

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

106195

**BİR HİDROLİK SİSTEMİN DİNAMİK ÖZELLİKLERİNİN  
SİMÜLASYONU**

Gemi İnş. Müh. Ali Volkan AKKAYA

**F.B.E Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Makinaları Programında  
Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Tez Savunma Tarihi** : 16-07-2001  
**Tez Danışmanı** : Doç.Dr.Recep ÖZTÜRK (YTÜ)  
**Jüri Üyeleri** : Prof.Dr.Ahmet R. BAYÜLKEN (İTÜ)  
: Yrd.Doç.Dr.Muharrem BOĞOÇLU (YTÜ)

*Ali Volkan Akkaya*  
*Recep Öztürk*  
*Ahmet R. Bayülken*  
*Muharrem Boğoçlu*

İSTANBUL, 2001

**YÜKSEK ÖĞRETİM KURULU  
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	iv
KISALTMA LİSTESİ.....	v
ŞEKİL LİSTESİ.....	vi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	vii
ÖNSÖZ.....	viii
ÖZET.....	ix
ABSTRACT .....	x
1. GİRİŞ .....	1
1.1 Endüstriyel Hidroliğin Tarihçesi .....	1
1.2 Tanımı, Önemi ve Endüstrideki Yeri.....	1
1.3 Simülasyon Çalışmalarının Amacı .....	4
1.4 Literatür Çalışması.....	5
2. HİDROLİK SİSTEM ELEMANLARI VE ÖZELLİKLERİ .....	7
2.1 Hidrolik Akışkan Özellikleri .....	7
2.1.1 Özgül Ağırlık ve Yoğunluk .....	7
2.1.2 Viskozite.....	8
2.1.3 Isıl Genleşme .....	9
2.1.4 Sıkıştırılabilirlik ve Hacimsel Esneklik Modülü .....	9
2.2 Hidrolik Devre Elemanları .....	13
2.2.1 Hidrolik depo .....	13
2.2.2 Boru ve hortumlar .....	14
2.2.3 Pompalar.....	15
2.2.3.1 Dişli pompalar .....	15
2.2.3.2 Kanatlı pompalar.....	15
2.2.3.3 Pistonlu pompalar .....	16
2.2.4 Hidrolik silindirler .....	16
2.2.5 Hidrolik Valfler .....	17
2.2.5.1 Emniyet valfi .....	17
2.2.5.2 Yön denetim valfleri .....	18
3. HİDROLİK SİSTEMİN MATEMATİK MODELİ.....	21
3.1 Sürekli Akım Denklemi .....	22
3.2 Momentum Denklemi .....	23

3.3	Silindir Modeli.....	23
3.4	Valf Modeli .....	25
3.4.1	Sıfır Boşluklu Valf Modeli.....	25
3.4.2	Negatif Boşluklu Valf Modeli .....	26
3.5	Valf - Silindir Modeli.....	28
3.6	Dinamik Davranış Denklemleri.....	28
3.7	Sistemin Boyut Analizi .....	30
4.	HİDROLİK SİSTEMİN SİMÜLASYONU .....	33
4.1	Simülasyon Çalışması.....	33
4.2	Başlangıç Şartlarının Saptanması .....	34
4.3	Hidrolik Sistemin Açık Çevrimi.....	34
4.3.1	$\epsilon \geq \psi$ için hidrolik sistemin açık çevrimi.....	34
4.3.2	$\epsilon \leq -\psi$ için hidrolik sistemin açık çevrimi .....	36
4.3.3	$-\psi < \epsilon < \psi$ için hidrolik sistemin açık çevrimi.....	37
4.4	Hidrolik Sistemin Açık Çevrim Konum Kontrolü.....	38
4.5	Hidrolik Sistemin PD Algoritmalı Konum Kontrolü.....	39
4.5.1	Sürekli Titreşim Metodu .....	40
4.5.2	PD Kontrol Organının Ayar Değerlerinin Belirlenmesi .....	40
5.	SONUÇ VE GELECEKTEKİ ÇALIŞMALAR.....	43
	KAYNAKLAR.....	44
	EKLER.....	46
	Ek 1 Hidrolik Sistemin Simülasyon Programı .....	47
	ÖZGEÇMİŞ.....	56

## SİMGE LİSTESİ

$M$	Kütle [kg]
$V_1$	Silindirin 1. tarafındaki hacim [ $m^3$ ]
$V_2$	Silindirin 2. tarafındaki hacim [ $m^3$ ]
$P_s$	Besleme basıncı [bar]
$P_t$	Tank basıncı [bar]
$Q_1$	Silindirin 1. tarafındaki debi [lt/s]
$Q_2$	Silindirin 2. tarafındaki debi [lt/s]
$\beta$	Eşdeğer esneklik modelülü [ $N/m^2$ ]
$S_L$	Silindir stroku [m]
$t$	Zaman [s]
$x$	Valf pistonu yerdeğişimi [mm]
$x_{max}$	Valf pistonun maksimum yer değişimi [mm]
$P_u$	Sürekli titreşim periyodu [s]
$d1$	Silindir iç çapı [m]
$d2$	Silindir piston çubuğu çapı [mm]
$A_1$	Silindirin 1. tarafındaki kesit alanı [ $m^2$ ]
$A_2$	Silindirin 2. tarafındaki kesit alanı [ $m^2$ ]
$y$	Yer değiştirme miktarı [m]
$y_{ref}$	Referans uzaklık [m]
$y_s$	Sınır şalteri [m]
$f_v$	Viskoz sürtünme katsayısı [Ns/m]
$u$	Negatif valf boşluğu [mm]
$F$	Sisteme etkiyen dış kuvvet [s]
$\rho$	Sıvı yoğunluğu [ $kg/m^3$ ]
$\gamma$	Özgül ağırlık [ $N/m^3$ ]
$\nu$	Kinematik viskozite [ $m^2/s$ ]
$\eta$	Dinamik viskozite [ $Ns/m^2$ ]
$k_{1,2,3,4}$	Valf sabitleri [lt/s bar <sup>1/2</sup> ]
$T$	Sıcaklık [ $^{\circ}C$ ]
$\lambda$	Genleşme katsayısı
$\tau_d$	Diferansiyel zaman
$\tau_i$	İntegral zaman
$C_q$	Valf boşaltma katsayısı
$w$	Alan gradyeni
$a$	Kısıtlanan kesit alanı [ $m^2$ ]
$e$	Hata
$de$	Hatanın türevi
$K$	Oransal kazanç
$K_{max}$	Sürekli titreşim yapan oransal kazanç
$\epsilon$	Valf pistonu yerdeğişiminin valf pistonun maksimum yer değişimine oranı
$\psi$	Negatif valf boşluğunun valf pistonun maksimum yer değişimine oranı

## **KISALTMA LİSTESİ**

<b>ARC</b>	<b>Adaptive Robust Control</b>
<b>MATLAB</b>	<b>Matrix Laboratory</b>
<b>PD</b>	<b>Proportional Differential</b>
<b>PI</b>	<b>Proportional Integral</b>
<b>P-III</b>	<b>Pentium III</b>
<b>MGHz</b>	<b>Mega Hertz</b>
<b>ODE</b>	<b>Ordinary Differential Equation</b>
<b>UK</b>	<b>United Kingdom</b>



## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Hidrolik sistemlerin enerji dönüşümü .....	3
Şekil 1.2 Hidrolik sistemin işleyişi .....	4
Şekil 2.1 Yoğunluğun sıcaklık-basınç ilişkisi .....	7
Şekil 2.2 Kinematik viskozitenin sıcaklık-basınç ilişkisi.....	8
Şekil 2.3 Kalın cidarlı bir silindirde akışkanın sıkıştırılması .....	9
Şekil 2.4 Farklı iki hacme sahip rijit kap.....	10
Şekil 2.5 Hidrolik depo elemanları .....	13
Şekil 2.6 Hidrolik sistemde boruların basınçlı akışkanı taşıması .....	14
Şekil 2.7 Dişli pompanın çalışması.....	15
Şekil 2.8 Tek etkili silindir .....	17
Şekil 2.9 Emniyet valfi.....	17
Şekil 2.10 Küresel elemanlı valf.....	18
Şekil 2.11 Silindirik elemanlı valf .....	18
Şekil 2.12 Sıfır boşluklu sürgülü valf .....	19
Şekil 2.13 Negatif boşluklu sürgülü valf.....	20
Şekil 3.1 Hidrolik sistem.....	21
Şekil 3.2 Akışkanın sürekli akışı .....	22
Şekil 3.3 Asimetrik silindir .....	23
Şekil 3.4 Sıfır boşluklu valfin fiziksel modeli .....	25
Şekil 3.5 Negatif boşluklu valfin fiziksel modeli .....	26
Şekil 3.6 Silindir – valf fiziksel modeli.....	28
Şekil 4.1 $\varepsilon \geq \psi$ için hidrolik sistemin açık çevrim fiziksel modeli .....	35
Şekil 4.2 $\varepsilon \geq \psi$ için hidrolik sistemin açık çevrim cevapları .....	35
Şekil 4.3 $\varepsilon \leq -\psi$ için hidrolik sistemin açık çevrim fiziksel modeli .....	36
Şekil 4.4 $\varepsilon \leq -\psi$ için hidrolik sistemin açık çevrim cevapları.....	36
Şekil 4.5 $-\psi < \varepsilon < \psi$ için hidrolik sistemin açık çevrim fiziksel modeli .....	37
Şekil 4.6 $-\psi < \varepsilon < \psi$ için hidrolik sistemin açık çevrim cevapları .....	37
Şekil 4.7 Hidrolik sistemin açık çevrim konum kontrolünün fiziksel modeli.....	38
Şekil 4.8 Hidrolik sistemin açık çevrimde konumlandırma cevapları .....	38
Şekil 4.9 Hidrolik sistemin PD algoritmalı fiziksel modeli .....	39
Şekil 4.8 Sistemin sürekli titreşim cevabı ( $K= 32$ ve $\tau_d=0$ ).....	41
Şekil 4.9 Titreşim periyodu $P_u$ ( $K=32$ , $\tau_d=0$ ).....	41
Şekil 4.10 Hidrolik sistemin PD algoritmalı çevrim cevapları.....	42

## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 4.1 Hidrolik sistem sabitleri.....	33
Çizelge 4.2 Simülasyonda kullanılan valf sabitleri.....	33
Çizelge 4.3 Ziegler – Nichols titreşim yöntemine göre kontrol organı ayar değerleri .....	40



## ÖNSÖZ

Çalışmalarım süresince bu teze emeği geçmiş olan aşağıdaki değerli sayın hocalarıma ve arkadaşlarıma teşekkürlerimi ayrı ayrı belirtmek istiyorum.

Sayın Hocam Doç.Dr.Recep ÖZTÜRK'e , tez çalışmam boyunca fikirlerinden faydalandığım Sayın Yrd.Doç.Dr.Muharrem BOĞOÇLU Hocama, MATLAB paket programı ile ilgili tüm sorularıma sabırla cevap veren Sayın Arş.Gör.Dr.Ersun YALÇIN'a ve her türlü destekleriyle arkamda olan aileme teşekkürlerimi sunarım.





## ÖZET

Bu çalışmada dört yollu üç konumlu oransal valf kullanılarak hidrolik sistemin dinamik özelliklerinin simülasyonu gerçekleştirilmiştir.

Öncelikle hidrolik sistemi oluşturan temel elemanlarının yapıları, çeşitleri ve başlıca özellikleri anlatılmıştır.

Daha sonra hidrolik sistemin matematik modeli, akışkanın sıkıştırılabilirlik özelliği, süreklilik denklemleri ve momentum denklemleri esas alınarak oluşturulmuştur. Hidrolik sistemin modeli gerçeğe yakın olması için viskoz sürtünme etkileri de hesaplara dahil edilmiştir.

Matematik modeli oluşturulan hidrolik sistemin simülasyonunun gerçekleştirilmesinde MATLAB paket programından yararlanılmıştır. Çözüm yöntemi olarak belirgin Runge-Kutta (4,5) formülü, Dormand-Prince çiftine dayanan sayısal integral alma yöntemlerini uygulayan ode45 çözüm fonksiyonu kullanılmıştır.

MATLAB programlama dili ile yazılan hidrolik sistemin simülasyonu açık ve kapalı çevrim olarak iki ayrı şekilde gerçekleştirilmiştir. Her iki çevrim için konum kontrolü elde edilmiştir. Sistemin bu durumları için cevap grafikleri çizdirilip sonuçlar yorumlanmıştır.

**Anahtar Kelimeler :** Hidrolik sistemler , simülasyon, hacimsel esneklik modülü, nonlineer modelleme, PD kontrol

## **ABSTRACT**

In this thesis, simulation of dynamic characteristics of a hydraulic system have been carried out using four-way three-position proportional valve.

Initially, basic characteristics, types and fundamental parts of hydraulic system have been explained.

Considering continuity equation, momentum equation and compressibility of the fluid have been developed mathematical modelling of the hydraulic system. Viscosity friction effects have been included to the system model for more realistic application.

In order to perform simulation of the hydraulic system mathematical model of which is derived, has been benefited from MATLAB software programme. For solution technique ode45 function, which based on Runge-Kutta (4,5) and Dormand-Prince couple, has been used as a numerical integration solver.

Simulation of the hydraulic system for open and closed loop has been achieved by MATLAB programme. Positioning control has been obtained for both of the loops. Response curves have been plotted for each state of system .Some comments and discussions have been made for these results.

**Keywords :** Hydraulic systems, simulation, bulk modulus, nonlinear modelling, PD control

## 1. GİRİŞ

### 1.1 Endüstriyel Hidroliğin Tarihçesi

Hidroliğin başlangıcı ve gelişmesi olarak Pascal'ın 17.yy'da koyduğu basıncın akışkan vasıtasıyla iletilmesi ilkesini alabiliriz. Hidroliğin ilk uygulamalarında akışkan olarak su kullanılıyordu. İlk endüstriyel uygulamayı 18.yy'da Londra'da Joseph Bramah tekstil ve ağaç işleme preslerinde gerçekleştirdi. 19. yy'ın ikinci yarısında W.G.Armstrong birçok hidrostatik makine ve araç geliştirdi. Gemilerde çapa ve yük kaldırma vinçlerinde, biriktiricide kullanılarak hidrolik uygulamalar yaptı. 20.yy'da gelişmeler ise 1936'da Harry Vickers pilot kumandalı emniyet valfi, 1950'de Jean Mercier lastik ayırıcı biriktirici, 1958'de yüksek basınç ve servokontrol araştırmaları sonucu elektrohidrolik servovalf uygulamaya kondu. Bu tarihten sonra otomasyona olan eğilim nedeniyle hidrolik uygulamalar artış göstererek hızlandı. Son eğilim , hidrolik elemanların elektronik ve akışkan sistemlerle birleştirilerek tamamen otomatik ve yüksek hassasiyetli araçlar yapma yönündedir.

### 1.2 Tanımı, Önemi ve Endüstrideki Yeri

Hidrolik , Yunanca su anlamına gelen "hydor" sözcüğünden türetilmiş ve su bilimi olarak gelişmiştir. Endüstriyel hidrolik kavramı ile kuvvet ve hareketlerin bir akışkan aracılığı ile iletimi ve kontrolü anlatılmaktadır. Enerji iletim maddesi ise akışkan olmaktadır. (Özcan,1982)

Enerji iletim yöntemleri bakımından hidroliğin yanında mekanik (dişli, mil, karank mekanizması, vb), elektrik (döner alanlı motor , doğrusal motor , tork motoru, vb) , elektronik (kuvvetlendiriciler , elektronik dönüşüm elemanları ), pnömatik sayılabilir.

Hidrolik sistemleri tercih sebebi kılan özellikler şu şekilde sıralanabilir.(Karacan,1989; Schmitt ,1992)

- Küçük hacimde büyük kuvvetler ve momentler elde edilir.
- Hidrolik elemanların hacimleri küçük , esnek ,estetik ve az yer kaplarlar.
- Hidrolik elemanların ömürleri uzundur ve uzun dönemde ekonomiktir.
- Hareket serbest durumdan tam yük altında başlayabilir.
- Hidrolik akışkanın yağlayıcı etkisinden dolayı ayrıca yağlama donanımına gerek yoktur.Ayrıca hidrolik akışkan sistem içindeki ıstıyı taşıdığı için bir ısı değiştirici görevi görür.

