

Gazi Üniversitesi Yayın No.

---

Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Yayın No.

***AKIŞKAN GÜCÜ***  
***KONTROLU TEORİSİ***

**Prof. Dr. Yücel ERCAN**

ANKARA-1995

*Meral, Bilge ve Tolga'ya*

## ÖNSÖZ

Akışkan gücü kontrol elemanları ve bunların uygulamalarıyla ilgili olarak, gerek akademik çevreler, gerek firmalar tarafından hazırlanmış çeşitli Türkçe eğitim kitapları ülkemizde halen kullanılmaktadır. Bu kitabın amacı ise konunun bu kitaplarda pek değinilmeyen teorik yanını öne çıkararak, ileri uygulamalar için gerekli olan analiz yöntemlerini okuyucuya sunmaktır.

Kitabın kapsamı ve düzeyi makina mühendisliği dördüncü sınıf, ya da yüksek lisans öğrencilerine uygun olarak düzenlenmiştir. İlk beş bölümün izlenebilmesi için öğrencinin temel akışkanlar mekaniği bilgisine sahip olması, altı ve sonraki bölümler için ise temel sistem dinamiği ve otomatik kontrol derslerinin daha önceden alınmış olması gerekmektedir.

Akışkan gücü kontrolünün teorisi konusunda üniversitelerimizde ve meslek camiasında hissedilen kaynak eksikliğinin bu kitapla biraz olsun kapatılması benim için en büyük mutluluk kaynağı olacaktır.

*YÜCEL ERCAN*

*Ocak 1995, Ankara*

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
<b>Bölüm 1 : GİRİŞ</b>	1
<b>Bölüm 2 : VALFLA KONTROL</b>	3
2.1 İki Yollu Valfla Kontrol	3
2.2 Üç Yollu Valfla Kontrol	4
2.3 Dört Yollu Valfla Kontrol	5
2.4 Orifis Yapıları	6
2.5 Valf Yapıları	7
<b>Bölüm 3 : HİDROLİK VALFLARIN KARAKTERİSTİK EĞRİLERİ</b>	9
3.1 Orifis Akış Denklemi	9
3.2 Valfların Akış Devreleri	10
3.2.1 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	11
3.2.2 Seri Devre	11
3.2.3 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	12
3.2.4 Bir Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	12
3.2.5 İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi	13
3.2.6 Bir Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi	13
3.2.7 İki-Yollu Valfın Akış Devresi	14
3.3 Sabit Basıncıta Çalışan Hidrolik Valfların Karakteristik Eğrileri	14
3.3.1 Seri Devre	14
3.3.2 Kapalı Merkezli 3-Yollu Valf	16
3.3.3 Sabit Kollu Yarım Köprü Devresi	19
3.3.4 İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi	21
3.3.5 Bir Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi	24
3.3.6 Bir Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	27
3.3.7 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	30
3.3.8 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	33

	<u>Sayfa</u>
3.4 Sabit Debili Kaynakla Çalışan Hidrolik Valfların Karakteristik Eğrileri	36
3.4.1 Değişken Kollu 1/4 Köprü Devresi	36
3.4.2 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	39
3.4.3 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	42
<b>Bölüm 4 : PNÖMATİK VALFLARIN KARAKTERİSTİK EĞRİLERİ</b>	<b>45</b>
4.1 Bir Boyutlu Adyabatik İzentropik Akış	45
4.2 Sıkıştırılabilir Akışkanın Keskin Kenarlı Orifiste Akışı	46
4.3 Bir Orifisle Akış ve Hız Kontrolü	49
4.3.1 Akış Yukarısına Yerleştirilen Bir Orifisle Akış ve Hız Kontrolü	50
4.3.2 Akış Aşağısına Yerleştirilen Bir Orifisle Akış ve Hız Kontrolü	54
4.4 Bir Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi	59
4.5 İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi	64
4.6 Pnömatik Seri Devre	68
4.7 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	73
4.8 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	78
<b>Bölüm 5 : YÜKÜN TANIMLANMASI VE YÜKE UYGUN VALF SEÇİMİ</b>	<b>85</b>
5.1 Yükün Tanımlanması	85
5.2 Yükün Gerektirdiği Güç	89
5.3 Bir Kontrol Valfından Sağlanabilecek Güç	90
5.4 Yüke Uygun Valf Seçimi	94
<b>Bölüm 6 : VALFLARDAKİ ÇALIŞMA KUVVETLERİ</b>	<b>97</b>
6.1 Durağan Çalışma Kuvvetleri	98
6.1.1 Makaralı Valflarda Eksenel Kuvvetler	98
6.1.2 Makaralı Valflarda Lateral Kuvvetler	101
6.1.3 Kanat-Nozul Valflarında Kanada Uygulanan Kuvvetler	105
6.2 Valf Kararsızlığı ve Kararsızlık Yaratan Kuvvetler	109
6.2.1 Akış Kararsızlığı	110
6.2.2 Durağan Kuvvetlerin Sebep Olduğu Kararsızlıklar	110
6.2.3 Geçici Akış Kararsızlığı	114

	<u>Sayfa</u>
<b>Bölüm 7 : KONTROL VALFLARININ MODELLENMESİ VE GERİBESLEME YÖNTEMLERİYLE DAVRANIŞLARININ İYİLEŞTİRİLMESİ</b>	121
7.1 Lineerleştirilmiş Valf Karakteristiği	122
7.2 Yük Debisi	123
7.3 Kütle-Yay-Sönümleyici Yükünün Valfla Açık Çevrim Kontrolü	130
7.4 Mekanik Kol Geribeslemeli Valfla Kütle-Yay-Sönümleyici Yükünün Kontrolü	135
7.5 Kuvvet Geribeslemeli Valfla Kütle-Yay-Sönümleyici Yükünün Kontrolü	138
7.6 Yük Basıncı Geribeslemeli Valfla Kontrol	143
7.7 Dinamik Yük Basıncı Geribeslemeli Valfla Kontrol	152
7.8 Kuvvet, Yük Basıncı ve Dinamik Yük Basıncı Geribeslemeli Valfların Statik ve Dinamik Davranışlarının Karşılaştırması	159
<b>Bölüm 8 : KAPALI ÇEVİRİM ELEKTROHİDROLİK KONTROL</b>	161
8.1 Analog Elektrohidrolik Kontrol	162
8.1.1 Servo Yükselteçler	162
8.1.2 Elektrohidrolik Servovalflar	163
8.1.2.1 Tork ve Kuvvet Motorları	164
8.1.2.2 Akış Kontrol Valfi	165
8.1.2.3 Elektrohidrolik Servovalfların Düşük Mertebeli Modelleri	166
8.1.3 Geribesleme Transdüserleri	166
8.1.4 Elektrohidrolik Konum ve Hız Kontrolü	168
8.2 Sayısal Elektrohidrolik Kontrol	170
8.2.1 Elektrohidrolik Servo Sistemlerinde Bilgisayar Kullanımı	170
8.2.2 Örnek Data Sistemlerinin Analizleri	172
8.2.3 Sayısal Elektrohidrolik Servo Sistemlerinin Analizleri	180
<b>ÖNERİLEN DİĞER KAYNAKLAR</b>	185
<b>PROBLEMLER</b>	187
<b>İNDEKS</b>	233

# *Bölüm 1*

## *GİRİŞ*

Hidrolik ve pnömatik sistemleri içine alan akışkan gücü kontrol sistemleri, yüksek güç gerektiren kontrol uygulamalarının ayrılmaz bir parçası haline gelmiştir. Akışkan gücü kontrol sistemlerinde, kontrol edilen yüke küçük birimler kullanılarak büyük güçler aktarılabilen ve bu güç valfler sayesinde kolayca ve geniş sınırlar arasında kontrol edilebilmektedir. Bu sistemler düşük güç kaybıyla yüke yüksek kuvvet ve momentler uygulayabilir. Cevap hızları yüksek, yük değişmelerinden etkilenmeleri ise azdır. Sistemden geçen akışkan, açığa çıkan ısıyı uzaklaştırdığından soğutucu görevi de yapar. Aşırı yüklenmeye karşı sistem korunması basit basınç sınırlayıcılarla sağlanabilir. Bu sebeplerden dolayı, akışkan gücü kontrol sistemleri pek çok uygulamada tercih edilmektedir.

Elektronik ve bilgisayar teknolojilerindeki gelişmeler akışkan gücü kontrol sistemlerinin gelişmesini de etkilemiştir. Bu teknolojilerin akışkan gücü kontrol sistemlerine uygulanmasıyla doğruluk derecesi yüksek, programlanabilir ve esnek kullanımlı sistemler geliştirilmiş ve akışkan gücü kontrol sistemlerinin kullanım alanı genişlemiştir.

Akışkan gücü kontrol sistemlerine yeni geliştirilen elektronik ve bilgisayar teknolojilerinin uygulanmasıyla birlikte bu sistemlerde aranan performans beklentileri de artmıştır. Milivat mertebesinde kontrol girişleriyle bazen yüzlerce beygirgücünde gücün kontrol edilmesi istenmekte; değişken yükler altında ve yüksek frekanslarda üstün servo ve regülatör özellikleri beklenmektedir. Sistemdeki güç kazancının çok yüksek olması ve sistemden üstün performans beklenmesi dolayısıyla sistemin marjinal kararlılığının belirlenmesi, sistemin geçici davranış, statik ve frekans cevabı özelliklerinin bilinmesi bu sistemlerin tasarımlarında önem kazanmıştır.

Bu kitabın amacı, akışkan gücü kontrol sistemlerinin dinamik analizi için gerekli temel bilgileri sağlamak, analiz metotlarını vermek ve akışkan gücü

kontrolunda kullanılan temel sistemlerin statik ve dinamik davranışlarını incelemektir. Bu yüzden kitabın içeriği de bu amaca yönelik olarak düzenlenmiştir. Kitabın kapsamı içinde, temel hidrolik ve pnömatik valf devrelerinin karakteristikleri türetilmekte, yüke uygun valf seçiminin nasıl yapılacağı gösterilmekte, valflarda ortaya çıkan statik ve dinamik kuvvetler elde edilmekte ve akışkan gücü kontrol sistemlerinin dinamik modellerinin kurulma esasları verilmektedir. Daha sonra akışkan gücü kontrol sistemlerinin performanslarının iyileştirilmesi için kullanılan valf geribesleme mekanizmaları ile bunların statik ve dinamik davranış üzerindeki etkileri incelenmektedir. Son bölümde ise kapalı çevrimli elektrohidrolik sistemlerin statik ve dinamik davranışları incelenmekte ve bilgisayarla elektrohidrolik kontrolün esasları üzerinde durulmaktadır.



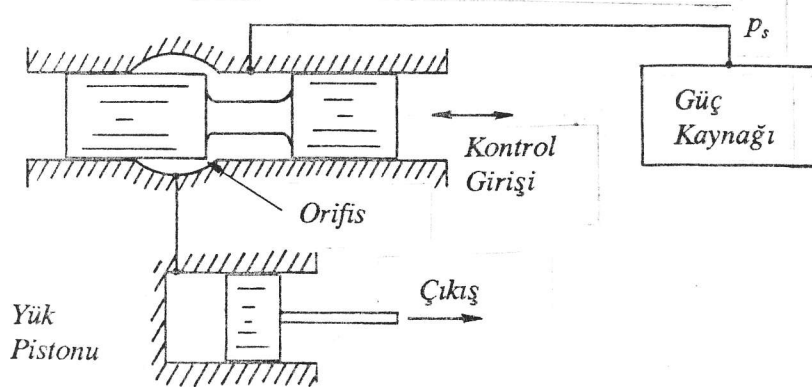
## Bölüm 2

### VALFLA KONTROL

Akışkan direncini değiştirerek iki veya daha fazla akışkan hattı arasındaki akışkan akışını düzenleyen elemanlara valf denir. Bir valfa bağlı olan akış hattı sayısı, valfin yol sayısını belirler. Bağlı olan akış hattı sayısına göre valfler 2-, 3-, 4-yollu olarak adlandırılır. Valfin yol sayısına bağlı olarak kontrol yetenekleri ve özellikleri de değişir. Aşağıda 2-, 3- ve 4-yollu valflarla kontrol edilen sistemlerin genel yapıları kısaca özetlenmiştir.

#### 2.1 İki-Yollu Valfla Kontrol

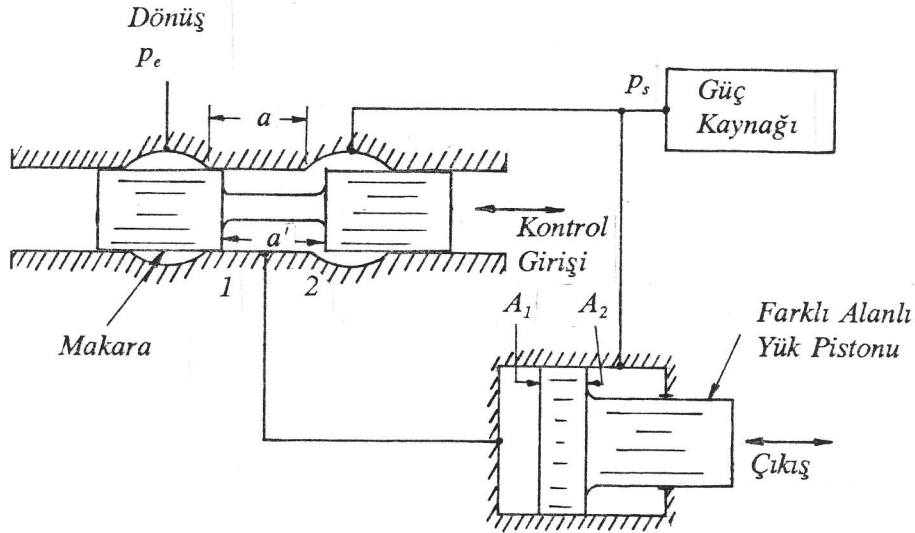
Şekil 2.1 de 2-yollu bir valf ve buna bağlı tahrik elemanı şematik olarak verilmiştir. Anlatım kolaylığı dolayısıyla silindir-piston tipi seçilen tahrik elemanı şekilde gösterilmeyen bir yükü sürmek için kullanılmaktadır. Valfin girişi (1. yol) akışkan gücü kaynağına (pompa, kompresör, vb.); çıkışı ise (2. yol) silindire bağlıdır. Bu tür kontrolde akışkan silindirin hep aynı tarafına aktığından yükün hareket yönünü değiştirmek mümkün değildir. Buna karşılık yüke akan güç %0-%100 oranları arasında değiştirilebilir. Yani, valfin kapalı ve maksimum açık olduğu durumlar arasında, herhangi bir valf açıklığında çalışmak mümkündür. Valf, yapısı çok basit olduğu için ucuzdur. Yükün yön değiştirmesi gerekmeyen durumlarda, örneğin bir hidrolik motorun tek yöndeki hızını kontrol etmek için, en ucuz çözümdür.



Şekil 2.1 İki Yollu Valfla Kontrol

## 2.2 Üç-Yollu Valfla Kontrol

Yükün hareket yönünü değiştirebilmek için kontrol valfinin en az 3-yollu olması gereklidir. Şekil 2.2 de 3-yollu valfla kontrolün yapısı şematik olarak verilmiştir. Örnek olarak seçilen makaralı tipteki 3-yollu valfin girişi  $p_s$  basıncında akışkan sağlayan kaynağa, çıkışlardan birisi dönüş hattına, ikinci çıkış ise çift etkili ancak farklı alanlı tahrik pistonunun geniş alanlı tarafına bağlanmıştır. Tahrik pistonunun küçük alanlı tarafı ise yine kaynak basıncına bağlıdır. Daha ileride açıklanacak sebeplerden dolayı, tahrik pistonunun iki yüzündeki alanların oranı,  $A_1/A_2=2$  olarak seçilmiştir. Valf makarası şekildeki konumda ise, (1) numaralı orifis kapalı, (2) numaralı orifis ise açıktır.  $p_s$  basıncı tahrik pistonunun her iki yüzeyine de uygulanır. Ancak,  $A_1=2A_2$  olduğundan pistona uygulanan net kuvvet sağa doğrudur ve piston bu yönde hareket eder. Valf makarası sola doğru kaydırılırsa, bu kez (1) numaralı orifis açık, (2) numaralı orifis ise kapalı olduğundan pistonun geniş alan tarafı çok düşük olan dönüş basıncı  $p_e$  ye açıktır; pistonun sağ tarafına ise yüksek  $p_s$  basıncı uygulanmaktadır. Bu durumda pistona uygulanan net kuvvet sola doğru olduğundan piston sola doğru hareket eder.



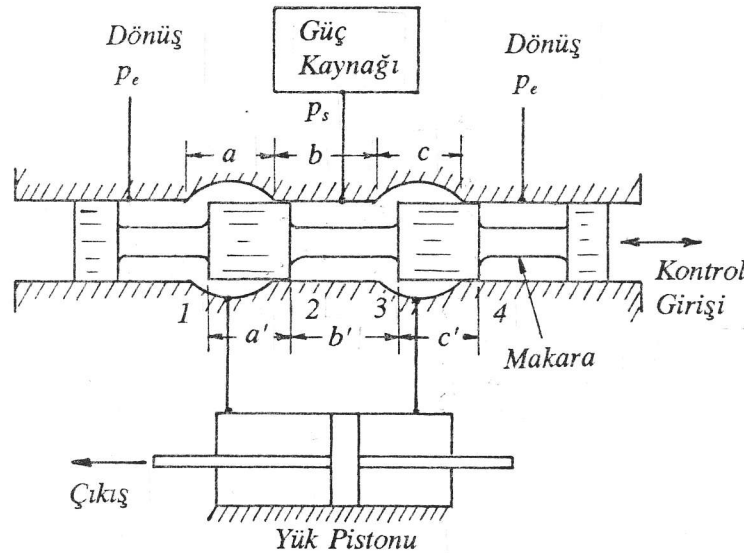
Şekil 2.2 Üç-Yollu Valfla Kontrol

Şekilde görülen sistemde yükün geri dönüşü, farklı alanlı pistonun küçük alanlı tarafına  $p_s$  basıncını uygulayarak sağlanmıştır. Ancak, geri dönüş başka yöntemlerle de sağlanabilir. Örneğin, pistonun sağ tarafına bir yay yerleştirilebilir ve geri dönüş sıkıştırılmış yayın açılması ile sağlanabilir. Ya da, piston düşeyse yükün ağırlığından yararlanılabilir.

3-Yollu valfla dönel tahrik elemanları kontrol edildiğinde geri dönüşün sağlanması zor, ya da imkansız olabilir. Tahrik lineer ise, kullanılan farklı alanlı piston dolayısıyla tahrik elemanları ağırdır. Yapıdaki asimetri dolayısıyla, aynı valf açıklık değerleri için sağa ve sola doğru farklı hızlar elde edilebilir; yani lineer olmayan bir davranış görülebilir. 3-Yollu valfların imalatında aksenal yönde bir kritik boyutun kontrol edilmesi, Şekildeki "a" ve "a'" boyutlarının birbirine eşit tutulması gereklidir.

### 2.3 Dört-Yollu Valfla Kontrol

Valfla kontrolde lineer davranış elde etmek için geometrik simetri sonuna kadar kullanılmalıdır. Bu ise Şekil 2.3 de görülen 4-yollu valf yapısının kullanılmasını gerektirir. rnek olarak verilen makaralı 4-yollu valfda yük çıkışları çift etkili ve eşit alanlı bir pistonun iki tarafına bağlıdır. Valf makarası şekilde görülen konumda ise (1) ve (3) numaralı orifisler açık, (2) ve (4) numaralı orifisler ise kapalıdır. Tahrik pistonunun sağ tarafı kaynak basıncına, sol tarafı ise dönüş basıncına bağlı olduğundan piston sola doğru hareket eder. Eğer makara sola doğru yeterince kaydırılırsa (1) ve (3) numaralı orifisler kapanır; (2) ve (4) numaralı orifisler ise açılır. Makaranın bu yeni konumunda piston sağa doğru hareket eder.



Şekil 2.3 Dört-Yollu Valfla Kontrol

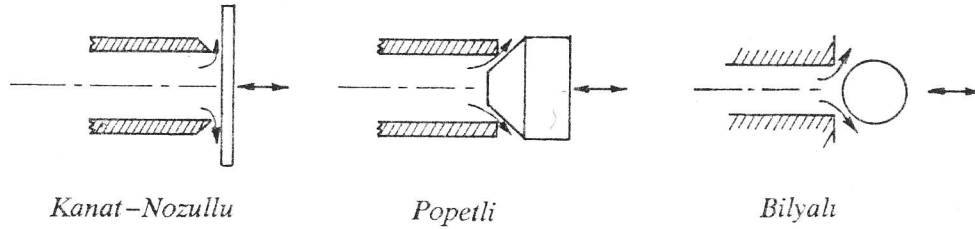
4-Yollu valfın imalatı sırasında  $a=a'$ ,  $b=b'$  ve  $c=c'$  boyut eşitlikleri sağlanmalıdır. Dolayısıyla, aksenal yönde üç kritik boyutun kontrol edilmesi gereklidir. Bu ise valfın maliyetini artırıcı bir etkendir. Buna rağmen, üstün kontrol özellikleri sebebiyle, 4-yollu valflar akışkan gücü kontrolunda çok yaygın olarak kullanılır.

## 2.4 Orifis Yapıları

Valfların içinde yer alan değişken dirençler keskin kenarlı orifislerle sağlanır. Bunlar yapılarına göre iki ayrı gruba ayrılırlar:

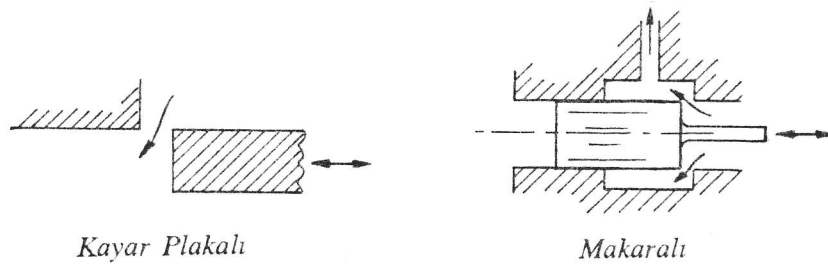
- Oturtmalı tip dirençler.
- Kayar tip dirençler.

Oturtmalı direnç elemanlarından bazıları Şekil 2.4 de görülmektedir. Bunlarda hareketli bir parçanın (kanat, popet, bilya gibi) akışkanın aktığı bir ağıza olan uzaklığı değiştirilerek akışkan direnci değiştirilir. Şekildeki popet ve bilyalı yapılar kontrol valflarında değil, kapama valflarında kullanılır. Kanat-nozul valfı ise düşük güç düzeylerinde çok iyi performansa sahip olduğundan kontrol valflarının birinci kademelerinde çok yaygın biçimde kullanılır. Bu valfta akış kanat levhası ile nozulun keskin kenarları arasından geçer. Kanadın nozul ağzına olan uzaklığı değiştirilerek akış kontrol edilir.



Şekil 2.4 Oturtmalı Tip Direnç Elemanları

Kayar tipteki direnç elemanlarının en yaygın olanı Şekil 2.5 de görülen makaralı yapıdadır. Burada bir veya birden fazla pistonun rijit olarak birbirine bağlanmasından oluşan "makara", silindirin içinde aksel yönde kaydırılır. Keskin piston kenarıyla silindir iç yüzeyindeki deliğin (port) keskin kenarı arasında kalan dar geçit (orifis) akışkan direncini meydana getirir. Makaranın aksel konumu değiştirilerek bu direnç ve dolayısıyla akış debisi kontrol edilir. Makaralı valflar da üstün performansa sahip olup kontrol amacıyla çok kullanılır.



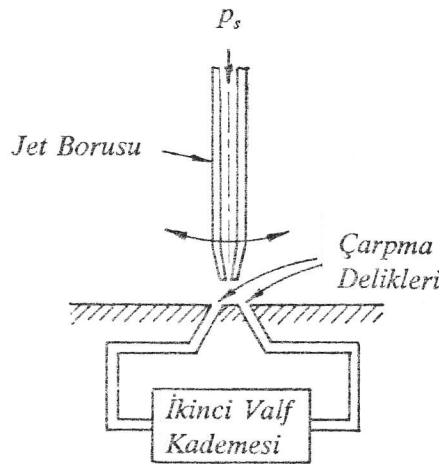
Şekil 2.5 Kayar Tip Direnç Elemanları

## 2.5 Valf Yapıları

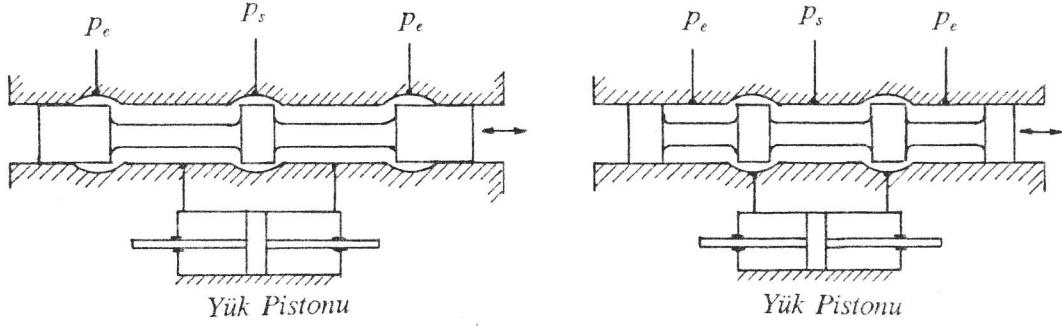
Kontrol valflerinin yapıları imalatçı firmaya göre birbirinden oldukça farklı olabilir. Eğer kontrol edilecek akışkan gücünün düzeyi düşükse, valf bir kademeli olabilir; yani valfi açıp-kapamak için uygulanan kuvvet doğrudan doğruya akışı düzenleyen direnci değiştirir. Ancak, akışkan gücü kontrol sistemlerinin hemen hepsi yüksek güç seviyelerinde çalışır. Zira, akışkan gücünün kontrol amacıyla kullanılmasının en önemli nedenlerinden biri kontrol edilecek güç düzeyinin yüksek olmasıdır. Bu yüzden kontrol valflerinin çoğunluğu iki, ve hatta daha fazla sayıda kademeye sahiptir.

İki kademeli valfta valfi açıp-kapamak için dışarıdan uygulanan kuvvet pilot kademe de denilen birinci kademe valfinin direncini değiştirir. Birinci kademe tarafından kontrol edilen akışkan gücü bir tahrik pistonu aracılığıyla, ikinci kademeyi oluşturan valfi açıp-kapamak için kullanılır. Böylece, esas gücün akışını kontrol eden ikinci kademe valfinin açılıp-kapatılması için akışkanın kendi gücü kullanılmış olur.

Pilot kademe valflerinde başlıca üç tür valf yapısı kullanılır. Bunlar, yapıları daha önce görülen kanat-nozullu ve makaralı valfler ile Şekil 2.6 da verilen jet-borulu valftir. Kanat-nozul ve makaralı valflerin çalışma şekli yukarıda açıklanmıştır. Jet-borulu valfin çalışma prensibi ise bunlardan farklıdır. Bu valfta borunun açısı değiştirilerek borudan çıkan jetin karşı yüzeydeki deliklerden biri veya diğerine çarpması sağlanır. Jetin çarpması sonucu iki delik arasında meydana gelen basınç farkı ikinci kademe valfinin sürülmesi için kullanılır.

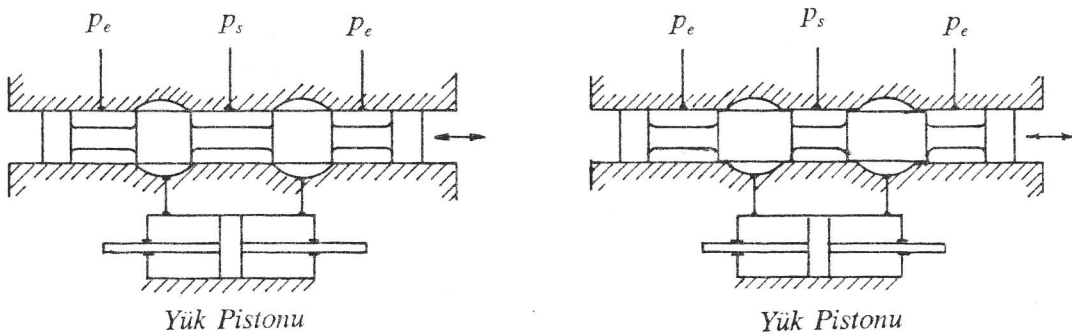


Şekil 2.6 Jet Borulu Valfin Yapısı



Şekil 2.7 Makaralı Valf Yapıları

İki kademeli valfların esas güç akışını kontrol eden ikinci kademeleri daima makaralı tiptedir. Şekil 2.7 de, bu amaçla kullanılan, farklı geometriye sahip iki tane 4-yollu makaralı valf şematik olarak görülmektedir. Makara merkez konumundayken orifisler açık durumdaysa (yani, piston kenar uzunluğu port genişliğinden küçükse) valfa "açık merkezli valf", orifisler kapalı ise "kapalı merkezli valf" denir. Kapalı merkezli valfler de iki türe ayrılır. Eğer makara merkezdeyken orifisler ucu ucuna kapanmışsa, yani piston kenar uzunluğu portun aksenal genişliğine eşitse, makaranın en küçük bir hareketi orifislerin açılmasına sebep olur. Bu tür valfa "sıfır merkez açıklıklı valf" denir. Eğer pistonların kenar uzunlukları port genişliğinden büyükse, makaranın merkez konumu etrafında ölü bir bölge vardır. Valfın açılabilmesi için makaranın en az bu ölü bölgeyi geçecek kadar hareket etmesi gereklidir. Bu tip valflara ise "aşırı kapalı merkezli valf" denir. Şekil 2.7 de verilen 4-yollu valfler açık merkezli tiptedir. Şekil 2.8 de ise kapalı merkezli valfların yapıları görülmektedir.



Şekil 2.8 Kapalı Merkezli Makaralı Valfler

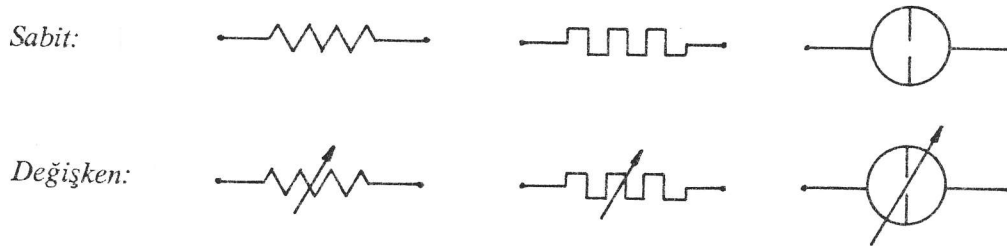
## Bölüm 3

# HİDROLİK VALFLARIN KARAKTERİSTİK EĞRİLERİ

Bir kontrol valfindan yükü sürmek için sağlanan akış debisi  $Q_L$ , valfin açılma oranı  $\gamma$  ya ve valfin gördüğü yük basıncı  $p_L$  ye bağlıdır. Valfin statik davranışı, belirli valf açıklıkları için çizilen  $Q_L-p_L$  eğrileri biçiminde ifade edilir. Bu eğrilere valfin karakteristik eğrileri denir. Herhangi bir uygulama için valf seçimi, ya da valfla kontrol edilen sistemlerin davranışlarının incelenebilmesi için bu eğrilerin bilinmesine gerek vardır. Bu bölümde değişik yapıdaki valfların karakteristik eğrileri elde edilecektir.

### 3.1 Orifis Akış Denklemi

Akışkan gücü kontrolünde karşılaşılan dirençlerin çoğu keskin kenarlı orifis tipindedir. Orifis lineer olmayan bir akışkan direncine sahiptir ve diyagramlarda Şekil 3.1 deki sembollerle gösterilir.



Şekil 3.1 Orifislerin Diyagramlarda Gösterilişi

Bir orifisten akan hidrolik sıvının hacimsel debisi  $Q$  ile orifis üzerindeki basınç düşüsü  $p$  arasında

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \quad (3.1)$$

ilişkisi vardır. Burada ,  $A$  orifis alanını;  $\rho$  hidrolik sıvının yoğunluğunu;  $C_d$  ise boşaltma katsayısını göstermektedir. Boşaltma katsayısı keskin kenarlı orifislerde 0,6–0,65 arasında olup, ortalama 0,625 olarak alınır. Orifisin kenarları yuvarlanırsa  $C_d$  nin değeri de maksimum sınırı olan 1,0 a doğru artarak genelde 0,8–0,9 a erişir.

Bir orifisin hidrolik iletkenliği  $g$ ,

$$g = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (3.2)$$

olarak tanımlanır. Yani, orifisten geçen akışkanın hacimsel debisi, iletkenlik cinsinden

$$Q = g \sqrt{p} \quad (3.3)$$

şeklinde ifade edilebilir. Paralel bağlı orifislerin iletkenliklerinin toplamı eşdeğer iletkenliği verir:

$$g = g_1 + g_2 + g_3 + \dots + g_k \quad (3.4)$$

Seri olarak bağlı orifislerin eşdeğer iletkenliği ise

$$g = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{g_1^2} + \frac{1}{g_2^2} + \dots + \frac{1}{g_k^2}}} \quad (3.5)$$

ifadesinden bulunur.

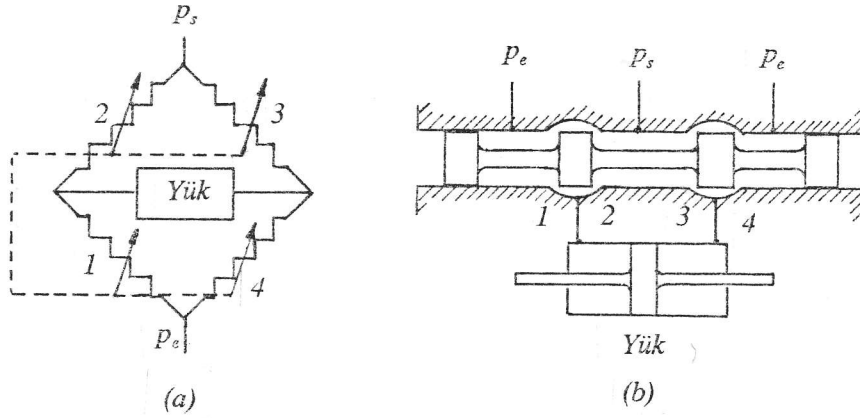
### 3.2 Valfların Akış Devreleri

Bir güç kaynağından valfa sağlanan akışkan, valfın içinde çeşitli yollardan ve bu yollar üzerindeki dirençlerden geçer. Bu akış yollarının birbiriyle bağlantı biçimleri ve dirençlerin konumları valfın akış devresini çizerek şematik olarak gösterilebilir. Valfların yapılarına bağlı olarak, akış devreleri de farklıdır. Aşağıda çeşitli akış devreleri ve bunlara sahip valfların yapıları özetlenmiştir.



### 3.2.1 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

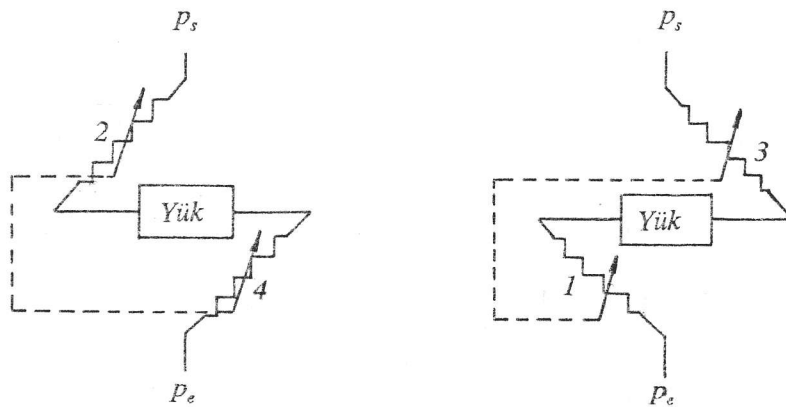
Tek kademeli bir valfda görülen en genel akış devresi Şekil 3.2(a) da verilen dört değişken kollu tam köprüdür. Şekil 3.2(b) de görülen açık merkezli 4-yollu valfin devresi bu türdendir. Devrede görülen dirençlerin değişme biçimi birbirine bağımlı olup, valfin geometrisi tarafından belirlenir. Örneğin, şekildeki valfda makara merkezdeyken tam bir simetri mevcut olsun ve bu durumdayken orifis alanlarının hepsi  $A_o$  olsun. Eğer makara sola doğru kaydırılarak (1) numaralı orifisin alanı  $\gamma$  oranında azaltılırsa, (1) ve (3) numaralı orifislerin alanları  $(1-\gamma)A_o$  olurken, (2) ve (4) numaralı orifislerin alanları ise  $(1+\gamma)A_o$  olur. Dirençlerin birbirine bağımlı olarak değiştiğini göstermek için üzerlerine çizilmiş olan değişim okları noktalı olarak birbirine bağlanmıştır.



Şekil 3.2 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

### 3.2.2 Seri Devre

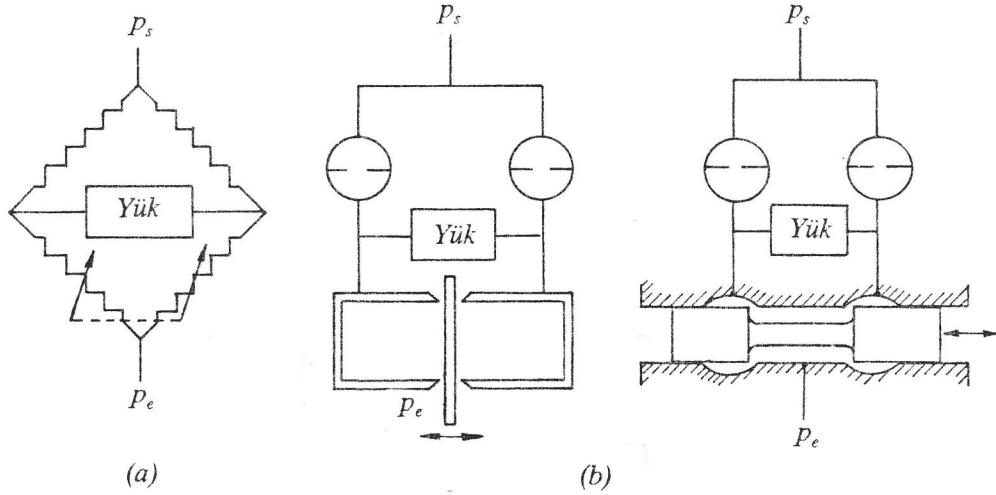
Eğer 4-yollu makaralı valf kapalı merkezli ise (Şekil 2.3) herhangi bir çalışma durumunda orifislerden sadece ikisi açık olacağından, makaranın konumuna göre Şekil 3.3 de görülen seri devrelerden birisi elde edilir.



Şekil 3.3 Seri Devre

### 3.2.3 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

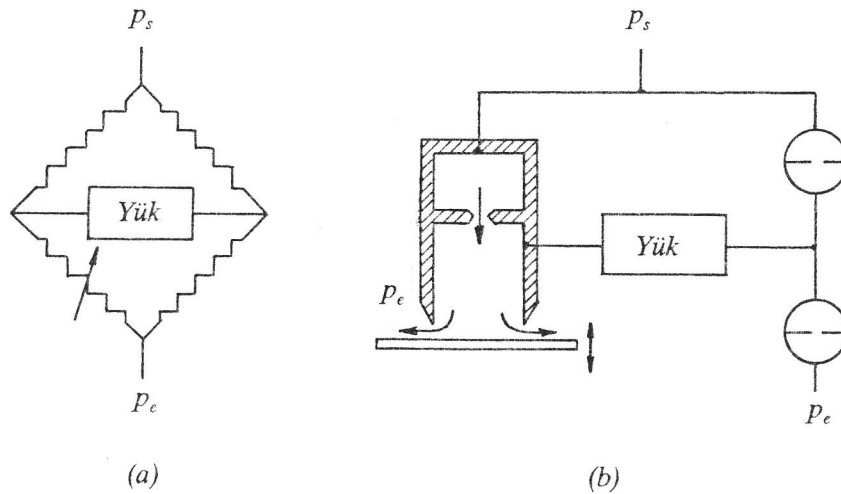
Bazı valf yapıları Şekil 3.4(a) daki iki değişken kollu tam köprü devresini verir. Şekil 3.4(b) de bu tür devreye sahip, çift nozullu ve makaralı tipte iki valf yapısı görülmektedir.



Şekil 3.4 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

### 3.2.4 Bir Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

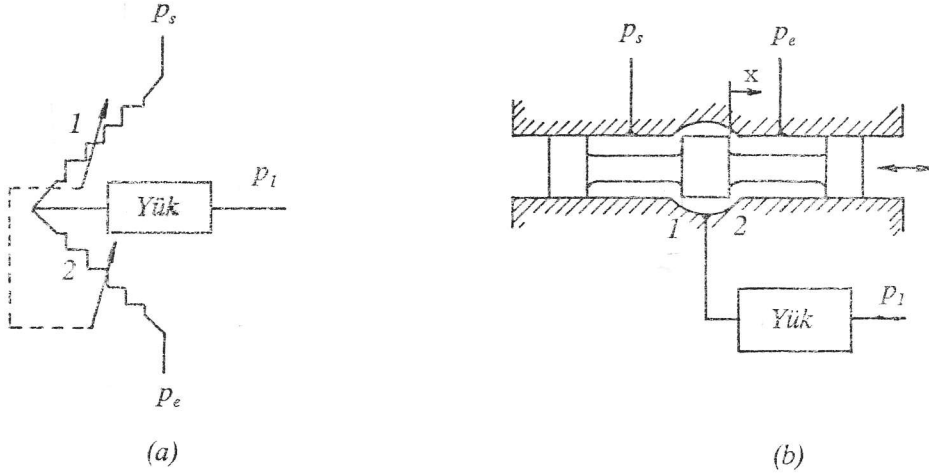
Şekil 3.5(a) da bir değişken kollu tam köprü devresi verilmiştir. Şekil 3.5(b) deki tek kanat-nozullu bir valf yapısı bu tür akış devresine sahiptir.



Şekil 3.5 Bir Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

### 3.2.5 İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi

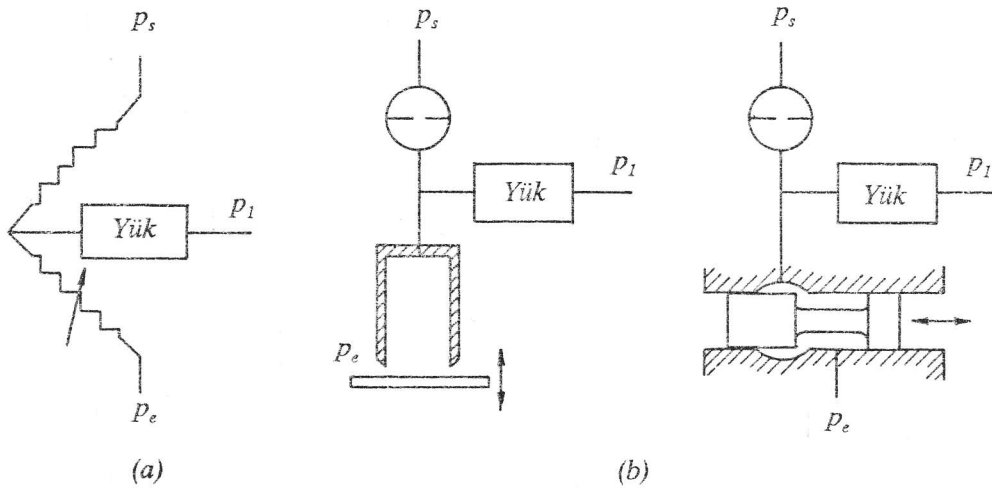
Şekil 3.6(b) deki açık merkezli üç yollu valfın akış devresi, Şekil 3.6(a) da verilen iki değişken kollu yarım köprü devresi şeklindedir. Bu devrede de dirençlerin değişimi birbirine bağlıdır. Valf merkezdeyken orifislerin herbirinin alanı  $A_o$  olsun. Eğer çalışma sırasında (1) numaralı orifisin açıklığı  $(1-\gamma)A_o$  gibi değiştirilirse diğerinin açıklığı  $(1+\gamma)A_o$  olur.



Şekil 3.6 İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi

### 3.2.6 Bir Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi

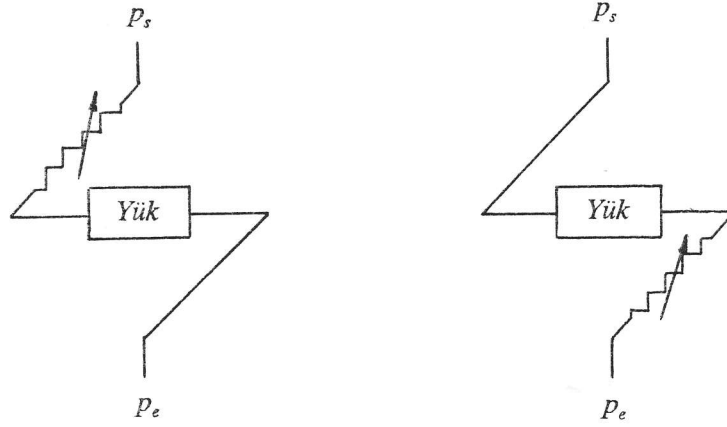
Bazı valf yapıları Şekil 3.7(a) daki bir değişken kollu yarım köprü devresine sahiptir. Şekil 3.7(b) de bu yapılardan ikisi örnek olarak verilmiştir.



Şekil 3.7 Bir Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi

### 3.2.7 İki-Yollu Valfin Akış Devresi

Kontrol, 2-yollu valf kullanarak en basit yöntemle gerçekleştiriliyorsa, valfin yükün akış yukarısı ve akış aşağısına koyulması durumlarında sırasıyla Şekil 3.8 deki akış devreleri elde edilir.



Şekil 3.8 İki Yollu Valfin Akış Devresi

## 3.3 Sabit Basıncıta Kaynakla Çalışan Hidrolik Valflerin Karakteristik Eğrileri

### 3.3.1 Seri Devre

Kapalı merkezli, 4-yollu valfda makaranın konumuna göre Şekil 3.3 deki akış devrelerinden biri elde edilir. Her iki devrenin de analizi aynı olduğu için bunlardan Şekil 3.3(a) da görüleni incelenecektir. (2) ve (4) numaralı orifisler seri olarak bağlı olduğundan ikisinden de aynı debide sıvı geçer; bu debi aynı zamanda yük debisi  $Q_L$  ye eşittir. Geometrik simetrinin var olduğu kabul edilirse, bunların kesit alanları aynı olacağından, bunlar üzerindeki basınç düşüşü  $p$  de aynı olur. Eğer, yük üzerindeki basınç kaybına  $p_L$  denirse

$$p = \frac{P_s - P_e - P_L}{2} \quad (3.6)$$

olur. Orifis açıklığının dikdörtgen biçiminde olduğunu kabul edelim. Valf açıklığı  $x$ , orifisin makara çevresi boyunca genişliği de  $w$  ise, orifis kesit alanı  $a=wx$  olacaktır. Orifislerden biri için akış denklemi yazılırsa,

$$Q_L = C_d w x \sqrt{\frac{p_s - p_e - p_L}{\rho}} \quad (3.7)$$

elde edilir. Bu denklemden görüldüğü gibi, yük akışı  $Q_L$

$$Q_L = f(x, p_L) \quad (3.8)$$

biçiminde valf açıklığı  $x$  ve yük basınç düşmesi  $p_L$  nin fonksiyonudur. Bu denklem valfin statik karakteristiğini tanımlar. Denklem (3.7) nin terimleri düzenlenirse valf karakteristiği aşağıdaki alternatif denklemlerle de ifade edilebilir:

$$p_L = p_s - p_e - \left( \frac{\rho}{C_d^2 w^2 x^2} \right) Q_L^2 \quad (3.9)$$

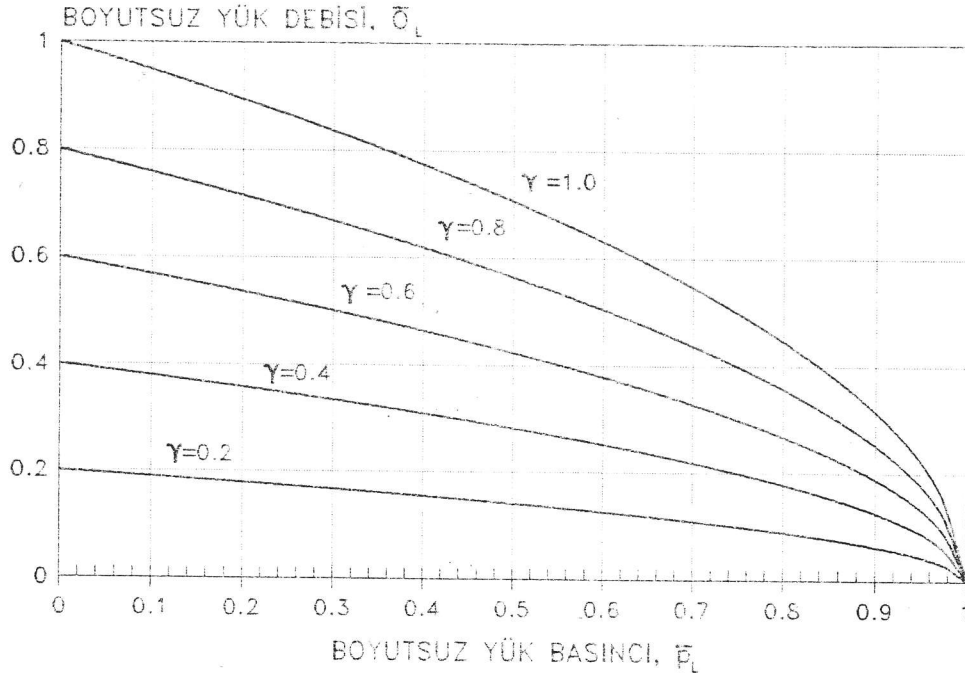
Valf karakteristik eğrileri çizilirken denklem (3.7) veya (3.9) uygun biçimde boyutsuzlaştırılarak kullanılır. Burada  $p_L$ , valfdaki toplam basınç düşmesi  $p_s - p_e$  ile bölünerek;  $x$  açıklığı, valfin maksimum açıklığı  $X_o$  ile bölünerek;  $Q_L$  debisi ise,  $p_L = 0$  iken ve valf maksimum açıklıktayken valfdan akacak olan maksimum hacimsel debi  $Q_i$  ile bölünerek normalize edilmiştir. Yani, boyutsuz yük basıncı  $\bar{p}_L$ , yük debisi  $\bar{Q}_L$  ve valf açıklığı  $\gamma$  aşağıdaki gibi tanımlanacaktır:

$$\bar{p}_L = \frac{p_L}{p_s - p_e} \quad (3.10)$$

$$\bar{Q}_L = \frac{Q_L}{Q_i} \quad (3.11)$$

$$Q_i = C_d w X_o \sqrt{\frac{p_s - p_e}{\rho}} \quad (3.12)$$

$$\gamma = \frac{x}{X_o} = \frac{a}{A_o} = \frac{g}{G} \quad (3.13)$$



Şekil 3.9 Seri Devreli Valf İçin Karakteristik Eğriler

Yukarıda,  $a=wx$ ;  $A_o=wX_o$  olup;  $g, x$  açıklığına karşılık gelen iletkenlik;  $G$  ise  $X_o$  açıklığına karşılık gelen iletkenliktir.  $\gamma$  ise valf açıklık oranıdır. Denklemler (3.7) ve (3.9) boyutsuz parametreler cinsinden yazılırsa aşağıdaki ifadeler bulunur:

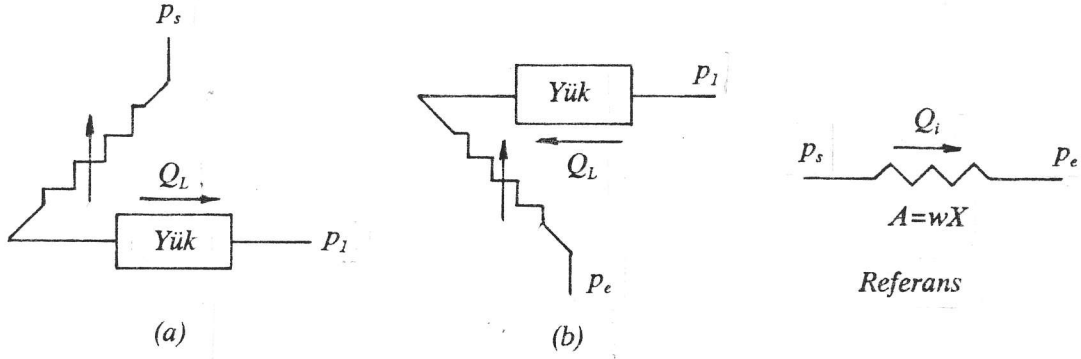
$$\overline{Q}_L = \gamma \sqrt{1 - \overline{P}_L} \quad (3.14)$$

$$\overline{P}_L = 1 - \frac{\overline{Q}_L^2}{\gamma^2} \quad (3.15)$$

Şekil 3.9 da seri devreye ait valf karakteristik eğrileri değişik valf açıklıkları için verilmiştir. Görüldüğü gibi, eğriler parabolik şekilli olup tepe noktaları ortaktır.

### 3.3.2 Kapalı Merkezli 3-Yollu Valf

Şekil 3.6 da 3-yollu bir valfin genel akış şeması görülmektedir. Tahrik pistonu çift etkili ve eşit alanlı olsun.  $p_1$  basıncı tahrik pistonunu geri döndürmek için kullanılan etken basınç olup, pistonu geri döndüren kuvveti piston alanı  $A_1$  e bölerek bulunur. Herhangi bir anda  $p_2 > p_1 > p_c$  dir. Eğer 3-yollu valf kapalı merkezliyse, makaranın konumuna göre orifislerden sadece biri açık olacağından Şekil 3.10 daki seri devrelerden biri elde edilir.



Şekil 3.10 Kapalı Merkezli 3-Yollu Valf İçin Akış Devreleri

Valf +x yönünde açıksa, Şekil 3.10(a) daki akış devresi elde edilir. Daha önce tanımlanan değişkenler cinsinden aşağıdaki akış denklemi bulunur.

$$Q_L = C_d w x \sqrt{\frac{2(p_s - p_1 - p_L)}{\rho}} \quad (3.16)$$

Eğer valf -x yönünde açıksa, valf devresi Şekil 3.10(b) deki gibi, akış denklemi ise aşağıdaki gibidir:

$$Q_L = C_d w x \sqrt{\frac{2(p_1 - p_e - p_L)}{\rho}} \quad (3.17)$$

Aynı valf açıklık miktarı için pistonun sağa ve sola doğru hareket hızlarının aynı olmasını sağlayacak şartlar denklem (3.16) ve (3.17) daki akış debilerini eşitleyerek bulunabilir.

$$C_d w x \sqrt{\frac{2(p_s - p_1 - p_L)}{\rho}} = C_d w x \sqrt{\frac{2(p_1 - p_e - p_L)}{\rho}} \quad (3.18)$$

veya

$$p_s - p_1 - p_L = p_1 - p_e - p_L \quad (3.19)$$

ya da

$$p_1 = \frac{p_s + p_e}{2} \quad (3.20)$$

olur. Ancak, uygulamalarda normal olarak  $p_s \gg p_e$  olduğundan

$$p_1 \approx \frac{p_s}{2} \quad (3.21)$$

bulunur. Pistonu geri getirmeye çalışan kuvvet ise aşağıdaki gibidir:

$$f_1 = \frac{p_s A_1}{2} \quad (3.22)$$

Eğer farklı alanlı piston kullanılıyorsa (Şekil 2.2) pistonu geri getirmeye çalışan kuvvet

$$f_2 = p_s A_2 \quad (3.23)$$

olur. Aynı valf açıklığı için farklı alanlı pistonda pistonun sağa ve sola hızlarının aynı olması için gerekli şart, denklem (3.22) ve (3.23) ile verilen kuvvetleri eşitliyerek

$$A_1 = 2A_2 \quad (3.24)$$

olarak bulunur. Problemden geçen değişkenler aşağıdaki gibi boyutsuz hale getirilsin:

$$\overline{p}_L = \frac{p_L}{p_s - p_e} \quad (3.25)$$

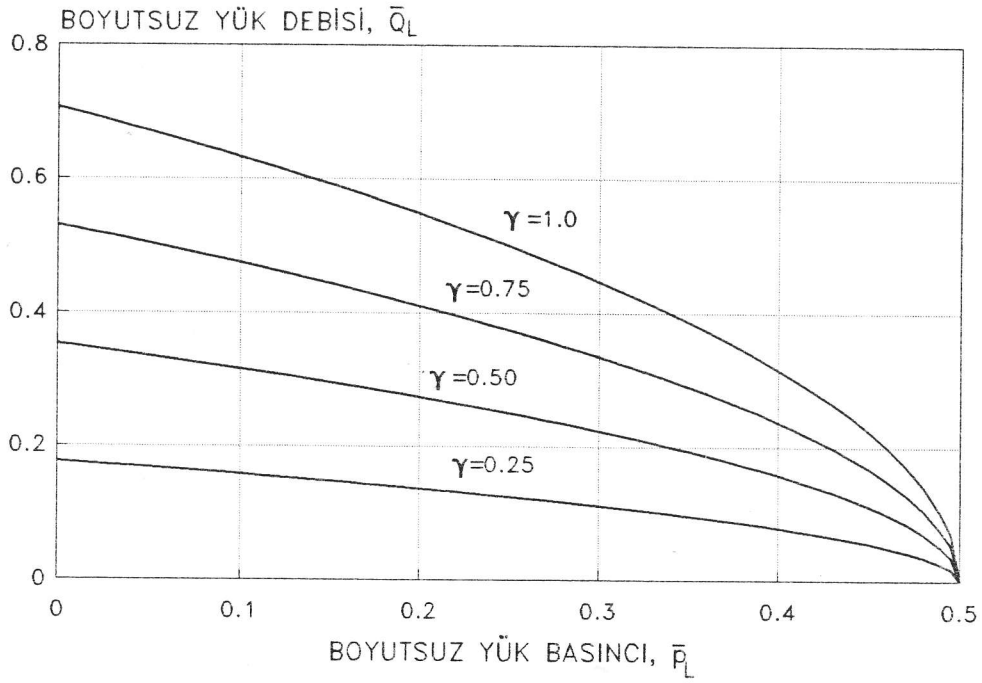
$$\overline{Q}_L = \frac{Q_L}{Q_i} \quad (3.26)$$

$$\gamma = \frac{x}{X} \quad (3.27)$$

Burada  $X$  maksimum valf açıklığıdır.  $Q_i$  ise Şekil 3.10 daki referans durumunda elde edilen debi olup, aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$Q_i = C_d w X \sqrt{\frac{2(p_s - p_e)}{\rho}} \quad (3.28)$$





Şekil 3.11 Kapalı Merkezli 3-Yollu Valfin Karakteristiği

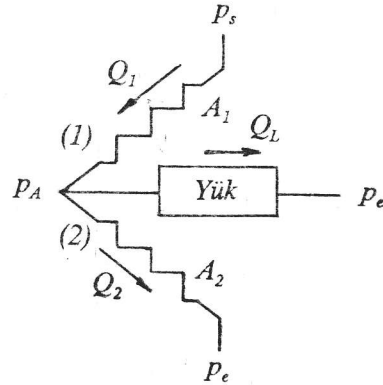
Valfin karakteristik eğrileri

$$\overline{Q}_L = \gamma \sqrt{0.5 - p_L} \quad (3.29)$$

ifadesiyle tanımlanır. Karakteristik eğriler parabolik olup Şekil 3.11 de verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi  $p_L = (p_s - p_d)/2$  iken  $Q_L = 0$  olmakta ve piston haraketsiz hale gelmektedir.

### 3.3.3 Sabit Kollu Yarım Köprü Devresi

Değişken kollu yarım köprü devresinin analizine geçmeden önce Şekil 3.12 de verilen sabit dirençlerden oluşmuş yarım köprü devresi incelenecektir.



Şekil 3.12 Sabit Kollu Yarım Köprü Devresi

Bu sistemin davranışını belirleyen denklemler aşağıdaki gibidir.

– (1) numaralı orifisin akış denklemi:

$$Q_1 = C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_A)} \quad (3.30)$$

– (2) numaralı orifisin akış denklemi:

$$Q_2 = C_d A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_A - p_e)} \quad (3.31)$$

– Süreklilik denklemi:

$$Q_1 = Q_L + Q_2 \quad (3.32)$$

– Yük basıncı tanımı:

$$p_L = p_A - p_e \quad (3.33)$$

Problemi boyutsuz hale getirmek için Şekil 3.12 deki referans durumu kabul edilerek aşağıdaki boyutsuz terimler tanımlansın:

$$\bar{Q}_L = \frac{Q_L}{Q_i} \quad (3.34)$$

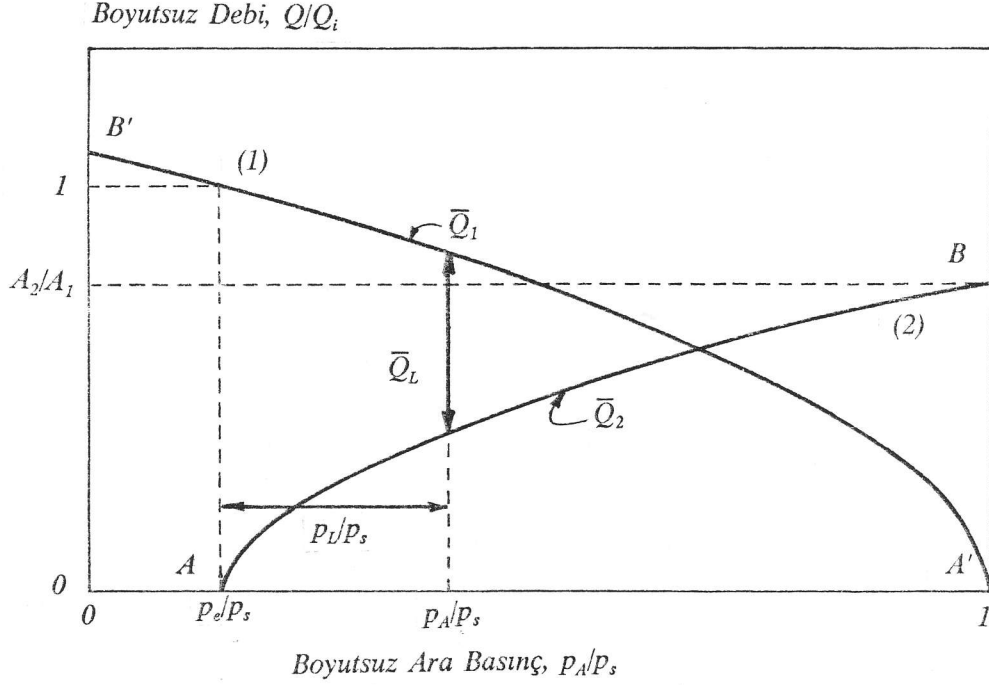
$$\bar{p}_L = \frac{p_L}{p_s - p_e} \quad (3.35)$$

Eğer, denklemler (3.30) ve (3.31), (3.32) de yerine koyulursa ve denklem (3.33) den de  $p_A$  alınarak kullanılırsa, boyutsuz parametreler cinsinden aşağıdaki ifade bulunur:

$$\bar{Q}_L = \sqrt{1 - \bar{p}_L} - \frac{A_2}{A_1} \sqrt{\bar{p}_L} \quad (3.36)$$

Bu ifadeden  $\bar{p}_L - \bar{Q}_L$  eğrileri çizilerek söz konusu devrenin karakteristik eğrileri bulunur.

Şekil 3.13 de, denklem (3.30) ve (3.31) ile tanımlanan orifis akım karakteristikleri, daha önce tanımlanan  $Q_1$  ve  $p_s$  ile boyutsuz hale getirilerek gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, herhangi bir  $p_A$  değerine karşılık gelen noktadan dik çizildiğinde okunan  $Q_1$  ve  $Q_2$  değerlerinin farkı alındığında yük akışı  $Q_L = Q_1 - Q_2$  bulunur. Parabolik biçimde olan orifis eğrileri, tepe noktaları ( $A$  ve  $A'$ ) ve uç noktaları ( $B$  ve  $B'$ ) bilindiğinden, kabaca elle çizilebilir ve  $p_L$  ye karşı  $Q_L$  eğrisi grafik yöntemle yaklaşık olarak elde edilebilir.

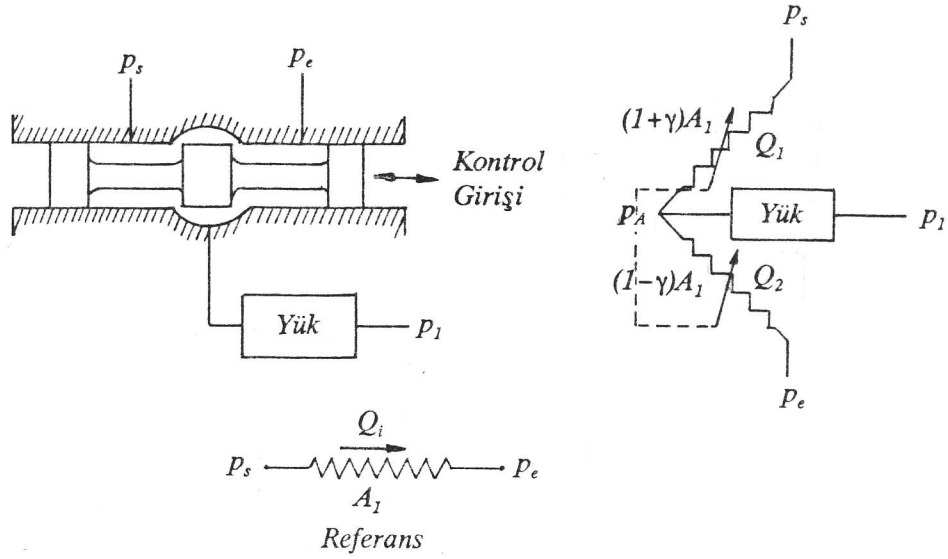


Şekil 3.13 Sabit Kollu Yarım Köprü Devresi Karakteristiğinin Grafik Yöntemle Bulunması

### 3.3.4 İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi

Şekil 3.14 de açık merkezli üç yollu bir valf ve bunun iki değişken kollu yarım köprü biçimindeki akış devresi görülmektedir. Makara merkez konumundayken orifislerin alanları  $A_1$  olsun. Makara merkezden sağa doğru ayrıldığında, akış yukarısındaki orifisin alanı  $(1+\gamma)A_1$  olsun. Bu durumda, valfin geometrisi dolayısıyla, diğer orifisin alanı  $(1-\gamma)A_1$  olmak zorundadır. Burada  $\gamma$  valf açıklık oranıdır. Yükün geri dönüşünü sağlayan  $p_1$  basıncının ise

$$p_1 = \frac{p_s + p_e}{2} \quad (3.37)$$



Şekil 3.14 Açık Merkezli 3-Yollu Valf ve Akış Devresi

olduğu kabul edilecektir. Orifis akış denklemleri, süreklilik denklemi ve yük basıncı tanımları yazılırsa

$$Q_1 = C_d (1 + \gamma) A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_A)} \quad (3.38)$$

$$Q_2 = C_d (1 - \gamma) A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_A - p_e)} \quad (3.39)$$

$$Q_1 = Q_L + Q_2 \quad (3.40)$$

$$p_L = p_A - p_1 = p_A - \frac{p_s + p_e}{2} \quad (3.41)$$

bulunur. Denklemlerin boyutsuz hale getirilmesi için Şekil 3.14 de görülen referans durumu kullanılacaktır. Referans yük akışı

$$Q_i = C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_e)} \quad (3.42)$$

olup, boyutsuz yük debisi ve boyutsuz yük basıncı sırasıyla,

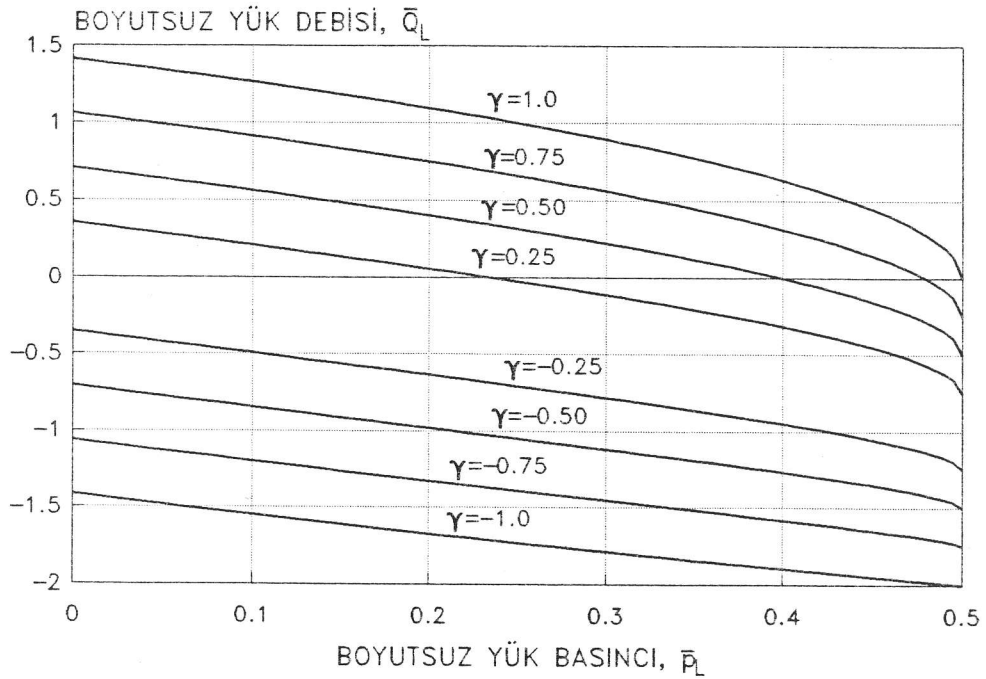
$$\bar{Q}_L = \frac{Q_L}{Q_i} \quad (3.43)$$

$$\bar{p}_L = \frac{p_L}{p_s - p_e} \quad (3.44)$$

olarak tanımlanacaktır. Eğer, denklem (3.41) den  $p_A$ , denklem (3.38) ve (3.39) dan da  $Q_1$  ve  $Q_2$  alınarak denklem (3.40) da yerine koyulursa, ve sonuç boyutsuz parametreler cinsinden yazılarak düzenlenirse,

$$\bar{Q}_L = (1+\gamma) \sqrt{\frac{1}{2} - \bar{p}_L} - (1-\gamma) \sqrt{\frac{1}{2} + \bar{p}_L} \quad (3.45)$$

bulunur. Bu denklemden elde edilen valf karakteristik eğrileri Şekil 3.15 de değişik  $\gamma$  değerleri için verilmiştir.

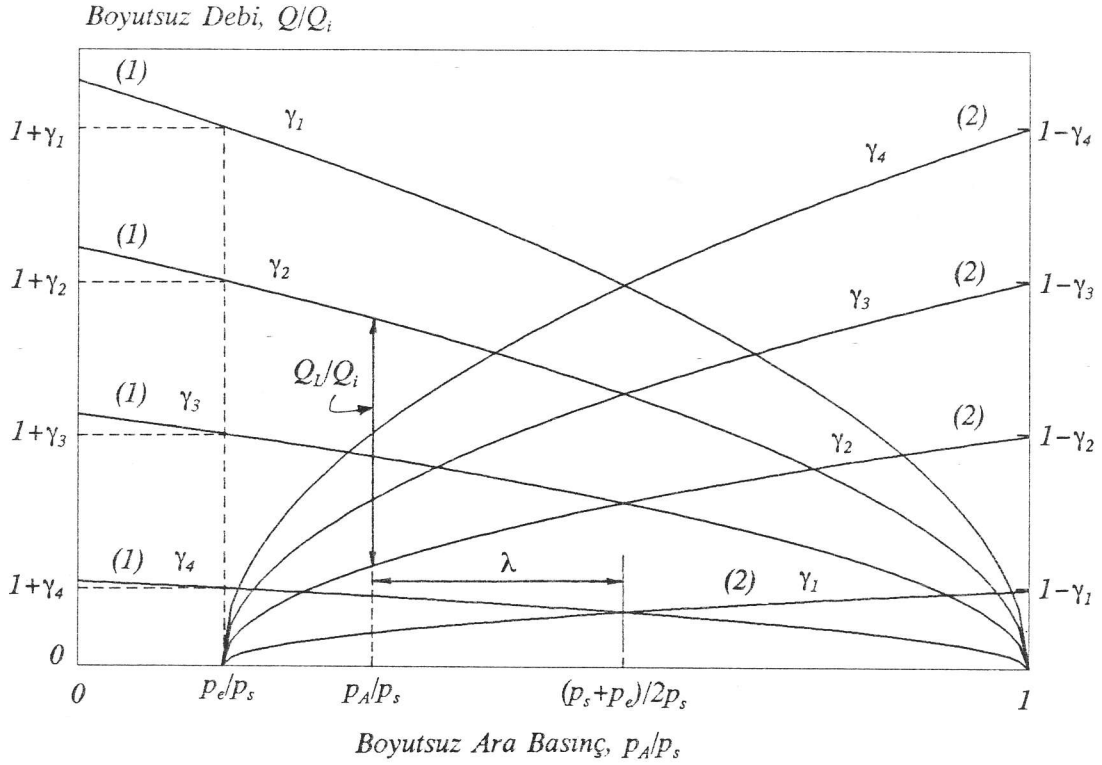


Şekil 3.15 İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi Karakteristiği  
(Açık Merkezli 3-Yollu Valf)

Şekil 3.16 da ise denklem (3.38) ve (3.39) un tanımladığı orifis eğrileri ve bu eğrilerden yararlanarak valf karakteristiğinin nasıl bulunabileceği gösterilmiştir. Verilen bir  $p_A/p_s$  ve  $\gamma$  değeri için (1) ve (2) numaralı orifislerin eğrileri arasında kalan düşey uzaklık  $Q_L/Q_i$  dir. Şekildeki  $\lambda$  mesafesi ise

$$\lambda = \frac{1}{2} \left( \frac{p_s + p_e}{p_s} \right) - \frac{p_A}{p_s} = \frac{p_1}{p_s} - \frac{p_A}{p_s} = -\frac{p_L}{p_s} \quad (3.46)$$

olduğundan  $-p_L/p_s$  ye eşittir. Verilen bir  $\gamma$  değeri için,  $Q_L/Q_i$  ye karşı  $p_L/p_s = -\lambda$  çizilirse, valf karakteristik eğrileri grafik yöntemle elde edilmiş olur.



Şekil 3.16 İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi Karakteristiğinin Grafik Yöntemle Bulunması

### 3.3.5 Bir Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi

Şekil 3.17 de tek nozullu kanat-nozul valfı ile bunun tek değişken kollu yarım köprü biçimindeki akış devresi görülmektedir. Sabit orifisin alanı  $A_1$ , değişken orifisin alanı ise  $(1-\gamma)A_1$  olsun. Burada  $\gamma$ , merkez konumuna göre valf açıklık oranıdır. (Merkez konumunda  $\gamma=0$  dir.) Yükün geri dönüşünü sağlayan  $p_1$  basıncı, süreklilik denklemi ve yük basıncı tanımları sırasıyla denklem (3.37), (3.40) ve (3.41) gibidir. Orifis akış denklemleri ise aşağıdaki şekli alır:

$$Q_1 = C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_A)} \quad (3.47)$$

$$Q_2 = C_d (1 - \gamma) A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_A - p_e)} \quad (3.48)$$

Denklemlerin boyutsuz hale getirilmesi için Şekil 3.17 de görülen referans durumu kullanılacaktır. Bu durumda, referans yük akışı denklem (3.42) deki gibidir. Valf karakteristiği ise boyutsuz parametreler cinsinden,

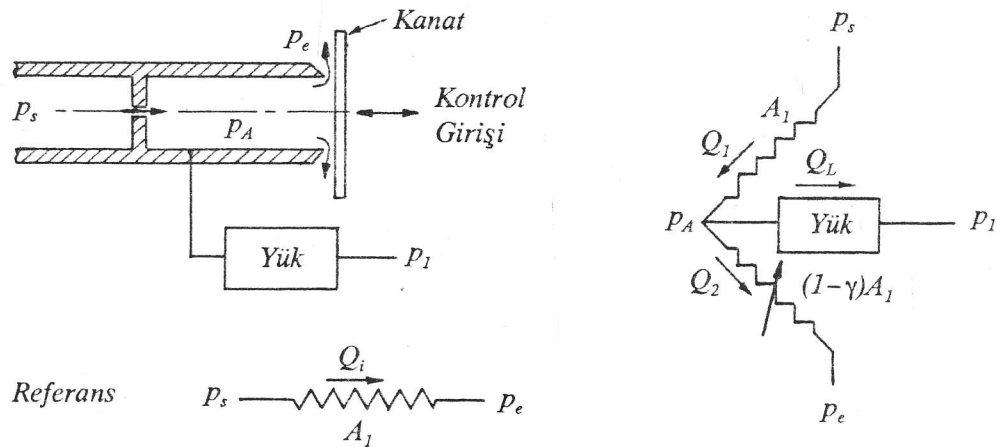
$$\overline{Q}_L = \sqrt{\frac{1}{2} - \overline{p}_L} - (1 - \gamma) \sqrt{\frac{1}{2} + \overline{p}_L} \quad (3.49)$$

olarak bulunur. Bu denklemden elde edilen valf karakteristik eğrileri Şekil 3.18 de değişik  $\gamma$  değerleri için verilmiştir.

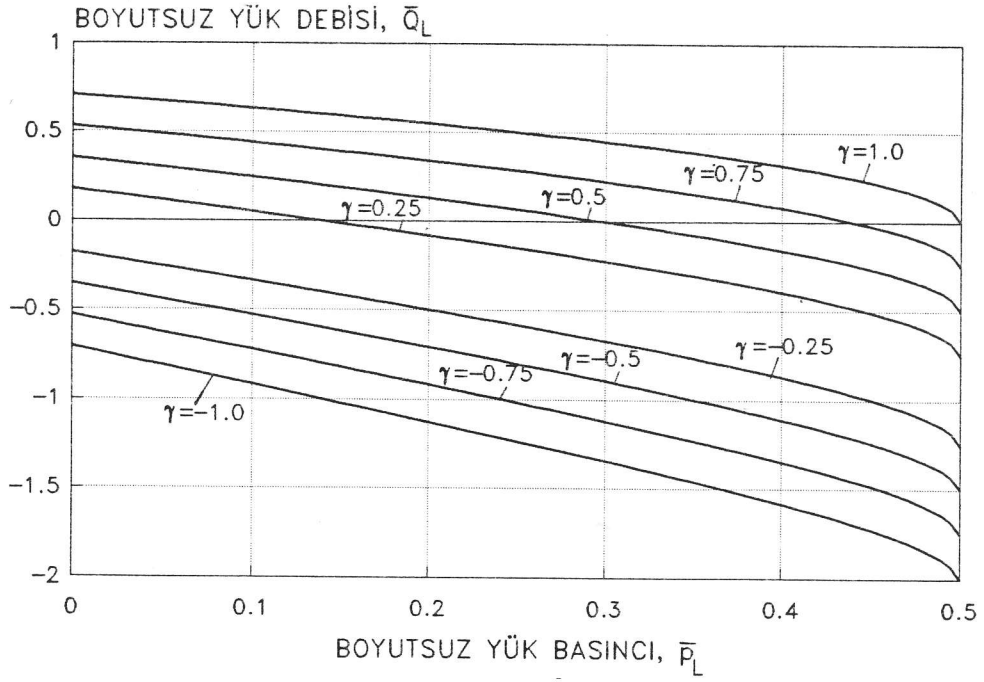
Şekil 3.19 da ise denklem (3.47) ve (3.48) in tanımladığı orifis eğrileri ve bu eğrilerden yararlanarak valf karakteristiğinin nasıl bulunabileceği gösterilmiştir. Verilen bir  $p_A/p_s$  ve  $\gamma$  değeri için (1) ve (2) numaralı orifislerin eğrileri arasında kalan düşey uzaklık  $Q_1 - Q_2 = Q_L/Q_i$  dir. Şekildeki  $\lambda$  ise

$$\lambda = \frac{1}{2} \left( \frac{p_s + p_e}{p_s} \right) - \frac{p_A}{p_s} = \frac{p_1 - p_A}{p_s} = - \frac{p_L}{p_s} \quad (3.50)$$

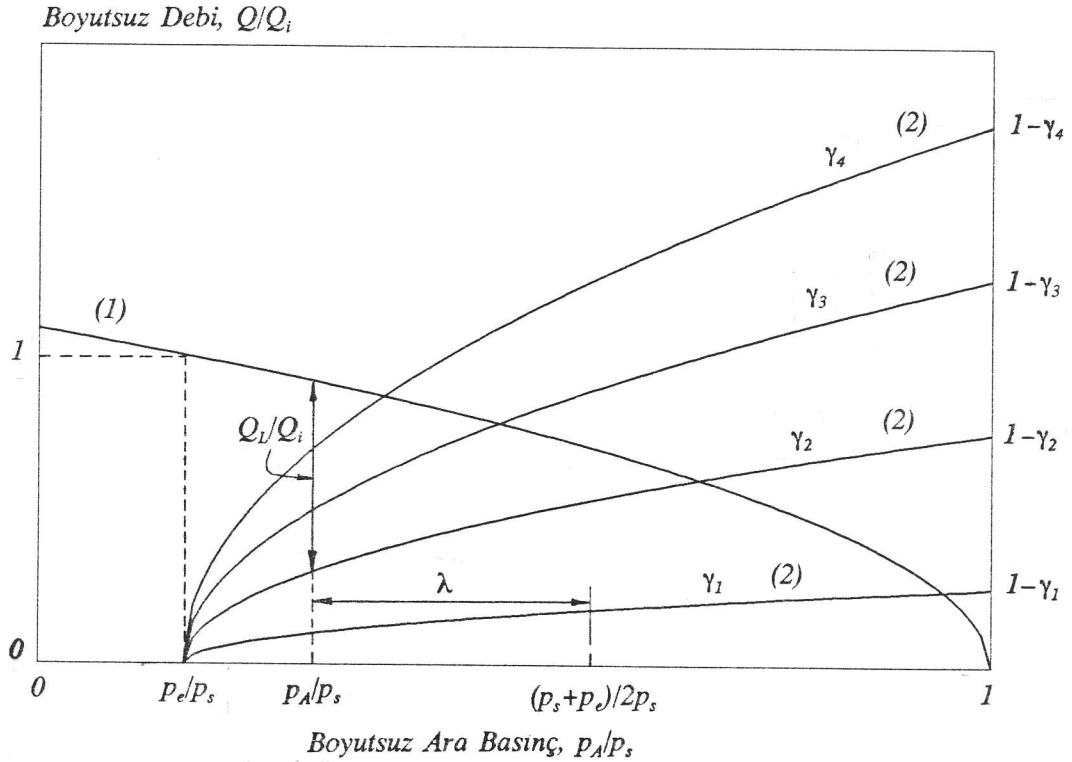
olduğundan  $-p_L/p_s$  ye eşittir. Verilen bir  $\gamma$  değeri için,  $Q_L/Q_i$  ye karşı  $p_L/p_s = -\lambda$  çizilirse, valf karakteristik eğrileri grafik yöntemle elde edilmiş olur.



