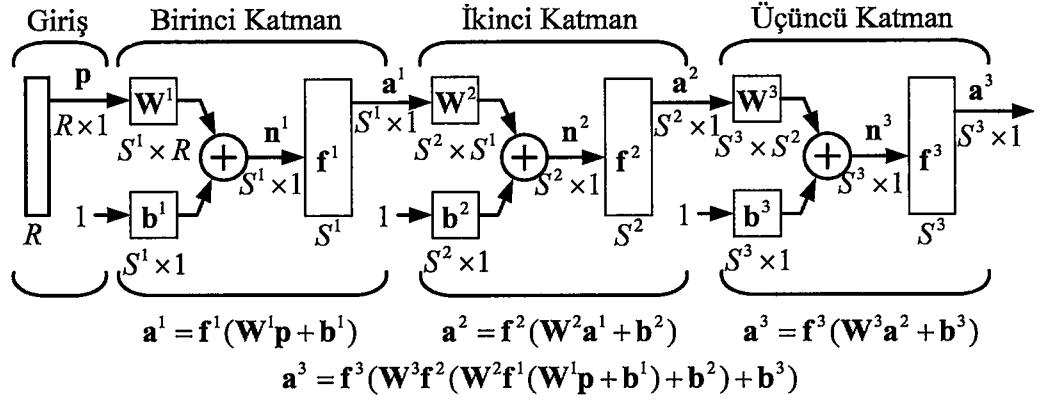


Şekil 4.7. S nöronlu katmanın matris notasyonu (Hagan ve diğ., 1996).

4.1.2.1 Birden fazla nöron içeren çoklu katmanlar

Birkaç katmandan oluşan bir ağ ele alındığında, her katmanın kendine ait bir ağırlık matrisi W , bir yanlılık vektörü b , bir ağ giriş vektörü n ve bir çıkış vektörü a vardır. Bu katmanların birbirinden ayırt edilmesi için daha fazla notasyona ihtiyaç duyulur. Katmanları tanımlamak için üst indis kullanılır. Böylece ilk katmanın ağırlık matrisi W^1 , ikinci katmanın ağırlık matrisini tanımlamak için W^2 yazılır. Üç katmanlı bir ağ için kullanılan bu notasyon Şekil 4.8’de verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi bu ağ tasarımında R giriş, ilk katmanda S^1 nöron, ikinci katmanda S^2 nöron bulunmaktadır. Burada olduğu gibi farklı katmanlar farklı nöron sayılarına sahip olabilir.

Birinci katman çıkışı ikinci katman için, ikinci katman çıkışı da üçüncü katman için giriş olurturur. Böylece ikinci katman $R = S^1$ girişli, $S = S^2$ nöronlu ve $S^2 \times S^1$ ağırlık matrisine W^2 sahip tek katmanlı bir ağ olarak görülebilir. İkinci katmanın girişi a^1 , çıkışı ise a^2 ’dir. Ağ çıkışının bulunduğu katmana ise çıkış katmanı adı verilir. Diğer katmanlar gizli katman (*hidden layer*) olarak adlandırılır. Şekil 4.8 de gösterilen ağ modelinde bir çıkış katmanı (katman 3), iki adet de gizli katman (katman 1 ve katman 2) vardır.



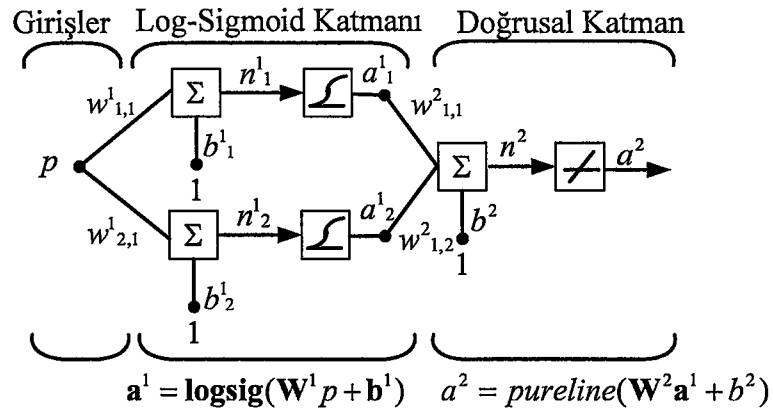
Şekil 4.8. Üç katmanlı ağ yapısı (Hagan ve diğ., 1996).

4.2 Çok Katmanlı Ağların Fonksiyon Yakınsatma Kabiliyeti

Fonksiyon yakınsatmada kullanılan yapay sinir ağı, gizli katmanda sigmoid etkinlik fonksiyonu, çıkış katmanında doğrusal etkinlik fonksiyonu olan iki katmanlı bir ağıdır. Bu ağı tanılamadaki gücü basit bir örnekle gösterilebilir (Hagan ve diğ., 1996).

Şekil 4.9 da gösterildiği gibi iki katmanlı bir ağ ele alındığında, birinci katmandaki sigmoid fonksiyonu ve ikinci katmandaki doğrusal fonksiyon aşağıdaki gibidir:

$$f^1(n) = \frac{1}{1 + e^{-n}} \quad \text{ve} \quad f^2(n) = n \quad (4.6)$$



Şekil 4.9. Fonksiyon yakınsama ağına örnek (Hagan ve diğ., 1996).

Bu ağ için, ağırlık ve yanlılık terimi değerleri aşağıdaki gibi alındığında:

$$w_{1,1}^1 = 10, w_{2,1}^1 = 10, b_1^1 = -10, b_2^1 = 10$$

$$w_{1,1}^2 = 1, w_{2,1}^2 = 1, b^2 = 0$$

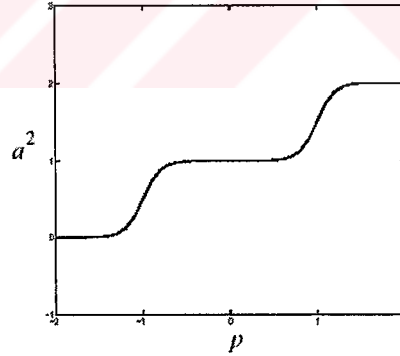
Bu parametreler için ağın cevabı Şekil 4.10 da verilmiştir. Burada a^2 ağ çıkışı, $[-2,2]$ aralığında değişen ağ girişi p için çizdirilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi çıkış iki basamaklıdır. Herbir basamak ilk katmandaki log-sigmoid fonksiyonlarına aittir. Ağ parametreleri ayarlanmak suretiyle herbir basamağın şekli ve yerleşimi değiştirilebilir.

İlk katmanda nörona olan net giriş sıfır olduğunda basamakların merkezleri oluşur.

$$n_1^1 = w_{1,1}^1 p + b_1^1 = 0 \Rightarrow p = -\frac{b_1^1}{w_{1,1}^1} - \frac{-10}{10} = 1$$

$$n_2^1 = w_{2,1}^1 p + b_2^1 = 0 \Rightarrow p = -\frac{b_2^1}{w_{2,1}^1} - \frac{10}{10} = -1$$
(4.7)

Herbir basamağın eğimi ağ ağırlıklarının değiştirilmesi ile ayarlanabilir.

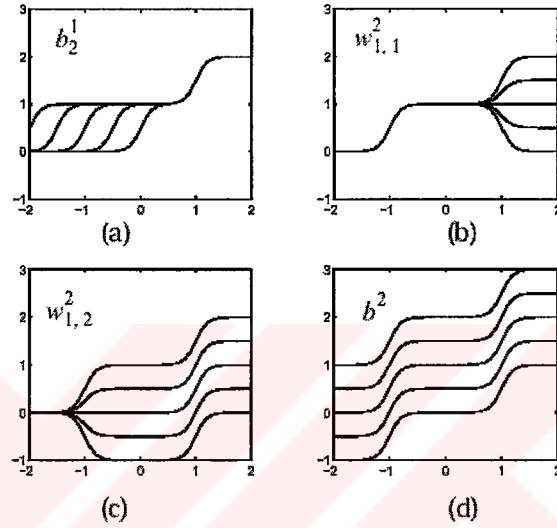


Şekil 4.10. Şekil 4.9 daki ağın nominal cevabı (Hagan ve diğ., 1996).

Parametre değişimlerinin ağ cevabı üzerine etkileri Şekil 4.11' de görülmektedir. Şekil 4.10'daki nominal cevap burada tekrarlanmıştır. Diğer eğriler, aşağıda verilen aralıkta, bir parametrenin belli bir anda değişmesi durumundaki, ağ cevabına karşılık gelmektedir.

$$-1 \leq w_{1,1}^2 \leq 1, -1 \leq w_{1,2}^2 \leq 1, 0 \leq b_2^1 \leq 20, -1 \leq b^2 \leq 1 \quad (4.8)$$

Şekil 4.11(a) da ilk katmanda (gizli katman) bulunan, ağırlık yanlılık teriminin, basamak konumunu nasıl etkilediği görülmektedir. Şekil 4.11 (b) ve (c) ağırlık katsayıları değişimi ile basamak eğiminin nasıl değiştiğini göstermektedir. İkinci katmandaki (çıkış katmanı) yanlılık teriminin, tüm ağırlık cevabını aşağı ve yukarı olacak şekilde değiştirmesi Şekil 4.11 (d) den izlenebilir.



Şekil 4.11. Parametre değişimlerinin ağ cevabına etkisi (Hagan ve diğ., 1996).

Yukarıda verilen örnekten görüldüğü gibi, çok katmanlı ağ oldukça esnek bir yapıya sahiptir. Bu tip ağlar, gizli katmanda yeterince nöron olması durumunda birçok fonksiyonun modellenmesi için kullanılabilir. Yukarıda açıklandığı gibi gizli katmanda sigmoid etkinlik fonksiyonu, çıkış katmanında doğrusal etkinlik fonksiyonu olan iki katmanlı bir ağ ile yeterli nöron seçilmesi durumunda birçok fonksiyon herhangi bir doğruluk derecesinde ifade edilebilir (tanımlanabilir).

4.3 Çok Katmanlı Ağların Eğitimi

Fonksiyon yakınsatmada kullanılan çok katmanlı ağlarda, yakınsamanın belli bir doğrulukla yapılabilmesi için ağ parametrelerinin (ağırlık ve yanlılık terimlerinin) uygun bir yöntemle seçilmesi gerekmektedir. Verilen bir problem için ağ parametrelerinin tayini gerektiğinde, uygulanan işleme ağı eğitimi (*training the*

network) denir. Bu çalışmada ağ eğitiminde kullanılan yöntemlerden olan geriyayınım (*backpropagation*) algoritması incelenecektir (Hagan ve diğ., 1996).

Bir önceki bölümde açıklandığı gibi çoklu katmanlarda bir katmanın çıkışı diğeri için giriş oluşturmaktadır ve bu durum aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\mathbf{a}^{m+1} = \mathbf{f}^{m+1}(\mathbf{W}^{m+1}\mathbf{a}^m + \mathbf{b}^{m+1}); \quad m = 0,1,\dots,M-1 \quad (4.9)$$

burada M , ağdaki katmanların sayısını ifade etmektedir. İlk katmanlardaki nöronlar dışarıdan giriş almaktadır:

$$\mathbf{a}^0 = \mathbf{p} \quad (4.10)$$

Son katmandaki nöronların çıkışı ağ çıkışı olarak ifade edilir:

$$\mathbf{a} = \mathbf{a}^M \quad (4.11)$$

4.3.1 Performans indeksi

Çok katmanlı ağlar için kullanılan geri yayınım algoritması, performans indeksi hataları karelerinin minimize edildiği bir eğitim düşüm optimizasyon yöntemidir (*gradient descent optimization algorithm*). Algoritma uygun ağ davranış örnekleri kümesi ile desteklenmelidir.

$$\{\mathbf{p}_1, \mathbf{t}_1\}, \{\mathbf{p}_2, \mathbf{t}_2\}, \dots, \{\mathbf{p}_Q, \mathbf{t}_Q\} \quad (4.12)$$

burada $\mathbf{p}_q$ ağı giriş ve $\mathbf{t}_q$ hedeflenen ilgili çıkıştır. Herbir giriş ağı uygulandığından, ağ çıkışı hedefle kıyaslanmalıdır. Algoritma hataların karelerinin toplamını minimize edecek şekilde ağ parametrelerini ayarlamaktadır.

$$F(\mathbf{x}) = \sum_{q=1}^Q e_q^2 = \sum_{q=1}^Q (t_q - a_q)^2 \quad (4.13)$$

burada $\mathbf{x}$ bütün ağ ağırlıklarını ve yanlılık terimlerini ifade eden bir vektördür. Eğer ağ birden fazla çıkış içeriyor ise genelleştirilmiş denklem aşağıdaki gibi verilir.

$$F(\mathbf{x}) = \sum_{q=1}^Q \mathbf{c}_q^T \mathbf{c}_q - \sum_{q=1}^Q (\mathbf{t}_q - \mathbf{a}_q)^T (\mathbf{t}_q - \mathbf{a}_q) \quad (4.14)$$

Stokastik yaklaşım kullanılarak, hataların kareleri toplamı en son hedef hatası ile yer değiştirilir.

$$\hat{F}(\mathbf{x}) = (\mathbf{t}(k) - \mathbf{a}(k))^T (\mathbf{t}(k) - \mathbf{a}(k)) = \mathbf{e}^T(k) \mathbf{e}(k) \quad (4.15)$$

burada beklenen hataların karesi, k 'nci iterasyondaki hataların karesi ile yer değiştirmiştir.

Yakınsama hata karesi için eğim düşüm algoritması aşağıdaki gibidir.

$$w_{i,j}^m(k+1) = w_{i,j}^m(k) - \alpha \frac{\partial \hat{F}}{\partial w_{i,j}^m} \quad (4.16)$$

$$b_i^m(k+1) = b_i^m(k) - \alpha \frac{\partial \hat{F}}{\partial b_i^m} \quad (4.17)$$

burada α öğrenme oranıdır.

4.3.2 Zincir kuralı

Tek katmanlı bir ağda, hata ağ ağırlıklarının basit bir doğrusal fonksiyonu olarak yazıldığından kısmi türevler uygun bir şekilde hesaplanabilir. Çok katmanlı bir ağ için, gizli katmanlardaki hata ağırlık fonksiyonu doğrusal olmadığından türevler kolay alınamaz.

Hata, gizli katmanlardaki ağırlıkların endirekt fonksiyonu olduğundan, türevlerin hesabı için zincir kuralı kullanılır.

$$\frac{\partial \hat{F}}{\partial w_{i,j}^m} = \frac{\partial \hat{F}}{\partial n_i^m} \times \frac{\partial n_i^m}{\partial w_{i,j}^m} \quad (4.18)$$

$$\frac{\partial \hat{F}}{\partial b_i^m} = \frac{\partial \hat{F}}{\partial n_i^m} \times \frac{\partial n_i^m}{\partial b_i^m} \quad (4.19)$$

m . katmana olan net giriş bu katmandaki ağırlık ve yanlılık fonksiyonu doğrusal olduğundan yukarıdaki herbir eşitliğin ikinci terimi kolaylıkla hesaplanabilir.

$$n_i^m = \sum_{j=1}^{S^{m-1}} w_{i,j}^m a_j^{m-1} + b_i^m \quad (4.20)$$

Böylece

$$\frac{\partial n_i^m}{\partial w_{i,j}^m} = a_j^{m-1}, \quad \frac{\partial n_i^m}{\partial b_i^m} = 1 \quad (4.21)$$

m katmanındaki net girişin i . elemanının hassasiyet değişimi,

$$s_i^m \equiv \frac{\partial \hat{F}}{\partial n_i^m} \quad (4.22)$$

şeklinde tanımlanır. Eşitlik 4.18 ve 4.19 sadeleştirilerek

$$\frac{\partial \hat{F}}{\partial w_{i,j}^m} = s_i^m a_j^{m-1} \quad (4.23)$$

$$\frac{\partial \hat{F}}{\partial b_i^m} = s_i^m \quad (4.24)$$

elde edilir. Böylece eğim düşüm algoritmasının yaklaşım ifadesi

$$w_{i,j}^m(k+1) = w_{i,j}^m(k) - \alpha s_i^m a_j^{m-1} \quad (4.25)$$

$$b_i^m(k+1) = b_i^m(k) - \alpha s_i^m \quad (4.26)$$

şeklinde verilebilir. Matris formu ise:

$$\mathbf{W}^m(k+1) = \mathbf{W}^m(k) - \alpha \mathbf{s}^m (\mathbf{a}^{m-1})^T \quad (4.27)$$

$$\mathbf{b}^m(k+1) = \mathbf{b}^m(k) - \alpha \mathbf{s}^m \quad (4.28)$$

olarak ifade edilir. Burada $\mathbf{s}^m$ nin elemanları 4.22 numaralı denklem ile verilmiştir.

4.3.3 Hassasiyetin geriyayınımı

Yukarıdaki denklemdaki $\mathbf{s}^m$ teriminin hesaplanması gerekmektedir. Bu da zincir kuralının diğer bir adımını oluşturmaktadır. Bu işlem geriyayınım terimine karşılık gelmektedir çünkü, m katmanının hassasiyeti, $m+1$ katmanındaki hassasiyet kullanılarak hesaplanır.

$$\mathbf{s}^M = -2\dot{\mathbf{F}}^M(\mathbf{n}^M)(\mathbf{t} - \mathbf{a}) \quad (4.29)$$

$$\mathbf{s}^m = \dot{\mathbf{F}}^m(\mathbf{n}^m)(\mathbf{W}^{m+1})^T \mathbf{s}^{m+1}, \quad m = M-1, \dots, 2, 1 \quad (4.30)$$

burada,

$$\dot{\mathbf{F}}^m(\mathbf{n}^m) = \begin{bmatrix} \dot{f}^m(n_1^m) & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \dot{f}^m(n_2^m) & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & \dot{f}^m(n_{s^m}^m) \end{bmatrix} \quad (4.31)$$

4.3.4 Geriyayınım algoritmaları

Geriayınım algoritması (*Backpropagation algorithm*), kuadratik formda olan bir maliyet fonksiyonunun en küçük değerini aldığı noktanın iteratif olarak bulunması temeline dayanır. Bu çalışmada kullanılan geriyayınım algoritması, basit bir eğim düşüm algoritmasıdır. Geriyayınım işleminde kullanılan türevlerin son katmandan ilk katmana işlem gördüğü birçok algoritma mevcuttur. Örneğin, “*Conjugate Gradient*”

ve “*quasi-Newton*” algoritmaları eğim düşüm algoritmasından daha verimlidir ve gerekli türevleri hesaplamak için aynı geri yayılım prosedürünü kullanmaktadır (Demuth ve Beale, 2001). Levenberg-Marquardt algoritması ise, küçük ve orta boyutlu ağların eğitimi için iyi sonuç veren ve yaygın olarak kullanılan, denklem 4.30’da verilen eşitliğe yakın bir prosedürü kullanan etkili bir algoritmadır (Hagan ve Menhaj, 1994).

Yukarıda bahsedilen bütün algoritmalar, türevlerin son ağ katmanında ilk katmana kadar işleme tabi tutulduğu geri yayılım prosedürünü kullanır. Bu nedenle bu algoritmaların tamamı genel olarak geri yayılım algoritması olarak adlandırılır. Bu algoritmalar arasındaki farklılık, ağ ağırlıklarının güncellenmesinde kullanılan türevlerde ortaya çıkar.

4.3.5 Levenberg-Marquardt algoritması

Levenberg-Marquardt algoritması Newton metodundan türetilmiş bir algoritmadır (Hagan ve Menhaj, 1994). Newton metodu, bir fonksiyonu minimize etmek için kullanılır. Buradaki fonksiyon başka nonlinear fonksiyonların hatalarının kareleri toplamını temsil etmektedir. Levenberg-Marquardt algoritmasının YSA’nı eğitmekte kullandığında performans indeksi hataların karelerinin ortalaması olmaktadır. Ağırlıkların değişimi şu şekilde yazılabilir:

$$\Delta \mathbf{w}_{ij} = (\mathbf{J}^T(\mathbf{w}_{ij})\mathbf{J}(\mathbf{w}_{ij}) + \mu_{ij}\mathbf{I})^{-1} \mathbf{J}^T(\mathbf{w}_{ij})\mathbf{v}(\mathbf{w}_{ij}) \quad (4.32)$$

Levenberg-Marquardt algoritmasında ağırlıkların yenilenmesinde uyarlanabilir bir katsayı olan minimum gradyen (μ_{ij}) kullanılır. Bu algoritmanın önemli özelliklerinden biri μ_{ij} değeri yükseltildiğinde, düşük bir öğrenme oranı ile eğim düşüm yöntemine yaklaşılr. Bu değer düşürülerek sıfıra yaklaştırılması ile algoritma Gauss-Newton algoritmasına dönüşür. Genelde algoritma minimum gradyen değerinin küçük seçilmesi ile başlar (örneğin $\mu_{ij}=0.01$). Levenberg-Marquardt algoritmasının uygulanmasında aşağıdaki adımlar izlenir.

