

**765956**

**PNÖMATİK KONUM KONTROLÜ**

**Hasan Basri ULAŞ**

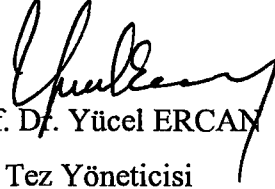
**DOKTORA TEZİ**

**MAKİNA EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**Ağustos 2005  
ANKARA**

Hasan Basri ULAŞ tarafından hazırlanan PNÖMATİK KONUM KONTROLU adlı bu tezin Doktora. tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

  
Prof. Dr. Yücel ERCAN  
Tez Yöneticisi

Bu çalışma, jürimiz tarafından Makina Eğitimi Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan: : Prof. Dr. Mahmut GÜLESİN

Üye : Prof. Dr. Muammer NALBANT

Üye : Yrd. Doç. Dr. İbrahim ÇİFTÇİ

Üye : Prof. Dr. Mehmet EROĞLU

Üye : Prof. Dr. Yücel ERCAN

Bu tez, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygundur.



**PNÖMATİK KONUM KONTROLÜ  
(DOKTORA TEZİ)**

**Hasan Basri ULAŞ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ**

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**Ağustos 2005**

**ÖZET**

Bu çalışmada, elektropnömatik tahrikli bir sistemin konum kontrolü için aç/kapa kontrol yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem için geliştirilen yeni kontrol algoritması puls genişliği modülasyonu yapmaktadır. Yüklü kontrol etmek için 4 adet 2-yollu ve 2-konumlu (2/2) selonoid kontrollü elektropnömatik valf kullanılmıştır. Çalışmanın ilk aşamasında sistemin matematiksel modellenmesi yapılmıştır. Modelleme sonucunda elde edilen diferansiyel denklemler MATLAB paket programında çözülmüştür. Kurulan deney düzeneğinde öncelikle farklı valf açıklığı ve tetikleme peryotlarında hız değerleri elde edilmiştir. Valf tam açıkken deneysel ve teorik olarak elde edilen hızlar arasındaki fark % 3,7 - 27 arasındadır. Deneysel çalışmadan elde edilen hız değerleri geliştirilen kontrol algoritmasında kullanılarak konum kontrol doğruluğu iyileştirilmeye çalışılmıştır. Deneysel çalışmalar sırasında 240 kg'lık bir yükün 0,125 mm genişliğinde bir bant içinde tutulması sağlanmıştır.

**Bilim Kodu : 708**  
**Anahtar Kelimeler : Pnömatik, Konum Kontrolü, Modelleme**  
**Sayfa adedi : 88**  
**Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Yücel ERCAN**

# **PNEUMATIC POSITION CONTROL**

**(Ph. D. Thesis)**

**Hasan Basri ULAŞ**

**GAZİ UNIVERSITY**

**INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

**August 2005**

## **ABSTRACT**

**In this study, on-off control method was used for position-controlling of an electropneumatic system. The novel control algorithm developed for this purpose employ pulse width modulation. Four two-way, two position solenoid-controlled electropneumatic valves were used to control the load. First, a mathematical model of the system was realized. Differential equations obtained from the mathematical modelling of the system were solved by using MATLAB software package. An experiment setup was constructed and load velocities corresponding to different valve openings and triggering periods were obtained. The differences between the theoretically and experimentally obtained velocities at full valve openings are between 3.7 % to 27 %. Experimentally obtained velocity values were used in the developed control algorithm to improve the position control accuracy. Experiments show that a mass load of 240 kg can be held within a band of 0.125 mm around reference position.**

|                     |                                                 |
|---------------------|-------------------------------------------------|
| <b>Science Code</b> | <b>: 708</b>                                    |
| <b>Key Words</b>    | <b>: Pneumatic, Position Control, Modelling</b> |
| <b>Page Number</b>  | <b>: 88</b>                                     |
| <b>Adviser</b>      | <b>: Prof. Dr. Yücel ERCAN</b>                  |

## İÇİNDEKİLER

|                                                        | <b>Sayfa</b> |
|--------------------------------------------------------|--------------|
| ÖZET .....                                             | iii          |
| ABSTRACT .....                                         | iv           |
| TEŞEKKÜR .....                                         | v            |
| İÇİNDEKİLER .....                                      | vi           |
| ÇİZELGELERİN LİSTESİ .....                             | viii         |
| ŞEKİLLERİN LİSTESİ .....                               | ix           |
| SİMGE VE KISALTMALARIN LİSTESİ .....                   | xii          |
| 1. GİRİŞ .....                                         | 1            |
| 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI VE KAPSAMI .....              | 5            |
| 2.1.Literatür Taraması .....                           | 5            |
| 2.2.Amaç .....                                         | 22           |
| 2.3.Kapsam .....                                       | 23           |
| 3. SİSTEMİN MATEMATİKSEL MODELİ .....                  | 25           |
| 3.1 Pnömatik Bir Silindiri Tanımlayan Denklemler ..... | 25           |
| 3.2. Sistem Modeli .....                               | 28           |
| 3.2.1. Silindirin Yukarı Hareketi .....                | 30           |
| 3.2.2. Silindirin Aşağı Hareketi .....                 | 35           |
| 3.3. Denklemlerin Nümerik Olarak Çözümü .....          | 39           |
| 4. DENEY DÜZENİĞİ .....                                | 42           |
| 5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR .....                           | 50           |
| 5.1. Hız Deneyleri .....                               | 50           |

|                                    |     |
|------------------------------------|-----|
| 5.2. Konum Kontrol Deneyleri ..... | 61  |
| 5.2. Simülasyon Programı .....     | 73  |
| 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....      | 80  |
| KAYNAKLAR .....                    | 82  |
| EKLER.....                         | 88  |
| EK 1 .....                         | 89  |
| EK 2 .....                         | 95  |
| ÖZGEÇMİŞ .....                     | 101 |



## TEŞEKKÜR

Tez çalışmamda beni bu konuya yönlendiren ve bu süreçte desteğini esirgemeyen, akademik bir disiplin ve anlayış kazandıran Sayın Prof. Dr. Yücel ERCAN'a teşekkür etmeyi borç bilirim. Tez çalışması aşamasında katkılarından dolayı Makina Eğitimi ve Makina Mühendisliği Bölümleri Öğretim Elemanlarına en içten duygularıyla teşekkür ederim.

Tezimle ilgili cihazların alımını destekleyen Gazi Üniversitesi Araştırma Fonuna da teşekkür ederim.

Sağladıkları ekipman ve teknik dokümanlar için FESTO firmasının yetkililerine ayrıca teşekkür ederim.

Ayrıca çalışmam boyunca maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen eşime ve çocuklarıma teşekkür ederim.

**ÇİZELGELERİN LİSTESİ**

| <b>Çizelge</b>                                                                               | <b>Sayfa</b> |
|----------------------------------------------------------------------------------------------|--------------|
| Çizelge 5.1. Tetikleme peryotları ve açıklık oranına göre valf açıklıkları .....             | 53           |
| Çizelge 5.2. 40 kg yük aşağıya inerken elde edilen hız değerleri .....                       | 58           |
| Çizelge 5.3. 140 kg yük aşağıya inerken elde edilen hız değerleri .....                      | 58           |
| Çizelge 5.4. 240 kg yük yukarı çıkarken elde edilen hız değerleri .....                      | 58           |
| Çizelge 5.5. 40 kg yük yukarı çıkarken elde edilen hız değerleri .....                       | 58           |
| Çizelge 5.6. 140 kg yük yukarı çıkarken elde edilen hız değerleri .....                      | 59           |
| Çizelge 5.7. 240 kg yük yukarı çıkarken elde edilen hız değerleri .....                      | 59           |
| Çizelge 6.1. Simülasyonlardan ve Deneylerden Elde Edilen Yük Hızları ve Cevap Süreleri ..... | 74           |

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

| Şekil                                                                                                  | Sayfa |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Şekil 3.1. Silindir Haznesi.....                                                                       | 25    |
| Şekil 3.2. Valflerin Bağlantı Şekilleri.....                                                           | 29    |
| Şekil 3.3. Sistem Akış Devresi.....                                                                    | 29    |
| Şekil 3.4. Çalıştırma Dosyası Akış Şeması.....                                                         | 40    |
| Şekil 3.5. Fonksiyon Dosyası Akış Şeması.....                                                          | 41    |
| Şekil 4.1. Deney Düzeneği Şeması .....                                                                 | 43    |
| Şekil 4.2. Deney Düzeneği Resmi .....                                                                  | 44    |
| Şekil 4.3. Valf Bloğu Devre Şeması .....                                                               | 46    |
| Şekil 4.4. Sürücünün Elektronik Devre Şeması .....                                                     | 48    |
| Şekil 5.1. Puls Genişliği Modülasyonlu Kontrol Sinyali .....                                           | 52    |
| Şekil 5.2. Tetikleme Periyodu 7 ms İçin Kontrol Sinyali .....                                          | 52    |
| Şekil 5.3. Tetikleme Peryodu 7 ms ve Aşağı Yönde Hareket için Hız Eğrileri.....                        | 54    |
| Şekil 5.4. Tetikleme Peryodu 7 ms ve Yukarı Yönde Hareket için Hız Eğrileri ....                       | 54    |
| Şekil 5.5. Tetikleme Peryodu 11 ms ve Aşağı Yönde Hareket için Hız Eğrileri ....                       | 55    |
| Şekil 5.6. Tetikleme Peryodu 11 ms ve Yukarı Yönde Hareket için Hız Eğrileri ..                        | 55    |
| Şekil 5.7. Tetikleme Peryodu 15 ms ve Aşağı Yönde Hareket için Hız Eğrileri ....                       | 56    |
| Şekil 5.8. Tetikleme Peryodu 15 ms ve Yukarı Yönde Hareket için Hız Eğrileri ..                        | 56    |
| Şekil 5.9. Tetikleme Peryodu 19 ms ve Aşağı Yönde Hareket için Hız Eğrileri ....                       | 57    |
| Şekil 5.10. Tetikleme Peryodu 19 ms ve Yukarı Yönde Hareket için Hız Eğrileri                          | 57    |
| Şekil 5.11. Konum Kontrolü Akış Diyagramı .....                                                        | 63    |
| Şekil 5.12. 40 kg Yükün Yukarı Yöndeki Hareketi için Erişilebilen En Dar Hata<br>Bandı Değerleri ..... | 64    |
| Şekil                                                                                                  | Sayfa |

Şekil 5.13. 40 kg Yü­k­ün Yu­ka­rı Yönde­ki Ha­re­keti için Ko­num-Za­man Gra­fi­ği

$(k_f = 0,25, T = 7ms, \delta = 0,25)$  ..... 64

Şekil 5.14. 40 kg Yü­k­ün Yu­ka­rı Yönde­ki Ha­re­keti için Silindir Haznelerindeki

Basınçların Grafiği  $(k_f = 0,25, T = 7ms, \delta = 0,25)$  ..... 65

Şekil 5.15. 40 kg Yü­k­ün Aşağı Yönde­ki Ha­re­keti için Erişilebilen En Dar Hata

Bandı Değerleri ..... 66

Şekil 5.16. 40 kg Yü­k­ün Aşağı Yönde­ki Ha­re­keti için Ko­num-Za­man Gra­fi­ği

$(k_f = 0,5, T = 7ms, \delta = 0,5)$  ..... 66

Şekil 5.17. 140 kg Yü­k­ün Yu­ka­rı Yönde­ki Ha­re­keti için Erişilebilen En Dar Hata

Bandı Değerleri ..... 67

Şekil 5.18. 140 kg Yü­k­ün Yu­ka­rı Yönde­ki Ha­re­keti için Ko­num-Za­man Gra­fi­ği

$(k_f = 0,5, T = 7ms, \delta = 1mm)$  ..... 68

Şekil 5.19. 140 kg Yü­k­ün Aşağı Yönde­ki Ha­re­keti için Erişilebilen En Dar Hata

Bandı Değerleri ..... 68

Şekil 5.20. 140 kg Yü­k­ün Aşağı Yönde­ki Ha­re­keti için Ko­num-Za­man Gra­fi­ği

$(k_f = 0,5, T = 7ms, \delta = 0,25mm)$  ..... 69

Şekil 5.21. 240 kg Yü­k­ün Yu­ka­rı Yönde­ki Ha­re­keti için Erişilebilen En Dar Hata

Bandı Değerleri ..... 70

Şekil 5.22. 240 kg Yü­k­ün Yu­ka­rı Yönde­ki Ha­re­keti için Ko­num-Za­man Gra­fi­ği

$(k_f = 0,5, T = 7ms, \delta = 0,125mm)$  ..... 71

Şekil 5.23. 240 kg Yü­k­ün Aşağı Yönde­ki Ha­re­keti için Erişilebilen En Dar Hata

Bandı Değerleri ..... 71

Şekil 5.24. 240 kg Yü­k­ün Aşağı Yönde­ki Ha­re­keti için Ko­num-Za­man Gra­fi­ği

$(k_f = 0,5, T = 7ms, \delta = 0,125mm)$  ..... 72

Şekil 6. 1. 40 kg Yü­k­ün Yu­ka­rı Yönde­ki Ha­re­keti için Ko­num-Za­man Gra­fi­ği.... 75

Şekil 6. 2. 140 kg Yü­k­ün Yu­ka­rı Yönde­ki Ha­re­keti için Hız-Za­man Gra­fi­ği..... 76

Şekil 6. 3. 240 kg Yü­k­ün Yu­ka­rı Yönde­ki Ha­re­keti için Hız-Za­man Gra­fi­ği..... 76

|                                                                                |    |
|--------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 6. 4. 40 kg Yükün Aŗađı Yöndeki Hareketi İçin Konum-Zaman Grafiği .....  | 77 |
| Şekil 6. 5. 140 kg Yükün Aŗađı Yöndeki Hareketi İçin Hız-Zaman Grafiği.....    | 77 |
| Şekil 6. 6. 240 kg Yükün Aŗađı Yöndeki Hareketi İçin Hız-Zaman Grafiği.....    | 78 |
| Şekil 6. 7. 40 kg Yükün Yukarı Yöndeki Hareketi İçin Basınç-Zaman Grafiği..... | 78 |
| Şekil 6. 8. 140 kg Yükün Yukarı Yöndeki Hareketi İçin Basınç-Zaman Grafiği...  | 79 |
| Şekil 6. 9. 240 kg Yükün Yukarı Yöndeki Hareketi İçin Basınç-Zaman Grafiği...  | 79 |



| <b>Simgeler</b> | <b>Açıklama</b>                                                      |
|-----------------|----------------------------------------------------------------------|
| $A_1$           | Silindirin 1. haznesindeki kesit alanı                               |
| $A_2$           | Silindirin 2. haznesindeki kesit alanı                               |
| $c_p$           | Havanın sabit basınçtaki özgül ısısı                                 |
| $C_d$           | Boşaltma katsayısı                                                   |
| $F(t)$          | Dış kuvvet                                                           |
| $F_s$           | Sürtünme kuvveti                                                     |
| $g$             | Yerçekimi ivmesi                                                     |
| $h$             | Entalpi                                                              |
| $\dot{h}$       | Kontrol hacmine giren havanın birim kütesinin toplam enerjisi        |
| $K_e$           | Akışkanın kinetik enerjisi                                           |
| $m$             | Kütle                                                                |
| $\dot{M}_c$     | Çıkan havanın kütleli debisi                                         |
| $\dot{M}_g$     | Giren havanın kütleli debisi                                         |
| $P$             | Basınç                                                               |
| $P_1$           | 1.Haznedeki basınç                                                   |
| $P_2$           | 2.Haznedeki basınç                                                   |
| $P_e$           | Akışkanın potansiyel enerjisi                                        |
| $R$             | Gaz sabiti                                                           |
| $T$             | Sıcaklık                                                             |
| $T_1$           | Silindirin 1. haznesindeki havanın sıcaklığı                         |
| $T_2$           | Silindirin 2. haznesindeki havanın sıcaklığı                         |
| $\ddot{y}$      | İvme                                                                 |
| $c_v$           | Havanın sabit hacimdeki özgül ısısı                                  |
| $\rho$          | Havanın yoğunluğu                                                    |
| $Q$             | Akışkanın birim kütesinin toplam enerjisi                            |
| $\dot{Q}$       | Kontrol hacmi ile çevresi arasındaki birim zamanda oluşan ısı geçişi |
| $W$             | Akışkanın birim kütesinin yaptığı iş                                 |
| $\dot{W}$       | Enerji                                                               |
| $V$             | Hacim                                                                |
| $Q_g$           | Giren akışkanın toplam enerjisi                                      |
| $Q_c$           | Çıkan akışkanın toplam enerjisi                                      |

## 1. GİRİŞ

Mühendislik sistemlerinde bir yükün sürülmesi mekanik, elektromekanik, pnömatik ya da hidrolik aygıtlar kullanılarak yapılabilir. Yüke yüksek güçler aktarabilmelerine karşın, mekanik sistemlerin kontrol edilmeleri zordur. Elektronik ve elektromekanik sistemlerde ise, elektronik ortamda sinyal işlemenin kolay olmasına karşılık güç yoğunlukları oldukça düşüktür. Bunun sonucu, ağır ekipmanların kullanımı gerektiğinden, elektromekanik sistemlerin cevap süreleri de uzundur. Akışkan gücü kontrolü sistemleri olarak da adlandırılan pnömatik ve hidrolik sistemler ise hem güç yoğunluklarının, hem de cevap hızlarının yüksek olması dolayısıyla, yüksek güç gerektiren uygulamalarda kullanılır. Hidrolik sistemlerde sıkıştırılabilirliği az olan hidrolik sıvılar kullanılır. Bu yüzden yük yönünden bakıldığında çok serttirler ve yük değişimleri karşısında esnemezler. Yani hidrolik kontrol sistemlerinin yük değişimlerine olan duyarlılıkları azdır.

Pnömatik sistemler, atmosfer basıncı üstü ya da altı (vakum) basınçta gazla çalışan makina ve cihazlardan oluşmaktadır. Pnömatik teknikler genelde önceden üretilen, atmosfer basıncı üstünde bir basınçtaki havanın potansiyel enerjisinden yararlanır. Gazların sıkıştırılabilirliği fazla olduğundan pnömatik sistemlerin yük değişimlerine olan duyarlılığı hidrolik sistemlere göre daha yüksektir. Bu yönden değerlendirildiğinde pnömatik sistemler, hidrolik ve elektromekanik sistemlerin arasında yer alır.

Pnömatik sistemler; temizliği, basınçlı havanın elde edilmesi ve depolanmasının kolaylığından dolayı endüstride tercih edilmekte, imalat ve montaj sanayinde kullanımı hızla artmaktadır. Artık imalat ve montaj sanayinin hemen hemen her alanında kullanımı kaçınılmaz olan bir unsuru haline gelmiştir. Endüstriyel uygulamalarda bu sistemlerden faydalanarak; doğrusal, dairesel ve salınım hareketlerini elde etmek mümkündür.

Pnömatik ve elektrik/elektronik teknolojilerinin bir arada kullanılması endüstriyel otomasyon çözümlerinin uygulamalarında önemli bir rol oynar. Bu tür bir çözüm

beraberinde imalat sürecinde üretim zamanını azaltan, ucuz ve güçlü bir üretim ortamı sağlar (1).

Pnömatik kumanda sistemleri, basıncı yapılan işin gücüne uygun düzeyde olan ve yeterli miktarda bulunması gereken, basınçlı hava tüketen sistemlerdir. Pnömatik elemanlar, küçük ya da büyük, her tür kumanda sisteminde kullanılabilen yapı taşlarıdır. Pnömatik kumandayı amaca yönelik ve doğru uygulayabilmek için, her bir devre elemanını tanımak, dinamik davranışlarını bilmek, bağlantı imkânlarını ve fonksiyonlarını analiz etmek gerekir (2).

Pnömatik sistemlerin, düşük ve orta seviyede güç gerektiren endüstriyel imalat ve montaj bantları, otomasyon uygulamaları, robotik sistemler gibi daha bir çok alanda kullanımı hızla artmaktadır. Pnömatik sürücüler çoğunlukla açık çevrim kontrol modunda sistemde bulunan algılayıcılar (sensörler) tarafından alınan noktasal bilgiler yardımı ile iki sınır arasında anahtarlarla tam veya kısmi strokla çalıştırılmaktadır. Bu tür uygulamalarda pnömatik sistemlerin işletme maliyeti elektrikli sistemlere oranla daha ekonomik olmaktadır.

Pnömatik kontrol sistemleri, nispeten düşük bir maliyetle, yüksek güç/ağırlık ve güç/boyut oranları sağlama potansiyeline sahiptir. Pnömatik sistemlerde genellikle düşük maliyetli elemanlar kullanılmakta, fakat bu elemanlarla yapılan uygulamalarda özellikle konumlandırma sürecinde zorluklar yaşanmaktadır. Bunun nedenlerinden bazıları ise, silindirin içindeki (haznelerdeki) havanın sıkıştırılabilirliğinin fazla olması, piston kolunun lineer olmayan sürtünmesi gibi etkenlerdir. Bu tür konumlandırma zorluklarından dolayı sistemleri kontrol etmek için bazı özel kontrol teknikleri uygulanmaktadır. Pnömatik sistemlerde hem açık hem de kapalı çevrim kontrol uygulanmaktadır. Açık çevrim kontrol çok fazla kontrol doğruluğu gerektirmeyen, kapalı çevrim ise kontrol doğruluğunun önemli olduğu endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır. Konumlandırma tekrarlanabilirliğinin çok önemli olmadığı uygulamalarda, genellikle açık çevrim kontrol kullanılmaktadırlar.

Tutukluk (stick-slip) sürtünmesi tüm iş elemanları ve mekanizmalarda görülmektedir. Bu da sistemlerde performansın bozulmasına neden olmaktadır. Hızın

düşük olduğu hareketleri pnömatik sürücülerle gerçekleştirmek zordur; bunun nedenlerinden biri de lineer olmayan tutukluğun olmasıdır. Tutukluk sıklıkla istenmeyen, bazen de istenen bir durum olabilmektedir. İstenmemesi kontrol edilmesi zor olan dinamik davranışlardan dolayı, istenmesi ise bazı yerlerde kontrol edilemeyen dinamik davranışları sönümlemesindendir.

Bilgisayar ve mikro işlemci teknolojisindeki hızlı ilerlemeler gün geçtikçe fiyatlarının da düşmesine sebep olmaktadır. Bu sebeplerden dolayı günümüzde bir çok endüstriyel uygulamada da bilgisayar ve mikro işlemci kullanımı hızla artmaktadır. Özellikle analog transdüserlerden hızlı bilgi alınması mümkün olmakta ve istenilen örnekleme aralığında veri elde edilmektedir. Böylece kontrol için yapılması gereken işlemlerin süresi kısalmaktadır.

Pnömatik konum kontrol sistemlerindeki hata miktarı konum sensörleri yardımı ile ölçülmektedir. Sensörler konum bilgisini sayısal veya analog olarak vermektedir. Elde edilen konum bilgisi geri beslenerek bilgisayar ve/veya mikro işlemci tarafından değerlendirilmekte, yön kontrol valfinin bobinlerine gerekli olan sinyaller gönderilerek kontrol yapılmaktadır. Valfi açmak için gönderilen sinyalin süresi, valfin tetikleme süresine bağlıdır. Özellikle tetikleme hızı yüksek olan valflerde verilen sinyalin uzunluğu önem arz etmektedir. Pnömatik sistemlerde havanın sıkıştırılabilirliğinden dolayı sistemde yaylanma etkisi görülmektedir. Bu yaylanmanın miktarı sistemin sürmekte olduğu kütlenin ataletinden ve/veya hareketin aşağı veya yukarı olmasından etkilenmektedir. Yükün yukarıya sürülmesi esnasında sistemdeki ağırlık ve tutukluk etkisi gibi davranışlar etkili olurken aşağıya inme esnasında ise yukarıdaki davranışlara ek olarak yükün ağırlığından dolayı silindirin üst yarısında oluşabilecek vakum da etkili olmaktadır. Özellikle yük arttığında sistemde salınımı kontrol etmek daha zor olmaktadır. Salınımın genliği yükün atalet etkisine bağlı olarak büyümektedir.

Bu çalışma ile pnömatik tahrik elemanlarının konum kontrolünde yeni bir strateji sunulmaktadır. Bu tür sistemlerdeki konumun doğruluğu ve tekrarlanabilirliği zordur. Bu zorluktan dolayı endüstriyel uygulamalarda oransal valfler kullanılmaktadır. Bu valflerin fiyatlarının yüksek olması gibi sebeplerden dolayı bu

tür konumlama uygulamalarına endüstride yarı mekanik yarı pnömatik gibi sistemlerle çözüm aranmaktadır. Bu çalışmayı yapmaktaki amacımız konumlama doğruluğunu artırmaktır. Sistemin matematiksel modellemesi yapılmış ve matematiksel modelleme sonucunda elde edilen diferansiyel denklemler nümerik olarak çözülmüştür. Çalışmada aç/kapa kontrol kullanılmıştır. Bu kontrol tekniği yazılan programla bir nevi puls genişliği modülasyonu'na dönüştürülmüş; hem farklı valf açıklığında hız deneyleri hem de konum kontrol deneyleri bu şekilde yapılmıştır. Elde edilen değerler endüstriyel uygulamalarda kullanıldığında konumlamadaki maliyetler düşecek aynı zamanda konumlamada oluşan hatalar azalacaktır.



## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI VE KAPSAM

### 2.1 Literatür Taraması

Pnömatik sistemlerin dinamiğinin incelenmesi ve modellenmesi çalışmaları 1950'li yıllardan bu yana devam etmektedir. Mühendislik bilimindeki ilerlemelere paralel olarak bu alandaki teknikler de ilerlemektedir.

Wang ve arkadaşı tarafından yapılan iki çalışmada, bir basınç kaynağına orifisle bağlı olan bir silindir haznesinin dinamik davranışı incelenmiştir. Yapılan çalışmada lineer olmadığı kabul edilen orifisten geçen debinin silindir basıncı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Çalışmada, sürtünme ve gaz sıkıştırılabilirliği de non-lineer olarak incelenmiştir. Çok karmaşık bir yapıda olan non-lineer sistem denklemleri, harmonik balans metoduyla daha basit non-lineer denklemlere ve cebirsel denklemlere indirgenmiştir. Bu denklemlerden frekans cevabının birinci, ikinci ve üçüncü harmonikleri elde edilmiştir. Harmonik denge metodu ile elde edilen çözüm ile orijinal denklemlerin nümerik çözümü arasında çok iyi bir uyum olduğu görülmüştür (3-4).

Chen yaptığı çalışmada kapalı bir hacimdeki gazın izotermal ve adyabatik süreçler esnasındaki lineer olmayan sıkıştırılabilirliğini incelemiştir (5).

Lai, vd. ise pnömatik olarak sürülen robotların konum hassasiyetini iyileştirmek için aç-kapa valfle kontrol stratejisi önermektedirler. Kullandıkları matematiksel modelde lineer olmayan pnömatik proses ve lineer olmayan mekanik sürtünmeler kabul ederek tahrik elemanının dinamiğini karakterize etmişlerdir. Bu modelde sistemde kullanılan iki valften birisi açık tutulurken puls genişliği modülasyonu (PWM) tekniği ile kontrol edilen bir diğer valf oransal kontrolle pnömatik sistemi sürmektedir. Sistemde bulunan bir iç çevrim PI kontrolle silindir basınç kontrolünü ve bir dış çevrim ise yer değiştirme ve hızı geri besleyerek yükün konum kontrolünü yapmaktadırlar. Çalışmanın ikinci aşamasında ise lineer olmayan mekanik sürtünmeden kaynaklanan sürekli durum hatasını azaltmak için kuvvet geri beslemesini yapılmıştır. Tek serbestlik dereceli bir robotta elde edilen deneysel

sonuçlar, önerilen kontrol sisteminin klasik aç-kapa kontrol stratejisinden daha iyi olduğuna işaret etmektedir (6).

Varseld, vd. maliyeti yüksek olan servo valfler yerine puls genişliği modülasyonu ile sürülen aç-kapa valfler kullanmışlardır. Çalışmada puls genişliği modülasyonlu açık ve kapalı çevrim kontrol uygulanan sistemlerin cevapları karşılaştırılmıştır. Sürtünmeyi kompanse etmek için Orantı-Integral-Türevsel (PID) kontrol kullanılmış, basamak referans giriş için 0,21 mm kontrol doğruluğuna ulaşılmıştır. Çalışmada bir S-eğri profili de izlenmeye çalışılmış, elde edilen sonuçlar servo valflerle elde edilen sonuçlarla kıyaslanmıştır (7).

Kunt ve arkadaşı pnömatik olarak sürülen sistemlerin aç-kapa valfle açık çevrim kontrolü için lineer, zamana göre değişen bir model geliştirmişlerdir. Örnek sistem olarak 2-yollu, 2-portlu dönel bir valfle sürülen tek etki alanlı peryodik olarak yüklenen bir silindir incelenmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar lineer zamana göre değişen sistem modelinden elde edilen analitik sonuçların, sistemi lineer sabit parametrelili modele göre daha iyi tanımlandığını göstermiştir (8).

Scavarda, vd. puls genişliği modülasyonlu (PWM) pnömatik solenoid valflerin modellenmesini yapmışlardır. Bu çalışmada iki model sunulmaktadır. Bu modellerden ilki PWM pnömatik kontrol sistemlerinin dinamik davranışlarını simülasyon için kullanılabilen, bir ani kütle debisi modelidir. Eşdeğer debi modeli olarak adlandırılan değeri ise pnömatik PWM servomekanizmaların sentezini kolaylaştırmak için geliştirilmiştir. PWM kontrollü solenoid valflerin maksimum çalışma modülasyon oranlarının belirlenmesi için bir denklem sunulmuştur. Simülasyonlardan elde edilen analitik sonuçlar, deneysel olarak elde edilen PWM kontrollü solenoid valflerin statik karakteristikleriyle ve PWM solenoid valf ve sabit bir hacimden oluşan bir sistemin dinamik davranışlarıyla karşılaştırılmıştır (9).

Shearer bir çalışmada dört yollu kontrol valfiyle sürülen pnömatik servomotor ve çift etkili silindirin analizini yapmış ve bu analizin sonuçlarını silindir hareketinin sürekli kontrolü için kullanmıştır. Çalışmada silindir haznesindeki akışkanın dinamik davranışına ve kontrol valfinin basınç-akış karakteristiklerine özel bir önem

verilmiştir. Tipik bir kontrol valfinin teorik karakteristiklerini ve ölçüm sonuçlarını karşılaştırmıştır. Silindir haznesinin analizinin doğruluğu, kontrol valfi ve tanktan oluşan bir sistem üzerinde yapılan deneylerle gösterilmiştir (10).

Shearer tarafından yapılan bir başka çalışmada ise valf, silindir ve kütsel yükten oluşan komple bir pnömatik servomekanizmanın analitik ve deneysel çalışması gerçekleştirilmiştir. Küçük valf açıklığı değışikliklerine ve değışen dış kuvvetlere karşı sistemin verdiği cevaplar belirlenmiştir. Silindirin iki tarafına birer düzenele bağlanan iki tankın, silindir basıncında ani değışiklikler olduğunda ortaya çıkan geçici akışları stabilize ettiği gösterilmiştir (11).

Shearer tarafından yapılan çalışmaların sonuçları bir kitapta toplanmıştır (12).

Richer ve arkadaşı çalışmalarında çift etkili bir silindiri sürmek için oransal makaralı valf kullanan bir sistemin ayrıntılı bir matematiksel modelini geliştirmişlerdir. Bu çalışmada, valfin lineer olmayan karakteristiğı, silindir haznelerindeki havanın sıkıştırılabilirliğı, silindir hazneleri arasındaki akışkan sızıntısı, silindir stroku sonunda kalan aktif olmayan hacim, bağlantı borularından kaynaklanan gecikmeler ve basınç azalmaları gibi konular dikkate alınarak incelenmiştir. İki farklı silindir ve farklı uzunluktaki bağlantılar için deneysel çalışmalar yapılmıştır. Daha sonra lineer olmayan kuvvet ölçümü yapılmıştır. Yine aynı kişiler yazmış oldukları diğer bir makalelerinde ise aynı deney düzeneğine kayan kipli kontrolu uygulamışlardır (13-14).

Liu pnömatik bir servo sisteminin analizini yapmış ve sonuçlarını bilgisayar kontrollü bir robota uygulamıştır. Çalışmada doğrudan sürülen pnömatik servo sistemlerinin robot uygulamalarında kullanılabilirliğı araştırılmıştır. Servo sisteminin komple modeli türetilmiş ve çeşitli kontrol algoritmaları sayısal ve deneysel olarak denenmiştir. Yapılan analiz pnömatik sistemlerin servo kontrol uygulamaları için kullanımının pratik olduğunu göstermektedir. Bu konuda karşılaşılan en önemli sorunun sistemin cevap zamanı olduğu belirtilmiştir. Buna karşılık servo valf ve basınç farkı transdüserlerinin kullanımıyla istenilen kontrol doğruluğunun sağlanabildiğı ve yüksek kuvvetler uygulanabildiğı görülmüştür (15).

Sorli, vd. tarafından yapılan bir çalışmada pnömatik tahrik sistemlerinin dinamik analizi incelenmiştir. Çalışmada çift etkili lineer ve dönel tahrik elemanları ele alınmış, bir tahrik elemanı ve sayısal olarak sürülen bir valften oluşan bir pnömatik devrenin iki ayrı modeli geliştirilmiştir. Bu modellerden birinde çevreyle olan ısı alışverişi olmadığı kabul edilirken, diğer modelde silindir ve çevre arasında ısı alışverişi olduğu kabul edilmiştir. Modelleme aracı olarak bond grafikleri kullanılan çalışmada bu iki model için elde edilen simülasyon sonuçları birbiriyle karşılaştırılmıştır (16).

Bobrow, vd. çalışmalarında adaptif bir pnömatik konum kontrol sistemi geliştirmişlerdir. Pnömatik tahrik elemanları robotik uygulamaları için özellikle önemlidir. Bunun nedeni maliyetlerinin düşük, kuvvet/ağırlık oranlarının ise büyük olmasıdır. Ancak geniş bantlı bir kapalı çevrim kontrol sistemi istenirse, pnömatik tahrik sistemlerinde kararlılığı sağlamak zor olmaktadır. Bunun sebepleri arasında havanın sıkıştırılabilirliği ve valflerin lineer olmayan akış karakteristiği sayılabilir. Bundan dolayı, anılan çalışmada adaptif kontrol uygulanmış ve başarılı sonuçlar elde edilmiştir (17).

Lee yaptığı çalışmasında pnömatik tahrik sistemlerinin belli bir yörüngeyi izleyecek biçimde kontrolünü incelemiştir. İncelenen sistem pnömatik bir silindir ile 5-yollu bir oransal valften oluşmuştur. Çalışmada önerilen PID kontrol sisteminde basıncın kontrol edildiği bir iç çevrim ve konumun kontrol edildiği bir dış çevrim bulunmaktadır. Havanın sıkışmasının yarattığı nonlineerliği ve sistemdeki sürtünme değişmelerini denkleştirmek için yapay sinir ağlarından ve lineer olmayan gözleyicilerden de yararlanılmıştır (18).

Paul, vd. aç-kapa valflerle pnömatik konum kontrolü için kayan kipli kontrol uygulamışlardır. Kayan kipli kontrol sırasında sistem durumu kayma yüzeyi üzerinde kaldığından piston hareketinin düzgün olduğu görülmüştür. Kontrol sürecinde bir 8088 mikroişlemci ve potansiyometre tipi tek bir geri besleme aygıtı kullanılmıştır (19).

Tang ve arkadaşı pnömatik konum kontrol sistemlerindeki nonlineer elemanların etkilerini dikkate almak için değişken yapıli kontrol tekniğı kullanmışlardır. Yapılan simülasyonlar sırasında sistemin basamak referans girişine cevabının hızlı bir birinci mertebe sistem cevabını andırdığı görülmüş ve bu husus deneylerle doğrulanmıştır. Sistemin son konuma  $\pm 5$  mm hatayla geldiğı görülmüştür (20).

