

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

PNÖMATİK KONUM KONTROLÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Fethi Nurtaç AKDAĞ

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı : SİSTEM DİNAMİĞİ ve KONTROL

HAZİRAN 2006

PNÖMATİK KONUM KONTROLU

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Fethi Nurtaç AKDAĞ
(503031605)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 6 Mayıs 2006
Tezin Savunulduğu Tarih : 13 Haziran 2006

Tez Danışmanı : Prof.Dr. Ahmet KUZUCU
Diğer Jüri Üyeleri Doç.Dr. Şeniz ERTUĞRUL
Y.Doç.Dr. Murat ÇAKAN

HAZİRAN 2006

ÖNSÖZ

Pnömatik Konum Kontrolü konusunda çalışmamı öneren ve tezin her safhasında beni büyük özveriyle destekleyen ve yol gösteren Hocam Sayın Prof. Dr. Ahmet KUZUCU'ya, yeni pnömatik sistemin kurulumu sırasında bana yardımcı olan Elektronik Müh. Cengiz UÇAR'a, tez çalışmalarım sırasında bana her türlü yardımı sağlayan ve destekleyen Makina Müh. Berrak KARACA'ya, Makina Müh. Özkan Çelik'e, Makina Müh. Merve Eda DURDU'ya ve tüm Otomatik Kontrol Birimi çalışanlarına en içten teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışma kapsamında kullanılan tüm yeni pnömatik elemanların ve montaj ara parçalarının teminini sağlayan Türkiye SMC distribütörü Entek Pnömatik Sanayi ve Ticaret Ltd. Şti.'ne ve beni bu konularda destekleyen Sayın Makina Yük. Müh. H.Cengiz CELEP'e, Sayın Makina Yük. Müh. Doğan Kemal Hacıahmet'e ve Sayın Tanju Taşer'e, Entek Eğitim ve Danışmanlık A.Ş.'den Sayın Makina Müh. E. Alkım ERDÖNMEZ'e ve Sayın Özcan DEMİRİSOY'a teşekkür ederim.

Son olarak, beni hayatım boyunca destekleyen, teşvik eden ve başarılarımın hepsinde büyük payları olan annem Sayın Gülay AKDAĞ'a ve babam Sayın İnşaat Yük. Müh. E.Neşet AKDAĞ'a çok teşekkür ederim.

Haziran 2006

F. Nurtaç AKDAĞ

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	viii
ÖZET	x
SUMMARY	xii
1. GİRİŞ	1
1.1 Giriş	1
1.2 Konu İle İlgili Çalışmalar	2
2. PNÖMATİK SİSTEM	5
2.1 Sistemin Tanımlanması	5
2.2 Sistemin Matematik Modeli	6
2.2.1 Silindir Modeli	6
2.2.2 Silindir Bölmelerindeki Basınç Davranışı	8
2.2.3 Valf Kütlesel Debi Denklemleri	13
2.2.4 Birinci hazne için kütlesel debi ifadeleri	15
2.2.5 İkinci hazne için kütlesel debi ifadeleri	16
2.2.6 Kumanda ve kütlesel debiler	16
2.2.7 Sistem Durum Denklemleri	18
3. DENEY DÜZENEGİ	20
3.1 Genel Tanıtım	20
3.2 Silindir	21
3.3 Oransal Basınç Kontrol Valfleri	22
3.4 İkili Kontrol Valfleri	24
3.5 Ölçme Sistemi	25
3.5.1 Konum Ölçümü	25
3.5.2 Basınç Ölçümü	25
3.6 Sistemin Bilgisayarla Bağlantısı ve Arayüzler	26
3.6.1 Bilgisayar	26
3.6.2 Endüstriyel Kart	26
3.6.3 Kullanılan Programlar (LabVIEW + MATLAB)	26
4. KONTROL ALGORİTMALARI	27
4.1 Hız Geri Beslemeli İkili Kontrol	27
4.2 Kayan Rejimli Kontrol (Sliding Mode Control)	29
4.3 Darbe Genişlik Modülasyonu (DGM)	30

4.4 Bulanık Mantık Kontrolü (Fuzzy Logic)	33
4.5 LabVIEW Programında Kontrol Mantığı	35
4.5.1 Hız Geri Beslemeli ve Kayan Rejimli Kontrol Mantığı	35
4.5.2 DGM ile Kontrol Mantığı	36
4.5.3 Bulanık Mantık ile Kontrol Mantığı	36
5. DENEYSEL ÇALIŞMA VE SONUÇLAR	37
5.1 Giriş	37
5.2 Hız Geri Beslemeli İkili Kontrol Deneyleri	37
5.3 Kayan Rejimli Kontrol Deneyleri	41
5.4 DGM ile Konum Kontrolü Deneyleri	44
5.5 Bulanık Mantık ile Konum Kontrolü Deneyleri	47
6. SONUÇLAR	50
6.1 Deney Sonuçlarının İrdelenmesi	50
6.1.1 Hız Geri Beslemeli İkili Kontrol	50
6.1.2 Kayan Rejimli Kontrol	50
6.1.3 Darbe Genişlik Modülasyonu ile Kontrol	51
6.1.4 Bulanık Mantık ile Kontrol	52
6.2 Hata Analizi	52
6.3 Sonuçlar ve Öneriler	54
KAYNAKLAR	55
EKLER	
EK A	59
ÖZGEÇMİŞ	61

KISALTMALAR

DAQ	: Endüstriyel Kart (Data Aquasition)
DGM	: Darbe Genişlik Modülasyonu
PWM	: Darbe Genişliği Modülasyonu (Pulse Width Modulation)
İ.T.Ü.	: İstanbul Teknik Üniversitesi

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 6.1 : Kayan rejimli kontrolle yapılan hata analizi deneyinin istatistiksel sonuçları.....	53

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : Pnömatik Sistemin Yapısı.....	5
Şekil 2.2 : Coulomb ve Viskoz sürtünmelerinin birlikte etkisi.....	8
Şekil 3.1 : Sistemin Pnömatik Devresi.....	21
Şekil 3.2 : Oransal basınç kontrol valflerinin çalışma prensibi.....	23
Şekil 3.3 : Oransal basınç kontrol vafine sinyal akışı.....	24
Şekil 4.1 : Hız geri beslemeli ikili kontrol Faz Diyagramı.....	28
Şekil 4.2 : Kayan rejimli kontrolde faz düzlemi.....	29
Şekil 4.3 : Darbe Genişlik Modülasyonu (DGM).....	31
Şekil 4.4 : α 'nin değişim grafiği.....	32
Şekil 4.5 : u-e karakteristiği.....	33
Şekil 5.1 : Hız geri beslemeli ikili kontrol grafikleri ($y_{ref} = 200mm$, $K_v = 0,01$, $\Delta = \pm 2mm$, $y = 199,99$).....	39
Şekil 5.2 : Hız geri beslemeli ikili kontrol grafikleri ($y_{ref} = 200mm$, $K_v = 0,015$, $\Delta = \pm 2mm$, $y = 199,98mm$).....	40
Şekil 5.3 : Kayan Rejimli Kontrol Grafikleri ($y_{ref} = 200mm$, $K_v = 0,029$, $\Delta = \pm 0,3mm$, $y = 199,97$).....	42
Şekil 5.4 : Kayan Rejimli Kontrol Grafikleri ($y_{ref} = 200mm$, $K_v = 0,02$, $\Delta = \pm 0,05mm$, $y = 200,01mm$).....	43
Şekil 5.5 : DGM ile Kontrol Grafikleri ($y_{ref} = 200mm$, $K_p = 0,05$, $y = 199,5mm$, $f = 20 Hz$).....	45
Şekil 5.6 : DGM ile Kontrol Grafikleri ($y_{ref} = 200mm$, $K_p = 0,045$, $y = 200,1mm$, $f = 20Hz$).....	46
Şekil 5.7 : Bulanık Mantık ile Kontrol Grafikleri ($y_{ref} = 200mm$, $K_p = 0,035$, $K_v = 0,125$, $y = 201,967mm$).....	48
Şekil 5.8 : Bulanık Mantık ile Kontrol Grafikleri ($y_{ref} = 200mm$, $K_p = 0,025$, $K_v = 0,125$, $y = 197,407mm$).....	49
Şekil 6.1 : Hata Analiz Deneyi'nde sistemin davranışı.....	53
Şekil A.1 : Eski Sistem -1-	59
Şekil A.2 : Yeni Sistem -1-	59
Şekil A.3 : Eski Sistem -2-	60
Şekil A.4 : Yeni Sistem -2-	60
Şekil A.5 : Yeni Sistem -3-	60

SEMBOL LİSTESİ

x	: Konum
$\dot{x}$	: Hız
P_1	: Birinci Haznedeki Basınç
P_2	: İkinci Haznedeki Basınç
u_1	: (+) yönde ilerlemeyi sağlayan kontrol sinyali
u_2	: (-) yönde ilerlemeyi sağlayan kontrol sinyali
$\ddot{x}$	: ivme
P_b	: Besleme Basıncı
F	: Sistemdeki basınç farkı ile oluşan net kuvvet
M	: Toplam Kütle (Yük + Piston)
B	: Viskoz sürtünme katsayısı
F_s	: Statik sürtünme katsayısı
F_c	: Coulomb sürtünme katsayısı
m	: Havanın kütlesi (kg)
V	: Kontrol Hacmi (m^3)
ρ	: Havanın yoğunluğu (kg/m^3)
$\dot{m}_g$	: Kontrol hacmine giren havanın kütleli debisi
h'_g	: Kontrol hacmie giren havanın birimkütleli toplam enerjisi
$\dot{m}_\varphi$	: Kontrol hacminden çıkan havanın kütleli debisi
h'_φ	: Kontrol hacminden çıkan havanın birim kütleli toplam enerjisi
Q	: Kontrol hacmindeki ısı akısı
W	: Kontrol hacminin çevreye yaptığı iş
E	: Kontrol hacmindeki toplam enerjisi

$\tilde{h}$	: Havanın entalpisi
u_h	: Havanın birim kütlesinin iç enerjisi
z_h	: Yükseklik
v_h	: Havanın hızı
g	: Yerçekimi ivmesi
c_p	: Havanın sabit basınçtaki özgül ısısı
c_v	: Havanın sabit hacimdeki özgül ısısı
T_1	: Silindirin 1. bölümündeki havanın sıcaklığı
T_2	: Silindirin 2. bölümündeki havanın sıcaklığı
V_{10}	: Silindirin 1. tarafındaki ölü bölge hacmi
V_{20}	: Silindirin 2. tarafındaki ölü bölge hacmi
A_1	: Pistonun 1. tarafındaki kesit alanı
A_2	: Pistonun 2. tarafındaki kesit alanı
x_{10}	: Silindirin 1. haznesinin başlangıçtaki uzunluğu
x_{20}	: Silindirin 2. haznesinin başlangıçtaki uzunluğu
$\dot{m}$	: Kütlesel debi
C_d	: Boşaltma katsayısı
C_m	: Kütle akış parametresi
a	: Boğaz kesiti (efektif orifis alanı)
P_b	: Besleme basıncının mutlak değeri
T_m	: Mutlak sıcaklık
R	: Gaz Sabiti
γ	: Özgül ısılar oranı
P_{vc}	: Boğaz kesitindeki static basınç (vena contracta)
e	: Hata
$\dot{e}$	: Hatanın türevi
K_V	: Hız geri besleme katsayısı

PNÖMATİK KONUM KONTROLÜ

ÖZET

Pnömatik kontrol sistemleri, endüstriyel otomasyon sistemlerinde temizlik, düşük maliyet, yüksek hız ve kolay bakım avantajları sayesinde çok yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Pnömatik eyleyiciler, yüksek sürtünme kuvvetleri, statik sürtünmeden dolayı oluşan ölü bölge ve havanın sıkıştırılabilirliği yüzünden oluşan nonlineer etkilere maruz kalmakta ve böylece pnömatik silindirin konum kontrolünün sağlanması zorlaşmaktadır.

Sonuç olarak, son yıllarda servo valfler veya aç-kapa selenoid valfler kullanılarak pnömatik silindirlerin konum kontrolü üzerine birçok araştırma yapılmaktadır. Araştırılan konular, yüksek performans sağlayan fakat bunun yanında yüksek maliyet de getiren servo pnömatik üzerine olmaktadır.

Bu çalışmada, İ.T.Ü. Makina Fakültesi Otomatik Kontrol Laboratuvarında kurulmuş olan elektro-pnömatik deney sistemi, endüstride kullanılan elamanlarla yenilenmiş ve $\pm 0,1\text{mm}$ hassasiyet hedefine ulaşmak için geliştirilmiştir.

Eski sistemde yapılan önceki tüm çalışmalarda, yüksek sürtünme karakteristiğine sahip manyetik bağlı milsiz silindir kullanılmış olduğundan, elde edilen sonuçlar $\pm 0,3\text{ mm}$ hassasiyet aralığında olmasına rağmen, elde edilen tekrarlanabilirlik oldukça düşük olmuştur. Bu sonuçlardan yola çıkarak eski silindir, düşük sürtünme karakteristiğine sahip tek milli silindir ile değiştirilmiş, yeni bir manyetik cetvel ve bu manyetik cetvelin çıkışlarını sayabilecek bir sayıcı devresine sahip yeni bir endüstriyel kart ile sistem desteklenmiştir.

Deneylerde, düşük sürtünme karakteristiğine sahip tek milli bir silindir, bir adet lineer konum ölçücü(encoder), iki adet aç-kapa tek selenoidli valf, iki adet basınç geri beslemeli servo valf, iki analog basınç sensörü, iki hız ayar valfi, bir endüstriyel kart, LabVIEW programı ve bilgisayar kullanılmıştır.

Bu çalışmada, hız geri beslemeli ikili kontrol, kayan rejimli kontrol, darbe genişlik modülasyonu(DGM) ve bulanık mantık kontrol algoritmaları sisteme uygulanmıştır. Hız geri beslemeli ikili kontrol, kayan rejimli kontrol ve DGM kontrol algoritmaları aç-kapa valfler ile gerçekleştirilmiştir. Hız geri beslemeli kontrol ve kayan rejimli kontrolde uygun sistem parametreleri ile pnömatik silindirin aşma yapmadan konum kontrolünün yapılabilmesi amaçlanmıştır. PWM kontrol algoritması, yüksek maliyetli servo valflerin yerine düşük maliyetli aç-kapa tek selenoidli valflerin kullanımına olanak sağlayarak, pnömatik aktüatörün servo kontrolünün gerçekleşmesini sağlamaktadır. Bulanık mantık

ile kontrol algoritması sistemdeki servo valfler kullanılarak gerçekleştirilmiş ve parametre olarak konum ve hız alınmıştır.

Bu çalışmanın amacı, sistemin tümünün endüstriyel ürünlerle yenilenmesi ve elde edilecek sonuçların endüstride uygulanabilecek bir paket olarak sunulabilmesinin yanında; deney sistemi üzerinde yapılan eski çalışmaların, asimetrik bir silindir kullanılarak tekrarlanmasıdır.

Sonuç olarak, yapılan deneylerde $\pm 0,05$ mm hassasiyet ve yüksek tekrarlanabilirlik elde edilmiştir. Sistemdeki tm bileşenler endüstriyel rnler olduğundan, ileride ticarileştirilebilir bir cisim paketi oluşturulmasına olanak sağlamıştır.

PNEUMATIC POSITION CONTROL

SUMMARY

Pneumatic control systems are used widespread in the industrial automation systems owing to the advantages such as cleanliness, low cost, high speed, and ease of maintenance. Unfortunately, pneumatic actuators are subject to nonlinearities, such as stiction, and compressibility of air, which make accurate position control of a pneumatic actuator difficult to achieve.

There have been many researches in last decades about position control of a pneumatic cylinder, which are driven by servo valves or on-off solenoid valves. The main trend seems to be towards servo-pneumatics which has high performance but high costs.

In this study, an electro-pneumatic experimental system, installed in Automatic Control Laboratory of Mechanical Engineering Department of Istanbul Technical University has been improved and used to achieve the $\pm 0,1\text{mm}$ precision goal.

In previous studies on this system, a magnetically coupled rodless cylinder with high friction was used and therefore the accuracy within $\pm 0,3\text{ mm}$ was obtained but repeatability was low. The old cylinder has been replaced by a low friction single rod cylinder, a new magnetic linear encoder and an industrial card which can count linear encoder's outputs.

During the experiments, a low friction and single rod cylinder, a linear encoder, two on-off single solenoid valves, two analog pressure sensors, two speed controllers, a DAQ card, LabVIEW program and a computer has been used.

In this study; bang-bang control with velocity feedback, sliding mode control, PWM(Pulse Width Modulation) control, and fuzzy logic control algorithms have been applied to the system. Bang-bang control with velocity feedback, sliding mode control, and PWM(Pulse Width Modulation) control algorithms have been applied by using on-off valves. In bang-bang control with velocity feedback and sliding mode control, the goal was to achieve a position control without overshoot by using proper system parameters. PWM control offers the ability to provide servocontrol of pneumatic actuators at a significantly lower cost by utilizing on-off single solenoid valves in place of costly servovalves. Fuzzy logic control algorithm has been applied by using pressure feedback servo valves and membership functions have been chosen as position and velocity.

Goals of this study were to improve and replace all the parts of the experimental system with industrial equipment and to offer a packet which can be used in industry. And another goal was to repeat previous studies control algorithms by using an asymmetric cylinder.

As a conclusion, $\pm 0,05$ mm precision and very high repeatability has been achieved. All the components of the system, which have been industrial products, made it possible to create a commercial product in the future.

1. GİRİŞ

1.1 Giriş

Endüstride, havanın sıkıştırılabilirliği, viskoz ve coulomb sürtünmesi yüzünden silindirler genellikle strok sonu ve sıfır konumlarında kullanılmaktadırlar. Endüstride kullanılan sistemlerde, silindirlere konum kontrolü yapılmasının dört farklı yolu ve istenen hassasiyete göre de farklı maliyetleri mevcuttur;

- a. 5/3 Valfler
- b. Frenli Silindirler
- c. Servo Silindirler
- d. Adım Motorlu Silindirler

5/3 Valfler ile ara konumda durdurma hassasiyeti çok düşüktür. Sistem istenen konumun etrafında, silindirin hızına göre ± 20 mm arasında durdurulabilmektedir.

Frenli silindirler, silindirlerin önüne eklenmiş ek bir sıkıştırma elemanından oluşmuşlardır. Bu sıkıştırma elemanı, basınca maruz kaldığında silindirin milini sıkıştırmakta ve sistemi durdurmaktadır. Son geliştirilen teknolojilerde, bu sıkıştırma işleminin silindir miline neredeyse hiç zarar vermediği söylenebilir. Frenli silindirlerde hassasiyet, silindirin hızına bağlı olarak değişmektedir. 100 mm/sn'lik hızlarda frenleme sonu konum hassasiyeti $\pm 0,3$ mm olmaktadır[33].

Servo silindirler, elektrikle çalışan çok hassas silindirlerdir. Çok yüksek hızlarda dahi tekrarlanabilirlikleri $\pm 0,02$ mm den $\pm 0,1$ mm'ye değişmektedir[32]. Servo silindirlerin, eklenen bir kontrol paneli ile, gitmesi gereken konumlar sisteme öğretilmektedir. Bu silindirler 122 adet konumu öğrenip bu arada çalışabilirler. Servo silindirlerin maliyetleri 3000€ dan başlamaktadır.