Şekil 3.17 Tek Nozullu Kanat Nozul Valfi ve Akış Devresi



Şekil 3.18 Bir Değişken Kollu Yarı Köprü Devresi Karakteristiği  
(Tek Nozullu Kanat Nozul Valfi)

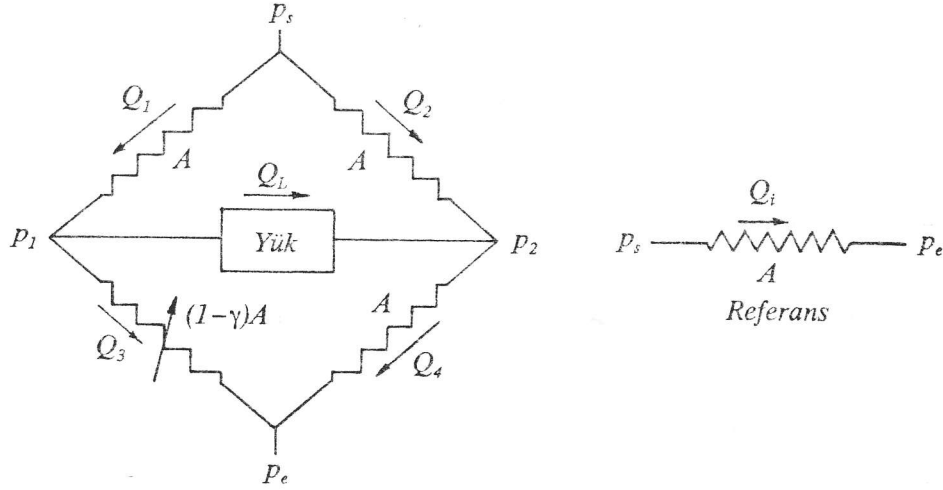


Şekil 3.19 Bir Değişken Kollu Yarı Köprü Devresi Karakteristiğinin  
Grafik Yöntemle Bulunması



### 3.3.6 Bir Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

Şekil 3.20 de, daha önce Şekil 3.5 de verilen bir değişken kollu tam köprü devresi tekrardan verilmiştir. Kanat sıfır konumundayken (açıklık oranı  $\gamma = 0$ ) orifislerin alanları  $A$  olsun. Kanat sıfır konumundan yukarı doğru hareket ettirildiğinde kanat ve nozul arasındaki orifisin alanı  $(1-\gamma)A$  olsun.



Şekil 3.20 Bir Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

Orifis akış denklemleri, süreklilik denklemleri ve yük basıncı tanımları yazılırsa,

$$Q_1 = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_1)} \quad (3.51)$$

$$Q_2 = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_2)} \quad (3.52)$$

$$Q_3 = C_d (1-\gamma) A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_e)} \quad (3.53)$$

$$Q_4 = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_e)} \quad (3.54)$$

$$Q_3=Q_1-Q_L\dots\dots; \dots\dots Q_4=Q_2+Q_L \quad (3.55)$$

$$p_L=p_1-p_2 \quad (3.56)$$

bulunur. Denklemlerin boyutsuz hale getirilmesi için Şekil 3.20 de görülen referans durumu kullanılacaktır. Referans yük akışı

$$Q_i=C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s-p_e)} \quad (3.57)$$

olup, boyutsuz yük debisi ve boyutsuz yük basıncı sırasıyla,

$$\bar{Q}_L=\frac{Q_L}{Q_i} \quad (3.58)$$

$$\bar{p}_L=\frac{p_L}{p_s-p_e} \quad (3.59)$$

olarak tanımlanacaktır. Boyutsuz ara basınçlar da aşağıdaki gibi tanımlansın:

$$\bar{p}_1=\frac{p_1-p_e}{p_s-p_e} \quad (3.60)$$

$$\bar{p}_2=\frac{p_2-p_e}{p_s-p_e} \quad (3.61)$$

Eğer, denklemler (3.51–3.54) den debiler alınarak denklem (3.55) de yerine koyulursa, ve sonuçlar boyutsuz parametreler cinsinden yazılarak düzenlenirse, aşağıdaki denklemler bulunur:

$$(1-\gamma)\sqrt{\bar{p}_1}=\sqrt{1-\bar{p}_1}-\bar{Q}_L \quad (3.62)$$

$$\sqrt{\bar{p}_2}=\sqrt{1-\bar{p}_2}+\bar{Q}_L \quad (3.63)$$

Denklem (3.63) de kareköklerin altlarının pozitif kalması için  $0 < \bar{p}_2 < 1$  olmalıdır.  $\bar{p}_2=1$  iken  $\bar{Q}_L=1$ ,  $\bar{p}_2=0$  iken ise  $\bar{Q}_L=-1$  dir. Dolayısıyla denklem (3.63)  $-1 < \bar{Q}_L < 1$  için geçerlidir. Denklem (3.62) incelendiğinde ise,  $\bar{p}_1=1$  için  $\bar{Q}_L=-(1-\gamma)$  olduğu görülür. Yani,  $\bar{Q}_L < -(1-\gamma)$  ise  $Q_i$  in akış yönü değişir. Bu durumda  $\bar{p}_1 > 1$  dir. Bu yüzden, denklem (3.62)  $-(1-\gamma) < \bar{Q}_L < 1$  aralığında geçerlidir.  $\bar{Q}_L < -(1-\gamma)$  için ise denklem (3.62) yerine

$$(1-\gamma)\sqrt{\bar{p}_1} = -\sqrt{\bar{p}_1-1-\bar{Q}_L} \quad (3.64)$$

kullanılmalıdır. Denklem (3.62) ve (3.63) ün karelerini alarak ve uygun işlemler yaparak,  $-(1-\gamma) < \bar{Q}_L < 1$  için aşağıdaki ifadeler bulunur:

$$4\bar{p}_2^2 - 4\bar{p}_2 + \bar{Q}_L^4 - 2\bar{Q}_L^2 + 1 = 0 \quad (3.65)$$

$$\gamma_1^2 \bar{p}_1^2 + (4\bar{Q}_L^2 - 2\gamma_1 - 2\gamma_1 \bar{Q}_L^2) \bar{p}_1 + \bar{Q}_L^4 - 2\bar{Q}_L^2 + 1 = 0 \quad (3.66)$$

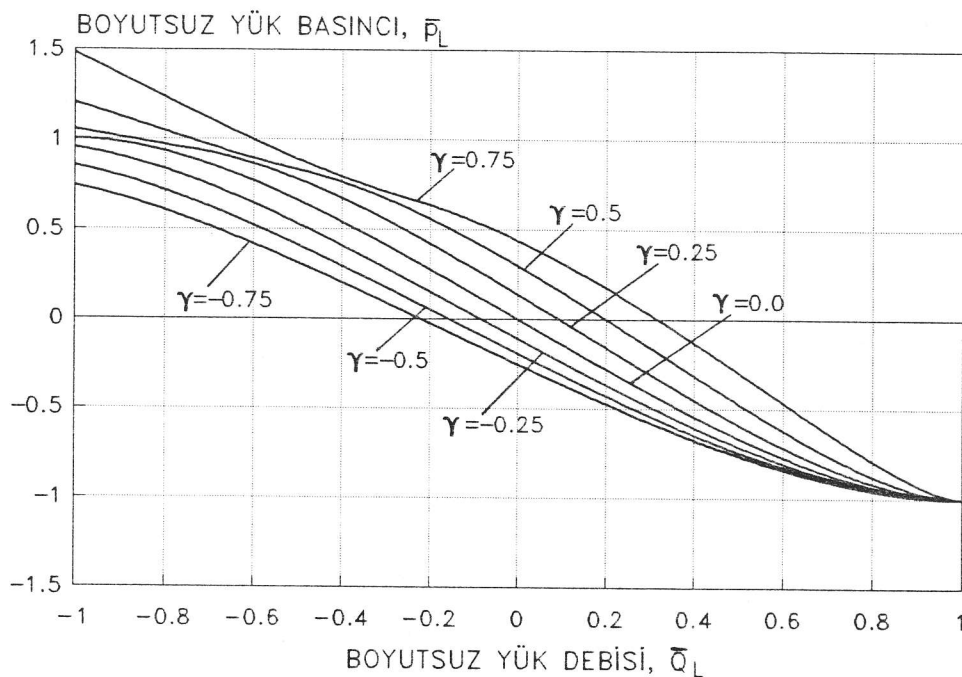
$$\gamma_1 = 1 + (1-\gamma)^2 \quad (3.67)$$

$\bar{Q}_L < -(1-\gamma)$  için ise denklem (3.66) ve (3.67) yerine

$$\gamma_1^2 \bar{p}_1^2 + (2\gamma_1 - 4\bar{Q}_L^2 - 2\gamma_1 \bar{Q}_L^2) \bar{p}_1 + \bar{Q}_L^4 + 2\bar{Q}_L^2 + 1 = 0 \quad (3.68)$$

$$\gamma_1 = (1-\gamma)^2 - 1 \quad (3.69)$$

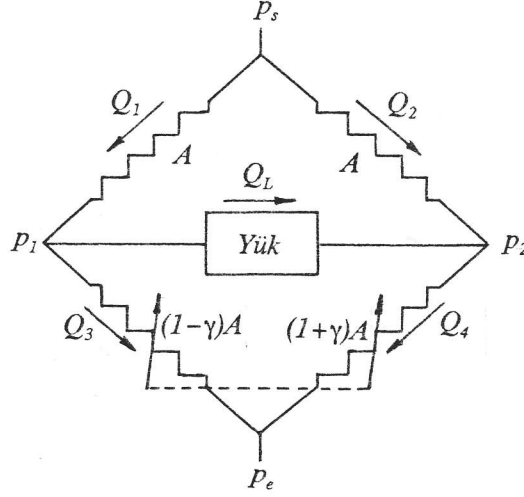
kullanılmalıdır. Verilen herhangi bir  $\bar{Q}_L$  ve  $\gamma$  değeri için bu denklemlerden  $\bar{p}_1$  ve  $\bar{p}_2$  çözülebilir ve  $\bar{p}_L = \bar{p}_1 - \bar{p}_2$  bulunabilir. Bu yolla elde edilen valf karakteristik eğrileri Şekil 3.21 de değişik  $\gamma$  değerleri için verilmiştir.



Şekil 3.21 Bir Değişken Kollu Tam Köprü Devresi Karakteristiği

### 3.3.7 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

Daha önce Şekil 3.4 de verilen iki değişken kollu tam köprü devresi gerekli değişkenlerle birlikte Şekil 3.22 de tekrardan verilmiştir. Makara merkez konumundayken (açıklık oranı  $\gamma = 0$ ) orifislerin alanları  $A$  olsun. Makara merkez konumundan sağa doğru hareket ettirildiğinde (3) ve (4) numaralı orifislerin alanları sırasıyla  $(1-\gamma)A$  ve  $(1+\gamma)A$  olur.



Şekil 3.22 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

Bu devre için orifis akış denklemleri, süreklilik denklemleri ve yük basıncı tanımları aşağıdaki gibidir:

$$Q_1 = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_1)} \quad (3.70)$$

$$Q_2 = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_2)} \quad (3.71)$$

$$Q_3 = C_d (1-\gamma) A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_e)} \quad (3.72)$$

$$Q_4 = C_d (1+\gamma) A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_e)} \quad (3.73)$$

$$Q_3 = Q_1 - Q_L \quad (3.74)$$

$$Q_4 = Q_2 + Q_L \quad (3.75)$$

$$p_L = p_1 - p_2 \quad (3.76)$$

Debilerin boyutsuz hale getirilmesi için Şekil 3.20 de görülen referans durumuna karşılık gelen ve daha önce denklem (3.57) ile verilen yük akışı kullanılacaktır. Boyutsuz yük debisi, boyutsuz yük basıncı, boyutsuz ara basınçlar da denklemler (3.58)–(3.61) deki gibi tanımlanacaktır. Eğer, denklemler (3.70)–(3.73) den debiler alınarak denklem (3.74) ve (3.75) de yerine koyulursa, ve sonuçlar boyutsuz parametreler cinsinden yazılarak düzenlenirse,

$$(1-\gamma)\sqrt{\bar{p}_1} = \sqrt{1-\bar{p}_1-\bar{Q}_L} \quad (3.77)$$

$$(1+\gamma)\sqrt{\bar{p}_2} = \sqrt{1-\bar{p}_2+\bar{Q}_L} \quad (3.78)$$

ve uygun işlemler yapılarak aşağıdaki ifadeler bulunur:

$$\gamma_1^2 \bar{p}_1^2 + (4\bar{Q}_L^2 - 2\gamma_1 - 2\gamma_1 \bar{Q}_L^2) \bar{p}_1 + \bar{Q}_L^4 - 2\bar{Q}_L^2 + 1 = 0 \quad (3.79)$$

$$\gamma_2^2 \bar{p}_2^2 + (4\bar{Q}_L^2 - 2\gamma_2 - 2\gamma_2 \bar{Q}_L^2) \bar{p}_2 + \bar{Q}_L^4 - 2\bar{Q}_L^2 + 1 = 0 \quad (3.80)$$

Burada,  $\gamma_1$  ve  $\gamma_2$  aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$\gamma_1 = 1 + (1-\gamma)^2 \quad (3.81)$$

$$\gamma_2 = 1 + (1+\gamma)^2 \quad (3.82)$$

Yukarıdaki denklemler  $0 < \bar{p}_1 < 1$  ve  $0 < \bar{p}_2 < 1$  olması kaydıyla geçerlidir.  $\bar{p}_1 = 1$  ise  $\bar{Q}_L = -(1-\gamma)$  olur. Eğer  $\bar{p}_1 > 1$  ise  $\bar{Q}_L < -(1-\gamma)$  olur. Bu durumda  $Q_L$  in akış yönü değişeceğinden, denklem (3.77), (3.79) ve (3.81) yerine sırasıyla aşağıdaki denklemler kullanılmalıdır:

$$(1-\gamma)\sqrt{\bar{p}_1}=-\sqrt{\bar{p}_1-1}-\bar{Q}_L \quad (3.83)$$

$$\gamma_1^2\bar{p}_1^2+(2\gamma_1-4\bar{Q}_L^2-2\gamma_1\bar{Q}_L^2)\bar{p}_1+\bar{Q}_L^4+2\bar{Q}_L^2+1=0 \quad (3.84)$$

$$\gamma_1=(1-\gamma)^2-1 \quad (3.85)$$

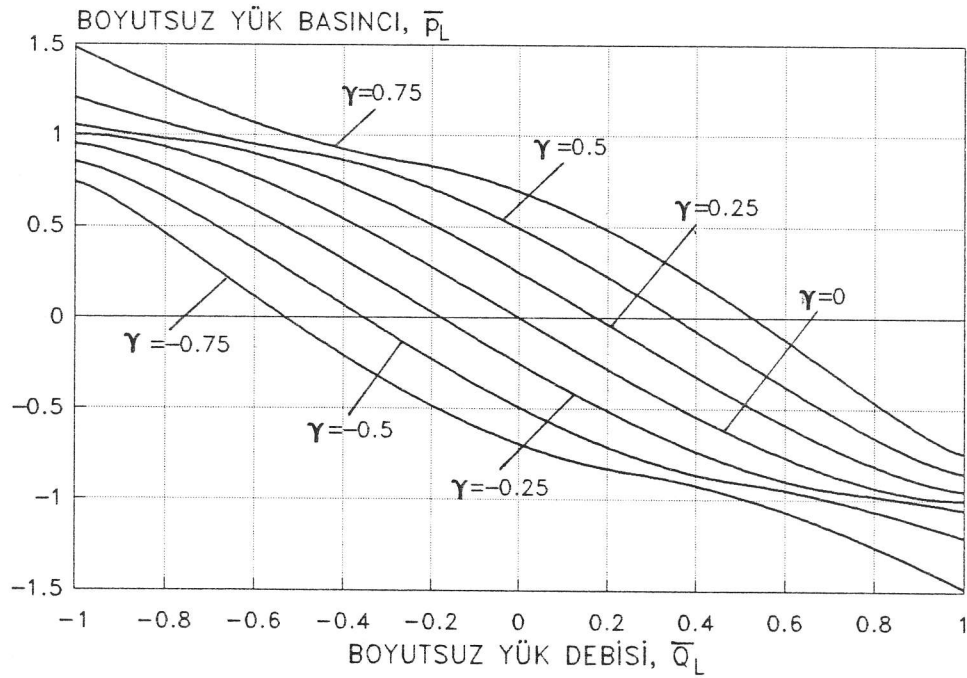
Eğer  $\bar{Q}_L > (1+\gamma)$  ise  $Q_2$  nin akış yönü değişeceğinden, bu durumda denklem (3.78), (3.80) ve (3.82) yerine aşağıdaki denklemler geçerlidir:

$$(1+\gamma)\sqrt{\bar{p}_2}=-\sqrt{\bar{p}_2-1}+\bar{Q}_L \quad (3.86)$$

$$\gamma_2^2\bar{p}_2^2+(2\gamma_2-4\bar{Q}_L^2-2\gamma_2\bar{Q}_L^2)\bar{p}_2+\bar{Q}_L^4+2\bar{Q}_L^2+1=0 \quad (3.87)$$

$$\gamma_2=(1+\gamma)^2-1 \quad (3.88)$$

Verilen herhangi bir  $\bar{Q}_L$  ve  $\gamma$  değeri için denklem (3.79), (3.80), (3.84) veya (3.87) den  $\bar{p}_1$  ve  $\bar{p}_2$  çözülebilir ve  $\bar{p}_L = \bar{p}_1 - \bar{p}_2$  den yük basıncı bulunur. Bu yolla bulunan karakteristik eğriler Şekil 3.23 de verilmiştir.



Şekil 3.23 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi Karakteristiği

### 3.3.8 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

Hidrolik valflarda lineer ve simetrik karakteristik eğriler elde etmek için geometrik simetri özelliklerinden olduğunca yararlanmak gereklidir. Bu amaçla açık merkezli dört yollu valf kullanılır. Açık merkezli dört yollu valf daha önce Şekil 3.2 de verilen dört değişken kollu tam köprü biçimindeki akış devresine sahiptir. Bu devre uygun değişken tanımlarıyla birlikte Şekil 3.24 de verilmiştir. Makara merkez konumundayken (açıklık oranı  $\gamma = 0$ ) orifislerin alanları  $A$  olsun. Makara merkez konumundan sağa doğru hareket ettirildiğinde (1) ve (4) numaralı orifislerin alanları  $(1+\gamma)A$ , (2) ve (3) numaralı orifislerin alanları ise  $(1-\gamma)A$  olur.

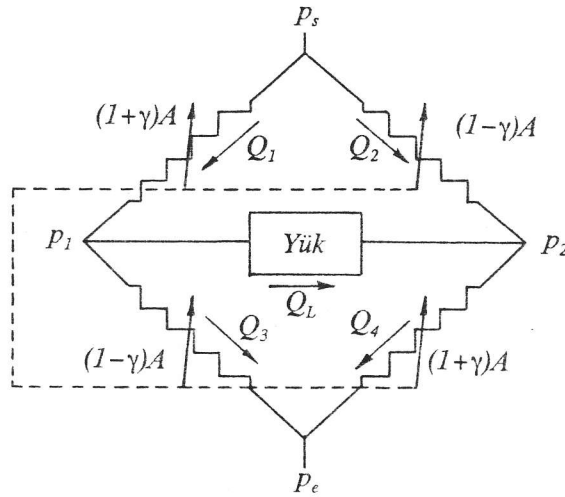
Valf yapısı tam bir simetriye sahip olduğundan herhangi bir anda (1) ve (4) numaralı orifislerdeki debiler ve basınç kayıpları birbirinin aynıdır. Aynı sebepten dolayı, (2) ve (3) numaralı orifislerdeki debi ve basınç kayıpları da aynıdır. Dolayısıyla aşağıdaki eşitlikler geçerlidir:

$$Q_1 = Q_4 \quad (3.89)$$

$$Q_2 = Q_3 \quad (3.90)$$

$$P_s - P_1 = P_2 - P_e \quad (3.91)$$

$$P_s - P_2 = P_1 - P_e \quad (3.92)$$



Şekil 3.24 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

Bu devre için orifis akış denklemleri, süreklilik denklemleri ve yük basıncı tanımı ise aşağıdaki gibidir:

$$Q_1 = C_d(1+\gamma)A\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s-p_1)} \quad (3.93)$$

$$Q_2 = C_d(1-\gamma)A\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s-p_2)} \quad (3.94)$$

$$Q_1 = Q_3 + Q_L \quad (3.95)$$

$$Q_2 + Q_L = Q_4 \quad (3.96)$$

$$p_L = p_1 - p_2 \quad (3.97)$$

Debilerin boyutsuz hale getirilmesi için Şekil 3.20 de görülen referans durumuna karşılık gelen ve daha önce denklem (3.57) ile verilen yük akışı kullanılacaktır. Boyutsuz yük debisi ve boyutsuz yük basıncı da denklem (3.58) ve (3.59) daki gibi tanımlanacaktır.

Eğer, denklemler (3.93) ve (3.94) deki debiler denklemler (3.89)–(3.92) ve (3.97) dikkate alınarak denklem (3.95) de yerine koyulursa, ve elde edilen ifade boyutsuz parametreler cinsinden yazılarak düzenlenirse, valf karakteristiğini tanımlayan denklem aşağıdaki gibi bulunur:

$$\bar{Q}_L = (1+\gamma)\sqrt{\frac{1}{2}(1-\bar{p}_L)} - (1-\gamma)\sqrt{\frac{1}{2}(1+\bar{p}_L)} \quad (3.98)$$

Denklem (3.98)  $p_1 < p_s$  ve  $p_2 < p_s$  olması kaydıyla geçerlidir. Eğer  $p_1 > p_s$  ise  $p_2 < p_s$ ,  $\bar{p}_L > 1$  ve  $\bar{Q}_L < -(1-\gamma)$  olur. Ayrıca  $Q_1$  ve  $Q_4$  ün akış yönleri değişir. Bu durumda, denklem (3.93) deki karekökün altındaki  $p_s - p_1$  terimi yerine  $p_1 - p_s$  kullanılmalı, denklem (3.95) ve (3.96) daki  $Q_1$  ve  $Q_4$  ün işaretleri değiştirilmelidir. Denklem (3.98) yerine ise aşağıdaki denklem kullanılmalıdır:



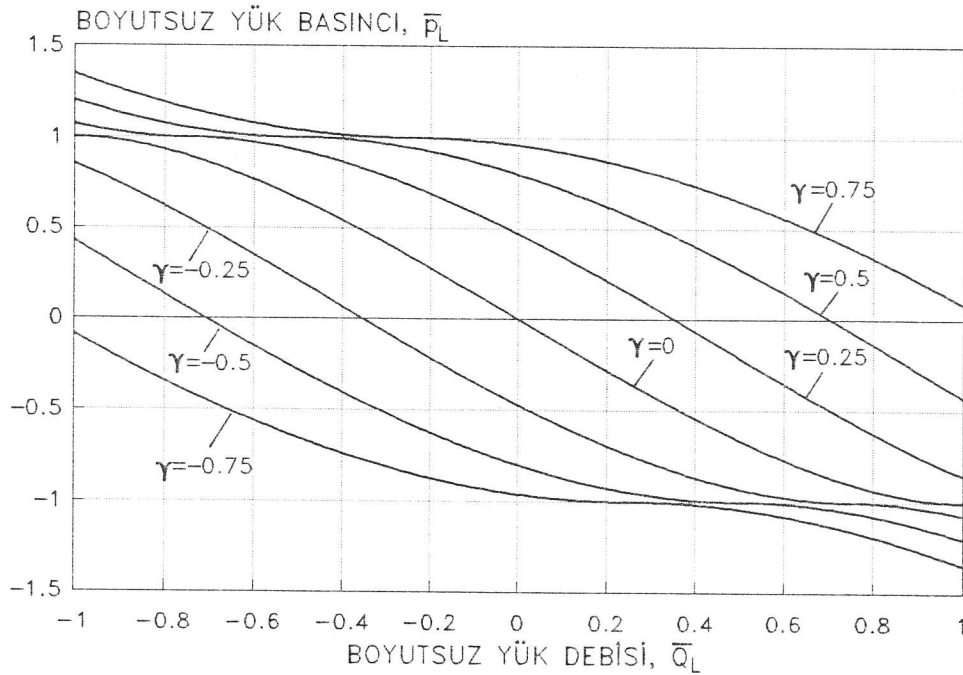
$$\bar{Q}_L = -(1+\gamma)\sqrt{\frac{1}{2}(\bar{p}_L-1)} - (1-\gamma)\sqrt{\frac{1}{2}(\bar{p}_L+1)} \quad (3.99)$$

Eğer  $p_2 > p_s$  ise  $p_1 < p_e$ ,  $\bar{p}_L < -1$  ve  $\bar{Q}_L > (1+\gamma)$  olur.  $Q_2$  ve  $Q_3$  ün de akış yönleri değişir. Bu durumda ise, denklem (3.94) deki karekökün altındaki  $p_s - p_2$  terimi yerine  $p_2 - p_s$  kullanılmalı, denklem (3.95) ve (3.96) daki  $Q_2$  ve  $Q_3$  ün işaretleri değiştirilmelidir. Denklem (3.98) yerine ise aşağıdaki denklem kullanılmalıdır:

$$\bar{Q}_L = (1+\gamma)\sqrt{\frac{1}{2}(1-\bar{p}_L)} + (1-\gamma)\sqrt{\frac{1}{2}(-\bar{p}_L-1)} \quad (3.100)$$

Verilen herhangi bir  $\bar{Q}_L$  ve  $\gamma$  değeri için denklem (3.98)–(3.100) den  $\bar{p}_L$  yük basıncı bulunabilir. Bu yolla elde edilen valf karakteristik eğrileri Şekil 3.25 de değişik  $\gamma$  değerleri için verilmiştir. Görüldüğü gibi, eğriler çok geniş çalışma sınırları arasında lineer ve eşit aralıktır.

Denklemler (3.99) ve (3.100) ile tanımlanan ters akış durumlarının analize dahil edilmesi, valfle kontrol edilen sistemin aşırı yükler altındaki davranışının incelenmesine olanak sağlar. Örneğin, valf bir pistonu belli bir yönde hareket ettirirken kaynak basıncının süremeyeceği kadar büyük bir yük uygulandığında pistonun geri doğru hareket hızı bulunabilir.



Şekil 3.25 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi Karakteristiği

### 3.4 Sabit Debili Kaynakla Çalışan Hidrolik Valfların Karakteristik Eğrileri

Sabit debili güç kaynakları sabit basınçlı kaynaklara göre daha az yatırım gerektirdiğinden bazı uygulamalarda tercih edilebilir. Ancak sistem verimi düşük olduğundan yağın aşırı ısınmasına karşı genelde tedbir alınması gereklidir. Bölüm 3.3 de incelenen valflar sabit debili güç kaynağıyla beslendiği takdirde çok farklı karakteristik eğriler elde edilir. Bu eğrilerin en önemli özelliği, sabit basınçta çalıştırılan valfların eğrilerine göre çok daha non-linear olmalarıdır.

Sabit debili kaynaktan beslenen sistemlerde gücün doğrudan seri bağlı dirençlerle kontrol edilmesi mümkün değildir. Bu yüzden seri devreye sahip olan kapalı merkezli 4-yollu ve 3-yollu valflar kullanılamaz. Yarım köprü devresine sahip olan valflarda ise, kaynağa seri olarak bağlı olan girişteki direncin kontrol işlemine hiçbir katkısı yoktur.

#### 3.4.1 Değişken Kollu 1/4 Köprü Devresi

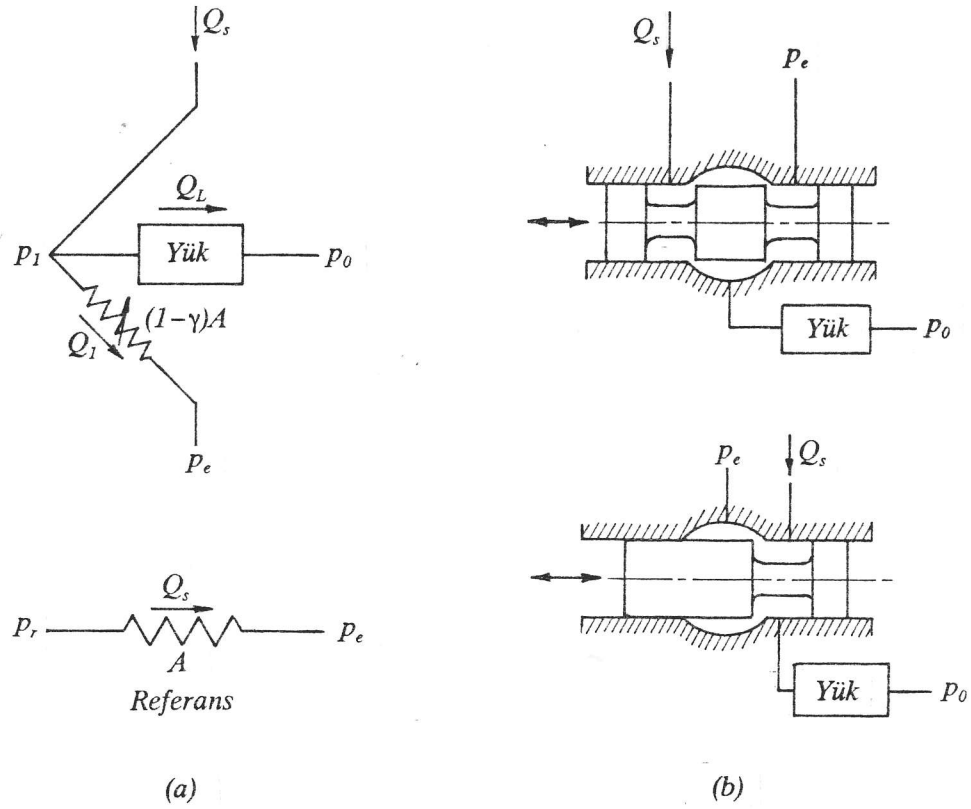
Sabit debili kaynakla çalışan, açık merkezli 3-yollu valflarda, akış yukarıdaki direncin değeri ne olursa olsun içinden akan debi daima kaynaktan sağlanan debiye eşit olduğundan bu direncin kontrol işlevi yoktur. Bu durumda 3-yollu valfin akış devresi Şekil 3.26(a) da görülen, değişken kollu 1/4 köprü devresine dönüşür. Örneğin, Şekil 3.26(b) deki iki valf, yapıları farklı olmasına rağmen aynı kontrol özelliğine sahiptir ve akış devreleri Şekil 3.26(a) daki gibidir.

Şekil 3.26 daki valflarda valfin açıklık alanı  $(1-\gamma)A$  olsun. Orifisin akış denklemi ve üç kolun birleştiği nokta için süreklilik denklemi yazılırsa, ve yük basıncı  $p_L$  tanımlanırsa aşağıdaki ifadeler bulunur:

$$Q_1 = C_d(1-\gamma)A \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_e)} \quad (3.101)$$

$$Q_L = Q_s - Q_1 \quad (3.102)$$

$$p_L = p_1 - p_0 \quad (3.103)$$



Şekil 3.26 Değişken Kollu 1/4 Köprü Devresi

Denklemlerde debileri boyutsuz hale getirmek için  $Q_s$  kullanılacaktır. Basınçları boyutsuzlaştırmak için ise, Şekil 3.26 daki referans durumu dikkate alınarak,  $A$  kesit alanlı bir orifisten  $Q_s$  debisinin akmasını sağlayacak  $p_r - p_e$  basınç farkı kullanılacaktır. Yani,

$$p_r - p_e = \frac{Q_s^2}{C_d^2 A^2 \left(\frac{2}{\rho}\right)} \quad (3.104)$$

olarak tanımlanmıştır. Eğer, denklem (3.101) den  $Q_1$ , denklem (3.103) den de  $p_1$  alınarak (3.102) de kullanılır ve sonuç boyutsuz parametreler cinsinden yazılırsa, valf karakteristiğini tanımlayan ifade

$$\overline{Q_L} = 1 - (1 - \gamma) \sqrt{p_L + p_0} \quad (3.105)$$

olarak elde edilir. Burada,  $Q_L$ ,  $p_L$  ve  $p_0$  terimleri,

$$\bar{Q}_L = \frac{Q_L}{Q_s} \quad (3.106)$$

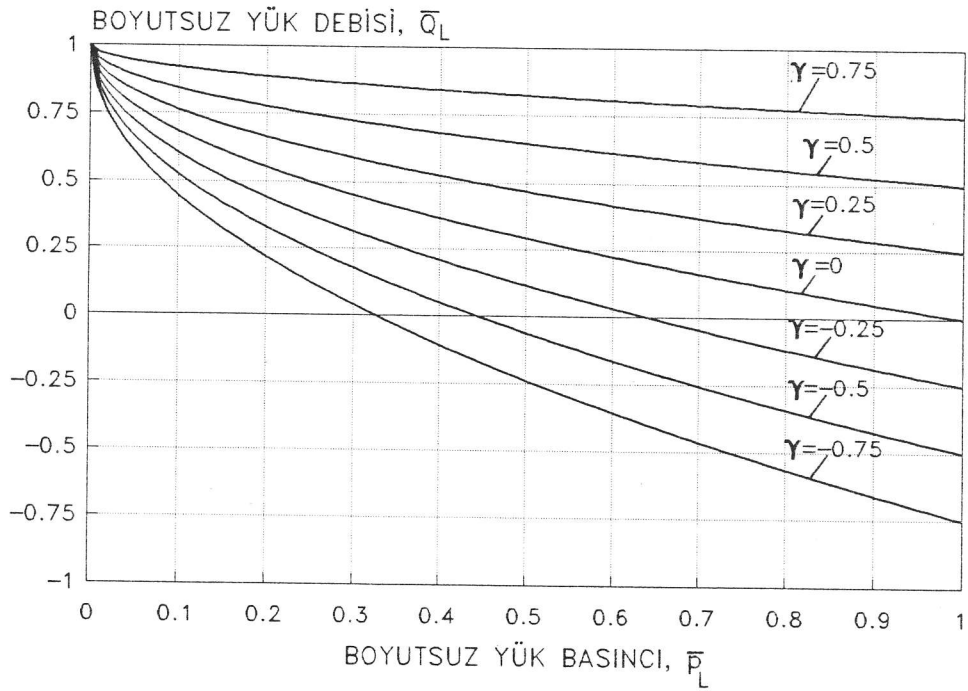
$$\bar{p}_L = \frac{p_L}{p_r - p_e} \quad (3.107)$$

$$\bar{p}_0 = \frac{p_0 - p_e}{p_r - p_e} \quad (3.108)$$

olarak tanımlanmıştır. Eğer özel hal olarak arka basınç  $p_0 = p_e$  alınırsa,  $\bar{p}_0 = 0$  olacağından, valf karakteristiği aşağıdaki hali alır:

$$\bar{Q}_L = 1 - (1 - \gamma)\sqrt{\bar{p}_L} \quad (3.109)$$

Bu denklemden elde edilen karakteristik eğriler Şekil 3.27 de  $\gamma$  nın değişik değerleri için verilmiştir.



Şekil 3.27 Değişken Kollu 1/4 Köprü Devresi Karakteristiği  
(Sabit debili kaynak.)

### 3.4.2 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

Şekil 3.28 de sabit debili kaynakla çalışan bir valfın, iki değişken dirençli tam köprü biçimindeki akış devresi görülmektedir. Dirençler üzerinden akan debiler için,

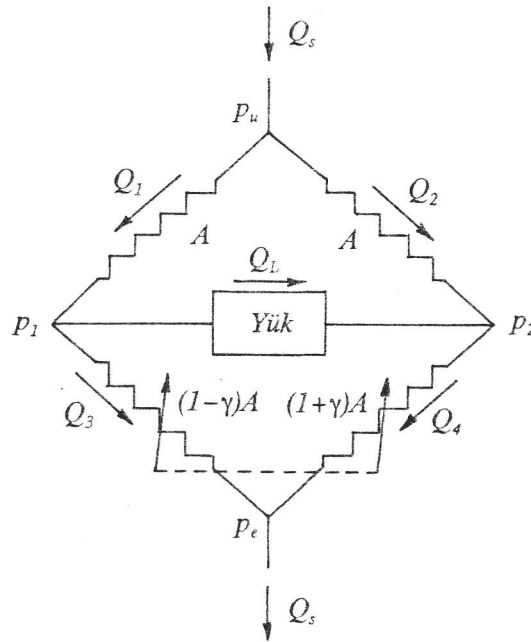
$$Q_1 = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_u - p_1)} \quad (3.110)$$

$$Q_2 = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_u - p_2)} \quad (3.111)$$

$$Q_3 = C_d (1 - \gamma) A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_e)} \quad (3.112)$$

$$Q_4 = C_d (1 + \gamma) A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_e)} \quad (3.113)$$

ifadeleri yazılabilir. Burada  $p_u$  valf girişinde oluşan basınçtır.



Şekil 3.28 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

Kolların birleştiği noktalara süreklilik şartı uygulanırsa, aşağıdaki bağımsız denklemler bulunur:

$$Q_s = Q_1 + Q_2 \quad (3.114)$$

$$Q_1 = Q_3 + Q_L \quad (3.115)$$

$$Q_4 = Q_2 + Q_L \quad (3.116)$$

Yük basıncı  $p_L$  aşağıdaki gibi tanımlansın:

$$p_L = p_1 - p_2 \quad (3.117)$$

Bu durumda, aşağıdaki ifadeler yazılabilir:

$$p_u - p_1 = p_u - p_2 - p_L \quad (3.118)$$

$$p_1 - p_e = p_2 - p_e + p_L \quad (3.119)$$

Denklemlerde debileri boyutsuz hale getirmek için  $Q_s$ , basınçları boyutsuzlaştırmak için ise, Şekil 3.26(a) daki referans durumu dikkate alınarak, denklem (3.104) de verilen  $p_r - p_e$  basınç farkı kullanılacaktır. Yani, boyutsuz yük basıncı  $\bar{p}_L$  ve boyutsuz yük debisi  $\bar{Q}_L$ ,

$$\bar{Q}_L = \frac{Q_L}{Q_s} \quad (3.120)$$

$$\bar{p}_L = \frac{p_L}{p_r - p_e} \quad (3.121)$$

şeklinde tanımlanacaktır.

Denklem (3.110)–(3.113) daki debiler, denklem (3.114)–(3.116) da yerine koyulursa ve denklemler (3.17)–(3.21) deki tanımlar dikkate alınırsa,

$$(1+\gamma)^2(1-Z)^2 = (1-\gamma)^2(1+Z)^2 + 4(1-\gamma)^2(1+\gamma)^2 \bar{p}_L \quad (3.122)$$

bulunur. Burada  $Z$  aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$Z = \bar{p}_L + 2\bar{Q}_L \quad (3.123)$$

Denklem (3.122) yeniden düzenlenirse,  $Z$  cinsinden aşağıdaki ikinci derece denklem bulunur:

$$\gamma Z^2 - (1 + \gamma^2)Z + \gamma \bar{p}_L (1 - \gamma^2)^2 = 0 \quad (3.124)$$

Bu denklemden  $Z$  çözülür ve denklem (3.123) deki tanım dikkate alınırsa, valfın karakteristik eğrilerini  $\gamma \neq 0$  için veren aşağıdaki ifade bulunur:

$$\bar{Q}_L = \frac{(1 + \gamma^2) - (1 - \gamma^2) \sqrt{1 + 4\gamma \bar{p}_L}}{4\gamma} - \frac{\bar{p}_L}{2} \quad (3.125)$$

Eğer  $\gamma = 0$  ise, denklem (3.124) den valf karakteristiği doğrudan bulunur:

$$\bar{Q}_L = -\bar{p}_L \quad (3.126)$$

Eğer, dış zorlamalar sonucu  $Q_L$  nin değeri '+' veya '-' yönde aşırı artırılırsa,  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$  veya  $Q_4$  ün Şekil 3.28 de verilen akış yönleri değişebilir. Bunun sonucu, şekilde görülen devredeki alt veya üst çevrimlerin etrafında aynı yönde akımların oluştuğu, normal olmayan bir durum meydana gelir. Bu halin ortaya çıkmaması için  $Q_1 > 0$ ,  $Q_2 > 0$ ,  $Q_3 > 0$  ve  $Q_4 > 0$  şartlarının sağlanması gereklidir. Aşağıdaki çalışma sınırları içinde kalırsa bu şartların sağlanacağı kolaylıkla gösterilebilir:

-  $Q_1 > 0$  için,

$$\bar{p}_L \leq 1 \quad (3.127)$$

-  $Q_2 > 0$  için,

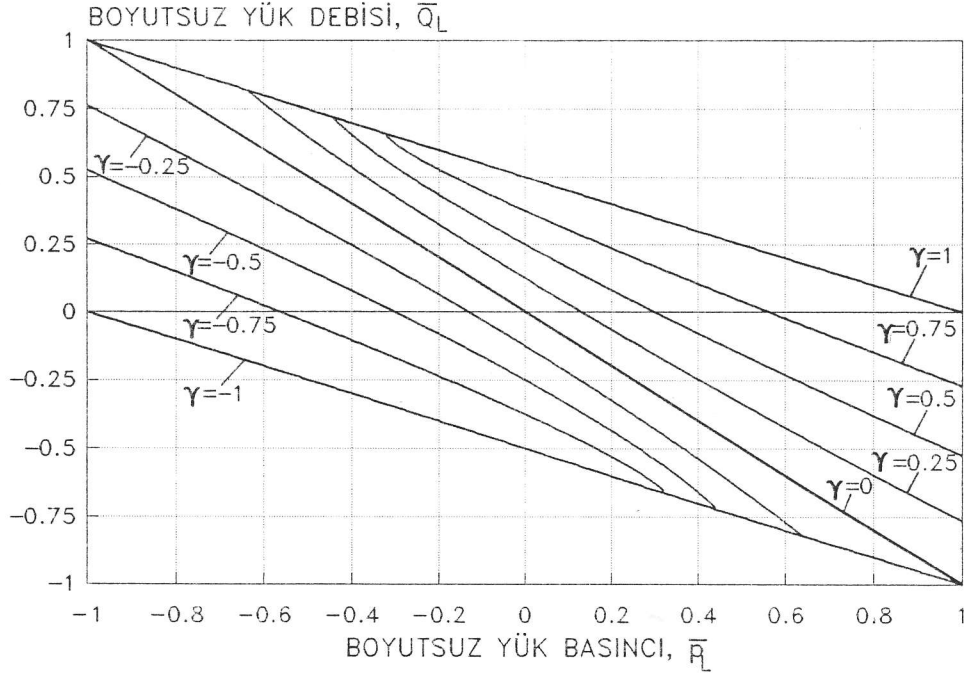
$$\bar{p}_L \geq -1 \quad (3.128)$$

-  $Q_3 > 0$  için,

$$1 - \bar{p}_L - 2\bar{Q}_L \geq 0 \quad (3.129)$$

-  $Q_4 > 0$  için,

$$1 + \bar{p}_L + 2\bar{Q}_L \geq 0 \quad (3.130)$$



Şekil 3.29 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi Karakteristiği  
(Sabit debili kaynak.)

Denklem (3.127)–(3.130) la verilen sınırlar içinde kalan karakteristik eğriler denklem (3.125) ve (3.126) dan bulunmuş, ve Şekil 3.29 da değişik  $\gamma$  değerleri için verilmiştir. Bu eğriler Şekil 3.23 dekilerle karşılaştırılırsa, sabit debili kaynakla çalıştırılan valfin karakteristik eğrilerinin çok daha non-lineer olduğu görülür.

### 3.4.3 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

Sabit debili kaynakla çalışan 4-yollu, açık merkezli bir valfin akış devresi Şekil 3.30 da görüldüğü gibidir. Simetri dolayısıyla,

$$Q_1 = Q_4 \quad (3.131)$$

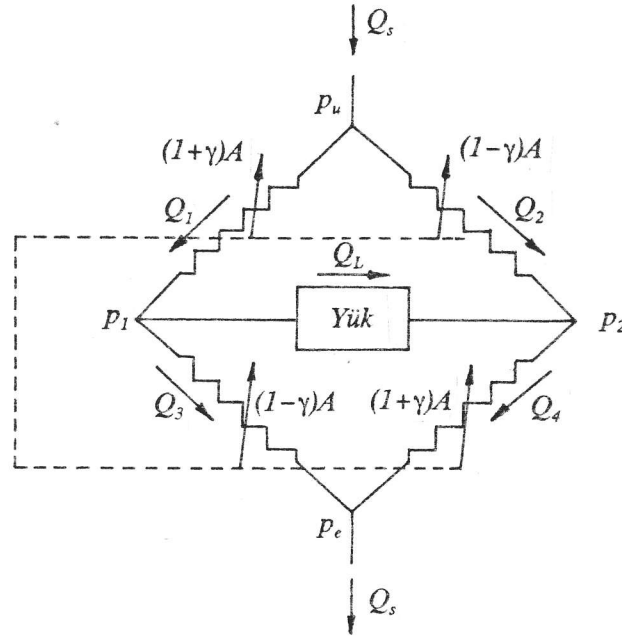
$$Q_2 = Q_3 \quad (3.132)$$

$$p_u - p_1 = p_2 - p_e \quad (3.133)$$

$$p_u - p_2 = p_1 - p_e \quad (3.134)$$

eşitlikleri geçerlidir. Kolların birleştiği noktalar için süreklilik denklemleri





Şekil 3.30 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

yazılırsa, ve denklem (3.131) ile (3.132) dikkate alınırsa,

$$Q_1 = Q_2 + Q_L \quad (3.135)$$

$$Q_1 + Q_2 = Q_s \quad (3.136)$$

bağımsız ifadeleri bulunur.

Yük basıncı  $p_L$  aşağıdaki gibi tanımlansın:

$$p_L = p_1 - p_2 \quad (3.137)$$

Denklem (3.133) ve (3.134) dikkate alınarak, (1) ve (2) numaralı orifislerin akış denklemleri aşağıdaki gibi bulunur:

$$Q_1 = C_d (1+\gamma) A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_e)} \quad (3.138)$$

$$Q_2 = C_d (1-\gamma) A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_e)} \quad (3.139)$$

Denklemlerde debileri boyutsuz hale getirmek için  $Q_s$  kullanılacaktır. Basınçları boyutsuzlaştırmak için ise, Şekil 3.26(a) daki referans durumu dikkate alınarak,  $A$  kesit alanlı bir orifisten  $Q_s$  debisinin akmasını sağlayacak

$p_r - p_e$  basınç farkı kullanılacaktır. Yani, boyutsuz yük debisi  $Q_L$  ve boyutsuz yük basıncı  $p_L$ ,

$$\overline{Q}_L = \frac{Q_L}{Q_s} \quad (3.140)$$

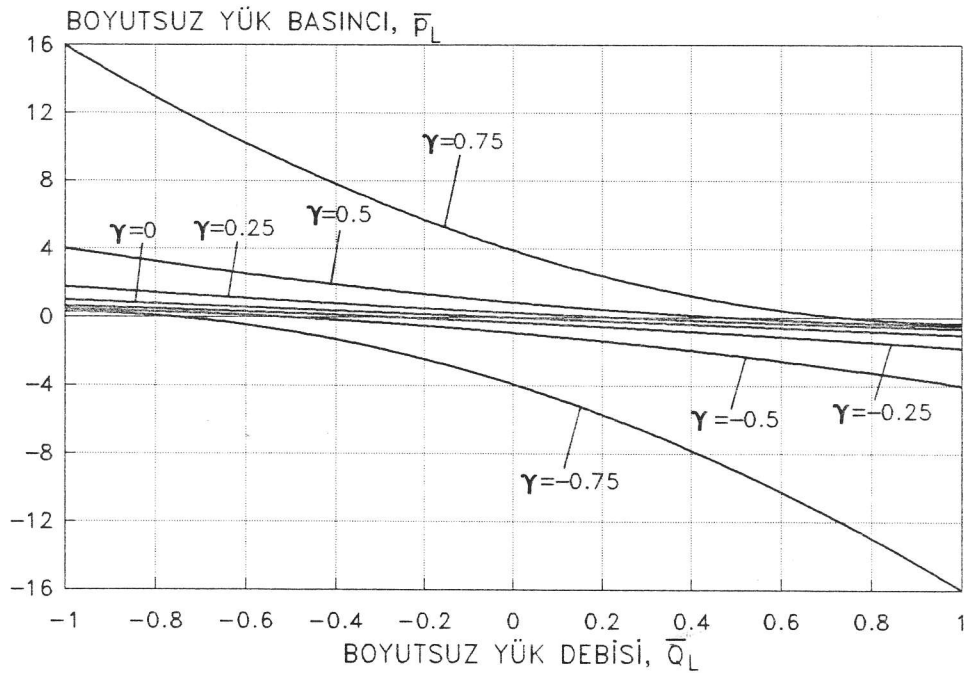
$$\overline{p}_L = \frac{p_L}{p_r - p_e} \quad (3.141)$$

olarak tanımlanmıştır. Eğer, denklem (3.138) ve (3.139) dan debiler alınarak denklem (3.135) ve (3.136) da yerine koyulursa, sonuç uygun işlemlerle boyutsuz parametreler cinsinden yazılırsa, valf karakteristiğini tanımlayan ifade

$$(1 - \gamma^2)^2 \overline{p}_L = \gamma(1 + \overline{Q}_L^2) - (1 + \gamma^2) \overline{Q}_L \quad (3.142)$$

olarak elde edilir.

Denklem (3.142) den elde edilen karakteristik eğriler Şekil 3.31 de değişik  $\gamma$  değerleri için verilmiştir. Bu eğriler Şekil 3.25 dekilerle karşılaştırılırsa, sabit debili kaynakla çalıştırılan valfin karakteristik eğrilerinin çok daha non-linear olduğu görülür.



Şekil 3.31 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi Karakteristiği  
(Sabit debili kaynak.)

## Bölüm 4

# PNÖMATİK VALFLARIN KARAKTERİSTİK EĞRİLERİ

### 4.1 Bir Boyutlu Adyabatik İzentropik Akış

Pnömatik sistemlerin analizi ile hidrolik sistemlerin analizi arasındaki en önemli fark, pnömatik sistemlerde iş akışkanının sıkıştırılabilirlik özelliğinin dikkate alınmasıdır. Sıkıştırılabilir akışkanların mekaniği pek çok kitapta incelenmiş olup, bu tür akışkanların davranışını tanımlayan denklemlerin türetilmesi oldukça karmaşıktır. Bu yüzden burada mümkün olduğu kadar konuyla ilgili diğer kitaplarda türetilmiş ifadelerden yararlanılacaktır.

İdeal bir gazın bir boyutlu adyabatik, izentropik akışı için aşağıdaki ifadeler yazılabilir<sup>1</sup>:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{k-1}{2} M^2 \quad (4.1)$$

$$\frac{P_0}{P} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (4.2)$$

Birim akış alanından geçen kütleli debi ise

$$\frac{\omega}{A} = \sqrt{\frac{k}{R}} \frac{P_0}{\sqrt{T_0}} \frac{M}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \quad (4.3)$$

olarak yazılabilir. Yukarıdaki denklemlerde,

---

<sup>1</sup>Shapiro, Ascher H., "The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow", Ronald Press Company, New York, 1953.

$\omega$	: kütle debisi, $kg/s$
$A$	: akış kesit alanı, $m^2$
$k$	: özgül ısı oranı, $c_p/c_v$ (hava için $c_p/c_v = 1,4$ )
$R$	: gaz sabiti (hava için $R = 287,0 \text{ m}^2/s^2-K$ )
$T$	: gazın mutlak sıcaklığı, $K$
$T_0$	: gazın mutlak durma sıcaklığı, $K$
$p$	: gaz basıncı, $Pa$
$p_0$	: gazın durma basıncı, $Pa$
$M$	: Mach sayısı

olarak tanımlanmıştır. Denklem (4.2) den  $M$  çözülerek (4.3) de yerine koyulursa birim alandan geçen kütle debisi için aşağıdaki ifade bulunur:

$$\frac{\omega}{A} = \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)} \frac{p_0}{\sqrt{T_0}} \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (4.4)$$

Denklem (4.3) ün  $M$ 'ye göre türevi alınıp sıfıra eşitlenirse,  $M=1$  de  $(\omega/A)$  nın maksimum bir değere eriştiği ve bu değer

$$\left(\frac{\omega}{A}\right)_m = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{p_0}{\sqrt{T_0}}} \quad (4.5)$$

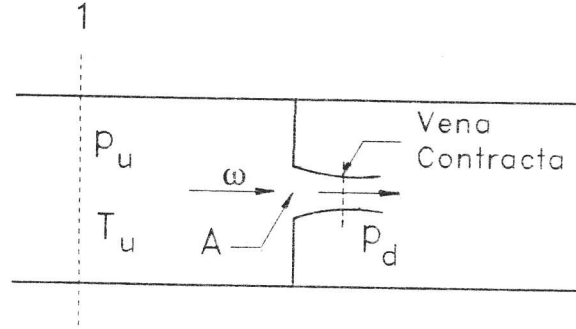
olduğu görülür. Eğer, denklem (4.2) ye  $M=1$  koyulursa,  $(\omega/A)$  nın maksimum değerini veren  $(p/p_0)_m$  değeri

$$\left(\frac{p}{p_0}\right)_m = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (4.6)$$

olarak bulunur. Hava için  $k=1,4$  olduğundan  $(\omega/A)$  nın maksimum değeri  $(p/p_0)_m = 0,528$  olduğunda elde edilir. Birim akış alanından geçen kütledebini maksimum bir değere erişmesi "boğulma" denilen ve sıkıştırılabilir akışkanların akışları sırasında karşılaşılan bir olayla ilişkilidir.

#### 4.2 Sıkıştırılabilir Akışkanın Keskin Kenarlı Orifiste Akışı

Sıkıştırılabilir bir akışkanın Şekil 4.1 deki gibi keskin kenarlı bir orifisteki akışını tanımlarken orifis öncesi bölgedeki (kesit-1) gaz hızının orifisin kesitinden geçen gazın hızına göre çok daha düşük olduğu varsayımıyla



Şekil 4.1 Keskin Kenarlı Orifis

denklem (4.4) den yaranılır. Ancak orifisten geçen gerçek akış izentropik akışla aynı değildir. Gerçek akış, izentropik akışı bir boşaltma katsayısı ( $C_d$ ) ile çarparak bulunur. Boşaltma katsayısı aynı zamanda vena contracta'daki akış alanının orifis akış alanı  $A$  ya oranıdır. Boğulmamış ve boğulmuş orifisler için akış ifadeleri aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\omega}{A} = C_d \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)} \frac{p_u}{\sqrt{T_u}} \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (4.7)$$

$$\left(\frac{\omega}{A}\right)_m = C_d \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{p_u}{\sqrt{T_u}}} \quad (4.8)$$

Bu orifisteki akışın davranışını incelemek için içinden hava aktığını, orifisin giriş tarafındaki basıncın  $p_u$ , çıkış tarafındaki basıncın ise  $p_d$  olduğunu kabul edelim. Başlangıçta  $p_d$  nin değeri  $p_u$  ya yakın olsun. Eğer çıkış tarafındaki basınç azaltılmaya başlanırsa birim alandan geçen kütle debisi denklem (4.7) ye uygun biçimde artmaya başlar. Bu artış  $p_d/p_u$  nun değeri 0,528 e ininceye kadar devam eder. Eğer  $p_d$  nin değeri  $0,528p_u$  nun altına indirilirse  $\omega/A$  nin değerinde artık bir artış gözlenmez. Yani,  $0,528p_u$  nun altındaki  $p_d$  değerlerinin kütle debisinin değişimine etkisi yoktur. Bu durumda orifisteki akış boğulmuş durumdadır. Boğulmuş bir orifisten akan kütle debisi denklem (4.8) ile tanımlanır. Bu şekilde çalışan bir orifisten akan kütle debisi ancak giriş tarafındaki  $p_u$  basıncı ile oynayarak değiştirilebilir.

Keskin kenarlı orifislerde  $C_d$  nin değeri  $p_d/p_u$  nun değerine ve orifis yapısının geometrisine bağlıdır.  $C_d$  nin değeri,  $p_d/p_u$  nun değeri 1,0 a yakinken 0,6 dolayındadır;  $p_d/p_u$  nun değeri 0,5 in altındayken  $C_d$  fazla değişmez ve

$p_d/p_u$  sıfıra giderken  $C_d$  de 0,85 e doğru gider.<sup>1</sup> Deneysel yapılan bazı çalışmalarda ise içinden gaz akan orifislerde 0,8 ve 1,0 olmak üzere iki boşaltma katsayısı değeri gözlenmiştir.<sup>2</sup> Boğulmuş orifislerde her iki değerle de karşılaşılmasına rağmen genelde yüksek olan değer görülmektedir. Bu hususlar dikkate alındığında pnömatik valflardaki orifisler için  $C_d=0,8-0,85$  gibi bir boşaltma katsayısı değeri kullanılması uygun olmaktadır.

Denklem (4.7) ve (4.8) i tek bir ifade halinde yazabilmek için argümanı ( $p_d/p_u$ ) olan bir  $f_1(p_d/p_u)$  fonksiyonunu aşağıdaki gibi tanımlayalım:

$$f_1\left(\frac{p_d}{p_u}\right) = \frac{\left(\frac{\omega}{A}\right)}{\left(\frac{\omega}{A}\right)_m} \quad (p_d/p_u > 0,528) \quad (4.9)$$

$$f_1\left(\frac{p_d}{p_u}\right) = 1 \quad (p_d/p_u \leq 0,528) \quad (4.10)$$

$(\omega/A)$  için bu fonksiyon cinsinden hem boğulmuş hem de boğulmamış durumlar için geçerli olan aşağıdaki denklem yazılabilir:

$$\frac{\omega}{A} = C_d \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{p_u}{\sqrt{T_u}} f_1\left(\frac{p_d}{p_u}\right)} \quad (4.11)$$

Denklem (4.7) ve (4.8) ile verilen ifadeler denklem (4.9) da kullanılırsa  $f_1$  fonksiyonu aşağıdaki gibi bulunur:

$$f_1\left(\frac{p_d}{p_u}\right) = \frac{\sqrt{\frac{2}{(k-1)\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{k-1}{k}}}}}{\left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{1}{k}}} \quad (p_d/p_u > 0,528) \quad (4.12)$$

$$f_1\left(\frac{p_d}{p_u}\right) = 1 \quad (p_d/p_u \leq 0,528) \quad (4.13)$$

<sup>1</sup>Shapiro, Ascher H., "The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow", Ronald Press Company, New York, 1953.

<sup>2</sup>Blackburn, J.F., Reethof, G., Shearer, J.L., "Fluid Power Control", The M.I.T. Press, Cambridge, Massachusetts, 1960.

Bu denklemlerde  $k=1,4$  kullanılırsa hava için aşağıdaki iki ifade elde edilir:

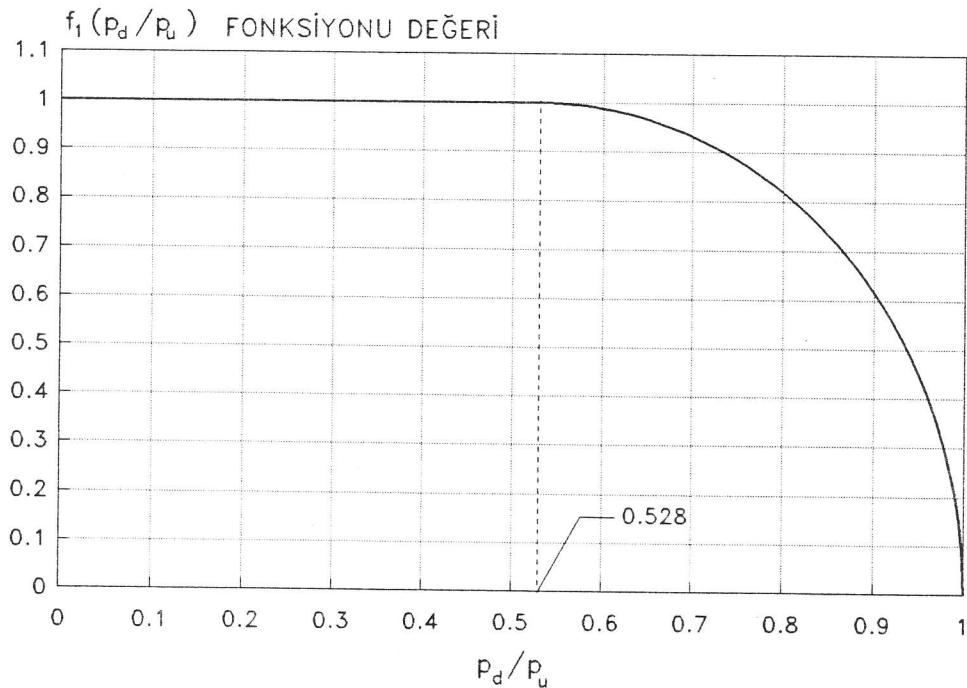
$$f_1\left(\frac{p_d}{p_u}\right) = 3,864 \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{0,714} \sqrt{1 - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{0,286}} \quad (p_d/p_u > 0,528) \quad (4.14)$$

$$f_1\left(\frac{p_d}{p_u}\right) = 1 \quad (p_d/p_u \leq 0,528) \quad (4.15)$$

Şekil (4.2) de  $f_1$  fonksiyonunun  $p_d/p_u$  değeriyle değişimi görülmektedir. Bir orifisten akan kütle debisinin  $f_1$  fonksiyonu cinsinden ifade edilmesi, pnömatik valfların karakteristik eğrilerinin hem hesaplanmasında, hem de yaklaşık olarak elle çizilmelerinde büyük kolaylık sağlar.

#### 4.3 Bir Orifisle Akış ve Hız Kontrolü

Tek bir orifisle, yani iki yönlü bir valfle bir yük pistonuna giden akışın veya yük pistonunun hızının kontrol edilmesi, orifisi yük pistonunun akış yukarısına (kaynak basıncı tarafı) veya akış aşağısına (dönüş basıncı tarafı) koyarak yapılabilir. Hidrolik sistemlerde iş akışkanın sıkıştırılabilmesi ihmal



Şekil 4.2 Hava İçin  $f_1$  Fonksiyonunun Değişimi

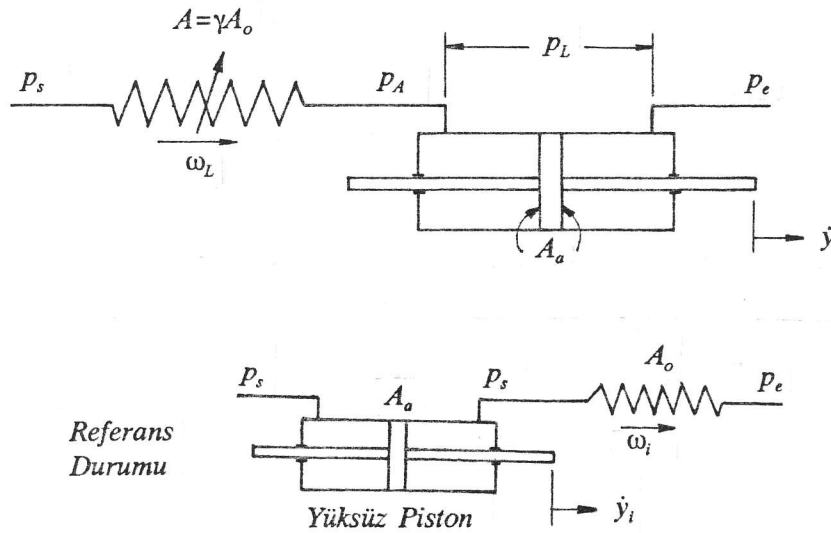
edilecek kadar az olduğundan valfın akış aşağısına veya akış yukarısına yerleştirilmesi kontrol özelliklerini etkilemez. Pnömatik sistemlerde ise iş akışkanı olarak kullanılan gazın sıkıştırılabilirlik özelliği ihmal edilemeyecek kadar önemlidir. Bu yüzden orifisin akış aşağısına veya akış yukarısına yerleştirilmesi durumlarında birbirinden çok farklı kontrol özellikleri elde edilir. Aşağıda her iki durum ayrı ayrı incelenmiştir.

#### 4.3.1 Akış Yukarısına Yerleştirilen Bir Orifisle Akış ve Hız Kontrolü

Şekil 4.3 de pnömatik bir sistemde, bir yük pistonunun akış yukarısına yerleştirilen bir orifisle kontrol edilişi şematik olarak gösterilmiştir. Orifisle yük arasındaki basınç  $p_A$ , orifisten geçerek yüke giden gazın kütle debisi  $\omega_L$  olsun. Orifisin maksimum akış alanı  $A_o$ , açıklık oranı  $\gamma$ , bu açıklık oranındaki akış alanı ise  $\gamma A_o$  dir. İş akışkanının hava olduğu kabul edilecektir.

Bu sistemin akış kontrol karakteristiği,  $\omega_L = f(\gamma, p_L)$  biçiminde valf açıklık oranı ( $\gamma$ ) ve yük basıncının ( $p_L$ ) bir fonksiyonu olarak ifade edilir. Yüke giden kütle debisi orifisten akan kütle debisi ile aynı olduğundan, denklem (4.11) den

$$\omega_L = C_d \gamma A_o D \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} f_1\left(\frac{P_A}{P_s}\right) \quad (4.16)$$



Şekil 4.3 Pnömatik Sistemde Akış Yukarısına Koyulan Orifisle Kontrol



yazılabilir. Burada  $D$ ,

$$D = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (4.17)$$

olarak tanımlanmış olup, hava için  $D = 0,0404 \text{ s-K}^{1/2}/\text{m}$  dir. Denklem (4.16) da geçen kütle debisini normalize etmek için ise Şekil 4.3 de verilen referans sistemden akan kütle debisi  $\omega_i$  kullanılacaktır. Referans kütle debisi, denklem (4.11) i referans sistem için yazarak,

$$\omega_i = C_d A_0 D \frac{p_s}{\sqrt{T_s}} f_1\left(\frac{p_e}{p_s}\right) \quad (4.18)$$

olarak bulunur. Denklem (4.16), denklem (4.18) ile bölünürse,

$$\frac{\omega_L}{\omega_i} = \gamma \frac{f_1\left(\frac{p_A}{p_s}\right)}{f_1\left(\frac{p_e}{p_s}\right)} \quad (4.19)$$

bulunur. Genellikle, uygulamalarda kaynak basıncı  $p_s$  dönüş basıncı  $p_e$  den çok daha büyük olduğundan  $(p_e/p_s) < 0,528$  şartı sağlanır. Bu durumda denklem (4.19) un paydasındaki terim  $f_1(p_e/p_s) = 1,0$  olacağından, aşağıdaki ifade elde edilir:

$$\frac{\omega_L}{\omega_i} = \gamma f_1\left(\frac{p_A}{p_s}\right) \quad (4.20)$$

Yük basıncı  $p_L$ , yük pistonu üzerindeki basınç kaybı olup,  $p_L = p_A - p_e$  dir. Basınçlar  $p_s$  ile boyutsuzlaştırılırsa,

$$\frac{p_L}{p_s} = \frac{p_A}{p_s} - \frac{p_e}{p_s} \quad (4.21)$$

yazılabilir. Bu denklemden  $p_A/p_s$  çözülerek denklem (4.20) nin argümanı olarak yerine koyulursa, valfin boyutsuz kütle debisi  $\omega_L/\omega_i$  yi  $\gamma$  ve  $p_L/p_s$  cinsinden veren valf akış karakteristiği aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\frac{\omega_L}{\omega_i} = \gamma f_1 \left( \frac{p_L}{p_s} + \frac{p_e}{p_s} \right) \quad (4.22)$$

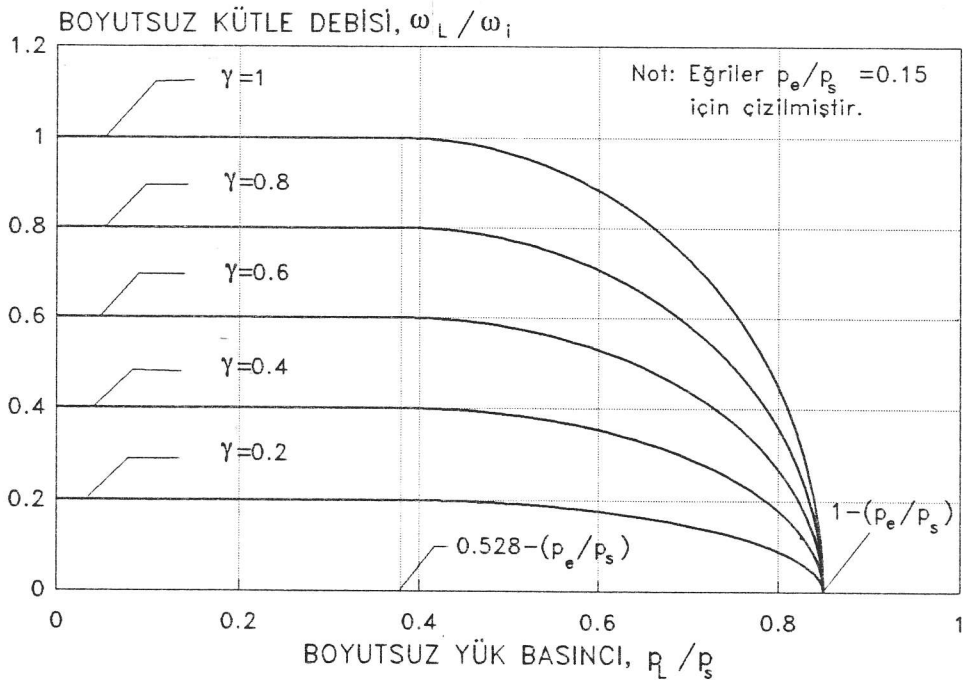
Bu denklemden valf karakteristikleri bulunurken  $f_1$  fonksiyonunun argümanının en fazla  $1,0$  olmasına, yani  $p_L < 1 - p_e$  olmasına dikkat edilmelidir. Denklem (4.20) incelenirse,  $\omega_L/\omega_i$  ye karşı  $p_A/p_s$  eğrilerinin bir  $\gamma$  faktörüyle çarpılmış  $f_1$ -eğrilerinden (Şekil 4.2) ibaret olduğu görülür.  $\omega_L/\omega_i$  ye karşı  $p_L/p_s$  eğrileri ise  $\omega_L/\omega_i$  ye karşı  $p_A/p_s$  eğrilerini çizdikten sonra düşey eksenini ( $\omega_L/\omega_i$ ) sağa doğru  $p_e/p_s$  kadar kaydırarak elde edilebilir. Şekil 4.4 de çeşitli  $\gamma$  değerleri için elde edilen akış karakteristik eğrileri verilmiştir.

Sistemin hız kontrol karakteristiği,  $\dot{y} = f(\gamma, p_L)$  şeklinde valf açıklık oranı ( $\gamma$ ) ve yük basıncının ( $p_L$ ) fonksiyonu olarak ifade edilir. Şekil 4.3 den piston hızı aşağıdaki gibi bulunur:

$$\dot{y} = \frac{\omega_L}{\rho_A A_a} \quad (4.23)$$

Şekil 4.3 deki referans sistemdeki pistonun hızı ise aşağıdaki gibidir:

$$\dot{y}_i = \frac{\omega_i}{\rho_s A_a} \quad (4.24)$$



Şekil 4.4 Akış Yukarısına Koyulan Orifis İçin Yük Akışı Eğrileri

Normalize edilmiş hız  $\dot{y}/\dot{y}_i$  ise denklem (4.23) ü denklem (4.24) ile bölerek,

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = \frac{\omega_L \rho_s}{\omega_i \rho_A} \quad (4.25)$$

olarak bulunur. Gazın sıcaklığındaki değişimler ihmal edilirse,

$$\frac{\rho_s}{\rho_A} \cong \frac{P_s}{P_A} \quad (4.26)$$

olduğundan,

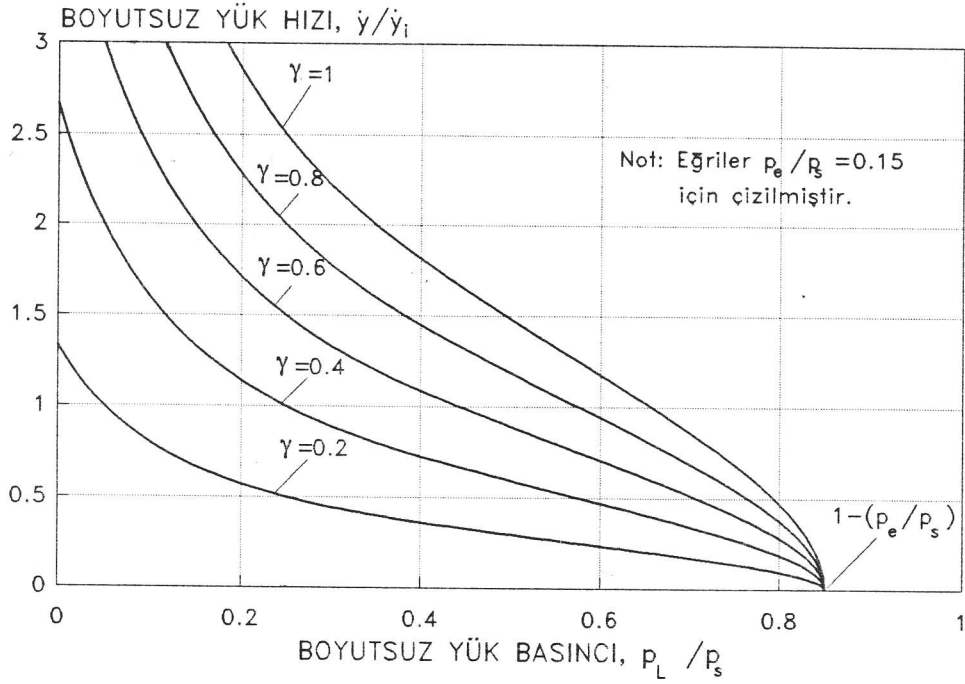
$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = \gamma \frac{f_1\left(\frac{P_A}{P_s}\right)}{\frac{P_A}{P_s}} \quad (4.27)$$

elde edilir. Denklem (4.21) den  $p_A/p_s$  çözülerek (4.27) yerine koyulursa,

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = \gamma \frac{f_1\left(\frac{P_L}{P_s} + \frac{P_e}{P_s}\right)}{\frac{P_L}{P_s} + \frac{P_e}{P_s}} \quad (4.28)$$

elde edilir. Bu denklemden valf karakteristikleri bulunurken de  $f_1$  fonksiyonunun argümanının en fazla 1,0 olmasına, yani  $p_L < 1 - p_e$  olmasına dikkat edilmelidir.

Denklem (4.20) incelenirse,  $\omega_L/\omega_i$  ye karşı  $p_A/p_s$  eğrilerinden okunan  $\omega_L/\omega_i$  değerlerinin bu değerlere karşılık gelen  $p_A/p_s$  değeriyle bölünmesi sonucu  $\dot{y}/\dot{y}_i$  ye karşı  $p_A/p_s$  eğrilerinin elde edileceği görülür.  $\dot{y}/\dot{y}_i$  ye karşı  $p_L/p_s$  eğrileri ise  $\dot{y}/\dot{y}_i$  ye karşı  $p_A/p_s$  eğrilerini çizdikten sonra düşey eksenini ( $\dot{y}/\dot{y}_i$ ) sağa doğru  $p_e/p_s$  kadar kaydırarak elde edilebilir. Şekil 4.5 de çeşitli  $\gamma$  değerleri için elde edilen hız karakteristik eğrileri verilmiştir.



Şekil 4.5 Akış Yukarısına Koyulan Orifis İçin Yük Hızı Eğrileri

#### 4.3.2 Akış Aşağısına Yerleştirilen Bir Orifisle Akış ve Hız Kontrolü

Şekil 4.6 da pnömatik bir sistemde, bir yük pistonunun akış aşağısına yerleştirilen bir orifisle kontrol edilişi şematik olarak gösterilmiştir. İş akışkanının hava olduğu kabul edilecektir. Yük pistonu çıkışı ile orifis arasındaki basınç  $p_A$  olsun. Şekilden de görüldüğü gibi, orifisin akış yukarısındaki basınç  $p_A$ , akış aşağısındaki basınç ise  $p_e$  dir. Yükten çıkan kütle debisi orifisten akan kütle debisi ile aynı olduğundan, denklem (4.11) den

$$\omega_L = C_d \gamma A_0 D \frac{p_A}{\sqrt{T_A}} f_1\left(\frac{p_e}{p_A}\right) \quad (4.29)$$

yazılabilir. Denklemdaki  $D$  terimi, daha önce denklem (4.17) ile tanımlanmış olup, hava için  $D = 0,0404 \text{ s-K}^{1/2}/\text{m}$  dir. Kütle debisini normalize etmek için ise Şekil 4.6 da verilen referans sistemden akan kütle debisi  $\omega_r$  kullanılacaktır. Referans kütle debisinin, denklem (4.18) deki gibi olduğu kolayca gösterilebilir. Denklem (4.29), denklem (4.18) ile bölünürse; ayrıca  $(p_e/p_s) < 0,528$  ve  $T_A \approx T_s$  kabul edilirse, aşağıdaki ifade elde edilir:

$$\frac{\omega_L}{\omega_i} = \gamma \frac{p_A}{p_s} f_1 \left( \frac{p_e}{p_A} \right) \quad (4.30)$$

Kaynak basıncı  $p_s$  nin dönüş basıncı  $p_e$  ye oranı

$$n = \frac{p_s}{p_e} \quad (4.31)$$

olarak tanımlanırsa, denklem (4.30) aşağıdaki hali alır:

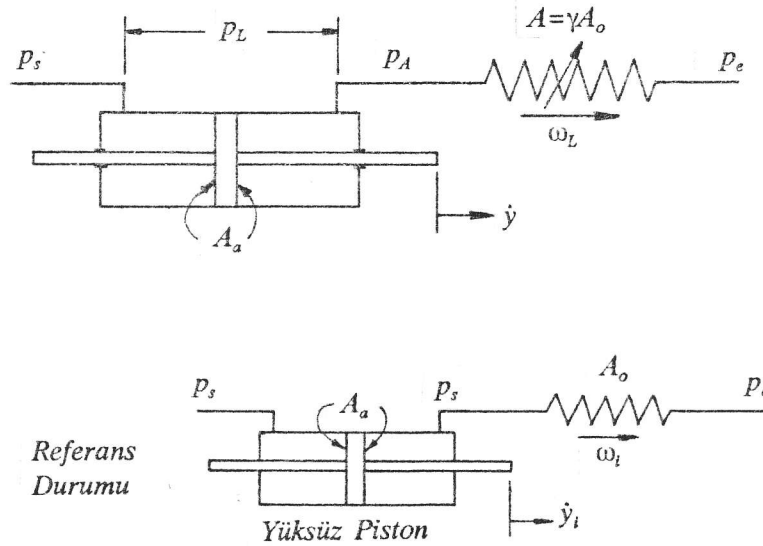
$$\frac{\omega_L}{\omega_i} = \gamma \frac{p_A}{p_s} f_1 \left[ \frac{1}{n(p_A/p_s)} \right] \quad (4.32)$$

Yukarıdaki denklemde geçen  $f_1$ -fonksiyonu incelenirse,  $p_A/p_s = 1/n$  iken  $f_1 = 0$  olduğu,  $p_A/p_s > 1/(0,528n) \approx 2/n$  iken ise  $f_1 = 1$  olduğu görülür.

Yük basıncı  $p_L$ , yük pistonu üzerindeki basınç kaybı olup,  $p_L = p_s - p_A$  dir. Basınçlar  $p_s$  ile boyutsuzlaştırılırsa,

$$\frac{p_L}{p_s} = 1 - \frac{p_A}{p_s} \quad (4.33)$$

yazılabilir. Bu denklemden  $p_A/p_s$  çözülerek denklem (4.32) de yerine koyulursa, valfın boyutsuz kütle debisi  $\omega_L/\omega_i$  yi  $\gamma$  ve  $p_L/p_s$  cinsinden veren valf akış



Şekil 4.6 Pnömatik Sistemde Akış Aşağısına Koyulan Orifisle Kontrol

karakteristiği aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\frac{\omega_L}{\omega_i} = \gamma \left(1 - \frac{p_L}{p_s}\right) f_1 \left[ \frac{1}{n - n(p_L/p_s)} \right] \quad (4.34)$$

Bu denklem  $f_1$  fonksiyonunun argümanının  $0$  ve  $1,0$  kalmasını sağlayan ve aynı zamanda  $p_L > 0$  şartını sağlayan, aşağıdaki  $p_L/p_s$  sınırları içinde kullanılmalıdır.

$$0 < \frac{p_L}{p_s} < 1 - \frac{1}{n} \quad (4.35)$$

Yani,  $0 < p_L < p_s - p_e$  olmasına dikkat edilmelidir. Şekil 4.7 de çeşitli  $\gamma$  değerleri için elde edilen akış karakteristik eğrileri verilmiştir.

$\omega_L/\omega_i$  ye karşı  $p_L/p_s$  eğrileri yaklaşık olarak aşağıdaki grafik yöntemle de bulunabilir. Yukarıdaki ifadeler incelenirse,  $\omega_L/\omega_i$  ye karşı  $p_A/p_s$  eğrilerinin bütün  $\gamma$  değerleri için ( $\omega_L/\omega_i = 0$ ,  $p_A/p_s = 1/n$ ) noktasından başladığı (Şekil 4.8),  $p_A/p_s = 2/n$  den itibaren uzantıları orijinden geçen doğrular haline geldikleri ve  $p_A/p_s = 1$  de ise  $\omega_L/\omega_i$  değerinin  $\gamma$  ya eşit olduğu görülür.  $\omega_L/\omega_i$  ye karşı  $p_L/p_s$  eğrileri ise  $\omega_L/\omega_i$  ye karşı  $p_A/p_s$  eğrilerini çizdikten sonra düşey eksenini ( $\omega_L/\omega_i$ ) sağa doğru  $1,0$  kadar kaydırıp,  $p_A/p_s$  ekseninin yönünü ters çevirerek elde edilebilir (Şekil 4.8).

