

AKIŞKAN GÜCÜ
KONTROLÜ
TEORİSİ

YÜCEL ERCAN

AKIŞKAN GÜCÜ KONTROLÜ TEORİSİ

GENİŞLETİLMİŞ 2. BASIM

Yücel ERCAN

ANKARA-2017

AKIŞKAN GÜCÜ KONTROLÜ TEORİSİ

Genişletilmiş 2. Basım

Yücel Ercan

1. Basım: 1995

Baskı: Ses Reklam Matbaacılık Ltd. Şti.

Basım Tarihi: Ekim 2017

ISBN: **978-605-83437-3-3**

ISBN: **978-605-83437-6-4** (Elektronik sürüm)

© Copyright 2017: Yücel Ercan

Bu kitabın telif hakları yazara aittir.

Yazar kitabın açık kaynak olarak kullanımına izin vermiştir.

Kitap kaynak belirtmek suretiyle serbestçe çoğaltılabilir ve dağıtılabilir.

YAZAR HAKKINDA

Yücel Ercan 1943 yılında Konya’da doğdu. 1961 yılında Milli Eğitim Bakanlığı’nın yükseköğretim bursunu kazanarak makine mühendisliği eğitimi için ABD’ye gitti. 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 dönerek Orta Doğu Teknik Üniversitesi’nde öğretim üyesi olarak çalışmaya başladı. 1976’da doçent oldu. Orta Doğu Teknik Üniversitesi’nde rektör yardımcılığı ve bölüm başkan yardımcılığı yaptı. 1979-1981 yılları arasında Alexander von Humboldt Vakfı bursu kazanarak Almanya’da araştırmalarda bulundu. 1982’de profesör ünvanını aldı. Aynı yıl yeni kurulan Gazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi’ne dekan olarak atandı ve 1992’ye kadar dekanlık görevini sürdürdü. 2005 yılında TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi’nde çalışmaya başladı. TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi’nde rektör vekilliği ve rektör yardımcılığı, dekanlık, fen bilimleri enstitüsü müdürlüğü, bölüm başkanlığı gibi idari görevlerde bulunan yazar halen aynı üniversitenin makine mühendisliği bölümünde profesör olarak çalışmaktadır. Yazar, sistem dinamiği, otomatik kontrol, akışkan gücü kontrolü, dinamik, modelleme ve simülasyon konularında çalışmalar yapmaktadır. *Mühendislik Sistemlerinin Modellenmesi ve Dinamiği*, *Akışkan Gücü Kontrolü Teorisi*, *İleri Dinamik* ve *Mühendislik Sistemlerinin Dinamiğine Hamilton Prensipli Yaklaşımı* isimli kitapları yayınlanmış olan yazarın yurt içinde ve yurt dışında yayınlanmış veya sunulmuş 150 kadar makale, bildiri ve teknik araştırma raporu vardır. İngilizce ve Almanca bilen yazar, evli ve iki çocuk babasıdır.

Meral, Bilge ve Tolga'ya

TEŐEKKÜR

Yazar bu kitabın basımı aŐamasında destek sağlayan TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi'ne teŐekkürü borĐ bilir.

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.

İlk basımı 1995’de yapılan kitabın bu ikinci basımı genişletilerek, hidrolik valflerde oluşan ısı kayıpları, valf verimi, güç denkleştiricili kaynakla çalışan valfler, puls genişliği modülasyonlu hidrolik kontrol sistemleri gibi konular eklenmiştir.

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 olacaktır.

Yücel ERCAN
Ekim 2017, Ankara

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ix
1 GİRİŞ	1
2 VALFLE KONTROL	3
2.1 İki-yollu Valfle Kontrol	3
2.2 Üç-yollu Valfle Kontrol	3
2.3 Dört-yollu Valfle Kontrol	5
2.4 Orifis Yapıları	6
2.5 Valf Yapıları	7
3 HİDROLİK VALFLERİN KARAKTERİSTİK EĞRİLERİ	11
3.1 Orifis Akış Denklemi	11
3.2 Valflerin Akış Devreleri	13
3.2.1 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	13
3.2.2 Seri Devre	14
3.2.3 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	14
3.2.4 Bir Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	15
3.2.5 İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi	15
3.2.6 Bir Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi	16
3.2.7 İki-yollu Valfin Akış Devresi	16

3.3	Sabit Basınç Kaynağıyla Çalışan Hidrolik Valflerin Karakteristik Eğrileri	17
3.3.1	Seri Devre	17
3.3.2	Kapalı Merkezli Üç-yollu Valf	19
3.3.3	Sabit Kollu Yarım Köprü Devresi	22
3.3.4	İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi	24
3.3.5	Bir Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi	28
3.3.6	Bir Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	30
3.3.7	İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	33
3.3.8	Dört Değişken Kollu Tam Köprü	36
3.4	Sabit Basınç Kaynağıyla Çalışan Hidrolik Valflerin Isı Kayıpları	40
3.4.1	Bir Orifiste Açığa Çıkan Isıl Güç	42
3.4.2	Seri Devreli Valfte Isı Kaybı	43
3.4.3	Kapalı Merkezli Üç-yollu Valfte Isı Kaybı	44
3.4.4	İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresinde Isı Kaybı	46
3.4.5	Bir Değişken Kollu Yarım Köprü Devresinde Isı Kaybı	49
3.4.6	Bir Değişken Kollu Tam Köprü Devresinde Isı Kaybı	51
3.4.7	İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresinde Isı Kaybı	55
3.4.8	Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresinde Isı Kaybı	57
3.5	Sabit Debili Kaynakla Çalışan Hidrolik Valflerin Karakteristik Eğrileri	60
3.5.1	Değişken Kollu 1/4-Köprü Devresi	60
3.5.2	İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	63
3.5.3	Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	66
3.6	Güç Denkleştiricili Kaynakla Çalışan Hidrolik Valflerin Karakteristik Eğrileri	68
3.6.1	Güç Denkleştiricili Kaynaklar	68
3.6.2	İki Yollu Valfle Kontrol	73
3.6.3	Seri Devreli Valfle Kontrol	78

4 PNÖMATİK VALFLERİN KARAKTERİSTİK EĞRİLERİ **85**

4.1	Bir Boyutlu Adyabatik İzentropik Akış	85
-----	---------------------------------------	----

4.2 Sıkıştırılabilir Akışkanın Keskin Kenarlı Orifiste Akışı	87
4.3 Bir Orifisle Akış ve Hız Kontrolü	90
4.3.1 Akış Yukarısına Yerleştirilen Bir Orifisle Akış ve Hız Kontrolü	90
4.3.2 Akış Aşağısına Yerleştirilen Bir Orifisle Akış ve Hız Kontrolü	95
4.4 Bir Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi	100
4.5 İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi	106
4.6 Pnömatik Seri Devre	111
4.7 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	116
4.8 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	121

5 YÜKÜN TANIMLANMASI VE YÜKE UYGUN VALF SEÇİMİ **129**

5.1 Yükün Tanımlanması	129
5.2 Yükün Gerektirdiği Güç	133
5.3 Bir Kontrol Valfinden Sağlanabilecek Güç	135
5.4 Yüke Uygun Valf Seçilmesi	139

6 VALFLERDEKİ ÇALIŞMA KUVVETLERİ **141**

6.1 Durağan Çalışma Kuvvetleri	142
6.1.1 Makaralı Valflerde Eksenel Kuvvetler	142
6.1.2 Makaralı Valflerde Lateral Kuvvetler	146
6.1.3 Kanat-Nozul Valflerinde Kanada Uygulanan Kuvvetler	150
6.2 Valf Kararsızlığı ve Kararsızlık Yaratın Kuvvetler	154
6.2.1 Akış Kararsızlığı	155
6.2.2 Durağan Kuvvetlerin Sebep Olduğu Kararsızlıklar	155
6.2.3 Geçici Akış Kararsızlığı	159

7 KONTROL VALFLERİNİN MODELLENMESİ VE GERİBESLEME YÖNTEMLERİ **165**

7.1 Lineerleştirilmiş Valf Karakteristiği	166
7.2 Yük Debisi	167
7.3 Kütle-Yay-Sönümleyici Yükünün Valfle Açık Çevrim Kontrolü	175

7.4	Mekanik Kol Geribeslemeli Valfle Kütle-Yay-Sönümleyici Yükünün Kontrolü	180
7.5	Kuvvet Geribeslemeli Valfle Kütle-Yay- Sönümleyici Yükünün Kontrolü	184
7.6	Yük Basıncı Geribeslemeli Valfle Kontrol	188
7.7	Dinamik Yük Basıncı Geribeslemeli Valfle Kontrol	196
	7.7.1 Akışkanlı RC-Devresi	196
	7.7.2 Dinamik Yük Basıncı Geribeslemeli Valf	199
7.8	Kuvvet, Yük Basıncı ve Dinamik Yük Basıncı Geribeslemeli Valflerin Statik ve Dinamik Davranışlarının Karşılaştırması	207

8 KAPALI ÇEVİRİM ELEKTROHİDROLİK KONTROL

209

8.1	Analog Elektrohidrolik Kontrol	209
	8.1.1 Servo Yükselteçler	210
	8.1.2 Elektrohidrolik Servovalfler	212
	8.1.2.1 Tork ve Kuvvet Motorları	212
	8.1.2.2 Akış Kontrol Valfi	213
	8.1.2.3 Elektrohidrolik Servovalflerin Düşük Mertebeli Modelleri	214
	8.1.3 Geribesleme Transdüserleri	215
	8.1.4 Elektrohidrolik Konum ve Hız Kontrolü	217
8.2	Sayısal Elektrohidrolik Kontrol	219
	8.2.1 Elektrohidrolik Servo Sistemlerinde Bilgisayar Kullanımı	219
	8.2.2 Ayrık Zamanlı Sistemlerin Analizleri	220
	8.2.3 Sayısal Elektrohidrolik Servo Sistemlerinin Analizleri	229
8.3	Puls Genişliği Modülasyonlu Elektrohidrolik Kontrol	232
	8.3.1 Puls Genişliği Modülasyonu ve Sistem Yapısı	233
	8.3.2 Sistem Cevabının Bulunması	235
	8.3.2.1 Puls Genişliği Modülasyonlu Sinyalin Fourier Serisi Açılımı	236
	8.3.2.2 Puls Genişliği Modülasyonunun Sistem Çıkışına Etkisi	238
	8.3.2.3 Puls Genişliği Modülasyonlu Sistemin Cevabı	239

ÖNERİLEN DİĞER KAYNAKLAR	241
ALİŞTİRMA PROBLEMLERİ	243
DİZİN	291

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 değişimlerinden 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 beygircüde 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 kontrolünde kullanılan temel yapıdaki 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, valflerde 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.

VALFLE KONTROL

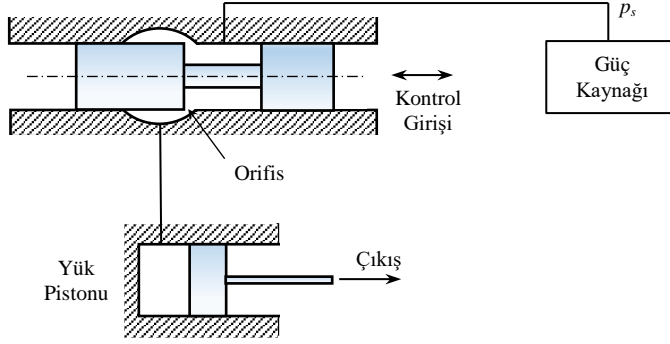
Akışkan direncini değiştirerek iki veya daha fazla hat arasındaki akışkan akışını düzenleyen elemanlara valf denir. Bir valfe bağlı olan akış hattı sayısı, valfin yol sayısını belirler. Bağlı olan akış hattı sayısına göre valfler 2-, 3-, 4-yollu olarak adlandırılır. Valfin yol sayısına bağlı olarak kontrol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

2.1 İki-yollu Valfle Kontrol

Şekil 2.1’de 2-yollu, makaralı bir valf ve buna bağlı bir eyleyici eleman şematik olarak verilmiştir. Anlatım kolaylığı sağlamak amacıyla silindir-piston tipinde seçilen eyleyici eleman 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. İki yollu 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.

2.2 Üç-yollu Valfle Kontrol

Yükün hareket yönünü değiştirebilmek için kontrol valfinin en az 3-yollu olması gereklidir. Şekil 2.2’de 3-yollu valfle kontrol

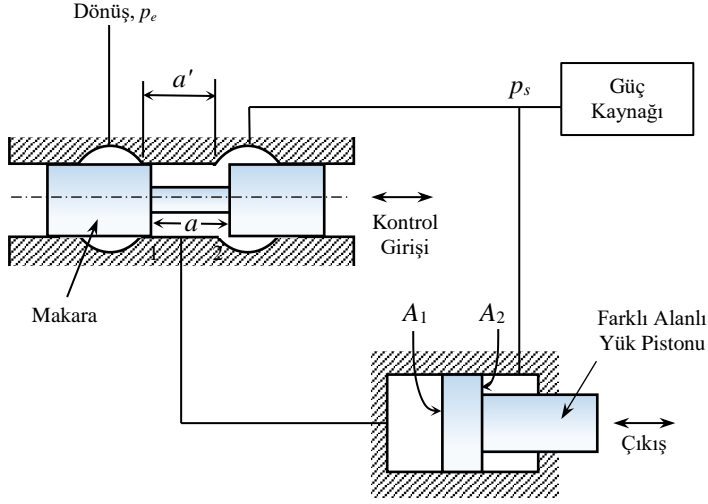


Şekil 2.1 İki-yollu Valfle Kontrol

yapısı şematik olarak verilmiştir. Örnek olarak seçilen makaralı tipteki 3-yollu valfin girişi p_s basıncında akışkan sağlayan kaynağa, çıkışlarından birisi dönüş hattına, ikinci çıkış ise çift etkili ancak farklı alanlı bir eyleyici pistonunun geniş alanlı tarafına bağlanmıştır. Eyleyici pistonunun küçük alanlı tarafı ise kaynak basıncına bağlıdır. Daha ileride açıklanacak sebeplerden dolayı, pistonun 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 eyleyici 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 alanlı 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'de görülen sistemde yükü geri döndürmek için farklı alanlı pistonun küçük alanlı tarafına p_s basıncı uygulanmıştır. Ancak, geri dönüş hareketi başka yöntemlerle de sağlanabilir. Örneğin, pistonun sağ tarafına bir yay yerleştirilebilir ve sıkıştırılan yayın uyguladığı kuvvet kullanılabilir. Pistonun düşey olduğu hallerde ise yükün ağırlığından yararlanılabilir.

Üç-yollu valfle dönel eyleyiciler kontrol edildiğinde geri dönüşün sağlanması zor, ya da imkansız olabilir. Lineer eyleyicilerde ise, farklı alanlı piston kullanılıyorsa ağırlık çok fazladır. Yapıdaki asimetri dolayısıyla, aynı valf açıklığı değerleri için



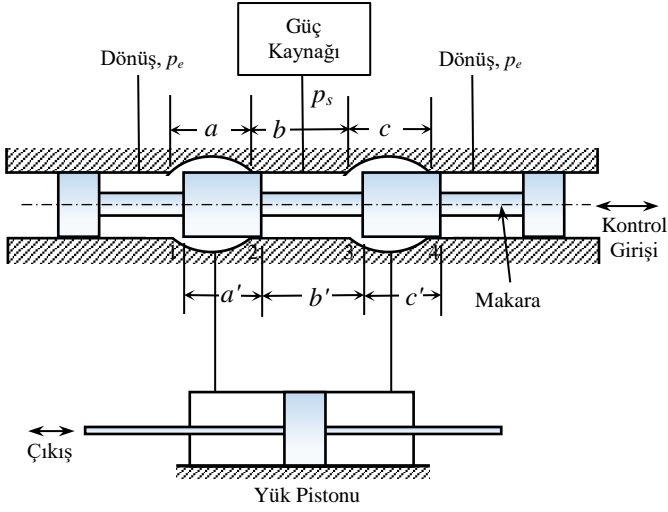
Şekil 2.2 Üç-yollu Valfle Kontrol

sağa ve sola doğru farklı hızlar elde edilebilir; yani lineer olmayan bir davranış görülebilir. Üç-yollu valflerin imalatında aksel yönde bir adet kritik boyutun kontrol edilmesi, yani Şekil 2.2'deki a ve a' boyutlarının birbirine eşit tutulması gereklidir.

2.3 Dört-yollu Valfle Kontrol

Valfle kontrolde lineer davranış elde etmek için geometrik simetri sonuna kadar kullanılmalıdır. Bu ise Şekil 2.3'de görülen 4-yollu valf yapısının kullanılmasını gerektirir. Örnek olarak verilen makaralı 4-yollu valfte 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. Pistonun 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.

Dört-yollu valfin imalatı sırasında $a=a'$, $b=b'$ ve $c=c'$ boyut eşitlikleri sağlanmalıdır. Dolayısıyla, aksel yönde üç kritik boyutun kontrol edilmesi gereklidir. Bu ise valfin maliyetini artırıcı bir etkidir. Buna rağmen, üstün kontrol özellikleri sebebiyle, 4-yollu valfler akışkan gücü kontrolünde çok yaygın olarak kullanılır.



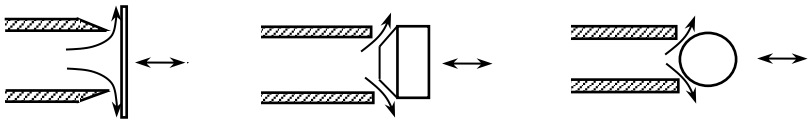
Şekil 2.3 Dört-yollu Valfle Kontrol

2.4 Orifis Yapıları

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

- Oturmalı tip dirençler.
- Kayar tip dirençler.

Oturmalı tipteki direnç elemanları 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 valflerinde değil, kapama valflerinde kullanılır. Kanat-nozul valfi ise düşük güç düzeylerinde çok iyi performansa sahip olduğundan kontrol valflerinin birinci kademelerinde çok yaygın biçimde kullanılır. Bu valfte akış kanat levhası ile nozulun keskin kenarları arasından geçer. Kanadın nozul ağzına olan uzaklığı değiştirilerek akış kontrol edilir.

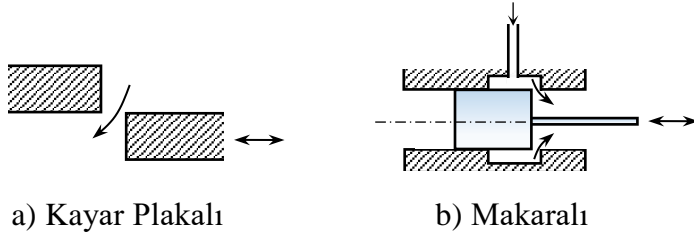


a) Kanat-nozullu

b) Popetli

c) Bilyalı

Şekil 2.4 Oturmalı Tipte Direnç Elemanları



Şekil 2.5 Kayar Tipte Direnç Elemanları

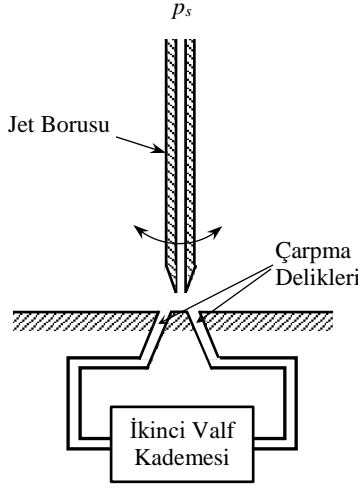
Kayar tipteki direnç elemanlarının en yaygın olanı Şekil 2.5’de görülen makaralı yapıdadır. Burada bir veya birden fazla pistonun rijit olarak birbirine bağlanmasından oluşan *makara*, silindirin içinde aksel yönde kaydırılır. Keskin piston kenarıyla silindir iç yüzeyindeki deliğin (*port*) keskin kenarı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

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 nedeni kontrol edilecek güç düzeyinin yüksek olmasıdır. Bu yüzden kontrol valflerinin çoğunluğu iki ve hatta daha fazla sayıda kademeye sahiptir.

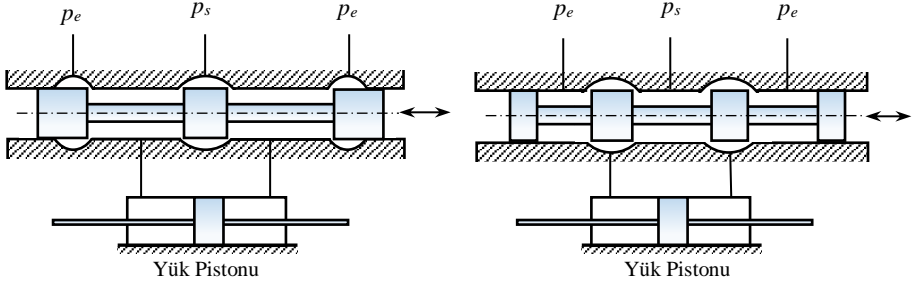
İki kademeli valfte valfi açıp-kapamak için dışarıdan uygulanan kuvvet pilot kademe de denilen birinci kademe valfinin direncini değiştirir. Birinci kademe tarafından kontrol edilen akışkan gücü bir piston aracılığıyla, ikinci kademeyi oluşturan valfi açıp-kapamak için kullanılır. Böylece, ana güç akışını kontrol eden ikinci kademe valfini açıp-kapamak için akışkanın kendi gücü kullanılır.

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-boru tipi valftir. Kanat-nozul ve makaralı



Şekil 2.6 Jet-boru Tipi Valfin Yapısı

valflerin çalışma şekli yukarıda açıklanmıştı. Jet-boru tipi valfin çalışma prensibi ise bunlardan farklıdır. Bu valfte 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 2.7 Makaralı Valf Yapıları

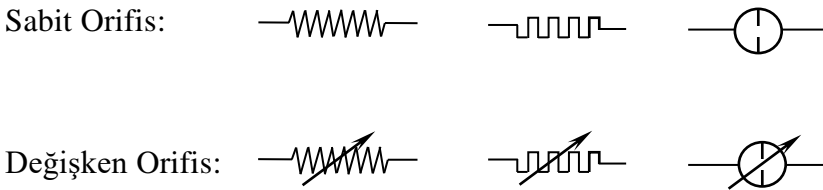
İki kademeli valflerin ana güç akışını kontrol eden ikinci kademeleri daima makaralı tiptedir. Şekil 2.7’de farklı geometriye sahip iki tane 4-yollu makaralı valf şematik olarak görülmektedir. Makara merkez konumundayken orifisler açık durumdaysa (yani, piston kenar uzunluğu port genişliğinden küçükse) valfe *açık merkezli*, orifisler kapalı ise *kapalı merkezli* denir. Kapalı merkezli valfler de iki türe ayrılır. Eğer makara merkezdeyken orifisler ucu ucuna kapanmışsa, yani piston kenar uzunluğu portun aksenal

HİDROLİK VALFLERİN KARAKTERİSTİK EĞRİLERİ

Bir kontrol valfinden yükü sürmek için sağlanan akış debisi Q_L , valfin açılma oranı γ '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 valfle kontrol edilen sistemlerin davranışlarının incelenebilmesi için bu eğrilerin bilinmesine gerek vardır. Bu bölümde değişik yapıdaki valflerin karakteristik eğrileri elde edilecektir.

3.1 Orifis Akış Denklemini

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



Şekil 3.1 Orifis Sembolleri

Bir orifisten akan hidrolik sıvının hacimsel debisi Q ile orifis üzerindeki basınç düşüşü p arasında,

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

ilişkisi vardır. Burada A orifis alanını, ρ 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'e doğru artar ve genellikle 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 aşağıdaki gibi yazılabilir.

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

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 aşağıdaki eşitlikten bulunur.

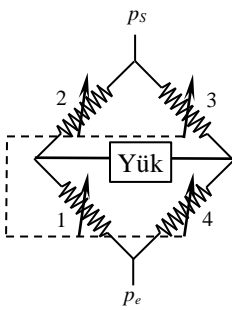
$$g = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{g_1^2} + \frac{1}{g_2^2} + \frac{1}{g_3^2} + \dots + \frac{1}{g_k^2}}} \quad (3.5)$$

3.2 Valflerin Akış Devreleri

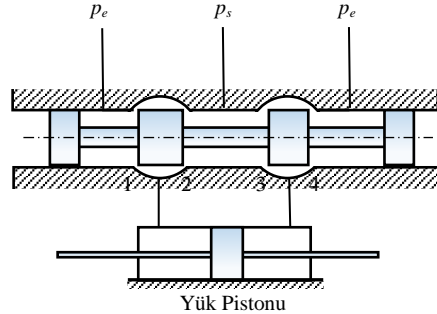
Bir güç kaynağından valfe sağlanan akışkan, valfin içinde çeşitli yollardan ve bu yollar üzerindeki dirençlerden geçer. Bu akış yollarının birbiriyle bağlantı biçimleri ve dirençlerin konumları valfin akış devresini çizerek şematik olarak gösterilebilir. Valflerin yapılarına bağlı olarak, akış devreleri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

3.2.1 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

Tek kademeli bir valfte 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 valfte makara merkezdeyken tam bir simetri mevcut olsun ve bu durumdayken orifis alanlarının hepsi A_o olsun. Eğer makara sağa doğru kaydırılarak (1) numaralı orifisin alanı γ oranında artırılırsa, (1) ve (3) numaralı orifislerin alanları $(1+\gamma)A_o$ olurken, (2) ve (4) numaralı orifislerin alanları ise $(1-\gamma)A_o$ olur. Şekil 3.2(a)'da dirençlerin birbirine bağımlı olarak değiştiğini göstermek için üstlerine çizilmiş olan değişim okları noktalı olarak birbirine bağlanmıştır.



(a)

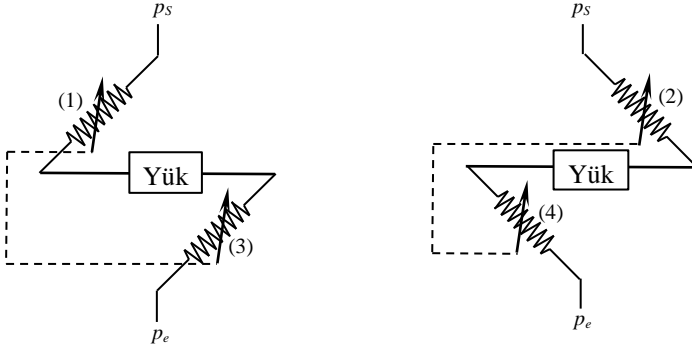


(b)

Şekil 3.2 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

3.2.2 Seri Devre

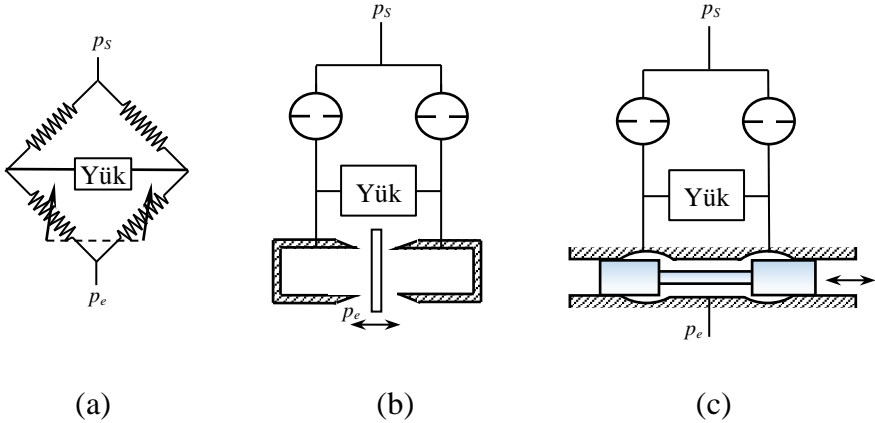
Eğer 4-yollu makaralı bir valf kapalı merkezli ise (Şekil 2.8) herhangi bir çalışma durumunda orifislerden sadece ikisi açık olacağından, makaranın konumuna göre Şekil 3.3’de görülen seri devrelerden birisi elde edilir.



Şekil 3.3 Seri Devre

3.2.3 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

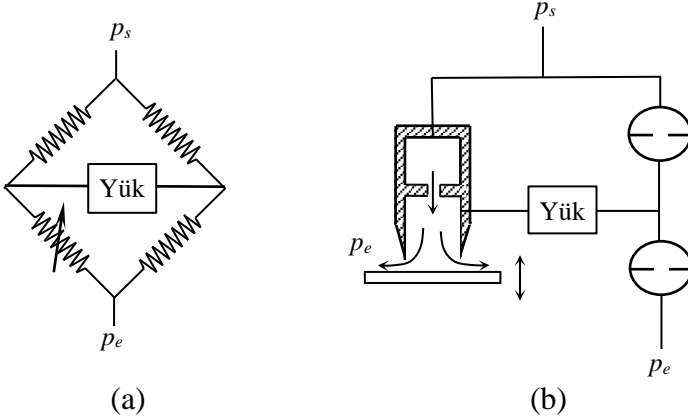
Bazı valf yapıları Şekil 3.4(a)’daki iki değişken kollu tam köprü devresini verir. Şekil 3.4(b) ve (c)’de bu tür devreye sahip, çift nozullu kanat-nozul ve makaralı tipte iki valf yapısı görülmektedir.



Şekil 3.4 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

3.2.4 Bir Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

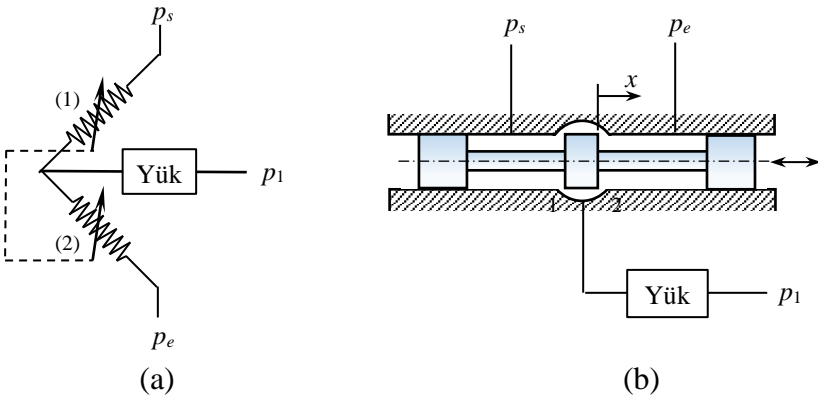
Şekil 3.5(a)'da bir değişken kollu tam köprü devresi verilmiştir. Şekil 3.5(b)'deki tek nozullu kanat-nozul valfi bu tür akış devresine sahiptir.



Şekil 3.5 Bir Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

3.2.5 İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi

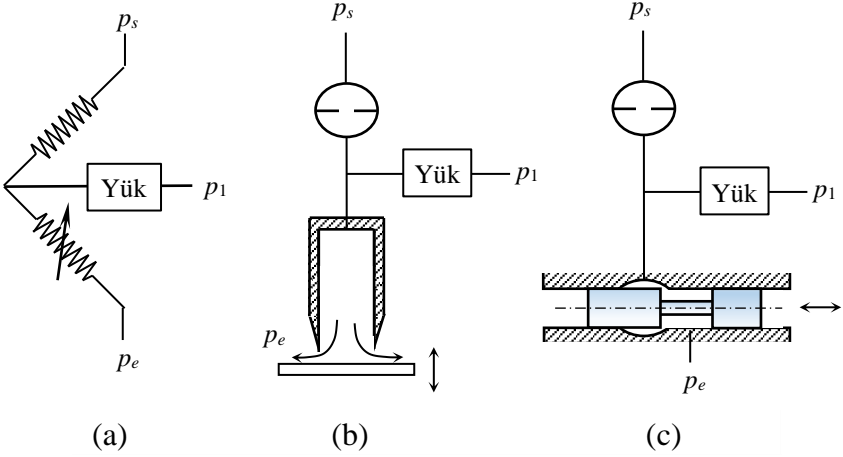
Şekil 3.6(b)'deki açık merkezli 3-yollu valfin akış devresi, Şekil 3.6(a)'da verilen iki değişken kollu yarım köprü devresi şeklindedir. Bu devrede de dirençlerin değişimi birbirine bağlıdır. Valf merkezdeyken orifislerin herbirinin alanı A_o olsun. Eğer çalışma sırasında (1) numaralı orifisin açıklığı $(1 + \gamma)A_o$ 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

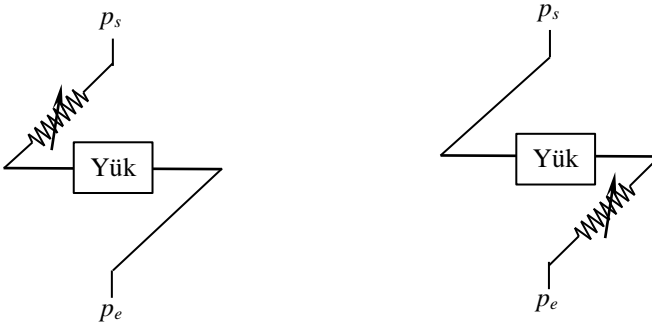
Bazı valf yapıları Şekil 3.7(a)'daki bir değişken kollu yarım köprü devresine sahiptir. Şekil 3.7(b) ve (c)'de bu yapılardan ikisi örnek olarak verilmiştir.



Şekil 3.7 Bir Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi

3.2.7 İki-yollu Valfin Akış Devresi

Kontrol işlemi 2-yollu valf kullanarak en basit yöntemle yapılıyorsa, valfin yükün akış yukarısına ve akış aşağısına koyulması durumlarına göre sırasıyla Şekil 3.8'deki akış devreleri elde edilir.



Şekil 3.8 İki-yollu Valfin Akış Devreleri

3.3 Sabit Basınç Kaynağıyla Çalışan Hidrolik Valflerin Karakteristik Eğrileri

3.3.1 Seri Devre

Kapalı merkezli, 4-yollu valfte makaranın konumuna göre Şekil 3.3'deki akış devrelerinden biri elde edilir. Her iki devrenin de analizi aynı olduğu için burada Şekil 3.3'de solda görülen devre incelenecektir. (1) ve (3) numaralı orifisler seri olarak bağlı olduğundan ikisinden de aynı debide sıvı geçer. Bu debi aynı zamanda yük debisi Q_L 'ye eşittir. Geometrik simetrisinin var olduğu kabul edilirse, orifislerin kesit alanları aynı olacağından, bunların üzerindeki basınç düşüleri p de aynı olur. Eğer, yük üzerindeki basınç kaybına p_L denirse, p düşüsü aşağıdaki gibi bulunur.

$$p = \frac{p_s - p_e - p_L}{2} \quad (3.6)$$

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,

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

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

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

şeklinde valf açıklığı x ve yük basıncı p_L 'nin fonksiyonudur. Bu denklem valfin statik karakteristiğini tanımlar. Denklem (3.7)'nin terimleri düzenlenirse, valf karakteristiği aşağıdaki alternatif denklemle 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 denklemler (3.7) veya (3.9) uygun biçimde boyutsuzlaştırılarak kullanılır. Burada, p_L valfteki

toplam basınç düşmesi $p_s - p_e$ ile bölünerek; x açıklığı, valfin maksimum açıklığı X ile bölünerek; Q_L debisi ise, $p_L = 0$ iken ve valf maksimum açıklıktayken valften akacak olan maksimum hacimsel debi Q_i ile bölünerek normalize edilecektir. Q_i aşağıda verildiği gibidir.

$$Q_i = C_d w X \sqrt{\frac{p_s - p_e}{\rho}} \quad (3.10)$$

Boyutsuz yük basıncı \bar{p}_L , yük debisi \bar{Q}_L ve valf açıklık oranı γ aşağıdaki denklemlerle tanımlanacaktır.

$$\bar{p}_L = \frac{p_L}{p_s - p_e} \quad (3.11)$$

$$\bar{Q}_L = \frac{Q_L}{Q_i} \quad (3.12)$$

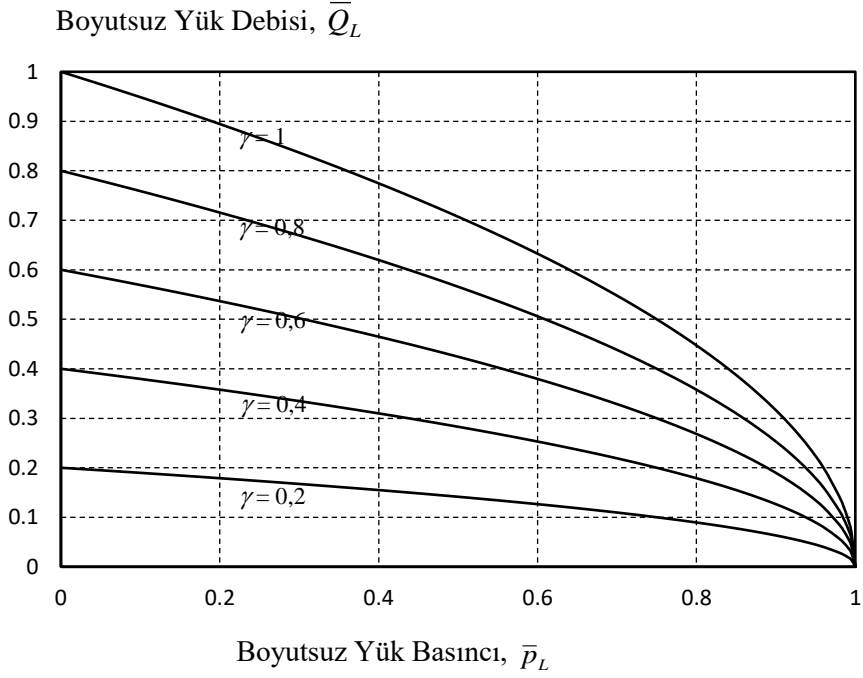
$$\gamma = \frac{x}{X} = \frac{a}{A} = \frac{g}{G} \quad (3.13)$$

Yukarıda, $A = wX$ olarak tanımlanmıştır. g terimi x açıklığına karşılık gelen iletkenlik, G ise X açıklığına karşılık gelen iletkenliktir. Denklemler (3.7) ve (3.9) boyutsuz parametreler cinsinden yazılırsa aşağıdaki ifadeler bulunur.

$$\bar{Q}_L = \gamma \sqrt{1 - \bar{p}_L} \quad (3.14)$$

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

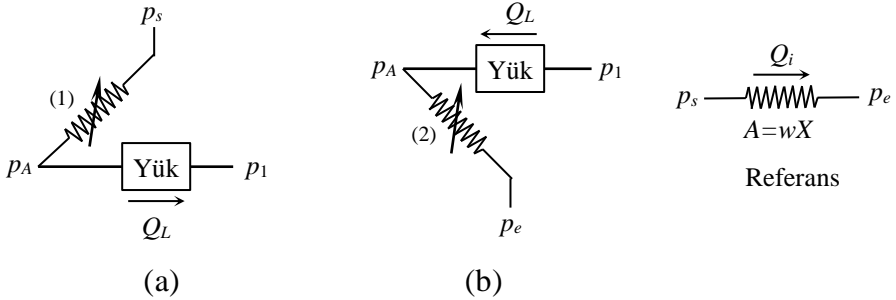
Şekil 3.9'da seri devreye ait valf karakteristik eğrileri değişik valf açıklık oranları için verilmiştir. Görüldüğü gibi, eğriler parabolik şekilli olup tepe noktaları ortaktır.