Adım motorlu silindirler de elektrikle çalışmakta ve servo silindirler gibi step motorlu silindirlere de öğretim paneli ile istenen konumların girilebilmektedir. Fakat; step silindirler 3 veya 5 konumu öğrenebilir ve bu arada çalışabilirler. Tekrarlanabilirlikleri $\pm 0,1$ mm'dir[31]. Adım motorlu silindirlerin maliyetleri ise 1500€'dan başlamaktadır.

Bu çalışmada İTÜ Makina Fakültesi Sistem Dinamiği ve Kontrol Laboratuvarı'nda bulunan pnömatik deney sistemi kullanılmıştır. Bu deney sisteminde 1998 yılından itibaren yapılan çalışmalarda[1-3, 10] yüksek sürtünme karakteristiğine sahip bir milsiz silindir kullanıldığından tekrarlanabilirliği çok düşük ve hassasiyeti $\pm 0,3$ mm arasında olan sonuçlar elde edilmiştir.

Bu çalışmada, önceki çalışmaların aksine düşük sürtünmeli, tek milli silindir ve tamamen sanayi ürünlerle desteklenen bir deneysel sistem kullanılmıştır. Sonuç olarak 0,05mm hassasiyette tekrarlanabilirliği %100 olarak elde edilen verilerle eski çalışmalara sını ve pazarlanabilir nitelikler kazandırmıştır.

Bu çalışmada ikili valfler ile sistemin hız geri beslemeli kontrolünü, kayan rejimli kontrolünü ve DGM ile kontrolünü yapmak için uygun algoritmalar araştırılmıştır. Bu amaçla sistemin önce matematiksel modeli çıkarılmış ve daha sonra çeşitli kontrol algoritmaları ile sistemin cevabı ölçülmüş ve bu kontrol yöntemleri ile bir kıyaslama yapılmıştır.

Yeniden yapılandırılan deney tesisatı, düşük sürtünmeli bir silindir, 20Hz ile anahtarlama yapabilen 3/2 yollu elektropnömatik ikili valfler, 2 adet 3 yollu basınç geri beslemeli oransal valfler, lineer konum ölçme cetveli ve 2 adet basınç sensöründen oluşmaktadır. Sistemin bilgisayarla olan bağlantısı National Instruments'den NI-PCI-6221 kartı ile sağlanmakta ve gerçek zamanlı kontrol işlemi LabVIEW programı ile yapılmaktadır.

1.2 Konu İle İlgili Çalışmalar

Pnömatik sistemler ile ilgili çalışmalar 20. yüzyılın son çeyreğinden itibaren sürdürülmekte ve ilerleyen teknoloji ile daha hassas veriler elde edilebilmektedir.

Bu çalışmada, İTÜ Makina Fakültesi Sistem Dinamiği ve Kontrol Laboratuvarında bulunan eski pnömatik sistemde yapılan çalışmalardan [1]'de uygulanan kontrol

yöntemleri uygulanmış ve [1]'de önerilen sonuçlardan biri olarak sisteme düşük sürtünmeli bir silindir monte edilmiş ve hız geri beslemeli kontrol, kayan rejimli kontrol ve DGM ile kontrol algoritmaları uygulanmıştır.

[2] nolu çalışmada, eski pnömatik sisteminin simülasyon sonuçları yer almaktadır. Bu çalışmada sisteme ikili kontrol, PD kontrol, Hız geri beslemeli ikili kontrol, kayan rejimli kontrol ve DGM ile kontrol yöntemleri denenmiştir. Bu çalışmadaki sonuçlar incelendikten sonra gerçek sistemdeki başarımlarına bakılmıştır.

[3] nolu kaynakta eski sistem üzerinde yapılan simülasyon sonuçları yer almaktadır. Bu çalışmada hız geri beslemesi alınmayıp, onun yerine basınç geri beslemesinden bilgiler alınarak sistemin basınç geri beslemeli kontrolü ve bulanık mantık kontrolü yapılmıştır. Bunların yanında simülasyon olarak sistemin bulanık mantık kontrolü gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada aynı kontrol algoritmaları denenecek ve asimetrik silindire, gerçek zamanlı kontrolde bu algoritmalar uygulanarak başarımlı ölçülecektir.

Sistemin matematiksel modellemeleri için [4], [1] ve [10] kaynağından yararlanılmıştır. Bu çalışmaya, sürtünme kuvvetlerinin eklenmesi sırasında [8]'deki sürtünme karakteristiklerinden yola çıkılarak [5] çalışmasında elde edilmiş olan sürtünme kuvvet modelleri eklenmiştir.

Kayan rejimli kontrol algoritması dizaynı üç kısımdan oluşmaktadır. İlki kayan rejimin yüzeyinin tayini, ikincisi sistemi istenen arada tutabilecek kontrol algoritmasının yazılması ve üçüncüsü ise sistemin anahtarlanmalarının ayarlanmasıdır[9]. Bu çalışmadaki yüzey seçimi ve kontrol algoritmaları incelenerek kendi sistemimize de uygulanmış ve elde ettiğimiz sonuçlar ile karşılaştırma imkanı sağlamıştır.

DGM ile kontrol pnömatik sistemlerde fiyatları çok yüksek olan servo valfler yerine çok ucuz olan ikili valflerin kullanımına olanak sağlamaktadır. Servo valfler yerine ikili valfler ile DGM kontrolü yapılan bir çok çalışma bulunmaktadır. [6]'da sistemdeki aç-kapa valflerine %100 ve %0 işlem çevrimi uygulanarak sistemin cevabı ölçülmüştür.

Diğer bir çalışma olan [7]'de ikili valfler ile DGM ve PI kontrolleri uygulanmıştır. Bu çalışmada DGM'nin işlem çevrim sürelerinin %100 ve %0 durumunda çok fazla nonlineer etki içerdikleri saptanmış ve işlem çevrim sürelerinin belirli bir maksimum ve minimum noktaları olması önerilmiştir. Bunun üzerine [1]'de önerilen işlem çevrim

zamanının yeni sisteme uygulanmasında bir sakınca görülmemiş ve DGM'nin işlem çevrim süresi %10 ile %90 arasında sınırlandırılmıştır.

[11] nolu kaynakta PWM ile kontrol uygulanan bir deneysel sistemde, PWM algoritmasının geliştirilmesi ve sonuçların da bu şekilde iyileşmesini gösteren bir çalışma yer almaktadır. Bu çalışmada da sistemin matematiksel modeli çıkartılmış ve daha sonra kontrol algoritmaları belirlenip deneysel çalışmaya geçilmiştir.

[12] nolu kaynakta bir pnömatik sistem üzerinde denene alt farklı çeşit kontrol yönteminin sonuçları ve karşılaştırmaları yer almaktadır. Bu kontrol yöntemleri sırasıyla; PID, Bulanık mantık, basınç geri beslemeli PID, basınç geri beslemeli bulanık mantık, kayan rejimli kontrol ve bulanık mantık ağı ile kontroldür.

[13] nolu kaynakta pnömatik bir sistemde lineer olmayan etkilerin en büyük nedenlerinden biri olan sürtünme karakteristikleri üzerine bir sistem tanılama çalışması yapılmıştır ve sistemin matematiksel modeli çıkarılmıştır.

[14] nolu kaynakta bir pnömatik sisteme gerçek zamanda uygulanan DGM kontrolü sonuçlarını ve sistemin matematiksel modeli yer almaktadır. Daha sonradan kontrol algoritması olarak DGM'li kayan rejimli kontrol uygulanmıştır.

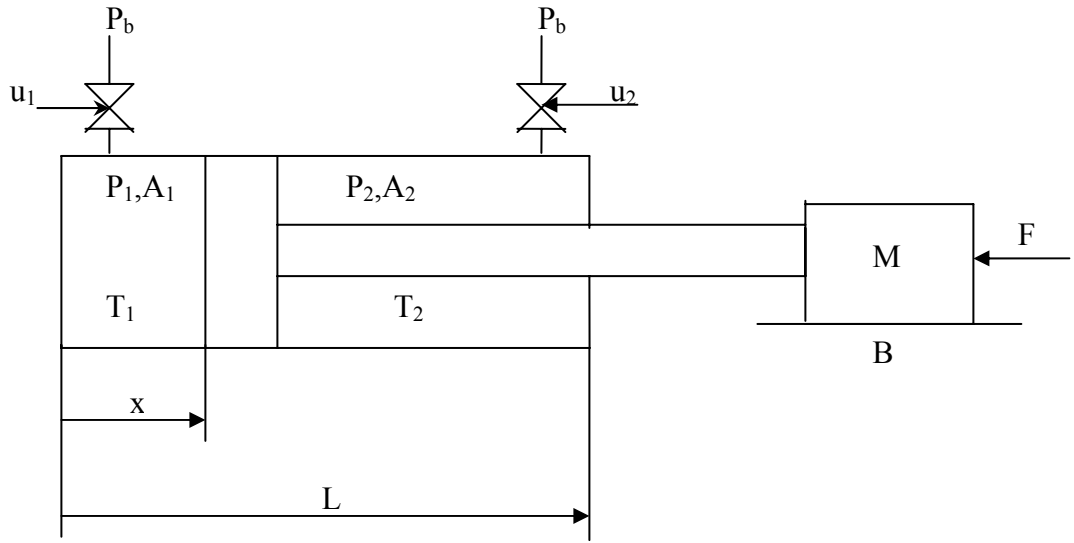
[15] nolu kaynakta pnömatik bir silindirin konum kontrolünün kayan rejimli kontrol ile yapılmıştır. Burada kayan rejimli kontrol algoritmasına ek olarak basınç geri beslemesi de eklenmiş ve sistem bu algoritma ile çalıştırılarak endüstriye uygulanabilir bir sonuç ortaya çıkarmıştır.

[16] nolu kaynakta bir hidrolik sistemin bulanık mantık yaklaşımı ile simülasyon olarak kontrolü yer almaktadır. Üyelik fonksiyonları olarak hata ve hatanın türevi alınmış ve 49 kurallı bir kontrolör oluşturulmuştur. Bu sonuçlardan yola çıkarak İ.T.Ü. de yenilenen pnömatik sistemi üzerine bu kontrol algoritmaları gerçek zamanlı olarak uygulanmış; fakat istenen değerler elde edilemeyince öncelikle kurallar 25'e indirilmiştir.

2. PNÖMATİK SİSTEM

2.1 Sistemin Tanımlanması

Sistem, bir asimetrik silindir, farklı çalışmalar için iki adet 3/2 on-off valfler ile 2 adet basınç oransal valfleri, iki adet basınç sensörü, bir adet manyetik konum ölçer ve tüm bu bilgileri kontrol eden bir endüstriyel karttan oluşmaktadır. Asimetrik silindirli sistemin matematiksel modelini oluşturmak için Şekil 2.1' deki sistemin genel yapısı ele alınmıştır.



Şekil 2.1 Pnömatik Sistemin Yapısı

- x : Konum
- $\dot{x}$: Hız
- P_1 : Birinci Haznedeki Basınç
- P_2 : İkinci Haznedeki Basınç
- u_1 : (+) yönde ilerlemeyi sağlayan kontrol sinyali
- u_2 : (-) yönde ilerlemeyi sağlayan kontrol sinyali

$\ddot{x}$	: ivme
P_b	: Besleme Basıncı
F	: Sistemdeki basınç farkı ile oluşan net kuvvet
M	: Toplam Kütle (Yük + Piston)
B	: Viskoz sürtünme katsayısı
F_s	: Statik sürtünme katsayısı
F_c	: Coulomb sürtünme katsayısı
A_1	: Pistonun 1. tarafındaki kesit alanı
A_2	: Pistonun 2. tarafındaki kesit alanı
T_1	: Silindirin 1. bölümündeki havanın sıcaklığı
T_2	: Silindirin 2. bölümündeki havanın sıcaklığı
L	: Silindir gövdesinin uzunluğu

2.2 Sistemin Matematik Modeli

2.2.1 Silindir Modeli

F_d mekanik sürtünmeler olmak üzere, sistemin denklemi aşağıdaki şekilde belirlenir[17]:

$$M \cdot \ddot{x}(t) = F(t) - F_d(t) \quad (2.1)$$

$F(t)$, net kuvvet olmak üzere aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$F(t) = P_1(t) \cdot A_1 - P_2(t) \cdot A_2 \quad (2.2)$$

$F_d(t)$ mekanik sürtünme kuvveti için modelleme (2.3) fonksiyonları ile belirlenmiştir[5];

$$F_d(t) = \begin{cases} F_c \cdot \text{sign}\left(\dot{X}(t)\right) + B \cdot \dot{X}(t) & \dot{X}(t) \neq 0 \text{ ise} \\ F(t) & \dot{X}(t) = 0 \text{ ve } |F(t)| < F_s \text{ ise} \\ F_s \cdot \text{sign}(F(t)) & \dot{X}(t) = 0 \text{ ve } |F(t)| \geq F_s \text{ ise} \end{cases} \quad (2.3)$$

Sistemin mekanik bölümünün dinamik davranış denklemleri şu şekilde şekillenir[1, 2, 18];

$$M \cdot \ddot{x} + B \cdot \dot{x} + F_s = P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 \quad (2.4)$$

şeklindedir. Bu denklemde $\ddot{x}$ çekilirse;

$$\ddot{x} = -\frac{B}{M} \cdot \dot{x} - \frac{F_s}{M} + \frac{P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2}{M} \quad (2.5)$$

elde edilir. $v = \dot{x}$ olduğundan;

$$\dot{v} = -\frac{B}{M} \cdot v - \frac{F_s}{M} + \frac{P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2}{M} \quad (2.6)$$

a) $v \neq 0$ için

$\alpha = A_2/A_1$ kabul edilirse;

$$\dot{v} = -\frac{B}{M} \cdot v - \frac{F_c}{M} \cdot \text{sign}(v) + \frac{A_1}{M} (P_1 - \alpha \cdot P_2) \quad (2.7)$$

olur.

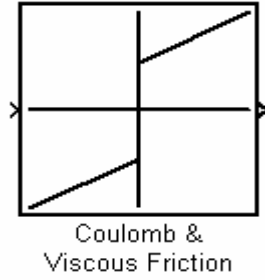
b) $v = 0$ ve $|F(t)| < F_s$ için

$$\dot{v} = \frac{A_1}{M}(P_1 - \alpha \cdot P_2) - \frac{F}{M} \quad (2.8)$$

c) $v = 0$ ve $|F(t)| \geq F_s$ için

$$\dot{v} = \frac{A_1}{M}(P_1 - \alpha \cdot P_2) - \frac{F_s}{M} \cdot \text{sign}(|F(t)|) \quad (2.9)$$

Sistem, harekete başlamadan önce statik sürtünme kuvveti etkisindeyken, harekete başladıktan sonra coulomb ve viskoz sürtünme kuvvetlerinin etkisine maruz kalır. Hızın sıfırdan büyük değeri için devreye giren coulomb ve viskoz sürtünmelerinin birlikte şematik gösterimi Şekil 2.2’de verilmiştir[2].



Şekil 2.2 Coulomb ve Viskoz sürtünmelerinin birlikte etkisi

2.2.2 Silindir Bölmelerindeki Basınç Davranışı

m : Havanın kütlesi (kg)

V : Kontrol Hacmi (m^3)

ρ : Havanın yoğunluğu (kg/m^3)

olmak üzere;

$$m = \rho \cdot V \quad (2.10)$$

(2.10) yardımı ile havanın kütleli debisi ise, birim zamandaki kütle değişimi olup, 1. hazneye göre hesaplandığında (2.11) denklemi elde edilir;

$$\dot{m}_1 = \frac{dm_1}{dt} = \frac{d}{dt}(\rho_1 \cdot V_1) \quad (2.11)$$

şeklindedir. Hava, ideal gaz kabul edilirse; R evrensel gaz sabiti, P kontrol hacmi basıncı ve T (0K) kontrol hacmi sıcaklığı olmak üzere;

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1} \quad (2.12)$$

yazılabilir. (2.12), (2.11)' e yazılırsa;

$$\dot{m}_1 = \frac{d}{dt} \left(\frac{P_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} \right) = \frac{1}{R} \cdot \frac{d}{dt} \left(\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} \right) \quad (2.13)$$

elde edilir.

Enerjinin korunumu prensibine göre, kapalı bir sistemde depo edilen enerji; sisteme giren enerjiyle sistemden çıkan enerjinin farkına eşittir. Sistemde hem ısı akışı olduğu hem de sistemin iş yaptığı ise göz önünde bulundurulmalıdır.

1.Haznede enerjinin korunumu prensibi uygulanırsa;

$$\sum \dot{m}_g \cdot h'_g - \sum \dot{m}_\varphi \cdot h'_\varphi + \left(\frac{dQ_h}{dt} - \frac{d\Phi}{dt} \right) = \frac{dE}{dt} \quad (2.14)$$

elde edilir. Burada;

$\dot{m}_g$: Kontrol hacmine giren havanın kütleli debisi

h'_g : Kontrol hacmine giren havanın birim kütleli toplam enerjisi

$\dot{m}_\varphi$: Kontrol hacminden çıkan havanın kütleli debisi

h'_φ : Kontrol hacminden çıkan havanın birim kütleli toplam enerjisi

Q : Kontrol hacmindeki ısı akısı

W : Kontrol hacminin çevreye yaptığı iş

E : Kontrol hacmindeki toplam enerjisi,

olmaktadır. Kontrol hacmine giren havanın birim kütesinin toplam enerjisi (2.15) eşitliğindeki gibidir.

$$h' = u_h + \frac{P}{\rho} + \frac{v_h^2}{2} + g \cdot z_h = \tilde{h} + \frac{v_h^2}{2} + g \cdot z_h \quad (2.15)$$

Burada;

$\tilde{h}$: Havanın entalpisi

u_h : Havanın birim kütesinin iç enerjisi

z_h : Yükseklik

v_h : Havanın hızı

g : Yerçekimi ivmesidir.

Havanın hızını ve yükseklik enerjisini ihmal edersek, c_p havanın sabit basınçtaki özgül ısısı olmak üzere;

$$h' = \tilde{h} = c_p \cdot T \quad (2.16)$$

denklemini elde edilir. Bu durumda (2.15) denklemini aşağıdaki gibi olur,

$$c_p \cdot \dot{m}_1 \cdot T_1 - P_1 \cdot \frac{dV_1}{dt} + \frac{dQ_h}{dt} = \frac{d}{dt} (c_v \cdot \rho_1 \cdot V_1 \cdot T_1) \quad (2.17)$$

(2.17)'deki denklemde,

c_p : Havanın sabit basınçtaki özgül ısısı

c_v : Havanın sabit hacimdeki özgül ısısı

T_1 : Silindirin 1. bölümündeki havanın sıcaklığı

T_2 : Silindirin 2. bölümündeki havanın sıcaklığı

ρ, γ ve c_p 'nin matematiksel açılımı aşağıdaki gibidir:

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T} \quad c_p = \frac{\gamma \cdot P}{\gamma - 1} \quad \gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.18)$$

Silindirle çevre arasında ısı geçişi olmadığı (adyabatik hal değişimi) kabul edilirse, denklem aşağıdaki gibi olur;

$$c_p \cdot \dot{m}_1 \cdot T_1 - P_1 \cdot \frac{dV_1}{dt} = \frac{c_v}{R} \cdot \frac{d}{dt}(P_1 \cdot V_1) \quad (2.19)$$

(2.19) denkleminin her iki tarafı da c_p ya bölünürse;

$$\dot{m}_1 \cdot T_1 - \frac{P_1}{c_p} \cdot \frac{dV_1}{dt} = \frac{1}{\gamma \cdot R} \left(V_1 \cdot \frac{dP_1}{dt} + P_1 \cdot \frac{dV_1}{dt} \right) \quad (2.20)$$

$\frac{dP_1}{dt}$ i yalnız bırakırsak;

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\gamma \cdot R \cdot T_1}{V_1} \cdot \dot{m}_1 - \frac{\gamma \cdot P_1}{V_1} \cdot \frac{dV_1}{dt} \quad (2.21)$$

Şu ana kadar yapılan işlemler, birinci hazne için geçerlidir. Aynı şekilde 2. hazne için yapılacak denklemlerde hava akışının silindirden dışarı doğru olduğu göz önünde bulundurulmalıdır.