Brun, vd. elektropnömatik bir sistemde sistem mimarisinin kontrol stratejisi üzerindeki etkisini incelemişler; konum ve hız doğruluğı ve enerji tüketimine ilişkin spesifikasyonları karşılamak amacıyla sistem yapısını değiştirmişlerdir. Çalışmada deneysel sonuçlar karşılaştırılmış ve değerlendirilmiştir. Bu amaçla önce sistemin komple modeli sunulmuş; bir değişken ve çok değişken esas alınarak iki tür nonlineer kontrol yasası geliştirilmiştir (21).

Wang, vd. çalışmalarında pnömatik servo mekanizmalar için geliştirilmiş bir hassas konum kontrol stratejisi sunmaktadırlar. Kontrol stratejisinde iki anahtar algoritma bulunmaktadır; bunlar gecikme minimizasyonu ve referans konum kompanzasyonudur. Bu kontrol stratejisi, şekerleme ürünlerinin paketlenmesinde kullanılan bir itme mekanizmasına, değiştirilmiş PID kontrolcü ile birlikte uygulanmıştır. Böylece, üretim işlemi için gerekli olan hem konumlandırma hem de zaman doğruluğı sağlanmıştır (23).

Perondi ve arkadaşı, pnömatik konumlandırma sistemlerindeki sürtünmenin neden olduğu problemler üzerinde çalışmışlardır. Çalışmada standart kontrolcüler kullanıldığında pnömatik servo sistemlerinde görülen problemler açıklanmıştır. Temel problemlerin, kazanç ayarlamadaki zorluklar, yük değişimleri karşısında sistemin yeterince gürbüz olmaması ve sürtünme etkilerine karşı sistemin yüksek hassasiyet göstermesi olarak tanımlanmıştır. Gürbüzlük eksikliği ve kazanç ayarlama zorluklarının üstesinden gelmek için, değişken yapıli bir kontrolcü tasarlanmış ve uygulanmıştır. Ayrıca sürtünme etkilerini azaltmak için, lineer olmayan sürtünme kuvvetinin durumunu gözleyen bir gözlemciden yararlanan bir kompanzasyon yöntemi uygulanmıştır. Çalışma sonucunda  $\pm 0.2$  mm konumlandırma doğruluğı,  $\pm 2.5$  mm yörünge izleme doğruluğı elde edilmiştir (24).

Kunt ve arkadaşı tarafından yapılan diğer bir çalışmada, daha önce kendileri tarafından geliştirilen bir periyodik lineer zamana göre değişen (LTV) pnömatik sistem modeli esas alınarak, sistemin dinamik cevabını karakterize etmek için Floquet Teoreminden yararlanılmıştır. Katsayıları basamaklar şeklinde değişen LTV sistemin frekans cevabını elde etmek için, genişletilmiş durum uzay metodu isimli yeni bir hesaplama tekniği kullanılmıştır. Bu tekniğin doğrudan çözüm tekniğine göre daha üstün olduğu gösterilmiştir. Floquet teorisi geçici cevabın özelliklerini değerlendirmek için de kullanılmıştır. Kararlılık ve geçici cevap konularına açıklık getirmek için aç-kapa valf ile kontrol edilen tek etkili bir silindir kullanılmıştır. Lineer olmayan modelin bilgisayar simülasyonu ile ayrıntılı sonuçlar elde edilmiştir. İncelenen türde pnömatik sistemlerin dinamik cevaplarının anlaşılmasında Floquet teorisinin yararlı olduğu gösterilmiştir (25).

Qi ve arkadaşı deneysel olarak yürüttükleri çalışmalarında, pnömatik bir konumlandırma sistemine puls genişliği modülasyonu (PWM) kontrolü uygulamışlardır. PWM, önceden de pnömatik konumlandırma sistemlerine uygulanmış; pek çok değişik pnömatik devre tasarımı ve PWM algoritması önerilmiştir. Bu makalede, daha önceki pnömatik devre ve PWM algoritmalarına göre daha gelişmiş olduğu belirlenen yeni bir sistem tasarımı verilmektedir. Önerilen sistemde 3-konumlu bir solenoid valf, iki adet manuel akış kontrol valfi ile birlikte kullanılmaktadır. Geleneksel PWM algoritmasına valf karakteristiğini dikkate alarak ikili bir anahtarlama kazancı ilave edilmiştir. Test sonuçları yeni tasarlanan sistemin, daha önceki tasarımların performansını sağlayabildiğini göstermektedir. Ancak PWM taşıyıcı frekansı ve valf cevap zamanları gibi konulara dikkat edilmelidir (26).

Pandian, vd. pnömatik servo sistemlerinde konum ve yörünge kontrolü için kayan kipli kontrol esaslı yeni bir kontrol algoritması önermişlerdir. Üç ve daha yüksek mertebeli sistemlerde kayan kipli kontrol kullanmanın en önemli sakıncası ivme geri beslemeye ihtiyaç olmasıdır. Yazarlar bu sakıncayı ortadan kaldırmak için basınç farkının geri beslenmesini önermektedir. Önerilen kontrolcü basit ve uygulaması kolay olup, yük ve parametre değişimlerinden fazla etkilenmemektedir.

Kontrolcünün konum ve yörünge kontrolünde etkin olduğu oransal valflerle sürülen bir silindir üzerinde yapılan deneylerle gösterilmiştir (27).

Fok ve arkadaşı tarafından yapılan bir çalışmada pnömatik kolsuz silindirlerin sürekli konum kontrolü ve kontrolün tekrarlanabilirlik özelliği incelenmiştir. Çalışmada kapalı çevrim PD kontrol kullanılmıştır. Yazarların analizleri lineerleştirilmiş modellerin dinamik davranışlarının çalışma noktası ve şartlarına bağlı olduğunu göstermektedir. Sistemin dinamiğini etkileyen faktörlerdeki belirsizlikler sistemin hem dinamik hem de durağan cevaplarında presizyon hatalarına yol açmaktadır. Yazarlar bu sorunları yenmek için pragmatik bir kazanç ayarlama yöntemi geliştirmişler ve deneyler sırasında  $\pm 0.3$  mm kontrol doğruluğu sağlamışlardır (28).

Sorli ve arkadaşı bu çalışmalarında kuvvet kontrollü bir pnömatik servo sisteminin performansı üzerinde valf iletkenliğinin etkisini araştırmışlardır. Bozucu bir hız varken, önerilen bir kuvvetin elde edilebileceği tahrik elemanı çalışma sınırlarının belirlenmesi, yapılan analizde üzerinde durulan önemli bir konu olmuştur. Çalışmada dikkate alınan parametreler arasında, silindir tarafından uygulanan kuvvet, piston hızı, silindir ve valf boyutları gibi konular yer almaktadır. Sonuçların farklı fiziksel sistemlerde kullanılabilmesi için analizde boyutsuz parametreler kullanılmıştır. Ayrıca, servosistemin sayısal kontrollü valflerle bir uygulaması gerçekleştirilmiş ve nonlinear modelin Matlab/Simulink'de yürütülen simulasyonlarından elde edilen servo sistem performansları, boyutsuz tasarım diyagramları halinde incelenmiştir (29).

Schroeder ve arkadaşı çalışmalarında sabit bir hızla hareket eden pnömatik bir tahrik elemanı üzerindeki sürtünme kuvvetlerini deneysel olarak incelemiştir. Ölçülen sürtünme kuvveti verileri kullanılarak, çeşitli ampirik ve yarı-ampirik sürtünme modelleri değerlendirilmiştir. Sürtünmenin rastgele değerler almasının ve sürtünme rejiminde olan değişikliklerin nitel olarak değerlendirilebilmesi için ayrıca bir tekrarlanabilirlik çalışması gerçekleştirilmiştir (30).

Shih ve arkadaşı çalışmalarında, pnömatik bir kolsuz silindirin pozisyonunun kontrol edilmesi için bulanık mantık kontrol yöntemini ve değiştirilmiş diferansiyel PWM

kontrol metodunu uygulamışlardır. Deneysel sonuçlar, pnömatik sistemin önerilen kontrol mekanizması ile hem iyi performans, hem de düşük maliyet avantajlarını sağladığını göstermiştir. Deneyler sırasında iki tane 3-yollu ve 2-konumlu (3/2), 100 Hz'lik valf kullanılmıştır. Valflerin tetiklemesi elektronik röle kullanılarak yapılmıştır (31).

McDonell ve arkadaşı tek serbestlik dereceli bağımsız, pnömatik bir tahrik sisteminin kumandası için bir adaptif kontrol mekanizması geliştirilmişlerdir. Kontrol kuralı, eş-zamanlı parametre belirlemesi ve yörünge kontrolü için bütün durum değişkenlerini geri beslemektedir. Yazarlar havanın sıkıştırılabilirliği ve valf orifislerinin nonlinear akış karakteristikleri dolayısıyla geniş bantlı bir pnömatik tahrik sistemi elde etmenin zorluğunu ifade etmişlerdir. Bu yüzden sıkıştırılabilir akışkanla çalışan kumanda sistemleri için geçmişte kullanılan ve geliştirilmeye çalışılan birçok kontrol, nispeten sınırlı sabit kazanç veya düşük izleme doğruluklu aç-kapa tip kontrollerdir. Çalışmadan elde edilen deney sonuçları havanın sıkıştırılabilirliğine ve nonlinearliklerine rağmen pnömatik sistemle elde edilen yörünge izleme performansının elektrik servo motorlar mertebesinde olduğunu göstermektedir (32).

Wang, vd. pnömatik motorların modellenmesi ve kontrolü üzerinde bir çalışma yapmışlardır. Aslında kontrol hacimleri süreksiz olan bu sistem için yaklaşık sürekli bir model türetmişler, modelin doğruluğunu simülasyonlarla ve deneylerle göstermişlerdir. Daha sonra deterministik kontrol sistemi tasarım yöntemlerini kullanarak bir kontrol stratejisi belirlemişler ve bu kontrol stratejisiyle bir profilin istenen doğrulukla izlenebildiğini göstermişlerdir (33).

Shearer bir çalışmada daha önce lineer analizini yaptığı yüksek basınçlı pnömatik bir servo mekanizmanın dinamik performansı üzerinde nonlinear valf karakteristiklerinin, nonlinear hazne elastikiyetinin ve pistondaki Coulomb sürtünmesinin etkilerini ölçmek için ayrıntılı bir analog simülasyon yapmıştır. Bu çalışma, ölçümle elde edilen frekans-cevap karakteristikleri ile lineer analizden elde edilen frekans-cevap karakteristikleri arasındaki farklılığın önemli oranda pistonun Coulomb sürtünmesinden kaynaklandığını göstermektedir. Piston silindirin uçlarından birine yaklaştığında, sistem kesinlikle asimetrik olmasına rağmen,

sistemin davranışı neredeyse piston orta konumdayken görülen davranış gibidir. Dolayısıyla piston orta konumdayken yapılacak basit bir lineer analiz, pistonun çalışma bölgesinin büyük bölümünde de geçerli olmaktadır. Yüğü sürmek için silindir hazneleri arasındaki büyük bir basınç farkı gerekmediğinden, kontrol valfinin nonlineerliğinin etkisi de önemini kaybetmektedir (34).

Ning ve arkadaşı servo pnömatik tahrikli konum kontrolünde durağan durum ve dinamik doğruluklarını artırmak için metotlar geliştirmişlerdir. Bu metotlar arasında lineerleştirilmiş sistem modeline dayalı geri beslemeli ve ileri beslemeli modeller ve nonlineer ölü bölge kompanzasyonu da yer almaktadır. Optimuma yakın bir performans elde etmek için kontrol kazançlarını belirleyen bir metot da önerilmiştir. Geliştirilen teoriler deneysel olarak kanıtlanmıştır. Yaklaşımın genelliğini test etmek için iki farklı silindir, 1,2 kg'dan 11,2 kg'a kadar değişen yük değerleri, dikey ve yatay hareketler ve 1 ile 300 mm arasında değişen hareket mesafeleri incelenmiştir.  $\pm 0,01$  mm 'lik durağan durum doğruluğu ve  $\pm 3$  mm'lik dinamik doğruluk düzenli olarak elde edilmiştir. Yazarlar elde ettikleri durağan durum sonuçlarının daha önce benzer sistemlerden elde edilen sonuçlardan 10 kat daha iyi olduğunu ifade etmektedir (35).

Hong ve arkadaşı pnömatik bir sistemin dinamik analizini yapmak için HYPneu adında bir program geliştirmişlerdir. Çalışmada hızlı, kullanımı kolay ve pnömatik sistemlerin doğru modellenmesi ve simüle edilmesini sağlayan bir metot önerilmiştir. Bu teknikle devre tasarımcısının dinamik analiz yapması, devrenin oluşturulması ve performans değerlendirme testlerinin yapılması mümkün olmaktadır. Bu metot sistem testini tamamen ortadan kaldırmamakta, fakat bu testlerin geliştirme amaçlı olması yerine doğrulama amacıyla yapılması sağlanmaktadır (36).

Aziz ve arkadaşı servo pnömatik tahrik elemanın konum kontrolünde, kontrolcü ayarlarının otomatik olarak yapılması üzerine çalışmışlardır. Geliştirilen metot, proses dışında (off line) yapılan modele dayalı analiz ile proses esnasında yapılan iterasyonu bir arada kullanmaktadır. Bir birinden farklı açık çevrim dinamiğine sahip üç tahrik elemanı üzerinde yapılan deneylerle otomatik ayarlayıcının etkinliği kanıtlanmıştır. Otomatik ayarlayıcı için gereken süre elle ayar için gereken sürenin

1/50'i kadardır. Ayrıca uzman personele ihtiyaç duyulmamaktadır. Otomatik ayarlı tahrik elemanlarının performansı, daha karmaşık ve pahalı donanımlar kullanan diğer araştırmacıların elde ettiği performanslarla kıyaslanabilir niteliktedir (37).

Ning ve arkadaşı sürtünme kompanzasyonu ve pozisyon-hız-ivme/pozisyon-hız (PVA/PV) geribeslemeli kontrolle pnömatik konum kontrol servo mekanizmaların durağan durum hatalarını azaltmaya çalışmışlardır. Çalışmada açık merkezli servo valf kullanan pnömatik tahrik sistemlerindeki durağan hatanın sebebi incelenmiştir. Yazarlar nonlinear ve lineerleştirilmiş sistem modelleri ve herhangi bir kontrol sistemine eklenebilen etkili bir sürtünme kompanzasyonu metodu kullanmışlardır. Yeni PVA/PV kontrol yaklaşımı ile  $\pm 0,01\text{mm}$  durağan konum doğruluğu elde edilebildiği deneylerle kanıtlanmıştır. Elde edilen doğruluk bu tür sistemler için daha önce elde edilmiş deney sonuçlarına göre 10 kat daha iyidir. Bu performans, kontrolcü parametrelerini yeniden ayarlamaksızın 0,3 kg'dan 11,3 kg'a değişen bir yükün dikey ve yatay hareketleri için elde edilmiştir (38).

Shih ve arkadaşı yüksek hızlı bir solenoid valf kullanarak pnömatik bir robot silindirin konumunu bulanık mantık puls genişliği modülasyonu (PWM) yöntemiyle kontrol etmişlerdir. Araştırmada pahalı bir servo valf kullanmak yerine üç adet yüksek hızlı solenoid valf kullanılmış ve pnömatik tahrikli robot silindirin lineer ve dönel konumlarını kontrol etmek için PWM esasıyla çalışan bir kontrolcü tasarlanmıştır. Deneysel araştırmalar PWM esasıyla çalışan bir kontrolörlü servo pnömatik sistemin çok iyi performans sergilediğini göstermiştir (39).

Rachkov, vd. konstrüksiyon işleri için pnömatik bir manipülatörün konum kontrolü üzerinde çalışmışlardır. Çalışmada konstrüksiyon işlemlerinde karşılaşılan açısal ve uzun lineer yörüngeleri izleyen pnömatik manipülatörlerin problemlerinin çözümü için çeşitli öneriler sunulmaktadır. Manipülatörün açısal yörüngeleri en az enerji tüketimi ile izlemesi incelenmiştir. Üç elemanın iki ve üç fazlı hareket modunda uzun lineer yörüngeleri izlemesi için kontrol algoritmaları araştırılmıştır. Pnömatik manipülatöre klasik ve bulanık mantık kontrolleri uygulanmış ve deneysel testler yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar pnömatik manipülatörlerin konstrüksiyon işlerinde, geniş kapsamlı uygulanabilirliğini göstermiştir (40) .

Wang, vd. servo pnömatik tahrik elemanlı sistemler için pratik bir kontrol stratejisi önermektedirler. Teorik analizler; piston ivmesinin silindir haznelerindeki basınç farklılığını temsil ettiğini göstermiştir. Bu yüzden servo pnömatik tahrik elemanlı kontrol sistemlerinin konstrüksiyonunda basınç geri beslemesi yerine ivme geri beslemesini uygulamak mümkündür. Araştırmada geliştirilen kontrol stratejisinde (i) sistemin kararlılığını geliştirmek için ivme geribeslemesi kullanılmış (ii) havanın sıkıştırılabilirliği ve sürtünmeden kaynaklanan gecikme ve ölü bölge problemlerini çözmek amacıyla zaman gecikmesinin minimizasyonu ve “offset” hatanın kompanzasyonu kullanılmıştır. Deneysel çalışmalarda asimetrik yapıda bir pnömatik tahrik elemanı kullanılmıştır. Sonuçlar klasik PID kontrolörü ile kıyaslandığında, sistemin performansının çok iyileştiği görülmüştür (41).

Messina ve arkadaşları puls genişliği modülasyonu (PWM) tekniği kullanarak pnömatik tahrik sistemlerinin dinamik davranışlarının modellenmesi ve deneysel olarak incelenmesi üzerinde çalışmışlardır. Araştırmada açma ve kapama süreleri puls genişliği modülasyonu ile değiştirilen aç-kapa solenoid valfler kullanılmıştır. Analitik ve deneysel kıyaslamalar tahrik elemanının beklenen ortalama konum doğruluğunun 2 mm’den daha az olabildiğini göstermiştir. Modelin yeteneği, çeşitli işletme şartları ve başlangıç durumlarında ilk beş çevrimde test edilmiştir. Sistemin nonlineer dinamik davranışını veren mevcut teorik model, pahalı düzeneklere ihtiyaç duyulmaksızın kontrol stratejileri geliştirmeyi amaçlayan bir girişim olarak düşünülmektedir (42).

Xue, vd. çalışmalarında pnömatik robot konumlandırma sistemleri için gerçek zamanlı sinir ağ esaslı, kendi kendine öğrenen bir kontrol sistemi üzerinde çalışmışlardır. Elde edilen kontrolcü tek piston kollu silindirlerde asimetriden ve iki yönde farklı sürtünme karakteristikleri olmasından kaynaklanan problemleri etkin bir biçimde çözmektedir. Deneysel sonuçlar, sistemin dinamik performansının önemli oranda düzeltilebildiğini göstermektedir. Kullanan sinir ağları sistemi, kendi kendini adapte edebilen gürbüz bir yapıya sahiptir. Tekrarlanabilir durağan cevaplar elde edebilmekte ve aşma yüzdeleri istenilen değerlerde tutulabilmektedir (43).

Shih ve arkadaşı konum kontrol sisteminde bir pnömatik tahrikli servo silindirin matematiksel modellenmesi ve kontrolcünün hassas ayarlanması için tasarım ve analiz yapmışlardır. Çalışmada, pnömatik sistemin zamana göre değişen bir matematiksel modeline ek olarak kesikli, zamana göre değişen bir model elde etmek için sistem tanımlama tekniği uygulanmıştır (44).

Chillari, vd. pnömatik tahrikli konum kontrol metotlarından altısını kullanarak deneysel bir karşılaştırma yapmışlardır. Her bir kontrol tekniğini test etmek için altı değişik referans girişi kullanılmıştır. Üzerinde çalışılan kontrol metotları PID, bulanık, basınç geri beslemeli PID, basınç geri beslemeli bulanık, kayan kipli, yapay sinir ağı bulanık mantık kontrollere dir. Yazarlar tarafından önerilen son metotta basınç farkı sensörü yerine sinir ağı esaslı bir gözleyici kullanılmıştır. Çalışmada her bir kontrol metodunun ve elde edilen sonuçların ayrıntıları verilmiş kritik hususlarında vurgulandığı genel bir karşılaştırma yapılmıştır (45).

Choi, vd. yapay sinir ağları kullanarak pnömatik tahrik elemanlarının yörünge takibinin kontrolü üzerine çalışma yapmışlardır. Pnömatik bir tahrik elemanı ve üç-yollu oransal valften oluşan lineer bir konumlama sistemi için bir kontrol metodu önerilmiş ve bu metot deneysel olarak değerlendirilmiştir. Önerilen kontrolcü basıncı kontrol eden bir iç çevrim ile konumu kontrol eden bir dış çevrimi içermektedir. Konum kontrolü için yapay sinir ağları ve geri besleme lineerleştirmesi ile birlikte kullanılan bir PID kontrolcü kullanılırken, basınç kontrolü için basit bir PID kontrolcü kullanılmıştır. Deneyler önerilen kontrolcünün yörünge izleme performansında önemli gelişmeler sağladığına işaret etmektedir (46).

Gentile, vd. aç/kapa tipinde valfler kullanarak pnömatik tahrikli bir silindirin konum kontrolünü deneysel olarak test etmişlerdir. Çalışmada, valfleri kontrol için puls genişliği modülasyonu tekniği kullanılmıştır. Sistem 12 bit A/D PC kartı ile sürülen iki adet üç-yollu solenoid valf ve çift etkili bir silindirden oluşmaktadır. Servo valfler pahalı olduğundan deney düzeneğinde solenoid valfler kullanılmıştır. Konum ileribeslemeli bir PI kontrolcü sisteme başarı ile uygulanmıştır. Kontrol sisteminin gürbüzlüğü ve puls genişliği modülasyonu algoritmasının performansını ölçmek için birçok deneysel test yapılmıştır. Sistemin genel performansı diğer

araştırmacıların servo valfler kullanarak elde ettikleri sonuçlarla kıyaslanabilir düzeydedir (47).

Liu ve arkadaşı bileşik piezo-pnömatik tahrik elemanı kullanan bir hassas konumlama aygıtı üzerine çalışmışlardır. Sözü edilen tahrik elemanı piezoelektrik bir eleman ve pnömatik bir silindirin otomatik montaj işlemi yapmak için bir araya getirilmesiyle oluşan yeni bir aygıttır. Çalışmada temel deney sonuçları sunulmuş ve analitik bir model tanımlanmıştır. Deneysel sonuçlar önerilen elemanın pnömatik silindir sayesinde hayli uzun bir çalışma alanını sağlarken, piezoelektrik elemanın impuls gücünü kullanarak, 10-nm'lik adımlar halinde hedef nesneyi taşıyabildiğini göstermektedir. Ayrıca, pratik bir uygulama olarak 3 serbestlik dereceli pozisyonlama sistemi de kurulmuştur (48).

Blagojevic ve arkadaşı iki pnömatik silindirin senkronize çalışması için sayısal kayan kipli kontrol uygulamışlardır. Çalışmada değişken yapıli kontrol sistem teorisi uygulanmasıyla tasarım yapılmıştır. Silindir konum ve hızının ölçülebilir olduğu kabul edilmiştir. Böyle bir sistemle, farklı başlangıç şartlarındaki silindirlerin hızla senkronize çalıştırılabileceği gösterilmiştir. Uygulanan algoritma, klasik kontrol algoritmalarıyla karşılaştırılmıştır. Sistemin çalışması bilgisayar simülasyonu ile gösterilmiştir (49).

Ke, vd. servo pnömatik silindirler için, enerjinin verimli kullanımını sağlayan bir optimum kontrol geliştirmişlerdir. Çalışmada pnömatik tahrikli bir sistemin matematiksel modellemesi yapılmış, denklemler lineerleştirilmiş ve optimum kontrol teorisi uygulanarak kontrol stratejisi belirlenmiştir. Verilen başlangıç ve son durum şartlarına bağlı olarak enerji-optimum hız profilleri bulunmuştur (50).

Janiszowski yaptığı çalışmada pnömatik servo sistemlerinde kontrolcü tasarımı ve dinamik sürücülerin modellenmesi ve uyarlanması üzerine çalışmıştır. Pnömatik teknikler kullanılan endüstriyel servo sistemlerinde modern kontrol yaklaşımları uygulandığında karşılaşılan problemler sunulmuş ve tartışılmıştır. Çalışmada hem noktadan noktaya kontrol, hem de yörünge izleme kontrolü incelenmiştir. Endüstriyel şartlar altında çeşitli kontrol teknikleri uygulanırken karşılaşılan;

ölçülemeyen değişkenler, kontrol değerleri üzerindeki zaman sınırlamaları, yüke hassasiyet, çalışma rejimi ve kaynak şartları gibi sorunlar ele alınmış ve bu sorunların nasıl çözüleceği konusunda öneriler sunulmuştur (51).

Richardson, vd. yerçekimi etkisi altında çalışan düşük sürtünmeli pnömatik bir tahrik elemanının kendinden ayarlı kontrolü üzerinde çalışmışlardır. Geleneksel olarak pnömatik tahrik elemanlarının konumlanması başlangıç, son ve yaklaşım anahtarları arasında olmaktadır. Havanın sıkıştırılabilirliği ve sürtünme etkileri gibi etkenlerin sebep olduğu yüksek nonlinear dinamik özellikler sistemin cevap hızını azalttığı ve konum doğruluğunu kötüleştirdiği için pnömatik silindirlerin hassas servo kontrolde kullanımı sınırlı kalmaktadır. Gerçek uygulamalarda birçok sistem yerçekimi kuvvetinden de etkilenmekte, bu da konum kontrol problemini daha karmaşık hale getirmektedir. Çalışmada düşük sürtünmeli silindirler için dış kuvvet dengeleme terimi içeren kendinden ayarlı bir kontrol önerilmektedir. Yazarlar, elde edilen performans iyileşmesini göstermek için düşük sürtünmeli silindirleri klasik keçeli silindirlerle karşılaştırılmıştır (52).

Maeda, vd. pnömatik tahrikli liftlerin konum kontrolü üzerinde çalışmışlardır. Çalışmada, sürtünmenin nonlinear karakteristiğini azaltmak için sarsma sinyal (dither); yük değişimleri karşısında konum kontrolünü gürbüz hale getirmek için ise bir bozucu gözleyicisi kullanılmıştır. Teoriye ek olarak yürütülen deneysel çalışmada dört pnömatik silindir tarafından kaldırılan bir yük tablası kullanılmıştır (53).

Nouri, vd. çalışmalarında pnömatik konum kontrol sistemlerinin elemanlarını tek tek tanımlayarak modellemiş, bu sistemlerin simülasyonu ve kontrolü için sistem modeli geliştirmiştir. Hava akışı ve sürtünmenin nonlinear özellikleri üzerinde önemle durulmuştur. İlk adımda, pnömatik valfin sürücü voltajı, akış aşağısındaki ve yukarısındaki basınçlar ve hava debisi arasındaki ilişkiyi belirleyen nozul akış denklemlerine dayanan empirik bir model öne sürülmektedir. Sürtünme ile ilgili olarak da, Lauren modeli temel alınmıştır. Bu modelde iki temel sürtünme rejimi, histeresis davranışlı kayma öncesi ve kaba kayma dikkate alınarak başlıca parametreleri tanımlanmıştır (54).

Karpenko ve arkadaşı sürtünmeli nonlinear bir pnömatik konum kontrol sisteminin tasarımı ve deneysel değerlendirmesi üzerinde çalışmışlardır. Sistem 5-yollu ucuz bir oransal valf ve sürtünmesi olan çift piston kollu bir tahrik silindirinden oluşmaktadır. Önce çalışma noktasındaki değişikliklerin, fiziksel sistem parametrelerindeki belirsizliklerin ve doğrusal olmayan valf akışlarının etkilerini asgariye indiren sabit kazançlı bir PI kontrol yasası elde edilmiştir. Daha sonra tasarlanan PI kontrol yasasına doğrusal olmayan değişiklikler deneysel olarak adım adım uygulanmış, böylece aşmalar azaltılmış; eleman sürtünmeleri ve valfin ölüband etkileri giderilmiştir. Yaklaşımın etkinliği deneysel sonuçlarla kanıtlanmıştır (55).

Qi, vd. bir çalışmada pnömatik robot konum kontrolü için gerçek zamanda öğrenen yapay sinir ağı bir kontrolcünün uygulaması anlatılmaktadır. Bu sistemin avantajları, nonlinear etkileri bertaraf edebilmesi ve zamana göre değişen sistem parametrelerinden etkilenmemesidir. Önerilen kontrolcü ve klasik PID kontrolcü ile elde edilen simülasyon sonuçları ve deneysel sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılarak tartışılmıştır (56).

Andrighetto, vd. bu çalışmalarında ticari olarak bulunabilen bir endüstriyel kontrolcü ve klasik doğrusal kontrolcüler kullanarak deneyler yapmışlar, deney sonuçlarını karşılaştırarak servo pnömatik tahrik elemanlarının konumlama sorunlarını incelemişlerdir. Servo pnömatik konumlama ile ilgili pek çok çalışma olmasına rağmen, endüstride çok kullanılan gerçek kontrolcülerin bu çalışmalarda kullanılan kontrol stratejileri ile karşılaştırılmasında eksiklikler görülmüştür. Ana sorunları öğrenmek için, önce pnömatik sistemin matematiksel bir modeli geliştirilmiş; sonra P, PI ve PID kontrolcüler, ticari olarak kullanılan FESTO SPC-100 kontrolcü ile karşılaştırılmıştır. Bu amaçla yapılan deneyler sırasında piston konumu, konum hatası, silindir haznelerindeki hava basınçları ve valf kontrol sinyali ölçülmüştür. Her kontrolcü için grafikler çizilmiş ve sonuçların analizi yapılmıştır (57).

Bobrow ve arkadaşı çalışmalarında yörünge izleyebilen ve tutucu elemanı kuvvet kontrolü yapabilen, hafif ve ucuz bir pnömatik robotun kontrol ve modellenmesi üzerine çalışmışlardır. Çalışmada servo valfin karakteristiği ve silindirdeki basınçlı havanın termodinamik özellikleri gibi nonlinear dinamik davranışlar da dikkate

alınmıştır. Teorik ve deneysel olarak yapılan gelişmanın sonuçları pnömatik elemanların elektrik motorlarına rakip olabileceklerini göstermektedir. Pnömatik robot kontrolünde nonlineer akış ve havanın sıkıştırılabilirliğinin etkilerini dikkate almak için mevcut manipülatör kontrol algoritmaları değiştirilerek kullanılmıştır. Yörünge takibi kontrol kanununa ek olarak bir de hibrit konum/kuvvet kontrol algoritması geliştirilmiştir. Deneysel sonuçları robotun uç noktasındaki kuvvetlerin, elektrik motorlu sistemlerde kullanılan pahalı kuvvet/moment sensörlerine gerek kalmadan kontrol edileceğini göstermektedir (58).

Virvalo'nun gelişmasında servo valf büyüklüğünün pnömatik konum kontrol servo sistemlerinin performansını nasıl etkilediği deneysel olarak incelenmiştir. Sistemin dinamik davranışı, duran durumda kontrol doğruluğu, hareketin düzgünlüğü ile ilgili deneysel veriler toplanmış ve servo valf büyüklüğünün sistem performansı üzerindeki etkisi tartışılmıştır (59).

Wang, vd. tarafından yapılan çalışmada standart orfisi teorisi esas alınarak pnömatik silindirli tahrik sistemlerinin bir modelleme çalışması yapılmıştır. Sistem modeli iki nonlineer alt sistemi ardışık olarak bağlayarak elde edilmiştir. Modelin geçerliliği, simülasyon çalışmaları ve deneylerden elde edilen açık çevrim dinamik cevapları karşılaştırılarak kanıtlanmıştır. Daha sonra, sistemin istenen presizyonla bir yörüngeyi izlemesini sağlayan gübüz bir servo kontrol stratejisi sunulmuştur. Sunulan bu yaklaşım örneklenmiştir (60).

Shih ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, düşey bir yük altındaki pnömatik bir silindirin kendinden ayarlı, sinir ağılı bulanık mantık kontrolu incelenmiştir. Geliştirilen kontrol algoritması bir mikrobilgisayar kullanılarak uygulanmıştır. Bulunan sonuçlar klasik kontrol sonuçları ile karşılaştırıldığında, sistemin duran

durum hatasının ve yükseleme süresinin iyileştiği görülmüştür (61).

Righeiti ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, pnömatik tahrikli bir silindirin yörünge izleme amaçlı kontrolu için iki adet üç-yollu oransal valf kullanılmış, ve nonlineer bir kontrol stratejisi sunulmuştur. Geliştirilen kontrol algoritması kayan kipli kontrol esasına dayandırılmış olup, geniş aralıklı yük değerlerinde ve her hızda

gürbüz bir yörünge izleme sağlamaktadır. Kontrolcünün genel performansı minimum bir maliyetle temin edilen sensörlerle yükseltilmiştir. Aslında, sistemde sadece bir adet lineer enkoder konum geribesleme amacıyla kullanılmıştır. Kontrol stratejisinin performansı, deneysel olarak test edilmiştir (62).

Shih ve arkadaşı tarafından yapılan çalışmada, bir bilyalı vidanın konum kontrolü pnömatik bir servomotora bulanık kayar kipli kontrol uygulayarak yapılmıştır (63).

Barth, vd. tarafından yapılan çalışmada, bir katalizör vasıtasıyla ayrıştırılan bir yakıttan elde edilen gazların kullanıldığı pnömatik bir tahrik sisteminin modellenmesi ve kontrolü yapılmıştır (64).

Miyajima ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, yüksek doğruluklu pnömatik konumlandırma sistemlerinde kullanılmak üzere, açıklığı yüksek doğrulukla kontrol edilebilen bir servo valf geliştirilmiştir. Valfin kayan yüzeyleri arasına havalı yataklar koyularak sürtünme etkisi azaltılmıştır. Ayrıca, valf makarasının konumunu yüksek doğrulukla kontrol edebilmek için, makara konumu yüksek çözünürlüklü bir konum sensörüyle ölçülerek geri beslenmiştir. Yazarlar, valfin özelliklerini analiz ederek, optimum bir dijital kontrolcü tasarlamışlardır. Kontrolcünün etkinliği deneylerle doğrulanmıştır (65).

Xiang ve arkadaşı yaptıkları çalışmada pnömatik bir konum kontrol sisteminin modellenmesini adımlar halinde vermişlerdir. Sunulan metotla sistemin modeli; nonlinear valf özellikleri, lineer valf dinamiği, kapalı kuvvet çevriminin lineer dinamiği, nonlinear sürtünme ve silindir hareketinin lineer dinamiği dikkate alınarak elde edilmiştir. Çalışmada deneysel sonuçlar ve simülasyon sonuçları sunulmaktadır (66).

Hamiti, vd. tutukluk etkisi altında çalışan pnömatik tahrikli bir silindirin konum kontrolünü incelemişlerdir. Çalışmada pnömatik servo sisteme yeni bir kontrol stratejisi uygulanmıştır. Bu strateji analog bir P kontrolcü kısımdan (iç çevrim) ve sayısal bir PI kontrolcü kısımdan (dış çevrim) oluşmaktadır. Sistemdeki iç çevrim nonlinear etkileri azaltmakta ve sistemi stabilize etmektedir. Böylece sistemin tanımlanması ve kontrolcünün tasarımı kolaylaşmıştır. Dış çevrim, tüm sistemin

karakteristiğini belirlemek ve tutukluk sürtünmesinin yarattığı sorunları ortadan kaldırmak için kullanılmaktadır. Hem yörünge izleme hem de konum kontrolde sistem performansının tatminkar olduğu bir dizi deneyle gösterilmiştir (67).

Yang ve arkadaşı Coulomb sürtünmesi ve tutukluk etkisi altındaki pnömatik konum kontrol sistemlerinde noktadan noktaya konumlama doğruluğunu arttırmak için adaptif puls genişliği kontrolü uygulamışlardır (68).