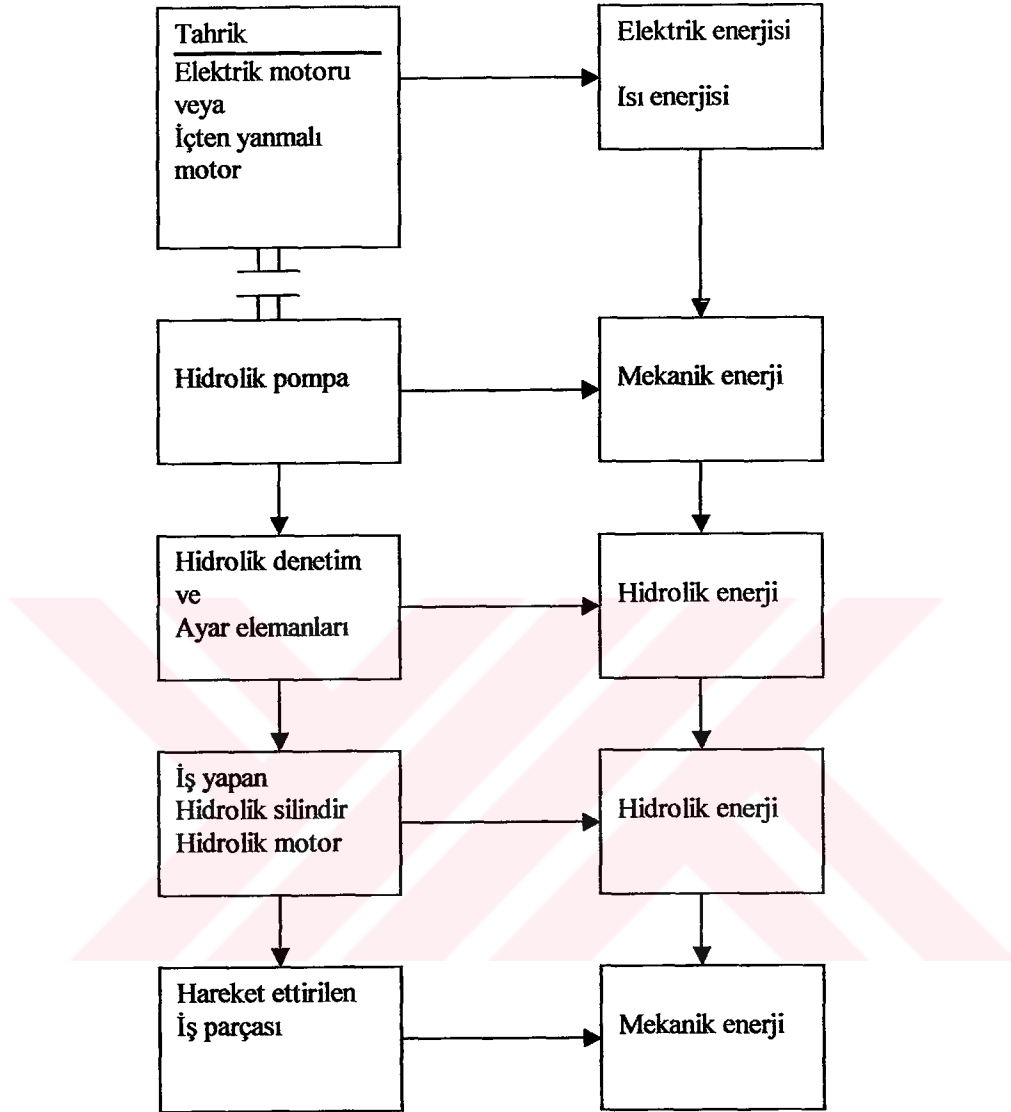
- Hız, kuvvet ve momentin kademesiz olarak kolayca ayarlanması mümkündür.
- Hidrolik sistemlerde yüksek basınçlarda büyük kuvvet ve momentler elde etmek mümkündür.
- Yüksek basıncın meydana getireceği olumsuz etkiler sisteme ilave edilen basınç kontrol valfi ile giderilir.
- Gerek hızlı hareketlere gerekse çok hassas ,yavaş hareketlere uygulanabilir ve çok hassas kontrol gerçekleştirilebilir.
- Hidrolik akümülatörlerle nisbeten basit şekilde enerji depolanabilir.
- Hidrolik sistem sessiz ve gürültüsüz çalışır.

Diğer taraftan hidrolik sistemlerin bazı dezavantajları vardır.

- Hidrolik yağın ısıya karşı direncinin düşük olması durumunda yağ alev alabilir.
- Yüksek basınçlarda çalışıldığından hidrolik sistemin yüksek basınçlardan doğan hasarlara karşı korunması gerekir.
- Boru bağlantıların sağlam ve sızdırmaz olmasına dikkat edilmelidir.

Hidrolik sistemleri yukarıda sayılan avantajlarından dolayı endüstride oldukça fazla kullanım alanları bulmuştur. Özellikle enerji üreten santrallarda, türbinlerde, barajlarda, kıtalar arası haberleşme araçlarında, ağır sanayi makinalarında, preslerin imalatında, madencilik sanayinde, otomotiv endüstrisinde, robot teknolojisinde, takım tezgahlarında, çelik sanayinde, ziraat makinalarında, genel üretim havacılık, uzay teknolojisi, deniz altı araştırmalarında, ulaşım denizcilik teknolojisinde, deniz dibi gaz ve petrol araştırmalarında gibi birçok alanda birçok amaç için kullanılmaktadır. (Ogata,1990)

Şekil 1.1'de enerji çevrimi verilen hidrolik sistemlerde devre elemanlarını, yağ haznesi , elektrik motoru ve hidrolik pompadan oluşan bir besleme ünitesi, kontrolün gerçekleştirildiği hidrolik valf, doğrusal hareketi sağlayan silindir veya döner hareket sağlayan hidrolik motor, kontrol organı ve ölçme elemanları oluşturur.



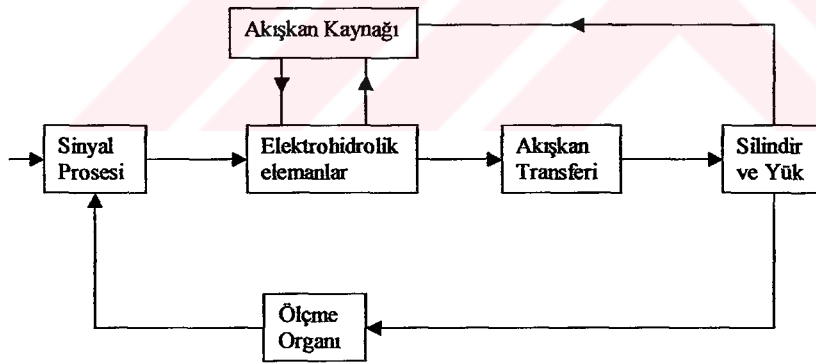
Şekil 1.1 Hidrolik sistemlerin enerji dönüşümü

Elektrohidrolik sistemlerin kontrol elemanı olarak genellikle elektrohidrolik servovalflerle gerçekleştirilmektedir. Fakat pahalı olmaları ve ortam şartlarından çabuk etkilenmeleri nedeni ile endüstriyel ve mobil uygulamalarda kullanımları sınırlanmıştır. Oransal valfler genel amaçlı kullanımları düşünülerek üretildikleri için frekans cevabı 10 Hz civarındadır. Servo valflerde bu değer 30 Hz mertebesindedir. Oransal valfler servo valf ile on-off valfler arasındaki boşluğu doldurmak için alternatif bir yöntem olarak geliştirilmiştir. (Esposito,1994;İstif 1995)

### 1.3 Simülasyon Çalışmalarının Amacı

Simülasyon çalışması, ele alınan bir sistemin dinamik davranışlarını taklit eden modelin cevabını oluşturan özel bir programın uygun bir bilgisayar sistemi üzerinde çalıştırılması işlemidir. Simülasyon çalışmalarında esas olan bu programlar yoluyla modeli oluşturulan sistem denklemlerinin zaman alanı çözümü sağlayarak gerçek zamandakine benzer şekilde cevap eğrilerini elde etmektir. (Yüksel,2000)

Bilgisayar teknolojisindeki gelişmeler sayesinde, simülasyon tekniklerinin gelişmesinde, doğrusal olmayan hesaplamalarda, kontrol uygulamalarında ve bunlardan elde edilen sonuçların işlenip değerlendirilmesinde büyük ilerlemeler kaydedilmiştir. Hidrolik sistemlerini performans testlerine tâbi tutmadan önce gerçeğe yakın modellerle dijital teknoloji ortamında simülasyon çalışmaları yapmak birçok açıdan büyük yararlar sağlamaktadır. Bu şekilde ortaya çıkacak problem önceden tesbit edilebilmekte ve daha iyi performans sonuçları için gerekli tedbirler alınabilmektedir. Bu yolla özellikle hidrolik sistemlerin tasarımı ve geliştirilmesi, proje planlama ve test maliyetlerini önemli ölçüde düşürmek mümkün olmaktadır.



Şekil 1.2 Hidrolik sistemin işleyişi

Bu çalışmada Şekil 1.2'de devre şeması gösterilen bir hidrolik sisteme benzer bir sistemin simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Buradaki hidrolik sistemin simülasyonundaki amaç, sistemi istenilen konuma kararlı şekilde kabul edilen toleranslar dahilinde getirmektir. Yapılan işin özelliğine bağlı olarak sistemin minimum zamanda minimum enerji harcaması istenmektedir. Sistem açık ve kapalı çevrim olarak çalıştırılmış ve belirlenen referans değerlerinde hidrolik sistemin dinamik özelliklerinin davranışları incelenmiştir.

#### 1.4 Literatür Çalışması

Habibi ve Goldenberg, geleneksel hidrolik sistemlerin avantajlarını ve yararlarını da kullanarak oluşturulan yüksek performanslı yeni bir hidrolik hareketlendirici sistemin protipi ve dizaynını gerçekleştirmişlerdir. Sistemin gereksinimlerine göre oluşturulmuş sistem elemanlarından ve özelliklerinden dolayı nadir bulunan bir sistemdir. Klasik teknolojisi ile kaynaşan bu yeni elektrohidrolik sistemin faydalarından bahsedilmiştir. Elektrohidrolik sistemin matematik modeline dayanan hidrolik elemanlarının, gereksinimleri belirlenmiş olup bu gereksinimler elemanların seçimi, elemanların ayarlarının yapılması ve sisteme uyarlanan bir simetrik doğrusal hareketlendiricinin dizaynında kullanılmıştır. Yapılan analizler deneysel data ile desteklenmiştir.(Habibi ve Goldenberg,2000),

Yao, Bu , Reedy ve Chiu, sabit bilinmeyen atalet yükünü dikkate alarak tek kollu hidrolik hareketlendiricinin yüksek performanslı hareket kontrolü üzerinde çalışmışlardır. Sadece sistemle ilgili ölçümlerin artmasından değil ayrıca ilave edilmiş iç dinamiklerin dengesinden dolayı bu sistemin kontrolü karışıktır. Bunun için Adaptive Robust Control (ARC) algoritması geliştirilmiştir. Bu tip kontrol (ARC) hidrolik parametrelerin değişimini ve atalet yükünden dolayı parametrelerdeki değişimin etkilerini hesaplayabildiği gibi sürtünme kuvveti ve dış kuvvetlerin non-linear modeldeki etkilerini de uygulayabilmektedir. Bir hidrolik kol için deneysel sonuçlar elde edilmiş ve önerilen ARC kontrol yöntemiyle yüksek performans sağlanabileceği gösterilmiştir. Önerilen ARC algoritması endüstriyel hareket kontrolcülerle karşılaştırıldığında ARC'nin, izleme hatasının azaltılmasında önemli derecede başarılı olmuştur. Bundan başka hareketin sabit hız kısmı sırasında ARC, izleme hatasını hemen hemen ölçülen kararlılık seviyesine kadar azaltabileceğini göstermişlerdir.(Yao vd.,2000)

Svensson, Andersson ve Rydberg, hidrolik akışkan gücü sistemlerindeki akışkan sıcaklıklarının hesaplanması için analiz yöntemi geliştirmişlerdir. Hidrolik sistemlerde verim kayıplarının artması açısından akışkan sıcaklığı oldukça önemlidir. Bunu göstermek için aircraft uygulamaları için kullanılan bir elektrohidrolik hareketlendirici kullanmışlardır. Sıcaklığın etkisini göstermek için soğutucu kullanılmamıştır. Yağ sıcaklığının hesaplanması için hidrolik elemanlarının modellerinin simülasyon parametrelere geliştirilmiştir. Bu sistemin modelinde debi ve basınç kayıpları da dikkate alınarak simülasyon ve gerçek ölçümler arasındaki kıyaslamalarının uyum içinde oldukları göstermişlerdir.(Svensson vd.,1999)

Becan, Kuzucu ve Kutlu, temel hidrolik konum kontrol sisteminin durum-uzay modelini elde etmişler ve bu model üzerinden esneklik modülünün , silindirin her iki tarafındaki hacim

değişimlerine bağlı varyasyonlarını dikkate alarak kontrol katsayıları belirlemişler ve esneklik modülü sabit olan modellerle karşılaştırma yapmışlardır. Bu çalışmada sistem davranışı , simülasyon sonuçlarına bağlı olarak daha gerçekçi bir model için gözlenmiş ve yorumlanmıştır.(Becan vd.,1998)

Bliodeau ve Papadopoulos, bir hidrolik servo hareketlendirici sisteminin modellenmesini ve deneysel sonuçlarını sunmuşlardır. Bu modelin oluşturulması ve sistemi daha fazla anlaşılır olması açısından güçlü bir kuvvet kontrolcünün geliştirilmesi önemlidir. Sistem parametreleri hidrolik manipülatörün dirsek noktaları kullanılarak tanımlanmıştır. Fiziksel parametreler , birleşme noktalarının çeşitli alt sistemlerini ayıran ve özel olarak dizayn edilmiş deneyler kullanılarak belirlenmiştir. Deneysel sonuçlarla simülasyon sonuçları karşılaştırılarak modelin doğruluğu gösterilmiştir. Bundan dolayı geliştirilen modelin sistem dinamik davranışlarını önceden başarılı bir şekilde tahmin edebilmekte olduğunu ve güçlü bir kuvvet kontrolcünün geliştirilmesinde yararlı olduğunu göstermişlerdir.( Bliodeau ve Papadopoulos,1997)



## 2. HİDROLİK SİSTEM ELEMANLARI VE ÖZELLİKLERİ

### 2.1 Hidrolik Akışkan Özellikleri

Akışkan olarak, sentetik akışkan, su, su-yağ karışımları kullanılıyorsa da genel olarak madensel yağlar kullanılmaktadır. Hidrolik sistemlerde kullanılan akışkanın bazı temel görevleri yerine getirebilmesi gerekmektedir. Bunlar , başlıca işlevi olan güç iletimini gerçekleştirmek, sızdırmazlığı sağlamak, soğutma ve yağlama yapmaktır.

#### 2.1.1 Özgül Ağırlık ve Yoğunluk

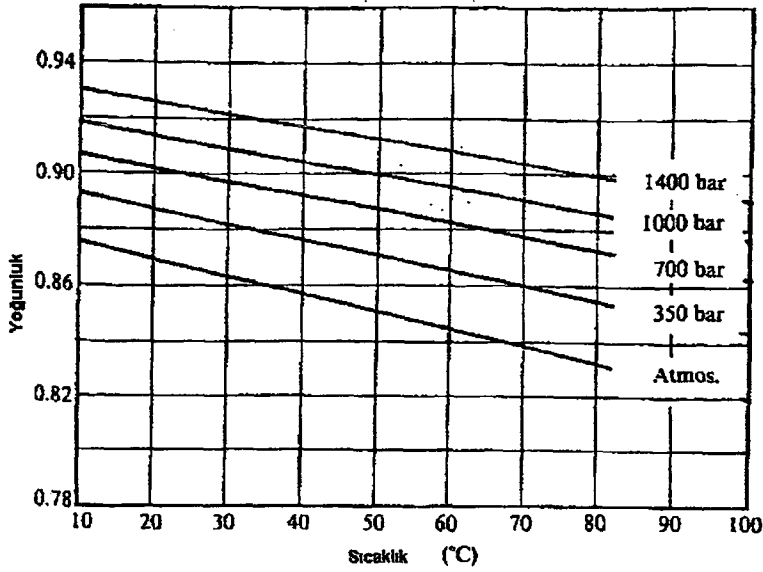
Özgül ağırlık ,birim hacmin ağırlığıdır. 20 °C değerleri ile anılır.

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{Mg}{V} \quad (2.1)$$

Yoğunluk ise birim hacmin kütlesidir.Hidrolik yağların 20 °C deki yoğunluğu,

$$\rho = \frac{M}{V} = \frac{\gamma}{g} \quad (2.2)$$

Bu ifadelerde ( G ) ağırlığı, ( V ) hacmi, (  $\gamma$  ) özgül ağırlığı, ( M ) kütleyi, (  $\rho$  ) yoğunluğu göstermektedir.



Şekil 2.1 Yoğunluğun sıcaklık-basınç ilişkisi

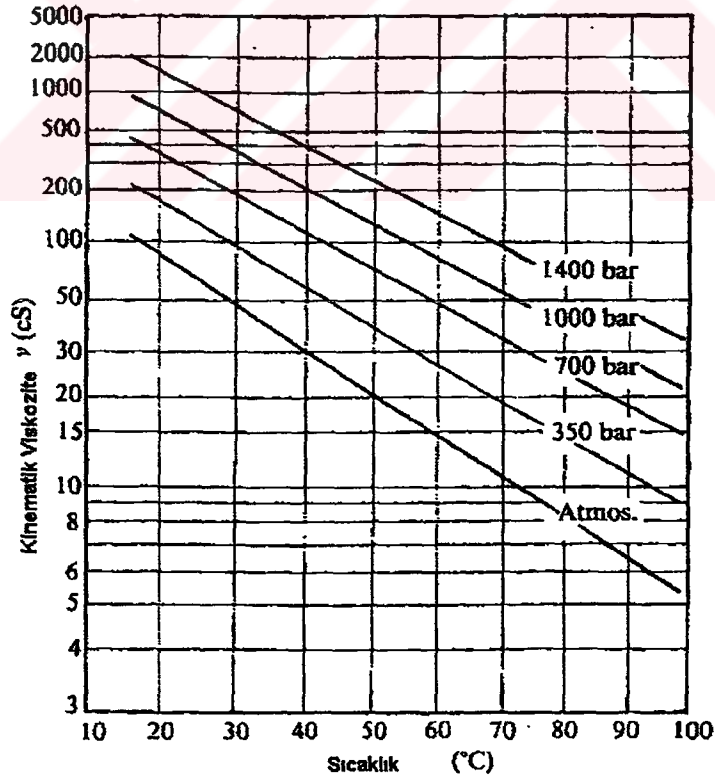
Tipik bir mineral yağıın ( Shell Tellus 37 yağı) karakteristikleri Şekil 2.1'de gösterilmiştir. Yoğunluğun, sıcaklığın artmasıyla azalmakta olduğunu fakat artan basınçla arttığı gözlenmektedir.

### 2.1.2 Viskozite

Yağ katmanlarının birbirinden ayrılmamak için gösterdikleri dirence , diğer bir deyişle yağın iç sürtünmesine viskozite denir. Katmanların gerek birbiriyle gerekse metal yüzeylerle sürtünmesi sonucu kesme gerilmesi ve iç sürtünme kuvvetleri ortaya çıkar. Yağda oluşan bu iç kuvvetlerin bir ölçüsü olarak dinamik mutlak viskozite (  $\eta$  ) tanımlanmıştır. Dinamik viskozitenin yoğunluğa oranına kinematik viskozite (  $\mu$  ) adı verilir.

$$\mu = \frac{\eta}{\rho} \quad (2.3)$$

Tipik bir akışkanın ( Shell Tellus 37 yağı) vikožite karakteristikleri Şekil 2.2'de gösterilmiştir. Sıcaklığın artmasıyla kinematik viskozitenin azaldığı, basıncın artmasıyla arttığı görülmektedir.(McCloy ve Martin,1980)



Şekil 2.2 Kinematik viskozitenin sıcaklık-basınç ilişkisi

### 2.1.3 Isıl Genleşme

Sıcaklığın artması her maddede olduğu gibi yağda da hacimsel genişlemeye neden olur. Hacim ile sıcaklık arasındaki ilişki aşağıdaki gibi ifade edilir.