Bu durumda (2.22) denklemi oluşur;

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\gamma \cdot R \cdot T_2}{V_2} \cdot \dot{m}_2 - \frac{\gamma \cdot P_2}{V_2} \cdot \frac{dV_2}{dt} \quad (2.22)$$

1.ve 2. kontrol hacmi ve kontrol hacim değişimi ifadeleri için;

$$V_1 = V_{10} + A_1 \cdot x = A_1 \cdot \left(\frac{V_{10}}{A_1} + x \right) = A_1 \cdot (x_{10} + x) \quad (2.23)$$

$$V_2 = V_{20} - A_2 \cdot x = A_2 \cdot \left(\frac{V_{20}}{A_2} - x \right) = A_2 \cdot (x_{20} - x) \quad (2.24)$$

Burada;

V_{10} : Silindirin 1. tarafındaki ölü bölge hacmi

V_{20} : Silindirin 2. tarafındaki ölü bölge hacmi

A_1 : Pistonun 1. tarafındaki kesit alanı

A_2 : Pistonun 2. tarafındaki kesit alanı

x : Silindirin sağ (+) tarafa ilerlemesi

x_{10} : Silindirin 1. haznesinin başlangıçtaki uzunluğu

x_{20} : Silindirin 2. haznesinin başlangıçtaki uzunluğu

$$x_{10} = \frac{V_{10}}{A_1} \quad x_{20} = \frac{V_{20}}{A_2} \quad (2.25)$$

Buradan kontrol hacimlerinin zamanla değişimi için;

$$\frac{dV_1}{dt} = A_1 \cdot \frac{dx}{dt} = A_1 \cdot \dot{x} \quad (2.26)$$

$$\frac{dV_2}{dt} = -A_2 \cdot \frac{dx}{dt} = -A_2 \cdot \dot{x} \quad (2.27)$$

ifadeleri elde edilir.

$T_1=T_2=T$ kabulü ile (2.23) ve (2.24) eşitlikleri (2.26) ve (2.27) denklemleri kullanılarak aşağıdaki şekle gelir:

$$\frac{dP_1}{dt} = -\frac{\gamma \cdot P_1}{V_{10} + A_1 \cdot y} \cdot A_1 \cdot \dot{x} + \frac{\gamma \cdot R \cdot T}{V_{10} + A_1 \cdot y} \cdot \dot{m}_1 \quad (2.28)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\gamma \cdot P_2}{V_{20} - A_2 \cdot y} \cdot A_2 \cdot \dot{x} - \frac{\gamma \cdot R \cdot T}{V_{20} - A_2 \cdot y} \cdot \dot{m}_2 \quad (2.29)$$

(2.28) ve (2.29) eşitliklerinde $\dot{x}$ yerine v yazılıp (2.25) denklemleri de kullanılırsa;

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\gamma}{x_{10} + x} \cdot \left(-P_1 \cdot v + \frac{R \cdot T}{A_1} \cdot \dot{m}_1 \right) \quad (2.30)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\gamma}{x_{20} - x} \cdot \left(P_2 \cdot v - \frac{R \cdot T}{A_2} \cdot \dot{m}_2 \right) \quad (2.31)$$

2.2.3 Valf Kütlesel Debi Denklemleri

Bir kesitten geçen sıkıştırılabilir akışkanın kütleli debisi[4];

$$\dot{m} = C_d \cdot C_m \cdot a \cdot \frac{P_b}{\sqrt{T_m}} \quad (2.32)$$

şeklinde yazılabilir.

(2.32)'deki denklemde;

- $\dot{m}$: Kütleli debi
 C_d : Boşaltma katsayısı
 C_m : Kütle akış parametresi
 a : Boğaz kesiti (efektif orifis alanı)
 P_b : Besleme basıncının mutlak değeri
 T_m : Mutlak sıcaklık

C_m , kütle akış parametresi aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$C_m = \sqrt{\left\{ \frac{2 \cdot \gamma}{R \cdot (\gamma - 1)} \left[\left(\frac{P_{vc}}{P_b} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{vc}}{P_b} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] \right\}} \quad (2.33)$$

Burada, az önceki denklemlerde de belirtildiği üzere;

- R : gaz sabiti
 γ : özgül ısılar oranı
 P_{vc} : Boğaz kesitindeki statik basınç (vena contracta)

Ancak bu denklem sadece;

$$\frac{P_{vc}}{P_b} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = 0.5283 \quad (2.34)$$

olduğu durumda geçerlidir.

$P_{vc}/P_b=0.5283$ değerine “Kritik Basınç Oranı” denir. Oranın, kritik basınç değerinin üzerinde olması durumunda “Boğulmamış akış”, altında olması durumunda ise “Boğulmuş akış” oluşur. Boğulmamış akışta, delikten geçen hava kütlesi P_{vc} ve P_b

basınçlarının her ikisinin de büyüklüğüne bağlı iken, boğulmuş akış durumunda ise delikten geçen hava kütlesi sadece P_b nin fonksiyonudur.

$\frac{P_{vc}}{P_b} < 0.5283$ olduğu durumda C_m aşağıdaki gibi olur;

$$C_m = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{R \cdot (\gamma + 1)}} = 0.0404 \quad (2.35)$$

2.2.4 Birinci hazne için kütleli debi ifadeleri

$$\dot{m}_1 = C_{d_1} \cdot C_{m_1} \cdot a_1 \cdot \frac{P_b}{\sqrt{T_m}} \quad (2.36)$$

ile ifade edilirken, C_{m_1} değeri aşağıdaki şekilde olur:

$$C_{m_1} = \begin{cases} \sqrt{\left\{ \frac{2 \cdot \gamma}{R \cdot (\gamma - 1)} \left[\left(\frac{P_{vc_1}}{P_b} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{vc_1}}{P_b} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma}} \right] \right\}} & \frac{P_{vc_1}}{P_b} > 0.5283 \\ \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{R \cdot (\gamma + 1)}} = 0.0404 & \frac{P_{vc_1}}{P_b} < 0.5283 \end{cases} \quad (2.37)$$

$$C_{d_1} = C_{d_2} = 0.9 \text{ (Ortalama değer)}$$

$$\gamma = 1.4 \text{ (Hava)}$$

$$R = 287 \text{ (J/kg} \cdot \text{K)} \text{ (gaz sabiti)}$$

$$P_{vc_1} = 0.9 \cdot P_1$$

$$P_{vc_2} = 0.9 \cdot P_{atm}$$

$$\left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = 0.5283 \text{ (Hava için)}$$

2.2.5 İkinci hazne için kütleli debi ifadeleri

$$\dot{m}_2 = C_{d_2} \cdot C_{m_2} \cdot a_2 \cdot \frac{P_2}{\sqrt{T_m}} \quad (2.38)$$

$a_1 = a_2 = a$ alınmıştır. C_{m_2} değeri de aşağıdaki şekildedir:

$$C_{m_2} = \begin{cases} \sqrt{\left\{ \frac{2 \cdot \gamma}{R \cdot (\gamma - 1)} \left[\left(\frac{P_{vc_2}}{P_b} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{vc_2}}{P_b} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] \right\}} \cdot \frac{P_{vc_2}}{P_b} > 0.5283 \\ \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \gamma}{R \cdot (\gamma + 1)}} = 0.0404 & \frac{P_{vc_2}}{P_b} < 0.5283 \end{cases} \quad (2.39)$$

2.2.6 Kumanda ve kütleli debiler

Deney setindeki valfler, silindirin tek yönde hareketini sağlamak için eş zamanlı olarak ters çalışırlar.

- Kontrol sinyali $u > 0$ ise, 1. valf 1. kontrol hacmini besleme basıncına açmış, diğer valf ise 2. kontrol hacmini atmosfere açmıştır.
- Kontrol sinyali $u < 0$ ise, 2. valf 2. kontrol hacmini besleme basıncına açmış, diğer valf ise 1. kontrol hacmini atmosfere açmıştır.
- Kontrol sinyali $u = 0$ ise, iki valf de hem besleme hem de atmosfer basıncına kapalıdır.

Silindir sağa(+) ilerleyen;

1.valfte , P_b , P_1 'e bağlanır ve $\dot{m}_1 > 0$ olur

2.valfte , P_2 , P_{atm} 'e bağlanır ve $\dot{m}_2 < 0$ olur

Birinci hazne’de:

$$P_{vc} = 0.9 \cdot P_1 \quad (2.40)$$

$P_1 = x_3$ olduğuna göre;

$$P_{kr} = \frac{P_{vc}}{P_b} = \frac{0.9 \cdot P_1}{P_b} = \frac{0.9 \cdot x_3}{P_b} \quad (2.41)$$

(2.37) denklemi ile birlikte;

$$Y_1 = C_{m_1} \cdot P_b \cdot u \quad (2.42)$$

İkinci hazne’de:

$$P_{vc} = 0.9 \cdot P_{atm} \quad (2.43)$$

$P_2 = x_4$ olduğuna göre;

$$P_{kr} = \frac{P_{vc}}{P_2} = \frac{0.9 \cdot P_{atm}}{P_2} = \frac{0.9 \cdot P_{atm}}{x_4} \quad (2.44)$$

(2.39) denklemi ile birlikte;

$$Y_2 = C_{m_2} \cdot x_4 \cdot (-u) \quad (2.45)$$

Silindir sola(-) ilerlerken;

1.valfte , P_1 , P_{atm} ’e bağlanır ve $\dot{m}_1 < 0$ olur

2.valfte , P_b , P_2 ’e bağlanır ve $\dot{m}_2 > 0$ olur

Birinci hazne’de:

(2.43) denklemi ve $P_1 = x_3$ olduğuna göre;

$$P_{kr} = \frac{P_{vc}}{P_1} = \frac{0.9 \cdot P_{atm}}{P_1} = \frac{0.9 \cdot P_{atm}}{x_3} \quad (2.46)$$

(2.37) denklemi ile birlikte;

$$Y_1 = C_{m_1} \cdot x_3 \cdot u \quad (2.47)$$

İkinci hazne’de:

$$P_{vc} = 0.9 \cdot P_2 \quad (2.48)$$

$P_2 = x_4$ olduğuna göre;

$$P_{kr} = \frac{P_{vc}}{P_b} = \frac{0.9 \cdot P_2}{P_b} = \frac{0.9 \cdot x_4}{P_b} \quad (2.49)$$

(2.39) denklemi ile birlikte;

$$Y_2 = c_{m_2} \cdot P_b \cdot (-u) \quad (2.50)$$

2.2.7 Sistem Durum Denklemleri

Durum değişkenleri olarak;

$$\begin{aligned} x_1 &= x \\ x_2 &= v \\ x_3 &= P_1 \\ x_4 &= P_2 \end{aligned} \quad (2.51)$$

seçilmiştir.

Sistemin durum denklemlerinin hepsini düzenlersek, asimetrik silindirli sistemin matematiksel modeli aşağıdaki duruma gelir[19]:

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (2.52)$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{B}{M} \cdot x_2 + \frac{A_1}{M} \cdot (x_3 - \alpha \cdot x_4) - \frac{F_d}{M} \quad (2.53)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{\gamma}{x_{10} - x_1} \cdot \left[x_2 \cdot x_3 + \left(\frac{R \cdot T}{A_1} \cdot \frac{C_d}{\sqrt{T}} \cdot \alpha \right) \cdot Y_1 \right] \quad (2.54)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{\gamma}{x_{20} - x_1} \cdot \left[x_2 \cdot x_4 + \left(\frac{R \cdot T}{A_2} \cdot \frac{C_d}{\sqrt{T}} \cdot \alpha \right) \cdot Y_2 \right] \quad (2.55)$$

$$F_d(t) = \begin{cases} F_c \cdot \text{sign}(x_2) + B \cdot x_2 & x_2 \neq 0 \text{ ise} \\ F(t) & x_2 = 0 \text{ ve } |F(t)| < F_s \text{ ise} \\ F_s \cdot \text{sign}(F(t)) & x_2 = 0 \text{ ve } |F(t)| \geq F_s \text{ ise} \end{cases} \quad (2.56)$$

3. DENEY DÜZENEGİ

3.1 Genel Tanıtım

Bu çalışmada; İTÜ Makina Fakültesi Otomatik Kontrol Laboratuvarı'nda bulunan elektropnömatik deney setinin SMC firmasının CY1HT32 kodlu çubuksuz ve arabasına manyetik bağlı silindiri yerine, daha düşük sürtünme kuvvetlerine karşı çalışmak ve daha optimum çözümler elde etmek amacıyla SMC firmasının CDA2YL40-500 kodlu düşük sürtünmeli ve tek çubuklu silindiri seçilmiş ve gerekli ara parçalar dizayn edilerek, eski silindirin arabasının yeni sistemde kullanılması sağlanmıştır. Eski sistemde çalışmayan bazı parçalar yerine teknolojisi daha gelişmiş elemanlar sisteme entegre edilmiştir.

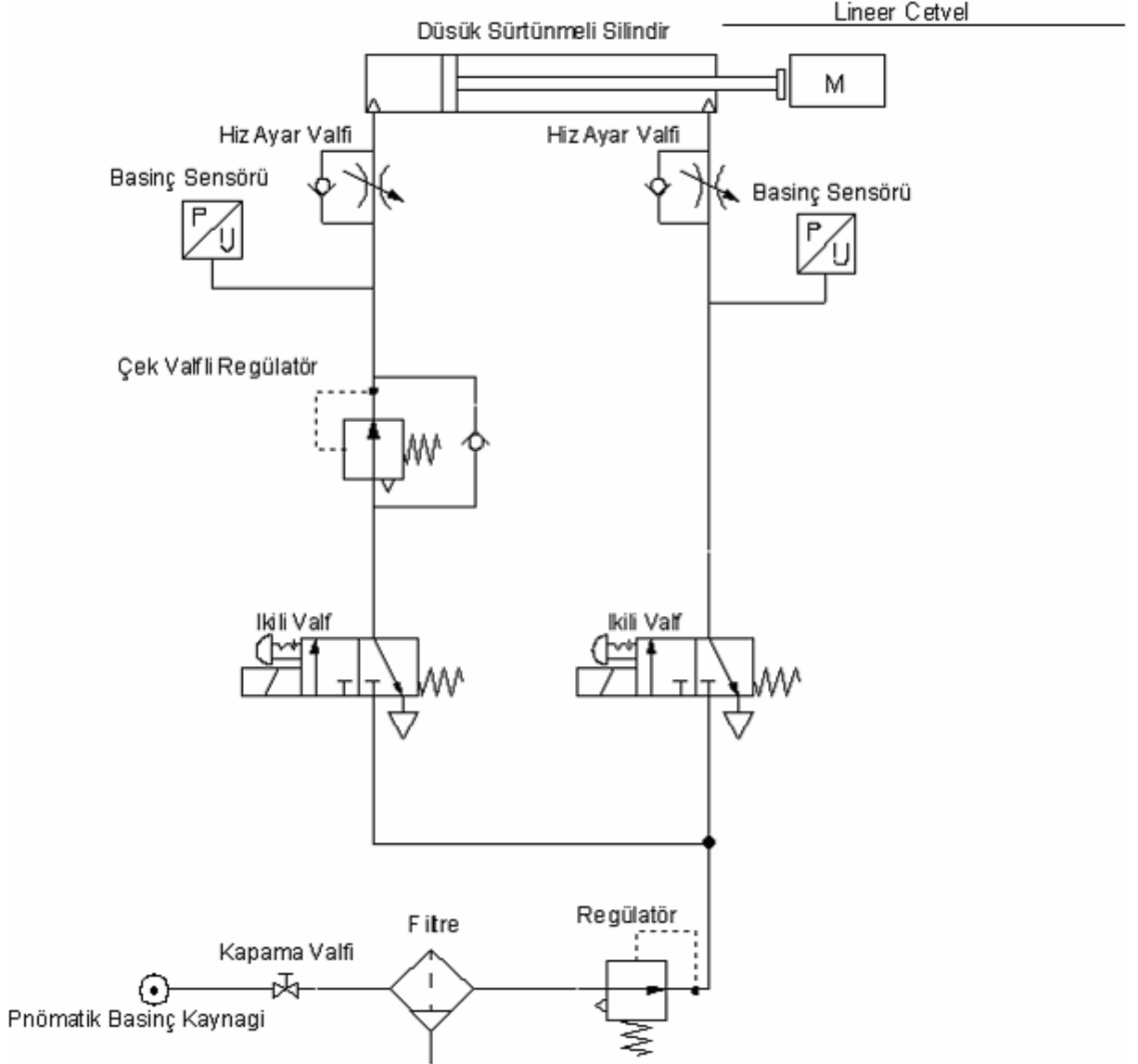
Silindiri sürmek için iki farklı valf tipi kullanılmıştır. Bunlardan ilki ikili kontrol valfleri olan SMC-VQZ-312 kodlu valflerdir. Diğer valfler ise elektropnömatik basınç tipi SMC-VEP-3121-1-02 kodlu valflerdir.

Sistemde konum ölçümü SONY Magnescale firmasının SJ300-050 kodlu 500 mm sayısal ölçme cetveli ile yapılmaktadır. Basınç ölçümleri iki adet SMC-PSE510 kodlu basınç ölçerleri ile yapılmaktadır.

Sistem AMD Athlon XP 1.6 GHz hızındaki bilgisayara takılmış olan National Instruments NI-PCI-6221 endüstriyel kartı ile kontrol edilmektedir. Bu karta 16 analog ve 24 sayısal giriş yapılabilen, ayrıca 2 analog çıkış alınabilmektedir. Kartın üzerinde ayrıca 2 adet de sayıcı bulunmaktadır.

Deney düzeneği gerçek zamanda LabVIEW programı ile sürülmektedir. LabVIEW'den elde edilen veriler daha sonra MATLAB programında işlenmiştir.

Deney düzeneğini oluşturan elemanlar ilerleyen alt bölümlerde anlatılacaktır. Şekil 3.1’de silindire ikili valflerin bağlı olduğu durumdaki devrenin pnömatik diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Sistemin Pnömatik Devresi

3.2 Silindir

Eski silindirin çok yüksek sürtünmeli bir yapıya sahip olması ve minimum çalışma basıncının 2 bar olması dolayısıyla, eski deneysel çalışmada [1] tekrarlanabilirlik sorunu oluşmuştur. Yeni çalışmada bu sorunu ortadan kaldırmak için SMC firmasının CDA2YL40-500 kodlu, düşük sürtünmeli, tek milli, 500 mm stroklu silindiri seçilmiştir.