Şekil 3.9 Seri Devreli Valfin Karakteristik Eğrileri

3.3.2 Kapalı Merkezli Üç-yollu Valf

Şekil 3.6’da 3-yollu açık merkezli bir valfin akış devresi görülmektedir. Eyleyici pistonu çift etkili ve eşit alanlı olsun. p_1 basıncı pistonu geri döndürmek için kullanılan etkin basınç olup, pistonu geri döndüren kuvveti piston alanı A_1 ile bölerek bulunur. Herhangi bir anda $p_s > p_1 > p_e$ ifadesi geçerlidir. Eğer 3-yollu valf kapalı merkezliyse, makaranın konumuna göre orifislerden sadece birisi açık olacağından Şekil 3.10’daki seri devrelerden biri elde edilir.



Şekil 3.10 Kapalı Merkezli Üç-yollu Valfin Akış Devreleri

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

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

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

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

Aynı valf açıklık miktarları için pistonun sağa ve sola doğru hareket hızlarının aynı olmasını sağlayacak şartlar denklemler (3.16) ve (3.17) ile verilen akış debilerini eşitleyerek bulunabilir.

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

ya da,

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

ya da aşağıdaki denklem bulunur.

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

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

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

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 aşağıdaki gibi olur.

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

Aynı valf açıklıkları için farklı alanlı pistonun sağa ve sola hızlarının aynı olmasını sağlayacak şart, denklemler (3.22) ve (3.23) ile verilen kuvvetleri eşitliyerek aşağıdaki gibi bulunur.

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

Problemde geçen değişkenler aşağıdaki gibi boyutsuz hale getirilsin:

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

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

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

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

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

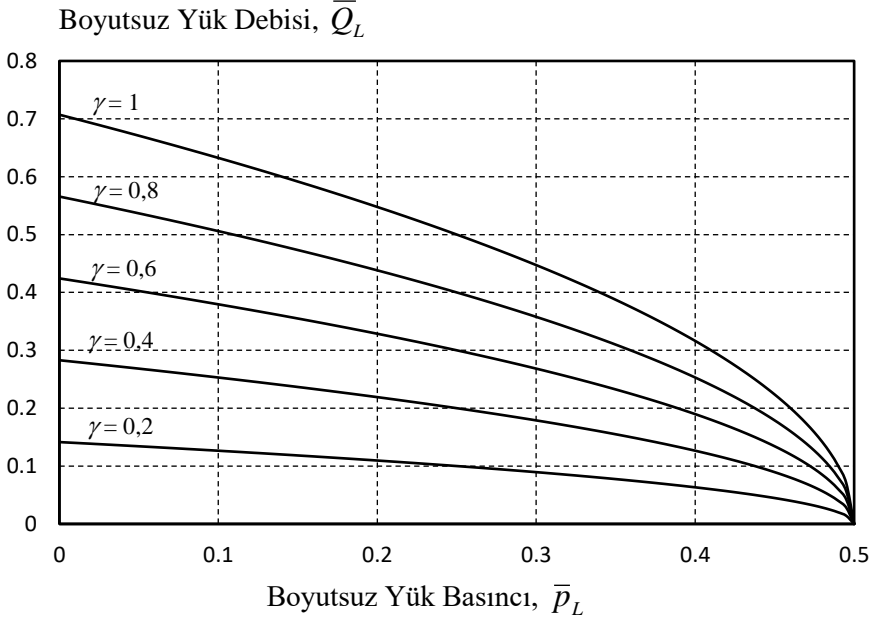
Valfin karakteristik eğrileri aşağıdaki denklemlerle tanımlanır.

$$\bar{Q}_L = \gamma \sqrt{\frac{1}{2} - \bar{p}_L} \quad (3.29)$$

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

Şekil 3.11'deki eğriler, Şekil 3.10(a) ve Şekil 3.10(b)'de verilen iki akış durumu için de geçerlidir. Ancak Şekil 3.10(a)'da

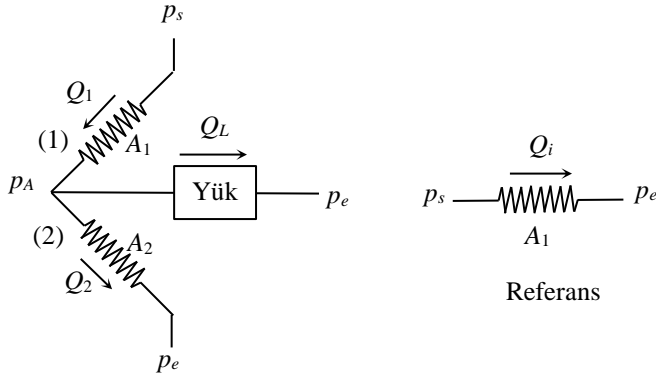
Q_L 'nin pozitif akış yönü sağa doğru olup, $p_L = (p_A - p_1)$ olarak tanımlanmıştır. Şekil 3.10(b)'de ise bu terimler ters işaretli olarak tanımlanmıştır.



Şekil 3.11 Kapalı Merkezli Üç-yollu Valfin Karakteristik Eğrileri

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:

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

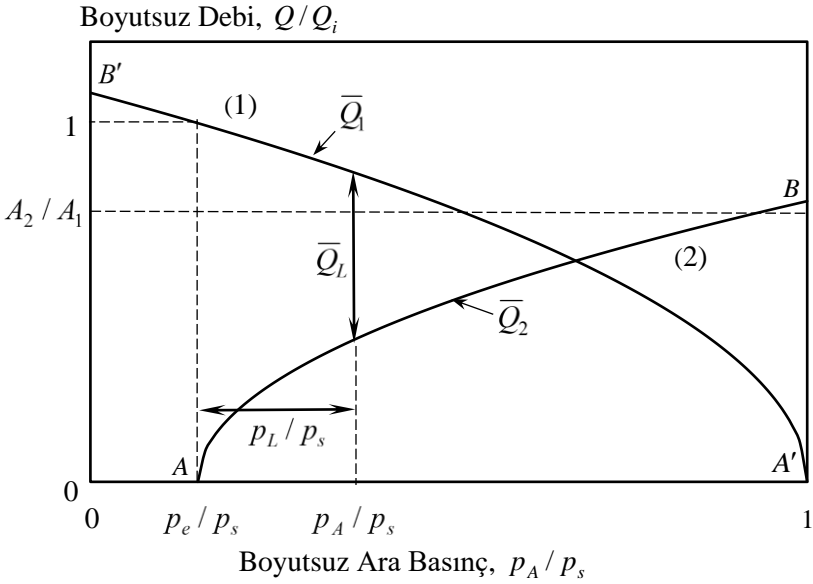
$$\bar{p}_L = \frac{p_L}{p_s - p_e} \quad (3.35)$$

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

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

Yukarıdaki denklemden $\bar{p}_L - \bar{Q}_L$ eğrileri, yani söz konusu devrenin karakteristik eğrileri bulunur.

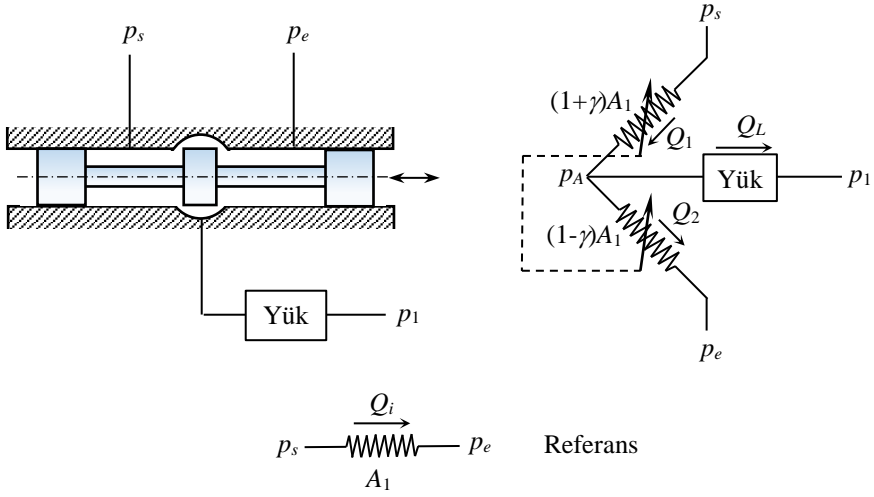
Şekil 3.13’de denklemler (3.30) ve (3.31) ile tanımlanan orifis akım karakteristikleri, daha önce tanımlanan Q_i ve p_s ile boyutsuz hale getirilerek gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, herhangi bir p_A / p_s değerine karşılık gelen noktadan dik çizildiğinde okunan \bar{Q}_1 ve \bar{Q}_2 değerlerinin farkı alındığında yük akışı $\bar{Q}_L = \bar{Q}_1 - \bar{Q}_2$ olarak bulunur. Parabolik biçimde olan orifis eğrileri, tepe noktaları (A ve A') ve uç noktaları (B ve B') bilindiğinden, kabaca elle çizilebilir ve \bar{p}_L ’ye karşı \bar{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 3-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 γ valf açıklık oranıdır.



Şekil 3.14 Açık Merkezli Üç-yollu Valf ve Akış Devresi

Yükün geri dönüşünü sağlayan p_1 basıncının ise,

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

olduğu kabul edilecektir. Orifis akış denklemleri, süreklilik denklemi ve yük basıncı tanımını aşağıdaki gibidir.

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

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

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

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

Denklemlerin boyutsuz hale getirilmesi için Şekil 3.14'de görülen referans durumu kullanılacaktır. Referans yük akışı, boyutsuz yük debisi ve boyutsuz yük basıncı sırasıyla aşağıdaki gibidir.

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

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

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

Eğer denklem (3.41)'den p_A , denklemler (3.38) ve (3.39)'dan da Q_1 ve Q_2 alınarak denklem (3.40)'da yerine koyulursa ve sonuç boyutsuz parametreler cinsinden yazılırsa valf karakteristiğini tanımlayan denklem aşağıdaki gibi bulunur.

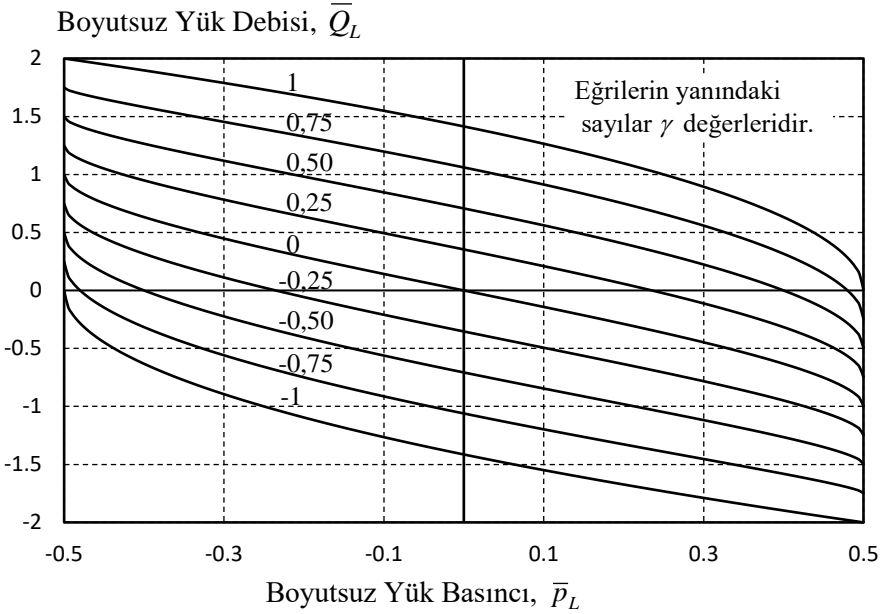
$$\bar{Q}_L = (1 + \gamma) \sqrt{\frac{1}{2} - \bar{p}_L} - (1 - \gamma) \sqrt{\frac{1}{2} + \bar{p}_L} \quad (3.45)$$

Valfin yukarıdaki denklemden elde edilen karakteristik eğrileri Şekil 3.15'de değişik γ değerleri için verilmiştir. Şeklin birinci ve üçüncü çeyrek düzlemlerinde görülen kısımlarında valf yüke güç aktarmaktadır. Yani valf normal çalışma durumundadır. Bu bölümde yük basıncının düşme yönüyle yük debisinin aktığı yön aynıdır. Eğrilerin ikinci ve dördüncü çeyrek düzlemlerdeki kısımlarında ise yük valfe güç aktarmaktadır. Bu kısımda yük debisinin akış yönü, yük basıncının düşme yönünün tersine doğrudur.

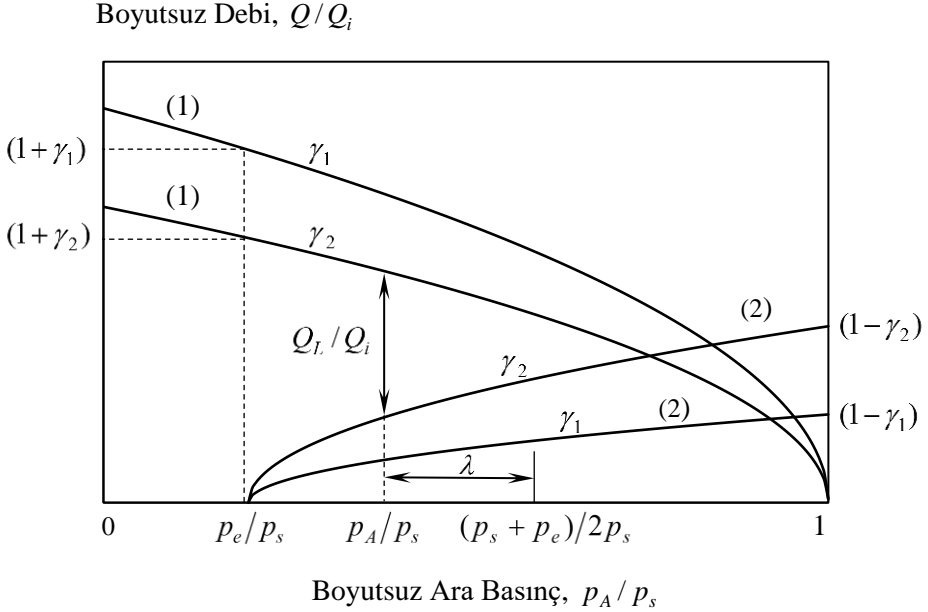
Şekil 3.16'da denklemler (3.38) ve (3.39)'un tanımladığı orifis eğrileri ve bu eğrilerden yararlanarak valf karakteristiğinin grafik yöntemle nasıl bulunabileceği gösterilmiştir. Verilen bir p_A/p_s ve γ değeri için (1) ve (2) numaralı orifislerin eğrileri arasında kalan düşey uzaklık Q_L/Q_i kadardır. Şekildeki λ uzaklığı 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 γ değeri için, Q_L/Q_i 'ye karşı $p_L/p_s = -\lambda$ çizilirse, valf karakteristik eğrileri elde edilmiş olur.



Şekil 3.15 İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresinin Karakteristiği (Açık Merkezli Üç-yollu Valf)



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

3.3.5 Bir Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi

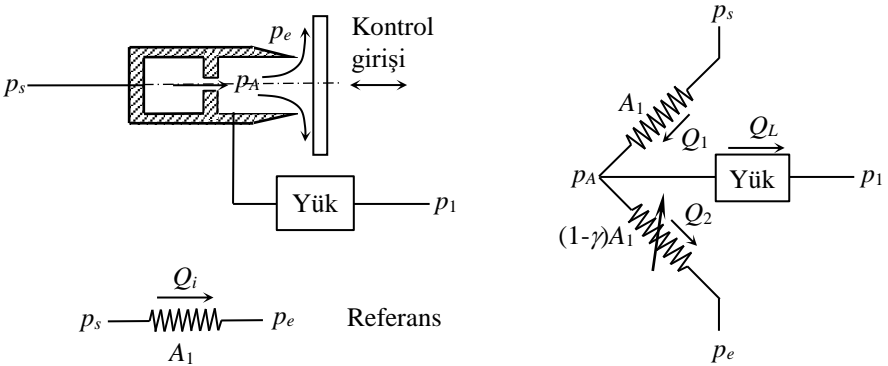
Şekil 3.17’de tek nozullu kanat-nozul valfi ve bunun tek değişken kollu yarım köprü biçimindeki akış devresi görülmektedir. Sabit orifisin alanı A_1 , değişken orifisin alanı ise $(1-\gamma)A_1$ olsun. Burada γ valfin açıklık oranıdır. (Merkez konumunda $\gamma=0$.) Yükün geri dönüşünü sağlayan p_1 basıncı, süreklilik denklemi ve yük basıncı tanımları sırasıyla denklemler (3.37), (3.40) ve (3.41)’deki 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 aşağıdaki gibi elde edilir.

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



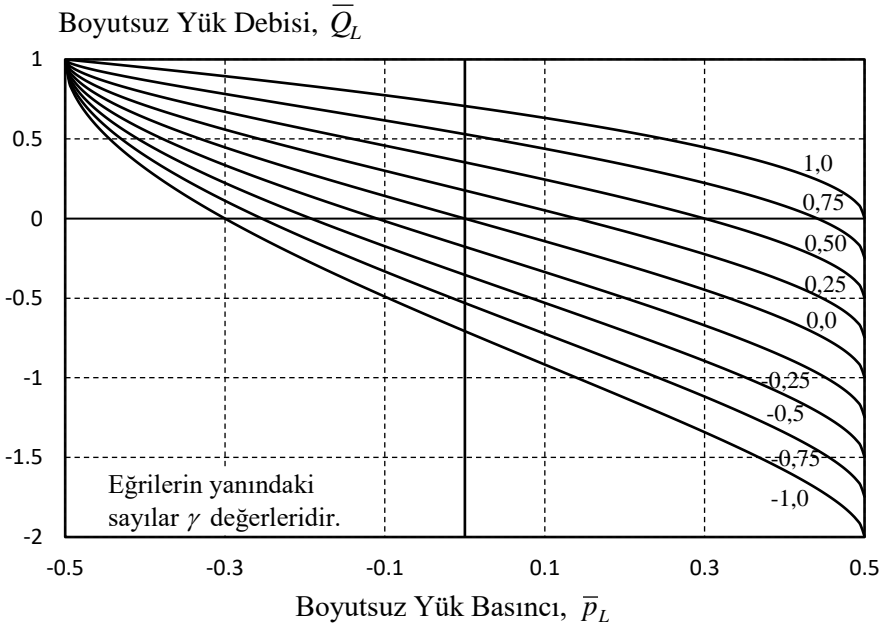
Şekil 3.17 Tek Nozullu Kanat-Nozul Valfi ve Akış Devresi

Yukarıdaki denklemden elde edilen valf karakteristik eğrileri Şekil 3.18’de değişik γ değerleri için verilmiştir. Şekilde \bar{p}_L ve \bar{Q}_L ’nin aynı işaretli olduğu kısımlarda (birinci ve üçüncü çeyrek düzlemler) valf yüke güç aktarmaktadır. Bu kısımlar valfin normal çalışma şeklini göstermektedir. \bar{p}_L ve \bar{Q}_L ’nin zıt işaretli olduğu kısımlarda (ikinci ve dördüncü çeyrek düzlemler) ise yük valfe güç aktarmaktadır.

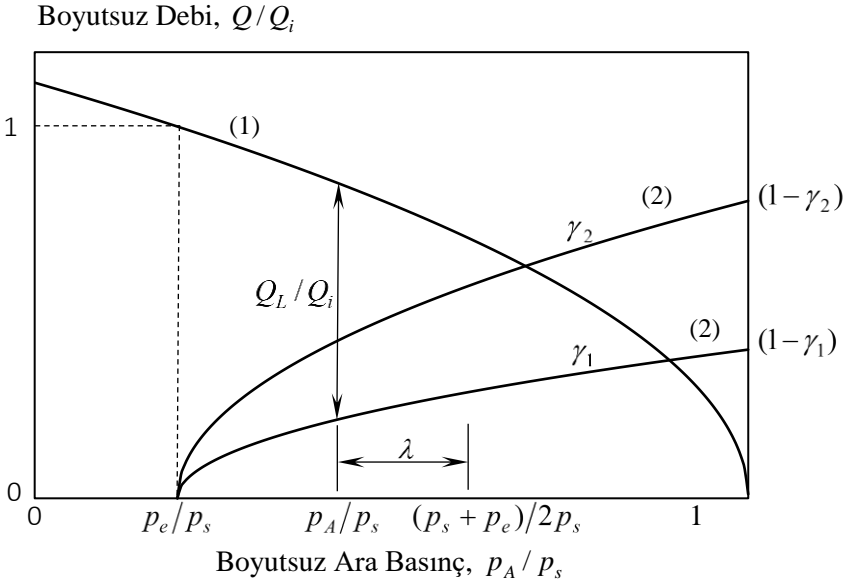
Şekil 3.19’da ise denklemler (3.47) ve (3.48)’in tanımladığı orifis eğrileri ve bu eğrilerden yararlanarak valf karakteristiğinin grafik yöntemle nasıl bulunabileceği gösterilmiştir. Verilen bir p_A/p_s ve γ değeri için (1) ve (2) numaralı orifislerin eğrileri arasında kalan düşey uzaklık Q_L/Q_i kadardır. Şekildeki λ uzaklığı ise,

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

olduğundan $-p_L/p_s$ ’ye eşittir. Verilen bir γ değeri için, Q_L/Q_i ’ye karşı $p_L/p_s = -\lambda$ çizilirse, valf karakteristik eğrileri elde edilir.



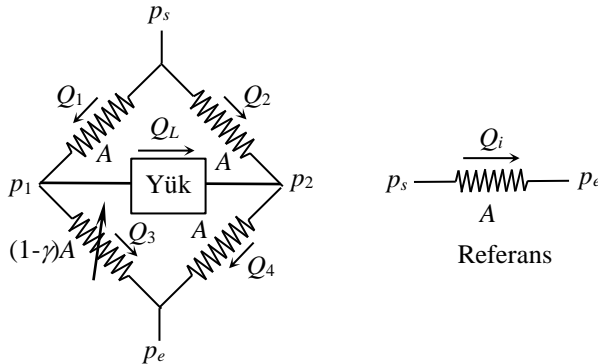
Şekil 3.18 Bir Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi Karakteristiği (Tek Nozullu Kanat-Nozul Valfi)



Şekil 3.19 Bir Değişken Kollu Yarım 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 orifislerin alanları A olsun. Kanat sıfır konumundan yukarı doğru hareket ettirildiğinde kanat ve nozul arasındaki orifisin alanı $(1-\gamma)A$ olsun. Burada γ açıklık oranı olup, valfin sıfır konumundaki değeri sıfıra eşittir.



Şekil 3.20 Bir Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

Orifis akış denklemleri, süreklilik denklemleri ve yük basıncı tanımları aşağıdaki gibidir.

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

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

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

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

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

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

Denklemlerin boyutsuz hale getirilmesi için Şekil 3.20’de görülen referans durumu kullanılacaktır. Referans yük akışı, boyutsuz yük debisi ve boyutsuz yük basıncı sırasıyla aşağıdaki gibidir.

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

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

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

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 denklemler (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 negatif olmaması için $0 \leq \bar{p}_2 \leq 1$ olmalıdır. $\bar{p}_2 = 1$ iken $\bar{Q}_L = 1$, $\bar{p}_2 = 0$ iken ise $\bar{Q}_L = -1$ olur. Dolayısıyla denklem (3.63), $-1 \leq \bar{Q}_L \leq 1$ 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_1 'in akış yönü değişir. Bu durumda $\bar{p}_1 > 1$ olur. Bu yüzden, denklem (3.62), $-(1-\gamma) \leq \bar{Q}_L \leq 1$ aralığında geçerlidir. $\bar{Q}_L < -(1-\gamma)$ için ise denklem (3.62) yerine aşağıdaki denklem kullanılmalıdır.

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

Denklemler (3.62) ve (3.63)'ün karelerini alarak ve uygun işlemler yaparak, $-(1-\gamma) \leq \bar{Q}_L \leq 1$ için aşağıdaki ifadeler bulunur.

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

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

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

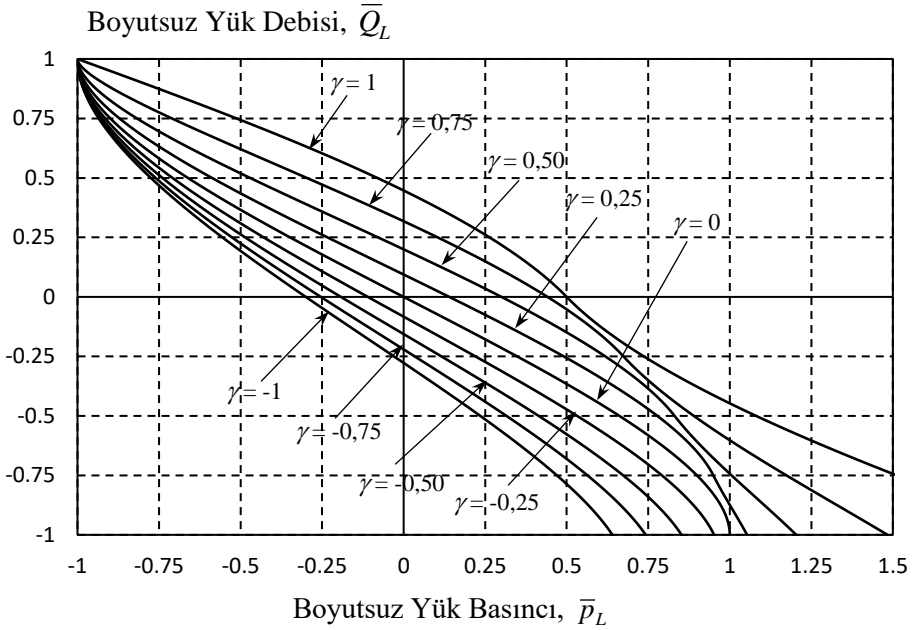
$\bar{Q}_L < -(1-\gamma)$ için ise denklemler (3.66) ve (3.67) yerine

aşağıdaki denklemler kullanılmalıdır.

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

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

Verilen herhangi bir \bar{Q}_L ve γ 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 γ değeri için verilmiştir. Boyutsuz yük debisi ve boyutsuz yük basıncının aynı işarete sahip olduğu bölgelerde (grafiğin birinci ve üçüncü çeyrek düzlemlerdeki kısımları) valf yükü iş aktarmakta, zıt işaretli olduğu kısımlarda ise yük valfe iş aktarmaktadır.

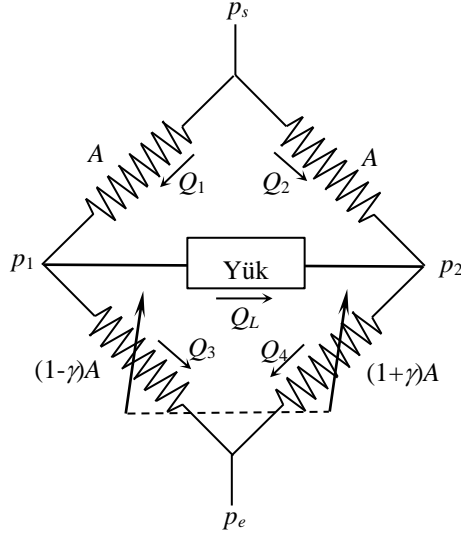


Şekil 3.21 Bir Değişken Kollu Tam Köprü Devresinin Karakteristik Eğrileri

3.3.7 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

Daha önce Şekil 3.4’de verilen iki değişken kollu tam köprü

devresi ilgili değişkenlerle birlikte Şekil 3.22’de tekrardan verilmiştir. Makara merkez konumundayken orifislerin alanları A , valf açıklık oranı $\gamma = 0$ 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

Verilen 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, aşağıdaki denklemler bulunur.

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

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

Uygun işlemler yapılarak bu denklemlerden aşağıdaki ifadeler bulunur.

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

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

Burada, γ_1 ve γ_2 aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

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

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

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

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

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

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

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

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

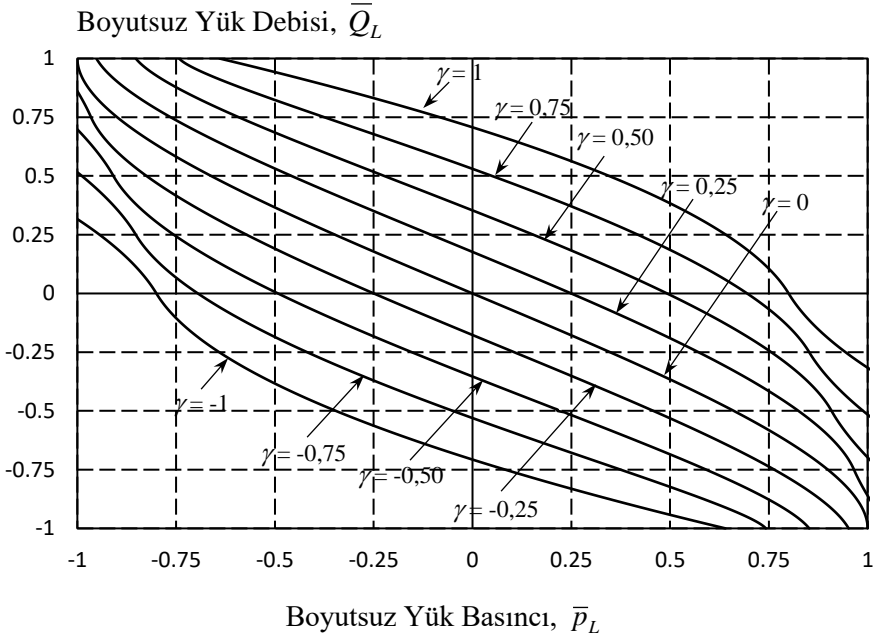
$$\begin{aligned} \gamma_2^2 \bar{p}_2^2 + (2\gamma_2 - 4\bar{Q}_L^2 - 2\gamma_2 \bar{Q}_L^2) \bar{p}_2 \\ + \bar{Q}_L^4 + 2\bar{Q}_L^2 + 1 = 0 \end{aligned} \quad (3.87)$$

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

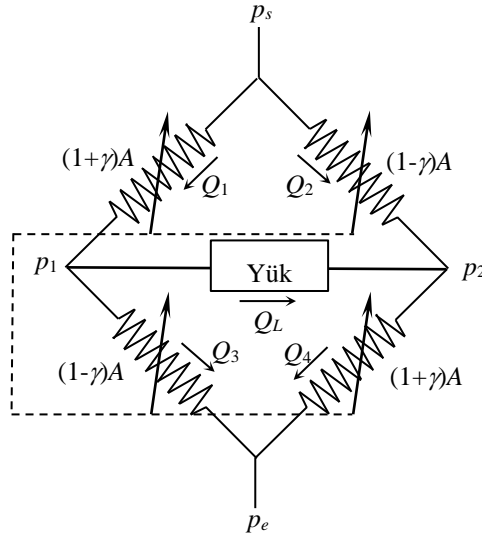
Verilen herhangi bir \bar{Q}_L ve γ değeri için denklemler (3.79), (3.80), (3.84) veya (3.87)'den \bar{p}_1 ve \bar{p}_2 çözülebilir ve $\bar{p}_L = \bar{p}_1 - \bar{p}_2$ ifadesinden yük basıncı bulunur. Bu yolla bulunan karakteristik eğriler Şekil 3.23'de verilmiştir.

3.3.8 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

Hidrolik valflerde lineere yakın 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 orifislerin alanları A , valf açıklık oranı $\gamma=0$ 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.



Şekil 3.23 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi Karakteristiği



Şekil 3.24 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

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.

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

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

$$p_s - p_1 = p_2 - p_e \quad (3.91)$$

$$p_s - p_2 = p_1 - p_e \quad (3.92)$$

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

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

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

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

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

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

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 denklemler (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.

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

Karakteristik eğrilerin hesaplanması için kullanılabilir bir diğer seçenek, denklemler (3.93) ve (3.94) ile verilen debileri denklemler (3.95) ve (3.96)'da yerine koyarak aşağıdaki denklemleri elde etmek; bu denklemlerden \bar{p}_1 ve \bar{p}_2 değerlerini bularak \bar{p}_L değerini elde etmektir.

$$\begin{aligned} & \left[(1+\gamma)^2 + (1-\gamma)^2 \right]^2 \bar{p}_1^2 \\ & + \left[-2(1+\gamma)^4 - 2(1-\gamma^2)^2 + 2(1+\gamma)^2 \bar{Q}_L^2 - 2(1-\gamma)^2 \bar{Q}_L^2 \right] \bar{p}_1 \\ & + \left[(1+\gamma)^2 - \bar{Q}_L^2 \right]^2 = 0 \end{aligned} \quad (3.99)$$

$$\begin{aligned} & \left[(1+\gamma)^2 + (1-\gamma)^2 \right]^2 \bar{p}_2^2 \\ & + \left[-2(1-\gamma)^4 - 2(1-\gamma^2)^2 - 2(1+\gamma)^2 \bar{Q}_L^2 + 2(1-\gamma)^2 \bar{Q}_L^2 \right] \bar{p}_2 \\ & + \left[(1-\gamma)^2 - \bar{Q}_L^2 \right]^2 = 0 \end{aligned} \quad (3.100)$$

Denklem (3.98) $p_1 < p_s$ ve $p_2 < p_s$ olması kaydıyla geçerlidir. Eğer $p_1 > p_s$ ise $p_2 < p_e$, $\bar{p}_L > 1$ 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, denklemler (3.95) ve (3.96)'daki Q_1 ve Q_4 'ün işaretleri değiştirilmelidir. Denklem (3.98), (3.99) ve (3.100) yerine ise aşağıdaki denklemler kullanılmalıdır.

$$\bar{Q}_L = -(1+\gamma)\sqrt{\frac{1}{2}(\bar{p}_L - 1)} - (1-\gamma)\sqrt{\frac{1}{2}(\bar{p}_L + 1)} \quad (3.101)$$

$$\begin{aligned} & \left[(1+\gamma)^2 - (1-\gamma)^2 \right]^2 \bar{p}_1^2 \\ & + \left[-2(1+\gamma)^4 + 2(1-\gamma^2)^2 - 2(1+\gamma)^2 \bar{Q}_L^2 - 2(1-\gamma)^2 \bar{Q}_L^2 \right] \bar{p}_1 \\ & + \left[(1+\gamma)^2 + \bar{Q}_L^2 \right]^2 = 0 \end{aligned} \quad (3.102)$$

$$\begin{aligned} & \left[(1-\gamma)^2 - (1+\gamma)^2 \right]^2 \bar{p}_2^2 \\ & + \left[-2(1-\gamma)^4 + 2(1-\gamma^2)^2 + 2(1-\gamma)^2 \bar{Q}_L^2 + 2(1+\gamma)^2 \bar{Q}_L^2 \right] \bar{p}_2 \\ & + \left[(1-\gamma)^2 - \bar{Q}_L^2 \right]^2 = 0 \end{aligned} \quad (3.103)$$

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 akış yönleri değişir. Bu durumda, denklem (3.94)'deki

karekökün altındaki $p_s - p_2$ terimi yerine $p_2 - p_s$ kullanılmalı, denklemler (3.95) ve (3.96)'daki Q_2 ve Q_3 'ün işaretleri değiştirilmelidir. Denklem (3.98), (3.99) ve (3.100) yerine aşağıdaki denklemler kullanılmalıdır.

$$\bar{Q}_L = (1+\gamma)\sqrt{\frac{1}{2}(1-\bar{p}_L)} + (1-\gamma)\sqrt{\frac{1}{2}(-\bar{p}_L-1)} \quad (3.104)$$

$$\begin{aligned} & \left[(1+\gamma)^2 - (1-\gamma)^2 \right]^2 \bar{p}_1^2 \\ & + \left[-2(1+\gamma)^4 + 2(1-\gamma^2)^2 + 2(1+\gamma)^2 \bar{Q}_L^2 + 2(1-\gamma)^2 \bar{Q}_L^2 \right] \bar{p}_1 \\ & + \left[(1+\gamma)^2 - \bar{Q}_L^2 \right]^2 = 0 \end{aligned} \quad (3.105)$$

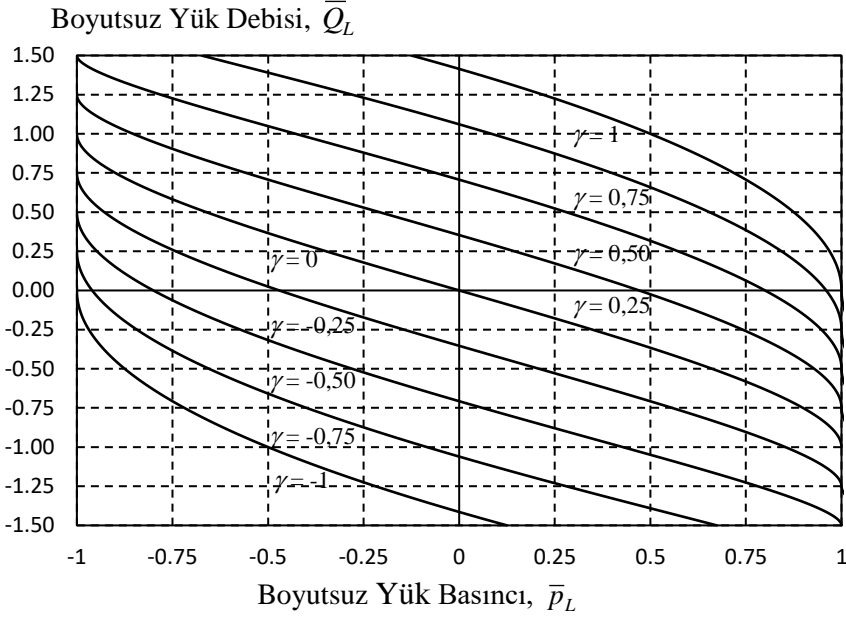
$$\begin{aligned} & \left[(1+\gamma)^2 - (1-\gamma)^2 \right]^2 \bar{p}_2^2 \\ & + \left[-2(1-\gamma)^4 + 2(1-\gamma^2)^2 - 2(1+\gamma)^2 \bar{Q}_L^2 - 2(1-\gamma)^2 \bar{Q}_L^2 \right] \bar{p}_2 \\ & + \left[(1-\gamma)^2 + \bar{Q}_L^2 \right]^2 = 0 \end{aligned} \quad (3.106)$$

Verilen herhangi bir \bar{Q}_L ve γ değeri için yukarıdaki denklemlerden yük basıncı \bar{p}_L bulunabilir. Valfin bu yolla elde edilen karakteristik eğrileri Şekil 3.25'de değişik γ değerleri için verilmiştir. Görüldüğü gibi, eğriler çok geniş çalışma sınırları arasında lineer ve eşit aralıktır.