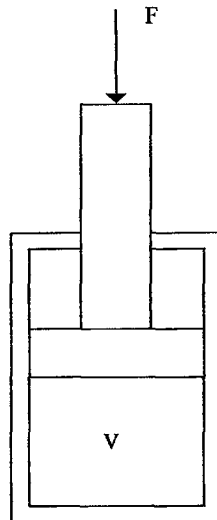
$$\Delta V = V_0 \cdot \lambda \cdot \Delta T \quad (2.4)$$

Burada (  $V_0$  ) başlangıç hacmi , (  $\lambda$  ) genişleme katsayısı, (  $\Delta T$  ) sıcaklık farkıdır. Hidrolik yağlar için değeri ortalama  $0.0007 \text{ 1/ } ^\circ\text{C}$ 'dir. Sıcaklığın her  $1 \text{ } ^\circ\text{C}$  artmasıyla hacim % 0,07 kadar artar.

### 2.1.4 Sıkıştırılabilirlik ve Hacimsel Esneklik Modülü

Akışkanlar esnek olduğu için yağa basınç uygulandığında yoğunluğu artar ve hacmi küçülür. Sıkıştırılabilirlik basınç ve sıcaklığa bağlı bir özelliktir.  $20\text{-}70 \text{ } ^\circ\text{C}$  arasında sıcaklığın etkisi çok azdır. Basınçla olan ilgisi ise 300 bar'a kadar doğrusaldır, her 50 bar için başlangıç hacmi % 0.36 kadar küçülür.

Sıkıştırılabilirliğin olumlu yanı darbeler karşısında sönümleyici etkisi olmasıdır. Olumsuz yanı ise uzun stroklu silindirlerin durdurulmasında salınım ve darbeler oluşturur. Ani basınç ve kuvvet değişikliklerinde hareketin kesintili ve titreşimli bir hal almasına yol açar. Ayrıca bu özellik hidrolik sistem dinamiğini, büyük hacim ve basınç değişimlerinde örneğin piston ucuna bağlı olan bir kütleyi hareket ettirmek için yağın iletim hattından silindir bölmelerine dolması gibi büyük hacim ve basınçlarda sistemin cevabı , konum kontrolünün hassasiyetini direkt olarak etkiler. (Schmitt, 1992)



Şekil 2.3 Kalın cidarlı bir silindirde akışkanın sıkıştırılması

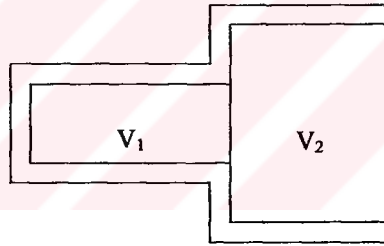
Akışkanın sıkıştırılabilirliği esneklik modülü (  $\beta$  ) ile tanımlanır. Değeri arttıkça hidrolik akışkanın rijitliği artar. Esneklik modülü sıkıştırılabilirliğin tersidir. Hidrolik sistemin doğal frekansı esneklik modülüne bağlı olarak hesaplanır.

Şekil 2.3'de kalın cidarlı bir silindir içinde (  $V$  ) hacmindeki akışkana, (  $F$  ) kuvveti ile (  $\Delta P$  ) basınç farkı oluşacak biçimde etki edildiğinde akışkan hacminin ( 2.5 ) nolu ifadeye göre sıkıştığı görülür.

$$\frac{\Delta V}{V} = -\frac{\Delta P}{\beta} \quad (2.5)$$

Burada, (  $\Delta V$  ) hacim değişimini, (  $V$  ) ilk hacmi, (  $\beta$  ) akışkanın esneklik modülünü, (  $\Delta P$  ) ise (  $F$  ) kuvvetinden dolayı oluşan basınç değişimini tarif etmektedir. ( 2.5 ) nolu denklemi aşağıdaki gibi düzenleyebiliriz.

$$\beta = -V \frac{\Delta P}{\Delta V} \quad (2.6)$$



Şekil 2.4 Farklı iki hacme sahip rijit kap

( 2.6 ) nolu eşitlik, Şekil 2.4'de iki farklı hacme sahip olan rijit bir sisteme uygulandığında ;

$$V_0 = V_1 + V_2 \quad (2.7)$$

$$\Delta V = -\Delta V_1 - \Delta V_2 \quad (2.8)$$

Bu sistem için eşdeğer esneklik modülü ( 2.6 ) numaralı denklem kullanılarak ( 2.9 ) ve ( 2.10 ) eşitlikleri gibi yazılabilir.

$$\Delta P \left( \frac{V_0}{\beta_e} \right) = \Delta P \left( \frac{V_1}{\beta_0} \right) + \Delta P \left( \frac{V_2}{\beta_0} \right) \quad (2.9)$$

$$\frac{1}{\beta_e} = \left( \frac{V_1}{V_0 \cdot \beta_0} \right) + \left( \frac{V_2}{V_0 \cdot \beta_0} \right) \quad (2.10)$$

( 2.10 ) nolu denklemden elde edilen esneklik modülü yağın esneklik modülüne eşittir. Hidrolik yağın içinde bulunduğu (  $V_c$  ) hacmindeki kap tamamen rijit değildir. Kapın hacmi (  $V_c$  ), basınç etkisiyle değişmektedir. Bu değişim ( 2.11 ) denklemini biçiminde tanımlanır.

$$\Delta V_c = \lambda \cdot \Delta P \quad (2.11)$$

Kap için esneklik modülü,

$$\beta_c = V_c \left( \frac{\Delta P}{\Delta V_c} \right) \quad (2.12)$$

$$\beta = \frac{V_c}{\lambda} \cong \frac{V_0}{\lambda} \quad (2.13)$$

Hidrolik akışkanın ve kapın hacim değişimi ve eşdeğer esneklik modülü aşağıdaki eşitliklerle elde edilir.

$$\Delta V = -\Delta V_0 + \Delta V_c \quad (2.14)$$

$$\Delta P \left( \frac{V_0}{\beta_e} \right) = \Delta P \left( \frac{V_0}{\beta_0} \right) + \Delta P \left( \frac{V_0}{\beta_c} \right) \quad (2.15)$$

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{1}{\beta_0} + \frac{1}{\beta_c} \quad (2.16)$$

Hidrolik sistemde, devredeki boru ve hortumlar ile yağ içindeki havanın da dikkate alınması durumunda eşdeğer esneklik modülünün ifadesi aşağıdaki şekilde olur. Şekil ( 2.3 )'deki kalın cidarlı kap göz önüne alındığında; (Kuzucu,2001)

$$V_t = V_s + V_g = V_c \quad (2.17)$$

Bu eşitlikte (  $V_g$  ) hidrolik akışkan içindeki gaz hacmi, (  $V_s$  ) hidrolik akışkan içindeki sıvı hacmi, (  $V_c$  ) kap hacmi olarak tanımlanmaktadır.

$$\Delta V_t = -\Delta V_s - \Delta V_g + \Delta V_c \quad (2.18)$$

Toplam eşdeğer esneklik modülü ifadesi ( 2.6 ) eşitliğinden şu şekilde yazılabilir.

$$\beta_e = -V \left( \frac{\Delta P}{\Delta V_t} \right) \quad (2.19)$$

Kap için esneklik modülü ;

$$\beta_c = V_c \left( \frac{\Delta P}{\Delta V_c} \right) \quad (2.20)$$

Sıvı için esneklik modülü ;

$$\beta_s = -V_s \left( \frac{\Delta P}{\Delta V_s} \right) \quad (2.21)$$

Gaz için esneklik modülü ;

$$\beta_g = -V_g \left( \frac{\Delta P}{\Delta V_g} \right) \quad (2.22)$$

Toplam hacim değişimi:

$$\Delta V_t = \Delta P \left( \frac{V_s}{\beta_s} \right) + \Delta P \left( \frac{V_g}{\beta_g} \right) + \Delta P \left( \frac{V_t}{\beta_c} \right) \quad (2.23)$$

$$\Delta V_t = \Delta P \cdot \left( \frac{V_s}{\beta_s} + \frac{V_g}{\beta_g} + \frac{V_t}{\beta_c} \right) \quad (2.24)$$

$$V_s \approx V_t \quad , \quad V_g \ll V_t \quad , \quad S = \frac{V_g}{V_s} \approx \frac{V_g}{V_t} \quad \text{ise ,}$$

Eşitlik ( 2.24 ) ifadesi, ( 2.25 ) ifadesi gibi yazılabilir.

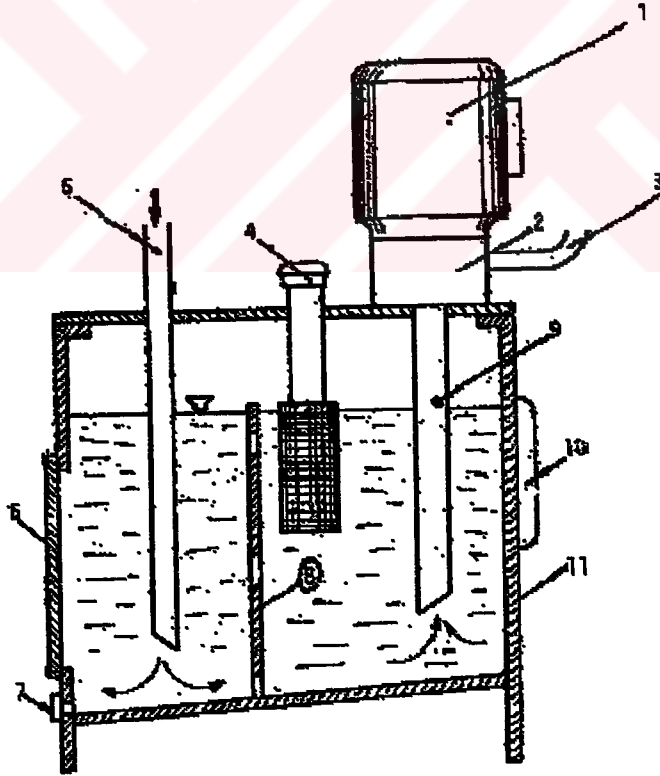
$$\Delta V_t = \Delta P \cdot \left( \frac{V_t}{\beta_c} + \frac{S \cdot V_t}{\beta_g} + \frac{V_t}{\beta_s} \right) \quad (2.25)$$

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{1}{\beta_s} + \frac{S}{\beta_g} + \frac{1}{\beta_c} \quad (2.2)$$

## 2.2 Hidrolik Devre Elemanları

### 2.2.1 Hidrolik depo

Hidrolik sistemde kullanılan akışkanın (hidrolik yağın) içinde depo edildiği, akışkanın içinde dinlendirildiği elemana hidrolik depo denir. Sistemdeki akışkan görevini tamamladıktan sonra buraya gelir. Dönen akışkanın içine çeşitli yabancı maddeler karışabilir. Emiş hattına kaba gözenekli, kaba bir filtre konulabilir. Hidrolik deposu iyi bir yapıya ve konstrüksiyona sahip olursa, hidrolik sistemin fonksiyonları daha rahat yapmasına ve sistemin ekonomik performansına büyük katkıları olur. Çalışma sırasında hidrolik sistemin giriş enerjisinin %20'si ısıya dönüşmektedir. Bu ısı enerjisi yağın ısınmasına ve diğer hidrolik elemanların ısınmasına yol açar. Isınan yağın viskozitesi düşer yani yağ incilir ve sistemden yağ sızıntıları başlar. Bunlar istenmeyen durumlardır. Yağ deposu uygun kapasitede olduğunda meydana gelen ısının kolayca dış ortama atılmasını sağlar ve yağı soğutur.



Şekil 2.5 Hidrolik depo elemanları

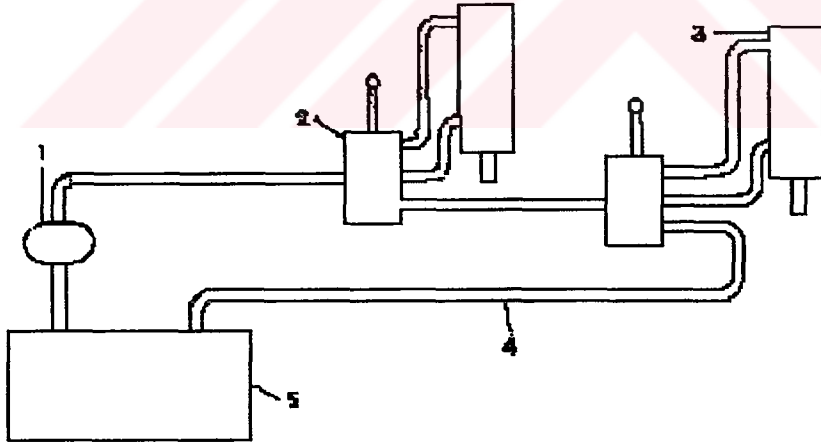
Şekil 2.5'de hidrolik deponun şematik resmi ve elemanları gösterilmiştir. Burada ( 1 ) elektrik motorunu, ( 2 ) hidrolik pompayı , ( 3 ) sisteme giden basınçlı akışkan hattını , ( 4 ) havalandırma filtresini , ( 5 ) dönüş hattını , ( 6 ) temizleme kapağını, ( 7 ) boşaltma tapasını,

( 8 ) perdeyi, ( 9 ) emiş borusu hattını, ( 10 ) yağ seviye göstergesini , ( 11 ) ise deponun gövdesidir. (Karacan,1989)

Bir hidrolik deponun temel görevleri arasında yağın içine karışan maddeleri yağdan ayırtmak, yağın dinlenmesini sağlamak ,yağın üzerindeki ısıyı dış ortama transfer etmek, sistemdeki yağın belirli bir yerde toplanmasını sağlamak, yağın içine karışan havayı yağdan ayırtmak sayılabilir.

### 2.2.2 Boru ve hortumlar

Hidrolik sistemde akışkanın taşınması için dikişsiz temiz çelik borularla, hortumlar kullanılır. Çelik borular sabit noktalara akışkanı iletmede kullanılırken , silindirin hareketli olması halinde veya diğer hareketli elemanlara akışkanı iletirken hortumlar kullanılır.Hortumlar sentetik lastik ve dayanıklılığı artırmak için bez veya çelik tel katmanlarından meydana gelmektedir. Boruların birbirleri ile bağlanmaları için özel olarak hazırlanmış birleştirme elemanları ve yüksükler kullanılır. Çalışma sırasında yüksek basınçtaki akışkan boruların içinden geçeceği için boruların titreşimini önlemek için belirli aralıklarla borular kelepçelerle desteklenmelidir.



Şekil 2.6 Hidrolik sistemde boruların basınçlı akışkanı taşıması

Şekil 2.6'da ( 1 ) hidrolik pompayı , ( 2 ) yön kontrol valfi, ( 3 ) çift etkili silindiri, ( 4 ) dönüş hattı borusunu , ( 5 ) hidrolik depoyu göstermektedir.

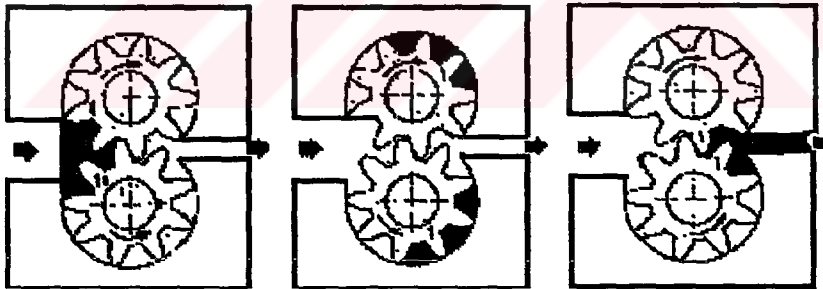


### 2.2.3 Pompalar

Pompalar, tüm hidrolik sistemlerde akışkanın akışını meydana getirir. Pompalar basınç oluşturmaz ancak devredeki akışa karşı olan direnci yenmelidir. Pompa, genellikle sabit devirli bir elektrik motoru tarafından tahrik edilir. Hidrolik pompanın görevi hidrolik depoda durağan haldeki yağı harekete geçirip sisteme belirli basınç ve debide basmaktır. Elektrik enerjisi verildiğinde elektrik motorun mili dönerken birlikte pompanın milini de döndürür ve bu sırada depodaki akışkanı vakum yaparak emer ve sisteme basar. Kısaca pompalar mekaniksel enerjiyi hidrolik enerjiye çevirirler. Pompalar kullanım alanlarına göre üçe ayrılırlar.

#### 2.2.3.1 Dişli pompalar

Bu tip pompada birbirleriyle karşılıklı çalışan iki dişli vardır. Birbiriyle karşılıklı çalışan dişler merkezi konumda birbirinden ayrıldığı esnada , pompa girişinde bir kısmi vakum yaratılmış olur. Bu kısmi vakum , akışkanın giriş odasına girmesine neden olur. Bu durumda akışkan dıştaki dişler ile pompa muhafazası içinde tutulur ve pompadan dışarı sevk edileceği çıkış ağzına kadar , muhafaza ile dişler arasından taşınır. Dişli pompalar 41-200 bar arasında çalışırlar.



Şekil 2.7 Dişli pompanın çalışması

#### 2.2.3.2 Kanatlı pompalar

Çevresinde bulunan birkaç yarığa birer tane kanat takılmış olan bir rotor bir eksantrik halka içinde dönerek çalışır. Hidrolik basınç ve yay basıncı, bu kanatları her zaman eksantrik halka ile temas halinde tutar. Rotor ve halka eksenleri eksantriktir, dolayısıyla giriş odasından gelen yağ , üst kısımdaki kanatlar arasındaki odacıklara girer ve çıkış ağzına doğru taşınır. Yer değiştirme miktarı, kanat itme kuvveti ve rotor kalınlığı tarafından belirlenir. Genelde 100-200 bar civarında çalışırlar.