- Tüm girişler ağa uygulanır ve hata hesaplanır.
- Hataların ağırlıklara göre değişimini içeren Jacobien matrisi hesaplanır.
- Ağırlıkların değişimi hesaplanır.

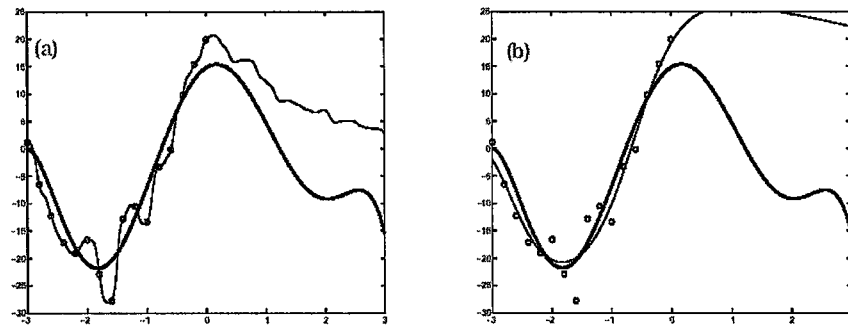
- Yeni ağırlık değerleri bulunur ve bu yeni değerlere göre hata yeniden hesaplanır. Eğer hata bir önceki çevrimden küçükse μ_{ij} artırılır. Eğer hata büyüdüysse μ_{ij} değeri azaltılır.
- Hata kabul edilen değerin altına düştüyse işlem durdurulur, düşmediyse 2. adıma geri dönlür.

4.3.6 Genelleştirme (Enterpolasyon ve Ekstrapolasyon)

Çok katmanlı ağlar, nonlinear sistem tanılama amaçlı kullanılırken, sistemi doğru olarak tanılamak için, kaç katman kullanılacağı ve bu katmanlarda kaç nöron bulunacağı, yani ağ tasarımı önem kazanmaktadır. Sistem, bilinmeyen bir fonksiyon olarak ele alınırsa, bu bilinmeyen fonksiyonun karmaşıklığını yeterli bir şekilde tanılamak için nöron sayısının seçimi önemlidir. Öyleki, yeterli sayıda nöron seçilmemesi durumunda, sistem modeline yakınsama ile elde edilen fonksiyon uygun olmayabilir. Bu durumda elde edilen model sistemi ifade etmez. Bu amaçla eğitim verilerinin de yeterli sayıda seçilmesi gerekir. Bu bir örnekle açıklanacak olursa, eğitim verilerinin aşağıdaki denklemle üretildiği varsayalım:

$$\mathbf{t}_q = \mathbf{g}(\mathbf{p}_q) + \mathbf{e}_q \quad (4.33)$$

burada, $\mathbf{p}_q$ sistem girişi, $\mathbf{g}(\cdot)$ yakınsama yapılacak olan bilinmeyen fonksiyon, $\mathbf{e}_q$ ölçme gürültüsü, $\mathbf{t}_q$ ise sistem çıkışıdır (ağ hedefi). Şekil 12 de bilinmeyen fonksiyon $\mathbf{g}(\cdot)$ kalın çizgi, eğitim verilerinin hedef değerleri $\mathbf{t}_q$ çemberler ve eğitilmiş ağ cevabı ince çizgi ile verilmiştir. Şekil 4.12 deki iki grafik farklı eğitim stratejilerini göstermektedir (Demuth ve Beale, 2001).



Şekil 4.12. (a) Aşırı eşleşme (*Overfitting*) ve (b) Uygun eşleşme (*Good Fit*) örneği.

Şekil 4.12-a'daki örnekte, eğitim setinde 15 nokta bulunan geniş bir ağı, hataların karelerini minimize eden ağ eğitim sonucu verilmektedir. Burada ağ cevabının herbir eğitim noktasının hedef değerleriyle örtüştüğü görülmektedir. Bununla birlikte, toplam ağ cevabı yakınsama yapılan fonksiyonu iyi bir şekilde ifade etmemektedir. Burada iki önemli problem vardır. Birincisi, ağ , eğitim verileri üzerinde aşırı eşleşmiştir (*Overfitting*). Ağ cevabı çok karmaşıktır çünkü, ağ gereğinden fazla bağımsız parametreye sahiptir ve bu parametreler herhangi bir şekilde sınırlanmamıştır. İkincisi ise, p nin 0 dan büyük değerleri için eğitim verisi mevcut değildir. YSA ve diğer nonlinear kara-kutu (*Black-box*) modelleme teknikleri çalışma alanının dışındaki noktalarda ekstrapolasyonu (*Extrapolote*) doğru olarak yapamazlar. YSA, eğitim verilerinin dışındaki bölgede bir girişle karşılaştığında ağ cevabı daima başarısızdır.

Eğitim verilerinin dışındaki alanda ağ performansını iyileştirmek için noktalar arasında enterpolasyon yapılabilir. Geliştirilmiş genelleştirme için birkaç teknik kullanılabilir. Bunlardan biri, bir kısım eğitim verisinin sınama eğitim verisi içine katılması şeklindedir ve erken durdurma (*Early stopping*) olarak adlandırılır. Ağıın performansı, eğitim sırasında sınama verileri üzerinden izlenir. Eğitimin erken aşamalarında, sınama hatası azalacaktır. Aşırı-uyum başladığında sınama hatası artmaya başlayacaktır ve eğitim sona erecektir.

Ağ genelleştirmesini iyileştiren diğer bir teknik regülasyon olarak adlandırılır. Bu metodla performans indeksine, ağ karmaşıklığını cezalandıran bir terim ilave edilmiştir. En yaygın olarak kullanılan ceza fonksiyonu, ağ ağırlıklarının karelerinin toplamıdır:

$$F(\mathbf{x}) = \sum_{q=1}^Q \mathbf{e}_q^T \mathbf{e}_q + \rho \sum (w_{i,j}^k)^2 \quad (4.34)$$

Bu performans indeksi, ağırlıkları küçük olmaya zorlar ve bu şekilde daha düzgün bir ağ cevabı elde edilir. Burada önemli olan regülasyon parametresinin ρ doğru seçilmesidir. Eğer bu değer çok büyük seçilirse, ağ cevabı çok düz olacaktır ve yaklaşım yapılan fonksiyonu tam olarak yansıtmayacaktır. Bu değer çok küçük seçilmesi ise, aşırı-uygun ağ cevabına neden olacaktır. En uygun ρ 'nun seçilmesi için birkaç yöntem vardır. En başarılı tekniklerden biri Bayesian regülasyonudur.

Şekil 4.12-b Bayesian regülasyonu ile yapılan eğitim sonucundaki ağ cevabını göstermektedir. Burada sistem cevabı artık eğitim veri noktaları ile tam olarak çalışmamaktadır, fakat toplam ağ cevabı tanımlanmış eğitim verileri bölgesindeki yaklaşım yapılacak fonksiyona oldukça yakınsamıştır.

4.4 Kontrol Sistemi Uygulamaları

Çok katmanlı ağlar dinamik sistemlerin kontrolü ve tanılanmasında kullanılmaktadır. Bu bölümde, kontrol sistemlerinde kullanılan, çok katmanlı ağ yapısına sahip doğrusallaştırılmış geri beslemeli kontrol (*Feedback Linearization Control-NARMA-L2*) ve yapay sinir ağı model temelli öngörülü kontrol (*Neural Network Predictive Control-NNPC*) yöntemleri anlatılacaktır. Birçok YSA'lı kontrolörde olduğu gibi, burada kullanılan kontrol yöntemleri de doğrusal kontrol mimarisi üzerine kurulmuştur. YSA'nın kontrol sistemlerinde kullanılması iki aşamalıdır:

- Sistem tanılama,
- Kontrolör tasarımı.

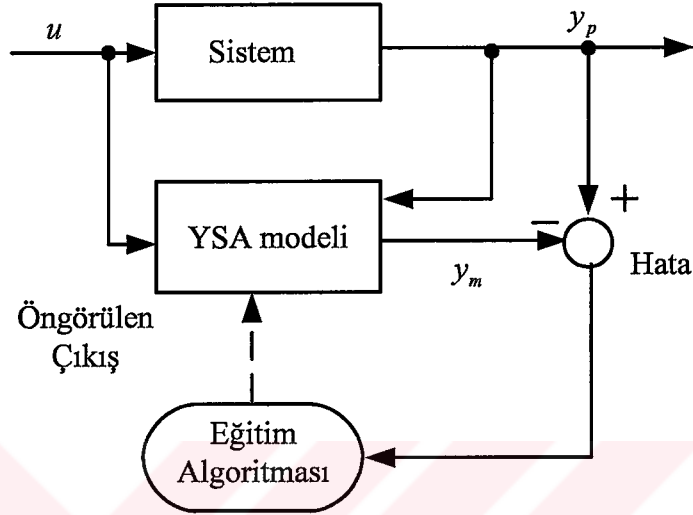
Sistem tanılama aşamasında kontrol edilmek istenen sistemin yapay sinir ağları ile modeli oluşturulur. Kontrolör tasarımı aşamasında, kontrolörün tasarımı veya eğitim için sistemin yapay sinir ağı modeli kullanılır. Bu çalışmada kullanılan her bir kontrolör tasarımı, sistem tanılama aşaması tamamen aynıdır. Kontrolör tasarımı aşaması her bir kontrol mimarisi için farklıdır.

4.4.1 Yapay sinir ağı model öngörülü kontrol (NNPC)

Doğrusal model öngörülü kontrolör tasarımına dayanan birden fazla yapay sinir ağı model öngörülü kontrol (NNPC) tekniği vardır. Burada kullanılan NNPC, sistemin gelecekteki performansını öngörmek üzere nonlinear sistem modeli üzerinden tanılanan YSA modelini kullanır. Daha sonra kontrolör tanımlanmış bir zaman aralığında, sistem performansını optimize edecek şekilde kontrol sinyalini hesaplar. Model öngörülü kontroldeki ilk adım, sistemin yapay sinir ağı ile tanılanmasının yapılmasıdır. Bu sistem modeli, sistemin gelecekteki performansını öngörmek için kullanılır.

4.4.1.1 Yapay sinir ağları ile sistem tanılama

Model öngörülü kontrolün ilk aşaması sistemin dinamiklerini ifade edecek bir yapay sinir ağının eğitimidir. YSA modeli ve sistem modeli çıkışı arasındaki öngörü hatası ağın eğitimi için gerekli sinyali oluşturur. Bu işlem Şekil 4.13 ile verilmiştir.



Şekil 4.13. Yapay sinir ağı ile sistem tanılama.

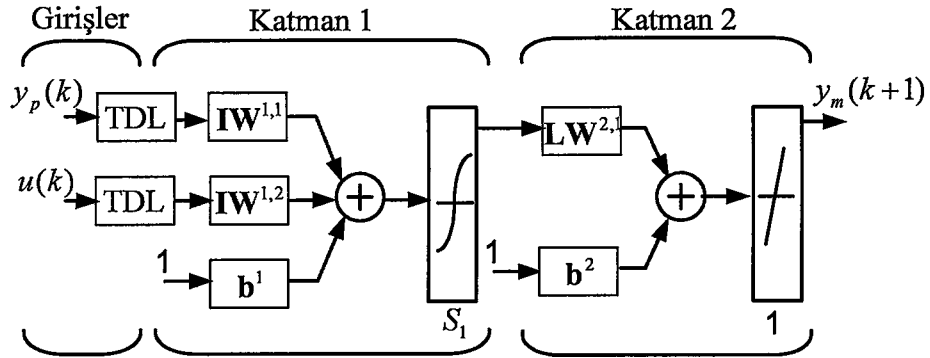
NARMA (Nonlinear Autoregressive-Moving Average), nonlinear sistem tanılama için kullanılan standart bir modeldir:

$$y(k+d) = h[y(k), y(k-1), \dots, y(k-n+1), u(k), u(k-1), \dots, u(k-m+1)] \quad (4.35)$$

burada $u(k)$ sisteme giriş, $y(k)$ sistem çıkışı ve d ise sistem gecikmesidir. Öngörülü kontrolör için bu gecikme 1 olarak alınır. Sistem tanılama aşaması için, YSA modeli nonlinear fonksiyon olan h 'a yakınsayacak şekilde eğitilir. Bu amaçla kullanılan YSA'nın yapısı Şekil 4.14 ile verilmiştir. Burada TDL (*Tapped delay lines*) olarak isimlendirilen blok, giriş sinyalinin önceki değerlerini kayıt etmek için kullanılır. Sistem modeli aşağıdaki eşitlikle verilebilir.

$$y_m(k+1) = \hat{h}[y_p(k), \dots, y_p(k-1+1), \dots, y(k-n+1), u(k), \dots, u(k-m+1); \mathbf{x}] \quad (4.36)$$

burada, $\hat{h} = [\cdot, \mathbf{x}]$ YSA ile uygulanan fonksiyon, $\mathbf{x}$ bütün ağ ağırlıkları ve yanlılık terimlerini içeren vektördür.



Şekil 4.14. YSA sistem modeli (Demuth ve Beale, 2001).

Burada daha önce kullanılan notasyonda değişiklik yapılarak, ağa birden fazla giriş yapılmasına olanak tanınmıştır. $\mathbf{IW}^{ij}$, j numaralı girişten i numaralı katmana olan bir ağırlık matrisidir. $\mathbf{LW}^{ij}$ ise, j numaralı katmandan i numaralı katmana olan ağırlık matrisini ifade etmektedir.

Hernekadar ağın yapısında gecikme olsa da, bu gecikmeler sadece ağ girişinde oluşur ve ağ geri beslemeli değildir. Bu nedenle, ağın eğitimi için daha önce bahsedilen ileri beslemeli ağlardaki geri yayılım algoritması kullanılır. Bu durum bu bölümde anlatılan her iki kontrolör içinde geçerlidir. Eğitim verileri hidrolik silindir sisteminin bütün çalışma alanını kapsayacak şekilde olmalıdır. Bir önceki bölümde açıklandığı gibi nonlinear YSA eğitim bölgesi dışındaki alanlar için doğru bir yakınsama sağlamaz. Bu ağın girişi bir önceki ağın giriş ve çıkışının $(n_y + n_u)$ -boyutlu vektörüdür. Bu alanın eğitim verileri ile tam olarak kapsanması gerekir.

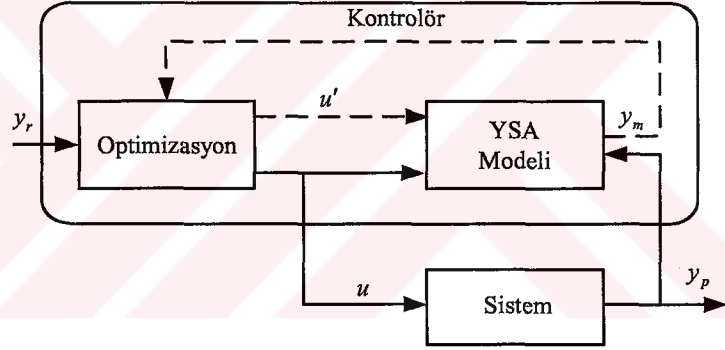
4.4.1.2 Yapay sinir ağı model öngörülü kontrol

Model öngörülü kontrol kayan ufuk (*receding horizon*) tekniğine dayanmaktadır. Sistemin YSA modeli belli bir zaman eksenindeki sistem cevabını öngörür. Bir optimizasyon algoritması bu öngörülen değerleri kullanarak, belli bir skala üzerinde aşağıda verilen performans kriterinin minimize eden kontrol sinyali hesaplar.

$$J = \sum_{j=N_1}^{N_2} (y_r(k+j) - y_m(k+j))^2 + \rho \sum_{j=1}^{N_u} (u'(k+j-1) - u'(k+j-2))^2 \quad (4.37)$$

Burada N_1 , N_2 , izleme hatası ve N_u ise kontrol artımlarının hesaplandığı, maliyet ve kontrol ufkunu ifade etmektedir. İkinci toplam ifadesindeki u' terimi öngörülen kumanda, y_r referans değer ve y_m ise yapay sinir ağı modeli cevabıdır. Kontrol sinyalindeki artımının kareleri toplamının performans indeksindeki katkısı ρ ile ifade edilir.

Şekil 4.15 ile verilen blok diyagram YSA model öngörülü kontrol prosesini göstermektedir. YSA öngörülü kontrolör bir YSA sistem modeli ve optimizasyon bloğundan oluşmaktadır. Optimizasyon bloğu J yi minimize eden u' nı belirler ve u değeri sisteme uygulanan optimum giriştir. Bu çalışmada optimizasyon için BFGS quasi-Newton algoritması kullanılmıştır.



Şekil 4.15. YSA model öngörülü kontrol (NNPC).

4.4.2 NARMA-L2 kontrol

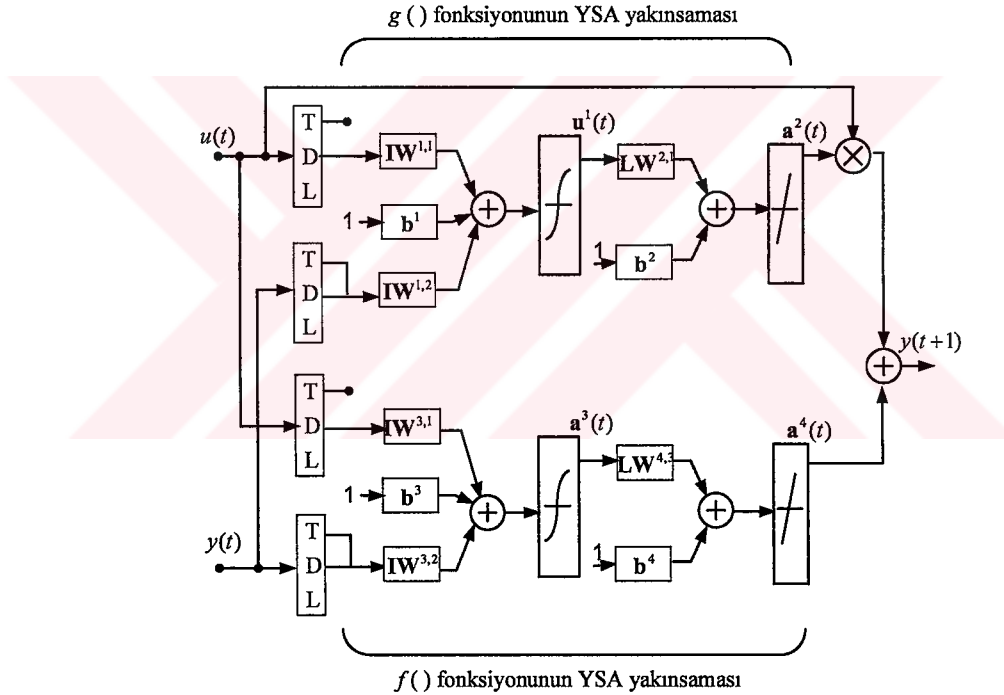
Bu bölümde açıklanan nörokontrolör iki farklı şekilde isimlendirilmiştir: Doğrusallaştırılmış geri beslemeli kontrol (*Feedback linearization control*) ve NARMA-L2 kontrol. Sistem modelinin özel bir hali için, kılavuz formu, (*Companion form*), doğrusallaştırılmış geri beslemeli kontrol olarak adlandırılır. Sistem modeli benzer bir formda yakınsatılabilir ise NARMA-L2 olarak isimlendirilir. Bu kontrol, sistemdeki nonlineerlikleri iptal ederek sistemin doğrusal olmayan dinamiklerini, doğrusal dinamiklere dönüştürme esasına dayanmaktadır. Bu bölümde önce kılavuz formu sistem modeli anlatılarak, tanılama için YSA'nın nasıl

kullanıldığı açıklanacaktır. Daha sonra, tanınmış YSA modelinin kontrolör tasarımı için nasıl geliştirildiği anlatılacaktır.