Denklemler (3.101)-(3.106) ile tanımlanan ters akış durumlarının analize dahil edilmesi, valfle kontrol edilen sistemin aşırı yükler altındaki davranışının incelenmesine olanak sağlar. Örneğin, valf eyleyici pistonunu belli bir yönde hareket ettirirken, kaynak basıncının süremeyeceği kadar büyük bir yük uygulandığında pistonun geri doğru hareket hızı bulunabilir.

3.4 Sabit Basıncı Kaynağıyla Çalışan Hidrolik Valflerin Isı Kayıpları

Hidrolik sistemlerde yağ sıcaklığının 50-60 °C arasında olması istenir. Daha yüksek sıcaklıklarda yağın soğutulması gerekir. Aksi takdirde yağın ömrü kısalmış, sızdırmazlık elemanları daha kısa sürede yıpranır ve yağın viskozitesi değişir. Hidrolik sistemde açığa



Şekil 3.25 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi Karakteristiği

çıkaran ısı sisteme verilen toplam güç ile mekanik çıkış gücü arasındaki fark kadardır. Güç kaybı başlıca iki bileşenden oluşur. Bunlardan birincisi hidrolik güç kaybıdır. Kontrol valfleri, iletim hatları, eyleyici sızıntı hatları, pompalardaki sızıntı hatları gibi yerlerde akışkan dirençleri üzerinde oluşan basınç kayıpları hidrolik güç kaybına sebep olur. İkinci kayıp bileşeni ise mekanik kayıplardan oluşur. Bu tür kayıplar genelde yağlanmış yüzeyler arasındaki viskoz sürtünme sonucu ortaya çıktığından bu yüzeyler arasındaki hız farkıyla orantılıdır. Hidrolik kontrol uygulamalarında sistemin ihtiyaç gösterdiği soğutma yükü hesaplanırken önemli kayıpların ayrı ayrı hesaplanması gerekir. Sabit basınçla beslenen hidrolik kontrol uygulamalarında yüke giden akış kontrol valfini kısarak sağlandığından, valf en önemli hidrolik kayıp yeridir. Aşağıda değişik yapıdaki valflerdeki güç kayıpları, valf verimleri, açığa çıkan ısı miktarları ve bu ısının yağ sıcaklığına olan etkisi incelenmektedir.

Açık merkezli valflerde yük akımı olmasa dahi valfin içinde sürekli olarak sıvı akışı olduğundan bu türdeki valflerin ısı kayıpları kapalı merkezli valflere göre daha fazladır. Aşağıdaki valf analizlerinden elde edilen ısı kayıpları ve valf verimleri yük

basıncının fonksiyonu olarak sunulmuştur. Ancak bu eğrilerin tek başına incelenmesi yanıltıcı olabilir. Örneğin valf veriminin çok yüksek görüldüğü bir noktada yüke sağlanan güç çok düşük olabilir ve bu yüksek verime sahip noktanın uygulama açısından bir anlamı olmayabilir. Bu yüzden herhangi bir valfin ısı kayıplarını ve valf verimlerini veren eğriler, aynı valfin daha önce Kısım 3.3’de bulunan akış karakteristik eğrileriyle birlikte incelenmeli ve yorumlanmalıdır.

Daha önce Kısım 3.3’de değişik valflerin akış karakteristik eğrileri elde edilirken, sadece valfin yüke güç aktardığı normal çalışma durumları değil, yükün valfe güç aktardığı ve ters yük akışlarının olduğu durumlar da dikkate alınmıştı. Aşağıdaki analizlerde ise valf tarafından güce yük aktarılan normal çalışma durumları kabul edilecektir. Zira ancak bu durumda bir valf veriminden bahsetmek mümkündür.

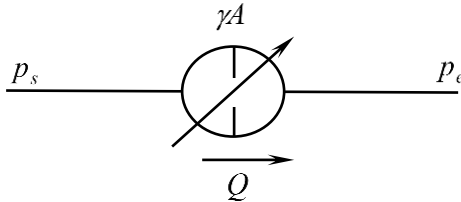
3.4.1 Bir Orifiste Açığa Çıkan Isıl Güç

Şekil 3.26’da görülen orifisi ele alalım. Maksimum akış alanı A , açıklık oranı γ olsun. Bu orifise sağlanan enerjinin tamamı ısıya dönüşür. Orifisten geçen hacimsel debi,

$$Q = C_d \gamma A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_e)} \quad (3.107)$$

orifis üzerindeki basınç farkı ise, $(p_s - p_e)$ olduğuna göre ısıya dönüşen güç aşağıdaki gibi bulunur.

$$P_h = Q(p_s - p_e) = C_d \gamma A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_e)^{3/2}} \quad (3.108)$$



Şekil 3.26 Değişken Alanlı Orifis

Bir Δt zaman aralığında açığa çıkan enerji aşağıdaki gibidir.

$$E_h = P_h \Delta t = C_d \gamma A \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_s - p_e)^{3/2} \Delta t \quad (3.109)$$

Bu enerji aynı zaman aralığında orifisten akan,

$$v = Q \Delta t = C_d \gamma A \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_s - p_e) \Delta t \quad (3.110)$$

hacmindeki akışkana aktarıldığından, akışkanın sıcaklık artışı ΔT aşağıdaki ifadeden bulunur.

$$\Delta T = \frac{E_h}{v \rho c_p} = \frac{(p_s - p_e)}{\rho c_p} \quad (3.111)$$

Hidrolik yağlar için yaklaşık olarak $\rho = 0,86 \text{ kg/m}^3$, $c_p = 0,55 \text{ cal/g-}^\circ\text{C}$ olduğundan, her 10 bar basınç kaybı için yağın ısınma miktarı yaklaşık $0,5 \text{ }^\circ\text{C}$ kadardır. Basınç kontrolünün rilif valfle yapıldığı sabit debili hidrolik kaynak ünitelerinden güç çekilmediğinde yağın hızla ısınması bu sebeptendir.

3.4.2 Seri Devreli Valfte Isı Kaybı

Şekil 3.3'de görülen seri devrenin akış karakteristiğini veren denklemler ve eğriler daha önce Kısım 3.3.1'de incelenmişti. Böyle bir valfte orifislerdeki basınç kaybı p ve yük debisi Q_L denklemler (3.6) ve (3.7)'de verildiği gibidir. Her bir orifiste ısıya dönüşen güç $P_h = p Q_L$ kadardır.

Denklemler (3.6), (3.7), (3.10)-(3.13) dikkate alınırsa, valfte ısıya dönüşen güç P_h aşağıdaki gibi bulunur.

$$P_h = 2p Q_L = (1 - \bar{p}_L) \bar{Q}_L (p_s - p_e) C_d A \sqrt{\frac{p_s - p_e}{\rho}} \quad (3.112)$$

Isıya dönüşen gücü normalize etmek için aşağıdaki gibi bir referans güç değeri P_{hi} ve boyutsuz ısı güç kaybı \bar{P}_h tanımlayalım.

$$P_{hi} = (p_s - p_e)C_d A \sqrt{\frac{p_s - p_e}{\rho}} \quad (3.113)$$

$$\bar{P}_h = \frac{P_h}{P_{hi}} \quad (3.114)$$

Denklem (3.113) ile tanımlanan referans güç değeri, valf maksimum açıklık alanına sahip ve $p_L = 0$ iken açığa çıkan ısı gücüdür.

Yukarıdaki tanımlar ve denklem (3.112) kullanılırsa boyutsuz ısıya dönüşen güç için aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\bar{P}_h = \gamma(1 - \bar{p}_L)^{3/2} \quad (3.115)$$

Şekil 3.27'de seri devreli valf için \bar{P}_h değerleri \bar{p}_L 'nin fonksiyonu olarak verilmiştir. Bu şekilde verilen değerler yorumlanırken bu sistem için daha önce Şekil 3.9'da verilen yük debisi değerleri de göz önünde tutulmalıdır.

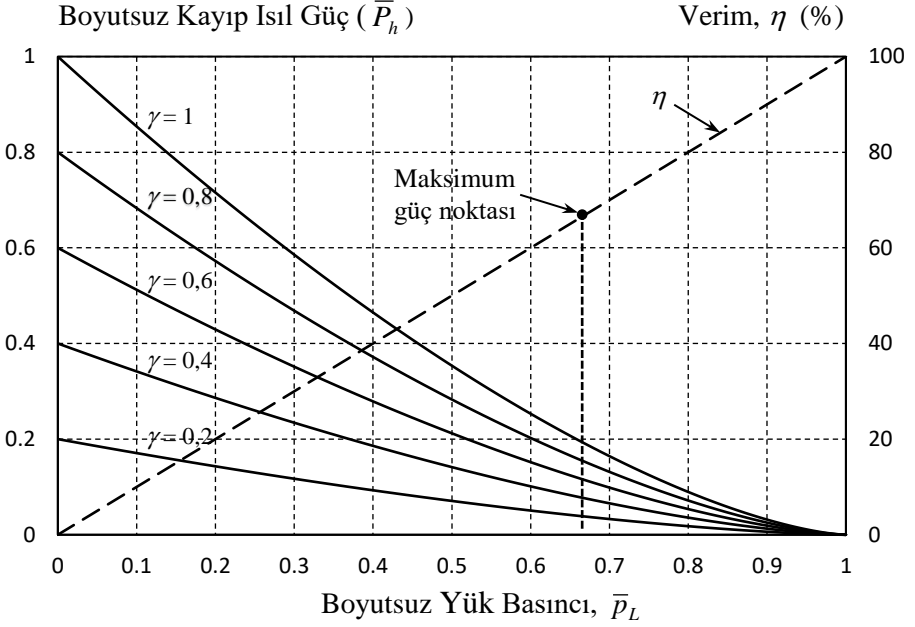
Valf verimi η ise yüzde oranı (%) olarak aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{100 p_L Q_L}{p_L Q_L + P_h} = \frac{100 p_L Q_L}{p_L Q_L + (p_s - p_e - p_L) Q_L} \\ &= \frac{100 p_L}{p_s - p_e} = 100 \bar{p}_L \end{aligned} \quad (3.116)$$

Şekil 3.27'de η değerleri de \bar{p}_L 'nin fonksiyonu olarak verilmiştir. İleride Bölüm 5'de görüleceği gibi, seri devreli valf $p_L = \frac{2}{3}(p_s - p_e)$ olduğunda yüke maksimum güç sağlar. Şekil 3.27'den maksimum güç noktasındaki valf verimi γ değerinden bağımsız olarak % 66,7 olarak bulunur.

3.4.3 Kapalı Merkezli Üç-yollu Valfte Isı Kaybı

Kapalı merkezli 3-yollu vafin Şekil 3.10(a)'daki gibi çalıştığını kabul edelim. Bu durumda kısım 3.3.2'de verilen



Şekil 3.27 Seri Devreli Valfte Kayıp Isıl Güç ve Verim

denklemler (3.16), (3.20), (3.25-3.29) geçerlidir. Orifisde ısıya dönüşen güç $P_h = (p_s - p_A)Q_L$ kadardır. Kısım 3.2.2’de daha önce elde edilen denklemler kullanılırsa valfte ısıya dönüşen güç P_h aşağıdaki gibi bulunur.

$$\begin{aligned} P_h &= (p_s - p_A)Q_L = (p_s - p_1 - p_L)Q_L \\ &= C_d w x \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_s - p_1 - p_L)^{3/2} \end{aligned} \quad (3.117)$$

Isıya dönüşen gücü normalize etmek için aşağıdaki gibi bir referans güç değeri P_{hi} tanımlayalım.

$$P_{hi} = (p_s - p_e) C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_s - p_e) \quad (3.118)$$

Isıya dönüşen güç denklem (3.118)’de verilen referans güç değeriyle normalize edilirse, boyutsuz ısı güç kaybı \bar{P}_h aşağıdaki gibi bulunur.

$$\bar{P}_h = \frac{P_h}{P_{hi}} = \gamma \left(\frac{1}{2} - \bar{p}_L \right)^{3/2} \quad (3.119)$$

Şekil 3.28’de kapalı merkezli 3-yollu valf için \bar{P}_h değerleri \bar{p}_L ’nin fonksiyonu olarak verilmiştir. \bar{p}_L ’ye karşı \bar{Q}_L değerleri ise daha önce Şekil 3.11’de verilmişti.

Şekil 3.28’deki eğriler, Şekil 3.10(a) ve Şekil 3.10(b)’de verilen iki akış durumu için de geçerlidir. Ancak Şekil 3.10(a)’da Q_L ’nin pozitif akış yönü sağa doğru olup, $p_L = (p_A - p_1)$ olarak tanımlanmıştır. Şekil 3.10(b)’de ise bu terimler ters işaretli olarak tanımlanmıştır.

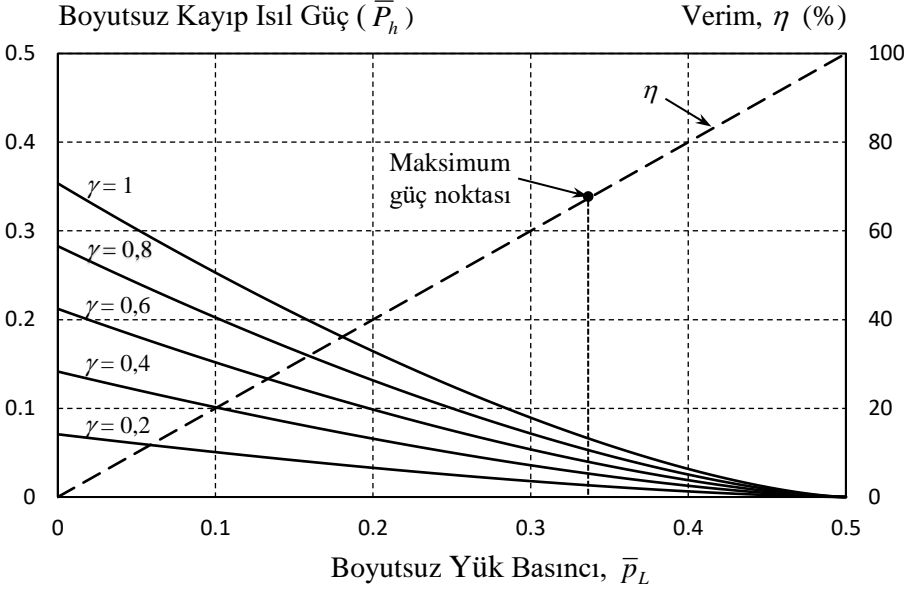
Valf verimi η (%) aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{100 p_L Q_L}{p_L Q_L + P_h} = \frac{100 p_L Q_L}{p_L Q_L + (p_s - p_1 - p_L) Q_L} \\ &= \frac{100 p_L}{p_s - p_1} = \frac{100 p_L}{p_s - \left(\frac{p_s + p_e}{2} \right)} = 200 \bar{p}_L \end{aligned} \quad (3.120)$$

Şekil 3.28’de η değerleri de \bar{p}_L ’nin fonksiyonu olarak verilmiştir. Kapalı merkezli 3-yollu valf, $p_L = \frac{1}{3}(p_s - p_e)$ olduğunda yüke maksimum güç sağlar. (Bakınız Bölüm 5, Tablo 5.1.) Şekil 3.28’den maksimum güç noktasındaki valf verimi γ değerinden bağımsız olarak % 66,7 olarak bulunur.

3.4.4 İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresinde Isı Kaybı

İki değişken kollu yarım köprü devresi (açık merkezli üç-yollu valf) ile ilgili temel denklemler ile yük basıncına karşı yük debisini veren karakteristik eğriler daha önce Kısım 3.3.4’de elde edilmişti. Bu kısımdaki analizde bu denklemlerden yararlanılacak ve Şekil 3.14’deki akış devresi esas alınacaktır. Akış yukarısı ve akış aşağısındaki orifislerde ısıya dönüşen güçler sırasıyla $P_{h1} = (p_s - p_A)Q_1$ ve $P_{h2} = (p_A - p_e)Q_2$ kadardır. Kısım 3.3.4’de daha



Şekil 3.28 Kapalı Merkezli Üç-yollu Valfte Kayıp Isıl Güç ve Verim

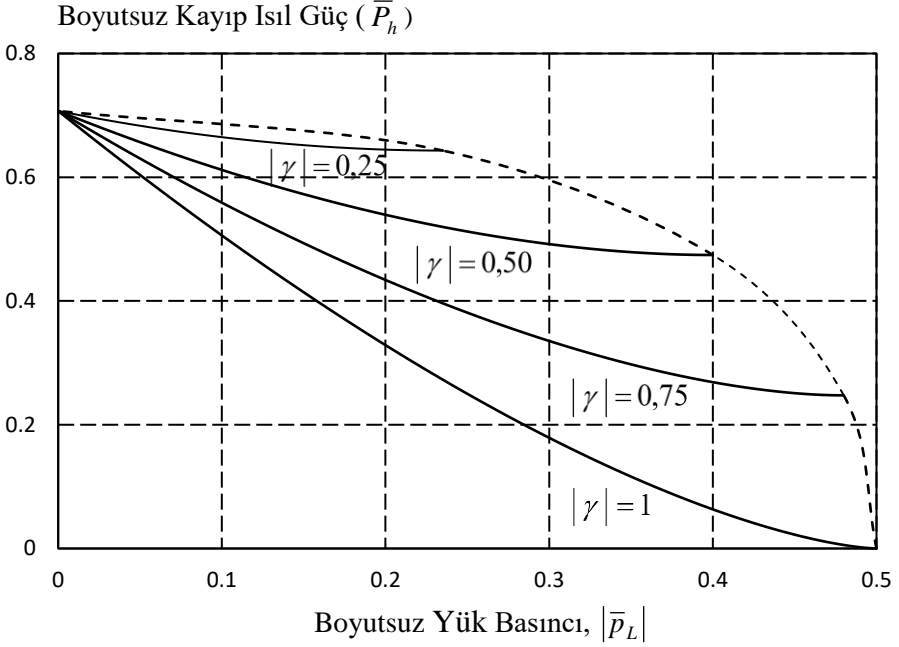
önce elde edilen denklemler kullanılırsa valfte ısıya dönüşen güç P_h aşağıdaki gibidir.

$$P_h = P_{h1} + P_{h2} = (p_s - p_A)Q_1 + (p_A - p_e)Q_2 \quad (3.121)$$

Isıya dönüşen güç denklem (3.118)'de verilen referans güç değeriyle normalize edilirse ve Kısım 3.3.4'deki denklem ve tanımlar kullanılırsa, boyutsuz ısı güç kaybı \bar{P}_h için aşağıdaki ifade bulunur.

$$\bar{P}_h = \frac{P_h}{P_{hi}} = (1 + \gamma) \left(\frac{1}{2} - \bar{p}_L \right)^{3/2} + (1 - \gamma) \left(\frac{1}{2} + \bar{p}_L \right)^{3/2} \quad (3.122)$$

Şekil 3.29'da açık merkezli 3-yollu valf için \bar{P}_h değerleri \bar{p}_L 'nin fonksiyonu olarak verilmiştir. Şekildeki eğriler sadece valfın yüke güç aktardığı çalışma durumu içindir. Bu çalışma durumu $|\gamma| = 1$ eğrisi ile noktalı olarak çizilen zarf eğrisi arasında kalan alanla sınırlıdır. \bar{p}_L 'ye karşı \bar{Q}_L değerleri ise daha önce Şekil 3.15'de verilmişti.



Şekil 3.29 İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresinde Kayıp Isıl Güç

Valf verimi valf tarafından yüke güç aktarıldığı takdirde, yani valf Şekil 3.15’de birinci ve üçüncü çeyrek düzlemlerdeki bölgelerde çalıştığı takdirde tanımlanabilir. Aşağıda verim belirlenirken bu varsayım kabul edilmiştir.

Şekil 3.14’deki akış devresi için valf verimi η (%) aşağıdaki gibi tanımlanır.

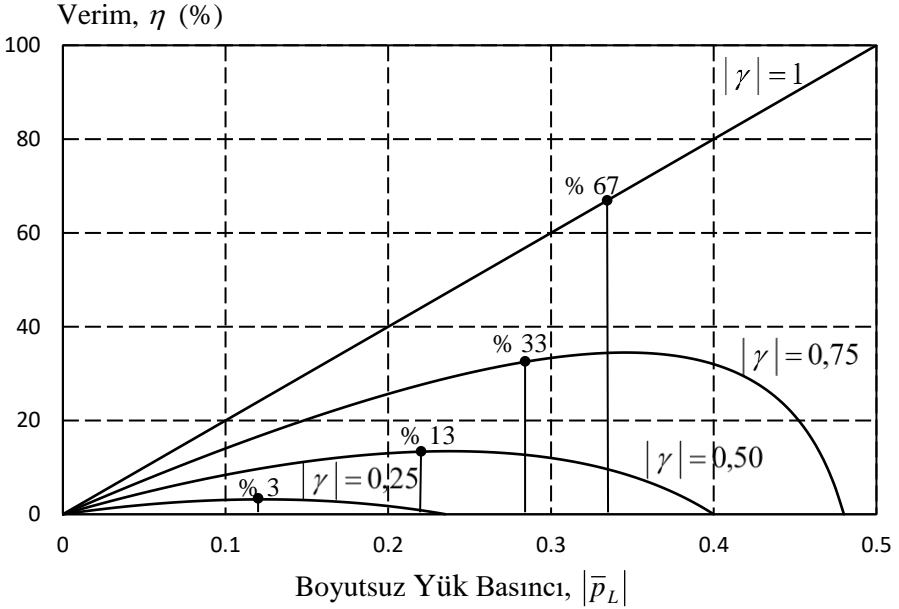
$$\eta = \frac{100 p_L Q_L}{p_L Q_L + P_h} \quad (3.123)$$

$$= \frac{100 p_L Q_L}{p_L Q_L + (p_s - p_A) Q_1 + (p_A - p_e) Q_2}$$

Kısım 3.3.4’de daha önce elde edilen denklemler ve tanımlar kullanılırsa valf verimi için aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\eta = \frac{100 \bar{p}_L \left[(1 + \gamma) \sqrt{0,5 - \bar{p}_L} - (1 - \gamma) \sqrt{0,5 + \bar{p}_L} \right]}{\left\{ \bar{p}_L \left[(1 + \gamma) \sqrt{0,5 - \bar{p}_L} - (1 - \gamma) \sqrt{0,5 + \bar{p}_L} \right] + \left[(1 + \gamma)(0,5 - \bar{p}_L)^{3/2} + (1 - \gamma)(0,5 + \bar{p}_L)^{3/2} \right] \right\}} \quad (3.124)$$

Şekil 3.30'da η 'nın değerleri \bar{p}_L 'nin fonksiyonu olarak verilmiştir. Eğrilerin üzerinde valfin maksimum güç sağladığı noktalar da işaretlenmiş ve bu noktadaki verim değerleri verilmiştir. Bu eğriden görüldüğü gibi özellikle küçük γ değerlerinde valf verimi düşüktür. Bunun sebebi valfin açık merkezli olması ve valf orifislerinden sürekli olarak akışkan geçmesi ve valfe sağlanan gücün büyük kısmının bu sırada ısıya dönüşmesidir.



Şekil 3.30 İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresinde Verim

3.4.5 Bir Değişken Kollu Yarım Köprü Devresinde Isı Kaybı

Şekil 3.17'de tek nozullu kanat-nozul valfi ile bunun tek değişken kollu yarım köprü biçimindeki akış devresi, Kısım 3.3.5'de ise temel denklemler ve yük basıncına karşı yük debisini veren karakteristik eğriler verilmişti. Bu kısımdaki analizde bu

denklemlerden yararlanılacaktır. Şekil 3.17’de görülen akış yukarısı ve akış aşağısındaki orifislerde ısıya dönüşen güçler sırasıyla $P_{h1} = (p_s - p_A)Q_1$ ve $P_{h2} = (p_A - p_e)Q_2$ kadardır. Valfte ısıya dönüşen toplam güç P_h ise aşağıdaki gibidir.

$$P_h = P_{h1} + P_{h2} = (p_s - p_A)Q_1 + (p_A - p_e)Q_2 \quad (3.125)$$

Isıya dönüşen güç denklem (3.118)’de verilen referans güç değeriyle normalize edilirse ve Kısım 3.3.5’deki denklem ve tanımlar kullanılırsa, boyutsuz ısı güç kaybı \bar{P}_h için aşağıdaki ifade bulunur.

$$\bar{P}_h = \frac{P_h}{P_{hi}} = \left(\frac{1}{2} - \bar{p}_L \right)^{3/2} + (1 - \gamma) \left(\frac{1}{2} + \bar{p}_L \right)^{3/2} \quad (3.126)$$

Bu denklemden elde edilen \bar{P}_h değerleri \bar{p}_L ’nin fonksiyonu olarak Şekil 3.31’de verilmiştir. Şekildeki eğriler sadece valfin yüke güç aktardığı çalışma durumları içindir. Bu çalışma bölgesi $\gamma = \pm 1$ eğrileri ile noktalı olarak çizilen zarf eğrisi arasında kalan alanla sınırlıdır. \bar{p}_L ’ye karşı \bar{Q}_L değerleri ise daha önce verilen Şekil 3.18’deki gibidir.

Valf verimi valf tarafından yüke güç aktarıldığı takdirde anlamlıdır. (Şekil 3.18’de birinci ve üçüncü çeyrek düzlemdeki bölgeler) Bu durumda Şekil 3.17’deki akış devresi için valf verimi η (%) aşağıdaki gibidir.

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{100 p_L Q_L}{p_L Q_L + P_h} \\ &= \frac{100 p_L Q_L}{p_L Q_L + (p_s - p_A)Q_1 + (p_A - p_e)Q_2} \end{aligned} \quad (3.127)$$

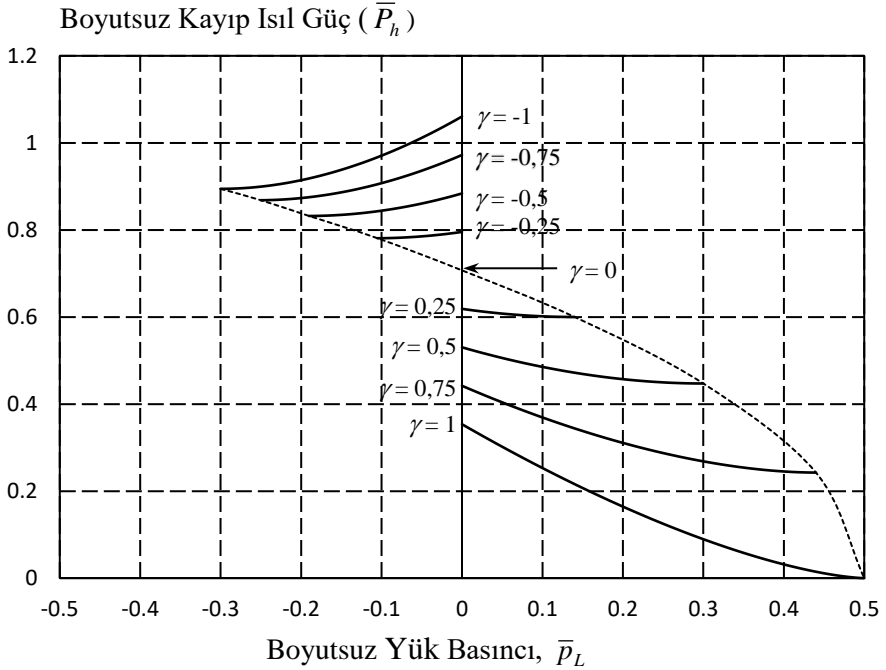
Kısım 3.3.5’de daha önce elde edilen denklemler ve tanımlar kullanılırsa valf verimi için aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\eta = \frac{100 \bar{p}_L \left[\sqrt{0,5 - \bar{p}_L} - (1 - \gamma) \sqrt{0,5 + \bar{p}_L} \right]}{\left\{ \bar{p}_L \left[\sqrt{0,5 - \bar{p}_L} - (1 - \gamma) \sqrt{0,5 + \bar{p}_L} \right] + \left[(0,5 - \bar{p}_L)^{3/2} + (1 - \gamma)(0,5 + \bar{p}_L)^{3/2} \right] \right\}} \quad (3.128)$$

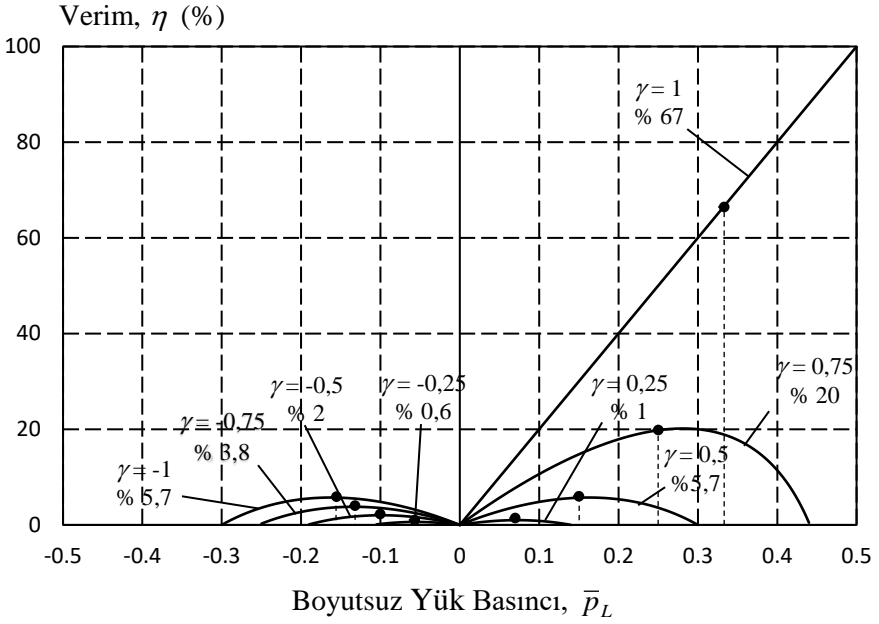
Şekil 3.32’de η ’nın değerleri \bar{p}_L ’nin fonksiyonu olarak verilmiştir. Eğrilerin üzerinde valfin maksimum güç sağladığı noktalar da işaretlenmiş ve bu noktadaki verim değerleri verilmiştir. Valf açık merkezli olduğundan yüke aktarılan güç azaldıkça, yani γ ’nın değerleri küçüldükçe valf verimi de azalmaktadır.

3.4.6 Bir Değişken Kollu Tam Köprü Devresinde Isı Kaybı

Bir değişken kollu tam köprü devresinin temel denklemleri ve akış karakteristiği Kısım 3.3.6’da incelenmiş ve karakteristik eğrileri Şekil 3.21’de verilmişti. Anılan bölümde kullanılan tanımlar ve denklemler bu kısımda da kullanılacaktır.



Şekil 3.31 Bir Değişken Kollu Yarı Köprü Devresinde Kayıp Isıl Güç



Şekil 3.32 Bir Değişken Kollu Yarım Köprü Devresinde Verim

Şekil 3.20’de görülen akış devresinde ısıya dönüşen güçler sırasıyla $P_{h1} = (p_s - p_1)Q_1$, $P_{h2} = (p_s - p_2)Q_2$, $P_{h3} = (p_1 - p_e)Q_3$ ve $P_{h4} = (p_2 - p_e)Q_4$ kadardır. Valfte ısıya dönüşen toplam güç P_h ise aşağıdaki gibidir.

$$P_h = P_{h1} + P_{h2} + P_{h3} + P_{h4} \quad (3.129)$$

Isıya dönüşen gücü normalize etmek için aşağıdaki gibi bir referans güç değeri P_{hi} tanımlayalım.

$$P_{hi} = (p_s - p_e)C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s - p_e)} \quad (3.130)$$

Kısım 3.3.6’daki denklemler (3.60) ve (3.61) kullanılırsa, boyutsuz ısı güç kaybı \bar{P}_h için aşağıdaki ifade bulunur.

$$\bar{P}_h = \frac{P_h}{P_{hi}} = (1 - \bar{p}_1)^{3/2} + (1 - \bar{p}_2)^{3/2} + (1 - \gamma)\bar{p}_1^{3/2} + \bar{p}_2^{3/2} \quad (3.131)$$

Yukarıdaki denklem Kısım 3.3.6'da verilen denklemler (3.66)-(3.69) ve (3.58)-(3.61) ile birlikte kullanılırsa, \bar{P}_h değerleri \bar{p}_L 'nin fonksiyonu olarak Şekil 3.33'deki gibi elde edilir. Bu şekildeki eğriler sadece valfin yüke güç aktardığı çalışma durumları içindir. Bu çalışma bölgesi $\gamma = \pm 1$ eğrileri ile noktalı olarak çizilen zarf eğrisi arasında kalan alanla sınırlıdır.