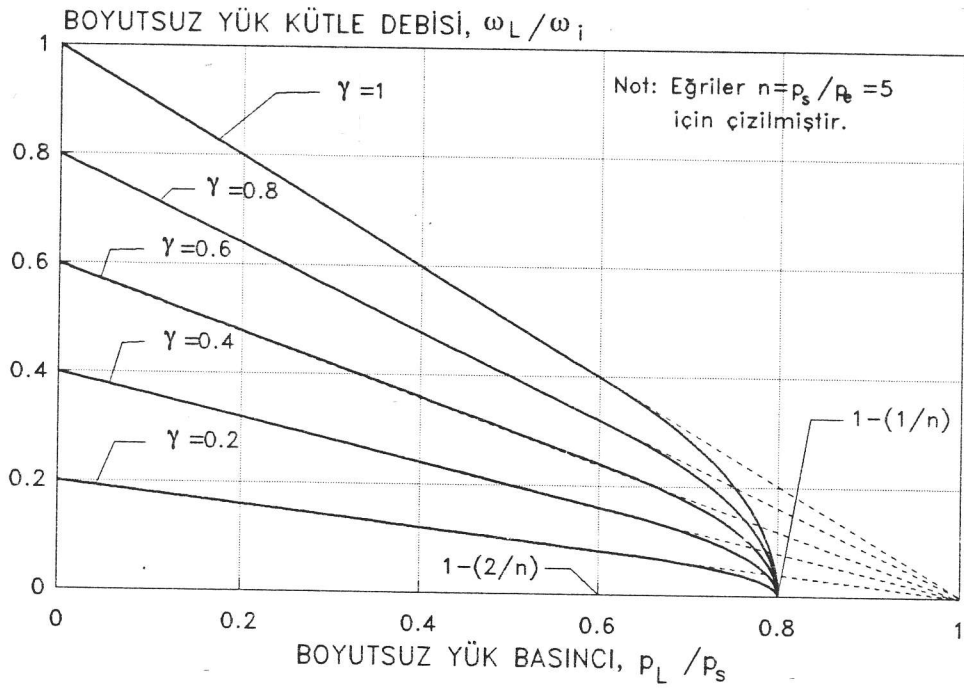
Sistemin hız kontrol karakteristiği,  $\dot{y} = f(\gamma, p_L)$  şeklinde valf açıklık oranı ( $\gamma$ ) ve yük basıncının ( $p_L$ ) fonksiyonu olarak ifade edilir. Şekil 4.6 dan piston hızı aşağıdaki gibi bulunur:

$$\dot{y} = \frac{\omega_L}{\rho_A A_a} \quad (4.36)$$

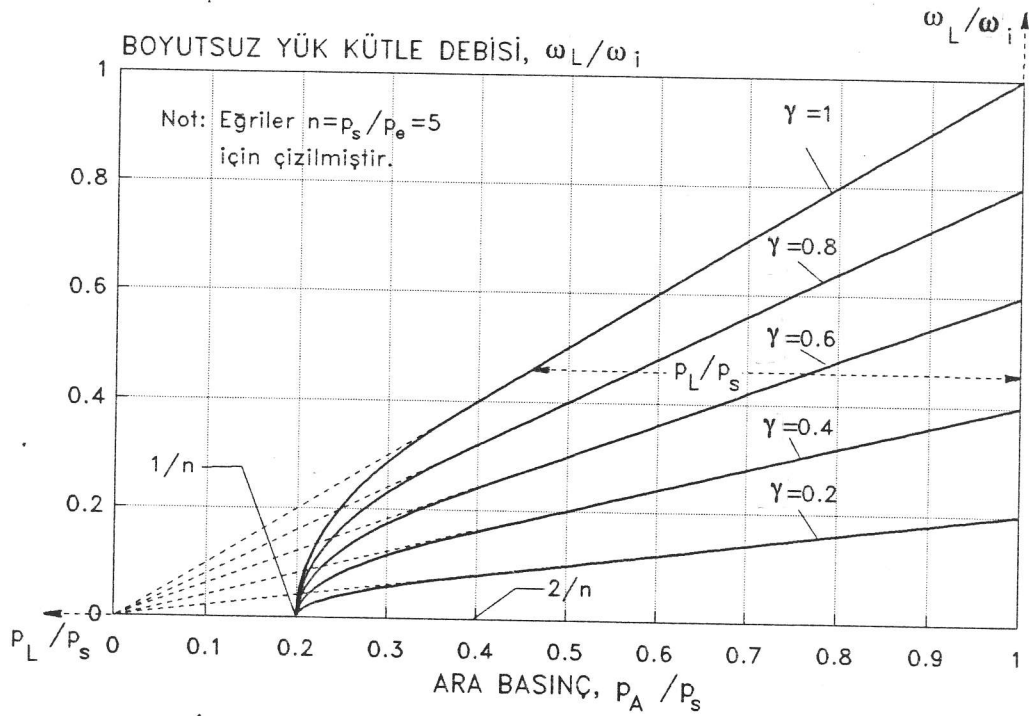
Şekil 4.6 daki referans sistemdeki pistonun hızı ise yine denklem (4.24) de verildiği gibidir. Denklem (4.36), denklem (4.24) ile bölünürse, normalize edilmiş hız  $\dot{y}/\dot{y}_i$

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = \frac{\omega_L}{\omega_i} \frac{\rho_s}{\rho_A} \quad (4.37)$$

olarak bulunur. Gazın sıcaklığındaki değişimler ihmal edilirse,



Şekil 4.7 Akış Aşağına Koyulan Orifis İçin Yük Akışı Eğrileri



Şekil 4.8 Akış Aşağına Koyulan Orifis İçin Yük Akışı Eğrilerinin Grafik Yöntemle Bulunması

$$\frac{\rho_s}{\rho_A} \approx \frac{P_s}{P_A} \quad (4.38)$$

olduğundan,

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = \frac{\omega_L P_s}{\omega_i P_A} \quad (4.39)$$

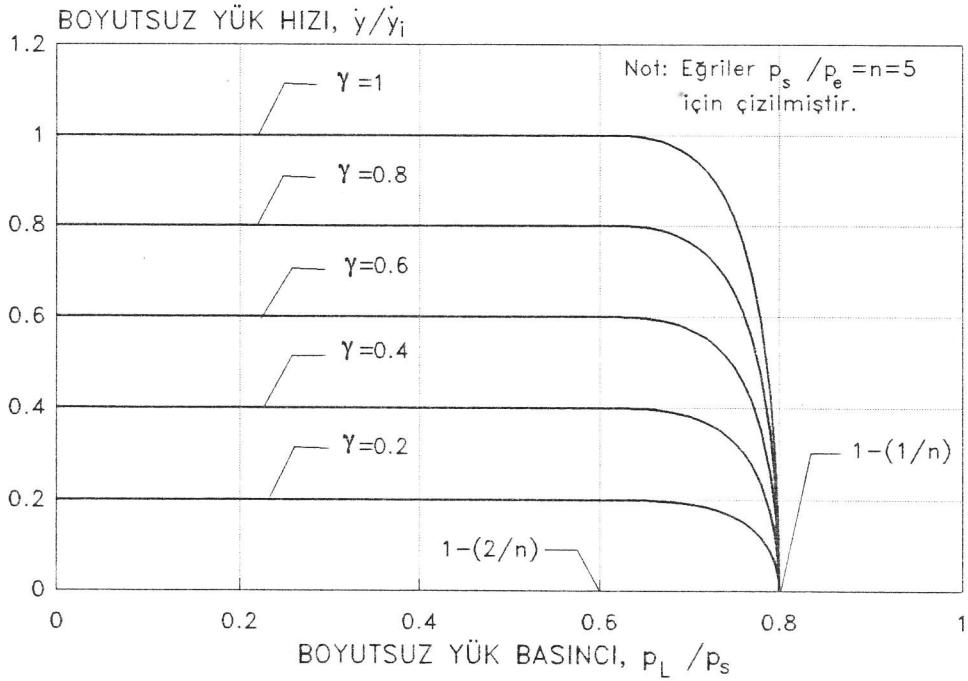
bulunur. Denklem (4.32) den  $\omega_L/\omega_i$  alınarak denklem (4.39) da yerine koyulursa,

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = \gamma f_1 \left[ \frac{1}{n(p_A/p_s)} \right] \quad (4.40)$$

elde edilir. Denklem (4.33) den  $p_A/p_s$  çözülerek (4.40) da yerine koyulursa,

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = \gamma f_1 \left[ \frac{1}{n - n(p_L/p_s)} \right] \quad (4.41)$$

bulunur. Bu denklem de  $f_1$  fonksiyonunun argümanının 0 ve 1,0 arasında kalmasını sağlayan ve aynı zamanda  $p_L > 0$  şartını karşılayan, (4.35) eşitsizliği ile tanımlanan  $p_L/p_s$  sınırları içinde kullanılmalıdır. Şekil 4.9 de çeşitli  $\gamma$  değerleri için elde edilen hız karakteristik eğrileri verilmiştir.



Şekil 4.9 Akış Aşağısına Koyulan Orifis İçin Yük Hızı Eğrileri

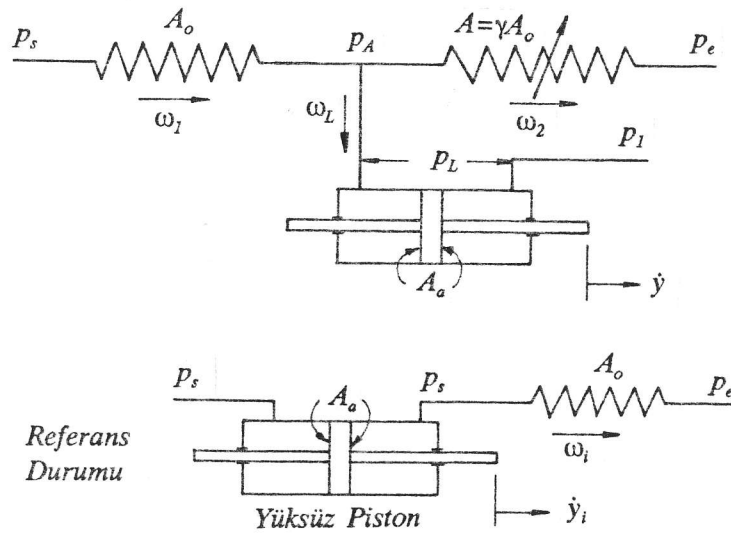


#### 4.4 Bir Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi

Daha önce Şekil 3.17 de tek nozullu bir kanat-nozul valfi ile, bunun tek değişken kollu yarım köprü biçimindeki akış devresi verilmişti. Bu bölümde ise aynı yapıda ve aynı akış devresine sahip pnömatik bir valfin kontrol özellikleri incelenecektir. Şekil 4.10 da bu valfin akış devresi ve problemin boyutsuz hale getirilmesi için kullanılacak olan referans durumu gerekli parametreler gösterilerek verilmiştir. Sabit orifisin alanı  $A_0$ , değişken orifisin alanı ise  $(1+\gamma)A_0$  olsun. Burada  $\gamma$ , merkez konumuna göre valf açıklık oranıdır. (Merkez konumunda  $\gamma=0$  dir.)  $p_1$  basıncı yükün geri dönüşünü sağlamaktadır. İki direncin birleştiği noktadaki basınç ise  $p_A$  olarak tanımlanmıştır. Şekil 4.10 daki orifislerin devre içindeki yerleri incelenirse, (1) numaralı orifis için Bölüm 4.3.1 deki akış yukarısına yerleştirilen orifis için elde edilen denklemlerden; (2) numaralı orifis için ise Bölüm 4.3.2 de akış aşağısına yerleştirilen orifis için bulunan denklemlerden yararlanılabileceği görülür. (1) ve (2) numaralı orifislerden geçen kütle debileri denklem (4.16), (4.17) ve (4.29) dan aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\omega_1 = C_d A_0 D \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} f_1\left(\frac{P_A}{P_s}\right) \quad (4.42)$$

$$\omega_2 = C_d \gamma A_0 D \frac{P_A}{\sqrt{T_A}} f_1\left(\frac{P_e}{P_A}\right) \quad (4.43)$$



Şekil 4.10 Pnömatik, Bir Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi

yazılabilir. Burada  $D$ ,

$$D = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (4.44)$$

olarak tanımlanmış olup, hava için  $D = 0,0404 \text{ s-K}^{1/2}/\text{m}$  dir.

Problemin boyutsuz hale getirilmesi için kullanılacak referans kütle debisi ise  $p_e/p_s < 0,528$  kabul edilirse,

$$\omega_i = C_d A_0 D \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} \quad (4.45)$$

olarak yazılabilir. Denklem (4.43) ve (4.44), denklem (4.45) ile bölünürse,  $T_A \cong T_s$  kabul edilirse ve denklemlerde  $n = p_s/p_e$  tanımı kullanılırsa, aşağıdaki ifadeler bulunur:

$$\frac{\omega_1}{\omega_i} = f_1\left(\frac{P_A}{P_s}\right) \quad (4.46)$$

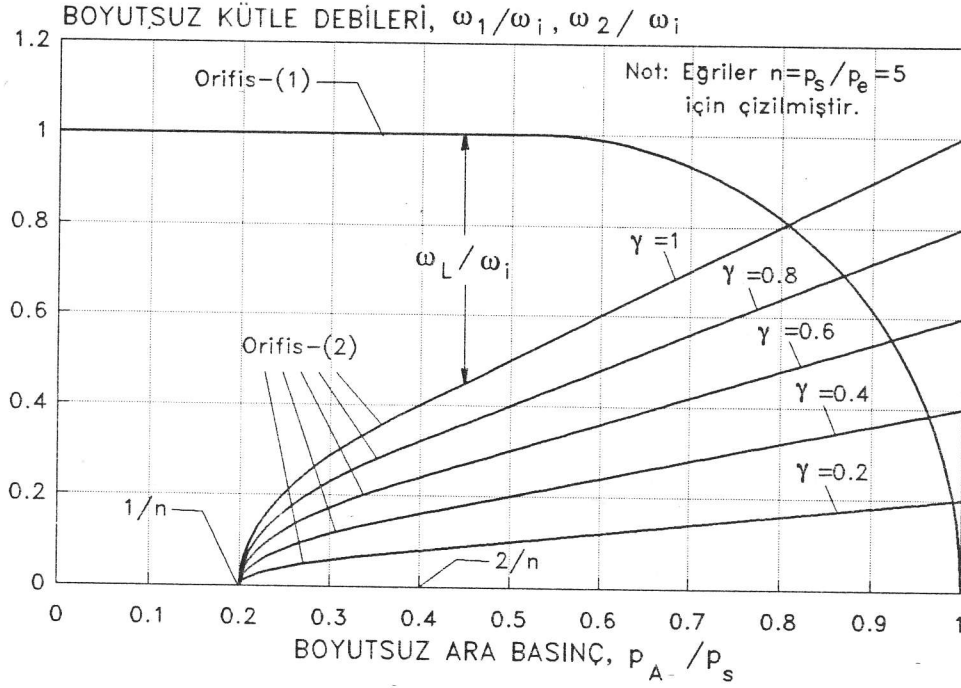
$$\frac{\omega_2}{\omega_i} = \gamma \frac{P_A}{P_s} f_1\left[\frac{1}{n(P_A/P_s)}\right] \quad (4.47)$$

Şekil 4.11 de denklem (4.46) ve denklem (4.47) ile tanımlanan eğriler görülmektedir. Herhangi bir  $\gamma$  değeri için  $\omega_L = \omega_1 - \omega_2$  olduğundan (1) ve (2) numaralı orifis eğrileri arasındaki düşey uzaklık  $\omega_L/\omega_i$  yi verir. Aşağıya doğru inildiğinde yatay eksenden okunan değer ise bu kütle debisine karşılık gelen  $p_A/p_s$  dir. Yük basıncı ise  $p_L = p_A - p_1$  dir. Bu özellikler valfin kütle debisi kontrol karakteristiğinin grafik yöntemle bulunmasına olanak sağlar.

Valfin kontrol karakteristiğinin analitik olarak bulunması için denklem (4.46) ve (4.47) de önce

$$\frac{p_L}{P_s} = \frac{p_A}{P_s} - \frac{p_1}{P_s} \quad (4.48)$$

tanımından elde edilen  $p_A/p_s$  değeri yerine koyulur; sonra da



Şekil 4.11 Pnömatik, Bir Değişken Kollu Yarım Köprü Devresinde Yük Akışının Grafik Yöntemle Bulunması

$$\frac{\omega_L}{\omega_i} = \frac{\omega_1}{\omega_i} - \frac{\omega_2}{\omega_i} \quad (4.49)$$

ifadesi kullanılır. Sonuç aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\omega_L}{\omega_i} = f_1\left(\frac{p_L}{p_s} + \frac{p_1}{p_s}\right) - \gamma\left(\frac{p_L}{p_s} + \frac{p_1}{p_s}\right) f_1\left[\frac{1}{n(p_L/p_s) + n(p_1/p_s)}\right] \quad (4.50)$$

Bu denklem kullanılırken  $f_1$ -fonksiyonlarının argümanlarının  $0$  ve  $1,0$  arasında olmasını sağlayan aşağıdaki  $p_L/p_s$  sınırları arasında kalınmalıdır:

$$\frac{1}{n} - \frac{p_1}{p_s} < \frac{p_L}{p_s} < 1 - \frac{p_1}{p_s} \quad (4.51)$$

Bu sınırlar  $p_A/p_s$  cinsinden aşağıdaki sınırlara karşılık gelir:

$$\frac{1}{n} < \frac{p_A}{p_s} < 1 \quad (4.52)$$

ya da,

$$p_e < p_A < p_s \quad (4.53)$$

Bu sınırların dışına çıkılırsa, orifislerden birisinde ters akış olur. Ters akış durumunun incelenmesi istenirse, yeni akış düzeni dikkate alınarak denklemlerin yeniden türetilmesi gerekir.

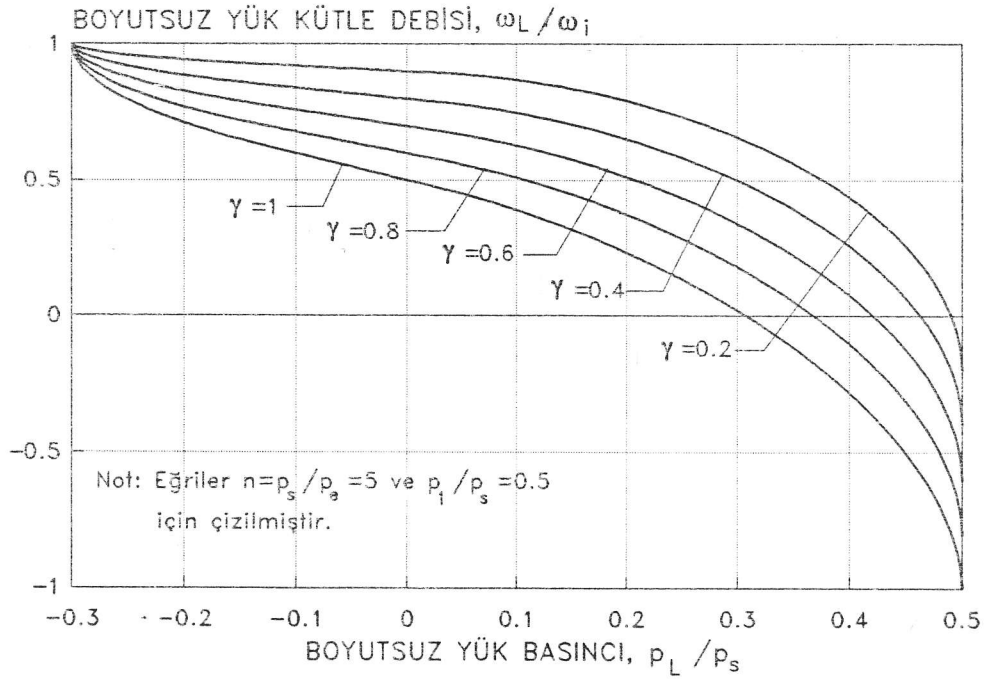
Denklem (4.50) ile tanımlanan yük akışı eğrileri Şekil 4.12 de değişik  $\gamma$  değerleri için verilmiştir.

Sistemin hız kontrol karakteristiği,  $\dot{y} = f(\gamma, p_L)$  şeklinde valf açıklık oranı ( $\gamma$ ) ve yük basıncının ( $p_L$ ) fonksiyonu olarak ifade edilir. Şekil 4.10 dan piston hızı aşağıdaki gibi bulunur:

$$\dot{y} = \frac{\omega_L}{\rho_A A_a} \quad (4.54)$$

Şekil 4.10 daki referans sistemdeki pistonun hızı ise aşağıdaki gibidir:

$$\dot{y}_i = \frac{\omega_i}{\rho_s A_a} \quad (4.55)$$



Şekil 4.12 Pnömatik, Bir Değişken Kollu Yarım Köprü Devresinde Yük Akışı Eğrileri

Normalize edilmiş hız  $y/y_i$  ise denklem (4.54) ü denklem (4.55) ile bölerek,

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = \frac{\omega_L \rho_s}{\omega_i \rho_A} \quad (4.56)$$

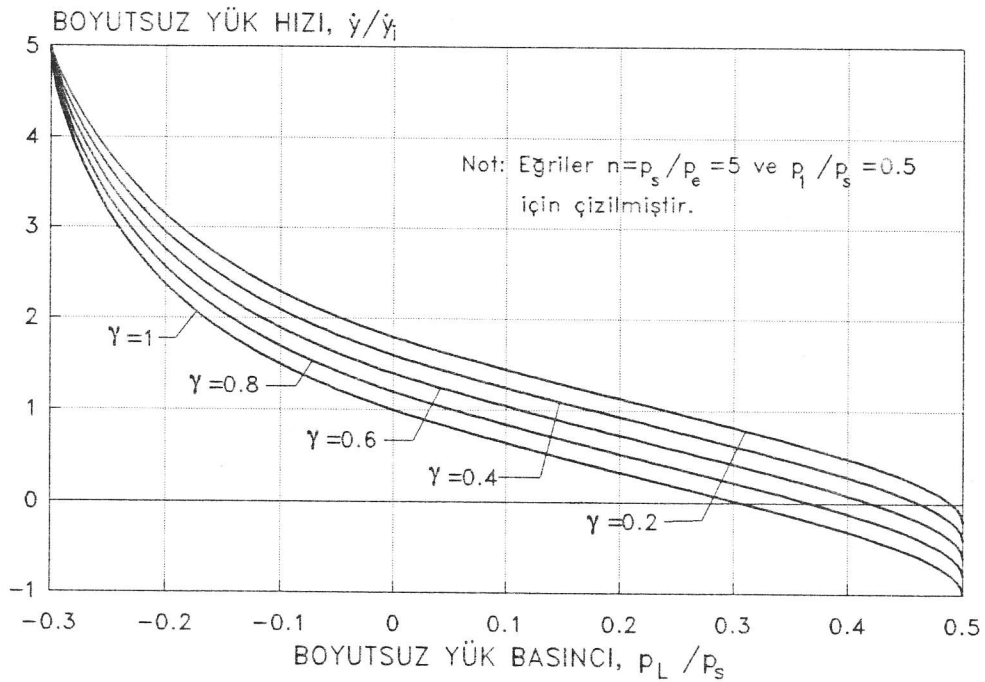
olarak bulunur. Gazın sıcaklığındaki değişimler ihmal edildiğinde,

$$\frac{\rho_s}{\rho_A} \approx \frac{P_s}{P_A} \quad (4.57)$$

olduğu dikkate alınır, ayrıca denklem (4.48) ve (4.50) kullanılırsa,

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = \frac{f_1[(p_L/p_s) + (p_1/p_s)]}{(p_L/p_s) + (p_1/p_s)} - \gamma f_1 \left[ \frac{1}{n(p_L/p_s) + n(p_1/p_s)} \right] \quad (4.58)$$

bulunur. Bu denklem kullanılırken de  $f_1$ -fonksiyonlarının argümanlarının  $0$  ve  $1,0$  arasında olmasını sağlayan eşitsizlik (4.53) e uyulmalıdır. Şekil 4.13 de çeşitli  $\gamma$  değerleri için elde edilen yük hızı eğrileri verilmiştir.



Şekil 4.13 Pnömatik, Bir Değişken Kollu Yarım Köprü Devresinin Yük Hızı Eğrileri

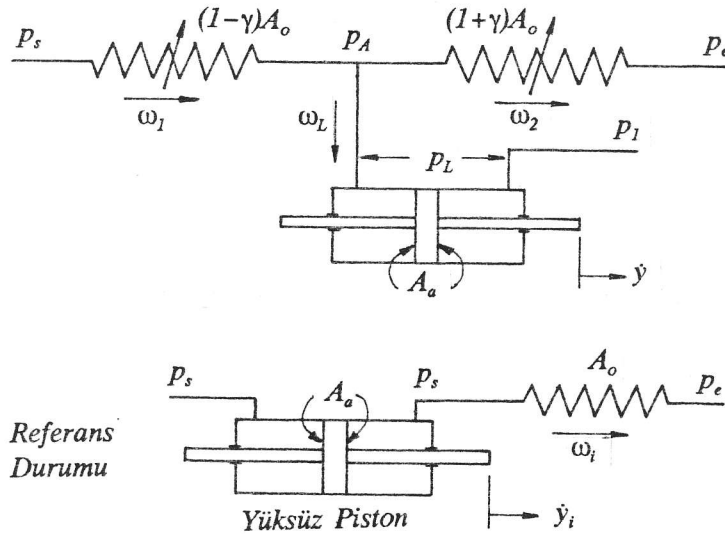
#### 4.5 İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi

Bu bölümde açık merkezli üç yollu pnömatik bir valfın (Şekil 3.14) kontrol özellikleri incelenecektir. Valfın iki değişken kollu yarım köprü biçimindeki akış devresi Şekil 4.14 de görülmektedir. Makara merkez konumundayken orifislerin alanları  $A_o$  dir. Makara merkezden ayrıldığında, akış yukarıdaki orifisin alanı  $(1-\gamma)A_o$  olsun. Bu durumda, valfın geometrisi dolayısıyla, diğer orifisin alanı  $(1+\gamma)A_o$  olmak zorundadır. Burada  $\gamma$  valf açıklık oranıdır. Yükün geri dönüşü  $p_1$  arka basıncıyla sağlanmaktadır. (1) ve (2) numaralı orifislerden geçen kütle debileri denklem (4.16), (4.17) ve (4.29) dan aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\omega_1 = C_d (1-\gamma) A_o D \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} f_1 \left( \frac{P_A}{P_s} \right) \quad (4.59)$$

$$\omega_2 = C_d (1+\gamma) A_o D \frac{P_A}{\sqrt{T_A}} f_1 \left( \frac{P_e}{P_A} \right) \quad (4.60)$$

yazılabilir. Burada  $D$ , daha önce denklem (4.44) deki gibi tanımlanmış olup, hava için  $D = 0,0404 \text{ s-K}^{1/2}/m$  dir.



Şekil 4.14 Pnömatik, İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi  
(Açık Merkezli 3-Yollu Valf)

Problemin boyutsuz hale getirilmesi için kullanılacak referans kütle debisi ise  $p_e/p_s < 0,528$  kabul edilirse,

$$\omega_i = C_d A_0 D \frac{p_s}{\sqrt{T_s}} \quad (4.61)$$

olarak yazılabilir. Denklem (4.59) ve (4.60) la verilen debiler referans kütle debisiyle normalize edilirse,  $T_A = T_s$  kabul edilir ve denklemlerde  $n = p_s/p_e$  tanımı kullanılırsa, aşağıdaki ifadeler bulunur:

$$\frac{\omega_1}{\omega_i} = (1 - \gamma) f_1 \left( \frac{p_A}{p_s} \right) \quad (4.62)$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_i} = (1 + \gamma) \frac{p_A}{p_s} f_1 \left[ \frac{1}{n(p_A/p_s)} \right] \quad (4.63)$$

Şekil 4.15 de denklem (4.62) ve denklem (4.63) ile tanımlanan eğriler görülmektedir. Tanım olarak  $\omega_L = \omega_1 - \omega_2$  olduğundan, herhangi bir  $\gamma$  değeri için (1) ve (2) numaralı orifislere ait eğriler arasındaki düşey uzaklık  $\omega_L/\omega_i$  yi verir. Aşağıya doğru inildiğinde yatay eksen den okunan değer ise bu kütle debisine karşılık gelen  $p_A/p_s$  değeridir. Yük basıncı ise  $p_L = p_A - p_1$  olarak tanımlanmıştır. Bu özellikler valfin kütle debisi kontrol karakteristiğinin grafik yöntemle bulunmasına olanak sağlar.

Valfin kontrol karakteristiğinin analitik olarak bulunması için denklem (4.62) ve (4.63) de önce

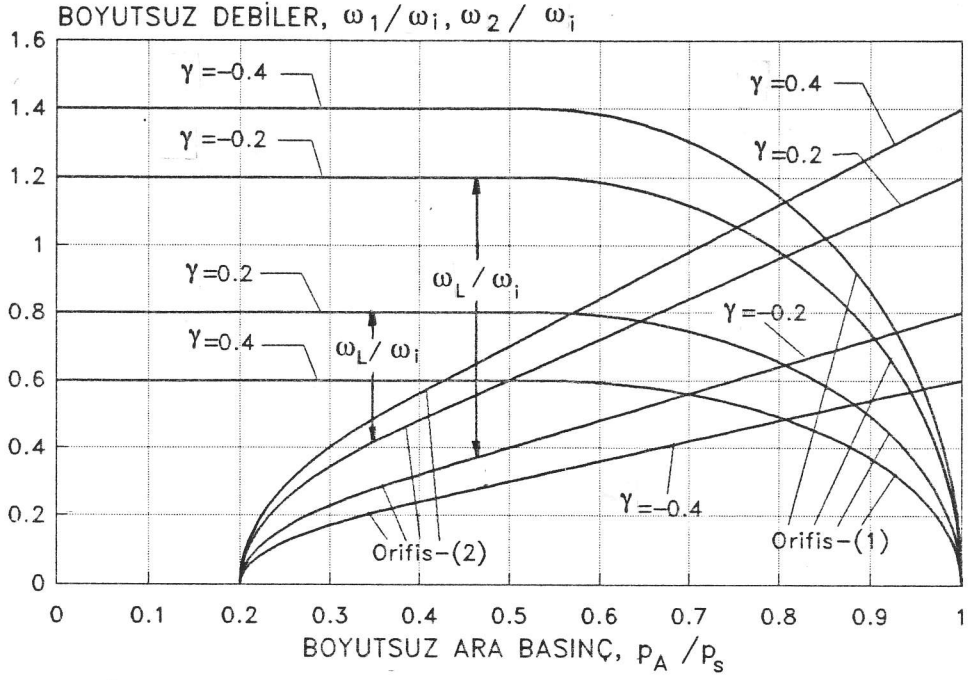
$$\frac{p_L}{p_s} = \frac{p_A}{p_s} - \frac{p_1}{p_s} \quad (4.64)$$

tanımından elde edilen  $p_A/p_s$  değeri yerine koyulur; sonra da

$$\frac{\omega_L}{\omega_i} = \frac{\omega_1}{\omega_i} - \frac{\omega_2}{\omega_i} \quad (4.65)$$

ifadesi kullanılır. Sonuçta aşağıdaki denklem bulunur:

$$\frac{\omega_L}{\omega_i} = (1 - \gamma) f_1 \left( \frac{p_L}{p_s} + \frac{p_1}{p_s} \right) - (1 + \gamma) \left( \frac{p_L}{p_s} + \frac{p_1}{p_s} \right) f_1 \left[ \frac{1}{n(p_L/p_s) + n(p_1/p_s)} \right] \quad (4.66)$$



Şekil 4.15 Pnömatik, İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresinde Yük Akışının Grafik Yöntemle Bulunması

Bu denklem kullanılırken  $f_1$ -fonksiyonlarının argümanlarının 0 ve 1,0 arasında olmasını sağlayan aşağıdaki  $p_L/p_s$  sınırları arasında kalınmalıdır:

$$\frac{1}{n} - \frac{p_1}{p_s} < \frac{p_L}{p_s} < 1 - \frac{p_1}{p_s} \quad (4.67)$$

Bu sınırlar  $p_A/p_s$  cinsinden aşağıdaki sınırlara karşılık gelir:

$$\frac{1}{n} < \frac{p_A}{p_s} < 1 \quad (4.68)$$

ya da,

$$p_e < p_A < p_s \quad (4.69)$$

Bu sınırların dışına çıkılırsa, orifislerden birisinde ters akış olur. Ters akış durumunun incelenmesi istenirse, yeni akış düzeni dikkate alınarak denklemlerin yeniden türetilmesi gerekir.



Denklem (4.66) ile tanımlanan yük akışı eğrileri Şekil 4.16 da değişik  $\gamma$  değerleri için verilmiştir.

Sistemin hız kontrol karakteristiği,  $\dot{y} = f(\gamma, p_L)$  şeklinde valf açıklık oranı ( $\gamma$ ) ve yük basıncının ( $p_L$ ) fonksiyonu olarak ifade edilir. Yük pistonunun hızı aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{y} = \frac{\omega_L}{\rho_A A_a} \quad (4.70)$$

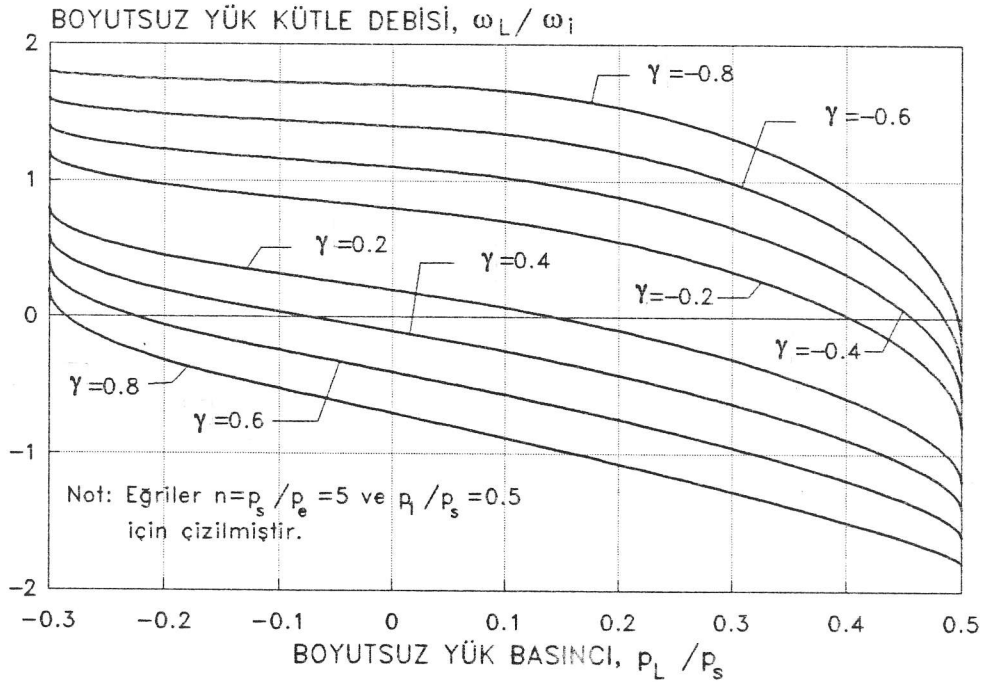
Şekil 4.14 deki referans sistemdeki pistonun hızı ise aşağıdaki gibidir:

$$\dot{y}_i = \frac{\omega_i}{\rho_s A_a} \quad (4.71)$$

Normalize edilmiş hız  $\dot{y}/\dot{y}_i$  ise denklem (4.70) i denklem (4.71) ile bölerek,

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = \frac{\omega_L \rho_s}{\omega_i \rho_A} \quad (4.72)$$

olarak bulunur. Gazın sıcaklığındaki değişimler ihmal edildiğinde,



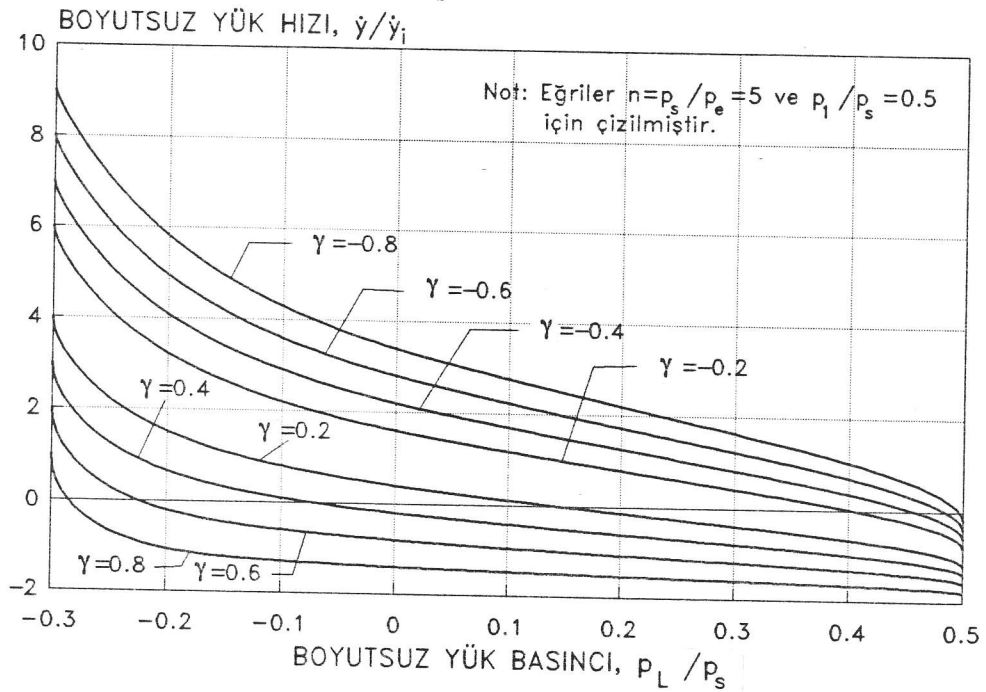
Şekil 4.16 Pnömatik, İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresinde Yük Akışı Eğrileri

$$\frac{P_s}{P_A} = \frac{P_s}{P_A} \quad (4.73)$$

olduğu dikkate alınır, ayrıca denklem (4.64) ve (4.66) kullanılırsa,

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = (1-\gamma) \frac{f_1[(p_L/p_s) + (p_1/p_s)]}{(p_L/p_s) + (p_1/p_s)} - (1+\gamma) f_1 \left[ \frac{1}{n(p_L/p_s) + n(p_1/p_s)} \right] \quad (4.74)$$

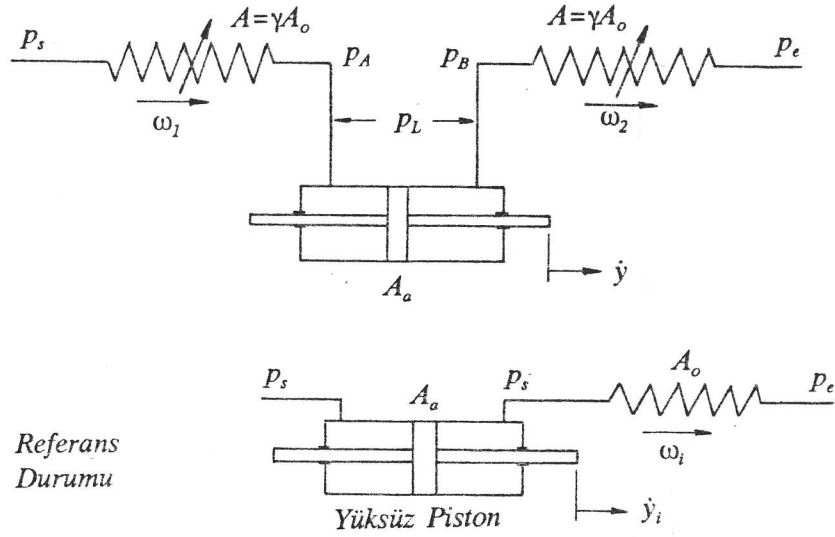
bulunur. Bu denklem kullanılırken de  $f_1$ -fonksiyonlarının argümanlarının 0 ve 1,0 arasında olmasını sağlayan eşitsizlik (4.67) ye uyulmalıdır. Şekil 4.17 de çeşitli  $\gamma$  değerleri için elde edilen yük hızı eğrileri verilmiştir.



Şekil 4.17 Pnömatik, İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresinin Yük Hızı Eğrileri

#### 4.6 Pnömatik Seri Devre

Kapalı merkezli 4-yollu bir pnömatik valfin seri devre biçimindeki akış şeması Şekil 4.18 de verilmiştir. Valf tam açıkken (açıklık oranı  $\gamma = 1$ ) orifislerin alanları  $A_0$  olsun. Valf kapatıldığında her iki orifis de birlikte kapanır ve akış alanları  $\gamma A_0$  olur.



Şekil 4.18 Pnömatik Seri Devre (Kapalı Merkezli 4-Yollu Valf)

Bölüm 4.3.1 ve 4.3.2 deki denklemlerden yararlanarak (1) ve (2) numaralı orifislerden geçen kütle debileri aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\omega_1 = C_d \gamma A_o D \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} f_1\left(\frac{P_A}{P_s}\right) \quad (4.75)$$

$$\omega_2 = C_d \gamma A_o D \frac{P_B}{\sqrt{T_B}} f_1\left(\frac{P_e}{P_B}\right) \quad (4.76)$$

Burada  $D$ , daha önce denklem (4.44) deki gibi tanımlanmış olup, hava için  $D = 0,0404 \text{ s-}\dot{K}^{1/2}/m$  dir.

Problemin boyutsuz hale getirilmesi için kullanılacak referans kütle debisi ise  $p_e/p_s < 0,528$  kabul edilirse,

$$\omega_i = C_d A_o D \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} \quad (4.77)$$

olarak yazılabilir. Denklem (4.75) ve (4.76), denklem (4.45) ile verilen referans kütle debisi ile normalize edilirse,  $T_s \approx T_A \approx T_B$  kabul edilir ve denklemlerde  $n = p_s/p_e$  tanımı kullanılırsa, aşağıdaki ifadeler bulunur:

$$\frac{\omega_1}{\omega_i} = \gamma f_1 \left( \frac{P_A}{P_s} \right) \quad (4.78)$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_i} = \gamma \frac{P_B}{P_s} f_1 \left[ \frac{1}{n(P_B/P_s)} \right] \quad (4.79)$$

Şekil 4.18 de yük pistonunun sağ ve solundaki basınçlar farklı olduğundan yüke giren ve yükten çıkan kütle debileri  $\omega_1$  ve  $\omega_2$  de birbirinden farklıdır. Bu yüzden  $\omega_L$  gibi bir yük kütle debisinden bahsetmek anlamsızdır. Buna karşılık, yüke giren ve yükten çıkan hacimsel debiler birbirine daima eşittir. Yani,

$$\frac{\omega_1}{\rho_A} = \frac{\omega_2}{\rho_B} \quad (4.80)$$

eşitliği daima geçerlidir. Yük pistonu hızı ise aşağıdaki eşitliklerden herhangi birinden bulunabilir:

$$\dot{y} = \frac{\omega_1}{\rho_A A_a} \quad (4.81)$$

$$\dot{y} = \frac{\omega_2}{\rho_B A_a} \quad (4.82)$$

Şekil 4.18 deki referans sistemdeki pistonun hızı ise aşağıdaki gibidir:

$$\dot{y}_i = \frac{\omega_i}{\rho_s A_a} \quad (4.83)$$

Denklem (4.81) ve (4.82) deki hızlar  $\dot{y}_i$  ile normalize edilirse, boyutsuz yük hızı için aşağıdaki ifadeler bulunur:

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = \frac{\omega_1}{\omega_i} \frac{\rho_s}{\rho_A} \quad (4.84)$$

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = \frac{\omega_2}{\omega_i} \frac{\rho_s}{\rho_B} \quad (4.85)$$

Gazın sıcaklığındaki değişimler ihmal edilirse,

$$\frac{p_s}{p_A} = \frac{P_s}{P_A} \quad (4.86)$$

$$\frac{p_s}{p_B} = \frac{P_s}{P_B} \quad (4.87)$$

olduğu dikkate alınır, ayrıca denklem (4.78) ve (4.79) kullanılırsa, aşağıdaki denklemler bulunur:

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = \gamma \frac{f_1(p_A/p_s)}{(p_A/p_s)} \quad (4.88)$$

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = \gamma f_1 \left[ \frac{1}{n(p_B/p_s)} \right] \quad (4.89)$$

Bu denklem kullanılırken  $f_1$ -fonksiyonlarının argümanlarının 0 ve 1,0 arasında olmasını sağlayan aşağıdaki şartlara uyulmalıdır:

$$0 < \frac{p_A}{p_s} < 1 \quad (4.90)$$

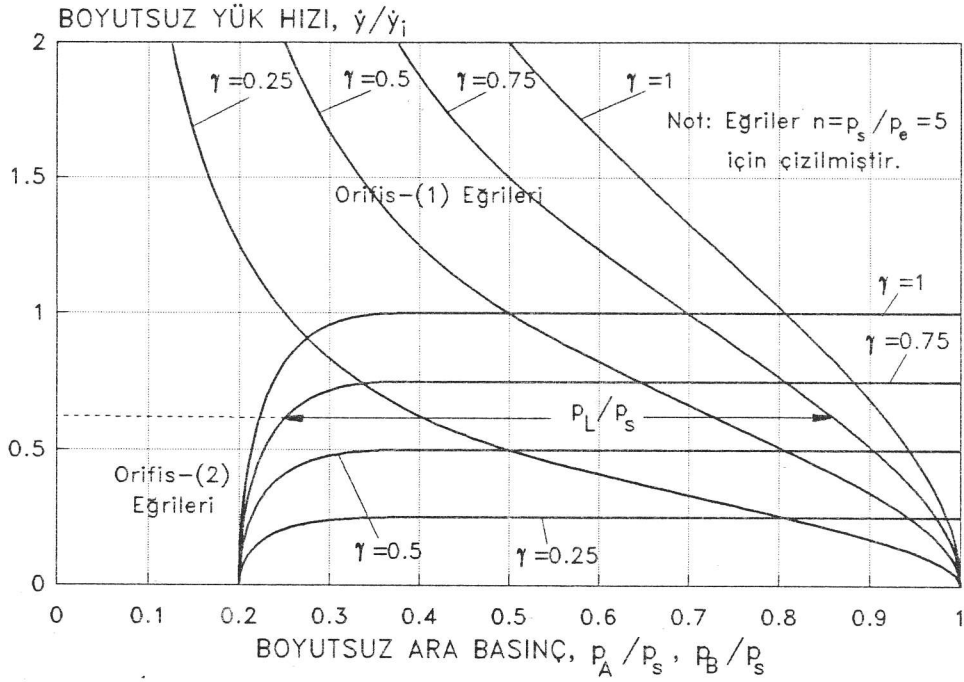
$$\frac{1}{n} < \frac{p_B}{p_s} \quad (4.91)$$

Şekil 4.19 da bu denklemlerden çeşitli  $\gamma$  değerleri için elde edilen yük hızına karşı  $p_A/p_s$  eğrileri ve yük hızına karşı  $p_B/p_s$  eğrileri görülmektedir. Herhangi bir  $\gamma$  değerine karşılık gelen (1) ve (2) numaralı orifis eğrileri takımını ele alalım. Bir  $\dot{y}/\dot{y}_i$  değerinden yatay bir doğru çizilsin. Bu doğrunun (1) ve (2) numaralı orifis eğrilerini kestiği yerlerde yatay eksenden okunan değerler sırasıyla  $p_A/p_s$  ve  $p_B/p_s$  dir. Boyutsuz yük basıncı ise

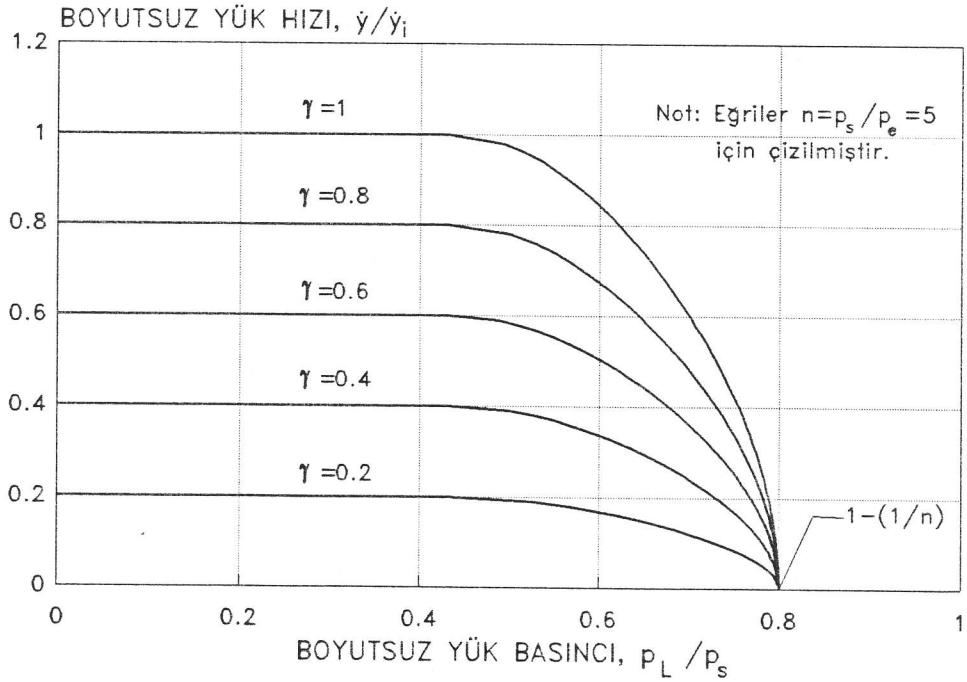
$$\frac{p_L}{p_s} = \frac{p_A}{p_s} - \frac{p_B}{p_s} \quad (4.92)$$

olduğundan, söz konusu yatay doğru üzerinde (1) ve (2) numaralı orifis eğrileri arasındaki uzaklık  $p_L/p_s$  yi verir. Şekil 4.19 un bu özellikleri valfin yük hızı kontrol karakteristiğinin grafik yöntemle bulunmasına olanak sağlar.

Valfın kontrol karakteristiğinin analitik olarak bulunması için denklem (4.88), (4.89) ve (4.92) nümerik yollarla çözülebilir. Şekil 4.20 de bu yolla elde edilmiş karakteristik eğriler değişik  $\gamma$  değerleri için verilmiştir.



Şekil 4.19 Pnömatik Seri Devrede Yük Hızının Grafik Yöntemle Bulunması



Şekil 4.20 Pnömatik Seri Devrede Yük Hızı Eğrileri

#### 4.7 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

Daha önce çift nozullu kanat–nozul valfinin ve bazı makaralı valfların iki değişken kollu tam köprü devresine sahip oldukları belirtilmişti (Şekil 3.4). Bu bölümde ise aynı akış devresine sahip pnömatik bir valfin kontrol özellikleri incelenecektir. Şekil 4.21 de bu valfin akış devresi ve problemin boyutsuz hale getirilmesi için kullanılacak olan referans durumu gerekli parametreler gösterilerek verilmiştir. Valf sıfır konumundayken, örneğin makaralı valfda makara merkezdeyken (açıklık oranı  $\gamma = 0$ ) orifislerin alanları  $A$  olsun. Makara merkez konumundan sağa doğru hareket ettirildiğinde (3) ve (4) numaralı orifislerin alanları sırasıyla  $(1-\gamma)A$  ve  $(1+\gamma)A$  olur.

Yük pistonunun sol tarafındaki basınç  $p_A$ , sağ tarafındaki basınç ise  $p_B$  olsun. (1)–(4) numaralı orifislerden geçen kütle debileri denklem (4.16), (4.17) ve (4.29) dan yararlanarak aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\omega_1 = C_d AD \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} f_1\left(\frac{P_A}{P_s}\right) \quad (4.93)$$

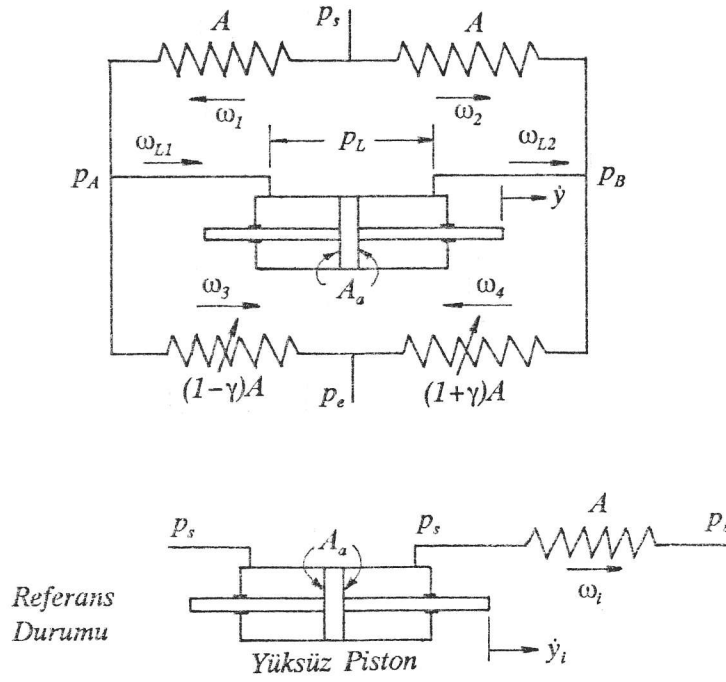
$$\omega_2 = C_d AD \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} f_1\left(\frac{P_B}{P_s}\right) \quad (4.94)$$

$$\omega_3 = C_d (1-\gamma) AD \frac{P_A}{\sqrt{T_A}} f_1\left(\frac{P_e}{P_A}\right) \quad (4.95)$$

$$\omega_4 = C_d (1+\gamma) AD \frac{P_B}{\sqrt{T_B}} f_1\left(\frac{P_e}{P_B}\right) \quad (4.96)$$

Burada  $D$  terimi, daha önce denklem (4.44) de gibi tanımlanmış olup, hava için  $D = 0,0404 \text{ s-K}^{1/2}/m$  dir.

Problemin boyutsuz hale getirilmesi için kullanılacak referans kütle debisi ise  $p_e/p_s < 0,528$  kabul edilirse,



Şekil 4.21 Pnömatik, İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

$$\omega_i = C_d A D \frac{p_s}{\sqrt{T_s}} \quad (4.97)$$

olarak yazılabilir. Denklemler (4.93)–(4.96), denklem (4.97) ile bölünürse,  $T_A \cong T_B \cong T_s$  kabul edilirse ve denklemlerde  $n = p_s/p_e$  tanımı kullanılırsa,

$$\frac{\omega_1}{\omega_i} = f_1 \left( \frac{p_A}{p_s} \right) \quad (4.98)$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_i} = f_1 \left( \frac{p_B}{p_s} \right) \quad (4.99)$$

$$\frac{\omega_3}{\omega_i} = (1-\gamma) \frac{p_A}{p_s} f_1 \left[ \frac{1}{n(p_A/p_s)} \right] \quad (4.100)$$

$$\frac{\omega_4}{\omega_i} = (1+\gamma) \frac{p_B}{p_s} f_1 \left[ \frac{1}{n(p_B/p_s)} \right] \quad (4.101)$$

bulunur. Yük pistonunun bağlı olduğu düğümler için süreklilik şartından,



$$\frac{\omega_{L1}}{\omega_i} = \frac{\omega_1}{\omega_i} - \frac{\omega_3}{\omega_i} \quad (4.102)$$

$$\frac{\omega_{L2}}{\omega_i} = \frac{\omega_4}{\omega_i} - \frac{\omega_2}{\omega_i} \quad (4.103)$$

ifadeleri bulunur. Şekil 4.21 de yük pistonunun sağ ve solundaki basınçlar farklı olduğundan yüke giren ve yükten çıkan kütle debileri  $\omega_{L1}$  ve  $\omega_{L2}$  de birbirinden farklıdır. Buna karşılık, yüke giren ve yükten çıkan hacimsel debiler birbirine daima eşittir. Yani,

$$\frac{\omega_{L1}}{\rho_A} = \frac{\omega_{L2}}{\rho_B} \quad (4.104)$$

eşitliği daima geçerlidir. Yük pistonu hızı ise aşağıdaki eşitliklerden herhangi birinden bulunabilir:

$$\dot{y} = \frac{\omega_{L1}}{\rho_A A_a} \quad (4.105)$$

$$\dot{y} = \frac{\omega_{L2}}{\rho_B A_a} \quad (4.106)$$

Şekil 4.21 deki referans sistemdeki pistonun hızı ise aşağıdaki gibidir:

$$\dot{y}_i = \frac{\omega_i}{\rho_s A_a} \quad (4.107)$$

Denklem (4.105) ve (4.106) deki hızlar  $\dot{y}_i$  ile normalize edilirse, boyutsuz yük hızı için aşağıdaki ifadeler bulunur:

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = \frac{\omega_{L1}}{\omega_i} \frac{\rho_s}{\rho_A} \quad (4.108)$$

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = \frac{\omega_{L2}}{\omega_i} \frac{\rho_s}{\rho_B} \quad (4.109)$$

Gazın sıcaklığındaki değişimler ihmal edilirse aşağıdaki ifadeler geçerlidir:

$$\frac{\rho_s}{\rho_A} \approx \frac{p_s}{p_A} \quad (4.110)$$

$$\frac{\rho_s}{\rho_B} \approx \frac{p_s}{p_B} \quad (4.111)$$

Denklem (4.108) ve (4.109) da, denklemler (4.98)–(4.101), (4.102), (4.103), (4.110) ve (4.111) kullanılırsa, aşağıdaki denklemler bulunur:

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = \frac{f_1(p_A/p_s)}{(p_A/p_s)} - (1-\gamma)f_1\left[\frac{1}{n(p_A/p_s)}\right] \quad (4.112)$$

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = (1+\gamma)f_1\left[\frac{1}{n(p_B/p_s)}\right] - \frac{f_1(p_B/p_s)}{(p_B/p_s)} \quad (4.113)$$

Bu denklem kullanılırken  $f_1$ -fonksiyonlarının argümanlarının 0 ve 1,0 arasında olmasını sağlayan aşağıdaki şartlara uyulmalıdır:

$$\frac{1}{n} < \frac{p_A}{p_s} < 1 \quad (4.114)$$

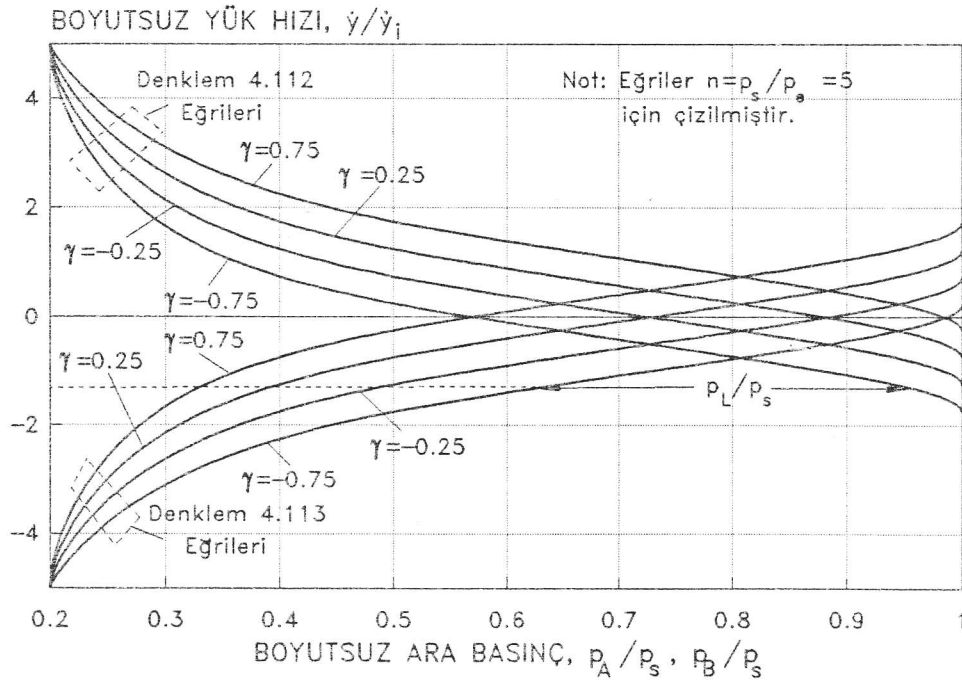
$$\frac{1}{n} < \frac{p_B}{p_s} < 1 \quad (4.115)$$

Denklem (4.112) ve (4.113) den valf karakteristik eğrileri iki yöntemle bulunabilir. Birinci yöntemde hem analitik, hem de grafik işlemlerden yararlanılır. Önce denklem (4.112) ve (4.113) kullanılarak çeşitli  $\gamma$  değerleri için yük hızına karşı  $p_A/p_s$  eğrileri ve yük hızına karşı  $p_B/p_s$  eğrileri çizilir. Şekil 4.22 de bu şekilde çizilmiş eğriler görülmektedir. Herhangi bir  $\gamma$  değerine karşılık gelen bir eğri takımını ele alalım. Bir  $\dot{y}/\dot{y}_i$  değerinden yatay bir doğru çizilirse, bu doğrunun söz konusu eğrileri kestiği yerlerde yatay eksenden okunan değerler  $p_A/p_s$  ve  $p_B/p_s$  dir. Boyutsuz yük basıncı ise

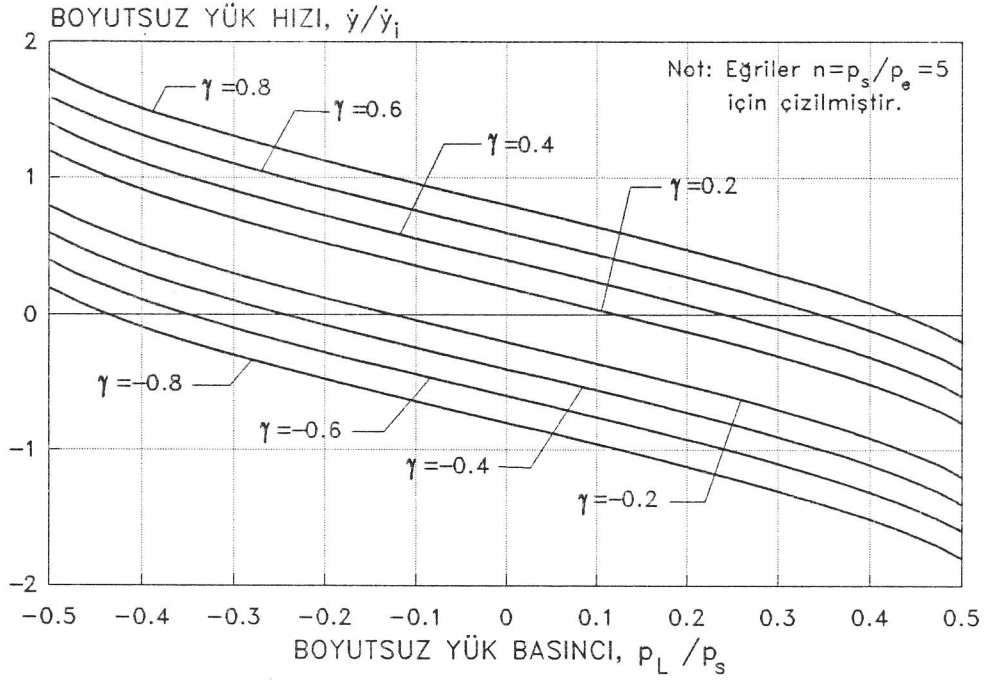
$$\frac{p_L}{p_s} = \frac{p_A}{p_s} - \frac{p_B}{p_s} \quad (4.116)$$

olduğundan, çizilen yatay doğru üzerinde eğriler arasındaki uzaklık  $p_L/p_s$  yi verir. Böylece valfin yük hızı kontrol karakteristiği analitik ve grafik işlemleri bir arada kullanarak elde edilir. Bu yöntem çözümü iterasyon gerektirmeden verir.

Valfin karakteristik eğrilerini elde etmek için kullanılan ikinci yöntem tamamen analitiktir. Bu yöntemde denklemler (4.112) ve (4.113) nümerik yollarla çözülür. Çözüm sonuçlarının doğruluğu yüksektir. Problemin bilgisayarla çözülmesi gerekir. Ancak, hesaplama işlemi bir defa programlandıktan sonra, grafik yönteme göre daha az insan emeği gerektirir. Şekil 4.23 de bu biçimde elde edilmiş karakteristik eğriler değişik  $\gamma$  değerleri için verilmiştir.



Şekil 4.22 Pnömatik, İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresinde Yük Hızının Grafik Yöntemle Bulunması



Şekil 4.23 Pnömatik, İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresinde Yük Hızı Eğrileri

#### 4.8 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

Açık merkezli 4-yollu valf dört değişken kollu tam köprü biçimindeki akış devresine sahiptir (Şekil 3.2). Bu kısımda 4-yollu pnömatik bir valfin kontrol özellikleri incelenecektir. Bu devre uygun değişken tanımlarıyla birlikte Şekil 4.24 de verilmiştir. Makara merkez konumundayken (açıklık oranı  $\gamma = 0$ ) orifislerin alanları  $A$  olsun. Makara merkez konumundan sağa doğru hareket ettirildiğinde (1) ve (4) numaralı orifislerin alanları  $(1+\gamma)A$ , (2) ve (3) numaralı orifislerin alanları ise  $(1-\gamma)A$  olur.

Yük pistonunun sol tarafındaki basınç  $p_A$ , sağ tarafındaki basınç ise  $p_B$  olsun. (1)–(4) numaralı orifislerden geçen kütle debileri denklem (4.16), (4.17) ve (4.29) dan yararlanarak aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\omega_1 = C_d(1+\gamma)AD \frac{p_s}{\sqrt{T_s}} f_1\left(\frac{p_A}{p_s}\right) \quad (4.117)$$

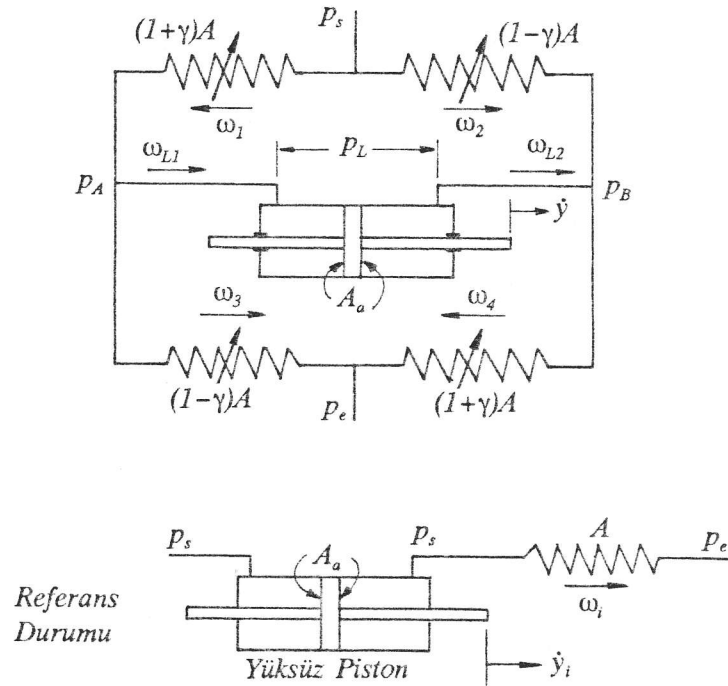
$$\omega_2 = C_d(1-\gamma)AD \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} f_1\left(\frac{P_B}{P_s}\right) \quad (4.118)$$

$$\omega_3 = C_d(1-\gamma)AD \frac{P_A}{\sqrt{T_A}} f_1\left(\frac{P_e}{P_A}\right) \quad (4.119)$$

$$\omega_4 = C_d(1+\gamma)AD \frac{P_B}{\sqrt{T_B}} f_1\left(\frac{P_e}{P_B}\right) \quad (4.120)$$

Burada  $D$  terimi daha önce denklem (4.44) ile tanımlanmış olup, hava için  $D = 0,0404 \text{ s-K}^{1/2}/\text{m}$  dir. Problemin boyutsuz hale getirilmesi için kullanılacak referans kütle debisi ise  $p_e/p_s < 0,528$  kabul edilirse,

$$\omega_i = C_d AD \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} \quad (4.121)$$



Şekil 4.24 Pnömatik, Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

olarak yazılabilir. Denklemler (4.117)–(4.120), denklem (4.121) ile bölünürse,  $T_A = T_B = T_s$  kabul edilirse ve denklemlerde  $n = p_s/p_e$  tanımı kullanılırsa, aşağıdaki ifadeler bulunur:

$$\frac{\omega_1}{\omega_i} = (1 + \gamma) f_1 \left( \frac{p_A}{p_s} \right) \quad (4.122)$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_i} = (1 - \gamma) f_1 \left( \frac{p_B}{p_s} \right) \quad (4.123)$$

$$\frac{\omega_3}{\omega_i} = (1 - \gamma) \frac{p_A}{p_s} f_1 \left[ \frac{1}{n(p_A/p_s)} \right] \quad (4.124)$$

$$\frac{\omega_4}{\omega_i} = (1 + \gamma) \frac{p_B}{p_s} f_1 \left[ \frac{1}{n(p_B/p_s)} \right] \quad (4.125)$$

Yük pistonunun bağlı olduğu iki düğüm için süreklilik denklemi yazılırsa, aşağıdaki denklemler elde edilir:

$$\frac{\omega_{L1}}{\omega_i} = \frac{\omega_1}{\omega_i} - \frac{\omega_3}{\omega_i} \quad (4.126)$$

$$\frac{\omega_{L2}}{\omega_i} = \frac{\omega_4}{\omega_i} - \frac{\omega_2}{\omega_i} \quad (4.127)$$

Şekil 4.24 de yük pistonunun sağ ve solundaki basınçlar farklı olduğundan yüke giren ve yükten çıkan kütle debileri  $\omega_{L1}$  ve  $\omega_{L2}$  de birbirinden farklıdır. Buna karşılık, yüke giren ve yükten çıkan hacimsel debiler birbirine daima eşittir. Yani,

$$\frac{\omega_{L1}}{\rho_A} = \frac{\omega_{L2}}{\rho_B} \quad (4.128)$$

eşitliği daima geçerlidir. Yük pistonu hızı ise aşağıdaki eşitliklerden herhangi birinden bulunabilir:

$$\dot{y} = \frac{\omega_{L1}}{\rho_A A_a} \quad (4.129)$$

$$\dot{y} = \frac{\omega_{L2}}{\rho_B A_a} \quad (4.130)$$

Şekil 4.24 deki referans sistemdeki pistonun hızı ise aşağıdaki gibidir:

$$\dot{y}_i = \frac{\omega_i}{\rho_s A_a} \quad (4.131)$$

Denklem (4.129) ve (4.130) deki hızlar  $y_i$  ile normalize edilirse, boyutsuz yük hızı için aşağıdaki ifadeler bulunur:

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = \frac{\omega_{L1}}{\omega_i} \frac{\rho_s}{\rho_A} \quad (4.132)$$

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = \frac{\omega_{L2}}{\omega_i} \frac{\rho_s}{\rho_B} \quad (4.133)$$

Gazın sıcaklığındaki değişimler ihmal edilirse aşağıdaki ifadeler geçerlidir:

$$\frac{\rho_s}{\rho_A} \approx \frac{P_s}{P_A} \quad (4.134)$$

$$\frac{\rho_s}{\rho_B} \approx \frac{P_s}{P_B} \quad (4.135)$$

Denklem (4.132) ve (4.133) de, denklemler (4.122)–(4.125), (4.126), (4.127), (4.134) ve (4.135) kullanılırsa, aşağıdaki denklemler bulunur:

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = (1+\gamma) \frac{f_1(p_A/p_s)}{(p_A/p_s)} - (1-\gamma) f_1 \left[ \frac{1}{n(p_A/p_s)} \right] \quad (4.136)$$

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = (1+\gamma) f_1 \left[ \frac{1}{n(p_B/p_s)} \right] - (1-\gamma) \frac{f_1(p_B/p_s)}{(p_B/p_s)} \quad (4.137)$$

Bu denklemler kullanılırken  $f_1$ -fonksiyonlarının argümanlarının 0 ve 1,0 arasında olmasını sağlayan aşağıdaki şartlara uyulmalıdır:

$$\frac{1}{n} < \frac{P_A}{P_s} < 1 \quad (4.138)$$

$$\frac{1}{n} < \frac{P_B}{P_s} < 1 \quad (4.139)$$

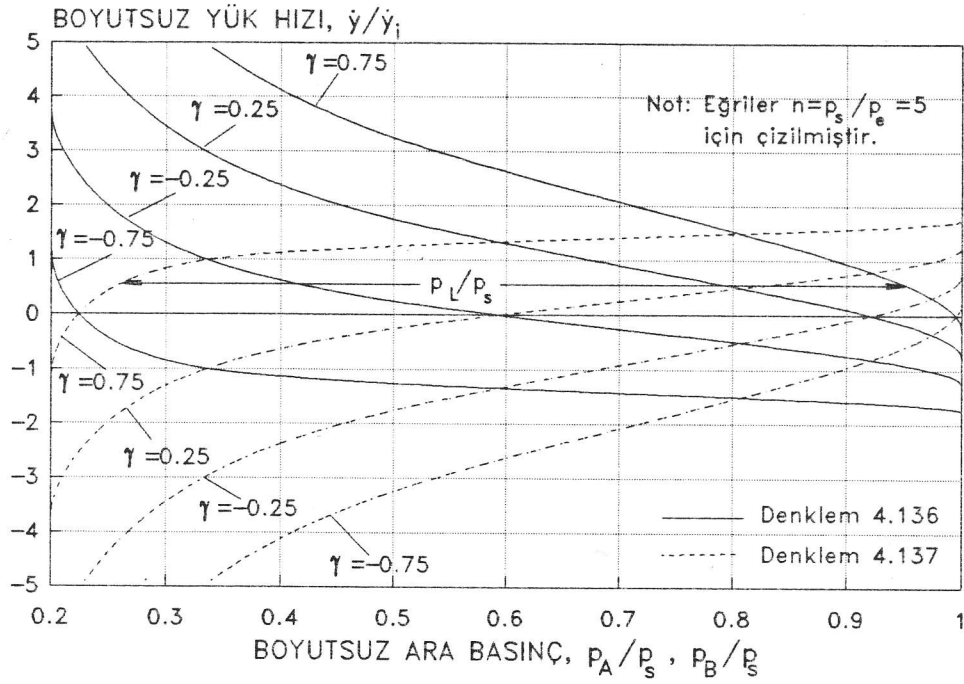
Denklem (4.136) ve (4.137) den valf karakteristik eğrileri iki yöntemle bulunabilir. Birinci yöntemde hem analitik, hem de grafik işlemlerden yararlanılır. Önce denklem (4.136) ve (4.137) kullanılarak çeşitli  $\gamma$  değerleri için yük hızına karşı  $P_A/P_s$  eğrileri ve yük hızına karşı  $P_B/P_s$  eğrileri çizilir. Şekil 4.25 de bu şekilde çizilmiş eğriler görülmektedir. Herhangi bir  $\gamma$  değerine karşılık gelen bir eğri takımını ele alalım. Bir  $y/y_i$  değerinden yatay bir doğru çizilirse, bu doğrunun söz konusu eğrileri kestiği yerlerde yatay eksenden okunan değerler  $P_A/P_s$  ve  $P_B/P_s$  dir. Boyutsuz yük basıncı ise

$$\frac{P_L}{P_s} = \frac{P_A}{P_s} - \frac{P_B}{P_s} \quad (4.140)$$

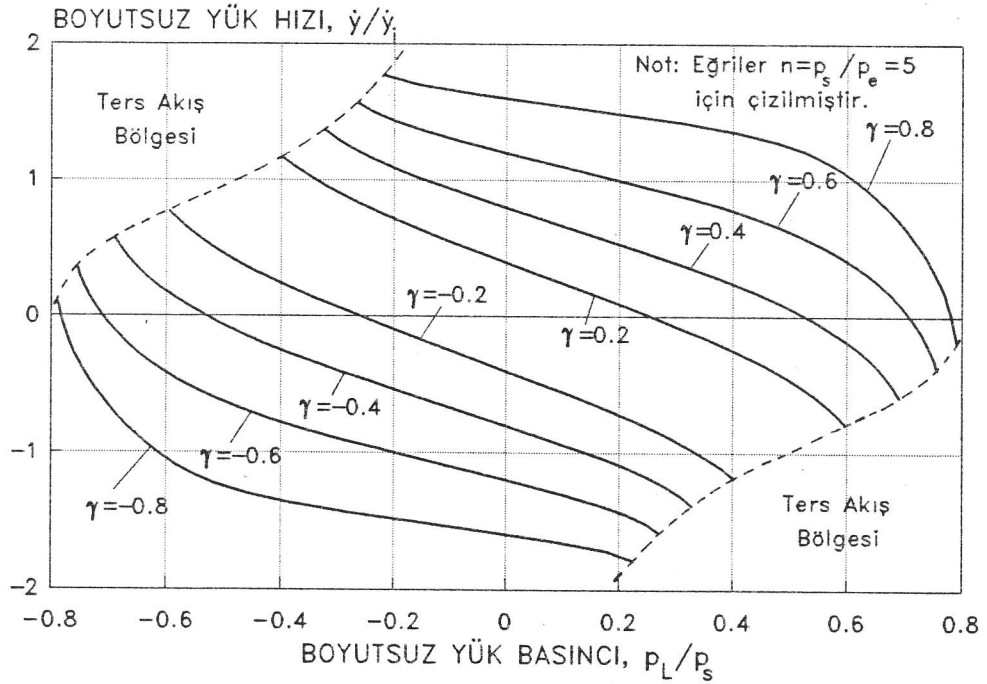
olduğundan, çizilen yatay doğru üzerinde eğriler arasındaki uzaklık  $P_L/P_s$  yi verir. Böylece valfin yük hızı kontrol karakteristiği analitik ve grafik işlemleri bir arada kullanarak bulunur. Bu yöntemin üstünlüğü, kolaylığı ve iterasyon gerektirmeden çözümü vermesidir.

Valfin karakteristik eğrilerini elde etmek için kullanılan ikinci yöntem tamamen analitiktir. Bu yöntemde denklemler (4.136) ve (4.137) nümerik yollarla çözülür. Çözüm sonuçlarının doğruluğu yüksektir. Problemin bilgisayarla çözülmesi gerekir. Ancak, hesaplama işlemi bir defa programlandıktan sonra, grafik yönteme göre daha az insan emeği gerektirir. Şekil 4.26 da bu şekilde elde edilmiş karakteristik eğriler değişik  $\gamma$  değerleri için verilmiştir.





Şekil 4.25 Pnömatik, Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresinde Yük Hızının Grafik Yöntemle Bulunması



Şekil 4.26 Pnömatik, Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresinde Yük Hızı Eğrileri



## Bölüm 5

### YÜKÜN TANIMLANMASI

### VE YÜKE UYGUN VALF SEÇİMİ

#### 5.1 Yükün Tanımlanması

Herhangi bir yükü sürmek için sistem seçerken öncelikle yükün özelliklerinin yeterince ayrıntılı olarak belirlenmesi gerekir. Bu husus sadece hidrolik veya pnömatik sürücüler için değil, elektrik, mekanik, v.s. diğer sürücü sistemler için de doğrudur. Sürücü seçimi yapılmadan önce yükün hangi hızlarda çalıştırılacağı, bu hızlarda ne kadar kuvvet veya moment uygulanması gerektiği bilinmelidir. Eğer, sürücü seçimi bu bilgiler dikkate alınmadan yapılırsa, umumiyetle ya yükü istenilen biçimde sürmekte yetersiz kalan sistemler, ya da yükü sürebilen ancak gücü ve kapasitesi gereğinden daha büyük sistemler seçilir. Birinci durumda, arzu edilen kontrol işlemi yapılamaz; ikinci durumda ise gereğinden büyük bir sistem seçildiği için maliyetler artar.

Öteleme hareketi yapan bir yük, iş çevrimi sırasında yükün gereksinim duyduğu hız ve kuvvetleri hız-kuvvet düzleminde çizerek elde edilen "yük yer eğrileri" ile tanımlanır. Dönel sistemlerde ise yük yer eğrileri açısız hız ve momentleri hız-moment düzleminde çizerek bulunur. Aşağıda bazı basit yükler ve hareketler için yer eğrileri örnek olarak verilmektedir.

#### *Atalet Yükü (Kütlesel Yük)*

Öteleme hareketi yaptırılan bir kütle veya açısız hareket yaptırılan atalet momentli bir gövde atalet yükü oluşturur. Örneğin bir kütle

$$x = X_0 \sin \omega t \quad (5.1)$$

biçiminde hareket ettirmek istensin. Kütlenin hızı ve ivmesi sırasıyla,

$$V = X_0 \omega \cos \omega t \quad (5.2)$$

$$\ddot{x} = -X_0 \omega^2 \sin \omega t \quad (5.3)$$

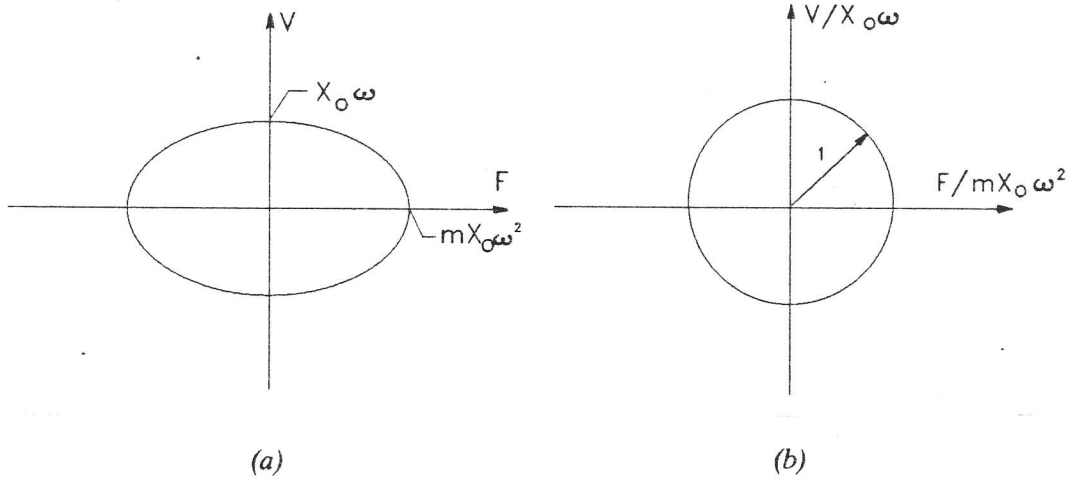
olur. Bu hareketi sağlamak için yüke uygulanması gereken kuvvet ise Newton'un 2. Kanunu gereği aşağıdaki gibidir:

$$F = -mX_0 \omega^2 \sin \omega t \quad (5.4)$$

Bu hareket için yükün yer eğrileri her bir  $t$  zamanındaki hız ve kuvvet değerlerini  $VF$ -düzleminde çizerek bulunur. Denklem (5.2) den  $\cos \omega t$ , denklem (5.4) den  $\sin \omega t$  bulunursa, sonra da kareleri alınarak toplanırsa,

$$\frac{V^2}{(X_0 \omega)^2} + \frac{F^2}{(mX_0 \omega^2)^2} = 1 \quad (5.5)$$

elde edilir. Bu denklemden görüldüğü gibi, yer eğrisi eksen uzunlukları  $X_0 \omega$  ve  $mX_0 \omega^2$  olan bir elipstir (Şekil 5.1a). Yer eğrisi  $VF$ -düzlemi yerine, normalize edilmiş  $V/(X_0 \omega)$  ve  $F/(mX_0 \omega^2)$  eksenlerinin oluşturduğu düzlemde çizilirse Şekil 5.1b deki birim yarıçaplı daire bulunur.