4.4.2.1 NARMA-L2 modelin tanınması

Model öngörülü kontrolde olduğu gibi, NARMA-L2 kontrol kullanırken de ilk aşama, kontrol edilecek sistemin tanınmasıdır. NARMA-L2 modeli, denklem ile verilen NARMA modelinin bir yakınsamasıdır. Yakınsanmış NARMA-L2 model için aşağıdaki ifade verilebilir:

$$\hat{y}(k+d) = f[y(k), y(k-1), \dots, y(k-n+1), u(k-1), \dots, u(k-m+1)] + g[y(k), y(k-1), \dots, y(k-n+1), u(k-1), \dots, u(k-m+1)] \cdot u(k) \quad (4.38)$$



Şekil 4.16. NARMA-L2 sistem modeli (Demuth ve Beale, 2001).

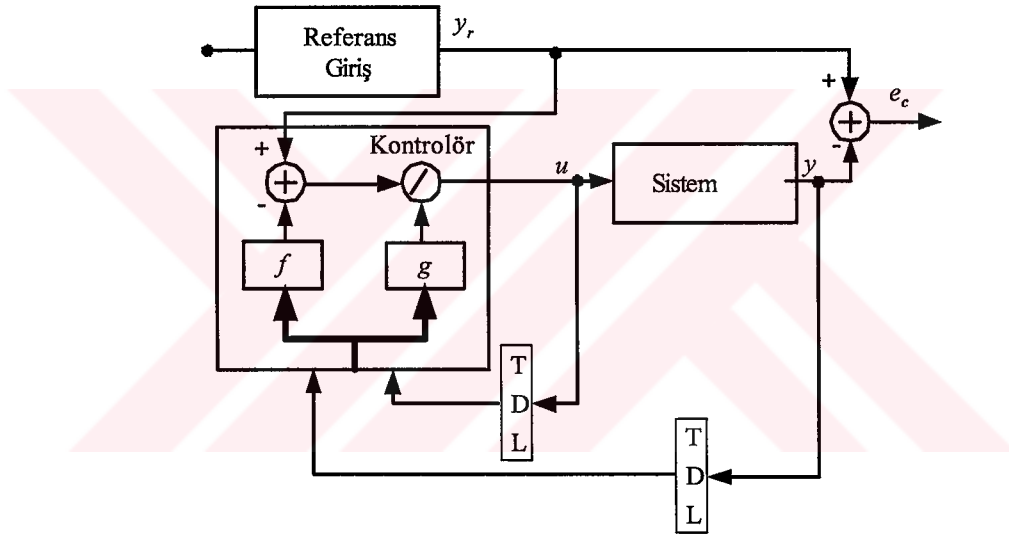
Bu model kılavuz formundadır ve bir sonraki kontrol girişi olan $u(k)$ nonlineerlik içermemektedir. Şekil 4.16 de $d = 1$ için, yapay sinir ağı bir NARMA-L2 kontrolörün yapısı görülmektedir. Dikkat edilirse, burada $g()$ ve $f()$ fonksiyonları birbirinden ayrı alt-ağlar olarak gösterilmiştir.

4.4.2.2 NARMA-L2 kontrolör

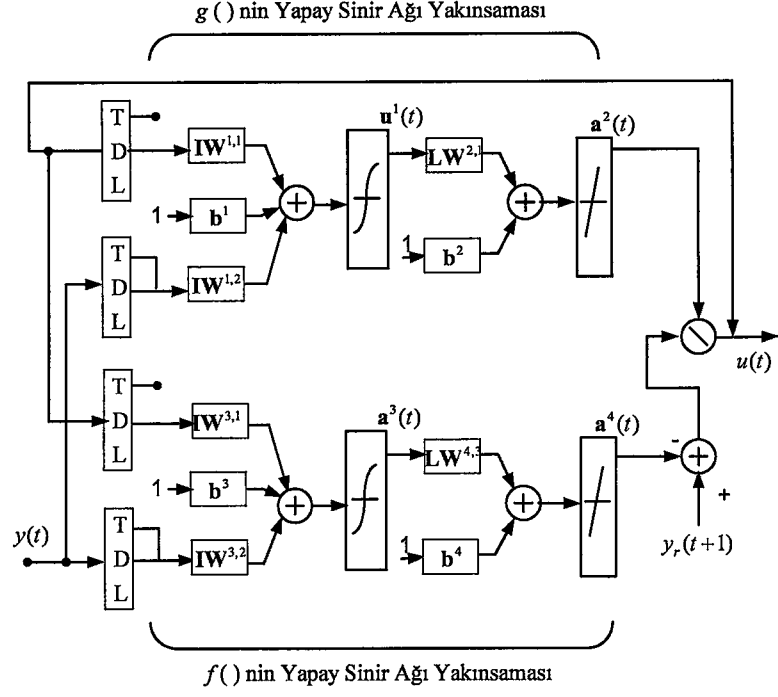
NARMA-L2 formunun avantajı, kontrol girişi, bir referans sinyalini takip eden sistem çıkışını oluşturacak şekilde $y(k+d) = y_r(k+d)$, hesaplanabilir. Sonuç olarak kontrolör çıkışı aşağıdaki gibi verilebilir:

$$u(k) = \frac{y_r(k+d) - f[y(k), y(k-1), \dots, y(k-n+1), u(k-1), \dots, u(k-m+1)]}{g[y(k), y(k-1), \dots, y(k-n+1), u(k-1), \dots, u(k-m+1)]} \quad (4.39)$$

burada $d \geq 1$ olmalıdır. NARMA-L2 kontrolörün blok diyagramı Şekil 4.17 ile verilmiştir. Bu kontrolör, Şekil 4.18’de gösterilen tanılanmış NARMA-L2 model ile uygulanabilir.



Şekil 4.17. NARMA-L2 kontrolör.



Şekil 4.18. NARMA-L2 kontrolörün uygulaması (Demuth ve Beale, 2001).

5. ELEKTROHİDROLİK SİSTEMİN YAPAY SİNİR AĞI MODEL TEMELLİ KONTROLU

Bu bölümde elektrohidrolik sistemin simülasyonu, yapay sinir ağı model öngörülü kontrol (*Neural network predictive control - NNPC*) ve doğrusallaştırılmış geri beslemeli kontrol (*Feedback linearization control - NARMA-L2*) algoritmaları kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Her iki kontrol yöntemi de iki aşamalı olarak uygulanır. İlk aşama sistemin bir yapay sinir ağı ile tanılanmasıdır. İkinci aşama kontrolör tasarımıdır. Sistem tanılama her iki kontrol algoritmasında da aynıdır. Bununla birlikte kontrolör tasarımları farklıdır.

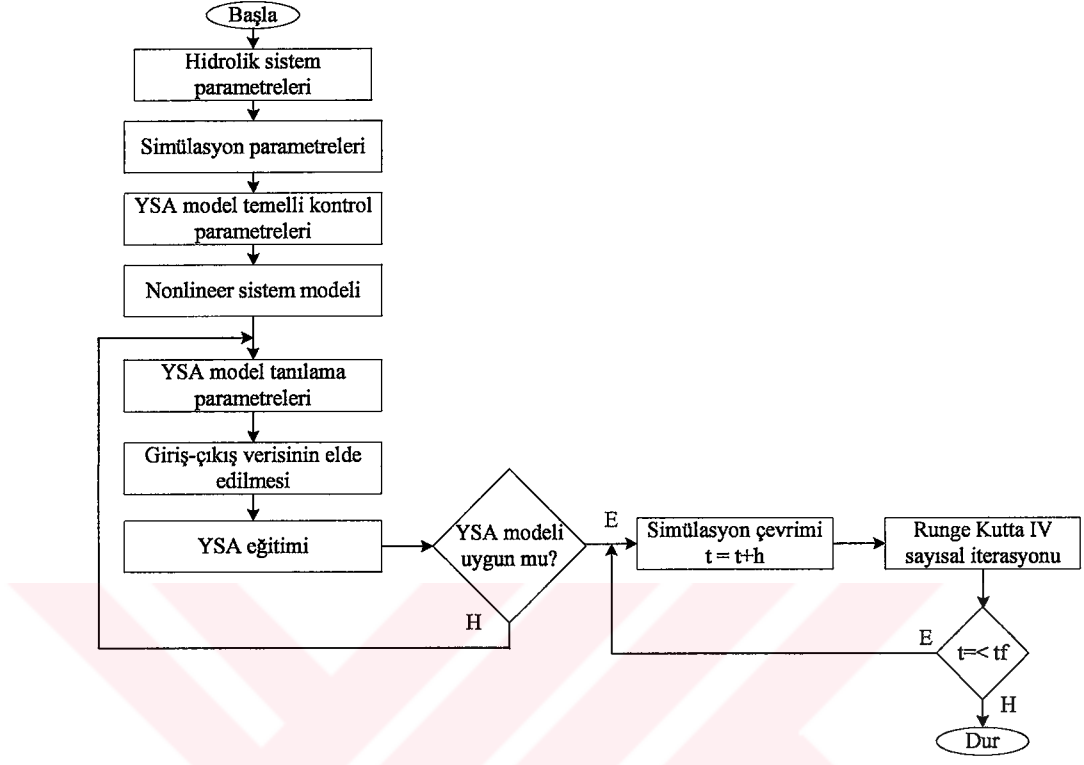
Simülasyonu gerçekleştirilen elektrohidrolik sistemin parametreleri aşağıda verilmiştir (Tablo 5.1):

Tablo 5.1. Oransal valf-silindir sistemi parametreleri.

$m = 5 \text{ kg}$	$d_1 = 20 \text{ mm}$	$d_2 = 40 \text{ mm}$	$l = 200 \text{ mm}$
$k_f = 9.5 \times 10^{-9} \text{ m}^3/\text{s/V N}^{1/2}/\text{m}$	$u = +5 / -5 \text{ V}$	$i_u = 0.1 \text{ V}$	
$P_s = 50 \text{ bar}$	$P_e = 0 \text{ bar}$	$\beta_e = 6.8 \times 10^7 \text{ N/m}^2$	$B_v = 2000 \text{ Ns/m}$

Simülasyonlarda Matlab'in Simulink paketinde yer alan "Neural Network Toolbox" kullanılmıştır. Her iki kontrol yönteminde de, hidrolik sistemin bir yapay sinir ağı ile tanılanması, konum kontrolundan önce çevrim dışı olarak yapılmaktadır. Hidrolik sistemin tanılanması ve konum kontrolu için Bölüm 2'de verilen dördüncü mertebe nonlinear sistem modeli (2.44) kullanılmıştır. İlk olarak YSA tanılama parametreleri, kontrol edilecek elektrohidrolik sisteme uygun olacak şekilde belirlenerek eğitim çalışması gerçekleştirilmiştir. Eğitim çalışmasının başarısız olması durumunda, YSA tanılama parametreleri yeniden düzenlenerek eğitim çalışması, uygun ağırlıklar elde edilinceye kadar tekrarlanmaktadır. Tanılama sonucu elde edilen YSA model çıkışı ile, nonlinear sistem modeli çıkışı birbirine yakın sonuç verince hidrolik

sistemin konum kontrolü simülasyon ortamında gerçekleştirilmiştir. YSA model temelli kontrol yöntemlerinin simülasyon akış şeması Şekil 5.1 ile verilmiştir.



Şekil 5.1. YSA model temelli kontrol yöntemlerinin simülasyon akış şeması.

5.1 Yapay Sinir Ağı Model Öngörülü Kontrol

Yapay sinir ağı model öngörülü kontrolör, yapay sinir ağı modelini kullanmak suretiyle, muhtemel kumanda girişlerine karşı sistemin vereceği cevabı öngörür. Bir optimizasyon algoritması kullanılarak, sistemin gelecekteki performansını iyileştirecek şekilde kontrol sinyali hesaplanır. YSA modelinin eğitimi için Levenberg-Marquardt geri yayılım algoritması kullanılmıştır (Hagan ve Menhaj, 1994). Eğitim çalışması sadece bir defa için, sistem kontrol edilmeden önce çevrimdışı olarak gerçekleştirilmiştir. Sistem tanılama için kullanılan parametreler Tablo 5.2 ile verilmiştir.

Öngörülen kontrol sinyali bir sayısal optimizasyon programı tarafından kullanılarak, aşağıda verilen performans indeksini minimize edecek şekilde hesaplanır.

$$J = \sum_{j=N_1}^{N_2} (y_r(k+j) - y_m(k+j))^2 + \rho \sum_{j=1}^{N_u} (u'(k+j-1) - u'(k+j-2))^2 \quad (5.1)$$

burada N_2 ve N_u izleme hatası ve kontrol artımının hesaplandığı, maliyet ve kontrol ufkunu ifade etmektedir. Performans indeksinin ikinci toplamındaki u' değişkeni öngörülen kontrol sinyali, y_r istenen cevap ve y_m ise ağ cevabıdır. Kontrol ağırlık faktörü ρ , kontrol artımı karelerinin toplamının performans indeksi üzerindeki dağılımını ifade eder. Simülasyonda kullanılan öngörülü kontrolör parametreleri Tablo 5.3 ile verilmiştir:

Tablo 5.2. NNPC için sistem tanılama parametreleri

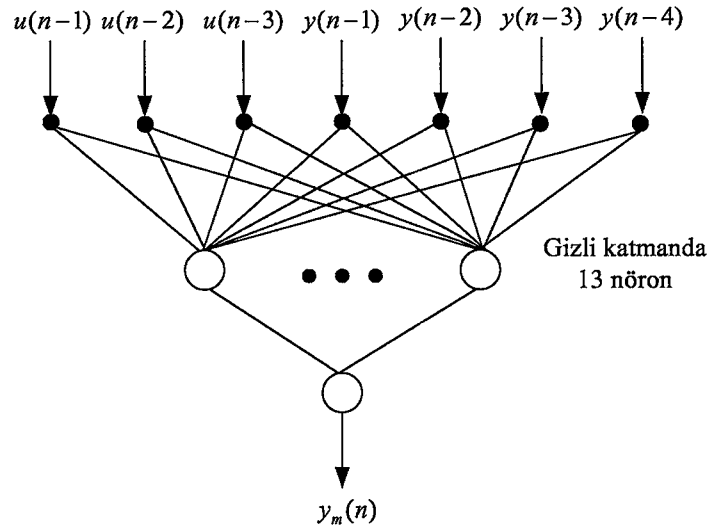
Ağ Tasarım Parametreleri	
Gizli Katmandaki Nöron Sayısı	13
Örnekleme Aralığı (s)	0.01
Gecikmeli Sistem Girişi	3
Gecikmeli Sistem Çıkışı	4
Ağ Eğitim Verileri	
Örnek Sayısı	8000
Maksimum Sistem Girişi (V)	5
Minimum Sistem Girişi (V)	-5
Sinyal Genişliği (s)	0.01 – 0.2
Maksimum Sistem Çıkışı (m)	0.2
Minimum Sistem Çıkışı (m)	0
Ağ Eğitim Parametreleri	
Eğitimdeki İterasyon Adım Sayısı	100
Eğitim Algoritması	Levenberg-Marquardt

Tablo 5.3. Yapay sinir ağı model temelli öngörülü kontrolör parametreleri.

YSA Model Temelli Öngörülü Kontrol Parametreleri	
Maliyet Ufku (N_2)	9
Kontrol Ufku (N_u)	2
Kontrol Ağırlık Faktörü (ρ)	10^{-6}
Tarama Parametresi (α)	0.01

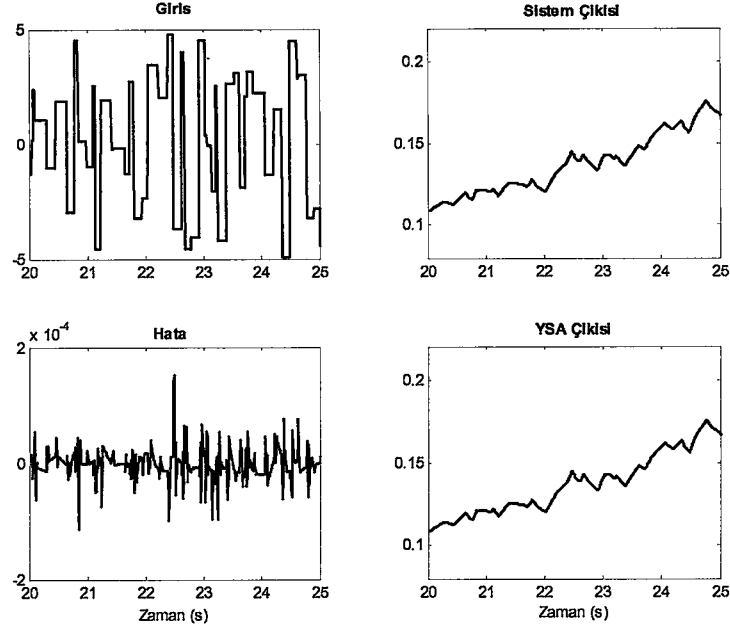
Nonlineer diferansiyel denklemlerin simulink ile sayısal çözümü için Runge Kutta IV sayısal iterasyon yöntemi kullanılmıştır. Hidrolik sistemin tanılanması için iki katmanlı YSA tasarlanmıştır. Gizli katmanda 13 nöronlu yapılandırmaya sahip olan ağın eğitimi için 8000 giriş çıkış verisi kullanılması öngörülmüştür (Şekil 5.2). Üç adet gecikmeli sistem girişi ve dört adet gecikmeli sistem çıkışını giriş olarak kullanan yapay sinir ağı çıkışı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$y_m = \sum_{j=1}^{13} w_j f_i(net_j(n)) + b; \quad net_j(n) = \sum_{i=1}^3 w_{j,i+1} u(n-i) + \sum_{i=1}^4 w_{j,3+i+1} y(n-i) + b_j \quad (5.2)$$



Şekil 5.2. NNPC için tanılamada kullanılan 13 nöronlu YSA modeli.

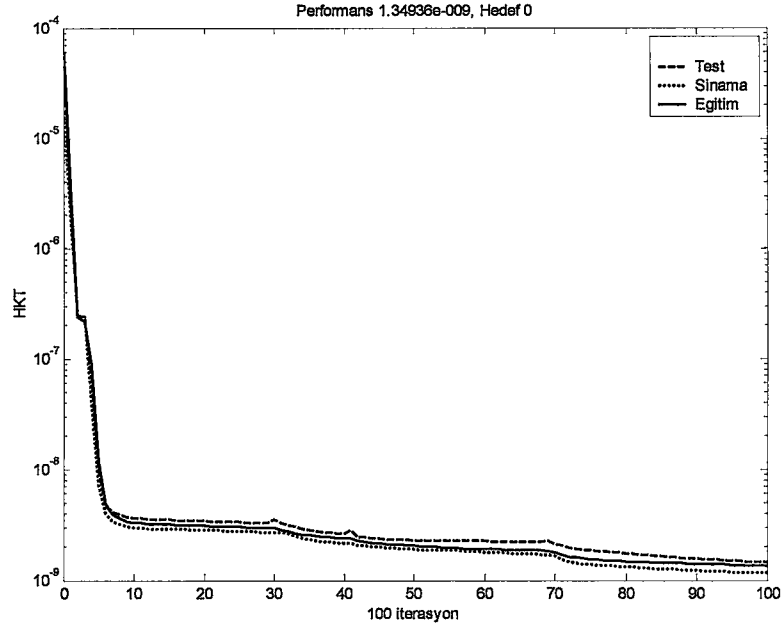
Eğitim çalışması için önce sisteme valfin giriş gerilimi olan +5, -5 volt aralığında değişken genliklerde, rastlantısal olarak sinyal girişi uygulanır. Hidrolik sistemin sürekli rejime ulaşma süresi 80 ms civarındadır. Sinyal genişlikleri 0.01 s ile 0.2 s aralığında seçilmiştir. Tasarlanan kontrolörün performansı hem geçiş rejimi hemde sürekli rejimin performansına bağlıdır. Uygulanan giriş sinyalinin bir kısmı geçiş rejimi, geri kalanlar ise sürekli rejimle ilgili girişler içermektedir. Elde edilen YSA modelinin sürekli rejim performansı düşükse, tanılama için kullanılan sinyal genişliğinin artırılması gerekir. Bununla birlikte eğitim verilerinin büyük bir kısmı sürekli rejimi içermesi durumunda, bu veriler sistemin davranışını tam olarak temsil edemezler. Bunun nedeni, giriş-çıkış sinyalinin kontrol bölgesini yeterince ifade edememesidir. Sonuç olarak kontrolörün geçiş rejimi performansı düşük olur. Sistem tanılama çalışmasının başarılı olması için, sisteme uygulanan girişlerin hem geçiş rejimiyle, hem de sürekli rejimle ilgili yeterli sayıda darbe genişliğini içermesi gerekmektedir. Şekil 5.3’de tanılama amacıyla sisteme uygulanan kontrol girişi, sistem cevabı, tanılama ile elde edilen YSA modeli ve bu modelle sistem cevabı arasındaki hata verilmiştir. Grafiklerde görüldüğü gibi YSA modeli 10^{-4} m mertebesinde çok az bir hata ile sistemi ifade etmektedir.