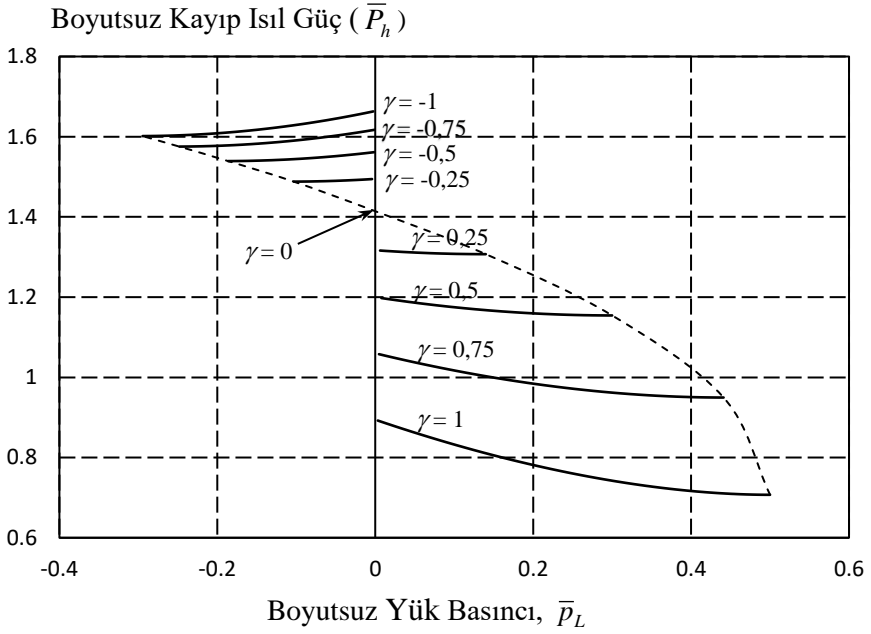
Valf tarafından yüke güç aktarıldığında (Şekil 3.21'de birinci ve üçüncü çeyrek düzlemlerdeki bölgeler) valf verimi η (%) aşağıdaki tanımlanır.

$$\eta = \frac{100 p_L Q_L}{p_L Q_L + P_h} \quad (3.132)$$

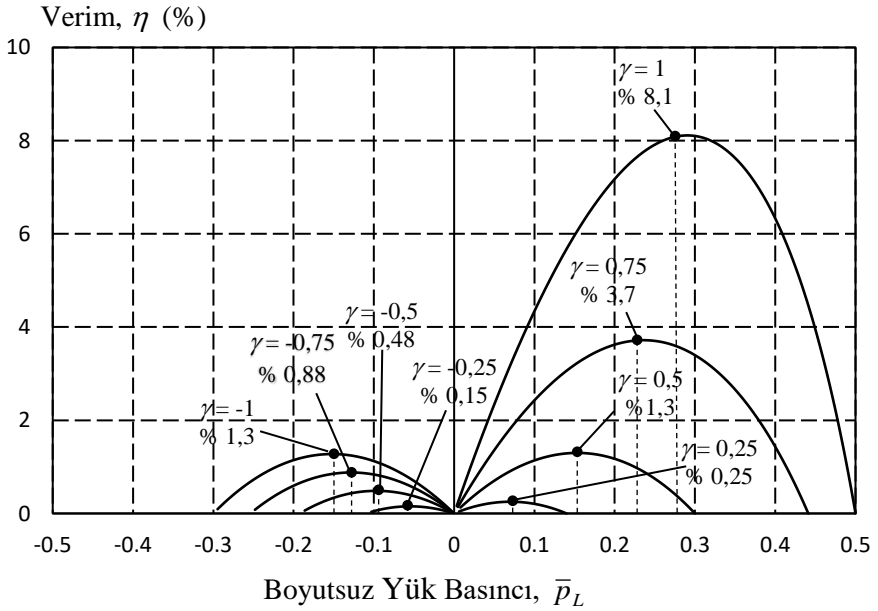
Kısım 3.3.6'da daha önce bulunan denklemler ve denklem (3.130) kullanılırsa valf verimi için aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\eta = \frac{100 \bar{p}_L \bar{Q}_L}{\left\{ \begin{array}{l} \bar{p}_L \bar{Q}_L + (1 - \bar{p}_1)^{3/2} + (1 - \bar{p}_2)^{3/2} \\ + (1 - \gamma)\bar{p}_1^{3/2} + \bar{p}_2^{3/2} \end{array} \right\}} \quad (3.133)$$

Yukarıdaki denklem Kısım 3.3.6'da verilen denklemler (3.66)-(3.69) ve (3.58)-(3.61) ile birlikte kullanılırsa, η değerleri \bar{p}_L 'nin fonksiyonu olarak Şekil 3.34'deki gibi elde edilir. Bu şekildeki eğriler de sadece valfin yüke güç aktardığı çalışma durumları içindir. Eğrilerin üzerinde valfin maksimum güç sağladığı noktalar da işaretlenmiş ve bu noktalardeki verim değerleri verilmiştir. Valf açık merkezli olduğundan valfin verim değerleri oldukça düşüktür. Yüke aktarılan güç azaldıkça, yani γ 'nın değerleri küçüldükçe valf verimi daha da azalmaktadır.



Şekil 3.33 Bir Değişken Kollu Tam Köprü Devresinde Kayıp Isıl Güç



Şekil 3.34 Bir Değişken Kollu Tam Köprü Devresinde Verim

3.4.7 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresinde Isı Kaybı

İki değişken kollu tam köprü devresinin akış karakteristiği daha önce Kısım 3.3.7’de incelenmiş ve karakteristik eğrileri Şekil 3.23’de verilmişti. Anılan bölümde kullanılan tanımlar ve denklemler bu kısımda da kullanılacaktır.

Şekil 3.22’deki akış devresinde ısıya dönüşen güçler sırasıyla $P_{h1} = (p_s - p_1)Q_1$, $P_{h2} = (p_s - p_2)Q_2$, $P_{h3} = (p_1 - p_e)Q_3$ ve $P_{h4} = (p_2 - p_e)Q_4$ kadardır. Valfte ısıya dönüşen toplam güç P_h ise aşağıdaki gibidir.

$$P_h = P_{h1} + P_{h2} + P_{h3} + P_{h4} \quad (3.134)$$

Isıya dönüşen gücü normalize etmek için aşağıdaki gibi bir referans güç değeri P_{hi} tanımlayalım.

$$P_{hi} = (p_s - p_e)C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s - p_e)} \quad (3.135)$$

Kısım 3.3.7’deki denklemlerden yararlanılırsa, boyutsuz ısı güç kaybı \bar{P}_h aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\bar{P}_h = \frac{P_h}{P_{hi}} = (1 - \bar{p}_1)^{3/2} + (1 - \bar{p}_2)^{3/2} + (1 - \gamma)\bar{p}_1^{3/2} + (1 + \gamma)\bar{p}_2^{3/2} \quad (3.136)$$

Yukarıdaki denklem Kısım 3.3.7’de verilen denklemlerle birlikte kullanılırsa, \bar{P}_h değerleri \bar{p}_L ’nin fonksiyonu olarak Şekil 3.35’deki gibi elde edilir. Bu şekildeki eğriler sadece valfin yüke güç aktardığı çalışma durumları içindir. Bu çalışma bölgesi $|\gamma|=1$ eğrisi ile noktalı olarak çizilen zarf eğrisi arasında kalan alanla sınırlıdır.

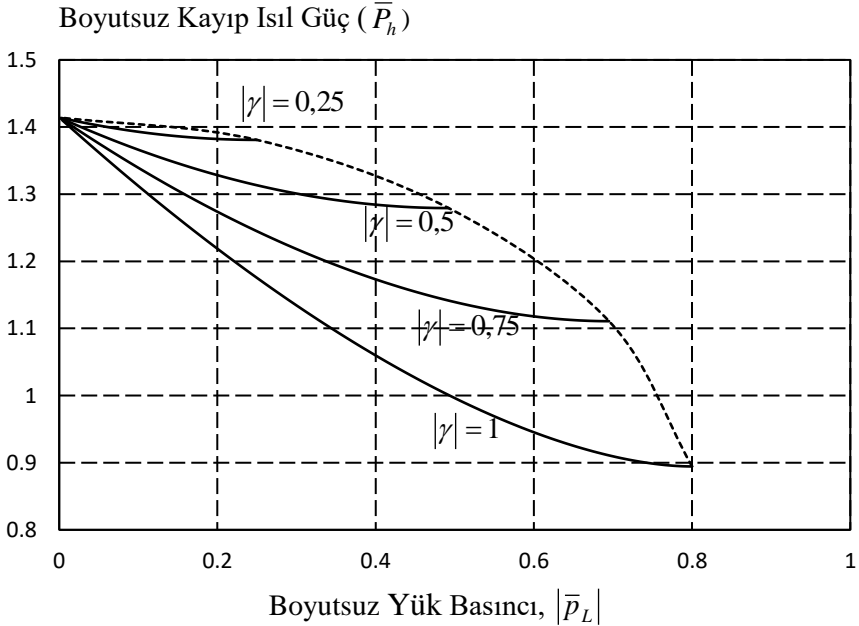
Valf tarafından yüke güç aktarıldığında (Şekil 3.23’de birinci ve üçüncü çeyrek düzlemlerdeki bölgeler) valf verimi η (%) aşağıdaki tanımlanır.

$$\eta = \frac{100 p_L Q_L}{p_L Q_L + P_h} \quad (3.137)$$

Kısım 3.3.7’de daha önce bulunan denklemler ve denklem (3.136) kullanılırsa valf verimi için aşağıdaki ifade elde edilir.

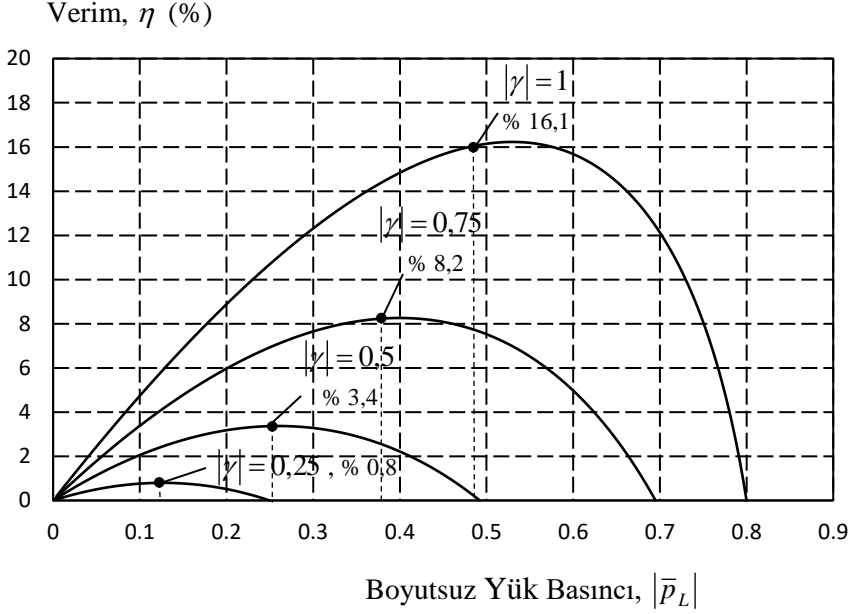
$$\eta = \frac{100 \bar{p}_L \bar{Q}_L}{\left\{ \begin{array}{l} \bar{p}_L \bar{Q}_L + (1 - \bar{p}_1)^{3/2} + (1 - \bar{p}_2)^{3/2} \\ + (1 - \gamma) \bar{p}_1^{3/2} + (1 + \gamma) \bar{p}_2^{3/2} \end{array} \right\}} \quad (3.138)$$

Yukarıdaki denklem Kısım 3.3.7’de verilen denklemlerle birlikte kullanılırsa, η değerleri \bar{p}_L ’nin fonksiyonu olarak Şekil 3.36’daki gibi elde edilir. Bu şekildeki eğriler de sadece valfin yüke güç aktardığı çalışma durumları içindir. Eğrilerin üzerinde valfin maksimum güç sağladığı noktalar da işaretlenmiş ve bu noktalardaki verim değerleri verilmiştir. Valf açık merkezli olduğundan valfin verim değerleri oldukça düşüktür. Yüke aktarılan güç azaldıkça, yani γ ’nın değerleri küçüldükçe valf verimi çok daha azalmaktadır.



Şekil 3.35 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresinde

Kayıp Isıl Güç



Şekil 3.36 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresinde Verim

3.4.8 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresinde Isı Kaybı

Dört değişken kollu tam köprü devresinin akış karakteristiğini çıkarmak için Kısım 3.3.8’de kullanılan tanımlar ve denklemler bu kısımda da kullanılacaktır.

Şekil 3.24’deki akış devresinde ısıya dönüşen güçler sırasıyla $P_{h1} = (p_s - p_1)Q_1$, $P_{h2} = (p_s - p_2)Q_2$, $P_{h3} = (p_1 - p_e)Q_3$ ve $P_{h4} = (p_2 - p_e)Q_4$ kadardır. Valfte ısıya dönüşen toplam güç P_h ise aşağıdaki gibidir.

$$P_h = P_{h1} + P_{h2} + P_{h3} + P_{h4} \quad (3.139)$$

Isıya dönüşen gücü normalize etmek için aşağıdaki gibi bir

referans güç değeri P_{hi} tanımlayalım.

$$P_{hi} = (p_s - p_e)C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s - p_e)} \quad (3.140)$$

Kısım 3.3.8'deki denklemlerden yararlanılırsa, boyutsuz ısı güç kaybı \bar{P}_h için aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\begin{aligned} \bar{P}_h = \frac{P_h}{P_{hi}} = & (1 + \gamma)(1 - \bar{p}_1)^{3/2} + (1 - \gamma)(1 - \bar{p}_2)^{3/2} \\ & + (1 - \gamma)\bar{p}_1^{3/2} + (1 + \gamma)\bar{p}_2^{3/2} \end{aligned} \quad (3.141)$$

Yukarıdaki denklem Kısım 3.3.8'de verilen denklemlerle birlikte kullanılırsa, valfin yüke güç aktardığı çalışma durumları için \bar{P}_h değerleri \bar{p}_L 'nin fonksiyonu olarak Şekil 3.37'deki gibi elde edilir. Yüke güç aktarılan çalışma bölgesi $|\gamma|=1$ eğrisi ile noktalı olarak çizilen zarf eğrisi arasında kalan alanla tanımlanmıştır.

Valf tarafından yüke güç aktarıldığında (Şekil 3.25'de birinci ve üçüncü çeyrek düzlemlerdeki bölgeler) valf verimi η (%) aşağıdaki tanımlanır.

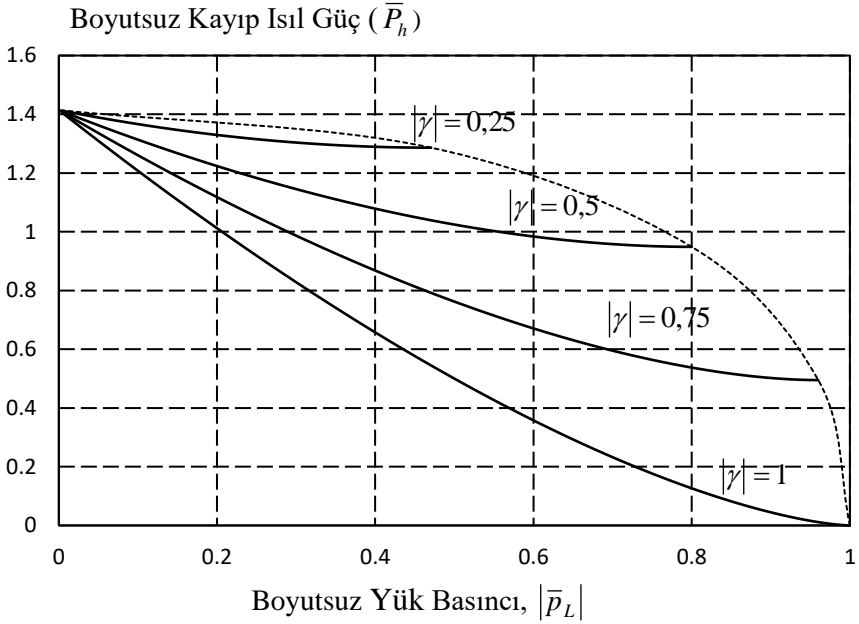
$$\eta = \frac{100 P_L Q_L}{P_L Q_L + P_h} \quad (3.142)$$

Kısım 3.3.8'de daha önce bulunan denklemler ve denklem (3.141) kullanılırsa valf verimi için aşağıdaki ifade elde edilir.

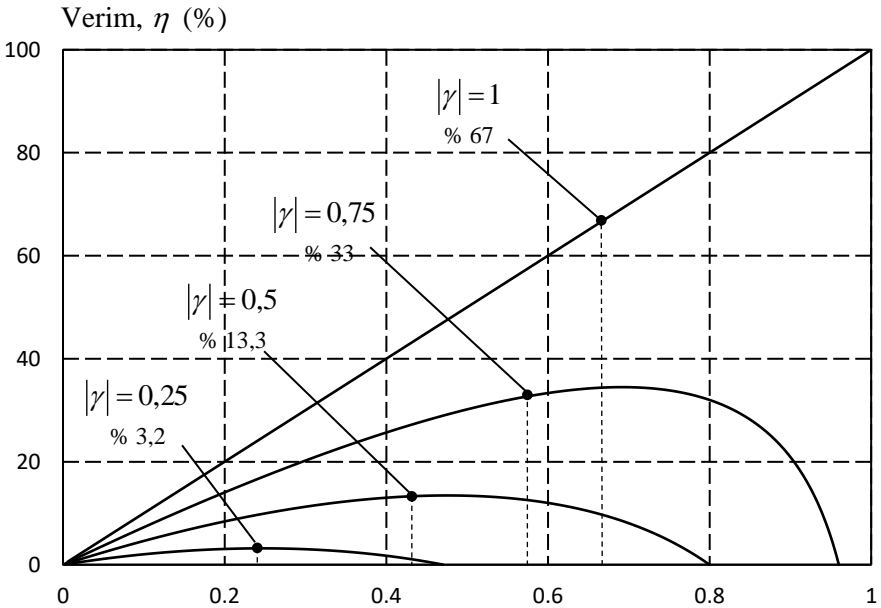
$$\eta = \frac{100 \bar{p}_L \bar{Q}_L}{\left\{ \begin{aligned} & \bar{p}_L \bar{Q}_L + (1 + \gamma)(1 - \bar{p}_1)^{3/2} + (1 - \gamma)(1 - \bar{p}_2)^{3/2} \\ & + (1 - \gamma)\bar{p}_1^{3/2} + (1 + \gamma)\bar{p}_2^{3/2} \end{aligned} \right\}} \quad (3.143)$$

Yukarıdaki denklem Kısım 3.3.8'de verilen denklemlerle birlikte kullanılırsa, η değerleri \bar{p}_L 'nin fonksiyonu olarak Şekil 3.36'deki gibi elde edilir. Eğrilerin üzerinde valfin maksimum güç sağladığı noktalar da işaretlenmiş ve bu noktadaki verim değerleri verilmiştir. Valf açık merkezli olduğundan Valfin verim değerleri

oldukça düşüktür. Yüke aktarılan güç azaldıkça, yani γ 'nın değerleri küçüldükçe valf verimi iyice azalmaktadır.



Şekil 3.37 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresinde Kayıp Isıl Güç



Boyutsuz Yük Basıncı, $|\bar{p}_L|$

Şekil 3.38 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresinde Verim

3.5 Sabit Debili Kaynakla Çalışan Hidrolik Valflerin Karakteristik Eğrileri

Sabit debili güç kaynakları sabit basınçlı kaynaklara göre daha az yatırım gerektirdiğinden bazı uygulamalarda tercih edilebilir. Ancak sistem verimi genellikle düşük olduğundan yağın aşırı ısınmasına karşı tedbir alınması gerekebilir. Bölüm 3.3’de incelenen valfler sabit debili bir güç kaynağıyla beslendiği takdirde çok farklı karakteristik eğriler elde edilir. Bu eğrilerin en önemli özelliği, sabit basınçta çalıştırılan valflerin eğrilerine göre çok daha non-lineer 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 valfler kullanılamaz. Yarım köprü devresine sahip olan valflerde ise, kaynağa seri olarak bağlı olan girişteki direncin kontrol işlemine hiçbir katkısı yoktur.

3.5.1 Değişken Kollu 1/4-Köprü Devresi

Sabit debili kaynakla çalışan açık merkezli 3-yollu valflerde, 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 3.39(a)’da görülen, değişken kollu 1/4 köprü devresine dönüşür. Örneğin, Şekil 3.39(b)’de görülen iki valf, yapıları farklı olmasına rağmen aynı kontrol özelliğine sahiptir ve akış devreleri Şekil 3.39(a)’daki gibidir.

Şekil 3.39’daki valflerde orifis alanı $(1-\gamma)A$ olsun. Orifisin akış denklemi, üç kolun birleştiği nokta için süreklilik denklemi ve yük basıncı için aşağıdaki ifadeler geçerlidir.

$$Q_1 = C_d(1-\gamma)A\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_e)} \quad (3.144)$$

$$Q_L = Q_s - Q_1 \quad (3.145)$$

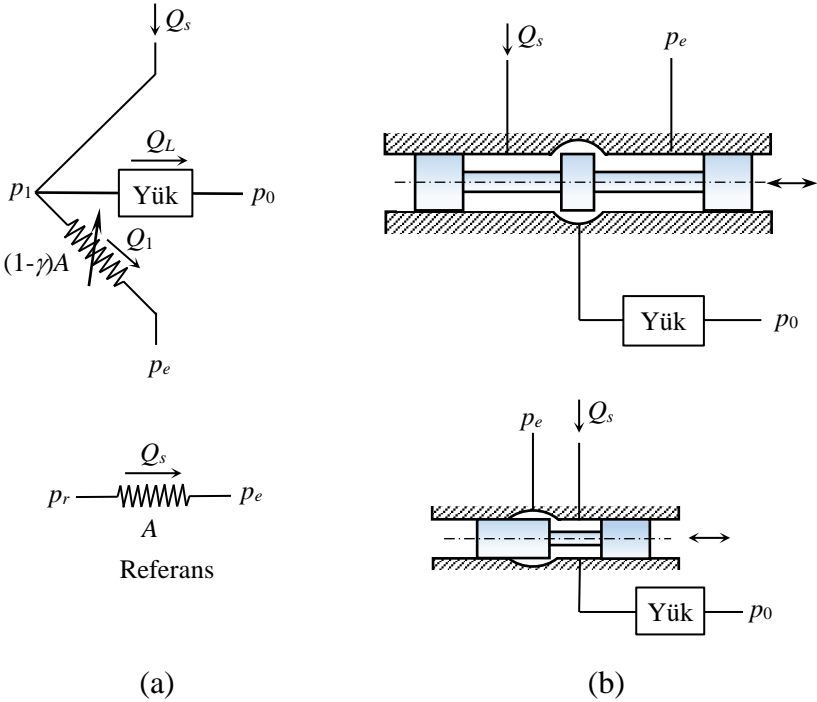
$$p_L = p_1 - p_o \quad (3.146)$$

Denklemlerde debileri boyutsuz hale getirmek için Q_s kullanılacaktır. Basınçları boyutsuzlaştırmak için ise, Şekil 3.39(a)'daki referans durumu dikkate alınarak, A kesit alanlı bir orifisten Q_s debisinin akmasını sağlayacak olan ve aşağıdaki gibi tanımlanan $p_r - p_e$ basınç farkı kullanılacaktır.

$$p_r - p_e = \frac{Q_s^2}{C_d^2 A^2 \left(\frac{2}{\rho} \right)} \quad (3.147)$$

Eğer denklem (3.144)'den Q_1 , denklem (3.146)'dan p_1 alınarak denklem (3.145)'de kullanılır ve sonuç boyutsuz parametreler cinsinden yazılırsa, valf karakteristiğini tanımlayan ifade aşağıdaki gibi bulunur.

$$\bar{Q}_L = 1 - (1 - \gamma) \sqrt{\bar{p}_L + \bar{p}_o} \quad (3.148)$$



Şekil 3.39 Değişken Kollu 1/4-Köprü Devresi

Bu denklemde geçen \bar{Q}_L , \bar{p}_L ve \bar{p}_o terimleri aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\bar{Q}_L = \frac{Q_L}{Q_s} \quad (3.149)$$

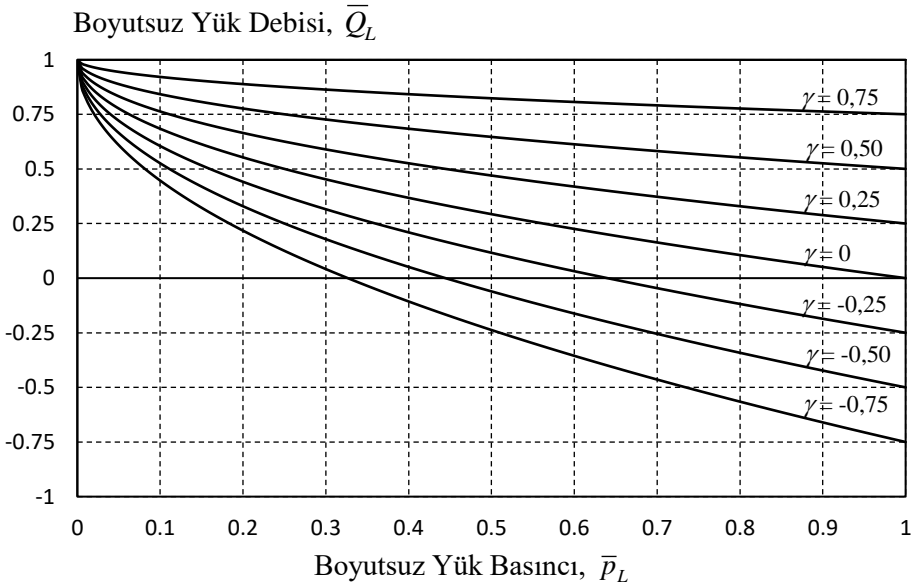
$$\bar{p}_L = \frac{p_L}{p_r - p_e} \quad (3.150)$$

$$\bar{p}_o = \frac{p_o - p_e}{p_r - p_e} \quad (3.151)$$

Eğer özel hal olarak arka basınç $p_o = p_e$ alınırsa, $\bar{p}_o = 0$ olacağından, valf karakteristiğini tanımlayan denklem aşağıdaki hali alır.

$$\bar{Q}_L = 1 - (1 - \gamma)\sqrt{\bar{p}_L} \quad (3.152)$$

Bu denklemde elde edilen karakteristik eğriler Şekil 3.40'da γ 'nın değişik değerleri için verilmiştir.



Şekil 3.40 Değişken Kollu 1/4-Köprü Devresi Karakteristiği

(Sabit debili kaynak.)

3.5.2 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

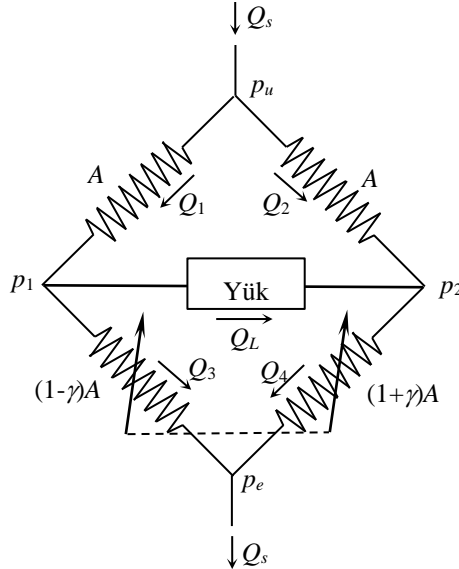
Şekil 3.41’de sabit debili kaynakla çalışan bir valfin, iki değişken kollu tam köprü biçimindeki akış devresi görülmektedir. Valfin girişinde oluşan basınca p_u denirse, dirençler üzerinden akan debiler için aşağıdaki ifadeler yazılabilir.

$$Q_1 = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_u - p_1)} \quad (3.153)$$

$$Q_2 = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_u - p_2)} \quad (3.154)$$

$$Q_3 = C_d (1 - \gamma) A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_e)} \quad (3.155)$$

$$Q_4 = C_d (1 + \gamma) A \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_e)} \quad (3.156)$$



Şekil 3.41 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

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

$$Q_s = Q_1 + Q_2 \quad (3.157)$$

$$Q_1 = Q_3 + Q_L \quad (3.158)$$

$$Q_4 = Q_2 + Q_L \quad (3.159)$$

Yük basıncı p_L aşağıdaki gibi tanımlansın.

$$p_L = p_1 - p_2 \quad (3.160)$$

Bu durumda, aşağıdaki ifadeler yazılabilir.

$$p_u - p_1 = p_u - p_2 - p_L \quad (3.161)$$

$$p_1 - p_e = p_2 - p_e + p_L \quad (3.162)$$

Denklemlerde debileri boyutsuz hale getirmek için Q_s , basınçları boyutsuzlaştırmak için ise, Şekil 3.39(a)'daki referans durumu dikkate alınarak, denklem (3.147)'de verilen $p_r - p_e$ basınç farkı kullanılırsa, boyutsuz yük basıncı \bar{p}_L ve boyutsuz yük debisi \bar{Q}_L aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\bar{Q}_L = \frac{Q_L}{Q_s} \quad (3.163)$$

$$\bar{p}_L = \frac{p_L}{p_r - p_e} \quad (3.164)$$

Denklemler (3.153)-(3.156)'daki debiler, denklemler (3.157)-(3.159)'da yerine koyulursa ve denklemler (3.160)-(3.164) ile verilen tanımlar dikkate alınır aşağıdaki denklem bulunur.

$$(1 + \gamma)^2 (1 - Z)^2 = (1 - \gamma)^2 (1 + Z)^2 + 4(1 - \gamma)^2 (1 + \gamma)^2 \bar{p}_L \quad (3.165)$$

Yukarıdaki denklemde geçen Z terimi aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$Z = \bar{p}_L + 2\bar{Q}_L \quad (3.166)$$

Denklem (3.165) yeniden düzenlenirse, Z cinsinden aşağıdaki ikinci derece denklem bulunur.

$$\gamma Z^2 - (1 + \gamma^2)Z + \gamma - \bar{p}_L(1 - \gamma^2)^2 = 0 \quad (3.167)$$

Bu denklemden Z çözülür ve denklem (3.166)'daki tanım dikkate alınır, valf karakteristik eğrilerini $\gamma \neq 0$ için veren aşağıdaki ifade bulunur.

$$\bar{Q}_L = \frac{(1 + \gamma^2) - (1 - \gamma^2)\sqrt{1 + 4\gamma\bar{p}_L}}{4\gamma} - \frac{\bar{p}_L}{2} \quad (3.168)$$

Eğer $\gamma = 0$ ise, valf karakteristiği denklemler (3.166) ve (3.167)'den doğrudan doğruya aşağıdaki gibi bulunur.

$$\bar{Q}_L = -\bar{p}_L \quad (3.169)$$

Eğer, dış zorlamalar sonucu Q_L 'nin değeri '+' veya '-' yönde aşırı miktarda artırılırsa, Q_1 , Q_2 , Q_3 veya Q_4 'ün Şekil 3.41'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 kalınırsa bu şartların sağlanacağı kolaylıkla gösterilebilir.

$Q_1 > 0$ için:

$$\bar{p}_L \leq 1 \quad (3.170)$$

$Q_2 > 0$ için:

$$\bar{p}_L \geq -1 \quad (3.171)$$

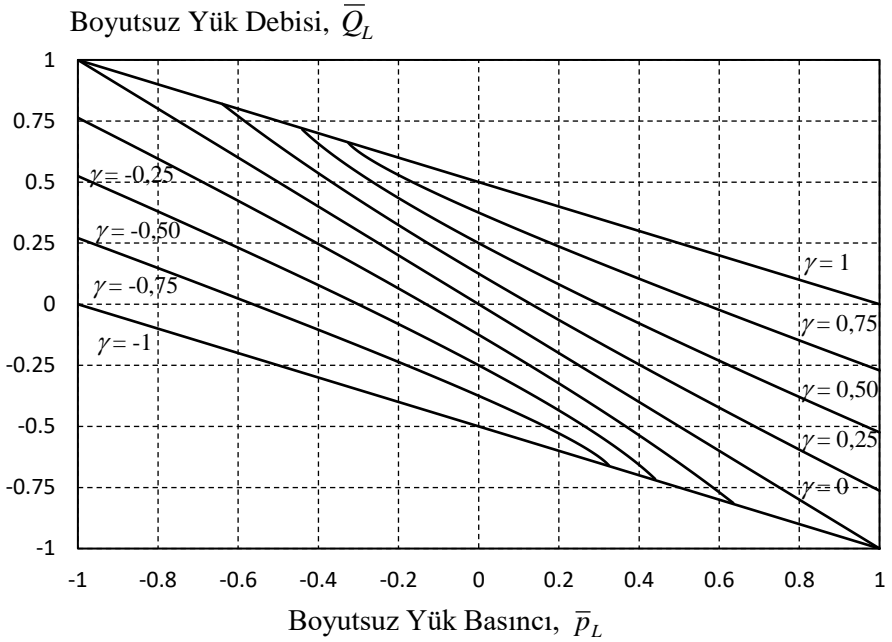
$Q_3 > 0$ için:

$$1 - \bar{p}_L - 2\bar{Q}_L \geq 0 \quad (3.172)$$

$Q_4 > 0$ için:

$$1 + \bar{p}_L + 2\bar{Q}_L \geq 0 \quad (3.173)$$

Denklemler (3.170)-(3.173) ile verilen sınırlar içinde kalan karakteristik eğriler denklemler (3.168) ve (3.169)'dan bulunmuş ve Şekil 3.42'de değişik γ değerleri için verilmiştir. Bu eğriler Şekil 3.23'deki eğrilerle karşılaştırılırsa, sabit debili kaynakla çalıştırılan valfin karakteristik eğrilerinin çok daha non-linear olduğu görülür.



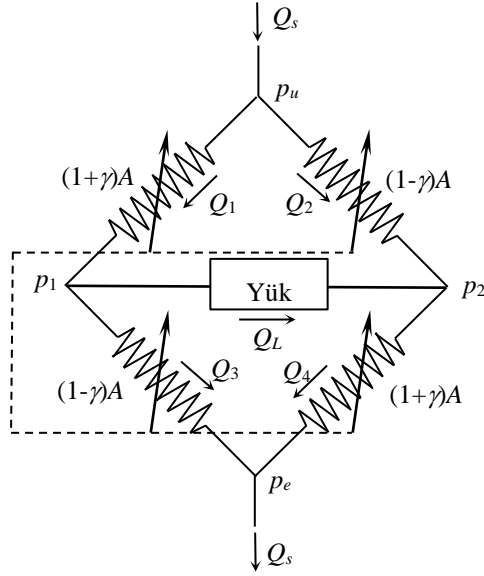
Şekil 3.42 İki Değişken Kollu Tam Köprü Devresinin Karakteristiği (Sabit debili kaynak.)

3.5.3 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

Sabit debili kaynakla çalışan 4-yollu, açık merkezli bir valfin akış devresi Şekil 3.43'de görüldüğü gibidir. Simetri dolayısıyla aşağıdaki eşitlikler geçerlidir.

$$Q_1 = Q_4 \quad (3.174)$$

$$Q_2 = Q_3 \quad (3.175)$$



Şekil 3.43 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi

$$p_u - p_1 = p_2 - p_e \quad (3.176)$$

$$p_u - p_2 = p_1 - p_e \quad (3.177)$$

Kolların birleştiği noktalar için süreklilik denklemleri yazılırsa ve denklemler (3.174) ile (3.175) dikkate alınırsa aşağıdaki bağımsız denklemler elde edilir.

$$Q_1 = Q_2 + Q_L \quad (3.178)$$

$$Q_s = Q_1 + Q_2 \quad (3.179)$$

Yük basıncı p_L aşağıdaki gibi tanımlıdır.

$$p_L = p_1 - p_2 \quad (3.180)$$

Denklemler (3.176) ve (3.177) dikkate alınırsa, (1) ve (2) numaralı orifislerin akış denklemleri aşağıdaki gibi bulunur.

$$Q_1 = C_d(1 + \gamma)A\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2 - p_e)} \quad (3.181)$$

$$Q_2 = C_d(1 - \gamma)A\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_e)} \quad (3.182)$$

Denklemlerde debileri boyutsuz hale getirmek için Q_s , basınçları boyutsuzlaştırmak için ise, Şekil 3.39(a)'daki referans durumu dikkate alınarak, denklem (3.147)'de verilen $p_r - p_e$ basınç farkı kullanılırsa, boyutsuz yük basıncı \bar{p}_L ve boyutsuz yük debisi \bar{Q}_L aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\bar{Q}_L = \frac{Q_L}{Q_s} \quad (3.183)$$

$$\bar{p}_L = \frac{P_L}{p_r - p_e} \quad (3.184)$$

Eğer, denklemler (3.181) ve (3.182)'den debiler alınarak denklemler (3.178) ve (3.179)'da yerine koyulursa ve uygun işlemlerden sonra sonuç boyutsuz parametreler cinsinden yazılırsa, valf karakteristiğini tanımlayan aşağıdaki denklem bulunur.

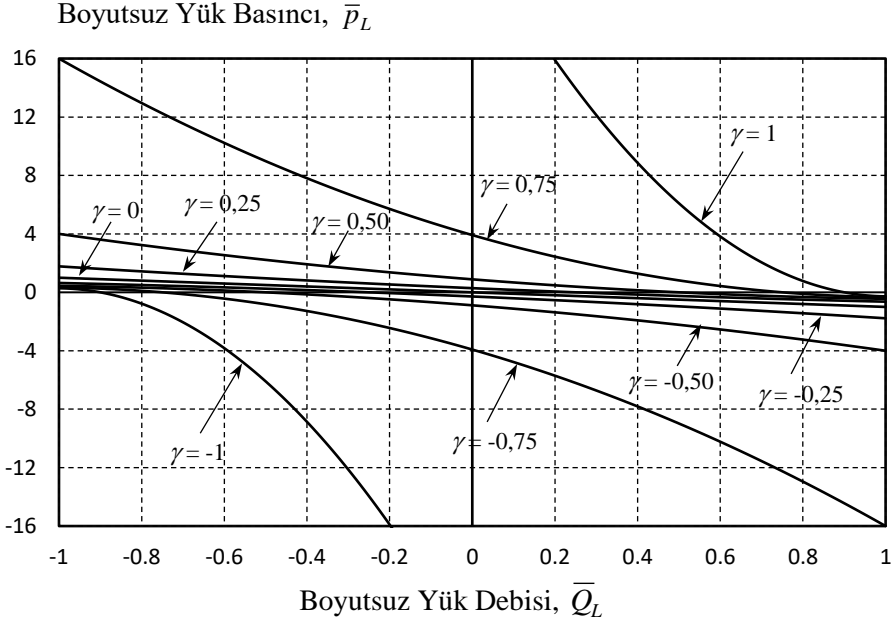
$$(1 - \gamma^2)^2 \bar{p}_L = \gamma(1 + \bar{Q}_L^2) - (1 + \gamma^2)\bar{Q}_L \quad (3.185)$$

Denklem (3.185)'den elde edilen karakteristik eğriler Şekil 3.44'de değişik γ değerleri için verilmiştir. Bu eğriler Şekil 3.25'dekilerle karşılaştırılırsa, sabit debili kaynakla çalıştırılan valfin karakteristik eğrilerinin çok daha non-lineer olduğu görülür.