Şekil 5.1 Atalet Yükün Harmonik Hareket İçin Yer Eğrisi

### Yay Yüğü

Yay özelliği gösteren elemanların esnetilmesi yay yüğü oluşturur. Örneğin, bir ucu sabitlenmiş bir yayın diğer ucu

$$x = X_0 \sin \omega t \quad (5.6)$$

biçiminde hareket ettirilsin. Bu durumda uygulama noktasının hızı,

$$V = X_0 \omega \cos \omega t \quad (5.7)$$

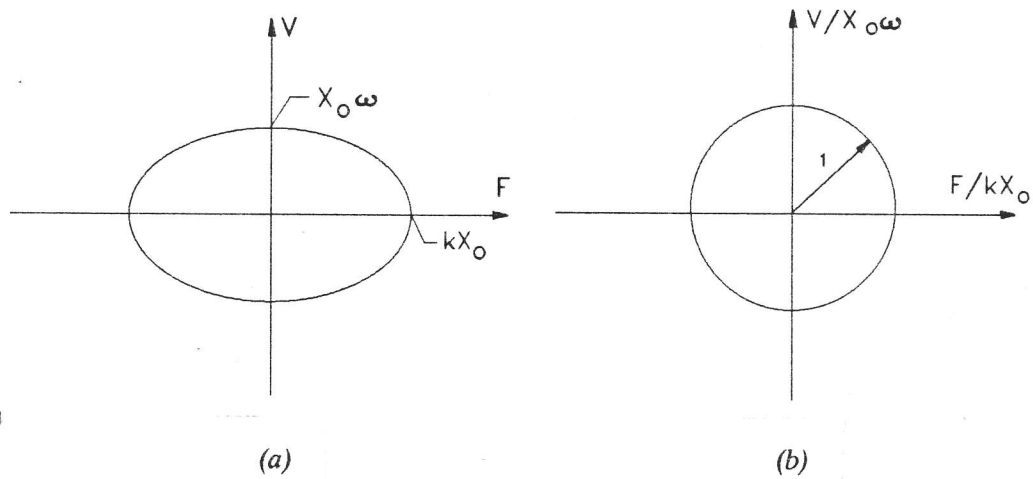
olur. Bu hareketi sağlamak için uygulanması gereken kuvvet ise yayın eleman denkleminde aşağıdaki gibi bulunur:

$$F = kX_0 \sin \omega t \quad (5.8)$$

Denklem (5.7) den  $\cos \omega t$ , denklem (5.8) den de  $\sin \omega t$  bulunursa ve kareleri alınarak toplanırsa,

$$\frac{V^2}{(X_0 \omega)^2} + \frac{F^2}{(kX_0)^2} = 1 \quad (5.9)$$

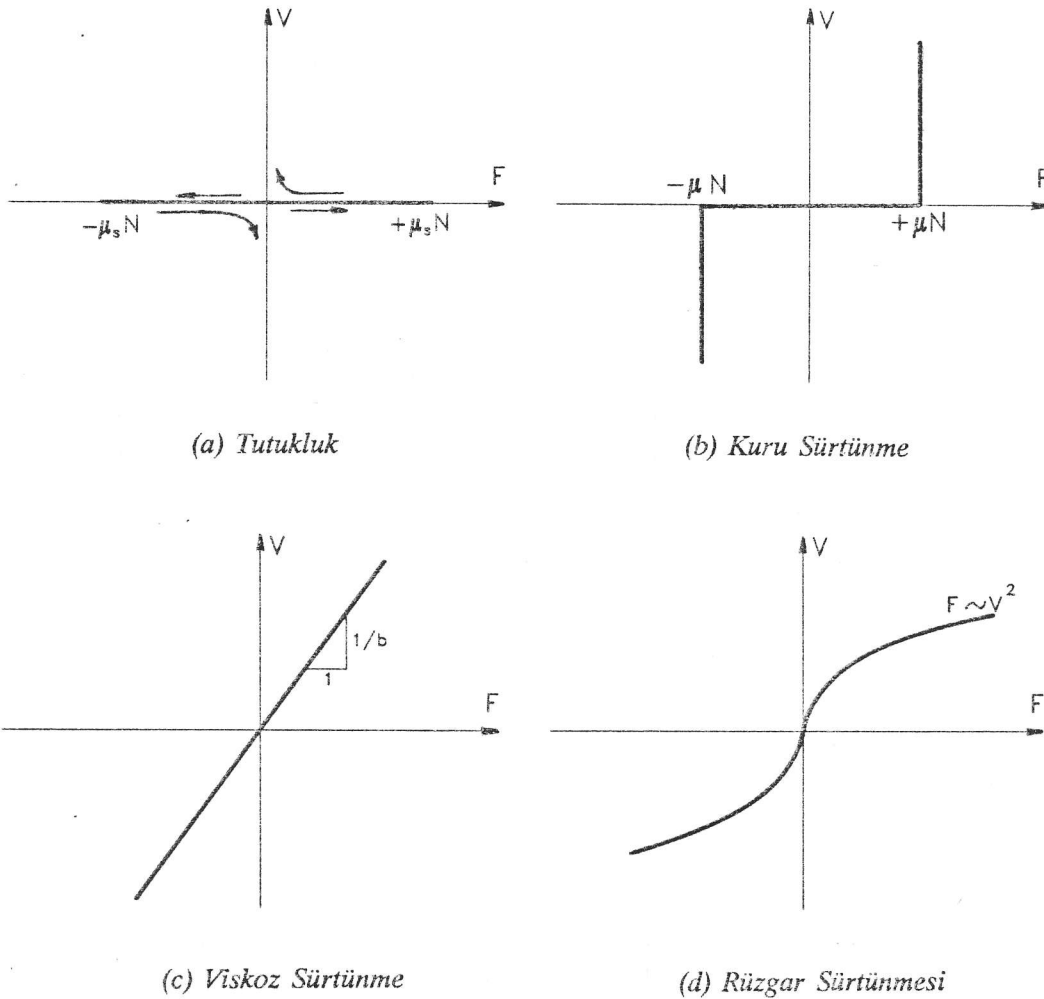
elde edilir. Bu durumda yer eğrisi  $VF$ -düzleminde eksen uzunlukları  $X_0 \omega$  ve  $kX_0$  olan bir elipstir (şekil 5.2a). Yer eğrisi normalize edilmiş  $V/(X_0 \omega)$  ve  $F/(kX_0)$  eksenlerinin oluşturduğu düzlemde çizilirse, şekil 5.2b deki gibi birim yarıçaplı bir daire olarak bulunur.



şekil 5.2 Yay Yüğüünün Harmonik Hareket İçin Yer Eğrisi

### Sürtünme Yükleri

Doğada karşılaşılan sürtünme özelliğinin meydana getirdiği yüklere sürtünme yükleri denir. Bunlar arasında kuru (Coulomb) sürtünme, viskoz sürtünme, tutukluk ve rüzgar sürtünmesi sayılabilir. Sistemlerin dinamik incelemelerinde sürtünme özellikleri sönümleyici elemanlarla modellenir. Bu elemanların davranışları elemana uygulanan kuvvetle, kuvvetin uygulandığı noktanın hızı arasında  $F=F(V)$  gibi bir "yapısal ilişki" ile tanımlanır. Şekil 5.3 de bazı sürtünme türleri için bu ilişkiler verilmiştir. Bunlar arasında sadece viskoz sürtünme lineer özellik gösterir; diğerleri ise non-lineerdir. Sürtünme elemanlarının yapısal ilişkileri zaten  $VF$ -düzleminde çizilmiş olduklarından, bu ilişkilerin grafikleri aynı zamanda bu yüklerin yer eğrileridir. Yüke uygulanan hız  $\pm V$  arasında değişiyorsa, yapısal ilişkinin bu sınırlar arasında kalan kısmı yer eğrisini meydana getirir.



Şekil 5.3 Bazı Sürtünme Yükleri

Yukarıda incelenen yük türleri arasında atalet ve yay yükleri enerji depolama özelliğine sahiptir. Enerji depolayan yüklerin yer eğrilerinin en belirgin özelliği kapalı alanlar oluşturmalarıdır. Buna karşılık, sürtünme yükleri enerji depolamaz; kendilerine sağlanan enerjiyi ısıya dönüştürerek çevreye yayarlar. Bunların yer eğrilerinde ise kapalı alanlar yoktur. Şekil 5.3 de verilen eğrilerde bu husus açıkça görülmektedir.

### *Karmaşık Yükler*

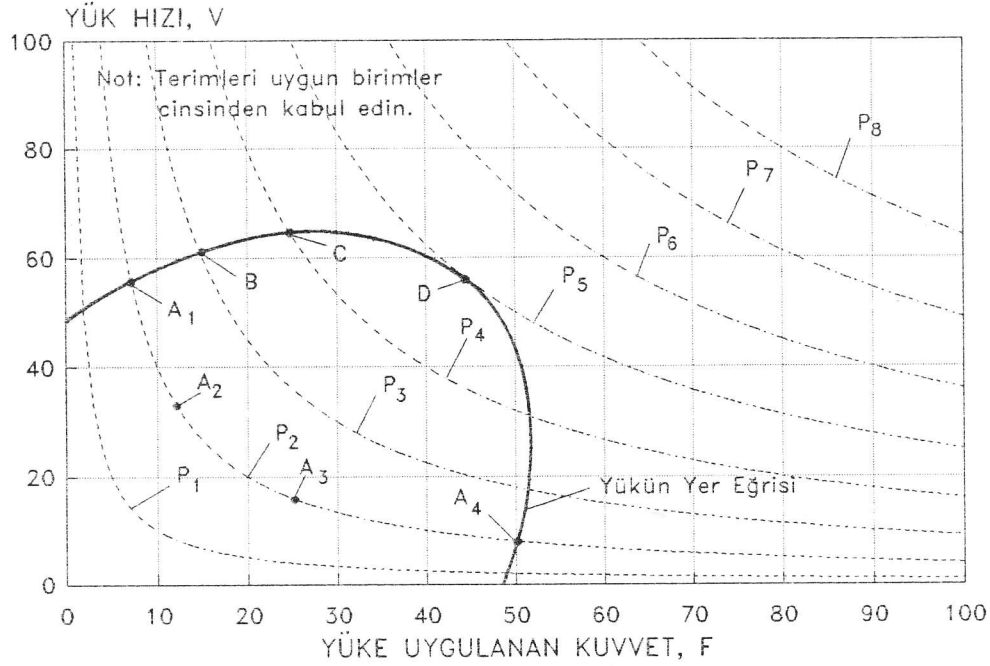
Uygulamada karşılaşılan yükler genellikle karmaşıktır; atalet, yay ve sürtünme yükleri bir arada bulunur. Bu tür yüklerin yer eğrileri uygun matematiksel modeller kurarak hesaplanır veya deneysel olarak bulunur.

### 5.2 Yükün Gerektirdiği Güç

Öteleme hareketi yapan mekanik sistemlerde bir yüke kuvvet uygulandığında yüke verilen güç

$$P = FV \quad (5.10)$$

olarak ifade edilir. Burada  $V$  ve  $F$  nin referans yönlerinin aynı olduğu kabul edilmektedir.  $VF$ -düzleminde sabit bir  $P$  güç değerlerine karşılık gelen noktaların oluşturduğu eğri ise  $FV=P$  ifadesiyle tanımlanan bir hiperboldür.  $P_1, P_2, P_3, \dots$  gibi değişik sabit güç düzeylerine ait eğriler ise Şekil 5.4 deki gibi bir hiperboller ailesi oluşturur. Güç düzeyi ne kadar büyükse hiperbol de orijinden o kadar uzaktadır. Örneğin, Şekil 5.4 de görülen eğrilerde  $P_1 < P_2 < P_3 < P_4 < \dots$  olarak alınmıştır. Şimdi aynı  $VF$ -düzleminde bir yükün yer eğrisi verilmiş olsun. Yüke sağlanan kuvvet ve hızın,  $VF$ -düzleminde gösterilen yer eğrisinin üzerinde veya içinde herhangi bir yerde olabileceğini kabul edelim. Eğer sistemin çalıştığı nokta yer eğrisinin üzerinde  $A_1$  de olsaydı, yüke sağlanan güç seviyesi  $P_2$  olurdu. Çalışma noktası  $A_2, A_3$  ya da  $A_4$  olsaydı yüke sağlanan güç yine  $P_2$  olacaktı. Buna karşılık yüke sağlanan güç  $B$  noktasında  $P_3$ ,  $C$  noktasında  $P_4$ ,  $D$  noktasında ise  $P_5$  olacaktı. Şekilden görüldüğü gibi yükün yer eğrisi  $P_5$  güç düzeyine karşılık gelen sabit güç hiperbolüne teğettir. Yani, yer eğrisinin erişebileceği, orijinden en uzak sabit güç hiperbolü  $P_5$  sabitine sahip olan hiperboldür. Sabit güç hiperbolü orijinden ne kadar uzaksa güç düzeyi de o kadar büyük olduğundan,  $D$  noktası yükün maksimum güce gerek duyduğu çalışma noktasıdır. Bu noktadaki güç aynı zamanda köşeleri  $D$  ve orijinde olan dikdörtgenin alanına eşittir.



Şekil 5.4 Yükün Yer Eğrisi ve Sabit Güç Hiperbollerini

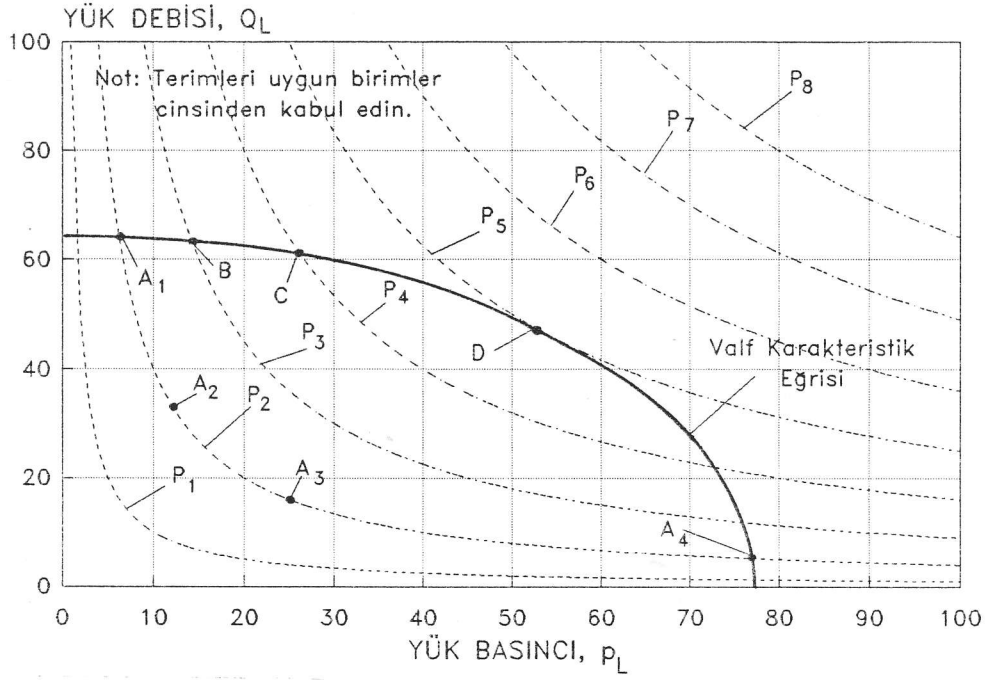
### 5.3 Bir Kontrol Valfindan Sağlanabilecek Güç

Bir akışkan gücü kontrol sistemi tarafından yüke verilen güç

$$P = p_L Q_L \quad (5.11)$$

olarak ifade edilir. Burada yük debisi  $Q_L$  nin pozitif yönü, yük basıncı  $p_L$  nin düştüğü yön olarak kabul edilmiştir.  $Q_L p_L$ -düzleminde sabit bir  $P$  güç değerine karşılık gelen noktaların oluşturduğu eğri ise  $Q_L p_L = P$  ifadesiyle tanımlanan bir hiperboldür.  $P_1 < P_2 < P_3 < P_4 < \dots$  gibi değişik sabit güç düzeylerine ait eğriler ise Şekil 5.5 deki gibi bir hiperboller ailesi oluşturur. Güç düzeyleri büyüdükçe hiperboller de orijinden uzaklaşır. Daha önceki bölümlerde elde edilen hidrolik valfların karakteristik eğrileri de  $Q_L p_L$ -düzleminde çizilmiştir. Şimdi Şekil 5.5 deki  $Q_L p_L$ -düzleminde bir yükü kontrol amacı ile kullanmayı düşündüğümüz bir valfın karakteristik eğrisi çizilmiş olsun. Valf açıklığı değiştirilerek valf çıkışındaki yük debisi  $Q_L$  ve yük basıncı  $p_L$  nin  $Q_L p_L$ -düzleminde gösterilen karakteristik eğrinin üzerinde veya içinde herhangi bir yerde olabileceğini kabul edelim. Eğer, sistem karakteristik eğrinin üzerinde  $A_1$  gibi bir noktada çalışsaydı, bu nokta aynı zamanda  $P_2$  güç düzeyine ait hiperbolün de üzerinde olduğundan, valfın sağlayacağı güç seviyesi  $P_2$  olurdu. Çalışma noktası  $A_2, A_3$





Şekil 5.5 Valf Karakteristiği ve Sabit Güç Hiperbolleri

ya da  $A_4$  olsaydı valfin sağlayacağı güç yine  $P_2$  olacaktı. Valfın sağladığı güç  $B$  noktasında  $P_3$ ,  $C$  noktasında  $P_4$ ,  $D$  noktasında ise  $P_5$  olacaktı. Şekilden görüldüğü gibi valfin karakteristik yer eğrisi  $P_5$  güç düzeyine karşılık gelen sabit güç hiperbolüne teğettir. Valf karakteristik eğrisi, orijinden en uzak sabit güç hiperbolüne  $D$  noktasında eriştiğinden, bu nokta valfin maksimum güç sağladığı çalışma noktasıdır. Bu noktada sağlanan  $P_5$  gücü aynı zamanda köşeleri  $D$  ve orijinde olan dikdörtgenin alanına eşittir. Daha önce Bölüm 3 de incelenen hidrolik valfların maksimum güç noktasındaki debi ve basınç değerleri, yük basıncı sıfırken yük debileri ve yük debisi sıfırken yük basınçları Tablo 5.1 de özetlenmiştir.

Hidrolik sistemin mekanik bir sistemi sürmesi bir tahrik pistonu veya hidrolik motor aracılığıyla yapılır. Valf çıkışındaki yük debisi ve yük basıncı ile pistonun hızı ve uyguladığı kuvvet arasında aşağıdaki ilişkiler vardır:

$$v = \frac{Q_L}{A_a} \quad (5.12)$$

$$F = p_L A_a \quad (5.13)$$

Burada  $A_a$  piston alanıdır. Bu denklemler kullanılırsa Şekil 5.5 deki valf karakteristik eğrisi ve hiperboller  $VF$ -düzleminde de gösterilebilir.

Tablo 5.1 Sabit Basıncı Kaynakla Çalıştırılan Hidrolik Valfların Karakteristik Eğrilerinin Özellikleri

Özellikler	Seri Devre	Kapalı Merkezli 3-Yollu Valf, $p_1=(p_s+p_e)/2$	2-Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi, $p_1=(p_s+p_e)/2$	1-Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi, $p_1=(p_s+p_e)/2$
Yük Basıncı Sıfırken Yük Debisi	$Q_o = \gamma G \sqrt{\frac{p_s - p_e}{2}}$	$Q_o = \frac{\gamma}{\sqrt{2}} G \sqrt{p_s - p_e}$	$Q_o = \sqrt{2} \gamma G \sqrt{p_s - p_e}$	$Q_o = \frac{\gamma}{\sqrt{2}} G \sqrt{p_s - p_e}$
Yük Debisi Sıfırken Yük Basıncı	$p_o = p_s - p_e$	$p_o = \frac{p_s - p_e}{2}$	$p_o = \frac{\gamma}{1 + \gamma^2} (p_s - p_e)$	$p_o = \frac{[1 - (1 - \gamma)^2] (p_s - p_e)}{2[1 + (1 - \gamma)^2]}$
Yük	$Q_m = \frac{\gamma}{\sqrt{6}} G \sqrt{p_s - p_e}$	$Q_m = \frac{\gamma}{\sqrt{6}} G \sqrt{p_s - p_e}$	$Q_m = \sqrt{\frac{2}{3}} \gamma G \sqrt{p_s - p_e}$	$Q_m = \frac{G}{\sqrt{6}} \sqrt{p_s - p_e}$
Debisi	$p_m = \frac{2}{3} (p_s - p_e)$	$p_m = \frac{1}{3} (p_s - p_e)$	$p_m = \frac{1}{3} (p_s - p_e)$	$p_m = \frac{1}{3} (p_s - p_e)$
Maksimum Güç Değerleri	$\rho_m = \gamma \sqrt{\frac{2}{27} G (p_s - p_e)^2}$	$\rho_m = \frac{\gamma}{\sqrt{54}} G (p_s - p_e)^2$	$\rho_m = \sqrt{\frac{2}{27} G (p_s - p_e)^2}$	$\rho_m = \frac{G}{\sqrt{54}} (p_s - p_e)^2$
Güç	$G = C_d W X_o \sqrt{\frac{2}{\rho}}$	$G = C_d W X_o \sqrt{\frac{2}{\rho}}$	$G = C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}}$	$G = C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}}$
Tanımlar*				

\*Diğer tanımlar Bölüm 3 ün ilgili kısımlarında verildiği gibidir.

Tablo 5.1 (devam) Sabit Basıncılı Kaynakla Çalıştırılan Hidrolik Valfların Karakteristik Eğrilerinin Özellikleri

Özellikler	1-Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	2-Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	4-Değişken Kollu Tam Köprü Devresi
Yük Basıncı Sıfırken Yük Debisi	$Q_o = \frac{\gamma}{\sqrt{(2-\gamma)^2+4}} G\sqrt{p_s-p_e}$	$Q_o = \frac{\gamma}{\sqrt{2}} G\sqrt{p_s-p_e}$	$Q_o = \sqrt{2}\gamma G\sqrt{p_s-p_e}$
Yük Debisi Sıfırken Yük Basıncı	$p_o = \frac{[1-(1-\gamma)^2](p_s-p_e)}{2[(1-\gamma)^2+1]}$	$p_o = \frac{4\gamma(p_s-p_e)}{[1+(1-\gamma)^2][1+(1+\gamma)^2]}$	$p_o = \frac{2\gamma}{1+\gamma^2}(p_s-p_e)$
Yük Debisi	$\gamma=1$ için, $Q_m = 0.2392G\sqrt{p_s-p_e}$	$\gamma=1$ için, $Q_m = 0.3956G\sqrt{p_s-p_e}$	$\gamma=1$ için, $Q_m = \sqrt{\frac{2}{3}}G\sqrt{p_s-p_e}$
	$\gamma=1$ için, $p_m = 0.276(p_s-p_e)$	$\gamma=1$ için, $p_m = 0.4854(p_s-p_e)$	$\gamma=1$ için, $p_m = \frac{2}{3}(p_s-p_e)$
Maksimum Güç Değerleri	$\gamma=1$ için, $\rho_m = 0.066G(p_s-p_e)^{\frac{3}{2}}$	$\gamma=1$ için, $\rho_m = 0.192G(p_s-p_e)^{\frac{3}{2}}$	$\gamma=1$ için, $\rho_m = \sqrt{\frac{8}{27}}G(p_s-p_e)^{\frac{3}{2}}$
Tanımlar*	$G = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho}}$	$G = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho}}$	$G = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho}}$

\*Diğer tanımlar Bölüm 3 ün ilgili kısımlarında verildiği gibidir.

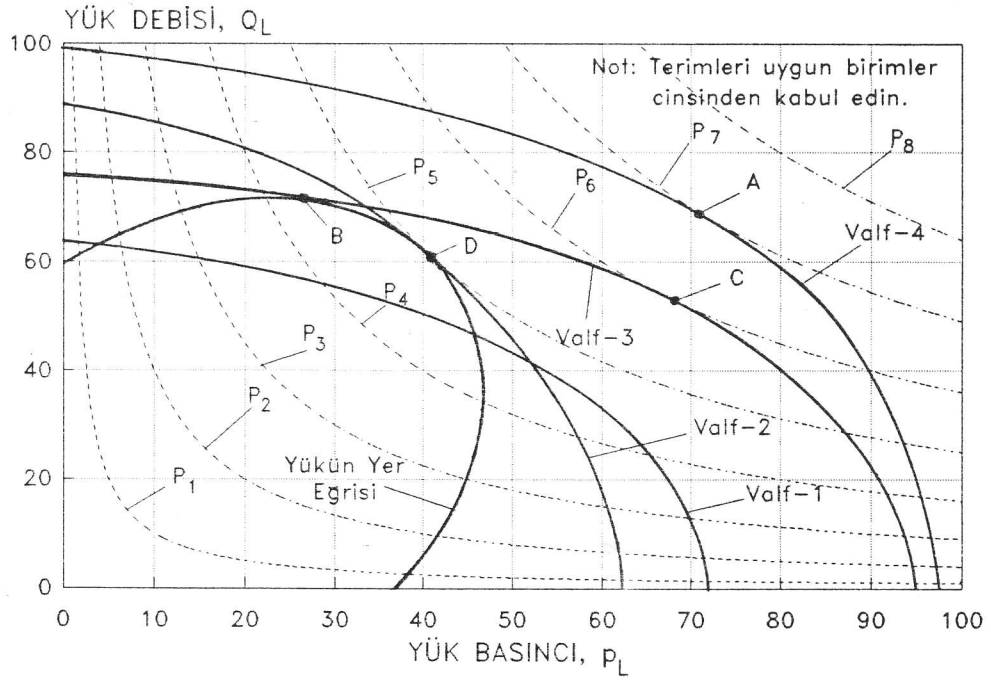
Pnömatik valfların karakteristik eğrileri ise  $\dot{y}p_L$ -, yani  $Vp_L$ -düzleminde çizilmiştir. Pnömatik valfların karakteristik eğrileri denklem (5.13) ile tanımlanan dönüşüm kullanılarak  $VF$ -düzlemine taşınabilir.

Dönel mekanik sistemler için de benzer işlemler yapılabilir. Ancak, bu sistemlerde denklem (5.12) ve (5.13) yerine hidrolik (veya pnömatik) motorun denklemleri kullanılarak  $p_L$  den yük momentine ( $T$ ),  $Q_L$  den de yükün açısal hızına ( $\omega$ ) dönüşüm yapılır. Eğriler de  $\omega T$ -düzlemine taşınır.

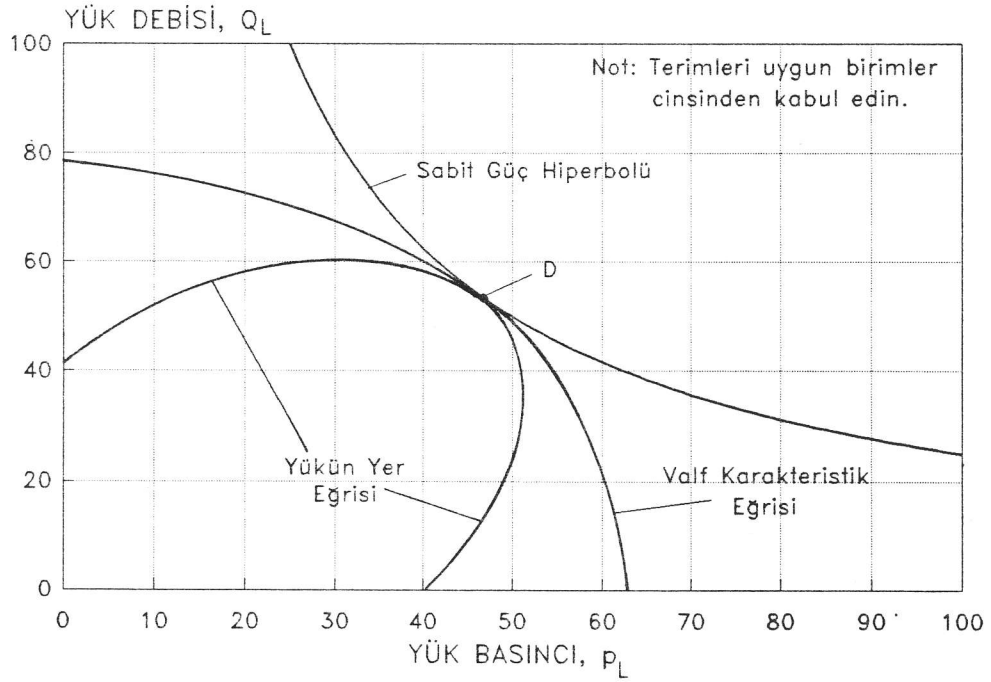
#### 5.4 Yüke Uygun Valf Seçilmesi

Bir yükle valfin birbirine uygun olup olmadıklarının incelenmesi veya yüke uygun olan valfin seçilebilmesi için yükün yer eğrisi, valfin karakteristik eğrisi ve sabit güç hiperbollerinin aynı düzleme çizilmesi gereklidir. Bu düzlem  $VF$ -düzlemi (dönel sistemlerde  $\omega T$ -düzlemi) veya  $Q_L p_L$ -düzlemi olabilir. Bunu yapmak için denklem (5.12) ve (5.13) ile verilen dönüşümler gereği gibi kullanılır.

Örnek olarak Şekil 5.6 da bir yük eğrisi, dört adet valf karakteristiği ve sabit güç eğrileri verilmiştir. Önce 1 numaralı valfin yükü kontrol için kullanılıp kullanılmayacağını inceleyelim. Görüldüğü gibi, bazı bölgelerde yük eğrisi valf karakteristiğinin dışında kalmaktadır. Valf, yükü valf karakteristiğinin dışında kalan bölgede kontrol edemez. Karakteristik eğrisi böyle olan bir valf, kapasitesi yeterli olmadığından bu yükü sürmek için kullanılamaz. Herhangi bir valfin bir yükü sürebilmesi için asgari şart, yükün yer eğrisinin tamamen valf karakteristiğinin içinde kalmasıdır. 4 numaralı valfin karakteristiği incelendiğinde ise bu şartın sağlandığı görülmektedir. Bu valf yükü, yük yer eğrisinin herhangi bir yerinde sürebilir. Ancak valf karakteristiği yük yer eğrisinin çok dışından geçmektedir. Valf kapasitesi kontrol edilecek yüke göre çok büyüktür. Yük en fazla  $P_5$  kadar güç istediği halde ( $D$  noktası) valf bundan çok daha büyük olan  $P_7$  gücünü ( $A$  noktası) sağlayabilecek kapasitededir. Yükün kontrolü için böyle bir valfin kullanılması atıl kapasite yaratır ve gereğinden fazla bir yatırım maliyetine sebep olur. Fazla kapasiteyi ortadan kaldırmak amacıyla karakteristik eğrisi daha içeriden geçen 3 numaralı valf kullanılabilir. Bu valfin eğrisi  $B$  noktasında yer eğrisine teğettir. Kapasitesi tam yer eğrisini sürebilecek kadardır. Ancak hala ideal bir seçim değildir. Zira yükün güç gereksinimi en çok  $P_5$  ( $D$  noktası) olmasına rağmen valf  $C$  noktasında  $P_6$  ( $P_6 > P_5$ ) kadar güç sağlamaktadır. Yani, kullanılmayan bir kapasite fazlalığı söz konusudur. En ideal seçim 2 numaralı valfdür. Şekil 5.6 dan görüldüğü gibi bu



Şekil 5.6 Yüke Uygun Valf Seçilmesi



Şekil 5.7 Yük ile Valf Arasındaki En Uyumlu Durum

valfin karakteristik eğrisi, yükün yer eğrisi ve sabit güç hiperbolü ortak bir teğet noktasına (*D* noktası) sahiptir. Bu nokta hem yükün maksimum güç gerektirdiği nokta, hem de valfin maksimum güç sağladığı noktadır. Bu iki özelliğin aynı çalışma noktasında sağlanmasıyla en ideal durum elde edilir. Şekil 5.7 de yükü valf arasındaki en uyumlu durum tekrardan ayrı olarak gösterilmiştir.

## *Bölüm 6*

# *VALFLARDAKI ÇALIŞMA KUVVETLERİ*

Akışkan gücü kontrol sistemlerinde kullanılan valfların açılıp kapatılmaları elle yapılabileceği gibi elektrikli, elektromıknatıslı, pnömatik veya hidrolik sürücülerle de sağlanabilir. Valfı belli bir açıklıkta tutmak veya açıklık oranını değiştirmek için sürücü eleman tarafından valfin açma fonksiyonunu sağlayan hareketli parçasına bir kuvvet uygulanmasına gerek vardır. Sürücü elemanın seçilebilmesi veya tasarımlanabilmesi için valfin çalışma sırasında gerektireceği açma-kapama kuvvetlerinin bilinmesine ihtiyaç vardır. Aynı durum çok kademeli valflarda ileri kademeleri süren tahrik elemanlarının tasarımı için de geçerlidir. Çalışma kuvvetlerinin bazıları valfin kararlılığını bozacak niteliktedir. Valfların dinamik modellerinin kurulabilmesi, dinamik davranışlarının analiz edilebilmesi ve kararlı çalışmalarının garanti edilebilmesi için çalışma kuvvetlerini oluşturan mekanizmaların iyi anlaşılması ve valf tasarımında dikkate alınması zorunludur.

Valflarda çalışma kuvvetleri iki sebepten dolayı ortaya çıkar. Birincisi valfin mekanik yapısı dolayısıyla ortaya çıkan kuvvetlerdir. Örneğin, yaylarla merkezlenmiş bir makaralı valfta, valfin belli bir açıklıkta tutulması için bu yayların esnetilmesi ve dolayısıyla bir kuvvet uygulanması gerekir. Valfin açıklığı değiştirilirken de viskoz sürtünmelerin yenilmesi ve kütlelerin ivmelendirilmesi için ayrıca kuvvetler uygulanması gerekir. Mekanik yapıdan kaynaklanan bu kuvvetler bilinen yöntemlerle kolayca belirlenebilir. Valflardaki çalışma kuvvetlerinin ikinci sebebi ise, valf açıklığını değiştiren elemanla temas halindeki akışkan ortamın elemana uyguladığı basıncıdır. Akışkan ortamdan kaynaklanan bu tür kuvvetler genellikle kaynak basıncının belli bir etken alana uygulanması sonucu ortaya çıktığından çok etkili olabilir. Bu bölümün amacı akışkan tarafından valfin hareketli elemanına uygulanan kuvvetlerin belirlenmesidir. Bundan sonra "çalışma kuvvetleri" denildiğinde bu türden kuvvetler kastedilecektir.

Çalışma kuvvetleri aşağıda iki ana grup halinde ele alınmıştır. Birinci grupta durağan kuvvetler incelenmiştir. Bu kuvvetler valf sabit bir açıklıkta iken ve içinden sabit debide akışkan geçerken görülür. İkinci grupta ise valflarda kararsızlığa neden olan ve çoğunlukla durağan olmayan kuvvetler incelenmiştir.

## 6.1 Durağan Çalışma Kuvvetleri

### 6.1.1 Makaralı Valflarda Eksenel Kuvvetler

Şekil 6.1 de makaralı bir valfin port kısmı akışın içeri ve dışarı olma halleri için ayrı ayrı gösterilmiştir. Şekillerde piston yüzeyleri üzerindeki basınç dağılımları da kabaca görülmektedir. Piston yüzeyleri üzerindeki basınç dağılımları incelendiğinde pistonu sağa doğru iten, yani valfi kapatmaya çalışan net bir kuvvet oluşacağı görülür. Bu kuvvet, basınç dağılımını çözmeden, piston yüzeyleri arasındaki hacime momentum teoremini uygulayarak aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$F = \rho Q V \cos\theta \quad (6.1)$$

Burada  $\rho$  akışkanın yoğunluğu,  $Q$  hacimsel debidir.  $V$  ise vena contracta'daki hız olup, orifis üzerindeki basınç düşmesi  $\Delta p$  cinsinden aşağıdaki gibidir:

$$V = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (6.2)$$

Eğer orifisin çevresel uzunluğu  $w$ , açıklığı da  $x$  ise, akış alanı  $wx$  olur. Boşaltma katsayısı ise vena contracta'daki alanın orifis alanına oranıdır. Bu tanımlar dikkate alındığında hacimsel debi  $Q$  için aşağıdaki denklem yazılabilir:

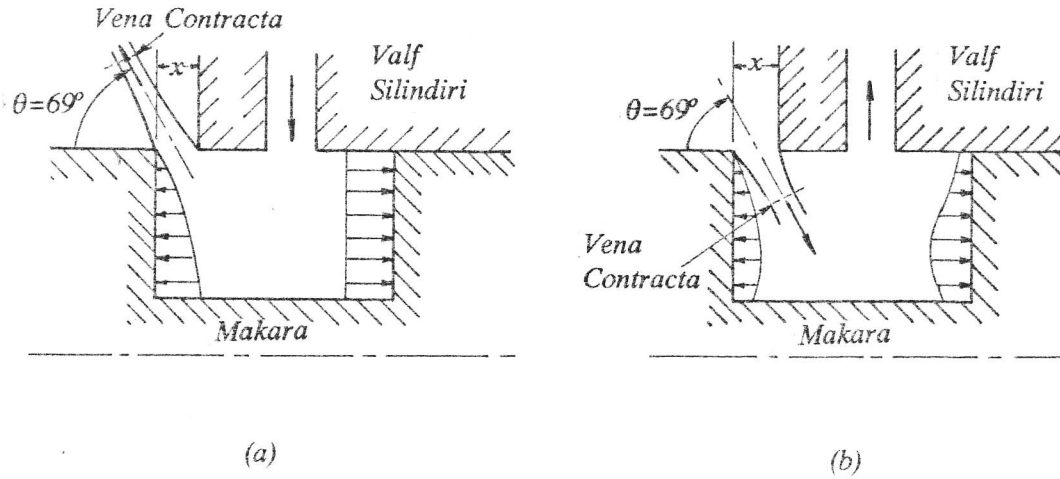
$$Q = C_d wx V \quad (6.3)$$

Denklem (6.2) ve (6.3) den bulunan hız ve debi denklem (6.1) de kullanılırsa, valf makarasına uygulanan kuvvet  $F$  için aşağıdaki ifade bulunur:

$$F = 2C_d \Delta p (\cos\theta) wx \quad (6.4)$$

Potansiyel akış teorisi uygulanarak yapılan çalışmalar Şekil 6.1(a) daki  $\theta$  açısının  $69^\circ$  olduğunu göstermektedir. Bu değer bulunurken makara ile valf silindiri arasındaki radyal yöndeki mesafenin sıfır olduğu ve orifisin





Şekil 6.1 Makaralı Valfde Eksenel Kuvvetin Oluşumu

kenarlarının keskin olduğu kabul edilmiştir. Oluşan vorteksler dolayısıyla viskoz kayıplar yüksek olduğundan, Şekil 6.1(b) de potansiyel akış varsayımı geçerli değildir. Ancak hesaplamalarda bu durum için de  $\theta$  açısı yaklaşık olarak  $69^\circ$  alınır.  $\theta=69^\circ$  için  $\cos\theta=0,36$  olduğundan, denklem (6.4)

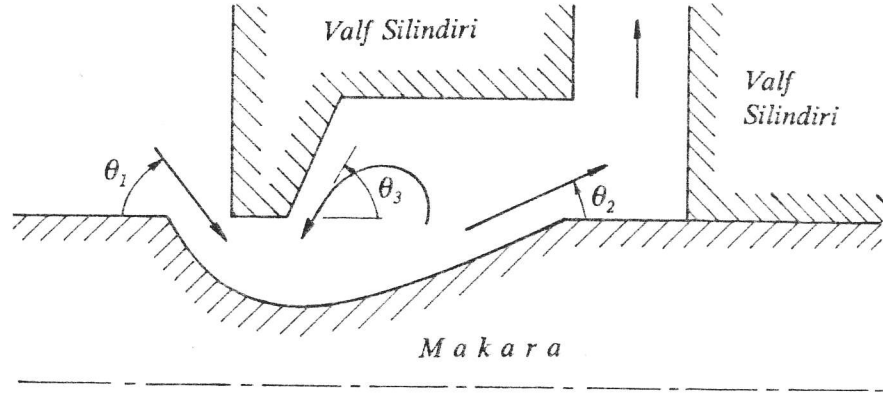
$$F=0,45\Delta pwx \approx 0,5\Delta pwx \quad (6.5)$$

olarak yazılabilir. Orifisin akış alanı  $A$  cinsinden ise,

$$F=0,5\Delta pA \quad (6.6)$$

olur. Denklem (6.6) dan görüldüğü gibi, akışkan tarafından makaraya uygulanan kuvvet orifis akış alanına, orifis üzerindeki basınç farkının yarısı uygulandığında ortaya çıkacak kuvvet kadardır. Denklem (6.5), makaraya uygulanan kuvvetin valf açıklığı  $x$  ile orantılı olduğunu göstermektedir; yani makaraya uygulanan kuvvet bir yay kuvveti özelliğine sahiptir. Valfı açmaya çalışan sürücü eleman, valfı kapatmaya çalışan bir yaya karşı çalışıyor gibidir. Kuvvetin yönü akışın yönüne bağlı olmayıp, Şekil 6.1 de verilen her iki durum için de valfı kapatmaya çalışır. Makaralı valflerde sabit valf açıklığında görülen bu kuvvete "eksenel statik valf kuvveti" veya "Bernoulli kuvveti" de denir.

Akışkan gücü kontrolunda kullanılan valfların içinde genellikle Şekil 6.1 de görülen portlardan birden fazla sayıda bulunur. Bu durumda makara üzerindeki net kuvvet bu portlarda uygulanan kuvvetlerin toplamı olarak bulunur. Örneğin, kapalı merkezli 4-yollu bir valfde (Şekil 3.3) seri halde iki port vardır. Simetri dolayısıyla portlar üzerindeki basınç düşmeleri aynı alınır, makaraya uygulanan net eksenel kuvvet,



Şekil 6.2 Negatif Kuvvet Portu

$$F_t = 2(0,5 \Delta p w x) \quad (6.7)$$

olur. Her bir porttaki basınç düşmesi ise,

$$\Delta p = \frac{p_s - p_e - p_L}{2} \quad (6.8)$$

olduğundan, net kuvvet

$$F_t = 0,5(p_s - p_e - p_L) w x \quad (6.9)$$

olarak bulunur. Görüldüğü gibi, makaraya uygulanan net kuvvet yük basıncına da bağlıdır. En yüksek eksenel kuvvet yük basıncı sıfır olduğunda ortaya çıkar ve aşağıdaki ifadeyle bulunur:

$$F_t = 0,5(p_s - p_e) w x \quad (6.10)$$

Valflarda eksenel kuvvetlerin azaltılması için bazı çalışmalar yapılmıştır.<sup>1</sup> Şekil 6.2 de bu amaçla geliştirilen özel bir port yapısı görülmektedir. Bu portta makaranın profili şekildeki gibi değiştirilmiş, silindir tarafına da bir boşluk koyulmuştur. Bu boşlukta oluşan vorteks oldukça zayıf olup,  $\theta_3$  açısıyla gelen akışın hızı düşük ve momentumu ihmal edilecek kadar azdır. Bu varsayım ile, eksenel yönde momentum denklemi uygulandığında makaraya uygulanan kuvvet için yaklaşık olarak aşağıdaki ifade bulunur:

$$F = \rho Q V (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) \quad (6.11)$$

<sup>1</sup>Blackburn, J.F. ve diğerleri, "Fluid Power Control", The M.I.T. Press, Cambridge, Massachusetts, 1960.

Yukarıdaki ifadede denklem (6.2) ve (6.3) kullanılarak  $Q$  ve  $V$  yok edilirse,

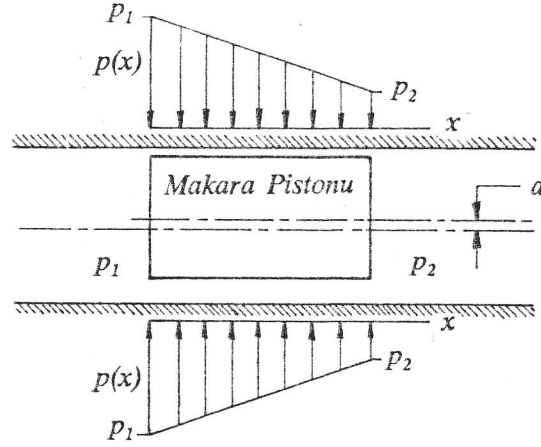
$$F=2C_d \Delta p w x (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) \quad (6.12)$$

elde edilir. Bu denklemde geçen  $\theta_1$  ve  $\theta_2$  açıları uygun seçilerek makaraya uygulanan kuvvetin işareti negatif yapılabilir. Bu yüzden Şekil 6.2 deki porta "negatif kuvvet portu" da denir. Böyle bir port, daha önce incelenen normal bir portla birlikte kullanılmak suretiyle makaraya uygulanan net kuvvet sıfır yapılmaya çalışılır. Örneğin, açık merkezli 4-yollu bir valfın tam köprü şeklindeki akış devresinde kaynak basıncı tarafında bulunan iki orifis için normal port, çıkış basıncı tarafındaki iki orifis için ise negatif kuvvet portu kullanılarak makara üzerindeki eksenel kuvvet azaltılabilir (Şekil 3.2).

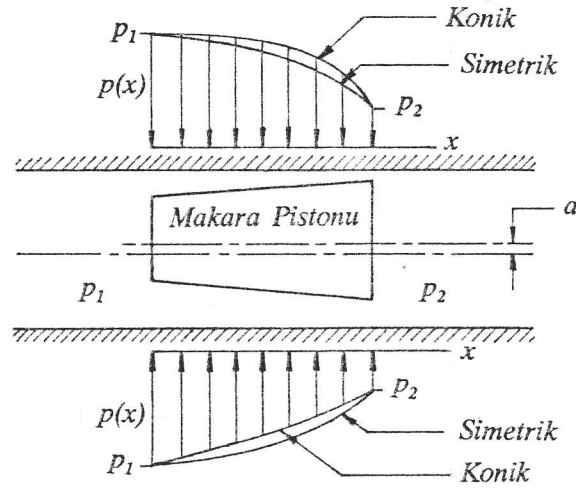
### 6.1.2 Makaralı Valflarda Lateral Kuvvetler

Makaralı valflarda makarayı valf silindirine yaslamaya çalışan yöndeki kuvvetlere lateral (yanlamasına ) kuvvetler denir. Bu kuvvetler makara ile valf silindiri arasındaki yağ filmini sıkıştırarak inceltir; zamanla makara ve silindir arasında mekanik temas oluşmasına sebep olur. Makarayı silindire doğru iten kuvvetler çok büyük olduğundan, bu durum ortaya çıkınca makara artık hareket edemez hale gelir. Bu olaya "hidrolik kilitleme" denir. Hidrolik kilitleme meydana geldikten sonra valfın tekrar çalışır hale getirilebilmesi için kaynak basıncının kapatılması ve kilitleme çözüldükten sonra sistemin tekrar başlatılması gerekir.

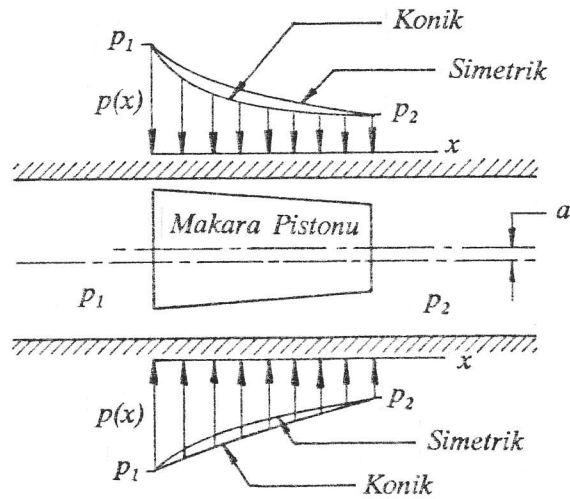
Hidrolik kilitlemenin hangi durumlarda ortaya çıkabileceğinin belirlenebilmesi için lateral kuvvetlerin oluşum mekanizmasının iyi anlaşılması gereklidir. Bu amaçla önce Şekil 6.3 de basitleştirilerek çizilmiş olan bir makara pistonu ve valf silindirini inceleyelim. Bu şekil ideal bir durumu canlandırmakta olup, makara pistonunun kenarları ve valf silindirinin kenarları birbirine tamamen paraleldir. Ancak makara simetri ekseninden yukarı doğru  $a$  kadar kaymış durumdadır. Aradaki radyal uzaklık aslında hem alt, hem de üstte çok küçük olup, şekilde bu uzaklıklar abartılarak çizilmiştir. Pistonun bir tarafında  $p_1$  basıncı, diğer tarafında ise  $p_2$  basıncı ( $p_1 > p_2$ ) olsun. Pistonla silindir arasındaki açıklık küçük olduğundan yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına doğru olan akış laminardır. Yol boyunca akışın geçtiği kesitin alanı sabit olduğundan birim uzunluk için basınç düşmesi de sabittir. Dolayısıyla, piston kenarı boyunca gidildiğinde basınç  $p_1$  den  $p_2$  ye lineer olarak düşer. Bu husus pistonun hem alt, hem de üst kenarı için geçerli olduğundan, pistonun üst



Şekil 6.3 İdeal Makara Pistonunun Yan Yüzeyinde Basınç Dağılımı



Şekil 6.4 Konik Pistonunun Yan Yüzeyinde Basınç Dağılımı (Durum-1)



Şekil 6.5 Konik Pistonunun Yan Yüzeyinde Basınç Dağılımı (Durum-2)

yüzündeki basınç dağılımının aşağı doğru uyguladığı kuvvet, pistonun alt yüzündeki basınç dağılımının yukarı doğru uyguladığı kuvveti tam olarak dengeler.

Şimdi de Şekil 6.4 deki yapı kabul edilsin. Bu yapının özelliği pistonun konik olması, simetri ekseninden  $a$  kadar yukarı doğru kaymış olması ve yüksek basıncın pistonun küçük alanlı tarafına uygulanmış olmasıdır. Pistonla silindir arasındaki açıklıklar küçük olduğundan alt ve üst taraflardaki akışlar yine laminerdir. Laminer akışta basınç düşmesi kesit alanıyla ters orantılıdır. Pistonun üst tarafındaki açıklıkta giriş ve çıkış kesit alanları arasındaki fark çok büyüktür. Buna karşılık pistonun altındaki açıklıkta ise giriş ve çıkıştaki kesit alanları arasındaki fark yüzde oranı olarak daha azdır. Bu yüzden, piston kenarı boyunca soldan sağa doğru giderken, üstteki açıklıktaki basınç önce az bir eğimle, açıklığın sonundaki dar bölgede ise büyük bir eğimle azalır. Buna karşılık pistonun altındaki açıklıkta ise, girişten çıkışa doğru basınç azalması fazla yüksek eğimler göstermeden olur. Dolayısıyla pistonun alt ve üst yüzeylerindeki basınç dağılımı şekilde görülen eğrileri andırır. Şekilde konik pistonun silindir içinde simetrik olması durumunda karşılaşılabilecek basınç dağılımları da karşılaştırmayı kolaylaştırmak amacıyla verilmiştir. Basınç dağılımlarının incelenmesinden görüldüğü gibi pistonun üst yüzeyinde basınçlar alt yüzeye göre daha büyüktür. Dolayısıyla pistonu aşağı doğru iten net bir kuvvet oluşmaktadır. Bu kuvvet ise pistonu merkezlemeye çalışır. Piston merkeze yaklaştıkça simetri artacağından alt ve üst yüzeylerdeki basınç dağılımları da birbirine benzemeye başlar ve piston tam merkeze geldiğinde lateral yöndeki net kuvvet de sıfır olur. O halde, konik bir pistonun küçük yüzey alanlı tarafına yüksek basınç uygulandığında piston simetri ekseninden ayrılırsa, oluşan basınç dağılımı onu tekrar merkeze getirmeye çalışmakta ve kararlı bir davranış izlenmektedir.

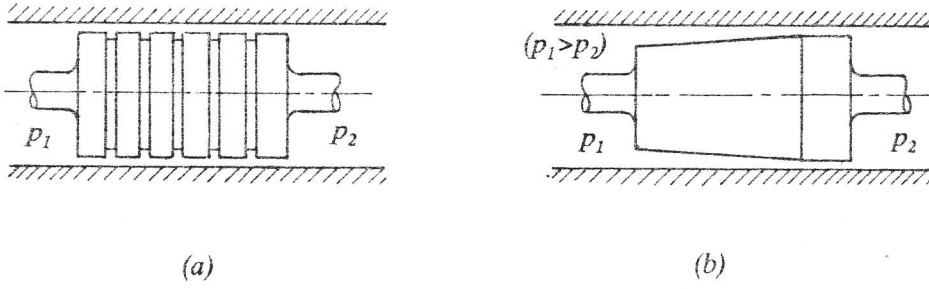
Son olarak Şekil 6.5 deki durumu inceleyelim. Bu durumda yine simetri ekseninden yukarı doğru  $a$  kadar kaymış konik bir piston vardır. Ancak bu sefer yüksek basınç konik pistonun yüzey alanının büyük olduğu taraftadır. Akış yine laminerdir. Ancak pistonun üst yüzü boyunca olan akış hemen girişte çok dar bir kesit alanından geçtiği için alt yüzdeki akışa göre ani bir basınç düşmesi olur. Sonuçta pistonun üst yüzündeki basınçlar genelde daha düşük, alt yüzündeki basınçlar ise daha büyük olduğundan pistonu yukarı doğru iten net bir kuvvet oluşur. Bu kuvvet pistonu merkez çizgisinden daha da uzaklaştırmaya çalışır. Piston merkez çizgisinden uzaklaştıkça alt ve üst yüzlerdeki basınç farkının yarattığı lateral kuvvet daha da artar ve piston merkezden daha da uzaklaşmaya devam eder. Yeterince beklenirse pistonla

silindir yüzeyi arasındaki yağ kenarlardan fışkırarak çıkar ve sonuçta piston silindirin yan yüzeyine yaslanır. Böylece "*hidrolik kilitleme*" meydana gelmiş olur. Şekil 6.5 deki pistonu merkez çizgisinden uzaklaştırmaya çalışan kuvvet çok büyüktür. Bu yüzden hidrolik kilitleme olduktan sonra makaranın tekrardan serbest kalması için sistem üzerindeki basıncın kaldırılması zorunludur.

Lateral kuvvetler sadece konik pistonlarda ortaya çıkmaz. Pistonların yan yüzeylerindeki basınç dağılımını bozabilecek her etken benzer sonuç verebilir. Mesela makara pistonunun yüksek basınca maruz kalan tarafının mekanik olarak deforme olması, ya da sistem parçalarından kopan bir çapak sonucu radyal açıklığın azalması benzer bir davranışa yol açabilir.

Makara üzerinde lateral kuvvetlerin oluşması muhakkak hidrolik kilitleme olmasını gerektirmez. Hidrolik kilitlemenin olabilmesi için hem lateral kuvvetlerin oluşması, hem de pistonun valf silindirine doğru yaklaşma hareketinin başka etkenler tarafından bozulmadan yeterli bir zaman süresi boyunca devam etmesi gereklidir. Kilitlemenin olması için geçmesi gereken zamana "*kilitleme süresi*" denir. Makaranın lateral yöndeki hareketi önce hızlıdır. Ancak makara ile valfin silindir yüzeyi arasındaki mesafe azaldıkça arada kalan yağ filmini sıkıştırmak daha zorlaşacağından, lateral hareketin hızı zaman geçtikçe yavaşlar. Bu proses devam ederken herhangi bir etken dolayısıyla bozulursa (örneğin makaraya dışardan verilen bir hareket sonucu) proses yeniden başlamak zorunda kalır. Kilitleme süresi yağın viskozitesi ile artar. Makaranın yan yüzeyi ile valf silindirinin iç yüzeyi arasındaki paralellik arttıkça (silindir ve makara çapları arasındaki yüzde oranı cinsinden ifade edilmiş fark azaldıkça) aradaki yağ filmini sıkıştırmak zorlaşacağı için kilitleme süresi yine uzar.

Hidrolik kilitlemenin meydana gelmesini önlemek için kullanılan bir yöntem, makaraya bulunduğu yerde sürekli bir titreşim vererek kilitleme prosesini bozmaktır. Bu amaçla servovalflara kontrol sinyalinin üzerine bindirilmiş olarak yüksek frekansta bir "*silkeleme sinyali*" (*dither sinyali*) daha verilir. Bu sayede makara bulunması gereken kontrol konumu etrafında sürekli olarak küçük genlikli bir titreşim hareketi yapar. Silkeleme sinyali aynı zamanda küçük valf açıklıklarında çalıştırılan valfların orifislerinde "*mil*" (ince çamurumsu pislik) birikimini engellemek için de kullanılır. Lateral kuvvetlerin etkisini azaltarak hidrolik kilitlemeyi ortadan kaldırmak için kullanılan ikinci önlem ise makara pistonlarının etrafına Şekil 6.6(a) daki gibi çepeçevre ince kanallar açmaktır. Pistonun yüksek basınca maruz kalan kenarı yakınında açılan

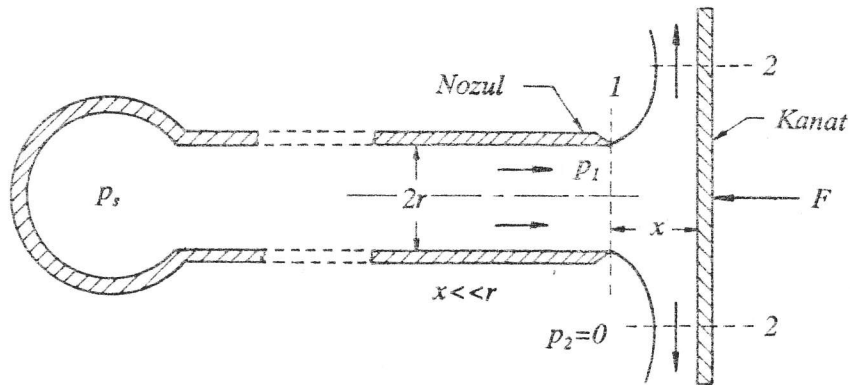


Şekil 6.6 Hidrolik Kilitlenmeyi Engelleyen Yapısal Önlemler

bu kanallar pistonun yan yüzeyinde meydana gelebilecek basınç farklarını dengeleyerek lateral kuvvetleri azaltır. Hidrolik kilitlenmeyi önlemek için kullanılan bir başka yol da makara pistonlarını, yüksek basınç uygulanan tarafları daha küçük çapta olacak şekilde, Şekil 6.6(b) deki gibi konik yapmaktır.

### 6.1.3 Kanat-Nozul Valflarında Kanada Uygulanan Kuvvetler

Kanat-nozul mekanizması üstün kontrol özelliklerinden dolayı kontrol valflarının pilot kademelerinde çok sık kullanılır. Şekil 6.7 de tek nozullu bir kanat-nozul sistemi gerekli parametrelerle birlikte görülmektedir. Normal bir kanat-nozul mekanizmasında kanatla nozul arasındaki uzaklık nozul çapından çok daha küçük olup, maksimum açıklık çapın en çok beşte biri kadardır. Nozulun kenarları da çok keskin olup, nozul kenarı yarıçapı kanat-nozul arasındaki minimum uzaklıktan daha küçüktür. Nozuldan çıkan akışkanın kanat üzerine uyguladığı kuvvet aşağıda üç ayrı durum için bulunacaktır:



Şekil 6.7 Kanat-Nozul Valfinda Kuvvetlerin Bulunması

i)  $x=0$  ise:

Bu durumda kanat plakası nozulun ağzını tamamen kapattığı için nozuldan dışarı akış olmayacaktır. Nozulun ağzındaki durgun akışkanın basıncı  $p_s$  olacağından ve bu basınç nozulun ağız alanı kadar bir alan üzerinden kanada uygulandığından, akışkan tarafından kanada uygulanan kuvvet aşağıdaki gibi bulunur:

$$F = p_s \pi r^2 \quad (6.13)$$

ii)  $x \gg r$  ise:

Eğer kanadın nozul ağzına olan uzaklığı nozul yarıçapına göre çok büyükse, nozuldan jet halinde çıkan akışkan kanat plakasına çarpar. Jetin momentumu dolayısıyla akışkan tarafından plakaya uygulanan kuvvet  $F$ , momentum denkleminde

$$F = \rho V Q \quad (6.14)$$

olarak bulunur. Hacimsel debi  $Q$  ise,

$$Q = V \pi r^2 \quad (6.15)$$

şeklinde ifade edilebilir. Nozul çıkışındaki  $p_a$  basıncını kaynak basıncına göre ihmal edilecek kadar küçük kabul ederek kaynakla nozul çıkışı arasında Bernoulli denklemini yazılırsa,

$$p_s = \frac{\rho V^2}{2} \quad (6.16)$$

elde edilir. Yukarıdaki denklemlerde  $Q$  ve  $V$  yok edilirse, akışkan tarafından kanada uygulanan kuvvet için aşağıdaki ifade bulunur:

$$F = 2 p_s \pi r^2 \quad (6.17)$$

iii)  $x \ll r$  ise:

Şekil 6.7 de bu durum gösterilmiştir. Kesit (2) vena contracta'da alınmış olup, boşaltma katsayısı  $C_d$  kabul edilmektedir. Bu durumda aşağıdaki temel denklemler yazılabilir:



- Kesit (1), kesit (2) ve kanat arasında kalan kontrol hacmi için yatay yönde momentum denklemi:

$$F = p_1 \pi r^2 + \rho Q V_1 \quad (6.18)$$

- Debi ifadesi:

$$Q = \pi r^2 V_1 \quad (6.19)$$

- Kaynakla kesit (1) arasında Bernoulli denklemi:

$$p_s = p_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 \quad (6.20)$$

- Kaynakla kesit (2) arasında Bernoulli denklemi ( $p_2 = 0$  alarak):

$$p_s = \frac{1}{2} \rho V_2^2 \quad (6.21)$$

- Kesit (1) ile kesit (2) arasında süreklilik denklemi:

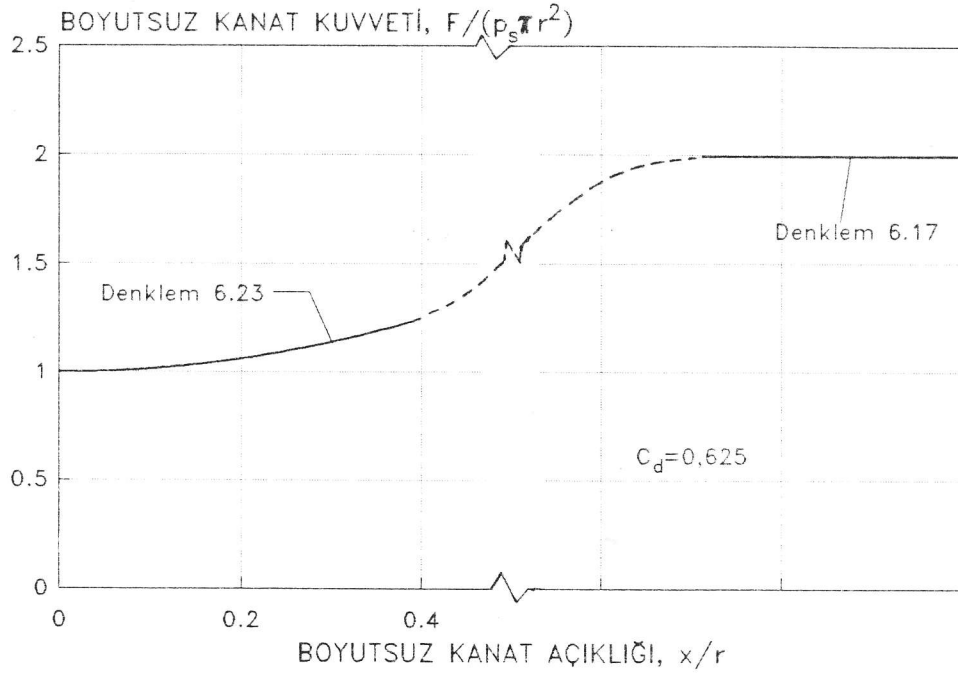
$$V_1 \pi r^2 = V_2 C_d 2 \pi r x \quad (6.22)$$

Bu denklemler arasında gerekli yok etme işlemleri ve düzenlemeler yapılırsa, akışkan tarafından kanada uygulanan kuvvet  $F$  için aşağıdaki denklem bulunur:

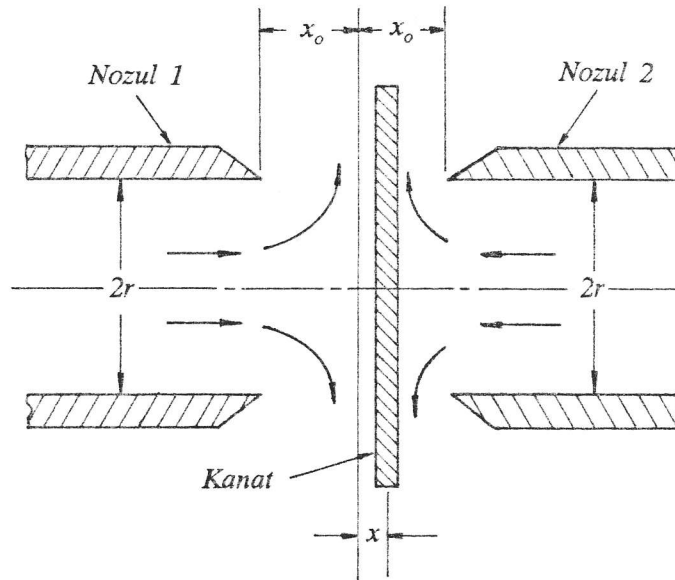
$$F = p_s \pi r^2 \left[ 1 + \left( 2 C_d \frac{x}{r} \right)^2 \right] \quad (6.23)$$

Bu denklem incelendiğinde,  $x=0$  için sonucun denklem (6.13) e indirgeniği görülür. Buna karşılık  $x$  büyüdükçe  $F$  de büyümekte ve  $x \rightarrow \infty$  iken  $F \rightarrow \infty$  olmaktadır. Ancak denklemin türetilmesinde  $x \ll r$  varsayımıyla hareket edildiğinden büyük  $x$  değerleri için bu denklemin zaten kullanılmaması gerekir. Şekil 6.8 de, denklem (6.13), (6.17) ve (6.23) ün birlikte tanımladığı kanat kuvveti  $F$  nin değeri normalize edilmiş olarak,  $x/r$  nin fonksiyonu olarak verilmiştir.

Şekil 6.9 da çift nozullu bir kanat–nozul sistemi görülmektedir. Kanat merkezdeyken kanatla nozullar arasındaki uzaklık  $x_o$  dir.  $x_o \ll r$  kabul edilecektir. Kanadın konumu merkez konumundan olan uzaklığı  $x$  cinsinden tanımlansın. Bu sistemde her bir nozuldan çıkan akışkanın kanat üzerine



Şekil 6.8 Tek Nozullu Kanat-Nozul Valfında Kanat Kuvveti



Şekil 6.9 Çift Nozullu Kanat-Nozul Valfında Kanat Kuvvetinin Bulunması

uyguladığı kuvvet, denklem (6.23) kullanılarak aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$F_1 = p_s \pi r^2 \left[ 1 + 4C_d^2 \left( \frac{x_0 + x}{r} \right)^2 \right] \quad (6.24)$$

$$F_2 = p_s \pi r^2 \left[ 1 + 4C_d^2 \left( \frac{x_0 - x}{r} \right)^2 \right] \quad (6.25)$$

Kanada uygulanan net kuvvet ise,

$$F = F_1 - F_2 \quad (6.26)$$

ya da,

$$F = 16p_s \pi r^2 C_d^2 \left( \frac{x_0}{r} \right) \left( \frac{x}{r} \right) \quad (6.27)$$

olarak bulunur. Bu denklemden görüldüğü gibi kanat üzerindeki net kuvvet  $x$  ile orantılı ve  $+x$  yönünde, yani kanadı merkez konumundan uzaklaştıran yöndedir. Bu özellikteki kuvvetlere negatif yay kuvveti denir. Negatif yay kuvveti sistemde kararsızlık yaratacağından, kanada pozitif bir yay (fiziksel bir yay) ekleyerek net kuvvetin pozitif yay kuvvetine dönüştürülmesi gerekir. Bu yüzden uygulamada kullanılan kanatlar genelde ankastre giriş yapısına sahiptir.

## 6.2 Valf Kararsızlığı ve Kararsızlık Yaratan Kuvvetler

Bir kontrol valfı kapalı çevrim bir kontrol sisteminde kullanılıyorsa bazı geribesleme hatları bulunur. Örneğin, bir konum kontrol sisteminde konumu ölçen ve geri besleyen transdüserler, bir hız kontrol sisteminde ise hızı ölçerek geri besleyen transdüserler vardır. Akışkan gücü kontrolünde bu geribeslemelere dış geribesleme denir. Eğer kontrol sistemi uygun tasarlanmamışsa dış geribeslemeler sistemi kararsız yapabilir. Ancak akışkan gücü kontrol sistemlerinde sadece dış çevrimler dikkate alınarak kararlı bir sistem tasarlanmış bile olsa, yine de kararsız davranışlar görülebilir. Bu kararsızlıklar valfların içindeki basınç ileten hatlar üzerinden olan iç geribeslemeler sonucu valfin kararsız hale gelmesinden ileri gelir. Bu kısımda valfların içindeki geribeslemeler sonucu oluşan ve valflarda kararsızlık yaratabilen kuvvetler incelenecektir.

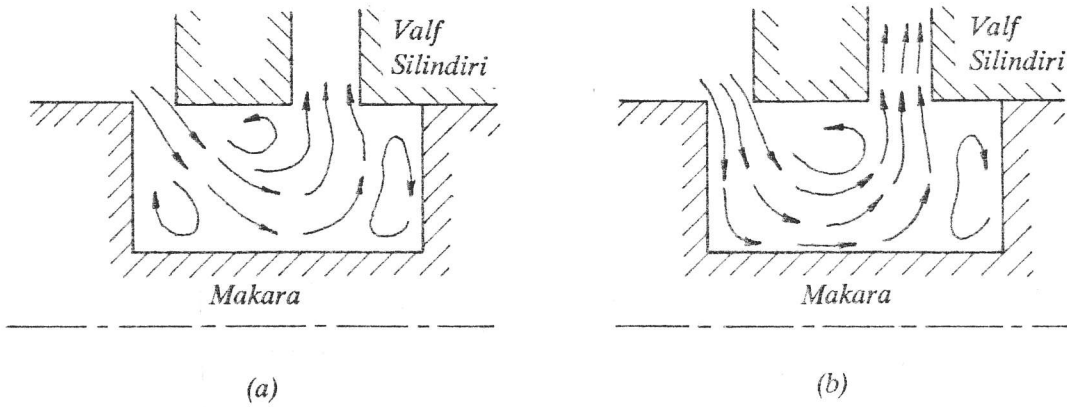
### 6.2.1 Akış Kararsızlığı

Valflarda akış kararsızlığının başlıca nedeni, bir duvara paralel olarak giden bir jetin arada oluşan düşük basınç dolayısıyla duvara yapışma eğilimi (*Quando etkisi*) göstermesidir. Şekil 6.10(a) da makaralı bir valfin portundaki normal akış düzeni şematik olarak gösterilmiştir. Bu durumda, orifis açıklığından geçen akışkan  $69^\circ$  lik bir açıyla makara pistonları arasındaki boşluğa girer. Jetin etrafında şekildeki gibi vorteksler oluşur. Şekil 6.10(b) de ise aynı portta ikinci bir akış şekli görülmektedir. Bu akış düzeninde ise orifis açıklığından geçen akışkan jeti *Quando etkisi*yle piston duvarına yapışmıştır. (a) ve (b) deki akış düzenleri birbirinden farklı olduğu için piston yüzeylerindeki basınç dağılımları da farklıdır. Akış kararsızlığı gösteren valflarda bu iki akış biçimi arasında periyodik bir değişim vardır. Değişim frekansı genelde çok yüksek olduğundan valfin performansına etkisi yoktur. Kendisini sadece akustik bir gürültü olarak gösterir. Ancak, özel durumlarda değişim frekansı yeterince düşükse ve valfin rezonans frekanslarına denk gelirse sistemin performansını etkileyebilir.

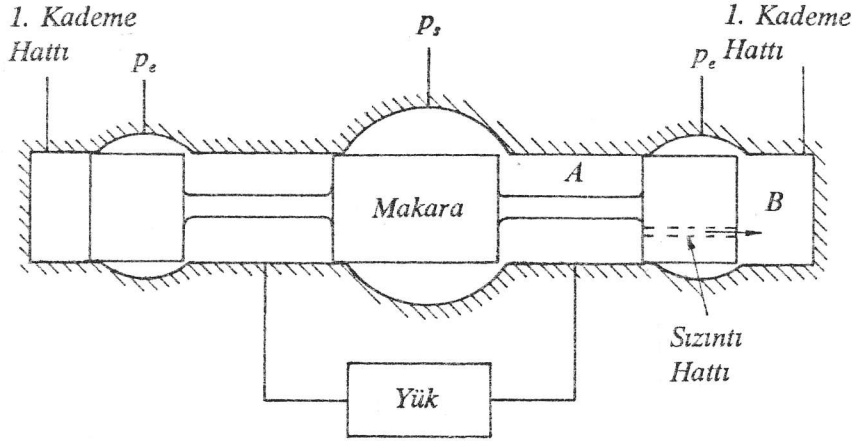
### 6.2.2 Durağan Kuvvetlerin Sebep Olduğu Kararsızlıklar

#### *Statik Basınç Dengesizliği*

Bazı durumlarda valf üzerindeki basınç farkının istenmeyen yüzeylere uygulanması valftan akış geçmese dahi kararsızlık yaratabilir. Örneğin, bir valfin 4-yollu ikinci kademesini ele alalım (Şekil 6.11). Bu valfta bir sızdırmazlık elemanının veya pistonun zarar görmesi sonucu makaranın en sağdaki



Şekil 6.10 Akış Kararsızlığı

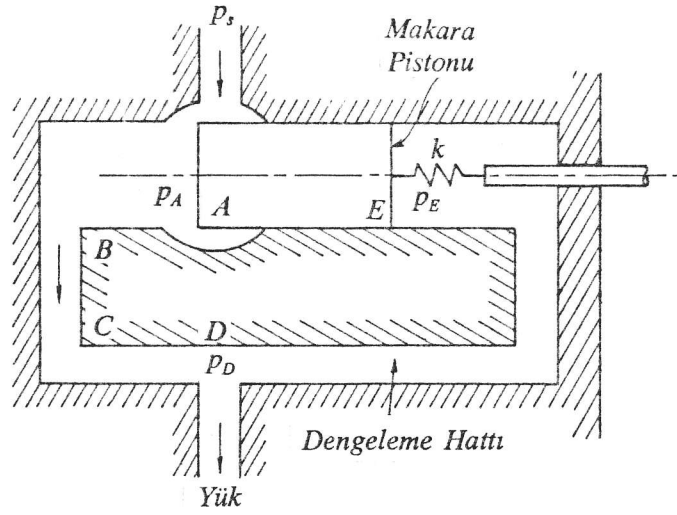


Şekil 6.11 Statik Basınç Dengesizliği

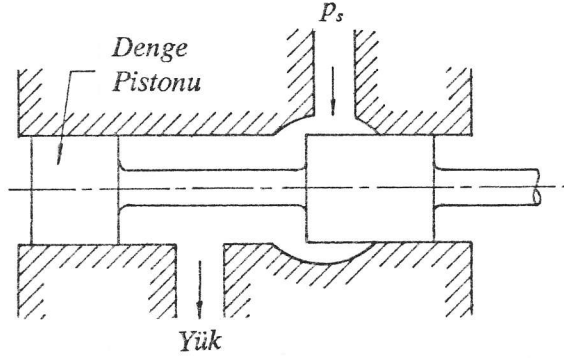
pistonunun sol tarafından sağ tarafına bir sızıntı hattı oluşmuştur. Bu durumda *A* boşluğundaki yüksek basınç sızıntı hattından geçerek *B* boşluğuna iletilecektir. Bu basınç sağdaki pistonun dış yüzeyine uygulanacağından makarayı sola doğru iten çok büyük bir kuvvet oluşacak ve valf tam açık duruma gelecektir. Bu kararsızlığa statik basınç dengesizliği sebep olmaktadır.

#### *Durağan Akış Kararsızlığı*

Bazı durumlarda valf içinden akış geçmezken statik basınçların sebep olduğu kuvvetler tamamen dengelenmiş olabilir. Ancak, valftan sabit debide (durağan) bir akış bile geçirildiğinde kararsızlık ortaya çıkabilir. Bu etki Şekil 6.12 de açıkça görülmektedir. Bu valfta akış yoksa statik basıncın makara üzerine uyguladığı net kuvvet sıfırdır. Zira valf açık bile olsa eğer yüke giden debi sıfırsa *A*, *D* ve *E* noktalarındaki basınçlar aynı ve kaynak basıncına eşit olacağından makaraya *A* ve *E* yüzeylerinden uygulanan kuvvetler birbirini dengeler ve makara üzerindeki net kuvvet sıfır olur. Şimdi de yük tarafından sabit *Q* debisinde bir akış çekildiğini düşünelim. Bu durumda akış hattı boyunca basınç kayıpları olacağından *E* noktasındaki basınç *A* noktasındaki basınçtan daha düşük olur. Dengeleme hattı üzerinde akış olmadığından bu hat üzerinde herhangi bir basınç kaybı yoktur. Dolayısıyla, *E* deki basınç *D* deki basınçla aynıdır. Ama,  $p_A > p_D$ ,  $p_D = p_E$  olduğundan,  $p_A > p_E$  olur. *A* ve *E* noktaları arasındaki bu basınç farkı valfi açmaya çalışan bir kuvvet oluşturur. Valf açıldıkça debi artar; debi arttıkça valfi açmaya çalışan daha büyük kuvvetler oluşur. Böylece valfi kararsız yapmaya çalışan bir durum ortaya çıkar. Ancak, valfin bu etki altında kararsız olup olmayacağını, bu etkinin yanısıra valfi kapatmaya çalışan Bernoulli kuvveti ve valfi süren düzenneğin sertliği (*k*)



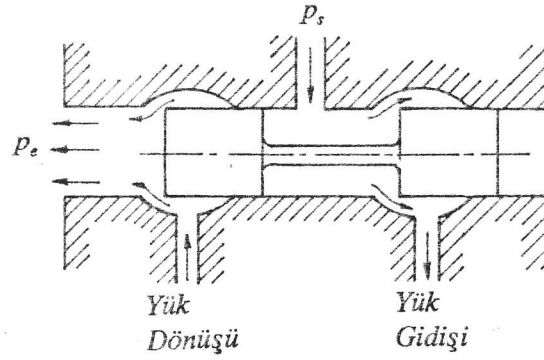
Şekil 6.12 Durağan Akış Kararsızlığı



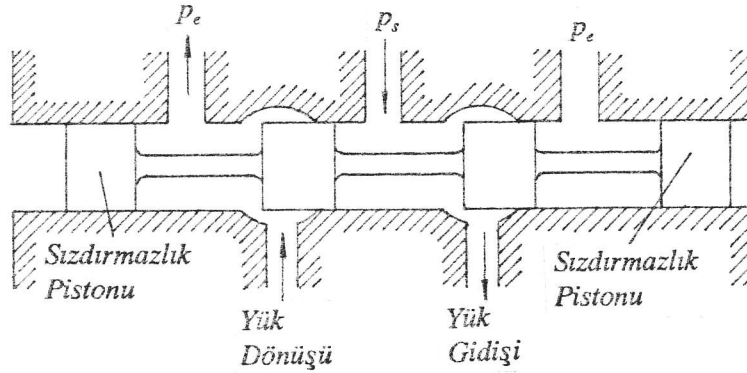
Şekil 6.13 Dengeleme Hattı Yerine Denge Pistonu Kullanılması

belirler. Bu türden bir kararsızlık etkisi, dengeleme hattı kullanmadan denge pistonu kullanmak suretiyle (Şekil 6.13) ortadan kaldırılabilir.

Statik basınç dengesi olan ancak akış geçtiğinde kararsız olabilecek bir diğer yapı da Şekil 6.14 de görülmektedir. Bu valfda yük akışı yoksa makara ya uygulanan statik basınçların yaratacağı kuvvetler birbirlerini tamamen dengeler. Ancak yük akışı varsa, yükten dönen akış aksel yönde çıkarken bir "roket etkisi" yaratır ve bunun sonucu valf makarasının sol dış yüzeyine valfi açmaya çalışan bir kuvvet uygulanır. Bu kuvvet valfi açtıkça, debi ve valfi açmaya çalışan kuvvet daha da artar. Böylece, sistemi kararsızlığa iten bir durum ortaya çıkar. Ancak, valfin bu etki altında kararsız olup olmayacağı, bu etkinin yanısıra valfi kapatmaya çalışan Bernoulli kuvveti ve valfi süren düzeneğin sertliği ile belirlenir. Kararsızlık yaratabilecek bu tür bir etki, sisteme Şekil 6.15 deki gibi sızdırmazlık pistonları ilave edip akışları valf silindiri üzerinden radyal yönde alarak ortadan kaldırılabilir.

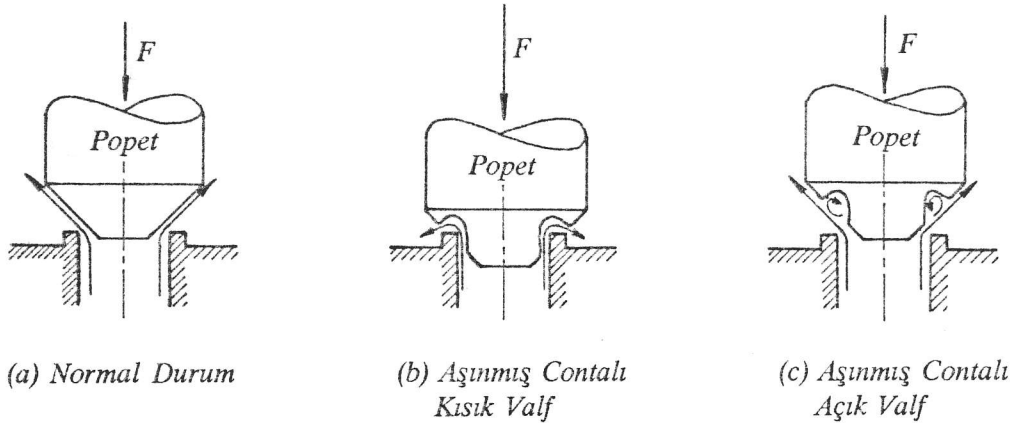


Şekil 6.14 Roket Etkisinin Yarattığı Kararsızlık



Şekil 6.15 Sızdırmazlık Pistonu ile Akışların Radyal Yönde Çıkarılması

Sabit akışkan debisinde karşılaşılan kararsızlığın bir örneği de popet valflerde görülebilir. Şekil 6.16(a) da böyle bir valf normal çalışma halinde görülmektedir. Bu halde oturtma yüzeyi ile popet arasından geçen akışkan popeti oluşturan contanın yüzeyine paralel olarak çıkar. Şimdi de valfın contasının aşınmış olduğunu ve üzerinde oturtma yüzeyinin oluşturduğu bir girinti meydana gelmiş olduğunu düşünelim. Aşınmış conta olan bir valf küçük açıklıklarda çalıştırılırsa akış düzeni Şekil 16(b) deki gibi olur. Oturtma yüzeyi ile conta arasındaki açıklıktan geçen akış önce yukarı çıkar, sonra da conta yüzeyindeki girinti içinden geri dönerek aşağı doğru akar. Akış yön değiştirdiği için büyük bir momentum değişimi söz konusudur. Bu yüzden akışkan tarafından contaya ve contanın üzerinde bulunduğu popete valfi açmaya çalışan büyük bir kuvvet uygulanır. Eğer popeti tahrik eden mekanizma yeterince sert değilse, esner ve valf daha açılır. Valf açıldığında ise Şekil 16(c) deki akış düzeni elde edilir. Bu düzende ise contanın üzerindeki girinti içinde bir vorteks oluşur; ancak ana akış contanın genel şeklini izler. Çıkan akışın yönü az bir açıyla değiştiğinden momentum değişimi az ve akışın conta yüzeyine uyguladığı kuvvet de Şekil 16(b) dekiğine göre daha azdır.