Şekil 5.3. NNPC için sistem tanımlama ve YSA modeli.

Öngörülü kontrol için, kontrol ufku arttıkça kumanda ve sistem cevabındaki dalgalanmalar azalmakta, kontrol işlemi ve sistem cevabı daha düzgün olmaktadır. Fakat bu değerin artırılması daha çok hesaplama zamanı gerektirmektedir. Aynı zamanda simülasyonlar sırasında ρ değerinin sistemin kararlılığını etkilediği görülmüştür. Kontrol ağırlık faktörünün 1'den küçük olması ($\rho < 1$) durumunda hızlı bir cevap elde edilmektedir. Uzun kontrol ufku için, düşük ρ değeri az kısıtlanmış kontrol geçişine (kontrol sinyalinde ani geçişlere) müsaade etmektedir. Kısa seçilen kontrol ufku, kumandanın hızlı bir şekilde yön değişimine neden olduğu için sistem üzerinde kararsız salınımlara neden olmaktadır.

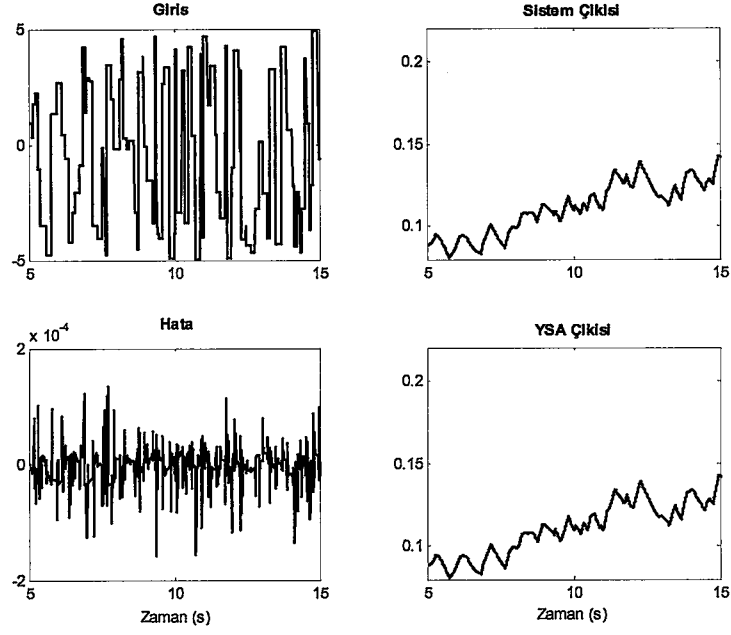
Ağın eğitimi, Levenbeg-Marquardt algoritması kullanılarak, YSA modeli cevabı, sistem çıkışına yakınsayacak şekilde yapılır. Eğitim çalışmasının performansı hataların karelerinin toplamının çevrim ilerledikçe sıfıra yakınsaması ile değerlendirilir. Tek gizli katmanda 13 nöronlu yapılandırmanın performansı Şekil 5.4 ile verilmiştir. Şekil 5.4'de, 80. iterasyondan sonra hataların kareleri toplamının sıfıra yaklaşma eğimi azalmaktadır, yani eğri yataya yaklaşmaktadır. 100. iterasyonda hataların kareleri toplamı 10^{-9} mertebesine ulaşmaktadır. Bu, eğitim çalışması için 100 adet iterasyon adımının yeterli olduğunu gösterir.



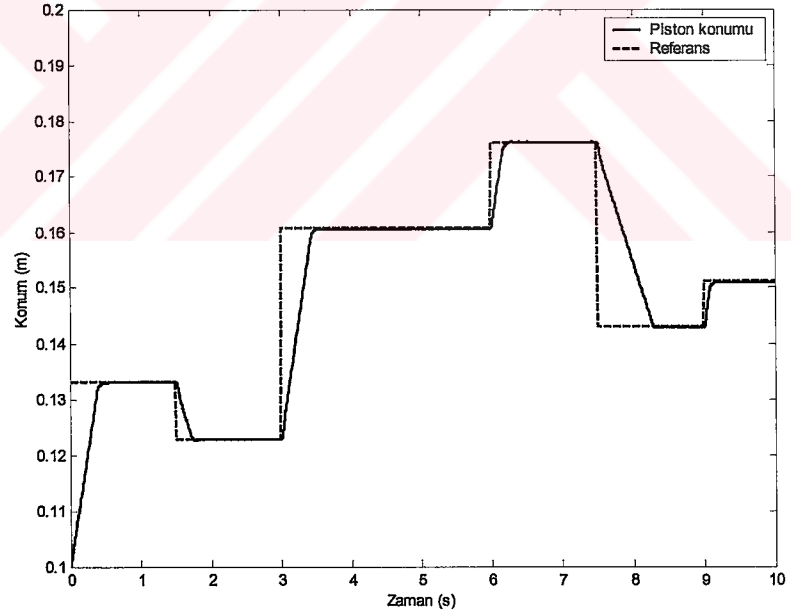
Şekil 5.4. NNPC' de tek gizli katmanda 13 nöron için hataların kareleri toplamı.

Şekil 5.5'de öngörülü kontrol için YSA modeli sinama verileri üzerinden yapılan eğitim çalışmasında sisteme tanılama amacıyla uygulanan giriş, sistem çıkışı ve YSA modeli çıkışı ile hatanın değişimi görülmektedir. Sistem çıkışı ile YSA modeli arasındaki konum hatası 10^{-4} m mertebesinde. Şekilden görüldüğü gibi sinama verileri üzerinden elde edilen sonuçlar, eğitim sonuçlarına paraleldir. Bu da, eğitim çalışmasının başarılı olduğunu göstermektedir.

Şekil 5.6'da, Tablo 5.2 ve 5.3'de verilen parametrelere göre elektrohidrolik valf silindir sisteminin öngörülü kontrol cevabı görülmektedir. Sistem basamak olarak değişen referans değerini çok küçük bir hata ile izlemektedir. Şekil 5.7'de kumandanın zamana göre değişimi görülmektedir. Konum kontrolunda dördüncü referans giriş, hidrolik silindirin strok sonuna yakındır (177 mm). Bu referans değer için elde edilen kumanda yaklaşık 0.2 volt genlikli salınıma sahiptir. Bunu nedeni, pistonun strok sonu konumlarında (minimum ve maksimum açıklıkta), hidrolik silindirin kararsız davranmasıdır.

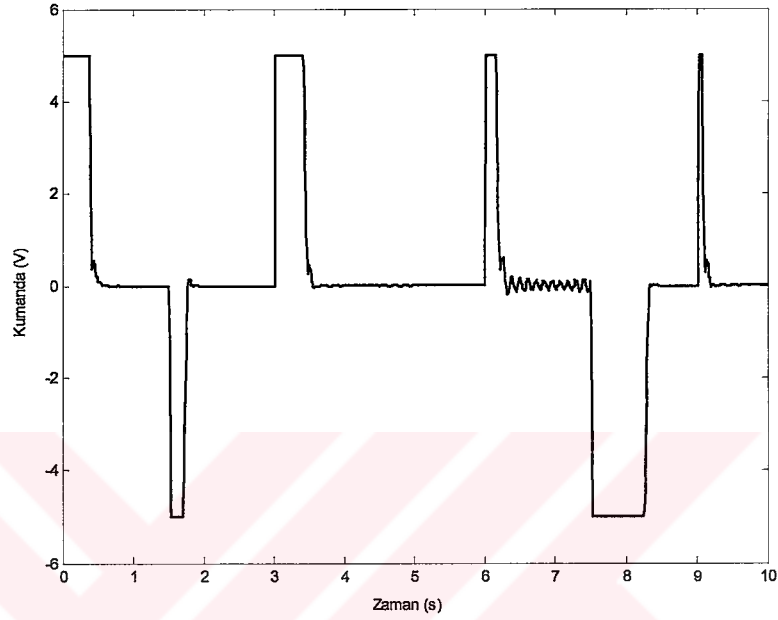


Şekil 5.5. NNPC için YSA modeli sınaıa verileri.

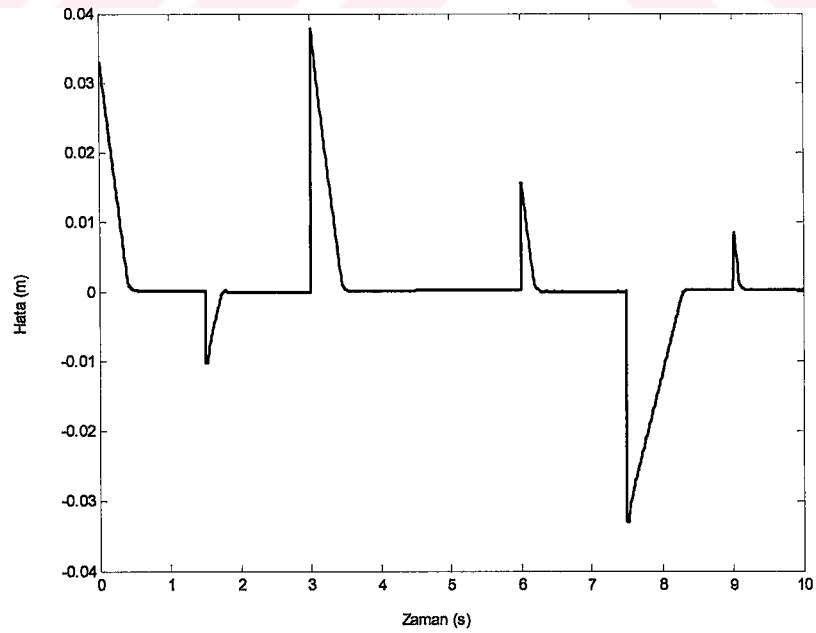


Şekil 5.6. NNPC ile konum kontrolü.

Şekil 5.8’de ise referans konumla, piston konumu arasındaki hatanın değişimi görülmektedir. Hatanın maksimuma ulaştığı üçgen bölgeler referans konumun basamak olarak değişmesinden kaynaklanmaktadır. Referans ani olarak değiştiğinde, sistem maksimum kumanda ile referans değere doğru hareket etmekte, dolayısıyla hata gittikçe küçülerek kontrol bölgesine girildiğinde sıfıra yaklaşmaktadır.

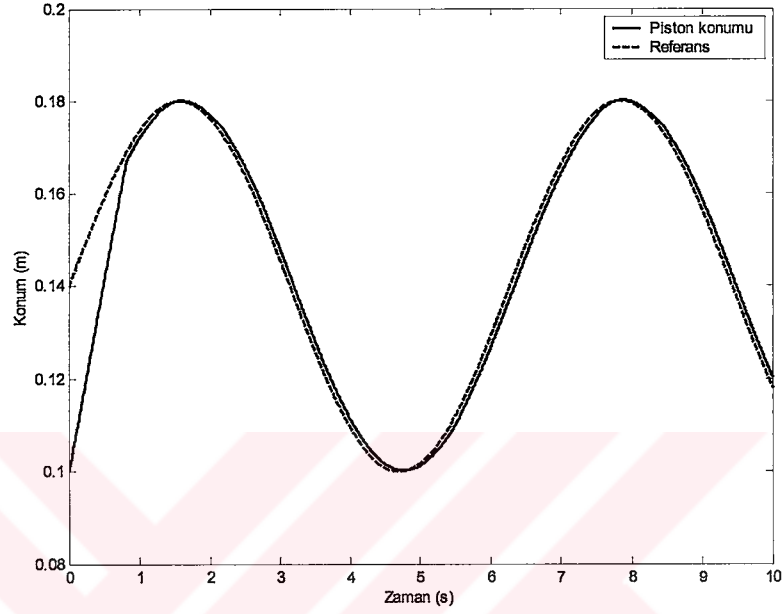


Şekil 5.7. NNPC ile elde edilen kumanda değişimi.

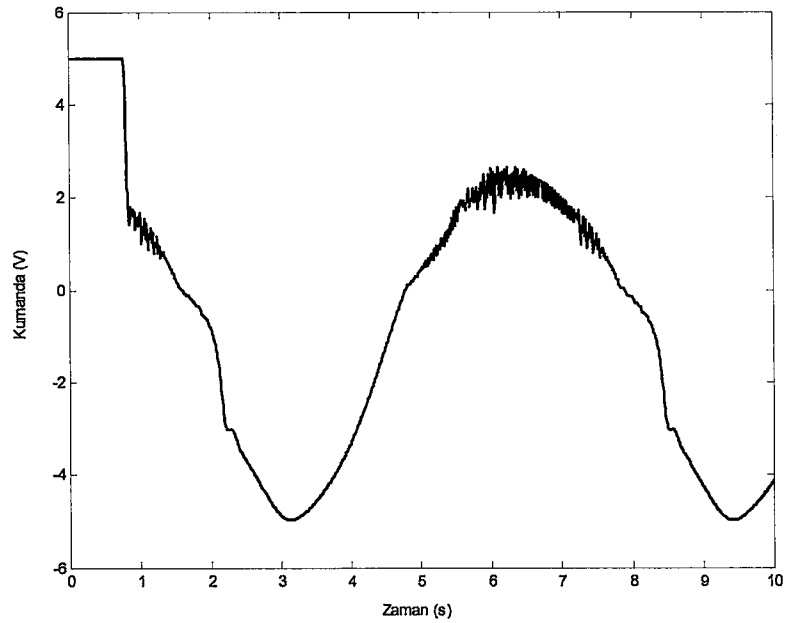


Şekil 5.8. NNPC’de yörünge izleme hatasının değişimi.

Şekil 5.9’da sinüs formunda bir yörüngeyi NNPC ile takibi görülmektedir. Sistem belli bir gecikme ile yörüngeyi takip etmektedir. Bu gecikme, kontrolörün optimum kumandayı hesaplayabilmesi için geçen zamandan kaynaklanmaktadır. Buna karşılık sürekli rejim hatası sıfıra yakındır. Elde edilen kumanda girişi ve hatanın değişimi Şekil 5.10 ve Şekil 5.11 ile verilmiştir.

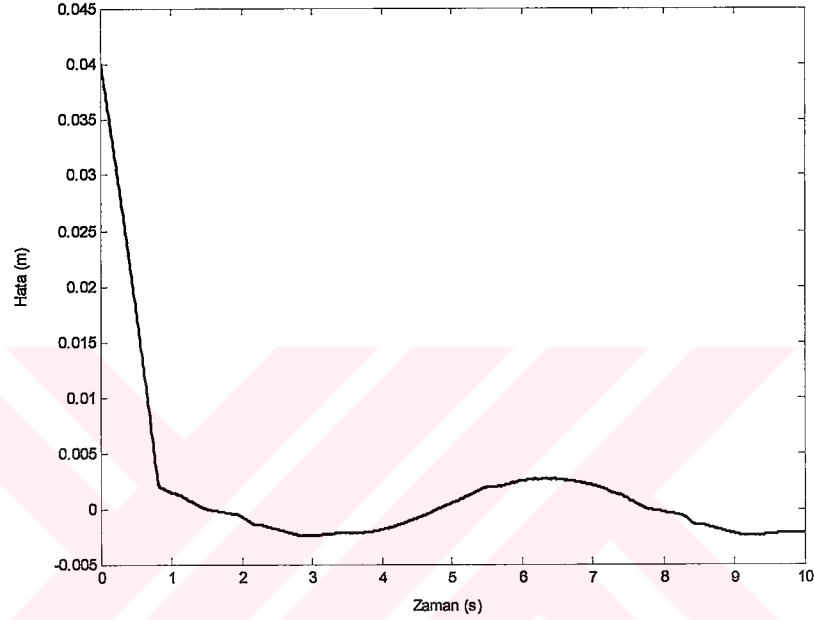


Şekil 5.9. NNPC ile sinüsoidal konum kontrolü.



Şekil 5.10. NNPC ile sinüsoidal yörünge için elde edilen kumanda değişimi.

Şekil 5.10’da, pistonun 180 mm ve altındaki açıklık değerleri için kontrol sinyalinde, sistemin kararsız olduğu bölgeden kaynaklanan küçük genlikli kumanda dalgalanmaları mevcuttur. Bu dalgalanma, hatanın kumanda girişi ile aynı frekansta ve 2.5 mm genlikte değişmesine neden olmaktadır. Ayrıca silindirin asimetrik yapısından dolayı, her iki yöne aynı hızda hareket için elde edilen pozitif ve negatif kumanda değerleri birbirinden farklı olmaktadır.



Şekil 5.11. NNPC ile sinüsoidal yörünge izleme hatasının değişimi.

5.2 Yapay Sinir Ağı Model Temelli NARMA-L2 (Nonlinear Autoregressive-Moving Average) Kontrol

NARMA-L2 kontrolörün (*Feedback linearization control*) en önemli özelliği sistemdeki nonlineerlikleri iptal ederek, nonlineer sistem dinamiklerini, lineer sistem dinamikleri haline dönüştürmesidir. Kontrolör basit bir tanımla, YSA sistem modelinin yeniden ayarlanması esasına göre çalışır. Eğitim çalışması öngörülü kontrolde olduğu gibi sistem kontrol edilmeden önce çevrim dışı olarak gerçekleştirilir. Çevrimiçi hesaplama sadece YSA model temelli kontrolörün ileri geçişlerinde gerçekleştirilir.

Kontrol edilecek sistemin tanılanması için, sistemi karakterize eden tanılanmış NARMA-L2 model kullanılır (Demuth ve Beale, 2001). Kontrol girişi $u(k)$ ve sebep olduğu sistem çıkışı $y(k)$ aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\hat{y}(k+d) = f[y(k), y(k-1), \dots, y(k-n+1), u(k), u(k-1), \dots, u(k-m+1)] + g[y(k), y(k-1), \dots, y(k-n+1), u(k)u(k-1), \dots, u(k-m+1)] \cdot u(k+1) \quad (5.3)$$

Burada $d \geq 2$ olmalıdır.