3.6 Güç Denkleştircili Kaynakla Çalışan Hidrolik Valflerin Karakteristik Eğrileri

3.6.1 Güç Denkleştircili Kaynaklar

Güç denkleştircili ya da güç sınırlayıcı kontrollü hidrolik kaynaklarda çıkış basıncı düştüğünde pompa debisi otomatik olarak artırılarak pompadan sağlanan akışkan gücü sabit tutulur. Pompa basıncı belli bir minimum basıncın (P_0) altına düştüğünde debi



Şekil 3.44 Dört Değişken Kollu Tam Köprü Devresi Karakteristiği (Sabit debili kaynak.)

maksimum bir değerle (Q_M), debi belli bir değer (Q_0) altına düştüğünde ise basınç maksimum bir değerle (P_M) sınırlanır. Pompanın çıkış basıncı ile debisi arasında Şekil 3.45'deki gibi bir ilişki vardır. Pompa karakteristiğinin A ve B noktaları arasındaki bölümünde çıkış gücü sabittir ve aşağıdaki denklem geçerlidir.

$$P_p Q_p = K \quad (K : \text{Sabit güç değeri}) \quad (3.186)$$

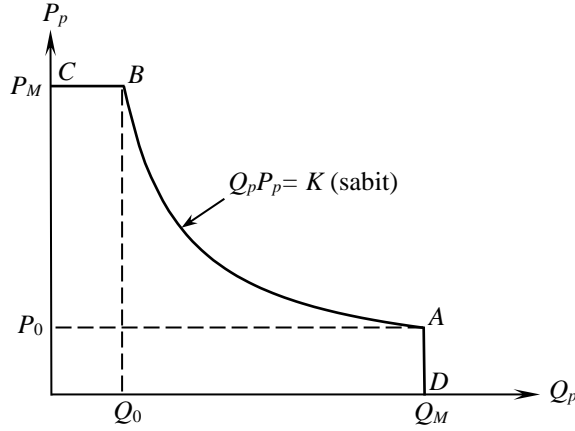
Pompa karakteristik eğrisi üzerinde A ve B noktalarında da güç düzeyleri K kadar olduğundan aşağıdaki denklemler yazılabilir.

$$P_0 Q_M = P_M Q_0 = K \quad (3.187)$$

Eğer,

$$\kappa = \frac{P_0}{P_M} \quad (3.188)$$

olarak tanımlanırsa, aşağıdaki ifadeler yazılabilir.



Şekil 3.45 Güç Denkleştiricili Kaynağın Karakteristik Eğrisi

$$\kappa = \frac{P_0}{P_M} = \frac{Q_0}{Q_M} ; \quad Q_0 = \kappa Q_M ; \quad P_0 = \kappa P_M \quad (3.189)$$

Şimdi yukarıdaki özelliklerdeki bir pompanın çıkışına debiyi kısmak için A alanlı bir orifis koyulsun. Eğer bunun sonucunda pompa karakteristik eğrisinde A - B noktaları arasında çalışılıyorsa aşağıdaki denklemler yazılabilir.

$$Q_p = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} P_p} = C_d A \sqrt{\frac{2K}{\rho Q_p}} \quad (3.190)$$

$$Q_p^3 = \frac{2C_d^2 A^2 K}{\rho} \quad (3.191)$$

A - B noktaları arasında çalışabilmek için,

$$Q_0 \leq Q_p \leq Q_M \quad (3.192)$$

ya da,

$$Q_0^3 \leq Q_p^3 \leq Q_M^3 \quad (3.193)$$

ya da denklem (3.191) kullanılırsa,

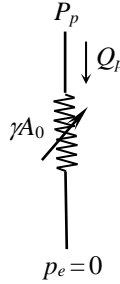
$$\sqrt{\frac{\rho Q_0^3}{2C_d^2 K}} \leq A \leq \sqrt{\frac{\rho Q_M^3}{2C_d^2 K}} \quad (3.194)$$

şartının sağlanması gereklidir. Bu eşitsizlikten görüldüğü gibi karakteristik eğride B noktasının sağında kalabilmek için orifis alanının minimum değerinin,

$$A_0 = \sqrt{\frac{\rho Q_0^3}{2C_d^2 K}} \quad (3.195)$$

kadar olması zorunludur. A_0 alanlı orifisi kısararak karakteristik eğride A noktasının solunda kalmak daima mümkündür. Orifis yeterince kısılırsa $B-C$ arasında da çalışılabilir. Orifis alanı A_0 'ın üzerine çıkarılırsa $A-D$ arasında çalışılır.

Şimdi bu kaynağın çıkışına Şekil 3.46'daki gibi bir valf bağlandı ve bu valfin akış alanının γA_0 olduğu kabul edilsin. Burada γ valf orifisinin açıklık oranı, A_0 ise denklem (3.195)'de verilen kritik alan değeridir.



Şekil 3.46 Güç Denkleştiricili Kaynağa Bağlı İki Yönlü Valf

Problemde geçen debi ve basınçları normalize etmek için önce bir referans debisi (Q_i) ve referans basıncı (p_i) tanımlayalım. Q_i debisi valf akış alanı A_0 iken akan debi olsun ve denklem (3.190)'a göre aşağıdaki gibi tanımlansın.

$$Q_i = C_d A_0 \sqrt{\frac{2K}{\rho Q_i}} \quad (3.196)$$

Bu denklemden Q_i çözülür ve denklem (3.195)'den alınan A_0

elde edilen ifadeye yerine koyulursa aşağıdaki eşitlik bulunur.

$$Q_i = Q_0 \quad (3.197)$$

Referans basıncı p_i ise A_0 alanlı orifisten Q_i debisi aktığında oluşan basınç farkı olsun. Buna göre aşağıdaki denklem yazılabilir.

$$Q_i = C_d A_0 \sqrt{\frac{2p_i}{\rho}} \quad (3.198)$$

Yukarıdaki denklemle birlikte denklemler (3.195) ve (3.187) kullanılırsa aşağıdaki ifade elde edilir.

$$p_i = P_M \quad (3.199)$$

Sistem Şekil 3.45’de görülen $A-B$, $B-C$ ve $A-D$ bölgelerinde çalışırken, verilen bir γ değerine karşılık gelen pompa basıncı P_p ve debisi Q_p aşağıdaki gibi bulunur.

i) A-B bölgesinde çalışma.

$A-B$ arasında çalışabilmek için şart, denklem (3.194)’de verildiği gibidir. Bu denklem, denklem (3.195) ile verilen A_0 ile bölünür, denklem (3.189) ile verilen tanımlar dikkate alınır ve $\gamma = A/A_0$ olarak tanımlanırsa, bu bölgede çalışmak için açıklık oranı γ ’nın aşağıdaki sınırlar arasında olması gerekir.

$$1 \leq \gamma \leq \left(\frac{1}{\kappa}\right)^{3/2} \quad (3.200)$$

Verilen bir γ değerine karşılık gelen debi aşağıdaki gibidir.

$$Q_p = C_d \gamma A_0 \sqrt{\frac{2K}{\rho Q_p}} \quad (3.201)$$

Bu debi denklem (3.196)’dan bulunan referans debisi ile normalize edilirse, boyutsuz debi $\bar{Q}_p = Q_p / Q_i$ aşağıdaki gibi bulunur.

$$\bar{Q}_p = \gamma^{2/3} \quad (3.202)$$

Denklem (3.187) ve $\bar{P}_p = P_p / p_i$ tanımından da boyutsuz pompa basıncı bulunur:

$$\bar{P}_p = \frac{1}{Q_p} \quad (3.203)$$

ii) *A-D bölgesinde çalışma.*

Şekil 3.45'de *A-D* arasında debi sabit ve aşağıdaki gibidir.

$$Q_p = Q_M \quad ; \quad \bar{Q}_p = \frac{1}{\kappa} \quad (3.204)$$

Boyutsuz pompa basıncı ise orifis akış denkleminde aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\bar{P}_p = \left(\frac{1}{\kappa\gamma} \right)^2 \quad (3.205)$$

iii) *B-C bölgesinde çalışma.*

Şekil 3.45'deki *B-C* bölgesinde pompa basıncı sabit ve aşağıdaki gibidir.

$$P_p = P_M \quad ; \quad \bar{P}_p = 1 \quad (3.206)$$

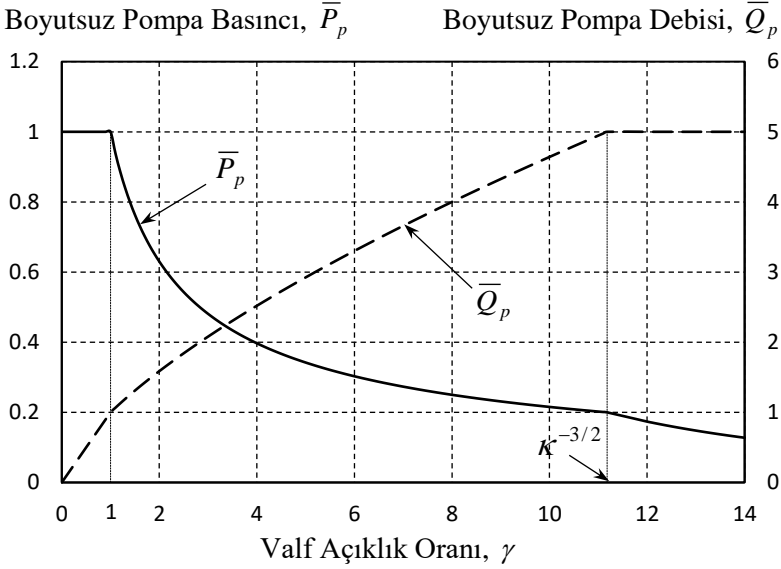
Boyutsuz pompa debisi ise orifis akış denkleminde ve yukarıdaki tanımlardan aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\bar{Q}_p = \gamma \quad (3.207)$$

Bir örnek olarak alınan $\kappa = 0,2$ değeri için denklemler (3.202)-(3.206)'dan değişik γ değerleri için elde edilen sonuçlar Şekil 3.47'de sunulmuştur.

3.6.2 İki-Yollu Valfle Kontrol

Şekil 3.48'de güç denkleştiricili bir kaynaktan beslenen ve 2-yollu valfle kontrol edilen bir sistemin akış diyagramı görülmektedir. 2-yollu valf kaynakla yük arasına yerleştirilmiştir. Şekilde verilen A_0



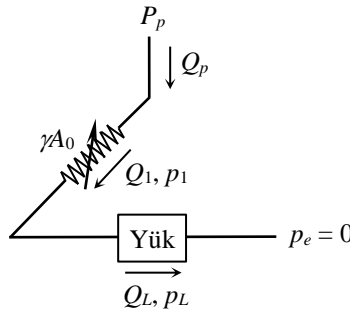
Şekil 3.47 İki-yollu Valfle Kısılan Güç Denkleştiricili Kaynakta Pompa Basıncı ve Debisinin Değişimi

alanı denklem (3.195) ile verilen kritik alan değeridir. Orifis üzerindeki basınç farkı p_1 , yük basıncı ise p_L olsun. Yük ve valf seri olarak bağlanmış olduğundan aşağıdaki ifadeler daima geçerlidir.

$$Q_p = Q_1 = Q_L \quad (3.208)$$

$$P_p = p_1 + p_L \quad (3.209)$$

Kaynak basıncı P_p ile kaynaktan sağlanan debi Q_p arasındaki ilişki Şekil 3.45’de verildiği gibidir. Sistemin Şekil 3.45’de görülen



Şekil 3.48 İki-yollu Valfle Kontrol

$A-B$, $A-D$ ve $B-C$ arasındaki bölgelerde çalışma durumları aşağıda ayrı ayrı incelenecektir.

i) Sistemin Şekil 3.45'deki $A-B$ bölgesinde çalışması.

Şekil 3.45'de $A-B$ aralığında çalışılıyorsa aşağıdaki sınırlamalar geçerlidir.

$$Q_0 \leq Q_L \leq Q_M ; \quad 1 \leq \bar{Q}_L \leq \frac{1}{\kappa} \quad (3.210)$$

$$P_0 \leq P_p \leq P_M ; \quad \kappa \leq \bar{P}_p \leq 1 \quad (3.211)$$

Boyutsuz yük debisi için aşağıdaki denklemler yazılabilir.

$$\begin{aligned} \bar{Q}_L &= \frac{Q_L}{Q_i} = \frac{C_d \gamma A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - P_L)}}{C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_M}} \\ &= \gamma \sqrt{\bar{P}_p - \bar{P}_L} \end{aligned} \quad (3.212)$$

Ama,

$$\bar{P}_p = \frac{P_p}{P_M} = \frac{Q_0}{Q_p} = \frac{Q_0}{Q_L} = \frac{1}{\bar{Q}_L} \quad (3.213)$$

olduğundan denklem (3.202)'den aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\bar{P}_L = \frac{1}{\bar{Q}_L} - \frac{\bar{Q}_L^2}{\gamma^2} ; \quad (1 \leq \bar{Q}_L \leq \gamma^{2/3}) \quad (3.214)$$

Denklem (3.214), verilen γ ve \bar{Q}_L değerleri için \bar{P}_L 'nin bulunmasına olanak sağlar. Yüke güç aktarılabilmesi için $\bar{P}_L \geq 0$ olması gerekir. Bunun sağlanması için verilen bir γ için $\bar{Q}_L \leq \gamma^{2/3}$ olmalıdır.

ii) Sistemin Şekil 3.45'deki A-D bölgesinde çalışması.

Şekil 3.45'de A-D noktaları arasında sabit debili bir kaynak davranışı görülür. Sistem bu bölgede çalışıyorsa yük debisi sabit, pompa basıncı P_0 'dan küçük olduğundan aşağıdaki sınırlamalar vardır.

$$Q_L = Q_M ; \quad \bar{Q}_L = \frac{1}{\kappa} \quad (3.215)$$

$$0 \leq P_p \leq P_0 ; \quad 0 \leq \bar{P}_p \leq \kappa \quad (3.216)$$

Boyutsuz yük debisi için aşağıdaki denklemler yazılabilir.

$$\bar{Q}_L = \frac{1}{\kappa} = \frac{Q_L}{Q_i} = \frac{C_d \gamma A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - P_L)}}{C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_M}} \quad (3.217)$$

ya da,

$$\frac{1}{\kappa} = \gamma \sqrt{\bar{P}_p - \bar{P}_L} \quad (3.218)$$

Pompa çıkış basıncı bu ifadeden çözülür ve (3.216)'da verilen üst sınır şartı uygulanırsa aşağıdaki ifade bulunur.

$$\bar{P}_p = \bar{P}_L + \frac{1}{\kappa^2 \gamma^2} \leq \kappa \quad (3.219)$$

O halde, verilen bir γ ve \bar{P}_L için denklem (3.219)'dan \bar{P}_p bulunurken kullanılacak \bar{P}_L değerleri aşağıdaki sınırlar içinde olmalıdır.

$$0 \leq \bar{P}_L \leq \kappa - \frac{1}{\kappa^2 \gamma^2} \quad (3.220)$$

iii) Sistemin Şekil 3.45'deki B-C bölgesinde çalışması.

Eğer orifis alanı yeterince kısılırsa, pompa çıkış basıncı önce P_M değerine kadar yükselir ve bir noktadan sonra bu değerinde sabit

kalır. Yani sabit basınçlı kaynak davranışı görülür. Bu durumda aşağıdaki şartlar geçerlidir.

$$0 \leq Q_L \leq Q_0 ; \quad 0 \leq \bar{Q}_L \leq 1 \quad (3.221)$$

$$P_p = P_M ; \quad \bar{P}_p = 1 \quad (3.222)$$

Boyutsuz yük debisi için aşağıdaki denklemler yazılabilir.

$$\bar{Q}_L = \frac{Q_L}{Q_i} = \frac{C_d \gamma A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_M - P_L)}}{C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_M}} \quad (3.223)$$

ya da,

$$\bar{Q}_L = \gamma \sqrt{1 - \bar{P}_L} ; \quad (0 \leq \bar{Q}_L \leq 1) \quad (3.224)$$

Kaynağın güç denkleştirme özelliği sadece *A-B* bölgesinde geçerli olduğundan yük basıncına karşı yük debisini veren karakteristik eğriler bu bölge için elde edilmiştir. Şekil 3.49'da $\kappa=0,2$ değeri için elde edilen eğriler sunulmaktadır.

Sistem *A-B* bölgesinde çalışıyorsa verimi yüzde oranı (%) olarak aşağıdaki ifadeden bulunur.

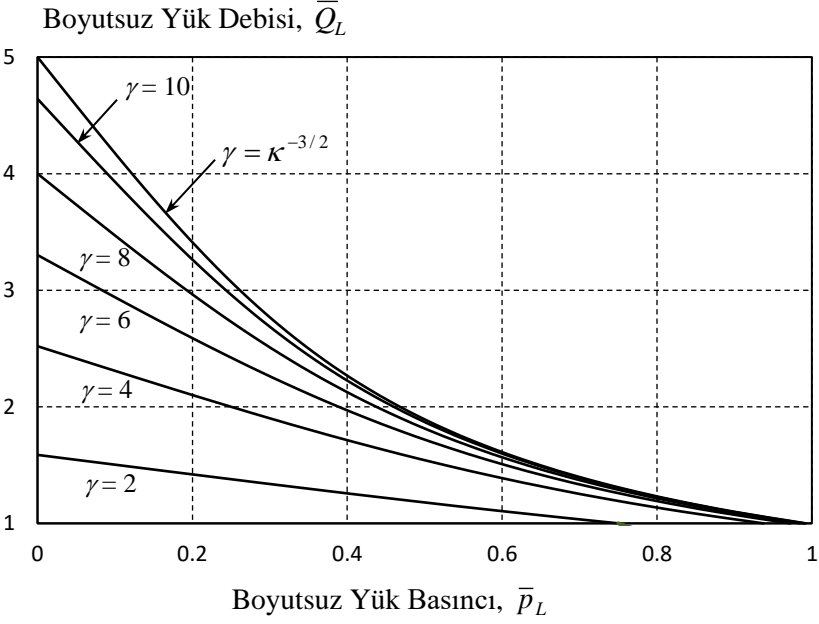
$$\eta = \frac{100 P_L Q_L}{P_p Q_L} = \frac{100 P_L}{P_p} = \frac{100 \bar{P}_L}{\bar{P}_p} \quad (3.225)$$

Denklemler (3.213) ve (3.214) kullanılırsa verim aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\eta = 100 \left(1 - \frac{\bar{Q}_L^3}{\gamma^2} \right) \quad (3.226)$$

A-B bölgesinde çalışıldığında ısıya dönüşen güç E_h ise,

$$E_h = (P_p - P_L) Q_L = \left(1 - \frac{P_L}{P_p} \right) P_p Q_L = \left(1 - \frac{\eta}{100} \right) K \quad (3.227)$$



Şekil 3.49 Güç Denkleştiricili Kaynakla Beslenen İki-yollu Valfle Kontrol ($\kappa = 0,2$)

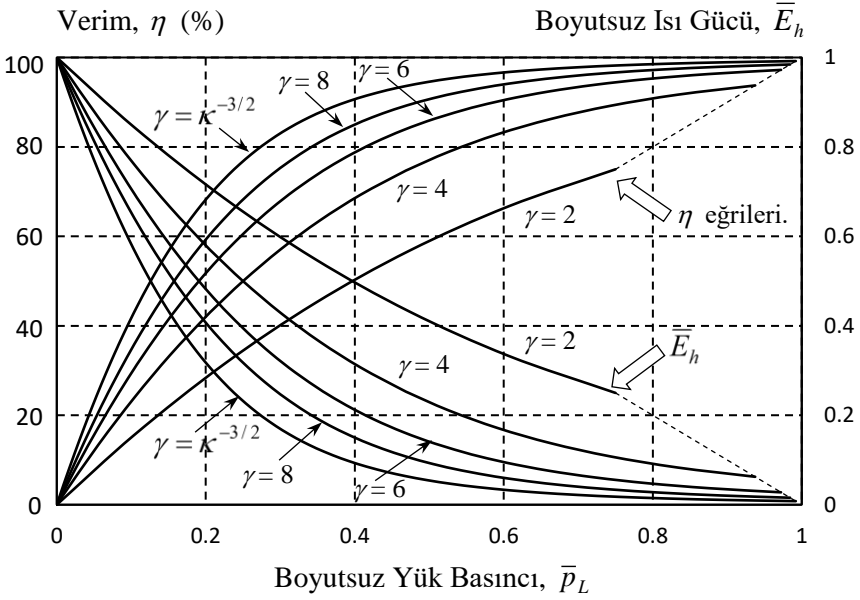
olarak elde edilir. Bu güç, pompa gücü $K = P_p Q_L$ ile bölerek boyutsuz hale getirilirse aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\bar{E}_h = \frac{E_h}{K} = 1 - \frac{\eta}{100} \quad (3.228)$$

Şekil 3.50'de denklem (3.226) ve denklem (3.214)'ü birlikte kullanılarak elde edilen boyutsuz yük basıncına karşı verim eğrileri ile ısıya dönüştürülen güç eğrileri $\kappa = 0,2$ durumu için verilmiştir.

3.6.3 Seri Devreli Valfle Kontrol

Şekil 3.51'de güç denkleştiricili bir kaynaktan beslenen ve kapalı merkezli 4-yollu valfle kontrol edilen bir sistemin seri devre biçimindeki akış diyagramı görülmektedir. Şekilde verilen A_0 alanı aşağıda tanımı yapılacak olan referans orifis alanıdır. Orifisler üzerinde olan basınç farkları birbirine eşittir. Her bir orifisteki basınç farkı p , yük basıncı ise p_L olsun. Yük ve valf orifisleri seri olarak bağlanmış olduğundan aşağıdaki ifadeler daima geçerlidir.



Şekil 3.50 Güç Denkleştiricili Kaynakla Beslenen İki-yollu ve Seri Devreli Valflerde Verim ve Isı Kaybı ($\kappa = 0,2$)

$$Q_p = Q_1 = Q_L = Q_2 \quad (3.229)$$

$$P_p = 2p + p_L \quad (3.230)$$

Problemde geçen debi, basınç ve orifis alanlarını normalize etmek için referans debisi (Q_i) ve referans basıncını (p_i) aşağıdaki gibi tanımlayalım.

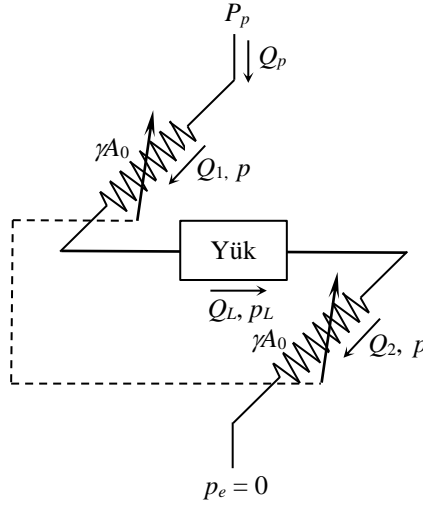
$$Q_i = Q_0 \quad (3.231)$$

$$p_i = P_M \quad (3.232)$$

Referans orifis alanı A_0 ise, Şekil 3.51'de $p_L = 0$ ve $P_p = P_M$ olduğunda içinden Q_i debisi akan seri olarak bağlanmış orifislerin alanı olsun. Bu durumda akış denklemi,

$$Q_0 = C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{P_M}{2} \right)} = C_d A_0 \sqrt{\frac{P_M}{\rho}} \quad (3.233)$$

olacağından referans orifis alanı aşağıdaki gibidir.



Şekil 3.51 Seri Devreli Valfle Kontrol

$$A_0 = \frac{Q_0}{C_d} \sqrt{\frac{\rho}{P_M}} \quad (3.234)$$

Kaynak basıncı P_p ile kaynaktan sağlanan debi Q_p arasındaki ilişki Şekil 3.45’de verildiği gibidir. Sistemin Şekil 3.45’de görülen A-B, A-D ve B-C arasındaki bölgelerde çalışma durumları aşağıda ayrı ayrı incelenecektir.

i) Sistemin Şekil 3.45’deki A-B bölgesinde çalışması.

Şekil 3.45’de A-B aralığında çalışılıyorsa aşağıdaki sınırlamalar geçerlidir.

$$Q_0 \leq Q_L \leq Q_M ; \quad 1 \leq \bar{Q}_L \leq \frac{1}{\kappa} \quad (3.235)$$

$$P_0 \leq P_p \leq P_M ; \quad \kappa \leq \bar{P}_p \leq 1 \quad (3.236)$$

Yük debisi için aşağıdaki denklemler yazılabilir.

$$\begin{aligned} Q_L &= C_d \gamma A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} p} = C_d \gamma A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{P_p - P_L}{2} \right)} \\ &= C_d \gamma A_0 \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_p - P_L)} = C_d \gamma A_0 \sqrt{\frac{1}{\rho} \left(\frac{K}{Q_L} - P_L \right)} \end{aligned} \quad (3.237)$$

Yukarıdaki denklemden yük basıncı aşağıdaki gibi bulunur.

$$p_L = \frac{K}{Q_L} - \frac{\rho Q_L^2}{C_d^2 \gamma^2 A_0^2} \quad (3.238)$$

Denklemler (3.231), (3.232) ve (3.234)'de verilen tanımlar kullanılırsa, akış karakteristiğini boyutsuz parametreler cinsinden veren aşağıdaki denklem bulunur.

$$\bar{p}_L = \frac{1}{\bar{Q}_L} - \frac{\bar{Q}_L^2}{\gamma^2} \quad ; \quad (1 \leq \bar{Q}_L \leq \frac{1}{\kappa} ; \kappa \leq \bar{P}_p \leq 1) \quad (3.239)$$

Diğer yandan, yüke güç aktarılabilmesi için $\bar{p}_L \geq 0$ olması gerekir. Bunun sağlanması için, verilen bir γ için $\bar{Q}_L \leq \gamma^{2/3}$ olmalıdır.

ii) Sistemin Şekil 3.45'deki A-D bölgesinde çalışması.

Şekil 3.45'de A-D noktaları arasında sabit debili bir kaynak davranışı görülür. Sistem bu bölgede çalışıyorsa yük debisi sabit, pompa basıncı P_0 'dan küçük olduğundan aşağıdaki sınırlamalar vardır.

$$Q_L = Q_M \quad ; \quad \bar{Q}_L = \frac{1}{\kappa} \quad (3.240)$$

$$0 \leq P_p \leq P_0 \quad ; \quad 0 \leq \bar{P}_p \leq \kappa \quad (3.241)$$

Boyutsuz yük debisi için aşağıdaki denklemler yazılabilir.

$$\bar{Q}_L = \frac{1}{\kappa} = \frac{Q_L}{Q_i} = \frac{C_d \gamma A_0 \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_p - P_L)}}{C_d A_0 \sqrt{\frac{1}{\rho} P_M}} \quad (3.242)$$

ya da,

$$\frac{1}{\kappa} = \gamma \sqrt{\bar{P}_p - \bar{p}_L} \quad (3.243)$$

Pompa çıkış basıncı bu ifadeden çözülür ve (3.216)'da verilen üst sınır şartı uygulanırsa aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\bar{P}_p = \bar{p}_L + \frac{1}{\kappa^2 \gamma^2} \leq \kappa \quad (3.244)$$

O halde, verilen bir γ ve \bar{p}_L için denklem (3.208)'den \bar{P}_p bulunurken kullanılan \bar{p}_L değerleri aşağıdaki sınırlar içinde olmalıdır.

$$0 \leq \bar{p}_L \leq \kappa - \frac{1}{\kappa^2 \gamma^2} \quad (3.245)$$

iii) Sistemin Şekil 3.45'deki B-C bölgesinde çalışması.

Eğer orifis alanı yeterince kısılırsa, pompa çıkış basıncı önce P_M değerine kadar yükselir ve bu noktadan sonra sabit kalır. Yani sabit basınçlı kaynak davranışı görülür. Bu durumda aşağıdaki şartlar geçerlidir.

$$0 \leq Q_L \leq Q_0 ; \quad 0 \leq \bar{Q}_L \leq 1 \quad (3.246)$$

$$P_p = P_M ; \quad \bar{P}_p = 1 \quad (3.247)$$

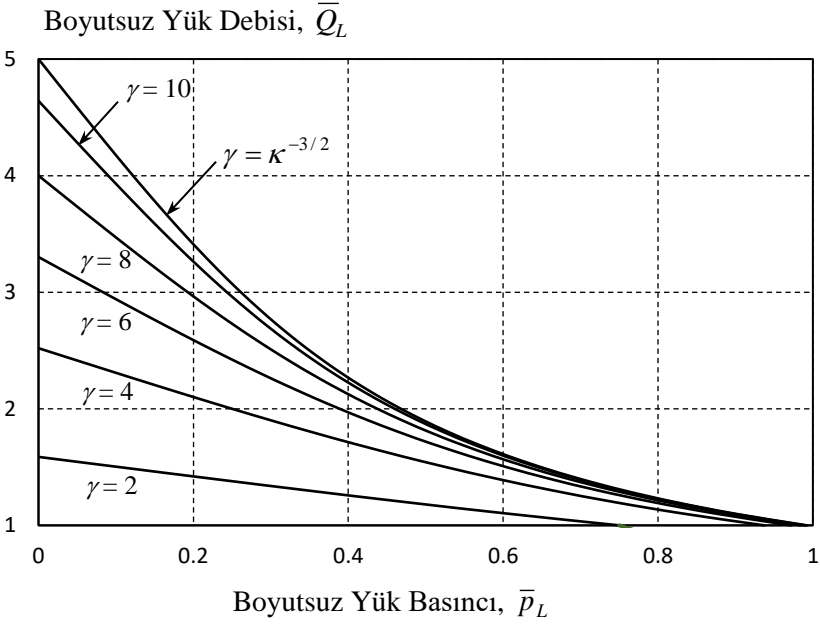
Boyutsuz yük debisi için aşağıdaki denklemler yazılabilir.

$$\bar{Q}_L = \frac{Q_L}{Q_i} = \frac{C_d \gamma A_0 \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_M - p_L)}}{C_d A_0 \sqrt{\frac{1}{\rho} P_M}} \quad (3.248)$$

ya da,

$$\bar{Q}_L = \gamma \sqrt{1 - \bar{p}_L} \quad ; \quad (0 \leq \bar{Q}_L \leq 1) \quad (3.249)$$

Kaynağın güç denkleştirme özelliği sadece A-B bölgesinde geçerli olduğundan yük basıncına karşı yük debisini veren karakteristik eğriler bu bölge için elde edilmiştir. Şekil 3.52'de $\kappa=0,2$ değeri için elde edilen eğriler sunulmaktadır. Görüldüğü gibi bu eğrilerin görünümü Şekil 3.49'daki eğrilerle bire bir aynıdır. Ancak referans orifis alanı A_0 'ın tanımları bir birinden farklı olduğundan verilen bir γ değerine karşılık gelen orifis alanları da farklıdır.



Şekil 3.52 Güç Denkleştiricili Kaynakla Beslenen Seri Devreli Valfle Kontrol ($\kappa = 0,2$)

Sistem $A-B$ bölgesinde çalışıyorsa verimi yüzde oranı (%) olarak aşağıdaki ifadeden bulunur.

$$\eta = \frac{100 p_L Q_L}{P_p Q_L} = \frac{100 p_L}{P_p} = \frac{100 \bar{p}_L}{\bar{P}_p} \quad (3.250)$$

Denklemler (3.213) ve (3.239) kullanılırsa verim aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\eta = 100 \left(1 - \frac{\bar{Q}_L^3}{\gamma^2} \right) \quad (3.251)$$

$A-B$ bölgesinde çalışıldığında ısıya dönüşen güç E_h ise,

$$E_h = (P_p - p_L) Q_L = \left(1 - \frac{p_L}{P_p} \right) P_p Q_L = \left(1 - \frac{\eta}{100} \right) K \quad (3.252)$$

olarak elde edilir. Bu güç, pompa gücü $K = P_p Q_L$ ile bölerek boyutsuz hale getirilirse aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\bar{E}_h = \frac{E_h}{K} = 1 - \frac{\eta}{100} \quad (3.253)$$

Yukarıdaki ifadelerden görüldüğü gibi verim ve ısıya dönüşen güç ifadeleri iki yönlü valfle kontrol için elde edilen denklemler (3.226) ve (3.228) ile aynıdır. Bu yüzden Şekil 3.50’de verilen eğriler seri devreyle kontrol durumu için de kullanılabilir. Ancak iki-yönlü valf ve seri devreli valf için kullanılan referans alanları A_0 ’ın ve dolayısıyla γ ’nın tanımlarının birbirinden farklı olduğu unutulmamalıdır.

PNÖMATİK VALFLERİN 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 yazılabilir¹.

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

$$\frac{p_0}{p} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (4.2)$$

Birim akış alanından geçen kütleli debi ise aşağıdaki gibidir.

¹Shapiro, A. H., *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow*, Ronald Press Company, New York, 1953.

$$\frac{\omega}{A} = \sqrt{\frac{k}{R}} \frac{p_0}{\sqrt{T_0}} \frac{M}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \quad (4.3)$$

Yukarıdaki denklemlerde geçen terimler aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

- ω : kütle debisi, kg/s
- A : akış kesit alanı, m²
- k : özgül ısı oranı, c_p/c_v (hava için $c_p/c_v = 1,4$)
- R : gaz sabiti (hava için $R = 287,0$ m²/s²-K)
- T : gazın mutlak sıcaklığı, K
- T_0 : gazın mutlak durma sıcaklığı, K
- p : gazın basıncı, Pa
- p_0 : gazın durma basıncı, Pa
- M : Mach sayısı

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, $M = 1$ olduğunda (ω/A) 'nin maksimum bir değere eriştiği ve bu değer,

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

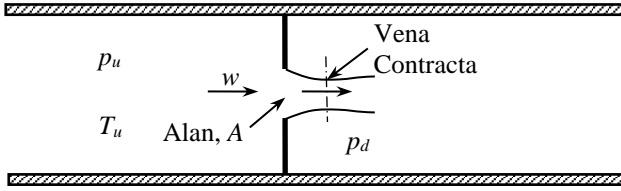
olduğu görülür. Eğer, denklem (4.2)'ye $M = 1$ koyulursa, (ω/A) 'nin maksimum değerini veren $(p/p_0)_m$ değeri aşağıdaki gibi elde edilir.

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

Hava için $k=1,4$ olduğundan (ω/A) 'nın maksimum değeri $(p/p_0)_m = 0,528$ olduğunda elde edilir. Birim akış alanından geçen kütsel debinin 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 denklem (4.4)'den yararlanılır.



Şekil 4.1 Keskin Kenarlı Orifis

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.

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

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

Şekil 4.1'deki orifisteki akışın davranışını incelemek için içinden hava aktığını, orifisin giriş tarafındaki basıncın p_u , çıkış tarafındaki basıncın 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) 'nin değeri 0,528'e ininceye kadar devam eder. Eğer p_d 'nin değeri $0,528p_u$ 'nun altına indirilirse (ω/A) 'nın değerinde artık bir artış gözlenmez. Yani, $0,528p_u$ 'nun altındaki p_d değerlerinin kütle debisinin değişimine etkisi yoktur. Bu durumda orifisdeki akış boğulmuş durumdadır. Boğulmuş bir orifisten akan kütle debisi denklem (4.8) ile tanımlanır. Bu şartlar altında çalışan bir orifisten akan kütle debisi ancak giriş tarafındaki p_u basıncını yükselterek artırılabilir.

Keskin kenarlı orifislerde C_d 'nin değeri (p_d/p_u) 'nin değerine ve orifis yapısının geometrisine bağlıdır. C_d 'nin değeri (p_d/p_u) 'nin değeri 1,0'a yakınken 0,6 dolayındadır; (p_d/p_u) 'nin değeri 0,5'in altındayken C_d fazla değişmez ve (p_d/p_u) sifıra giderken C_d 'nin değeri 0,85'e doğru gider.¹ Deneysel yapılan bazı çalışmalarda ise içinden gaz akan orifislerde 0,8 ve 1,0 olmak üzere iki boşaltma katsayısı değeri gözlenmiştir.² Boğulmuş orifislerde her iki değerle de karşılaşılmasına rağmen genelde yüksek olan değer görülmektedir. Bu hususlar dikkate alındığında pnömatik valflerdeki orifisler için $C_d = 0,8 - 0,85$ gibi bir boşaltma katsayısı değeri kullanılması uygun olmaktadır.

Denklemler (4.7) ve (4.8)'i tek bir ifade halinde yazabilmek için argümanı (p_d/p_u) olan bir $f_1(p_d/p_u)$ fonksiyonu aşağıdaki gibi tanımlansın.

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

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

¹Shapiro, A. H., *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow*, Ronald Press Company, New York, 1953.

²Blackburn, J.F., Reethof, G., Shearer, J.L., *Fluid Power Control*, The M.I.T. Press, Cambridge, Massachusetts, 1960.

(ω/A) için bu fonksiyon cinsinden hem boğulmuş hem de boğulmamış durumlar için geçerli olan aşağıdaki denklem yazılabilir.