Şekil 6.16 Popet Valfda Kararsızlık

Kuvvet azaldığı için valf tekrar kapanmaya başlar. Böylece, eğer valfı süren mekanizma yeterince sert değilse, valf Şekil 16(b) ve 16(c) deki durumlar arasında gider gelir ve sürekli salınımlar ortaya çıkabilir. Bu tür kararsızlığın günlük hayatta karşılaşılan çarpıcı bir örneği titreşim yapan su muslukları ve takırdayan yaylı tuvalet bas'larıdır.

### 6.2.3 Geçici Akış Kararsızlığı

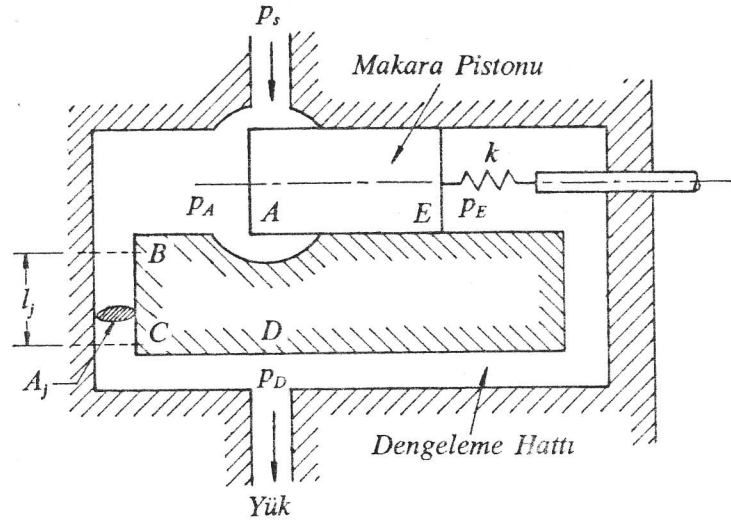
Bazı valflerde, akış sabit debili ise herhangi bir kararsızlık etkisi görülmez. Ancak, akışın debisi değiştirilirse kararsızlık yaratabilecek etkiler ortaya çıkar. Bunun iki örneği aşağıda incelenecektir.

#### *Çıkış Hattındaki İvmeden Kaynaklanan Kararsızlık*

Şekil 6.17 de dengeleme hattı olan valf mekanizmasını tekrardan ele alalım. Bu sistemde Bernoulli kuvvetlerinin ve sürücü sistemin sertliğinin yeterince yüksek olduğunu ve bu yüzden sabit debili akışlarda herhangi bir kararsızlık etkisi görülmediğini kabul edelim. Şimdi valftan geçen akışın debisinin  $dQ/dt$  biçiminde değiştiği kabul edilsin. Bunun sonucu çıkış hattından ( $A$  ve  $D$  noktaları arasında kalan hat) akan akışkanın debisi de yine  $dQ/dt$  biçiminde değişecektir. Bu hat, uzunluğu  $l_j$  ve kesit alanı sabit  $A_j$  olan  $n$  sayıda kısımdan ( $j=1,2,\dots,n$ ) meydana gelmiş olsun. Bu kısımlardan birisi üzerinde  $dl$  kalınlığında bir elemanı ele alalım. Bu elemandaki akışkanın kütlesi

$$dm = \rho A_j dl \quad (6.28)$$





Şekil 6.17 Çıkış Hattındaki İvmeden Kaynaklanan Kararsızlık

olarak ifade edilebilir. Bu kütlenin hızı ve ivmesi ise sırasıyla aşağıdaki gibidir.

$$V = \frac{Q}{A_j} \quad (6.29)$$

$$a = \frac{1}{A_j} \frac{dQ}{dt} \quad (6.30)$$

Bu ivmeyi söz konusu kütleye sağlayabilmek için bu kütleye Newton'un 2. Kanunu gereği uygulanması gereken kuvvet ise

$$F = (\rho A_j dl) \left( \frac{1}{A_j} \frac{dQ}{dt} \right) \quad (6.31)$$

kadardır. Bu kuvvet eleman üzerindeki  $dp$  basınç farkının  $A_j$  alanına uygulanmasıyla sağlandığından,  $dl$  kalınlığındaki eleman üzerindeki basınç düşmesi,

$$dp = \rho \frac{dl}{A_j} \frac{dQ}{dt} \quad (6.32)$$

olarak bulunur. Hattın  $l_j$  uzunluğundaki ve  $A_j$  kesit alanlı kısmındaki toplam basınç kaybı ise,

$$\Delta p_j = \int_0^{l_j} \rho \frac{dQ}{dt} \frac{1}{A_j} dl \quad (6.33)$$

olur.  $A$  noktasıyla  $D$  noktası arasındaki toplam basınç kaybı,  $n$  sayıdaki sabit kesit alanlı kısımlarda oluşan basınç kayıplarını toplayarak aşağıdaki gibi bulunur:

$$\Delta p = \rho \frac{dQ}{dt} \sum_{j=1}^n \frac{l_j}{A_j} \quad (6.34)$$

Eğer, yük basıncının sıfır olduğu, bütün basınç kaybının valf üzerinde olduğu ve  $p_s > p_e$  olduğu kabul edilirse, valftan akan akışkanın debisi için,

$$Q = C_d w x \sqrt{2 \frac{p_s}{\rho}} \quad (6.35)$$

yazılabilir. Debinin türevi ise,

$$\frac{dQ}{dt} = C_d w \sqrt{2 \frac{p_s}{\rho}} \frac{dx}{dt} \quad (6.36)$$

olur. Bu ifade denklem (6.34) de yerine koyulursa,

$$\Delta p = \left( \sum_{j=1}^n \frac{l_j}{A_j} \right) C_d w \sqrt{2 \rho p_s} \frac{dx}{dt} \quad (6.37)$$

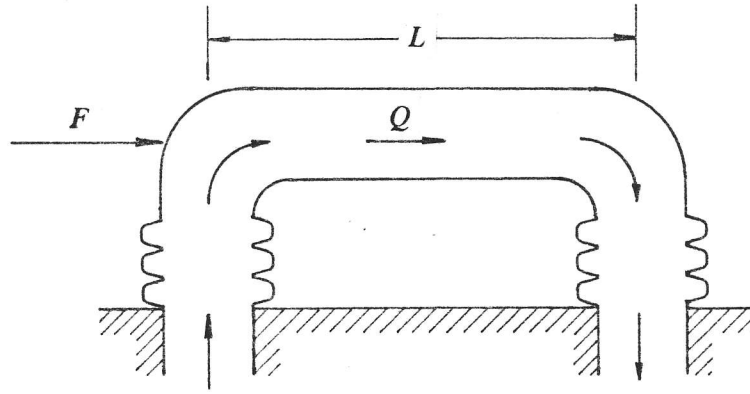
elde edilir.  $A$  noktasındaki basınç  $D$  noktasındaki basınçtan daha yüksek,  $E$  noktasındaki basınç ise  $D$  noktasındaki basınçla aynı olduğundan akışkan tarafından valf pistonuna uygulanan kuvvet, bu basınç farkını valf pistonunun alanı  $A_p$  ile çarparak,

$$F = -A_p \left( \sum_{j=1}^n \frac{l_j}{A_j} \right) C_d w \sqrt{2 \rho p_s} \frac{dx}{dt} \quad (6.38)$$

olarak bulunur. Bu kuvvet valf pistonunun hızıyla orantılıdır. Ancak, valf açılırken valfi daha da açmaya çalıştığından alışılmış fiziksel sönüm kuvvetinden farklıdır. Hatırlanacağı gibi viskoz sönüm kuvveti hızla orantılı ancak hareketi engelleyen yöndedir. İncelenen valfde ise bunun tersi görüldüğünden bu tür kuvvetlere negatif sönüm kuvveti denir. Bu yüzden denklem (6.38) in önünde '-' işareti kullanılmıştır. Bu deklemden  $dx/dt$  nin katsayısı bir sönüm sabiti  $b'$  olarak tanımlanırsa, sonuç kısaca

$$F = b' \frac{dx}{dt} \quad (b' < 0) \quad (6.39)$$

olarak yazılabilir. Negatif sönüm, sistemi kararsız yapmaya çalışır. Ancak



Şekil 6.18 Yatay Boruda Momentum Kazancının Etkisi

valfin gerçekten kararsız olup olmayacağını, sistemdeki pozitif sönüm ile yukarıda bulunan negatif sönümün toplamı belirler. Net sönüm pozitifse sistem kararlı, negatifse kararsızdır.

#### *Sönüm Uzunluğu ve Kararsızlık*

Sönüm uzunluğu kavramını açıklayabilmek için önce Şekil 6.18 deki gibi, esnek bağlantılara sahip U-şeklinde bir boruyu ele alalım. Esnek bağlantılar borunun yatay yöndeki hareketini serbest bırakmakta ancak düşey yönde hareket etmesini engellemektedir. Bu borudan sabit  $Q$  debisinde akışkan geçirildiğini düşünelim. Boruya giren akışkan önce  $90^\circ$  sağa dönmekte, borunun yatay kısmında herhangi bir momentum kazancı olmadan sabit hızla akmakta, sonra da yine  $90^\circ$  aşağı dönerek dışarı çıkmaktadır. Yani, bütün bu işlemler sırasında akışkanın yatay yöndeki net momentum kazancı sıfırdır. Bu yüzden bu akış sırasında boruyu yerinde tutmak için dışarıdan herhangi bir kuvvet uygulanmasına gerek yoktur. Şimdi de borudan akan akışkanın debisinin akış sırasında  $dQ/dt$  gibi değiştirildiğini düşünelim. Bu durumda borunun yatay kısmında bulunan kütlenin momentumu değişmektedir. Bu değişim,

$$\frac{dM}{dt} = \frac{d}{dt}(\rho LAV) \quad (6.40)$$

kadardır. Burada,  $\rho LA$  borunun yatay kısmındaki kütle,  $V$  de bu kütlenin hızıdır. Ancak,  $AV$  çarpımı  $Q$  ya eşit olduğundan yukarıdaki ifade,

$$\frac{dM}{dt} = \rho L \frac{dQ}{dt} \quad (6.41)$$

olarak debinin değişme hızı cinsinden yazılabilir. Yatay yöndeki bu momentum kazancından dolayı akış sırasında boruyu yerinde tutmak için dışarıdan,

$$F = \rho L \frac{dQ}{dt} \quad (6.42)$$

kadar bir kuvvet uygulanması gereklidir. Bu kuvvete eşit ancak ters yönde bir kuvvet de akışkan tarafından boruya uygulanır.

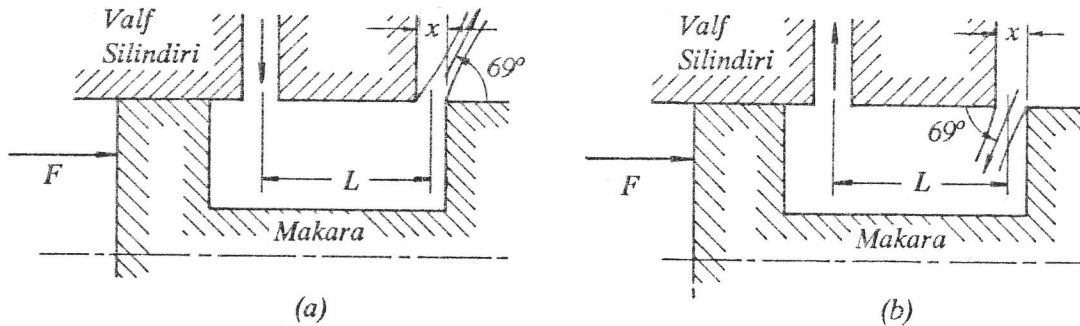
Şimdi de Şekil 6.19a daki makaralı valf portunu ele alalım. Böyle bir valfta orifis açıklığından çıkan akışkanın açısı  $69^\circ$  olduğu için akışkan tarafından makaraya

$$F = (2C_d \Delta p w \cos \theta) x \quad (6.43)$$

kadar bir Bernoulli kuvveti uygulandığı daha önce gösterilmişti. Şimdi valftan geçen akışkanın debisinin  $dQ/dt$  biçiminde değiştiğini kabul edilsin. Şeklin incelenmesinden görüleceği gibi burada da valfin  $L$  uzunluğundaki yatay bölümünde aynı Şekil 6.18 deki gibi bir momentum kazancı olacaktır. Bu yüzden akışkan tarafından makaraya uygulanan kuvvet denklem (6.43) ile verilene ek olarak, denklem (6.42) kadar daha fazla olacaktır. Bu durumda akışkanın makaraya uyguladığı toplam kuvvet

$$F = (2C_d \Delta p w \cos \theta) x + C_d w L \sqrt{2 \rho \Delta p} \frac{dx}{dt} \quad (6.44)$$

olacaktır. Görüldüğü gibi debinin  $dQ/dt$  gibi değişmesi sonucu makaraya hızla



Şekil 6.19 Makaralı Valfde Sönüm Uzunluğu

orantılı bir kuvvet, yani pozitif bir sönüm kuvveti uygulanmaktadır. Eğer, orifis açıklığındaki akış, Şekil 6.19b deki gibi ters yönde olsaydı, Bernoulli kuvveti yine aynı yönde (valfi kapatmaya çalışan yönde) olacaktı; ancak,  $dQ/dt$  ile orantılı kuvvet ters yönde olacağından, kuvvet ifadesi

$$F = (2C_d p w \cos \theta) x - C_d w L \sqrt{2 \rho p} \frac{dx}{dt} \quad (6.45)$$

halini alacaktı. Bu durumda hızla orantılı kuvvet negatif işaretli olacak, yani makaraya negatif sönüm kuvveti uygulanacaktı.

Denklemler (6.44) ve (6.45) de geçen  $L$  uzunluğuna sönüm uzunluğu denir. Terimlerin önündeki işaretler bu uzunluğa dahil edilir. Yani, Şekil 6.19a daki akış düzeni için sönüm uzunluğunun pozitif, Şekil 6.19b deki durum için de sönüm uzunluğunun negatif olduğu kabul edilir. Bir valf tasarlanırken, sönüm kuvvetlerinin daima pozitif olmasını sağlamak ve kararsızlık ihtimalini ortadan kaldırmak için o valfin portlarından gelen sönüm uzunluklarının toplamı pozitif yapılmaya çalışılır.



## *Bölüm 7*

# *KONTROL VALFLARININ MODELLENMESİ VE GERİBESLEME YÖNTEMLERİYLE DAVRANIŞLARININ İYİLEŞTİRİLMESİ*

Bir akışkan gücü kontrol sisteminde, sistem çıkışının kontrol girişi ile istenildiği biçimde değiştirilebilmesi (sistemin servo özelliği), çıkışın yük değişmelerinden mümkün olduğu kadar az etkilenmesi (sistemin regülatör özelliği) ve sistem kararlılığının iyi olması arzu edilir. Zaman sonsuza giderken sistem çıkışının sabit kontrol girişine ve sabit bozucu girişe cevapları sistemin statik davranışını meydana getirir. Sistemin, başlangıç durumundan son duruma gidiş biçimi ise sistemin dinamik davranış özelliklerini tanımlar. Akışkan gücü kontrol sistemlerinde sistemin mutlak surette kararlı olması, sistem cevabında aşırı salınımlar görülmemesi, buna karşılık sistem cevabının hızlı olması istenir.

Bu bölümde hidrolik kontrol valflarının statik ve dinamik davranış özelliklerinin belirlenmesi amacıyla lineer modeller oluşturulacaktır. Önce basit bir valfin kullanıldığı bir sistem modellenerek sistemin statik ve dinamik davranışları incelenecektir. Daha sonra valf yapısına ilave edilecek dahili geribesleme mekanizmalarıyla sistemin statik ve dinamik davranışlarının iyileştirilmeleri ele alınacaktır.

Akışkan gücü kontrol sistemlerinde kontrol özelliklerinin iyileştirilmesi amacıyla dış geribesleme çevrimleri de kullanılabilir. (Örneğin, bir konum kontrol sisteminde tahrik pistonunun konumu ölçülerek geri beslenir.) Bu türden geribeslemelerin kullanıldığı sistemler ise daha sonra Bölüm 8 de incelenecektir.

### 7.1 Lineerleştirilmiş Valf Karakteristiği

Hidrolik valfların statik karakteristikleri daha önce Bölüm 3 de değişik valf açıklıkları için çizilen  $Q_L$  ye karşı  $p_L$  eğrileri cinsinden ifade edilmişti. Bu eğrilerin şekilleri valfin yapısına ve sistemin parametrelerine bağlıdır. Sabit basınçlı bir kaynakla çalıştırılan dört yollu bir valfin karakteristik eğrileri özellikle merkez konumu dolayında birbirine paralel, eşit aralıklı, düz doğruya yakındır. Açık merkezli dört yollu valf, hidrolik valflar arasında lineerliği (doğrusallığı) en fazla olan elemandır. Sabit basınçlı kaynakla çalışan diğer valfların lineerlikleri daha azdır. Sabit debili kaynakla çalıştırılan valflar ise aşırı derecede non-linear olan karakteristik eğrilere sahiptir. Lineer sistemlerin analizleri lineer olmayan sistemlere göre çok daha kolay olduğundan lineer olmayan pek çok sistem, belirli bir çalışma noktası etrafında çalıştıkları kabul edilerek lineerleştirilir.<sup>1</sup> Bu durumda orijinal non-linear model yerine çalışma noktasından olan küçük sapmalar için geçerli olan yaklaşık lineer bir model kullanılır. Bu bölümde sunulan modelleme çalışmalarında da benzer bir yaklaşım izlenecek ve daha önce Bölüm 3 de bulunan non-linear valf karakteristikleri yerine lineer olan yaklaşık eşdeğerleri kullanılacaktır.

Hidrolik bir valfin karakteristiği,

$$Q_L = Q_L(x, p_L) \quad (7.1)$$

biçiminde lineer olmayan genel bir denklemlle ifade edilmiş olsun. Burada,  $x$  valf açıklığını,  $Q_L$  yük debisini,  $p_L$  ise yük üzerindeki basınç kaybını göstermektedir.  $Q_L = Q_{L_0}$ ,  $p_L = p_{L_0}$ ,  $x = x_0$  gibi bir çalışma noktasından olan küçük sapmalar  $\Delta Q_L$ ,  $\Delta x$  ve  $\Delta p_L$  arasındaki ilişki aşağıdaki gibi doğrusal bir denklemlle ifade edilebilir.

$$\Delta Q_L = \left. \frac{\partial Q_L}{\partial x} \right|_{p_{L_0}, x_0} \Delta x + \left. \frac{\partial Q_L}{\partial p_L} \right|_{p_{L_0}, x_0} \Delta p_L \quad (7.2)$$

Bu denklemlde  $\Delta x$  in katsayısı olan terim valf kazancı olarak tanımlanır ve genellikle  $K$  ile gösterilir.  $\Delta p_L$  nin katsayısı olan terim ise valfin yük hassasiyetidir. Bu katsayı negatif olduğundan  $-C$  ile gösterilerek ( $C > 0$ ) denklemlerde pozitif olarak tanımlanan  $C$  kullanılır. Bu katsayılar cinsinden valf karakteristiği, çalışma noktasından olan küçük sapmalar için geçerli olmak kaydıyla, aşağıdaki lineer denklemlle ifade edilebilir:

<sup>1</sup>Bakınız: Ercan, Y. "Mühendislik Sistemlerinin Modellenmesi ve Dinamiği", Gazi Üniversitesi Yayınları No.179, ISBN 507-975-045-1, Ankara, 1992.



$$\Delta Q_L = K\Delta x - C\Delta p_L \quad (7.3)$$

Valfin basınç hassasiyeti  $K'$  ise aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$K' = \left. \frac{\partial p_L}{\partial x} \right|_{Q_L, p_{L0}} \quad (7.4)$$

Yukarıdaki denklemlerde geçen  $K$ ,  $C$ ,  $K'$  katsayılarına valfin diferansiyel katsayıları denir. Bölüm 3 de incelenen hidrolik valfların bazı çalışma noktalarındaki diferansiyel katsayıları Tablo 7.1 de verilmiştir.

## 7.2 Yük Debisi

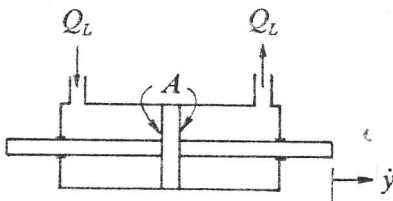
Kontrol valfinin bir yük pistonuna bağlı olduğunu düşünelim. Valf tarafından sağlanan yük debisi çeşitli amaçlarla kullanılır. Yüke sağlanan hidrolik sıvının bir kısmı hareketli tahrik pistonu tarafından süpürülen hacmi doldurur; bir kısmı esnek sistem elemanlarının basınç altında esnemesi sonucu artan hacmi doldurur; bir kısmı basınç altında sıkışan iş akışkanının sıkışması sonucu boşalan hacmi doldurur; bir kısmı ise tahrik pistonunun yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına olabilecek sızıntıları karşılar. Bu debi bileşenleri aşağıda ayrı ayrı incelenmektedir.

### *Piston Hızını Sağlamak İçin Gereken Debi*

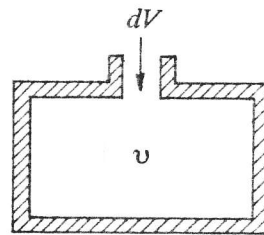
Esnek olmayan malzemeden yapılmış, sıkıştırılmayan sıvı kullanan ve sızıntısı olmayan Şekil 7.1 deki gibi bir yük pistonundan geçen akışkanın debisi  $Q_L$  ile pistonunun hızı  $\dot{y}$  arasındaki ilişki

$$Q_L = A\dot{y} \quad (7.5)$$

olarak ifade edilebilir.



Şekil 7.1 Tahrik Silindiri



Şekil 7.2 Akışkan Dolu Hücre

Tablo 7.1 Sabit Basınçlı Kaynakla Çalıştırılan Hidrolik Valfların Diferansiyel Katsayıları

Diferansiyel Katsayılar	Seri Devre	Kapalı Merkezli 3-Yollu Valf, $p_1=(p_s+p_d)/2$	2-Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi, $p_1=(p_s+p_d)/2$	1-Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi, $p_1=(p_s+p_d)/2$
Valf Kazancı $K$	$p_L=0$ da	$K_0 = \frac{G}{X} \sqrt{\frac{p_s - p_e}{2}}$	$K_0 = \frac{G}{X} \sqrt{2(p_s - p_e)}$	$K_0 = \frac{G}{X} \sqrt{\frac{p_s - p_e}{2}}$
	Maksimum Güç Noktasında	$K_m = \frac{G}{X} \sqrt{\frac{p_s - p_e}{6}}$	$\gamma=1$ de $K_m = 1.321 \frac{G}{X} \sqrt{p_s - p_e}$	$\gamma=1$ de $K_m = \frac{G}{X} \sqrt{\frac{5(p_s - p_e)}{6}}$
Yük Hassasiyeti $C$	$p_L=0$ da	$C_0 = \gamma G \sqrt{\frac{1}{8(p_s - p_e)}}$	$C_0 = G \sqrt{\frac{2}{p_s - p_e}}$	$C_0 = (2-\gamma)G \sqrt{\frac{1}{2(p_s - p_e)}}$
	Maksimum Güç Noktasında	$C_m = \gamma G \sqrt{\frac{3}{8(p_s - p_e)}}$	$\gamma=1$ de $C_m = G \sqrt{\frac{6}{(p_s - p_e)}}$	$\gamma=1$ de $C_m = G \sqrt{\frac{3}{2(p_s - p_e)}}$
Basınç Hassasiyeti $K'$	$p_L=0$ da	$K'_0 = \frac{2}{\gamma X} (p_s - p_e)$	$K'_0 = \frac{p_s - p_e}{X}$	$K'_0 = \frac{p_s - p_e}{X(2-\gamma)}$
	Maksimum Güç Noktasında	$K'_m = \frac{2}{3\gamma X} (p_s - p_e)$	$\gamma=1$ de $K'_m = \frac{0.539}{X} (p_s - p_e)$	$\gamma=1$ de $K'_m = \frac{0.913}{X} (p_s - p_e)$

$G$  terimlerinin tanımları Tablo 5.1 de, diğer tanımlar ise Bölüm 3 ün ilgili kısımlarında verildiği gibidir.

Tablo 7.1 (devam) Sabit Basıncılı Kaynakla Çalıştırılan Hidrolik Valfların Diferansiyel Katsayıları

Diferansiyel Katsayılar	1-Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	2-Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	4-Değişken Kollu Tam Köprü Devresi
Valf Kazancı K	$p_L=0$ da	$K_0 = \frac{2}{\sqrt{(2-\gamma)^2+4}} \frac{G}{X} \sqrt{p_s-p_e}$	$K_0 = \frac{G}{X} \sqrt{2(p_s-p_e)}$
	Maksimum Güç Noktasında	$\gamma=1$ de $K_m = 0.971 \frac{G}{X} \sqrt{p_s-p_e}$	$\gamma=1$ de $K_m = 1.321 \frac{G}{X} \sqrt{p_s-p_e}$
Yük Hassasiyeti C	$p_L=0$ da	$\gamma=1$ de $C_0 = G \sqrt{\frac{5}{16(p_s-p_e)}}$	$\gamma=1$ de $C_0 = \frac{G}{\sqrt{2(p_s-p_e)}}$
	Maksimum Güç Noktasında	$\gamma=1$ de $C_m = 0.690 \frac{G}{\sqrt{p_s-p_e}}$	$\gamma=1$ de $C_m = 0.548 \frac{G}{\sqrt{p_s-p_e}}$
Basıncı Hassasiyeti K'	$p_L=0$ da	$\gamma=1$ de $K'_0 = \frac{1.6}{X} (p_s-p_e)$	$\gamma=1$ de $K'_0 = \frac{2}{X} (p_s-p_e)$
	Maksimum Güç Noktasında	$\gamma=1$ de $K'_m = \frac{1.407}{X} (p_s-p_e)$	$\gamma=1$ de $K'_m = \frac{2.411}{X} (p_s-p_e)$

G terimlerinin tanımları Tablo 5.1 de, diğer tanımlar ise Bölüm 3 ün ilgili kısımlarında verildiği gibidir.

*Hidrolik Akışkanın Sıkıştırılabilirliğinin Etkisi*

Kontrol valfiyle yük pistonu arasında kalan hacimde bulunan hidrolik akışkanın sıkıştırılabilirliğinin yük debisine etkisini anlayabilmek için önce Şekil 7.2 de görülen hücreyi ele alalım. Hücrenin duvarlarının rijit olduğu ve içinin balk modülü  $\beta$  olan sıkıştırılabilir bir sıvıyla dolu olduğu kabul edilsin. Eğer hücreye  $dV$  hacminde bir miktar daha sıvı zorla ilave edilirse, hücredeki kütle artışı sıvının yoğunluğu  $\rho$  ve  $dV$  cinsinden,

$$dm = \rho dV \quad (7.6)$$

olarak yazılabilir. Hücredeki kütle artışı aynı zamanda hücrenin sabit olan hacmi  $v$  ve hücre içindeki sıvının yoğunluk değişimi  $d\rho$  cinsinden,

$$dm = v d\rho \quad (7.7)$$

olarak yazılabilir. Denklemler (7.6) ve (7.7) arasında  $dm$  yok edilirse,

$$dV = v \frac{d\rho}{\rho} \quad (7.8)$$

bulunur. Sıvının balk modülü  $\beta$  ise,

$$\beta = \frac{d\rho}{\frac{dV}{v}} = \frac{d\rho}{\frac{d\rho}{\rho}} \quad (7.9)$$

olarak tanımlanmıştır. Yani,

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{d\rho}{\beta} \quad (7.10)$$

yazılabilir. Denklem (7.8) deki  $d\rho/\rho$  yerine (7.10) dan  $d\rho/\beta$  koyulursa,

$$dV = \frac{v}{\beta} d\rho \quad (7.11)$$

bulunur. Bu denklemin türevi alınır ve  $dV/dt$  nin akış debisi  $Q_L$  ye eşit olduğu dikkate alınır, aşağıdaki denklem elde edilir:

$$Q_L = \left(\frac{v}{\beta}\right) \frac{dp}{dt} \quad (7.12)$$

Şimdi de Şekil 7.3 de görülen hidrolik silindiri ele alalım. Pistonun iki tarafında kalan  $v_A$  ve  $v_B$  hacimlerinin sıkıştırılabilir bir akışkanla dolu olduğu ve pistonun silindir içinde hareket etmediği varsayılmaktadır. Eğer pistonun  $A$  tarafına  $Q_L$  debisinde hidrolik sıvı verilirse,  $B$  tarafından da yine  $Q_L$  debisinde sıvı alınırsa, denklem (7.12) den  $p_A$  ve  $p_B$  basınçlarının zamana göre türevleri

$$\dot{p}_A = \frac{Q_L}{\left(\frac{v_A}{\beta}\right)} \quad (7.13)$$

$$\dot{p}_B = \frac{-Q_L}{\left(\frac{v_B}{\beta}\right)} \quad (7.14)$$

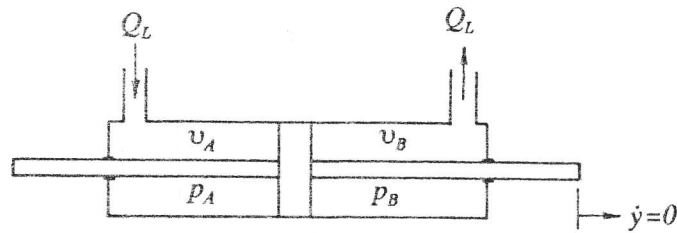
olarak bulunur. Yük basıncı  $p_L$ ,

$$p_L = p_A - p_B \quad (7.15)$$

olarak tanımlanırsa,

$$\dot{p}_L = \dot{p}_A - \dot{p}_B = \frac{Q_L}{\left(\frac{v_A}{\beta}\right)} - \frac{-Q_L}{\left(\frac{v_B}{\beta}\right)} \quad (7.16)$$

elde edilir. Hidrolik akışkanın sıkıştırılabilirliğinin yarattığı en kötü durum,



Şekil 7.3 Hareketsiz Pistonlu Tahrik Silindiri

tahrik pistonunun en yumuşak olduğu durumdur. Eğer akışkan sıkıştırılmaz olsaydı, Şekil 7.3 deki gibi bir  $Q_L$  debisinin yaratacağı  $\dot{p}_L$  nün değeri sonsuz olurdu. Hidrolik akışkanın sıkıştırılabilirliği arttıkça  $\dot{p}_L$  nün değeri de azalır. Akışkanın sıkıştırılabilirliğinin etkisi pistonun silindir içindeki konumuyla değişir. En kötü durumu yaratan piston konumunu bulmak için Şekil 7.3 deki pistonun iki tarafında kalan hacimler toplamına  $v_t$  diyelim.  $v_B$  ise  $v_t$  cinsinden  $v_B = v_t - v_A$  olur. Eğer bu ifade denklem (7.16) da yerine koyulursa ve  $\dot{p}_L$  nün  $v_A$  ya göre türevi alınarak sifıra eşitlenirse,  $\dot{p}_L$  nü minimum yapan  $v_A$  değeri  $v_A = v_t/2$  olarak elde edilir. Tahrik pistonu merkez konumundayken bir yanında kalan hacim  $v = v_t/2$  olarak tanımlanırsa, en kötü durum için denklem (7.16) dan aşağıdaki denklemler yazılabilir:

$$\dot{p}_L = 2 \frac{Q_L}{\left(\frac{v}{\beta}\right)} \quad (7.17)$$

$$Q_L = \frac{1}{2} \left(\frac{v}{\beta}\right) \dot{p}_L \quad (7.18)$$

### Yapısal Esnekliğin Etkisi

Şimdi de Şekil 7.2 deki hücrenin sıkıştırılmaz bir sıvıyla dolu olduğu, ancak hücrenin yapımında kullanılan malzemenin elastik olarak esneyebildiği kabul edilsin. Hücreye  $dV$  hacminde bir miktar daha sıvı ilave edilirse hücre duvarlarında bir esneme olacaktır. Hücre yapısının elastik özelliği

$$K_e = \frac{dV}{dp} \quad (7.19)$$

şeklinde tanımlanan bir esneklik sabiti ile ifade edilebilir. Bu denklem  $dp = (1/K_e)dV$  biçiminde yazılarak her iki taraf  $dt$  ile bölünürse aşağıdaki eşitlik bulunur:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{K_e} \frac{dV}{dt} = \frac{Q}{K_e} \quad (7.20)$$

Şimdi de Şekil 7.3 de görülen hidrolik silindirin sıkıştırılmaz bir sıvıyla doldurulmuş olduğu, ancak silindir malzemesinin elastik olduğu kabul edilsin. Eğer pistonun  $A$  tarafına  $Q_L$  debisinde sıvı verilirse,  $B$  tarafından da  $Q_L$  debisinde sıvı alınır,  $p_A$  ve  $p_B$  basınçlarının türevleri için denklem (7.20) den,

$$\dot{p}_A = \frac{Q_L}{K_{eA}} \quad (7.21)$$

$$\dot{p}_B = \frac{-Q_L}{K_{eB}} \quad (7.22)$$

yazılabilir. Burada  $K_{eA}$  ve  $K_{eB}$  sırasıyla silindirin  $A$  ve  $B$  taraflarının esneklik sabitleridir. Yük basıncının değişim hızı ise aşağıdaki gibidir:

$$\dot{p}_L = \dot{p}_A - \dot{p}_B = \frac{Q_L}{K_{eA}} - \frac{-Q_L}{K_{eB}} \quad (7.23)$$

Eğer yapı rijit olsaydı Şekil 7.3 deki gibi bir  $Q_L$  debisinin yaratacağı  $\dot{p}_L$  nün değeri sonsuz olurdu. Yapının esnekliği arttıkça  $\dot{p}_L$  nün değeri de azalır. Yapısal esnekliğin etkisi pistonun silindir içindeki konumuyla değişir. En kötü durumu yaratan piston konumunu bulmak için Şekil 7.3 deki pistonun iki tarafında kalan hacimler toplamına  $v_t$  diyelim.  $v_B$  ise  $v_t$  cinsinden  $v_B = v_t - v_A$  olur. Tahrik pistonunun bir tarafında kalan hacim ne kadar küçükse o tarafın yapısını oluşturan elamanlar da küçük olacağından yapısal esneklik sabiti de o kadar küçük olur. Yapısal esneklik sabitinin hacimle orantılı olduğu kabul edilirse (orantı sabiti  $\alpha$  olsun), denklem (7.23)

$$\dot{p}_L = \frac{Q_L}{\alpha v_A} + \frac{Q_L}{\alpha (V - v_B)} \quad (7.24)$$

halini alır. Eğer bu ifadede  $\dot{p}_L$  nün  $v_A$  ya göre türevi alınarak sıfıra eşitlenirse,  $\dot{p}_L$  nü minimum yapan  $v_A$  değeri  $v_A = v_t/2$  olarak elde edilir. Tahrik pistonu merkez konumundayken bir yanında kalan hacime ait yapısal esneklik sabiti,  $K_e = \alpha(v_t/2)$  olarak tanımlanırsa, piston merkez konumundayken ortaya çıkacak en kötü durum için aşağıdaki eşitlikler yazılabilir:

$$\dot{p}_L = \frac{2Q_L}{K_e} \quad (7.25)$$

$$Q_L = \frac{1}{2} K_e \dot{p}_L \quad (7.26)$$

### Tahrik Pistonu Sızıntısı

Şekil 7.3 deki silindirde pistonun hareketsiz, hidrolik sıvının sıkıştırılamaz, silindir gövdesinin de rijit olduğu, ancak piston çevresince silindirin bir tarafından diğer tarafına sızıntı olduğu varsayılınsın. Süreklilik şartı dolayısıyla sızıntı debisi aynı zamanda silindirden geçen  $Q_L$  debisine eşittir. Sızıntının geçtiği yolların kesit alanları genelde küçük, boyları da uzun olduğundan sızıntı akışı laminerdir. Bu yüzden sızıntı debisi pistonun iki tarafı arasındaki basınç farkı  $p_A - p_B = p_L$  ile orantılıdır. Orantı sabiti  $C_2$  ise, sızıntıdan kaynaklanan yük debisi için aşağıdaki denklem yazılabilir:

$$Q_L = C_2 p_L \quad (7.27)$$

### Yük Debisi İçin Genel İfade

Yük debisine katkıda bulunan yukarıdaki etkenlerin hepsi bir arada mevcut ise, süperpozisyon prensibinin geçerli olduğunu kabul ederek, etkenlerin katkıları toplanmak suretiyle toplam yük debisi aşağıdaki gibi bulunur:

$$Q_L = A\dot{y} + \frac{1}{2} \left( \frac{v}{\beta} \right) \dot{p}_L + \frac{1}{2} K_e \dot{p}_L + C_2 p_L \quad (7.28)$$

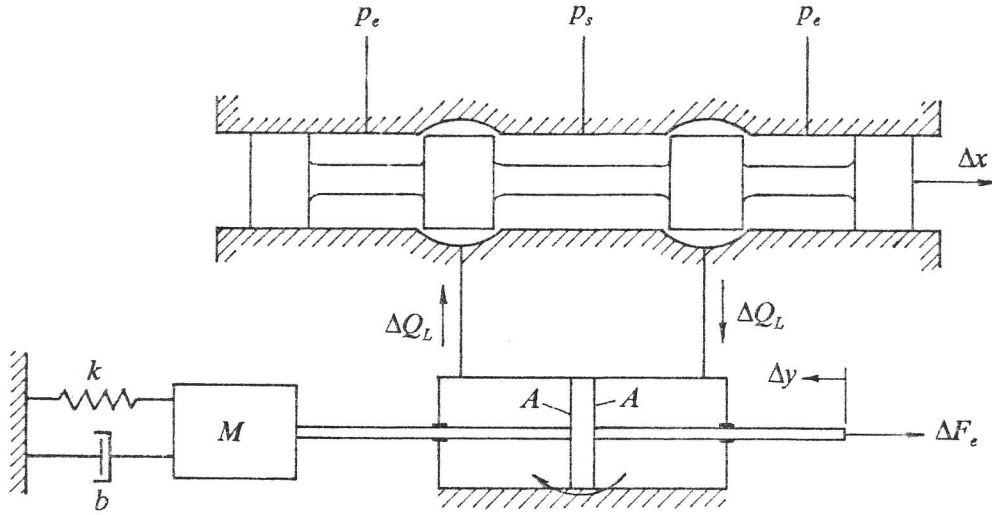
Bu denklem  $Q_L = Q_{L0}$ ,  $y = y_0$ ,  $p_L = p_{L0}$  gibi belirli bir çalışma noktasından olan küçük sapmalar  $\Delta Q_L$ ,  $\Delta y$  ve  $\Delta p_L$  cinsinden yazılırsa aşağıdaki ifade elde edilir:

$$\Delta Q_L = A\Delta\dot{y} + \frac{1}{2} \left( \frac{v}{\beta} \right) \Delta\dot{p}_L + \frac{1}{2} K_e \Delta\dot{p}_L + C_2 \Delta p_L \quad (7.29)$$

### 7.3 Kütle-Yay-Sönümleyici Yükünün Valfla Açık Çevrim Kontrolü

Şekil 7.4 de verilen şematik diyagramda, kütle-yay-sönümleyiciden oluşan bir yükün 4-yollu bir valfla kontrol edilişi görülmektedir. Sistemin kontrol girişi, valf makarasının merkez konumundan ayrılma miktarı  $x$  dir. Çıkış değişkeni ise yük kütlesine doğrudan bağlı olan tahrik pistonunun konumu  $y$  dir. Tahrik pistonuna uygulanan dış kuvvet  $F_e$  bozucu girişdir.  $p_s$  ve  $p_r$  sırasıyla kaynak ve dönüş basınçlarıdır. Yük, çift etkili ve eşit alanlı bir silindirle sürülmektedir. Akışkan sıkıştırılabilirliği ve yapısal esneklik etkilerinin en fazla olduğu durumu inceleyebilmek için yük pistonunun silindirin ortasında olduğu kabul edilecektir. Valf içindeki hacimlerin tahrik





Şekil 7.4 Kütle-Yay-Sönümleyici Yükünün Valfla Açık Çevrim Kontrolü

silindiri ve bağlantı hatlarının hacimlerine göre çok daha küçük olduğu varsayılmaktadır. Dolayısıyla, akışkan sıkıştırılabilirliği ve yapısal esneklik sadece tahrik silindiri ve bunu besleyen hatlar için önemli olmaktadır. Tahrik pistonu etrafında sızıntı olduğu kabul edilecektir.

Sistemin analizi yapılırken valf makarasının merkez konumuna karşılık gelen statik durum çalışma noktası olarak kabul edilecek ve bu durumdan olan küçük sapmalar için lineer analiz uygulanacaktır. Çalışma noktasında  $x=0$ ,  $y=\dot{y}=0$ ,  $Q_L=0$ ,  $p_L=0$ ,  $F_e=0$  olup, denklemler türetilirken  $\Delta x$ ,  $\Delta y$ ,  $\Delta \dot{y}$ ,  $\Delta Q_L, \dots$  biçiminde tanımlanmış sapmalar değişken olarak kullanılacaktır.

Lineerleştirilmiş valf karakteristiğinin aşağıdaki gibi olduğu kabul edilecektir:

$$\Delta Q_L = K\Delta x - C\Delta p_L \quad (7.30)$$

Burada  $K$  ve  $C$  terimleri sırasıyla çalışma noktasında tanımlanmış valf kazancı ve yük hassasiyetidir. Yük pistonu silindirin ortadaysa, yük debisi için denklem (7.29) dan

$$\Delta Q_L = A\Delta \dot{y} + \frac{1}{2}\left(\frac{v}{\beta}\right)\Delta \dot{p}_L + \frac{1}{2}K_e\Delta \dot{p}_L + C_2\Delta p_L \quad (7.31)$$

yazılabilir. Denklem (7.30) ve (7.31) arasında  $\Delta Q_L$  yok edilirse,

$$A\Delta\dot{y}=K\Delta x-\frac{1}{2}(K_e+\frac{v}{\beta})\Delta\dot{p}_L-(C+C_2)\Delta p_L \quad (7.32)$$

bulunur. Diğer taraftan, yük kütesine Newton'un 2. kanunu uygulanırsa,

$$A\Delta p_L=M\Delta\ddot{y}+b\Delta\dot{y}+k\Delta y+\Delta F_e \quad (7.33)$$

elde edilir. Denklem (7.32) ve (7.33) arasında  $\Delta p_L$  yok edilirse, çıkış değişkeni  $\Delta y$  yi kontrol girişi  $\Delta x$  ve bozucu giriş  $\Delta F_e$  cinsinden tanımlayan,

$$\begin{aligned} \frac{\theta_1 M}{A}\Delta\ddot{y}+\left[\frac{\theta_1 b+\theta_2 M}{A}\right]\Delta\dot{y}+\left[\frac{\theta_1 k+\theta_2 b+A^2}{A}\right]\Delta y+\frac{\theta_2 k}{A}\Delta y \\ =K\Delta x-\frac{\theta_2}{A}\Delta F_e-\frac{\theta_1}{A}\Delta\dot{F}_e \end{aligned} \quad (7.34)$$

diferansiyel denklemini elde edilir. Bu denklemde geçen  $\theta_1$  ve  $\theta_2$  terimleri,

$$\theta_1=\frac{1}{2}(K_e+\frac{v}{\beta}) \quad (7.35)$$

$$\theta_2=C+C_2 \quad (7.36)$$

olarak tanımlanmıştır. Denklem (7.34) ün her iki tarafı  $A$  ile çarpılıp, başlangıç koşulları sıfır kabul edilerek Laplace transformu alınırsa,

$$[\theta_1 Ms^3+(\theta_1 b+\theta_2 M)s^2+(\theta_1 k+\theta_2 b+A^2)s+\theta_2 k]\Delta y(s)=AK\Delta x(s)-(\theta_1 s+\theta_2)\Delta F_e(s) \quad (7.37)$$

elde edilir. Bu denklemden  $\Delta y$  ile  $\Delta x$  ve  $\Delta y$  ile  $\Delta F_e$  arasındaki transfer fonksiyonları aşağıdaki gibi bulunur:

$$\frac{\Delta y(s)}{\Delta x(s)}=\frac{AK}{\theta_1 Ms^3+(\theta_1 b+\theta_2 M)s^2+(\theta_1 k+\theta_2 b+A^2)s+\theta_2 k} \quad (7.38)$$

$$\frac{\Delta y(s)}{\Delta F_e(s)}=\frac{-(\theta_1 s+\theta_2)}{\theta_1 Ms^3+(\theta_1 b+\theta_2 M)s^2+(\theta_1 k+\theta_2 b+A^2)s+\theta_2 k} \quad (7.39)$$

Eğer yük yayı  $k=0$  alınarak ortadan kaldırılırsa, kütle-sönümleyici yükü için denklem (7.37) den,

$$[\theta_1 Ms^2 + (\theta_1 b + \theta_2 M)s + \theta_2 b + A^2] \Delta y(s) = AK \Delta x(s) - (\theta_1 s + \theta_2) \Delta F_e(s) \quad (7.40)$$

elde edilir. Bu denklemden  $\Delta y$  ile  $\Delta x$  ve  $\Delta y$  ile  $\Delta F_e$  arasındaki transfer fonksiyonları aşağıdaki gibi bulunur:

$$\frac{\Delta y(s)}{\Delta x(s)} = \frac{AK}{\theta_1 Ms^2 + (\theta_1 b + \theta_2 M)s + \theta_2 b + A^2} \quad (7.41)$$

$$\frac{\Delta y(s)}{\Delta F_e(s)} = \frac{-(\theta_1 s + \theta_2)}{\theta_1 Ms^2 + (\theta_1 b + \theta_2 M)s + \theta_2 b + A^2} \quad (7.42)$$

#### *Sistemin Statik Davranışı*

Sistemin basamak kontrol girişine ve basamak dış kuvvet girişine olan durağan cevapları statik davranışını belirler. Bu cevaplar Laplace transformunun son değer teoreminden yararlanarak bulunabilir.  $\Delta x_s$  ve  $\Delta F_{es}$  büyüklüğündeki basamak girişler için  $\Delta x(s) = \Delta x_s/s$  ve  $\Delta F_e(s) = \Delta F_{es}/s$  olduğu dikkate alınırsa bu cevaplar denklemler (7.38) ve (7.39) dan aşağıdaki gibi bulunur:

$$\Delta y_s = \lim_{s \rightarrow 0} s \Delta y(s) = \frac{AK}{\theta_2 k} \Delta x_s \quad (7.43)$$

$$\Delta y_s = \lim_{s \rightarrow 0} s \Delta y(s) = -\frac{1}{k} \Delta F_{es} \quad (7.44)$$

Denklem (7.40) dan görüldüğü gibi, sistem yük yayı sayesinde konum kontrolü yapabilmektedir. Konumun durağan değeri yükün yay sabitine bağlıdır.  $k \rightarrow 0$  iken sistem konum kontrol özelliğini kaybeder. Denklem (7.41) ise, tahrik pistonunun dış kuvvetlere karşı sertliğinin valf ve tahrik pistonu parametreleri tarafından değil, sadece yükün yay sabiti tarafından belirlendiğini göstermektedir.

$k=0$  olduğunda sistem konum kontrolü yerine hız kontrolü yapar hale gelir.  $\Delta x_s$  ve  $\Delta F_{es}$  büyüklüğündeki basamak girişlerin meydana getireceği

durağan hız değerleri Laplace transformunun son değer teoreminden,

$$\Delta y|_s = \frac{AK}{\theta_2 b + A^2} \Delta x_s \quad (7.45)$$

$$\Delta y|_s = \frac{-\theta_2}{\theta_2 b + A^2} \Delta F_{es} \quad (7.46)$$

olarak elde edilir.

### *Sistemin Dinamik Davranışı*

Sistemin karakteristik denklemi üçüncü mertebe olduğundan ve katsayılar parametrik olarak verildiğinden sistemin dinamik davranışı denklem (7.38) veya (7.39) dan açıkça görülememektedir. Sistemin dinamik davranış özelliklerini daha iyi görebilmek için yük yayının olmadığını kabul edelim. Bu durumda sistemin mertebesi ikiye iner ve denklem (7.40) dan sistemin karakteristik denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\theta_1 M s^2 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s + \theta_2 b + A^2 = 0 \quad (7.47)$$

Bu denklemden sönümsüz sistem tabii frekansı aşağıdaki gibi bulunur:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{\theta_2 b + A^2}{\theta_1 M}} \quad (7.48)$$

Bu ifadeden görüldüğü gibi,  $\theta_1 M$  nin değeri  $\theta_2 b + A^2$  ye göre azalır,  $\omega_n$  nin değeri ve dolayısıyla sistemin cevap hızı artar.  $\theta_1$  ve  $\theta_2$  nin denklem (7.35) ve (7.36) ile verilen tanımları dikkate alınır, sistemin cevap hızının artırılması için tahrik silindirinin ve silindiri besleyen hatların hacimlerinin azaltılması ve rijit yapılması gerektiği görülür. Bu yüzden, cevap hızının önemli olduğu uygulamalarda servovalflar tahrik silindirinin hemen üzerine monte edilir.

Denklem (7.47) den sistemin sönüm oranı,

$$\zeta = \frac{\theta_1 b + \theta_2 M}{2\sqrt{\theta_1 M(\theta_2 b + A^2)}} \quad (7.49)$$

olarak yazılabilir. Görüldüğü gibi sönüm oranının değeri valf kazancı  $K$  ya



Valf içindeki hacimlerin tahrik silindiri ve bağlantı hatlarının hacimlerine göre çok daha küçük olduğu varsayılmaktadır. Dolayısıyla, akışkan sıkıştırılabilirliği ve yapısal esneklik sadece tahrik silindiri ve bunu besleyen hatlar için önemli olmaktadır. Tahrik pistonu etrafında sızıntı olduğu kabul edilecektir.

Sistemin analizi yapılırken valf makarasının merkez konumuna karşılık gelen statik durum çalışma noktası olarak kabul edilecek ve bu durumdan olan küçük sapmalar için lineer analiz uygulanacaktır. Çalışma noktasında  $x_i=0$ ,  $x=0$ ,  $y=\dot{y}=0$ ,  $Q_L=0$ ,  $p_L=0$ ,  $F_e=0$  olup, denklemler türetilirken  $\Delta x_i$ ,  $\Delta x$ ,  $\Delta y$ ,  $\Delta Q_L$ ,... biçiminde tanımlanmış sapmalar değişken olarak kullanılacaktır.

Daha önce Kısım 7.3 de elde edilmiş olan denklem (7.30) ve denklem (7.31), Şekil 7.5 de görülen sistem için de geçerlidir. Eğer kol tarafından tahrik pistonuna uygulanan kuvvet piston üzerindeki diğer kuvvetlere göre ihmal edilirse, denklem (7.33) ve dolayısıyla denklem (7.37) de geçerlidir. Buna karşılık, makara konumu  $\Delta x$  ile  $\Delta x_i$  ve  $\Delta y$  arasında,

$$\Delta x = \frac{f}{e+f} \Delta x_i - \frac{e}{e+f} \Delta y \quad (5.50)$$

gibi bir ilişki vardır. Bu denklemden  $\Delta x$  alınarak denklem (7.37) de yerine koyulursa,

$$[\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k + \frac{AKe}{e+f}] \Delta y(s) = \frac{AKf}{e+f} \Delta x_i(s) - (\theta_1 s + \theta_2) \Delta F_e(s) \quad (7.51)$$

elde edilir. Bu denklemden  $\Delta y$  ile  $\Delta x_i$  ve  $\Delta y$  ile  $\Delta F_e$  arasındaki transfer fonksiyonları aşağıdaki gibi bulunur:

$$\frac{\Delta y(s)}{\Delta x_i(s)} = \frac{AK(\frac{f}{e+f})}{\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k + \frac{AKe}{e+f}} \quad (7.52)$$

$$\frac{\Delta y(s)}{\Delta F_e(s)} = \frac{-(\theta_1 s + \theta_2)}{\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k + \frac{AKe}{e+f}} \quad (7.53)$$

### Sistemin Statik Davranışı

Sistemin  $\Delta x_{is}$  büyüklüğündeki basamak kontrol girişi için durağan cevabı Laplace transformunun son değer teoreminden yararlanarak denklem (7.52) den aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$\Delta y_s = \frac{AKf}{\theta_2 k(e+f) + AKe} \Delta x_{is} \quad (7.54)$$

Bu denklemden görüldüğü gibi, sistem yük yayı olmasa dahi konum kontrolü yapabilmektedir.  $k \rightarrow 0$  iken kontrol girişiyle sistem çıkışı arasındaki ilişki aşağıdaki hali alır:

$$\Delta y_s = \frac{f}{e} \Delta x_{is} \quad (7.55)$$

Sistemin  $\Delta F_{es}$  büyüklüğündeki basamak bozucu kuvvet girişine durağan cevabı ise denklem (7.53) den,

$$\Delta y_s = -\frac{1}{k + \frac{eAK}{(e+f)\theta_2}} \Delta F_{es} \quad (7.56)$$

olarak elde edilir. Bu ifade denklem (7.44) ile karşılaştırılırsa, tahrik pistonunun dış kuvvetlere karşı sertliğinin mekanik kol geribeslemesiyle daha iyileştiği görülür. Mekanik kol geribeslemeli valf kullanıldığında, piston kolunun konumu dış kuvvetlerden daha az etkilenir.

### Sistemin Dinamik Davranışı

Denklem (7.51) den sistemin karakteristik denklemi,

$$\theta_1 Ms^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M)s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2)s + \theta_2 k + \frac{AKe}{e+f} = 0 \quad (7.57)$$

olarak yazılabilir. Bu ifadeye Routh Kararlılık Kriteri uygulanırsa, sistemin kararlı olması için aşağıdaki şart elde edilir:

$$(\theta_1 b + \theta_2 M)(\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) > \theta_1 M \left( \theta_2 k + \frac{AKe}{e+f} \right) \quad (7.58)$$

Eğer  $k=0$  ise, kararlılık şartı aşağıdaki basit ifadeye indirgenir:

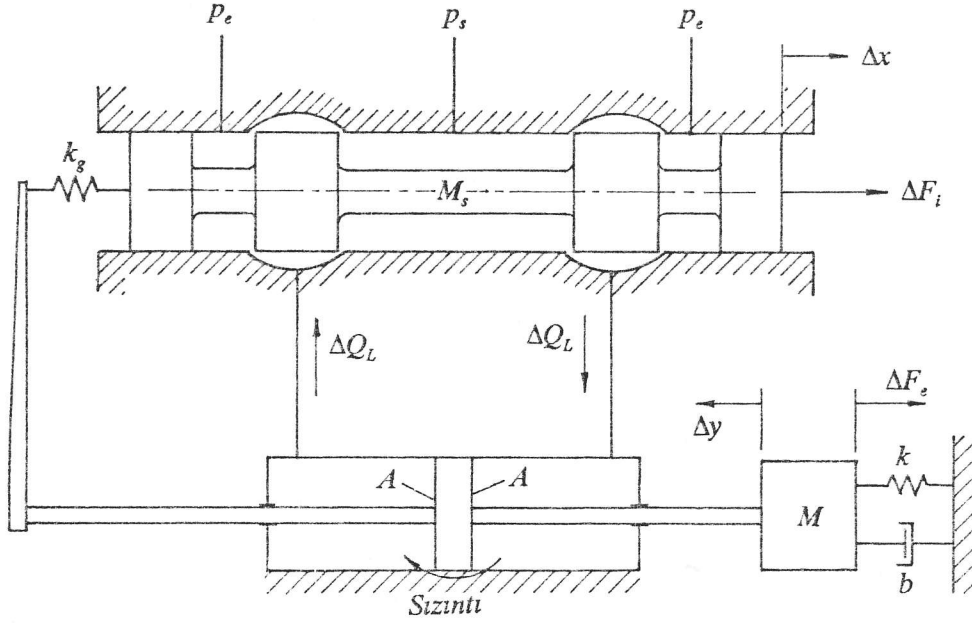
$$(\theta_1 b + \theta_2 M)(\theta_2 b + A^2) > \theta_1 MKA \left( \frac{e}{e+f} \right) \quad (7.59)$$

Yukarıdaki eşitsizliklerde iki tarafın değerleri birbirine yaklaştıkça sistem marjinal kararlılığa doğru gider. Sistem parametrelerinin kararlılığa etkileri (7.59) numaralı eşitsizlikten daha kolaylıkla görülmektedir.  $\theta_2$  ve  $b$  nin değerleri artırıldıkça sistemin kararlılığı artar.  $\theta_2 = C + C_2$  olarak tanımlanmış olduğundan,  $C$  değeri yüksek olan bir valf kullanılması (açık merkezli valf) veya  $C_2$  değerinin artırılması (tahrik pistonu etrafındaki sızıntının artırılması) sistemin kararlılığını iyileştirir. Kararlılığın iyileştirilmesi için ister  $\theta_2$ , ister  $b$  artırılsın, her iki durumda da sistemde ısıya dönüştürülen güç artar.

### 7.5 Kuvvet Geribeslemeli Valfla Kütle-Yay-Sönümleyici Yükünün Kontrolü

Şekil 7.6 da görülen sistemde yük pistonuyla valf makarası birbirine bir geribesleme yayı ( $k_g$ ) aracılığıyla bağlanmıştır. Geribesleme yayı tarafından makaraya, makara ve tahrik pistonunun birbirlerine göre olan konumlarıyla orantılı bir kuvvet uygulandığından, bu tür geribeslemeye "kuvvet geribeslemesi" denir. Yükün kütle, yay ve sönümleyiciden oluştuğu kabul edilmiştir. Valf makarasına uygulanan  $F_i$  kuvveti sistemin kontrol girişi, tahrik pistonunun konumu  $y$  ise sistem çıkışıdır. Tahrik pistonuna uygulanan dış kuvvet  $F_e$  bozucu girişdir.  $p_s$  ve  $p_e$  sırasıyla kaynak ve dönüş basınçlarıdır. Yük, çift etkili ve eşit alanlı bir pistonla sürülmektedir. Akışkan sıkıştırılabilirliği ve yapısal esneklik etkilerinin en fazla olduğu durumu inceleyebilmek için yük pistonunun silindirin ortasında olduğu kabul edilecektir.





Şekil 7.6 Kuvvet Geribeslemeli Valfla Kontrol

Valf içindeki hacimlerin tahrik silindiri ve bağlantı hatlarının hacimlerine göre çok daha küçük olduğu varsayılmaktadır. Dolayısıyla, akışkan sıkıştırılabilirliği ve yapısal esneklik sadece tahrik silindiri ve bunu besleyen hatlar için önemli olmaktadır. Tahrik pistonu etrafında sızıntı olduğu kabul edilecektir.

Sistemin analizi yapılırken valf makarasının merkez konumuna karşılık gelen statik durum çalışma noktası olarak alınacaktır. Bu durumda tahrik pistonunun silindirin ortasında olduğu, geribesleme yayının da serbest boyda olduğu kabul edilecektir. Çalışma noktasında  $F_i=0$ ,  $x=0$ ,  $y=\dot{y}=0$ ,  $Q_L=0$ ,  $p_L=0$ ,  $F_e=0$  olup, sistemin lineer analizinde  $\Delta F_i$ ,  $\Delta x$ ,  $\Delta y$ ,  $\Delta Q_L$ ,... biçiminde tanımlanmış sapmalar değişken olarak kullanılacaktır.

Daha önce Kısım 7.3 de elde edilmiş olan denklem (7.30) ve denklem (7.31), Şekil 7.6 da görülen sistem için de geçerlidir. Eğer geribesleme yayı tarafından tahrik pistonuna uygulanan kuvvet piston üzerindeki diğer kuvvetlere göre ihmal edilirse, denklem (7.33) ve dolayısıyla aşağıda tekrar verilen denklem (7.37) de geçerlidir:

$$[\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k] \Delta y(s) = A K \Delta x(s) - (\theta_1 s + \theta_2) \Delta F_e(s) \quad (7.60)$$

Geribesleme yayının valf makarasına uyguladığı kuvvet ise makaraya uygulanan diğer kuvvetler yanında ihmal edilemeyecek kadar büyüktür. Makara kütlesine Newton'un 2. Kanunu uygulanırsa,

$$M_s \Delta \ddot{x} = -b' \Delta \dot{x} - k_v \Delta x + \Delta F_i - k_g (\Delta y + \Delta x) \quad (7.61)$$

elde edilir. Bu ifadede  $M_s$  makara kütlelerini,  $b' \Delta x$  makara üzerindeki viskoz kuvvetleri,  $k_v \Delta x$  ise daha önce Bölüm 6 da yay kuvveti gibi olduğu belirtilen statik valf kuvvetini (Bernoulli kuvveti) göstermektedir.  $k_g (\Delta y + \Delta x)$  terimi geribesleme yayı tarafından makaraya uygulanan kuvvettir. Denklem (7.61) in iki tarafının Laplace transformu başlangıç koşulları sıfır kabul edilerek alınırsa,

$$(M_s s^2 + b' s + k_v + k_g) \Delta x(s) = -k_g \Delta y(s) + \Delta F_i(s) \quad (7.62)$$

bulunur. Denklem (7.60) ve (7.62) arasında  $\Delta x$  yok edilirse, tahrik pistonu konumu  $\Delta y$  ile  $\Delta F_i$  ve  $\Delta F_e$  arasında aşağıdaki denklem bulunur:

$$[(\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k] (M_s s^2 + b' s + k_v + k_g) + AK k_g \Delta y(s) =$$

$$AK \Delta F_i(s) - (\theta_1 s + \theta_2) (M_s s^2 + b' s + k_v + k_g) \Delta F_e(s) \quad (7.63)$$

Bu denklemden  $\Delta y$  ile  $\Delta F_i$  ve  $\Delta y$  ile  $\Delta F_e$  arasındaki transfer fonksiyonları aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\frac{\Delta y(s)}{\Delta F_i(s)} = \frac{AK}{[\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k] (M_s s^2 + b' s + k_v + k_g) + AK k_g} \quad (7.64)$$

$$\frac{\Delta y(s)}{\Delta F_e(s)} = \frac{-(\theta_1 s + \theta_2) (M_s s^2 + b' s + k_v + k_g)}{[\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k] (M_s s^2 + b' s + k_v + k_g) + AK k_g} \quad (7.65)$$

### Sistemin Statik Davranışı

Sistemin  $\Delta F_{is}$  büyüklüğündeki bir basamak kontrol girişi için durağan cevabı Laplace transformunun son değer teoreminden yararlanarak denklem (7.64) den aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$\Delta y_s = \frac{AK}{\theta_2 k(k_v + k_g) + AKk_g} \Delta F_{is} \quad (7.66)$$

Bu denklemden görüldüğü gibi, sistem yük yayı olmasa dahi konum kontrolü yapabilmektedir.  $k \rightarrow 0$  iken kontrol girişiyle sistem çıkışı arasındaki ilişki aşağıdaki hali alır:

$$\Delta y_s = \frac{1}{k_g} \Delta F_{is} \quad (7.67)$$

Sistemin  $\Delta F_{es}$  büyüklüğündeki basamak bozucu kuvvet girişi için durağan cevabı ise denklem (7.65) den,

$$\Delta y_s = -\frac{1}{k + \frac{AKk_g}{\theta_2(k_v + k_g)}} \Delta F_{es} \quad (7.68)$$

olarak elde edilir. Bu ifade denklem (7.44) ile karşılaştırılırsa, tahrik pistonunun dış kuvvetlere karşı sertliğinin kuvvet geribeslemesiyle daha daha arttığı görülür.

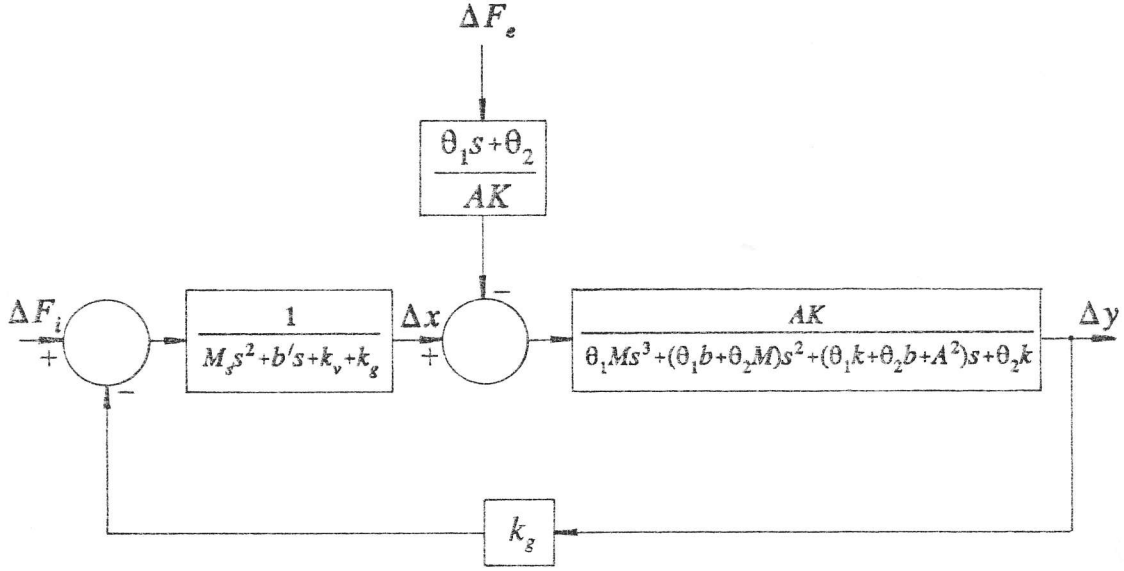
#### *Sistemin Dinamik Davranışı*

Denklem (7.60) ve denklem (7.62) blok diyagramı halinde Şekil 7.7 deki gibi gösterilebilir. Valf kazancı  $K$  nın bu sistemin dinamik davranışı üzerindeki etkisi, karakteristik denklemin köklerinin değişen  $K$  değerleri için çizilen yer eğrilerinden görülebilir. Sistemin açık çevrim transfer fonksiyonu Şekil 7.7 den aşağıdaki gibi yazılabilir:

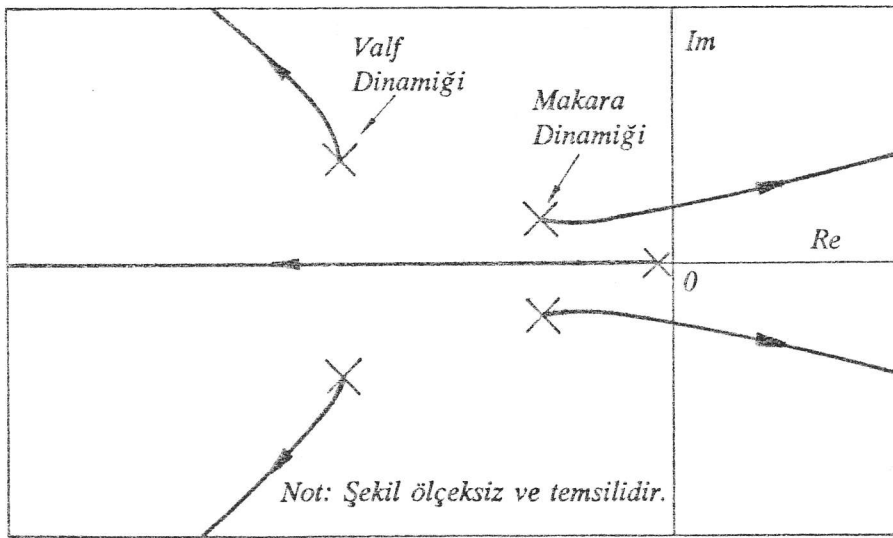
$$G(s)H(s) = \frac{AKk_g}{[\theta_1 Ms^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M)s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2)s + \theta_2 k](M_s s^2 + b's + k_v + k_g)} \quad (7.69)$$

Bu ifadeden görüldüğü gibi, sistemin beş açık çevrim kutbu vardır. Üç açık çevrim kutbu ifadenin paydasındaki ilk çarpandan, iki açık çevrim kutbu ise ikinci çarpandan gelmektedir. Tipik bir sistemde birinci çarpandan gelen kutupların ikisi kompleks eşlenik, birisi ise gerçektir. İkinci çarpandan gelen kutuplar ise normal olarak kompleks eşleniktir. İkinci çarpandan gelen eşlenik

kutuplar, birinci çarpandan gelenlere göre sanal eksene daha yakındır. Bu kabuller içinde çizilen tipik bir yer eğrisi Şekil 7.8 deki gibidir. Şekilden görüldüğü gibi, sanal eksene yakın olan eşlenik açık çevrim kutuplarından çıkan kollar, valf kazancı  $K$  yeterince artırıldığında sanal eksenin sağına geçerek sistemi kararsız yapmaktadır. Bu husus yüksek kazançlı kuvvet geribeslemeli valfların istenmeyen bir özelliğidir.



Şekil 7.7 Kuvvet Geribeslemeli Sistemin Blok Diyagramı

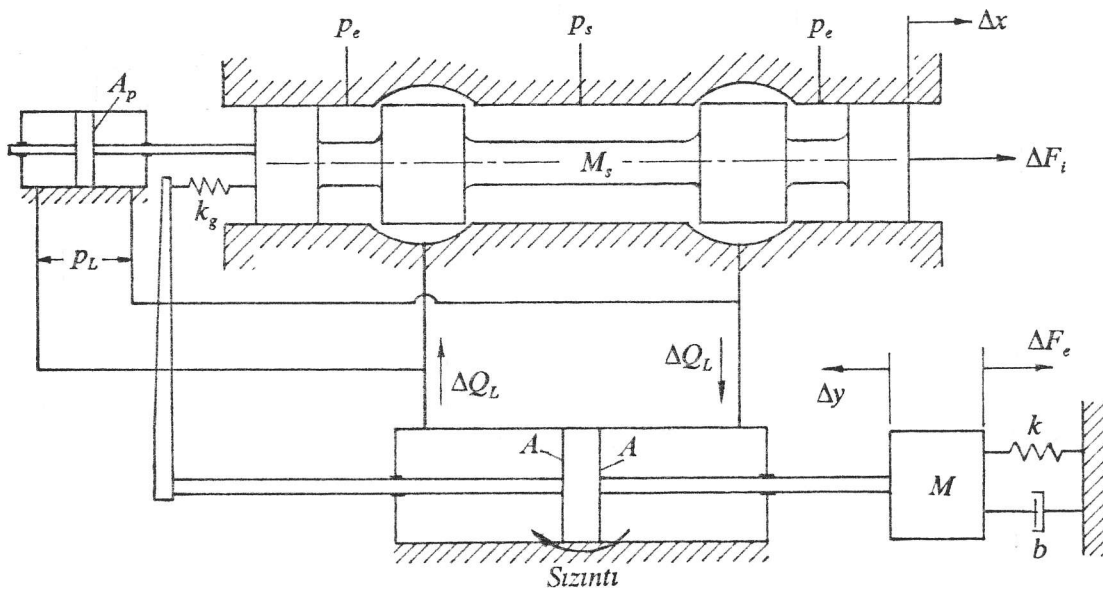


Şekil 7.8 Kuvvet Geribeslemeli Sistem İçin Köklerin Tipik Yer Eğrisi

### 7.6 Yük Basıncı Geribeslemeli Valfla Kontrol

Şekil 7.9 da görülen sistemde, geribesleme yayına ( $k_g$ ) ek olarak, valf makarasına  $A_p$  alanlı bir geribesleme pistonu bağlanmıştır. Bu pistonun iki tarafına yük basıncı farkı  $p_L$  uygulanmaktadır. Geribesleme pistonunun makaraya uyguladığı kuvvet yük basıncıyla orantılı olduğundan, bu tür geribeslemeye "yük basıncı geribeslemesi" denir. Yükün kütle, yay ve sönümleyiciden oluştuğu kabul edilmiştir. Valf makarasına uygulanan  $F_i$  kuvveti sistemin kontrol girişi, tahrik pistonunun konumu  $y$  ise sistem çıkışıdır. Tahrik pistonuna uygulanan dış kuvvet  $F_e$  bozucu girişdir. Yük, çift etkili ve eşit alanlı bir pistonla sürülmektedir. Akışkan sıkıştırılabilirliği ve yapısal esneklik etkilerinin en fazla olduğu durumu inceleyebilmek için yük pistonunun silindirin ortasında olduğu kabul edilecektir. Valf içindeki hacimlerin tahrik silindiri ve bağlantı hatlarının hacimlerine göre çok daha küçük olduğu varsayılmaktadır. Dolayısıyla, akışkan sıkıştırılabilirliği ve yapısal esneklik sadece tahrik silindiri ve bunu besleyen hatlar için önemli olmaktadır. Tahrik pistonu etrafında sızıntı olduğu kabul edilecektir.

Sistemin analizi yapılırken valf makarasının merkez konumuna karşılık gelen statik durum çalışma noktası olarak alınacaktır. Bu durumda tahrik pistonunun silindirin ortasında, geribesleme yayının ise serbest boyda olduğu kabul edilecektir. Çalışma noktasında  $F_i=0$ ,  $x=0$ ,  $y=\dot{y}=0$ ,  $Q_L=0$ ,  $p_L=0$ ,  $F_e=0$  olup, sistemin lineer analizinde  $\Delta F_i$ ,  $\Delta x$ ,  $\Delta y$ ,  $\Delta Q_L, \dots$  biçiminde tanımlanmış sapmalar değişken olarak kullanılacaktır.



Şekil 7.9 Yük Basıncı Geribeslemeli Valfla Kontrol

Daha önce Kısım 7.3 de elde edilmiş olan denklem (7.30) ve denklem (7.31), Şekil 7.9 da görülen sistem için de geçerlidir. (Denklem 7.31 yazılırken geribesleme pistonuna giden debi ihmal edilebilir.) Eğer geribesleme yayının tahrik pistonuna uyguladığı kuvvet piston üzerindeki diğer kuvvetlere göre ihmal edilirse, aşağıda tekrar verilen denklemler (7.33) ve (7.37) de geçerlidir:

$$A\Delta p_L = M\Delta\ddot{y} + b\Delta\dot{y} + k\Delta y + \Delta F_e \quad (7.70)$$

$$[\theta_1 Ms^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M)s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2)s + \theta_2 k]\Delta y(s) = AK\Delta x(s) - (\theta_1 s + \theta_2)\Delta F_e(s) \quad (7.71)$$

Geribesleme pistonu tarafından makaraya uygulanan kuvvet,

$$\Delta F_g = A_p \Delta p_L \quad (7.72)$$

olarak yazılabilir. Denklem (7.70) den  $\Delta p_L$  çözülerek denklem (7.72) de yerine koyulursa geribesleme pistonunun valf makarasına uyguladığı kuvvet

$$\Delta F_g = \frac{A_p M}{A} \Delta\ddot{y} + \frac{A_p b}{A} \Delta\dot{y} + \frac{A_p k}{A} \Delta y + \frac{A_p}{A} \Delta F_e \quad (7.73)$$

veya,

$$\Delta F_g = K_a \Delta\ddot{y} + K_v \Delta\dot{y} + K_p \Delta y + \frac{A_p}{A} \Delta F_e \quad (7.74)$$

şeklinde elde edilir. Burada  $K_p$ ,  $K_v$  ve  $K_a$  sırasıyla pozisyon, hız ve ivme geribesleme katsayıları olup aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$K_p = \frac{A_p k}{A} \quad K_v = \frac{A_p b}{A} \quad K_a = \frac{A_p M}{A} \quad (7.75)$$

Geribesleme yayı ve geribesleme pistonu tarafından uygulanan kuvvetler dikkate alınarak makara kütesine Newton'un 2. Kanunu uygulanırsa,

$$M_s \Delta\ddot{x} = -b' \Delta\dot{x} - k_v \Delta x + \Delta F_i - k_g (\Delta y + \Delta x) - (K_a \Delta\ddot{y} + K_v \Delta\dot{y} + K_p \Delta y + \frac{A_p}{A} \Delta F_e) \quad (7.76)$$

elde edilir. Bu ifadede  $M_s$  makara kütesini,  $b' \Delta\dot{x}$  makara üzerindeki viskoz kuvvetleri,  $k_v \Delta x$  ise daha önce Bölüm 6 da yay kuvveti gibi olduğu belirtilen statik valf kuvvetini (Bernoulli kuvveti) göstermektedir.  $k_g (\Delta y + \Delta x)$  terimi

geribesleme yayı tarafından makaraya uygulanan kuvvettir. Parantez içindeki son kısım ise geribesleme pistonu tarafından uygulanan kuvvettir. Denklem (7.76) nin iki tarafının Laplace transformu başlangıç koşulları sıfır kabul edilerek alınırsa,

$$(M_s s^2 + b's + k_v + k_g) \Delta x(s) = -k_g \Delta y(s) + \Delta F_i(s) - (K_d s^2 + K_v s + K_p) \Delta y(s) - \frac{A_p}{A} \Delta F_e(s) \quad (7.77)$$

bulunur. Denklem (7.71) ve (7.77) arasında  $\Delta x$  yok edilirse, tahrik pistonu konumu  $\Delta y$  ile  $\Delta F_i$  ve  $\Delta F_e$  arasında aşağıdaki denklem bulunur:

$$[\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k] (M_s s^2 + b's + k_v + k_g) + AK(K_d s^2 + K_v s + K_p) + AKk_g \Delta y(s) = AK \Delta F_i(s) - [(\theta_1 s + \theta_2) (M_s s^2 + b's + k_v + k_g) + KA_p] \Delta F_e(s) \quad (7.78)$$

Bu denklemden  $\Delta y$  ile  $\Delta F_i$  ve  $\Delta y$  ile  $\Delta F_e$  arasındaki transfer fonksiyonları aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\frac{\Delta y(s)}{\Delta F_i(s)} = \frac{AK}{[\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k] (M_s s^2 + b's + k_v + k_g) + AK(K_d s^2 + K_v s + K_p) + AKk_g} \quad (7.79)$$

$$\frac{\Delta y(s)}{\Delta F_e(s)} = \frac{-[(\theta_1 s + \theta_2) (M_s s^2 + b's + k_v + k_g) + KA_p]}{[\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k] (M_s s^2 + b's + k_v + k_g) + AK(K_d s^2 + K_v s + K_p) + AKk_g} \quad (7.80)$$

### Sistemin Statik Davranışı

Sistemin  $\Delta F_{is}$  büyüklüğündeki bir basamak kontrol girişine durağan cevabı Laplace transformunun son değer teoreminden yararlanarak denklem (7.79) dan aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$\Delta y_s = \frac{AK}{\theta_2 k(k_v + k_g) + AKk_g + KA_p k} \Delta F_{is} \quad (7.81)$$

Eğer  $A_p = 0$  alınırsa, bu denklem kuvvet geribesleme için daha önce elde edilen denklem (7.66) ya indirgenir. Denklem (7.81) de  $k=0$  ise,  $A_p = 0$  alındığı takdirde, verilen bir  $\Delta F_{is}$  değeri için elde edilecek  $\Delta y_s$  değeri  $A_p = 0$  için elde edilecek değere göre daha azdır. Bu durum biraz aşağıda görüleceği gibi, sistemin bozucu kuvvet girişlerine karşı duyarlılığının artmasından kaynaklanmaktadır. (Yük yayı tarafından uygulanan kuvvet de sistemi aynı büyüklükte bir bozucu kuvvet kadar etkiler.)  $k=0$  iken ise denklem (7.81) aşağıdaki hali alır:

$$\Delta y_s = \frac{1}{k_g} \Delta F_{is} \quad (7.82)$$

Sistemin  $\Delta F_{es}$  büyüklüğündeki basamak bozucu kuvvet girişine durağan cevabı ise denklem (7.80) den,

$$\Delta y_s = - \frac{[\theta_2(k_v + k_g) + KA_p]}{\theta_2 k(k_v + k_g) + AKk_g + AKK_p} \Delta F_{es} \quad (7.83)$$

olarak bulunur. Bu denklemde  $K_p$  nin denklem (7.75) de verilen tanımını kullanılarak terimler yeniden düzenlenirse,

$$\Delta y_s = - \frac{1}{k + \frac{AKk_g}{\theta_2(k_v + k_g) + KA_p}} \Delta F_{es} \quad (7.84)$$

elde edilir. Bu ifadede  $A_p = 0$  alınırsa, ifade kuvvet geribeslemeli valf için daha önce elde edilen denklem (7.68) bulunur.  $A_p = 0$  in denklem (7.84) ilave edilmesi,  $\Delta F_{es}$  nin katsayısının büyüklüğünü artırır. Yani, yük basıncı geribeslemesinin sisteme ilavesiyle tahrik pistonunun dış kuvvetlere karşı sertliği azalır ve sistemin statik performansı kötüleşir.