NARMA-L2 model kullanıldığında kontrol sinyali aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$u(k+1) = \frac{y_r(k+d) - f[Y, U]}{g[Y, U]} \quad (5.4)$$

$$Y = [y(k), \dots, y(k-n+1)] \quad (5.5)$$

$$U = [u(k)u(k-1), \dots, u(k-n+1)] \quad (5.6)$$

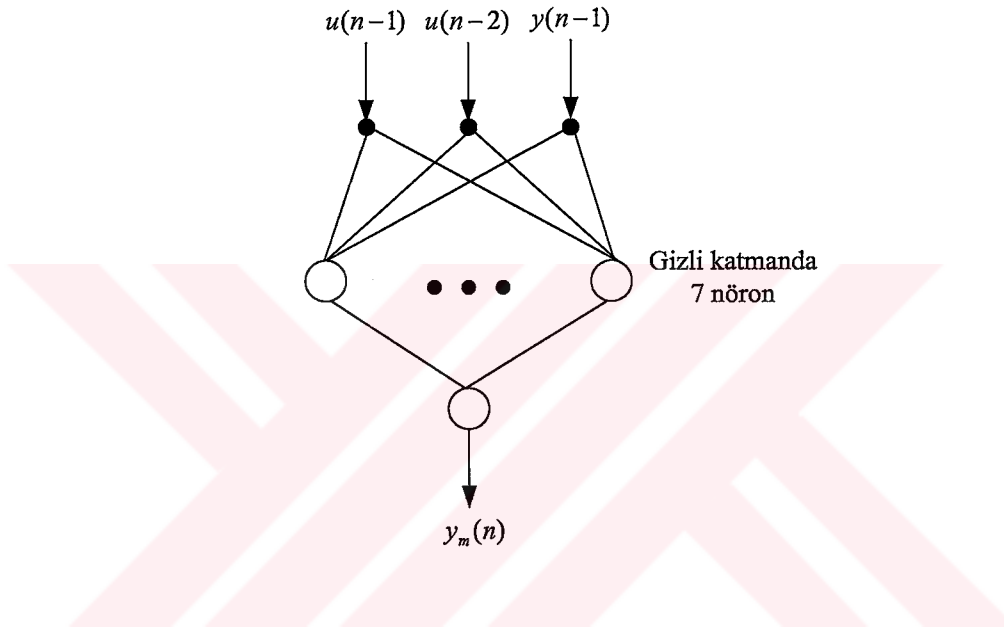
Sistem tanılamada kullanılan veri sayısı kontrolör performansını etkilemektedir. Az sayıda giriş-çıkış verisi sistemi iyi karakterize edemediği gibi fazla sayıda giriş çıkış verisi zaman yönünden kayba neden olmaktadır. Simülasyonlar sırasında hidrolik sistemin tanılanmasında 5000 giriş-çıkış değeri ile kontrolörden iyi sonuç alınmıştır. Elektrohidrolik sistemin konum kontrolü için kullanılan NARMA-L2 kontrolör parametreleri Tablo 5.4 ile verilmiştir.

Tablo 5.4. NARMA-L2 kontrol için sistem tanılama parametreleri.

Ağ Tasarım Parametreleri	
Gizli Katmandaki Nöron Sayısı	7
Örnekleme Aralığı (s)	0.01
Gecikmeli Sistem Girişi	2
Gecikmeli Sistem Çıkışı	1
Ağ Eğitim Verileri	
Örnek Sayısı	5000
Maksimum Sistem Girişi (V)	5
Minimum Sistem Girişi (V)	-5
Sinyal Genişliği (s)	0.01 – 0.1
Maksimum Sistem Çıkışı (m)	0.2
Minimum Sistem Çıkışı (m)	0
Ağ Eğitim Parametreleri	
Eğitimdeki İterasyon Adım Sayısı	100
Eğitim Algoritması	Levenberg-Marquardt

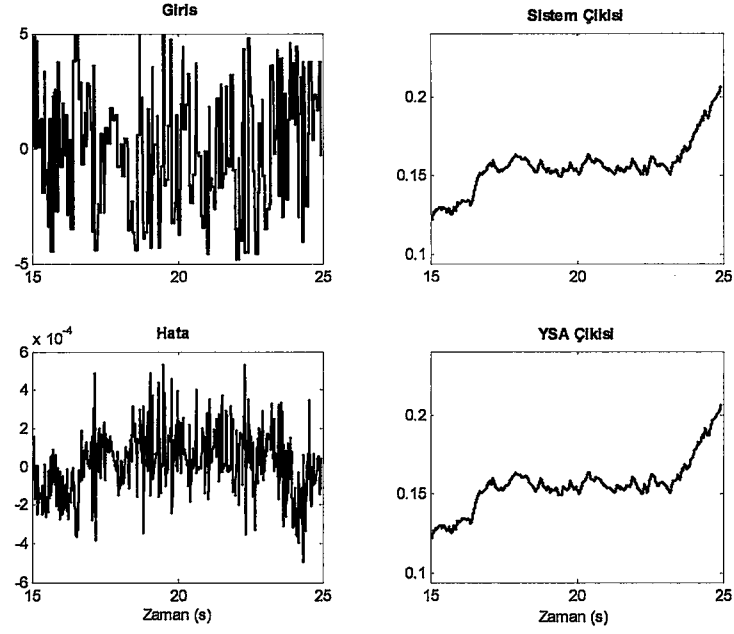
Tek gizli katmanda 7 nöron kullanılarak oluşturulan yapılandırmada ağ girişi bir adet gecikmeli sistem girişi ve iki adet gecikmeli sistem çıkışından oluşmaktadır. Eğitim çalışması sonunda, YSA model çıkışı ile nonlinear sistem modeli çıkışı arasındaki hata 10^{-4} mertebesinde (Şekil 5.12). Tasarlanan ağ çıkışı denklem 5.7 ile verilebilir.

$$y_m = \sum_{j=1}^7 w_j f_j(net_j(n)) + b; \quad net_j(n) = \sum_{i=1}^1 w_{j,i+1} u(n-i) + \sum_{i=1}^2 w_{j,3+i+1} y(n-i) + b_j \quad (5.7)$$

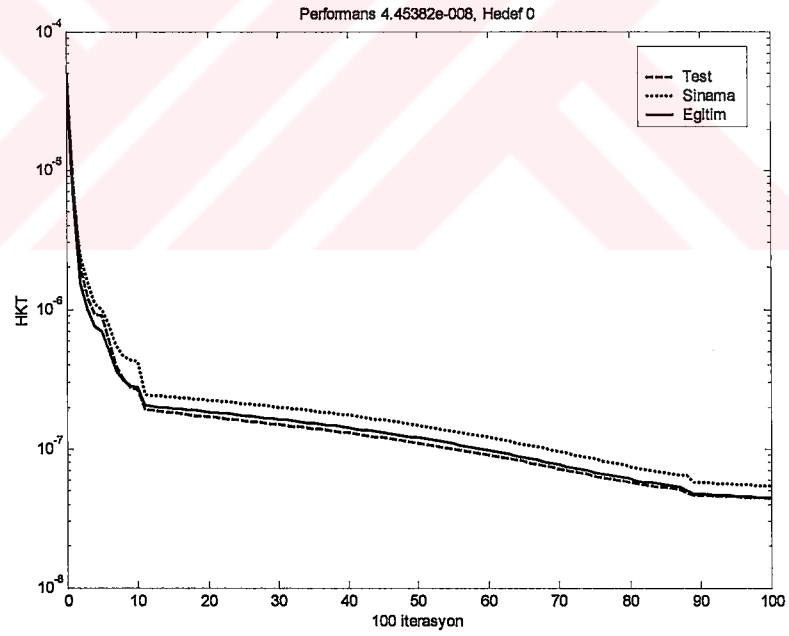


Şekil 5.12. NARMA-L2 için tanılamada kullanılan 7 nöronlu YSA modeli.

Şekil 5.13’de, sisteme değişken genlik ve genişliklerde, rastlantısal sinyal girişi uygulanarak yapılan tanılama çalışması ve YSA model çıkışı görülmektedir. Sistem çıkışı ve YSA çıkışı arasındaki konum hatası en fazla 10^{-4} mertebesinde değişmektedir. Şekil 5.14’de Levenberg-Marquardt algoritması kullanılarak yapılan eğitim çalışmasının performansı görülmektedir. Yaklaşık 90 iterasyondan sonra hataların kareleri toplamı 10^{-8} mertebesinde sifıra yakınsamaktadır. 100 iterasyon eğitim çalışması için yeterli olmaktadır.



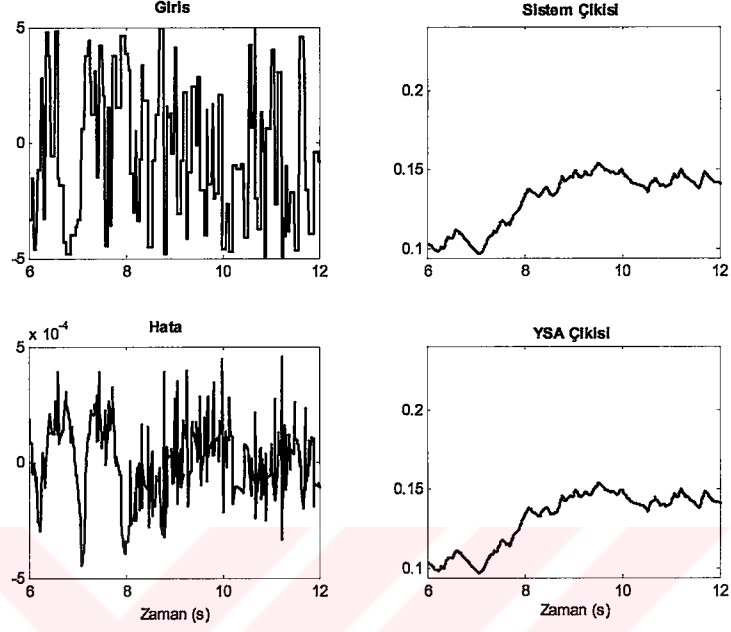
Şekil 5.13. NARMA-L2 kontrolör için sistem tanılama ve YSA modeli.



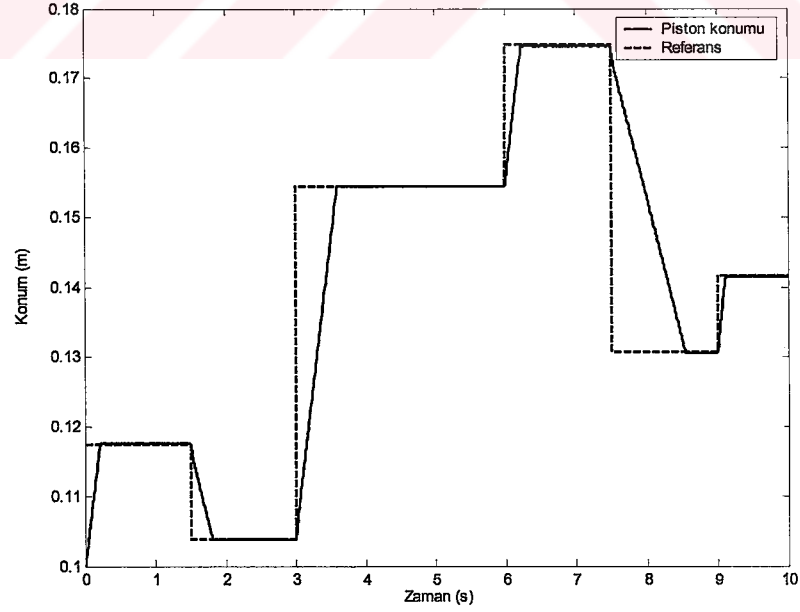
Şekil 5.14. NARMA-L2 için tek gizli katmanda 7 nöron için hataların kareleri toplamı.

YSA modeli tanılamasının sinama verileri üzerinden takibi Şekil 5.15 ile verilmiştir. YSA model cevabı ile nonlinear sistem modeli arasındaki hata, sinama verileri için

10^{-4} mertebesinde. Şekil 5.16'da, Tablo 5.4'de verilen parametrelere göre elektrohidrolik valf silindir sisteminin NARMA-L2 ile konum kontrol cevabı görülmektedir.

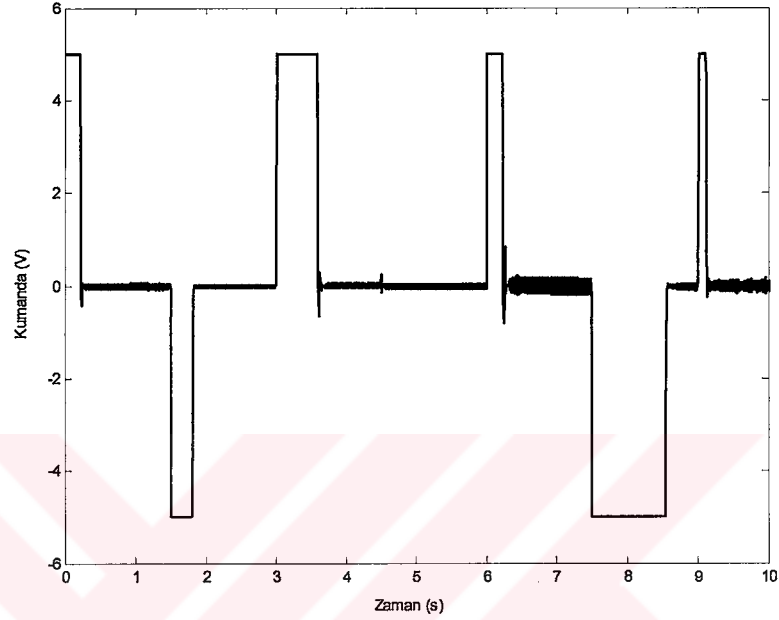


Şekil 5.15. NARMA-L2 kontrol için YSA modeli sınaıa verileri.

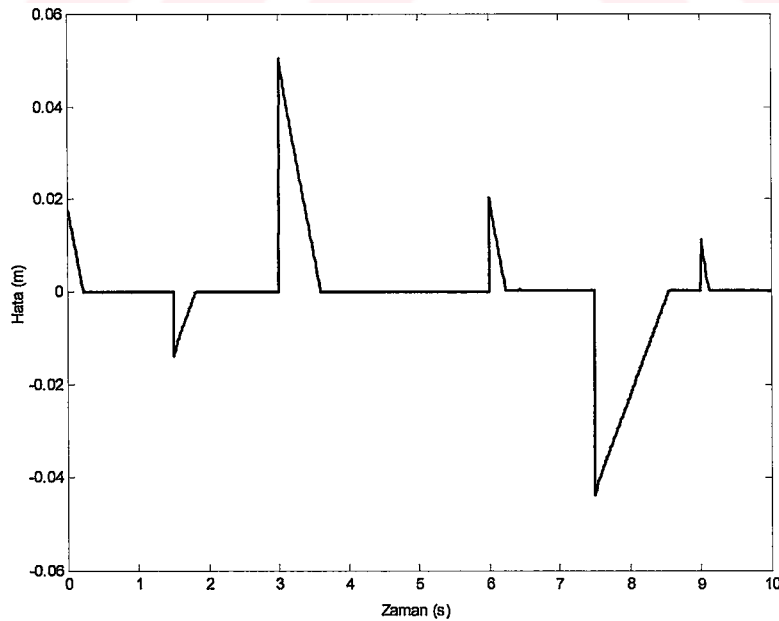


Şekil 5.16. NARMA-L2 kontrol ile konum kontrolü.

NARMA-L2 ile yapılan simülasyonda kumanda davranışı Şekil 5.17 ile verilmiştir. Genel olarak, bütün referans değerleri için kontrol bölgesinde kumanda çok küçük genlikli salınımlara sahiptir. Pistonun maksimum açıklığa sahip olduğu konumda kumandanın değişim genliği de artmaktadır. Şekil 5.18’de referans konumla piston konumu arasındaki hatanın değişimi görülmektedir.

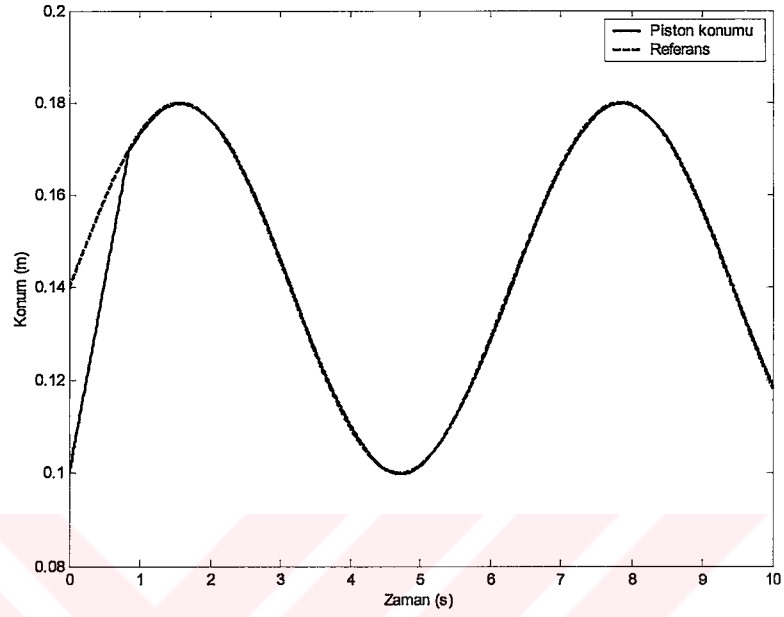


Şekil 5.17. NARMA-L2 ile elde edilen kumanda değişimi.

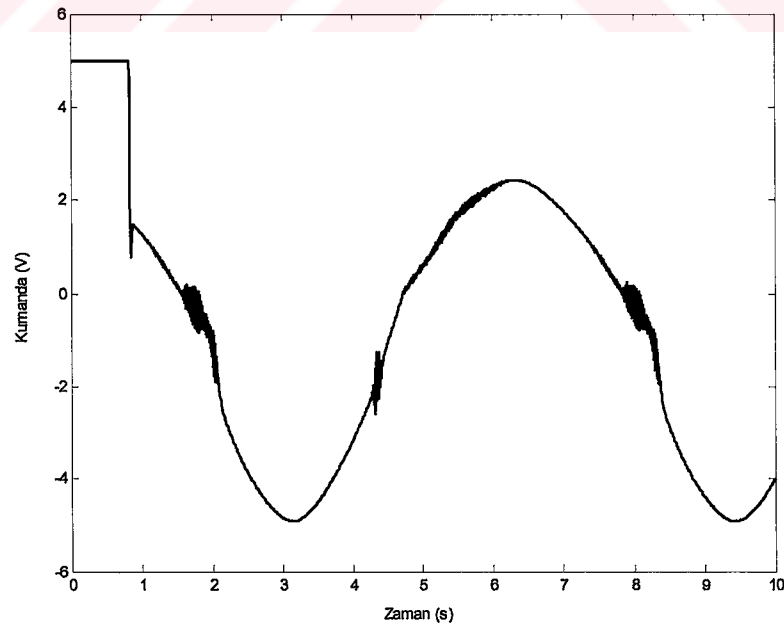


Şekil 5.18. NARMA-L2 kontrolde yörünge izleme hatasının değişimi.

Şekil 5.19’da sinüs formunda bir yörünge için NARMA-L2 ile takibi görülmektedir. Kontrol sinyali doğrudan tasarlanan ağ üzerinden hesaplandığı için referansın takibinde gecikme yoktur. Elde edilen kumanda girişi Şekil 5.20 ile verilmiştir.

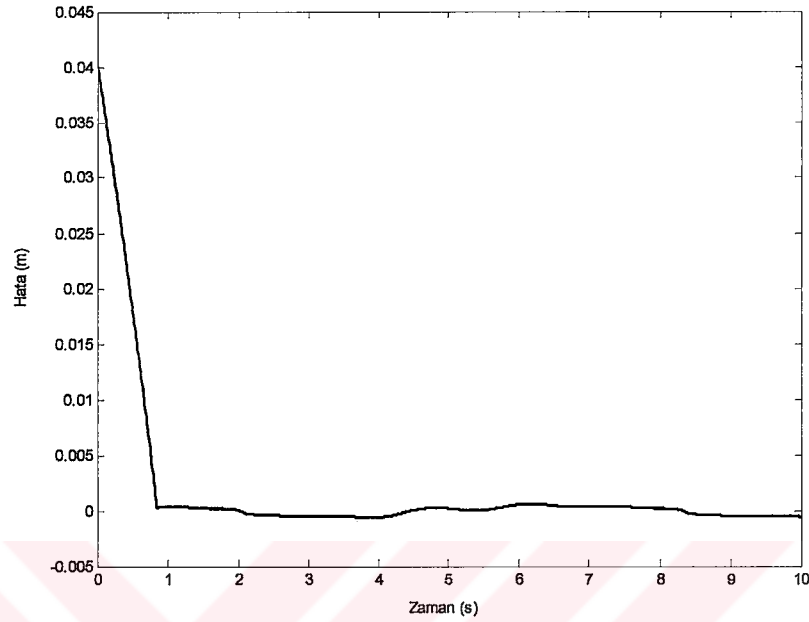


Şekil 5.19. NARMA-L2 ile sinüsoidal konum kontrolü.



Şekil 5.20. NARMA-L2 ile sinüsoidal yörünge için elde edilen kumanda değişimi.

Hatanın değişimi Şekil 5.21’de görülmektedir. Konum kontrol hatası girişle aynı frekansta ve yaklaşık olarak 0.5 mm genlikte değişmektedir. Sistem yörüngeyi çok küçük bir hata ile takip etmektedir.