### **2.2.3.3 Pistonlu pompalar**

Pistonlu pompalar esas çalışma basıncının 200 bar veya daha fazla olduğu için sistemlerde kullanılır. Pistonlu pompaların en büyük özelliği yüksek basınçlarda yüksek verimli olmalarıdır. Basınç değişimlerinden bağımsız , sabit bir akımın gerekli olduğu durumlarda bu çok önemlidir. Pistonlu hidrolik pompalar üç tiptedir. Eksenel pistonlu pompalar, radyal pistonlu pompalar , plancer pompalardır.

#### **Eksenel pistonlu pompalar**

Bu pompalar , eğik bir plakanın bağıl dönmesi sonucu veya piston bloğunun tahrik mili ile açma yapması sonucu gidip gelme hareketi yapan pistonlardan oluşur. Eğim plakasının eğimi değiştirildiğinde pistonun hareket ettiği mesafe değişir. Sonuçta pompalanan akışkan miktarı da değişir.

#### **Radyal pistonlu pompalar**

Radyal pistonlu pompalarda silindir bloğu birkaç pistonu birden taşır ve pompa gövdesi içinde merkezden kaçık olarak döner. Pistonlar ise yaylar , hidrolik basınç ve mekanik bağlantı tertibatı tarafından her zaman için pompa gövdesi ile temas halinde tutulur. Giriş ve çıkış ağızları pompanın merkez ekseninde olup , basma odasına açılırlar.

#### **Plancer pompalar**

Bu tip pompalarda pistonlar , eksantrik masura rulman taşıyan bir mile sahip özel eksantrik mili üzerine sıra ile yerleştirilmiştir. Plancer pompalarda akışın yönü değiştirilemez. Akışkanın silindire giriş ve çıkışını yaylı popet valfler sağlar. Bu tip pompaları hacimsel verimi daha yüksek olup bazı tipleri 1000 bar üzerindeki basınçlarda çalışırlar.

### **2.2.4 Hidrolik silindirler**

Hidrolik sistemde doğrusal hareketi üretmek için kullanılan elemanlardır. Bunlara hidrolik alıcı da denir. Hidrolik enerjiyi mekaniksel enerjiye çevirirler. Hidrolik silindirler üç ana gruba ayrılabilir.

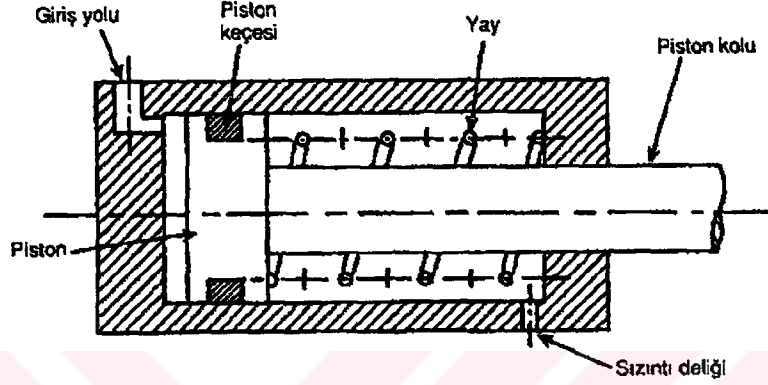
#### **Dalma silindirler**

Hidrolik silindir , tüp içerisine hidrolik akışkan pompalayarak tüp içinde yerdeğiştiren bir kol ihtiva eder. Kolun tüp içerisinden çıkan kısmının hacmi tüp içerisine giren akışkanın hacmine eşittir. Bu silindirlere bu nedenle dalma silindirleri adı verilmektedir. Bu tasarımdaki silindir tek etkili itme silindiri olup geri hareket yerçekimi , yay veya herhangi bir dış kuvvet aracılığı

ile olmalıdır. Bu silindirin üretim maliyeti diğer hidrolik silindirlere nazaran daha düşüktür.

### Tek etkili silindirler

Bunlar, hidrolik kuvvetler ile sadece tek yönde hareket ettirilebilir. Şekil 2.8’de gösterildiği gibi dönüş hareketi silindir içine yerleştirilmiş bir yay ile ya da dış bir kuvvet ile gerçekleştirilir.(Pincshes ve Ashby,1994)



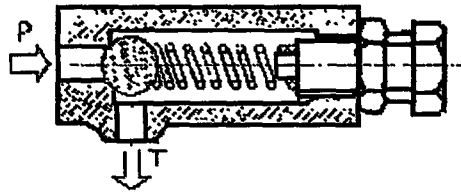
Şekil 2.8 Tek etkili silindir

### Çift etkili silindir

Pistonun uygun tarafına basınçlı akışkan uygulanarak bu silindirler hidrolik olarak her iki yönde de hareket ettirilebilir.

## 2.2.5 Hidrolik Valfler

### 2.2.5.1 Emniyet valfi

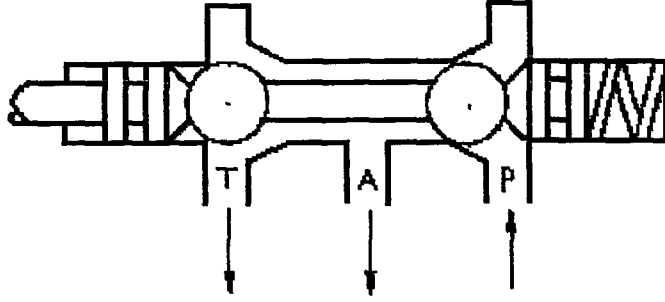


Şekil 2.9 Emniyet valfi

Emniyet valfleri sadece bir yönde akışa izin verir. Bu valf istenmeyen akışı bloke etmek için kullanılır. Şekil 2.9’da görüldüğü gibi bir bilye ve yay sisteminden ibarettir. Sol taraftan sisteme giren akışkan basıncı, bilyayı yuvasından ayırır ve engellenmiş akışa izin verir. Sağ taraftan etki eden basınç ise bilyayı sıkıca yuvasına oturtur.

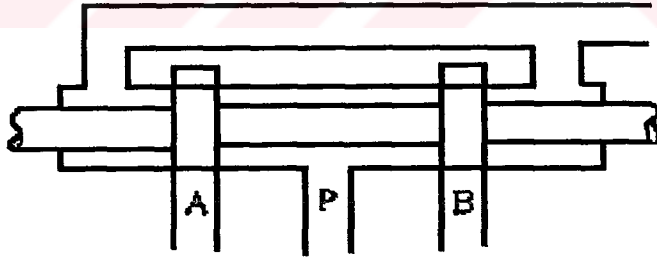
### 2.2.5.2 Yön denetim valfleri

Yön denetim valfleri, hidrolik akışkanı yönlendirerek silindirin istenen yönde hareketini sağlar. Geçişleri hareketli bir parça ile bağlanan ya da bir gövdeden oluşur. Küresel ve silindirik elemanlı olmak üzere iki gruba ayrılır.



Şekil 2.10 Küresel elemanlı valf

Şekil 2.10'da bir yay geri dönüşlü , iki adet küresel elemana sahip bilyalı valf görülmektedir. Valf pistonu sağ tarafa doğru ( yaya karşı ) itildiğinde akışkan , besleme tarafından ( P ), servis tarafına ( A ) yönlendirilmiş olur. Valf pistonunu hareket ettiren kuvvet kaldırıldığında , sıkışan yay yardımıyla piston ilk konumunu alacağından akım kesilir.(Watton,1989)



Şekil 2.11 Silindirik elemanlı valf

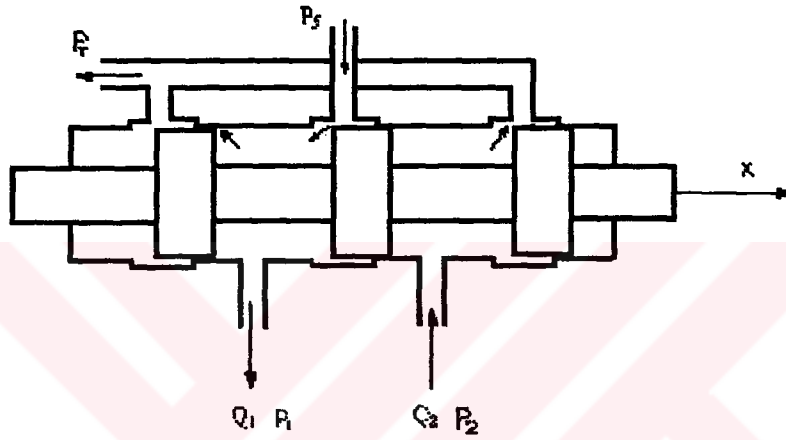
Şekil 2.11'de görülen silindirik elemanlı sürgülü valf besleme tarafındaki akışkanı, sürgünün (valf pistonun) hareket yönüne bağlı olarak, akışkan uygun konumdaki servis tarafından tanka geri dönüş hattına yönlendirilir. Tanka dönüş hattı ile birlikte hatların toplam sayısı dört olduğundan bu tip valfler çoğunlukla dört yollu valf olarak isimlendirilir.

Yukarıda çalışma ilkeleri açıklanan valflerin , debi eşitliği , kesit kısılmasına bağlı olarak Bernoulli formunda yazılabilir.

$$Q = C_q a \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (2.27)$$

Denklem 2.27’de ( Q ) hacimsel debi , ( ΔP ) basınç farkı , ( C<sub>q</sub> ) valf katsayısı , ( a ) kısıtlanan kesit alanı , ( ρ ) akışkanın yoğunluğudur. Akım kayıplarını ifade eden akım sabiti ( C<sub>q</sub> ) alan kesit tipine ve akım koşullarına bağlıdır. Yön denetim valfleri, boşluksuz (sıfır boşluklu) ve negatif boşluk valfler olmak üzere iki gruba ayrılırlar.

### Sıfır boşluklu sürgülü valf



Şekil 2.12 Sıfır boşluklu sürgülü valf

Şekil 2.12’de hidrolik sistemlerde kullanılan dört-yollu valfin kesiti görülmektedir. Sıfır boşluklu valflerde valf pistonu ve akış yolu (port) genişliği , valf pistonu merkez konumda iken akışkan akışına izin vermiyecek şekilde imal edilmiştir. Bu tip valf için sürekli akım denklemleri aşağıdaki şekilde gösterilir.

$$Q_1 = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{2(P_s - P_1)}{\rho}} \quad (2.28)$$

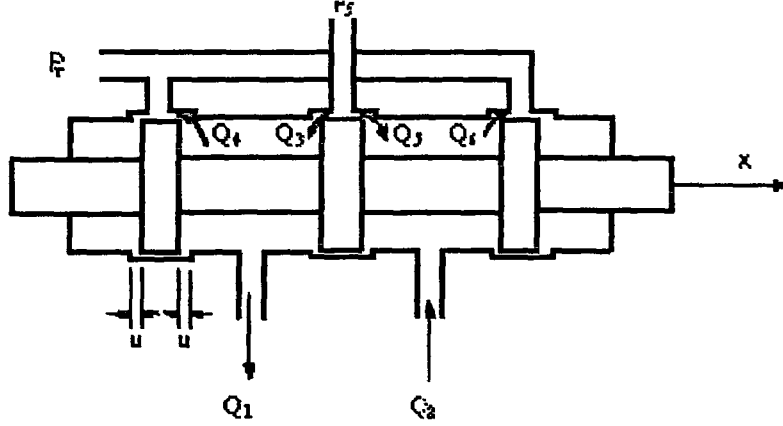
$$Q_2 = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{2(P_2 - P_1)}{\rho}} \quad (2.29)$$

$$a = w \cdot x \quad (2.30)$$

### Negatif boşluklu sürgülü valf

Negatif boşluklu valfte şekil 2.13’de görüldüğü gibi valf pistonu ile port genişliği arasında u

değerinde bir negatif boşluk vardır. Bu nedenle valf pistonun merkez konumunda da sürekli sızıntı debileri vardır.



Şekil 2.13 Negatif boşuklu sürgülü valf

Bu sızıntı debileri debileri nedeni ile sistemin davranışındaki salınımlar önemli ölçüde sönümlü olmaktadır. Şekildeki valf pistonun sağa doğru hareketi için , valf hareketinin ( x ) , boşluk değerinden ( u ) küçük olması durumunda debi denklemleri:

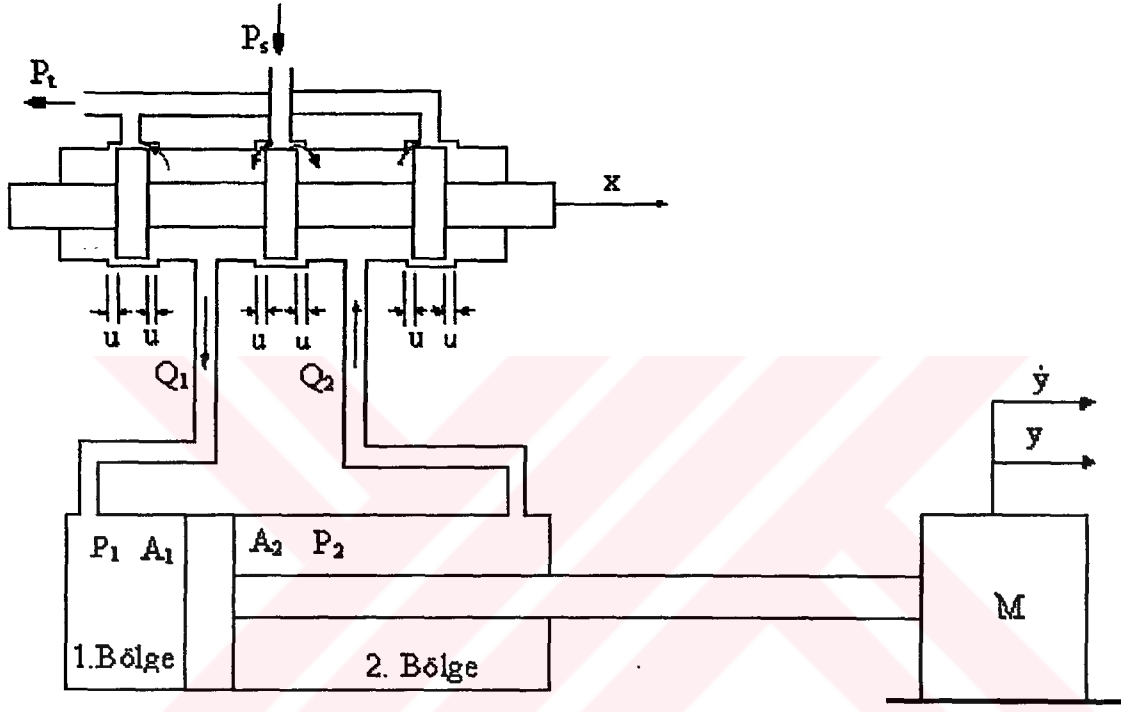
$$Q_1 = Q_3 - Q_4 \text{ ve } Q_2 = Q_6 - Q_5 \text{ ise,}$$

$$Q_1 = C_q \cdot w \cdot (u + x) \sqrt{\frac{2(P_s - P_1)}{q}} - C_q \cdot w \cdot (u - x) \sqrt{\frac{P_1}{q}} \quad (2.27)$$

$$Q_2 = C_q \cdot w \cdot (u + x) \sqrt{\frac{P_2}{q}} - C_q \cdot w \cdot (u - x) \sqrt{\frac{2(P_s - P_2)}{q}} \quad (2.28)$$

### 3. HİDROLİK SİSTEMİN MATEMATİK MODELİ

Bu çalışmada Şekil 3.1'de gösterilmiş hidrolik sistem incelenmiştir. Bu sistem dört yollu üç konumlu oransal valf ile kontrol edilen ve ( M ) kütlesini hareket ettiren bir asimetrik hidrolik silindirden oluşmaktadır. Sıfır boşluklu olarak tanımlanan valf, orta konumda kararsız davranıldığından , hidrolik sistemde negatif boşluklu valf kullanılmıştır.



Şekil 3.1 Hidrolik sistem

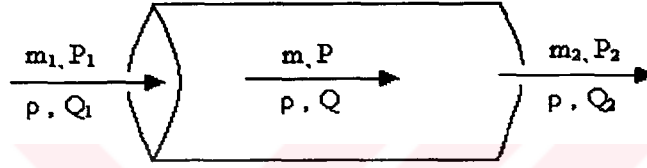
Bu hidrolik sistemin matematik modeli yapılırken şu kabuller yapılmıştır.

- Hidrolik boru ve hortumlardaki dinamik değişimler ihmal edilmiştir.
- Silindir ile piston arasında sızıntı olmadığı varsayılmıştır.
- Valf dinamiği ihmal edilmiştir.
- Besleme basıncının sabit olduğu kabul edilmiştir.
- Tank basıncı sıfır olduğu düşünülmüştür.
- Valf pistonu yer değişiminin, maksimum valf pistonun yer değiştirme oranı  $\varepsilon = x/x_{max}$  ile gösterilmiştir.
- Valf negatif boşluğunun , maksimum valf pistonu yerdeğiştirme oranı da  $\psi = u /x_{max}$  şeklinde tariflenmiştir.
- $\psi$  değeri ,maksimum açıklığın %1'i olarak hesaplarda kullanılmıştır.

- Toplam eşdeğer hacimsel esneklik modülü  $\beta = 1.4 \times 10^9 \text{ N/m}^2$  olarak alınmıştır.
- Sistem denklemlerin çıkarılmasında pistonun hareketinden ve akışkanın sıkıştırılabilirliğinden meydana gelen debiler dikkate alınmıştır.
- Sistem denklemleri nonlineer yapıda olup, uygulan kontrol algoritması bu yapı üzerinde incelenmiştir.(Kutlu,1988)

### 3.1 Sürekli Akım Denklemi

Şekil 3.2’de girişteki kütleli debisi (  $m_1$  ), çıkıştaki kütleli debisi (  $m_2$  ) olan akışkanın akışı göz önünde bulundurulduğunda , süreklilik denklemi (3.1)’deki gibi olmaktadır.