Cihan çalışmasında çift etkili bir pnömatik silindirin dinamik davranışını tanımlayan 4. mertebe denklemleri kullanarak bilgisayar benzetimi yapmış, açık-kapalı valf kullanarak darbe genişliği modülasyonu kontrol algoritmalarını; oransal valf kullanarak da basınç geri beslemeli PD kontrol algoritmalarını denemiştir (69).

Koç çalışmasında hız geri beslemeli ikili kontrol, kayan kipli ikili kontrol, darbe genişliği modülasyonu ve sürekli basınç kontrolünün, denenmesini sağlayacak bir deney düzeneği hazırlamıştır. Bu deney düzeneğine uygulanan kontrollerden elde edilen sonuçlar kıyaslanmıştır (70).

## 2.2 Amaç

Literatürdeki yayınlardan da görüldüğü gibi, pnömatik konum kontrolü pek çok araştırmacı tarafından yoğun olarak incelenmiştir. Teknik yönden bakıldığında, valf akış denklemlerinin nonlinear olması, havanın sıkıştırılabilir olması ve ani basınç değişimleri sırasında ısınması ve soğuması, pnömatik elemanların hareketli parçaları arasında genelde nonlinear sürtünme olması ve tutuklu kaymayla çok sık karşılaşılması gibi nedenlerden dolayı bu tür sistemlerin analizleri, uygun kontrol algoritmalarının geliştirilmesi ve bu algoritmaların pratikte başarıyla uygulanması zordur. Havanın sıkıştırılabilmesi dolayısıyla pnömatik tahrik elemanının yük kuvveti değişimleri karşısında esneklik göstermesi, nonlinear sürtünmeye ve özellikle tutukluluğa sahip yüklerin sürülmesinde ciddi kontrol doğruluğu ve salınım problemlerine yol açmaktadır.

Bu çalışmanın amacı pahalı olan servo valfler yerine, yüksek hızlı aç/kapa türünde valfler kullanarak sayısal pnömatik konum kontrolü yapmak için model oluşturmak,

kontrol algoritmaları geliştirmek ve önerilen algoritmaları deneysel olarak test ederek kontrol doğruluğunu artırmak için kontrol parametrelerinin nasıl seçilmesi gerektiği ile ilgili öneriler geliştirmektedir.

### 2.3 Kapsam

Tezin bu bölümünden sonra gelen 3. bölümünde pnömatik bir konum kontrol sisteminin matematiksel modeli çıkarılmıştır. İncelenen sistem kütleli bir yükü düşey yönde süren bir pnömatik silindir, silindir pistonunun iki tarafını kaynak basıncına veya atmosfer basıncına bağlamak için aç/kapa tipinde solenoid tahrikli dört adet valf, yük konumunu ölçen ve geribesleyen transdüserler, veri toplama ve kontrol kartına sahip bir PC ve valf sürücü devrelerinden oluşmaktadır. Bölüm 3’de bu sistemin pnömatik kısmının ayrıntılı bir matematiksel modeli çıkartılmıştır. Modelde nonlineer valf akış denklemleri, silindir haznelerindeki havanın sıkıştırılması sırasında sergilediği termodinamik davranış, silindirle çevre arasında olabilecek ısı transferi ve yer çekimi etkisi gibi hususlar dikkate alınmıştır. Matematiksel modelleme sonucunda yükün yukarı ve aşağı yöndeki hareketlerini tanımlayan diferansiyel denklemler takımları bulunmuştur. Elde edilen bu diferansiyel denklemlerin MATLAB ortamında çözölerek sistem simölasyonu için önerilen teknik ve program yapısı da bu bölümde sunulmuştur.

Tezin 4. bölümünde modelin ve kontrol algoritmalarının denendiği deney düzeneğinin yapısı ve elemanları hakkında bilgi verilmiştir. Deney düzeneğinde kütleli bir yük klavuz sütünlara yataklı olarak, düşey yönde tek kollu, çift etkili bir pnömatik silindirle sürölmektedir. Silindir hazneleri kaynak basıncına ya da atmosfer basıncına solenoid tahrikli aç/kapa tipinde valflerle bağlanmaktadır. Kontrol amacıyla yük konumu ölçölünce, ölçölün değeri bir veri toplama ve kontrol kartıyla bir PC’ye aktarılmaktadır. Ölçölün değeri PC tarafından referans değerle karşılaştırılarak kontrol işlemi belirlenmekte, valfleri süren devrelere kontrol sinyalleri gönderilmektedir. Deney düzeneğinde tüm prosesi izlemek için ayrıca silindir haznelerinin basınçlarını ve sıcaklıklarını ölçen transdüserler, kayıt ve görüntölleme cihazları da bulunmaktadır.

Tezin 5. bölümünde deney sonuçları sunulmuştur. Bu bölümde yükün konumunu mümkün olduğunca dar bir hata bandı içine getirebilmek için bir kontrol algoritması geliştirilmiştir. Bu algoritma puls genişliği modülasyonu kullanarak yükün hızını kademeli olarak azaltmakta ve yükün konumunu belirlenen hata bandının içine getirmektedir. Bölümün ilk kısmında puls genişliği modülasyonu kullanılarak yük hızının nasıl değiştirileceği incelenmiş, puls genişliği modülasyonu parametrelerinin değerleri ile yük hızları arasındaki ilişkiler deneysel olarak bulunmuştur. İkinci kısımda ise farklı yük değerleri ve yükün aşağı ve yukarı yöndeki hareketleri için yapılan konum kontrol deneylerinin sonuçları sunulmuş; kontrol doğruluğunun artırılması için öneriler geliştirilmiştir.

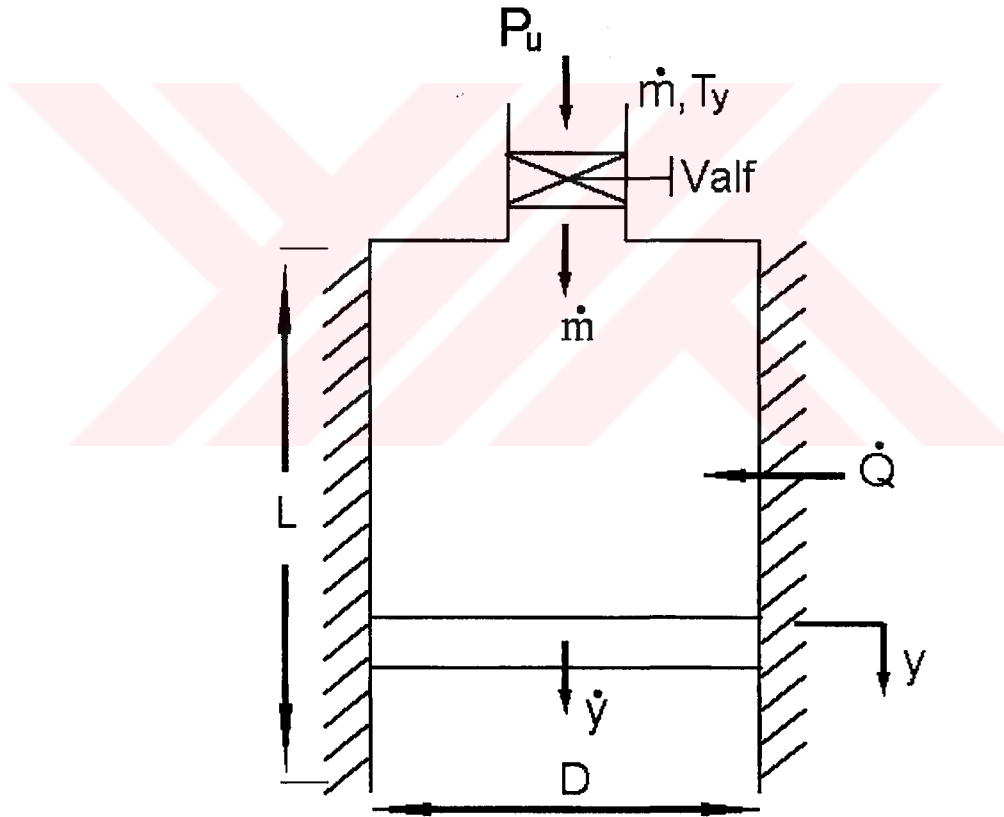
Tezin 6. bölümünde, bölüm 3'de geliştirilen matematiksel model ve deney düzeneğinin parametreleri kullanılarak simülasyonlar yapılmış; simülasyon sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Tezin son bölümünde ise sonuçlar tartışılmış ve bundan sonra bu konuda yapılacak çalışmalar için öneriler verilmiştir.

### 3. SİSTEMİN MATEMATİKSEL MODELİ

#### 3.1 Pnömatik Bir Silindiri Tanımlayan Denklemler

Şekil 3.1'deki gibi pnömatik bir silindiri ele alalım. Silindire, keskin kenarlı,  $a$  orifis alanına sahip bir valf üzerinden ve  $P_u$  basınçlı bir kaynaktan  $\dot{m}$  kütleli hızıyla hava verilmektedir. Silindirin herhangi bir andaki hacmi  $V$ , içindeki havanın herhangi bir andaki basıncı, sıcaklığı ve yoğunluğu ise sırasıyla  $P, T$  ve  $\rho$  olsun. Silindire  $\dot{m}$  kütleli debisiyle  $T_u$  sıcaklığında hava girmekte,  $\dot{Q}$  ısı debisiyle ısı



Şekil 3.1 Silindir Haznesi

enerjisi verilmektedir. Silindirin alt tarafındaki pistonun alanı  $A$ , hızı  $\dot{y}$  olsun. Silindir hacmi içindeki akışkanın hızı ve yerçekimi kuvveti ihmal edilebilir.

Silindir hacmine süreklilik denklemi uygulanırsa, aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\frac{dm}{dt} = \frac{d}{dt}(\rho V) \quad [3.1]$$

Diğer yandan; hava ideal gaz olarak elde edilirse,

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad [3.2]$$

olarak alınabilir. Bu durumda eşitlik [3.1] ile eşitlik [3.2] kullanılarak aşağıdaki eşitlik yazılabilir (12).

$$\dot{m} = \frac{d}{dt} \left[ \frac{PV}{RT} \right] = \frac{1}{R} \frac{d}{dt} \left[ \frac{PV}{T} \right] \quad [3.3]$$

Silindir hacmini bir kontrol hacmi olarak tanımlayarak enerji denklemi yazılırsa

$$c_p \dot{m} T_m - P \frac{dV}{dt} + \frac{dQ}{dt} = \frac{d}{dt} (C_v \rho V T) \quad [3.3]$$

elde edilir. Burada eşitliğin sağ tarafındaki terim kontrol hacmindeki havanın iç enerjisinin artış hızını göstermektedir. Sol taraftaki terimler sırasıyla,  $\dot{m}$  kütle debisini dolayısıyla iç enerjinin artış hızını, sistemin dışarı verdiği mekanik gücü ve sisteme sağlanan ısı gücü göstermektedir.  $T_m$ 'nin değeri ise  $\dot{m}$ 'nin yönüne bağlı olup, aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$T_m = T_u \quad \dot{m} > 0 \text{ (akış silindire giriyorsa)}$$

$$T_m = T \quad \dot{m} < 0 \text{ (akış silindirden çıkıyorsa)}$$

Ayrıca,

$$c_p = \frac{kR}{k-1} \quad [3.5]$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad [3.6]$$

$$R = c_p - c_v \quad [3.7]$$

olduğundan, bu tanımlar eşitlikler [3.5], [3.6] ve [3.7]'de yerine koyulursa aşağıdaki eşitlik elde edilir (22).

$$c_p \dot{m} T - P \dot{V} + \frac{dQ}{dt} = \frac{1}{k-1} (\dot{P} V + P \dot{V}) \quad [3.8]$$

Pnömatik silindire çevreden verilen  $\dot{Q}$  ısı debisi, ortamlar arasındaki  $T_0 - T$  sıcaklık farkına ve silindirin yüzey alanının büyüklüğüne ( $\pi D L$ ) bağlıdır. Eğer  $h_f$  gibi bir ortalama ısı geçişi film katsayısı kabul edilirse aşağıdaki ifade yazılabilir;

$$\frac{dQ}{dt} = h_f \pi D L (T_0 - T) \quad [3.9]$$

Eğer  $\dot{m}$  silindire giriyorsa valf orifisinden geçerek silindire giren kütle debisi ise eşitlik [3.10] ile verilmektedir (22,74).

$$\dot{m} = C_d a E \frac{P_u}{\sqrt{T_u}} f_1 \left( \frac{P}{P_u} \right) \quad [3.10]$$

Burada  $a$ , valf orifis alanını;  $C_d$ , boşaltma katsayısını;  $P_u$  ve  $T_u$  akış yukarısındaki havanın basınç ve sıcaklığını;  $P$  ise akış aşağısındaki, yani silindirdeki basıncı göstermektedir. Bu eşitlik, orifisin hem boğulmuş, hem de boğulmamış hallerinde kütle debisini verir. Hava için  $\frac{P}{P_u} \leq 0,528$  olduğunda boğulma gerçekleşir. Eşitlikde yer alan  $f_1$  fonksiyonu boğulma yokken ve varken aşağıdaki gibi tanımlanır (75).

$$f_1 \left( \frac{P}{P_u} \right) = \sqrt{\frac{2}{(k-1) \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}} \left( \frac{P}{P_u} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left( \frac{P}{P_u} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad \frac{P}{P_u} > 0.528 \quad [3.11]$$

$$f_1\left(\frac{P}{P_u}\right)=1 \quad \frac{P}{P_u} \leq 0,528 \quad [3.12]$$

Eşitlik [3.10]' da kullanılan E değeri ise bir sabit olup eşitlik [3.13] de verilmektedir (12).

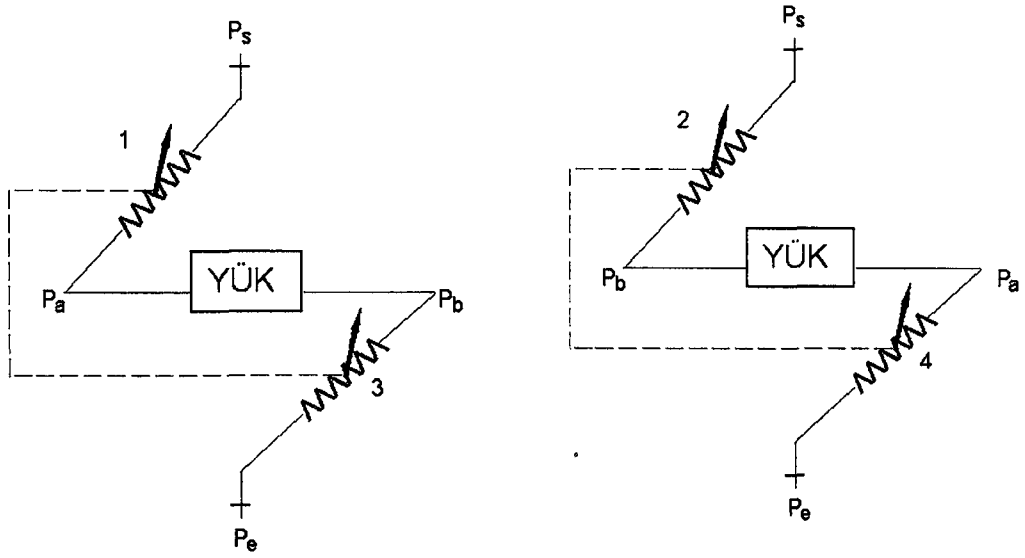
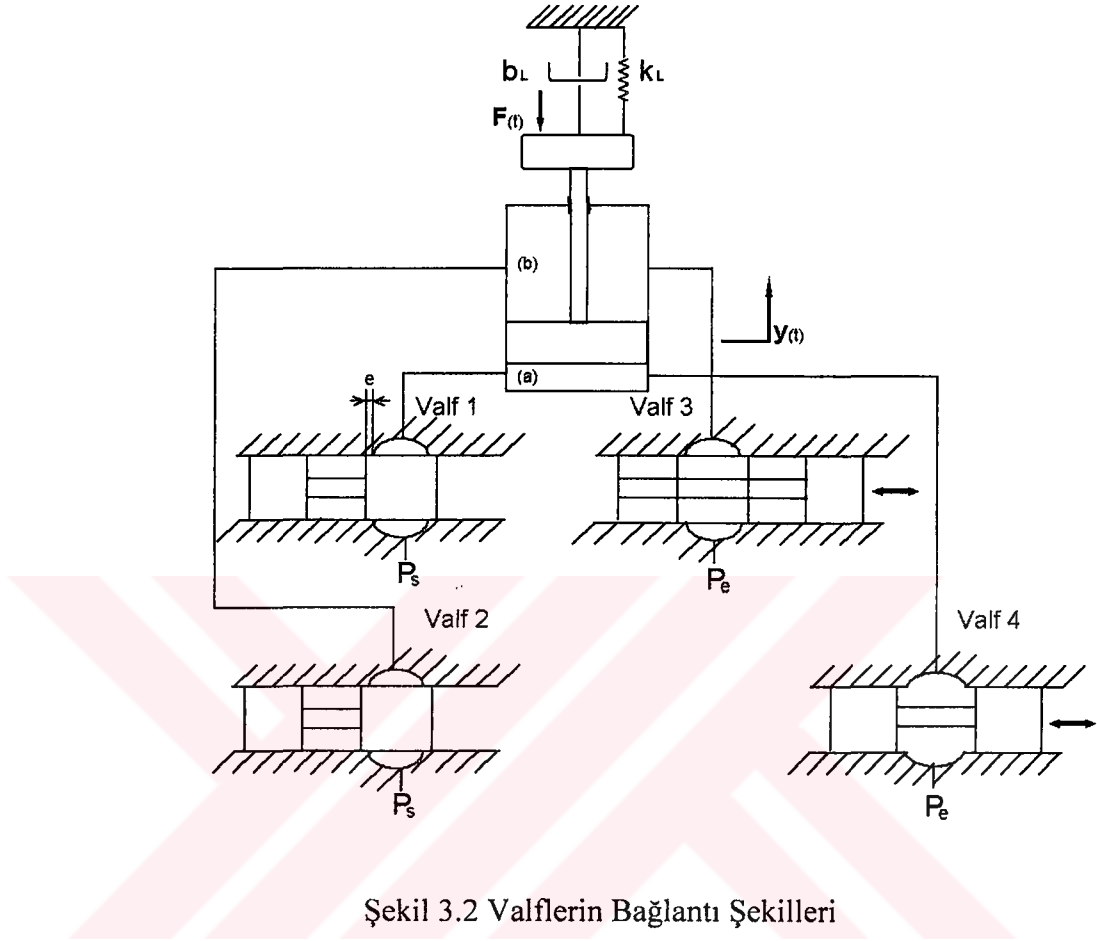
$$E = \sqrt{\frac{k}{R} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad [3.13]$$

Yukarıdaki eşitliklerde geçen  $k$  'nın değeri prosesin ne kadar hızlı yapıldığına bağlıdır. Adyabatik proses için  $k = 1.4$  'dür. Ancak bir miktar ısı transferinin olduğu durumlarda örneğin metal cidarlı hacimlerde genelde 1.2-1.3 gibi değerler kullanılır(42).

### 3.2 Sistem Modeli

Bu tezde incelenen sistemde kütle-yay-sönümleyici tipinde bir yük farklı alanlı pnömatik bir pistonla düşey yönde sürülmektedir. Sistemin pnömatik kısmını modellemek amacıyla, pnömatik kısmının basitleştirilmiş bir şeması Şekil 3.2'de verilmiştir. Silindir 4 adet 2-yollu solenoid valfi açıp kapatarak sürülmektedir. Valflerden uygun iki tanesi açılarak, iki tanesi de kapatılarak yükün yön değiştirmesi sağlanmaktadır. Diğer bir ifadeyle, 4 adet 2-yollu ve 2-konumlu valf, bir adet 4-yollu valfin fonksiyonunu yerine getirmektedir. Şekil 3.3'de yükün yukarı ve aşağı yönlerdeki hareketleri sırasında ortaya çıkan akış devreleri görülmektedir.

Yükün yukarı ve aşağı yönlere doğru hareketleri sırasında geçerli olan eşitlikler, kısım 3.1'de verilen temel eşitlikler esas alınarak, aşağıdaki kısımlarda türetilmiştir.



Şekil 3.3. Sistem Akış Devresi

### 3.2.1 Silindirin Yukarı Hareketi

Eşitlik [3.3] silindirin yukarı hareketi için uygulandığında ( $y > 0$ ), silindirin a ve b hazneleri için eşitlik [3.13] ve [3.14] elde edilir.

$$\dot{m}_a = \frac{1}{R} \frac{d}{dt} \left[ \frac{P_a V_a}{T_a} \right] \quad [3.14]$$

$$\dot{m}_b = \frac{1}{R} \frac{d}{dt} \left[ \frac{P_b V_b}{T_b} \right] \quad [3.15]$$

Eşitlik [3.8] silindirin yukarı hareketi için uygulandığında, silindirin a ve b hazneleri için eşitlik [3.16] ve [3.17] elde edilir.

$$c_p \dot{m}_a T_a - P_a \dot{V}_a + \frac{dQ_a}{dt} = \frac{1}{k-1} (\dot{P}_a V_a + P_a \dot{V}_a) \quad [3.16]$$

$$c_p \dot{m}_b T_b - P_b \dot{V}_b + \frac{dQ_b}{dt} = \frac{1}{k-1} (\dot{P}_b V_b + P_b \dot{V}_b) \quad [3.17]$$

Silindirin yukarı hareketinde, silindirin a ve b hazneleri için alan ve strok ilişkisinden elde edilen hacim denklemleri eşitlik [3.18] ve [3.19] da verilmektedir.

$$V_a = A_a (L_a + y) \quad [3.18]$$

$$V_b = A_b (L_b - y) \quad [3.19]$$

Burada  $L_a$  ve  $L_b$  prosesin başlangıcında silindirin a ve b taraflarının uzunlukları,  $y$  ise başlangıç konumuna göre pistonun hareket miktarıdır.

Eşitlik [3.9] silindirin yukarı hareketi için uygulandığında silindirin a ve b hazneleri için eşitlik [3.20] ve [3.21] elde edilir.

$$\frac{dQ_a}{dt} = -h_{fa} \pi D_a (L_a + y) (T_a - T_o) \quad [3.20]$$

$$\frac{dQ_h}{dt} = -h_{fb} \pi D_h (L_h - y)(T_h - T_o) \quad [3.21]$$

Eşitlik [3.10] silindirin yukarı hareketi için uygulandığında, silindirin a ve b hazneleri için eşitlik [3.22] ve [3.23] elde edilir:

$$\dot{m}_a = C_d a_1 E \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} f_1 \left( \frac{P_a}{P_s} \right) \quad [3.22]$$

$$\dot{m}_b = -C_d a_3 E \frac{P_b}{\sqrt{T_b}} f_1 \left( \frac{P_e}{P_b} \right) \quad [3.23]$$

Eşitlik [3.14] ve eşitlik [3.18] eşitlik [3.16]'da yerine yerine koyulursa ve silindirin geometrisi dikkate alınır, eşitlik [3.24] elde edilir:

$$T_s c_p \frac{1}{R} \frac{d}{dt} \left[ \frac{P_a A_a (L_a + y)}{T_a} \right] - P_a A_a \dot{y} + \frac{dQ_a}{dt} = \frac{1}{k-1} \left[ \dot{P}_a A_a (L_a + y) + P_a A_a \dot{y} \right] \quad [3.24]$$

Eşitlik [3.5], eşitlik [3.24] ve eşitlik [3.20]'den eşitlik [3.25] elde edilir.

$$\dot{P}_a \left[ \frac{A_a}{k-1} (L_a + y) \left( \frac{T_s k}{T_a} - 1 \right) \right] + \dot{y} \left[ A_a P_a \left( \frac{T_s k}{T_a (k-1)} - 1 - \frac{1}{k-1} \right) \right] - \dot{T}_a \left[ \frac{T_s k A_a P_a (L_a + y)}{(k-1) T_a^2} \right] = h_{fa} \pi D_a (L_a + y)(T_a - T_o) \quad [3.25]$$

Eşitlik [3.25] aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{P}_a A_1(y, T_a) - \dot{T}_a A_3(y, T_a, P_a) = A_4(y, T_a) - A_2(y, T_a, P_a) \quad [3.26]$$

Buradaki  $A_1(y, T_a)$ ,  $A_2(y, T_a, P_a)$ ,  $A_3(y, T_a, P_a)$ ,  $A_4(y, T_a)$  fonksiyonları aşağıdaki formüllerde verildiği gibi lineer olmayan fonksiyonlardır.

$$A_1(y, T_a) = \frac{A_a}{k-1} (L_a + y) \left( \frac{T_s k}{T_a} - 1 \right) \quad [3.27]$$

$$A_2(y, T_a, P_a) = \dot{y} \left[ A_a P_a \left( \frac{T_s k}{T_a (k-1)} - 1 - \frac{1}{k-1} \right) \right] \quad [3.28]$$

$$A_3(y, T_a, P_a) = \frac{T_s k A_a P_a (L_a + y)}{(k-1) T_a^2} \quad [3.29]$$

$$A_4(y, T_a) = h_{fa} \pi D_a (L_a + y) (T_a - T_o) \quad [3.30]$$

Eşitlik [3.15] ve eşitlik [3.19] eşitlik [3.17]'de yerine yerine koyulursa ve silindirin geometrisi dikkate alınır, denklem [3.31] elde edilir:

$$T_h c_p \frac{1}{R} \frac{d}{dt} \left[ \frac{P_h A_h (L_h - y)}{T_h} \right] + \frac{dQ_b}{dt} = \frac{1}{k-1} [\dot{P}_h A_h (L_h - y) + P_h A_h \dot{y}] \quad [3.31]$$

Eşitlik [3.5], eşitlik [3.31] ve eşitlik [3.21]'den eşitlik [3.32] elde edilir.

$$\dot{P}_h [A_h (L_h - y)] - \dot{T}_h \left[ \frac{k A_h P_h (L_h - y)}{(k-1) T_h} \right] = h_{fb} \pi D_h (L_h - y) (T_h - T_o) \quad [3.32]$$

Eşitlik [3.32] aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{P}_h B_1(y) - \dot{T}_h B_3(y, T_h, P_h) = B_4(y, P_h) \quad [3.33]$$

Buradaki  $B_1(y)$ ,  $B_3(y, T_h, P_h)$ ,  $B_4(y, P_h)$  fonksiyonları aşağıdaki formüllerde verildiği gibi lineer olmayan fonksiyonlardır.

$$B_1(y) = A_h (L_h - y) \quad [3.34]$$

$$B_3(y, T_h, P_h) = \frac{k A_h P_h (L_h - y)}{(k-1) T_h} \quad [3.35]$$

$$B_4(y, T_a) = h_{fb} \pi D_h (L_h - y) (T_h - T_o) \quad [3.36]$$

Eşitlik [3.14], [3.18] ve [3.22]'den eşitlik [3.37] elde edilir.

$$\frac{1}{R} \frac{d}{dt} \left[ \frac{P_a A_a (L_a + y)}{T_a} \right] = C_d a_1 E \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} f_1 \left( \frac{P_a}{P_s} \right) \quad [3.37]$$

Ya da, aşağıdaki ifade bulunur:

$$\begin{aligned} \dot{P}_a \left[ \frac{A_a}{RT_a} (L_a + y) \right] + \dot{y} \left( \frac{A_a P_a}{RT_a} \right) - \dot{T}_a \left[ \frac{A_a P_a (L_a + y)}{RT_a^2} \right] = \\ C_d a_1 E \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} f_1 \left( \frac{P_a}{P_s} \right) \end{aligned} \quad [3.38]$$

Eşitlik [3.38] aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{P}_a C_1(y, T_a) - \dot{T}_a C_2(y, T_a, P_a) = C_3(P_s, P_a) - C_4(y, T_a, P_a) \quad [3.39]$$

Buradaki;  $C_1(y, T_a)$ ,  $C_2(y, T_a, P_a)$ ,  $C_3(P_s, P_a)$ ,  $C_4(y, T_a, P_a)$  fonksiyonları aşağıdaki formüllerde verildiği gibi lineer olmayan fonksiyonlardır.

$$C_1(y, T_a) = \left[ \frac{A_a}{RT_a} (L_a + y) \right] \quad [3.40]$$

$$C_2(y, T_a, P_a) = \left[ \frac{A_a P_a (L_a + y)}{RT_a^2} \right] \quad [3.41]$$

$$C_3(T_s, P_s, P_a) = C_d a_1 E \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} f_1 \left( \frac{P_a}{P_s} \right) \quad [3.42]$$

$$C_4(y, T_a, P_a) = \left( \frac{A_a P_a}{RT_a} \right) \dot{y} \quad [3.43]$$

Silindirin (b) tarafı için de benzer eşitlikler yazılırsa sonuçta aşağıdaki eşitlikler bulunur:

$$\frac{1}{R} \frac{d}{dt} \left[ \frac{P_b V_b (L_b - y)}{T_b} \right] = -C_d a_3 D \frac{P_b}{\sqrt{T_b}} f_1 \left( \frac{P_e}{P_b} \right) \quad [3.44]$$

Eşitlik [3.44]'ün türevi alındığında eşitlik [3.45] elde edilir.

$$\begin{aligned} \dot{P}_h \left[ \frac{A_h}{RT_h} (L_h - y) \right] - \dot{y} \left( \frac{A_h P_h}{RT_h} \right) - \dot{T}_h \left[ \frac{A_h P_h (L_h - y)}{RT_h^2} \right] = \\ -C_d a_3 D \frac{P_h}{\sqrt{T_h}} f_1 \left( \frac{P_e}{P_h} \right) \end{aligned} \quad [3.45]$$

Eşitlik [3.45] aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{P}_h D_1(y, T_h) - \dot{T}_h D_2(P_e, P_h) = D_3(y, P_h, T_h) - D_4(y, T_h, P_h) \quad [3.46]$$

Buradaki;  $D_1(y, T_h)$ ,  $D_2(y, P_h, T_h)$ ,  $D_3(P_e, P_h)$ ,  $D_4(y, T_h, P_h)$  fonksiyonları aşağıdaki formüllerde verildiği üzere lineer olmayan fonksiyonlardır.

$$D_1(y, T_h) = \left[ \frac{A_h}{RT_h} (L_h - y) \right] \quad [3.47]$$

$$D_2(y, P_h, T_h) = \left[ \frac{A_h P_h (L_h - y)}{RT_h^2} \right] \quad [3.48]$$

$$D_3(P_e, P_h) = -C_d a_3 D \frac{P_h}{\sqrt{T_h}} f_1 \left( \frac{P_e}{P_h} \right) \quad [3.49]$$

$$D_4(y, T_h, P_h) = \left( \frac{A_h P_h}{RT_h} \right) \dot{y} \quad [3.50]$$

Şekil 3.1'deki yük kütlelerine Newton'un 2. kanunu uygulandığında eşitlik [3.51] elde edilir.

$$M_L \ddot{y} + b_L \dot{y} + k_L y = -F(t) + (P_a - P_e) A_a - (P_h - P_e) A_b - M_L g \quad [3.51]$$

Böylelikle sistemin yukarı doğru hareketini aşağıdaki eşitlik takımı ile ifade etmek mümkün olmaktadır.

$$\begin{aligned}
\dot{P}_a A_1(y, T_a) - \dot{T}_a A_3(y, T_a, P_a) &= A_4(y, T_a) - A_2(y, T_a, P_a) \\
\dot{P}_h B_1(y) - \dot{T}_h B_3(y, T_h, P_h) &= B_4(y, P_h) + B_2(y, T_h) \\
\dot{P}_a C_1(y, T_a) - \dot{T}_a C_2(y, T_a, P_a) &= C_3(P_s, P_a) - C_4(y, T_a, P_a) \\
\dot{P}_h D_1(y, T_h) - \dot{T}_h D_3(P_e, P_h) &= D_2(y, P_h, T_h) - D_4(y, T_h, P_h) \\
M_L \ddot{y} + b_L \dot{y} + k_L y &= -F(t) + (P_a - P_e)A_a - (P_h - P_e)A_h - M_L g
\end{aligned} \tag{3.52}$$

Görüldüğü üzere, sistemin dinamik davranışı nonlineer diferansiyel denklemlerle tanımlanmaktadır. Bu diferansiyel denklem takımının analitik çözümünü bulmak hemen hemen imkansızdır. Bu nedenle çözüm Matlab yazılımı kullanılarak nümerik olarak elde edilecektir.

### 3.2.2. Silindirin Aşağı Hareketi

Denklem [3.18] silindirin aşağı hareketi için uygulandığında ( $y < 0$ ), silindirin a ve b hazneleri için eşitlik [3.53] ve [3.54] elde edilir.

$$c_p \dot{m}_a T_a - P_a \dot{V}_a + \frac{dQ_a}{dt} = \frac{1}{k-1} (\dot{P}_a V_a + P_a \dot{V}_a) \tag{3.53}$$

$$c_p \dot{m}_h T_h - P_h \dot{V}_h + \frac{dQ_h}{dt} = \frac{1}{k-1} (\dot{P}_h V_h + P_h \dot{V}_h) \tag{3.54}$$

Silindirin yukarı hareketinde, silindirin a ve b hazneleri için alan ve strok ilişkisinden elde edilen hacim denklemleri eşitlik [3.55] ve [3.56] da verilmektedir.

$$V_a = A_a (L_a + y) \tag{3.55}$$

$$V_h = A_h (L_h - y) \tag{3.56}$$

Denklem [3.10] silindirin aşağı hareketi için uygulandığında, silindirin a ve b hazneleri için denklem [3.57] ve [3.58] elde edilir.

$$\dot{m}_a = -C_d a_2 E \frac{P_a}{\sqrt{T_a}} f_1 \left( \frac{P_e}{P_a} \right) \quad [3.57]$$

$$\dot{m}_b = C_d a_4 E \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} f_1 \left( \frac{P_b}{P_s} \right) \quad [3.58]$$

Eşitlik [3.53], [3.54] ve [3.14] birlikte çözüldüğünde eşitlik [3.59] elde edilmektedir.

$$T_a c_p \frac{1}{R} \frac{d}{dt} \left[ \frac{P_a A_a (L_a + y)}{T_a} \right] + \frac{dQ_a}{dt} = \frac{1}{k-1} [\dot{P}_a A_a (L_a + y) - P_a A_a \dot{y}] \quad [3.59]$$

$$\dot{P}_a A_a (L_a + y) - \dot{T}_a \left( \frac{k P_a A_a (L_a + y)}{(k-1) T_a} \right) = h_{fa} \pi D_a (T_a - T_o) (L_a + y) \quad [3.60]$$

Eşitlik [3.60] aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{P}_a E_1(y) - \dot{T}_a E_3(y, P_a T_a) = E_4(y, T_a) \quad [3.61]$$

Buradaki;  $E_1(y)$ ,  $E_3(y, P_a T_a)$ ,  $E_4(y, T_a)$  fonksiyonları aşağıdaki formüllerde verildiği üzere lineer olmayan fonksiyonlardır.

$$E_1(y) = A_a (L_a + y) \quad [3.62]$$

$$E_3(y, P_a, T_a) = \frac{k A_a P_a (L_a + y)}{(k-1) T_a} \quad [3.63]$$

$$E_4(y, T_a) = h_{fa} \pi D_a (L_a + y) (T_a - T_o) \quad [3.64]$$

Eşitlik [3.15], [3.56] ve [3.54] birlikte çözüldüğünde eşitlik [3.65] elde edilmektedir.

$$T_s c_p \frac{1}{R} \frac{d}{dt} \left[ \frac{P_b A_b (L_b - y)}{T_b} \right] - P_b A_b \dot{y} + \frac{dQ_b}{dt} = \frac{1}{k-1} [\dot{P}_b A_b (L_b - y) + P_b \cdot A_b \dot{y}] \quad [3.65]$$

Eşitlik [3.65], eşitlik [3.20] ve eşitlik [3.5]'den aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$\dot{P}_b F_1(y, T_b) - \dot{T}_b F_3(y, P_b, T_b) = F_2(y, P_b, T_b) + F_4(y, T_b) \quad [3.66]$$

Buradaki;  $F_1(y, T_b)$ ,  $F_2(y, P_b, T_b)$ ,  $F_3(y, P_b, T_b)$ ,  $F_4(y, T_b)$  fonksiyonları aşağıdaki formüllerde verildiği üzere lineer olmayan fonksiyonlardır.

$$F_1(y, T_b) = \frac{A_b}{k-1} (L_b - y) \left( \frac{T_s k}{T_b} - 1 \right) \quad [3.67]$$

$$F_2(y, P_b, T_b) = \dot{y} \left[ A_b P_b \left( \frac{T_s k}{T_b (k-1)} - 1 - \frac{1}{k-1} \right) \right] \quad [3.68]$$

$$F_3(y, P_b, T_b) = \frac{T_s k A_b P_b (L_b - y)}{(k-1) T_b^2} \quad [3.69]$$

$$F_4(y, T_b) = h_p \pi D (L_b - y) (T_b - T_o) \quad [3.70]$$

Eşitlik [3.14], eşitlik [3.55] ve [3.57] birlikte çözüldüğünde eşitlik [3.71] elde edilmektedir.

$$\frac{1}{R} \frac{d}{dt} \left[ \frac{P_a V_a (L_a + y)}{T_a} \right] = -C_d a_2 E \frac{P_a}{\sqrt{T_a}} f_1 \left( \frac{P_e}{P_a} \right) \quad [3.71]$$

Eşitlik [3.71] aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{P}_a H_1(y, T_a) - \dot{T}_a H_2(y, P_a, T_a) = H_3(P_a) - H_4(y, P_a, T_a) \quad [3.72]$$

Buradaki;  $H_1(y, T_a)$ ,  $H_2(y, P_a, T_a)$ ,  $H_3(P_a)$ ,  $H_4(y, P_a, T_a)$  fonksiyonları aşağıdaki formüllerde verildiği üzere lineer olmayan fonksiyonlardır.

$$H_1(y, T_a) = \left[ \frac{A_a}{RT_a} (L_a + y) \right] \quad [3.73]$$

$$H_2(y, P_a, T_a) = \left[ \frac{A_a P_a (L_a + y)}{RT_a^2} \right] \quad [3.74]$$

$$H_3(P_a) = -C_d a_2 E \frac{P_a}{\sqrt{T_a}} f_1 \left( \frac{P_c}{P_a} \right) \quad [3.75]$$

$$H_4(y, P_a, T_a) = \left( \frac{A_a P_a}{RT_a} \right) \dot{y} \quad [3.76]$$

Eşitlik [3.15], eşitlik [3.56] ve [3.58] birlikte çözüldüğünde eşitlik [3.77] elde edilmektedir.

$$\frac{1}{R} \frac{d}{dt} \left[ \frac{P_b A_b (L_b - y)}{T_b} \right] = C_d a_4 E \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} f_1 \left( \frac{P_b}{P_s} \right) \quad [3.77]$$

Eşitlik [3.77] aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{P}_b J_1(y, T_b) - \dot{T}_b J_2(y, T_b, P_b) = J_3(P_a) + J_4(P_b, T_b) \quad [3.78]$$

Buradaki;  $J_1(y, T_b)$ ,  $J_2(y, T_b, P_b)$ ,  $J_3(P_a)$ ,  $J_4(P_b, T_b)$  fonksiyonları aşağıdaki formüllerde verildiği üzere lineer olmayan fonksiyonlardır.