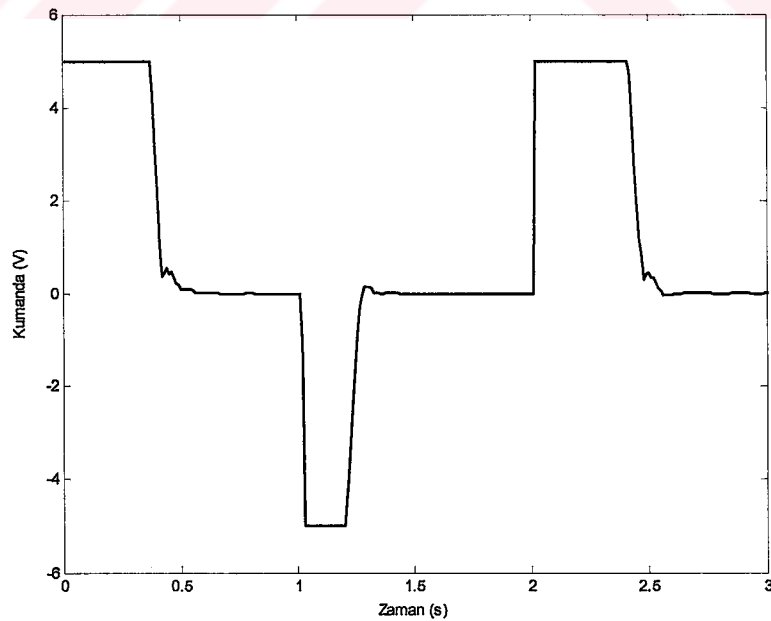
Şekil 5.21. NARMA-L2 ile sinüsoidal yörünge izleme hatasının değişimi.

5.3 Deneysel Çalışma

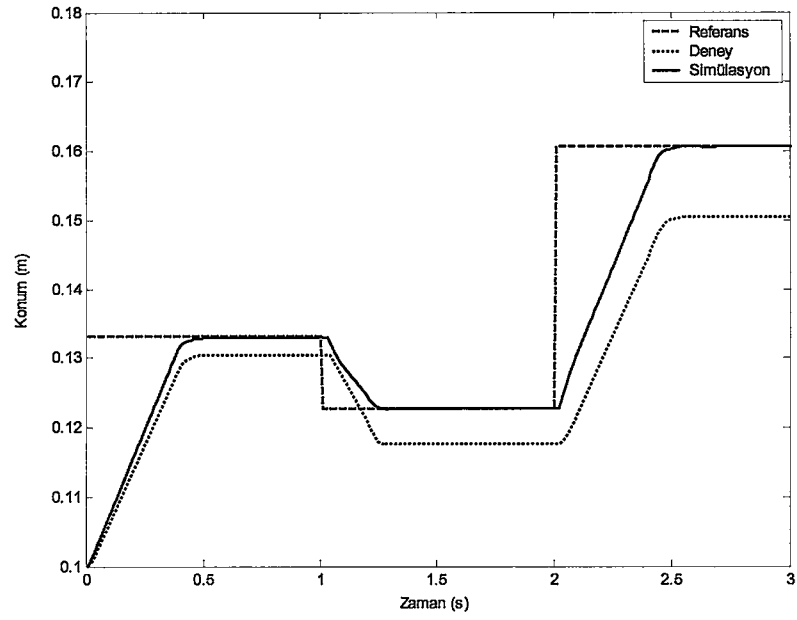
Bir önceki bölümde uygulanan senaryolarda, simülasyon süresi 10 saniye olarak seçilmiştir. NNPC ile yapılan 10 saniyelik bir simülasyon 1000 MHz işlemciye sahip bir bilgisayarda yaklaşık olarak 10 dakika sürmektedir. Bunun nedeni, NNPC ile kontrol sinyali hesaplanırken optimizasyon algoritması kullanıldığından çevrim içi (online) hesaplamaların uzun zaman almasıdır. Kontrol ufkunun kısa tutulması ile bu süre biraz kısaltılabilir fakat bu durumda elde edilen kontrol sonucu yeterince iyi olmamaktadır. NARMA-L2 ile yapılan 10 saniyelik simülasyon 1000 MHz işlemciye sahip bir bilgisayarda yaklaşık olarak 25 saniye sürmektedir. Bu değer öngörülü kontrole göre oldukça düşüktür. Her iki kontrol yönteminin de elektrohidrolik sisteme matlab ile eşzamanlı olarak uygulanması, mevcut bilgisayar hızlarının yetersiz kalması nedeniyle olanaksızdır. Öngörülü kontrolde, kontrol sinyalinin hesaplanması için alt programlar kullanılmakta bu da hesap zamanını arttırmaktadır. Ayrıca tasarlanan ağ için nöron sayıları ile gecikmeli sistem girişi sayısı ve gecikmeli

kumanda girişi sayısı azaltılarak hesap zamanı küçültülebilmekte fakat bu durumda yapılan kontrolden iyi sonuç alınamamaktadır. Buna karşılık, nonlinear modelin gerçekçiliğinin sınanması ve yapay sinir ağı model temelli kontrol yöntemleriyle elde edilen sonucun geçerliliği için simülasyonla elde edilen kumandalar deney sistemine açık çevrimli olarak uygulanmıştır. Deney süresi 3 saniye, örnekleme zamanı 10 milisaniye olarak seçilmiştir.

Şekil 5.22’de NNPC ile yapılan simülasyon sonucu elde edilen kumanda değişimi görülmektedir. Simülasyonda kütle olarak piston kolu ve yük arabasının toplam ağırlığı 5 kg alınmıştır. Bu kumanda girişinin sisteme uygulanması sonucu elde edilen konum değişimi ve simülasyon sonucu Şekil 5.23’de verilmiştir. Gerçek sisteme kapalı çevrimli kontrol uygulanmamış, simülasyonla elde edilen kumanda doğrudan açık çevrimli olarak uygulanmıştır. Simülasyonda ihmal edilen, gerçek sistemdeki sürtünme etkileri ve sızıntı debilerinden dolayı model ve gerçek sistem hızları arasında %8 lik bir hız farkı oluşmaktadır. Bu da şekil 5.23’deki konum grafiğinde görülmektedir. Bu grafikte, bir önceki referans değerinden gelen hatanın da eklenmesi ile başlangıç konumundan uzaklaştıkça ve referans konum sayısı arttıkça hata da artmış gibi görünmektedir. Bu hata gerçek sistem hızı ile, sistem modeli hızı arasında sabit olan farklılıktan kaynaklanmaktadır.

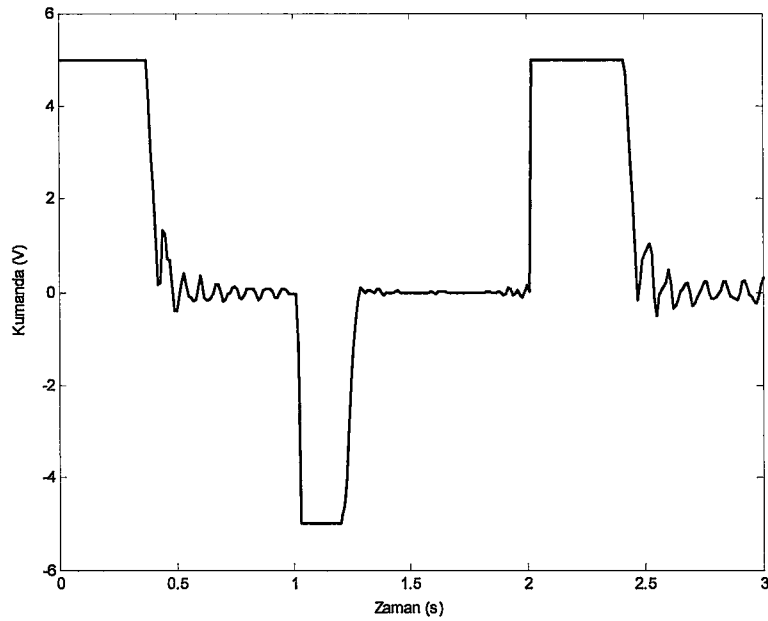


Şekil 5.22. NNPC ile simülasyon sonucu elde edilen kumanda ($m = 5$ kg).

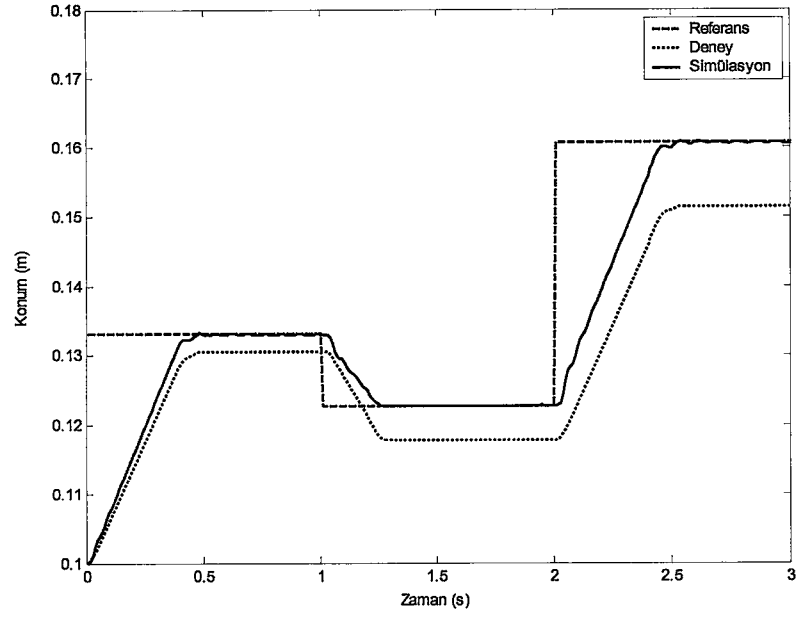


Şekil 5.23. NNPC ile simülasyon ve açık çevrimli deney sonucu ($m = 5$ kg).

Şekil 5.24’de NNPC ile yapılan simülasyon sonucu elde edilen kumanda değişimi görülmektedir. Simülasyonda ve deneyde kütle 60 kg olarak alınmıştır. Bu kumanda girişinin sisteme uygulanması sonucu elde edilen konum değişimi ve simülasyon sonucu Şekil 5.25’de verilmiştir.

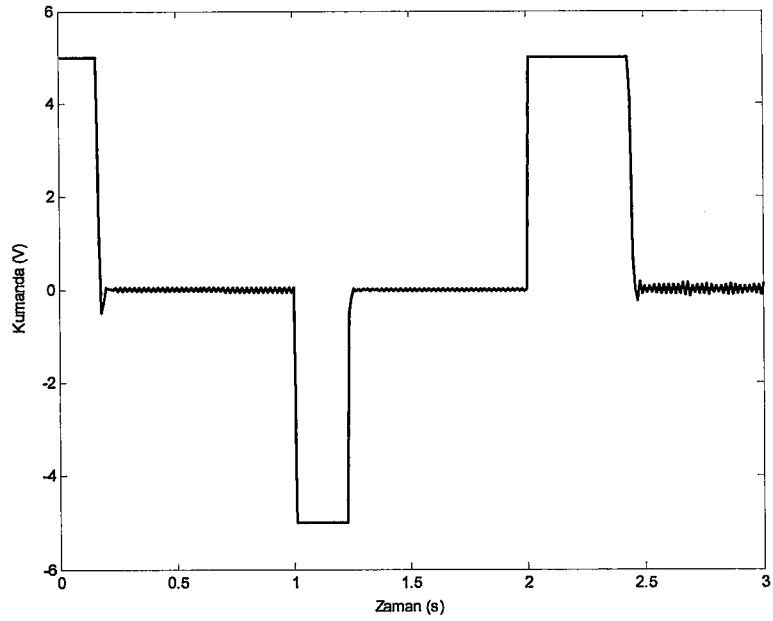


Şekil 5.24. NNPC ile simülasyon sonucu elde edilen kumanda ($m = 60$ kg).

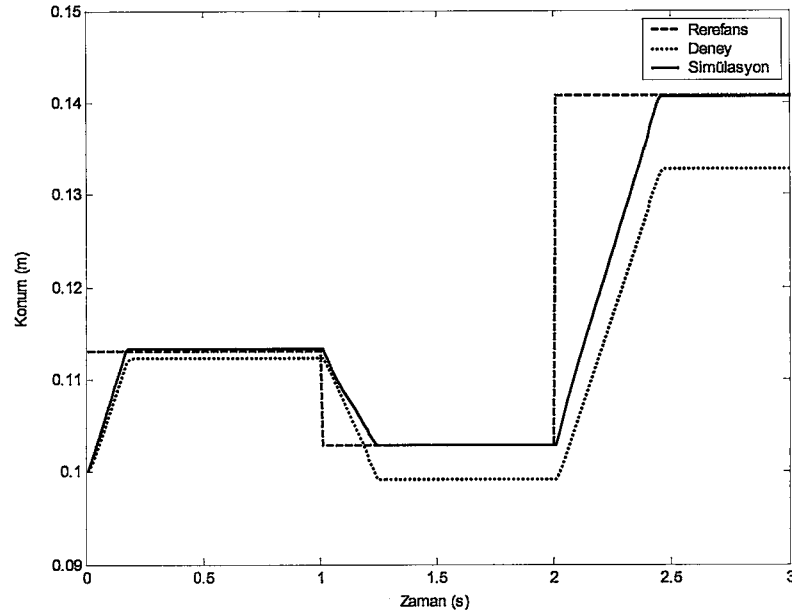


Şekil 5.25. NNPC ile simülasyon ve açık çevrimli deney sonucu ($m = 60$ kg).

Şekil 5.26'da NARMA-L2 ile yapılan simülasyon sonucu elde edilen kumanda değişimi görülmektedir. Simülasyonda ve deneyde kütle 5 kg olarak alınmıştır. Bu kumanda girişinin sisteme uygulanması sonucu elde edilen konum değişimi ve simülasyon sonucu Şekil 5.27'de verilmiştir.



Şekil 5.26. NARMA-L2 ile simülasyon sonucu elde edilen kumanda ($m = 5$ kg).



Şekil 5.27. NARMA-L2 ile simülasyon ve açık çevrimli deney sonucu ($m = 5$ kg).

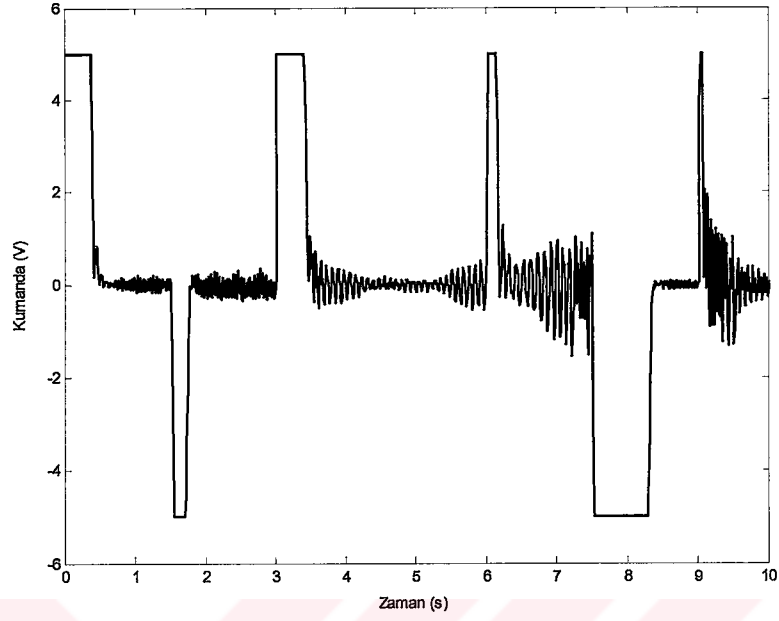
Her iki kontrol yönteminde de simülasyonla elde edilen kumanda davranışları gerçek sisteme uygulandığında, elde edilen sonuçlar benzerlik göstermektedir. Model parametrelerinin seçimindeki hatalar, sızıntı debilerinin tam olarak bilinmemesi ve modele ilave edilememesi ve yapılan kabuller, sistem ve model hızlarının %8 farklı olmasına neden olmaktadır. Konum değişimi hızın integralinin alınması ile elde edildiğinden, hızda sabit olan hata, konumda artımsal olarak değişmektedir.

5.4 Farklı Sistem Parametreleri İçin Hidrolik Sistemin Simülasyonu

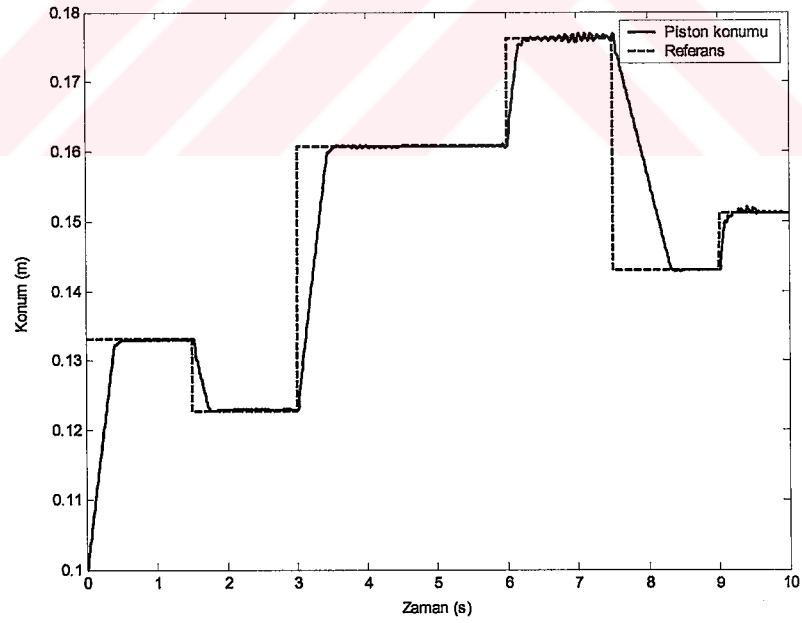
Yapay sinir ağı model öngörülü kontrol ve doğrusallaştırılmış geri beslemeli kontrol algoritmalarının değişik sistem parametreleri karşısındaki davranışlarını izlemek için, hidrolik sistem parametrelerinden kütle, hidrolik akışkanın eşdeğer elastiklik modülü ve besleme basıncı değerleri değiştirilerek 3 farklı senaryo için her iki kontrol yöntemi ile uygulanmıştır.

İlk olarak kütle değeri 10 kat arttırılarak (50 kg), yapılan simülasyonda elde edilen kumanda değişimi Şekil 5.28 ile verilmiştir. Kütle arttırılması ile kumanda da referans değerleri etrafında en fazla 1 voltluk dalgalanmalar olmaktadır. NNPC genelde kütle değişimine duyarsız kalarak pistonun referans konumu küçük bir hata

ile takip etmesini sağlamaktadır (Şekil 5.29). Konumda en fazla dalgalanma pistonun strok sonuna yakın referansı takip etmesi sırasında görülmektedir.

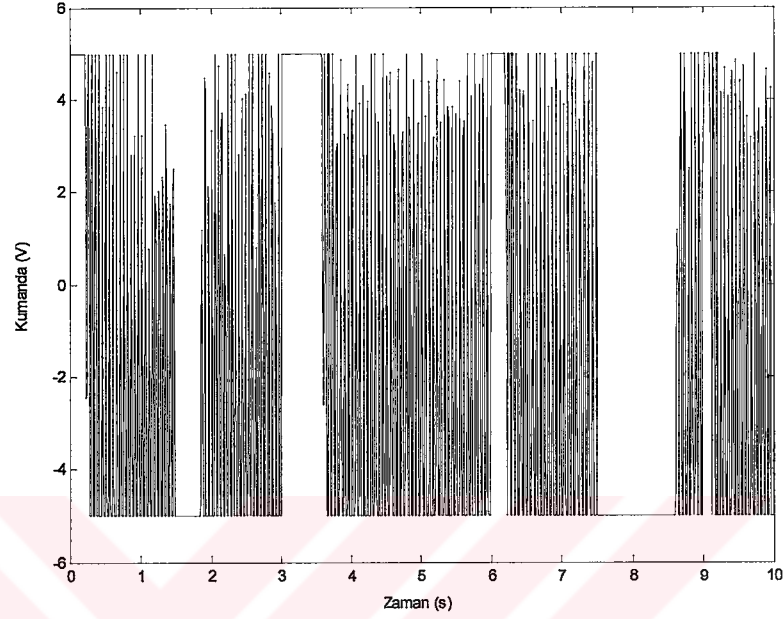


Şekil 5.28 $m = 50$ kg için NNPC ile kumanda değişimi.