Şekil 3.2 Akışkanın sürekli akışı

$$\rho \cdot Q_1 - \rho \cdot Q_2 = \frac{d}{dt}(\rho \cdot V) \quad (3.1)$$

Akışkan yoğunluğu (  $\rho$  ) akış boyunca değişmediği düşünülmüştür. Burada (  $Q_1$  ) giriş debisi, (  $Q_2$  )’de çıkış debilerini göstermektedir. Buradan ( 3.1 )’deki eşitlik aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (3.2)$$

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dV}{V} = \frac{dP}{\beta} \quad (3.3)$$

( 3.3 ) numaralı eşitliğinde belirtilen akışkanın sıkıştırılabilirliği dikkate alındığında, ( 3.2 ) eşitliği buna göre yeniden düzenlenip ( 3.4 ) eşitliği gibi ifade edilebilir.

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \cdot \frac{dP}{dt} \quad (3.4)$$

Elde edilen denklem sistemin analizinde kullanılacak olan sürekli akım denklemidir. Ve aşağıdaki bileşenlerden oluşmaktadır.



$\frac{dV}{dt}$  sınır deformasyon terimi,

$\frac{V}{\beta} \cdot \frac{dP}{dt}$  akışkanın sıkıştırılabilirliğini içeren terim.

Sürekli akım denkleminde ifade edilen sınır deformasyon terimi , piston veya silindir hareketi ile gerçekleşen hacim değişimini ifade etmektedir. Akışkanın sıkıştırılabilirliğini içeren terim ise akışkanın sıkışmasından dolayı oluşan debiyi göstermektedir.( 3.4 ) eşitliği aşağıdaki gösterildiği gibi ifade edilebilir.

$$[\text{Toplam debi}] = [\text{Piston hareketiyle oluşan debi}] + [\text{Sıkıştırılabilirlikten dolayı oluşan debi}]$$

### 3.2 Momentum Denklemi

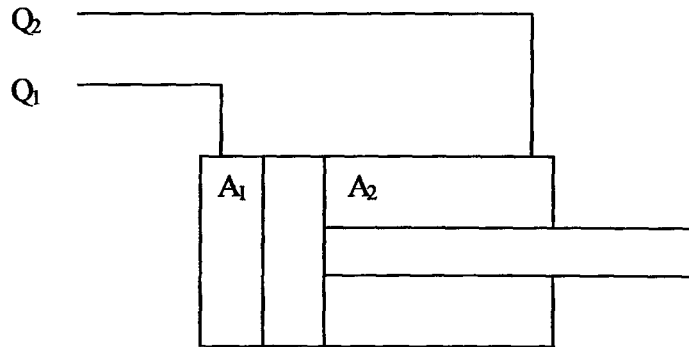
Şekil 3.1'deki incelen hidrolik sistemde Newton'un ikinci hareket kanunu, akışkan hacmine uygulandığında ( 3.5 ) numaralı ifade elde edilir.

$$[\text{uygulan kuvvet}] - [\text{toplam direnç kuvvetleri}] = [ \text{kütle} ] \cdot [ \text{ivme} ]$$

$$(P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2) - \sum F_i = M \cdot \frac{dy}{dt} \quad (3.5)$$

(  $A_1$  ) girişteki akıma dik kesit alanı, (  $A_2$  ) ise çıkıştaki akıma dik kesit alanıdır. (  $M$  ) referens hacmin kütlesi ve (  $y$  ) ise akışkanın hızıdır.

### 3.3 Silindir Modeli



Şekil 3.3 Asimetrik silindir

Şekil 3.3’de, hidrolik sistemde kullanılmış olan asimetrik silindire, eşdeğer hacimsel esneklik modülü de dikkate alarak ( 3.4 ) eşitliğinde ifade edilen sürekli akım denklemini uygulandığında, silindirin her iki yöne ( ileri ve geri ) hareketi sırasındaki silindir giriş ve çıkışındaki debiler aşağıdaki eşitliklerle ifade edilebilir.

a) Silindirin açılması sırasında :

$$Q_1 - 0 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (3.6)$$

$$0 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta} \cdot \frac{dP_2}{dt}$$

b) Silindirin kapanması sırasında :

$$Q_2 - 0 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (3.7)$$

$$0 - Q_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt}$$

eşitlikler aşağıdaki gibi daha kullanışlı biçimde düzenlenebilir :

a) Silindirin açılması sırasında :

$$Q_1 = A_1 \cdot \dot{y} + \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (3.8)$$

$$Q_2 = A_2 \cdot \dot{y} - \frac{V_2}{\beta} \cdot \frac{dP_2}{dt}$$

b) Silindirin kapanması sırasında :

$$Q_2 = A_2 \cdot \dot{y} + \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (3.9)$$

$$Q_1 = A_1 \cdot \dot{y} - \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt}$$

Akım yönü işaretine bağlı olarak her iki durum için de giriş ve çıkış debileri genel bir ifadeyle aşağıdaki eşitlikler şeklinde kullanılabilir. (İstif,1995; Watton,1989)

$$Q_1 = A_1 \cdot \dot{y} + \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (3.10)$$

$$Q_2 = A_2 \cdot \dot{y} - \frac{V_2}{\beta} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (3.11)$$

### 3.4 Valf Modeli

Şekil 3.1'de gösterilmiş olan valfin debi denklemleri (  $\varepsilon$  )'nun işaretine bağlı olarak elde edilmiştir. Valf debi katsayıları ise, besleme basıncı (  $P_s$  ), silindirin 1.tarafına bağlandığında valf debi katsayısı (  $k_1$  ), silindirin 2. tarafı ile tank arasındaki valf debi katsayısı (  $k_2$  ), aynı şekilde (  $P_s$  ) ile silindirin 2. tarafı arasındaki (  $k_3$  ), silindirin 1. tarafı ile tank arasındaki valf debi katsayısı da (  $k_4$  ), olarak alınmıştır.

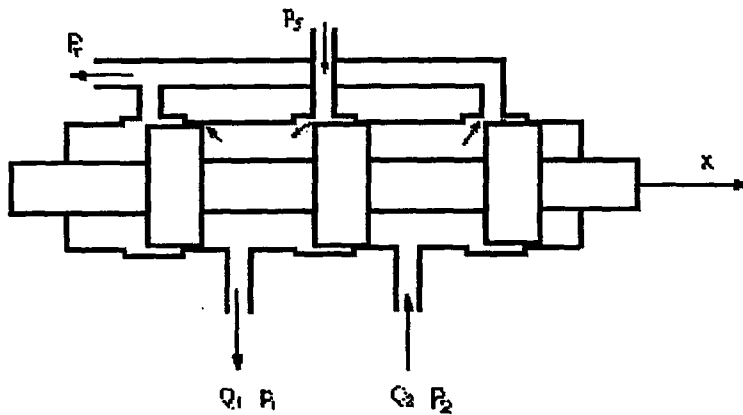
$$\varepsilon = x / x_{\max} \quad (3.12)$$

$$\psi = u / x_{\max} \quad (3.13)$$

Burada (  $x$  ) valf pistonu yer değişimi, (  $x_{\max}$  ) valf pistonun maksimum yer değişimi, (  $u$  ) negatif valf boşluğu ve (  $\varepsilon$  ), (  $\psi$  ) boyutsuz ifadelerdir.

#### 3.4.1 Sıfır Boşluklu Valf Modeli

Sıfır boşluklu valflerde tam orta konumda valf tam kapandığından dolayı valf içerisinde akış gerçekleşmez yani güç silindiri hareketsizdir. Ancak, silindir pistonu, akışkanın sıkıştırılabilirliğine bağlı olarak hareket edebilir.



Şekil 3.4 Sıfır boşluklu valfin fiziksel modeli

Şekil 3.4'de şematik resmi verilen sıfır boşluklu valfe ait valf pistonunun değişik konumları için debi denklemleri aşağıdaki eşitliklerle ifade edilebilir.

a)  $\varepsilon > 0$  için debi denklemleri ( $P_s$  silindirin 1. tarafında ,  $P_t$  2. tarafına bağlı) :

$$Q_1 = k_1 \cdot \varepsilon \cdot \text{sign}(P_s - P_1) \sqrt{(P_s - P_1) \cdot \text{sign}(P_s - P_1)} \quad (3.14)$$

$$Q_2 = k_2 \cdot \varepsilon \cdot \text{sign}(P_2 - P_t) \sqrt{(P_2 - P_t) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t)} \quad (3.15)$$

b)  $\varepsilon = 0$  için debi denklemleri (Silindirin 1. ve 2. tarafı kapalı) :

$$Q_1 = Q_2 = 0 \quad (3.16)$$

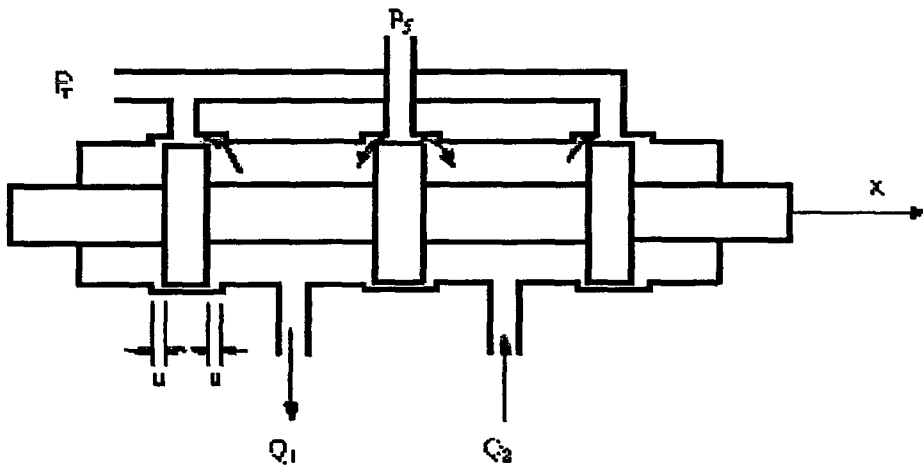
c)  $\varepsilon < 0$  için debi denklemleri ( $P_t$  silindirin 1. tarafında ,  $P_s$  2. tarafına bağlı) :

$$Q_1 = k_4 \cdot \varepsilon \cdot \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (3.17)$$

$$Q_2 = k_3 \cdot \varepsilon \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \cdot \text{sign}(P_s - P_2)} \quad (3.18)$$

### 3.4.2 Negatif Boşluklu Valf Modeli

Şekil 3.4'deki sıfır boşluklu valfin orta konumunda ( $\varepsilon = 0$ ) olarak ( $M$ ) yükünün hareketi incelendiğinde , (valf kapandıktan sonra) sistem salınımlı davranmaktadır. Ayrıca , başlangıç durumu belirsizdir.(Kutlu,1988)



Şekil 3.5 Negatif boşluklu valfin fiziksel modeli

Negatif boşluklu valflerde , orta konumda güç silindiri ile besleme portu ve tank arasında sızıntı debileri vardır. Bu sızıntı debileri , (  $\psi$  ) boyutsuz negatif valf açıklığına , (  $P_1$  ), (  $P_2$  ), (  $P_s$  ), (  $P_t$  ) basınçlarına ve valf debi katsayılarına bağlıdır. Burada (  $Q_1$  ) ve (  $Q_2$  ) debi denklemleri negatif boşluklu valf için elde edilmelidir. Bu çalışmada (  $\psi$  ) değeri 0.01 , yani maksimum açıklığın % 1'i olarak hesaplara katılmıştır.

Negatif boşluklu valflerde valfin tam kapanmaması, sistemin ilk koşullarının belirlenmesini sağlamaktadır. Ayrıca , sızıntı debileri ve valf yük kaybı nedeniyle sistemin davranışlarındaki salınımlar önemli ölçüde sönümlü olmaktadır.

Bu modelde debi denklemleri, (  $\varepsilon$  )'nun işaretine bağlı olarak yazılmıştır. Valf debi katsayıları sıfır boşluklu valf modelinde olduğu gibi alınmıştır.

a)  $\varepsilon \geq \psi$  için debi denklemleri (  $P_s$  silindirin 1. tarafında,  $P_t$  2. tarafına bağlı ) :

$$Q_1 = k_1(\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_1) \sqrt{(P_s - P_1) \cdot \text{sign}(P_s - P_1)} \quad (3.19)$$

$$Q_2 = k_2(\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t) \sqrt{(P_2 - P_t) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t)} \quad (3.20)$$

b)-  $\psi < \varepsilon < \psi$  için debi denklemleri (Silindirin her iki tarafı kapalı , sadece sızıntı debileri var):

$$Q_1 = k_1(\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_1) \sqrt{(P_s - P_1) \cdot \text{sign}(P_s - P_1)} \\ + k_4(\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (3.21)$$

$$Q_2 = k_2(\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t) \sqrt{(P_2 - P_t) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t)} \\ + k_3(\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \cdot \text{sign}(P_s - P_2)} \quad (3.22)$$

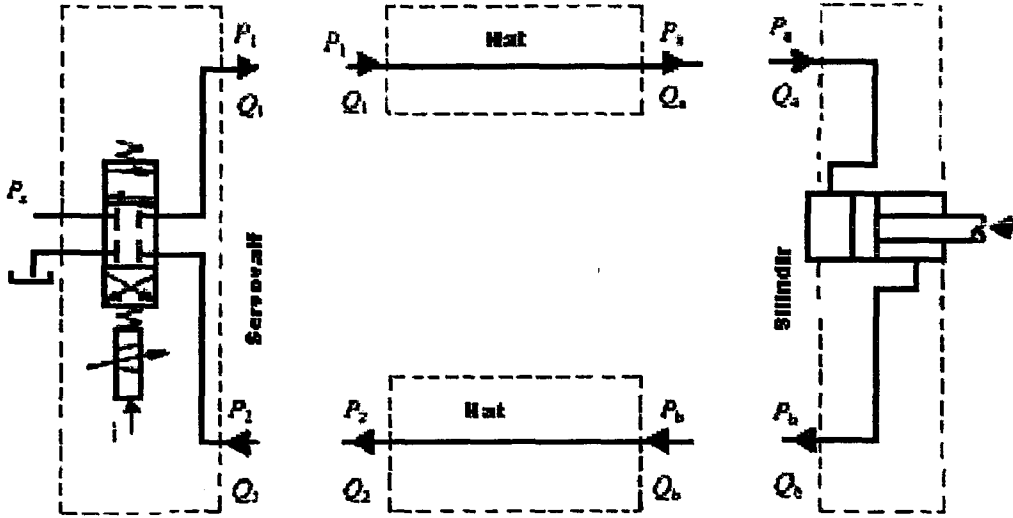
c)  $\varepsilon \leq -\psi$  için debi denklemleri (  $P_t$  silindirin 1. tarafında ,  $P_s$  2. tarafına bağlı ) :

$$Q_2 = k_4(\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (3.23)$$

$$Q_2 = k_3(\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \cdot \text{sign}(P_s - P_2)} \quad (3.24)$$

Yukarıdaki denklemlerde (  $\psi = 0$  ) koyulduğunda sıfır boşluklu valf modelindeki debi denklemleri elde bulunur. Bu bakımdan yukarıdaki denklemler daha genel olup sıfır boşluklu valf içinde kullanılabilir.

### 3.5 Valf - Silindir Modeli



Şekil 3.6 Silindir – valf fiziksel modeli

Sistemde kontrolü sağlayan valf ile işin gerçekleştiği silindir arasındaki hattın çok fazla uzun olmadığı kabul edilmiştir. Dolayısıyla valf ile silindir arasındaki geçişi sağlayan hidrolik hortumlardaki ve diğer geçiş elemanlarındaki kayıplar ihmal edilmiştir. Dolayısıyla Şekil 3.6'daki  $P_2 = P_b$ ,  $P_1 = P_a$ ,  $Q_1 = Q_a$ ,  $Q_2 = Q_b$  şeklinde yazılabilir.

Buraya kadar anlatılanların ışığında valf debileri ile silindir giriş çıkış debileri eşitlenerek aşağıdaki eşitliklerle sistemin dinamik davranış denklemlerine geçiş sağlanabilir.

$$Q_1 = k_x(\varepsilon + \psi) \cdot \sqrt{(P_1 - P_t)} + k_x(\varepsilon - \psi) \cdot \sqrt{(P_1 - P_t)} = A_1 \cdot \dot{y} + \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (3.25)$$

$$Q_2 = k_x(\varepsilon + \psi) \cdot \sqrt{(P_2 - P_t)} + k_x(\varepsilon - \psi) \cdot \sqrt{(P_2 - P_t)} = A_2 \cdot \dot{y} - \frac{V_2}{\beta} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (3.26)$$

### 3.6 Dinamik Davranış Denklemleri

Sisteme etkiyen yükün ve silindir pistonuna etkiyen basınç kuvvetlerinin ( 3.5 ) eşitliğinde verilen momentum denkleminde denge denklemini yazıldığında ( 3.27 ) denkleminde elde edilir.

$$M \ddot{y} = P_1 A_1 - P_2 A_2 - f_v \dot{y} - F \quad (3.27)$$

Burada ,  $P_1$  silindirin 1. tarafına etkiyen basınç ,  $A_1$  kesit alanı,  $P_2$  silindirin 2 .tarafındaki basınç,  $A_2$  kesitaları ,  $F$  sisteme etkiyen dış kuvvet,  $f_v$  viskoz sürtünme katsayısı , $y$  konum,  $\dot{y}$  hız ,  $\ddot{y}$  ivme'dir. ( 3.27 ) eşitliği aşağıdaki gibi düzenlendiğinde (3.28)'deki dinamik davranış denklemi elde edilir.

$$\ddot{y} = (P_1 A_1 - P_2 A_2 - f_v \dot{y} - F) / M \quad (3.28)$$

Silindirin 1. tarafına sürekli akım denklemi uygulandığında elde edilen ( 3.10 ) 'deki ( $Q_1$ ) debi denkleminde ( $dP_1/dt$ ) çekildiği takdirde ( 3.29 )'daki ifade bulunur.