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

Denklemler (4.7) ve (4.8) ile verilen ifadeler denklem (4.9)'da kullanılırsa f_1 fonksiyonu aşağıdaki gibi bulunur.

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

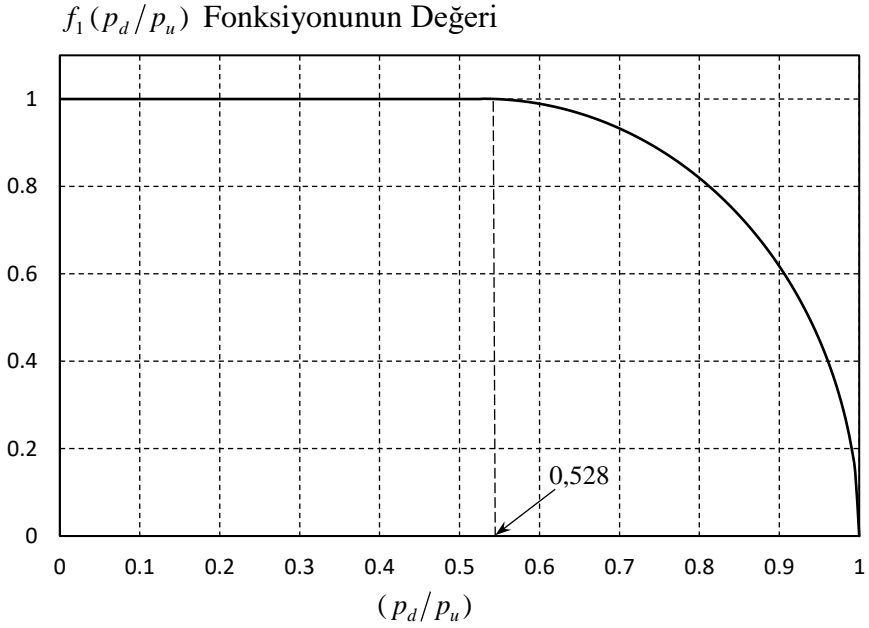
$$f_1 \left(\frac{p_d}{p_u} \right) = 1 \quad (p_d/p_u \leq 0,528) \quad (4.13)$$

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



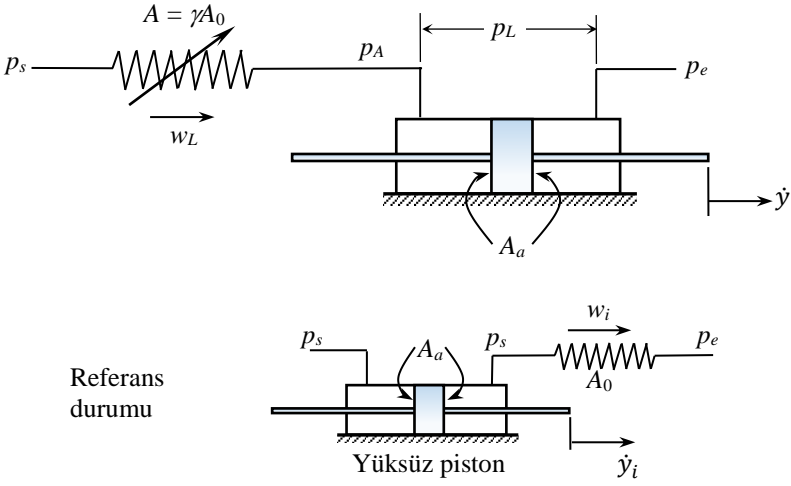
Şekil 4.2 Hava İçin f_1 Fonksiyonunun Değişimi

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 akışkanının sıkıştırılabilmesi ihmal edilecek kadar az olduğundan valfin akış aşağısına veya akış yukarısına yerleştirilmesi kontrol özelliklerini etkilemez. Pnömatik sistemlerde ise iş akışkanı olarak kullanılan gazın sıkıştırılabilme 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 ω_L olsun. Orifisin maksimum akış alanı A_0 ,



Şekil 4.3 Pnömatik Sistemde Akış Yukarısına Koyulan Orifisle Kontrol

açıklık oranı γ , bu açıklık oranındaki akış alanı ise γA_0 'dır. İş akışkanının hava olduğu kabul edilecektir.

Bu sistemin akış kontrol karakteristiği, $\omega_L = f(\gamma, p_L)$ biçiminde valf açıklık oranı (γ) 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 aşağıdaki ifade yazılabilir.

$$\omega_L = C_d \gamma A_0 D \frac{p_s}{\sqrt{T_s}} f_1 \left(\frac{p_A}{p_s} \right) \quad (4.16)$$

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

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

Denklem (4.16)'da geçen kütle debisini normalize etmek için Şekil 4.3'de verilen referans sistemden akan kütle debisi ω_i kullanılacaktır. Referans kütle debisi, denklem (4.11)'i referans sistem

için yazarak aşağıdaki gibi bulunur.

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

Denklem (4.16), denklem (4.18) ile bölünürse aşağıdaki ifade bulunur.

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

Uygulamalarda kaynak basıncı p_s dönüş basıncı p_e 'den genellikle çok daha büyük olduğundan $p_e/p_s \leq 0,528$ şartı sağlanır. Bu durumda denklem (4.19)'un paydasındaki terim $f_1(p_e/p_s) = 1$ 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, $p_L = p_A - p_e$ olarak tanımlıdır. Basınçlar p_s ile boyutsuzlaştırılırsa aşağıdaki denklem elde edilir.

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

Bu denklemden p_A/p_s çözülerek denklem (4.20)'nin argümanı olarak yerine koyulursa, valfin boyutsuz kütle debisi ω_L/ω_i 'yi γ 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 karakteristik eğrileri bulunurken f_1

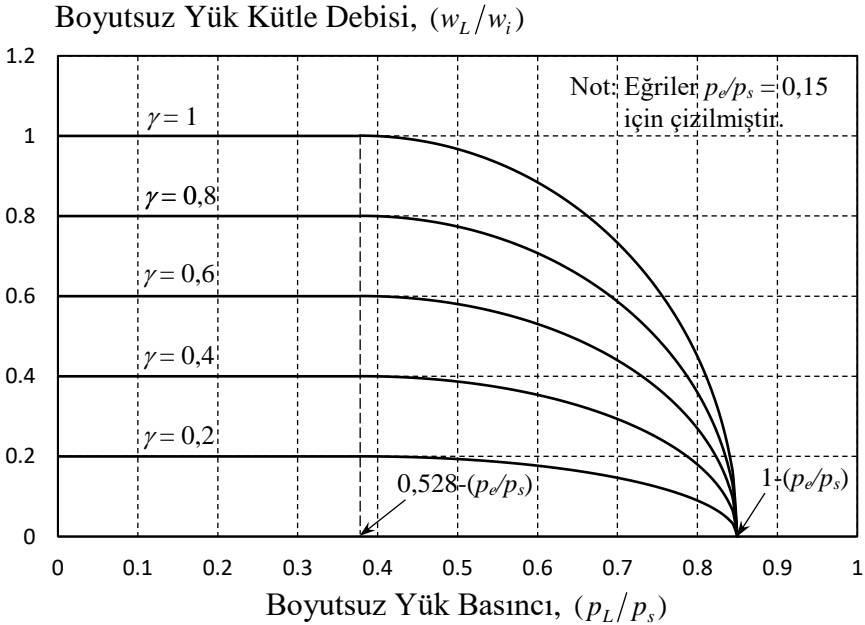
fonksiyonunun argümanının en fazla 1,0 olmasına, yani $p_L < 1 - p_e$ olmasına dikkat edilmelidir. Denklem (4.20) incelenirse, ω_L/ω_i 'ye karşı p_A/p_s eğrilerinin bir γ faktörüyle çarpılmış f_1 eğrilerinden (Şekil 4.2) ibaret olduğu görülür, ω_L/ω_i 'ye karşı p_L/p_s eğrileri ise ω_L/ω_i 'ye karşı p_A/p_s eğrilerini çizdikten sonra düşey eksen (ω_L/ω_i) sağa doğru p_e/p_s kadar kaydırarak elde edilebilir. Şekil 4.4'de çeşitli γ değerleri için elde edilen akış karakteristik eğrileri verilmiştir.

Sistemin hız kontrol karakteristiği, $\dot{y} = f(\gamma, p_L)$ şeklinde valf açıklık oranı (γ) 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 aşağıdaki gibi bulunur.

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

Gazın sıcaklığındaki değişimler ihmal edilirse,

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

olacağından aşağıdaki denklem elde edilir.

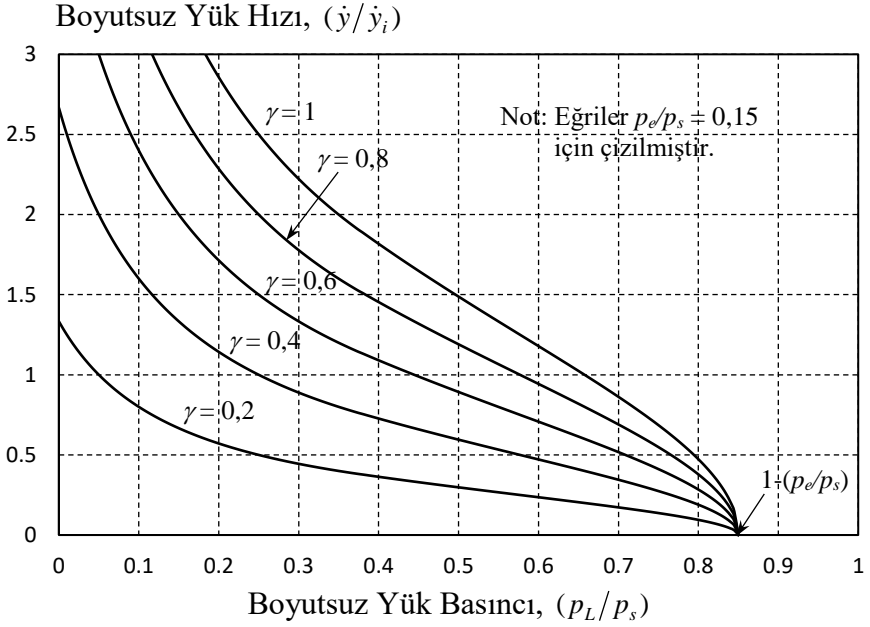
$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = \gamma \frac{f_1\left(\frac{P_A}{P_s}\right)}{\frac{P_A}{P_s}} \quad (4.27)$$

Denklem (4.21)'den p_A/p_s çözülerek (4.27)'de yerine koyulursa aşağıdaki ifade bulunur.

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

Bu denklemden valf karakteristik eğrileri bulunurken f_1 fonksiyonunun argümanının en fazla 1,0 olmasına, yani $p_L < 1 - p_e$ olmasına dikkat edilmelidir.

Denklem (4.20) incelenirse, ω_L/ω_i 'ye karşı p_A/p_s eğrilerinden okunan ω_L/ω_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 ekseni (\dot{y}/\dot{y}_i) sağa doğru p_e/p_s kadar kaydırarak elde edilebilir. Şekil 4.5'de çeşitli γ 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 pnömomatik 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 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 aşağıdaki ifade yazılabilir.

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

Bu denklemdeki D terimi, daha önce denklem (4.17) ile tanımlanmış olup, hava için $D = 0,0404$ s-K^{1/2}/m'dir. Kütle debisini normalize etmek için Şekil 4.6'da verilen referans sistemden akan kütle debisi ω_i kullanılacaktır. Referans kütle debisinin, denklem (4.18)'deki

gibi olduğu kolayca gösterilebilir. Denklem (4.29), denklem (4.18) ile bölünürse ve ayrıca $p_e/p_s \leq 0,528$ ve $T_A \cong T_s$ olduğu kabul edilirse aşağıdaki ifade elde edilir.

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

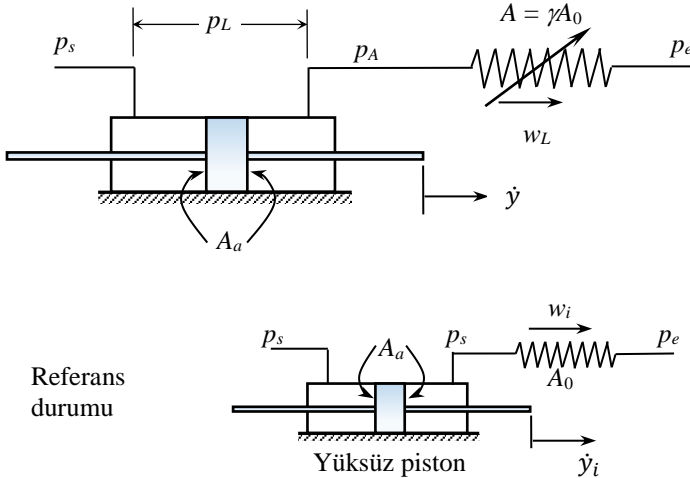
Kaynak basıncı p_s 'nin dönüş basıncı p_e 'ye oranı,

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

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, $p_A/p_s \geq 1/(0,528 n) \cong 2/n$ iken ise $f_1 = 1$ olduğu görülür.



Şekil 4.6 Pnömatik Sistemde Akış Aşağısına Koyulan Orifisle Kontrol

Yük basıncı p_L yük pistonu üzerindeki basınç kaybı olup, $p_L = p_s - p_A$ olarak tanımlıdır. Basınçlar p_s ile boyutsuzlaştırılırsa aşağıdaki denklem elde edilir.

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

Bu denklemden p_A/p_s çözülerek denklem (4.32)'de yerine koyulursa, valfin boyutsuz kütle debisi ω_L/ω_i 'yi γ ve p_L/p_s cinsinden veren valf akış karakteristiği aşağıdaki gibi elde edilir.

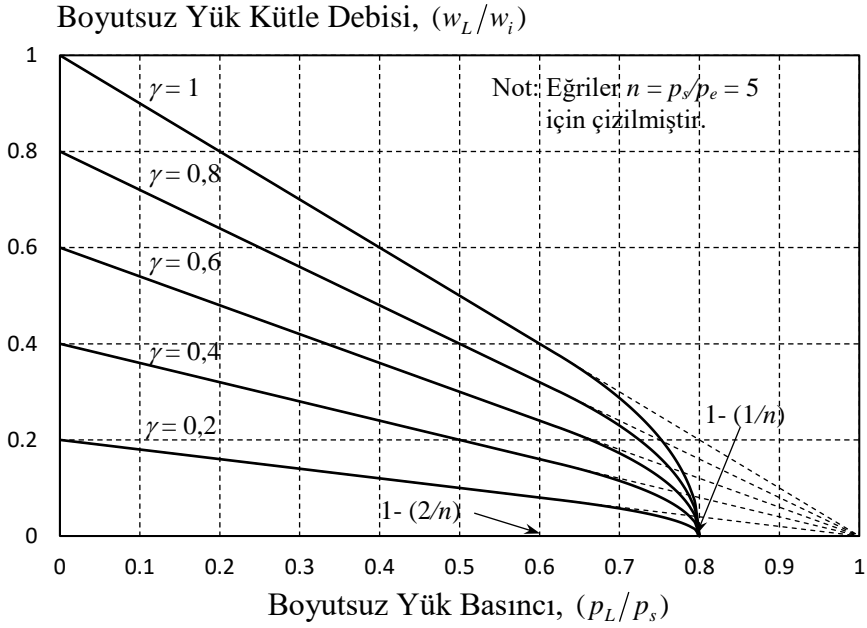
$$\frac{\omega_L}{\omega_i} = \gamma \left(1 - \frac{p_L}{p_s} \right) f_1 \left[\frac{1}{n - n(p_L/p_s)} \right] \quad (4.34)$$

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

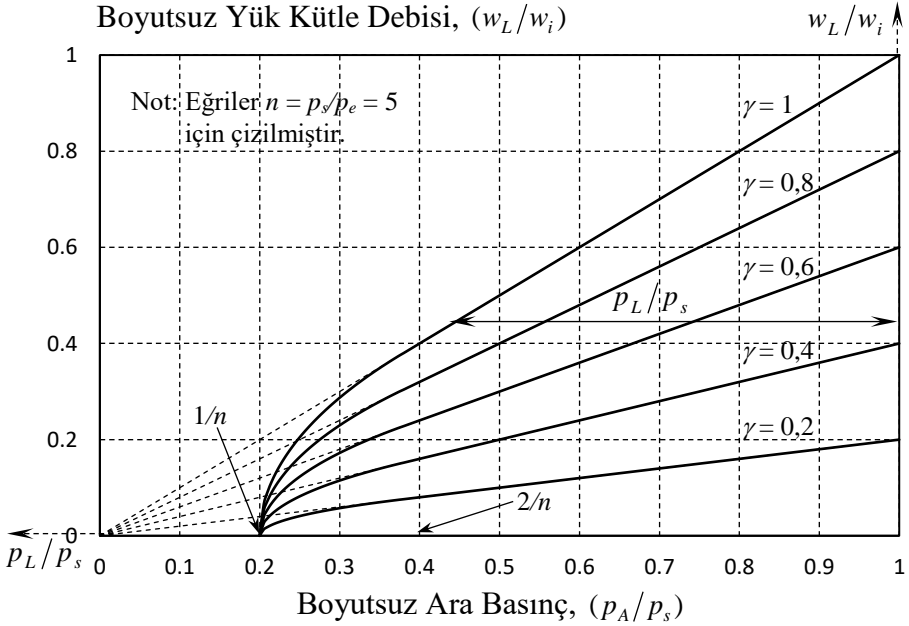
$$0 < \frac{p_L}{p_s} < 1 - \frac{1}{n} \quad (4.35)$$

Yani, $0 < p_L < p_s - p_e$ olmasına dikkat edilmelidir. Şekil 4.7'de $n = 5$ ve çeşitli γ değerleri için elde edilen akış karakteristik eğrileri görülmektedir.

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



Şekil 4.7 Akış Aşağısına Koyulan Orifis İçin Yük Akışı Eğrileri



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

Sistemin hız kontrol karakteristiği, $\dot{y} = f(\gamma, p_L)$ şeklinde valf açıklık oranı (γ) 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. Normalize edilmiş hız \dot{y}/\dot{y}_i ise denklem (4.36)'yı denklem (4.24) ile bölerek aşağıdaki gibi bulunur.

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

Gazın sıcaklığındaki değişimler ihmal edilirse,

$$\frac{\rho_s}{\rho_A} \cong \frac{p_s}{p_A} \quad (4.38)$$

olacağından aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = \frac{\omega_L}{\omega_i} \frac{p_s}{p_A} \quad (4.39)$$

Denklem (4.32)'den ω_A/ω_i alınarak (4.39)'da yerine koyulursa aşağıdaki ifade elde edilir.

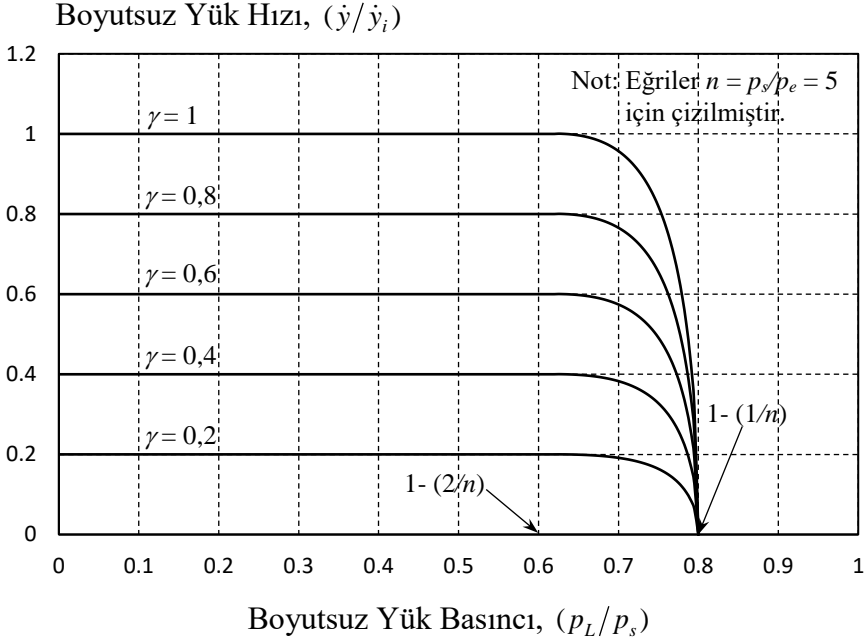
$$\frac{\dot{y}}{\dot{y}_i} = \gamma f_1 \left[\frac{1}{n(p_A/p_s)} \right] \quad (4.40)$$

Denklem (4.33)'den p_A/p_s çözülerek denklem (4.40)'da yerine koyulursa, hız karakteristik eğrilerini veren aşağıdaki denklem bulunur.

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

Bu denklem 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'da çeşitli γ 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 ve bunun tek değişken kollu yarım köprü biçimindeki akış devresi verilmişti. Bu bölümde ise aynı yapıda 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 γA_0 olsun. Burada γ merkez konumuna göre valfin açıklık oranıdır. (Merkez konumunda $\gamma = 1$ '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'de akış yukarısına yerleştirilen orifis için elde edilen denklemlerden; (2) numaralı orifis için ise Bölüm 4.3.2'de akış

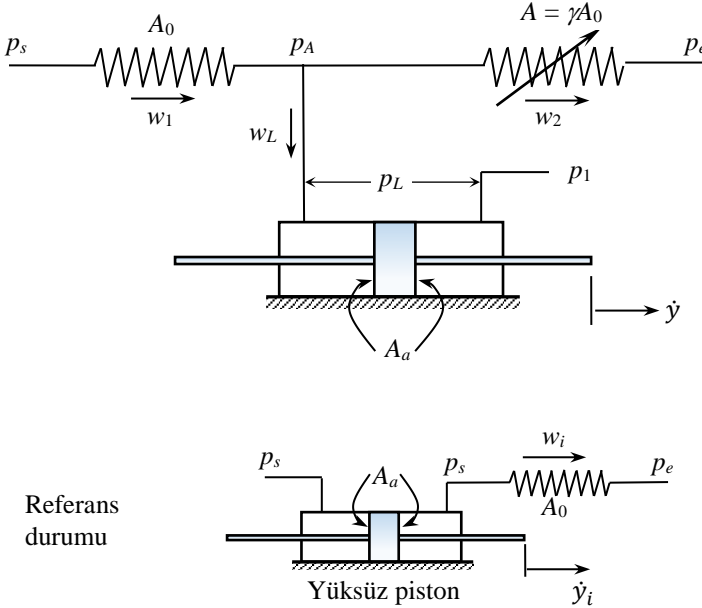
aşağısına yerleştirilen orifis için bulunan denklemlerden yararlanılabileceği görülür. (1) ve (2) numaralı orifislerden geçen kütle debileri denklemler (4.16), (4.17) ve (4.29)'dan aşağıdaki gibi yazılabilir:

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

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

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

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



Şekil 4.10 Bir Değişken Kollu Pnömatik Yarım Köprü Devresi

Eğer $p_e/p_s \leq 0,528$ kabul edilirse, problemin boyutsuz hale getirilmesi için kullanılacak referans kütle debisi aşağıdaki gibi yazılabilir.

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

Denklemler (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 γ değeri için $\omega_L = \omega_1 - \omega_2$ olduğundan (1) ve (2) numaralı orifis eğrileri arasındaki düşey uzaklık (ω_L/ω_i)’yi verir. Aşağıya doğru inildiğinde yatay eksen den okunan değer ise bu kütle debisine karşılık gelen (p_A/p_s)’dir. Yük basıncı ise $p_L = p_A - p_1$ olarak tanımlanır. Bu özellikler valfin kütle debisi kontrol karakteristiğinin grafik yöntemle bulunmasına olanak sağlar.

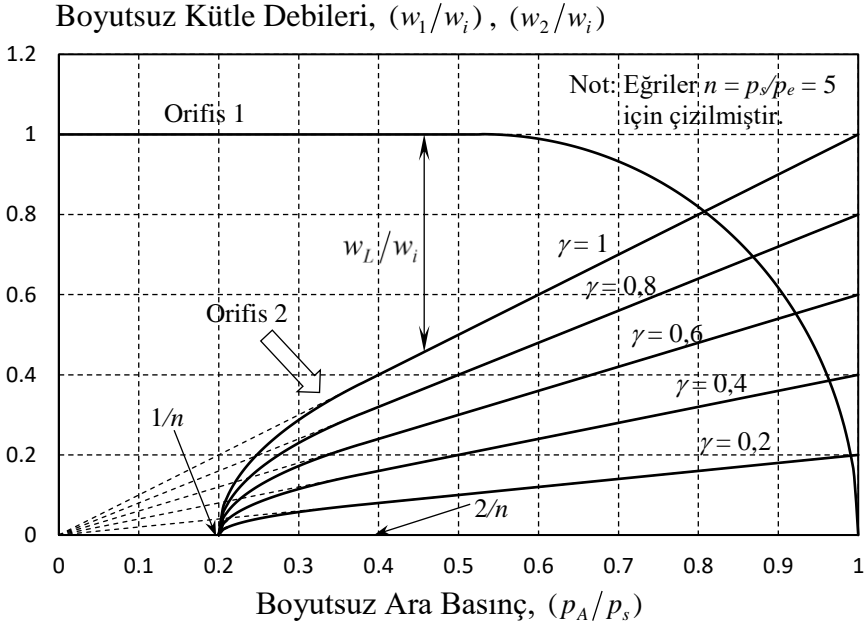
Valfin kontrol karakteristiğinin analitik olarak bulunması için denklemler (4.46) ve (4.47)’de önce,

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

tanımından elde edilen p_A/p_s yerine koyulur ve sonra da,

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

ifadesi kullanılırsa aşağıdaki denklem bulunur.



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

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

Bu denklem kullanılırken f_1 fonksiyonlarının argümanlarının 0 ile 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.

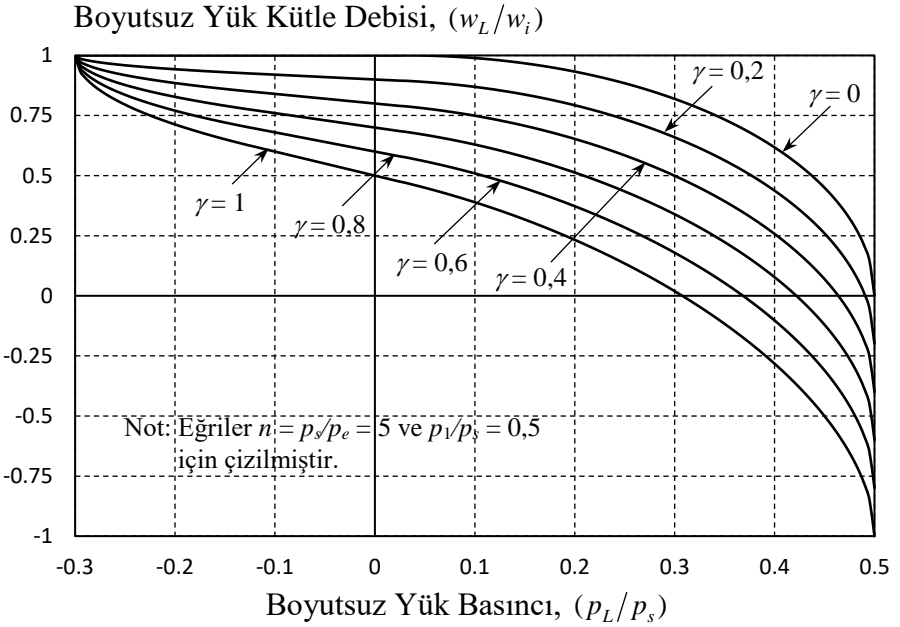
Denklem (4.50) ile tanımlanan yük akışı eğrileri Şekil 4.12’de değişik γ değerleri için verilmiştir.

Sistemin hız kontrol karakteristiği, $\dot{y} = f(\gamma, p_L)$ şeklinde valf açıklık oranı (γ) 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 Bir Değişken Kollu Pnömatik Yarım Köprü Devresinde Yük Akışı Eğrileri

Normalize edilmiş hız \dot{y}/\dot{y}_i ise denklem (4.54)'ü denklem (4.55) ile bölerek aşağıdaki gibi bulunur.

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

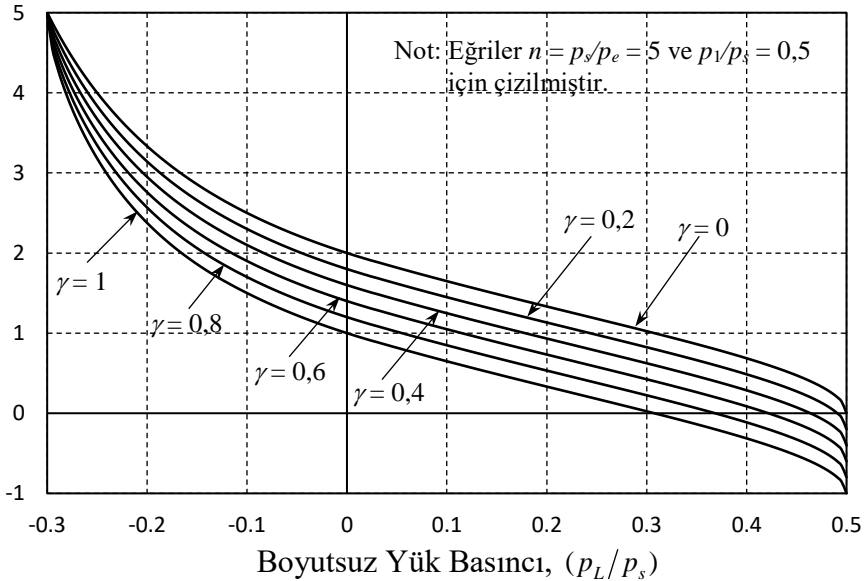
Gazın sıcaklığındaki değişimler ihmal edildiğinde,

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

olduğu dikkate alınır ve ayrıca denklemler (4.48) ile (4.50) kullanılırsa aşağıdaki ifade bulunur.

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

Boyutsuz Yük Hızı, (\dot{y}/\dot{y}_i)

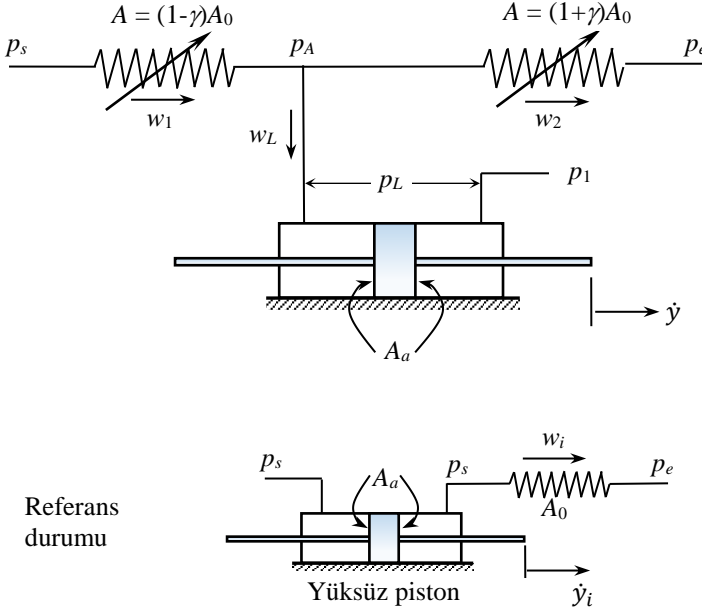


Şekil 4.13 Bir Değişken Kollu Pnömatik Yarım Köprü Devresinin Yük Hızı Eğrileri

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

4.5 İki Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi

Bu bölümde açık merkezli üç yollu pnömatik bir valfin (Şekil 3.14) kontrol özellikleri incelenecektir. Valfin iki değişken kollu yarım köprü biçimindeki akış devresi Şekil 4.14'de görülmektedir. Makara merkez konumundayken orifislerin alanları A_0 kadardır. Makara merkezden ayrıldığında, akış yukarıdaki orifisin alanı $(1-\gamma)A_0$ olsun. Bu durumda valfin geometrisi dolayısıyla, diğer orifisin alanı $(1+\gamma)A_0$ olmak zorundadır. Burada γ valf açıklık oranıdır. Yükün geri dönüşü p_1 arka basıncıyla sağlanmaktadır. (1) ve (2) numaralı orifislerden geçen kütle debileri denklemler (4.16), (4.17) ve (4.29)'dan aşağıdaki gibi yazılabilir:



Şekil 4.14 İki Değişken Kollu Pnömatik Yarım Köprü Devresi
(Açık Merkezli Üç-yollu Valf)

$$\omega_1 = C_d (1 - \gamma) A_0 D \frac{p_s}{\sqrt{T_s}} f_1 \left(\frac{p_A}{p_s} \right) \quad (4.59)$$

$$\omega_2 = C_d (1 + \gamma) A_0 D \frac{p_A}{\sqrt{T_A}} f_1 \left(\frac{p_e}{p_A} \right) \quad (4.60)$$

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

Eğer $p_e/p_s \leq 0,528$ kabul edilirse, problemin boyutsuz hale getirilmesi için kullanılacak referans kütle debisi aşağıdaki gibi yazılabilir.

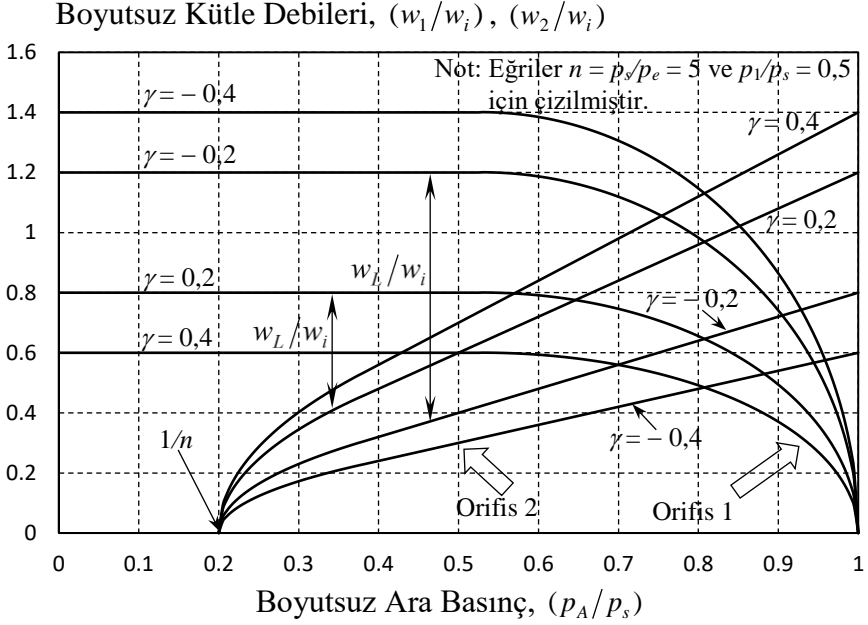
$$\omega_i = C_d A_0 D \frac{p_s}{\sqrt{T_s}} \quad (4.61)$$

Denklemler (4.59) ve (4.60)'la verilen debiler referans kütle debisiyle normalize edilirse, $T_A \cong T_s$ kabul edilirse ve denklemlerde $n = p_s/p_e$ tanımı kullanılırsa aşağıdaki ifadeler bulunur.

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

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

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 γ değeri için (1) ve (2) numaralı orifis eğrileri arasındaki düşey uzaklık (ω_L/ω_i)'yi verir. Aşağıya doğru inildiğinde yatay eksenden 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.



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

Valfin kontrol karakteristiğinin analitik olarak bulunması için denklemler (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 yerine koyulur ve sonra da,

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

ifadesi kullanılırsa aşağıdaki denklem bulunur.

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

Bu denklem kullanılırken f_1 fonksiyonlarının argümanlarının 0 ile 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:

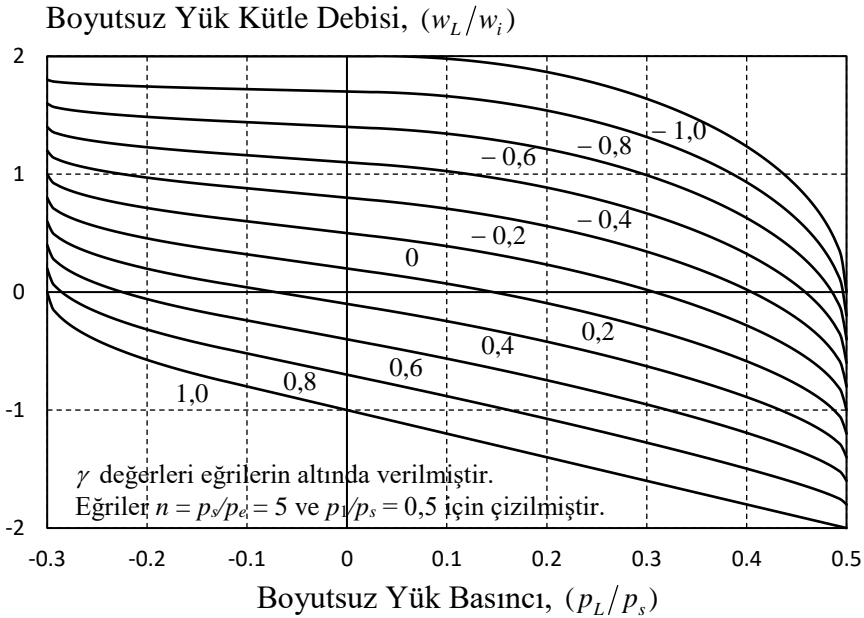
$$\frac{1}{n} < \frac{p_A}{p_s} < 1 \quad (4.68)$$

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 γ değerleri için verilmiştir.