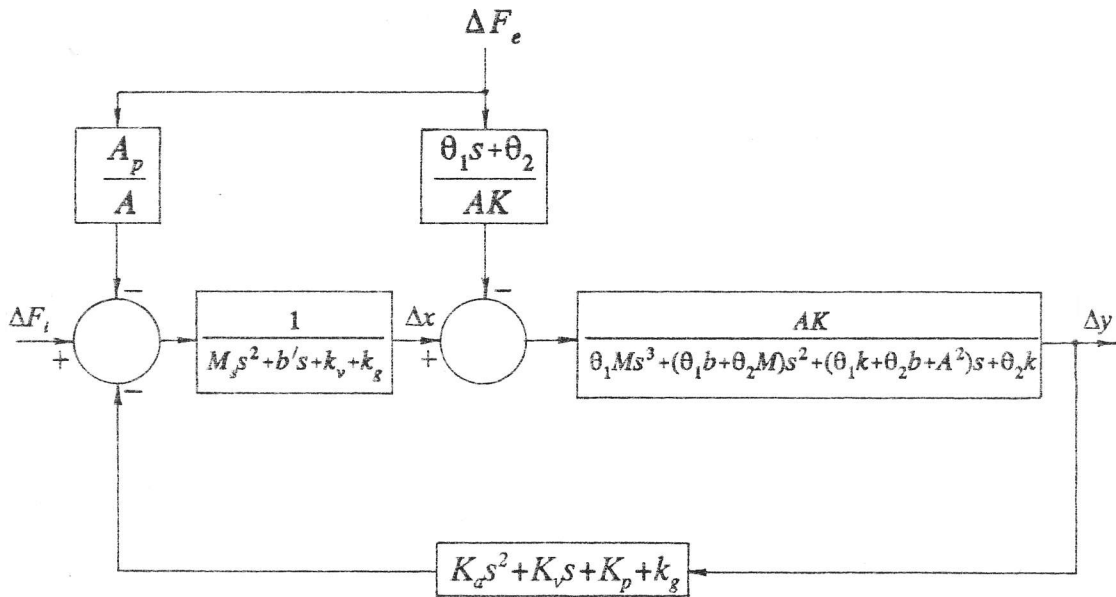


### Sistemin Dinamik Davranışı

Denklem (7.71) ve denklem (7.77) blok diyagramı halinde Şekil 7.10 daki gibi gösterilebilir. Sistemin açık çevrim transfer fonksiyonu ise bu blok diyagramından aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$G(s)H(s) = \frac{AK(K_a s^2 + K_v s + K_p + k_g)}{[\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k](M s^2 + b' s + k_v + k_g)} \quad (7.85)$$

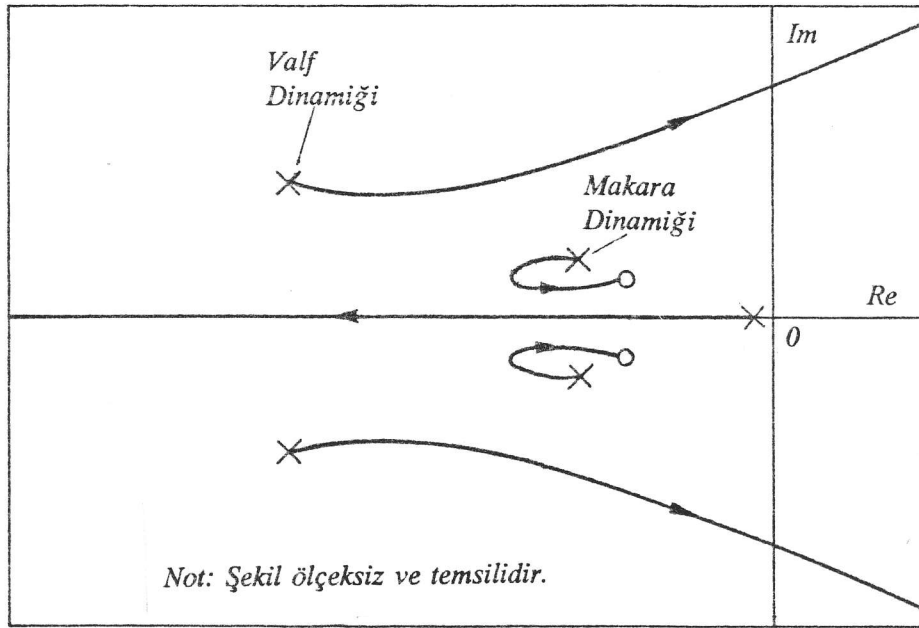
Bu ifadeden görüldüğü gibi, yük basıncı geribeslemeli sistemin açık çevrim kutupları daha önce incelenen kuvvet geribeslemeli sistemin açık çevrim kutupları gibidir. İfadenin paydasındaki ilk çarpandan üç adet, ikinci çarpandan ise iki adet açık çevrim kutbu gelmektedir. Bölüm 7.4 de belirtildiği gibi, birinci çarpandan gelen kutupların ikisi kompleks eşlenik, birisi ise gerçektir. İkinci çarpandan gelen kutuplar ise kompleks eşleniktir. İkinci çarpandan gelen eşlenik kutuplar, birinci çarpandan gelenlere göre sanal eksene daha yakındır. Yük basıncı geribeslemeli sistemde bu kutupların yanısıra iki adet de açık çevrim sıfır vardır. Bu sıfırlar denklem (7.85) in pay polinomunun kökleri olup, sistemin tasarımı sırasında bunlar kompleks eşlenik seçilir ve sanal eksene yakın kompleks açık çevrim kutuplarının yakınına yerleştirilir.



Şekil 7.10 Yük Basıncı Geribeslemeli Sistemin Blok Diyagramı

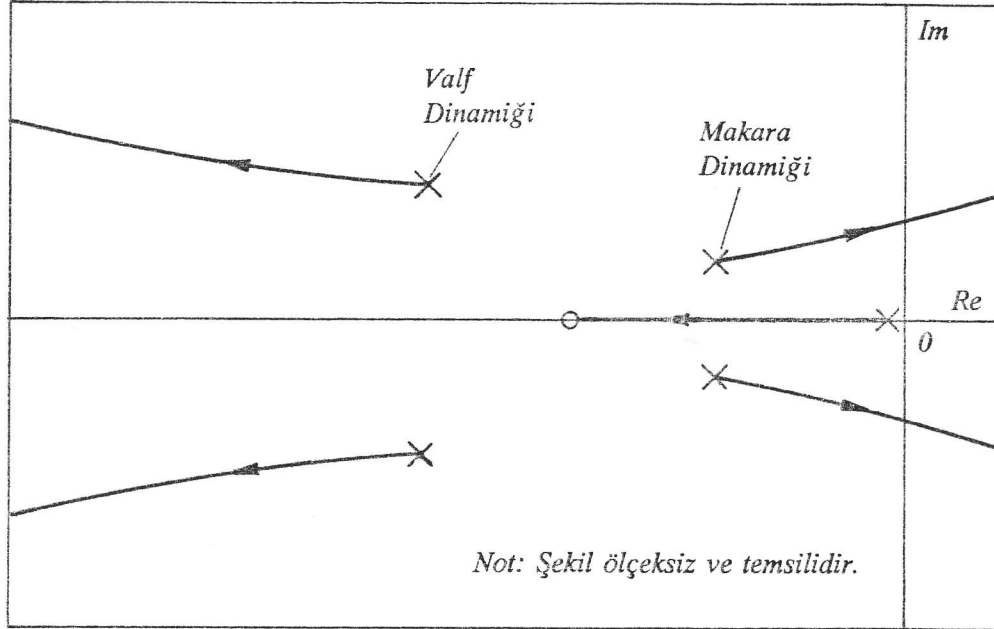
Valf kazancı  $K$  nın sistemin dinamik davranışı üzerindeki etkisi, karakteristik denklemin köklerinin değişen  $K$  değerleri için çizilen yer eğrilerinden görülebilir. Yukarıdaki kabuller içinde çizilen tipik bir yer eğrisi Şekil 7.11 deki gibidir. Şekilden görüldüğü gibi, sanal eksene yakın olan eşlenik açık çevrim kutuplarından çıkan kollar, valf kazancı  $K$  artırıldığında, kuvvet geribeslemeli sistemde olduğu gibi sanal eksenin sağına geçerek sonsuza gideceğine, açık çevrim sıfırlarına gitmektedir. Sanal eksenenden uzak olan açık çevrim kutuplarından çıkan kollar sanal eksenin sağına geçmektedir. Ancak bunun sebep olduğu kararsızlık kuvvet geribeslemeli sisteme göre daha büyük  $K$  değerlerinde olur. Yani, yük basıncı geribeslemesinin sisteme ilavesi sonucu sistemin kararlılığı artar ve dinamik davranışı iyileşir.

Şekil 7.10 incelenirse, yük basıncı geribeslemesinin sisteme ivme ve hız geribesleme işlevlerini eklediği görülür. İvme veya hız geribeslemesinin tek başına eklenmesi ise (örneğin harici bir transdüser kullanarak) sistemde istenilen kararlılığı sağlamak için yeterli değildir. Şekil 7.12 de kuvvet geribeslemeli sisteme sadece hız geribeslemesi eklendiğinde elde edilen köklerin yer eğrileri görülmektedir. Bu durumda  $K$  nın değeri artırıldıkça sanal eksene yakın açık çevrim kutuplarından çıkan kollar sanal eksenini geçtiğinden sistemin kararlılığı kuvvet geribeslemeli sistemden pek farklı değildir. Şekil 7.13 de ise sadece ivme geribeslemesi eklendiğinde elde edilen köklerin yer eğrileri verilmiştir. Burada ise  $K$  nın değeri artırıldıkça sanal eksene yakın açık

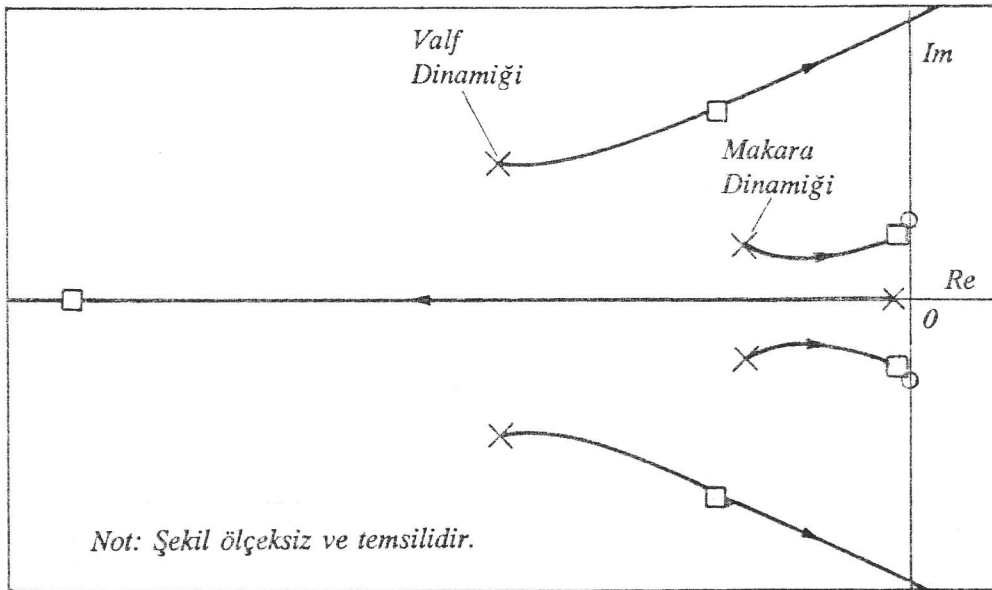


Şekil 7.11 Yük Basıncı Geribeslemeli Sistem İçin Köklerin Tipik Yer Eğrisi

çevrim kutuplarından çıkan kollar sanal eksen üzerindeki sıfırlara hızla yaklaştığından diğer iki kol sistemi kararsızlığa götürmeden çok önce marjinal kararlılığa yakın bir davranış görülür. (Şekilde büyük bir  $K$  değeri için elde edilecek kapalı çevrim kutupları temsili olarak karelerle gösterilmiştir.)



Şekil 7.12 Hız Geribeslemeli Sistem İçin Köklerin Tipik Yer Eğrisi



Şekil 7.13 İvme Geribeslemeli Sistem İçin Köklerin Tipik Yer Eğrisi

## 7.7 Dinamik Yük Basıncı Geribeslemeli Valfla Kontrol

### 7.7.1 Akışkanlı RC-Devresi

Şekil 7.14(a) da verilen akışkanlı sistemi ele alalım. Şekilde görülen silindirin içinde kütlesi ( $m$ ) mümkün olduğu kadar küçük olan yüzer bir piston vardır. Bu piston iki taraftan toplam sabiti  $k$  olan yaylarla yerinde tutulmaktadır. Devrede yer alan  $R$  direnci lineerdir. Sisteme  $p_1(t)$  gibi bir basınç kaynağı uygulanmaktadır. Bunun sonucu  $R$  direnci üzerindeki basınç farkı  $p_2$  nin nasıl değiştiği incelenecektir. Sistem dinamiğinin bilinen yöntemleri kullanılırsa sistemin lineer grafiği Şekil 7.15 deki gibi kolayca elde edilir.<sup>1</sup> Bu grafik esas alınarak eleman denklemleri yazılırsa,

$$\begin{aligned} p_1 A &= f_1 & Q_1 &= -AV & Q_2 &= AV & -p_2 A &= f_2 \\ m \dot{V} &= f_m & kV &= \dot{f}_k & p_2 &= RQ_R \end{aligned} \quad (7.86)$$

elde edilir. Süreklilik şartının uygulanması sonucu ise,

$$f_1 + f_k + f_m + f_2 = 0 \quad Q_2 + Q_R = 0 \quad (7.87)$$

bulunur. Bu denklemler arasında gerekli yoketme işlemleri yapıp sonuç uygun biçimde düzenlenirse,  $p_2$  cinsinden aşağıdaki diferansiyel denklem elde edilir:

$$\frac{m}{k} \ddot{p}_2 + \frac{A^2 R}{k} \dot{p}_2 + p_2 = \frac{A^2 R}{k} \dot{p}_1 \quad (7.88)$$

$p_1$  girişi ile  $p_2$  çıkışı arasındaki transfer fonksiyonu ise bu denklemden,

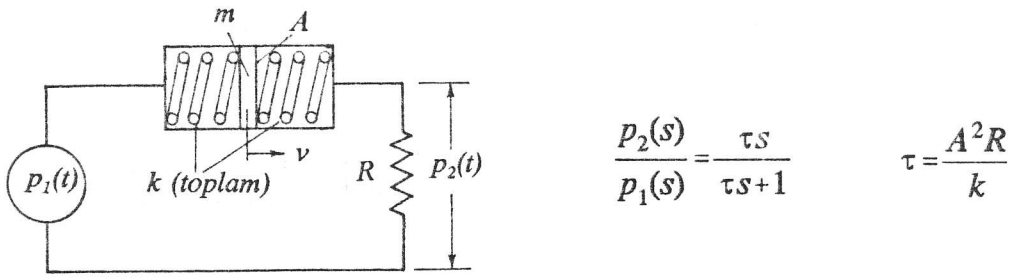
$$\frac{p_2(s)}{p_1(s)} = \frac{A^2 R/k}{(m/k)s^2 + (A^2 R/k)s + 1} \quad (7.89)$$

olarak bulunur. Eğer piston kütlesi  $m$  ihmal edilebilecek kadar küçükse, transfer fonksiyonu,

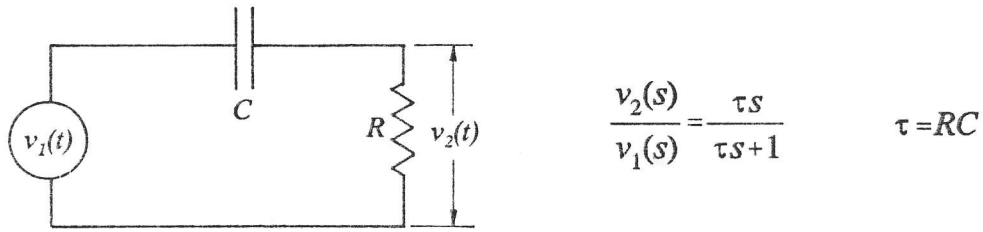
$$\frac{p_2(s)}{p_1(s)} = \frac{(A^2 R/k)}{(A^2 R/k)s + 1} \quad (7.90)$$

halini alır. Sistemin zaman sabiti  $\tau$  ise,

<sup>1</sup>Bakınız: Ercan, Y., "Mühendislik Sistemlerinin Modellenmesi ve Dinamiği", Gazi Üniversitesi Yayınları No.179, ISBN 507-975-045-1, Ankara, 1992.

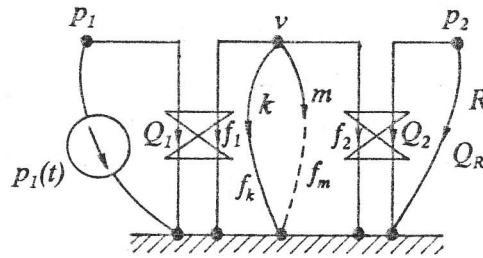


(a) Akışkanlı Sistem



(b) Elektrik Sistemi

Şekil 7.14 Akışkanlı ve Elektrik RC-Devreleri



Şekil 7.15 Akışkanlı RC-Devresinin Lineer Grafiği

$$\tau = \frac{A^2 R}{k} \quad (7.91)$$

olarak tanımlanırsa, giriş ve çıkış arasındaki transfer fonksiyonu kısaca aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{p_2(s)}{p_1(s)} = \frac{\tau s}{\tau s + 1} \quad (7.92)$$

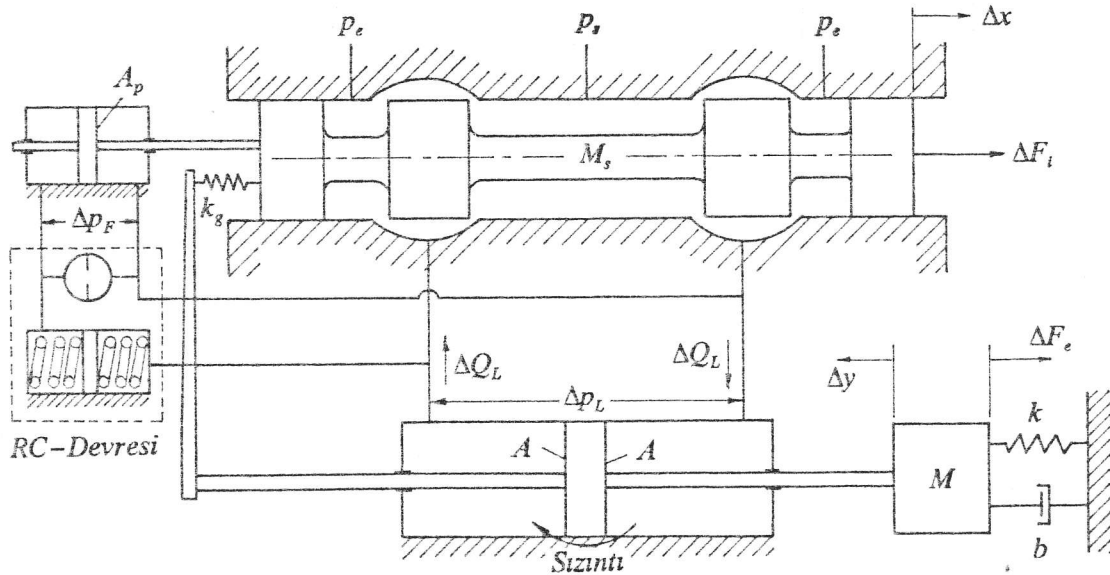
Bu transfer fonksiyonu Şekil 7.14(b) de verilen elektrik RC-devresinin girişi

$v_1$  ile,  $R$  direnci üzerindeki gerilim farkı  $v_2$  arasındaki transfer fonksiyonu ile aynıdır. Yani, Şekil 7.14(a) daki sistem akışkanlı bir  $RC$ -devresidir. Bu devredeki yayla yüklü yüzer pistonlu silindir bir akışkan kapasitansı gibi davranır.

### 7.7.2 Dinamik Yük Basıncı Geribeslemeli Valf

Yük basıncı geribeslemeli bir valfa Şekil 7.16 daki gibi akışkanlı  $RC$ -devresi elemanları eklenirse "*dinamik yük basıncı geribeslemeli valf*" elde edilir. Bu sistemde  $A_p$  alanlı geribesleme pistonunun iki tarafına yük basıncı farkı  $p_L$  yerine  $RC$ -devresinin direnci üzerindeki basınç farkı uygulanmaktadır.

Yükün kütle, yay ve sönümleyiciden oluştuğu kabul edilmiştir. Valf makarasına uygulanan  $F_i$  kuvveti sistemin kontrol girişi, tahrik pistonunun konumu  $y$  ise sistem çıkışıdır. Tahrik pistonuna uygulanan dış kuvvet  $F_e$  bozucu girişdir. Yük, çift etkili ve eşit alanlı bir pistonla sürülmektedir. Akışkan sıkıştırılabilirliği ve yapısal esneklik etkilerinin en fazla olduğu durumu inceleyebilmek için yük pistonunun silindirin ortasında olduğu kabul edilecektir. Valf içindeki hacimlerin tahrik silindiri ve bağlantı hatlarının hacimlerine göre çok daha küçük olduğu varsayılmaktadır. Dolayısıyla, akışkan sıkıştırılabilirliği ve yapısal esneklik sadece tahrik silindiri ve bunu besleyen hatlar için önemlidir. Tahrik pistonu etrafında sızıntı olduğu kabul edilecektir.



Şekil 7.16 Dinamik Yük Basıncı Geribeslemeli Valfla Kontrol

Sistemin analizi yapılırken valf makarasının merkez konumuna karşılık gelen statik durum çalışma noktası olarak alınacaktır. Bu durumda tahrik pistonunun silindirin ortasında, geribesleme yayının ise serbest boyda olduğu kabul edilecektir. Çalışma noktasında  $F_i=0$ ,  $x=0$ ,  $y=\dot{y}=0$ ,  $Q_L=0$ ,  $p_L=0$ ,  $F_e=0$  olup, sistemin lineer analizinde  $\Delta F_i$ ,  $\Delta x$ ,  $\Delta y$ ,  $\Delta Q_L, \dots$  biçiminde tanımlanmış sapmalar değişken olarak kullanılacaktır.

Daha önce Kısım 7.3 de elde edilmiş olan denklem (7.30) ve denklem (7.31), Şekil 7.16 da görülen sistem için de geçerlidir. (Denklem 7.31 yazılırken geribesleme pistonuna giden debi ihmal edilebilir.) Eğer geribesleme yayının tahrik pistonuna uyguladığı kuvvet piston üzerindeki diğer kuvvetlere göre ihmal edilirse, aşağıda tekrar verilen denklem (7.33) ve denklem (7.37) de geçerlidir:

$$A\Delta p_L = M\Delta \ddot{y} + b\Delta \dot{y} + k\Delta y + \Delta F_e \quad (7.93)$$

$$[\theta_1 Ms^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M)s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2)s + \theta_2 k]\Delta y(s) = AK\Delta x(s) - (\theta_1 s + \theta_2)\Delta F_e(s) \quad (7.94)$$

Yük basıncı  $p_L$  ile geribesleme pistonuna beslenen basınç  $p_F$  arasındaki transfer fonksiyonu denklem (7.92) den yararlanarak,

$$\frac{\Delta p_F(s)}{\Delta p_L(s)} = \frac{\tau s}{\tau s + 1} \quad (7.95)$$

olarak bulunur. Burada  $\tau$  sistemde kullanılan RC-devresinin zaman sabitidir. Geribesleme pistonu tarafından makaraya uygulanan kuvvet ise,

$$\Delta F_g = A_p \Delta p_F = \frac{A_p \tau s}{\tau s + 1} \Delta p_L(s) \quad (7.96)$$

olarak yazılabilir. Denklem (7.93) den  $\Delta p_L$  çözülerek denklem (7.96) da yerine koyulursa geribesleme pistonunun valf makarasına uyguladığı kuvvet,

$$\Delta F_g = \left(\frac{\tau s}{\tau s + 1}\right) \left(\frac{A_p M}{A} \Delta \ddot{y} + \frac{A_p b}{A} \Delta \dot{y} + \frac{A_p k}{A} \Delta y + \frac{A_p}{A} \Delta F_e\right) \quad (7.97)$$

veya,

$$\Delta F_g = \left(\frac{\tau s}{\tau s + 1}\right) (K_a \Delta \ddot{y} + K_v \Delta \dot{y} + K_p \Delta y + \frac{A_p}{A} \Delta F_e) \quad (7.98)$$

şeklinde elde edilir. Burada  $K_p$ ,  $K_v$  ve  $K_a$  sırasıyla pozisyon, hız ve ivme geribesleme katsayıları olup aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$K_p = \frac{A_p k}{A} \quad K_v = \frac{A_p b}{A} \quad K_a = \frac{A_p M}{A} \quad (7.99)$$

Geribesleme yayı ve geribesleme pistonu tarafından uygulanan kuvvetler dikkate alınarak makara kütlelerine Newton'un 2. Kanunu uygulanırsa,

$$M_s \Delta \ddot{x} = -b' \Delta \dot{x} - k_s \Delta x + \Delta F_i - k_g (\Delta y + \Delta x) - [(K_a \Delta \ddot{y} + K_v \Delta \dot{y} + K_p \Delta y + \frac{A_p}{A} \Delta F_e) (\frac{\tau s}{\tau s + 1})] \quad (7.100)$$

elde edilir. Bu ifadede  $M_s$  makara kütlelerini,  $b' \Delta x$  makara üzerindeki viskoz kuvvetleri,  $k_s \Delta x$  ise daha önce Bölüm 6 da yay kuvveti gibi olduğu belirtilen statik valf kuvvetini (Bernoulli kuvveti) göstermektedir.  $k_g (\Delta y + \Delta x)$  terimi geribesleme yayı tarafından makaraya uygulanan kuvvettir. Köşeli parantez içindeki son kısım ise geribesleme pistonu tarafından uygulanan kuvvettir. Denklem (7.100) ün iki tarafının Laplace transformu başlangıç koşulları sıfır kabul edilerek alınır,

$$(M_s s^2 + b' s + k_s + k_g) \Delta x(s) = -k_g \Delta y(s) + \Delta F_i(s) - (K_a s^2 + K_v s + K_p) (\frac{\tau s}{\tau s + 1}) \Delta y(s) - \frac{A_p}{A} (\frac{\tau s}{\tau s + 1}) \Delta F_e(s) \quad (7.101)$$

bulunur. Denklem (7.94) ve (7.101) arasında  $\Delta x$  yok edilerek gerekli düzenlemeler yapılırsa, tahrik pistonu konumu  $\Delta y$  ile  $\Delta F_i$  ve  $\Delta F_e$  arasında aşağıdaki denklem bulunur:

$$\begin{aligned} & ((\tau s + 1) [\theta_1 M s^2 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k]) (M_s s^2 + b' s + k_s + k_g) \\ & + A K k_g (\tau s + 1) + A K (K_a s^2 + K_v s + K_p) \tau s \Delta y(s) = A K (\tau s + 1) \Delta F_i(s) \\ & - [(\tau s + 1) (\theta_1 s + \theta_2) (M_s s^2 + b' s + k_s + k_g) + A_p K \tau s] \Delta F_e(s) \end{aligned} \quad (7.102)$$



Bu denklemden  $\Delta y$  ile  $\Delta F_i$  ve  $\Delta y$  ile  $\Delta F_e$  arasındaki transfer fonksiyonları aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\frac{\Delta y(s)}{\Delta F_i(s)} = \frac{AK(\tau s+1)}{(\tau s+1)[\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k](M s^2 + b' s + k_v + k_g) + AKk_g(\tau s+1) + AK(K_d s^2 + K_v s + K_p)\tau s} \quad (7.103)$$

$$\frac{\Delta y(s)}{\Delta F_e(s)} = \frac{-[(\tau s+1)(\theta_1 s + \theta_2)(M s^2 + b' s + k_v + k_g) + A_p K \tau s]}{(\tau s+1)[\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k](M s^2 + b' s + k_v + k_g) + AKk_g(\tau s+1) + AK(K_d s^2 + K_v s + K_p)\tau s} \quad (7.104)$$

#### Sistemin Statik Davranışı

Sistemin  $\Delta F_{is}$  büyüklüğündeki bir basamak kontrol girişine durağan cevabı Laplace transformunun son değer teoreminden yararlanarak denklem (7.103) den aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$\Delta y_s = \frac{AK}{\theta_2 k(k_v + k_g) + AKk_g} \Delta F_{is} \quad (7.105)$$

Görüldüğü gibi, bu denklem kuvvet geribesleme için daha önce elde edilen denklem (7.66) ile aynıdır.  $k=0$  ise, denklem (7.105) aşağıdaki hali alır:

$$\Delta y_s = \frac{1}{k_g} \Delta F_{is} \quad (7.106)$$

Sistemin  $\Delta F_{es}$  büyüklüğündeki basamak bozucu kuvvet girişine durağan cevabı ise denklem (7.104) den,

$$\Delta y_s = -\frac{\theta_2(k_v + k_g)}{\theta_2 k(k_v + k_g) + AKk_g} \Delta F_{es} = -\frac{1}{k + \frac{AKk_g}{\theta_2(k_v + k_g)}} \Delta F_{es} \quad (7.107)$$

olarak bulunur. Bu denklem de daha önce kuvvet geribeslemeli sistem için elde

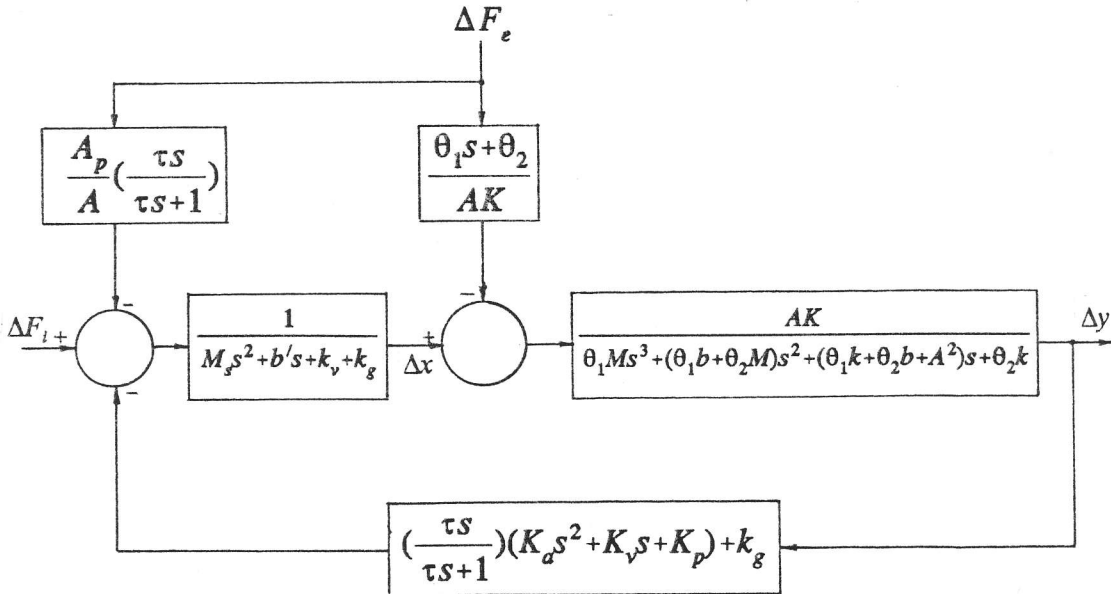
edilen denklem (7.68) ile aynıdır. Ancak, biraz aşağıda sistemin dinamik davranışının incelenmesi sırasında görüleceği gibi, dinamik basınç geribeslemeli sistemler sistem kararlılığını bozmadan çok yüksek kazanç değerlerinde çalıştırılabilir. Böylelikle, denklem (7.107) deki  $\Delta F_{es}$  nin katsayısı kuvvet geribeslemeli sistemlere göre daha küçük değerlerde tutulabildiğinden, tahrik pistonunun dış kuvvetlere karşı sertliği daha da artırılabilir. Bunun sonucu, dinamik yük basıncı geribeslemeli sistemin statik performansı kuvvet geribeslemeli sisteme göre çok daha iyi olur.

### Sistemin Dinamik Davranışı

Denklem (7.94) ve denklem (7.101) blok diyagramı halinde Şekil 7.17 deki gibi gösterilebilir. Sistemin açık çevrim transfer fonksiyonu ise bu blok diyagramından aşağıdaki gibi yazılabilir:

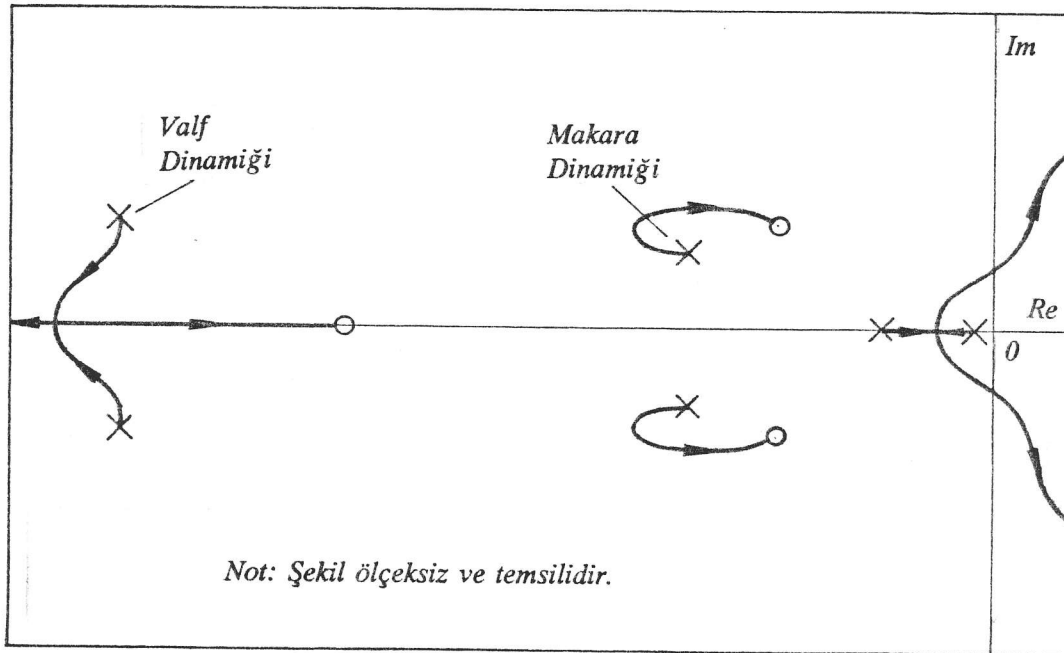
$$G(s)H(s) = \frac{AK[K_a \tau s^3 + K_v \tau s^2 + (K_p + k_g) \tau s + k_g]}{(\tau s + 1)[\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k](M_s s^2 + b' s + k_v + k_g)} \quad (7.108)$$

Bu ifadeden görüldüğü gibi, dinamik yük basıncı geribeslemeli sistemin açık çevrim kutuplarından beş tanesi daha önce incelenen kuvvet geribeslemeli

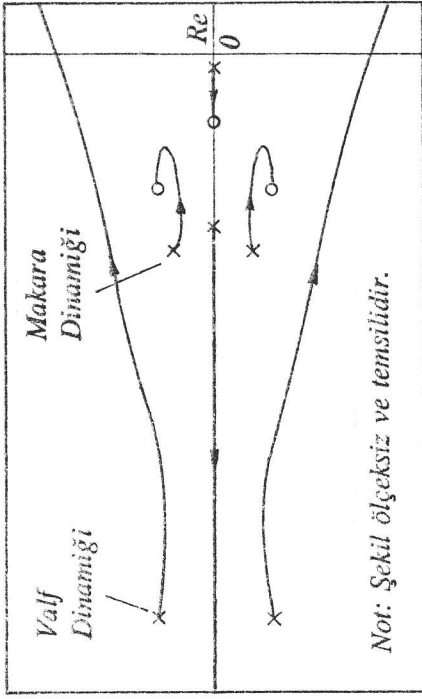


Şekil 7.17 Dinamik Yük Basıncı Geribeslemeli Sistemin Blok Diyagramı

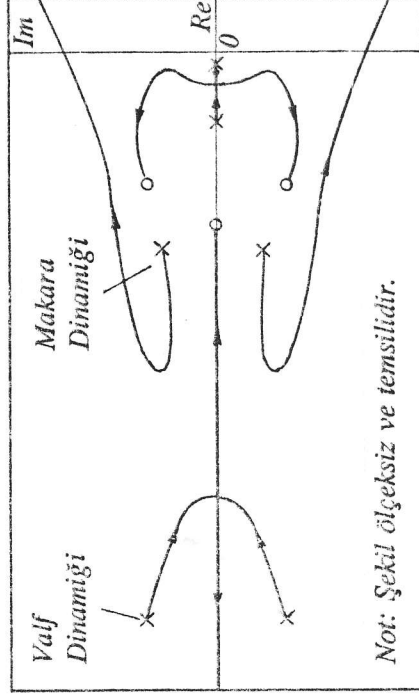
sistemin açık çevrim kutupları gibidir. Bölüm 7.4 de belirtildiği gibi, ifadenin paydasındaki ikinci çarpandan gelen kutupların ikisi kompleks eşlenik, birisi ise gerçektir. Üçüncü çarpandan gelen kutuplar ise kompleks eşleniktir. Üçüncü çarpandan gelen eşlenik kutuplar, ikinci çarpandan gelenlere göre sanal eksene daha yakındır. Bu kutuplara ek olarak ifadenin paydasındaki ilk çarpandan  $-1/\tau$  değerinde bir tane daha gerçek açık çevrim kutbu gelmektedir. Dinamik yük basıncı geribeslemeli sistemde bu kutupların yanısıra üç adet de açık çevrim sıfırı vardır. Bu sıfırlar denklem (7.108) in pay polinomunun kökleri olup, bunların ikisi kompleks eşlenik, biri ise gerçektir. Sistemin tasarımı sırasında kompleks eşlenik sıfırlar sanal eksene yakın kompleks açık çevrim kutuplarının yakınına yerleştirilir. Gerçek açık çevrim sıfırının reel eksen üzerindeki konumunun belirlenmesi ise özel dikkat ister. Bu sıfırın konumuna göre birbirinden çok farklı davranışlar gösteren sistemler elde edilebilir. Eğer bu sıfır gerçek açık çevrim kutuplarının sol tarafında ve uzağında yer alırsa değişen valf kazançları için Şekil 7.18 dekine benzer kök yer eğrileri elde edilir. Bu durumda sanal eksen yakınındaki iki gerçek açık çevrim kutbundan çıkan kollar sanal ekseninin sağ tarafına nisbeten küçük kazanç değerlerinde geçtiği için sistemin kararlılığı iyi değildir. Buna karşılık  $-1/\tau$  daki açık çevrim kutbu ve gerçek açık çevrim sıfırı sanal eksenden yeterince uzaklaştırılırsa (Şekil 7.19a ve 7.19b), ya da gerçek açık çevrim sıfırı iki gerçek açık çevrim kutbunun arasına yerleştirilirse (Şekil 7.19c), ya da gerçek açık çevrim sıfırı iki gerçek



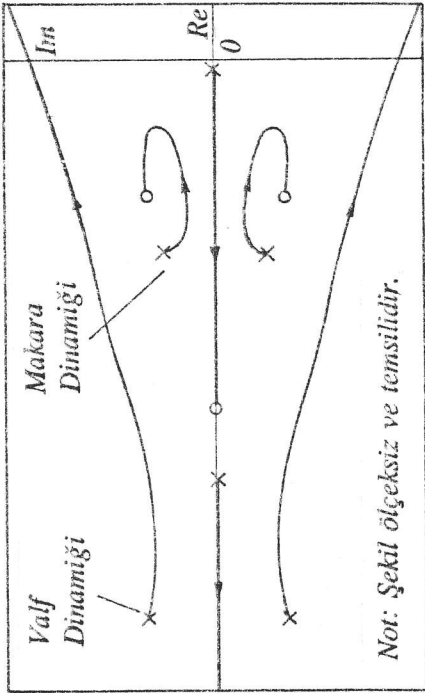
Şekil 7.18 Ayarlanmamış Dinamik Yük Basıncı Geribeslemeli Sistem İçin Köklerin Tipik Yer Eğrisi



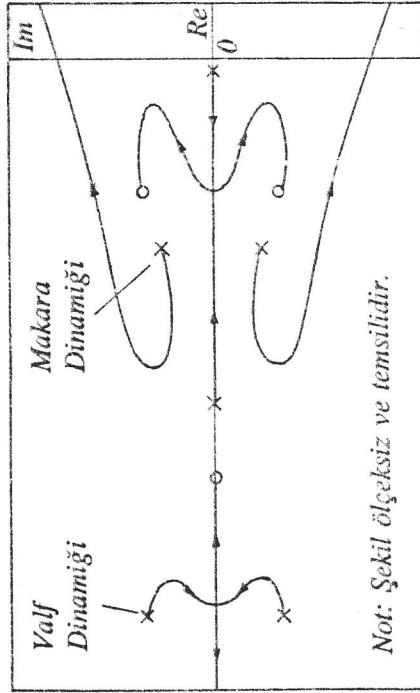
(c)



(d)



(a)



(b)

Şekil 7.19 Ayarlanmış Dinamik Yük Basıncı Geribeslemeli Sistem İçin Köklerin Tipik Yer Eğrileri

açık çevrim kutbunun solunda ve sanal eksen yakınındaysa (Şekil 7.19d), kompleks açık çevrim kutuplarından çıkan kollar sanal eksenini geçer. Bu kollar sanal eksenin sağına Şekil 7.18 dekine göre çok daha yüksek kazanç değerlerinde geçer. Dolayısıyla sistemin marjinal kararlılığı çok daha iyidir. Dinamik yük basıncı geribeslemeli sistemlerin tasarımı sırasında bu durumların incelenerek kompleks açık çevrim kutuplarından çıkan kolların sanal eksenini yüksek kazanç değerlerinde geçmesinin sağlanması esastır. Bu işleme "*sistemin ayarlanması*" denir.

### 7.8 Kuvvet, Yük Basıncı ve Dinamik Yük Basıncı Geribeslemeli Valfların Statik ve Dinamik Davranışlarının Karşılaştırması

Yukarıdaki bölümlerde ayrı ayrı incelenen kuvvet, yük basıncı ve dinamik yük basıncı geribeslemeli valflarla kontrol edilen sistemlerin statik ve dinamik davranışları karşılaştırıldığında, bu geribesleme mekanizmalarının sistem davranışı üzerindeki etkileri aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- Geribesleme kullanmayan bir valfa kuvvet geribeslemesi ilave edildiğinde, sistemin dış zorlama kuvvetlerine karşı sertliği artar. Yani, statik davranışı iyileşir. Valf kazancı artırıldıkça iyileşme de artar (denklem 7.68). Ancak valf kazancının artırılması sistemin kararlılığını azaltır ve sistemin dinamik davranışını bozar. Bu yüzden kuvvet geribeslemeli valf statik davranışı iyi, ancak dinamik davranışı o kadar iyi olmayan bir kontrol sistemi verir.

- Kuvvet geribeslemeli sisteme yük basıncı geribeslemesi ilave edildiğinde sistemin kararlılığı artar ve dinamik davranışı iyileşir. Buna karşılık dış zorlama kuvvetlerine karşı sertliği azalır. Yani, statik davranışı kuvvet geri beslemeli sisteme göre daha kötü olur.

- Kuvvet geribeslemeli sisteme dinamik yük basıncı geribeslemesi eklenerek parametreler uygun şekilde ayarlanırsa, sistemin dinamik davranışı iyileşir. Yüksek valf kazançlarında bile kararlı sistemler elde edilir. Sistemin statik davranışı valf kazancı artırıldıkça daha iyileştiğinden üstün statik performans özellikleri sağlanabilir.



## Bölüm 8

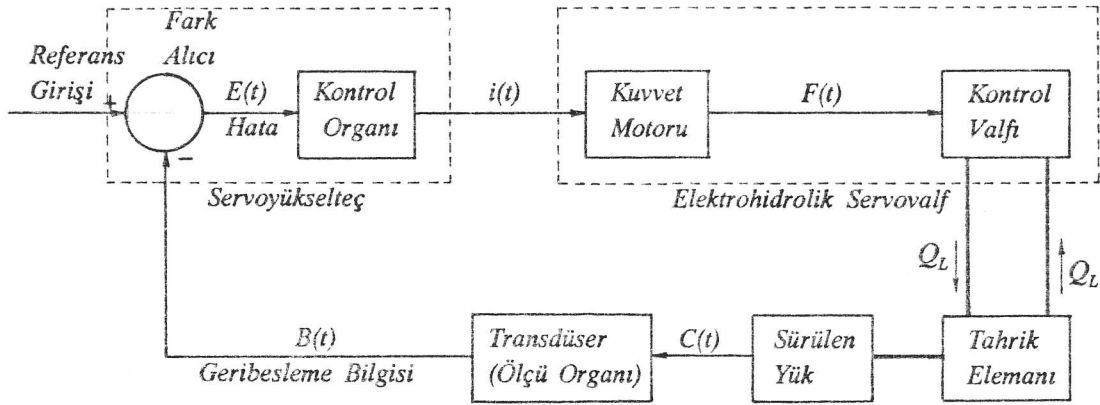
### KAPALI ÇEVİRİM

### ELEKTROHİDROLİK KONTROL

Bundan önceki bölümlerde valflar tek başlarına incelenmişti. Bu bölümde ise kontrol valflarının kapalı çevrim içinde kullanıldığı, servo sistemlerinin analizleri ele alınacaktır. Kısım 8.1 de incelenen servo sistemleri analog yapıda olup akışkan gücü kontrolünün klasik uygulaması olarak düşünülebilir. Kısım 8.2 de ise bilgisayar kullanımıyla gerçekleştirilen sayısal akışkan gücü kontrolü üzerinde durulacaktır. Kontrol sistemi teorisinin bilinen analiz ve tasarım yöntemleri burada tekrar edilmeyecek, konunun incelenmesi sistem modellemesi ve sistem davranışını veren denklemlerin elde edilmesiyle sınırlı kalacaktır. Kontrol sisteminin yapısı hidrolik ve pnömatik sistemlerde aynıdır. Ancak kontrol valflarının karakteristikleri; yük debisi ve yük hızı arasındaki ilişkiler hidrolik ve pnömatik sistemlerde farklıdır. Burada sunulan incelemede bu ilişkiler yazılırken hidrolik sistem kullanıldığı kabul edilecektir.

#### 8.1 Analog Elektrohidrolik Kontrol

Şekil 8.1 de analog bir elektrohidrolik servo sistemin elemanları şematik olarak gösterilmiştir. Bu sistemde valfın içinde yer alabilecek iç geribesleme mekanizmalarının (kuvvet, yük basıncı, dinamik yük basıncı geribesleme gibi) yanı sıra bir de dış geribesleme hattı bulunmaktadır. Bu hat üzerindeki bir *transdüser*'le, kontrol edilmek istenen değişkenin (konum, hız, ivme) değeri ölçülerek geribeslenmektedir. Ölçülen değer referans değeriyle karşılaştırılarak aralarındaki fark (*hata*) bulunmaktadır. Transdüserden gelen sinyal ve referans girişi normal olarak elektrik gerilimi cinsinden olduğundan hata sinyali de elektrik gerilimi cinsindedir. Bu hata bir *kontrol organı*'na gönderilerek uygun bir kontrol işlemine tabi tutulur. Akışkan gücü kontrol sistemlerinde kontrol organı çıkışı elektrik akımı cinsindedir. Bu çıkış valfın birinci kademesini hareket ettiren *tork (moment) motoru* veya *kuvvet motoru*'nun sürülmesi için



Şekil 8.1 Elektrohidrolik Servo Sistemi Yapısı

kullanılır. Kuvvet motoru valfın pilot kademesindeki hareketli elemana (kanat, makara, v.b.) bir kuvvet uygular ve valf açıklığının değişmesine sebep olur. Valfın yük çıkışı ise yükü süren tahrik elemanına ( silindir-piston, hidrolik motor, v.b.) bağlıdır. Yükün kontrol edilmek istenen özelliği ise transdüserin girişi olduğundan kontrol çevrimi tamamlanmış olur. Şekil 8.1 de yer alan elemanlardan *fark alıcı* ve *kontrol organı*, *servo yükselteç* denen tek bir elektronik aygıtta toplanır. Kuvvet motoru ve kontrol valfi ise normal olarak elektrohidrolik servovalfın içinde yer alır. Şekil 8.1 deki elemanların dinamik özellikleri aşağıda ayrı ayrı incelenmektedir.

### 8.1.1 Servo Yükselteçler

Akışkan gücü kontrol sistemlerinde kullanılan servo yükselteçler birkaç gerilim girişini aynı anda alarak bunları cebirsel olarak toplayabilecek yetenektedir. Girişlerin fazla sayıda olması çok geribesleme çevrimli devreler kurulmasına, ya da birden fazla giriş kullanarak karmaşık referans girişlerinin sentezine olanak verir. Cihaz geribesleme bilgisi ile referans girişi arasındaki farkı alarak *hata* miktarını bulur. Daha sonra bu hataya istenen kontrol işlemini uygulayarak elektrik akımı cinsinden bir çıkış verir. Piyasada bulunan servo yükselteçlerden bazılarında oransal+integral+türevsel (PID) kontrol işlemi özellikleri olmasına karşın, pek çoğunda sadece oransal (P) kontrol işlemi vardır. Servo yükselteçlerin kendi dinamik davranış özellikleri, akışkan gücü kontrol sistemlerinde kullanılan frekans aralıklarında ihmal edilebilir. Örneğin, oransal işlem yapan bir servo yükseltecin giriş ve çıkışı arasındaki ilişki,



$$i(t) = K_y (\Sigma V_i) \quad (8.1)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada  $\Sigma(V_i)$  terimi yükseltece giren girişlerin toplamıdır. Kontrol devresinde bu toplam referans ve geribesleme sinyallerinin cebirsel toplamı olup hatayı verdiği için, hata  $E(t) = \Sigma(V_i)$  olarak tanımlanırsa, servo yükselteç karakteristiği kısaca,

$$i(t) = K_y E(t) \quad (8.2)$$

olarak ifade edilebilir. Servo yükselteçler tarafından sürülen tork motorları akım girişi gerektirdiğinden bu yükselteçler akım kaynağı olarak çalışırlar. Yani, içlerinde bulunan akım geribeslemesi sayesinde giriş gerilimi ile orantılı bir çıkış akımı verirler. Yükselteç çıkışının seviyesi birlikte kullanıldığı tork motoru ve servovalfin özelliklerine bağlıdır. Elektrohidrolik servo sistemlerinde kullanılan servo yükselteçlerin çıkışları genelde  $0-10 \text{ mA}$  arasındadır. Ancak bazı durumlarda valfin özelliklerine bağlı olarak  $50 \text{ mA}$ 'e kadar çıkış veren yükselteçler kullanılabilir. Denklem (8.2) deki  $K_y$  terimi yükselteç kazancıdır. Uygulamada kullanılan yükselteçlerin kazanç değerleri genelde  $2,5-250 \text{ mA/V}$  arasında ayarlanabilir.

Servo yükselteçlerden bazılarında çeşitli transdüserler için besleme gerilimi çıkışları, transdüser çıkışlarını düzeltmek için demodülatör devreleri ve "dither" sinyali üreten özel devreler de vardır. Dither sinyali,  $25-300 \text{ Hz}$  arasında frekansta ve referans kontrol girişinin % 10 u mertebesinde sinüsoidal bir sinyal olup servo yükseltecin girişlerinden birine beslenir. Bunun sonucu, valf içindeki kanat ve makaraların çalışma konumları etrafında küçük genlikli titreşimler yapması sağlanarak, mekanik tutukluğun ve küçük alanlı orifislerde mil oluşumunun (çok küçük tane büyüklüğü olan çamurumsu kir birikimi) yarattığı olumsuz etkiler ortadan kaldırılır.

### 8.1.2 Elektrohidrolik Servovalflar

Elektrohidrolik ve elektro pnömatik servovalflar bir tork veya kuvvet motoru ve bunun sürdüğü bir veya daha fazla kademeli bir kontrol valfinden oluşur. Servovalf kontrol çevrimindeki en yüksek kazançlı elemandır. Kontrol girişi  $\text{mA}$  mertebesinde bir elektrik akımıdır. Çıkışı ise belli bir yük basıncı farkında yüke sağlanan debidir. Aşağıda elektrohidrolik servovalfı oluşturan elemanlar ayrıntılı olarak incelenmektedir.

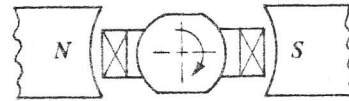
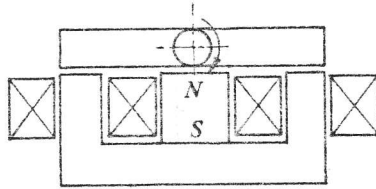
### 8.1.2.1 Tork ve Kuvvet Motorları

Tork (moment) veya kuvvet motorları genelde servovalfin içinde yer alan elektromekanik aygıtlardır. Kendilerine beslenen giriş akımı  $i(t)$  ile orantılı bir moment veya kuvveti servovalfin pilot kademesindeki kanat, makara veya jet-borusuna uygularlar. Moment motorları dönel hareketli elemanlar olup moment üretirler; kuvvet motorları ise öteleme hareketli elemanlar olup kuvvet üretirler. *Hareketli bobinli ve hareketli nüveli* olmak üzere iki türü vardır (Şekil 8.2). Küçük boydaki motorlarda, aynı büyüklükteki hareketli bobinli motorlar hareketli nüveli motorlara göre daha zayıftır; hareket başlangıcındaki ivmeleri de daha azdır. İyi tasarlanmış moment ve kuvvet motorlarının tabii frekansları  $200-500\text{ Hz}$  arasında olup  $100\text{ Hz}$ 'e kadar çalışma frekansları için aşağıdaki statik ilişkilerin geçerli olduğu kabul edilebilir:

$$F(t) = K_m i(t) \quad (8.3)$$

$$T(t) = K_{m_t} i(t) \quad (8.4)$$

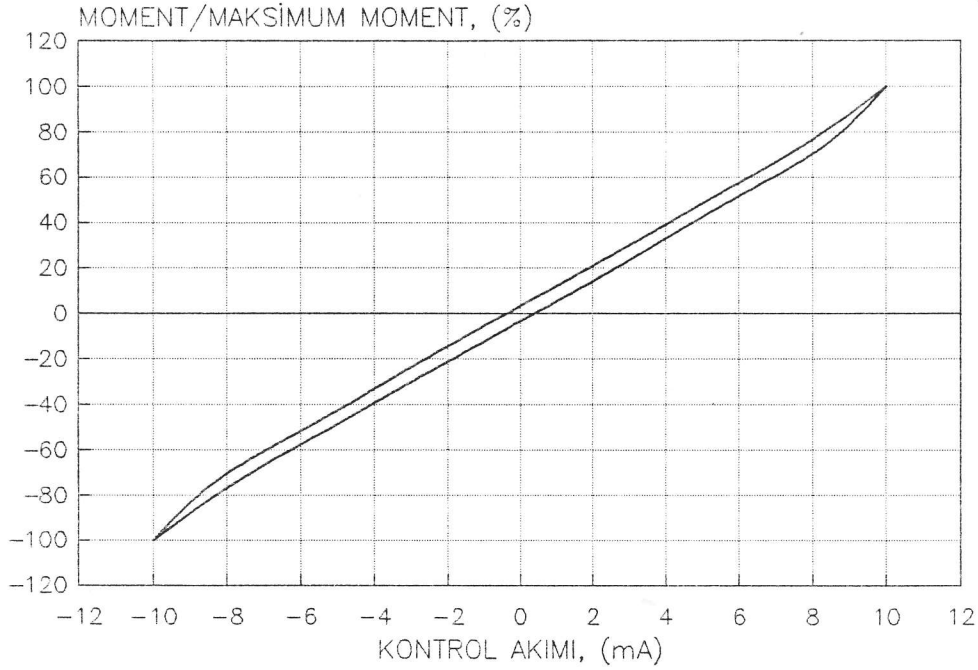
Burada  $F(t)$  ve  $T(t)$  sırasıyla bu kuvvet ve tork motorlarının uyguladığı kuvvet ve momenti,  $K_m$  ve  $K_{m_t}$  ise motorların kazanç katsayılarını göstermektedir. Yukarıdaki ilişkiler sistemin dinamik analizi için yeterlidir. Ancak elemanların yapısındaki malzemenin manyetik histeresis özelliğinden dolayı gerçek statik davranışta da histeresis görülür (Şekil 8.3). Histeresis miktarı hareketli nüve tipindeki tork ve kuvvet motorlarında daha yüksek olup en iyi tasarlanmış motorlarda dahi % 2 nin üzerindedir.



(a) Hareketli Nüveli Tork Motoru

(b) Hareketli Bobinli Tork Motoru

Şekil 8.2 Hareketli Nüve ve Hareketli Bobin Tipinde Tork Motorları



Şekil 8.3 Tipik Bir Tork Motorunun Histeresis Gösteren Karakteristik Eğrisi

#### 8.1.2.2 Akış Kontrol Valfi

Elektrohidrolik veya elektropnömatik servovalflarda yüke giden akışın kontrolü tork veya kuvvet motorunun sürdüğü akış kontrol valfi tarafından yapılır. Kontrol edilen gücün düzeyine göre, kontrol valfi bir, iki veya daha çok kademeli olabilir. Endüstride ve uçaklarda kullanılan servovalflar genelde iki kademelidir. Bu valfların birinci kademesi (pilot kademe) tek veya çift nozullu kanat-nozul valfi, makaralı valf veya jet-borulu valf (Şekil 2.4-2.6) tipindedir. Bu kademenin hareketli elemanı (kanat, makara veya jet-borusu) tork motoru tarafından sürülür. Birinci kademe valfinin yük çıkışı ikinci kademe valfini açıp kapatmak için kullanılır. Servovalfların esas güç akışını kontrol eden ikinci kademeleri daima makaralı tiptedir.

Servovalfların pek çoğunda valfin statik ve dinamik davranışını iyileştirmek için daha önce Bölüm 7 de ayrıntılı olarak incelenen iç geribesleme mekanizmaları bulunur. Çeşitli geribesleme mekanizmaları kullanan valfların modelleme ve analiz yöntemleri, giriş ve çıkışları arasındaki transfer fonksiyonları, kararlılıkları ve statik davranışları daha önce ayrıntılı olarak incelendiği için burada tekrardan ele alınmayacaktır. Ayrıntılı analizler için, servovalfi oluşturan kademelerin her birinin ilgili bölümde verilen yöntemlerle modellenmesi; tork motoru tarafından sağlanan girişle çıkış değişkeni arasındaki transfer fonksiyonunun bulunması gerekir.

### 8.1.2.3 Elektrohidrolik Servovalfların Düşük Mertebeli Modelleri

Nisbeten düşük frekanslarda çalışılan pek çok uygulamada elektrohidrolik valfların düşük mertebeli sistem transfer fonksiyonlarıyla modellenmesi yeterlidir. Bu amaçla elektrohidrolik servovalfa beslenen giriş akımıyla valfın verdiği yük debisi arasında yaklaşık olarak tanımlanmış birinci veya ikinci mertebeli transfer fonksiyonları kullanılır. İmalatçı firmaların ürün kataloglarında valfların karakteristik eğrilerinin yanı sıra, transfer fonksiyonları ve frekans cevabı eğrileri de verilir. Aşağıda elektrohidrolik servovalfların analizlerinde kullanılacak birinci ve ikinci mertebeli transfer fonksiyonları verilmiştir:

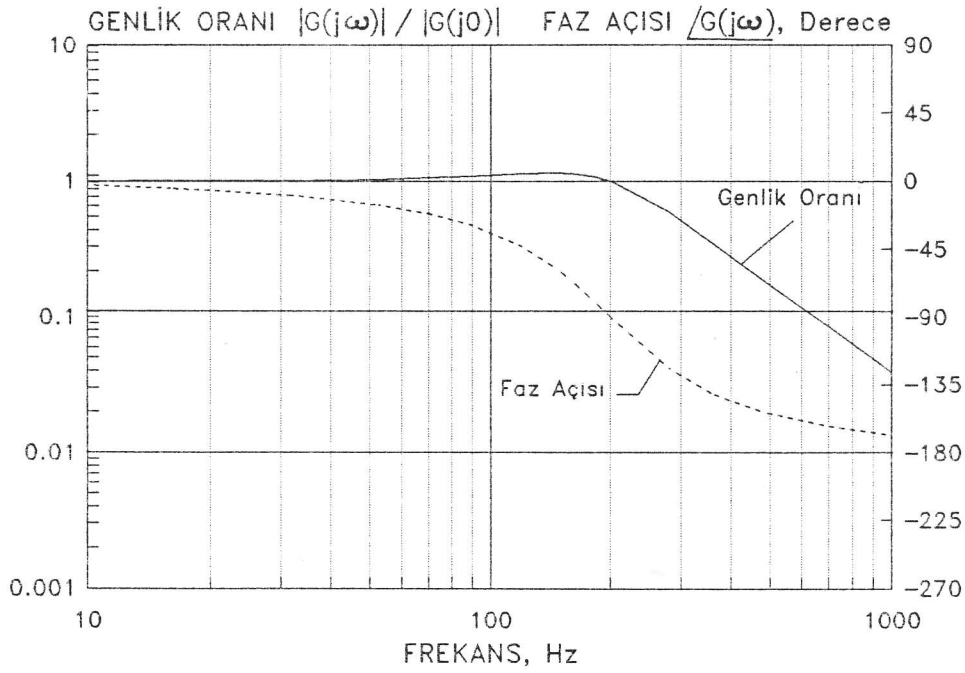
$$\frac{Q_L(s)}{i(s)} = K \left( \frac{1}{\tau s + 1} \right) \quad (8.5)$$

$$\frac{Q_L(s)}{i(s)} = K \left( \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \right) \quad (8.6)$$

Bu ifadelerde geçen  $K$  statik valf kazancıdır. Birinci mertebeli transfer fonksiyonunda geçen zaman sabitinin değeri kaliteli valflarda  $0,0015-0,003$  s mertebesinde dir. Nisbeten ucuz olan bazı endüstriyel valflarda ise bu değer  $0,020-0,030$  s ye kadar artabilir. İkinci mertebeli transfer fonksiyonunda yer alan sönüm oranı  $\zeta$  nın değeri genelde  $0,5-0,7$  arasındadır. Sönümsüz sistem tabii frekansı  $\omega_n$  ise kaliteli valflarda  $200$  Hz dolayındadır. Ucuz endüstriyel valflarda ise tabii frekansın değeri  $10$  Hz'in altına düşebilir. Şekil 8.4 de kaliteli bir elektrohidrolik servovalfın frekans cevabı eğrileri örnek olarak verilmiştir.

### 8.1.3 Geribesleme Transdüserleri

Akışkan gücü servo sistemlerinde çıkış değişkeni ölçülerek geribeslenir. Ölçüm işlemi transdüserlerle yapılır. Eğer sistem konum kontrolü yapıyorsa ölçüm işlemi bir potansiyometre veya endüktif pozisyon transdüserleriyle yapılır. Potansiyometre kayar telli, dönel veya doğrusal hareketli, değişken bir dirençtir. Direncin iki ucuna sabit bir gerilim uygulanır. Hareketli olan orta uçtan alınan gerilim ise bu ucun konumuyla orantılı olup geribesleme için kullanılır. Endüktif transdüserler ise bir primer bobin, bir sekonder bobin ve bunlar arasında endükleme yaratan hareketli bir demir nüveden oluşur. Primer bobine  $2000-10000$  Hz arasında frekansta alternatif bir gerilim uygulanır.



Şekil 8.4 Kaliteli Bir Elektrohidrolik Servovalfın Frekans Cevabı Eğrileri

Bunun sonucu, demir nüvenin konumuna göre sekonder bobinde alternatif bir gerilim endüklenir. Endüklenen gerilimin genliği nüvenin belirli bir sıfır konumundan olan uzaklığı ile orantılıdır. Bu sinyal daha sonra bir demodülatörle doğrultularak geribesleme için kullanılır. Alternatif gerilimle beslenen ve çıkışı yine alternatif gerilim olan bu tür aygıtlara LVDT tipi transdüser denir. LVDT transdüserlerin hem lineer hem de açısal konum ölçen türleri vardır. Endüktif transdüserlerin daha gelişmiş bir modeli ise DCDT tipi transdüserlerdir. Bunlar doğru akımla (DA) beslenirler; çıkışları da konumla orantılı bir DA gerilimdir. DCDT tipi transdüserlerde endükleme için gerekli olan alternatif besleme gerilimi transdüserin içine yerleştirilmiş elektronik bir osilatör devresinden elde edilir. Endükleme sonucu sekonder bobinden çıkan alternatif gerilimi doğrultan demodülatör de yine transdüserin içindedir.

Konum ölçümü için sayısal olarak çalışan transdüserler de kullanılabilir. Buna örnek olarak, takım tezgahlarında optik girişim çizgilerini sayarak yapılan hassas konum ölçümleri gösterilebilir. Ancak sayısal ölçüm cihazlarının alışılmış servo yükselticilerle kullanılabilmesi için sayısal ölçüm sonuçlarının analog bir gerilim sinyaline dönüştürülmesi gereklidir.

Hız geribeslemesi için kullanılan transdüserler endüktif veya sayısal olabilir. Lineer hız ölçen endüktif transdüserlerde mıknatıslı bir nüvenin bir

bobin içinden geçerken endüklediği gerilimden yararlanır. Dönel sistemlerde ise yine endüktif olarak çalışan takometre jeneratörleri kullanılır. Sayısal esasa göre çalışan hız ölçerlerde ise üzerinden ışık yansıtılan şeritlerin veya girişim çizgilerinin optik olarak sayılmasından, ya da bir bobin önünden geçen bir mıknatısın yarattığı pulsların sayılmasından yararlanır. Sayısal ölçüm bilgileri daha sonra DA gerilimine dönüştürülerek servo yükseltece geribeslenir.

İvme geribeslemesi ise ivmeölçerlerle yükün ivmesini ölçerek yapılır. İvmeölçerlerin hepsinde referans bir kütlenin ölçülen noktayla birlikte ivmelendirilmesi sırasında bu kütleye uygulanan kuvvetin ölçülmesinden yararlanır.

Kontrol sistemlerinde kullanılan geribesleme transdüserleri, sistemin kullanıldığı frekans aralıklarında kendi dinamik özelliklerini ortaya koymayacak şekilde seçilir. Dolayısıyla, ölçülen sistem çıkışı  $C(t)$  ile servo yükseltece beslenen transdüser çıkışı  $B(t)$  arasında aşağıdaki gibi bir statik ilişkinin geçerli olduğu kabul edilebilir:

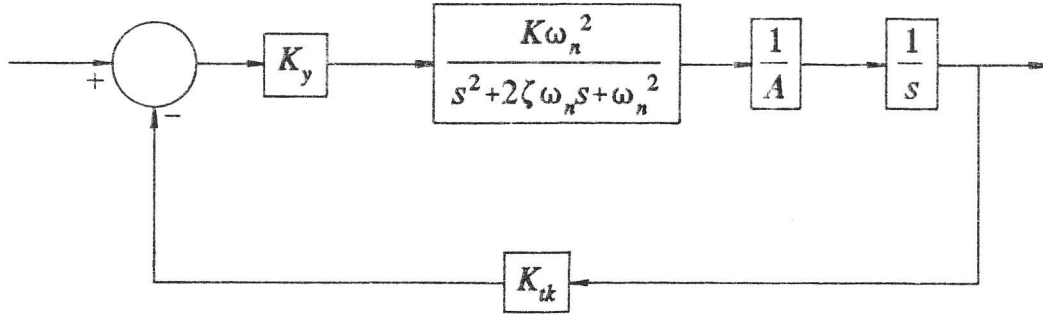
$$B(t) = K_r C(t) \quad (8.7)$$

Bu ifadeye geçen  $K_r$  katsayısına transdüser statik kazancı veya transdüser katsayısı denir.

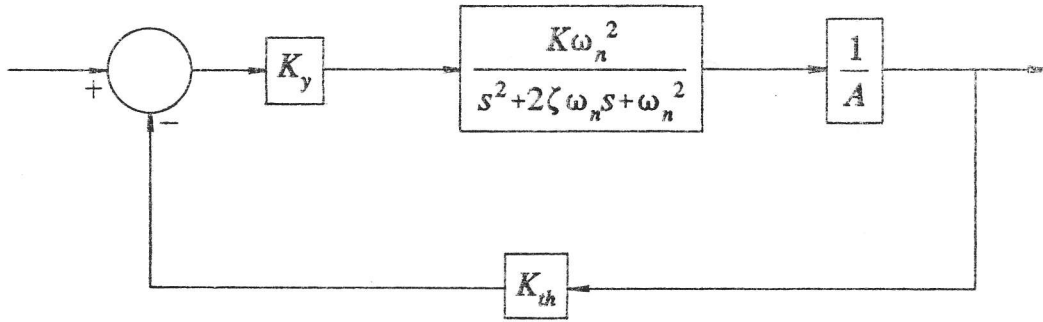
#### 8.1.4 Elektrohidrolik Konum ve Hız Kontrolü

Bu kısımda elektrohidrolik konum ve hız kontrol sistemlerinin dinamik ve statik davranışlarını tanımlayan denklemler elde edilecektir. Örnek olarak alınan sistemde yükün öteleme hareketi yaptığı ve sistemdeki elemanların davranışlarının yukarıdaki kısımlarda verilen basitleştirilmiş denklemlerle tanımlandığı kabul edilmiştir. Konum ve hız kontrol sistemlerinin buna göre elde edilen blok diyagramları Şekil 8.5 ve Şekil 8.6 da görülmektedir. Sistemde kullanılan elektrohidrolik servovalfin dinamik karakteristiği denklem (8.6) daki gibi alınmıştır. Diğer sistem parametreleri ise aşağıdaki gibidir:

$K_y$	:	Servo yükselteç kazancı
$K$	:	Statik valf kazancı
$A$	:	Tahrik pistonu alanı
$K_{ik}$	:	Konum transdüseri kazancı
$K_{ih}$	:	Hız transdüseri kazancı



Şekil 8.5 Konum Kontrol Sisteminin Blok Diyagramı



Şekil 8.6 Hız Kontrol Sisteminin Blok Diyagramı

### Konum Kontrolü

Şekil 8.5 deki blok diyagramından sistem girişi ve çıkışı arasındaki transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi bulunur:

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{KK_y\omega_n^2}{As^3 + 2\zeta\omega_n As^2 + A\omega_n^2 s + KK_y\omega_n^2 K_{it}} \quad (8.8)$$

Görüldüğü gibi sistemin mertebesi üçtür. Sistemin kararlılığı için gerek ve yeter şart ise Routh-Hurwitz kriterini uygulayarak,

$$K < \frac{2\zeta\omega_n A}{K_y K_{it}} \quad (8.9)$$

olarak bulunur.

Sistemin basamak referans girişine verdiği durağan cevap statik davranışını belirler. Bu cevabı bulmak için Laplace transformunun son değer teoreminden yararlanılabilir.  $R_s$  büyüklüğünde bir basamak referans giriş için  $R(s)=R_s/s$  olduğu dikkate alınır, sistemin bu girişe verdiği durağan cevap  $Y_s$ , denklem (8.8) den aşağıdaki gibi elde edilir:

$$Y_s = \frac{1}{K_{tk}} R_s \quad (8.10)$$

### Hız Kontrolü

Şekil 8.6 daki blok diyagramından sistem girişi ve çıkışı arasındaki transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi bulunur:

$$\frac{V(s)}{R(s)} = \frac{KK_y \omega_n^2}{As^2 + 2\zeta \omega_n As + A\omega_n^2 + KK_y \omega_n^2 K_{tk}} \quad (8.11)$$

Sistemin  $R_s$  büyüklüğünde bir basamak referans girişe verdiği durağan  $V_s$  hızı ise denklem (8.11) den aşağıdaki gibi elde edilir:

$$V_s = \frac{KK_y}{A + KK_y K_{tk}} R_s \quad (8.12)$$

## 8.2 Sayısal Elektrohidrolik Kontrol

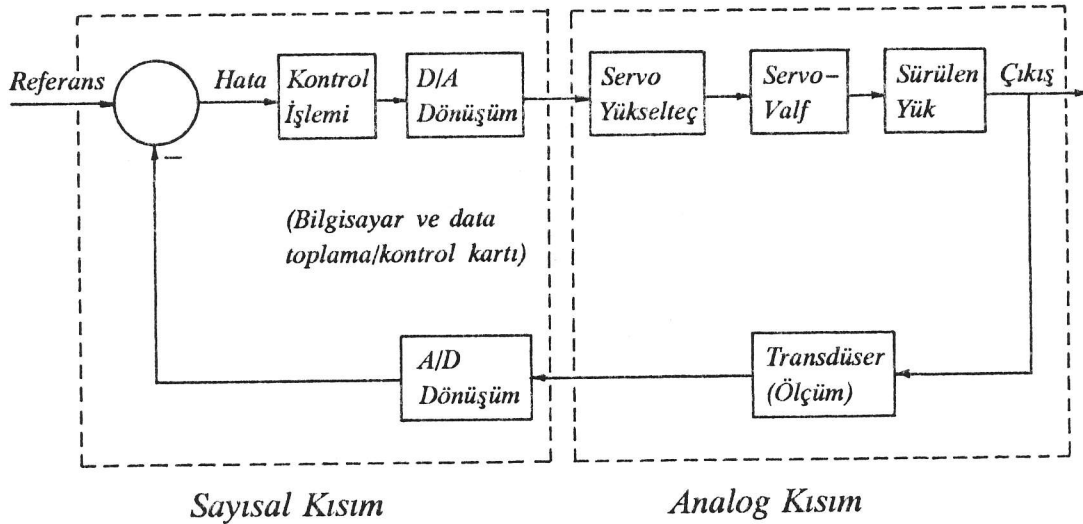
### 8.2.1 Elektrohidrolik Servo Sistemlerinde Bilgisayar Kullanımı

Sayısal bilgisayar teknolojisinde son yıllarda kaydedilen büyük gelişmeler ve bilgisayar fiyatlarındaki azalmalar sonucu, bu cihazlar diğer kontrol uygulamalarının yanı sıra akışkan gücü kontrolünde de kullanılmaya başlanmıştır. Böylece akışkan gücü kontrol sistemlerinde de sayısal bilgisayarların programlanabilme yeteneğinden ve kullanım esnekliğinden yararlanma imkanı doğmuştur. Normal olarak bilgisayar ölçüm sonuçlarını okuyan, bunları referans değeriyle karşılaştıran ve uygun bir kontrol kriterine göre servovalfa kontrol girişi sağlayan bir eleman olarak kullanılır. Yani analog bir elektrohidrolik kontrol sistemindeki hata bulucu eleman ve kontrol organının yerini alır. Sayısal bilgisayarlar belli zaman uzunluğundaki puls çıkışlarını ek



bir teçhizata gerek göstermeden verebildikleri için bazı uygulamalarda kontrol çıkışı bilgisayardan puls modülasyonlu olarak alınır. Alışılmış analog akışkan gücü kontrol sistemlerinin bilgisayarlı sisteme dönüştürülmesinde ise, bilgisayarın sağladığı sayısal formdaki kontrol çıkışı analog bir sinyale dönüştürüldükten sonra servovalfa beslenir. Burada puls modülasyonlu sistemler üzerinde durulmayacak, buna karşılık daha geniş uygulama alanı olan ve kontrol sinyalinin analog hale getirilerek kullanıldığı sistemler ele alınacaktır.

Analog bir akışkan gücü kontrol sistemindeki hata bulucu ve kontrol organı yerine bir bilgisayar koyulmasıyla elde edilen sistemin yapısı Şekil 8.7 de görülmektedir. Bu sistemde sistemin çıkış değişkeni analog veya sayısal bir transdüserle ölçülerek geri beslenir. Transdüser çıkışı analog ise, analogisayısız dönüştürücü kullanarak sayısal hale getirilir ve belli zaman aralıklarıyla okunarak değeri saklanır. Bu değer bilgisayarın hafızasında bulunan ya da yine örnekleme yoluyla bilgisayar tarafından okunan referans değerle karşılaştırılarak hata bulunur. Hataya belli bir kontrol işlemi uygulanarak sisteme gönderilecek kontrol girişi önce sayısal olarak elde edilir, sonra da bilgisayar çıkışındaki sayısız analog dönüştürücüyle analog bir gerilim haline getirilir. Bu gerilim yeni bir kontrol çıkışı hesaplanıncaya kadar sabit tutulur. Normal bir bilgisayarın bu işlemleri yapabilmesi için üzerine bir data toplama ve kontrol kartı takılması gereklidir. Bilgisayardan elde edilen analog gerilim sistemin analog kısmına kontrol girişi olarak beslenir. Gerilim önce akım kaynağı gibi davranan bir yükselteç gönderilerek değeriyle orantılı bir akım



Şekil 8.7 Elektrohidrolik Kontrolde Bilgisayar Kullanımı

sinyaline dönüştürülür. Bu akım sinyali elektrohidrolik servovalfin tork motorunu tahrik eder. Tork motoru da kontrol valfinin açıklığını değiştirir. Bunun sonucu değişen yük debisi tahrik pistonunu ve yükü harekete geçirir.

Şekil 8.7 de görülen sistemde transdüser çıkışının okunması ve sisteme kontrol girişinin verilmesi belli zaman aralıklarıyla yapıldığından bu tür sistemlere *örnek data sistemi* ya da *kesikli zaman sistemi* denir. Örnek data sistemlerinin davranışlarının belirlenmesi ve kararlılık analizleri özel tekniklerin kullanılmasını gerektirir.

### 8.2.2 Örnek Data Sistemlerini Analizleri

Burada örnek data sistemlerinin analiz ve tasarım yöntemlerinin ayrıntılı olarak verilmesi amaçlanmamaktadır. Sadece Şekil 8.7 de verilen yapıdaki sistemlerin analizine imkan verecek kadar bilgi özet olarak sunulacaktır. Konu çeşitli kaynaklarda ayrıntılı olarak incelendiğinden okuyucu gerekirse bu kaynaklara başvurabilir.<sup>1-4</sup>

#### *Örnekleme İşleminin Matematik Modeli*

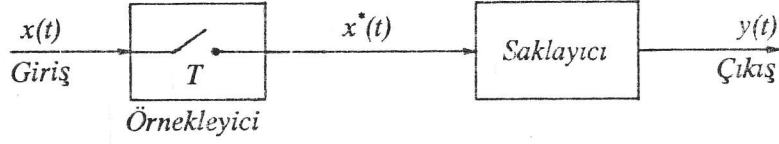
Şekil 8.8a da  $x(t)$  gibi analog bir sinyali  $T$  zaman aralıklarıyla okuyan ve iki okuma arasında bu değeri saklayan bir sistem şematik olarak verilmiştir. Şekildeki *örnekleme anahtarı*,  $T$  zaman aralığıyla kapanmakta ve kapanma anındaki  $x(t)$  değerini almaktadır. Anahtarın hemen arkasındaki *saklayıcı* ise okunan değeri yeni bir değer okununcaya kadar saklamakta ve sakladığı değeri iki okuma zamanı arasında çıkışına vermektedir. Örnekleme ve saklama elemanlarının analog  $x(t)$  sinyali üzerinde yaptığı işlemler ve bu elemanların çıkışlarındaki sinyaller Şekil 8.8b de görülmektedir. Örnekleme çıkışı  $x^*(t)$  kesikli olup sadece  $t=kT$  ( $k=0, \dots, \infty$ ) anlarında aynı andaki  $x(t)$  değerine, diğer zamanlarda ise sıfır değerine sahiptir. Örnekleme çıkışı  $T$  zaman aralıklı bir impuls dizisi olarak düşünülürse,  $kT$  anındaki bir impulsun gücü aynı andaki  $x(t)$  değerine eşit olduğundan,  $x^*(t)$  nin değeri  $x(t)$  yi bir birim impuls dizisiyle modüle ederek,

<sup>1</sup>Ogata, K., "Modern Control Engineering", Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ., 1990.

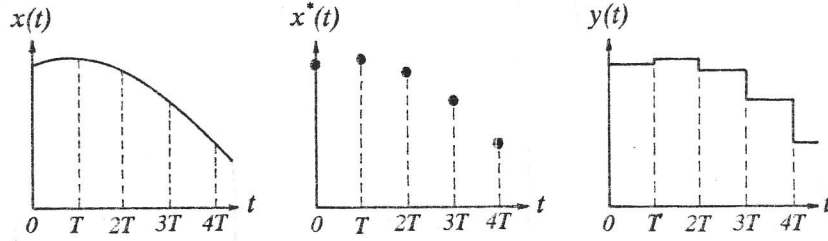
<sup>2</sup>Gibson, J., "Nonlinear Automatic Control", McGraw-Hill, New York, 1963.

<sup>3</sup>Truxal, J., "Control Engineer's Handbook", McGraw-Hill, New York, 1958.

<sup>4</sup>Cadzow, I., Martens, H., "Discrete Time and Computer Control Systems", Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ., 1970.



(a)



(b)

Şekil 8.8 Örnekleme ve Saklama İşlemleri Sonucu Elde Edilen Sinyaller

$$x^*(t) = \sum_{k=0}^{\infty} x(t) \delta(t - kT) \quad (8.13)$$

olarak bulunur. Bu ifadede geçen  $\delta(t - kT)$  terimi, argümanını sıfır yapan  $t = kT$  anında oluşan bir birim impulsu göstermektedir.

### *z Transformu ve Özellikleri*

Denklem (8.13) ün Laplace transformu alınırsa,

$$X^*(s) = \mathcal{L}[x^*(t)] = \sum_{k=0}^{\infty} x(kT) e^{-kTs} \quad (8.14)$$

bulunur. Eğer,

$$z = e^{Ts} \quad (8.15)$$

olarak tanımlanırsa ve denklem (8.14) de yerine koyulursa, yeni tanımlanan  $z$  değişkeni cinsinden,

$$X(z) = X^*(s) = X^*\left(\frac{1}{T} \ln z\right) = \sum_{k=0}^{\infty} x(kT) z^{-k} \quad (8.16)$$

elde edilir.  $X(z)$  terimine  $x^*(t)$  nin  $z$ -transformu denir ve kısaca

$$X(z) = Z[x(t)] = Z[x^*(t)] \quad (8.17)$$

olarak gösterilir. Tablo 8.1 de sık karşılaşılan bazı fonksiyonların Laplace ve  $z$ -transformları, Tablo 8.2 de ise bu transformların bazı özellikleri verilmiştir. Tablo 8.2 deki 6 numaralı özelliğe *son değer teoremi* denir. Bu teorem  $t \rightarrow \infty$  iken  $x(t)$  nin değerini verdiğinden önemlidir. Eğer  $x(t)$  gibi bir fonksiyonun  $X(z)$  gibi bir  $z$ -transformu varsa ve  $t \rightarrow \infty$  iken  $x(t)$  durağan bir son değere gidiyorsa,  $x(t)$  nin ya da  $x(kT)$  nin son değeri aşağıdaki gibi bulunur:

$$\lim_{k \rightarrow \infty} x(kT) = \lim_{t \rightarrow \infty} x(t) = \lim_{z \rightarrow 1} [(z-1)X(z)] \quad (8.18)$$

Verilen bir  $X(z)$  teriminden  $x(kT)$  değerlerinin bulunması işlemine ters (invers)  $z$ -transformu denir. Kısaca,

$$x(kT) = Z^{-1}[X(z)] \quad (8.19)$$

olarak yazılır. Görüldüğü gibi, ters  $z$ -transformu  $x(t)$  fonksiyonunu değil,  $x(t)$  nin  $t=kT$  anlarındaki değerleri olan  $x(kT)$  yi verir. Ters  $z$ -transformunun alınmasında Laplace transformunda olduğu gibi, transform tablolarından yararlanılabilir. Ancak tablo kullanımı genelde yetersiz kalır ve başka yöntemler kullanılması zorunlu olur. Bu yöntemlerle ilgili bilgiler de daha önce belirtilen kaynaklardan bulunabilir.