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{V_1} \cdot (Q_1 - A_1 \cdot \dot{y}) \quad (3.29)$$

Silindirin 1. tarafındaki hacmin ( $V_1$ ) piston hareketiyle değişim şöyle yazılabilir:

$$V_1 = V_{1_0} + A_1 y = A_1 \left( \frac{V_{1_0}}{A_1} + y \right) = A_1 (Y_{1_0} + y) \quad (3.30)$$

Bu eşitlik alınıp ( 3.29 ) eşitliğinde yerine konulduğunda ( 3.31 ) eşitliği elde edilir.

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{A_1 (Y_{1_0} + y)} (Q_1 - A_1 \dot{y}) \quad (3.31)$$

Burada ( $V_{1_0}$ ) silindirin ilk hacmi, ( $Y_{1_0}$ ) silindirin 1.tarafındaki ilk konum olarak tanımlamıştır.

$Y = Y_{1_0} + y$  olarak tariflenirse  $Y_{1_0}$  sabit bir değer olduğundan ,  $\dot{Y} = \dot{y}$  olur. Bu durum dikkate alındığında ( 3.32 ) eşitliğindeki dinamik davranış denklemi elde edilir.

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta}{A_1 \cdot Y} (Q_1 - A_1 \dot{y}) \quad (3.32)$$

İzlenen yolun benzer şekliyle silindirin 2. tarafı için süreklilik denklemi yazılıp bulunan (3.11) 'deki ( $Q_2$ ) debi denkleminde ( $dP_2/dt$ ) çekildiği takdirde ( 3.33 ) eşitliği yazılır.

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\beta}{V_2} (A_2 \dot{y} - Q_2) \quad (3.33)$$

( $V_{2_0}$ ) silindirin 2. tarafındaki ilk hacim ,  $Y_{2_0}$  silindirin 2. tarafındaki ilk konum olarak tanımlandığında ( $V_2$ ) hacmi aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

$$V_2 = V_{2_0} - A_2 y = A_2 \left( \frac{V_{2_0}}{A_2} + y \right) = A_2 (Y_{2_0} - y) \quad (3.34)$$

( 3.34 ) ifadesi ( 3.34 )'de yerine yazıldığında aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\beta}{A_2 (Y_{2_0} - y)} (A_2 \dot{y} - Q_2) \quad (3.35)$$

Silindirin toplam stroku (  $S_L$  ) ile gösterildiğinde  $S_L - Y = Y_{2_0} - y$  olur. Yine  $\dot{Y} = \dot{y}$  eşitliği göz önüne alındığında ( 3.36 )'da sistemin dinamik davranış denklemleri yazılmış olur.

$$\dot{P} = \frac{\beta}{A_2 (Y - S_L)} (A_2 \dot{Y} - Q_2) \quad (3.36)$$

Hidrolik sistemin dinamik davranış denklemlerini durum değişkenleriyle ifade edilip sistem model denklemleri haline getirilir.

Durum Değişkenleri :

$$X_1 = y, X_2 = \dot{y}, X_3 = P_1, X_4 = P_2$$

Sistem Model Denklemleri :

$$\dot{X}_1 = X_2$$

$$\dot{X}_2 = (A_1 X_3 - A_2 X_4 - f_v X_2 - F) / M \quad (3.37)$$

$$\dot{X}_3 = \frac{\beta}{A_1 X_1} (Q_1 - A_1 X_2)$$

$$\dot{X}_4 = \frac{\beta}{A_2 (S_L - X_1)} (A_2 X_2 - Q_2)$$

### 3.7 Sistemin Boyut Analizi

Hidrolik model incelendiğinde , diferansiyel denklemlerdeki durum değişkenlerin katsayıların farklı büyüklüklerde oldukları görülmektedir. Bu nedenle küçük katsayılı terimlerin etkisini gözlemleyebilmek amacıyla katsayıları birbirine yaklaştıran boyut ölçeklendirilmesi yapılmıştır. İlk modelde, basınç terimleri (  $N/m^2$  ), debiler (  $m^3/sn$  ) olarak alınmıştır.



Katsayılar arasındaki farkı görmek amacıyla sabit terimleri aşağıdaki sayısal değerleri kullanarak yerine koyarsak (3.38) eşitlikleri elde edilir. (Becan vd.,1998)

Silindir : 40/20

$f_v$  : 2000 Nsn/m

$\beta$  :  $1.4 \times 10^9$  N/m<sup>2</sup>

M : 50 kg

F : 0

$$\dot{X}_2 = (2,512 \times 10^{-5})X_3 - (1,884 \times 10^{-5})X_4 - 40X_2$$

$$\dot{X}_3 = \frac{1,4 \times 10^9}{1,256 \times 10^{-3} X_1} (Q_1 - 1,256 \times 10^{-3} X_2) \quad (3.38)$$

$$\dot{X}_4 = \frac{1,4 \times 10^9}{9,42 \times 10^{-4} (S_L - X_1)} (9,42 \times 10^{-4} X_2 - Q_2)$$

Bu modelde, durum değişkenlerinin katsayıları arasında  $10^{14}$  mertebesinde farklar bulunmaktadır. Dolayısıyla basınç değişkenlerinin katsayıları çok küçük kalmaktadır. Bu durumda oluşturulacak 2. model için  $\hat{X}_3, \hat{X}_4, \hat{Q}_1, \hat{Q}_2$  ifadelerini tanımlayalım.

Basınç Değişkenleri :

$$\hat{X}_3 = 10^{-5} X_3 \Rightarrow X_3 = 10^5 \hat{X}_3$$

$$\hat{X}_4 = 10^{-5} X_4 \Rightarrow X_4 = 10^5 \hat{X}_4$$

$$\hat{X}_3 = 10^{-5} \dot{X}_3 \Rightarrow \dot{X}_3 = 10^5 \hat{X}_3$$

$$\hat{X}_4 = 10^{-5} \dot{X}_4 \Rightarrow \dot{X}_4 = 10^5 \hat{X}_4$$

Debi İfadeleri :

$$\hat{Q}_1 = 10^3 Q_1 \Rightarrow Q_1 = 10^{-3} \hat{Q}_1$$

$$\hat{Q}_2 = 10^3 Q_2 \Rightarrow Q_2 = 10^{-3} \hat{Q}_2$$

Bu modelde durum değişkenleri :

$X_3 = P_1$  ,  $X_4 = P_2$  yerine  $\hat{X}_3 = \hat{P}_1$  ,  $\hat{X}_4 = \hat{P}_2$  olmaktadır.

(3.38) denklemlerinde bu değişikliği yaptığımızda durum denklemleri aşağıdaki gibi elde edilir.  $\hat{Q}_1$  ve  $\hat{Q}_2$  ( lt/sn ) ,  $\hat{X}_3$  ,  $\hat{X}_4$  ( bar ) cinsinden alınacaktır.

$$\hat{X}_1 = X_2$$

$$\hat{X}_2 = (10^5 \hat{X}_3 A_1 - 10^5 \hat{X}_4 - f_v X_2 - F) / M$$

$$\hat{X}_3 = \frac{\beta \cdot 10^{-5}}{A_1 X_1} (10^{-3} \hat{Q}_1 - A_1 X_2) \quad (3.39)$$

$$\hat{X}_4 = \frac{\beta \cdot 10^{-5}}{A_2 (L - X_1)} (A_2 X_2 - 10^{-3} \hat{Q}_2)$$

( 3.39 ) modelinde sayısal değerleri yerine koyduğumuzda aşağıdaki gibi katsayılar arasındaki mertebe farkı ortadan kaldırılmıştır.

$$\hat{X}_1 = X_2$$

$$\hat{X}_2 = 2,512 \hat{X}_3 - 1,884 \hat{X}_4 - 40 X_2$$

$$\hat{X}_3 = \frac{1,4 \times 10^4}{1,256 \times 10^{-3} X_1} (10^{-3} \hat{Q}_1 - 1,256 \times 10^{-3} X_2) \quad (3.40)$$

$$\hat{X}_4 = \frac{1,4 \times 10^4}{9,42 \times 10^{-4} (S_L - X_1)} (9,42 \times 10^{-4} X_2 - 10^{-3} \hat{Q}_2)$$

## 4. HİDROLİK SİSTEMİN SİMÜLASYONU

### 4.1 Simülasyon Çalışması

Simülasyon çalışmasında MATLAB yazılım programı kullanılmıştır. Hidrolik sistemin Bölüm 3'de matematik modeline bağlı olarak elde edilen durum denklemleri, MATLAB yazılım programında bulunan ode45 çözüm yöntemi kullanılarak MATLAB programlama dili ile simülasyonu gerçekleştirilmiştir.

MATLAB ODE çözüm fonksiyonları belirgin Runge-Kutta (4,5) formülü, Dormand-Prince çiftine dayanır ve sayısal integral alma yöntemlerini yerine getirirler. Bu fonksiyonlar başlangıç koşulları ile bir başlangıç zamanından başlayıp, zaman aralığı boyunca adım adım ilerleyerek her bir zaman adımında bir çözüm hesaplarlar. Eğer bir zaman adımında elde edilen çözüm fonksiyonun hata tolerans ölçütünü karşılırsa bu başarılı bir adımdır. Aksi takdirde bu bir başarısız deneme kabul edilir ve fonksiyon adım boyunu kısaltarak tekrar deneme yapar. (Güneş ve Yıldız,1997;Mathworks,1999;Yüksel,2000)

Simülasyon çevriminin her adımında hesaplanan konum , hız, basınç değerleri dizilere kaydedilmiş ve simülasyon süresince hesaplanan değerlerin grafikleri çizdirilmiştir. Simülasyon programının, program metni Ek A'da verilmiştir. Oluşturulan hidrolik sistem programı açık çevrim ve PD kontrol algoritmali çevrim olarak iki ayrı şekilde gerçekleştirilmiştir. Sistemin simülasyonunda her çevrim için esas olarak Çizelge 4.1 ve 4.2'deki değerler alınmıştır. Simülasyonda kullanılan ( $\psi$ ), maksimum açıklığın % 1'i olarak alınmıştır.(Becan vd.,1998)

Çizelge 4.1 Hidrolik sistem sabitleri

M (kg)	F(kg)	P <sub>s</sub> (bar)	$\beta$ (N/m <sup>2</sup> )	y <sub>ref</sub> (m)	f <sub>v</sub> (Nsn/m)	Valf(lt/dk)	Silindir
50	0	75	1.4x10 <sup>9</sup>	0.15	2000	80	40/20

Çizelge 4.2 Simülasyonda kullanılan valf sabitleri

k <sub>1</sub> ( lt / s $\sqrt{\text{bar}}$ )	k <sub>2</sub> ( lt / s $\sqrt{\text{bar}}$ )	k <sub>3</sub> ( lt / s $\sqrt{\text{bar}}$ )	k <sub>4</sub> ( lt / s $\sqrt{\text{bar}}$ )
0.55	0.55	0.57	0.45

## 4.2 Başlangıç Şartlarının Saptanması

Sistemin başlangıç değerleri olarak  $X_1(0) = 0.1$  m ve  $X_2(0) = 0$  m/sn kabul edilmiştir. Başlangıç değişimleri için ise, sistemin, başlangıç konumunda dengede olduğu varsayılmıştır. Buna göre ( 3.28 ) denkleminde (  $\dot{y}(0) = 0$  ve  $\ddot{y}(0) = 0$  ) ifadeleri yerine konulduğunda ( 4.1 ) eşitliği elde edilir.

$$F = P_1 A_1 - P_2 A_2 \quad (4.1)$$

Debi ifadeleri de şu şekilde ifade edilir.

$$Q_1 = 0 ; Q_2 = 0 \Rightarrow Q_g = Q_{\text{kaçak}} \quad (4.2)$$

( 4.2 ) eşitliğinden ( 4.3 ) ve ( 4.4 ) ifadelerine geçilebilir.

$$k_1(\varepsilon + \psi)\sqrt{P_s - P_1} = k_2(\varepsilon + \psi)\sqrt{P_2 - P_t} = 0 \quad (4.3)$$

$$P_s - P_1 = P_2 - P_t \quad (4.4)$$

$P_t = 0$  kabul edildiği için aşağıdaki başlangıç değerlerin ifadeleri çıkartılır.

$$P_1(0) = X_3(0) = P_s - P_2 \quad (4.5)$$

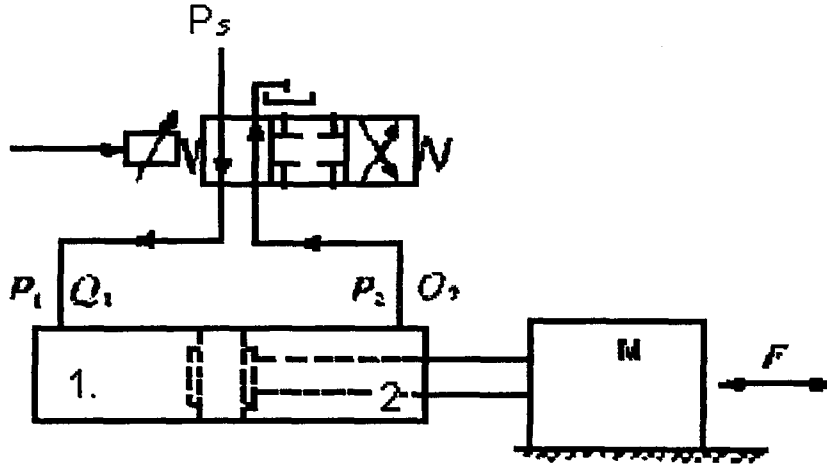
$$P_2(0) = X_4(0) = \frac{P_s A_1}{A_1 + A_2} \quad (4.6)$$

## 4.3 Hidrolik Sistemin Açık Çevrimi

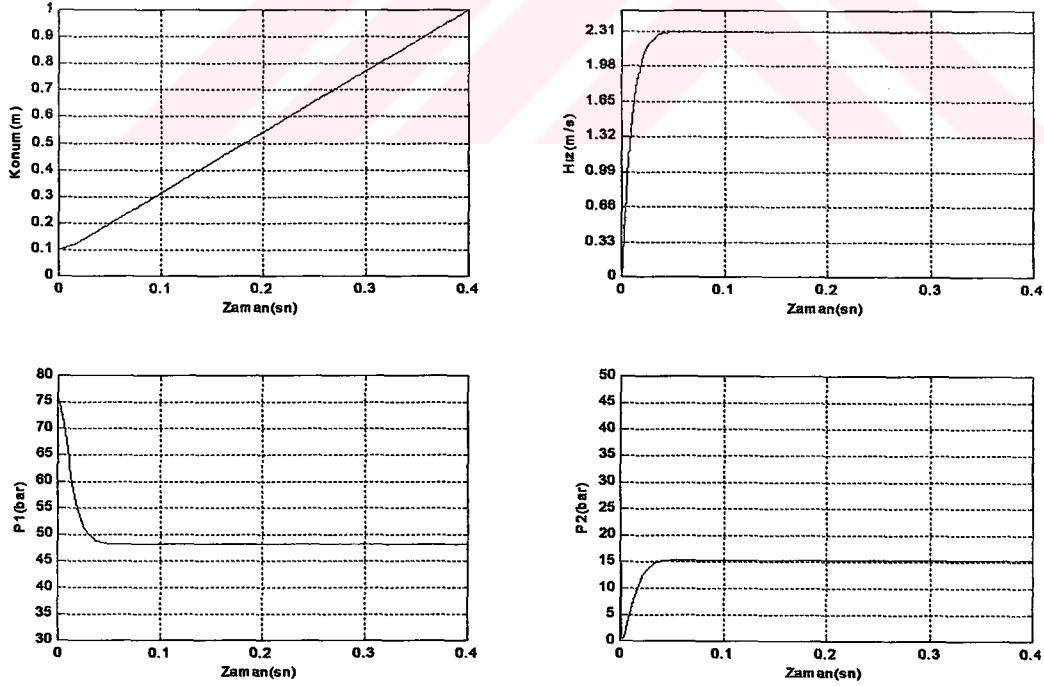
Hidrolik sistemin açık çevriminde, hareket ilk konum değerinden silindirin strok uzunluğu ( $S_L$ )'e göre ileri veya geri olarak hareketine devam eder. Bu süre boyunca silindir hareket miktarının ölçümü ve düzeltilmesini sağlayan organlar bulunmaz.

### 4.3.1 $\varepsilon \geq \psi$ için hidrolik sistemin açık çevrimi

Şekil 4.1'de görüldüğü gibi, besleme basıncı (  $P_s$  ) silindirin 1. tarafına , silindirin 2. tarafı tanka bağlıdır. Diğer bir ifadeyle silindir ileri yönde hareket etmektedir. Şekil 4.1'de fiziksel modeli gösterilen hidrolik sistemin dinamik davranış cevap eğrileri Şekil 4.2 'de verilmiştir.