Buradaki;

$$J_1 = \left[ \frac{A_b}{RT_b} (L_b - y) \right] \quad [3.79]$$

$$J_2 = \left[ \frac{A_b P_b (L_b - y)}{RT_b^2} \right] \quad [3.80]$$

$$J_3 = C_d a_4 E \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} f_1 \left( \frac{P_b}{P_s} \right) \quad [3.81]$$

$$J_4 = \left( \frac{A_h P_h}{RT_h} \right) \dot{y} \quad [3.82]$$

Şekil 3.1'deki yük kütlelerine Newton'un 2. kanunu uygulandığında eşitlik [3.83] elde edilir.

$$M_L \ddot{y} + b_L \dot{y} + k_L y = F(t) - (P_a - P_e) A_a + (P_h - P_e) A_h - M_L g \quad [3.83]$$

Dolayısıyla sistemin aşağı yöndeki hareketi aşağıdaki eşitlik takımı ile tanımlanır.

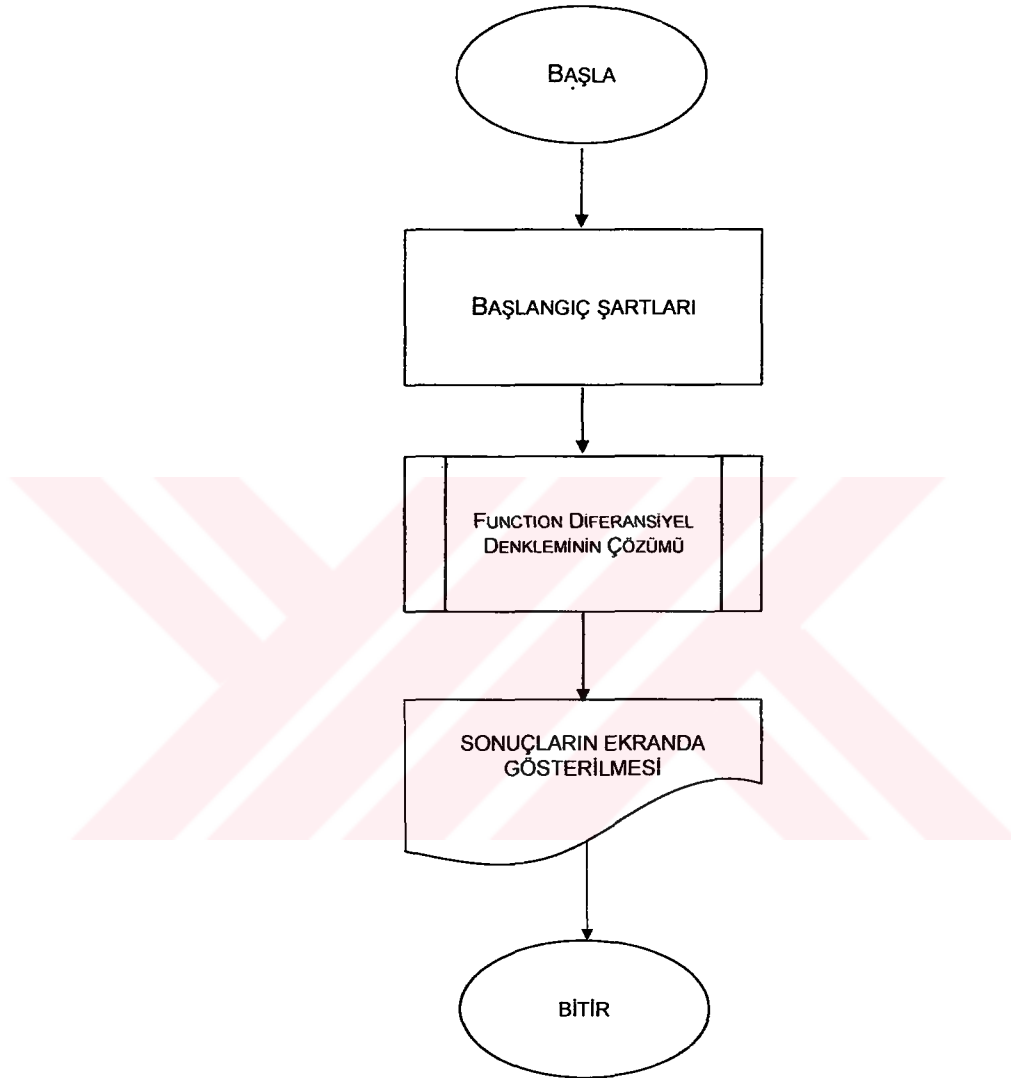
$$\begin{cases} \dot{P}_a E_1(y) - \dot{T}_a E_3(y, P_a T_a) = E_2(y, A_a, P_a) - E_4(y, T_a) \\ \dot{P}_h F_1(y, T_h) - \dot{T}_h F_3(y, P_h, T_h) = F_2(y, P_h, T_h) + F_4(y, T_h) \\ \dot{P}_h J_1(y, T_h) - \dot{T}_h J_2(y, T_h, P_h) = J_3(P_h) - J_4(P_h, T_h) \\ \dot{P}_a H_1(y, T_a) - \dot{T}_a H_2(y, P_a, T_a) = H_3(P_a) - H_4(y, P_a, T_a) \\ M_L \ddot{y} + b_L \dot{y} + k_L y = F(t) - (P_a - P_e) A_a + (P_h - P_e) A_h - M_L g \end{cases} \quad [3.84]$$

Görüldüğü üzere, sistemin aşağı doğru hareketi de nonlineer diferansiyel denklemlerle tanımlanmaktadır. Bu diferansiyel denklem takımı da Matlab yazılımı kullanılarak nümerik olarak çözülecektir.

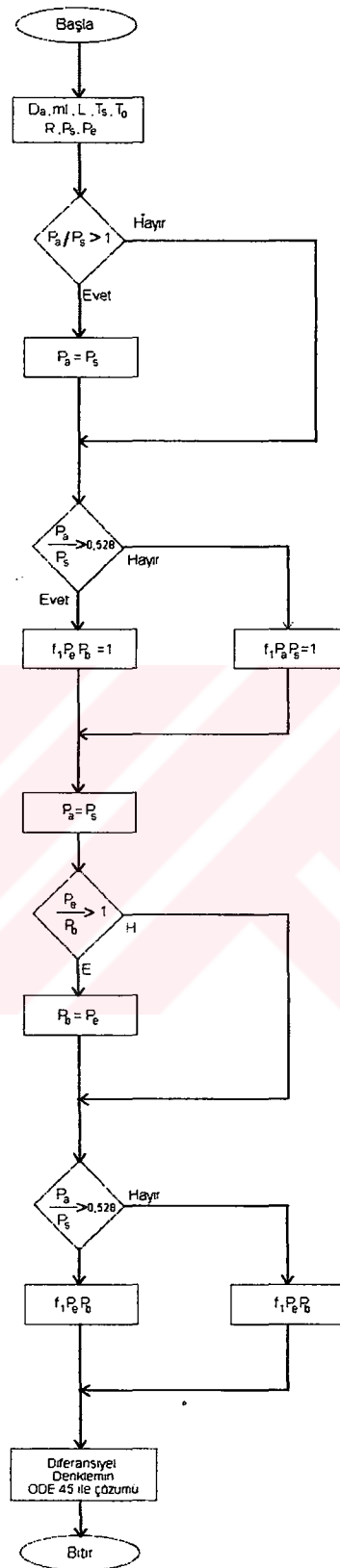
### 3.3. Denklemlerin Nümerik Olarak Çözüm Yöntemi

Yukarıdaki bölümlerde matematiksel modelleme sonucunda elde edilen adi diferansiyel denklemler Matlab paket programının Ode45 fonksiyonu kullanılarak çözülmüştür. Kullanılan paket programın Ode 45 fonksiyonu Runge Kutta IV metodunu kullanarak diferansiyel denklemleri çözmektedir. Çözüm için yazılan m uzantılı dosya (run.m), yine yazılan fonksiyon dosyasını (fun.m) çağırılmaktadır Bu çözüm için elde edilen denklemlerin başlangıç şartları fonksiyon dosyası tarafından

alınmakta ve iterasyon başlamaktadır. Bu program kodlarının akış şemaları Şekil 3.4.ve Şekil 3.5. 'de görülmektedir.



Şekil 3.4. Çalıştırma Dosyası Akış Şeması

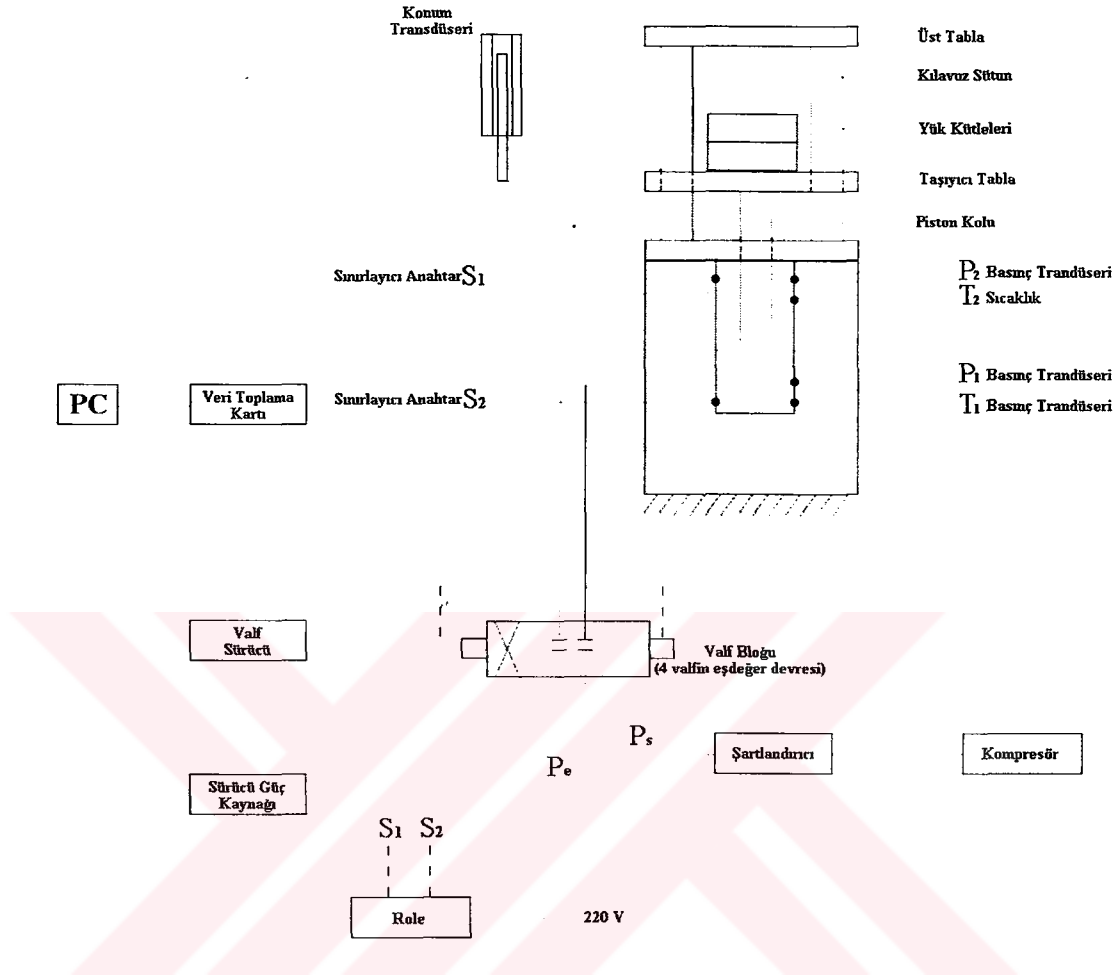


Şekil 3.5. Fonksiyon Dosyası Akış Şeması

#### 4. DENEY DÜZENEGİ

Bu çalışmada kullanılan deney düzeneği, Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü Otomatik Kontrol Laboratuvarında kurulmuş ve deneyler bu laboratuvarda yapılmıştır. Kullanılan pnömatik elemanlar Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırmalar Fon'u tarafından desteklenerek temin edilmiş ve Mühendislik Mimarlık Fakültesinin imkanlarından yararlanılmıştır. Deney düzeneğinin mekanik aksamaları ise Teknik Eğitim Fakültesi Makina Eğitimi Bölümü Talaşlı Üretim Anabilim Dalı atölyelerinde imal edilmiştir. Deney düzeneğinin yapısı Şekil 4.1'de şematik olarak görülmektedir. Şekil 4.2'de ise tüm düzeneğin fotoğrafı verilmiştir. Deney düzeneğinin kontrol edilen kısmını düşey yönde hareket edecek biçimde monte edilmiş tek piston kollu, pnömatik bir silindir ve bunun sürdüğü kütleli bir yük oluşturmaktadır. Pistonun iki tarafında kalan silindir hazneleri hem kaynak basıncına, hem de atmosfer basıncına aç/kapa tipinde solenoid tahrikli valflerle bağlantılıdır. Silindirin aşağı ve yukarı yönleri hareket ettirilmesi bu valfleri uygun kombinasyonlarla açıp kapayarak sağlanmaktadır. Yükün konumu bir konum transdüseriyle ölçülmekte ve ölçüm bilgisi kontrol amacıyla geri beslenmektedir. Bunun için transdüserden gelen analog sinyal PC'ye monte edilmiş olan bir veri toplama kartına girmekte ve burada sayısallaştırılmaktadır. Uygulanacak olan kontrol işlemi PC tarafından sayısal ortamda belirlenmektedir. Bu amaçla, yükün ölçülen konumu referans konumla karşılaştırılarak hata bulunmakta, hatanın büyüklüğüne göre puls genişliği modülasyonuna dayanan kontrol stratejileri oluşturularak valfleri açan sürücü devrelere komut sinyalleri gönderilmektedir.

Deney düzeneğini oluşturan elemanlar ve bunların özellikleri hakkında bilgiler aşağıda sunulmaktadır.



Şekil 4.1. Deney Düzenegi Şeması

*Gövde:*

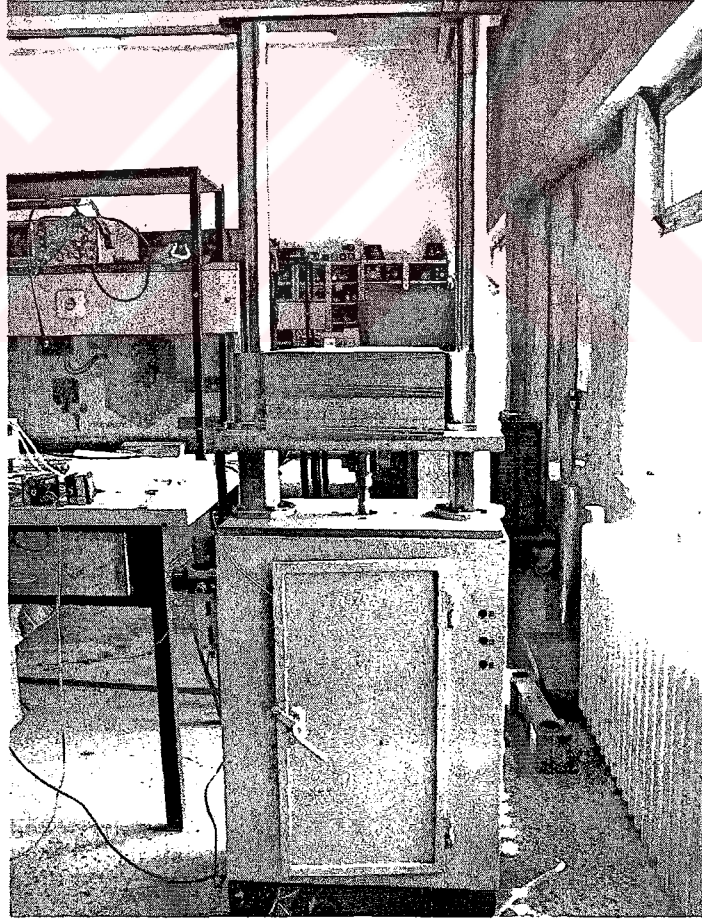
Deney düzeneginin gövdesi saçdan imal edilen bir alt kabin, bunun üzerine oturan bir alt tabla, bu tablanın iki yanından yukarı doğru çıkan klavuz sütunlar ve bir üst tabladan oluşmaktadır. Pnömatik silindir alt tablanın altına ve kabin içine monte edilmekte, piston kolu tabla üzerindeki bir delikten geçerek yük kütelerini taşıyan tablaya bağlanmaktadır. Taşıyıcı tabla kromla kaplanmış olan klavuz sütunlara oynak lineer rulmanlarla yataklanmış ve bu şekilde hem kasıntı ihtimali en aza indirilmiş hem de sürtünme azaltılmıştır.

Deney düzenegindeki mekanik elemanlar takım tezgahlarında işlendikten sonra taşlanmıştır. Bu taşlanma işleminden sonra sistem üzerindeki birleşme noktalarında

ölçü farklılıkları giderilmiştir. Sistem zemin üzerine monte edilen kauçuk sönümleyiciler üzerine oturtulmuştur.

*Yük:*

Sistem tarafından sürülen yük esas itibariyle küteseldir. Ancak piston koluyla silindir arasında ve yataklarda bir miktar sürtünme olması kaçınılmazdır. Yük kütlesi, klavuz sütunlara yataklanmış olan bir taşıyıcı tablaya çelik bloklar yerleştirilerek değiştirilmektedir. Taşıyıcı tablanın ve pistonun kendi kütlesi 40 kg olup, bu değer kullanılabilecek en küçük kütesel yükü belirlemektedir. Deneyler sırasında taşıyıcı tablaya herbiri 50 kg kütleli bloklar yerleştirilerek yük kütlesi 90, 140, 190 ve 240 kg yapılmıştır. Yükü oluşturan çelik blokların kaymalarını önlemek amacıyla blok yüzeyleri taşlanmış ve bloklar birbirine bağlanmıştır.



Şekil 4.2. Deney Düzeneği Resmi

### *Pnömatik Silindir:*

Yükün lineer hareketi tek piston kollu, farklı alanlı bir silindirle sağlanmıştır. Düşey olarak monte edilen FESTO marka NDT-100-600-PPV-A-S2 model silindirin piston kolu üst taraftan yukarı doğru çıkmaktadır. Pistonun büyük ve küçük taraflarının alanları sırası ile  $122,65 \text{ cm}^2$  ve  $117,75 \text{ cm}^2$ 'dir. Maksimum çalışma basıncı 10 bar ve maksimum piston hızı 1000 cm/s kadardır.

### *Elektropnömatik Valf:*

Pnömatik valfler; havanın akışını başlatma, durdurma veya yönünü değiştirme, ya da debi veya basıncını kontrol amacıyla kullanılan elemanlardır. Valflerin açılıp kapatılması basınçla, mekanik olarak ve/veya elektrik sinyali ile sağlanmaktadır.

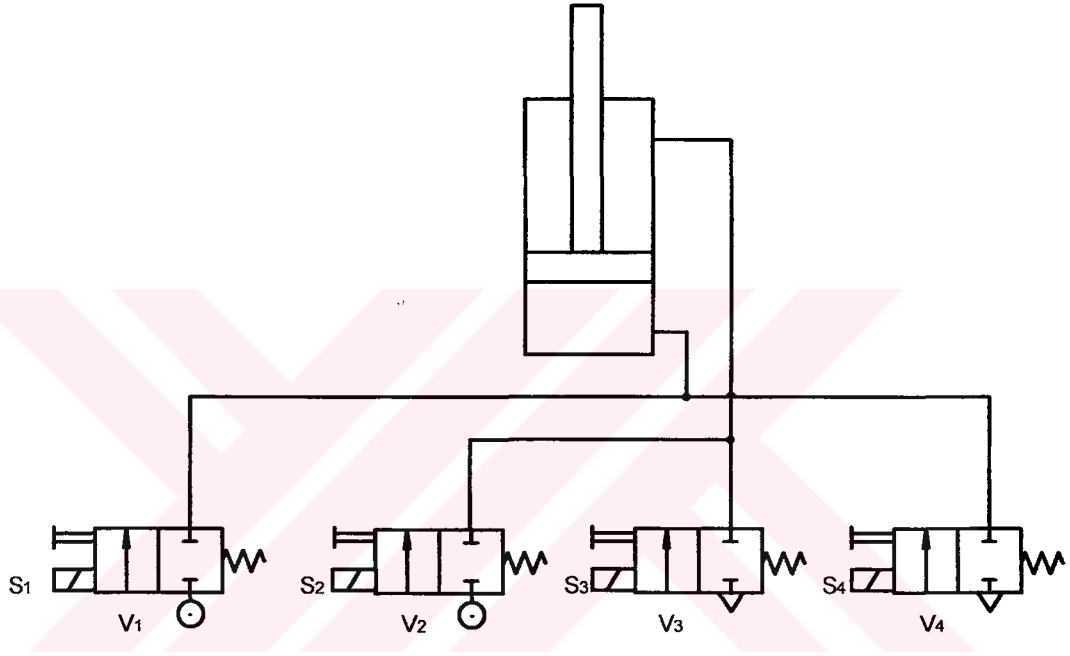
Elektrik bobini yardımı ile sürülen valflere solenoid valfler denir. Valflerin tetiklenmesi için; işaret elemanı olarak yaklaşım şalterleri ve algılayıcılar (sensör) gibi elemanlar kullanılmaktadır.

Solenoid valflerin çalışma özelliklerini belirleyen iki temel parametre belirli bir basınç farkında geçirebildikleri debi ve açma/kapama süreleridir. Ticari valflerin açma ve kapama süreleri 2 ms'ye kadar düşürülmüştür.

Basınçlı hava atmosfere bırakıldığında (egzos), basınca ve akış hızına bağlı olarak rahatlar, özellikle kapalı hacimlerde gürültüye sebep olmaktadır. Bu gürültü susturucu kullanılarak ortadan kaldırmaktadır.

Bu çalışmada FESTO marka MHE-MS1H-3/2G-M7 model 4 adet elektropnömatik valf kullanılmıştır. Valfin çalışma basıncı -0.9 ile 8 bar olmasına rağmen 5 bar'da çalışılmıştır. 6 bar basınç farkında valfin debisi 100 lt/dak , açma süresi 2 ms, kapama süresi ise 2 ms'dir. Kullanılan valf 3-yollu ve 2-konumludur (3/2). Ancak burada bu valflerin 3 nolu yolu kapatılarak 2-yollu ve 2-konumlu valf olarak kullanılmıştır (2/2). Valflerin üzerinde yine aynı marka UC-M7-50 susturucu, QSML-M7-4-100 hızlı bağlantı rekoru ve QSC-F-10H kör tapa kullanılmıştır.

Sözö edilen 4 adet valf, uygun kombinasyonlarla açılıp kapatılarak kapalı merkezli bir 4 yollu valfin fonksiyonu elde edilmiştir. Kullanılan valflerin çok kısa olan açma ve kapama süreleri sayesinde eşdeğer 4 yollu valf açma ve kapama işlemlerinin de çok kısa sürede yapılabilmesi sağlanmıştır. Şekil 4.1’de gösterilen valf bloğunun açık devre şeması Şekil 4.3’de verilmiştir



Şekil 4.3. Valf Bloğu Devre Şeması

#### *Kompresör:*

Bu çalışmada basınçlı hava kaynağı olarak pistonlu tipte bir kompresör kullanılmıştır. Kompresör iki pistonludur. Bu kompresör 170 litre/dak debi ve 8-11 bar arasında basınçlı hava üretebilmektedir. Çalışmada kompresörün çıkış basıncı 6 bar’a ayarlanmıştır. Kompresörden gelen hava bir basınç regülatöründen geçirilerek 5 bar’a indirildikten sonra sisteme beslenmiştir.

#### *Şartlandırıcı:*

Kompresörler tarafından sağlanan havanın bu havayı tüketen elemanların kullanımına uygun hale getirilmesi gereklidir. Bu amaçla filtre, basınç regülatörü, nem alıcı ve yağlayıcı gibi elemanlardan oluşan bir şartlandırıcı kompresör ile

pnömatik sistem arasına koyulur. Bu çalışmada FESTO marka LFR-D-M101-1 (186484) model bir şartlandırıcı kullanılmıştır.

#### *Konum Transdüseri:*

Deney düzeneğinde yük konumunu ölçmek için başlangıçta SENSOTEC marka, MDL model, DC-DC tipi endüktif bir konum transdüseri kullanılmıştır. Silindirik ve paslanmaz gövdeli olan transdüserin ölçüm sınırları  $\pm 6$  inch'dir. Transdüserle birlikte gelen kalibrasyon sertifikasında transdüserin dönüşüm katsayısı  $K_t = 0,839$  V/mm olarak verilmiştir. Ancak deney programının ileri aşamalarında bu transdüserin içindeki elektronik devrelerde bir arıza olmuş ve arızalanan devre yerine transdüserin dışında çalışan bir devre imal edilmiştir. Yeni imal edilen bu devrede aşırı gürültü görüldüğünden deneylere endüktif transdüser yerine potansiyometre tipi bir transdüser kullanılarak devam edilmiştir. Bu yeni transdüserin kazancı ise  $K_t = 0,814$  V/mm dir.

#### *Bilgisayar, Veri Toplama ve Kontrol Kartı:*

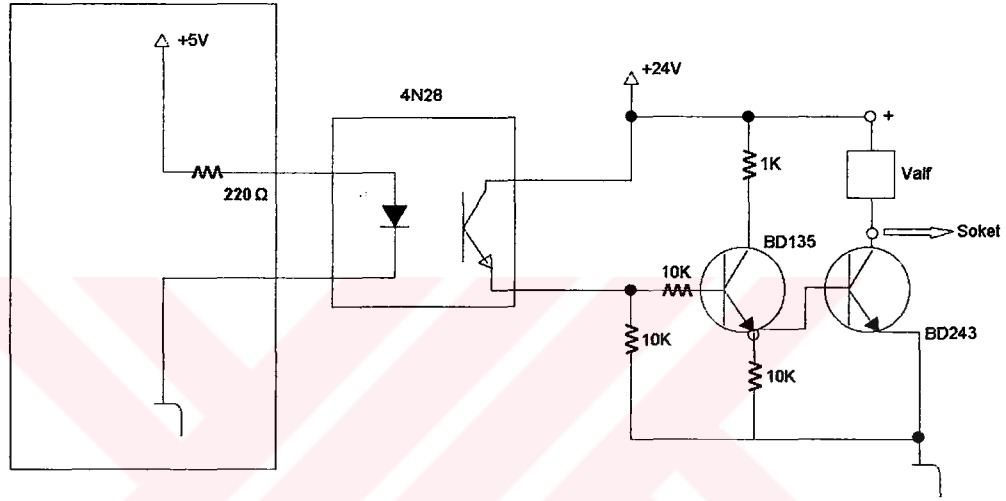
Deneylerde Pentium II işlemciye sahip 64 Mb RAM'i olan PC tipinde bir bilgisayar kullanılmıştır. Bu bilgisayara ADVANTECH marka PCI – 818 HG model bir veri toplama ve kontrol kartı takılmıştır. Bu kart analog-sayısal ve sayısal-analog dönüşüm yapabilmekte ayrıca analog ve sayısal çıkış sinyalleri verebilmektedir.

Kartın önemli özellikleri aşağıdaki gibidir.

- Analogdan sayısala saniyede 100000 (100 KHz) dönüşüm yapabilme
- 16 tek veya 8 çift uçlu analog giriş kanallı
- Kanal okuma hassasiyeti 12 bit ve her bir ölçüm aralığı için hassasiyet 1/4096
- Kazancı 0.5, 1,5,50, 100, 500, 1000 olarak ayarlanabilen
- 16 sayısal giriş ve 16 sayısal çıkışlı
- Bir adet 12 bit analog çıkış kanal

### Sürücü Devre:

Bu çalışmada kullanılan valfleri sürmek için 24 volt DC gerilim gerekmektedir. Buna karşılık veri toplama kartından gelen dijital kontrol çıkışı ise 5 volt'tur. Bu sebepten dolayı valflerin sürülmesi için, devre şeması Şekil 4.4'de verilen sürücü tasarlanmış ve kullanılmıştır.



Şekil 4.4. Sürücünün Elektronik Devre Şeması

### Güvenlik Ekipmanı:

Pistonun hareketi sırasında yük kütlelerinin gövdenin alt ve üst tablalarına vurmasını engellemek amacıyla pistonun istenen maksimum ve minimum konumlarına birer elektrik anahtarı (FESTO marka SME-8-K-LED-24 model) yerleştirilmiştir. Piston uç konumlarına geldiğinde bu anahtarlar açılarak valf sürücülerini besleyen güç kaynağını devre dışı bırakmakta ve böylece bütün valfler kapatılarak piston hareketi durdurulmaktadır.

### Diğer Ölçüm Cihazları:

Deneyler sırasında prosesi daha yakından izleyebilmek için yük konumuna ek olarak pistonun iki tarafında kalan silindir haznelerindeki havanın basınçları ve bazı

deneylerde sıcaklıkları ölçülmüştür. Sıcaklıkları ölçmek için K tipi kılıfsız ısı çiftleri kullanılmış ve sıcaklık sonuçları analog bir kayıt cihazıyla kaydedilmiştir. Basınçlar için ise FESTO marka basınç transdüserleri kullanılmış, ölçüm sonuçları analog bir kayıt cihazıyla kaydedilmiştir.



## 5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Deney düzeyinde kullanılan solenoidli valfların açma ve kapama sürelerinin değeri valf imalatçısı firma tarafından 2 ms olarak verilmiştir. Pistonu aşağı veya yukarı yönde hareket ettirmek için gerekli valflere sinyal gönderildiğinde, valfler tam olarak açıldığında, yük, sürtünmeler ve kaynak basıncı gibi etkenlerin belirlediği maksimum bir piston hızı elde edilmektedir. Bu şekilde elde edilen hızlar oldukça yüksek olabildiğinden yapılan ilk konum kontrol deneylerinde yük konumunu dar tolerans bantları içinde tutmakta zorluklarla karşılaşmıştır. Aşmaları ve sürekli salınımları ortadan kaldırmak için yük tolerans bandına yaklaştığında tahrik hızının azaltılması yoluna gidilmiştir. Aç-kapa olarak çalışan valflerle yük hızını azaltmak için de puls genişliği modülasyonu kullanılmıştır.

Deneysel çalışmaların ilk bölümünde puls genişliği modülasyonu parametreleri değiştirilerek farklı kütsel yükler için elde edilen hızlar ölçülmüştür. Bu şekilde parametrelerle hızlar arasındaki ilişkiler elde edilmiştir.

Daha sonra modülasyon parametreleri ile hızlar arasındaki ilişkiler de dikkate alınarak, yük konumunun kapalı çevrim kontrolü için algoritmalar geliştirilerek deneysel çalışmalar yürütülmüştür.

### 5.1. Hız Deneyleri

Yükün aşağı veya yukarı hareketi sırasında valfler tamamen açıkken elde edilecek hızlardan daha düşük hızlar elde etmek için etkili yöntemlerden birisi periyodik olarak valfleri açıp kapamak ve bunu yaparken açıklık ve kapalılık süreleri arasındaki oranı istenilen hızı elde edecek biçimde değiştirmektir.