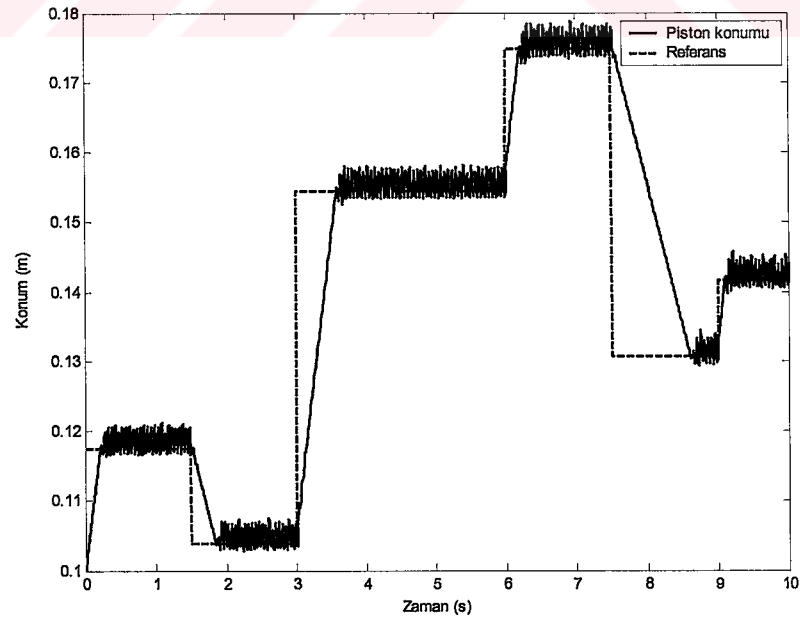


Şekil 5.29 $m = 50$ kg için NNPC ile konum değişimi.

NARMA-L2 kontrol ile yapılan simülasyonda kütlenin 10 kat artırılması durumunda kumanda referans konumlar için sürekli yön değiştirmekte (Şekil 5.30) ve pistonun konumu kütledeki değişimden etkilenecek referans konum etrafında yüksek frekanslı sürekli salınımla değişmektedir (Şekil 5.31).

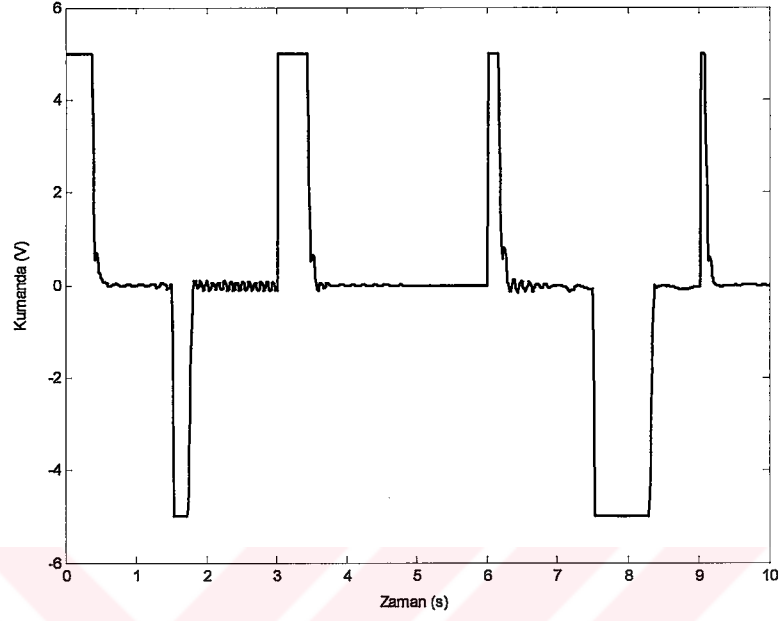


Şekil 5.30. $m = 50$ kg için NARMA-L2 ile kumanda değişimi.

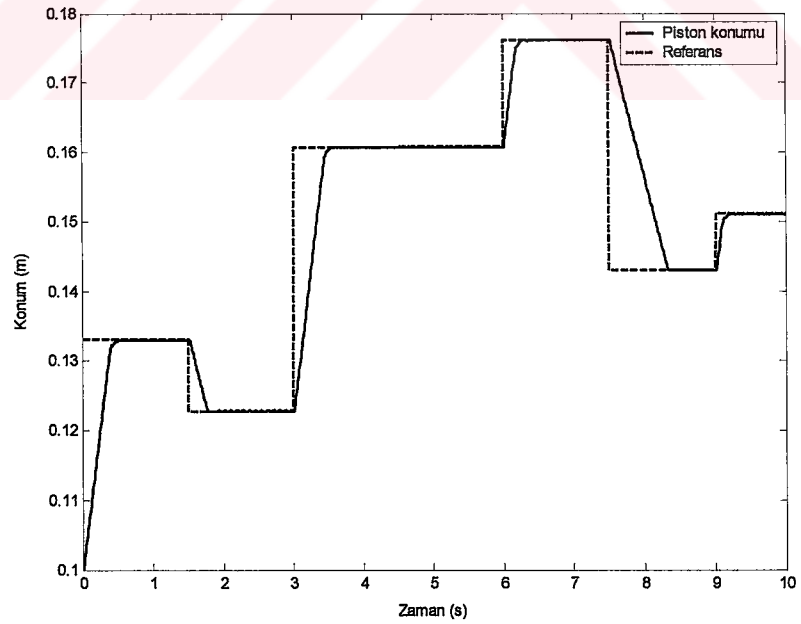


Şekil 5.31. $m = 50$ kg için NARMA-L2 ile konum değişimi.

Hidrolik akışkanın eşdeğer elastiklik modülü Tablo 5.1’ deki değerin 10 katı alınarak yapılan simülasyonlarda NNPC ile elde edilen kumanda değişimi Şekil 5.32 ile verilmiştir. Sistemin referans konumu takibi Şekil 5.33’de görülmektedir.

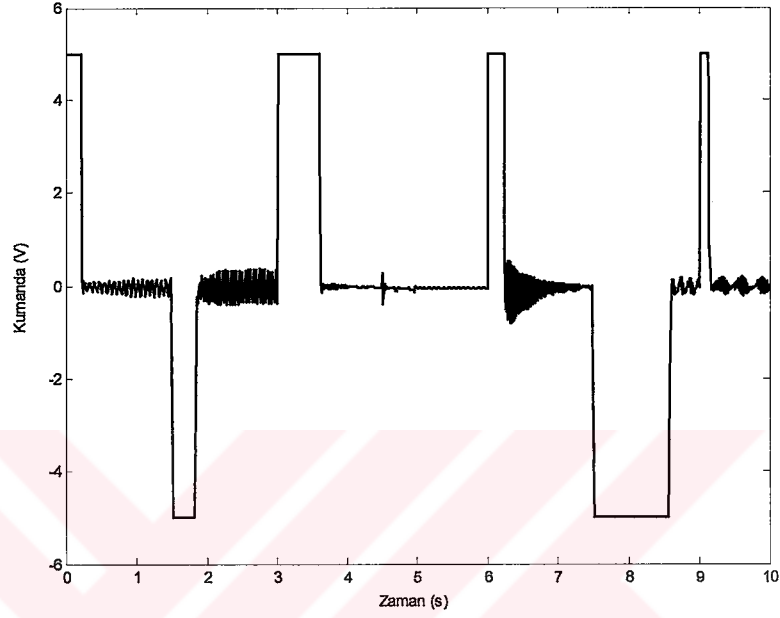


Şekil 5.32. $\beta_e = 6.8 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ için NNPC ile kumanda değişimi.

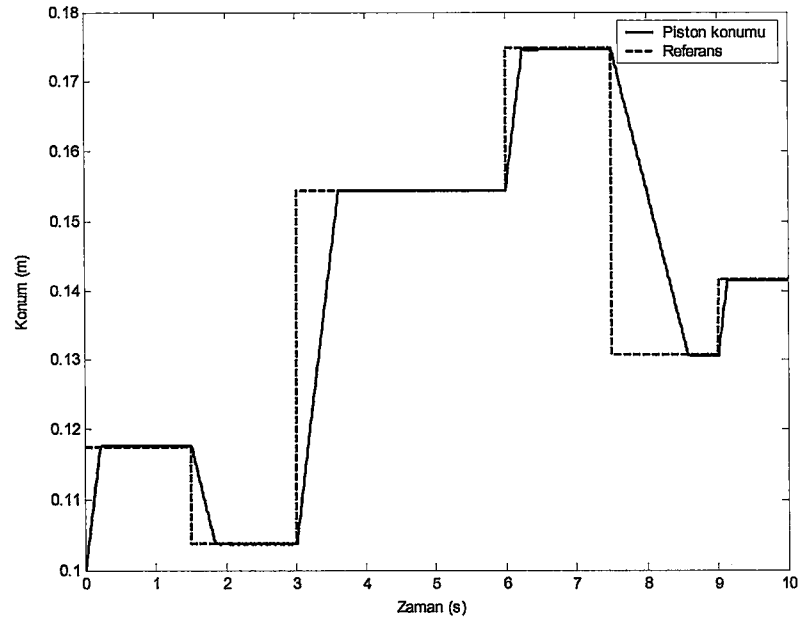


Şekil 5.33. $\beta_e = 6.8 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ için NNPC ile konum değişimi.

Hidrolik akışkanın eşdeğer elastiklik modülü Tablo 5.1' deki değerin 10 katı alınarak NARMA-L2 ile yapılan simülasyonlarda kumanda değişimi ve sistemin referans konumu takibi Şekil 5.34 ve Şekil 5.35 ile verilmektedir. Şekil 5.32 ve Şekil 5.34 karşılaştırıldığında öngörülü kontrolün eşdeğer elastiklik modülünün değişimine, Narma L2'ye göre daha az duyarlı kaldığı görülmektedir.

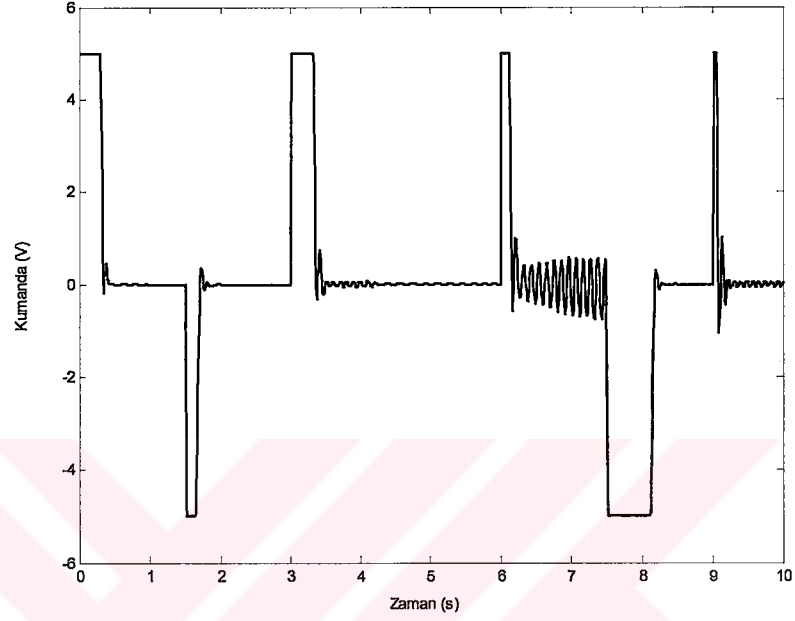


Şekil 5.34. $\beta_e = 6.8 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ için NARMA-L2 ile kumanda değişimi.

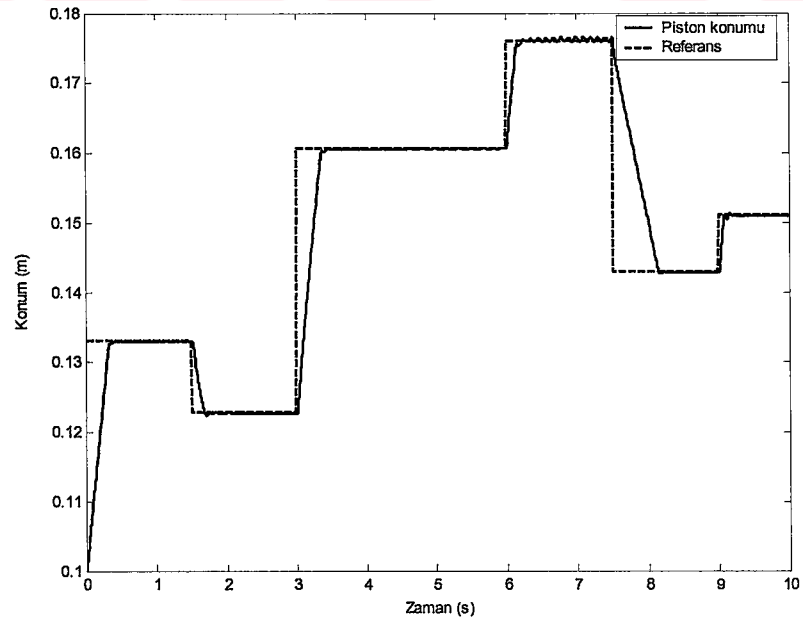


Şekil 5.35. $\beta_e = 6.8 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ için NARMA-L2 ile konum değişimi.

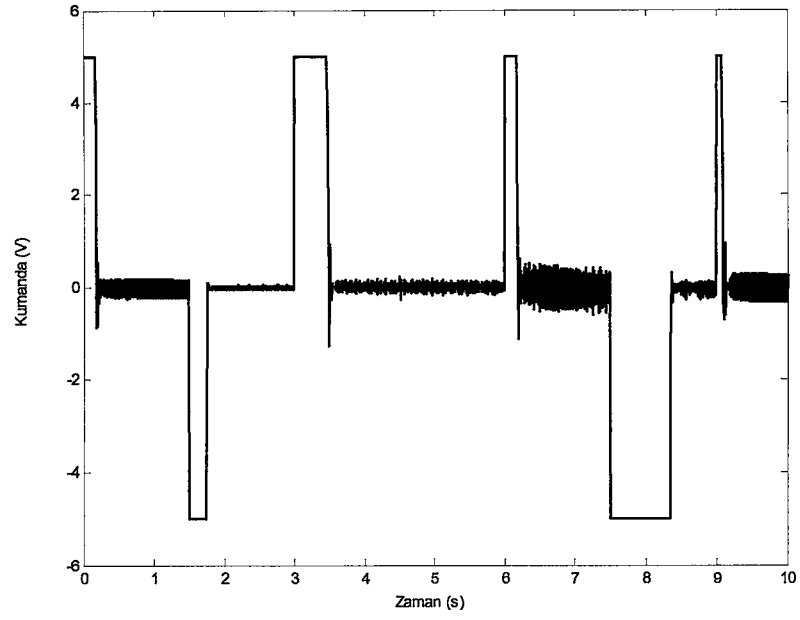
Son olarak sistemin besleme basıncı 75 bar'a yükseltildiğinde, her iki kontrol yöntemi ile elde edilen kumanda değişimleri Şekil 5.36 ve Şekil 5.38'de, konum değişimleri ise Şekil 5.37 ve Şekil 5.39'da verilmiştir. Her iki kontrol yöntemi de, besleme basıncının değişimine duyarsız kalarak pistonun referans değeri takip etmesini sağlamıştır.



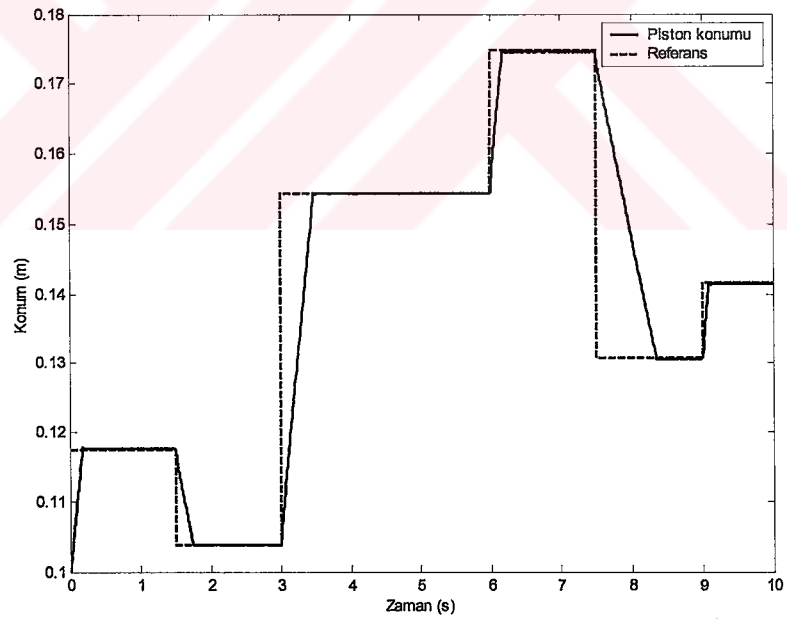
Şekil 5.36. $P_s = 75$ bar için NNPC ile kumanda değişimi.



Şekil 5.37. $P_s = 75$ bar için NNPC ile konum değişimi.



Şekil 5.38. $P_s = 75$ bar için NARMA ile kumanda değişimi.



Şekil 5.39. $P_s = 75$ bar için NARMA ile konum değişimi.

6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada uygulanan YSA temelli kontrol algoritmaları ile, simulink modeli geliştirilen oransal valf kontrollu bir hidrolik silindir sisteminin konum kontrolu gerçekleştirilmiş, simülasyon sonucu elde edilen kumanda girişi deneysel sisteme uygulanarak simülasyon sonuçları ile hidrolik sistemin cevabı karşılaştırılmıştır. Elektrohidrolik sistemin tanınması için PRBS sinyali üretilerek sisteme uygulanmış ve deneysel verilere dayanarak hidrolik sistemin tanınması yapılmıştır.

Oransal valf silindir sisteminin 4. mertebeden nonlinear modelinin simülasyonu için sistem elemanları simulink ile tek tek modellenmiş, daha sonra bu elemanlar birleştirilerek sistem modeline geçilmiştir. Matlab' in simulink paketi ile modellenen elemanlar daha sonradan yeniden kullanımı kolaylaştırmak amacıyla bir kütüphade biriktirilmiştir. Sistem elemanlarının bond graph modelleri de ayrıca verilmiştir.

Oransal valf-silindir sisteminin beş ayrı model için tanınması yapılmış, modeller birbirine çok yakın davranış göstermişlerdir. Nonlinear sistemin tanınması sonucu elde edilen model yapıları lineerdir. Modellemede nonlinear özellikler ifade edilemediğinden deneysel verilerle tanınmış model cevabı arasında bir fark oluşmaktadır. Bu fark sistem ve model hızları arasındaki hata ile ifade edilmektedir. Hız dinamiği üzerinde model ve sistem cevabı incelendiğinde farkın sabit kaldığı görülmektedir. Sistemin konumu hızın integrali alınarak elde edildiğinden, hızda sabit olan bu hata konum üzerinde artımsal olarak etkili olmaktadır.

Sistemin matematik olarak modellenmesinde hidrolik akışkanın sıkıştırılabilir oluşu gözönünde bulundurulmuştur. Simülasyonlar sırasında sızıntı değerleri bilinmediğinden bu etkiler ihmal edilmiştir. Yapay sinir ağı model temelli öngörülü kontrol (NNPC) ve doğrusallaştırılmış geri beslemeli kontrol (NARMA-L2) ile yapılan konum kontrolunda, sistemin değişen referans değerlerini izlemesi sağlanmıştır. Ayrıca sistem dinamiği üzerinde önemli etkisi olan, piston yükü kütlesi değiştirilerek farklı değerler için simülasyon yapılmıştır.

Hidrolik akışkanın hacimsel elastiklik modülü, gerçekte sabit bir değer olmayıp çalışma sıcaklığı ve akışkan içinde çözünmüş hava miktarına bağlı olarak değişmektedir. Ayrıca hidrolik sistemde akışkanın iletildiği hatların fazlaca esnek oluşu bu değerın literatürde kullanılanıdan daha düşük seçilmesini gerektirmiştir.