Bu silindirin 0,2 barlık minimum çalışma basıncı sayesinde çok hassas konum kontrolü yapılması amaçlanmıştır. Seçilen silindirin özellikleri aşağıda verilmiştir [25]:

Çalışma Biçimi	: Çift Etkili
Strok	: 500 mm
P_{max}	: 7 bar
P_{min}	: 0.2 bar
Pistonun çalışma hızı	: 5 – 500 mm/s arasında
Ortam sıcaklığı	: -10^0 ile 60^0 C arasında
Yağlama	: Gerekli değil
Çubuk çapı	: 16mm

Silindirin minimum çalışma basıncı 0.2 bardır. Sistemdeki eski silindirin minimum çalışma basıncının 2 bar olduğu göz önüne alındığında [26], yeni sistemde çok daha düşük sürtünme kuvvetleri ile karşılaşılarak, daha optimum kontrol çözümleri elde etmek mümkün olacaktır.

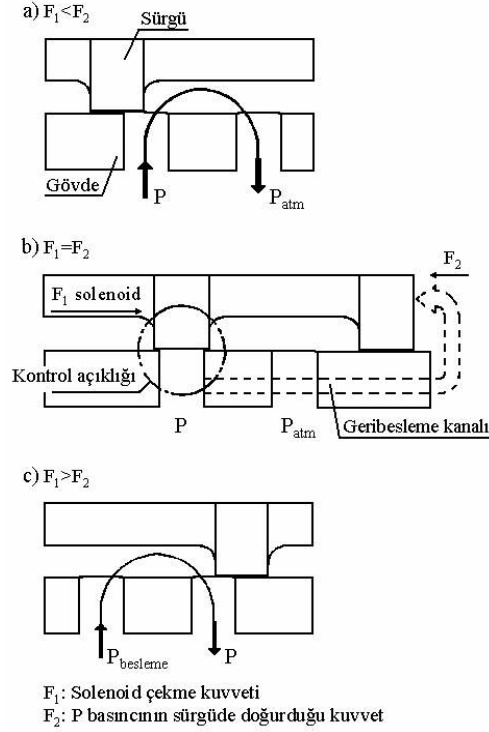
3.3 Oransal Basınç Kontrol Valfleri

Sistemde oransal valf olarak SMC firmasının 2 adet 3 yollu elektropnömatik basınç tipi SMC-VEP-3121-1-02 kodlu valfleri kullanılmaktadır. Bu valfler, kendilerine yollanan akım sinyaline göre, orantılı bir şekilde bu akım sinyaline karşı gelen basıncı oluşturmak amacıyla kullanılırlar.

Basınç tipi oransal valflere gönderilen akım sinyali ile valf açıklığı değil, referans basınç değeri kontrol edilmektedir. Şekil 3.2’de gösterildiği gibi, valfin kendi iç yapısından dolayı, basınç geri beslemesi yapmakta ve bu şekilde orantılı biçimde açma veya kapama işlemlerini gerçekleştirmektedir. Valflerin özellikleri aşağıda verilmiştir [29]:

P_{max}	: 9.9 kgf/cm ²
Cevap süresi	: 0.03 sn
Histerezis	: %3 F.S
Tekrarlanabilirlik	: %3 F.S
Hassasiyet	: %0.5 F.S

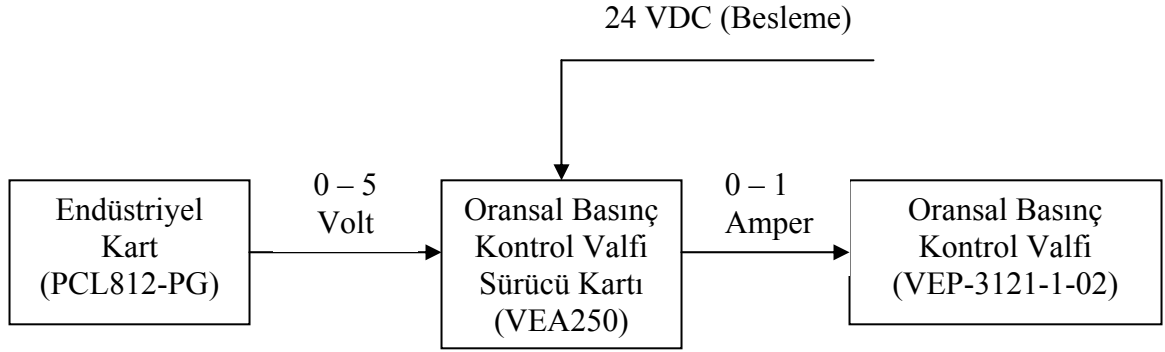
Lineerlik	: %3 F.S
Yağlama	: Gerekli değil
Ağırlık	: 900 gr
Kontrol edilebilir basınç aralığı	: 0.5 – 6.5 bar
Besleme gerilimi	: $24 \pm \%10$ VDC



Şekil 3. 2 Oransal basınç kontrol valflerinin çalışma prensibi

Valfleri sürmek için gerekli olan akım, SMC firmasından temin edilen 2 adet VEA250 kodlu amplifikatörleri ile sağlanmaktadır. Bu amplifikatörler[30] 24 VDC ile beslenmekte olup, endüstriyel karttan gelen 0 – 5 Volt arasındaki gerilimlerle orantılı biçimde 0 -1 Amper arasında çıkış göndermektedirler.

Valflerin çalışma biçimi Şekil 3.3’ de gösterilmektedir.



Şekil 3.3 Oransal basınç kontrol vafine sinyal akışı

3.4 İkili Kontrol Valfleri

Aç-kapa valf olarak da bilinen ikili kontrol valfleri, SMC firmasının 3/2 tek selenoidli yön kontrol valfleri olup SMC-VQZ-312 kodlu valflerdir. İkili kontrol algoritmalarının hepsinde bu valfler kullanılmışlardır[28].

P_{max}	: 7 Bar
P_{min}	: 1 Bar
c_v	: 0,8
Ağırlık	: 92 gr
Maksimum İşlem frekansı	: 20 Hz
Besleme Gerilimi	: $24 \pm 10\%$ V (DC)
Efektif kesit	: $14,4 \text{ mm}^2$
Cevap zamanı	: 22 ms
Yağlama	: Gerekli değil
Manuel sürücü	: Mevcut

3.5 Ölçme Sistemi

3.5.1 Konum Ölçümü

Konum ölçümü SONY Magnescale firmasının SJ300-050 kodlu 500 mm sayısal ölçme cetveli ile yapılmaktadır. Cetvel, kirli ortamlara, şoklara ve titreşimlere dayanıklıdır. Cetvelin özellikleri aşağıda verilmiştir [34]:

Ölçme uzunluğu	: 500 mm
Toplam uzunluk	: 658 mm
Çözünürlük	: 1 μ m
Hassasiyet	: $\pm 10 \mu\text{m/m}$
Çıkış Sinyali	: A/B kare dalgaları
Minimum çıkış faz farkı	: 200ns
Gerekli Güç Kaynağı	: $5V \pm 5\%$
Çalışma sıcaklığı	: $0 - 45^{\circ}$

SJ300-050 lineer cetvelinden aldığımız A ve B kare dalga çıkışları, NI PCI-6221 kartımızın sayıcı girişlerine bağlanarak LabVIEW programında elde edilen ölçümlerle sayılmaktadır.

3.5.2 Basınç Ölçümü

Basınç ölçümü SMC firmasının iki adet SMC-PSE510 kodlu basınç ölçerleri ile sağlanmaktadır. Basınç ölçerler 0-10 bar aralığında ölçüm yaparak 1-5 V arasında sürekli gerilim çıkışı vermektedirler [27].

Çalışma aralığı	: 0 – 10 bar
$P_{\max}$	: 10 bar
Çıkış	: Analog 1- 5 Volt
Besleme gerilimi	: 12 - 24 V DC
Çektiği akım	: 10 mA veya daha az
Çalışma sıcaklığı	: $0 - 50^{\circ} \text{C}$ arası
Tekrarlanabilirlik	: $\pm \%3$ veya daha az

3.6 Sistemin Bilgisayarla Bağlantısı ve Arayüzler

3.6.1 Bilgisayar

Deney setinde kullanılan bilgisayarın özellikleri aşağıda verilmektedir:

İşlemci	: AMD Athlon XP 1.6 GHz
Ana Bellek	: 256 MB 133 MHz
Anakart	: 122 MHz veriyolu hızı
Grafik kartı	: TNT2 32 MB
İşletim Sistemi	: Windows XP
Veri toplama programı	: LabVIEW 8.0

3.6.2 Endüstriyel Kart

Sistemden verileri alabilmek ve gerekli bilgileri sisteme iletebilmek amacı ile bilgisayar ile sistem arasındaki etkileşimi sağlaması için National Instruments firmasının PCI-6221 endüstriyel kartı kullanılmaktadır. Kartın özellikleri aşağıda verilmektedir [35]:

Analog Giriş	: 16 adet
Analog Giriş Çözünürlüğü (bit)	: 16 bit
Analog Çıkış	: 2 adet
Çıkış Çözünürlüğü (bit)	: 16 bit
Maksimum Çıkış Oranı	: 833 kS/s
Çıkış Aralığı	: ± 10 V
Dijital I/O	: 24
Sayıcı	: 2 adet

3.6.3 Kullanılan Programlar (LabVIEW + MATLAB)

Program algoritmasını yazdığımız ve sistem ile gerçek zamanlı kontrol sağlamak için LabVIEW programı kullanılmıştır. Endüstriyel kart ile sorunsuz çalışabilme imkanı sağlayan LabVIEW için en son sürüm olan 8.0 kullanılmıştır.

MATLAB programı ile, LabVIEW programından alınan datalar işlenmiş ve grafiklendirme yapılmıştır.

4. KONTROL ALGORİTMALARI

Asimetrik silindirde konum kontrolünü gerçekleştirmek üzere, bu çalışma kapsamında 3/2 tek selenoidli aç-kapa valfleri ile; hız geri beslemeli ikili kontrol, kayan rejimli kontrol ve darbe genişlik modülasyon kontrol algoritmaları uygulanmıştır. Basınç geri beslemeli servo valfler kullanılarak bulanık mantık ile konum kontrolü yapılmıştır.

4.1 Hız Geri Beslemeli İkili Kontrol

Hız geri beslemeli ikili kontrolde ölü bölgesiz haldeki konum sinyali (4.1)'deki gibi ifade edilmiştir.

$$u = \text{sign} \left[(y_{ref} - y) - K_v \cdot \dot{y} \right] \quad (4.1)$$

aynı ifade sabit y_{ref} için benzer olarak,

$$u = \text{sign} \left[e + K_v \cdot \dot{e} \right] \quad (4.2)$$

e : Hata

$\dot{e}$: Hatanın türevi

K_v : Hız geri besleme katsayısı,

olarak ifade edilmiştir.

(4.2)'ye göre sistemdeki valflerin anahtarlanması,

$$e + K_v \cdot \dot{e} > 0 \text{ ise, } u_1 = +1 \quad u_2 = -1 \quad (4.3)$$

$$e + K_v \cdot \dot{e} < 0 \text{ ise, } u_1 = -1 \quad u_2 = +1$$

sinyalleri ile istenen referans konumuna ulaşılmayı sağlar.

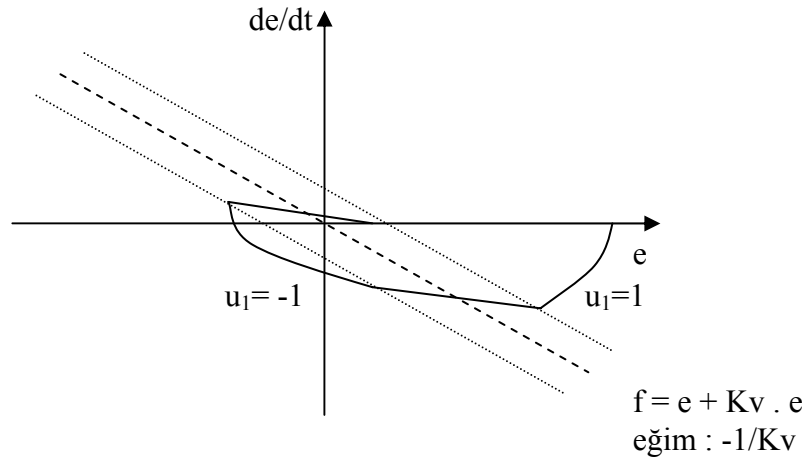
(4.3)'deki gibi bir kontrol algoritması ile sistem, referans nokta etrafında sürekli salınımına girmektedir. Bunu engellemek için ölü bölge kabulü yapılmıştır. Ölü bölge hız geri beslemeli ikili kontrol algoritması (4.4)'de tanımlanmıştır.

$$e + K_v \cdot e > \Delta \quad \text{ise, } u_1 = +1 \quad u_2 = -1 \quad (4.4)$$

$$e + K_v \cdot e < -\Delta \quad \text{ise, } u_1 = -1 \quad u_2 = +1$$

$$-\Delta < e + K_v \cdot e < \Delta \quad \text{ise, } u_1 = +1 \quad u_2 = +1$$

Şekil 4.1'de ölü bölge sistemin faz diyagramı görülmektedir. Sistem ilk başta ileri doğru giderken ilk valf basınç altında, diğer valfi ise atmosfere açıktır. Sistem ölü bölgeye girdiği zaman iki valf de basınca açık olmakta ve dolayısıyla sistem yavaşlamaktadır. Ölü bölge aşıldıktan sonra ikinci valf basınca açık diğer valfi ise atmosfere açık duruma gelmektedir.



Şekil 4.1 Hız geri beslemeli ikili kontrol Faz Diyagramı

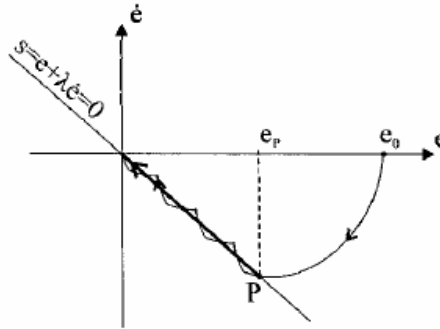
K_v 'nin küçük veya büyük seçilmesi sistemin performansını tamamen değiştirmektedir. K_v 'nin küçük seçilmesi durumunda sistem referans noktasını geçmekte ve istenen referansa oturana kadar çok sık salınımlara girmektedir. K_v 'nin büyük seçilmesi durumunda sistem çok sık anahtarlama maruz kalmakta ve istenen referansa oturana

kadar çok uzun zaman geçmektedir. K_V 'nin seçimi için, sistemin referansa oturana kadar maksimum 1-2 anahtarlama yapması ve aşma gerçekleştirmemesi temel alınmıştır.

Hız geri beslemeli ölü bölge ikili kontrol kuralında, ölü bölgenin genişliği K_V değerinin değerini değiştirmekte ve iki değer de sistemin hassasiyetini ve cevabını doğrudan etkilemektedir. Ölü bölgenin büyük seçilmesi durumunda sistem az salınıma girmekte ve kısa cevap süresi elde etmemizin yanında, ölü bölgenin genişliği yüzünden hassasiyetimiz azalmakta ve dolayısıyla tekrarlanabilirlik düşmektedir. Ölü bölgenin ufak seçilmesi durumunda sistem çok salınıma girmektedir. Pnömatikte en önemli konu tekrarlanabilirlik ve hassasiyet olduğundan, optimum ölü bölge tanımlanmalı ve ona uygun K_V değeri bulunmalıdır.

4.2 Kayan Rejimli Kontrol (Sliding Mode Control)

Kayan rejimli kontrol algoritması, temelde hız geri beslemeli ikili kontrolle aynıdır[20]. Şekil 4.2'de kayan rejimli kontrolde sistemin davranışının faz diyagramı verilmiştir.



Şekil 4.2 Kayan rejimli kontrolde faz düzlemi

Bu kontrolde, K_V katsayısı arttırılarak, sistemin s ile ifade edilen anahtarlama yüzeyinde hareket etmesi sağlanır. U kontrol sinyali bu anahtarlama doğrusuna göre aşağıdaki değerleri alır;

$$u = \begin{cases} +1 & s > 0 \\ 0 & s = 0 \\ -1 & s < 0 \end{cases} \quad (4.5)$$

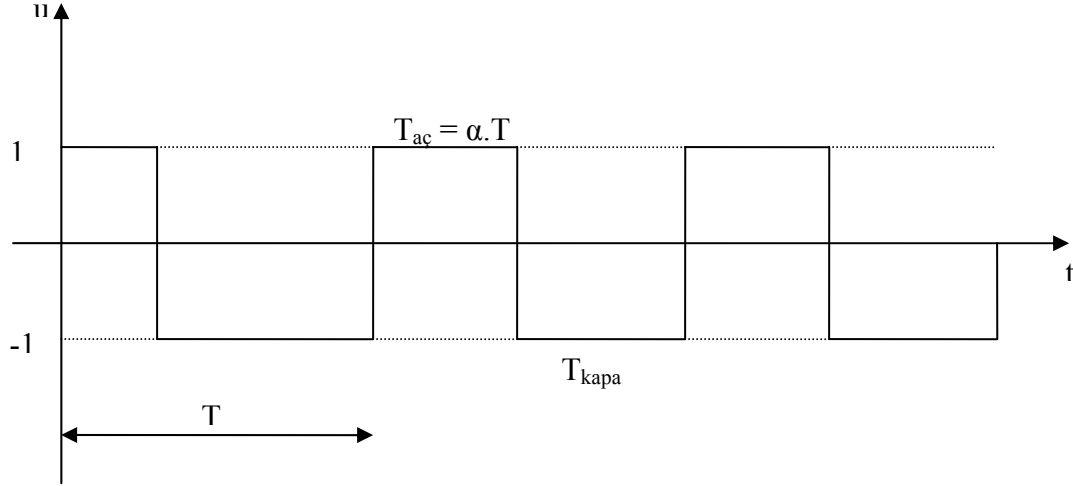
K_V değeri, hız geri beslemeli kontrole göre daha büyük olduğundan sistem daha sık anahtarlama maruz kalmaktadır fakat; bu şekilde sistemin tekrarlanabilirliğini ve hassasiyetini arttırmak mümkün olmaktadır. K_V değerinin çok yüksek seçilmesi durumunda sistem çok sık anahtarlama girmekte ve referans noktasına ulaşması çok uzun sürmektedir. K_V değerinin çok düşük seçilmesi durumunda ise, sistem on-off kontrol karakteristiği göstererek çok sık salınımlara girmekte ve istenen hassasiyeti yakalayamamaktadır. O yüzden K_V , sistemin aşma yapmaması ve minimum sayıda anahtarlama yapılacak şekilde referans yörüngesine oturması için gerekli optimum değerde seçilmelidir.

4.3 Darbe Genişlik Modülasyonu (DGM)

Darbe genişlik modülasyonu, endüstride motor elemanlarının voltaj değerini ayarlamak suretiyle kontrol edilmesini sağlayan algoritmadır. Yeterli anahtarlama frekansı oluştuğunda motor devreye girmekte veya devreden çıkmaktadır. Bu sayede motorlar ileri-geri kontrol de edilebilmektedir. DGM’de, saniyede kaç darbe üretileceği karar verilip, ona göre algoritma yazılmakta ve “işlem çevrim” değeri kontrol esnasında ayarlanarak sisteme gönderilmektedir.

DGM’nin pnömatik sistemlerde kullanımı ise, bilgisayardan bu çıkışları elde etmenin kolaylığı ve ayarlanabilen “işlem çevrimi” sayesinde çok iyi çözümler sunmasından kaynaklanmaktadır.