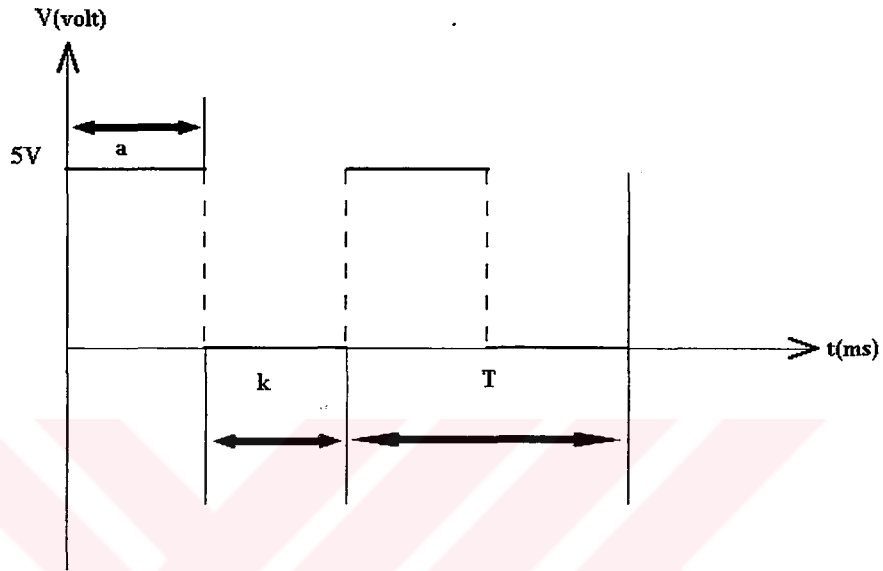
Puls genişliği modülasyonu denilen bu teknik 1938 yılında Reeves tarafından bulunmuş ve 1950 yılında Jackson tarafından geliştirilmiştir. Puls modülasyonu elektronikte özellikle haberleşme alanında ve motorların hız kontrolünde yaygın olarak kullanılan bir tekniktir. (71)

Puls genişliği modülasyonu akışkan gücü kontrolünde de oldukça geniş uygulama alanı bulmuştur. Özellikle yavaş hareket eden hidrolik tahrik sistemlerinde tutukluluğun sebep olduğu hareket bozukluklarının puls genişliği modülasyonu tekniği ile ortadan kaldırılabileceği ya da azaltılabileceği yapılan deneysel çalışmalarla gösterilmiştir. Bu tekniğin uygulandığı servo valf kullanılan sistemlerde, valf işaret değiştiren darbelerle çalıştığında, yavaş hareket istenilen durumlarda tutukluluk ortadan kalkmakta ve valfin içindeki orifislerde mil oluşması önlenerek hareketin daha yavaşlamasına ya da durmasına engel olunmaktadır. Ayrıca bilgisayar yapısının uygun olması da bu tekniğin avantajlarından birisidir. Bu teknik sayesinde servo valflere göre daha ucuz bir valf olan solenoid valflerle servo sistemler oluşturulabilmektedir. (9,26,31)

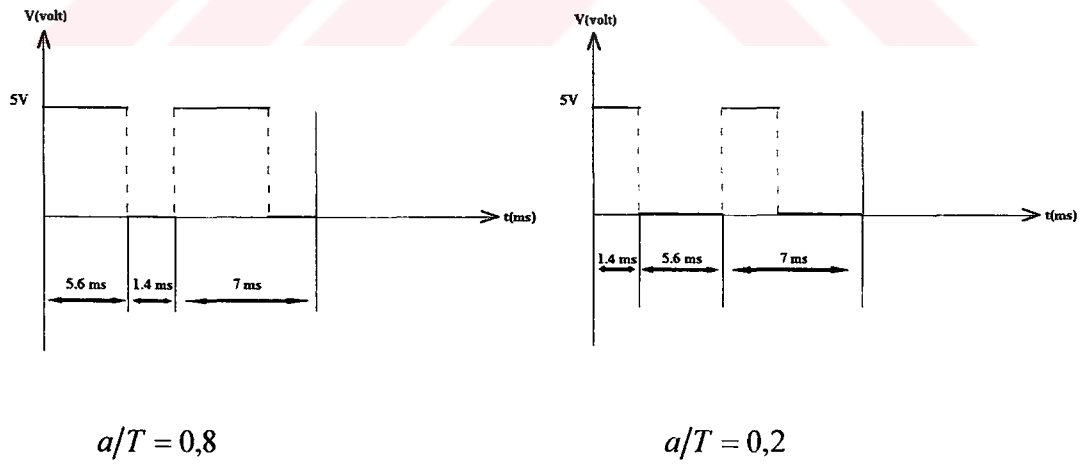
Bu çalışmada kullanılan valfler açık ve kapalı olarak iki durumda çalıştırılabildiğinden, bunların puls modülasyonlu çalıştırılması sırasında sağlanacak sinyalin biçimi Şekil 5.1'deki gibi olacaktır. Burada önemli iki parametre vardır. Bunlardan birisi tetikleme periyodu (modulasyon periyodu)  $T$ , diğeri ise bir periyot esnasında valfin açık kaldığı sürenin kapalı kaldığı süreye oranı olan açıklık oranı  $a/T$ 'dir. Şekil 5.2'de örnek olarak tetikleme periyodu 7 ms, açıklık oranları 0,2 ve 0,8 olan iki durum için valf kontrol sinyalleri görülmektedir.

Valflerin kendilerine verilen kontrol sinyallerine cevapları ise, dinamik özellikleri dolayısıyla gecikmeli olacaktır. Valf imalatçı firmaları valflerin açma ve kapama süreleri hakkında veriler sağlamaktalar ise de (burada kullanılan valfler için 2 ms) bu süre içinde valf sürgüsünün nasıl bir hareket izlediği hakkında bilgi sağlamamaktadırlar. Dolayısıyla bu valfler puls genişliği modülasyonlu olarak çalıştıklarında geçirecekleri debi ve bu debiyle elde edilebilecek piston hızlarının deneysel olarak bulunması gereklidir. Bu yüzden deneysel çalışmaların ilk aşamasında puls genişliği modülasyonu parametreleriyle piston hızı arasındaki ilişkilerin belirlenmesi amacıyla bir seri deney yapılmıştır. Bu deneyler sırasında 7 farklı açıklık oranı, 4 farklı tetikleme periyodu ve 3 farklı yük değeri kullanılarak yükün aşağı ve yukarı yöndeki hız değeri elde edilmiştir. Kullanılan açıklık oranları şunlardır: 0,2, 0,25, 0,30, 0,35, 0,40, 0,60, 0,80. Bu çalışmada kullanılan farklı

tekikleme periyotları ise 7 ms, 11 ms, 15 ms ve 19 ms'dir. Deneylerde kullanılan parametre değerlerinin bir özeti Çizelge 5.1'de verilmiştir. Çalışmada kullanılan farklı yük kütlesi değerleri ise 40 kg, 140 kg ve 240 kg 'dır.



Şekil 5.1. Puls Genişliği Modülasyonu Kontrol Sinyali



Şekil 5.2. Tetikleme Periyodu 7 ms İçin Kontrol Sinyali

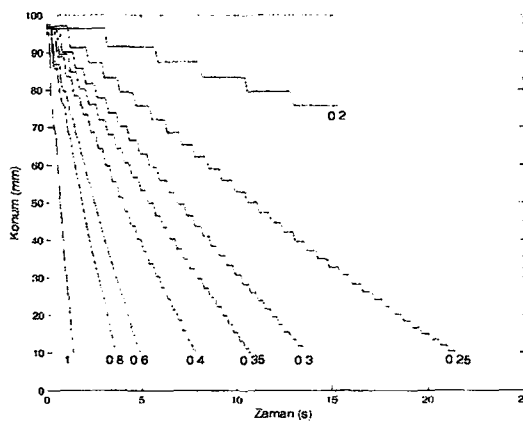
Çizelge 5.1 Tetikleme periyodları ve açıklık oranına göre valf açıklıkları

| $a/T$ | 7 ms    |         | 11 ms   |         | 15 ms    |          | 19 ms    |          |
|-------|---------|---------|---------|---------|----------|----------|----------|----------|
|       | $a$     | $k$     | $a$     | $k$     | $a$      | $k$      | $a$      | $k$      |
| 0,20  | 1,40 ms | 5,60 ms | 2,20 ms | 8,80 ms | 3,00 ms  | 12,00 ms | 3,80 ms  | 15,20 ms |
| 0,25  | 1,75 ms | 5,25 ms | 2,75 ms | 8,25 ms | 3,75 ms  | 11,25 ms | 4,75 ms  | 14,25 ms |
| 0,30  | 2,10 ms | 4,90 ms | 3,30 ms | 7,70 ms | 4,50 ms  | 10,50 ms | 5,70 ms  | 13,30 ms |
| 0,35  | 2,45 ms | 4,55 ms | 3,85 ms | 7,15 ms | 5,25 ms  | 9,75 ms  | 6,65 ms  | 12,35 ms |
| 0,40  | 2,80 ms | 4,20 ms | 4,40 ms | 6,60 ms | 6,00 ms  | 9,00 ms  | 7,60 ms  | 11,40 ms |
| 0,60  | 4,20 ms | 2,80 ms | 6,60 ms | 4,40 ms | 9,00 ms  | 6,00 ms  | 11,40 ms | 7,60 ms  |
| 0,80  | 5,60 ms | 1,40 ms | 8,80 ms | 2,20 ms | 12,00 ms | 3,00 ms  | 15,20 ms | 3,80 ms  |

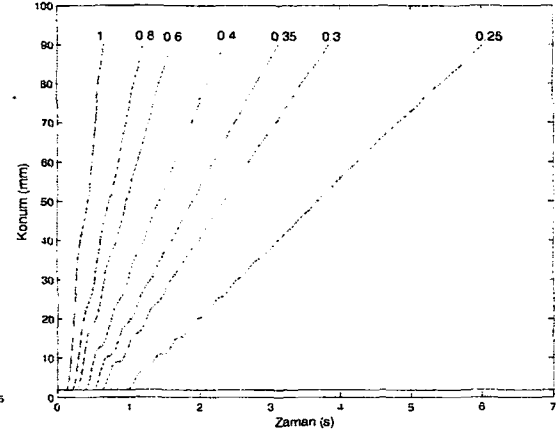
Deney sonuçlarının doğruluğunu tahkik etmek için her deney en az 3 kez, çoğunlukla 5 kez tekrarlanmıştır. Aynı parametreler kullanılarak tekrarlanan bu deneylerden elde edilen hızlar arasındaki farkın en çok %1,6 olduğu görülmüştür. Bu yüzden burada bütün deneylerin grafikleri yerine, her bir deney için tipik bir grafik verilmiştir. Farklı açıklık oranları, tetikleme periyodu ve yük değerleri için yapılan hız deneylerinin tipik sonuçları Şekil 5.3 – 5.10 'da görülmektedir. Sonuçlar konuma karşı zaman grafiği olarak sunulmuş olup, eğrilerin eğimleri hızları vermektedir. Farklı açıklık oranlarının etkisini net bir şekilde görebilmek maksadıyla, elde edilen deney sonuçları aynı yük ve tetikleme periyodu için tek bir grafikte toplanmıştır. Örneğin; Şekil 5.3a'da 40 kg yükün aşağı hareketi için, 7 ms'lik tetikleme periyodu kullanılarak valfin farklı açıklık oranlarında elde edilen eğriler görülmektedir. Şekil 5.3b'de 140 kg'lık yükün aşağıya doğru sürülmesi, Şekil 5.3c'de 240 kg'lık yükün aşağıya doğru sürülmesi görülmektedir. Yine aynı yaklaşımla Şekil 5.4a'da 40 kg yükün 7 ms'lik tetikleme periyodu kullanılarak bu kez yukarı hareketi için valfin farklı açıklık oranlarında elde edilen deneysel eğriler toplu olarak görülmektedir. Şekil 5.4b'de 140 kg'lık yükün yukarıya doğru sürülmesi, Şekil 5.4c'de 240 kg'lık yükün yukarıya doğru sürülmesi görülmektedir.

Şekil 5.5'de 11 ms'lik tetikleme periyodu kullanılarak aynı kütesel yüklerin aşağıya doğru sürülmesi sırasında elde edilen eğriler, Şekil 5.6'da ise yukarıya doğru sürülmesi sırasında elde edilen eğriler görülmektedir. 15 ms'lik tetikleme periyodu ve

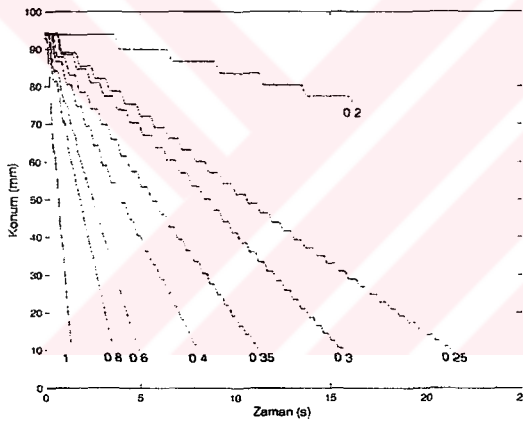
benzer parametreler için elde edilen eğriler Şekil 5.7 ve 5.8'de, 19 ms'lik tetikleme peryodu için elde edilen eğriler ise Şekil 5.9 ve 5.10'da verilmiştir.



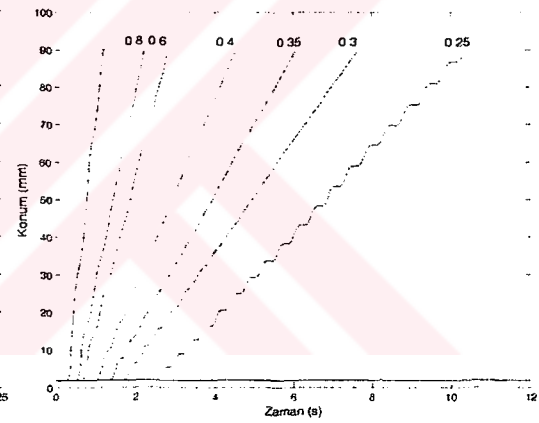
a) 40 kg yük



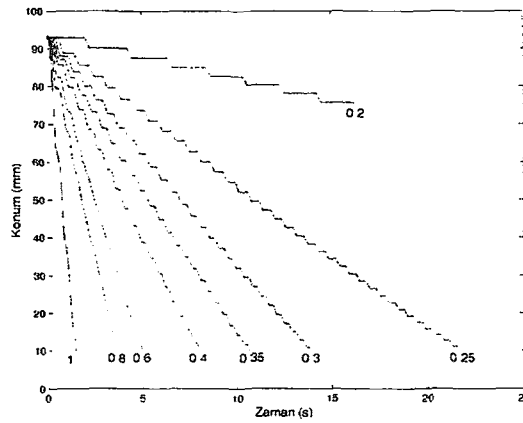
a) 40 kg yük



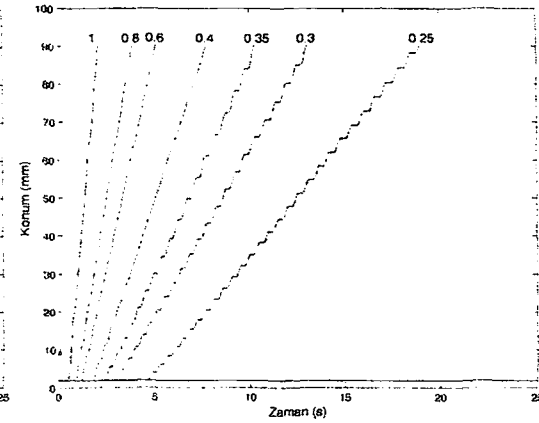
b) 140 kg yük



b) 140 kg yük



c) 240 kg yük

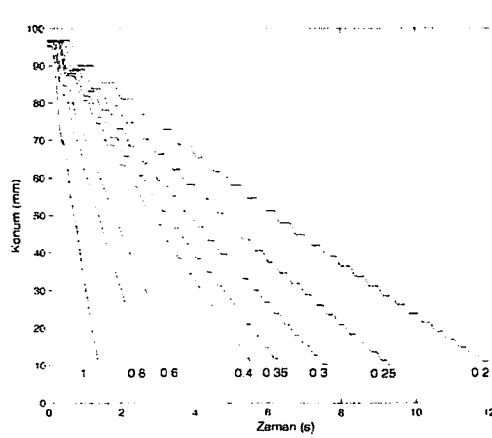


c) 240 kg yük

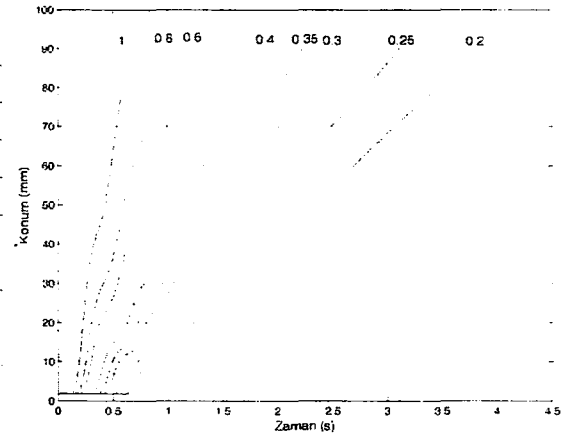
Şekil 5.3 Tetikleme Peryodu 7 ms ve Aşağı Yönde Hareket İçin Hız Eğrileri

Şekil 5.4. Tetikleme Peryodu 7 ms ve Yukarı Yönde Hareket İçin Hız Eğrileri

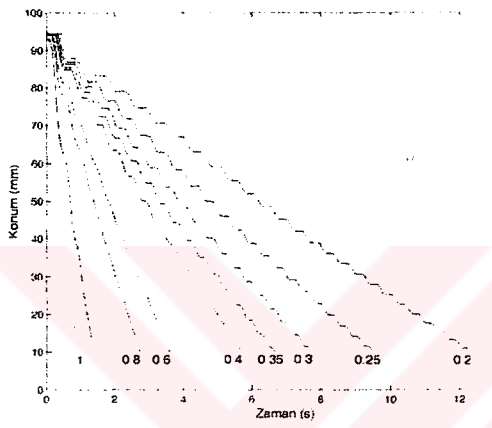
Not: Eğrilerin uçlarındaki değerler  $a/T$  oranlarıdır



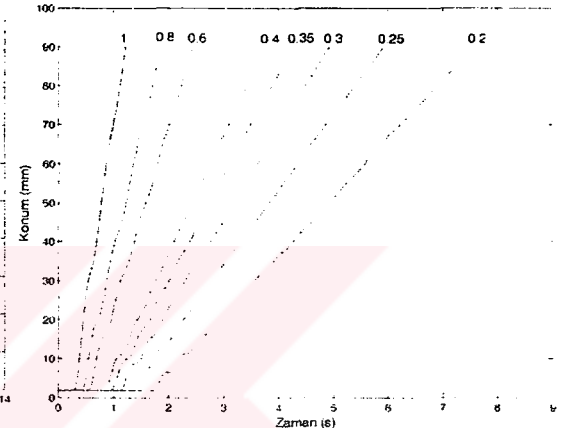
a) 40 kg yük



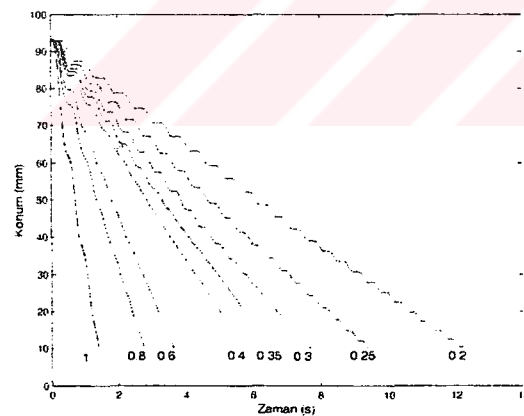
a) 40 kg yük



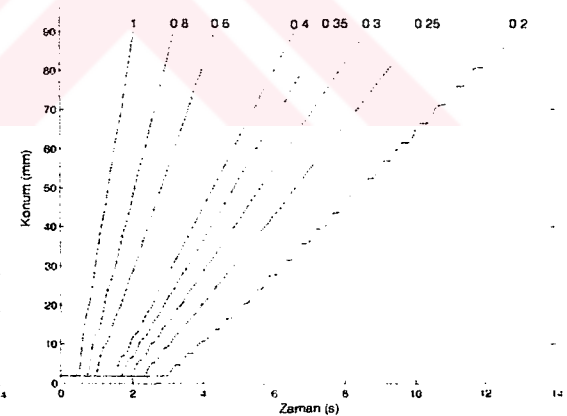
b) 140 kg yük



b) 140 kg yük



c) 240 kg yük

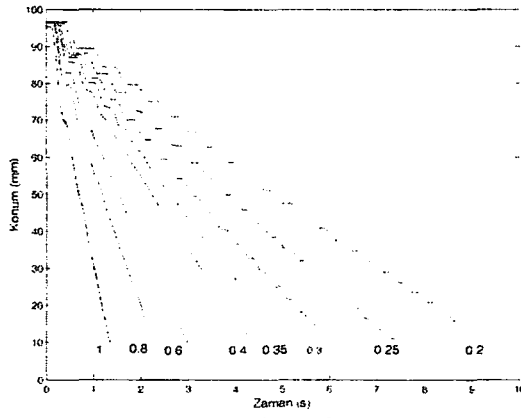


c) 240 kg yük

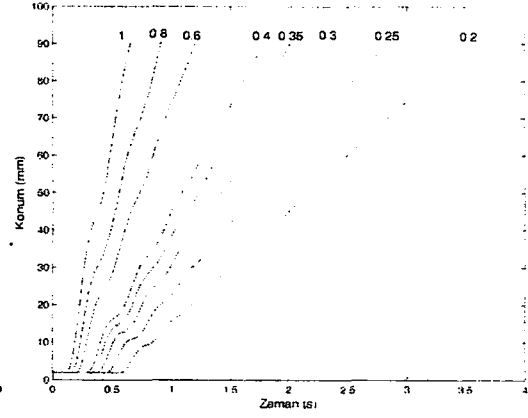
Şekil 5.5 Tetikleme Peryodu 11 ms ve  
Aşağı Yönde Hareket İçin  
Eğrileri Hız Eğrileri

Şekil 5.6. Tetikleme Peryodu 11 ms ve  
Yukarı Yönde Hareket İçin  
Hız Eğrileri

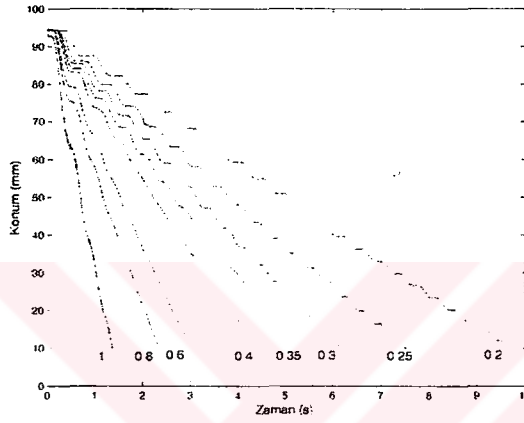
Not: Eğrilerin uçlarındaki değerler  $a/T$  oranlarıdır



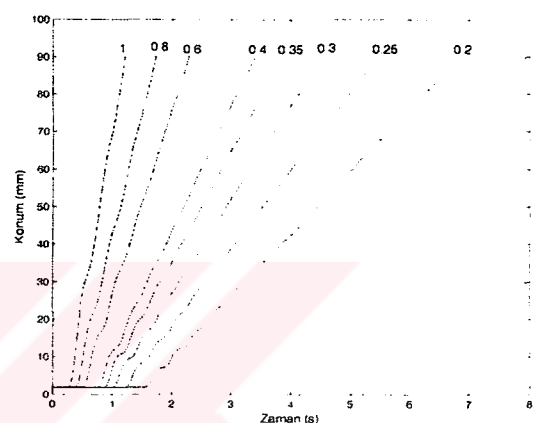
a) 40 kg yük



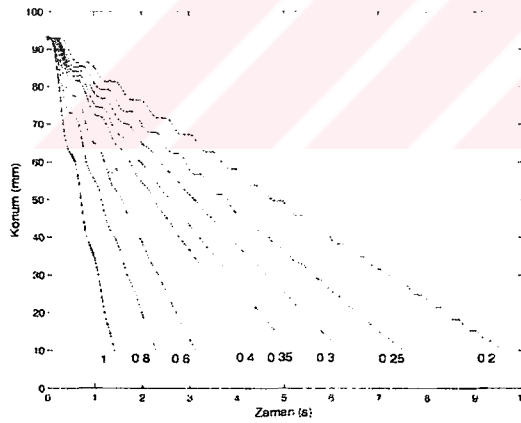
a) 40 kg yük



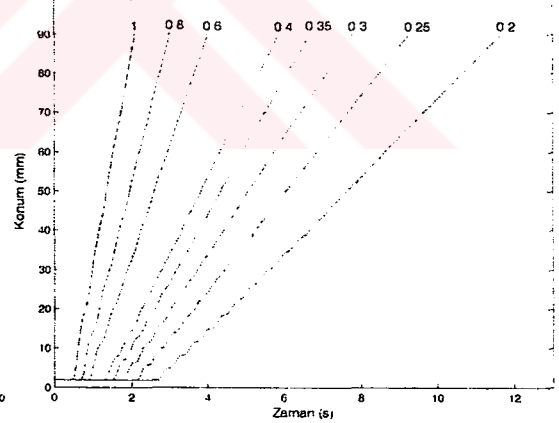
b) 140 kg yük



b) 140 kg yük



c) 240 kg yük

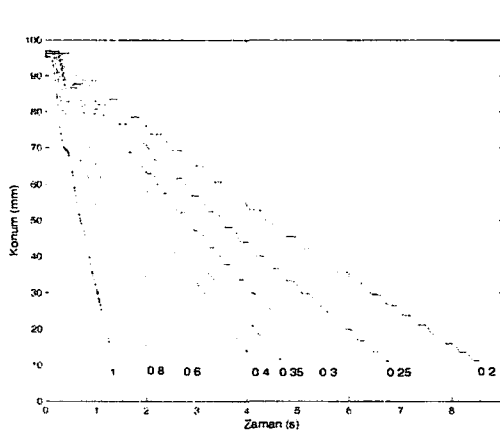


c) 240 kg yük

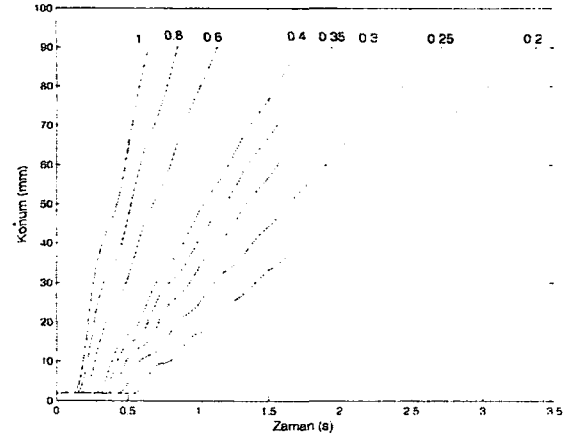
Şekil 5.7 Tetikleme Peryodu 15 ms ve  
Aşağı Yönde Hareket İçin  
Hız Eğrileri

Şekil 5.8. Tetikleme Peryodu 15 ms ve  
Yukarı Yönde Hareket İçin  
Hız Eğrileri

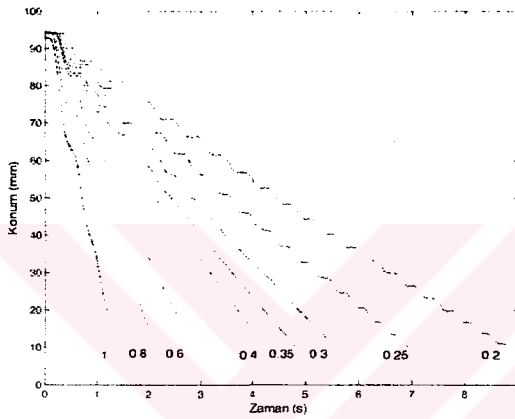
Not: Eğrilerin uçlarındaki değerler  $a/T$  oranlarıdır



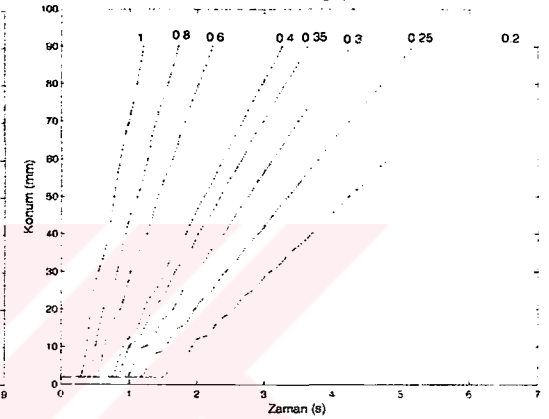
a) 40 kg yük



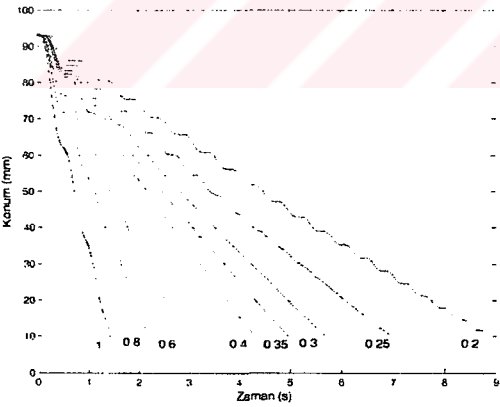
a) 40 kg yük



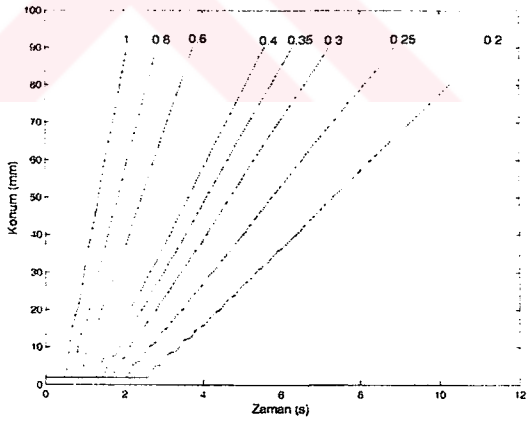
b) 140 kg yük



b) 140 kg yük



c) 240 kg yük



c) 240 kg yük

Şekil 5.9 Tetikleme Periyodu 19 ms ve  
Aşağı Yönde Hareket İçin  
Hız Eğrileri

Şekil 5.10. Tetikleme Periyodu 19 ms ve  
Yukarı Yönde Hareket İçin  
Hız Eğrileri

Not: Eğrilerin uçlarındaki değerler  $a/T$  oranlarıdır.

Şekiller 5.3-5.10'daki eğimlerden elde edilen ortalama hız değerleri aşağıda Çizelge 5.2-5.7'de özetlenmiştir.

Çizelge 5.2. 40 kg yük aşağıya inerken elde edilen hız değerleri

| Tetikleme | Hız, mm/s         |                     |                     |                     |                      |                     |                      |                     |
|-----------|-------------------|---------------------|---------------------|---------------------|----------------------|---------------------|----------------------|---------------------|
| Peryodu   | $\frac{a}{T} = 1$ | $\frac{a}{T} = 0.8$ | $\frac{a}{T} = 0.6$ | $\frac{a}{T} = 0.4$ | $\frac{a}{T} = 0.35$ | $\frac{a}{T} = 0.3$ | $\frac{a}{T} = 0.25$ | $\frac{a}{T} = 0.2$ |
| 7 ms      | 62,61             | 24,27               | 17,79               | 11,05               | 8,07                 | 6,38                | 4,06                 | 1,37                |
| 11 ms     |                   | 32,29               | 24,30               | 15,46               | 13,61                | 11,36               | 9,32                 | 7,21                |
| 15 ms     |                   | 37,73               | 28,80               | 19,82               | 17,06                | 14,26               | 11,56                | 9,25                |
| 19 ms     |                   | 40,72               | 30,53               | 20,52               | 18,28                | 15,69               | 12,61                | 10,01               |

Çizelge 5.3. 140 kg yük aşağıya inerken elde edilen hız değerleri

| Tetikleme | Hız, mm/s         |                     |                     |                     |                      |                     |                      |                     |
|-----------|-------------------|---------------------|---------------------|---------------------|----------------------|---------------------|----------------------|---------------------|
| Peryodu   | $\frac{a}{T} = 1$ | $\frac{a}{T} = 0.8$ | $\frac{a}{T} = 0.6$ | $\frac{a}{T} = 0.4$ | $\frac{a}{T} = 0.35$ | $\frac{a}{T} = 0.3$ | $\frac{a}{T} = 0.25$ | $\frac{a}{T} = 0.2$ |
| 7 ms      | 60,29             | 23,36               | 17,07               | 10,47               | 7,5                  | 5,33                | 3,95                 | 1,15                |
| 11 ms     |                   | 30,87               | 23,42               | 14,80               | 12,58                | 10,88               | 8,85                 | 6,85                |
| 15 ms     |                   | 36,19               | 28,07               | 19,01               | 15,86                | 13,63               | 11,04                | 8,69                |
| 19 ms     |                   | 39,67               | 29,64               | 19,80               | 17,38                | 15,09               | 12,07                | 9,51                |

Çizelge 5.4. 240 kg yük aşağıya inerken elde edilen hız değerleri

| Tetikleme | Hız, mm/s         |                     |                     |                     |                      |                     |                      |                     |
|-----------|-------------------|---------------------|---------------------|---------------------|----------------------|---------------------|----------------------|---------------------|
| Peryodu   | $\frac{a}{T} = 1$ | $\frac{a}{T} = 0.8$ | $\frac{a}{T} = 0.6$ | $\frac{a}{T} = 0.4$ | $\frac{a}{T} = 0.35$ | $\frac{a}{T} = 0.3$ | $\frac{a}{T} = 0.25$ | $\frac{a}{T} = 0.2$ |
| 7 ms      | 58,63             | 22,94               | 16,75               | 10,46               | 7,83                 | 5,98                | 3,84                 | 1,09                |
| 11 ms     |                   | 29,73               | 22,72               | 14,41               | 12,52                | 10,73               | 8,8                  | 6,74                |
| 15 ms     |                   | 36,16               | 26,62               | 18,36               | 16,12                | 13,39               | 11,05                | 8,67                |
| 19 ms     |                   | 37,79               | 28,64               | 19,22               | 16,64                | 14,53               | 11,89                | 9,37                |

Çizelge 5.5. 40 kg yük yukarı çıkarken elde edilen hız değerleri

| Tetikleme | Hız, mm/s         |                     |                     |                     |                      |                     |                      |                     |
|-----------|-------------------|---------------------|---------------------|---------------------|----------------------|---------------------|----------------------|---------------------|
| Peryodu   | $\frac{a}{T} = 1$ | $\frac{a}{T} = 0.8$ | $\frac{a}{T} = 0.6$ | $\frac{a}{T} = 0.4$ | $\frac{a}{T} = 0.35$ | $\frac{a}{T} = 0.3$ | $\frac{a}{T} = 0.25$ | $\frac{a}{T} = 0.2$ |
| 7 ms      | 168,75            | 89,07               | 66,54               | 45,13               | 33,83                | 27,49               | 17,52                | 1,72                |
| 11 ms     |                   | 110,38              | 86,22               | 55,43               | 47,55                | 42,05               | 34,04                | 27,53               |
| 15 ms     |                   | 118,61              | 89,40               | 59,21               | 52,56                | 45,04               | 37,33                | 29,71               |
| 19 ms     |                   | 127,64              | 94,66               | 62,01               | 54,15                | 47,81               | 39,02                | 31,19               |

Çizelge 5.6. 140 kg yük yukarı çıkarken elde edilen hız değerleri

| Tetikleme | Hız, mm/s         |                     |                     |                     |                      |                     |                      |                     |
|-----------|-------------------|---------------------|---------------------|---------------------|----------------------|---------------------|----------------------|---------------------|
| Peryodu   | $\frac{a}{T} = 1$ | $\frac{a}{T} = 0.8$ | $\frac{a}{T} = 0.6$ | $\frac{a}{T} = 0.4$ | $\frac{a}{T} = 0.35$ | $\frac{a}{T} = 0.3$ | $\frac{a}{T} = 0.25$ | $\frac{a}{T} = 0.2$ |
| 7 ms      | 95,7              | 51,4                | 40,67               | 25,07               | 18,76                | 14,81               | 11,3                 | 0,95                |
| 11 ms     |                   | 62,02               | 46,69               | 30,15               | 26,73                | 23,18               | 19,31                | 14,91               |
| 15 ms     |                   | 66,53               | 50,2                | 33,54               | 29,45                | 25,19               | 20,84                | 16,69               |
| 19 ms     |                   | 67,04               | 51,53               | 34,98               | 31,3                 | 26,7                | 21,98                | 17,44               |

Çizelge 5.7. 240 kg yük yukarı çıkarken elde edilen hız değerleri

| Tetikleme | Hız, mm/s         |                     |                     |                     |                      |                     |                      |                     |
|-----------|-------------------|---------------------|---------------------|---------------------|----------------------|---------------------|----------------------|---------------------|
| Peryodu   | $\frac{a}{T} = 1$ | $\frac{a}{T} = 0.8$ | $\frac{a}{T} = 0.6$ | $\frac{a}{T} = 0.4$ | $\frac{a}{T} = 0.35$ | $\frac{a}{T} = 0.3$ | $\frac{a}{T} = 0.25$ | $\frac{a}{T} = 0.2$ |
| 7 ms      | 54,9              | 29,92               | 22,44               | 14,85               | 11,24                | 8,81                | 6,18                 | 0,5                 |
| 11 ms     |                   | 35,43               | 25,94               | 17,16               | 15,19                | 13,21               | 11,29                | 8,97                |
| 15 ms     |                   | 38,21               | 28,52               | 19,46               | 17,13                | 14,74               | 12,38                | 9,82                |
| 19 ms     |                   | 40,57               | 30,7                | 20,58               | 18,21                | 15,83               | 12,91                | 10,2                |

Şekil 5.3, 5.5, 5.7., 5.9'daki eğrilerden ve Çizelge 5.2, 5.3, 5.4'deki hız değerlerinden görüldüğü gibi, yük aşağı doğru inerken aynı açıklık oranı ve tetikleme peryotları için yükün hızı yük kütlelerinin büyüklüğünden fazla etkilenmemektedir. Bunun nedeni ise yükün ağırlığı dolayısıyla alt silindir haznesinde oluşan basıncın hızlı bir şekilde tahliye edilememesi ve havanın boşalma süresinin uzun olmasıdır. Yükün yukarı yönde hareket ettirilmesi (Şekil 5.4, 5.6, 5.8, 5.10, Çizelge 5.5, 5.6, 5.7) sırasında ise silindirin üst haznesi atmosfer basıncı dolayında, alt haznesinde ise, yaklaşık olarak yükün ağırlığıyla orantılı bir basınç olduğundan, aynı açıklık oranı ve tetikleme peryodunda elde edilen hızlar yükün kütlelerinden kuvvetle etkilenmektedir.