### *$z$ -Transformu Cinsinden Transfer Fonksiyonlarının Bulunması*

Blok diyagramı Şekil 8.9 da verilen örnek data sistemini ele alalım. Önce  $x(t)$  fonksiyonu  $T$  aralığıyla örneklenerek  $x^*(t)$  ile gösterilen impulslar dizisi elde edilmekte ve bu impulslar transfer fonksiyonu  $G(s)$  olan bir sisteme beslenmektedir. Bu sistemin çıkışı  $y(t)$  de aynı zamanlarda örneklensin ve  $y(t)$  nin örnekleme anlarındaki ( $t=kT$ ) değerleri  $y(kT)$  olsun. Bu durumda,  $x(t)$  ve  $y(t)$  nin  $z$ -transformları sırayla aşağıdaki gibi yazılabilir:

Tablo 8.1 Bazı Fonksiyonların Laplace ve z Transformları

	$x(t)$	$X(s)$	$X(z)$
1. Birim İmpuls	$\delta(t)$	1	1
2. $kT$ Anında Birim İmpuls	$\delta(t-kT)$	$e^{-ks}$	$z^{-k}$
3. Örnekleme Anında Birim İmpuls Dizisi	$i(t)$	$\frac{1}{1-e^{-Ts}}$	$\frac{z}{z-1}$
4. Birim Basamak	$h(t)$	$\frac{1}{s}$	$\frac{z}{z-1}$
5. Birim Rampa	$t$	$\frac{1}{s^2}$	$\frac{Tz}{(z-1)^2}$
6. Ekspansiyel Azalma	$e^{-at}$	$\frac{1}{s+a}$	$\frac{z}{z-e^{-aT}}$
7. Ekspansiyel Artma	$1-e^{-at}$	$\frac{a}{s(s+a)}$	$\frac{z(1-e^{-aT})}{(z-1)(z-e^{-aT})}$
8. Zaman Ağırlıklı Ekspansiyel	$te^{-at}$	$\frac{1}{(s+a)^2}$	$\frac{Tze^{-aT}}{(z-e^{-aT})^2}$
9. Sinüs	$\sin \omega t$	$\frac{\omega}{s^2+\omega^2}$	$\frac{z \sin \omega T}{z^2-2z \cos \omega T+1}$
10. Kosinüs	$\cos \omega t$	$\frac{s}{s^2+\omega^2}$	$\frac{z(z-\cos \omega T)}{z^2-2z \cos \omega T+1}$
11. Ekspansiyel Azalan Sinüs	$e^{-at} \sin \omega t$	$\frac{\omega}{(s+a)^2+\omega^2}$	$\frac{ze^{-aT} \sin \omega T}{z^2-2ze^{-aT} \cos \omega T+e^{-2aT}}$
12. Ekspansiyel Azalan Kosinüs	$e^{-at} \cos \omega t$	$\frac{s+a}{(s+a)^2+\omega^2}$	$\frac{z^2-ze^{-aT} \cos \omega T}{z^2-2ze^{-aT} \cos \omega T+e^{-2aT}}$

Tablo 8.2 Laplace ve z Transformlarının Bazı Özellikleri

	$x(t)$	$X(s)$	$X(z)$
1. Doğrusallık	$ax(t)$	$aX(s)$	$aX(z)$
2. Süperpozisyon	$ax_1(t)+bx_2(t)$	$aX_1(s)+bX_2(s)$	$aX_1(z)+bX_2(z)$
3. $k$ Örnekleme Periyodu Kadar Gecikme	$x(t-kT)$	$e^{-kTs}X(s)$	$z^{-k}X(z)$
4. Eksponansiyelle Çarpım	$e^{-at}x(t)$	$X(s+a)$	$X(e^{aT}z)$
5. İlk Değer Teoremi	$x(0)$	$\lim_{s \rightarrow \infty} sX(s)$	$\lim_{z \rightarrow \infty} X(z)$
6. Son Değer Teoremi	$x(\infty)$	$\lim_{s \rightarrow 0} sX(s)$	$\lim_{z \rightarrow 1} [(z-1)X(z)]$

$$X(z) = Z[x(t)] = \sum_{k=0}^{\infty} x(kT)z^{-k} \quad (8.20)$$

$$Y(z) = Z[y(t)] = \sum_{k=0}^{\infty} y(kT)z^{-k} \quad (8.21)$$

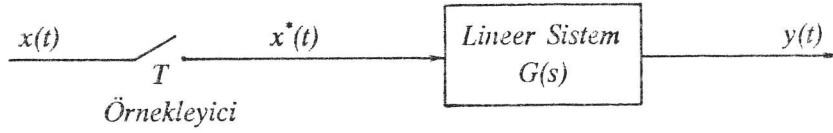
Çıkışın transformu  $Y(z)$  ile girişin transformu  $X(z)$  arasındaki ilişki ise

$$Y(z) = G(z)X(z) \quad (8.22)$$

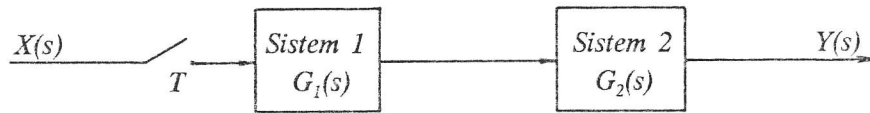
şeklinde olup, burada  $G(z)$  ye Şekil 8.9 daki örnek data sisteminin  $z$  transfer fonksiyonu veya puls transfer fonksiyonu denir.  $G(z)$ , Laplace transformu  $G(s)$  olan zaman fonksiyonu  $g(t)$  nin  $z$ -transformudur.  $G(z)$  nin bulunması için önce  $G(s)$ , sonra  $g(t) = \mathcal{L}^{-1}[G(s)]$  bulunur. Sonra da  $g(t)$  fonksiyonunda  $t=kT$  koyarak,

$$G(z) = \sum_{k=0}^{\infty} g(kT)z^{-k} \quad (8.23)$$

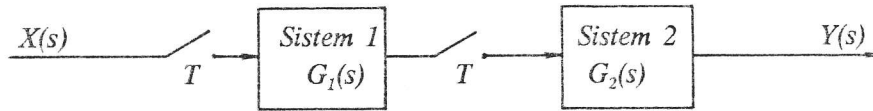
ifadesinden ya da tablolardan yararlanarak  $G(z)$  bulunur.



Şekil 8.9 Bir Örnek Data Sistemi

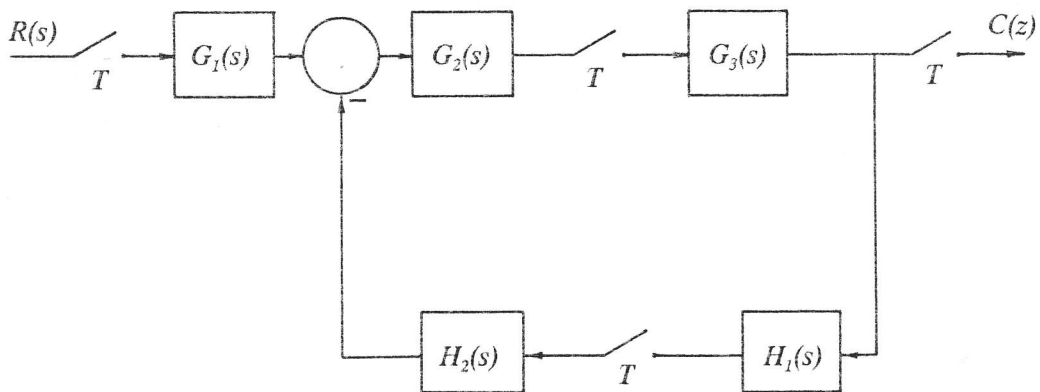


(a)



(b)

Şekil 8.10 Ardışık Elemanlı Sistemlerde Puls Transfer Fonksiyonunun Bulunması



Şekil 8.11 Kapalı Çevrim Bir Örnek Data Sistemi

Eğer sistemde ardışık elemanlar varsa, örnekleme anahtarı sayısına bağlı olarak farklı puls transfer fonksiyonları elde edilir. Örneğin, Şekil 8.10 daki iki sistemi ele alalım. Şekil 8.10(a) daki sistemde  $X(z)$  ile  $Y(z)$  arasındaki puls transfer fonksiyonu

$$G_1 G_2(z) = Z\{\mathcal{L}^{-1}[G_1(s)G_2(s)]\} \quad (8.24)$$

olarak elde edilir. Buna karşılık Şekil 8.10(b) deki sistemde  $X(z)$  ile  $Y(z)$  arasındaki puls transfer fonksiyonu ise,

$$G_1(z)G_2(z) = Z\{\mathcal{L}^{-1}[G_1(s)]\} Z\{\mathcal{L}^{-1}[G_2(s)]\} \quad (8.25)$$

olarak bulunur. Bu ifadelerden görüldüğü gibi,  $z$ -transformu alınmadan önce iki örnekleyici arasındaki toplam transfer fonksiyonu  $G(s)$  nin bulunması gereklidir. Bu husus dikkate alındığında, Şekil 8.11 deki gibi bir kapalı çevrim örnek data sisteminin çıkışı için aşağıdaki ifade yazılabilir:

$$C(z) = \frac{G_1 G_2(z) G_3(z) R(z)}{1 + G_2 H_2(z) G_3 H_1(z)} \quad (8.26)$$

### Örnek Data Sistemlerinin Kararlılık Analizi

Lineer sistemlerin kararlı olması için, bütün kutuplarının kompleks düzlemin sol yarısında olması gereklidir. Denklem 8.15 den  $z$  nin tanımı,

$$z = e^{Ts} \quad (8.27)$$

olduğundan, bu ifadedeki Laplace değişkeni  $s$  nin yerine,

$$s = \sigma + j\omega \quad (8.28)$$

koyulursa,  $z$  nin büyüklüğü ve faz açısı için,

$$|z| = e^{T\sigma} \quad \angle z = \omega T \quad (8.29)$$

yazılabilir. Kararlı bir sistemde ise  $\sigma < 0$  olduğundan  $z < 1$  olur. Dolayısıyla, bir örnek data sisteminin kararlı olması için onun puls transfer fonksiyonunun kutuplarının  $z$ -düzleminin orijinine çizilen birim yarıçaplı daire içinde olması, yani kutupların büyüklüğünün  $1$  den küçük olması gereklidir. Bu kutuplar normal olarak örnekleme zaman aralığı  $T$  nin de fonksiyonu olduğundan,  $T$  nin büyüklüğü sistemin kararlılığını etkiler.



Puls transfer fonksiyonunun kutuplarının  $z$ -düzleminde birim yarıçaplı daire içinde olup olmadığını bulmak için çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. Bunlardan birinde,

$$z = \frac{r+1}{r-1} \quad (8.30)$$

şeklinde değişken dönüşümü yapılır. Bu dönüşüm sonucu  $z$ -düzlemindeki birim yarıçaplı daire  $r$ -düzleminin sol yarısına taşındığından,  $r$  cinsinden elde edilen karakteristik denklemin köklerinin  $r$ -düzleminin sağ yarısında olup olmadığı Routh-Hurwitz kriteriyle araştırılır.

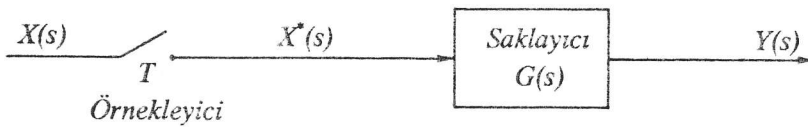
### Saklayıcının Transfer Fonksiyonu

Örnekleyici tarafından sadece örnekleme anlarında sağlanan değerler saklayıcı tarafından sürekli bir sinyal haline dönüştürülür. Örnekleyiciden gelen değer, bir sonraki değer okununcaya kadar sabit olarak saklayıcının çıkışı olarak veriliyorsa, bu tür saklayıcıya *sıfırıncı mertebe saklayıcı* denir. Sıfırıncı mertebe saklayıcının girişiyle çıkışı arasındaki transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$G_h(s) = \frac{1 - e^{-Ts}}{s} \quad (8.31)$$

Şekil 8.12 de bir örnekleyici ve saklayıcı birlikte görülmektedir. Örnekleyicinin çıkışındaki  $X^*(s)$  için denklem (8.14) den,

$$X^*(s) = \sum_{k=0}^{\infty} x(kT)e^{-kTs} \quad (8.32)$$



Şekil 8.12 Örnekleyici ve Saklayıcı Sistem

yazılabilir. Saklayıcı çıkışında ise,

$$Y(s) = G_h(s)X^*(s) \quad (8.33)$$

olur. Eğer  $G_h(s)$  ve  $X^*(s)$  terimleri sırasıyla denklem (8.31) ve (8.32) den alınarak denklem (8.33) de yerine koyulursa,

$$Y(s) = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{x(kT)}{s} [e^{-kTs} - e^{-(k+1)Ts}] \quad (8.34)$$

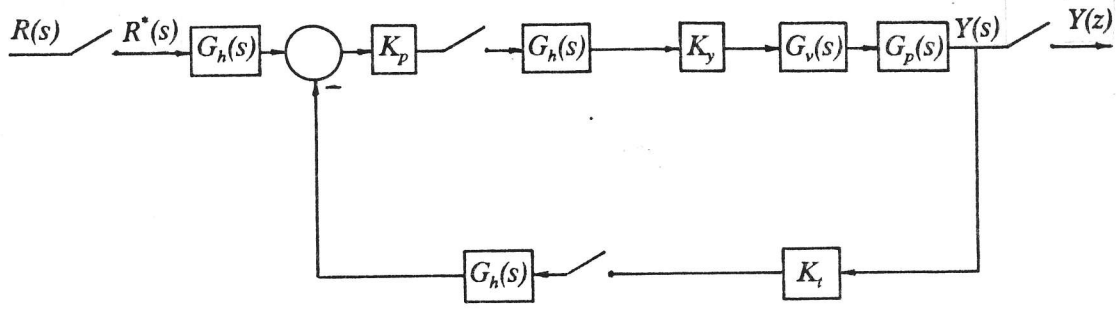
elde edilir. Bu denklemde geçen  $x(kT)/s$  terimi,  $x(t)$  nin  $t=kT$  deki değeri kadar yüksekliği olan ve  $t=0$  da oluşan bir basamak sinyaldir. Bu sinyal köşeli parantez içindeki eksponansiyel terimlerden birincisiyle çarpıldığında  $k$  örnekleme periyodu kadar gecikmiş bir basamak elde edilir (Tablo 8.2 deki üçüncü özellik). İkinci eksponansiyelle çarpıldığında ise  $(k+1)$  örnekleme periyodu kadar gecikmiş negatif bir basamak elde edilir. Dolayısıyla, denklem (8.34) de toplamı alınan terimlerden her biri  $k$  ve  $k+1$ 'inci örnekleme anları arasında ve  $x(kT)$  yüksekliğinde bir kare dalga biçimindedir. Bunlar toplandığında elde edilen sinyal ise Şekil 8.8 de görülen saklayıcının çıkışındaki sinyal gibidir.

### 8.2.3 Sayısal Elektrohidrolik Servo Sistemlerinin Analizleri

Bu bölümde yapılacak analizde kullanılacak olan sayısal konum kontrol sisteminin yapısı Şekil 8.13 de verilmiştir. Burada  $G_h(s)$  saklayıcı transfer fonksiyonunu,  $G_v(s)$  valf transfer fonksiyonunu,  $G_p(s)$  tahrik pistonu transfer fonksiyonunu,  $K_y$  servo yükselteç kazancını,  $K_t$  transdüser kazancını,  $K_p$  ise oransal kontrol kazancını göstermektedir. Saklayıcının transfer fonksiyonu denklem (8.31) deki gibi, valfın transfer fonksiyonu ise denklem (8.6) daki gibi kabul edilecektir. Tahrik pistonu transfer fonksiyonu ise piston alanı  $A_p$  cinsinden  $G_p(s) = 1/A_p s$  olarak alınacaktır. Şekil 8.13 ve Şekil 8.11 de verilen sistemlerin yapıları aynı olduğundan, denklem (8.26) yı kullanarak sistem çıkışının  $z$ -transformu,

$$Y(z) = \frac{(K_p K_y) G_h(z) G_v G_p(z) R(z)}{1 + (K_p K_y K_t) G_h(z) G_v G_p(z)} \quad (8.35)$$

olarak bulunur.



Şekil 8.13 Sayısal Kontrollü Elektrohidrolik Servo Sistemi

Bu denklemde geçen  $G_h(z)$  kolaylıkla,

$$G_h(z) = Z\left(\frac{1-e^{-Ts}}{s}\right) = 1 \quad (8.36)$$

olarak bulunabilir.  $G_h G_v G_p(z)$  terimi ise epeyce ara işlem den sonra aşağıdaki gibi elde edilir:

$$G_h G_v G_p(z) = \frac{K\omega_n^2}{A_p} \left\{ -A_1 + A_2 \left( \frac{1}{z-1} \right) + S(z) \right\} \quad (8.37)$$

Burada,

$$S(z) = A_1 \left\{ \frac{(z-1)(z-c_1)}{\Gamma(z)} \right\} + A_3 \left\{ \frac{(z-1)c_2}{\Gamma(z)} \right\} \quad (8.38)$$

$$\Gamma(z) = z^2 - 2zc_1 + c_3 \quad (8.39)$$

$$A_1 = \frac{2\zeta}{\omega_n^3} \quad A_2 = \frac{T}{\omega_n^2} \quad A_3 = \frac{2\zeta^2 - 1}{\omega_n^3 \sqrt{1-\zeta^2}} \quad (8.40)$$

$$c_1 = e^{-aT} \cos \omega T \quad c_2 = e^{-aT} \sin \omega T \quad c_3 = e^{-2aT} \quad (8.41)$$

$$a = \zeta \omega_n \quad \omega = \omega_n \sqrt{1-\zeta^2} \quad (8.42)$$

olarak tanımlanmıştır. Ayrıca,  $K_o = K_p K_y K \omega_n^2 / A_p$  ve  $K_l = K_o K_t$  olarak

tanımlanırsa, sistemin puls transfer fonksiyonu,

$$\frac{Y(z)}{R(z)} = \frac{K_0 \left\{ -A_1 + \frac{A_2}{z-1} + S(z) \right\}}{1 + K_1 \left\{ -A_1 + \frac{A_2}{z-1} + S(z) \right\}} \quad (8.43)$$

şeklinde elde edilir.

#### *Sistemin Statik Davranışı*

Sisteme  $R_s$  yüksekliğinde bir basamak giriş uygulanırsa,

$$R(z) = Z\left(\frac{R_s}{s}\right) = \frac{R_s z}{z-1} \quad (8.44)$$

olur. Bu ifadeyi denklem (8.43) de yerine koyup  $z$ -transformunun son değer teoremi kullanılırsa,  $t \rightarrow \infty$  iken  $y(t)$  nin değeri aşağıdaki gibi bulunur:

$$y_s = \lim_{t \rightarrow \infty} y(t) = \lim_{z \rightarrow 1} [(z-1)Y(z)] = \frac{R_s}{K_t} \quad (8.45)$$

#### *Sistemin Kararlılığı*

Denklem (8.43) uygun düzenlemelerle  $z$  cinsinden bir polinom oranı haline getirilir ve paydası sıfıra eşitlenirse, sistemin karakteristik denklemi

$$D(z) = z^3 + F_2 z^2 + F_1 z + F_0 \quad (8.46)$$

şeklinde bulunur. Bu ifadede geçen katsayılar daha önce verilen terimler cinsinden aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$F_2 = A_2 K_1 - A_1 K_1 - 2c_1 + c_1 A_1 K_1 + c_2 A_3 K_1 - 1 \quad (8.47) \quad \checkmark$$

$$F_1 = A_1 K_1 + 2c_1 - 2c_1 A_2 K_1 - 2c_2 A_3 K_1 + c_3 - c_3 A_1 K_1 \quad (8.48)$$

$$F_0 = -c_1 A_1 K_1 + c_2 A_3 K_1 - c_3 + c_3 A_1 K_1 + c_3 A_2 K_1 \quad (8.49)$$

Denklem (8.30) ile verildiği gibi yeni bir  $r$  değişkeni,

$$z = \frac{r+1}{r-1} \quad (8.50)$$

şeklinde tanımlanarak denklem (8.46) daki  $z$  değişkeni yerine koyulursa karakteristik denklem  $r$  cinsinden,

$$(1+F_0+F_1+F_2)r^3 + (3-3F_0-F_1+F_2)r^2 + (3+3F_0-F_1-F_2)r + (1-F_0+F_1-F_2) = 0 \quad (8.51)$$

halini alır. Bu sisteme Routh–Hurwitz kararlılık kriteri uygulanırsa sistemin kararlı olması için gerekli ve yeterli şartlar aşağıdaki gibi bulunur:

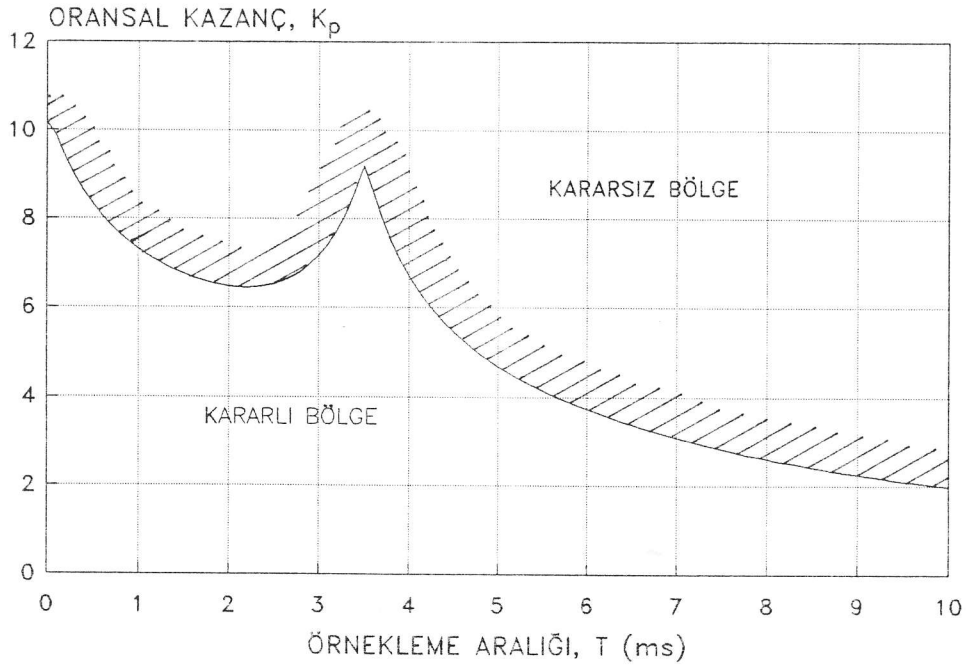
$$(1+F_0+F_1+F_2) > 0 \quad (8.52)$$

$$(3-3F_0-F_1+F_2) > 0 \quad (8.53)$$

$$(3+3F_0-F_1-F_2) > 0 \quad (8.54)$$

$$(1-F_0+F_1-F_2) > 0 \quad (8.55)$$

$$(3-3F_0-F_1+F_2)(3+3F_0-F_1-F_2) > (1+F_1+F_2+F_0)(1-F_0+F_1-F_2) \quad (8.56)$$



Şekil 8.14 Sayısal Bir Elektrohidrolik Servo Sistemini Kararlı Yapan Oransal Kazanç ve Örnekleme Aralığı Değerleri

Örnek olarak alınan bir sistemde parametre değerleri,

$$\begin{array}{lll} \zeta = 0,5 & \omega_n = 400\pi \text{ rad/s} & K_y = 30 \text{ mA/V} \\ K = 40 \text{ cm}^3/\text{s-mA} & A_p = 10 \text{ cm}^2 & K_t = 1 \text{ V/cm} \end{array}$$

kabul edilmiş ve yukarıdaki kararlılık şartları uygulanarak kararlı sistem veren  $T$  ve  $K_p$  değerleri sınırları Şekil 8.14 deki gibi bulunmuştur.

## ÖNERİLEN DİĞER KAYNAKLAR

1. Blackburn, J.F., Reethof, G., Shearer J.L., "*Fluid Power Control*", The MIT Press, Cambridge, Massachusetts, 1960.
2. Merritt, H.E., "*Hydraulic Control Systems*", John Wiley, New York, 1967.
3. McCloy, D., Martin H.R., "*The Control of Fluid Power*", Longman, London, 1963.
4. Thoma, J.U., "*Modern Oil Hydraulic Engineering*", Trade and Technical Press, Morden, Surrey, England, 1970.
5. Fawcett, J.R., "*Hydraulic Servomechanisms and Their Applications*", Trade and Technical Press, Morden, Surrey, England, 1970.
6. *Technical Bulletins*, Moog Servocontrols, Inc., East Aurora, New York.
7. Ercan, Y., "*Mühendislik Sistemlerinin Modellenmesi ve Dinamiği*", Gazi Üniversitesi Yayın No. 179, Ankara, 1992.
8. Ogata, K., "*Modern Control Engineering*", Prentice Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1990.
9. Ogata, K., "*Discrete Time Control Systems*", Prentice Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1987.
10. Gibson, J., "*Nonlinear Automatic Control*", McGraw-Hill, New York, 1963.
11. Truxal, J., "*Control Engineer's Handbook*", McGraw-Hill, New York, 1958.





# ALİŖTİRMA PROBLEMLERİ

## BÖLÜM 3

### Problem 3.1

3-Yollu bir valfla kontrol işlemini Ŗematik olarak çizin. Yük pistonunun geri dönüşünü sağlayan değişik mekanizmaları çizin. Hidrolik bir valfla yapılan kontrolde yükün ileri ve geri yöndeki hızlarının aynı olması için şartları bulun.

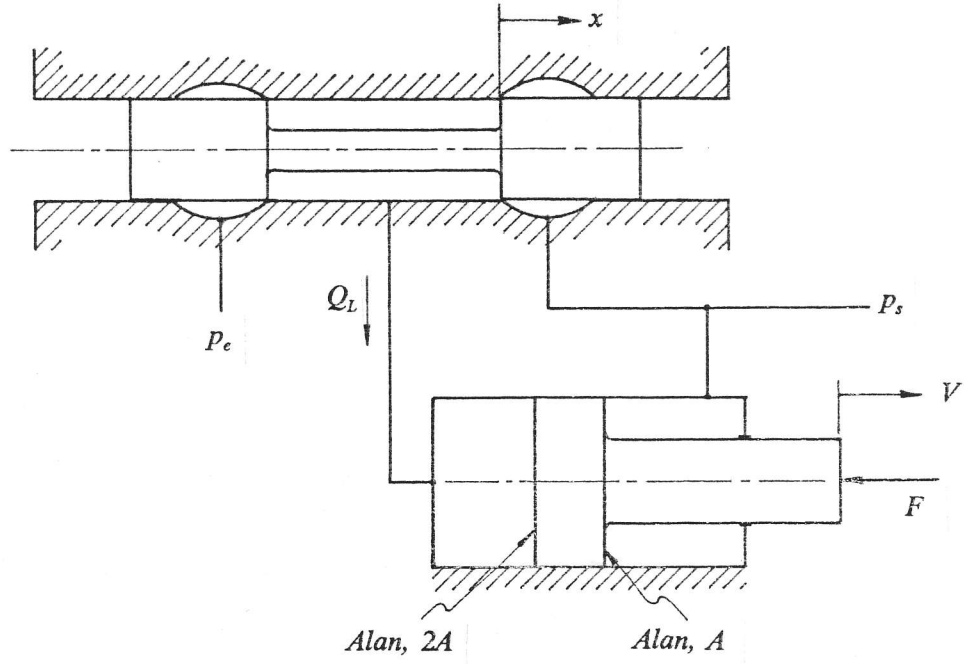
### Problem 3.2

Sıfır merkez açıklıklı, 4-yollu bir valfla kontrol işlemi yapılırsa, yük debisiyle yük basıncı arasındaki ilişki ne olur? Maksimum güç noktasında debi ve basınç değerleri nedir?

### Problem 3.3

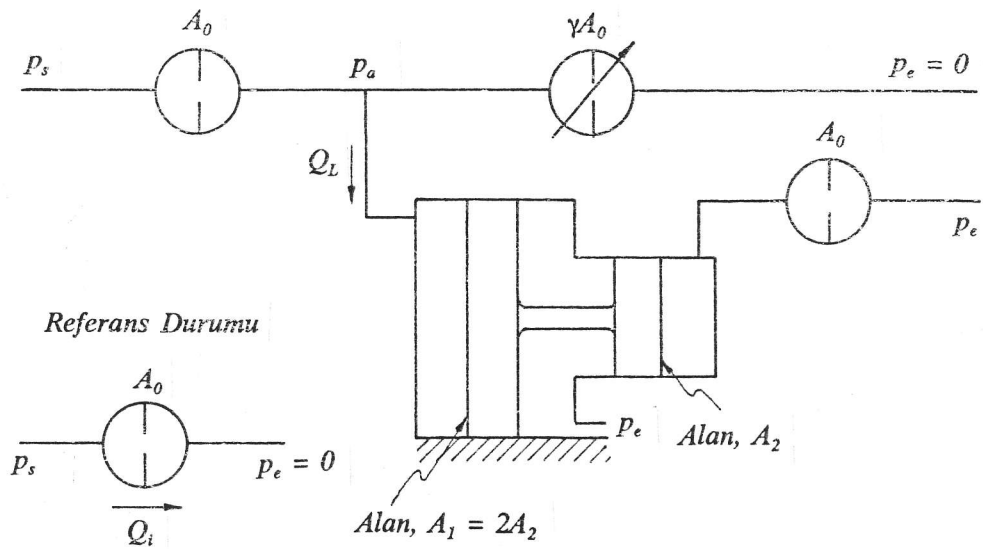
Ŗekildeki hidrolik sistemde sıfır merkez açıklıklı 3-yollu bir valf, farklı alanlı bir pistonun konumunun kontrolü için kullanılmaktadır. Dış kuvvet  $F$ ,  $V$  hızının  $F = 2V$  gibi bir fonksiyonudur.

$x = x_{mak}$  iken maksimum piston hızını veren  $A$  alanını bulun. Cevabınızı boşaltma katsayısı ( $C_d$ ), port çevresel uzunluğu ( $w$ ), kaynak basıncı ( $p_s$ ), çıkış basıncı ( $p_e$ ), akışkan yoğunluğu ( $\rho$ ) ve maksimum valf açıklığu ( $x_{mak}$ ) terimleri cinsinden ifade edin.



### Problem 3.4

Şekildeki hidrolik sistemde verilen bir  $\gamma$  için  $p_a$  ya karşı  $Q_L$  değerlerini verecek bir grafik yöntem geliştirin. Basınçları boyutsuz hale getirmek için  $p_s$  yi, debileri boyutsuz hale getirmek için ise verilen referans debisi  $Q_i$  yi kullanın.

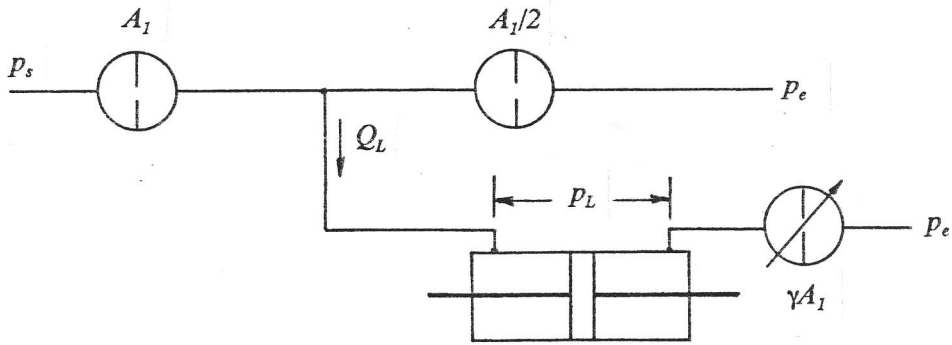


**Problem 3.5**

Şekildeki sistem hidroliktir.

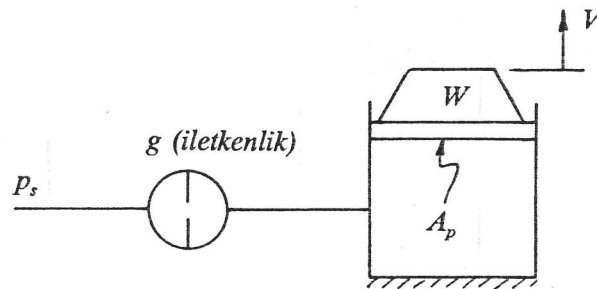
a)  $p_L$  ve  $Q_L$  arasında  $p_s$ ,  $A_1$ ,  $p_e$ ,  $\gamma$ ,  $C_d$  ve  $\rho$  yu içeren bir ifade bulun.

b) Değişik  $\gamma$  değerleri için  $p_L$ - $Q_L$  eğrilerini verecek bir grafik yöntem geliştirin.



**Problem 3.6**

Şekildeki hidrolik sistemde maksimum  $V$  hızını verecek piston alanı  $A_p$  yi bulun. Maksimum hız durumunu  $p_L$ - $Q_L$  diyagramında gösterin. Maksimum hız noktasının koordinatlarını verin ve bu noktanın yeri hakkında görüşlerinizi belirtin.



**Problem 3.7**

Bir tezgahta iş parçasını yerleştirmek için hidrolik bir sistem kullanılmaktadır. Tezgah operatörünün küçük ayarları yapmasına imkan vermek için parça  $V_1$  gibi nisbeten yavaş bir hızla yerleştirilmektedir. Parça yerine koyulduktan sonra ise, üretim verimini artırmak için tahrik pistonunun hızla geri çekilmesi istenmektedir.  $p_L$  nin değerini verilmiş kabul edin.

a) Tahrik pistonunun hareket yönünü değiştirebilen bir 3-yollu valf kontrol mekanizması çizin.

b) Eğer geri dönüş hızının  $5V_1$  olması istenirse ve eşit alanlı piston kullanılmışsa, pistona geri hareket vermek için uygulanması gereken basınç ne olmalıdır?  $5V_1$  hızı çizdiğiniz pistonun hangi yöne doğru hareketi sırasında elde edilmektedir?

c) Eğer geri dönüş hızının  $5V_1$  olması istenirse ve farklı alanlı piston kullanılmışsa piston alan oranları ne olmalıdır?  $5V_1$  hızı çizdiğiniz pistonun hangi yöne doğru hareketi sırasında elde edilmektedir?

**Problem 3.8**

Şekilde hidrolik bir yatak görülmektedir. Valf orifisinin maksimum alanı  $A_o$  dir. Yatağın taşıma alanı  $A$ , çevresel uzunluğu ise  $\ell$  dir. Yatak çevresindeki direnç keskin kenarlı bir orifis olarak modellenenbilir.

a) Yükün ağırlığı sabit ve  $W = Ap_s/2$  ye eşit olsun.

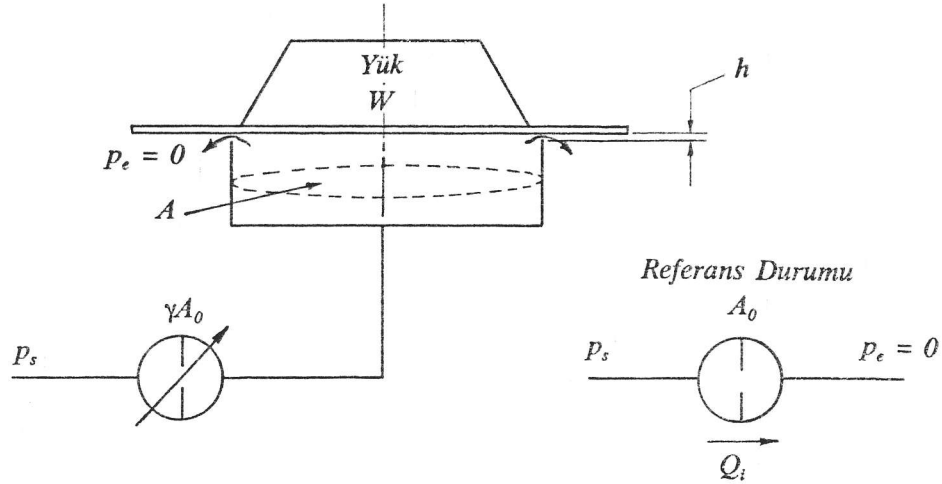
– Yatak yüksekliği  $h$  nin valf açıklık oranı  $\gamma$  ile değişimini analitik olarak belirleyin.

– Şekildeki referans durumunu kullanarak çevresel alanı ve  $h$  yi verecek bir grafik yöntem geliştirin.

b) Şimdi de valf orifis alanının sabit ve  $A_o$  a eşit olduğunu,  $W$  nin  $Ap_s$  ve  $Ap_s/2$  arasında değiştiğini kabul edin.

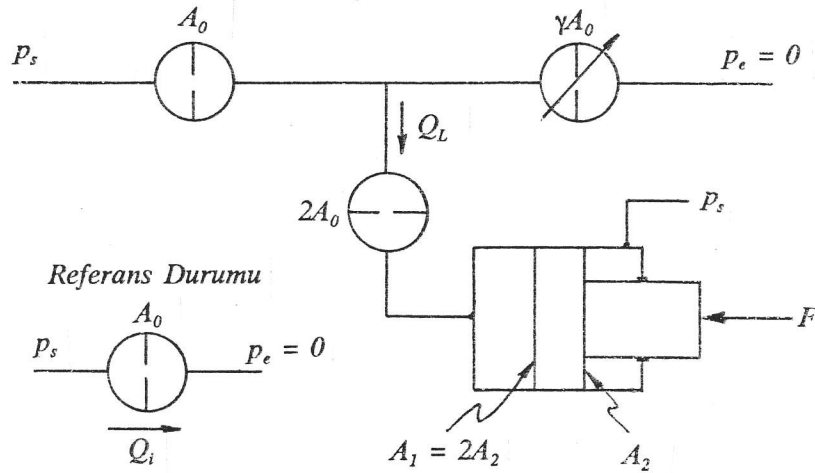
–  $h$  yi  $W$  nin fonksiyonu olarak analitik yöntemle bulun.

– Şekildeki referans durumunu kullanarak çevresel alanı ve  $h$  yi verecek bir grafik yöntem geliştirin.



### Problem 3.9

Şekildeki hidrolik sistemde verilen bir  $\gamma$  için  $F$  ye karşı  $Q_L$  değerlerini verecek bir grafik yöntem geliştirin. Basınçları boyutsuz hale getirmek için  $P_s$  yi, debileri boyutsuz hale getirmek için  $Q_i$  yi kullanın.

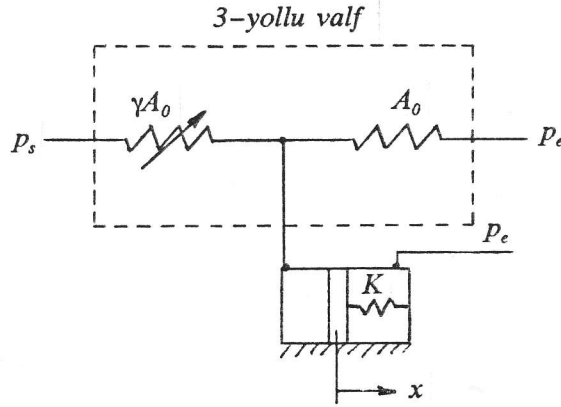


### Problem 3.10

Şekildeki hidrolik sistemde 3-yollu bir valf bir piston-silindire bağlıdır. Piston  $K$  sabitli bir yayla yüklüdür. Silindire herhangi bir basınç uygulanmadığında yay serbest boyda olup piston konumu  $x = 0$  dır.

a) Değişik valf açıklık oranları ( $\gamma$ ) için  $x$  in statik değerini veren bir grafik yöntem geliştirin.

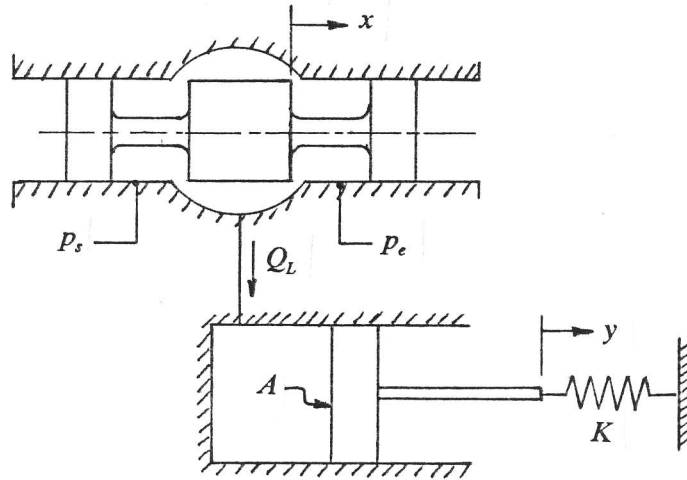
b) Şimdi de pistonla silindir arasında sızıntı olduğunu ve bu sızıntının olduğu açıklığın  $R$  lineer akışkan direnciyle modellenebileceğini kabul edin. Bu durumda  $x$  in statik değeri ile  $\gamma$  arasındaki ilişkiyi verecek bir grafik yöntem geliştirin.



### Problem 3.11

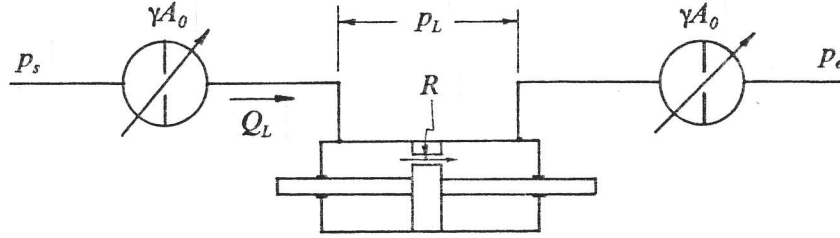
Şekilde açık merkezli, 3-yollu bir valfle sürülen bir hidrolik sistem görülmektedir.

- Sistemin akış devresini çizin ve temel denklemlerini yazın.
- Verilen bir valf açıklığı  $x$  için  $p_L-Q_L$  ve  $y-\dot{y}$  eğrilerini verecek bir grafik yöntem geliştirin.
- Verilen bir valf açıklığına karşılık gelen durağan  $y$  değerini grafik yolla bulun.

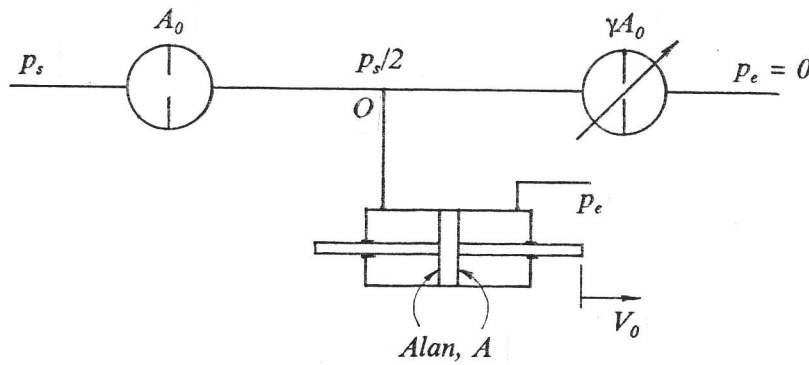


**Problem 3.12**

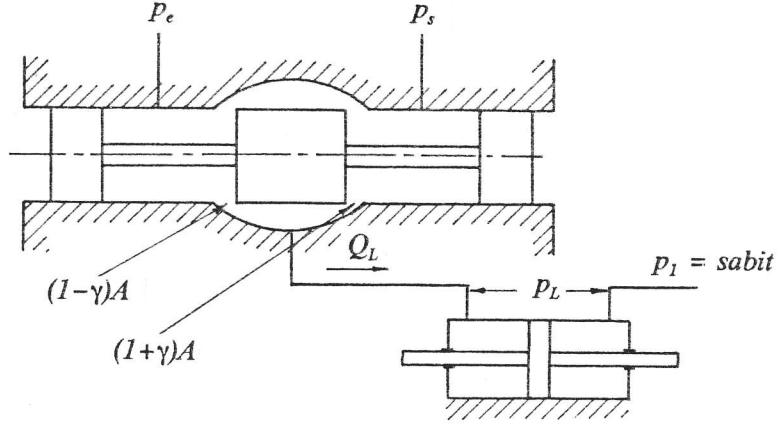
Şekildeki hidrolik sistemde piston üzerindeki sızıntı hattı lineer bir  $R$  akışkan direnciyle modellenenebilir. Diğer orifisler ise keskin kenarlıdır. Verilen bir valf açıklık oranı  $\gamma$  için  $p_L - Q_L$  ilişkisini bulun.

**Problem 3.13**

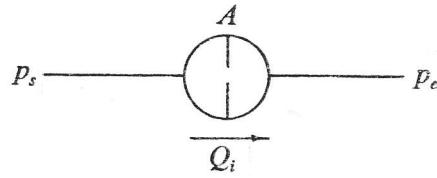
Şekilde bir değişken orifisli üç yollu valfle kontrol edilen hidrolik bir sistem görülmektedir. Piston sağa doğru  $V_0$  hızıyla hareket ettirilmekteyken  $O$  noktasındaki basıncın  $p_s/2$  olması istenirse, sistem parametreleri cinsinden valf açıklık oranı  $\gamma$  nın değeri ne olmalıdır?  $\gamma$  nın değeri  $0 < \gamma < 1$  aralığında değiştiğine göre,  $O$  noktasında  $p_s/2$  basıncı hangi hız sınırları arasında sağlanabilir.

**Problem 3.14**

Şekilde açık merkezli üç yollu valfle kontrol edilen bir hidrolik sistem görülmektedir. Yük debisi ve yük basıncı arasındaki ilişkiyi bulun.  $p_L = 0$  iken,  $+\gamma$  ve  $-\gamma$  için yük pistonunun sağa ve sola olan hızlarının aynı olması istenirse,  $p_1$  in değeri ne olmalıdır?



Referans Durumu



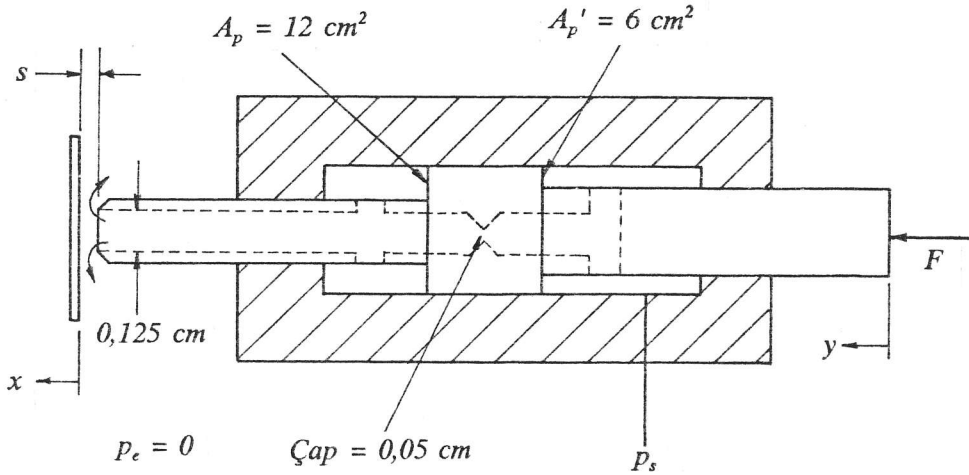
### Problem 3.15

Şekilde kanat nozul valfı kullanan, hidrolik bir izleme mekanizması görülmektedir.

a) Sistemin nasıl çalıştığını açıklayın.

b) Yük kuvveti  $F = 0$  ise ve sistem hareketsizse kanat ve nozul arasındaki  $a$  uzaklığı ne kadardır? Bu durumda sistemin güç kaybı nedir?

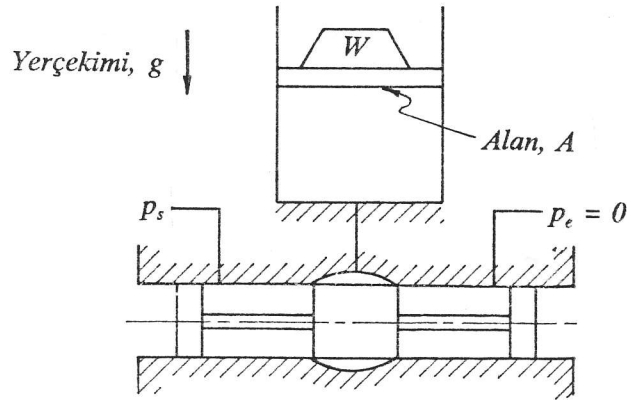
c) Pistonun kanadı sola doğru izleyebileceği maksimum hız nedir?





**Problem 3.16**

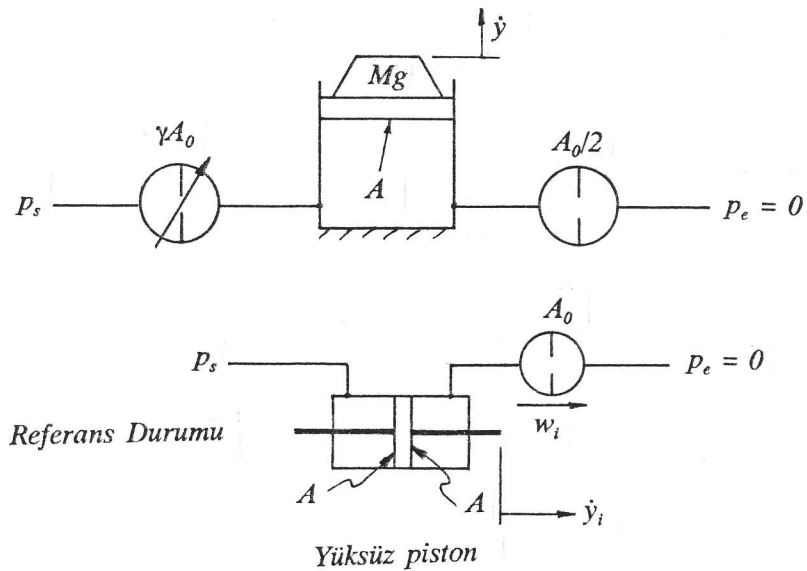
Şekildeki hidrolik sistem, bir  $W$  ağırlığını indirip kaldırmak için 3-yollu, kapalı merkezli bir valftan yararlanmaktadır. Gerçekçi gördüğünüz varsayımları yapabilir, gerekli parametreleri tanımlayabilirsiniz. Eğer aynı valf açıklıkları için inme hızı kaldırma hızının üç katı ise  $W$  ağırlığını bulun.



**BÖLÜM 4**

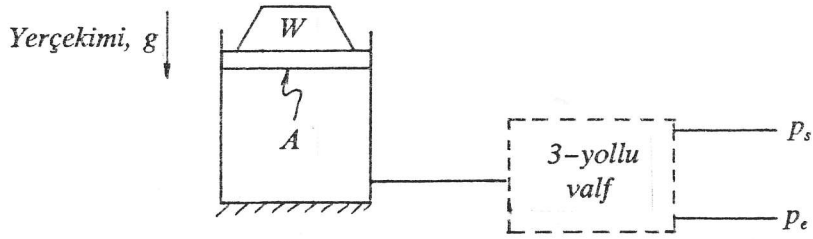
**Problem 4.1**

Şekildeki pnömomatik sistemde  $Mg$  toplam sabit ağırlıktır.  $\dot{y}/\dot{y}_i$  ye karşı  $\gamma$  yı verecek bir grafik yöntem geliştirin. Boyutsuzlaştırma için verilen referans durumunu kullanın.



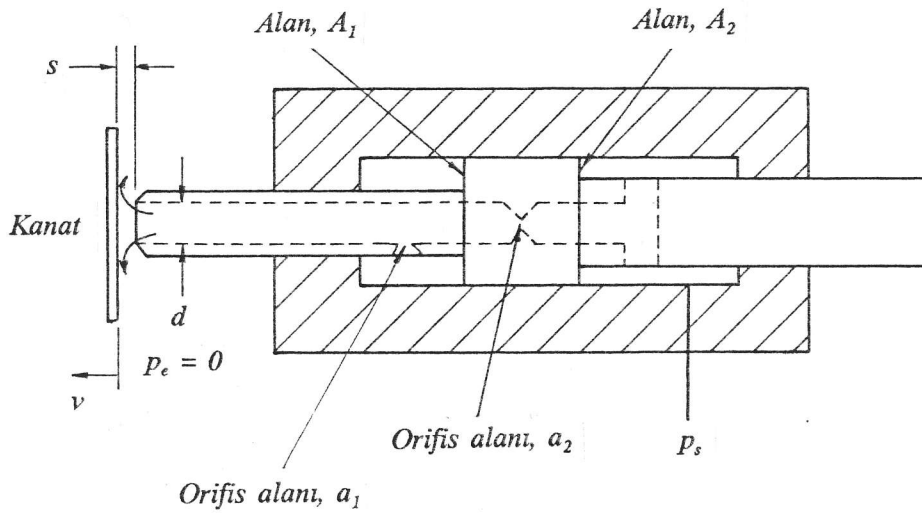
### Problem 4.2

Şekilde, bir yükün kaldırılması için kullanılan, kapalı merkezli 3-yollu valfle sürülen pnömatik bir sistem görülmektedir. Kaldırma hızının sadece valfin açıklık miktarına bağlı olması ve yükün büyüklüğüne bağlı olmaması için sistem nasıl tasarlanmalıdır? Yani, piston alanı, kaynak basıncı gibi parametreler nasıl seçilmelidir? Bu şekilde tasarlanmış bir sistemin iniş hızı hakkında ne söylenebilir? İniş hızı yükün değeriyle nasıl değişir?



### Problem 4.3

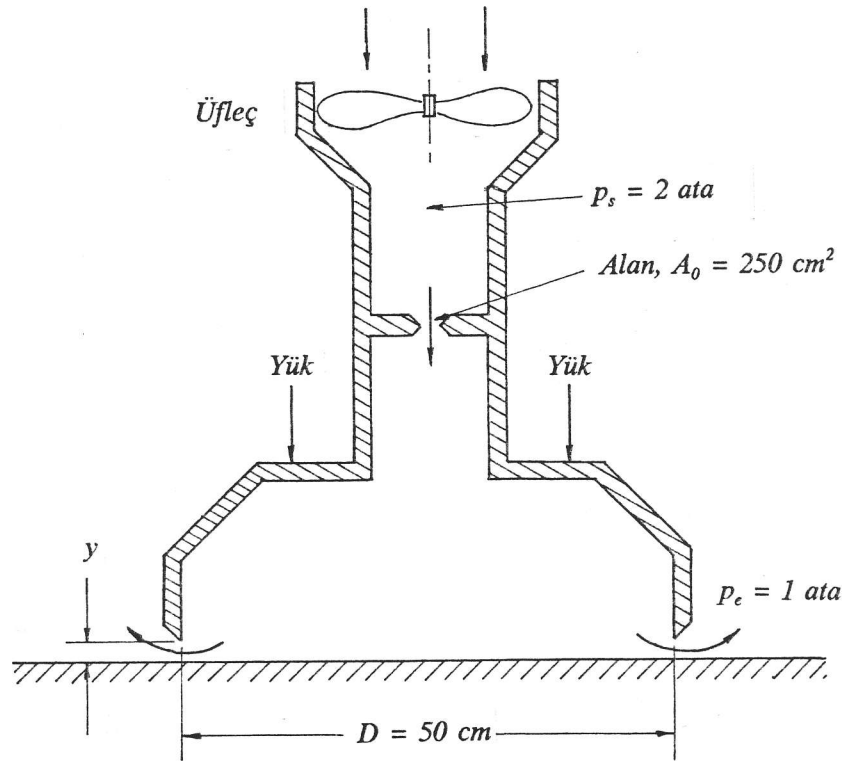
Şekildeki izleme mekanizması pnömatiktir. Orifisler dışında akışkan direnci yoktur. Kaynak basıncı ortam basıncına göre çok büyüktür. Pistonun sola doğru kanadı izleyebileceği maksimum hızı bulun.



### Problem 4.4

Şekilde hava yastıklı bir vasitanın yataklarından biri görülmektedir. Aşağıda istenenleri grafik ve analitik yöntemlerle bulun.

- Yatağın, kenarlarına oturması istenmediğine göre, taşıyabileceği maksimum yük nedir?
- Yük, maksimum yükün %50 si ise,  $y$  yüksekliği ne olur?
- Sistemin (b) deki statik konumu etrafında düşey yöndeki sertliği (yay sabiti) nedir?



### Problem 4.5

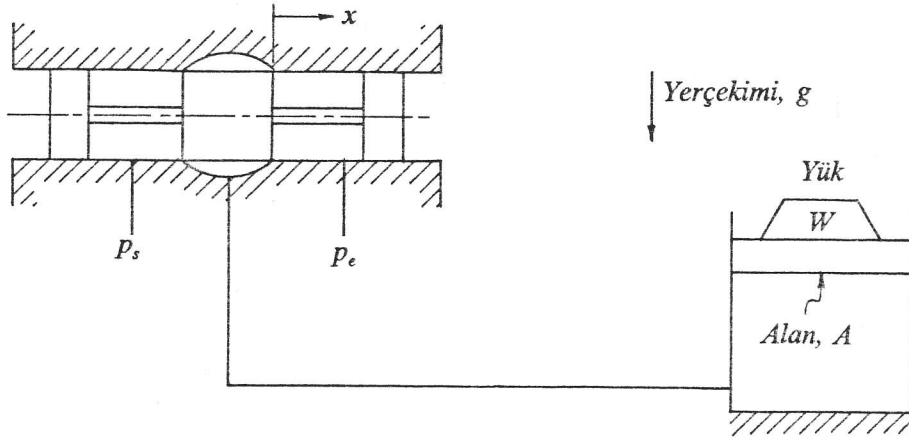
Bir yük pnömatik olarak, tahrik silindirin akış-aşağısı tarafına koyulan tek bir valf ile kontrol edilmektedir. Değişik valf açıklıkları için tahrik pistonunun hızına karşı  $p_1/p_s$  değerlerini veren eğrileri grafik yöntemle bulun.

**Problem 4.6**

Üç yollu pnömatik bir valfın yük hızı eğrilerini grafik yöntemle bulun.

**Problem 4.7**

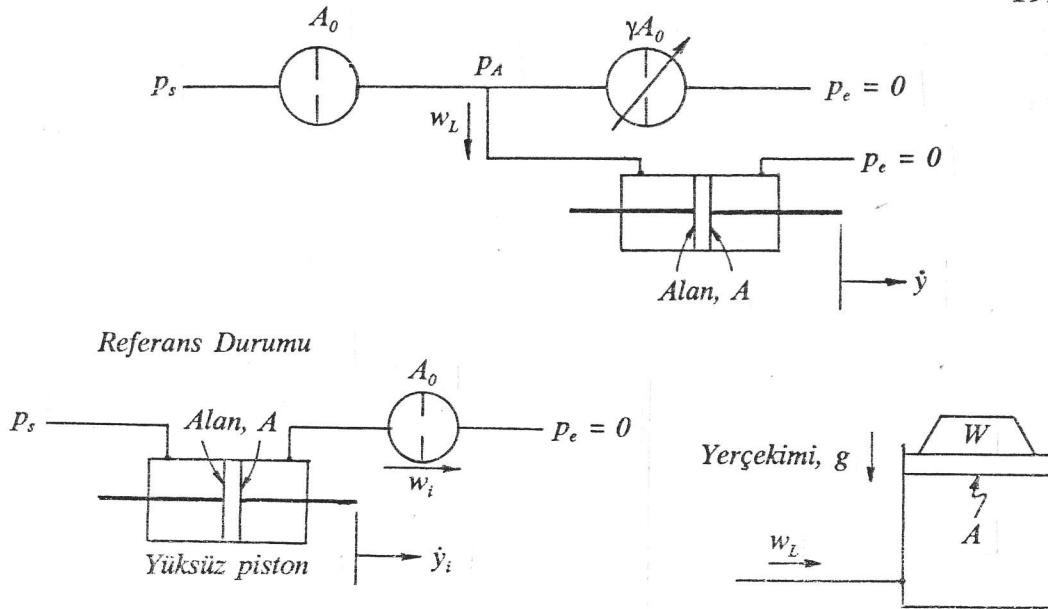
Şekilde sıfır merkez açıklıklı 3-yollu valfla kontrol edilen pnömatik bir sistem görülmektedir. Portların çevre uzunluğu  $w$  dir. Makara merkezdeyken  $x = 0$  dir. Problemi çözerken gerçekçi olduğunuzu düşündüğünüz varsayımları yapabilir, gerekli parametreleri tanımlayabilirsiniz.  $x = x_0$  iken  $W$  ağırlığındaki yükün yukarı doğru hareket hızını veren bir ifade bulun.  $x = -x_0$  iken, yükün aşağı doğru hareket hızı için bir ifade bulun.

**Problem 4.8**

Şekildeki pnömatik sistemde değişken orifisli, 3-yollu bir valf kullanılmaktadır. Problemin çözümünde boyutsuz parametreleri tanımlamak için, verilen referans şartlarını kullanın.

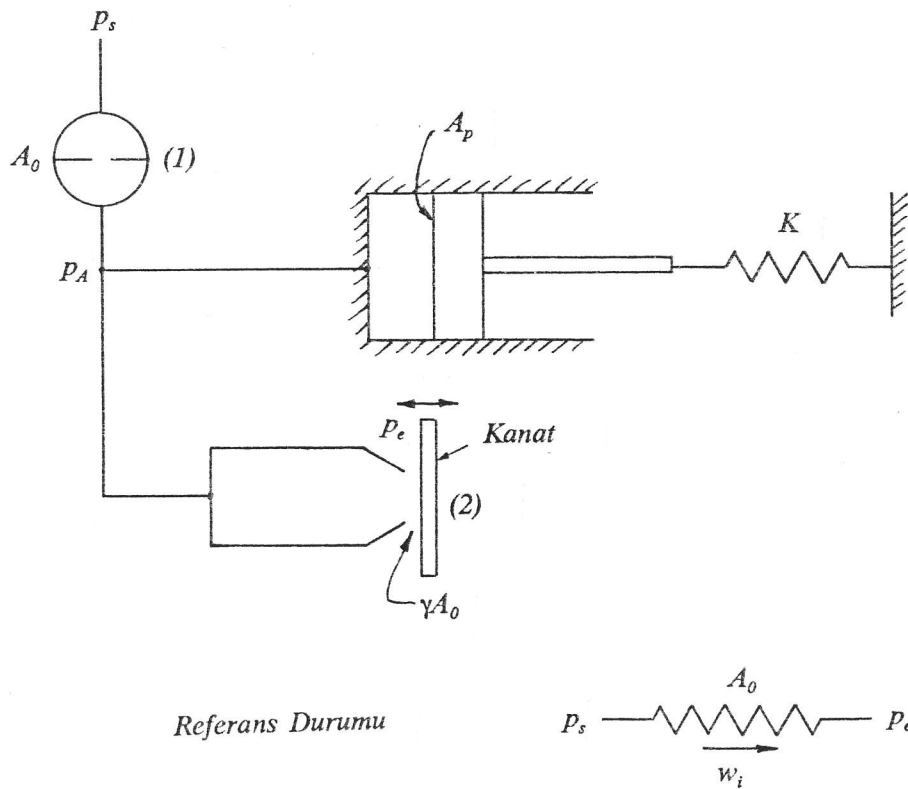
a)  $(w_L/w_0) - (p_A/p_s)$  ve  $(y/y_0) - (p_A/p_s)$  eğrilerini grafik yöntemle bulun.

b) Eğer tahrik ünitesi şeklin sağ alt tarafındaki gibi,  $W$  ağırlığı ile yüklenmiş bir pistonsa,  $(y/y_0) - \gamma$  eğrilerini grafik yöntemle bulun.



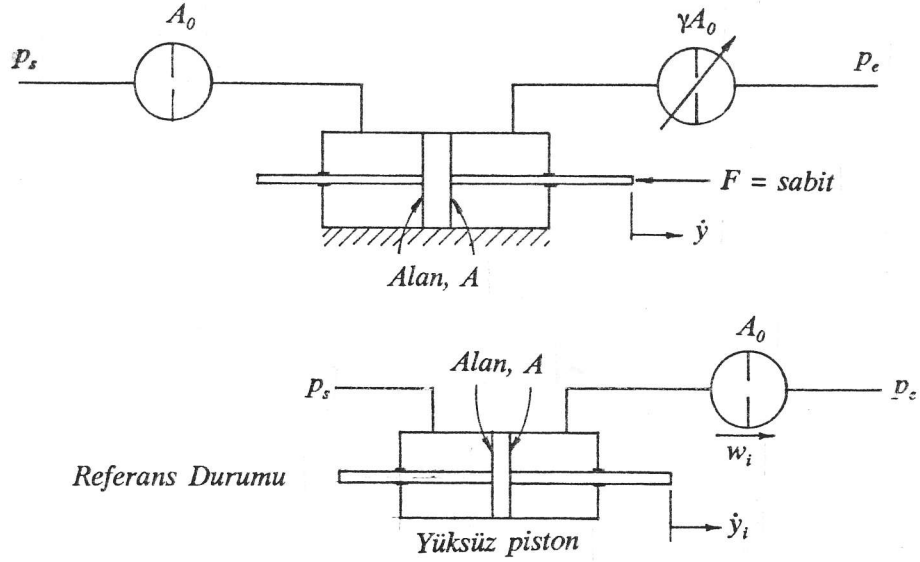
### Problem 4.9

Şekildeki pnömatik sistemdeki (1) ve (2) orifisleri için  $(w/w_i) - (P_A/P_s)$  eğrilerini çizin. Bu grafikten yararlanarak, verilen bir kanat açıklığı için pistonun durağan konumunu veren bir grafik yöntem geliştirin.  $\gamma$  nın 0 - 2 arasındaki değerleri için  $\gamma$  ya karşı piston konumunu veren eğriyi elde edin.

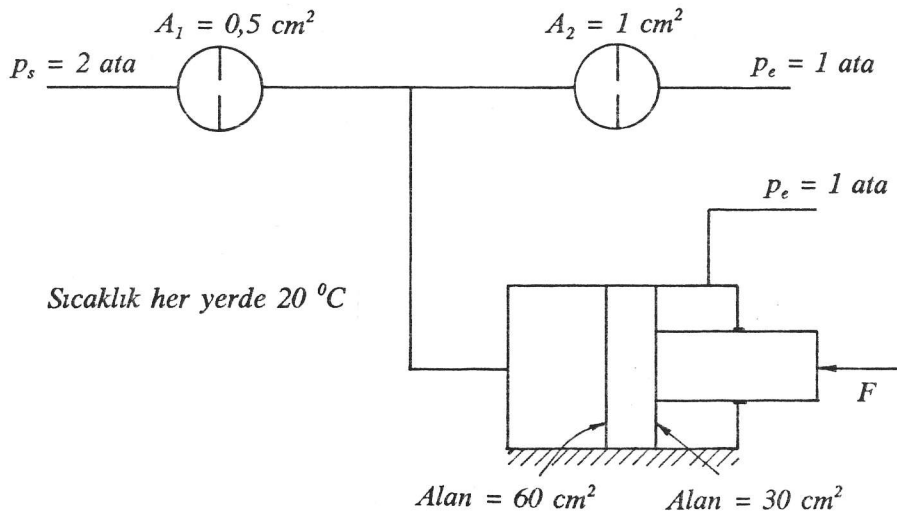


**Problem 4.10**

Şekildeki pnömatik sistem için  $\gamma$  ya karşı  $\dot{y}/\dot{y}_i$  eğrilerini verecek bir grafik yöntem geliştirin.  $F$  nin yönü değişirse yöntem nasıl değişir?

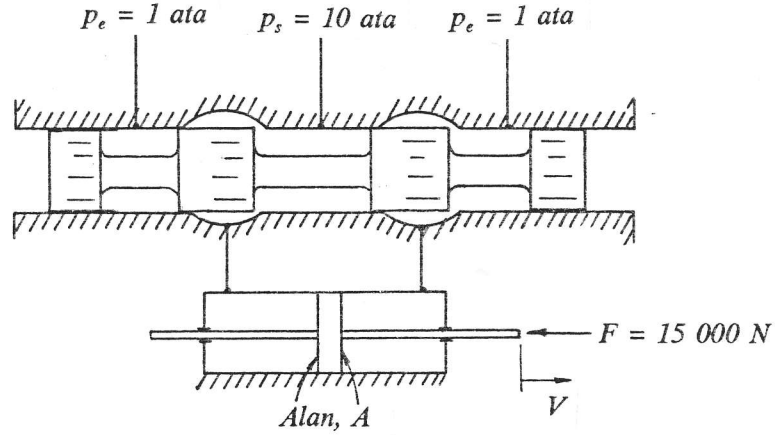
**Problem 4.11**

Şekilde görülen pnömatik sistemde pistonun hareketine mani olmak için gerekli kuvvet  $F$  nedir?  $F = 0$ ,  $F = 1000 \text{ N}$  ve  $F = -1000 \text{ N}$  durumları için piston hareketinin yönleri ve hızları ne olur?



**Problem 4.12**

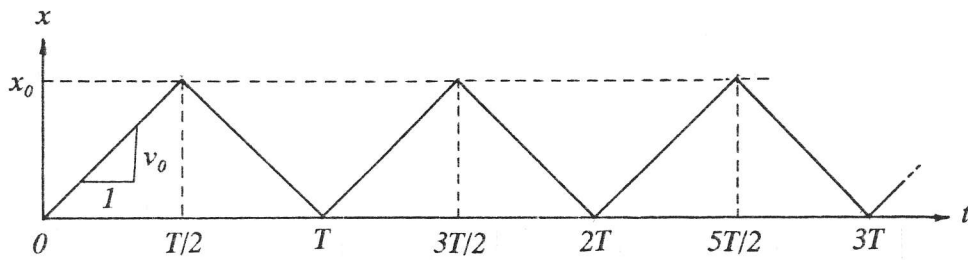
Bir tav fırınına metal kütükleri iterek yüklemek için kullanılan pnömatik bir sistem şekilde görülmektedir. Kullanılan valf kapalı merkezli ve 4-yolludur. Kütüğü itmek için gerekli kuvvet  $15\ 000\ N$  dur. Maksimum valf açıklığında kütüklerin en yüksek hızda itilmesini sağlayacak piston alanı nedir?



**BÖLÜM 5**

**Problem 5.1**

Kapalı merkezli 4-yollu valfla kontrol yapan hidrolik bir sistem saf bir yay yüküne karşı çalışmaktadır. Yayın bir ucu yere bağlı olup, tahrik pistonuna bağlı diğer ucunun şekilde verilen grafiğe uygun olarak hareket etmesi istenmektedir.  $x = 0$  iken yay serbest uzunluğundadır. Yükün yer eğrisini hız-kuvvet düzleminde çizin. Valf karakteristiğinin yükün yer eğrisine uyumunun sağlanması için  $p_s$  nin değeri sistem parametreleri cinsinden ne olmalıdır? Bu durumu grafik olarak da gösterin.



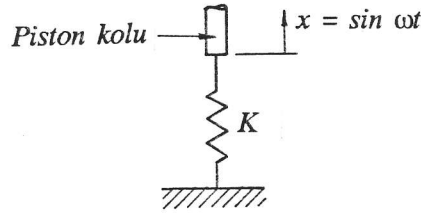
### Problem 5.2

Hidrolik tahrikli bir yorulma tezgahında numune (yük) bir yayla modellenenmektedir. Numunenin yay sabiti  $K$  dır. Numunenin bir ucu sabittir; diğer ucu ise hidrolik tahrik pistonuna bağlı olup  $x = \sin t$  biçiminde hareket ettirilmektedir.

a) Piston tarafından yüke uygulanan  $F$  kuvveti nedir?  $F-x$  düzleminde yükün yer eğrisini çizin. (Eksenler uygun biçimde normalize edilebilir.)

b) Yükün maksimum güç istediği noktada  $F$  ve  $\dot{x}$  nün değerlerini bulun.

c) Yük, sıfır merkez açıklıklı 4-yollu bir valf kullanarak  $A$  piston alanlı bir tahrik pistonuyla sürüldüğüne göre, yük ve valf karakteristiklerinin uyumu için kaynak basıncı  $p_s$  ne olmalıdır?

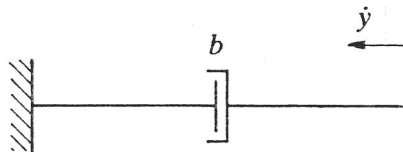


### Problem 5.3

Şekildeki sönümleyicinin sabiti  $b=10 \text{ N-m/s}$  dir. Sönümleyici, ucunun hızı  $\dot{y}(t) = 20 \sin \omega t$  olacak şekilde hidrolik bir sistem tarafından hareket ettirilmektedir.

a) Yükün yer eğrisini çizin.

b) Eğer yükü süren pistonun alanı  $3 \text{ cm}^2$  ise ve kapalı merkezli 4-yollu bir valf kullanılıyorsa, valf karakteristiği ile yükün yer eğrisi arasında en iyi uyumu sağlamak için kaynak basıncı ne olmalıdır? (Dönüş basıncı  $p_e = 0$  dir.)





**Problem 5.4**

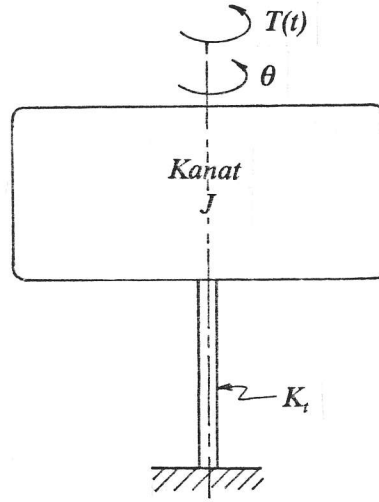
Yükün geometrik yerinin valf karakteristiğine uydurulması ve optimum çalışma koşullarının bulunmasından ne anladığımızı grafiklerden de yararlanarak açıklayın.

**Problem 5.5**

Bir kanadın dönme eksenine göre atalet momenti  $J = 1 \text{ kg-m}^2$  dir. Kanat  $K_t = 2 \text{ N-m/radyan}$  sabitli bir torsiyon yayıyla yere bağlıdır.

a) Bu kanat dışarıdan bir  $T(t)$  momenti uygulanarak  $\theta = \sin \omega t$  şeklinde hareket ettirilirse, yükün yer eğrisini moment-açısal hız düzleminde çizin. (Eksenler uygun biçimde normalize edilebilir.)

b) Kanat  $0 < t < 1 \text{ s}$  zaman aralığında  $\theta = t^2/2$  biçiminde hareket ettirilirse yükün yer eğrisini çizin.

**BÖLÜM 6****Problem 6.1**

Normal bir hidrolik valf portunda oluşan aksenal valf kuvveti için bir ifade bulun. 4-Yollu bir valfda toplam aksenal kuvveti bulun.

**Problem 6.2**

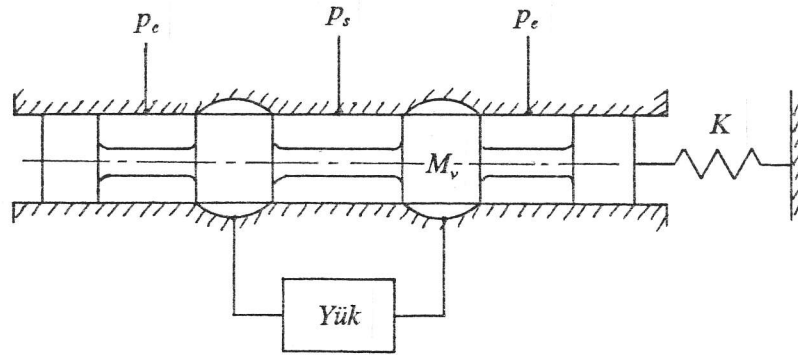
Tek nozullu hidrolik bir kanat–nozul valfında kanada uygulanan kuvvet için bir ifade bulun.

**Problem 6.3**

Çift nozullu hidrolik bir kanat–nozul valfında kanat merkezden  $x$  kadar ayrılırsa kanat üzerindeki kuvveti hesaplayın.

**Problem 6.4**

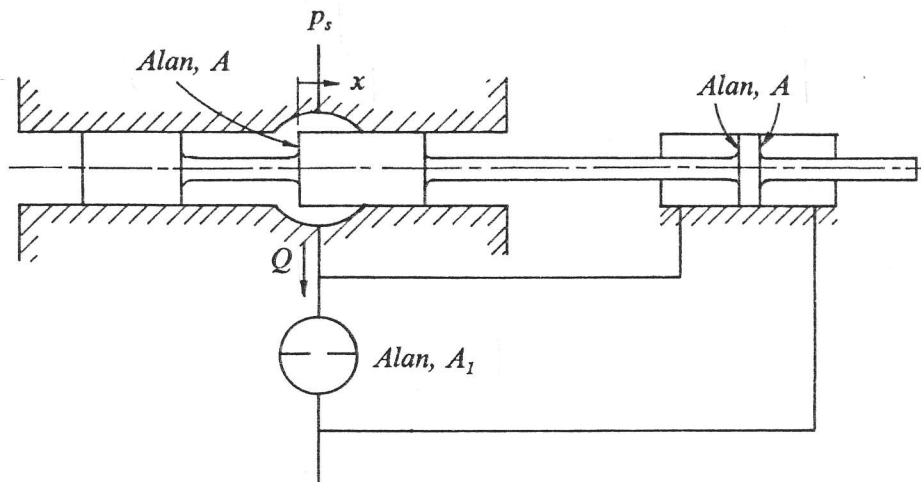
Şekildeki hidrolik valf 4–yollu ve kapalı merkezlidir. Valfi tahrik eden düzeneğin yay sabiti  $K$  ile gösterilmiştir. Durağan aksenal kuvveti dikkate alarak, valfın tabii frekansı için bir ifade bulun.

**Problem 6.5**

Bir valfta durağan akış kuvvetini dengelemek için şekilde görülen dengeleme silindirinin kullanılması önerilmektedir.

a) Makarayı belirli bir valf açıklığı  $x$  de tutmak için gerekli kuvveti veren bir ifade bulun. Bu kuvvet  $x$  in bütün değerleri için sıfır yapılabilir mi?

b) Eğer şekildeki  $A_1$  alanlı orifis yerine lineer bir akışkan direnci koyulursa (a) nın cevabı ne olur?



### Problem 6.6

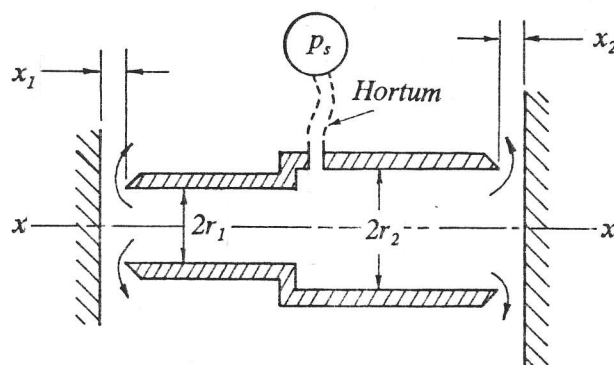
Bir negatif kuvvet portu çizin. Nasıl çalıştığını açıklayın. 4-yollu bir valfa uygulamasını gösterin.

### Problem 6.7

Hidrolik kilitlenmenin sebebini açıklayın. Kilitlenmenin gerçekleşmesini etkileyen faktörler nedir? Kilitlenmeye nasıl mani olunur?

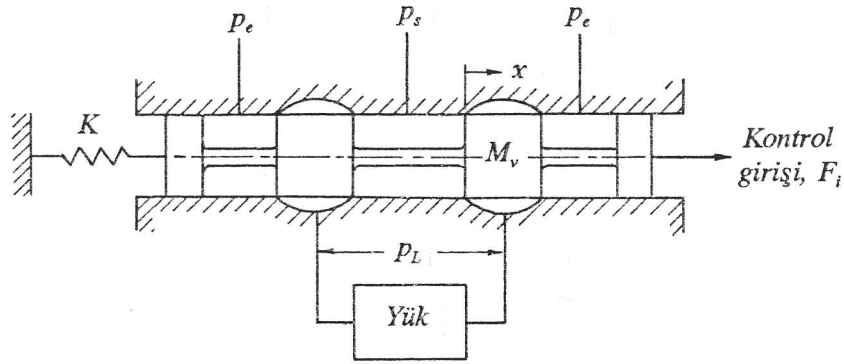
### Problem 6.8

Şekildeki hidrolik sistemde  $r_1$  ve  $r_2$  yarıçaplı nozullar esnek bir hortumla  $p_s$  basınçlı bir kaynaktan beslenmektedir. Sistemin hareketi  $xx'$  yönünde olup hortumun nozullara uyguladığı kuvvet ihmal edilebilir.  $x_1$  ve  $x_2$ ,  $r_1$  ve  $r_2$  ye göre küçüktür. Sistem üzerindeki kuvvetler denge halindeyken  $x_1$  ve  $x_2$  arasındaki ilişkiyi bulun. Denge konumunun kararlılığı hakkında ne söyleyebilirsiniz?

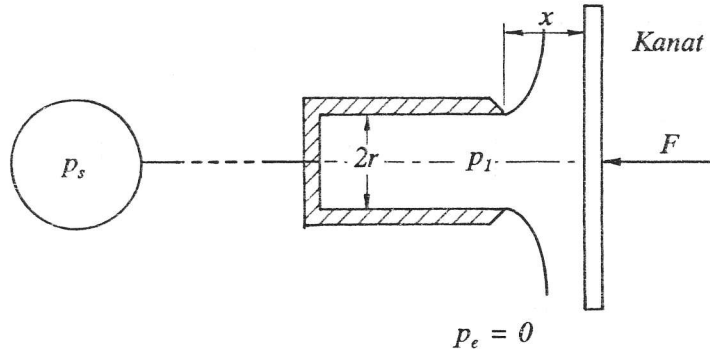


**Problem 6.9**

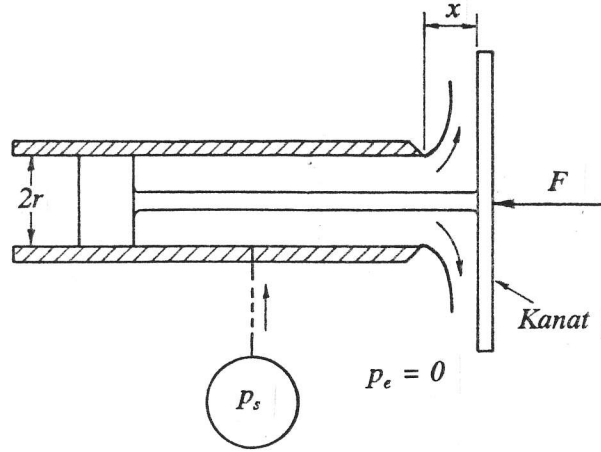
Şekilde tek kademeli, kapalı merkezli ve 4-yollu bir valf görülmektedir. Makara kütlesi  $M_v$  dir. Makaraya uygulanan yay tipi kuvvetlerin tümünü yazın. Makaranın tabii frekansı için bir ifade bulun.

**Problem 6.10**

Şekildeki hidrolik kanat-nozul sistemi için  $p_1 = 2p_s - (F/\pi r^2)$  olduğunu gösterin. Bu denklemin fiziksel önemi nedir?