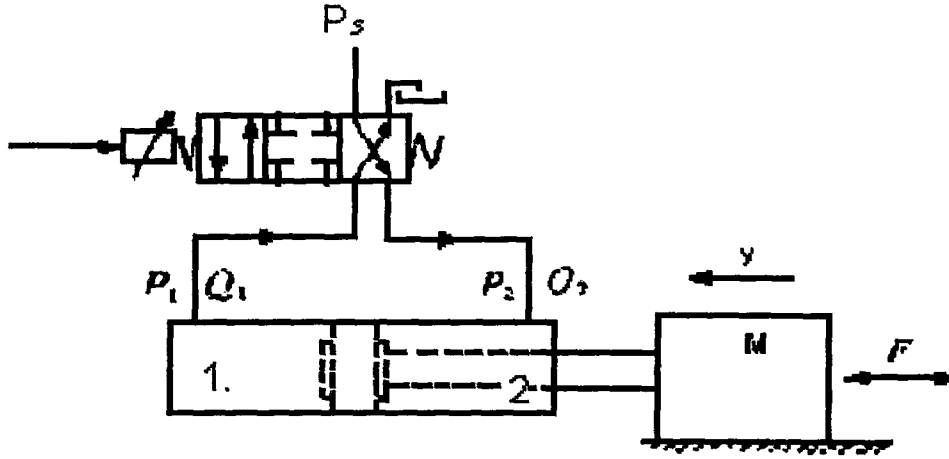


Şekil 4.1  $\epsilon \geq \psi$  için hidrolik sistemin açık çevrim fiziksel modeli



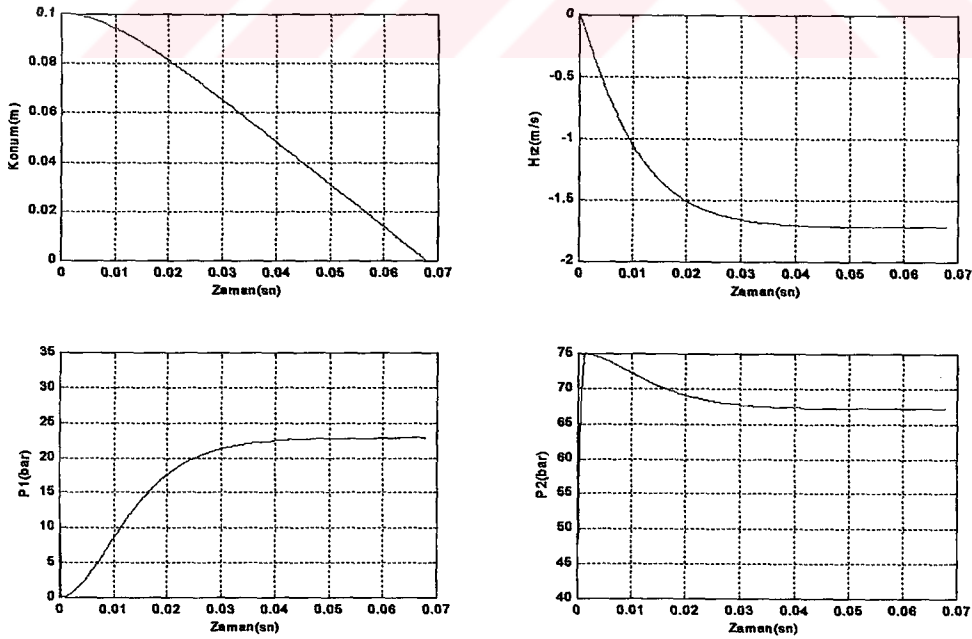
Şekil 4.2  $\epsilon \geq \psi$  için hidrolik sistemin açık çevrim cevapları

### 4.3.2 $\varepsilon \leq -\psi$ için hidrolik sistemin açık çevrimi



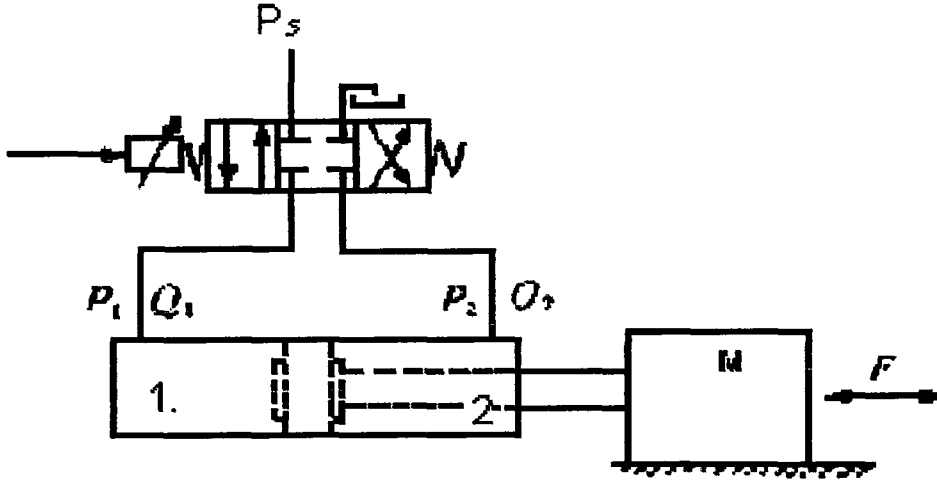
Şekil 4.3  $\varepsilon \leq -\psi$  için hidrolik sistemin açık çevrim fiziksel modeli

Bu durumda, besleme basıncı ( $P_s$ ) silindirin 2. tarafına, silindirin 1. tarafı tanka bağlıdır yani silindir geri yönde hareket etmektedir. Şekil 4.4'de valfin bu konumu için hidrolik sistemin dinamik davranış eğrileri verilmiştir.



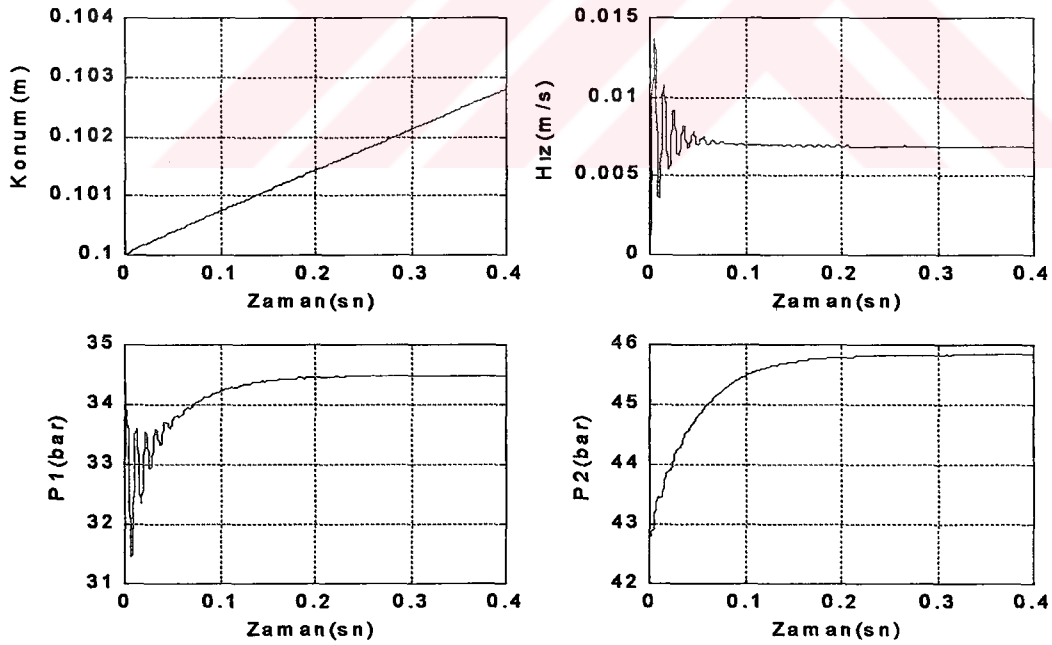
Şekil 4.4  $\varepsilon \leq -\psi$  için hidrolik sistemin açık çevrim cevapları

### 4.3.3 - $\psi < \varepsilon < \psi$ için hidrolik sistemin açık çevrimi



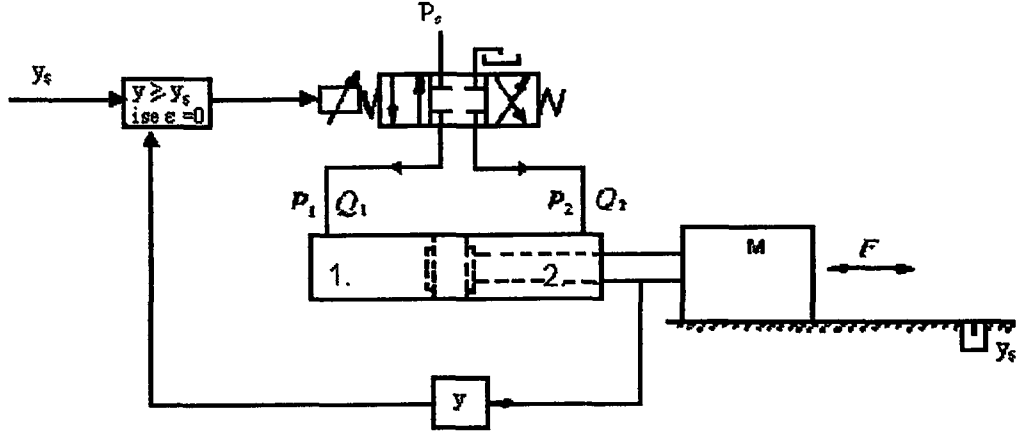
Şekil 4.5 -  $\psi < \varepsilon < \psi$  için hidrolik sistemin açık çevrim fiziksel modeli

Bu durumda valf orta konumdadır ,dolayısıyla sadece sızıntı debileri vardır. Bu debilerden kaynaklanan hidrolik sistem dinamik davranışları Şekil 4.6'da gösterilmiştir.



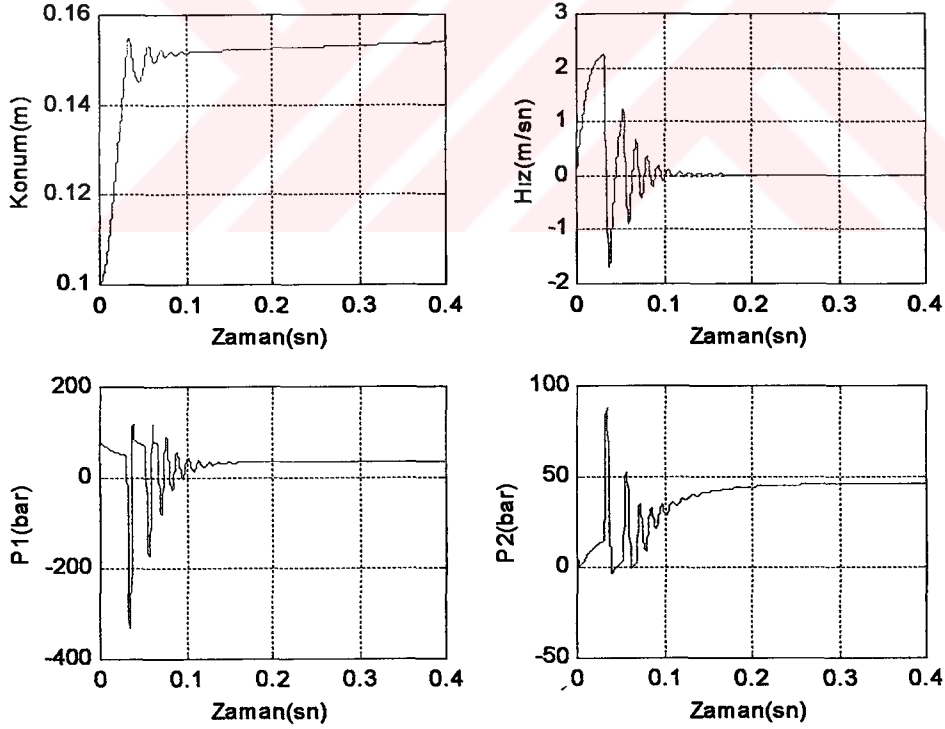
Şekil 4.6 -  $\psi < \varepsilon < \psi$  için hidrolik sistemin açık çevrim cevapları

#### 4.4 Hidrolik Sistemin Açık Çevrim Konum Kontrolü



Şekil 4.7 Hidrolik sistemin açık çevrim konum kontrolünün fiziksel modeli

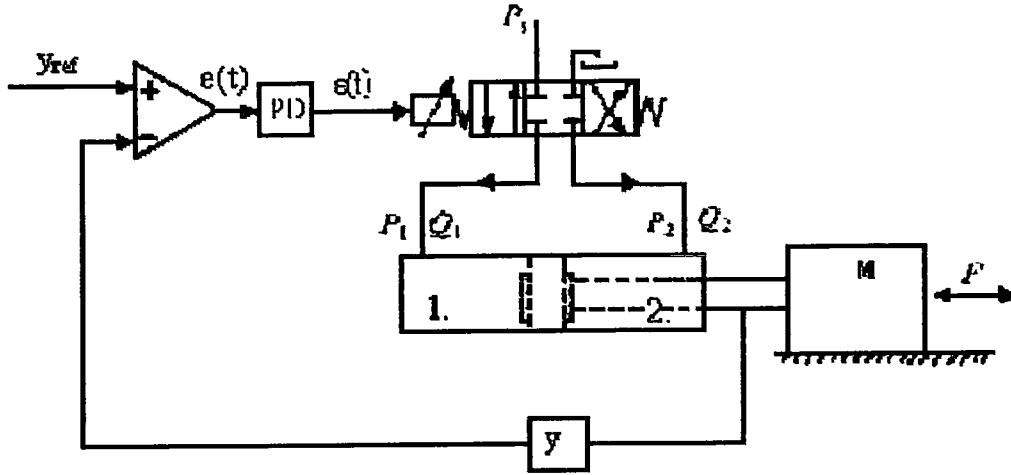
Hidrolik sistem ileriye doğru hareketi ( $y$ ), bir sınır şalter ile sonlandırılmaktadır. Eğer sınır şalter ikaz alırsa kumanda değeri ( $\varepsilon$ ) sifira eşitlenerek valf kapatılır. Hidrolik sistemin bu durumdaki dinamik davranış eğrileri Şekil 4.8’de verilmiştir.



Şekil 4.8 Hidrolik sistemin açık çevrimde konumlandırma cevapları



#### 4.5 Hidrolik Sistemin PD Algoritmali Konum Kontrolü



Şekil 4.9 Hidrolik sistemin PD algoritmali fiziksel modeli

Şekil 4.9'da gösterilmiş olan hidrolik sistemde , referans değerde konumlanması istenilen hidrolik silindir pistonun hareketinden çıkan sonuç değeri sürekli ölçülür ve referans değer ile karşılaştırılır.Eğer arada bir fark varsa kontrol organları vasıtasıyla yeni bir giriş sinyali üretilerek tekrar gönderilir.Bu durum referans değer ile ölçülen değer aynı oluncaya kadar devam eder.

PD ( Orantı + Diferansiyel ) kontrol organının cevabı şu şekildedir.(Özdaş vd.,1988)

$$m(t) = K \cdot e(t) + K \cdot \tau_d \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (4.7)$$

$$e(t) = y_{ref} - y \quad (4.8)$$

$$\dot{e}(t) = \dot{y}_{ref} - \dot{y} \quad (4.9)$$

Buna göre PD etkili kontrol ifadesi ( 4.10 ) eşitliği gibi yazılabilir.

$$\varepsilon(t) = K \cdot e(t) - K \cdot \tau_d \cdot \dot{y} \quad (4.10)$$

Burada ( K ) oransal kazanç , (  $\tau_d$  ) diferansiyel zaman , ( e(t) ) hata değeri, (  $y_{ref}$  ) referans değer , ( y ) ölçülen değer , (  $\varepsilon$  ) kumanda olarak gösterilmiştir.

( K ) ve (  $\tau_d$  ) katsayıları Ziegler – Nichols sürekli titreşim yöntemleri ile elde edilmiştir.

#### 4.5.1 Sürekli Titreşim Metodu

Bu metod Ziegler ve Nichols isimli iki araştırmacı tarafından geliştirilmiştir. Bu metodun esası kapalı çevrimli kontrol sistemini sadece orantı kazancı ile deneye tabi tutmaktır. İntegral zamanı sonsuza ayarlanır. ( $\tau_i = \infty$ ), diferansiyel zaman sıfıra ayarlanır ( $\tau_d = 0$ ), böylece kontrol organı üzerinde sadece oransal etki kalır. (Özdaş vd.,1988)

( $K$ ) kazanç değerleri değiştirilerek deney birkaç defa tekrarlanır. Sürekli titreşim yapan cevap eğrisini veren ( $K$ ) değerine ( $K_{max}$ ) denir. Bu durumdaki titreşim periyoduna ( $P_u$ ) denir.

Çeşitli kontrol organ tiplerinde çoğunlukla 1 / 4 genlik oranı ölçütünü sağlayan ayar değerleri ( $K_{max}$ ) ve ( $P_u$ )'ya bağlı olarak verilmiştir.

Çizelge 4.3 Ziegler – Nichols titreşim yöntemine göre kontrol organı ayar değerleri

Kontrol Türü	K (Orantı Kazancı)	$\tau_i$ (İntegral Zaman)	$\tau_d$ (Dif. Zaman)
Oransal (P) Kontrol Organı	$0.5 K_{max}$	—	—
Oransal+İntegral (PI) Kontrol Organı	$0.45 K_{max}$	$\tau_i = P_u / 1.2$	—
Oransal+Diferansiyel (PD) Kontrol Organı	$0.6 K_{max}$	—	$\tau_d = P_u / 8$
Oransal+İntegral+Diferan. (PD) Kontrol Organı	$0.6 K_{max}$	$\tau_i = P_u / 2$	$\tau_d = P_u / 8$

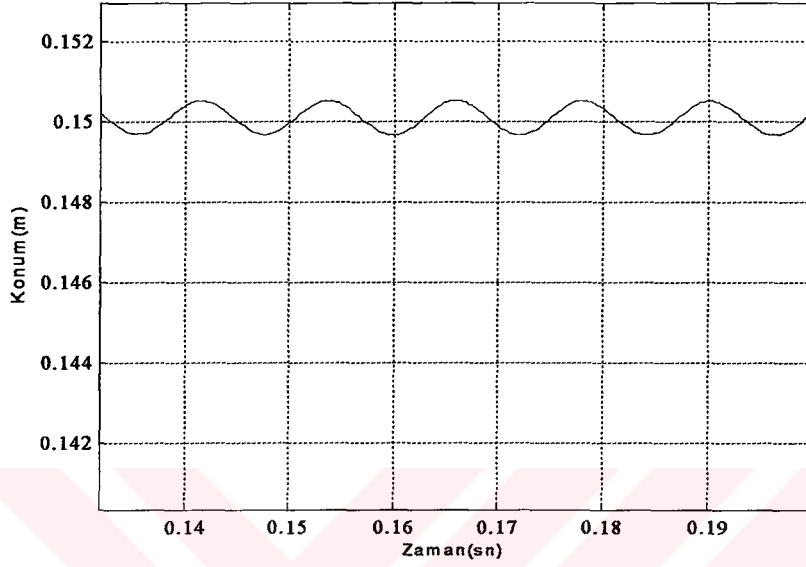
#### 4.5.2 PD Kontrol Organının Ayar Değerlerinin Belirlenmesi

Ziegler – Nichols sürekli titreşim metodu ile kontrol organının ayar değerlerinin belirlenmesinde 4.5.1'de anlatılan kurallara uygun olarak ( $\tau_d = 0$ ) ve cevap eğrisinin sürekli titreşim yapan değeri  $K = 32$  olarak bulunmuştur. Buradan sürekli titreşim periyodu  $P_u = 0.0110$  s olarak ölçülmüştür. Buradan Çizelge 4.1'den hareketle ;

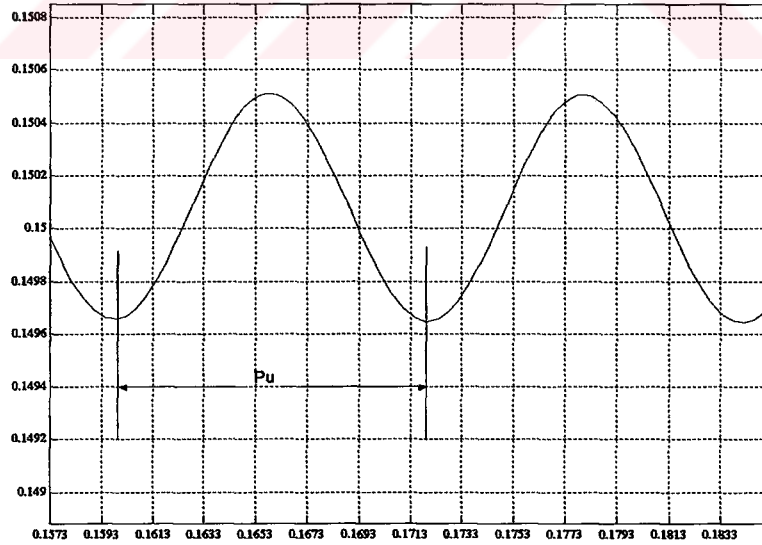
$K = 0.6K_{max} = 19.2$  ve  $\tau_d = P_u / 8 = 0.0014$  olarak bulunur.