NNPC ile yapılan 10 saniyelik bir simülasyon 1000 MHz işlemciye sahip bir bilgisayarda yaklaşık olarak 10 dakika sürmektedir. Bunun nedeni, NNPC ile kontrol sinyali hesaplanırken, optimizasyon algoritması kullanıldığından çevrim içi hesaplamaların uzun zaman almasıdır. Kontrol ufkunun kısa tutulması ile bu süre biraz azalmakta fakat bu durumda elde edilen kontrol sonucu yeterince iyi olmamaktadır. NARMA-L2 ile yapılan 10 saniyelik simülasyon 1000 MHz işlemciye sahip bir bilgisayarda yaklaşık olarak 25 saniye sürmektedir. Bu değer öngörülü kontrole göre oldukça düşüktür. Her iki kontrol yönteminin de elektrohidrolik sisteme eşzamanlı olarak uygulanması, mevcut bilgisayar hızlarının yetersiz kalması nedeniyle olanaksızdır. Buna karşılık, nonlinear modelin gerçekçiliğinin sınanması ve yapay sinir ağı model temelli kontrol yöntemleriyle elde edilen sonucun geçerliliği için simülasyonla elde edilen kumandalar deney sistemine açık çevrimli olarak uygulanmıştır. Her iki kontrol yönteminde de simülasyonla elde edilen kumanda davranışları gerçek sisteme uygulandığında, elde edilen sonuçlar benzerlik göstermektedir. Model parametrelerinin seçimindeki hatalar, sızıntı debilerinin tam olarak bilinmemesi ve modele ilave edilememesi ve yapılan diğer kabuller, sistem ve model hızlarının %8 oranında farklı olmasına neden olmaktadır. Sistemin konumu hızın integrali alınarak elde edildiğinden ve simülasyonla elde edilen kumanda hidrolik sisteme açık çevrimli olarak uygulandığından, hızda sabit olan bu hata konum üzerinde artımsal olarak etkili olmaktadır.

YSA model temelli kontrol algoritmalarının hidrolik sistem modeline uygulanmasıyla elde edilen sonuçlar aşağıda özet olarak verilmiştir:

- Her iki kontrol yöntemiyle, hem basamak şeklinde değişen referans giriş, hem de sinüsoidal formdaki referans girişler başarılı bir şekilde izlenmiştir.
- Hidrolik akışkanın farklı hacimsel elastiklik modülleri için her iki kontrol yöntemi de başarılı olmuştur.

- Yük kütlesinin 10 kat arttırılması ile NNPC’de iyi sonuçlar alınmış, NARMA-L2 kontrol yük kütlesi değişimine referans etrafında yüksek frekanslı salınım ile cevap vermiştir.
- Besleme basıncının 50 bardan 75 bara yükseltilmesi ile yapılan simülasyonlarda her iki kontrolör de uyum sağlamıştır.
- NARMA-L2 kontrolde simülasyon süresi 25 saniyedir, NNPC’de ise simülasyon süresi NARMA-L2’nin 24 katıdır. Bunun sebebi NNPC’nin kumanda sinyalini optimizasyonla elde etmesidir.
- NNPC ve NARMA-L2 kontrol yöntemleriyle nonlinear model üzerinden elde edilen kumandalar hidrolik deney sistemine uygulandığında, sistem ve model davranışları benzerlik göstermekte, arada oluşan fark modelleme hatalarından kaynaklanmaktadır.

Burada uygulanan kontrol yöntemleri ile sistem parametre değişimlerine karşı duyarsız kılınmıştır. Hidrolik sistemin konum kontrolü, uygulamada genelde sorun oluşturan nonlinear etkiler (akışkanın sıkıştırılabilirliği, sürtünme etkileri, hidrolik sızıntılar, v.b.) ve parametre değişimleri (kütle, besleme basıncı, referans konum, v.b.) karşısında başarı ile gerçekleştirilmiştir. Bu durum YSA modelinin öğrenme yeteneği ile açıklanabilir: YSA , parametre değişimleri karşısında YSA model katsayılarını (ağ ağırlıklarını) güncelleme mekanizması sayesinde farklı çalışma koşullarına da uyum sağlamaktadır.

Bu çalışmada incelenen hidrolik sisteme konum kontrolünün eş zamanlı olarak, doğrudan Matlab ile uygulanması olanaklı değildir. Sistem tanılamada kullanılan nöron sayısının azaltılması ve optimizasyonda kontrol ufkunun kısa tutulması ile bu süre kısaltılabilse de, hem kontrol performansı düşmekte, hemde hesap süresi gerçek zamanlı kontrol için yetersiz kalmaktadır. Bilgisayar teknolojilerindeki gelişmelere paralel olarak mevcut bilgisayar hızlarının artması ile önümüzdeki yıllarda hidrolik sistemlerde bu kontrol algoritmalarının Matlab ile doğrudan uygulanması mümkün olabilecektir.

Özgün Katkılar

1 - Oransal valf-silindir sisteminin deneysel modellenmesi için C++ yazılımı ile PRBS sinyali üretilerek sisteme gönderilmiş, elde edilen giriş-çıkış verisi Matlab tanılama modülü ile işlenerek hidrolik sistemin lineer zaman serisi modelleri elde edilmiştir.

2- Hidrolik sisteme uygun olarak geliştirilen YSA konum modelleri, sistemin nonlineer özelliklerini yansıtmaktadır ve adaptasyon yetenekleri nedeniyle değişik çalışma koşullarına uyum sağlayabilmektedir.

3- YSA model öngörülü kontrolde, özellikle yük değişimlerinin model parametrelerinde yol açtığı değişimlere karşı güncelleme mekanizması dolayısıyla duyarsız olması, bu kontrol yöntemine önemli bir ayrıcalık kazandırmaktadır.

Gelecekte Yapılacak Çalışmalar

1- Gerçek sisteme ait önerilen lineer zaman-serisi modelleri ile tanılanmış parametrelerin zamanla değişimi izlenerek hidrolik sistemle ilgili olası arızaların önceden öngörülebilmesi, koruyucu bakımlarının planlanabilmesi gibi uygulamaya yönelik kolaylıklar elde edilebilir.

2- Geliştirilen zaman serisi modeller “genelleştirilmiş öngörülü kontrol” ve “self-tuning kontrol” gibi ileri kontrol tekniklerinin uygulamasında kullanılabilir.

3- Bu çalışmada kullanılan her iki kontrol yöntemi, hidrolik sistemin konum kontrolü için Matlab ile (Real time workshop) gerçek zamanlı olarak uygulanabilir.

KAYNAKLAR

- Adaptech**, 1996. Wintrac data acquisition and real-time control user's guide version 1, Adaptech, Saint Martin.
- Alleyne, A. and Liu, R.**, 1999. On the limitations of force tracking control for hydraulic servosystems. *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, **121**, 184-190.
- Berg, H. and Ivantysynova, M.**, 1999. Design and testing of a robust linear controller for secondary controlled hydraulic drive. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part I – ImechE*, **213**, 375-386
- Borutzky, W., Barnard, B. and Thoma, J.U.**, 2000. Describing bond graph models of hydraulic components in Modelica. *Mathematics and Computer Simulation*, **53**, 381-387.
- Burton, J. D., Edge, K. A. and Burrows C. R.**, 1994. Modeling requirements for the parallel simulation of hydraulic systems. *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, **116**, 137-145.
- Burton, R. T., Ukrainetz, P. R., Nikiforuk, P. N. and Schoenau, G. J.**, 1999. Neural networks and hydraulic control from simple to complex applications. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part I – ImechE.*, **213**, 349-358.
- Cheng, Y. and De Moor, B. L. R.**, 1994. Robustness analysis and control system design for a hydraulic servo systems. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. **2**, No 3, 183-197.
- Çağal, B.**, 2000. Sayısal Analiz. Birsen Yayınevi, İstanbul.
- De Jesus, O., Pukrittayakamee, A. and Hagan, M.**, 2001. A comparison of neural network control algorithms. *IJCNN'01, International Joint Conference on Neural Networks*. The International Neural Networks Society The Neural Network Council of IEEE. Washington D.C. July 15-19. 521-526.
- Demuth, H. and Beale, M.**, 2001. Neural Network Toolbox For Use with MATLAB. User's Guide. The MathWorks, Inc. 3 Apple Hill Drive Natick, MA.
- Deticek, E.**, 2000. A fuzzy self-learning position control of hydraulic drive. *Cybernetics and Systems: An International Journal*, **31**. 821-836.

- Edge, K. A. And Figueredo, K. R. A.,** 1987. An adaptively controlled electrohydraulic servo-mechanism. Part 1: adaptive controller design. *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, **201**, 81-87.
- Eryilmaz, B. and Wilson, B. H.,** 1999. A unified model of a proportional valve. *Proceedings of the ASME Fluid Power Systems and Technology Divisions*, Nashville, TN. **6**, 95-102
- Eryilmaz, B. and Wilson, B. H.,** 2000-a. Combining Leakage and Orifice Flows in a Hydraulic Servovalve Model, *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, **122**, 576-579.
- Eryilmaz, B. and Wilson, B. H.,** 2000-b. Modeling the Internal Leakage of Hydraulic Servovalves, *Proceedings Of The ASME Dynamic Systems And Control Division*. **69-2**.
- Eryilmaz, B.,** 2000. Improved nonlinear modeling and control of electro-hydraulic systems. *PhD Thesis*, Northeastern University, Boston, MA.
- Finney, J. M., de Pennington, A., Bloor M. S. and Gill G. S.,** 1985. A Pole-Assignment Controller for an Electrohydraulic Cylinder Drive, *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, **107**, 145-150.
- Freebody, N. and Watton, J.,** 1999. A time-encoded signal-processing approach to fault classification of an electrohydraulic pressure control system and its application to a hot steel strip rolling mill. *Proc. Instn. Mech. Engrs.* Part I - IMechE **213**, 407-426.
- Gale, K. W. and Watton, J.,** 1999. A real-time expert system for the condition monitoring of hydraulic control systems in a hot steel strip finishing mill. *Proc. Instn. Mech. Engrs.* Part I – IMechE, **213**, 359-374.
- Hagan, M.T. and Demuth, H. B.,** 1999. Neural networks for control. *Proceedings of the 1999 American Control Conference*, San Diego, CA, 1642-1656.
- Hagan, M. T., Demuth, H. B. and Beale, M.,** 1996. Neural Network Design. PWS Publishing Company, Boston, MA.
- Hagan, M. T., Menhaj, M.,** 1994. Training feedforward networks with the Marquardt algorithm. *IEEE Transactions on Neural Networks*, **5**, 989-933.
- İstif, 2001.** Servo sistemli hidrolik hareketlendiricilerin modellenmesi, sayısal benzetimi ve dinamik davranışlarının analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- İstif, İ. ve Kutlu, K.,** 1995. Elektrohidrolik Bir Servosistemin PD Kontrolü, *7. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu*, YTÜ İstanbul, 509-516,

- İstif, İ., Kutlu, K. ve Sağır, A., 2001.** Servovalf kontrollü bir hidrolik motor sisteminin modellenmesi ve konum kontrolü. *10. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu*. Selçuk Üniversitesi, Konya, Eylül. 451-458.
- İstif, İ., Sağır, A. and Kutlu, K., 2002.** Bond Graph modeling and position control of electrohydraulic elevator. *Proceedings of ESDA2002: 6th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis*, İstanbul, Turkey, July 8-11.
- Jones, E., Dobson, A. and Roskilly, A. P., 2000.** Design of a reduced-rule self organizing fuzzy logic controller for water hydraulic applications. *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, **214**, 371-381.
- Karnopp, D.C., Rosenberg, R.C., 1983.** Introduction to Physical System Dynamics, Mc Graw Hill. Inc., New York.
- Kutlu, K. ve Güner H., 1990.** Hidrolik Bir Servo Sistemde PD, PID ve Fuzzy Kontrol Yaklaşımlarının Deneysel İncelenmesi, *İ.T.Ü. Dergisi*, **48**, Sayı 4, 33-42.
- Kutlu, K. ve Güner, H., 1991.** Comparison of Digital PD and Fuzzy Control Theory on A Hydraulic Servosystem, *IFAC-Symposium on Design Methods of Control Systems*, Vol.1., Zurich Switzerland, September, 159-162.
- Kutlu, K., 1991.** Digital PD and PD² Control Implementations In An Electro-hydraulic System, *IFAC-Symposium on ROBOT CONTROL (Syroco' 91)*, Vienna Austria, September.
- Kutlu, K., Kuzucu, A. ve Dinibütün, A.T., 1988.** Hidrolik Bir Sistemin Mikroişlemciyle Konum Kontrolü, *Makina Teorisi Sempozyumu*, Foça İzmir, Ekim, 117-137.
- Le, T. T., Watton, J. and Pham, D. T., 1997.** An artificial neural network based approach to fault diagnosis and classification of fluid power systems. *Proc. Instn. Mech. Engrs.* Part I – ImechE, **211**, 307-317.
- Le, T. T., Watton, J. and Pham, D. T., 1998.** Fault classification of fluid power systems using a dynamics feature extraction technique and neural networks. *Proc. Instn. Mech. Engrs* Part I – ImechE, **212**, 87-97.
- Li, D. and Salcudean, S. E., 1997.** Modeling, Simulation and Control of a Hydraulic Stewart P platform, *Proc. IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Alb., New Mexico, April, 3360-3366
- Li, Z. D., Corke, P. I. and Gurgenci, H. Z., 1997.** Modelling and simulation of an electro-hydraulic mining manipulator. In *Proc. IEEE Conf. Robotics and Automation*, Albuquerque, NM, 1663-1668.
- Liang, X. and Virvalo, T., 2001.** An energy recovery system for a hydraulic crane. *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, **215**, 737-744.

- Liu, G. P. and Daley, S.**, 2000. Optimal-tuning nonlinear PID control of hydraulic systems. *Control Engineering Practice*. **8**, 1045-1053.
- Ljung, L.**, 1999. System Identification. Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ.
- Ljung, L.**, 2001. System Identification Toolbox for Use with MATLAB. The MathWorks, Inc. Natick, MA.
- Mannesmann Rexroth GmbH**, 1989. *Proportional and Servo Valve Technology*, (The Hydraulic Tranier, Volume 2).
- Manring, N. D. and Luecke, G. R.**, 1998. Modeling and designing a hydrostatic transmission with a fixed-displacement motor. *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, **120**, 45-49
- Margolis, D. L. and Hennings, C.**, 1997. Stability of Hydraulic Motion Control System, *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, **119**, , December, 605-613.
- McCloy, D. and Martin, H. R.**, 1980. Control of Fluid Power: Analysis and Design. Ellis Horwood, England, second edition.
- Nishiumi, T. and Watton, J.**, 1997. Model reference adaptive control of an electrohydraulic motor drive using an artificial neural network compensator. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part I – ImechE*, **211**, 111-120.
- Nishiumi, T., Konami, S. and Watton, J.**, 2000. Hydraulic control using a neural net. Developments in Fluid Power Control of Machinery and Manipulators, *2nd International Scientific Forum*, Cracow, Poland, July. 131-134.
- Norvelle, F. D.**, 2000. Electrohydraulic Control Systems. Prentice Hall Inc. Upper Saddle River, New Jersey.
- Parker, N. R., Salcudean, S. and Lawrence, P. D.**, 1993. Application of Force Feedback to Heavy Duty Hydraulic Machines, *1993 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Atlanta, USA, May 2-6, 375-381,
- Pinches, M. J. and Ashby, J. G.**, 1988. Power Hydraulics, Prentice Hall International (UK) Ltd.
- Pinsopon, U., Hwang, T., Cetinkunt, S., Ingram, R., Zhang, Q., Cobo, M., Koehler, D. and Ottman, R.**, 1999. Hydraulic actuator control with open-centre electrohydraulic valve using a cerebellar model articulation controller neural network algorithm. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part I – ImechE.*, **213**, 33-48.
- Plummer, A. R.**, 1997. Feedback linearization for acceleration control of electrohydraulic actuators. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part I – ImechE.*, **211**, 395-406.

- Ramachandran, S. and Dransfield, P.**, 1993. Interaction between the actuators in loaded multi-channel electrohydraulic drives. *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, **115**, 291-302.
- Rashidy, H., Saafan, A., Rezeka, S. and Awad, T.**, 2002. Fault Diagnosis of a Hydraulic Servo Valve Using a Neuro-Fuzzy Model. *Proceedings of ESDA2002: 6th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis*, İstanbul, Turkey, July 8-11.
- Robert Bosch GmbH (Hydraulic & Pneumatics Division)**, 1989. Electrohydraulic Proportional Valves and Closed Loop Control Valve Theory and Application.
- Sağırlı, A.**, 1996. Bond Graph Yöntemiyle Döner Vinçlerin Modellenmesi ve Dinamik Davranışlarının Analizi, *Doktora Tezi*, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Scheidl, R. and Manhartgruber, B.**, 1998. On the dynamic behavior of servo-hydraulic drives. *Nonlinear Dynamics*, **17**, 247-268.
- Sepehri, N. and Wu, G.**, 1998. Experimental evaluation of generalized predictive control applied to a hydraulic actuator. *Robotica* **16**, 463-474.
- Shichang, Z., Xingmin, C. and Yuwan, C.**, 1991. Optimal control of speed conversion of a valve controlled cylinder system. *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, **113**, 691-695.
- Sirouspour, M. R. and Salcudean, S. E.**, 2000. On the nonlinear control of hydraulic servo-systems. *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 7 pages, San Francisco, CA, April 24-28.
- Soloway, D. and Haley, P. J.**, 1997. Neural generalized predictive control. *NASA Technical Memorandum*, National Aerautics and Space Administration Langley Research Center, Hampton, Virginia, February. **110244**, 1-17.
- Ursu, I., Tecuceanu, G., Ursu, F., Sireteanu, T. and Vladimirescu, M.**, 1998. From robust control to antiwindup compensation of electrohydraulic servo actuators. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology* MCB University Press ISSN 0002-2667, Number 4, **70**, 259-264.
- Vossoughi, G. and Donath, M.**, 1995. Dynamic feedback linearization for electrohydraulically actuated control systems. *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, **117**, 468-477.
- Watton, J. and Xue, Y.**, 1997. Simulation of fluid power circuits using artificial network models Part 1: selection of component models. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part I – ImechE*, **211**, 417-428.
- Watton, J.**, 1989. Fluid Power Systems. Modeling, simulation, analog and microcomputer control, Prentice Hall International (UK) Ltd.

- Watton, J.**, 1990. A Digital Compensator Design For Electrohydraulic Single Rod Cylinder Position Control Systems, *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, **112**, 403-409.
- Xu, L., Schueller, J. K. and Harrel, R.**, 1996. Dynamic response of a servovalve controlled hydraulic motor driven centrifugal pump. *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, **118**, 253-258.
- Yanada, H. and Shimahara, M.**, 1997. Sliding mode control of an electrohydraulic servo motor using a gain scheduling type observer and controller” *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part I – ImechE*. **211**, 407-416.
- Yanada, H. and Ohnishi, H.**, 1999. Frequency-shaped sliding mode control of an electrohydraulic servo-motor. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part I – ImechE*. **213**, 441-448.
- Yuan, Q. and Li, P. Y.**, 2002. An Experimental Study on the Use of Unstable Electrohydraulic Valves for Control. *2001 American Control Conference*, 6 pages, Anchorage, Alaska, May 2002.



ÖZGEÇMİŞ

İlyas İstif 1969 yılında İstanbul'da doğdu. 1986 yılında Şişli Endüstri Meslek Lisesi Telekomünikasyon bölümünden mezun oldu. Aynı yıl Yıldız Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümüne girdi. 1990 yılında Makina Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. 1990-91 döneminde Yıldız Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konstrüksiyon yüksek lisans programına devam etti. 1991 yılında İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Bölümü Robotik Programını kazandı. 1991-92 döneminde İ.T.Ü. İngilizce Hazırlık Okuluna devam etti. 1992 yılında, Y.T.Ü. Makina Fakültesinde Araştırma Görevlisi olarak göreve başladı. 1995 yılında İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü'ndeki yüksek lisans öğrenimini tamamladı. 1995'de İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü'nde doktora eğitimine başladı. 2001 yılında Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Konstrüksiyon programında ikinci yüksek lisans derecesini aldı. Halen Y.T.Ü. Makina Fakültesinde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.