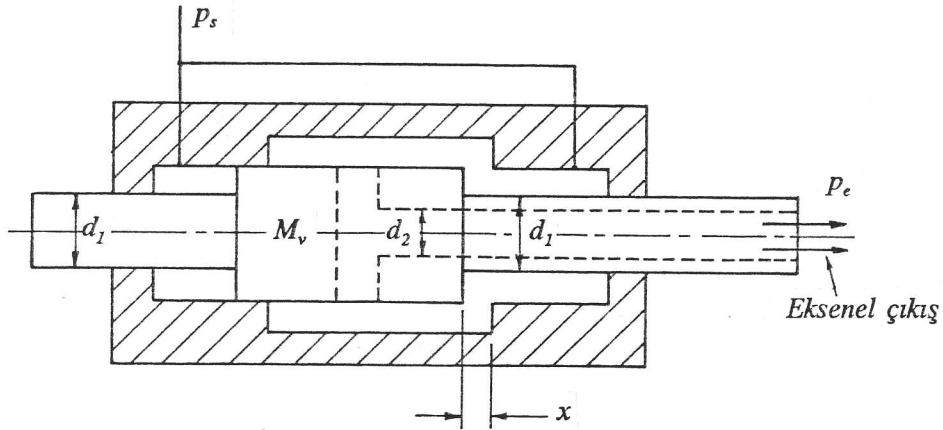
**Problem 6.11**

Şekildeki hidrolik kanat-nozul sisteminde kanadı belli bir  $x$  açıklığında tutmak için uygulanması gereken  $F$  kuvveti nedir? Nozuldan çıkan yağın debisini kanada uygulanan kuvvetin fonksiyonu olarak bulun.



### Problem 6.12

Şekilde görülen hidrolik valfta orifisten geçen akış kol ortasındaki nozuldaki jet halinde dışarı çıkmaktadır. Orifisin çevresel uzunluğu  $w$ , boşaltma katsayısı  $C_d$ , piston kütlesi  $M_v$ , hidrolik yağın yoğunluğu ise  $\rho$  dur. Sistem, jetin piston üzerinde yarattığı reaksiyon kuvvetiyle statik valf kuvvetinin dengelendiği konumda çalıştığına göre, bu durumdaki  $x$  açıklığı sistem parametreleri cinsinden ne olur? Bu durumun kararlılığı hakkında ne söyleyebilirsiniz?



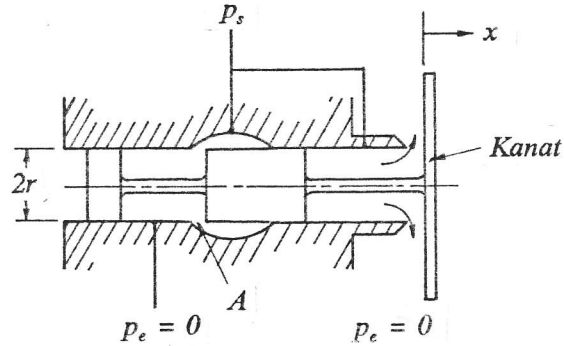
### Problem 6.13

Şekilde sıvı debisini kontrol amacıyla önerilen bir sistem görülmektedir. Sistem, düşey olarak tutulan 2-yollu bir makaralı valf ve makaraya valfi açacak şekilde asılmış bir ağırlıktan oluşmaktadır. Sistem, valfi kapatmaya çalışan Bernoulli kuvvetinin, makara ve ayar ağırlıklarıyla dengelendiği noktada çalışmaktadır. Ayar ağırlığı ile akış debisi arasında, uygun biçimde tanımlayacağımız sistem parametreleri cinsinden bir ilişki bulun.



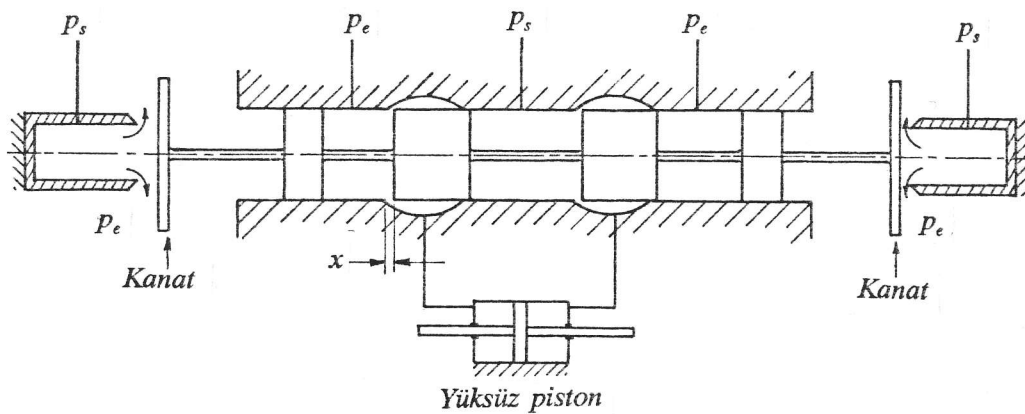
**Problem 6.15**

Şekildeki sistemde  $A$  daki orifis kapandığında kanat da nozulun ağzını kapatmaktadır. Sisteme  $p_s$  basıncı uygulandığında valf açıklığı  $x$  in durağan değeri ne olur?



**Problem 6.16**

Şekildeki makaralı valf sıfır merkez açıklıklıdır. Makara merkezdeyken iki taraftaki nozullarla karşılarındaki kanatlar arasındaki mesafeler küçük, birbirinin aynı ve  $a$  ya eşittir. Nozul ve kanatlar birbirine göre simetriktir. Parametreler ve sistem geometrisi ile ilgili gerçekçi gördüğünüz varsayımları yapabilirsiniz. Makara merkez konumundan  $x$  kadar ( $x$  küçük) ayrıldığında makara üzerindeki net kuvveti bulun. Makaranın merkez konumu etrafında kararlı olması için şart nedir?



**Problem 6.17**

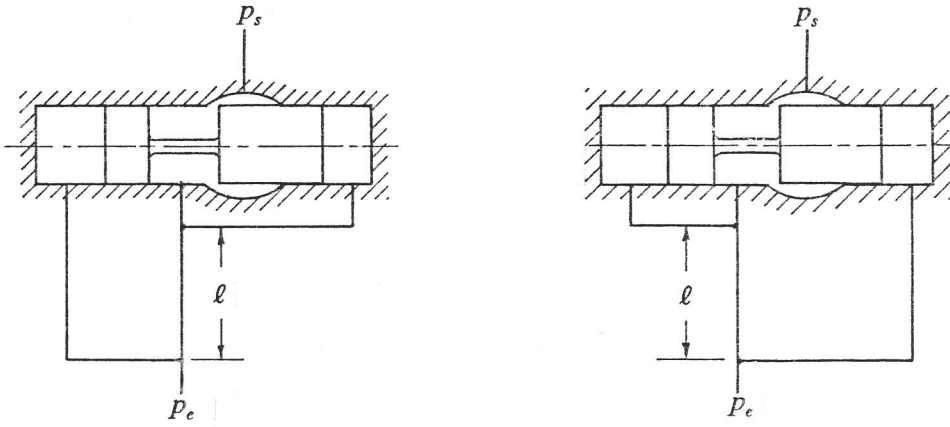
Sönüm uzunluğu nedir? Valfin kararlılığına etkisi nedir? Matematiksel olarak gösterin.

**Problem 6.18**

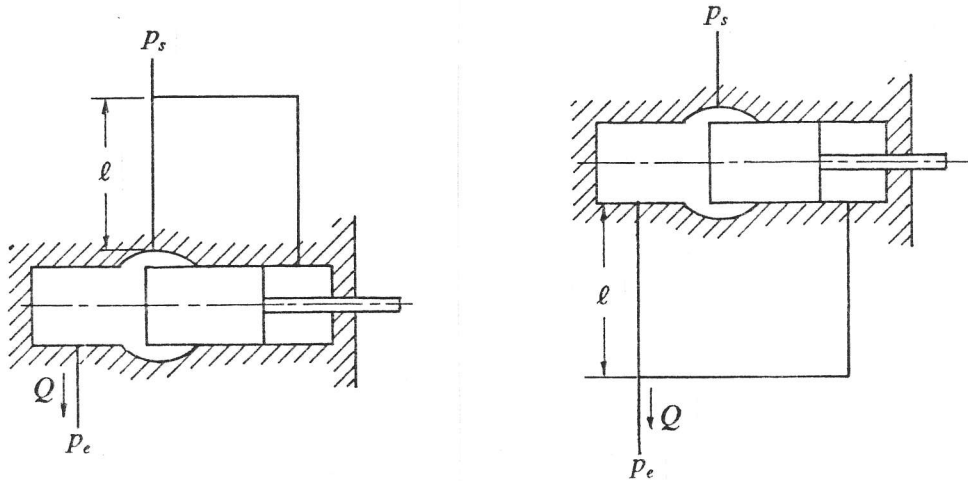
Durağan akış kararsızlığını matematiksel olarak açıklayın.

**Problem 6.19**

Şekildeki sistemlerde  $\ell$  oldukça uzun akış hatlarıdır. Sistemlerin durağan akış kararlılığını inceleyin.

**Problem 6.20**

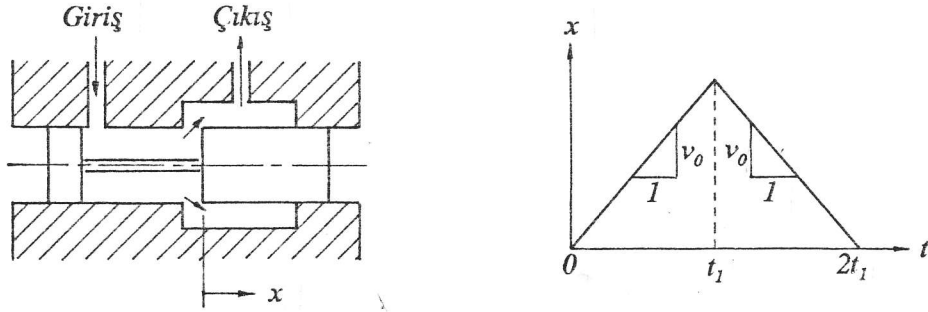
Şekilde görülen her iki sistem de  $Q$  sabitse kararlıdır. Eğer valftan geçen debi  $dQ/dt$  gibi değişirse, oluşacak kuvvetlerin bu sistemlerin kararlılıklarını nasıl etkileyeceğini açıklayın.





**Problem 6.21**

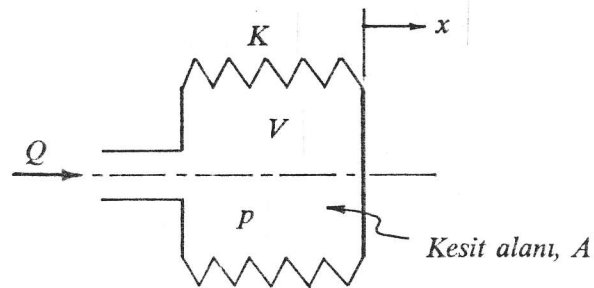
Şekilde görülen valfın açıklığı ( $x$ ) grafikteki gibi değişmektedir. Statik valf kuvvetini ve sönüm uzunluğunu dikkate alarak aksel yöndeki valf kuvveti için bir ifade yazın. Akış yönü değişirse bu ifade nasıl değişir? (Problemın çözümü için gerekli gördüğünüz parametreleri tanımlayabilirsiniz.)

**BÖLÜM 7****Problem 7.1**

Bir valfın değişik valf açıklıkları için çizilmiş  $p_L-q_L$  eğrilerinden yararlanarak diferansiyel katsayılarını tanımlayın.

**Problem 7.2**

Şekilde metal körüklü bir hidrolik tahrik elemanı görülmektedir. Körük  $x$  yönünde  $K$  sabitli bir yay gibi davranmaktadır; radyal yönde ise sonsuz sertliğe sahiptir. Akışkanın balk modülü  $\beta$  ve körüğün anma hacmi  $V$  ise, basınç  $p$  ile hacimsel debi  $Q$  arasındaki ilişkiyi bulun.



**Problem 7.3**

Yapısal esneklik, piston sızıntısı ve sıkıştırılabilir yağ olması durumunda tahrik pistonuna giden akışla yük basıncı arasındaki ilişkiyi bulun.

**Problem 7.4**

Kol, kuvvet, yük basıncı ve dinamik yük basıncı geribeslemeli valfların temel denklemlerini yazın, statik ve dinamik davranışlarını inceleyin.

**Problem 7.5**

Dinamik basınç geribeslemede ayarlama işleminden ne anladığınızı köklerin yer eğrisi diyagramından yararlanarak açıklayın.

**Problem 7.6**

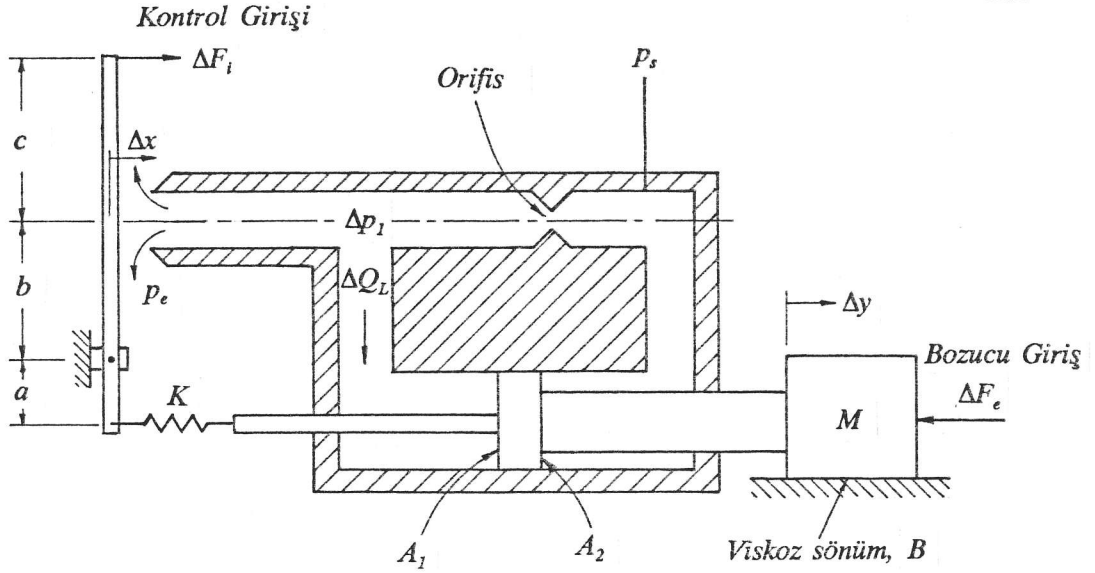
Kuvvet, yük basıncı ve dinamik yük basıncı geribeslemelerinin valfin statik ve dinamik davranışı üzerindeki etkilerini tartışın.

**Problem 7.7**

Şekildeki sistemde yağın sıkıştırılabilirliği, yük pistonundaki sızıntı ve yapısal esneklik ihmal edilebilir. Kol düşeyden küçük açılarla ayrılmaktadır. Şekildeki değişkenler durağan bir çalışma durumundan sapmalar cinsindedir.

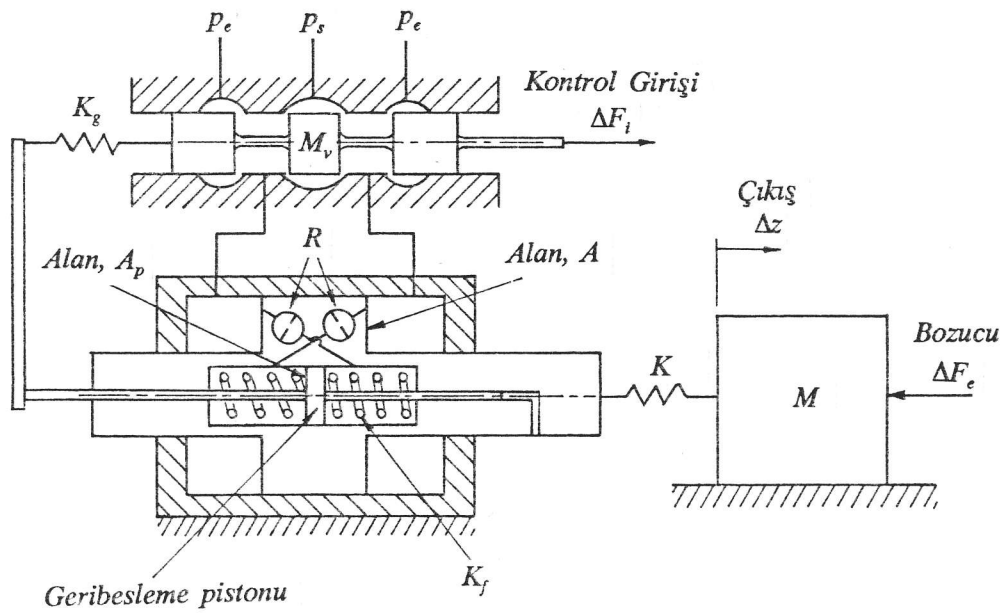
a) Sistem statik denge durumundayken kanatla nozul arasındaki uzaklık  $x_0$  ise, kanat üzerindeki akış kuvvetlerini de dikkate alarak  $K$  yayının sıkıştırılma miktarı  $\delta l$  yi bulun.

b) Statik denge noktasından olan küçük sapmalar için valf karakteristik denklemi  $\Delta Q_L = K_1 \Delta x - K_2 \Delta p_1$  ise, denge durumundan olan küçük sapmalar için sistemin dinamik davranışını veren denklemleri yazın.  $\Delta F_e$ ,  $\Delta F_i$  ve  $\Delta y$  arasındaki ilişkiyi veren diferansiyel denklemi bulun.  $\Delta F_e$  ve  $\Delta y$  nin durağan değerleri arasındaki ilişkiyi bulun.  $\Delta F_e$  ve  $\Delta y$  nin durağan değerleri arasındaki ilişkiyi bulun.



### Problem 7.8

Aşağıdaki hidrolik sistemde valf karakteristiğini lineer kabul edin. Akış kuvvetleri, yapısal esneklik ve yağın sıkıştırılabilirliğinin etkileri ihmal edilebilir.  $R$  dirençleri lineerdir. Geribesleme pistonunun kütlesi ve sürtünmesi yoktur. Şekildeki değişkenler durağan bir çalışma durumundan olan sapmalar cinsindedir. Yük konumu  $\Delta z$  ile giriş kuvveti  $\Delta F_i$  ve yük kuvveti  $\Delta F_e$  arasındaki ilişkiyi verecek bütün denklemleri yazın.



**Problem 7.9**

Şekildeki sistemde piston kenarlarındaki sızıntı, yağın sıkıştırılabilirliğinin etkisi ve yapısal esneklik etkisi ihmal edilebilir. Şekildeki değişkenler statik denge durumundan olan sapmalar cinsindedir.

a) Sistem başlangıçta statik denge durumunda ( $\Delta y = 0, \Delta F_e = 0$ ) olsun. Bu durumdayken kanatla nozul arasındaki uzaklık  $x_0$  ise, geribesleme yayı  $K$  nın statik esneme miktarı  $\delta l$  yi, kanat üzerindeki akış kuvvetlerini de analize dahil ederek bulun.

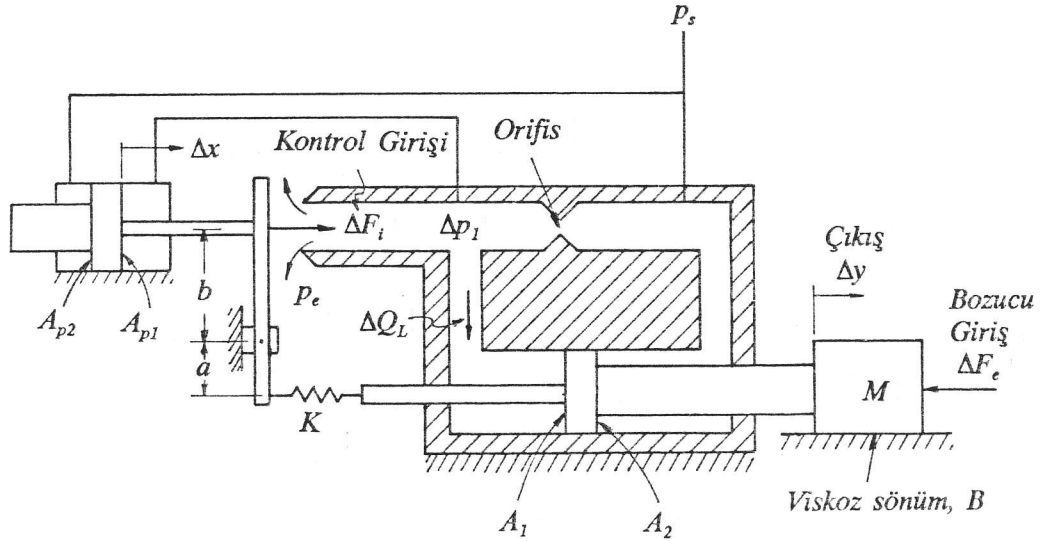
b) Statik denge durumundan olan küçük sapmalar için valf karakteristik denklemini aşağıdaki gibidir:

$$\Delta Q_L = K_1 \Delta x - K_2 \Delta p_1$$

– Sistemin dinamik davranışını tanımlayan tüm denklemleri denge durumundan olan sapmalar cinsinden yazın.

– Sistemin blok diyagramını çizin.

–  $\Delta F_e, \Delta F_i$  ve  $\Delta y$  arasındaki diferansiyel deklemleri bulun.  $\Delta F_i$  ile  $\Delta y$  arasındaki statik ilişkiyi bulun.  $\Delta F_e$  ile  $\Delta y$  arasındaki statik ilişkiyi bulun.



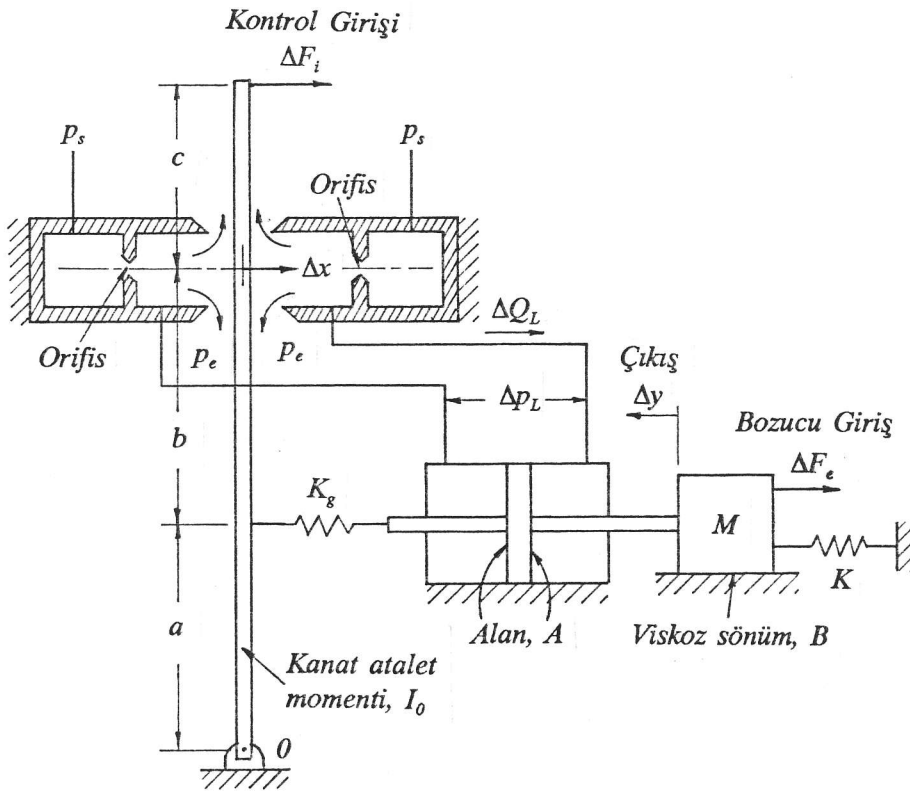
**Problem 7.10**

Şekilde görülen sistemde, kuvvet geribeslemeli bir kanat-nozul valfi ile bir yük kontrol edilmektedir. Şekildeki değişkenler durağan bir çalışma durumundan olan sapmalar cinsindedir. Analizinizde tahrik pistonunun yapısal esnekliği, piston etrafındaki sızıntı ve silindir içindeki yağın sıkıştırılabilirliğinin etkilerini de dikkate alın. Kanat, merkez noktası etrafında küçük hareketler yapmaktadır. Nozuldaki akışın kanada uyguladığı kuvveti ihmal edin. Gerçekçi olan diğer varsayımları yapabilir ve parametreleri tanımlayabilirsiniz. Aşağıdaki lineerleştirilmiş valf karakteristiği geçerlidir:

$$\Delta Q_L = K_1 \Delta x - K_2 \Delta p_L$$

a) Kontrol girişi  $\Delta F_i$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta F_i$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?

b) Bozucu giriş  $\Delta F_e$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta F_e$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?

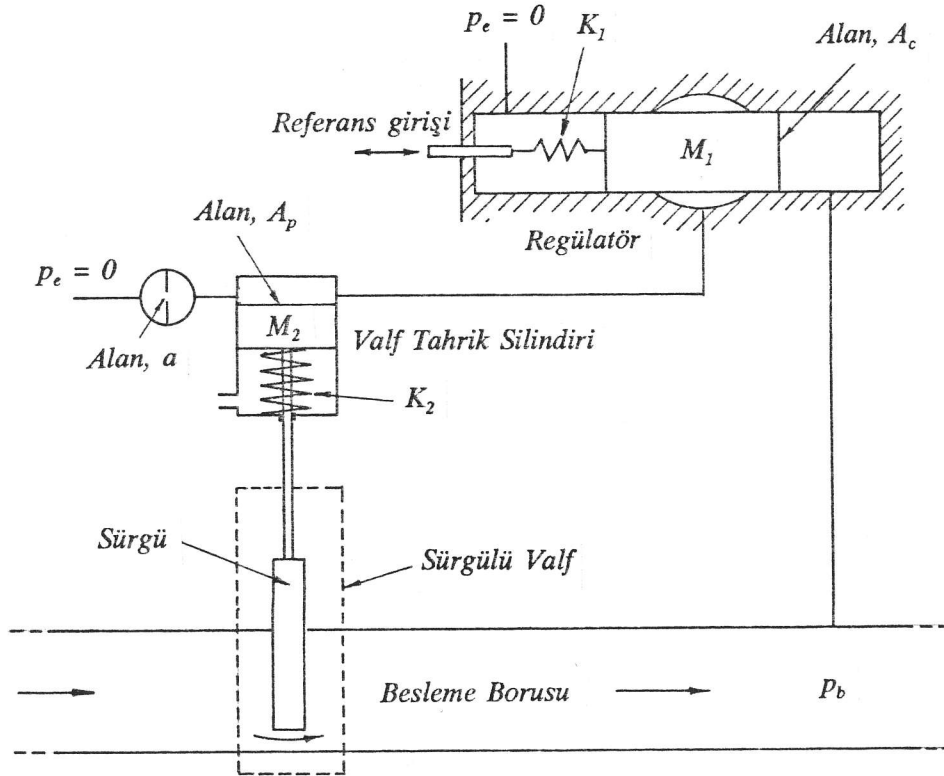


**Problem 7.11**

Şekilde hidrolik bir sistemi besleyen bir borunun besleme ağzındaki basıncını  $p_r$  gibi bir referans değerinde sabit tutmak için önerilen bir regülatör devresi görülmektedir. Sistemle ilgili uygun göreceğiniz parametreleri tanımlayabilir ve gerçekçi olduğuna düşündüğünüz varsayımları yapabilirsiniz. Şekildeki regülatör, çıkış basıncı  $p_b$  nin  $p_r$  den küçük olduğu bir durumda görülmektedir.  $K_1$  yayının sıkışma miktarı, basınç ayar kolunun konumunu değiştirerek belirlenebilmekte ve bunun sonucu çıkış basıncının referans değeri  $p_r$  istenen bir değere ayar edilebilmektedir.  $p_b = p_r$  iken  $K_1$  yayı  $\Delta_1$  kadar,  $K_2$  yayı ise  $\Delta_2$  kadar sıkışmaktadır.

a) Sistemin nasıl çalıştığını kısaca anlatın.

b) Sistemin dinamik davranışını tanımlayan diferansiyel ve cebirsel denklemlerin tümünü yazın.



**Problem 7.12**

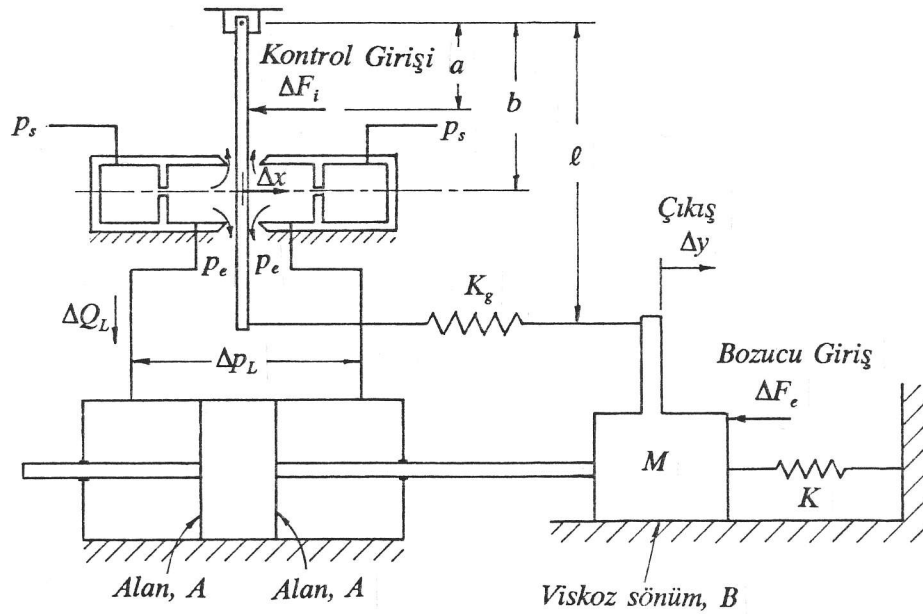
Şekildeki sistem, kuvvet geribeslemeli ve çift nozullu bir kanat-nozul valfiyle kontrol edilmektedir. Bütün değişkenler durağan bir çalışma durumundan olan sapsmalar cinsindedir. Gerçekçi gördüğünüz varsayımları yapabilir ve gerekli parametreleri tanımlayabilirsiniz. Kanat-nozul valfi için aşağıdaki lineer karakteristik geçerlidir:

$$\Delta Q_L = K_1 \Delta x - K_2 \Delta p_L$$

a) Sistemin dinamik davranışını tanımlayan tüm diferansiyel ve cebirsel denklemleri yazın.

b) Kontrol girişi  $\Delta F_i$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta F_i$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?

c) Bozucu giriş  $\Delta F_e$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta F_e$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?



**Problem 7.13**

Şekildeki sistemde bütün değişkenler durağan bir çalışma durumundan olan sapsmalar cinsindedir. Valf için lineer karakteristik

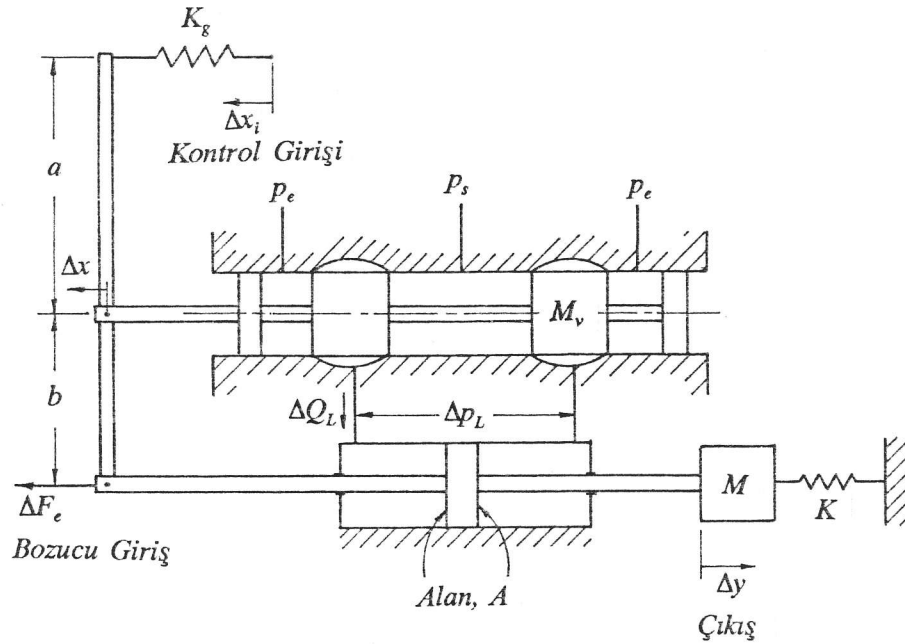
$$\Delta Q_L = K_1 \Delta x - K_2 \Delta p_L$$

geçerlidir. Hidrolik yağ sıkıştırılabilir olup tahrik pistonu etrafında sızıntı vardır.  $\Delta x_i$ , kontrol girişi;  $\Delta y$ , sistem çıkışı;  $\Delta F_e$  ise bozucu dış kuvvettir.

a) Gerçekçi gördüğünüz varsayımları yapabilir ve gerekli parametreleri tanımlayabilirsiniz. Sistemin dinamik davranışını tanımlayan tüm diferansiyel ve cebirsel denklemleri yazın.

b) Kontrol girişi  $\Delta x_i$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta x_i$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?

c) Bozucu giriş  $\Delta F_e$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta F_e$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?





**Problem 7.14**

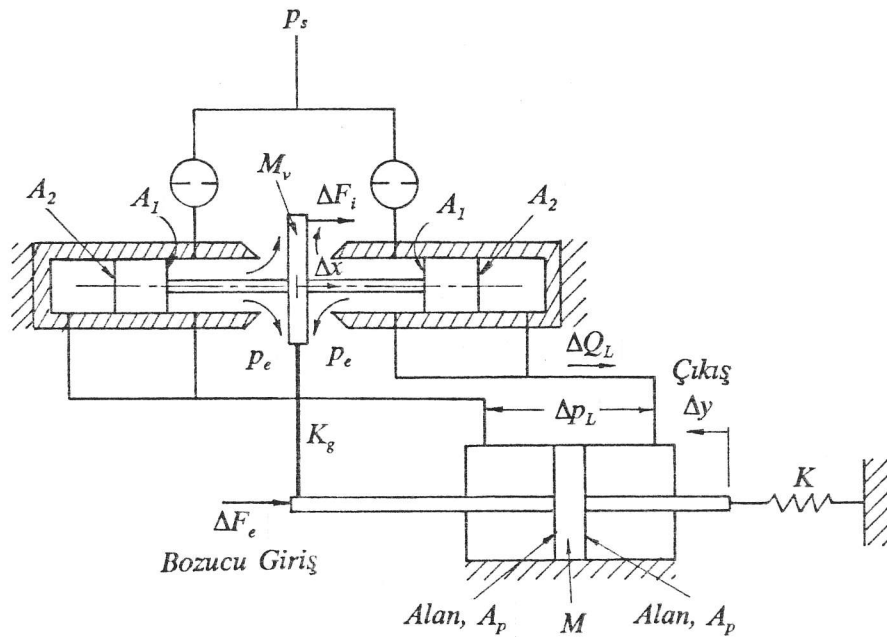
Şekilde iki kademeli bir hidrolik valfın birinci kademesini oluşturan çift nozullu bir kanat-nozul valfı görülmektedir. Şekildeki değişkenler durağan bir çalışma durumundan olan sapmalar cinsindedir. İkinci kademe valfı yük pistonu ile modellenmiştir. Kanat kolu yük pistonuna bir yayla bağlanmış olup nozulların bulunduğu noktada yay sabiti  $K_g$  dir. Yine nozulların bulunduğu noktada kanat ve geribesleme pistonlarının eşdeğer kütlesi  $M_v$  dir. Kanat üzerindeki akış kuvvetleri ihmal edilebilir. Gerçekçi gördüğünüz diğer varsayımları yapabilir ve gerekli parametreleri tanımlayabilirsiniz. Valf için aşağıdaki lineer valf karakteristiği geçerlidir:

$$\Delta Q_L = K_1 \Delta x - K_2 \Delta p_L$$

a) Sistemin dinamik davranışını tanımlayan tüm diferansiyel ve cebirsel denklemleri yazın.

b) Kontrol girişi  $\Delta F_i$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta F_i$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?

c) Bozucu giriş  $\Delta F_e$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta F_e$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?





**Problem 7.16**

Şekilde, mekanik kol geribeslemeli, yayla yüklemeli tahrik pistonlu bir 3-yollu valf kontrol düzeneği görülmektedir. Şekildeki değişkenler durağan bir çalışma durumundan olan sapmalar cinsindedir. Tahrik silindiri rijit ve yağ sıkıştırılmaz olup piston kenarından sızıntı yoktur. Yükün sürtünme ve kütlesi ihmal edilebilir. Gerçekçi gördüğünüz diğer varsayımları yapabilir ve gerekli parametreleri tanımlayabilirsiniz. Sistemin çalışma noktası etrafında lineer valf karakteristiği

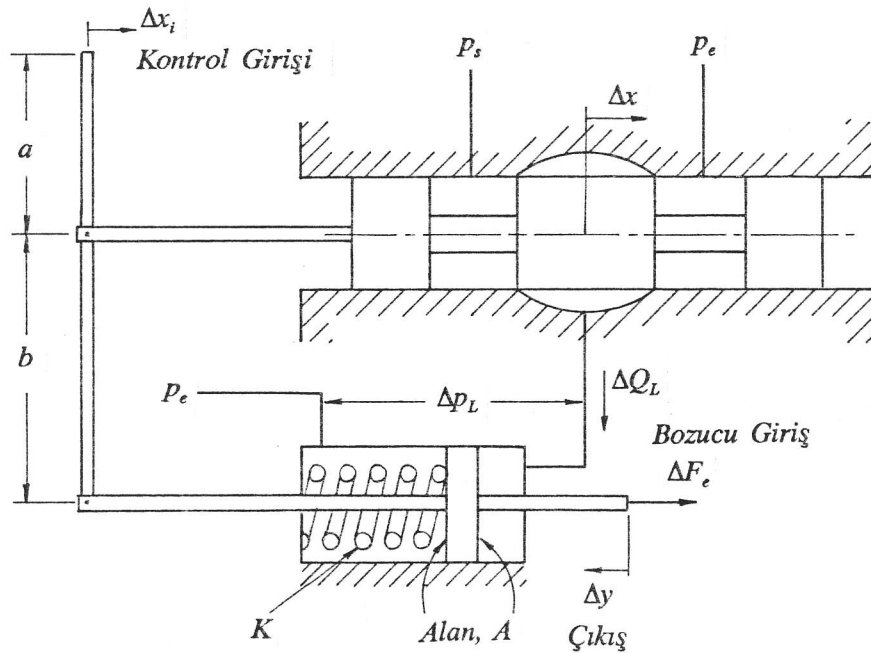
$$\Delta Q_L = K_1 \Delta x - K_2 \Delta p_L$$

geçerlidir.

a) Sistemin dinamik davranışını tanımlayan tüm diferansiyel ve cebirsel denklemleri yazın.

b) Kontrol girişi  $\Delta x_i$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta x_i$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?

c) Bozucu giriş  $\Delta F_e$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta F_e$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?



**Problem 7.17**

Şekildeki sistemde bütün değişkenler durağan bir çalışma durumundan olan sapmalar cinsindedir. Valf için lineer karakteristik

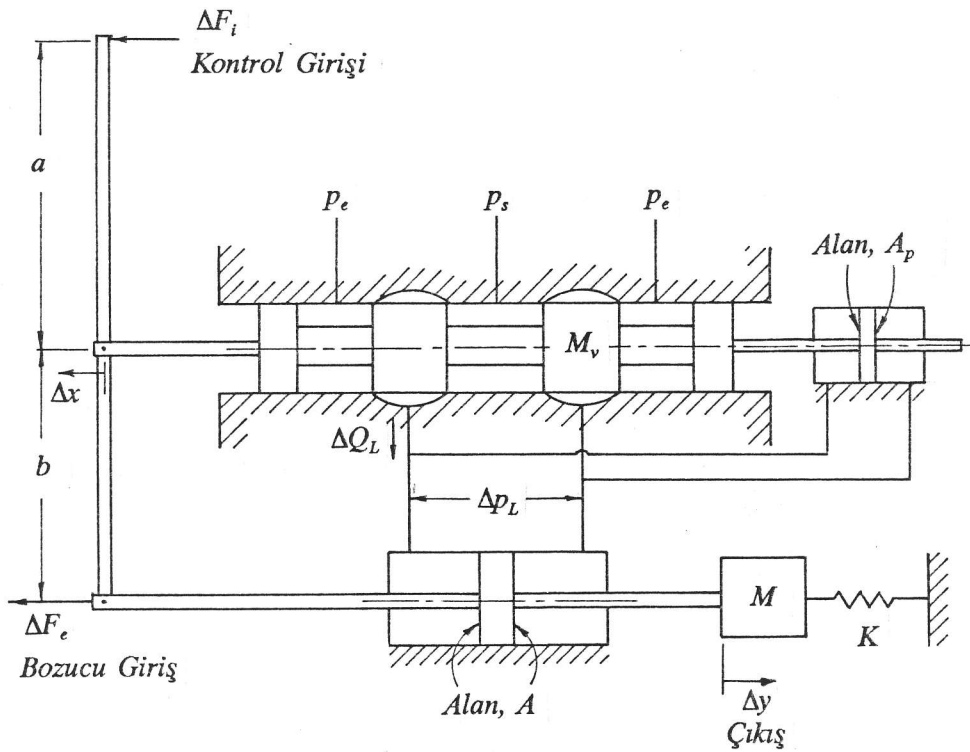
$$\Delta Q_L = K_f \Delta x - C_f \Delta p_L$$

geçerlidir. Hidrolik yağ sıkıştırılabilir olup tahrik pistonu etrafında sızıntı vardır.  $\Delta F_i$ , kontrol girişi;  $\Delta y$ , sistem çıkışı;  $\Delta F_e$  ise bozucu dış kuvvettir.

a) Gerekli varsayımları ve parametreleri kabul ederek sistemin dinamik davranışını tanımlayan tüm diferansiyel ve cebirsel denklemleri yazın.

b) Kontrol girişi  $\Delta F_i$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta F_i$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?

c) Bozucu giriş  $\Delta F_e$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta F_e$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?



**Problem 7.18**

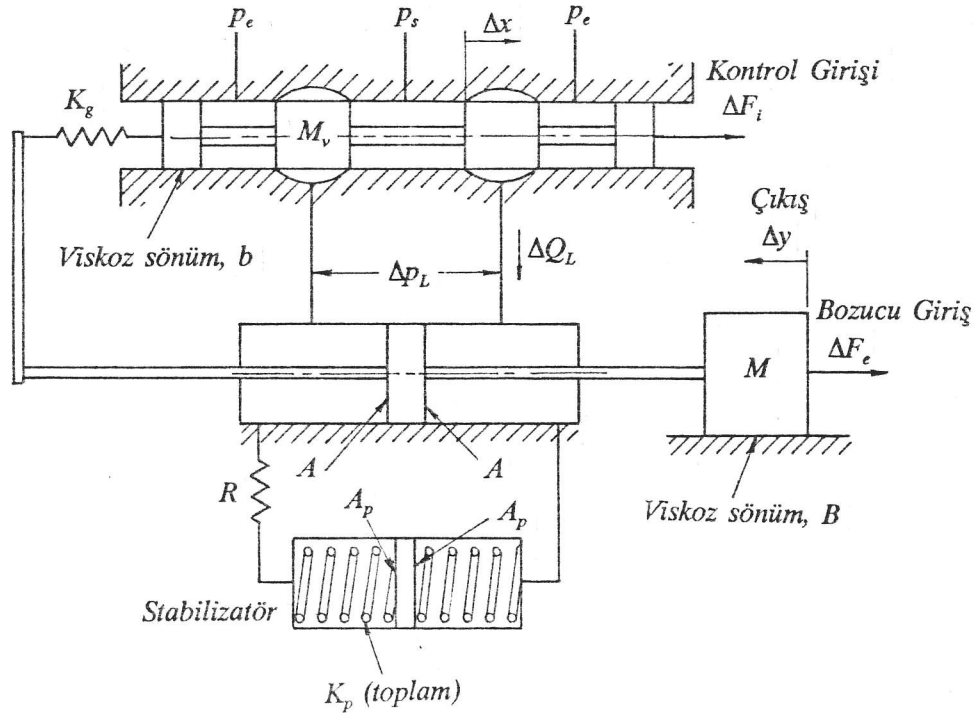
Şekilde görülen "geçici akış stabilizatörü" büyük kütleli yüklerin sürüldüğü hidrolik sistemlerin kararlılığını iyileştirmek için kullanılır. Şekildeki değişkenler durağan bir çalışma durumundan olan sapmalar cinsindedir. Tahrik pistonu için akışkan sıkıştırılabilirliği ve piston sızıntısının etkilerini analize dahil edin. Stabilizatörde ise bu etkiler ihmal edilebilir. Geçerli olduğunu düşündüğünüz diğer varsayımları yapabilir ve parametreleri tanımlayabilirsiniz.  $R$  direnci lineerdir. Valf için aşağıdaki lineer karakteristik geçerlidir:

$$\Delta Q_L = K_1 \Delta x - K_2 \Delta p_L$$

a) Sistemin dinamik davranışını tanımlayan tüm denklemleri çalışma durumundan olan küçük sapmalar cinsinden stabilizatörün olduğu ve olmadığı durumlar için elde edin. Her iki durum için blok diyagramını çizin.

b) Stabilizatörün olduğu ve olmadığı durumlar için kontrol girişi  $\Delta F_i$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta F_i$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?

c) Stabilizatörün olduğu ve olmadığı durumlar için bozucu giriş  $\Delta F_e$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta F_e$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?



**Problem 7.19**

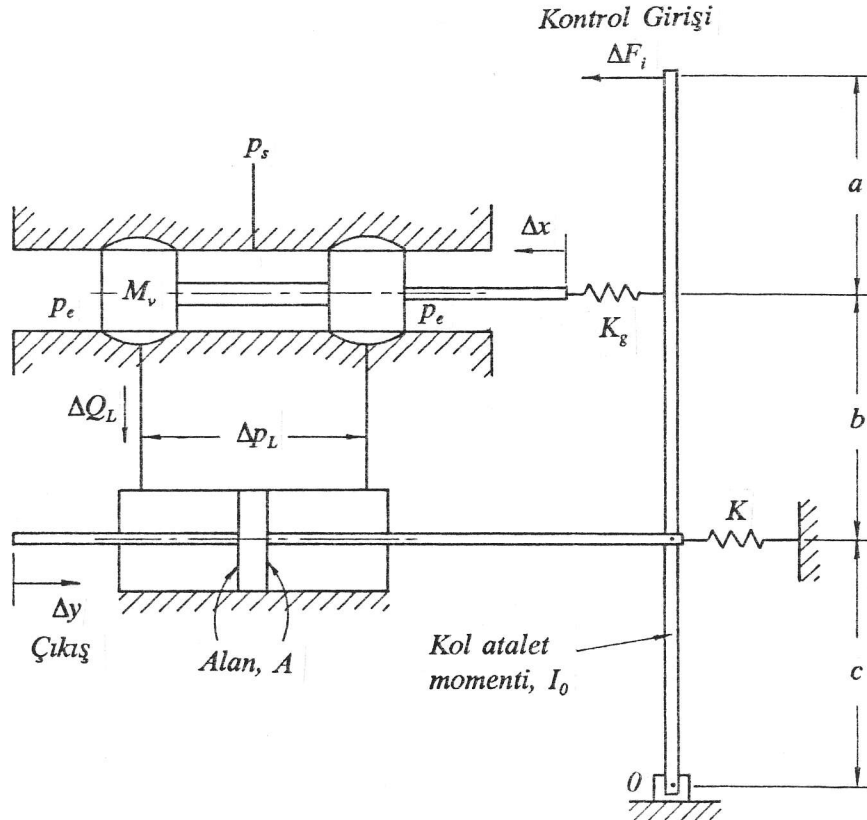
Şekildeki hidrolik sistemin analizinde tahrik pistonundaki yağın sıkıştırılabilirliğini, silindirin yapısal esnekliğini ve piston sızıntısının etkisini dikkate alın. Kol bir çalışma noktası etrafında küçük hareketler yapmaktadır. Şekildeki değişkenler durağan bir çalışma durumundan olan sapmalar cinsindedir. Gerçekçi olan diğer varsayımları yapabilir ve parametreleri tanımlayabilirsiniz. Lineerleştirilmiş valf karakteristiği

$$\Delta Q_L = K_I \Delta x - C_I \Delta p_L$$

geçerlidir.

a) Sistemin dinamik davranışını tanımlayan tüm diferansiyel ve cebirsel denklemleri yazın.

b) Kontrol girişi  $\Delta F_i$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta F_i$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?



**Problem 7.20**

Şekildeki hidrolik konum kontrol sisteminde mafsal noktasının konumu  $x_i$  giriş, piston kolunun konumu  $y$  ise çıkıştır. Sistemin  $F_e = 0$  a karşılık gelen statik denge durumu etrafında lineerleştirilmiş analizi istenmektedir.

a) Eğer geribesleme çevrimi açıksa, yani  $a = 0$  ve dolayısıyla  $x = x_i$  ise,

–  $Q_L$ ,  $x$  ve  $p_1$  in,  $y = 0$  ve  $F_e = 0$  için durağan değerleri nedir?

– Piston kolunun hareket etmeden karşı durabileceği en büyük  $F_e$  kuvveti ne kadardır?

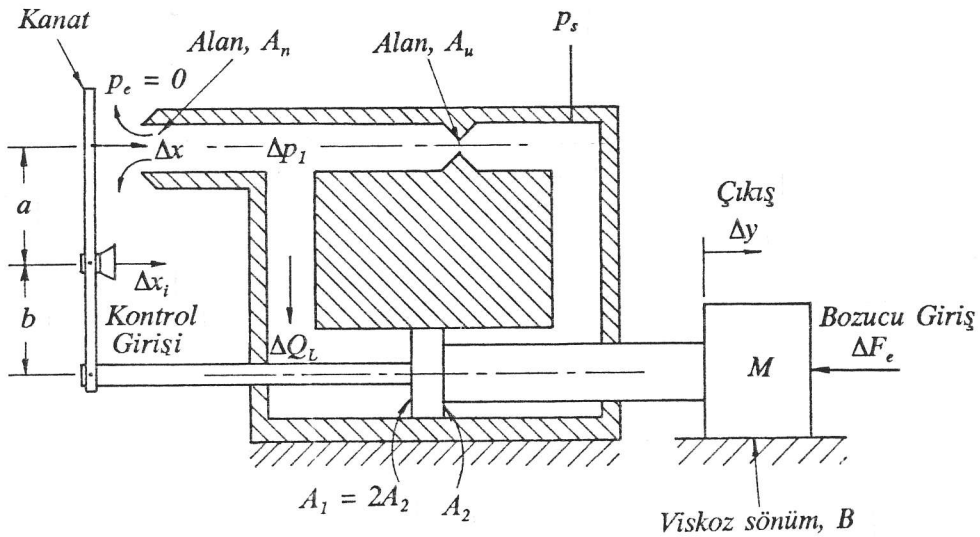
– Valf denklemlerini  $F_e = 0$  a karşılık gelen statik denge durumu etrafında  $\Delta Q_L = K_1 \Delta x - C_1 \Delta p_1$  biçiminde lineerleştirin. Piston konumu  $y$  yi kontrol girişi  $x$  ve bozucu giriş  $F_e$  cinsinden veren diferansiyel denklemi bulun. Sistemin blok diyagramını çizin.

b) Şimdi de geribesleme kolunun kullanıldığını ( $a = 0$ ) ve sistem girişinin  $x_i$  olduğunu kabul edin.

– Piston konumu  $y$  yi kontrol girişi  $x$  ve bozucu giriş  $F_e$  cinsinden veren diferansiyel denklemi bulun. Sistemin blok diyagramını çizin.

–  $F_e = 0$  ken,  $x_i$  ye basamak giriş uygulanırsa  $y$  nin durağan değeri ne olur?

– Sistemin statik yük hassasiyetini bulun.



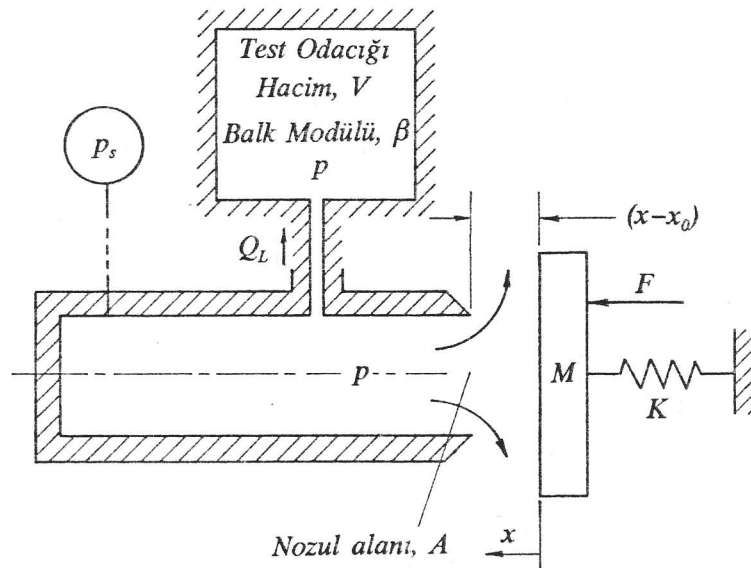
**Problem 7.21**

Kanat-nozul ya da "poppet" tipi valflar şekildeki gibi modellenenir. Test odacığındaki basınç, giriş kuvveti  $F$  nin fonksiyonudur. Eğer belli bir nötr pozisyondan ölçülen kanat hareketi  $x$ , test odacığına giden debi de  $Q_L$  ise, valfin lineerleştirilmiş karakteristiği

$$Q_L = K_1 x - K_2 p + K_3$$

olarak yazılabilmektedir.

- Lineer katsayılar  $K_1$ ,  $K_2$  ve  $K_3$  ün anlamları nedir?
- Giriş kuvveti  $F$  ile çıkış basıncı  $p$  arasındaki durağan ilişkiyi bulun.
- Dinamik basınç  $p$  ile giriş kuvveti  $F$  arasındaki diferansiyel ilişkiyi bulun. Sistemin ayrıntılı blok diyagramını çizin.
- Sistemin kararlılığı hakkında ne söyleyebilirsiniz? Kararlılık için ilave sönüm gerekliyse miktarını bulun.





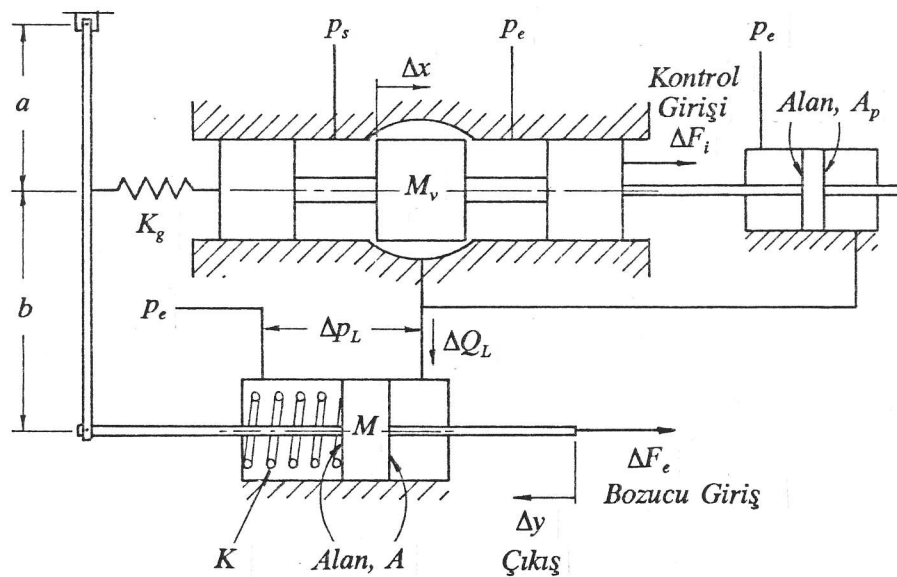
**Problem 7.22**

Şekildeki hidrolik sistemde 3-yollu bir valf yayla yüklü bir pistonu sürmektedir. Bu sistemde kuvvet ve basınç geribesleme mekanizmaları bir arada kullanılmıştır. Değişkenler durağan bir çalışma durumundan olan sapmalar cinsindedir. Yağ sıkıştırılmaz olup silindir rijit ve sızıntısız kabul edilebilir. Valf için  $\Delta Q_L = K_1 \Delta x - K_2 \Delta p_L$  şeklinde verilen lineer karakteristik geçerlidir.

a) Gerekli varsayımları ve parametreleri kabul ederek sistemin dinamik davranışını tanımlayan tüm diferansiyel ve cebirsel denklemleri yazın.

b) Kontrol girişi  $\Delta F_i$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta F_i$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?

c) Bozucu giriş  $\Delta F_e$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta F_e$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?

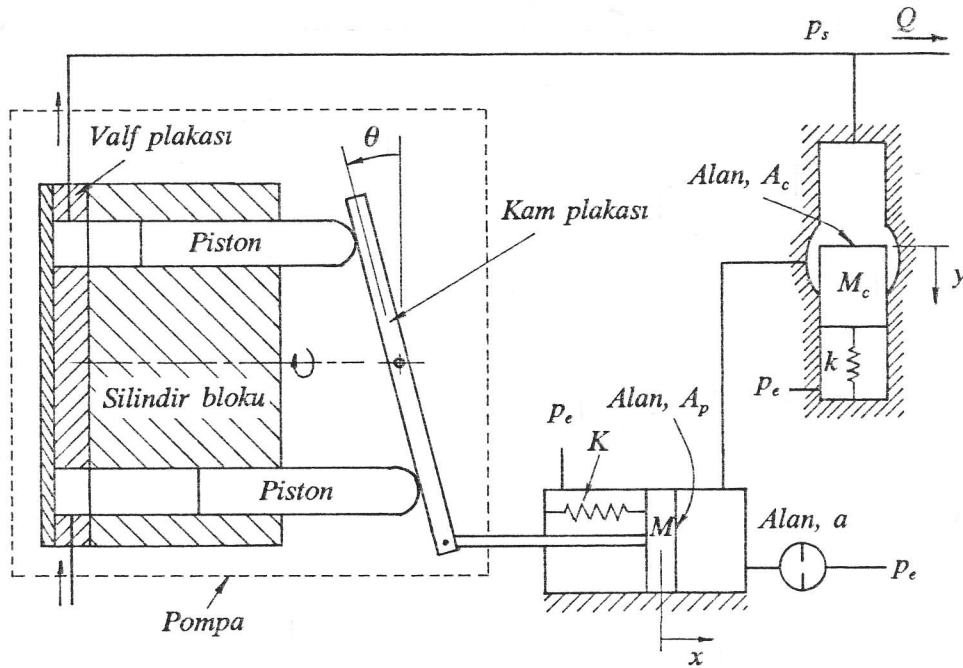


### Problem 7.23

Şekilde, değişken deplasmanlı eksenel pistonlu bir pompanın basınç kompansatör mekanizması görülmektedir.  $\theta = 0$  iken  $K$  yayı  $\Delta$  kadar sıkışıktır. Orifis açıklığı  $y = 0$  iken,  $k$  yayı  $\delta$  kadar sıkışıktır.

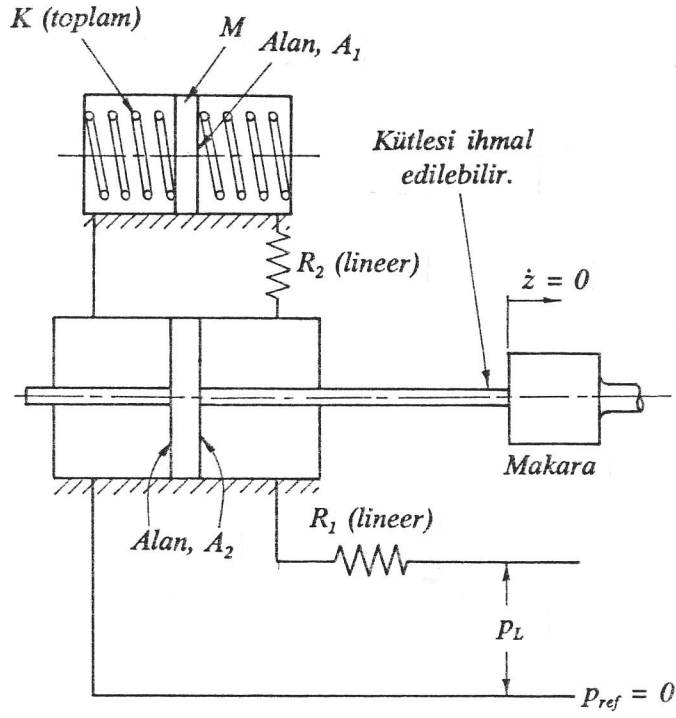
a) Sistemin nasıl çalıştığını açıklayın.

b) Gerekli varsayımları ve parametreleri kabul ederek sistemin dinamik davranışını tanımlayan tüm diferansiyel ve cebirsel denklemleri yazın.



### Problem 7.24

Bir valfta kullanılan özel bir geribesleme mekanizması şekilde görülmektedir. Mekanizmada bir geçici akış stabilazörü ve iki orifis, klasik kuvvet geribeslemesi ile birlikte kullanılmıştır. Geribesleme pistonunun makara pistonuna uyguladığı kuvvet  $F$  olsun.  $F$  ile yük basıncı  $p_L$  arasındaki diferansiyel denklemi bulun.



### Problem 7.25

Şekildeki hidrolik sistemin analizinde tahrik pistonundaki yağın sıkıştırılabilirliğini, silindirin yapısal esnekliğini ve piston sızıntılarının etkisini dikkate alın. Gerçekçi olan diğer varsayımları yapabilir ve parametreleri tanımlayabilirsiniz. Değişkenler durağan bir çalışma durumundan olan sapmalar cinsindedir. Lineerleştirilmiş valf karakteristiği

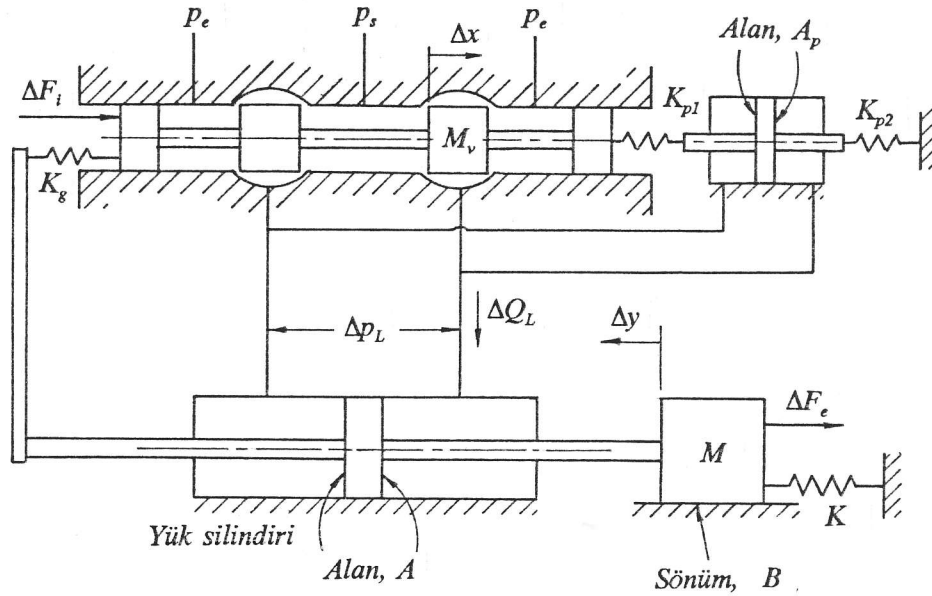
$$\Delta Q_L = K_1 \Delta x - K_2 \Delta p_L$$

geçerlidir.

a) Sistemin dinamik davranışını tanımlayan tüm diferansiyel ve cebirsel denklemleri yazın.

b) Kontrol girişi  $\Delta F_i$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta F_i$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?

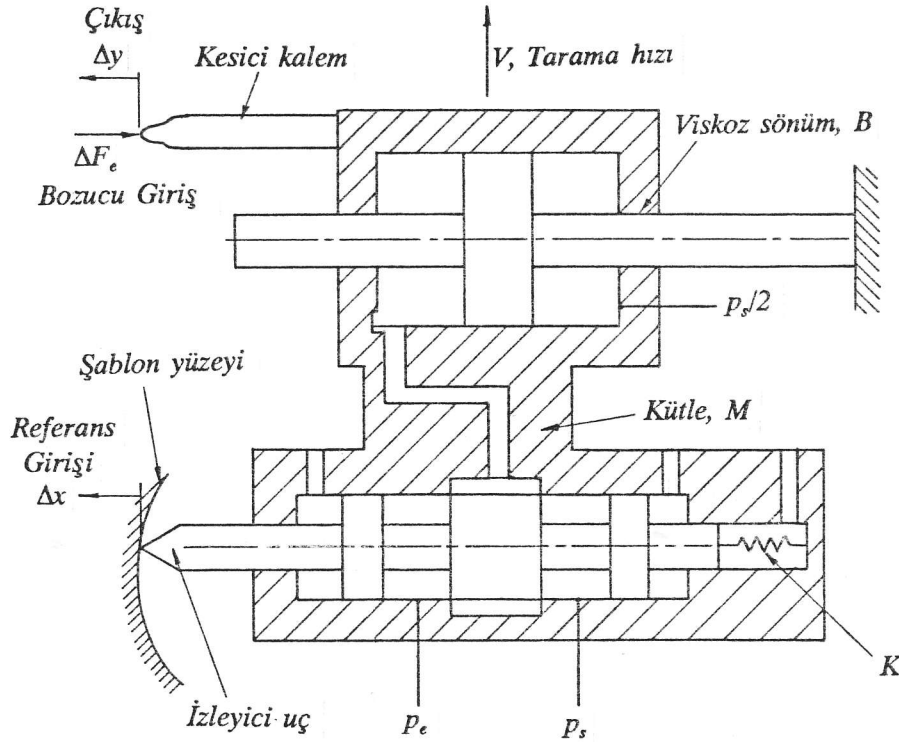
c) Bozucu giriş  $\Delta F_e$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta F_e$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?



### Problem 7.26

Şekilde torna tezgahlarında kullanılan hidrolik bir kopya düzeneğinin şeması görülmektedir. Sistemin referans girişi, izleyici ucun konumu  $\Delta x$ ; çıkışı ise kesici kalemin konumu  $\Delta y$  dir.  $\Delta F_e$  ise bozucu kuvvet girişidir. Valf kapalı merkezlidir.  $K$  yayı ön sıkıştırmalı olup, izleyicinin ucunu içeri doğru iten bir kuvvet yoksa, makarayı sola doğru iterek soldaki orifisin kapalı, sağdakinin açık kalmasını sağlamaktadır. Şekildeki bütün değişkenler durağan bir çalışma durumundan olan sapmalar cinsindedir. Çalışma durumunda  $\Delta F_e = 0$ ,  $\Delta y = 0$ ,  $\Delta x = 0$  olup, valf merkez konumundadır. Valf için lineer karakteristik geçerlidir.

- Sistemin nasıl çalıştığını açıklayın.
- Gerekli varsayımları ve parametreleri kabul ederek sistemin dinamik davranışını tanımlayan tüm diferansiyel ve cebirsel denklemleri yazın.
- Referans girişi  $\Delta x$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta F_i$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?
- Bozucu giriş  $\Delta F_e$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta F_e$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?



## BÖLÜM 8

### Problem 8.1

Elektrohidrolik bir konum kontrol sisteminin elemanlarını ve birbiriyle ilişkilerini gösteren blok şemasını çizin.

### Problem 8.2

Şekilde elektrohidrolik bir konum kontrol sisteminin şeması görülmektedir. Problemin amacı çevrim kazancını yükselterek dış kuvvetler dolayısıyla meydana gelecek statik konum hatasını azaltacak biçimde bir sistem tasarlamaktır.

a) Gerekli varsayımları ve parametreleri kabul ederek sistemin dinamik davranışını tanımlayan tüm diferansiyel ve cebirsel denklemleri yazın.

b) Referans girişi  $\Delta V_r$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta V_r$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?

c) Bozucu giriş  $\Delta F_e$  ile  $\Delta y$  arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak  $\Delta F_e$  için  $\Delta y$  nin durağan değeri nedir?

Not: Sistemin parametre değerleri aşağıda verilmiştir.

Valf :

Tahrik silindiri :

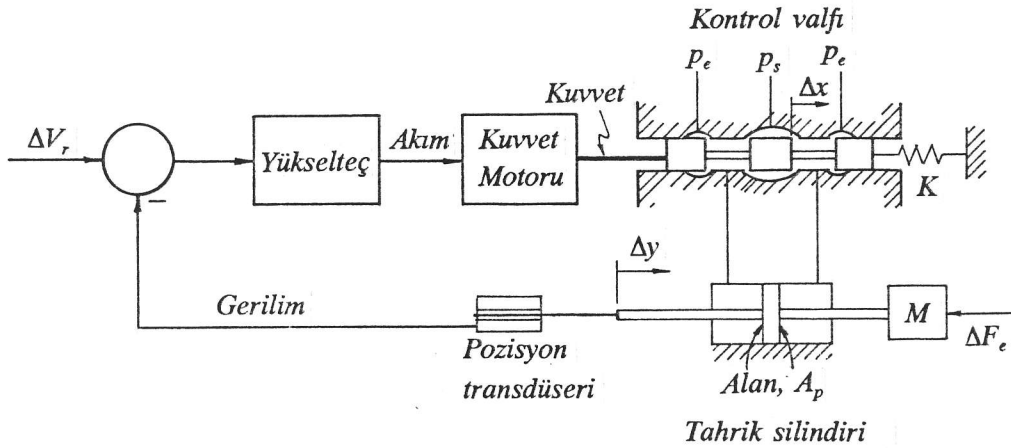
Makara kütlesi	: İhmal edilebilir.	Alan, $A_p$	: 10 cm <sup>2</sup>
$K_1$	: 4000 l/dk-cm	Hareket sınırları	: $\pm 10$ cm
$K_2$	: 0,06 l/bar	Balk modülü, $\beta$	: 15 000 bar
Yay, $K$	: 100 000 N/m		

Elektrik aksamı :

Yükselteç kazancı, $K_a$	: 5-200 mA/V
Kuvvet motoru kazancı, $K_T$	: 0,3 N/mA
Pozisyon transdüseri kazancı, $K_p$	: 1 V/cm

Yük :

Kütle, $M$	: 50 kg
Sürtünme	: İhmal edilebilir.



# indeks

<b>A</b>			
açık merkezli valf,	8	sabit basınçlı kaynak	33
dört yollu	11	sabit debili kaynak	42
üç yollu	13	kontrol karakteristiği, pnömatik	78
adyabatik izentropik akış	45	dört yollu valf, kontrol yapısı	5
akış devreleri	10	durağan akış kararsızlığı	111
akış kararsızlığı	110		
analog kontrol	161	<b>E</b>	
		elektrohidrolik analog kontrol	161
<b>B</b>		konum kontrolü	169
basınç hassasiyeti	123	hız kontrolü	170
Bernoulli kuvveti	99	elektrohidrolik sayısal kontrol	170
bilgisayarlı kontrol	170	konum kontrolü	180
bir değişken kollu tam köprü devresi	12	elektrohidrolik servovalf	163
kontrol karakteristiği, hidrolik	27	düşük mertebeli modelleri	166
bir değişken kollu yarım köprü devresi,		frekans cevabı özellikleri	167
akış devresi	13		
kontrol karakteristiği, hidrolik	24	<b>G</b>	
kontrol karakteristiği, pnömatik	59	geçici akış kararsızlığı	113
boğulma	46	geribesleme, valflarda,	
boşaltma katsayısı		etkilerinin karşılaştırması	159
hidrolik	10	dinamik yük basıncı	150
pnömatik	47	hız	148
		ivme	148
<b>C</b>		kollu	135
cevap hızı	134	kuvvet	138
		yük basıncı	143
<b>Ç</b>		güç, sabit güç eğrileri	89
çıkış hattı ivmesi kararsızlığı	114	güç,yükün gerektirdiği	89
		güç, valfin sağladığı	90
<b>D</b>			
diferansiyel katsayılar	123	<b>H</b>	
dither sinyali	104,163	hız geribeslemesi	148
dinamik yük basıncı geribeslemesi	150	hidrolik iletkenlik	10
ayar edilmesi	159	hidrolik kilitleme	101
dört değişken kollu tam köprü devresi		önlenmesi	104
akış devresi	11	hidrolik valflar	9
kontrol karakteristiği, hidrolik			

<b><i>i</i></b>		eksenel kuvvetler	98
iki değişken kollu tam köprü devresi,		kapalı merkezli	8
akış devresi	12	lateral kuvvetler	101
kontrol karakteristiği, hidrolik		sıfır merkez açıklıklı	8
sabit basınçlı kaynak	30	valf yapıları	6
sabit debili kaynak	39		
kontrol karakteristiği, pnömatik	73	mil	104
iki değişken kollu yarım köprü devresi		moment motoru	164
akış devresi	13		
kontrol karakteristiği		<b><i>N</i></b>	
hidrolik	21	negatif kuvvet portu	100
pnömatik	64		
iki yollu valf		<b><i>O</i></b>	
kontrol karakteristiği, pnömatik	50,54	orifis akış denklemi	
kontrol yapısı	3	hidrolik	9
akış devresi	14	pnömatik	46
ivme geribeslemesi	148	orifisle pnömatik kontrol	
izentropik adyabatik akış	45	akış aşağısında	54
		akış yukarısında	50
		orifis yapıları	6
<b><i>J</i></b>		orifislerin eşdeğeri	
jet borulu valf	7	paralel bağlı	10
		seri bağlı	10
<b><i>K</i></b>		<b><i>Ö</i></b>	
kanat kuvvetleri	105,107	örnek data sistemi	172
kanat-nozul valfi	6	kararlılık analizi	178
kapalı merkezli valf	8	örnekleme sistemi, matematik modeli	172
dört yollu	11,68		
üç yollu	16	<b><i>P</i></b>	
eşit hız için şart	17	pilot valf türleri	7
karakteristik eğri,		popet valf	6
bkz. valf karakteristik eğrisi		kararsızlığı:	113
hidrolik	14	port, negatif kuvvet	100
pnömatik	45	puls transfer fonksiyonu	176
kararsızlık, bkz. valf kararsızlığı	109		
kayar tip direnç	6	<b><i>R</i></b>	
kesikli zaman sistemi	172	RC-devresi, elektrik	151
kilitlenme, hidrolik	101	RC-devresi, akışkanlı	150
kilitlenmenin önlenmesi	104	roket etkisi	112
kilitlenme süresi	104		
kolla geribesleme	135	<b><i>S</i></b>	
kuvvet geribeslemesi	138	saklayıcı	179
kuvvet motoru	164	sayısal kontrol	170
		seri devre	
<b><i>L</i></b>		hidrolik dört yollu valf	11
lateral kuvvetler	101	pnömatik dört yollu valf	
		pnömatik iki yollu valf	
<b><i>M</i></b>		akış aşağısında	54
makaralı valf		akış yukarısında	50
açık merkezli	8		
direnç yapısı	6		

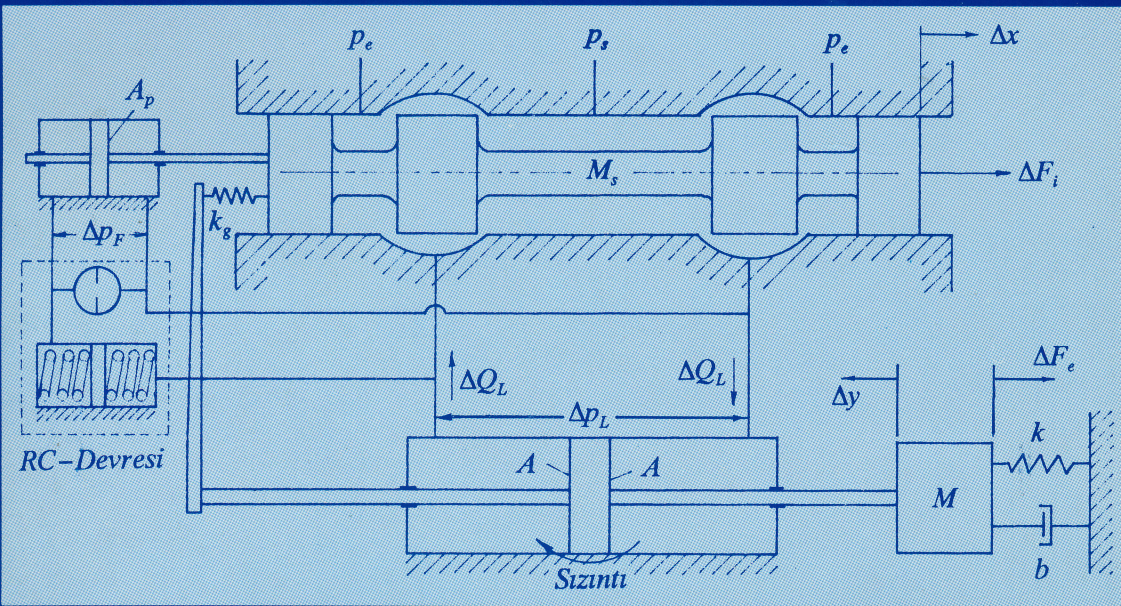


servo yükselteç	162	iki değişken kollu yarım köprü	21
servovalf	163	dört değişken kollu tam köprü	33
düşük mertebeli modelleri	166	kapalı merkezli üç yollu valf	21
frekans cevabı	167	kapalı merkezli dört yollu valf	14
sıfır merkez açıklıklı valf	8	özellikleri	92
sıkıştırılabilirlik etkisi		sabit kollu yarım köprü	19
cevap hızına etki	134	seri devre	14
yük debisine etki	126	tek nozulu kanat-nozul valfi	24
silkeleme sinyali	104	valf karakteristik eğrileri, hidrolik,	
sızıntı etkisi, tahrik pistonundaki		sabit debili kaynak	36
yük debisine etki	130	değişken kollu 1/4 köprü devresi	36
sistem sönümüne etki	135	iki değişken kollu tam köprü	39
sızıntı etkisi, açık merkezli valftaki	135	dört değişken kollu tam köprü	42
sönüm oranı	134	valf karakteristik eğrileri, pnömatik,	
sönüm uzunluğu	117	açık merkezli dört yollu valf	78
statik basınç dengesizliği	110	açık merkezli üç yollu valf	21
		bir değişken kollu yarım köprü	59
<b>T</b>		iki değişken kollu tam köprü	73
tahrik pistonu sızıntısı	130	iki değişken kollu yarım köprü	64
tam köprü devresi		dört değişken kollu tam köprü	78
bir değişken kollu, hidrolik	27	kapalı merkezli dört yollu valf	68
iki değişken kollu, hidrolik	30	seri devre	68
iki değişken kollu, pnömatik	73	tek nozulu kanat-nozul valfi	59
dört değişken kollu, hidrolik	33	valf kararsızlığı	109
dört değişken kollu, pnömatik	78	akış kararsızlığı	110
tork motoru	164	çıkış hattı ivmesi kararsızlığı	114
transdüser	166	durağan akış kararsızlığı	111
		geçici akış kararsızlığı	114
		roket etkisi	112
		statik basınç dengesizliği	111
		sönüm uzunluğu	117
		valf kazancı	122
		valf kuvvetleri	
		makaralı valflarda durağan eksenel	
		kuvvetler	98
		makaralı valflarda lateral kuvvetler	101
		tek nozulu kanat-nozul valfi	105
		çift nozulu kanat nozul valfi	107
		valf yapıları	6
		valfla kontrol	
		iki yollu valfla	3
		üç yollu valfla	4
		dört yollu valfla	5
		valfla kontrol, açık çevrimli	130
		dinamik davranış	134
		statik davranış	133
		valfla kontrol, analog	
		bkz. elektrohidrolik servo kontrol	161
		valfla kontrol, dinamik yük basıncı	
		geribeslemeli	150

dinamik davranış	156	yarım köprü devresi	
statik davranış	155	sabit kollu, hidrolik	19
valfla kontrol, kol geribeslemeli	135	bir değişken kollu, hidrolik	13
dinamik davranış	138	bir değişken kollu, pnömatik	59
statik davranış	137	iki değişken kollu, hidrolik	21
valfla kontrol, kuvvet geribeslemeli	138	iki değişken kollu, pnömatik	64
dinamik davranış	141	yük basıncı geribeslemesi	147
statik davranış	140	yük debisi	123
valfla kontrol, sayısal		yük hassasiyeti	122
bkz. elektrohidrolik servo kontrol	170	yüke uygun valf seçimi	94
valfla kontrol, yük basıncı geribeslemeli	143	yükün gerektirdiği güç	89
dinamik davranış	147	yükün tanımlanması	85
statik davranış	146	atalet yükü	85
valfla yük arasında uyum sağlanması	94	sürtünme yükü	88
valflarda geribesleme		yay yükü	87
dinamik yük basıncı	150	yük yer eğrisi	85
kollu	135	yük-valf uyumu	
kuvvet	138		
yük basıncı	143	<b>Z</b>	
valfların modellenmesi	121	z-transfer fonksiyonu	176
valftan sağlanan güç	90	ardışık sistemlerde	178
<b>Y</b>		z-transformu	173
yapısal esneklik, cevap hızına etkisi	128	özellikleri	176
yapısal esneklik, yük debisine etkisi	134	tablosu	175
		ters transform	174



# AKIŞKAN GÜCÜ KONTROLU TEORİSİ



Yücel ERCAN

Ankara 1995

## YAZAR HAKKINDA



Yazar 1943 yılında Konya'da doğdu. 1961 yılında Milli Eğitim Bakanlığı'nın yükseköğretim bursunu kazanarak A.B.D. ne gitti. Makina mühendisliği dalında Massachusetts Institute of Technology (MIT) 'den sırasıyla lisans, yüksek lisans ve doktora derecelerini aldı. MIT de araştırma asistanı ve araştırmacı olarak çalıştı. 1971 yılında yurda geri dönerek Orta Doğu Teknik Üniversitesi'nde öğretim üyesi

olarak göreve başladı. 1976 yılında doçent ünvanını aldı. Orta Doğu Teknik Üniversitesi'nde rektör yardımcılığı, bölüm başkan yardımcılığı yaptı. 1979-1981 yılları arasında Alexander von Humboldt Vakfı bursu kazanarak Almanya'da araştırmalar yaptı. 1982 yılında profesör ünvanını aldı ve yeni kurulan Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi'ne dekan olarak atandı. 1982-1992 yılları arasında dekanlık görevini yürüten yazar, halen aynı fakültenin Makina Mühendisliği Bölümü'nde profesör ve Makina Teorisi ve Dinamiği Anabilim Dalı Başkanı olarak görev yapmaktadır. Yazar, sistem dinamiği, otomatik kontrol, modelleme, simülasyon, enerji sistemleri ve ölçüm sistemleri konularında çalışmalar yapmaktadır. Daha önce Mühendislik Sistemlerinin Modellenmesi ve Dinamiği isimli bir kitabı yayımlanmış olan yazarın yurt içinde ve yurt dışında yayımlanmış veya sunulmuş 100 kadar makale, tebliğ ve araştırma raporu vardır. İngilizce ve Almanca bilen yazar, evli ve iki çocuk babasıdır.