Yükü yukarı yönde hareketini veren Şekil 5.4, 5.6, 5.8, 5.10 incelendiğinde hareketin açıklık oranına bağlı olarak belirli bir gecikmeyle başladığı görülmektedir. Bu gecikme sırasında silindir haznesinin ölü bölgesi yükün ağırlığını kaldıracak bir basınca kadar şarj edilmektedir. Gecikme (şarj süresi) yük arttıkça, tetikleme peryodu kısaldıkça ve açıklık oranı azaldıkça artmaktadır.

Özellikle düşük açıklık oranlarına ve büyük yüklere karşılık gelen eğrilerde zik-zak'lar görülmektedir. Bu durum özellikle yükün aşağı doğru hareket ettiği hallerde belirgindir (Şekil 5.3 gibi). Ancak pistonun durma süresi tetikleme peryodundan daha uzundur. Yani durmalar puls genişliği modülasyonu sırasında valflerin kapalı

olmasından kaynaklanmamaktadır. Bu zik-zak'lar tutukluk (stick-slip) etkisinden kaynaklanmaktadır. Bu zik-zak'lar sırasında silindir basınçla şarj olmakta ve bu şarj stick-slip etkisini yendiğinde piston hareket etmektedir. Bu görüşü deneyler sırasında yapılan basınç ölçümleri de desteklemektedir.

Yukarıda çizelgelerde görüldüğü gibi, diğer parametreler aynıyken tetikleme periyodu 7 ms'den 11 ms'ye yükseldiğinde hızda büyük bir artış görülmekte; tetikleme periyodu 11 ms' den 19 ms'ye çıktığında bu artış miktarı azalmaktadır. Sonuçları burada sunulmayan 27 ms ve 45 ms'lik tetikleme periyotlarında hızın çok fazla artmadığı görülmüştür. Ayrıca açıklık oranı çok küçükken ( $< 0.2$ ) pistonun hareket edemediği görülmüştür. Bu davranışların nedeni, kısa açma süreleri sırasında valf sürgüsü ataletin hakim olduğu valf dinamik davranışının baskın olmasıdır. Yani çok kısa açma süreleri sırasında valf daha açılmadan kapama sinyali gelmektedir.

Aynı parametreler için yükün yukarı ve aşağı yönlerdeki hızları arasında farklılıklar görülmektedir. Bu asimetri sistemin yapısı dolayısıyla pistonu uygulanan statik yük ağırlığının yarattığı bir sonuçtur. Zira yukarı hareket sırasında hız esas olarak alt silindir haznesini dolduran havanın debisi tarafından belirlenmekte; bu debi ise esas olarak statik ağırlık tarafından belirlenen alt haznedeki basınç ile kaynak basıncı arasındaki farka bağlı olmaktadır. Aşağı yöndeki hareket sırasında ise hız esas olarak alt hazneden boşalan havanın debisi tarafından belirlenmektedir. Bu debi ise yaklaşık olarak statik ağırlığın belirlediği alt hazne basıncı ile atmosfer basıncı arasındaki farka bağlıdır.

Yukarıda verilen eğri ve grafikler göstermektedir ki, yük değerine uygun olarak tutukluk etkisini azaltacak biçimde seçilecek bir tetikleme periyodu kullanarak ve valf açıklık oranını değiştirerek yükü belli sınırlar arasında istenen hızlarda hareket ettirmek mümkündür. Bu kısımda elde edilen modülasyon parametreleri ve bunlara karşılık gelen hızlar arasındaki ilişkiler, konum kontrol algoritmalarının oluşturulması sırasında kullanılacaktır.

## 5.2. Konum Kontrol Deneyleri

Bu bölümde; hazırlanan deney düzeneği ile yapılan konum kontrol deneylerinin sonuçları sunulmuştur. İlk yapılan konum kontrol deneylerinde uygulanması kolay olduğu için valfler, herhangi bir puls modülasyonu kullanılmadan açık-kapalı modunda çalıştırılmıştır. Bunun için yük konumunun içine girmesi istenen bir hata bandı ( $\delta$ ) tanımlanmıştır. Uygulanan kontrol algoritması şu şekilde çalışmaktadır. Yük bulunduğu konumundan banda girinceye kadar ilgili valfler açılarak mümkün olan maksimum hızda hareket ettirilmekte, istenen bant içine girildiğinde tüm valfler kapatılarak hareketin durdurulmasına çalışılmaktadır. Ancak çok basit ve mantıklı görülen bu algoritma sadece band genişliği çok büyük olduğunda başarılı olmuştur. 40 kg, 140 kg ve 240 kg'lık yüklerle yapılan deneylerde yükün bu şekilde içinde tutulabildiği en dar bandın 4 mm olduğu görülmüştür. Bu mertebede bir doğruluk pek çok uygulama için yeterli değildir. Bu algoritmayla yük konumunu daha dar tolerans bandlarına sokamamanın en önemli nedeni banda girildiğinde valfler kapatıldığı halde, pnömatik silindirin dış kuvvetler karşısındaki esnekliği ve yükün atalet etkisi dolayısı ile yük hareketinin devam etmesi ve yükün aşma yaparak tekrardan bant dışına çıkmasıdır.

Maksimum hızlar kullanılarak yapılan ilk deneylerden istenen sonuçlar alınamayınca, farklı bir kontrol algoritması denenmiştir. Bu algoritmanın arkasında yatan felsefe, yük hata bandına girdikten sonra tekrar dışarı çıkarsa kontrol işlemine hareket hızını azaltarak devam etmektir. Kullanılan algoritma şöyledir.

1. Yükün konumu başlangıçta hata bandı dışındaysa, yükü banda doğru maksimum hızda hareket ettir. Yol boyunca konum ölçümü yap ve hızları hesapla.
2. Yük banda girince valfleri kapat, ancak konum ölçümlerine ve hız hesaplamalarına devam et.
3. Yük bandın dışına çıkarsa hızı hız azaltma faktörü  $k_f$  oranında azaltarak yükü banda doğru hareket ettir.

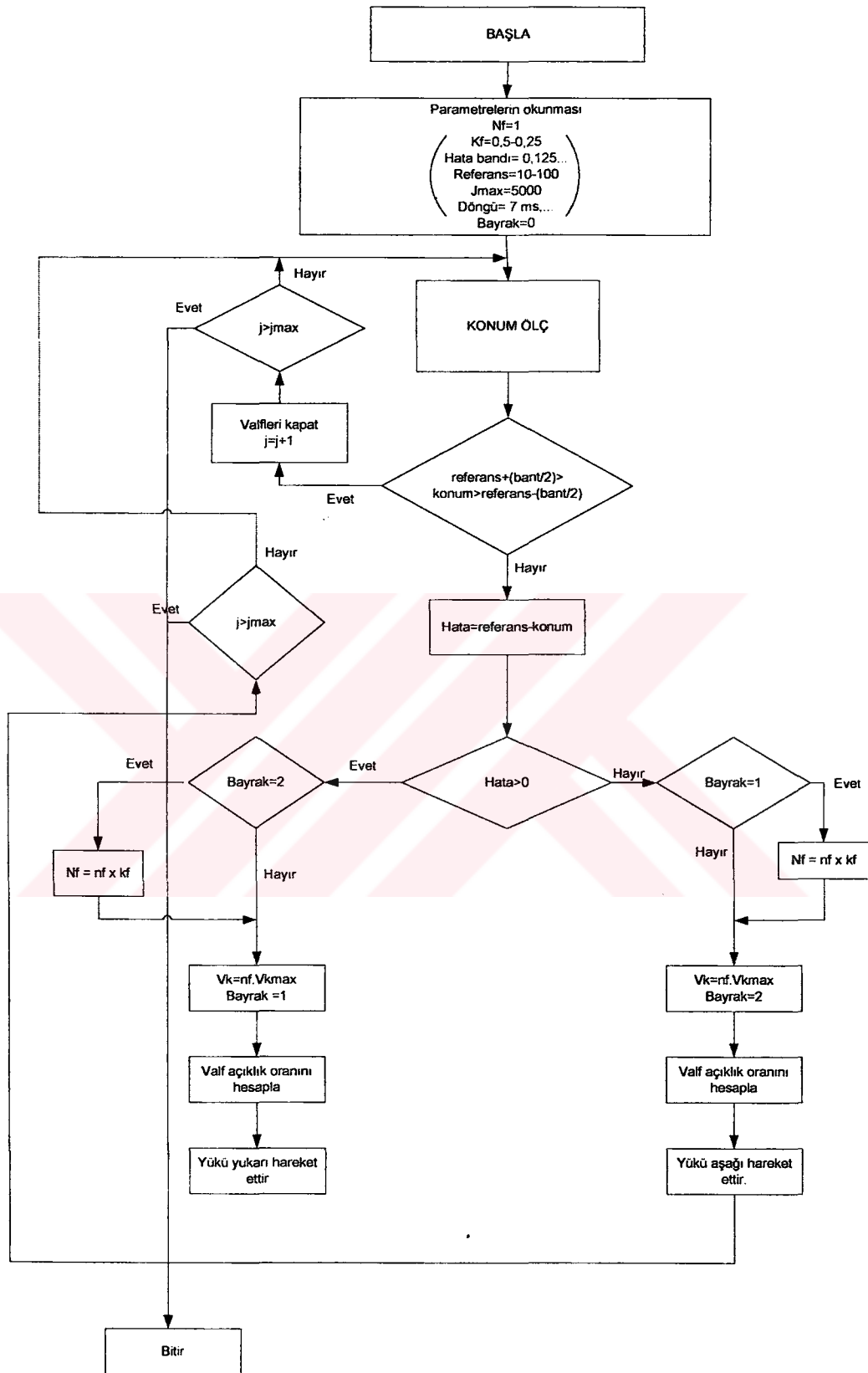
4. Yük banda girince valfleri kapatarak ölçümlere devam et.
5. Gerekiyorsa 3. ve 4. maddedeki işlemleri her seferinde hızı  $k_f$  oranında azaltarak tekrar et.

Yukarıdaki algoritma uyarınca hızların azaltılması, valflere puls genişliği modülasyonu uygulamak suretiyle gerçekleştirilmiştir. Belirli bir hızı elde etmek için kısım 5.1’de elde edilen sonuçlar kullanılarak, yüke en yakın hızı verecek modülasyon parametreleri kullanılmıştır. Bu parametreler kontrol programının kod kısmına gmlm olup, program hangi valf açıklık oranlarının kullanacağına kendisi döngü içerisinde karar vermektedir.

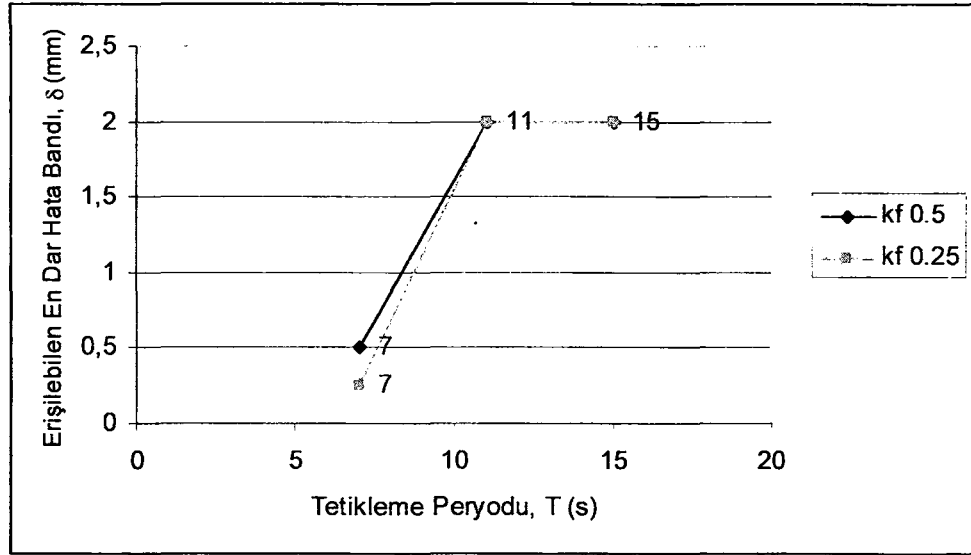
Kontrol işlemi gerçek zamanda ve sayısal ortamda yapılmış, proses sırasında yükün konumu 200 örnek/s hızla llmtir. Kontrol programının akış diyagramı ekil 5.11’de verilmiştir.

Deneylerde üç farklı yük kütlesi (40 kg, 140 kg ve 240 kg) kullanılmış, her yük değeri için 3 farklı tetikleme peryodu kullanılarak yükün referans değeri etrafında mümkün olduğunca dar bir hata bandı içine getirilmesine çalışılmıştır.

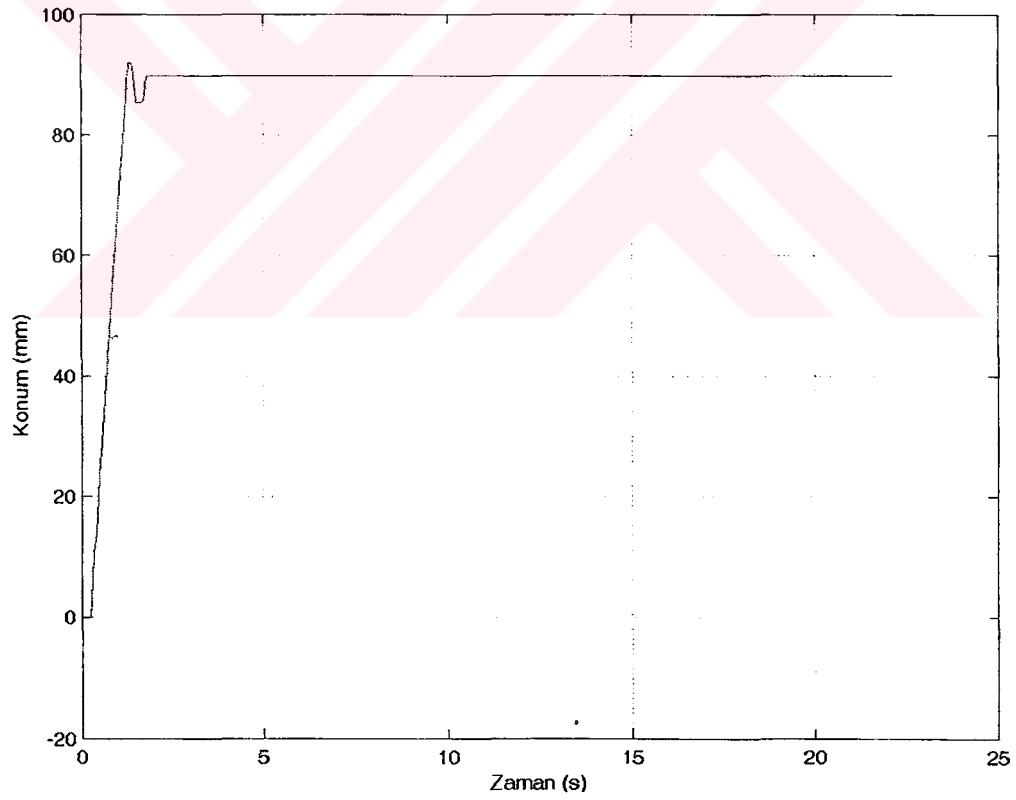
Şekil 5.12’de, 40 kg’lık yükün 7 ms, 11 ms ve 15 ms’lik tetikleme peryotları kullanılarak yukarı yönde hareketi için erişilebilen en küçük hata bandı genişlikleri, yani konum kontrol doğrulukları verilmiştir. Kontrol algoritması uygulanırken hız azaltma faktörü için iki değer ( $k_f = 0,5$  ve  $k_f = 0,25$ ) kullanılmıştır. Şekil 5.12 incelendiğinde 7 ms’lik tetikleme peryodunda en düşük hata bandının elde edildiği görülmektedir. Şekil 5.13’de 7 ms’lik tetikleme peryodunda, erişilebilen hata bandı 0,5 mm olan deneyden elde edilen konum-zaman grafiği verilmiştir. Bu ekil incelendiğinde sistemin hata bandını açtığı ve bir salınım sonra bant içine girerek orada kaldığı görülmektedir. Şekil 5.14 ‘de ise aynı deneyin basınç-zaman grafiği görülmektedir.



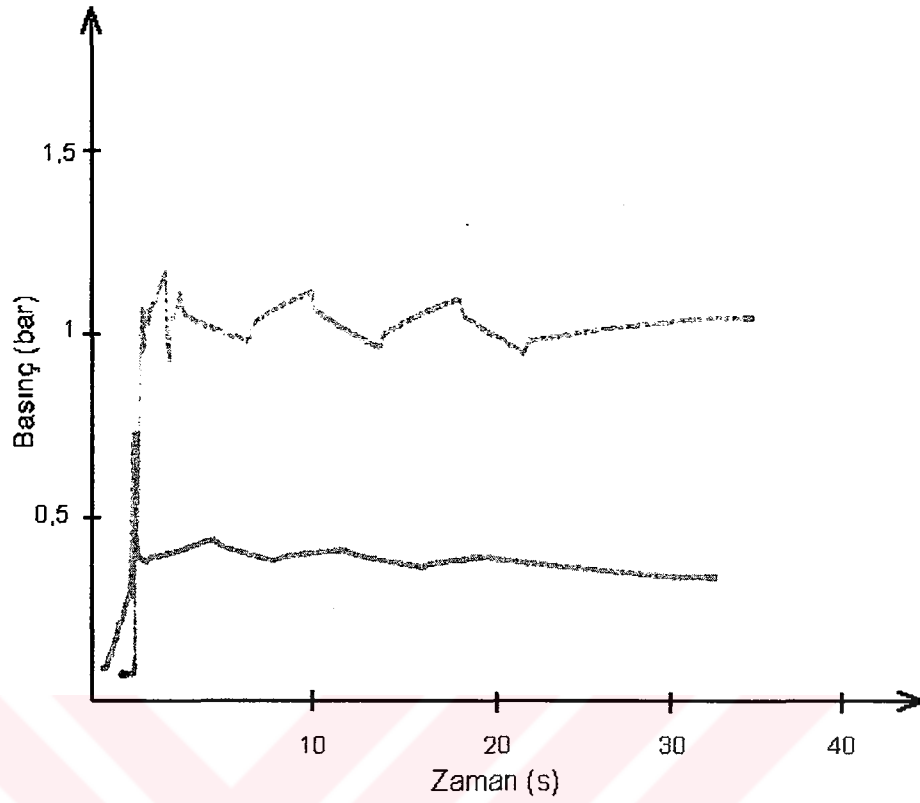
Şekil 5.11. Konum Kontrol Programı Akış Diyagramı



Şekil 5.12. 40 kg Yüklün Yukarı Yöndeki Hareketi için Erişilebilen En Dar Hata Bandı Değerleri

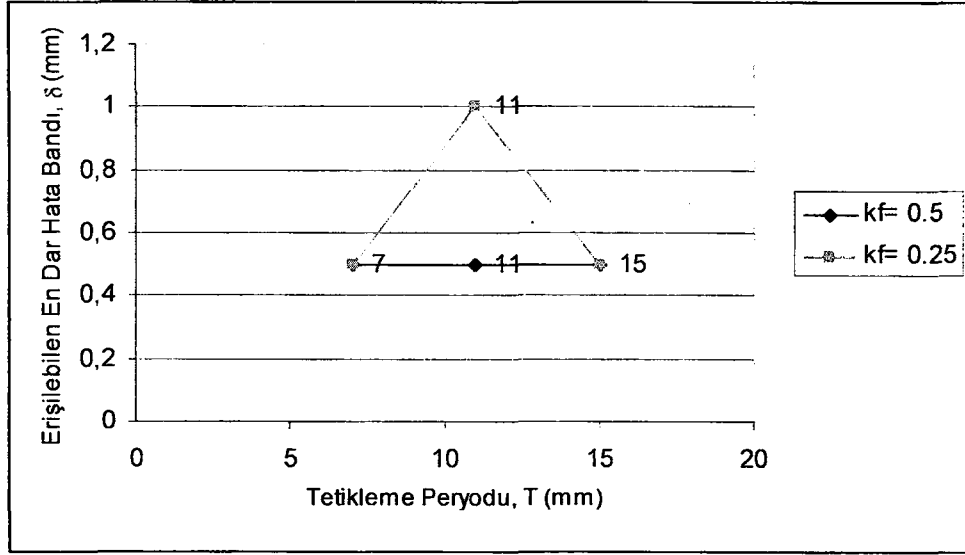


Şekil 5.13. 40 kg Yüklün Yukarı Yöndeki Hareketi için Konum-Zaman Grafiği  
( $k_f = 0,25$ ,  $T = 7ms$ ,  $\delta = 0,25$ )

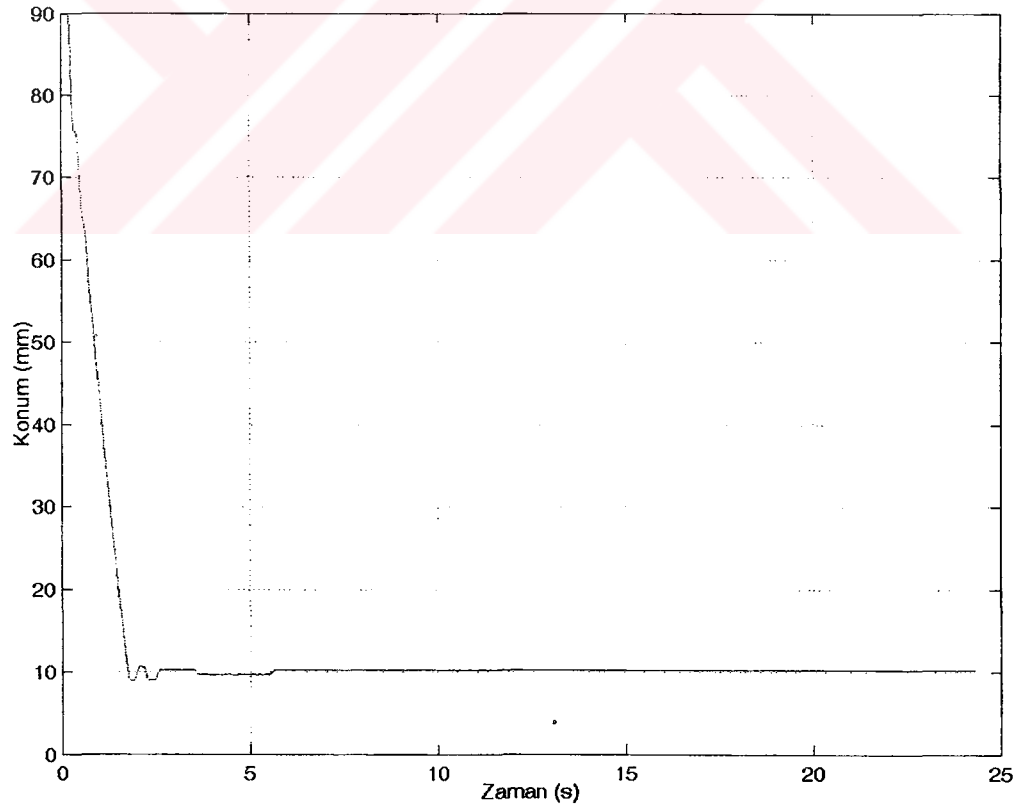


Şekil 5.14. 40 kg Yükn Yukarı Yönde Hareketi için Silindir Haznelerindeki Basınçların Değişimi ( $k_f = 0,25, T = 7ms, \delta = 0,25$ )

Şekil 5.15 40 kg'lık yükün 7 ms, 11 ms ve 15 ms'lik tetikleme peryotları kullanılarak aşağı doğru hareketi için elde edilebilen en dar hata bantları verilmiştir. Bu çalışma da  $k_f = 0,5$  ve  $k_f = 0,25$  için yürütülmüştür. Şekil 5.15 incelendiğinde en dar hata bandının 7 ms'lik tetikleme peryodunda elde edildiği görülmektedir. Şekil 5.16'de 7 ms'lik tetikleme peryodu ve  $k_f = 0,5$  kullanılan deneyin konum-zaman grafiği verilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi sistem hata bandını aşmış ve bir kaç salınımdan sonra banda girerek. 24 saniye süren deneyin geri kalan süresinde bant içinde kalmıştır.

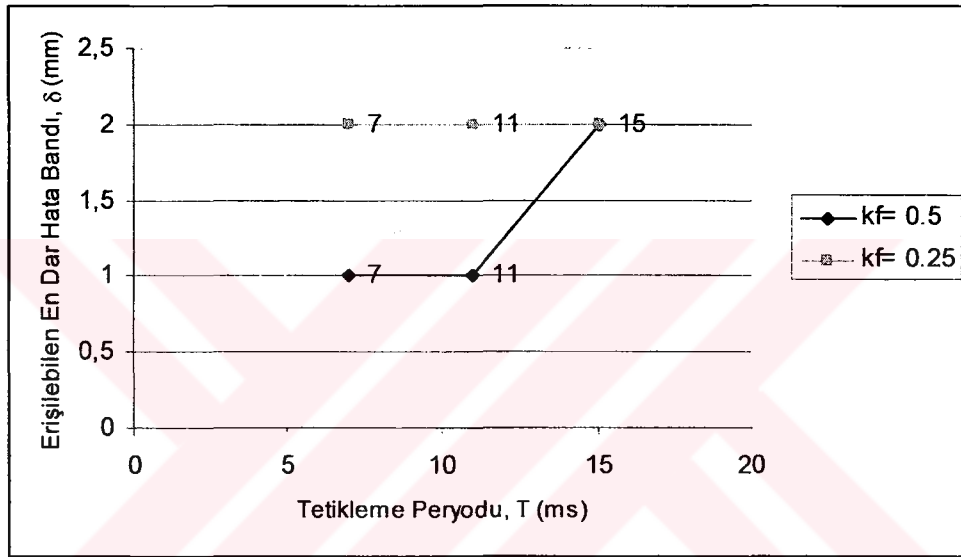


Şekil 5.15. 40 kg Yükleme Aşağı Yöndeki Hareketi İçin Erişilebilen En Dar Hata Bandı Değerleri

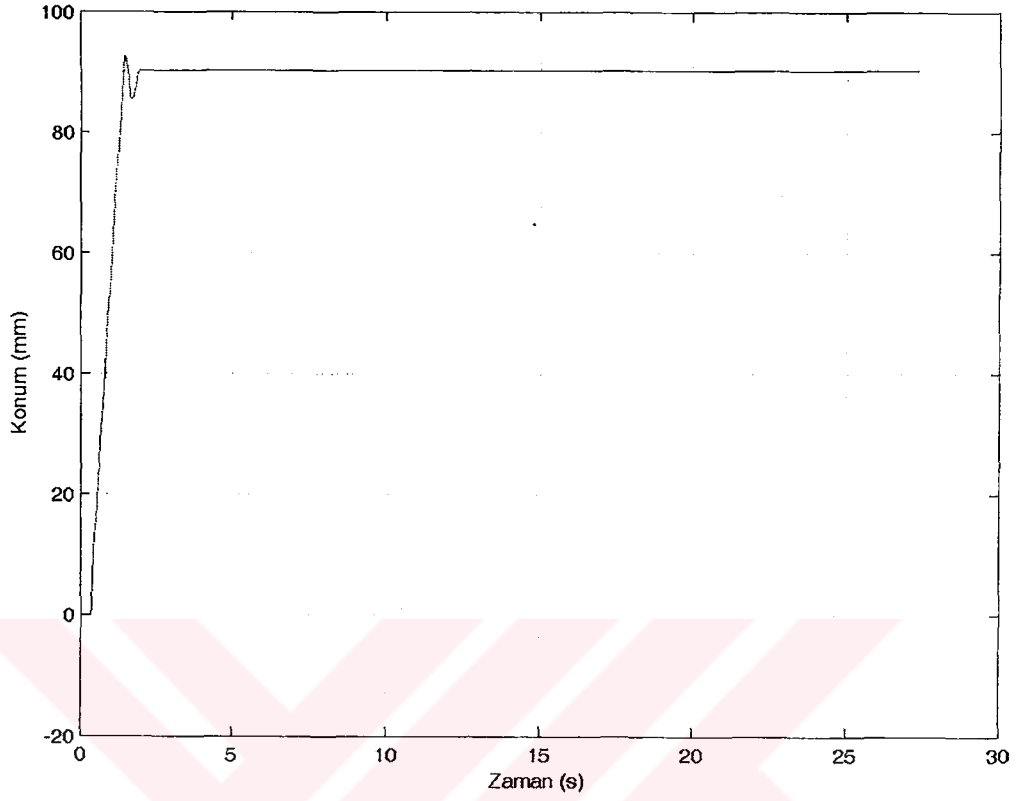


Şekil 5.16. 40 kg Yükleme Aşağı Yöndeki Hareketi İçin Konum-Zaman Grafiği ( $k_f = 0,5, T = 7ms, \delta = 0,5$ )

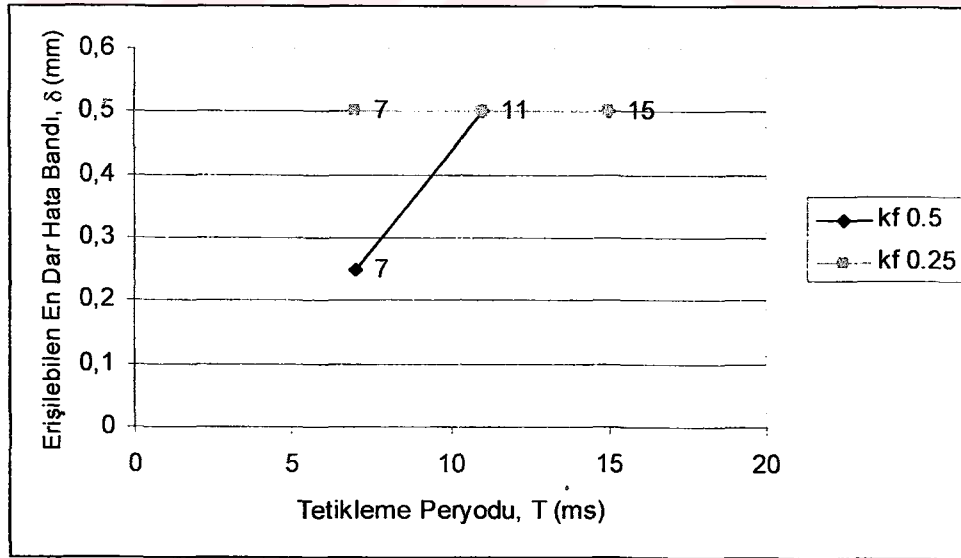
140 kg'lık yük kullanılarak yapılan deneylerin sonuçları yukarı yönde hareket için Şekil 5.17 ve 5.18'de, aşağı yönde hareket için Şekil 5.19 ve 5.20'de verilmiştir. Bu eğrilerde  $k_f = 0,25$  ve  $T = 7ms$  en iyi sonuçları vermiştir. Erişilebilen en dar hata bandı yukarı yönde hareket için 1 mm, aşağı yönde hareket için ise 0,25 mm'dir. Yük yukarı hareket ettirildiğinde bir salınım sonra, aşağı yönde hareket ettirildiğinde ise bir kaç salınım sonra hata bandı içine girmekte ve orada kalmaktadır.



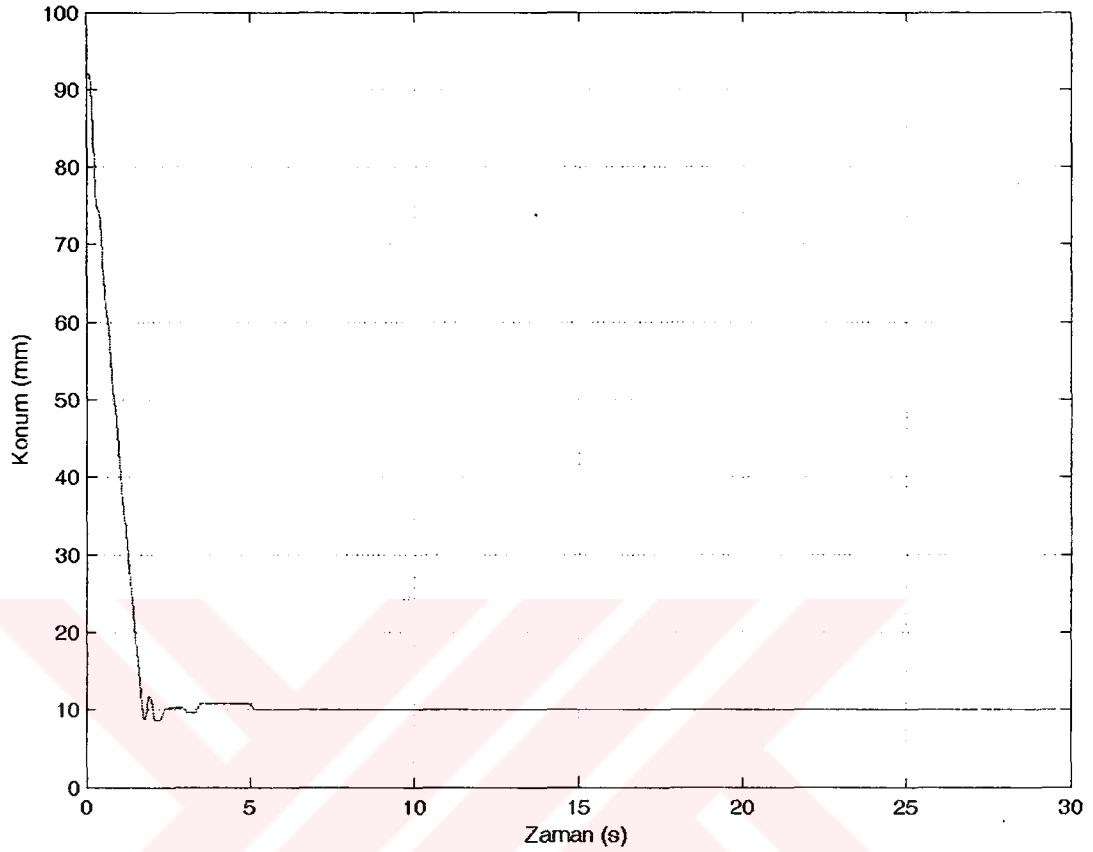
Şekil 5.17. 140 kg Yükün Yukarı Yöndeki Hareketi İçin Erişilebilen En Dar Hata Bandı Değerleri



Şekil 5.18. 140 kg Yükün Yukarı Yöndeki Hareketi İçin Konum-Zaman Grafiği  
( $k_f = 0,5$ ,  $T = 7 \text{ ms}$ ,  $\delta = 1 \text{ mm}$ )



Şekil 5.19. 140 kg Yükün Aşağı Yöndeki Hareketi İçin Erişilebilen En Dar Hata Bandı Değerleri



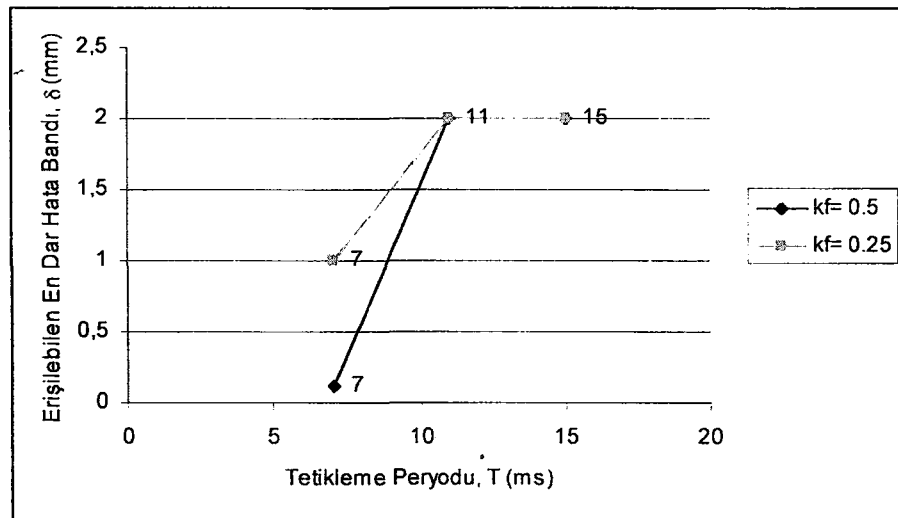
Şekil 5.20. 140 kg Yükle Aşağı Yöndeki Hareketi İçin Konum-Zaman Grafiği  
( $k_f = 0,5$ ,  $T = 7 \text{ ms}$ ,  $\delta = 0,25 \text{ mm}$ )

240 kg'lık yükle yapılan deneylerin sonuçları Şekil 5.21 – 5.24 arasında verilmiştir. Bu durumda da  $k_f = 0,5$  ve  $T = 7 \text{ ms}$  erişilebilen en dar hata bantlarını vermiştir. Erişilebilen en dar hata bandı hem yukarı hem de aşağı yöndeki hareketler için 0,125 mm olarak elde edilmiştir. Yükle, yukarı yönde hareket ettirildiğinde bir salınım sonra, aşağı doğru hareket ettirildiğinde ise bir kaç salınım sonra hata bandı içine girmekte ve bant içinde kalmaktadır.