DGM’de, periyoda T dersek, açık kalma süresini de “işlem süresi ($\alpha \cdot T$)” olarak tanımlayabiliriz. Kontrol sırasında $\alpha \cdot T$ üzerinde ayarlamalar yapılarak istenen referans değerine ulaşmak amaçlanmaktadır. Şekil 4.3’de DGM çevriminin genel diyagramı görülmektedir.



Şekil 4.3 Darbe Genişlik Modülasyonu (DGM)

$T_{aç}$: Valfin basınca açık kalma süresi

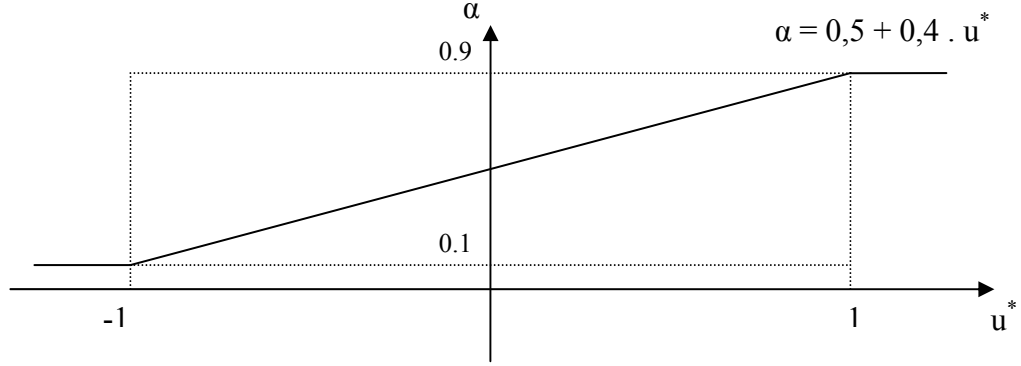
T_{kapa} : Valfin basınca kapalı kalma süresi

DGM kontrolü ile aç-kapa valflerin eş zamanlı ama ters olarak çalışması sağlanmaktadır. Valflerden biri atmosfere açık iken, diğeri besleme basıncına açık durumda olmaktadır. Bunu (4.6)'deki gibi açıklayabiliriz.

$$T_{aç} < \alpha \cdot T \quad \text{için} \quad u_1 = +1 ; u_2 = -1 \quad (4.6)$$

$$T_{aç} > \alpha \cdot T \quad \text{için} \quad u_1 = -1 ; u_2 = +1$$

Valflerin açma-kapama süresini belirlemek için α katsayısı tanımlanmalıdır. Valfler, tüm periyod boyunca atmosfere veya besleme basıncına açık olduklarında sistemdeki doğrusal olmayan(nonlinear) faktörlerin arttığı gözlemlenmiştir. Bunun üzerine, periyodun tamamında açık kalması gereken valfin 0.9 periyod boyunca açık kalması ve diğervalfin de 0.1 periyod boyunca açık kalması üzerine çalışmalar yapıldığında, sistemdeki doğrusal olmayan(nonlinear) etkilerin azaldığı bulunmuştur[6]. Bu açma kapama süresi Şekil 4.4'de gösterilmektedir.



Şekil 4.4 α 'nin değişim grafiği

Şekil 4.4'den de görüldüğü gibi, valflerin açık kalma süreleri minimum 0.1, maksimum 0.9 periyod olmaktadır. Grafikteki eğim 0,4'tür.

$$u^* = u/u_{\max}, \quad u_{\max} = +1 \text{ olarak tanımlanırsa,} \quad (4.7)$$

$$u^* = -1 \quad \text{için} \quad \alpha = 0,1 \quad (4.8)$$

$$u^* = 0 \quad \text{için} \quad \alpha = 0,5$$

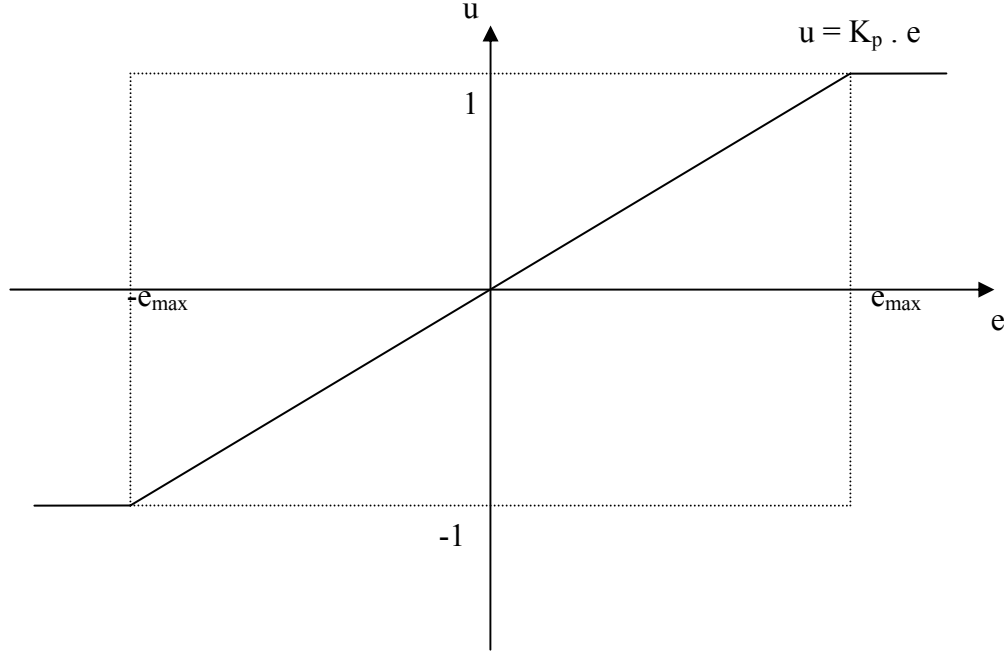
$$u^* = +1 \quad \text{için} \quad \alpha = 0,9$$

α ve u karakteristiği formüle edersek;

$$\alpha = 0,5 + 0,4 \cdot u^*, \quad 0 < \alpha < 1 \quad (4.9)$$

Buradaki α 'nın değişimi valflerin açık kalma sürelerini değiştirmektedir. Eğer hata çok büyük ise $u^* = +1$ olacak ve sistemi ileri süren valf 0.9 periyod süresince besleme basıncına açık kalacak, geri kalan 0.1 periyod süresince ise kapalı olacaktır. Diğer valf ise ilk 0.9 periyod süresince kapalı, diğer 0.1 periyodluk süre boyunca açık kalacaktır. Periyodumuz 50 ms dir. Bu süre, valflerin maksimum işlem frekansı olan 20Hz'den dolayı seçilmiştir. Frekansı düşürdüğümüzde, sonuçlardaki hata daha yüksek olduğundan, frekansı yüksek değerlerde tutup, optimum çözümler elde etmeye çalışılmıştır.

İşlem çevrimi olan α , sistemin istenen konuma yaklaşmasıyla değerini değiştirmektedir. Bu değişim Şekil 4.5’de gösterilmektedir.



Şekil 4.5 u-e karakteristiği

Sistemin istenen referansa yaklaşmasıyla birlikte, valflerin işlem çevrim süreleri birbirlerine yaklaşmakta ve bir nevi sistem üzerinde fren etkisi yaratmakta ve sistemin istenen konuma oturması çok kolay bir şekilde ayarlanabilmektedir.

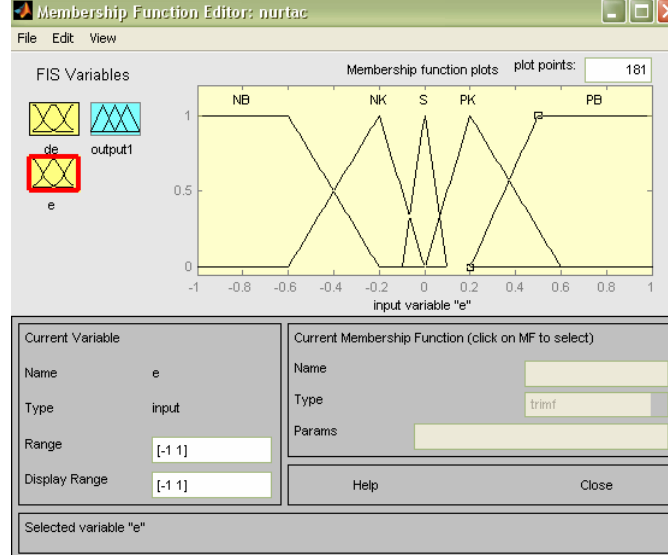
DGM sinyalinin etkin olabilmesi için frekansın yeterli derecede yüksek seçilmesi gerekmektedir. Ama bu durumda da valflerin istenen frekansa cevap verememesi sorunu ile karşı karşıya kalınmaması için uygun frekans olan 20Hz sisteme uygulanmıştır.

4.4 Bulanık Mantık Kontrolü (Fuzzy Logic)

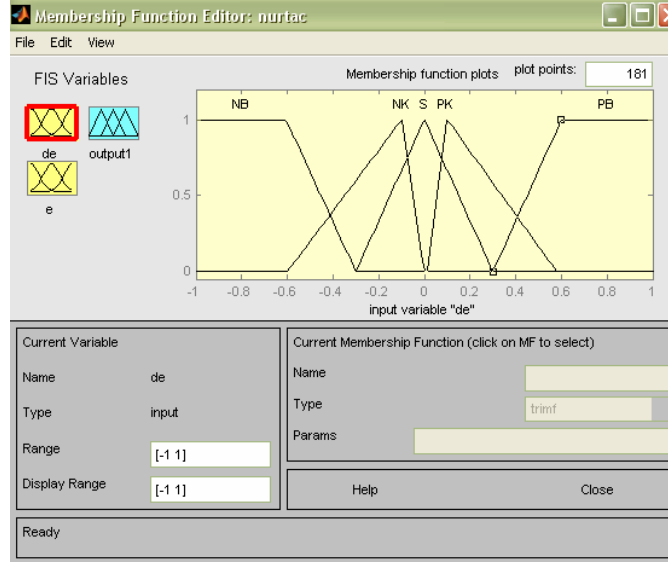
Pnömatik sistemler nonlinear özellik içerdiklerinden dolayı, kontrolörlerinin de nonlinear özellik içeren bir kontrol algoritması olmalıdır. Bulanık mantık kontrol algoritması, bu durumda pnömatik deney sistemine uygulanması açısından oldukça uygundur.

Bulanık mantık algoritmasında iki adet üyelik fonksiyonu kullanılmıştır. Bunlardan ilki hata (Şekil 4.6), diğeri ise hatanın türevidir (Şekil 4.7). Hata(e) ve hatanın

türevine(de/dt) göre ayarlanan üçgensel üyelik fonksiyonları, 25 adet kural tabanından geçirilerek çıkış oluşturmaları sağlanmıştır[24]. Oluşan çıkış, basınç geri beslemeli servo valflerin silindir portlarına göndermeleri gereken basıncı belirlemektedir.



Şekil 4.6 Hata(e) üyelik fonksiyonu



Şekil 4.7 Hatanın türevinin(de/dt) üyelik fonksiyonu

Üyelik fonksiyonlarının sıfır(S) kısmının daraltılması ile daha hassas kontroller elde edilmiştir. Bu üyelik fonksiyonlarının aralıkları -1 ila +1 arasında değiştiğinden dolayı

sistemde elde edilen veriler, K_p ve K_v katsayıları ile çarpılarak bulanık mantık kontrolüne girmektedirler.

K_p ve K_v değerlerinin değiştirilmesi ve üyelik fonksiyonlarının grafiklerinin daraltılıp genişletilmesi kontrol sonucunu tamamen değiştirmektedir. Bu katsayılar, bulanık mantık ile kontrol etmek istediğimiz alanları belirlemektedir. Bu alan dışında kalan değerlerde, sistem ikili kontrol mantığı ile çalışmaktadır.

4.5 LabVIEW Programında Kontrol Mantığı

LabVIEW programı kullanıcı arayüzü ve makine arayüzü olmak üzere, iki tip pencereden oluşmaktadır[21]. Tüm matematiksel işlemler, bilgi okuma ve yazma bölümleri makine arayüzüne teker teker girilmelidir. Kullanıcı arayüzünde ise, gerçek zamanlı kontrol yapılmasını sağlayan ve katsayıların değerlerinin rahatça değiştirilebileceği ikonlar bulunmaktadır.

Sistemde, konum ölçümünü lineer cetvel ile yapılmaktadır. Lineer cetvelin çıkışından elde edilen A ve B fazları, NI-PCI-6221 kartının sayıcısına bağlanmıştır. Bu sayede LabVIEW programı arayüzü ile, lineer cetvel ölçümü için gerekli katsayılar bulunduğundan sonra, konum ölçümü sağlanmış olmaktadır.

Basınç sensörleri ise, NI-PCI-6221 kartının 2 analog girişine bağlanmıştır. Sensörlerin katalog bilgilerinden gerekli hesaplamalar yapılarak, bar cinsinden ölçümler sağlanmıştır.

4.5.1 Hız Geri Beslemeli ve Kayan Rejimli Kontrol Mantığı

Hız geri beslemeli ve kayan rejimli kontrol algoritmaları K_v değeri dışında aynıdır. Bu yüzden bu iki kontrol mantığı için de tek bir program yazılmıştır. Programın kullanıcı arayüzünden K_v değeri, istenen referans ve ölölölge sınırlamaları değiştirilmektedir. (4.4)'deki denklemler makina arayüzünde yazılmıştır.

4.5.2 DGM ile Kontrol Mantığı

DGM ile kontrol için, LabVIEW’de makina arayüzüne (4.6)’daki denklemler yazılmış ve DGM’in işlem çevriminin belirlenmesi için Şekil 4.4 ve Şekil 4.5 grafiklerine göre algoritmalar düzenlenmiştir.

DGM programı ayrı bir alt program olarak yapılmıştır. Programın kendi ayrı iç algoritması mevcuttur. Bu sayede programın başka LabVIEW programlarına taşınması ve uyarlanması kolay olmaktadır. DGM çıkışı NI-PCI-6221 kartının bir analog çıkışından yapılmaktadır. 0-5V arası sinyal verilerek tek valf sürülmektedir. Bir “not” kapısı ile bu işaret tersinmekte ve diğer valfin sürülmesi sağlanmaktadır. Bu sayede iki on-off valf DGM ile kontrol edilmektedir.

4.5.3 Bulanık Mantık ile Kontrol Mantığı

LabVIEW programında yer alan Mathscript sayesinde MATLAB programı altında yazılmış olan .fis uzantılı üyelik fonksiyon grafikleri[23] LABVIEW programına çağrılmaktadır.

K_p ve K_v değerlerinin ayarlanabilmesini sağlayan bir program yazılmış ve bu değerler ile çarpılan sonuçlar, arayüzü dosyasına girmiştir. Çıkış olarak elde edilen sonuç ise, basınç geri beslemeli valfleri süren amplifikatörlere giden voltajı belirlemiştir. Kontrol algoritması bu değerleri sağlayacak şekilde yazılmış ve çalıştırılmıştır.

5. DENEYSEL ÇALIŞMA VE SONUÇLAR

5.1 Giriş

Bu deneysel çalışmada, eski çalışmalarda [1-3] simetrik silindirlerle elde edilen deneysel ve simülasyon sonuçlarının, asimetrik silindirde ve gerçek zamanlı olarak kontrolünün başarılması ve tekrarlanabilirliğin artırılarak hassasiyetin 0,1 mm sınırında olması amaçlanmıştır.

Çalışmada, sistemin öncelikle 0mm konumundan 200 mm konumuna gitmesi amaçlanmış ve veriler elde edilmiştir fakat; sistem daha sonra tüm farklı konumlar için 1-4 bar arası her basınç aralığında denenmiş ve tam başarı sağlanmıştır.

Sistemde farklı basınçlar altında çalışırken AR20K-F02 regülatörü her seferinde uygun değere ayarlanmış ve bu şekilde sistem farklı basınçlarda istenen konuma oturduğunda, silindiri besleyen iki valfin de besleme basıncına açık olduğu durumlarda, eşit kuvvet altında kalan pistonun konumunun sabitlenmesi sağlanmıştır.

5.2 Hız Geri Beslemeli İkili Kontrol Deneyleri

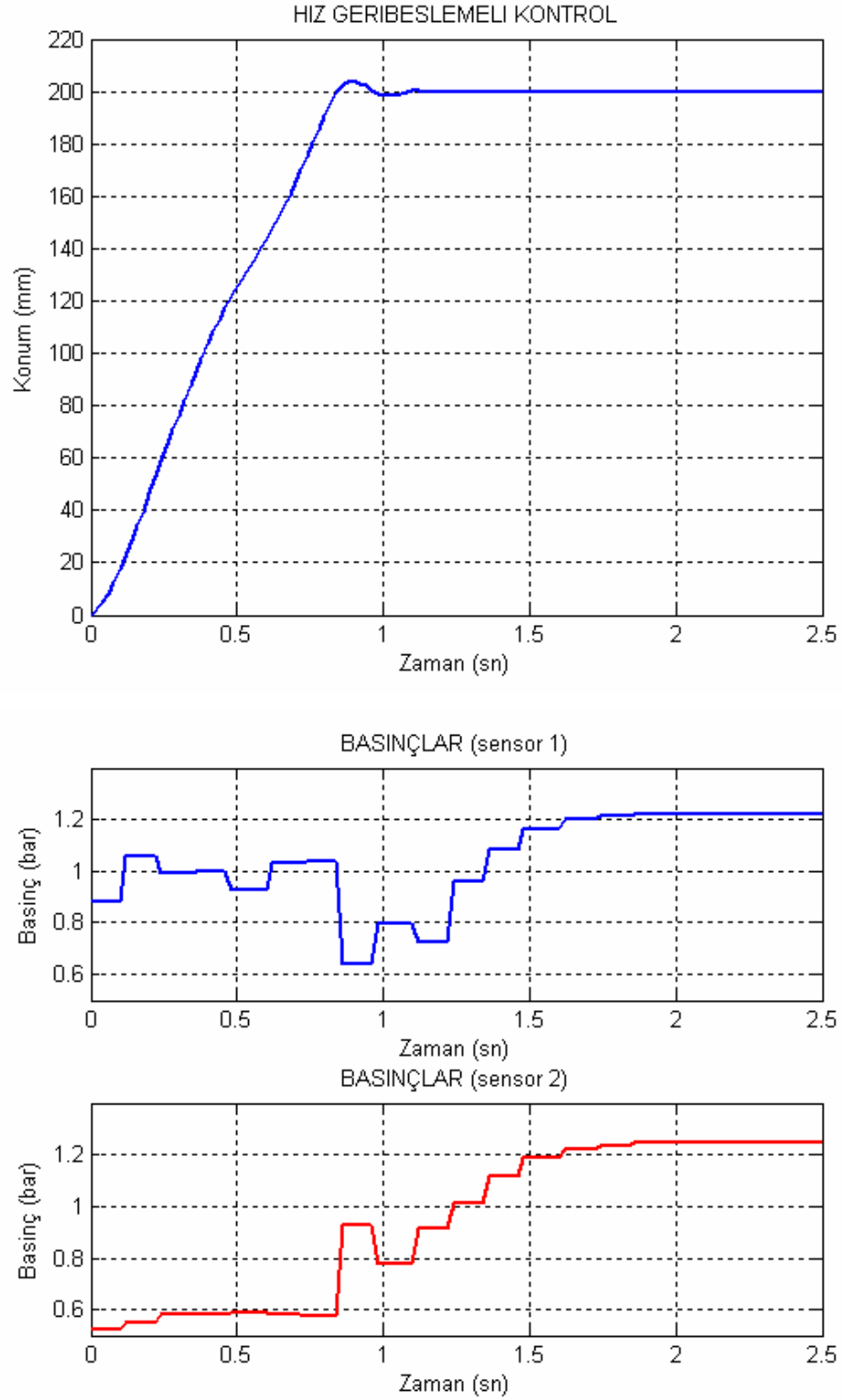
Hız geri beslemeli ikili kontrol için önemli olan K_V katsayısının ve uygun ölübölgenin belirlenmesidir. Ölübölgenin her değişiminde K_V katsayısının değeri değişmektedir.