Bu metodla bulunan ( $K$ ) ve ( $\tau_d$ ) değerleri başlangıç değerleri olarak kabul edilir. Ele

aldığımız sistemin cevabı bulduğumuz bu değerler ile titreşimlidir. Bu durumda (  $K$  ) ve (  $\tau_d$  )'nin değerleri değiştirilmiş ve sistemin optimum cevap verdiği değerler  $K=18$  ve  $\tau_d=0.0014$  kabul edilmiştir.

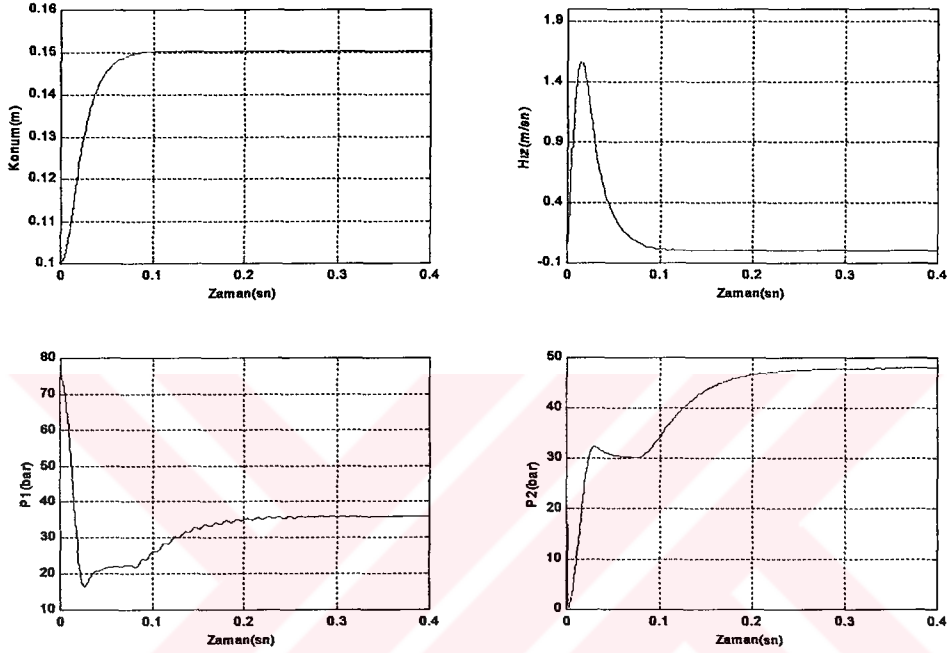


Şekil 4.8 Sistemin sürekli titreşim cevabı (  $K=32$  ve  $\tau_d=0$  )



Şekil 4.9 Titreşim periyodu  $P_u$  (  $K=32$  ,  $\tau_d=0$  )

PI kontrol organı için tavsiye edilen kazanç değeri, sadece oransal kontrol için tavsiye edilenden %10 daha küçüktür. Bunun nedeni, integral etkisinin sisteme faz gecikmesi getirerek kararlılığı azaltmasıdır. Buna karşılık I kaba hatayı sıfır yapar. Çok yüksek alındığında ise salımlara neden olur. Diferansiyel etki sisteme faz telafisi getirir , kararlı hale gelmesine yardımcı olur.



Şekil 4.10 Hidrolik sistemin PD algoritmalı çevrim cevapları

## 5. SONUÇ VE GELECEKTEKİ ÇALIŞMALAR

Bu çalışmada , dört yollu üç konumlu oransal valf ve hidrolik silindirden oluşan sistemin matematik modeli oluşturularak P-III 800 MHz işlemcili kişisel bir bilgisayarda bu sistemin dinamik davranışlarının simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Sistem modelinin gerçeğe yakın olması için akışkanın sıkıştırılabilirliği ve viskoz sürtünme etkileri modellemede dikkate alınmıştır.

Sistemde ilk olarak açık çevrimde valfin farklı konumları için dinamik özelliklerin değişimi incelenmiştir. Sistemin cevabı ,valfin orta konumunda oldukça değişkendir.

Hidrolik sistem açık çevrimde bir sınır şalter yardımıyla istenilen referans değerinde konumlandırma gerçekleştirilmiştir. Ancak referans değere göre konumlandırmada %1 hata ile yaklaşık olarak 0.152 m'de sabitlendiği görülmüştür. Hız ve basınç değişimleri değişken olduğu gözlenmiştir. Açık çevrimde bu değerlerin çok yüksek olması normaldir. Uygulamada antişok ve antikavitasyon valfleri kullanılarak ve valf açılma ve kapanma süreleri kontrol edilerek bu basınç dalgalanmaları minimize edilmektedir.

Son olarak sisteme PD algoritmali kontrol organı uygulanarak konum kontrolü sağlanmıştır. Kontrol katsayıları Ziegler - Nichols sürekli titreşimler metodu kullanılarak elde edilmiştir. Hidrolik sistem referans değerde sürekli kontrolü sağlanmıştır.

Hidrolik sistemler, günümüzde simülasyon sehpaları veya dinamik üretim hatları gibi oldukça yüksek frekansa sahip salınımlı sistemlerde kullanılmaktadır. Bu sistem üzerinde gelecekte yapılması gereken çalışmalar aşağıdaki gibi olabilir.

- Performans arttırımı (Hızlar , ivmeler),
- Kontrol algoritmalarının ekonomikleştirilmesi (viskoz sönüm elemanları ve/veya çeşitli valfler yardımıyla),
- Kompozit sızdırmazlık elemanlarına ve mekanik sistem konstrüksiyonuna ait gerçek parametrelerin de hidrolik sistem modellerine dahil edilmesi.

**KAYNAKLAR**

Becan R.M.,Kuzucu A.,Kutlu K.,(1998), “Hidrolik Konum Kontrol Sistemlerinin Gerçeğe Yakın Benzetimi” , Tr. J. Of Engineering Environmental Sciences, 22 (1998) 125-130 Tübitak

Blacklin N.,Helsby N.,Rayment A.,Zervas B., (1994) “Principles of Propotional Valves”, Vickers Systems Division, Trinova Ltd. Havant (UK).

EspositoA.,(1994), “Fluid Power with Application”, Prentice Hall International Editions (UK) Ltd.

Bilodeau G., Papadopoulos E.,(1997) “Experiments on a High Performance Hydraulic Manipulator Joint: Modelling for Control,” Proceedings of the 1997 International Symposium on Experimental Robotics (ISER '97), Barcelona, Spain, June 1997.

Güneş A.,Yıldız K., (1997), “MATLAB for Windows”, Matematik ve Grafik Programlama Dili, Türkmen Kitabevi, İstanbul.

Habibi S.,Goldenberg A.,(2000), “Design of a New High-Performance ElectroHydraulic Actuator”, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol.5, No.2, June 2000

İstif İ.,(1995), “Elektrohidrolik Bir Servo Sistemin Simülasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü.

Karacan İ.,(1989), “Hidrolik+Pnömatik”, Bizim Büro Basımevi, Ankara

Kutlu K., (1988) ,“Hidrolik Sistemlerde İkili Konum Kontrolü ve Mikroişlemci Uygulaması”, Doktora Tezi , İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü.

Kuzucu A.,(2001) , “Fluid Power Control” ,Ders Notları

McCloy D.,Martin H.R.(1980) “Control of Fluid Power, Analysis and Design” , Ellis Horwood Limited

Ogata K.,(1990), “Modern Control Engineering” , Prentice Hall International Editions (UK) Ltd.

Özcan F.,(1982), “Hidrolik Akışkan Gücü”, Mert Eğitim Yayınları, Mert Teknik Fabrika Malzemeleri Ticaret ve Sanayi A.Ş.

Özdaş M.N.,Dinibütün A.T.,Kuzucu A.,(1988) “Otomatik Kontrol” , İ.T.Ü Matbaası Gümüşsuyu

Pincshes J.M.,Ashby J.G.,(1994), “Güç Hidroliği” ,Prentice-Hall,International (UK) Ltd.

Schmitt A.,(1992), “Endüstriyel Hidrolik Eğitimi” , Yağ Hidroliği Eğitim ve Danışma Kitabı, Mannesman Rexroth GmbH.

Svensson H.,Andersson J.,Rydberg K.E.,(1999), “Modelling of Losses and Temperature Calculations in Fluid Power Systems”

The Mathworks Inc.,(1999), “Using MATLAB”,Version 5.3, www.mathworks.com.

Watton J.,(1989) “Fluid Power Systems, Modelling, Simulation, Analog and Microcomputer Control”. Printice-Hall International (UK) Ltd.

Yao B.,Bu F.,Reedy J.,Chiu G.,(2000), "Adaptive robust Motion Control of Single-Rod Hydraulic Actuators: Theory and Experiments",IEEE/ASME Transaction on Mechatronics,Vol.5,No.1,March 2000

Yüksel İ.,(2000), "MATLAB ile Mühendislik Sistemlerin Analizi ve Çözümü", Vipaş İnş Tur. Eğt.A.Ş.,Bursa



**EKLER**

Ek 1 Hidrolik sistemin simülasyon programı





## Ek 1 Hidrolik Sistemin Simülasyon Programı

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%                               %%
%%          HİDROLİK SİSTEMİN AÇIK ÇEVİRİM          %%
%%          İÇİN SİMÜLASYONU                          %%
%%          %%                                         %%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```
function dx=dx5(t,x)
```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%                               %%
%%          SİSTEM DATALARI                          %%
%%          %%                                         %%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```
% Valf Debi Sabitleri
```

```
k1=0.55;
```

```
k2=0.55;
```

```
k3=0.57;
```

```
k4=0.45;
```

```
d1=0.01;
```

```
% Sistem Parametreleri
```

```
ps=75; % Ps=Besleme basıncı .....[bar]
```

```
pt=0; % Pt=Tank basıncı .....[bar]
```

```
f=0; % .....[N]
```

```
m=50; % Kütle .....[kg]
```

```
fv=2000; % fv= Viskoz sürtünme katsayısı .....[N.sn/m]
```

```
d1=0.04; % silindirin 1.tarafındaki piston çapı .....[m]
```

```
d2=0.02; % silindirin 2.tarafındaki piston çapı .....[m]
```

```
S=1; % strok uzunluğu.....[m]
```

```
b=1.4e09; % Hacimsel esneklik modülü .....[N/m2]
```

```
a1=(pi*(d1.^2))/4; % A1= silindirin 1. tarafındaki piston alanı.. [m2]
```

```
a2=(pi*(d1.^2-d2.^2))/4;% A2= silindirin 2. tarafındaki piston alanı.. [m2]
```

```
a=a2/a1;
```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%                               %%
%%          DEBİ DENKLEMLERİ                          %%
%%          %%                                         %%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```
if (uv<=d1 & uv>=-d1)
```

```
q1=k1*(d1+uv)*sign(ps-x(3))*sqrt(sign(ps-x(3))*(ps-x(3)))+k4*(uv-d1)*...
sign(x(3)-pt)*sqrt(sign(x(4)-pt)*(x(3)-pt));
```

```
q2=k2*(d1+uv)*sign(x(4)-pt)*sqrt(sign(x(4)-pt)*(x(4)-pt))+k3*(uv-d1)*...
sign(ps-x(4))*sqrt(sign(ps-x(4))*(ps-x(4)));
```

```
end
```

```
if uv>=d1
```

```

q1=k1*(uv+d1)*sign(ps-x(3))*sqrt(sign(ps-x(3))*(ps-x(3)));
q2=k2*(d1+uv)*sign(x(2)-pt)*sqrt(sign(x(4)-pt)*(x(4)-pt));
end

```

```

if uv<=-d1

```

```

    q1=k4*(uv-d1)*sign(x(3)-pt)*sqrt(sign(x(3)-pt)*(x(3)-pt));
    q2=k3*(uv-d1)*sign(ps-x(2))*sqrt(sign(ps-x(4))*(ps-x(4)));

```

```

end

```

```

end

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%                               DURUM DENKLEMLERİ                               %
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```

dx(1,1)=x(2);

```

```

dx(2,1)=((-bv/m)*x(2))+((a1*10000/m)*(x(3)))-((10000*a2/m)*x(4))-f/m;

```

```

dx(3,1)=(b*0.00001)/(x(2)*a1)*(0.001*q1-a1*x(2));

```

```

dx(4,1)=(b*0.00001)/((1-x(1))*a2)*(x(2)*a2-0.001*q2);

```





```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%%
%% HİDROLİK SİSTEMİN AÇIK ÇEVİRİM
%% KONUM KONTROLÜ
%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```
function dx=dx5(t,x)
```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%%
%% SİSTEM DATALARI
%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```
% Valf Debi Sabitleri
```

```
k1=0.55;
```

```
k2=0.55;
```

```
k3=0.57;
```

```
k4=0.45;
```

```
d1=0.01;
```

```
% Sistem Parametreleri
```

```

ps=75;      % Ps=Besleme basıncı .....[bar]
pt=0;      % Pt=Tank basıncı .....[bar]
f=0;       % .....[N]
m=50;      % Kütle .....[kg]
fv=2000;   % fv= viskoz sürtünme katsayısı .....[N.sn/m]
d1=0.04;   % Silindirin 1.tarafındaki piston çapı .....[m]
d2=0.02;   % Silindirin 2.tarafındaki piston çapı .....[m]
s=1;       % Strok uzunluğu.....[m]
b=1.4e09;  % Hacimsel esneklik modülü .....[N/m2]
a1=(pi*(d1.^2))/4;      % A1= silindirin 1. tarafındaki piston alanı.. [m2]
a2=(pi*(d1.^2-d2.^2))/4;% A2= silindirin 2. tarafındaki piston alanı.. [m2]
a=a2/a1;

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%%
%% AÇIK ÇEVİRİM KONTROLÜ
%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```
% Kontrol Parametreleri
```

```
yref=0.15;
```

```
uv=1;
```

```
if x(1)>=0.15
```

```
uv=0
```

```
end
```







DEBİ DENKLEMLERİ

if (uv<=d1 & uv>=-d1)

q1=k1\*(d1+uv)\*sign(ps-x(3))\*sqrt(sign(ps-x(3))\*(ps-x(3)))+k4\*(uv-d1)\*...  
sign(x(3)-pt)\*sqrt(sign(x(3)-pt)\*(x(3)-pt));

q2=k2\*(d1+uv)\*sign(x(4)-pt)\*sqrt(sign(x(4)-pt)\*(x(4)-pt))+k3\*(uv-d1)\*...  
sign(ps-x(4))\*sqrt(sign(ps-x(4))\*(ps-x(4)));

end

if uv>=d1

q1=k1\*(uv+d1)\*sign(ps-x(3))\*sqrt(sign(ps-x(3))\*(ps-x(3)));

q2=k2\*(d1+uv)\*sign(x(3)-pt)\*sqrt(sign(x(4)-pt)\*(x(4)-pt));

end

if uv<=-d1

q1=k4\*(uv-d1)\*sign(x(3)-pt)\*sqrt(sign(x(3)-pt)\*(x(3)-pt));

q2=k3\*(uv-d1)\*sign(ps-x(4))\*sqrt(sign(ps-x(4))\*(ps-x(4)));

end

DURUM DENKLEMLERİ

dx(1,1)=x(2);

dx(2,1)=((-bv/m)\*x(2))+((a1\*100000/m)\*(x(3)))-((100000\*a2/m)\*x(4))-f/m;

dx(3,1)=((b\*0.00001)/(x(1)\*a1))\*(0.001\*q1-a1\*x(2));

dx(4,1)=((b\*0.00001)/((1-x(1))\*a2))\*(x(2)\*a2-0.001\*q2);





**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi	28.04.1977	
Doğum yeri	Çivril / Denizli	
Lise	1991-1994	Çivril Lisesi
Lisans	1994-1999	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fak. Gemi İnş. Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	1999-2001	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Enerji Programı

**Çalıştığı kurum(lar)**

1999-.....	Yıldız Teknik Üniversitesi ,Makina Müh. Bölümü Hidrolik ve Hidromekanik Anabilim Dalı Araştırma Görevlisi
------------	---