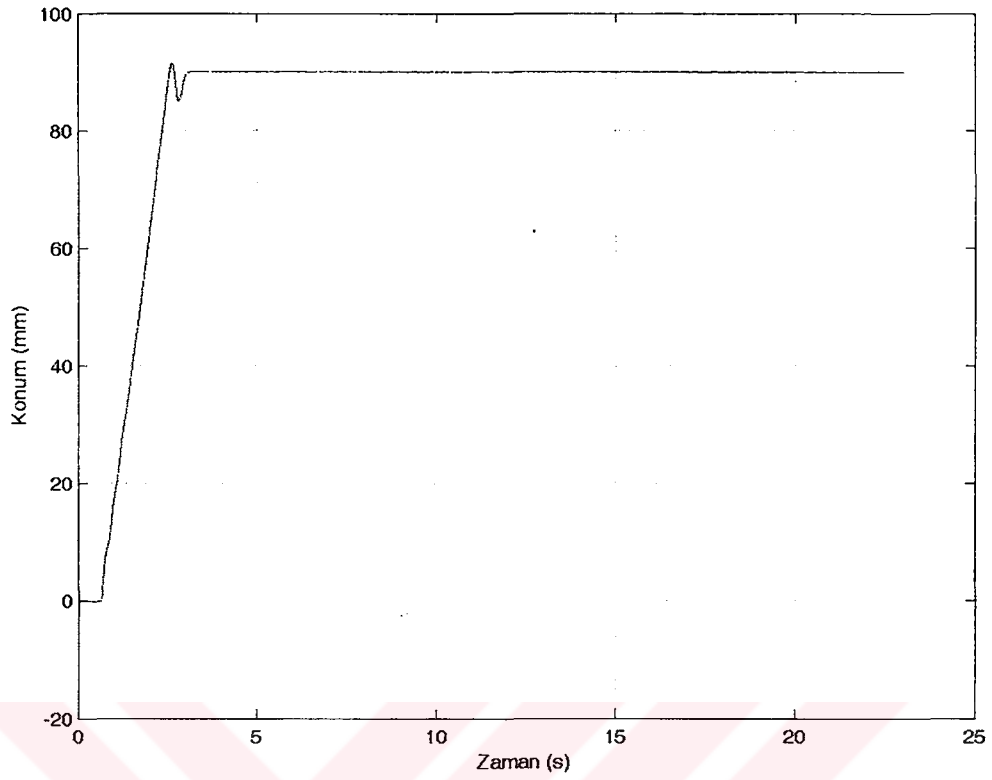
Konum kontrol deneylerinin sonuçları toplu olarak değerlendirildiğinde aşağıdaki hususlar dikkati çekmektedir.

- Bütün deneylerde 7 ms tetikleme periyodu en iyi sonucu vermiştir.
- Biri dışında hız azaltma faktörü  $k_f$  için en iyi değerin 0,5 olduğu görülmüştür.

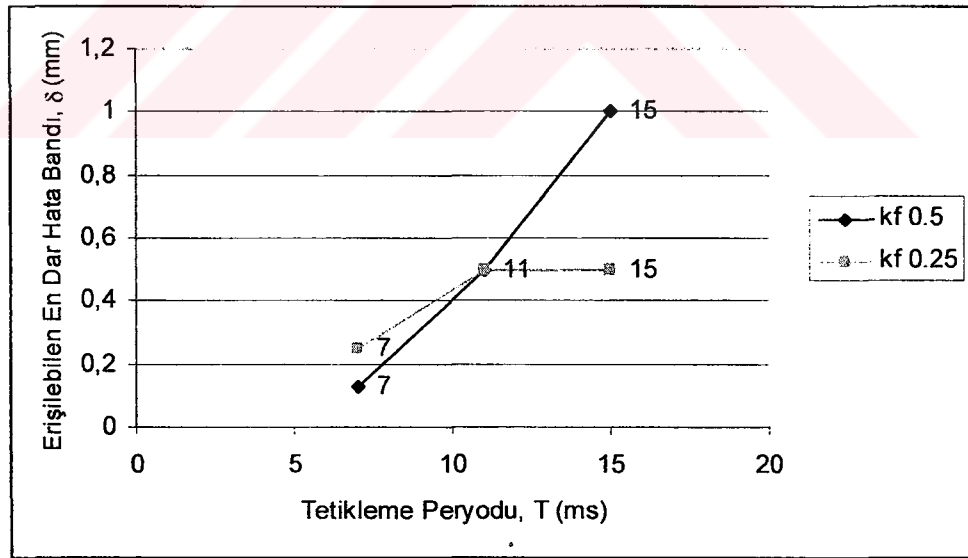
- c) Pnömatik tahrik biriminin (silindir-piston) dış kuvvetler karşısındaki esnekliği arttıkça aşmaların ve salınımların artması beklenir. Esneklik ise silindirin iki tarafındaki haznelerde bulunan basınç altındaki havanın sıkışmasından kaynaklanmaktadır. Etken yay sabiti bu iki hazneden hangisi daha sertse onun tarafından belirlenir. Bu sertlik ise haznede bulunan havanın basıncıyla artar. Yapılan deney sonuçları yükün hata bandını aşmasında, tahrik sisteminin esnekliğinin, yükün atalet etkisine göre daha etken olduğunu göstermektedir. Yük arttıkça silindirin alt haznesindeki basınç da artmakta ve erişilebilen en dar hata bandı genelde azalmaktadır. 140 kg'lık yükün yukarı yöndeki hareketi buna bir istisna olup bu durum muhtemelen ölçme gürültüsünden kaynaklanmıştır.
- d) Deneyler sırasında bir miktar ölçme gürültüsü gözlenmiştir. Laboratuvarın topraklaması yetersiz olduğundan ve açık uçlardan civardaki elektrikli cihazların gürültüsünün sisteme girmesi yeterince engellenemediğinden, alınan bütün tedbirlere rağmen ölçme gürültüsü tamamen yok edilememiştir. Daha dar hata bandlarına erişilememesinde bu durumun da etken olduğu düşünülmektedir.



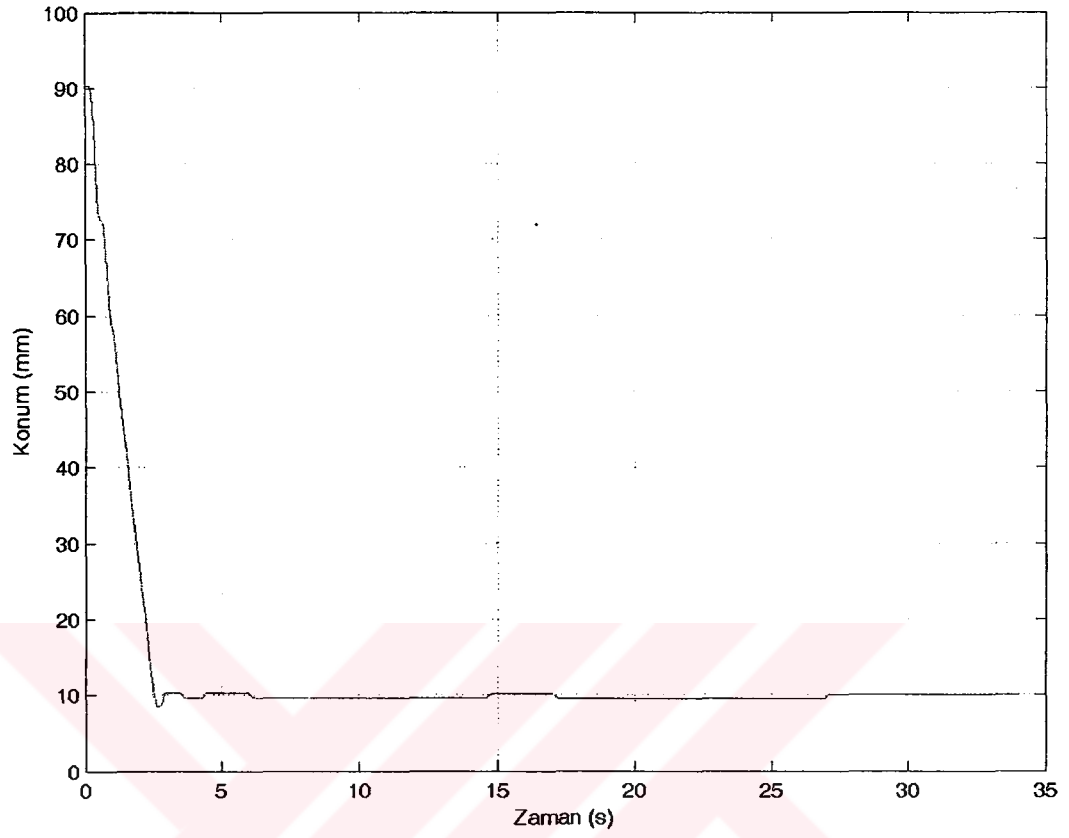
Şekil 5.21. 240 kg Yükün Yukarı Yöndeki Hareketi İçin Erişilebilen En Dar Hata Bandı Değerleri



Şekil 5.22. 240 kg Yü­k­ün Yu­ka­rı Yönde­ki Hare­keti İçin Konum-Zaman Grafi­ği  
( $k_f = 0,5$ ,  $T = 7\text{ ms}$ ,  $\delta = 0,125\text{ mm}$ )



Şekil 5.23. 240 kg Yü­k­ün Aşa­ğı Yönde­ki Hare­keti İçin Erişilebilen En Dar Hata Bandı Değerleri



Şekil 5.24. 240 kg Yüklün Aşağı Yöndeki Hareketi İçin Konum-Zaman Grafiği  
 $(k_f = 0,5, T = 7 \text{ ms}, \delta = 0,125 \text{ mm})$

## 6. NÜMERİK SİMÜLASYON SONUÇLARI VE DENEYSEL SONUÇLARLA KARŞILAŞTIRILMASI

Bu bölümde, daha önce bölüm 3’de türetilen eşitlikler ve deneylerde kullanılan sistemin parametre değerleri kullanılarak yükün yukarı ve aşağı yöndeki hareketleri çözülmüştür. Çözümler MATLAB ortamında gerçekleştirilmiş olup, kullanılan programlar EK 1 ve EK 2’de verilmiştir.

Prosesin hızlı olduğu dikkate alınarak çözümlerde adyabatik şartlar kabul edilmiştir. Amaç tezde geliştirilen matematiksel modelin geçerliliğini test etmek olduğundan, çözümlerde puls genişliği modülasyonu ele alınmayarak, valflerin tam açık durumda olduğu kabul edilmiş ve bu şekilde farklı yükler için, yükün aşağı ve yukarı yönlerde hareketi sırasında konumunun ve hızının değişimi bulunmuş; çözümlerden elde edilen cevap süreleri ve hızlar deneylerden elde edilenlerle karşılaştırılmıştır.

Çözümler sırasında, eğer simülasyon süreleri çok uzun tutulursa silindir haznesindeki basınç ve sıcaklıklarda bazı nümerik kararsızlıklar oluştuğu, buna karşılık konum ve hızlarda bu tür bir kararsızlığın görülmediği gözlenmiştir.

40 kg, 140 kg ve 240 kg’lık yüklerin simülasyonlarından elde edilen konum-zaman grafikleri, yukarı ve aşağı yönlerdeki hareketler için Şekil 6.1-6.6’da verilmiştir. Aşağı ve yukarı yöndeki hareketler için basınç-zaman grafikleri de Şekil 6.7- 6.9’ de verilmiştir. Simülasyonlardan elde edilen cevap süreleri ve yük hızları ise deneylerden elde edilenlerle birlikte Çizelge 6.1’de özetlenmiştir.

Çizelge 6.1. Simülasyonlardan ve Deneylerden Elde Edilen Yük Hızları ve Cevap Süreleri

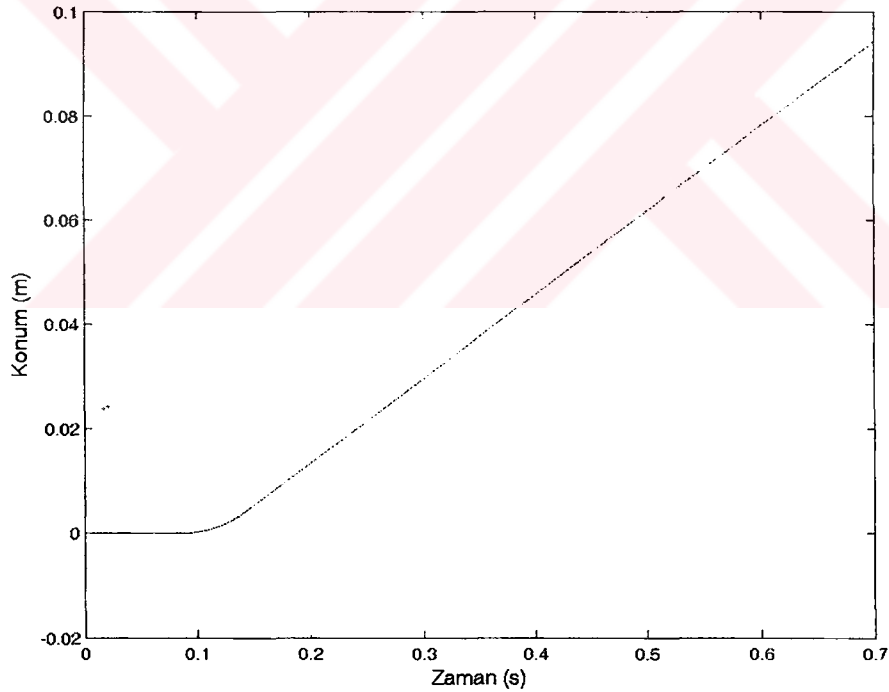
| Hareket Yönü | Yük Kütlesi, kg | Yük Hızı, mm/s |       |                       | Cevap Süresi, s |       |                       |
|--------------|-----------------|----------------|-------|-----------------------|-----------------|-------|-----------------------|
|              |                 | Simülasyon     | Deney | Simülasyondan Fark, % | Simülasyon      | Deney | Simülasyondan Fark, % |
| Yukarı Doğru | 40              | 162.6          | 168.5 | 3.7                   | 0.11            | 0.15  | 36                    |
|              | 140             | 102.9          | 95.7  | - 7                   | 0.33            | 0.30  | -9                    |
|              | 240             | 75.2           | 54.9  | - 27                  | 0.54            | 0.4   | -26                   |
| Aşağı Doğru  | 40              | 72.9           | 62.6  | - 14.1                | 0.06            | 0.05  | -16                   |
|              | 140             | 66.7           | 60.3  | - 9.6                 | 0.09            | 0.08  | -11.1                 |
|              | 240             | 61.5           | 58.6  | - 4.7                 | 0.12            | 0.11  | -8.3                  |

Simülasyonlar sırasında sürtünmeler ihmal edilmiş, valfin kesit alanı ise anma basınç farkı ve anma debisinden (6 bar'da 100 lt/dak) dolaylı olarak elde edilerek ( $d=0.0015$  m) kullanılmıştır.

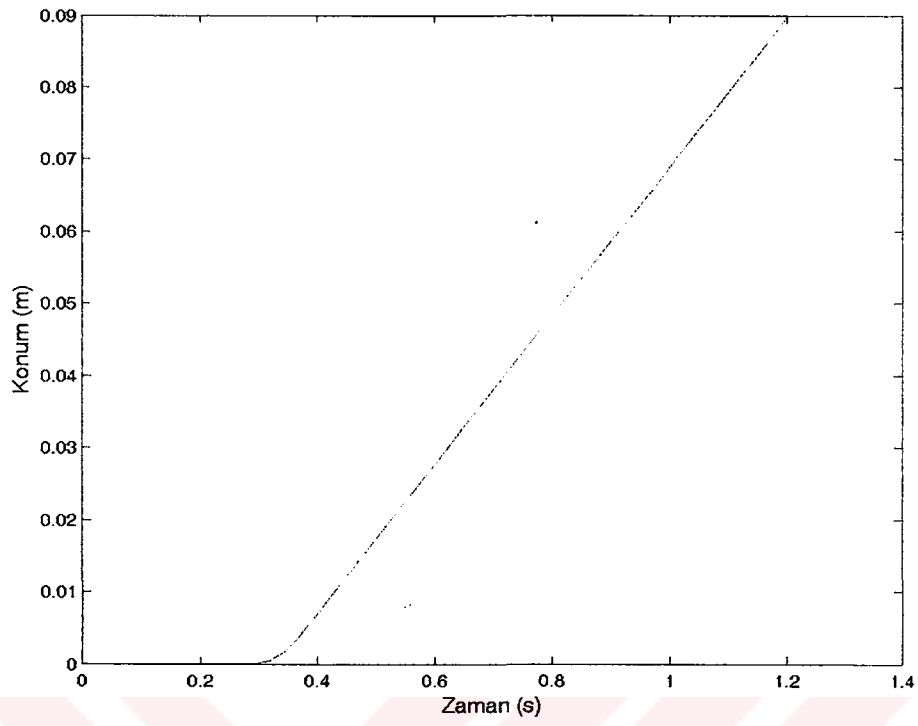
Çizelge 6.1'deki simülasyon sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında aralarında oldukça iyi bir uyum olduğu görülmektedir. Hızlar arasındaki fark % 3.7-27.0 arasındadır. En büyük fark yukarı hareket sırasında ve 240 kg yük içindir. Bir durum dışında deneysel hızlar, simülasyonlardan elde edilenlerden daha düşüktür. Bunun başlıca nedeni, simülasyonlarda kullanılan parametrelerin yeterince doğrulukta elde edilememesidir. Örneğin yükün sürtünmesi simülasyonlarda sıfır alınmıştır. Ancak her ne kadar yük klavuz sütünlara yataklanmışsa da, piston ile

silindir arasında sürtünme olması kaçınılmazdır. Valf orifis alanı da dolaylı olarak hesapla bulunmuştur. Bu değer de belli miktarda hata vardır. Ayrıca silindirde yastıklama kullanıldığı için uçlardaki hacimler tam silindirik değildir.

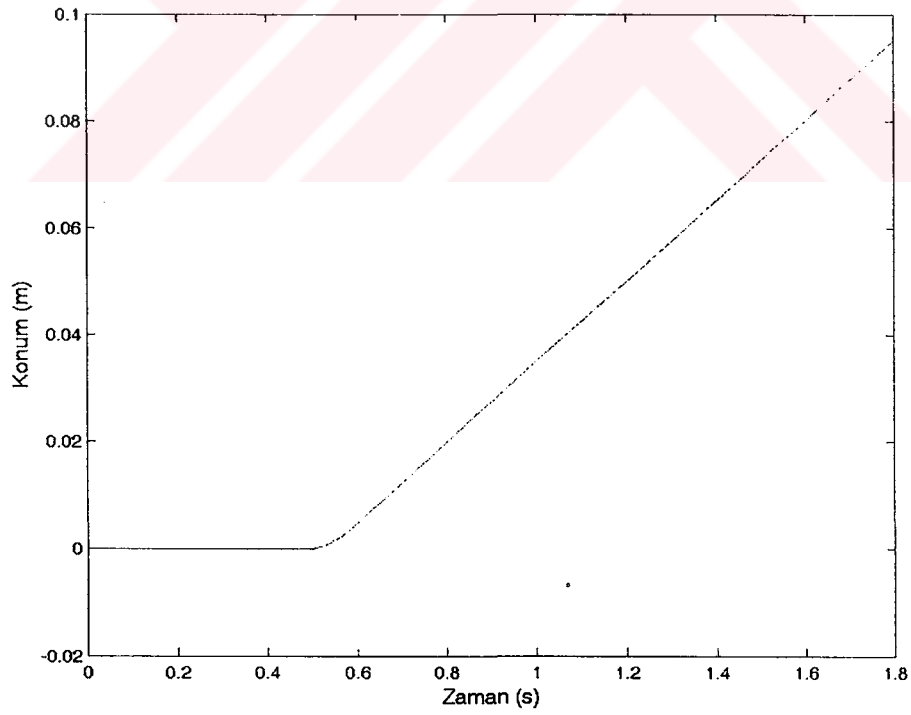
Simülasyonlardan ve deneylerden elde edilen cevap süreleri arasında da oldukça iyi bir uyum olup, aralarındaki fark % 8,3- 36 kadardır. Özellikle yükün yukarı yöndeki hareketi sırasında hareketin gecikmeli başlamasının nedeni, hareket öncesinde silindirin alt haznesindeki basıncın yük ağırlığını kaldırabilecek değere kadar artırılması zorunluluğudur. Silindir uçlarındaki ölü hacimlerin değerleri ve valfler ile silindir arasındaki bağlantı borularının iç hacimleri tam olarak simülasyona girilemediğinden bu hacimlerin hesaplanan ve deneylerden bulunan ön şarj süreleri arasında farklılıklar olması kaçınılmazdır.



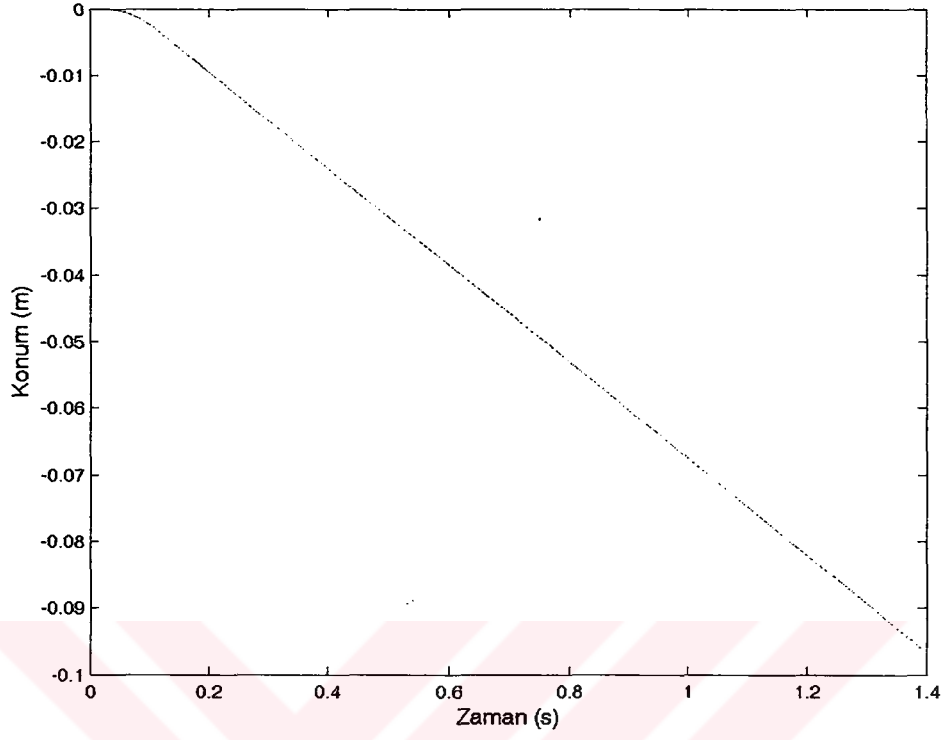
Şekil 6.1. 40 kg Yükün Yukarı Yöndeki Hareketi İçin Konum-Zaman Grafiği



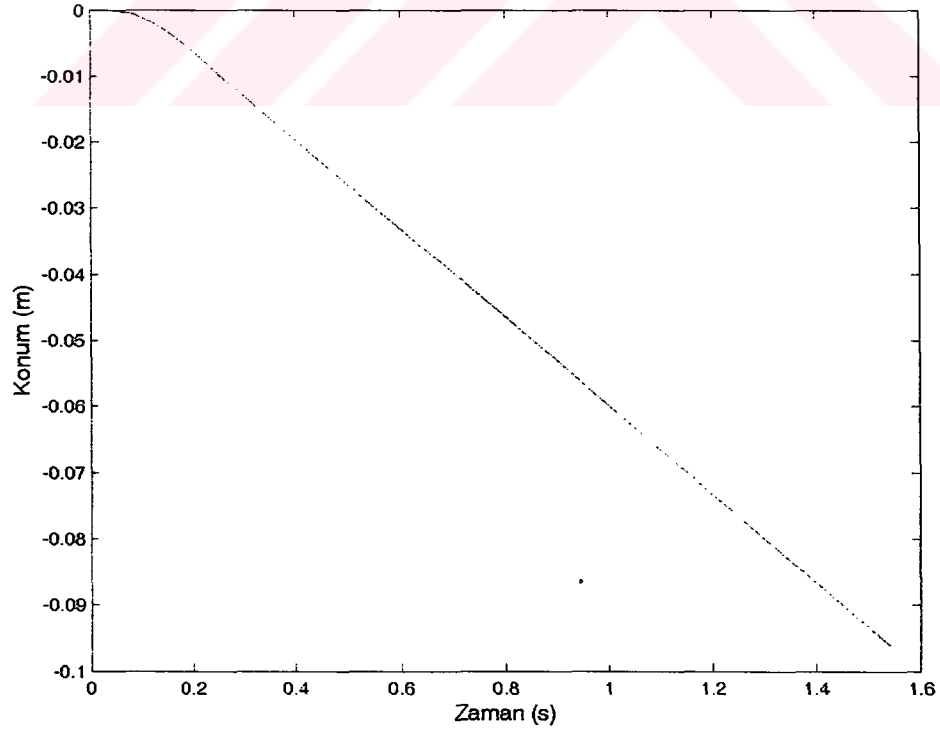
Şekil 6.2. 140 kg Yü­k­ün Yu­ka­rı Yönde­ki Hare­keti İçin Konum-Zaman Grafi­ği



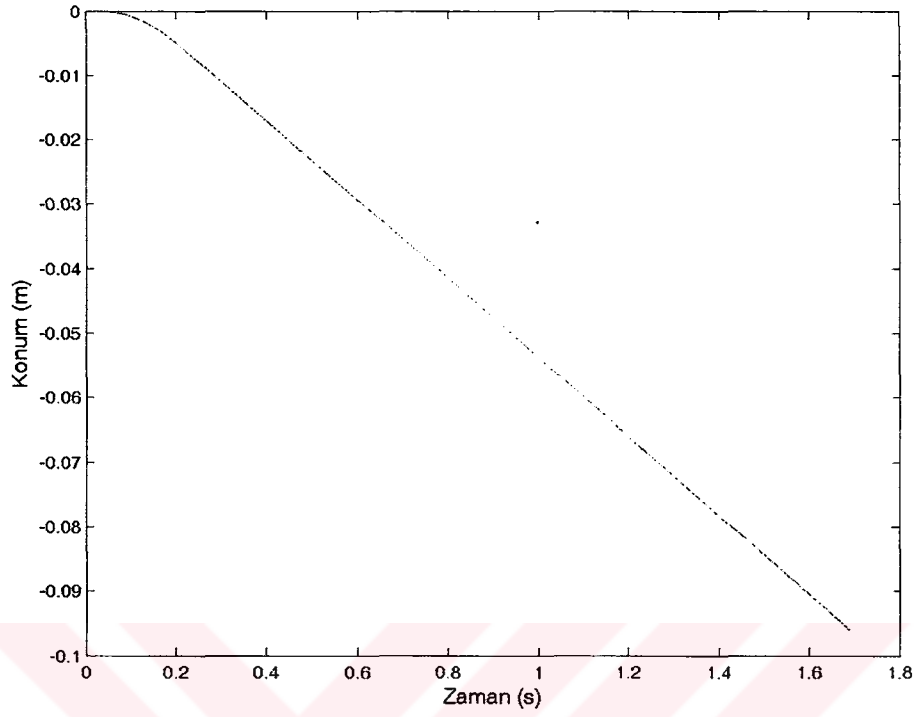
Şekil 6.3. 240 kg Yü­k­ün Yu­ka­rı Yönde­ki Hare­keti İçin Konum-Zaman Grafi­ği



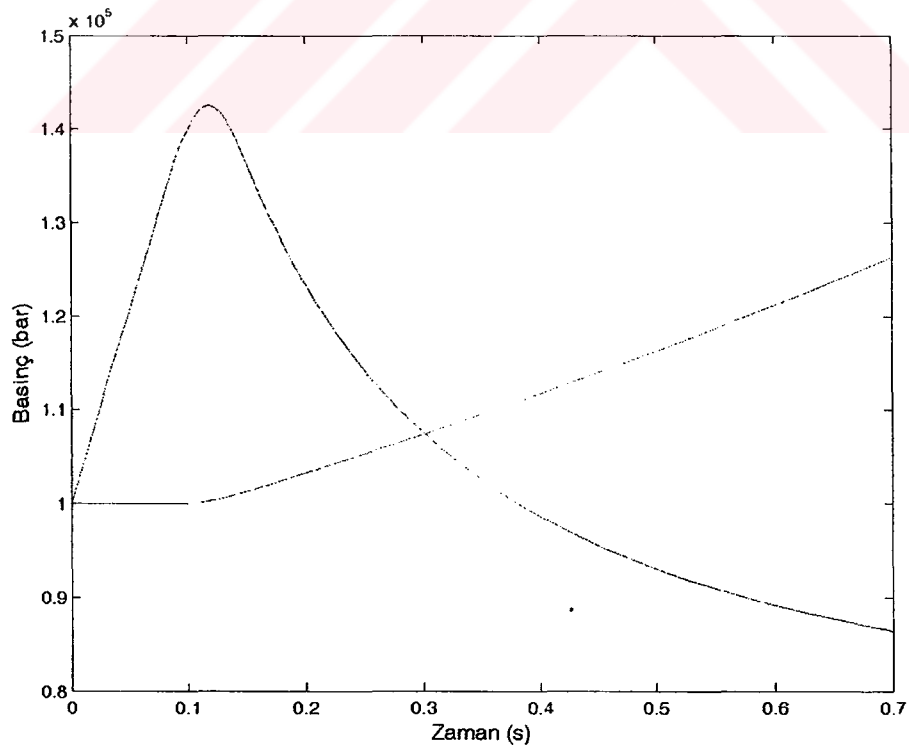
Şekil 6.4. 40 kg Yü­k­ün Aşağı Yön­de­ki Hare­ke­ti İçin Konum-Zaman Grafiği



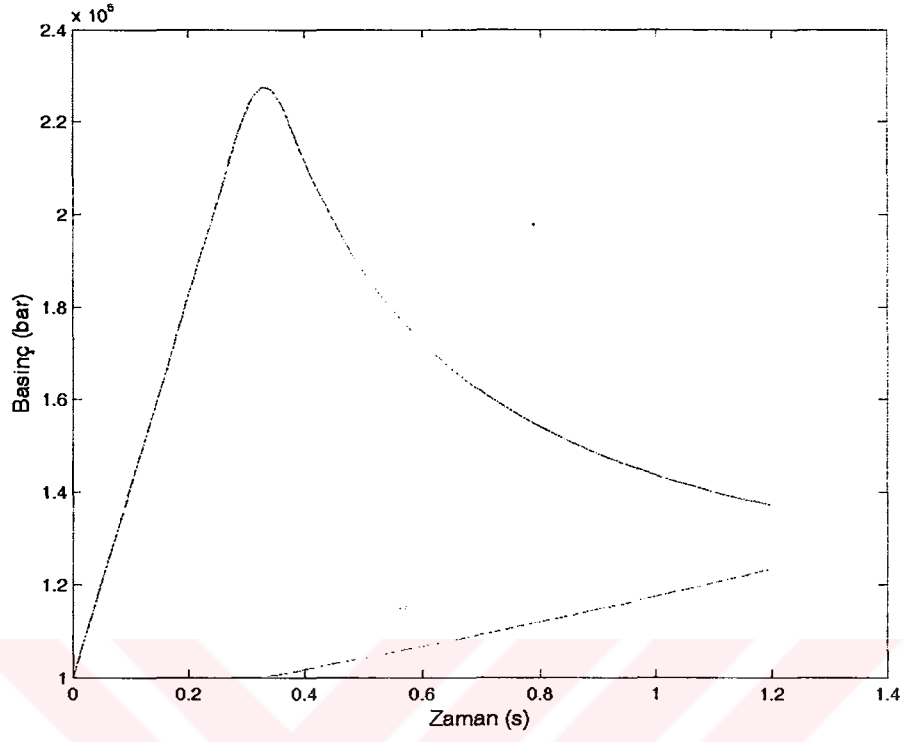
Şekil 6.5. 140 kg Yü­k­ün Aşağı Yön­de­ki Hare­ke­ti İçin Konum-Zaman Grafiği



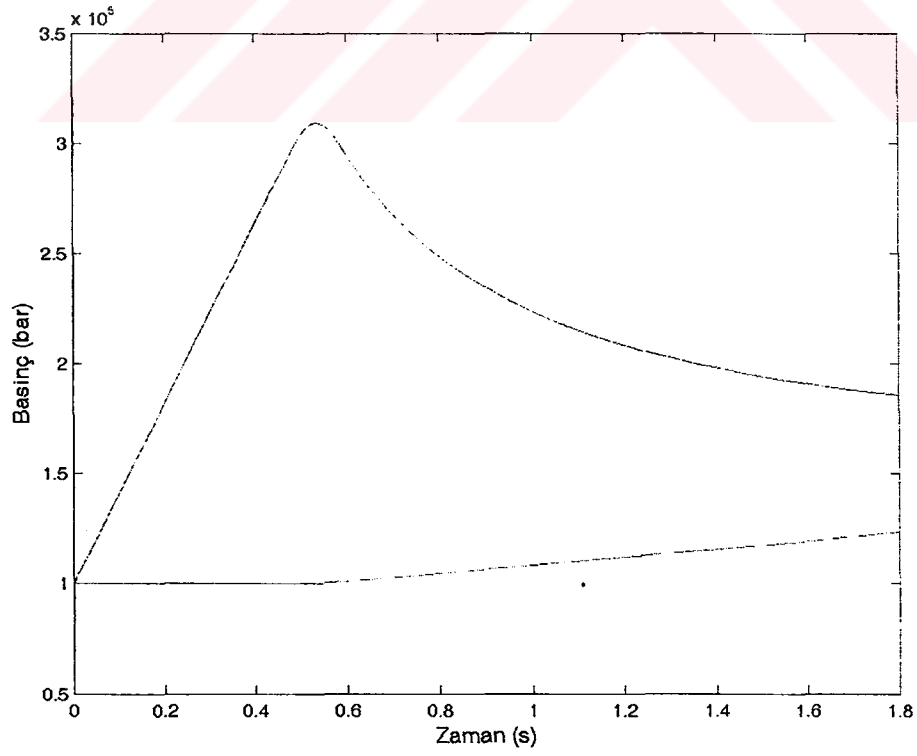
Şekil 6.6. 240 kg Yü­k­ün Aşağı Yönde­ki Hareketi İçin Konum-Zaman Grafiği



Şekil 6.7. 40 kg Yü­k­ün Yukarı Yönde­ki Hareketi İçin Baskı-Zaman Grafiği



Şekil 6.8. 140 kg Yükn Yukarı Yöndeki Hareketi İçin Basıncı-Zaman Grafiğı



Şekil 6.9. 240 kg Yükn Yukarı Yöndeki Hareketi İçin Basıncı-Zaman Grafiğı

## 6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Önceki bölümlerde; matematiksel modelleme, oluşturulan deney düzeneği, matematiksel modellemeyi çözen simülasyon programı ve deneysel çalışmalar sunulmuş, teorik ve deneysel olarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Önce sistemin matematiksel bir modeli çıkarılmış ve sistem davranışını belirleyen diferansiyel denklemler elde edilmiştir. Oluşturulan modelde nonlinear valf akış denklemleri ve silindir haznesindeki havanın termodinamik davranışı da dikkate alınmıştır. Deneysel çalışmalar özel olarak kurulan bir deney düzeneğinde yürütülmüştür. Deneylerde üç farklı kütleli yükün (40 kg, 140 kg ve 240 kg) hız ve konumu kontrol edilmiş puls genişliği modülasyonu parametreleriyle ile, hız değerleri arasındaki ilişkiler belirlenmiştir. Konum kontrolü amacıyla önce aç/kapa kontrol tekniği kullanılmıştır. Bu teknikle istenen doğrulukta bir kontrol yapılamamış ve yükün konumu ancak 4 mm genişliğinde bir bant içinde tutulabilmiştir. Bazı durumlarda sistemi kontrolden çıkaran yükün salınımına girdiği ve salınım genliklerinin 40 mm'ye kadar arttığı gözlenmiştir. Bu algoritmayla yük konumunu daha dar tolerans bandlarına sokamamanın en önemli nedeni banda girildiğinde valfler kapatıldığı halde, pnömatik silindirin dış kuvvetler karşısındaki esnekliği ve yükün atalet etkisi dolayısı ile yük hareketinin devam etmesi ve yükün aşma yaparak tekrardan bant dışına çıkmasıdır.