Şekil 4.16 İki Değişken Kollu Pnömatik Yarım Köprü Devresinin Yük Akışı Eğrileri

Sistemin hız kontrol karakteristiği, $\dot{y} = f(\gamma, p_L)$ şeklinde valf açıklık oranı (γ) 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 aşağıdaki gibi bulunur.

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

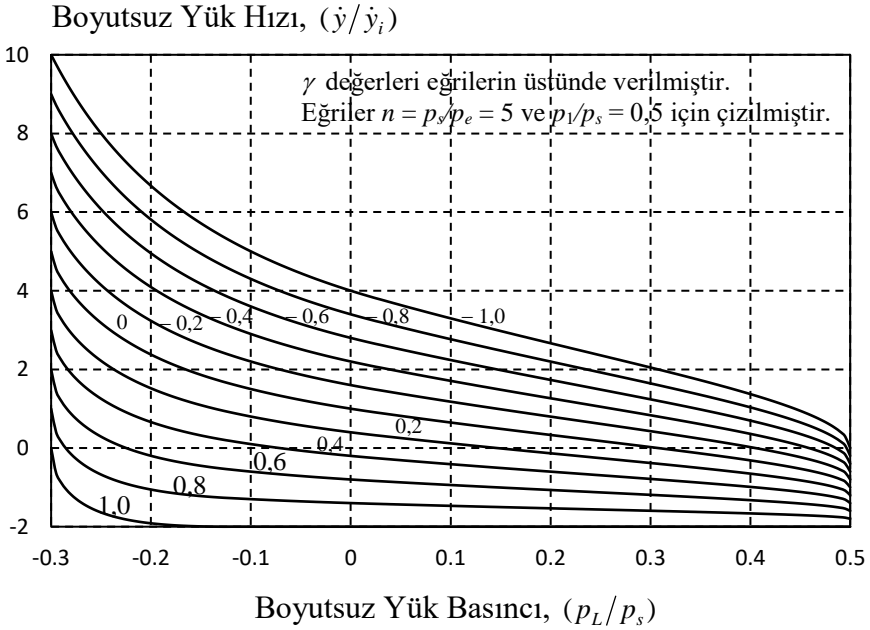
Gazın sıcaklığındaki değişimler ihmal edildiğinde,

$$\frac{\rho_s}{\rho_A} \cong \frac{p_s}{p_A} \quad (4.73)$$

olduğu dikkate alınır ve ayrıca denklemler (4.64) ile (4.66) kullanılırsa aşağıdaki ifade bulunur.

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

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



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

4.6 Pnömatik Seri Devre

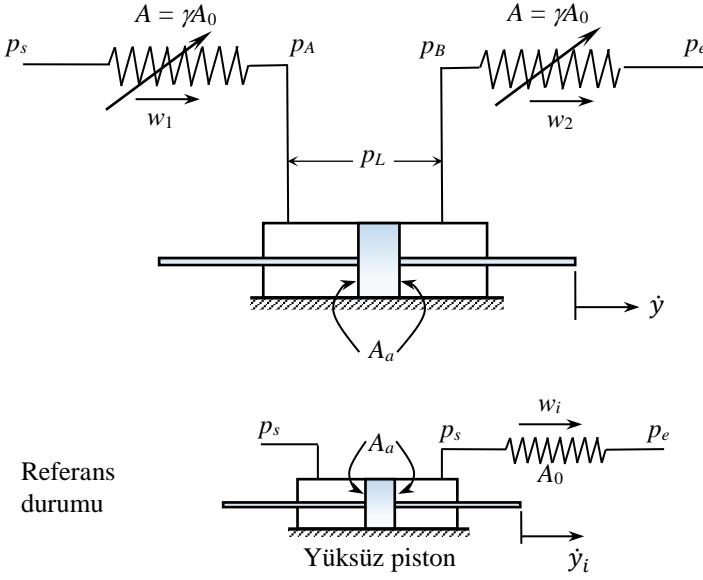
Kapalı merkezli 4-yollu bir pnömatik valfin seri devre biçimindeki akış şeması Şekil 4.18’de verilmiştir. Valf tam açıkken (açıklık oranı $\gamma=1$) orifislerin alanları A_0 olsun. Valf kapatıldığında her iki orifis de birlikte kapanır ve akış alanları γA_0 olur.

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

$$\omega_1 = C_d \gamma A_0 D \frac{p_s}{\sqrt{T_s}} f_1 \left(\frac{p_A}{p_s} \right) \quad (4.75)$$

$$\omega_2 = C_d \gamma A_0 D \frac{p_B}{\sqrt{T_B}} f_1 \left(\frac{p_e}{p_B} \right) \quad (4.76)$$

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



Şekil 4.18 Pnömatik Seri Devre (Kapalı Merkezli Dört-yollu Valf)

Eğer $p_e/p_s \leq 0,528$ kabul edilirse, problemin boyutsuz hale getirilmesi için kullanılacak referans kütle debisi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\omega_i = C_d A_0 D \frac{p_s}{\sqrt{T_s}} \quad (4.77)$$

Denklemler (4.75) ve (4.76)'da verilen debiler referans kütle debisiyle normalize edilirse, $T_A \cong T_B \cong T_s$ kabul edilirse 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 ω_1 ve ω_2 birbirinden farklıdır. Bu yüzden ω_L gibi bir yük kütle debisinden

bahsetmek anlamsızdır. Buna karşılık, yüke giren ve yükten çıkan hacimsel debiler birbirine daima eşittir. Yani aşağıdaki eşitlik daima geçerlidir.

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

Yük pistonu hızı ise aşağıdaki eşitliklerin 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'de görülen 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,

$$\frac{\rho_s}{\rho_A} \cong \frac{P_s}{P_A} \quad (4.86)$$

$$\frac{\rho_s}{\rho_B} \cong \frac{P_s}{P_B} \quad (4.87)$$

olduğu dikkate alınır ve ayrıca denklemler (4.78) ile (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 ile 1,0 arasında olmasını sağlayan aşağıdaki şartlara uyulmalıdır.

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

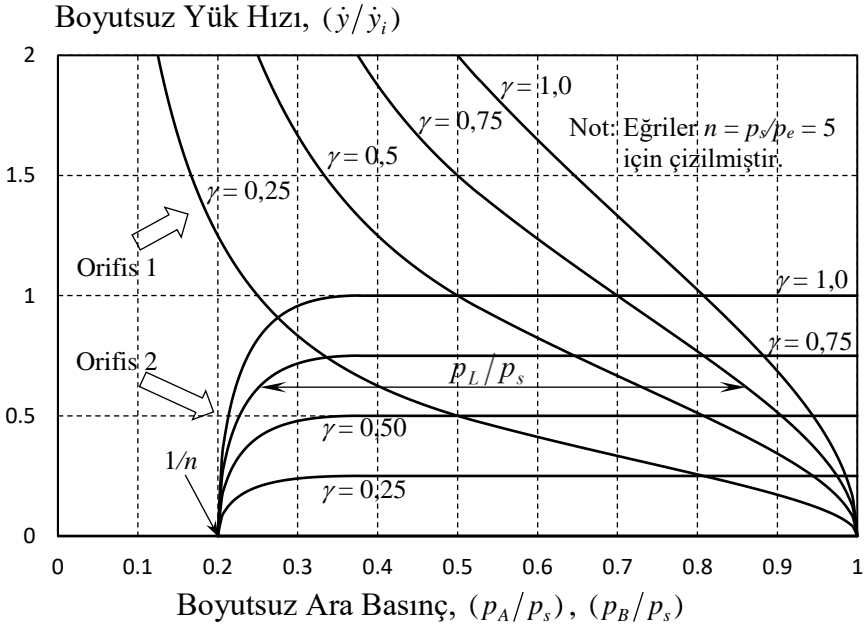
$$\frac{1}{n} < \frac{p_B}{p_s} \quad (4.91)$$

Şekil 4.19'da bu denklemlerden çeşitli γ değerleri için elde edilen yük hızına karşı p_A/p_s eğrileri ve yük hızına karşı p_B/p_s eğrileri görülmektedir. Herhangi bir γ 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,

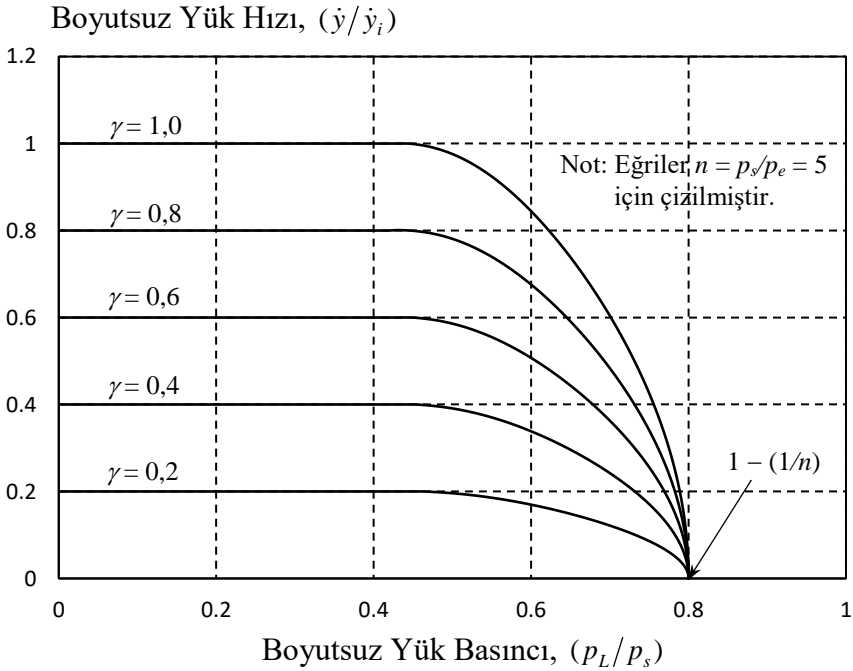
$$\frac{p_L}{p_s} = \frac{p_A}{p_s} - \frac{p_B}{p_s} \quad (4.92)$$

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.

Valfin kontrol karakteristiğinin analitik olarak bulunması için denklemler (4.88), (4.89) ve (4.92) nümerik yollarla çözülebilir. Şekil 4.20'de bu yolla elde edilmiş karakteristik eğriler değişik γ 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 valflerin 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 valfte makara merkezdeyse ($\gamma = 0$) bütün orifislerin alanları A_0 olsun. Makara merkez konumundan sağa doğru hareket ettirilirse (3) ve (4) numaralı orifislerin alanları sırasıyla $(1 - \gamma)A_0$ ve $(1 + \gamma)A_0$ olur.

Yük pistonunun sol tarafındaki basınç p_A , sağ tarafındaki basınç ise p_B olsun. (1)-(4) numaralı orifislerden geçen kütle debileri denklemler (4.16), (4.17) ve (4.29)’dan yararlanarak aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\omega_1 = C_d A_0 D \frac{p_s}{\sqrt{T_s}} f_1 \left(\frac{p_A}{p_s} \right) \quad (4.93)$$

$$\omega_2 = C_d A_0 D \frac{p_s}{\sqrt{T_s}} f_1 \left(\frac{p_B}{p_s} \right) \quad (4.94)$$

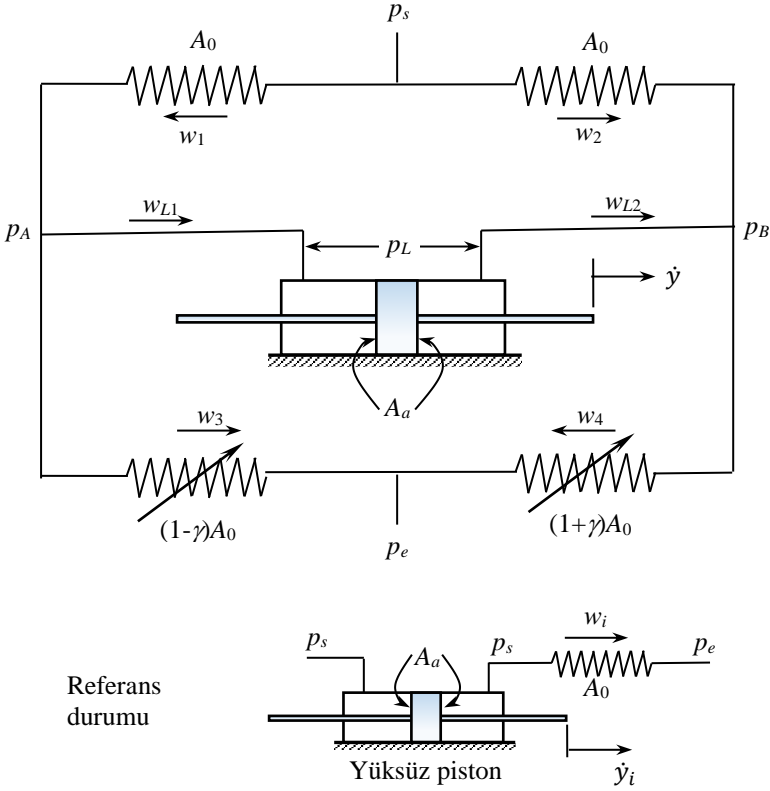
$$\omega_3 = C_d (1 - \gamma) A_0 D \frac{p_A}{\sqrt{T_A}} f_1 \left(\frac{p_e}{p_A} \right) \quad (4.95)$$

$$\omega_4 = C_d (1 + \gamma) A_0 D \frac{p_B}{\sqrt{T_B}} f_1 \left(\frac{p_e}{p_B} \right) \quad (4.96)$$

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

Eğer $p_e/p_s < 0,528$ kabul edilirse, problemin boyutsuz hale getirilmesi için kullanılacak referans kütle debisi aşağıdaki gibidir.

$$\omega_i = C_d A_0 D \frac{p_s}{\sqrt{T_s}} \quad (4.97)$$



Şekil 4.21 İki Değişken Kollu Pnömatik Tam Köprü Devresi

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 aşağıdaki ifadeler bulunur.

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

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

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

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

Yük pistonunun bağlı olduğu düğüm noktaları için süreklilik şartından aşağıdaki eşitlikler yazılabilir.

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

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

Şekil 4.21’de yük pistonunun sağ ve solundaki basınçlar farklı olduğundan yüke giren ve yükten çıkan kütle debileri ω_{L1} ve ω_{L2} birbirinden farklıdır. Buna karşılık, yüke giren ve yükten çıkan hacimsel debiler birbirine daima eşit olduğundan aşağıdaki denklem geçerlidir.

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

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’de görülen referans sistemdeki pistonun hızı ise aşağıdaki gibidir.

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

Denklemler (4.105) ve (4.106)’daki 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,

$$\frac{\rho_s}{\rho_A} \cong \frac{P_s}{P_A} \quad (4.110)$$

$$\frac{\rho_s}{\rho_B} \cong \frac{P_s}{P_B} \quad (4.111)$$

olur. Denklem (4.108) ve denklem (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 denklemler kullanılırken f_1 fonksiyonlarının argümanlarının 0 ile 1,0 arasında olmasını sağlayan aşağıdaki şartlara uyulmalıdır.

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

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

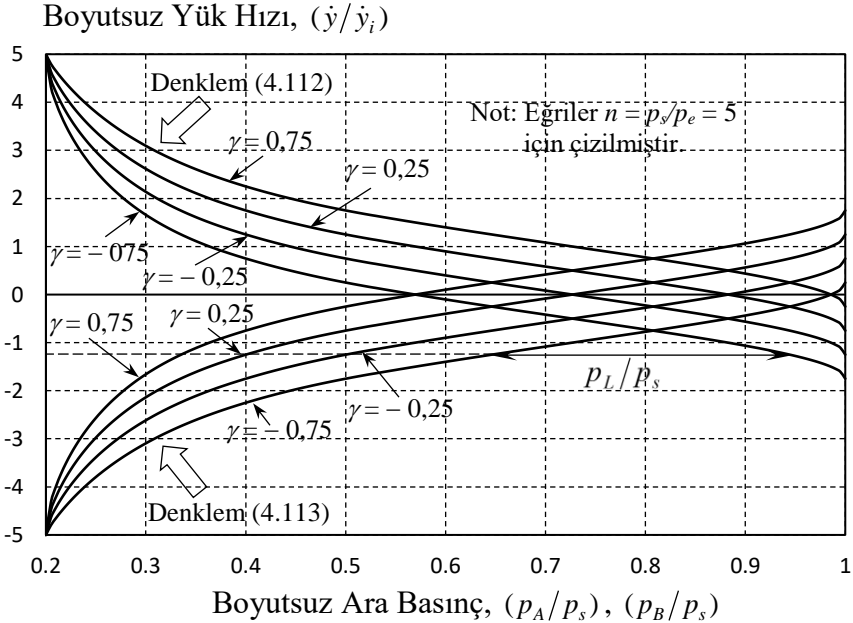
Denklemler (4.112) ve (4.113)'den valf karakteristik eğrileri iki yöntemle bulunabilir. Birinci yöntemde hem analitik, hem de grafik işlemlerden yararlanır. Önce denklemler (4.112) ve (4.113) kullanılarak çeşitli γ değerleri için yük hızına karşı p_A/p_s eğrileri ve yük hızına karşı p_B/p_s eğrileri çizilir. Şekil 4.22'de bu şekilde

çizilmiş eğriler görülmektedir. Herhangi bir γ 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 eksenenden okunan değerler p_A/p_s ve p_B/p_s olur. Boyutsuz yük basıncı ise,

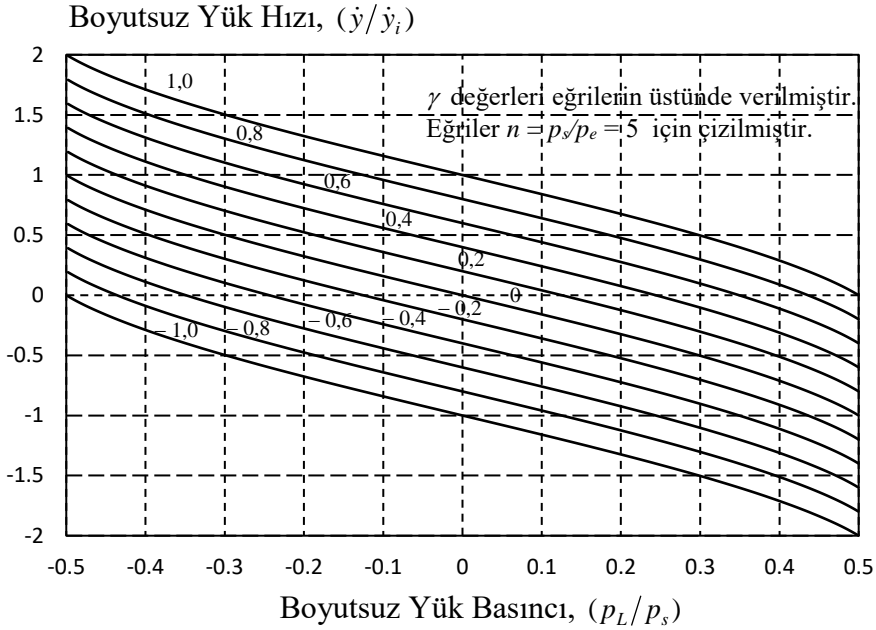
$$\frac{p_L}{p_s} = \frac{p_A}{p_s} - \frac{p_B}{p_s} \quad (4.116)$$

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 iterasyona gerektirmez.

Valfin karakteristik eğrilerini elde etmek için kullanılan ikinci yöntem tamamen analittir. Bu yöntemde denklemler (4.112), (4.13) ve (4.116) 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 edilen karakteristik eğriler değişik γ değerleri için verilmiştir.



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



Şekil 4.23 İki Değişken Kollu Pnömatik 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 (valf açıklık oranı $\gamma = 0$) orifislerin alanları A_0 olsun. Makara merkez konumundan sağa doğru hareket ettirildiğinde (1) ve (4) numaralı orifislerin alanları $(1 + \gamma)A_0$, (2) ve (3) numaralı orifislerin alanları ise $(1 - \gamma)A_0$ olur.

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

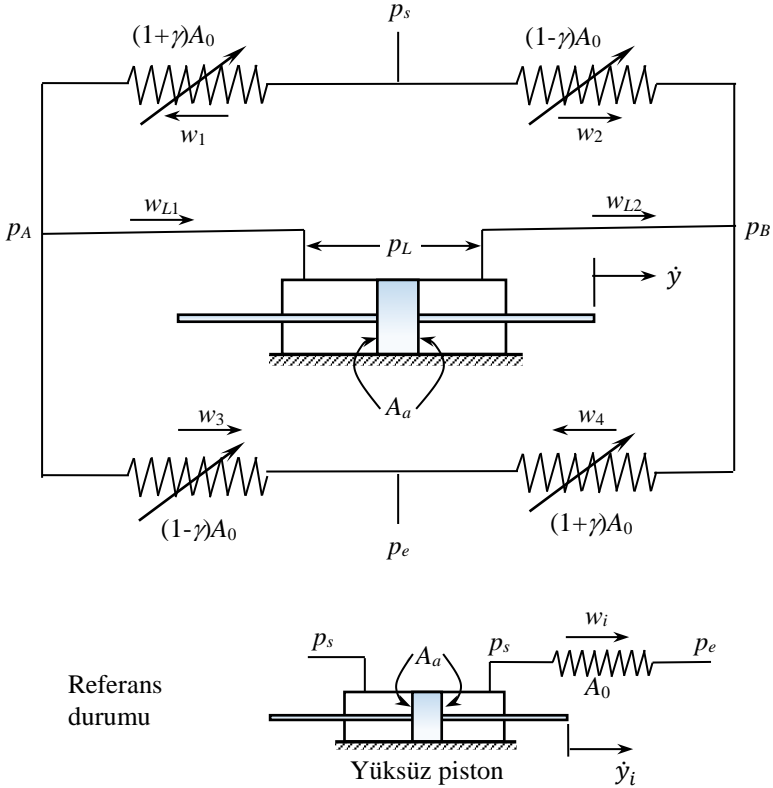
$$\omega_1 = C_d (1 + \gamma) A_0 D \frac{p_s}{\sqrt{T_s}} f_1 \left(\frac{p_A}{p_s} \right) \quad (4.117)$$

$$\omega_2 = C_d (1 - \gamma) A_0 D \frac{p_s}{\sqrt{T_s}} f_1 \left(\frac{p_B}{p_s} \right) \quad (4.118)$$

$$\omega_3 = C_d (1 - \gamma) A_0 D \frac{p_A}{\sqrt{T_A}} f_1 \left(\frac{p_e}{p_A} \right) \quad (4.119)$$

$$\omega_4 = C_d (1 + \gamma) A_0 D \frac{p_B}{\sqrt{T_B}} f_1 \left(\frac{p_e}{p_B} \right) \quad (4.120)$$

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



Şekil 4.24 Dört Değişken Kollu Pnömatik Tam Köprü Devresi

Eğer $p_e/p_s < 0,528$ kabul edilirse, problemin boyutsuz hale getirilmesi için kullanılacak referans kütle debisi aşağıdaki gibi olur.

$$\omega_i = C_d A_0 D \frac{p_s}{\sqrt{T_s}} \quad (4.121)$$

Denklemler (4.117)-(4.120), denklem (4.121) ile bölünürse, $T_A \cong T_B \cong T_s$ 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 noktası için süreklilik denklemleri 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 ω_{L1} ve ω_{L2} birbirinden farklıdır. Buna karşılık, yüke giren ve yükten çıkan hacimsel debiler birbirine daima eşit olduğundan aşağıdaki denklem geçerlidir.

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

Yük pistonu hızı ise aşağıdaki eşitliklerin 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'de verilen referans sistemdeki pistonun hızı ise aşağıdaki gibidir.

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

Denklemler (4.129) ve (4.130)'daki hızlar \dot{y}_i ile normalize edilirse, boyutsuz yük hızı için aşağıdaki ifadeler bulunur.

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

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

Gazın sıcaklığındaki değişimler ihmal edilirse aşağıdaki ifadeler geçerlidir.

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

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

Denklem (4.132) ve denklem (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 ile 1,0 arasında olmasını sağlayan aşağıdaki şartlara uyulmalıdır.

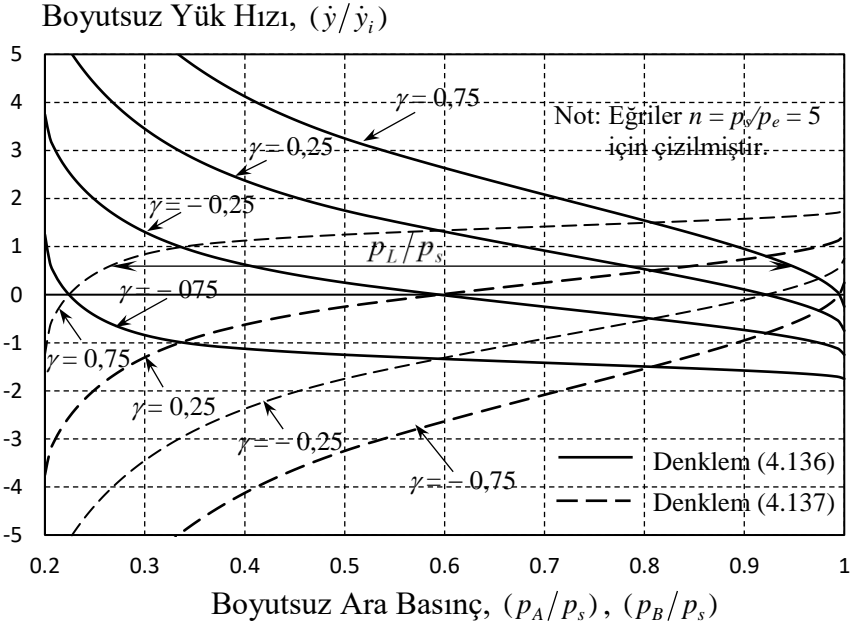
$$\frac{1}{n} < \frac{p_A}{p_s} < 1 \quad (4.138)$$

$$\frac{1}{n} < \frac{p_B}{p_s} < 1 \quad (4.139)$$

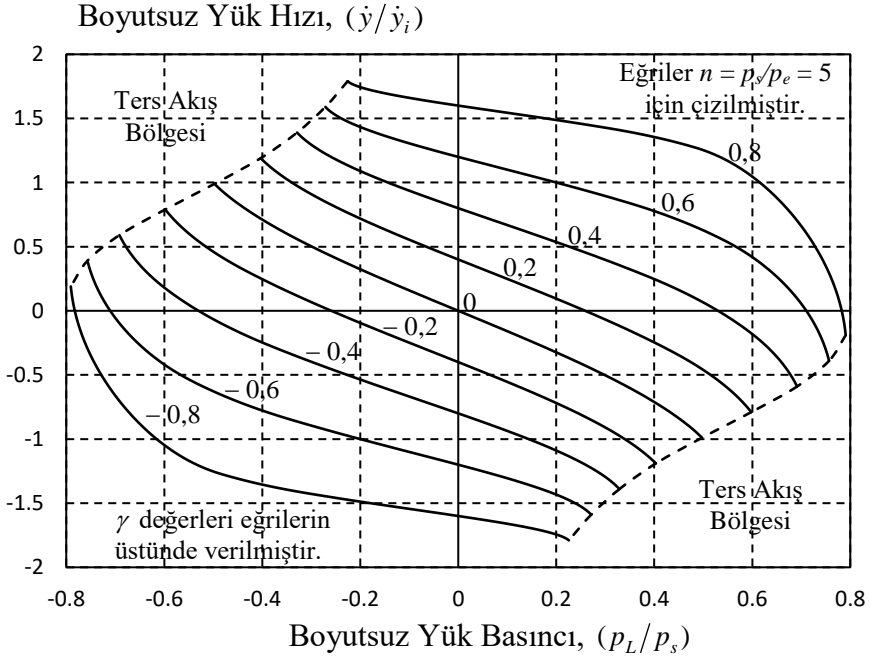
Denklemler (4.136) ve (4.137)'den valf karakteristik eğrileri iki yöntemle bulunabilir. Birinci yöntemde hem analitik, hem de grafik işlemlerden yararlanır. Önce denklemler (4.136) ve (4.137) kullanılarak çeşitli γ değerleri için yük hızına karşı p_A/p_s eğrileri ve yük hızına karşı p_B/p_s eğrileri çizilir. Şekil 4.25'de bu şekilde çizilmiş eğriler görülmektedir. Herhangi bir γ 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 olur. 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 elde edilir. Bu yöntemin üstünlüğü, kolaylığı ve iterasyon gerektirmeden çözümü vermesidir.



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



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

Valfin karakteristik eğrilerini elde etmek için kullanılan ikinci yöntem tamamen analitiktir. Bu yöntemde denklemler (4.136), (4.137) ve (4.140) 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 γ değerleri için verilmiştir.

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 gerekeceği 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.

i) Atalet Yüğü (Kütlesel Yüğü)

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

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

biçiminde hareket ettirilmek istensin. Bu durumda kütle hızı ve ivmesi sırasıyla, aşağıdaki gibi olur.

$$v = \dot{x} = X_0 \omega \cos \omega t \quad (5.2)$$

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

Bu hareketi sağlamak için yüğe 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 anındaki hız ve kuvvet değerlerini v - f -düzleminde çizerek bulunur. Denklem (5.2)'den $\cos \omega t$, denklem (5.4)'den $\sin \omega t$ bulunursa, sonra bunların kareleri alınarak toplanırsa aşağıdaki denklem bulunur.

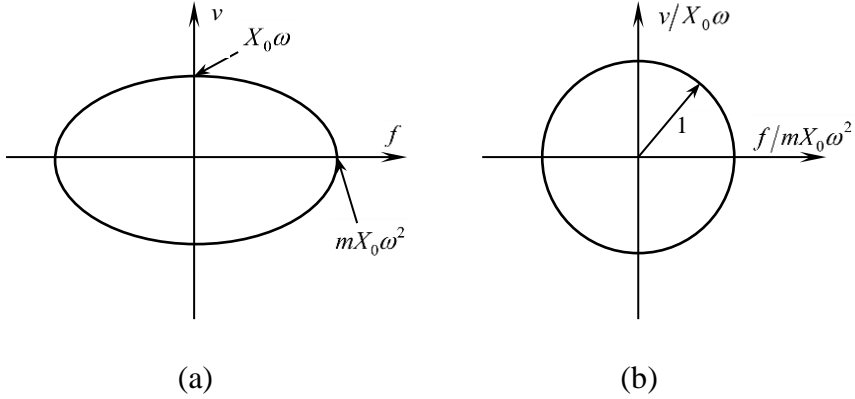
$$\frac{v^2}{(X_0 \omega)^2} + \frac{f^2}{(mX_0 \omega^2)^2} = 1 \quad (5.5)$$

Bu denklemden görüldüğü gibi, yer eğrisi eksen uzunlukları $X_0 \omega$ ve $mX_0 \omega^2$ olan bir elipstir (Şekil 5.1a). Yer eğrisi v - f -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.

ii) Yay Yüğü

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

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



Şekil 5.1 Atalet Yükünün Harmonik Hareket İçin Yer Eğrisi

biçiminde hareket ettirilsin. Bu durumda uygulama noktasının hızı aşağıdaki gibi olur.

$$v = \dot{x} = X_0\omega \cos \omega t \quad (5.7)$$

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

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

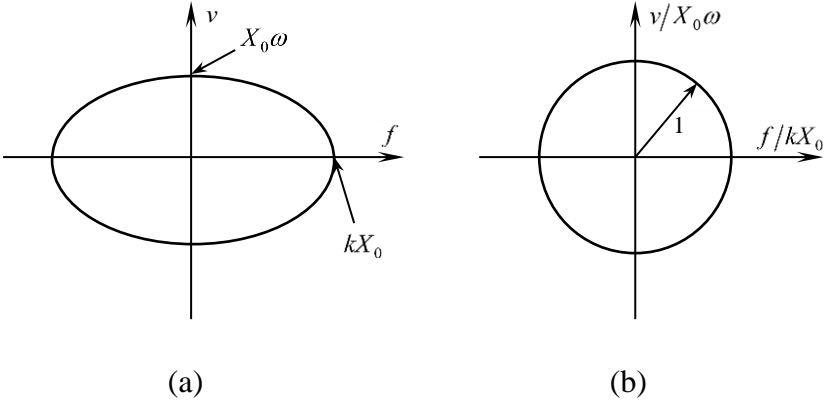
Denklem (5.7)'den $\cos \omega t$, denklem (5.8)'den $\sin \omega t$ bulunursa ve bunların kareleri alınarak toplanırsa aşağıdaki denklem bulunur.

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

Bu denklemden görüldüğü gibi, yer eğrisi eksen uzunlukları $X_0\omega$ ve kX_0 olan bir elipstir (Şekil 5.2a). Yer eğrisi v - f -düzlemi yerine, normalize edilmiş $v/(X_0\omega)$ ve $f/(kX_0)$ eksenlerinin oluşturduğu düzlemde çizilirse Şekil 5.2b'deki birim yarıçaplı daire bulunur.

iii) Sürtünme Yükleri

Doğada karşılaşılan sürtünme özelliğinin meydana getirdiği yüklere sürtünme yükleri denir. Bunlar arasında kuru (Coulomb) sürtünme, viskoz sürtünme, tutukluk ve rüzgar sürtünmesi sayılabilir.



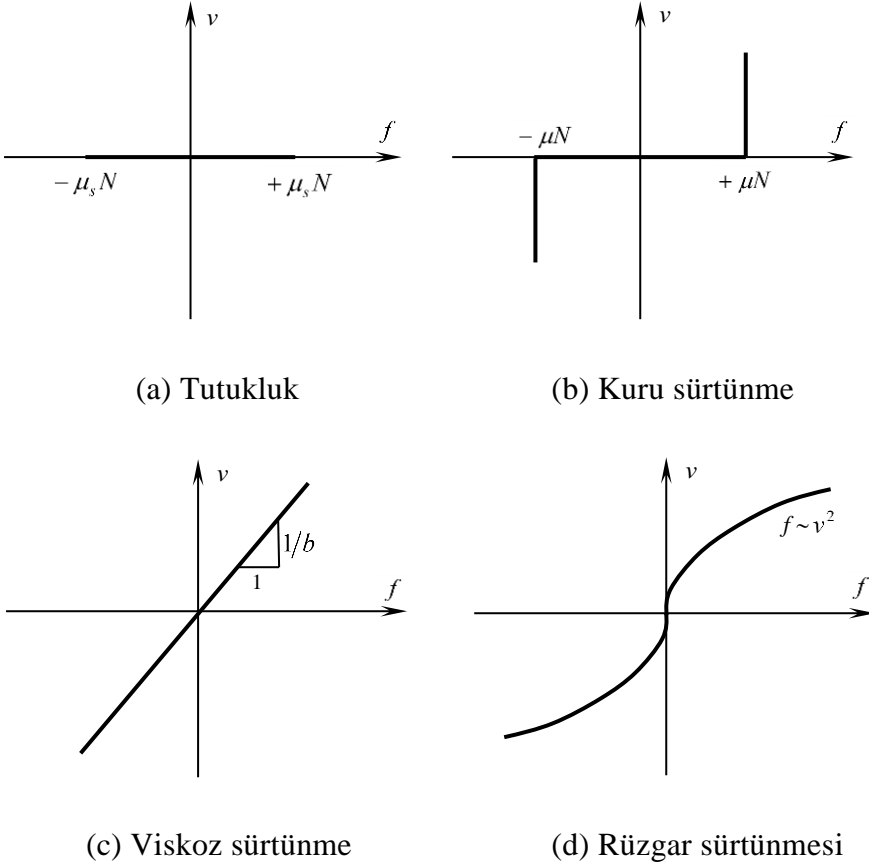
Şekil 5.2 Yay Yükünün Harmonik Hareket İçin Yer Eğrisi

Sistemlerin dinamik incelemelerinde sürtünme özellikleri sönmüleyici 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.

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.

iv) Karmaşık Yükler

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



Şekil 5.3 Bazı Sürtünme Yükleri

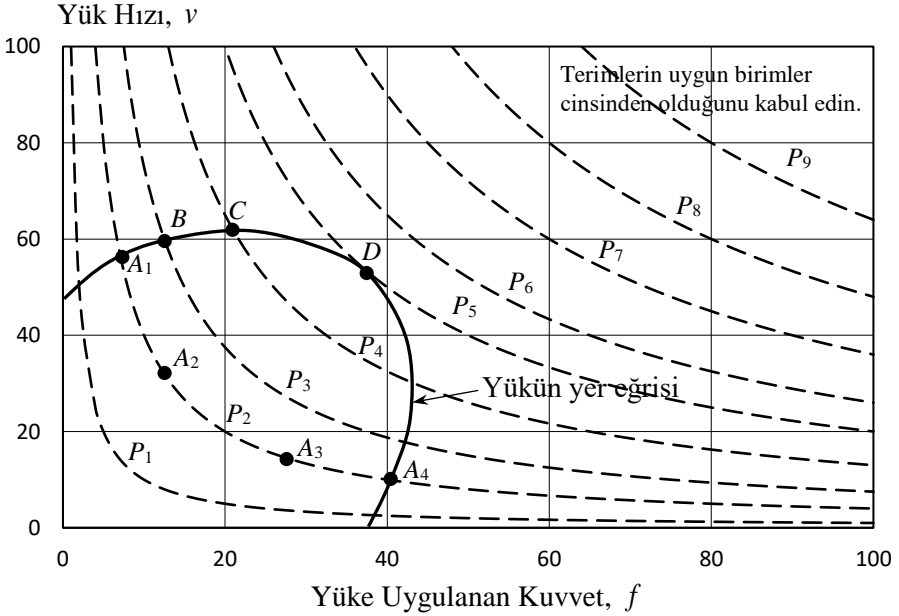
5.2 Yükün Gerektirdiği Güç

Öteleme hareketi yapan mekanik sistemlerde bir yüke kuvvet uygulandığında yüke verilen güç (P) aşağıdaki gibidir.