Hız geri beslemeli kontrolde, sistemin 1-2 anahtarlama ile istenen referansa oturması amaçlanmıştır. Böylelikle, sistemin çok aşma yaptığı veya sürekli çevrime girdiği K_V değerleri elenmiş ve ölübölge aralığı 2 mm'ye kadar genişletilmiştir.

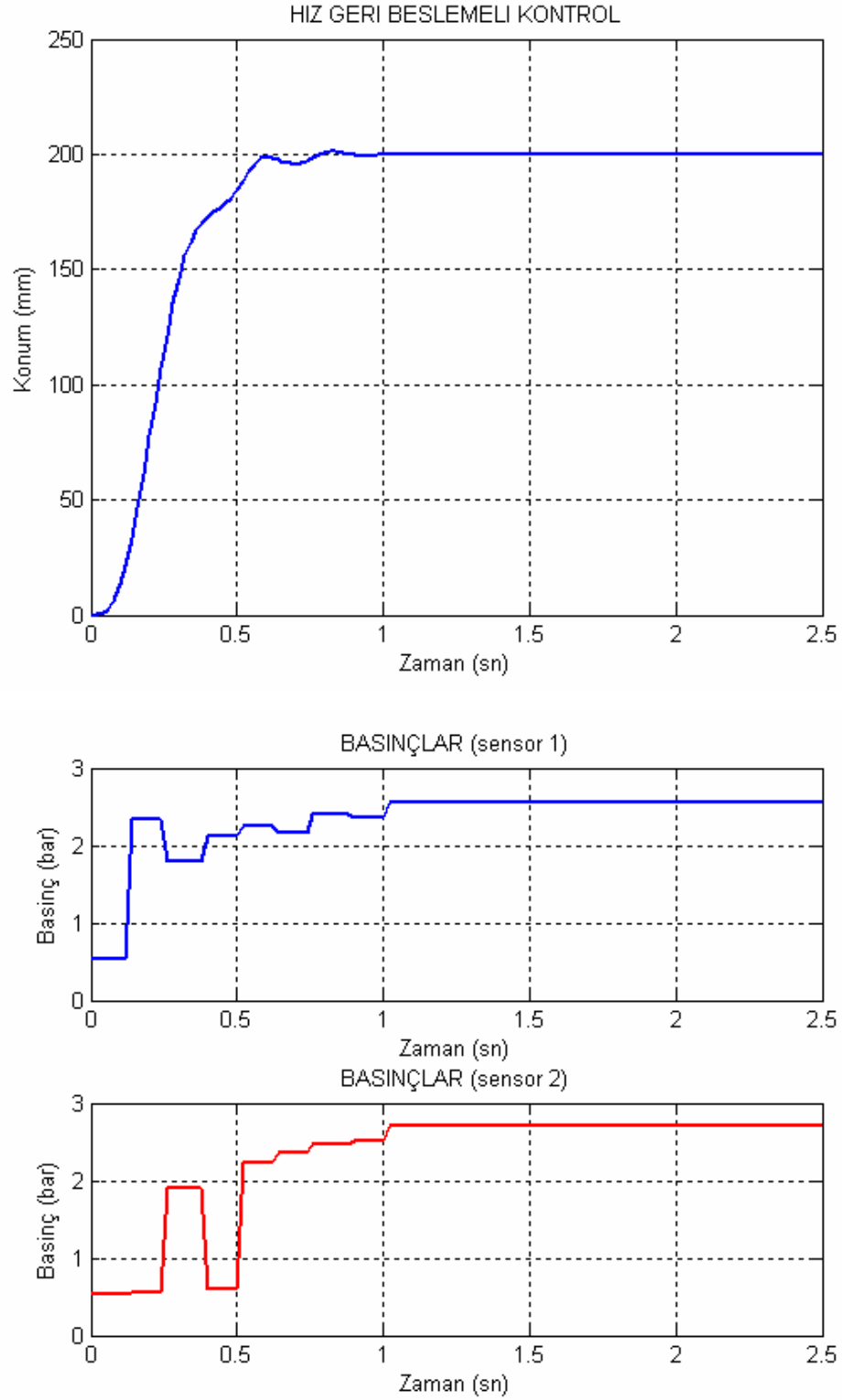
Kontrol parametreleri olan K_V değeri 0,01 ve $\Delta = \pm 2$ mm yapıldığında sistem yaklaşık olarak 0.96 sn de sistemin 0.01 mm hata ile referansa yaklaştığı görülmüştür.(Şekil 5.1) K_V değeri 0,012 yapıldığında ve $\Delta = \pm 2$ mm olarak sabit tutularak yapılan deneyde ise sistemin 0.02 mm hata ile yaklaşık olarak 1.2 saniyede referans değerine oturduğu gözlemlenmiştir.(Şekil 5.2)

Sistemin daha fazla anahtarlama girmesi K_v değerinin yüksekliğinden kaynaklanmaktadır. Δ değeri daha düşük seğildiğinde ise sistem salınıma girmekte ve istenen konumu yakalaması çok uzun sürmektedir. Bu yüzden en uygun değer olarak 2mm sisteme uygulanmıştır.

Tüm basınç sekillerinde geçen sensör 1, silindirin ileri gitmesi için besleme basıncına maruz kaldığı yerdeki basınç ölçümü, sensör 2 ise silindirin geri gitmesi için beslendiği yerin basınç ölçümüdür.



Şekil 5.1 Hız geri beslemeli ikili kontrol grafikleri
 ($y_{ref} = 200\text{mm}$, $K_v = 0,01$, $\Delta = \pm 2\text{mm}$, $y = 199,99\text{mm}$)

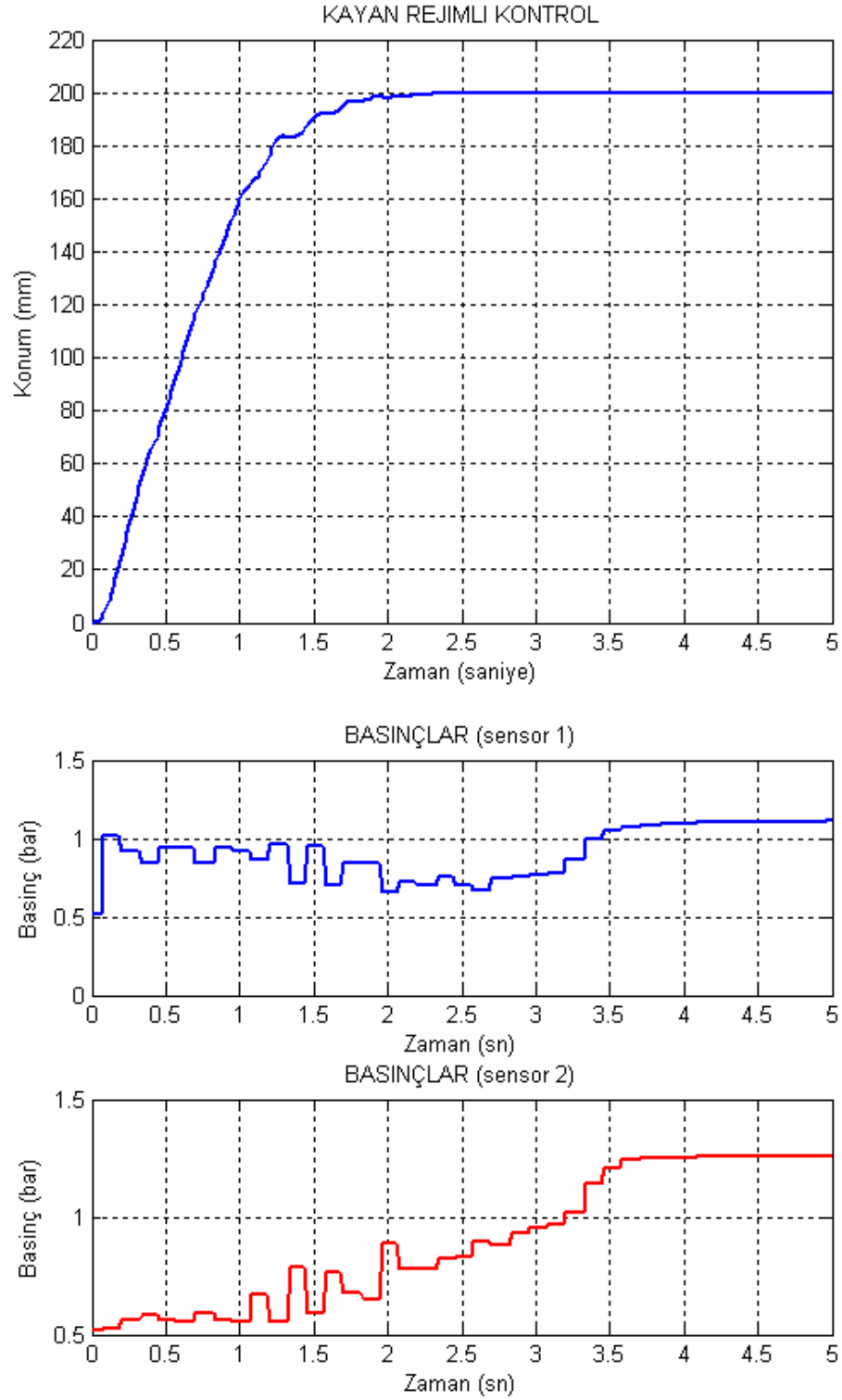


Şekil 5.2 Hız geri beslemeli ikili kontrol grafikleri
($y_{ref} = 200\text{mm}$, $K_v = 0,015$, $\Delta = \pm 2\text{mm}$, $y = 199,98\text{mm}$)

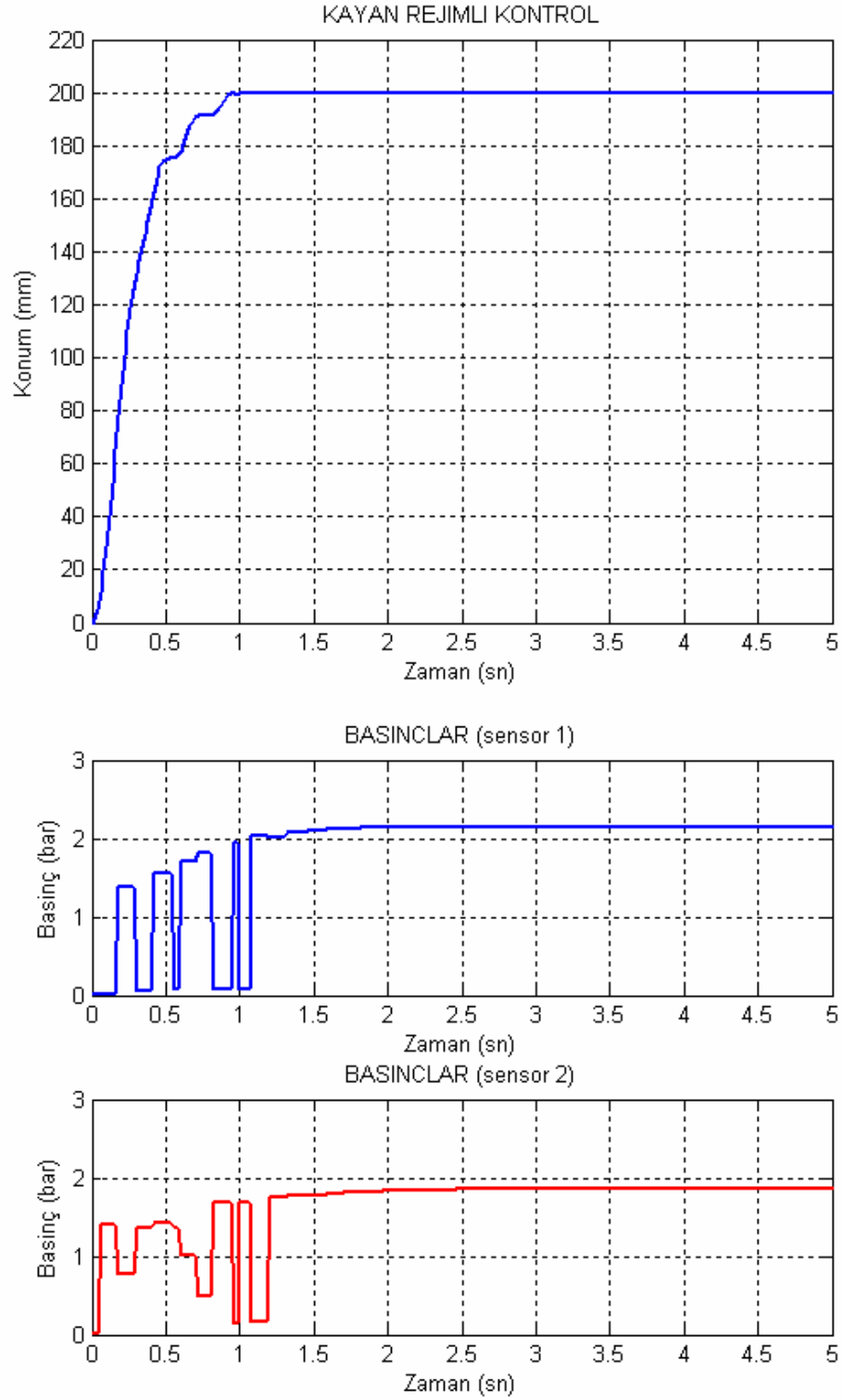
5.3 Kayan Rejimli Kontrol Deneyleri

Kayan rejimli kontrol deneylerinde çok hassas konum kontrolleri elde edilmiştir. K_v değerleri, hedeflenen ölü bölge değerleri ile değişmektedirler. Sistemin aşma yapmadan istenen referansa oturması istendiğinden $\Delta = \pm 0,3$ mm ve $K_v = 0,029$ seçilerek 1,25 bar civarındaki basınç altında yapılan deney sonucunda 0,03mm hata elde edilmiş ve sistemin yaklaşık 2.2sn de istenen referansa oturduğu gözlemlenmiştir.(Şekil 5.3) Daha sonra sisteme hız ayar valfleri takılması ile daha iyi sonuçlar elde edilmeye başlanması üzerine $\Delta = \pm 0,05$ mm hassasiyette $K_v = 0,02$ değeri ile yapılan deney sonucunda sistemin yaklaşık 0.9 sn de 0,01 mm hata ile istenen referansa oturduğu gözlemlenmiştir.(Şekil 5.4)

Sistemdeki hata oranını daha da düşürmemiz durumunda, silindirin istenen referans etrafında sürekli salınımlar yaptığı gözlemlenmiştir. Çok uzun salınımlar sonucunda istenen hata oranında konuma otursa da, uzun zaman grafikleri elde edildiğinden $\Delta = \pm 0,05$ mm konum hassasiyeti, endüstride kullanılan sistemlerden de daha hassas olduğundan yeterli görülmüştür.



Şekil 5.3 Kayan Rejimli Kontrol Grafikleri
($y_{ref} = 200\text{mm}$, $K_v = 0,029$, $\Delta = \pm 0,3\text{mm}$, $y = 199,97\text{mm}$)



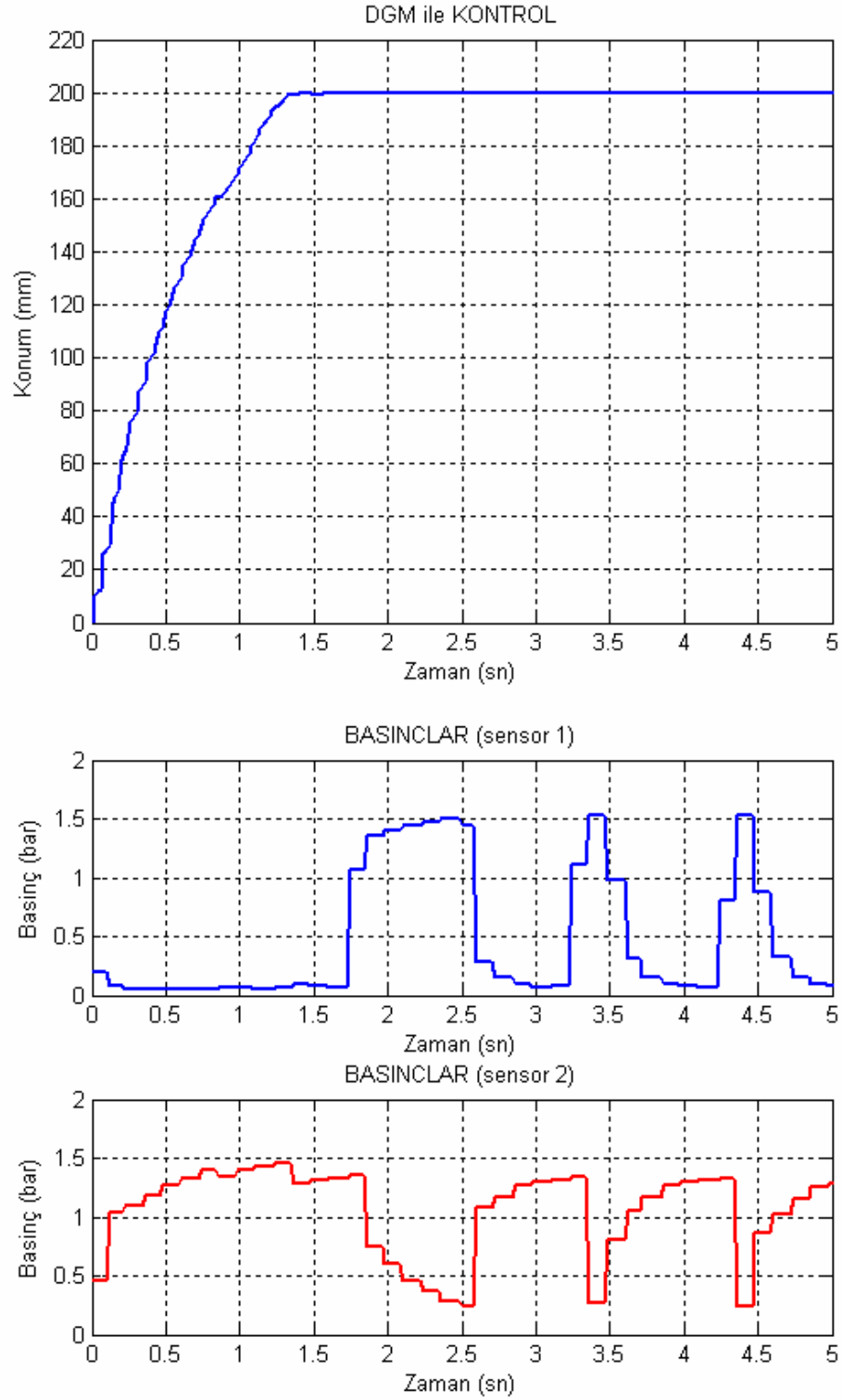
Şekil 5.4 Kayan Rejimli Kontrol Grafikleri
($y_{ref} = 200\text{mm}$, $K_v = 0,02$, $\Delta = \pm 0,05\text{mm}$, $y = 200,01\text{mm}$)

5.4 DGM ile Konum Kontrolü Deneyleri

DGM ile kontrolde sistem, istenen referansa oturana kadar 2 valf de tamamen atmosfere veya besleme basıncına maruz kalmadığından sistem her zaman bir frenleme etkisi altında istenen referansa gitmektedir. Bu frenleme, DGM'nin işlem çevriminin değişmesi ile gerçekleşmektedir. İkili valfler eş zamanlı ve ters olarak çalıştıklarından periyodun belli süresinde ilk valf, diğer süresinde ise ikinci valf besleme basıncına açık durumdadır.