Konum kontrol doğruluğunu artırmak için yük referans konuma yaklaştığında yükün hızını azaltan bir kontrol algoritması geliştirilmiş ve yük hızını azaltmak için puls genişliği modülasyonu tekniği uygulanmıştır. Bu uygulamada yükün ilk hareketi sırasında valfler açılarak maksimum hızlar kullanılmakta, yük bandın içine girdikten sonra tekrar çıkarsa, hız bir hız azaltma faktörü  $k_f$  oranında azaltılarak tekrar banda sokulmaktadır. Bu şekilde yük tekrardan her defa bant dışına çıktığında hız aynı oranda azaltılarak kontrol işlemi sürdürülmektedir. Deneyler sırasında hız yarıya ve dörtte bire düşürülmüş, en uygun sonuçlar hızı yarıya düşürüldüğünde elde edilmiştir. Elde edilen kontrol doğruluğu yük değeri ve hareket yönüne bağlı olarak genelde 0,125-0,25 mm arasındadır.

Deneyisel ve teorik sonuçları karşılaştırmak ve matematiksel modeli doğrulamak amacıyla, deneylerde kullanılan sistemin parametre değerleri kullanılarak nümerik simülasyonlar yapılmıştır. Bu amaçla MATLAB program paketi ve bunun altındaki ODE 45 fonksiyonu kullanılmıştır. Valfler tam açıkken yapılan simülasyonlardan elde edilen yük hızları ve sistemin cevap hızları, deneyisel sonuçlarla karşılaştırıldığında aralarında oldukça iyi bir uyum olduğu; deneyisel ve teorik hızlar arasındaki farkın % 3,7 - 27 arasında olduğu görülmüştür.

Bundan sonra yapılacak çalışmalarda aşağıdaki konular üzerinde durulması önemlidir:

- Nümerik simülasyonlarda basınç ve sıcaklıkta kararlılığı artırıcı çözüm teknikleri geliştirilmelidir.
- Elde edilen konum doğruluklarını daha aşağıya çekmek için farklı basınç, hız değerleri denenmeli, bu süreçte farklı debideki ve yapıdaki hızlı valfler kullanılmalıdır.
- Ayrıca deney aşamasında sistemde ve çevrede gürültü oluşturacak etkenler azaltılmalı ve mevcut etkilere karşı sistem yalıtılmalıdır.
- Nonlineer sürtünme (tutukluklu sürtünme) kontrol doğruluğunu doğrudan etkilemektedir. Bu tür sürtünme modele dahil edilmelidir. Puls genişliği modülasyonunun tutukluluğu yenmeye yeterli olmadığı gözlenmiştir. Silindir haznelerindeki hava sütununun yaylanma etkisini azaltıcı önlemler, puls genişliği modülasyonunun tutukluluk etkisini azaltmasına yardımcı olacaktır. Bu amaçla karşı taraftan da basınç uygulanarak pistonun iki tarafındaki basınçlar artırılabilir. Bu uygulama için her iki yönde birer adet daha valf kullanmak gerekecektir.
- Bundan sonraki çalışmalarda yeni kontrol algoritmaları denenmelidir. Bu teknikler sayesinde daha küçük konum doğruluğunda konumlama yapılabilir. Bu tekniklerin en yakınlarından birisi; kayan kipli kontrol stratejisi olabilir.

## KAYNAKLAR

1. Broadbent, S., Tacob, J. Çeviren Tahsin Onay “Elektropnömatik” **İstanbul Festo**, (1991).
2. Deppert, Werner, Çeviren Prof. Dr. Atilla Bir Pnömatik Kumandalar, **Vogel Yayınları**, İstanbul, 1-74 (1994).
3. Wang, Y.-T., Singh, R. “Pneumatic chamber nonlinearitie”, **Journal of Aplied Mechanics**, 956-958 (1986).
4. Wang, Y.-T.,Singh, R. “Frequency response of a nonlinear pneumatic system”, **Journal of Aplied Mechanics**, 54: 209-214 (1987).
5. Chen, F.Y., “Dynamic response of a cam-actuated mechanism with pneumatic coupling”, **Journal of Engineering for Industry**, 598-603 (1977).
6. Lai, J-Y., Menq, C-H., Singh, R., “Accurate Position Control of a Pneumatic Actuator”, **Journal of Dynamic Systems,Measurement, and Control** 112: 734-739 (1990).
7. Varseld,B.,R., Bone, M.,Gary “Accurate position control of a pneumatic actuator using on/off soleneoid valves” **IEEE/ASME Transactions of Mechanics**, 2-3 (1997).
8. Kunt.,C.,Singh.,R.,A “Linear time varying model for on-off valve controlled pneumatic actuators”, **Journal of Dynamic Systems,Measurement and Control**, 112:740-747 (1990).
9. Ye,N., Scavarda, S., Betemps, M., Jutard, A., ”Models of a pneumatic PWM solenoid valve for engineering applications”, **Journal of Dynamic Systems,Measurement and Control**, 114:680-688 (1992).
10. Shearer, J.,L., “Study of Pneumatic Processes in the Continuous Control of Motion with Compressed Air- I”, **Transections of the ASME**, 233-249 (1956).
11. Shearer, J.,L., “Study of pneumatic processes in the ccontinuous control of motion with compressed air- II”, **Transections of the ASME**, 233-249 (1956).
12. Anderson, B.,W., ”The Analysis and Design of Pneumatic Systems”, London, 1-93 (1967).
13. Richer,E., Hurmuzlu,Y., “A high performance pneumatic force actuator system: part I-nonlinear mathematical model”, **Journal of Dynamic Systems, Mesurement and Control**, 122: 416-425 (2000).
14. Richer,E., Hurmuzlu,Y., “A high performance pneumatic force actuator system: part II-nonlinear mathematical model”, **Journal of Dynamic Systems, Mesurement and Control**, 122:426-434 (2000).

15. Liu,S., Bobrow,J.,E., "An analysis of a pneumatic servo system and its application to a computer-controlled robot", ***Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control***, 110:228-235 (1988).
16. Sorli,M., Gastaldi, L.,Codina,E.,Heras,S. De las, "Dynamic analysis of pneumatic actuators", ***SimulationPractice and Theory***, 7: 589-602 (1999).
17. Bobrow, J.,E., Jabbari,F., "Adaptive pneumatic force actuation and position control", ***Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control***, 113: 267-276 (1991).
18. Lee, H.,k., Choi,G., S.,Choi, G., H., "A study on tracking position control of pneumatic actuators", ***Mechatronics***, 12: 813-831 (2002).
19. Paul,A.,K., Mishra,J.,K., Radke,M.,G., "Reduced order sliding mode control for pneumatic actuators", ***IEEE Transactions on Control Systems Technology***, 2:271-276 (1994).
20. Tang,J., Walker,G., "Variable structure control of a pneumatic actuator", ***Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control***, 117 (1995).
21. Brun,X., Thomasset,D., Bideaux,E., "Influence of the process design on the control strategy:application in electropneumatic field", ***Control Engineering Practice***, 10:727-735 (2002)
22. Martin.,H.R.,Mcloy.,D., "The Control of Fluid Power", London, 1-187 (1973)
23. Wang,J.,Pu,J., Moore,P., "Accurate position of servo pneumatic actuator systems: an application to food packaging", ***Control Engineering Practice***, 7: 699-706 (1999)
24. Perondi,E.,A., Guenther,R., "Control of a servopneumatic drive with friction compensation", ***Proc.of 1st FPNI-Phd Symp.Hamburg*** , 117-127 (2000)
25. Kunt.,C., Singh,R., "Application of Floquet theory to on-off valve controlled pneumatic actuators", ***Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control***, 114: 299-305 (1992)
26. Qi.,Y., Surgenor,B., "Pulse-width modulation control of a pneumatic positioning system", ***Proceedings of IMECE'03 2003 ASME International Mechanical Engineering Congres & Exposition***, Washington, 16-21 (2003)
27. Pandian,S.,R,et al., "Practical design of a sliding mode controller for pneumatic actuator", ***Journal of Dynamic Systems,Measurement and Control***, 119: 666-674 (1997)
28. Fok,S.,C.,Ong,E.,K., "Position control and repeatability of a pneumatic rodless cylinder system for continuous positioning", ***Robotics and Computer Integrated Manufacturing***, 15:365-371 (1999)

29. Sorli,M.,Pastorelli,S., "Performance of a pneumatic force controlling servosystem:influence of valves conductance", ***Robotics and Autonomous Systems***, 30: 283-300 (2000)
30. Schroeder,L.,E.,Singh,R., "Experimental study of friction in a pneumatic actuator at constant velocity", ***Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control***, 115: 575-577 (1993)
31. Shih,M-C.,Ma,M-A., "Position control of a pneumatic cylinder using fuzzy pwm control method", ***Mechatronics***, 8: 241-253 (1998)
32. McDonell,B.,W.,Bobrow,J.,E., "Adaptive tracking control of an air powered robot actuator", ***Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control***, 115: 427-433 (1993)
33. Wang, J.,at all., "Modelling study and servo-control of air motor systems", ***International Hournal Control***, 3: 459-476 (1998)
34. Shearer, J.,L., "Nonlinear analog study of a high-presure pneumatic servomechanism", ***Transactions of the ASME***, 465-472 (1957)
35. Ning,S., Bone,G.,M., "Methods for higher accuracy pneumatic servo position control", ***Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control***, 110: (1988)
36. Hong,T.,Tessmannn,R.,K., "The dynamic analysis of pneumatic systems using hypneu", ***International Fluid Power Exposition and Technical Conference***, 8: (1996).
37. Aziz,S.,Bone,G.,M., "Automatic tuning of pneumatic servo actuators", ***Advanced Robotics***, 13: 563-576 (2000).
38. Ning,S.,Bone,G.,M., "High steady-state accuracy pneumatic servo positioning system with pva/pv control and friction compensation", ***Proceeding of the 2002 International Conference on Robotics & Automation***, 2824-2829 (2002).
39. Shih,M-C.,Hwang,C-G., "Fuzzy PWM control of the positions of a pneumatic robot cylinder using high speed solenoid valve", ***JSME International Journal, Series C***, 40(3): 469-475 (1997).
40. Rachkov, M., Y., Crisostomo, M., Marques, L., Almedia, A., T., "Positional control of pneumatic manipulators for construction tasks", ***Automation in Construction***, 11:655-665 (2002).
41. Wang, J., Pu, J., More, P., "A practical control strategy for servo-pneumatic actuator systems", ***Control Engineering Practice***, 7:1483-1488 (1999).

42. Messina, A., Giannoccaro, N.I., Gentile, A., "Experimenting and modelling the dynamics of pneumatic actuator controlled by the pulse width modulation (PWM) technique", *Mechatronics*, 15: 859-881 (2005).
43. Xue, Y., Peng, G-Z., Zhang, Z-L., Wu, -H., "On-Line self-learning neural network control for pneumatic robot position system", *Proceedings of the Second International Conference on Machine learning and Cybernetics*, 676-680 (2003).
44. Shih, M-C., Huang, Y-F., "Identification of a pneumatic servocylinder position control system", *Proceedings, Singapore International Conference on Intelligent Control and Instrumentation SICICI '92*, 1:488-493 (1992).
45. Chillari, S., Guccione, S., Muscato, G., "An experimental comparison between several pneumatic position control methods", *Proceedings of the 40th IEEE Conference on Decision and Control Orlando*, 1168-1173 (2001).
46. Choi, G., S., Lee, H., K., Choi, G., "A study on tracking position control of pneumatic actuators using neural network", *Proceedings of the 24th Annual Conference of the IEEE IECON '98*, Aachen, 3: 1749-1753 (1998).
47. Gentile, A., Giannoccaro, N., I., Reina, G., "Experimental tests on position control of a pneumatic actuator using on/off solenoid valves", *IEEE ICIT'02*, 555-559 (2002).
48. Liu, Y-T., Higuchi, T., "Precision positioning device utilizing impact force of combiner piezo-pneumatic actuator", *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 6(4): 467-473 (2001)
49. Blagojevic, V., Milosavljevic, C., "Application of digital sliding modes to synchronization of the work of two pneumatic cylinders", *Mechanical Engineering*, 1(9): 1275-1285 (2002)
50. Ke, J., Thanapalan, K., Wang, J., Wu, H. "Development of energy efficient optimal control for servo pneumatic cylinders" *Control 2004, University of Bath*, UK, 119 (2004).
51. Janiszowski, K., B. "Adaptation, modelling of dynamic drives and controller design in servomechanism pneumatic systems" *IEE Proc.- Control Theory Appl.*, 151:2 (2004).
52. Richardson, R., Plummer, A., R., Brown, M., D., "Self-tuning control of a low-friction pneumatic actuator under the influence of gravity", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 9: 330-334 (2001).
53. Maeda, S., Kawakami, Y., Nakano, K., "Position control of pneumatic lifters", *FluCome 2000*, Canada, 33 (2000).

54. Nouri, B., M., Y., at all, "Modelling a pneumatic servo positioning system with friction", ***Proceedings of the American Control Conference Chicago, Illinois***, 1067-1071 (2000).
55. Karpenko, M., Sepehri, N., "Design and experimental evaluation of a nonlinear position controller for a pneumatic actuator with friction", ***Proceeding of the 2004 American Control Conference Boston, Massachusetts*** June 30:5078-5083 (2004).
56. Qi, W., at all, "On-line learning neural network controller for pneumatic robot position control", ***IEEE***, 3436-3441 (2002).
57. Andrichetto, P., L., Valdiero, A., C., Vincensi, C., N., "Experimental comparisons of the control solutions for pneumatic servo actuators", ***ACM Symposium Series in Mechatronics***, 1:399-408 (2004)
58. Bobrow, J., E., McDonell, B., W., "Modeling, identification, and control of a pneumatically actuated, force controllable robot", ***IEEE Transactions On Robotics And Automation***, 14(5): 732-742 (1998).
59. Virvalo, T., "The influence of servo valve size on the performance of a pneumatic position servo", ***Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control***, China, 244-248 (2001)
60. Wang, J., Wang, D., J., D., Moore, P., R., Pu, J., "Modelling study, analysis and robust servocontrol of pneumatic cylinder actuator systems", ***IEE Proc.-Control Theory Appl.***, 148(1): 35-42 (2001).
61. Shih, M-C., Luor, N-L., "Self-tuning neural fuzzy control the position of a pneumatic cylinder under vertical load", ***FluCome 2000***, Canada, 42-49 (2000).
62. Righettini, P., Giberti, H., "A non-linear controller for trajectory tracking of pneumatic cylinders", ***IEEE AMC 2002-Maribor***, 396-401 (2002).
63. Shih, M-C., Lu, C-S., "Pneumatic servomotor drive a ball-screw with fuzzy-sliding mode position control", ***Systems, Man and Cybernetics International Conference***, Fransa, 50-54 (1993).
64. Barth, E., J., Gogola, M., A., Goldfarb, M., "Modelling and control of a monopropellant-based pneumatic actuation system", ***Proceedings, Of The 2003 IEEE International Conference On Robotics & Automation Taipei***, Taiwan, 628-633 (2003).
65. Miyajima, T., Sakaki, K., Shibukawa, T., Fujita, T., Kawashima, K., Kagawa, T., "Development of pneumatic high precise position controllable servo valve", ***Proceedings Of The 2004 IEEE International Conference On Control Applications Taipei***, Taiwan, 2-4 (2004).

66. Xiang, F., Wikander,J., "Nonlinear modelling and identification of pneumatic servo systems", ***Proceeding of the 17th IASTED International Conference on Modelling, Identification and Control***, 47-69 (1998).
67. Hamiti, K., Voda-Besaçon,A.,Roux-Buisson,H.," Position control of a pneumatic under the influence of stiction ", ***Control Engineering Practice***, 4 (8):1079-1088 (1996)
68. Yang, S.,Tomizuka, M., "Adaptive pulse width control for precision position under the influence of stiction and coulomb friction" ***Journal of Dynamic Systems,Measurement and Control***, 110:221-227 (1988).
69. Cihan, S., "Pnömatik Konum Kontrolü", ***İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 1-88 (1999).
70. Koç, İ. M., "Hassas Ve Katı Pnömatik Konum Kontrolü", ***İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 1-78 (1998).
71. Keleş,Ö., Ercan,Y., "Puls genişliği modülasyonunu elektrohidrolik bir servo sisteminin deneysel incelenmesi", ***J. Fac. Eng. Arch. Gazi Üniv.***, 19(1):107-117 (2004).
72. Keleş, Ö., "Hidrolik Konum Kontrolü", ***Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Doktora Tezi, Ankara, 1-78
73. Ercan,Yücel, "Sistem Dinamiği.", ***Literatür Yayınevi***, İstanbul, 1-92
74. Ercan Yücel, "Akışkan Gücü Kontrolü Teorisi", ***Gazi Üniversitesi Yayını***, Ankara, 1-69 (1995).



**EKLER**

**EK 1****Silindirin Yukarı Hareketi İçin Simülasyon Programı****Ru n.dosyası**

```
% Yükün yukarı hareketi
clear;
clc;
z0=[0.00; 0; 293; 100000; 293; 100000];
[t z]=ode45(@yukarifun,[0,1.8], z0);
k=[t z];
save k.dat k -ascii;
load k.dat -ascii;
figure
% plot(k(:,1),k(:,2));
% xlabel('Zaman (s)','fontsize',12)
% ylabel('Konum (m)','fontsize',12)
% saveas(gcf,'240-kg yukari','jpg')
plot(k(:,1),k(:,5),k(:,1),k(:,7));
xlabel('Zaman (s)','fontsize',12)
ylabel('Basınç (bar)','fontsize',12)
saveas(gcf,'240-kg yukari-basınç','jpg')
```

**Fonksiyon.dosyası**

```
function zdot=yukarifun(t,z)
% Yükün yukarı hareketi
Da=0.125;Db=0.025;Aa=pi*Da^2/4;Ab=Aa-pi*Db^2/4;
k=1.4;
ml=240;
La=0.04;
Lb=0.56;
Ts=293;
T0=293;
R=287;
```

```

cd=0.82;
dor=0.0015;
aor=pi*dor^2/4;
bl=0;
kl=0;
%k=1.4 için D degeri:
D=0.0404;
Ps=500000;Pe=100000;
if (z(4)/Ps)>1
    z(4)=Ps;
end
if (z(4)/Ps)>0.528;
    flpaps=3.864*(z(4)/Ps)^0.714*sqrt(1-(z(4)/Ps)^0.286)
else
    flpaps=1;
end
if (Pe/z(6))>1
    z(6)=Pe;
end
if Pe/z(6)>0.528
    flpepb=3.864*(Pe/z(6))^0.714*sqrt(1-(Pe/z(6))^0.286);
else
    flpepb=1;
end
A1=(La+z(1))*((k*Ts/z(3))-1)/(k-1);
A2=((k*Ts/((k-1)*z(3)))-(1/(k-1))-1)*z(4);
A3=(k*z(4)*(La+z(1))*Ts)/((k-1)*z(3)*z(3));
B1=Ab*(Lb-z(1));
B3=(k*z(6)*Ab*(Lb-z(1)))/((k-1)*z(5));
C1=Aa*(La+z(1))/(R*z(3));
C2=z(4)*Aa*(La+z(1))/(R*z(3)*z(3));
C3=cd*aor*D*Ps*flpaps/sqrt(Ts);
C4=z(4)*Aa/(R*z(3));

```

```

D1=Ab*(Lb-z(1))/(R*z(5));
D2=z(6)*Ab*(Lb-z(1))/(R*z(5)*z(5));
D3=-cd*aor*D*z(6)*flpepb/sqrt(z(5));
D4=Ab*z(6)/(R*z(5));
z1dot=z(2);
if (-(kl/ml)*z(1)-(bl/ml)*z(2)+(Aa/ml)*(z(4)-Pe)-(Ab/ml)*(z(6)-Pe)-9.81)<0
    z2sag=0.000000000006;
else
    z2sag=-((kl/ml)*z(1)-(bl/ml)*z(2)+(Aa/ml)*(z(4)-Pe)-(Ab/ml)*(z(6)-Pe)-9.81);
end
z2dot=z2sag
z3dot=((A1*C4-A2*C1)*z(2)-A1*C3)/(A1*C2-A3*C1);
z4dot=((A3*C4-A2*C2)*z(2)-A3*C3)/(A1*C2-A3*C1);
z5dot=(B1*D4*z(2)+B1*D3)/(D1*B3-D2*B1);
z6dot=(D4*B3*z(2)+B3*D3)/(D1*B3-D2*B1);
zdot=[z1dot;z2dot;z3dot;z4dot;z5dot;z6dot];

```

### **Silindirin Aşağı Hareketi İçin Simülasyon Programı**

#### **Ru n.dosyası**

```
% Yükün asagi hareketi
clear;
clc;
z0=[0.00; 0; 293; 131976; 293; 100000];
[t z]=ode45(@asagifun,[0,1.4], z0);
k=[t z];
save k.dat k -ascii;
load k.dat -ascii;
plot(k(:,1),k(:,2));
% xlabel('Zaman (s)','fontsize',12)
% ylabel('Konum (m)','fontsize',12)
% saveas(gcf,'40-kg-asagi','jpg')
plot(k(:,1),k(:,5),k(:,1),k(:,7));
xlabel('Zaman (s)','fontsize',12)
ylabel('Basınç (bar)','fontsize',12)
saveas(gcf,'40-kg asagi-basınç','jpg')
```

#### **Fonksiyon.dosyası**

```
function zdot=asagifun(t,z)
% Yükün asagi hareketi
Da=0.125;Db=0.025;Aa=pi*Da^2/4
Ab=Aa-pi*Db^2/4
k=1.4;
ml=40;
La=0.096;
Lb=0.504;
Ts=293;
T0=293;
R=287;
cd=0.82;
dor=0.0015;
```

```

aor=pi*dor^2/4;
bl=0;
kl=0;
%k=1.4 için D degeri:
D=0.0404;
Ps=500000;Pe=100000;
if (z(6)/Ps)>1
    z(6)=Ps;
end
if (z(6)/Ps)>0.528;
    flpbps=3.864*(z(6)/Ps)^0.714*sqrt(1-(z(6)/Ps)^0.286)
else
    flpbps=1;
end
if (Pe/z(4))>1
    z(4)=Pe;
end
if Pe/z(4)>0.528
    flpepa=3.864*(Pe/z(4))^0.714*sqrt(1-(Pe/z(4))^0.286);
else
    flpepa=1;
end
A1=Aa*(La+z(1));
A2=(k*z(4)*Aa*(La+z(1))*Ts)/((k-1)*z(3));
C1=Aa*(La+z(1))/(R*z(3));
C2=z(4)*Aa*(La+z(1))/(R*z(3)*z(3));
C3=cd*aor*D*z(4)*flpepa/sqrt(z(3));
C4=z(4)*Aa/(R*z(3));
B1=Ab*(Lb-z(1))*((k*Tz/z(5))-1)/(k-1);
B2=(k*Ab*z(6)*(Lb-z(1))*Ts)/((k-1)*z(5)*z(5));
B3=((-k*Tz/((k-1)*z(5)))+(1/(k-1))+1)*z(4)*Ab;
D1=Ab*(Lb-z(1))/(R*z(5));
D2=z(6)*Ab*(Lb-z(1))/(R*z(5)*z(5));

```

```

D3=cd*aor*D*Ps*flpbps/sqrt(Ts);
D4=Ab*z(6)/(R*z(5));
z1dot=z(2);
if (-(kl/ml)*z(1)-(bl/ml)*z(2)+(Aa/ml)*(z(4)-100000)-(Ab/ml)*(z(6)-100000)-
9.81)>0
    z2sag=0.0000000000006;
else
    z2sag=-(kl/ml)*z(1)-(bl/ml)*z(2)+(Aa/ml)*(z(4)-100000)-(Ab/ml)*(z(6)-100000)-
9.81;
end
z2dot=z2sag
z3dot=(A1*C4*z(2)+A1*C3)/(A1*C2-A2*C1);
z4dot=(A2*C4*z(2)+A2*C3)/(A1*C2-A2*C1);
z5dot=((B3*D1+B1*D4)*z(2)+B1*D3)/(D1*B2-D2*B1);
z6dot=((D2*B3+B2*D4)*z(2)+B2*D3)/(D1*B2-D2*B1);
zdot=[z1dot;z2dot;z3dot;z4dot;z5dot;z6dot];

```

**EK 2****Deney Simülasyon Programı**

30 Open "dosya.dat" For Append As #1

35 Dim a(10000)

Dim zaman(10000)

Dim sinyal(10000)

70 Dim PARAM%(60) ' If two boards installed, need to declare

90 Dim dat%(100) ' Digital output data buffer

100 'DIM dati%(100) ' Data tanimlama

110 PARAM%(0) = 0 ' Board number

120 PARAM%(1) = &H300 ' Base I/O address

121 PARAM%(4) = 2

122 PARAM%(5) = 50 ' Pacer rate =  $1M / (50 * 100) = 200$  Hz  
(input,d\_output)

123 PARAM%(6) = 100 '(input,d\_output)

124 PARAM%(7) = 0 ' Trigger mode, 0 : pacer trigger(input)  
' Ic tetikleme modu

125 PARAM%(8) = 0

126 PARAM%(10) = VarPtr(dati%(0)) ' Offset address for A/D data buffer

127 PARAM%(11) = VARSEG(dati%(0)) ' Segment address for A/D data buffer

128 PARAM%(12) = 0 ' Offset address for A/D data buffer B(input)

129 PARAM%(13) = 0 ' Segment address for A/D data buffer B(input)

130 PARAM%(14) = 1 ' Number of A/D conversion(input)

131 PARAM%(15) = 0 ' A/D conversion start channel(input)

' Okumaya baslanilacak olan kanal numarasi

132 PARAM%(16) = 0 ' A/D conversion stop channel (input)

' Durdurulacak olan kanal numarasi

133 PARAM%(17) = 4 ' Overall gain code, 0 : +/- 5V (input)

135 PARAM%(33) = VarPtr(dat%) ' Offset of digital output data buffer A

140 PARAM%(34) = VARSEG(dat%) ' Segment of digital output data buffer A

150 PARAM%(35) = 0 ' Data buffer B address, if not used,

160 PARAM%(36) = 0 ' must set to 0.

240 PARAM%(37) = 1 ' Digital output number

```

250 PARAM%(38) = 0          ' Digital output port
275
300 FUN% = 3                ' FUNCTION 3
310 CALL PCL818HG(FUN%, SEG PARAM%(0))
320 If PARAM%(45) <> 0 Then Print "DRIVER INITIALIZATION FAILED !":
321 FUN% = 4                ' A/D fonksiyonu parametrelere göre ayar yapar (input)
322 CALL PCL818HG(FUN%, SEG PARAM%(0)) ' Func 4 : A/D initialization
323 If PARAM%(45) <> 0 Then Print "A/D INITIALIZATION FAILED !": Stop
330 FUN% = 28               ' FUNCTION 28
340 CALL PCL818HG(FUN%, SEG PARAM%(0)) ' Func 28 : Digital output
350 If PARAM%(45) <> 0 Then Print "DIGITAL OUTPUT INITIALIZATION
FAILED !": Stop
360 sinyal(0) = 20
370 bant = 1
380 j = 0
390 basl = Timer
400 vkmax = 54
401 nf = 1
    kf = 0.25
402 referans = 10
    bayrak% = 0
    jmax = 4000
    dongu = 1500
    baslama = Timer
420 FUN% = 5                ' Yazilimla veri transferi (input)
430 CALL PCL818HG(FUN%, SEG PARAM%(0)) ' A/D conversion with software
440 If PARAM%(45) <> 0 Then Print "D/A DATA TRANSFER FAILED !": Stop
450 volt = dati%(0) * (10 / 4096) - 5 + 4.826
455 konum = volt * 10 '((volt / .832) * 25.4)' + 118.519
Print USING; "volt=####.###"; volt
Print USING; "konum=####.###"; konum
470 a(j) = konum
480 If konum < (referans + (bant / 2)) And konum > (referans - (bant / 2)) Then

```

```

dat% = 16
FUN% = 29          ' FUNCTION 29
CALL PCL818HG(FUN%, SEG PARAM%(0)) ' Func 29 : "N" times
                                of digital output
If PARAM%(45) <> 0 Then Print "DIGITAL OUTPUT FAILED !":
j = j + 1
'PRINT USING "j=####"; j
If j > jmax Then GoTo 1000
GoTo 420
End If
490 hata = referans - konum
500 vk = (((bant / 2) + hata) / (bant + hata)) * vk
510 If hata > 0 Then GoTo 600
520 If hata < 0 Then GoTo 700
530 If hata = 0 Then GoTo 420
600 If bayrak% = 2 Then nf = nf * kf
610 vk = nf * vkmax
620 bayrak% = 1
630 Select Case vk
    Case 38.211 To 200
        aa = 1
    Case 28.521 To 38.21
        aa = 0.8
    Case 19.465 To 28.52
        aa = 0.6
    Case 17.131 To 19.464
        aa = 0.4
    Case 14.737 To 17.13
        aa = 0.35
    Case 12.378 To 14.736
        aa = 0.3
    Case 9.823 To 12.377
        aa = 0.25

```

```

Case 0.001 To 9.822
    aa = 0.2
End Select
640 For i = 0 To (dongu * aa)
    dat% = 9
    FUN% = 29          ' FUNCTION 29
    CALL PCL818HG(FUN%, SEG PARAM%(0)) ' Func 29 : "N" times
                                     of digital output
    If PARAM%(45) <> 0 Then Print "DIGITAL OUTPUT FAILED !":
    sinyal(j) = 30
Next i
For K = 0 To dongu * (1 - aa)
    dat% = 16
    FUN% = 29          ' FUNCTION 29
    CALL PCL818HG(FUN%, SEG PARAM%(0)) ' Func 29 : "N" times
                                     of digital output
    If PARAM%(45) <> 0 Then Print "DIGITAL OUTPUT FAILED !":
    sinyal(j) = 20
Next K
650 j = j + 1
    If j > jmax Then GoTo 1000
660 GoTo 420
700 If bayrak% = 1 Then nf = nf * kf
710 vk = nf * vkmax
720 bayrak% = 2
730 Select Case vk
    Case 36.161 To 200
        aa = 1
    Case 26.619 To 36.16
        aa = 0.8
    Case 18.36 To 26.618
        aa = 0.6
    Case 16.119 To 18.359

```

```

        aa = 0.4
Case 13.387 To 16.118
        aa = 0.35
Case 11.047 To 13.386
        aa = 0.3
Case 8.671 To 11.046
        aa = 0.25
Case 0.01 To 8.67
        aa = 0.2
End Select
740 For i = 0 To (dongu * aa)
        dat% = 6
        FUN% = 29          ' FUNCTION 29
        CALL PCL818HG(FUN%, SEG PARAM%(0)) ' Func 29 : "N" times
of digital output
        If PARAM%(45) <> 0 Then Print "DIGITAL OUTPUT FAILED !":
Stop
        sinyal(j) = 30
Next i
        For K = 0 To dongu * (1 - aa)
        dat% = 16
        FUN% = 29          ' FUNCTION 29
        CALL PCL818HG(FUN%, SEG PARAM%(0)) ' Func 29 : "N" times
of digital output
        If PARAM%(45) <> 0 Then Print "DIGITAL OUTPUT FAILED !":
Stop
        sinyal(j) = 20
Next K
750 j = j + 1
        If j > jmax Then GoTo 1000
760 GoTo 420
1000 bitis = Timer
zaman = 0
1600 zaman1 = bitis - baslama

```

```
1610 Dt = zaman1 / j
1620 For jj = 0 To j - 1
1630 Write #1, zaman, a(jj) ', sinyal(jj)
1640 zaman = zaman + Dt
1650 zmn = zaman
1660 Next jj
1670 dat%(0) = 16
1680 FUN% = 29          ' FUNCTION 29
1690 CALL PCL818HG(FUN%, SEG PARAM%(0)) ' Func 29 : "N" times of
digital output
1700 If PARAM%(45) <> 0 Then Print "DIGITAL OUTPUT FAILED !": Stop
1710  sinyal = 20
1720  'bass = TIMER
1730  For i = 0 To 1500
    Next i
    Close #1
End
```

## ÖZGEÇMİŞ

Malatya Teknik Lisesini bitirdi. 1990 yılında Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makina Bölümü Talaşlı Üretim Anabilim Dalına başlayıp 1994 yılında da üniversiteyi bitirdi. Aynı yıl Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde Yüksek Lisans eğitime başladı. 1996 yılında da yüksek lisansını bitirdi. Aynı yıl Gazi Üniversitesi Fen Bilimlerinde Makine Eğitiminde doktora eğitime başladı. Halen Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makina Eğitimi Bölümünde Öğretim Görevlisi olarak görev yapmaktadır.