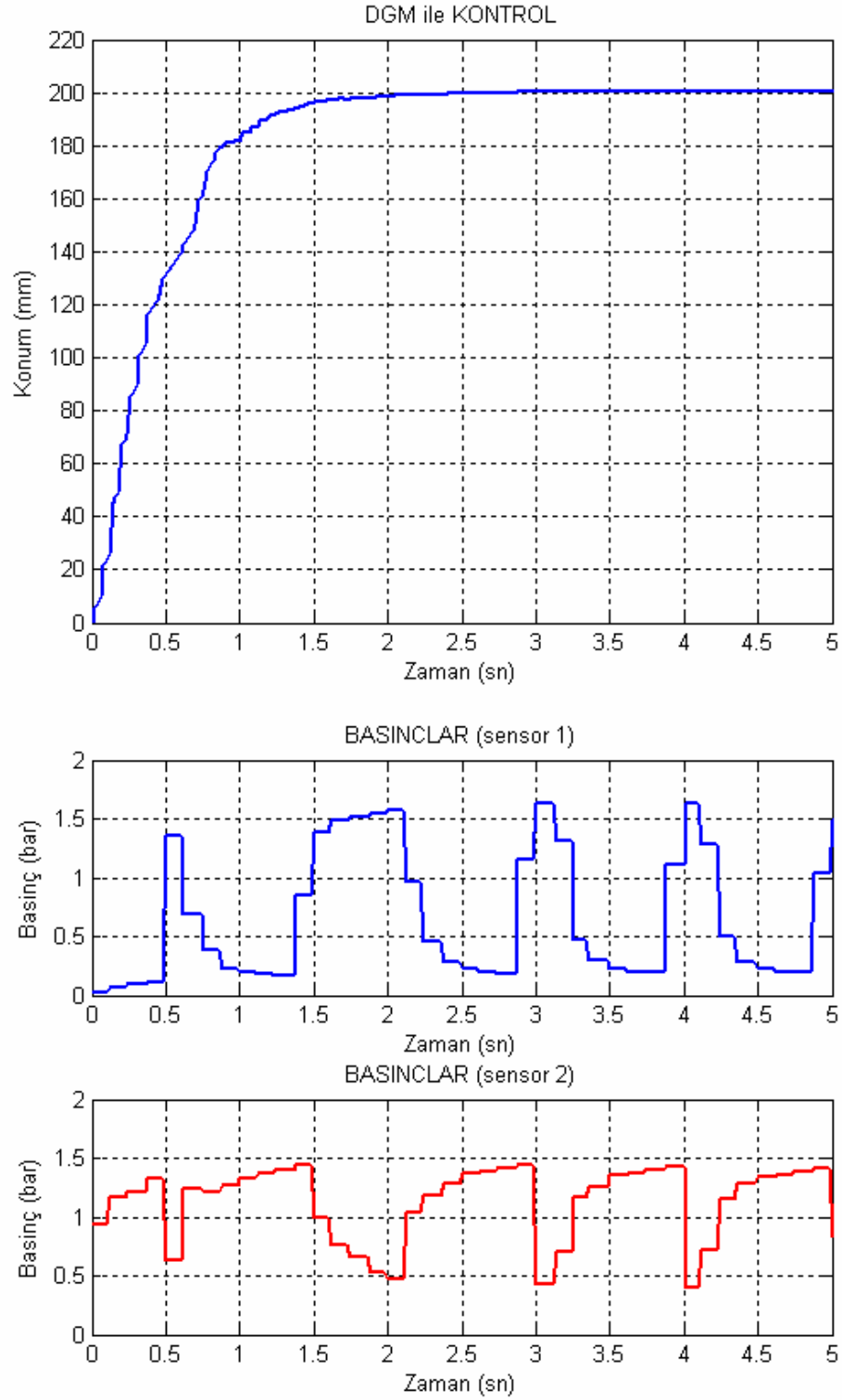
K_p katsayısının seçimi, sistemin istenen referansa her yaklaşımında işlem çevrimini ufaltacak bir katsayı olarak belirlenmiştir. K_p katsayısı daha büyük seçildiğinde, işlem çevriminin ufalmaya başlaması gecikmekte ve istenen referansa oturması daha güçleşmektedir. K_p katsayısı daha düşük seçildiğinde ise, sistem ilk başlangıcında bile $0,9 \cdot T$ sürecinde açık kalamamaktadır. Bu yüzden bu katsayı uygun değerler aralığında belirlenmiştir.

Şekil 5.5'de $K_p = 0,05$ alındığında sistemin, istenen referansa yaklaşık 1,3 sn de oturduğu ve ortalama olarak 0,5 mm hassasiyetle referans etrafında olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 5.6'da K_p katsayısı düşürülerek 0,045 mertebesine indirilmiş ve sistemin yaklaşık olarak 2,1 sn de oturduğu ve 0,1 mm hata ile referansa yakınsadığı gözlemlenmiştir.



Şekil 5.5 DGM ile Kontrol Grafikleri

($y_{ref} = 200\text{mm}$, $K_p = 0,05$, $y = 199,5\text{mm}$, $f = 20\text{ Hz}$)



Şekil 5.6 DGM ile Kontrol Grafikleri

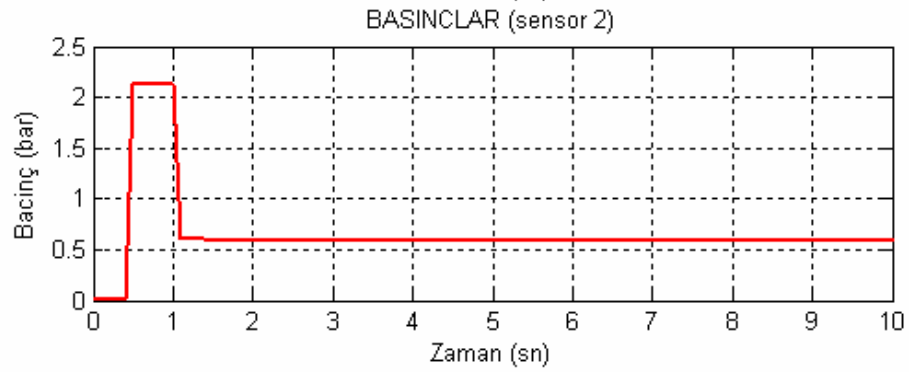
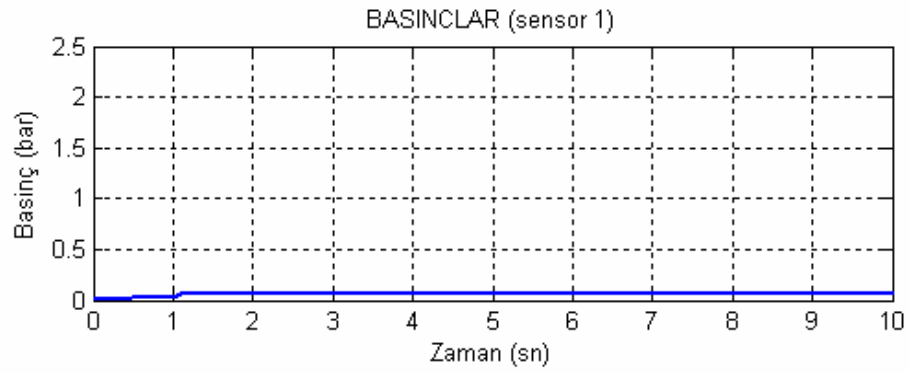
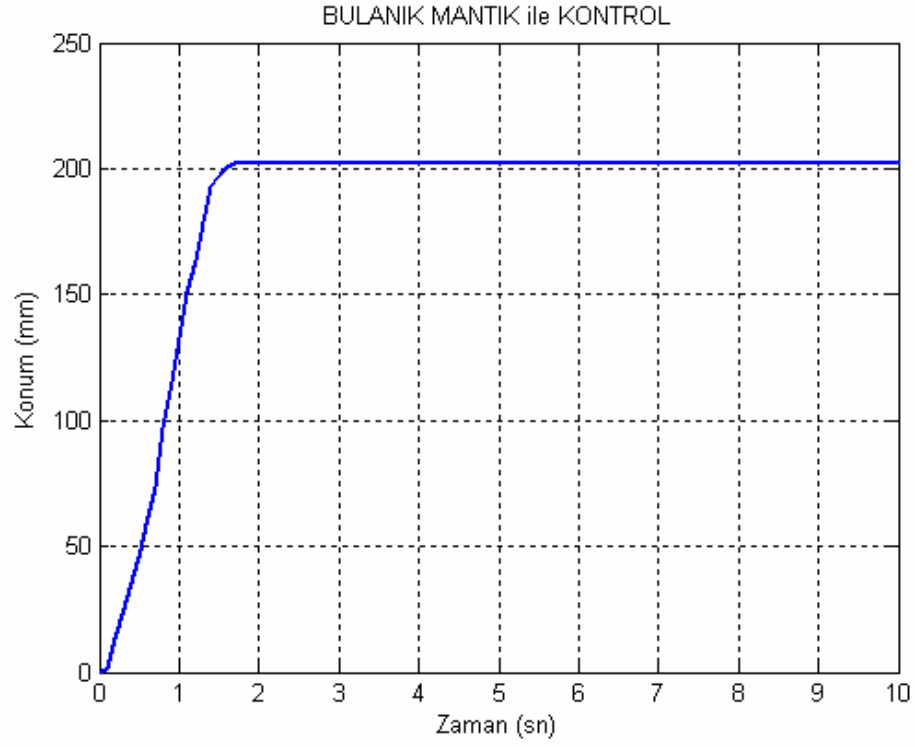
($y_{ref} = 200\text{mm}$, $K_p = 0,045$, $y = 200,1\text{mm}$, $f = 20\text{Hz}$)

5.5 Bulanık Mantık ile Konum Kontrolü Deneyleri

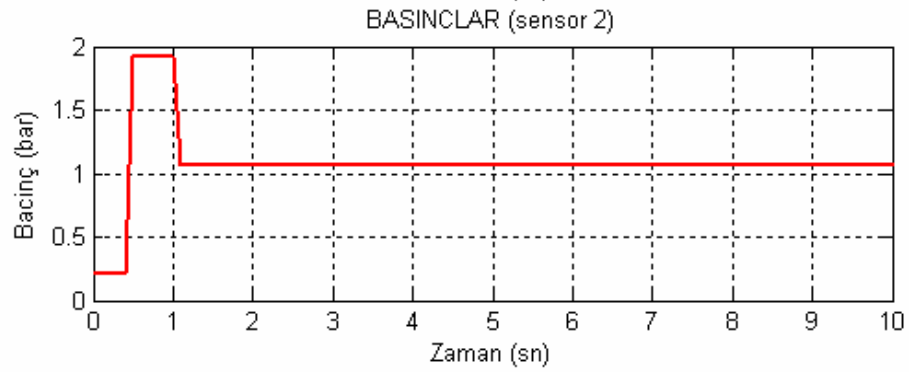
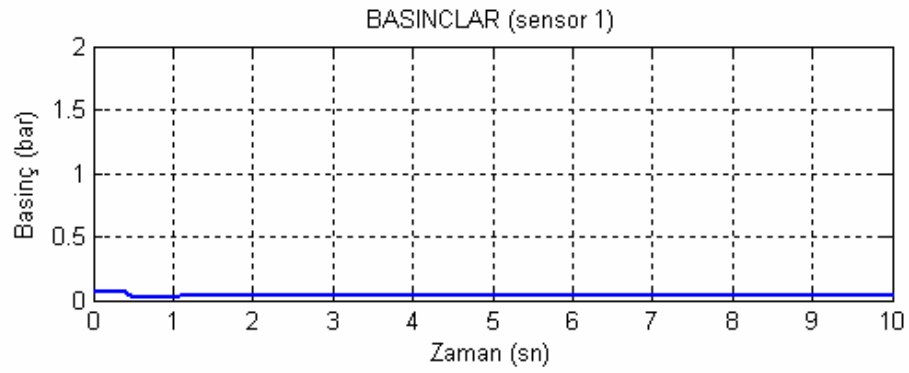
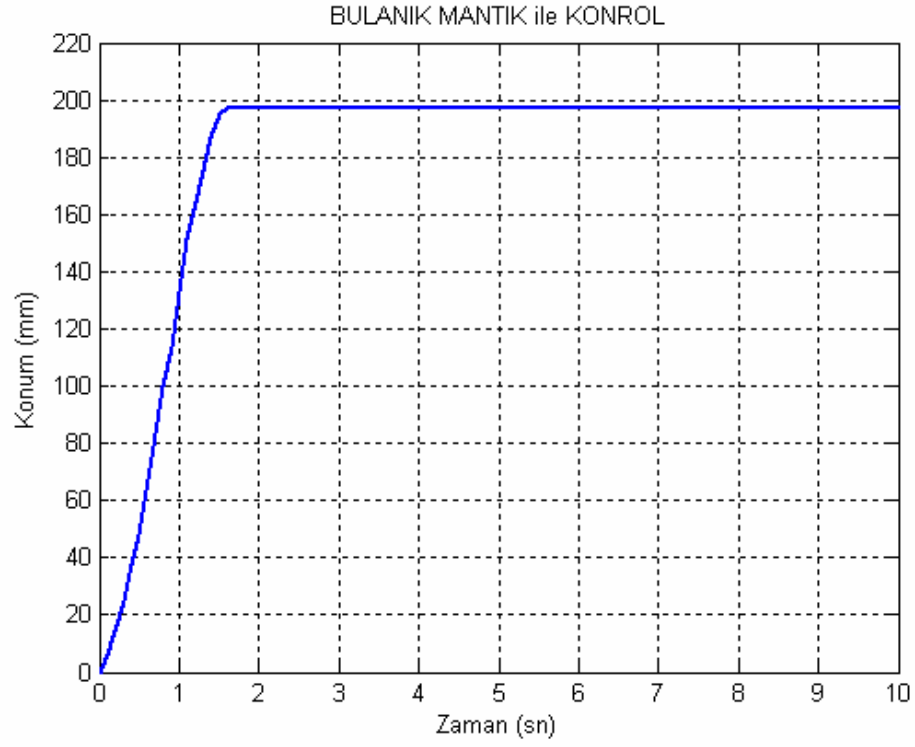
Bulanık mantık deneyleri, sistemdeki basınç geri beslemeli servo valfler ile gerçekleştirilmiştir. Bulanık mantık için gerekli algoritma .fis uzantılı şekilde MATLAB’de oluşturulmuş ve LABVIEW programı ile, .fis dosyası okutularak kontrol sağlanmıştır.

K_p ve K_v katsayıları, sistemin ulaştığı hız aralığı ve kontrol edilmek istenen konum aralığına göre belirlenmiştir. Bunun için eski veriler incelenmiş ve uygun katsayılar seçildikten sonra, üyelik fonksiyonlarının grafikleri uygun şekilde değiştirilmiş ve en iyi sonucu elde edene kadar bu işleme devam edilmiştir.

Şekil 5.7 de $K_p = 0,035$ ve $K_v = 0,125$ alınarak 1,7 saniyede 201,967 mm konumuna ulaşılırken, Şekil 5.8 de $K_p = 0,025$ ve $K_v = 0,125$ alınarak 1,6 saniyede 197,407 mm konumuna ulaşılmıştır.



Şekil 5.7 Bulanık Mantık ile Kontrol Grafikleri
($y_{ref} = 200\text{mm}$, $K_p = 0,035$, $K_v = 0,125$, $y = 201,967\text{mm}$)



Şekil 5.8 Bulanık Mantık ile Kontrol Grafikleri
 $(y_{ref} = 200\text{mm}$, $K_p = 0,025$, $K_v = 0,125$, $y = 197,407\text{mm}$)

6. SONUÇLAR

Bu çalışmada, İ.T.Ü. Makina Fakültesi Sistem Dinamiği ve Kontrol Laboratuvarı'nda ki eski elektro-pnömatik sistem geliştirilerek, tamamiyle sınav ürünlerden oluşan bir deney sistemi kurulup, hız geri beslemeli kontrol, kayan rejimli kontrol, DGM kontrolü ve bulanık mantık kontrolü yapılmıştır.

Gerçek zamanlı kontrol uygulanan sistemde LabVIEW programı kullanılmış ve daha sonra elde edilen veriler MATLAB programında grafiklere dönüştürülmüştür[22]. Kontrol algoritmalarından elde edilen veriler daha sonra karşılaştırılmalı olarak irdelenmiştir.

6.1 Deney Sonuçlarının İrdelenmesi

6.1.1 Hız Geri Beslemeli İkili Kontrol

Hız geri beslemeli kontrolde, sistemin aşma yapmadan 1-2 anahtarlama istenen referansa oturması istenmektedir. Bu kontrol algoritmasında ayarlama yapılması gereken tek değer K_v değeridir. K_v değeri yüksek seçildiğinde sistem çok sık anahtarlama yapmaktadır. Bu değer çok düşük seçildiğinde ise sistem aşma yapmakta ve salınım girdikten sonra istenen referansa oturmaktadır. Bu yüzden K_v değeri bu iki uç değer arasında seçilmiştir.

Sistemin aşma yapmadan oturması istendiğinden sisteme ölü bölge eklenmiş ve bu ölü bölgenin aralığı Δ olarak gösterilmiştir. Bu Δ aralığı, ± 2 mm olduğu zaman hız geri beslemeli kontrol algoritmasında başarı sağlanmıştır. Δ aralığını daha ufaltmak, daha hassas ve katı kontrol elde etmek için kayan rejimli kontrol algoritmasına geçilmiştir.

6.1.2 Kayan Rejimli Kontrol

Hız geri beslemeli kontrol algoritmasıyla benzer yapıda olan kayan rejimli kontrol algoritmasında tek fark, K_v değerinin yüksek seçilmesidir. Bu sayede sistem,

anahtarlama doğrusu boyunca anahtarlamalara maruz kalacak ve sistem güçlü frenlemelerle referansa oturacaktır.

Kayan rejimli kontrolde Δ aralığı ilk olarak hedeflenen $\pm 0,1$ mm olarak denenmiş ve sınai ürünlerden oluşan deney sistemi sayesinde bu değer aralığına tekrarlanabilir biçimde ulaşılmıştır. Elde edilen bu sonuçlardan sonra Δ aralığı $\pm 0,05$ mm olarak ayarlanmış ve her basınç seviyesi aralığında tekrarlanabilirliği çok yüksek sonuçlar elde edilmiştir.

K_v değerinin düşük seçilmesi durumunda $\pm 0,05$ mm olarak istenilen hassasiyete ulaşmak için sistem, referans etrafında çok sık anahtarlamalara girmekte ve ikili kontrol davranışı göstermektedir. Bu değer çok yüksek seçilmesi durumunda ise, sistem daha istenilen referansa ulaşmadan çok fazla anahtarlamaya girdiğinden referans noktasına ulaşması çok zaman almaktadır. Bu yüzden K_v değeri optimum sonuç elde edilecek biçimde seçilmiş ve ayarlanmıştır. Anahtarlama sayısı fazla olduğundan, kayan rejimli kontrolde elde edilen oturma zamanı, ikili kontrolde elde edilen zamana göre daha fazladır.

Δ aralığının farklı bir değere ayarlanması durumunda K_v değerinin değişmesi uygun değerin bulunması gerekmektedir.

Elde edilen sonuçlar sadece tek bir referans etrafında değil, silindir stroku içinde yer alan tüm noktalar için geçerli olduğundan, endüstride kullanılan çok hassas ve konum öğretilen servo silindirlerle yarışacak sonuçlar elde edilmiştir.

Deney sisteminde ulaşılan hassasiyet ve kullanılan malzemeler, endüstride kullanılan ve aynı işlevde çalıştırılan sistemlerle karşılaştırıldığında 1:10 civarında maliyet avantajı olmaktadır ve tamamiyle sınai ürünlerden oluşan sistemin, endüstride kullanılması için bir engel bulunmamaktadır.

6.1.3 Darbe Genişlik Modülasyonu ile Kontrol

DGM kontrolü ikili kontrol yapısında olmasına rağmen, ayarlanan valf açıklık süreleri ile sistem hep bir frenleme etkisinde olmakta ve istenen referasa yaklaştığında yavaşlayıp aşma yapmadan oturmaktadır. Sistemde valflerin hızlı açma ve kapama

işlemleri, daha önceden de öngörüldüğü gibi sistem tarafından yutulmuş ve salınım oluşmamıştır.

DGM kontrolünde, aç-kapa tek selenoidli valfler 20 Hz frekanslama ile kontrol edilmişlerdir. Önce 5 Hz frekanslarla deneylere başlanmış, sistemin salınıma girmesi üzerine, frekans önce 10 Hz'e sonra da valflerin maksimum anahtarlama sayısı olan 20 Hz'e çıkartılmıştır. Bu sayede hedeflenen $\pm 0,1$ mm hassasiyet aralığı elde edilebilmiştir.

6.1.4 Bulanık Mantık ile Kontrol

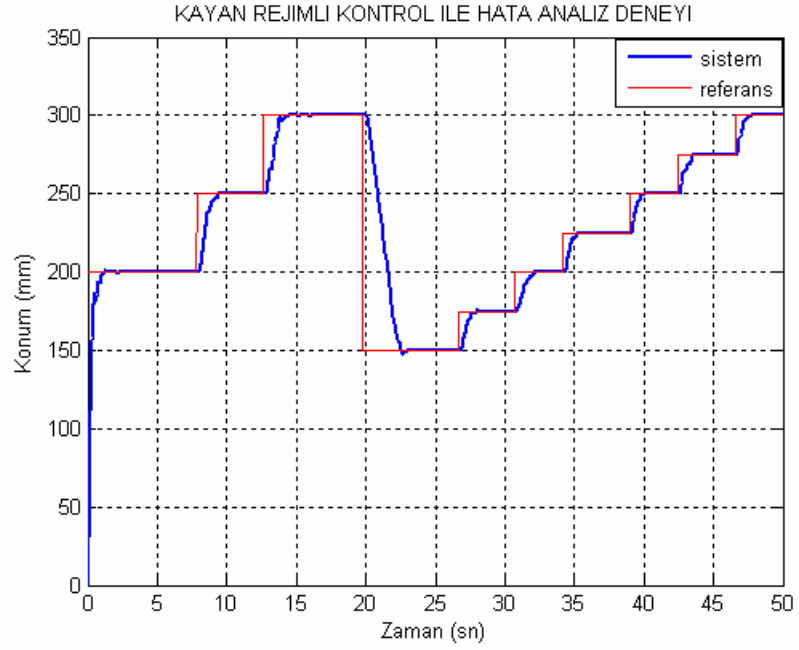
Bulanık Mantık algoritması, deney sisteminde bulunan basınç geri beslemeli servo valfler ile yapılmıştır. Yazılan algoritma, LabVIEW altında olduğundan ve bulanık kontrol algoritmasına bu program içinde yazılan ara komut ile MATLAB programından ulaşıldığından, sistemin ilk başta harekete geçmesi gecikmiş ve bu okuma yazma işlemleri, bilgisayarın hızına bağlı olarak yavaş olarak gerçekleşmiştir. Bu yüzden elde edilen sonuçlar hedeflenen aralıkta olmamasına rağmen, aşma gerçekleştirilmeyen ve hedefe yakın sonuçlar elde edilmiş fakat; daha farklı kural tabanları ve üyelik fonksiyonları kullanılarak ve özellikle MATLAB de Real Time Toolbox'ına uygun bir endüstriyel kart kullanılarak, bulanık mantık kontrol algoritmasıyla daha hassas sonuçlar elde edileceği öngörülmektedir.

6.2 Hata Analizi

Sistem tamamıyla sınav ürünlerden oluştuğundan ve sistem bileşenlerinin endüstride kullanılması öngörüldüğünden, sistemin hata analizi sadece tek referansa gönderilerek değil, silindirin stroku içinde 150-300 mm aralığında sürekli konum kontrolü yapılmıştır. Kontrol algoritması olarak, en iyi sonuç elde edilen kayan rejimli kontrol algoritması seçilmiştir.

Silindir ilk olarak 200mm referansına gönderilmiş, ardından 250 ve 300mm ye gitmiş, sonradan 150mm ye geri gönderilmiş ve istenilen referans 25'er mm yükseltilerek en sonunda 300mm de hata analizi deneyi durdurulmuştur. Hata analiz deneyinin sonucu, sistemin endüstride aranan düşük maliyetle elde edilecek yüksek performanslı işlevlerde güvenli bir biçimde kullanılabileceğini göstermektedir.

Şekil 6.1’de sistemin, istenen referansa göre davranışı, Tablo 6.1’de ise sistemin hata analizi gösterilmiştir.



Şekil 6.1 Hata Analiz Deneyi’nde sistemin davranışı

Tablo 6.1 Kayan rejimli kontrolle yapılan hata analizi deneyinin istatistiksel sonuçları

Sıra	Referans (mm)	Sistem Cevabı (mm)	Hata (mm)
1	200	200.019	+ 0.019
2	250	250.032	+ 0.032
3	300	299.990	- 0.010
4	150	150.033	+ 0.033
5	175	174.973	- 0.027
6	200	200.022	+ 0.022
7	225	225.033	+ 0.033
8	250	249.999	- 0.001
9	275	274.998	- 0.002
10	300	300.014	+ 0.014
		Ortalama Hata	0.0113
		Standart Sapma	0.0205

6.3 Sonuçlar Ve neriler

Elde edilen sonuçlarla ve kullanılan sınai ürünlerde, sistemin her silindir ve her uygulamaya kolayca ayarlanabilir nitelikte olduğu görülmüştür.

Yapılan deneyler sonucunda, istenen referansa en hızlı oturan kontrol algoritmasının hız geri beslemeli kontrol olduğu görülmektedir. Fakat bu kontrol algoritmasında uygulanan 2mm’lik l bölge aralığı, sistem için optimum çözümü vermemektedir. Bulanık Mantık kontrol algoritmasının daha hassas hale getirilmesi gerektiğinden ve DGM ile kontrol yönteminde ise sistemin hızlı biçimde referansa gittiği fakat; sistemin tam olarak katı davranmadığı ve zamanla 1-2mm yer değiştirdiği grldğinden, en iyi kontrol algoritması kayan rejimli kontrol olmaktadır. Bu kontrolde ayrıca $\pm 0,05$ mm hassasiyet elde edildiğinden ve tamamıyla sınai ürünlerle elde edilen bu sonucun, endüstriye uygulanması mümkündür.

DGM’da 20 Hz lik frenkanslama ile çok iyi sonuçlar elde edildiği düşünüldüğünde, daha yüksek frekanslama karakteristiğine sahip aç-kapa tek selenoidli valfler kullanıldığında tekrarlanabilirliği ve katılığı yüksek konum kontrolü yapılabileceği görülmüştür.

Sisteme monte edilen yeni endüstriyel elemanlar ve düşük sürtünmeli silindir sayesinde, sisteme diğer çalışmalarda ileri kontrol algoritmaları uygulanması ve daha hassas ve tekrarlanabilirliği yüksek sistemler elde edilebileceği görülmüştür. Bunun yanında, sistem MEMS uygulamalarına uygun bir sistemdir.

Gelecek yıllarda bu veya benzer bir sistemin, sadece bir silindir ve içinde valfleri, sensör bağlantıları ve kontrol algoritmasının bulunduğu minik bir kutu ile ticarileştirilebilir bir ürün paketi şeklinde sunulması mümkündür.

KAYNAKLAR

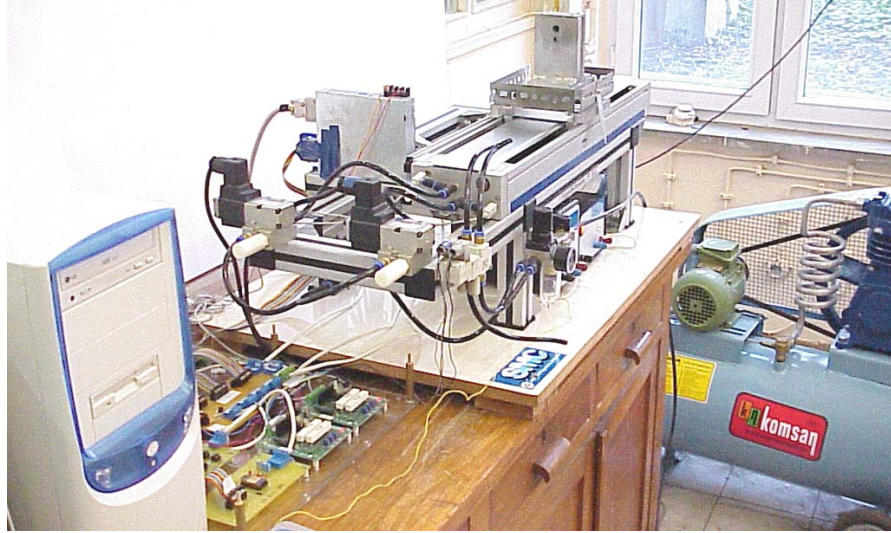
- [1] **Koç, İ.M.**, 1998. Hassas ve katı Pnömatik konum kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [2] **Cihan, S.**, 1999. Pnömatik konum kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [3] **Karaca, B., Benligirayoğlu, H.B., Göksel, T.O.**, 2003. Pnömatik Konum Kontrolü ,Lisans Tezi, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul.
- [4] **McCloy, D., Martin, H. R.**, 1980. Control of fluid power: Analysis and design 2nd(revised) Edition, Ellis Horwood Limited, England.
- [5] **Kunt, C., Singh, R.**, 1990. A linear time varying model for on-off valve cotrolled Pneumatic Actuators, Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, **112**, 740-747
- [6] **Van Varseveld, R.B., Bone, G.M.**, 1997. Accurate Position of a Pneumatic Actuator Using On/Off Solenoid Valves, IEEE Transactions on Mechatronics, Vol. 2, No. 3, September 1997
- [7] **Gentile, A., Giannoccaro, N. I., Reina G.**, 2002. Experimental tests on position control of a pneumatic actuator using on/off solenoid valves, IEEE ICIT/02 555-559 vol.1
- [8] **Wang, Y., Singh, R.**, 1986. Pneumatic Chamber Nonlinearities, The Journal of Applied Mechanics, December 1986, Vol 53, 956-958
- [9] **Csiszár, A., Gyeviki, J., Rózsahegyi, K.**, 2005. Sliding modes application in pneumatic positioning, Proc. of International Conference on Mechatronics, IEEE, July 10-12, 2005, Taipei Tauwan pp. 964-969.

- [10] **Zorlu, A.,** 2002. Pnömatik Bir Sistemin Deneysel Modellenmesi ve Simülasyonu, Doktora Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [11] **Barth, E. J., Zhang, J., Goldfarb, M.,** 2002. Sliding Mode Approach to PWM- Controlled Pneumatic Systems,, Proceedings of the 2002 American Control Conference (ACC), 8-10 May 2002, pp. 2362-2367.
- [12] **Chillari, S., Guccione, S., Muscato, G.,** 2001. An experimental comparison between several pneumatic position control methods, Proceedings of the 40th IEEE Conference on Decision and Control, vol.2, 1168-1173
- [13] **Nouri, B.M.Y., Al-Bender, F., Swevers, J., Vanherck, P., Van Brussel H.,** 2000. Modelling a pneumatic servo positioning system with friction, Proc. of American Control Conference (ACC2000), Chicago, 28-30 June, Chicago, 2000.
- [14] **Shen, X.; Zhang, J.; Barth, E.J.; Goldfarb, M.,** 2004. Nonlinear averaging applied to the control of pulse width modulated (PWM) pneumatic systems, Proceeding of the 2004 American Control Conference Boston, vol. 5, 4444- 4448.
- [15] **Pandian, S.R., Hayakawa Y., Kanazawa Y., Kamoyama Y., Kawamura S.,** 1997. Practical design of a sliding-mode controller for pneumatic actu-. ators, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, vol. 119, pp. 666–674, 1997.
- [16] **Akkaya, A.V., Çetin, Ş.,** 2003. Doğrusal Bir Hidrolik Hareketlendirici Sistemin Bulanık Mantık Yaklaşımıyla Konum Kontrolü, 3. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi, TMMOB Makine Mühensileri Odası, s. 80-87.
- [17] **Özdaş, N., Dinibütün, A.T., Kuzucu, A.,** 1988. Otomatik Kontrol, İ.T.Ü. Matbaası, Gümüşsuyu.

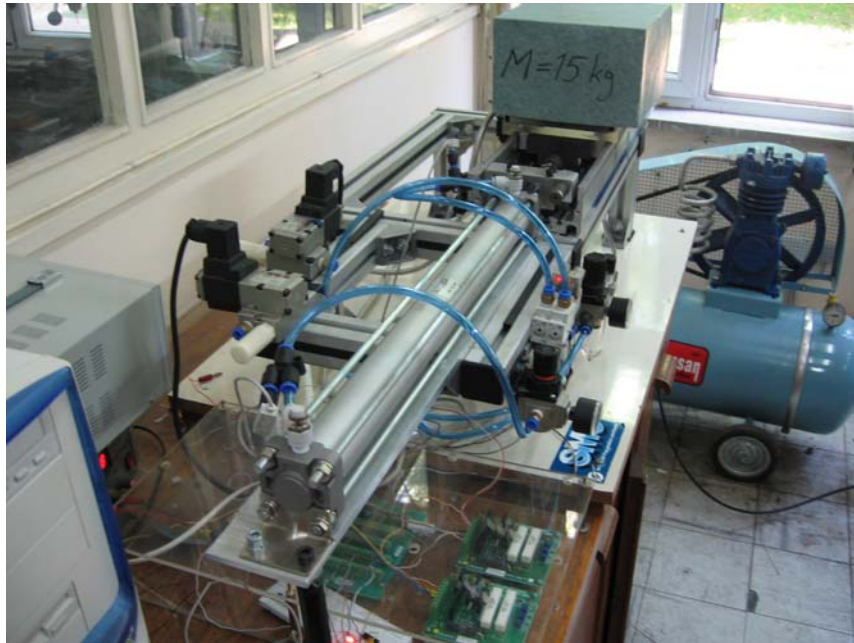
- [18] **Dorf, R.C., Bishop, R.H.**, 2001. Modern Control Systems, Prentice Hall, New Jersey.
- [19] **Ogata K.**, 2004, System Dynamics, Prentice Hall, New Jersey.
- [20] **Slotine, J.J.E., Li, W.**, 1991, Applied Nonlinear Control, Prentice Hall, New Jersey.
- [21] **Bishop, R.H.**, 2006, LabVIEW 7 Express Student Edition, Prentice Hall, New Jersey.
- [22] **Çetin, E.A.**, 2003, Matlab 6.5, Alfa Basım, İstanbul.
- [23] **Lutz, H., Wendt, W.**, 2003, Taschenbuch der Regelungstechnik, Verlag Harri Deutsch, Frankfurt.
- [24] **Tanaka, K.**, 1997, An Introduction to Fuzzy Logic for Practical Applications, Springer-Verlag, New York.
- [25] **SMC**, Smooth Cylinder Series CA2Y, SMC Corporation, Tokyo, (2006)
- [26] **SMC**, Magnetically Coupled cylinder with high precision guide, CY1H series, SMC Corporation, Tokyo, (2006)
- [27] **SMC**, Pressure Sensor PSE 510 handling manual, SMC Corporation, Tokyo, (2006)
- [28] **SMC**, Power amplifier for electro-pneumatic proportional valve VEA, SMC Corporation, Tokyo, (2006)
- [29] **SMC**, VEP(3-port) Electropneumatic proportional valve catalog, SMC Corporation, Tokyo, (2006)
- [30] **SMC**, VQZ 100/200/300 catalog, SMC Corporation, Tokyo, (2006)
- [31] **SMC**, Cylinder with lock series CNA catalog, SMC Corporation, Tokyo, (2006)
- [32] **SMC**, Single Axis Electric Actuator Series LJ1H, SMC Corporation, Tokyo, (2006)

- [33] **SMC**, E-Rodless Actuator Series E-MY2 catalog, SMC Corporation, Tokyo, (2006)
- [34] **SONY**, Sony Magnescale Systems SJ300 series catalog, Sony Magnescale Inc., Tokyo, (2006)
- [35] **National Instruments**, PCI-6221 series catalog, National Instruments Inc., Texas, (2006)

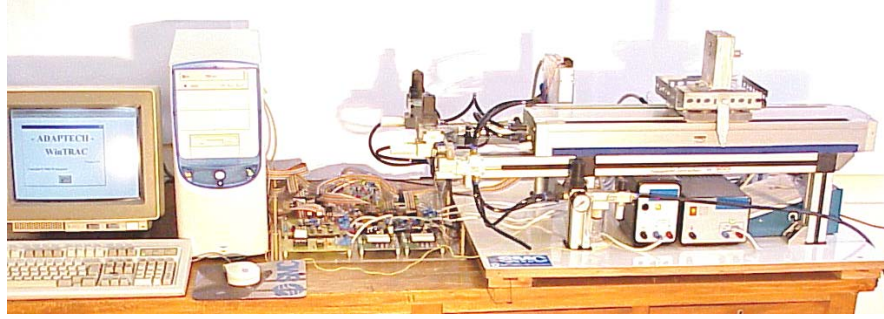
EK A – ESKİ VE YENİ SİSTEMİN FOTOĞRAFLARI



Şekil A.1 Eski Sistem -1-



Şekil A.2 Yeni Sistem -1-



Şekil A.3 Eski Sistem -2-



Şekil A.4 Yeni Sistem -2-



Şekil A.5 Yeni Sistem -3-

ÖZGEÇMİŞ

F. Nurtaç AKDAĞ 1980 yılında İstanbul’da doğdu. Orta ve lise eğitimini Üsküdar Anadolu Lisesi’nde tamamladı. 2003 yılında İ.T.Ü. Makine Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü’nden mezun oldu. Aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Sistem Dinamiği ve Kontrol Anabilim Dalı’nda yüksek lisans programına başladı. 2005-2006 yılları arasında Entek Eğitim Teknolojileri’nde Automation Studio Ürün Müdürü olarak çalıştı.