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

Burada v ve f 'nin referans yönlerinin aynı olduğu kabul edilmektedir. vf -düzleminde sabit bir P güç değerine 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 ona ait hiperbol de orijinden o kadar uzaktadır. Örneğin, Şekil 5.4'de görülen eğrilerde $P_1 < P_2 < P_3 < P_4 < \dots$ olarak alınmıştır. (Terimlerin uygun birimler cinsinden olduğunu kabul edin.) Şimdi aynı vf -düzleminde bir yükün yer eğrisi verilmiş olsun. Herhangi bir anda yüke sağlanan kuvvet ve hızın, vf -düzleminde gösterilen yer eğrisinin üzerinde veya içinde 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 yük eğrisinin içinde A_2, A_3 ya da A_4 'de 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.



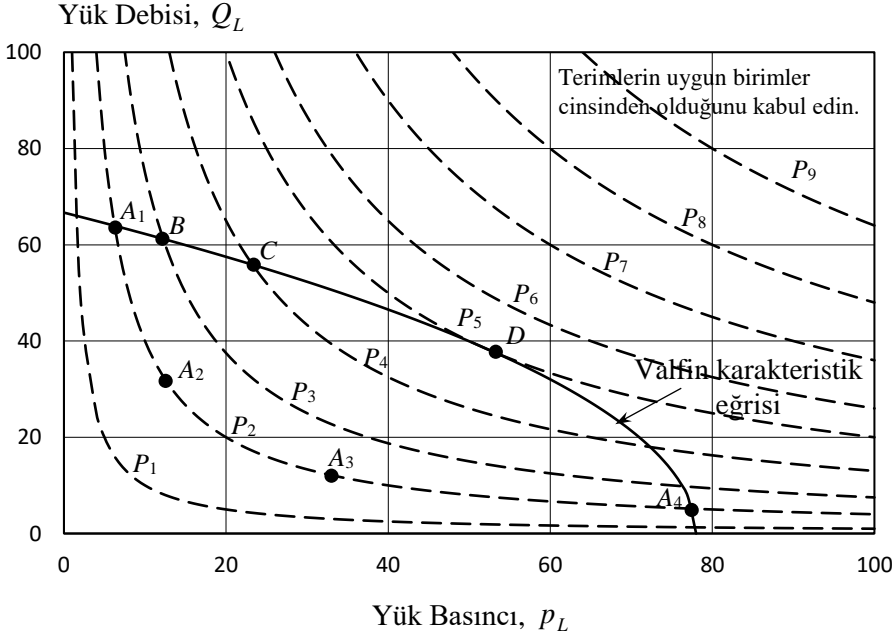
Şekil 5.4 Yükün Yer Eğrisi ve Sabit Güç Hiperbolleri

5.3 Bir Kontrol Valfinden Sağlanabilecek Güç

Bir akışkan gücü kontrol sistemi tarafından yüke verilen güç aşağıdaki gibidir.

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

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.



Şekil 5.5 Valf Karakteristiği ve Sabit Güç Hiperbollerini

Hidrolik valflerin daha önceki bölümlerde elde edilen karakteristik eğrileri de $Q_L p_L$ -düzleminde çizilmiştir. Şimdi bir yükü kontrol amacı ile kullanmayı düşündüğümüz bir valfin karakteristik eğrisi de Şekil 5.5'deki $Q_L p_L$ -düzleminde çizilmiş olsun. Valf açıklığı ile Q_L veya p_L değiştirilerek valf çıkışındaki yük debisi Q_L ve yük basıncı p_L , $Q_L p_L$ -düzleminde gösterilen karakteristik eğrinin üzerinde

veya içinde herhangi bir yerde olabilir. Eğer sistem karakteristik eğrinin üzerinde A_1 gibi bir noktada çalışsaydı, bu nokta aynı zamanda P_2 güç düzeyine ait hiperbolün de üzerinde olduğundan valfin sağlayacağı güç seviyesi P_2 olurdu. Çalışma noktası A_2 , A_3 ya da A_4 olsaydı valfin sağlayacağı güç yine P_2 olacaktı. Valfin sağladığı güç B noktasında P_3 , C noktasında P_4 , D noktasında ise P_5 olacaktı. Şekilden görüldüğü gibi valfin karakteristik 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 valflerin maksimum güç noktasındaki debi ve basınç değerleri, yük basıncı sıfırkenki yük debileri ve yük debisi sıfırkenki yük basınçları Tablo 5.1’de özetlenmiştir.

Hidrolik sistemin mekanik bir sistemi sürmesi bir eyleyici pistonu veya hidrolik motor aracılığıyla yapılır. Eyleyici pistonunun alanı A_a ise, valf çıkışındaki yük debisi ve yük basıncı ile pistonun hızı ve uyguladığı kuvvet arasında aşağıdaki ilişkiler vardır.

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

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

Bu denklemler kullanılırsa Şekil 5.5’deki valf karakteristik eğrisi ve hiperboller vf -düzleminde de gösterilebilir.

Pnömatik valflerin karakteristik eğrileri ise $\dot{y}p_L -$, yani vp_L -düzleminde çizilmiştir. Pnömatik valflerin 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 açılma hızına (ω) dönüşüm yapılır. Eğriler de ωT -düzlemine taşınır.

Tablo 5.1.1 Sabit Basıncılı Kaynakla Çalıştırılan Valflerin 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		$Q_0 = \gamma G \sqrt{\frac{p_s - p_e}{2}}$	$Q_0 = \frac{\gamma}{\sqrt{2}} G \sqrt{p_s - p_e}$	$Q_0 = \sqrt{2} \gamma G \sqrt{p_s - p_e}$	$Q_0 = \frac{\gamma}{\sqrt{2}} G \sqrt{p_s - p_e}$
Yük Debisi Sıfırken Yük Basıncı		$p_0 = p_s - p_e$	$p_0 = \frac{p_s - p_e}{2}$	$p_0 = \frac{\gamma}{1 + \gamma^2} (p_s - p_e)$	$p_0 = \frac{[1 - (1 - \gamma)^2](p_s - p_e)}{2[1 + (1 - \gamma)^2]}$
Maksimum Güç Değerleri	Yük Debisi	$Q_m = \frac{\gamma}{\sqrt{6}} \sqrt{p_s - p_e}$	$Q_m = \frac{\gamma}{\sqrt{6}} \sqrt{p_s - p_e}$	$\gamma = 1$ için, $Q_m = \sqrt{\frac{2}{3}} G \sqrt{p_s - p_e}$	$\gamma = 1$ için, $Q_m = \frac{G}{\sqrt{6}} \sqrt{p_s - p_e}$
	Yük Basıncı	$p_m = \frac{2}{3} (p_s - p_e)$	$p_m = \frac{1}{3} (p_s - p_e)$	$\gamma = 1$ için, $p_m = \frac{1}{3} (p_s - p_e)$	$\gamma = 1$ için, $p_m = \frac{1}{3} (p_s - p_e)$
	Güç	$P_m = \sqrt{\frac{2}{27}} G (p_s - p_e)^{\frac{3}{2}}$	$P_m = \frac{\gamma}{\sqrt{54}} (p_s - p_e)^{\frac{3}{2}}$	$\gamma = 1$ için, $P_m = \sqrt{\frac{2}{27}} G (p_s - p_e)^{\frac{3}{2}}$	$\gamma = 1$ için, $P_m = \frac{G}{\sqrt{54}} (p_s - p_e)^{\frac{3}{2}}$
Tanımlar*		$G = C_d w X \sqrt{\frac{2}{\rho}}$	$G = C_d w X \sqrt{\frac{2}{\rho}}$	$G = C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}}$	$G = C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}}$

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

Tablo 5.1.2 Sabit Basıncılı Kaynakla Çalıştırılan Hidrolik Valflerin Karakteristik Eğrilerinin Özellikleri

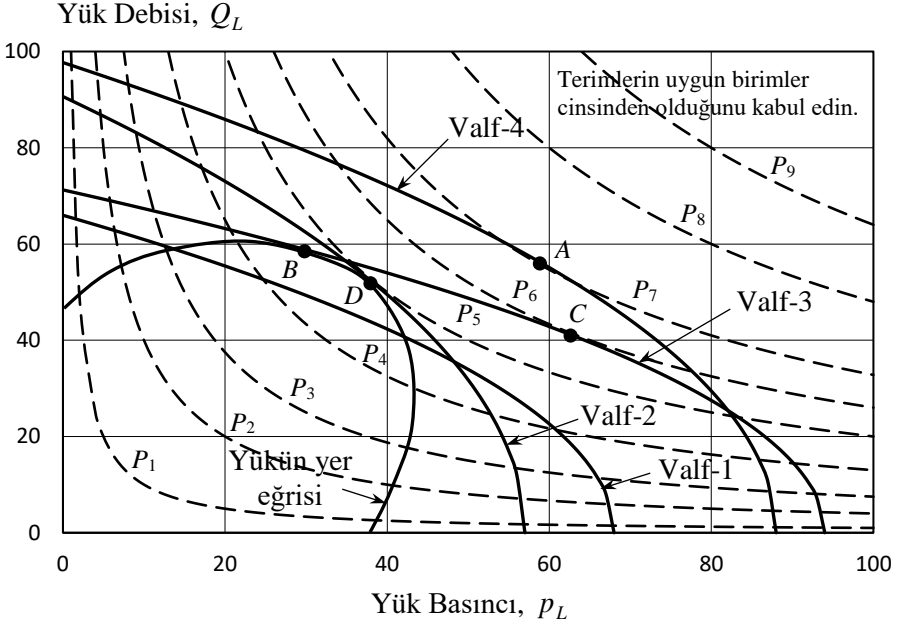
Özellikler		1-Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	2-Değişken Kollu Tam Köprü Devresi	4-Değişken Kollu Tam Köprü Devresi
Yük Basıncı Sıfırken Yük Debisi		$Q_0 = \frac{\gamma}{\sqrt{(2-\gamma)^2 + 4}} G \sqrt{p_s - p_e}$	$Q_0 = \frac{\gamma}{\sqrt{2}} G \sqrt{p_s - p_e}$	$Q_0 = \sqrt{2} \gamma G \sqrt{p_s - p_e}$
Yük Debisi Sıfırken Yük Basıncı		$p_0 = \frac{[1 - (1-\gamma)^2](p_s - p_e)}{2[(1-\gamma)^2 + 1]}$	$p_0 = \frac{4\gamma(p_s - p_e)}{[1 + (1-\gamma)^2][1 + (1+\gamma)^2]}$	$p_0 = \frac{2\gamma}{1 + \gamma^2} (p_s - p_e)$
Maksimum Güç Değerleri	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, $Q_m = \sqrt{\frac{2}{3}} G \sqrt{p_s - p_e}$
	Yük Basıncı	$\gamma = 1$ için, $p_m = 0,276(p_s - p_e)$	$\gamma = 1$ için, $p_m = 0,4854(p_s - p_e)$	$\gamma = 1$ için, $p_m = \frac{2}{3}(p_s - p_e)$
	Güç	$\gamma = 1$ için, $P_m = 0,066G(p_s - p_e)^{\frac{3}{2}}$	$\gamma = 1$ için, $P_m = 0,192G(p_s - p_e)^{\frac{3}{2}}$	$\gamma = 1$ için, $P_m = \sqrt{\frac{8}{27}} G(p_s - p_e)^{\frac{3}{2}}$
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.

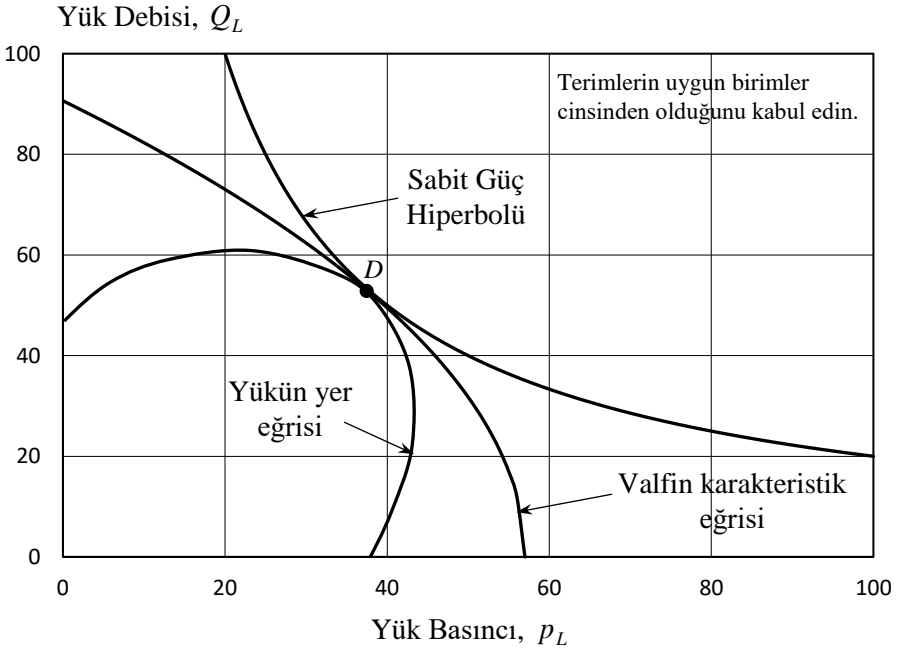
5.4 Yüke Uygun Valf Seçilmesi

Bir yük ve 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 ωf -düzlemi (dönel sistemlerde ωT -düzlemi) veya Q_{LP_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 yer 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 bu valf de 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 valftir. Şekil 5.6'dan görüldüğü gibi bu 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 yükle valf arasındaki en uyumlu durum tekrardan ayrı olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.6 Yüke Uygun Valf Seçilmesi



Şekil 5.7 Yük ile Valf Arasındaki En Uyumlu Durum

VALFLERDEKİ ÇALIŞMA KUVVETLERİ

Akışkan gücü kontrol sistemlerinde kullanılan valflerin açılıp kapatılmaları elle yapılabileceği gibi elektrikli, elektromıknatıslı, pnömatik veya hidrolik sürücülerle de sağlanabilir. Valfi 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 tasarlanabilmesi için valfin çalışma sırasında gerektireceği açma-kapama kuvvetlerinin bilinmesine ihtiyaç vardır. Aynı durum çok kademeli valflerde ileri kademeleri süren eyleyici elemanların tasarımı için de geçerlidir. Çalışma kuvvetlerinin bazıları valfin kararlılığını bozacak niteliktedir. Valflerin 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.

Valflerde çalışma kuvvetleri iki sebepten dolayı ortaya çıkar. Birincisi valfin mekanik yapısı dolayısıyla ortaya çıkan kuvvetlerdir. Örneğin, yaylarla merkezlenmiş bir makaralı valfte, 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. Valflerdeki çalışma kuvvetlerinin ikinci sebebi ise, valf açıklığını değiştiren elemanla temas halindeki akışkan ortamın elemana uyguladığı basınçtır. Akışkan ortamdaki 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 valflerde kararsızlığa neden olan ve çoğunlukla durağan olmayan kuvvetler incelenmiştir.

6.1 Durağan Çalışma Kuvvetleri

6.1.1 Makaralı Valflerde 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 hacme momentum teoremini uygulayarak aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$F = \rho QV \cos \theta \quad (6.1)$$

Burada ρ akışkanın yoğunluğu, Q hacimsel debidir. V ise *vena contracta*’daki hız olup, orifis üzerindeki basınç düşmesi Δp cinsinden aşağıdaki gibidir.

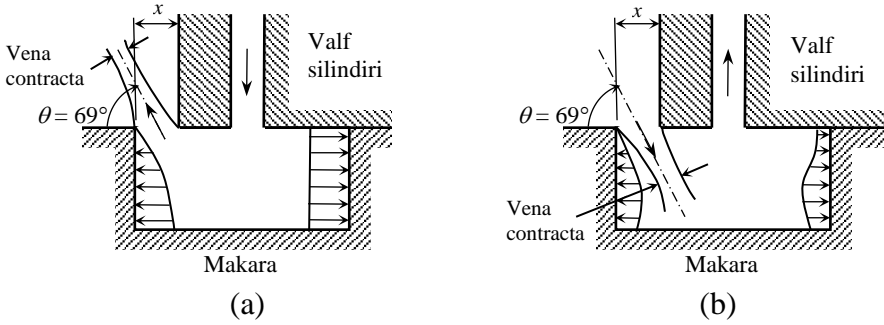
$$V = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (6.2)$$

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

$$Q = C_d wxV \quad (6.3)$$

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.

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



Şekil 6.1 Makaralı Valfte Eksenel Kuvvetin Oluşumu

Potansiyel akış teorisi uygulanarak yapılan çalışmalar Şekil 6.1(a)'daki θ açısının 69° olduğunu göstermektedir. Bu değer bulunurken makara ile valf silindiri arasındaki radyal yöndeki mesafenin sıfır olduğu ve orifisin 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 θ açısı yaklaşık olarak 69° alınır. $\theta = 69^\circ$ için $\cos \theta = 0,36$ olarak bulunur. Diğer yandan, $C_d = 0,625$ alınırsa, denklem (6.4) aşağıdaki hale gelir.

$$F = 0,45 \Delta p wx \cong 0,5 \Delta p wx \quad (6.5)$$

Makaraya uygulanan kuvvet orifisin akış alanı A cinsinden ise aşağıdaki gibidir.

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

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. Valfi açmaya çalışan sürücü eleman, valfi kapatmaya çalışan bir yaya karşı çalışıyor gibidir. Kuvvetin yönü akışın yönüne bağlı olmayıp, Şekil 6.1'de verilen her iki durum için de valfi kapatmaya çalışır. Makaralı valflerde sabit valf açıklığında görülen bu kuvvete *eksenel statik valf kuvveti* veya *Bernoulli kuvveti* denir.

Akışkan gücü kontrolünde kullanılan valflerin 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 valfte (Şekil 3.3) seri halde iki port vardır. Simetri dolayısıyla portlar üzerindeki basınç düşmeleri aynı alınır, makaraya uygulanan net eksenel kuvvet F_t aşağıdaki gibidir.

$$F_t = 2(0,5\Delta pwx) \quad (6.7)$$

Her bir porttaki basınç düşmesi ise,

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

olduğundan, makaraya uygulanan net kuvvet aşağıdaki gibi elde edilir.

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

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

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

Valflerde eksenel kuvvetlerin azaltılması için bazı çalışmalar

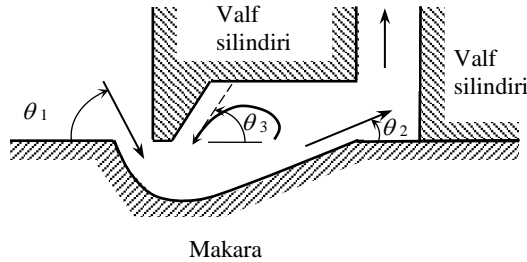
yapılmıştır.¹ Şekil 6.2’de bu amaçla geliştirilen özel bir port yapısı görülmektedir. Bu portta makaranın profili şekildeki gibi değiştirilmiş, silindir tarafına da bir boşluk koyulmuştur. Bu boşlukta oluşan vorteks oldukça zayıf olup, θ_3 açısıyla gelen akışın hızı düşük ve momentumu ihmal edilecek kadar azdır. Bu varsayım ile, eksenel yönde momentum denklemi uygulandığında makaraya uygulanan kuvvet için yaklaşık olarak aşağıdaki ifade bulunur.

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

Denklemler (6.2) ve (6.3) kullanılarak yukarıdaki ifadeden Q ve V yok edilirse aşağıdaki denklem bulunur.

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

Bu denklemde geçen θ_1 ve θ_2 açıları uygun seçilerek makaraya uygulanan kuvvetin işareti negatif yapılabilir. Bu yüzden Şekil 6.2’deki porta *negatif kuvvet portu* 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 valfin (Şekil 3.2) 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 net eksenel kuvvet azaltılabilir.



Şekil 6.2 Negatif Kuvvet Portu

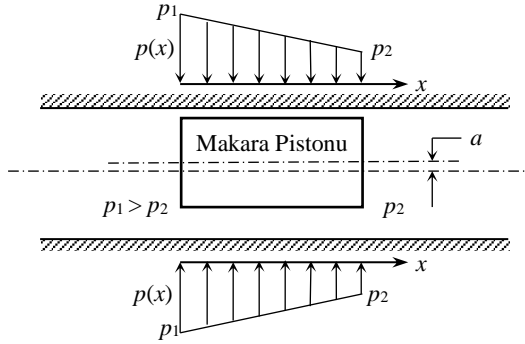
¹ Blackburn, J.F. ve diğerleri, *Fluid Power Control*, The M.I.T. Press, Cambridge, Massachusetts, 1960.

6.1.2 Makaralı Valflerde Lateral Kuvvetler

Makaralı valflerde 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 kilitlenme* denir. Hidrolik kilitlenme meydana geldikten sonra valfin tekrar çalışır hale getirilebilmesi için kaynak basıncının sıfıra düşürülmesi ve kilitlenme çözüldükten sonra sistemin tekrar başlatılması gerekir.

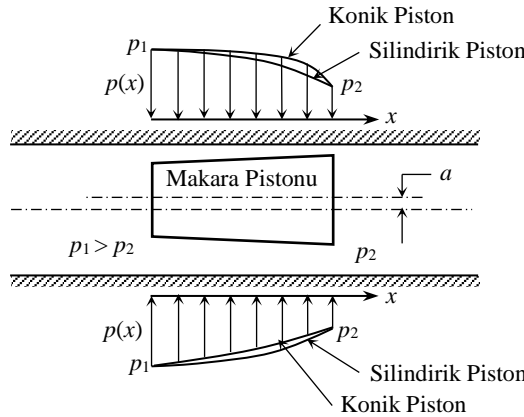
Hidrolik kilitlenmenin hangi durumlarda ortaya çıkabileceğinin belirlenebilmesi için lateral kuvvetlerin oluşum mekanizmasının iyi anlaşılması gereklidir. Bu amaçla önce Şekil 6.3'de basitleştirilerek çizilmiş olan bir makara pistonu ve valf silindirini inceleyelim. Bu şekil ideal bir durumu canlandırmakta 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 laminerdir. 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 doğru lineer olarak düşer. Bu husus pistonun hem alt, hem de üst kenarı için geçerli olduğundan, pistonun üst 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



Şekil 6.3 İdeal Makara Pistonunun Yan Yüzeyinde Basınç Dağılımı

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 silindirik 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

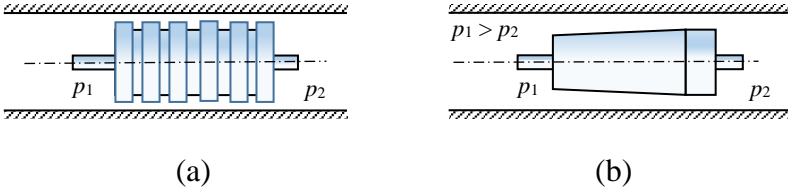


Şekil 6.4 Konik Makara Pistonunun Yan Yüzeyinde Basınç Dağılımı (Durum-1)

Lateral kuvvetler sadece konik pistonlarda ortaya çıkmaz. Pistonların yan yüzeylerindeki basınç dağılımını bozabilecek her etken benzer sonuç verebilir. Mesela makara pistonunun yüksek basınç uygulanan 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 kilitlenme olmasını gerektirmez. Hidrolik kilitlenmenin olabilmesi için hem lateral kuvvetlerin oluşması, hem de pistonun valf silindirinine doğru yaklaşma hareketinin başka etkenler tarafından bozulmadan yeterli bir zaman süresi boyunca devam etmesi gereklidir. Kilitlenmenin olması için geçmesi gereken zamana *kilitlenme 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. Kilitlenme 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 kilitlenme süresi yine uzar.

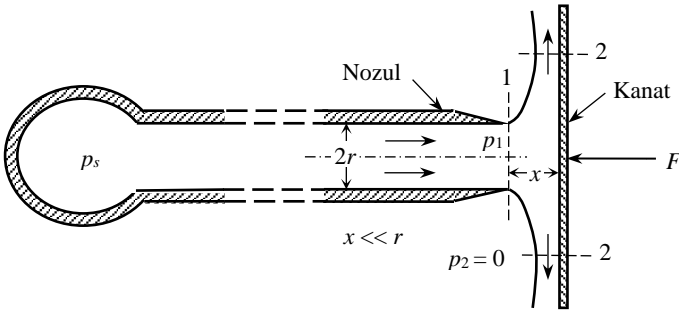
Hidrolik kilitlenmenin meydana gelmesini önlemek için kullanılan bir yöntem, makaraya bulunduğu yerde sürekli bir titreşim vererek kilitlenme prosesini bozmaktır. Bu amaçla servovalflere kontrol sinyalinin üzerine bindirilmiş olarak yüksek frekansta bir *silkeleme sinyali (dither sinyali)* verilir. Bu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



Şekil 6.6 Hidrolik Kilitlenmeyi Engelleyen Yapısal Önlemler

6.1.3 Kanat-Nozul Vallerinde Kanada Uygulanan Kuvvetler

Kanat-nozul mekanizması üstün kontrol özelliklerinden dolayı kontrol valflerinin 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 kenarının 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 Valinde 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 olur.

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

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 aşağıdaki gibi bulunur.

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

Hacimsel debi Q ise aşağıdaki gibidir.

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

Nozul çıkışındaki p_a basıncını kaynak basıncına göre ihmal edilecek kadar küçük kabul ederek kaynakla nozul çıkışı arasında Bernoulli denklemi yazılırsa,

$$p_s = \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (6.16)$$

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 alınmıştır. Boşaltma katsayısı C_d 'dir. Bu sistem için 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 ($p_2 = 0$ olarak):

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

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

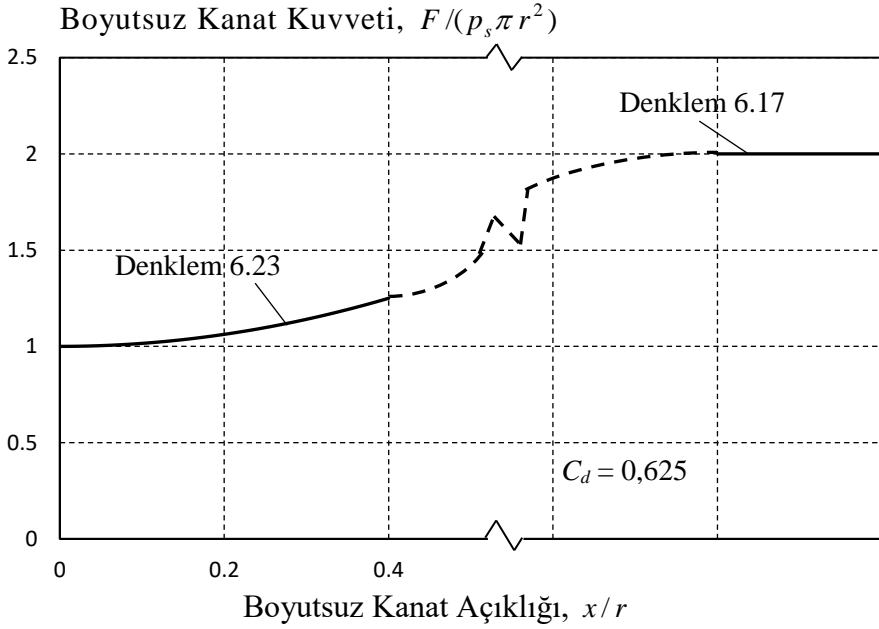
$$V_1 \pi r^2 = V_2 C_d 2\pi r x \quad (6.22)$$

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

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

Bu denklem incelendiğinde, $x=0$ için sonucun denklem (6.13)'e indirgendiği 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, denklemler (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_0 'dır. $x_0 \ll r$ olduğu kabul edilecektir. Kanadın konumu, merkez konumundan olan uzaklığı x cinsinden tanımlansın. Bu sistemde her bir nozuldan çıkan akışkanın kanat üzerine uyguladığı kuvvet, denklem (6.23) kullanılarak aşağıdaki gibi yazılabilir.



Şekil 6.8 Tek Nozullu Kanat-Nozul Valfinde Kanat Kuvveti

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

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

Kanada uygulanan net kuvvet ise,

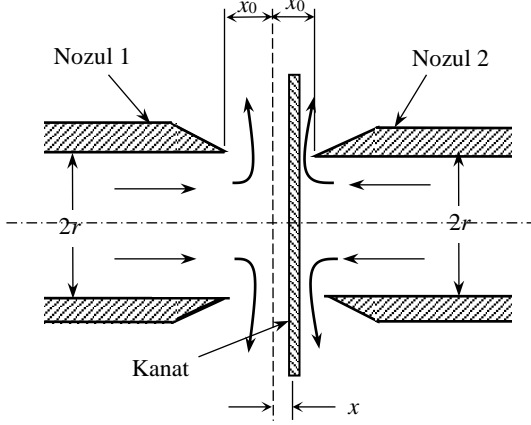
$$F = F_1 - F_2 \quad (6.26)$$

olduğundan aşağıdaki gibi elde edilir.

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

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 kiriş yapısına sahiptir.



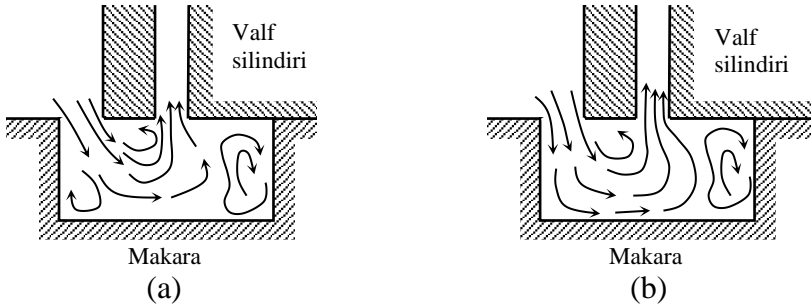
Şekil 6.9 Çift Nozullu Kanat-Nozul Valfinde Kanat Kuvvetinin Bulunması

6.2 Valf Kararsızlığı ve Kararsızlık Yaratan Kuvvetler

Bir kontrol valfi 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. Kontrol sistemi tasarlanırken uygun kontrol parametreleri seçilerek sistemin kararlı olması ve arzu edilen performansa sahip olması sağlanır. Ancak akışkan gücü kontrol sistemlerinde sadece dış çevrimler dikkate alınarak kararlı bir sistem tasarlanmıştır bile olsa, yine de kararsız davranışlar görülebilir. Bu kararsızlıklar valflerin içindeki basınç ileten hatlar üzerinden olan iç geribeslemeler sonucu valfin kararsız hale gelmesinden ileri gelir. Bu kısımda valflerin içindeki geribeslemeler sonucu oluşan ve valflerde kararsızlık yaratabilen kuvvetler incelenecektir.

6.2.1 Akış Kararsızlığı

Valflerde 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° 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 etkisiyle* piston duvarına yapışmıştır. Şekil 6.10(a) ve 6.10(b)'deki akış düzenleri birbirinden farklı olduğu için piston yüzeylerindeki basınç dağılımları da farklıdır. Akış kararsızlığı gösteren valflerde 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.



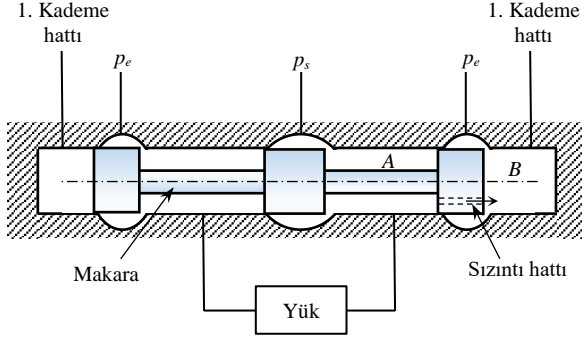
Şekil 6.10 Akış Kararsızlığı

6.2.2 Durağan Kuvvetlerin Sebep Olduğu Kararsızlıklar

i) Statik Basınç Dengesizliği

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



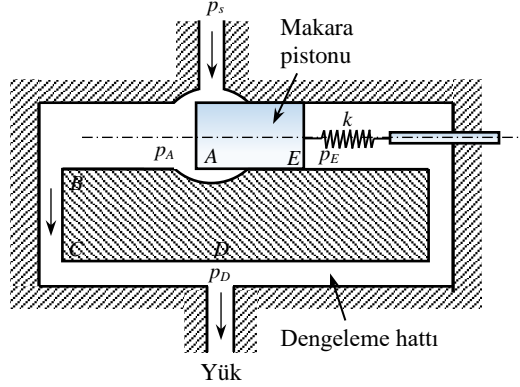
Şekil 6.11 Statik Basınç Dengesizliği

ii) Durağan Akış Kararsızlığı

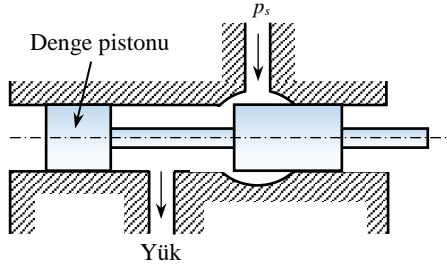
Bazı durumlarda valf içinden akış geçmezken statik basınçların sebep olduğu kuvvetler tamamen dengelenmiş olabilir. Ancak, valften sabit debide (durağan) bir akış geçirildiğinde yararsızlık ortaya çıkabilir. Bu etki Şekil 6.12'de açıkça görülmektedir. Bu valfte akış yoksa statik basıncın makara üzerine 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 D 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, $p_A > p_D$ ve $p_D = p_E$ 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 düzeneğin sertliği (k) belirler.

Bu türden bir kararsızlık etkisi, dengeleme hattı kullanmak yerine denge pistonu kullanarak (Şekil 6.13) ortadan kaldırılabılır.



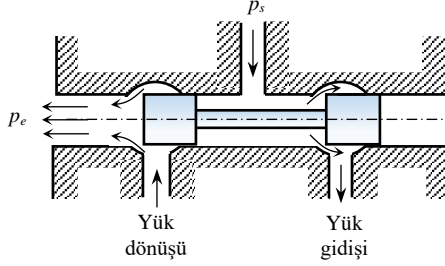
Şekil 6.12 Durağan Akış Kararsızlığı



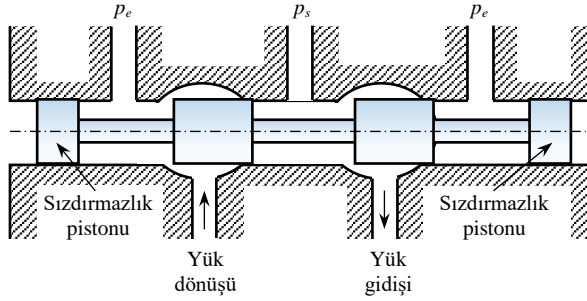
Şekil 6.13 Dengeleme Hattı Yerine Denge Pistonu Kullanılması

Statik basınç dengesi olan, ancak akış geçtiğinde kararsız olabilecek bir diğer yapı da Şekil 6.14'de görülmektedir. Bu valfte yük akışı yoksa makaraya 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 kaldırılabılır.



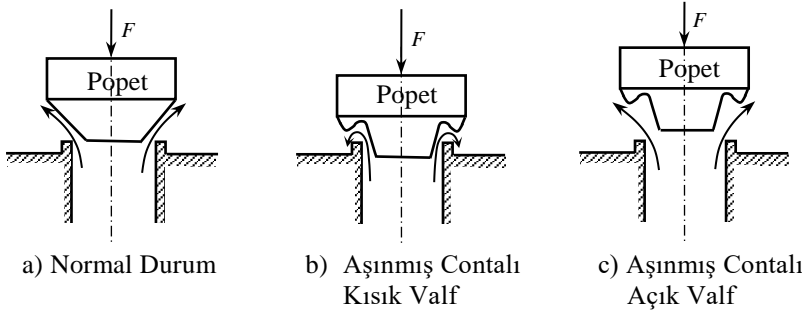
Şekil 6.14 Roket Etkisinin Yarattığı Kararsızlık



Şekil 6.15 Sızdırmazlık Pistonuyla 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 valfin contasının aşınmış olduğunu ve üzerinde oturtma yüzeyinin oluşturduğu bir girinti meydana gelmiş olduğunu düşünelim. Aşınmış contası 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 conta ve contanın üzerinde bulunduğu

popete valfi açmaya çalışan büyük bir kuvvet uygulanır. Eğer popeti süren 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 değişmesi az ve akışın conta yüzeyine uyguladığı kuvvet de Şekil 16(b)'dekine göre daha azdır. Kuvvet azaldığı için valf tekrar kapanmaya başlar. Eğer valfi 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.



Şekil 6.16 Popet Valfte Kararsızlık

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.

i) Çıkış Hattındaki İvmeden Kaynaklanan Kararsızlık

Şekil 6.17'de dengeleme hattı olan valf mekanizması tekrardan verilmiştir. 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 valften 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

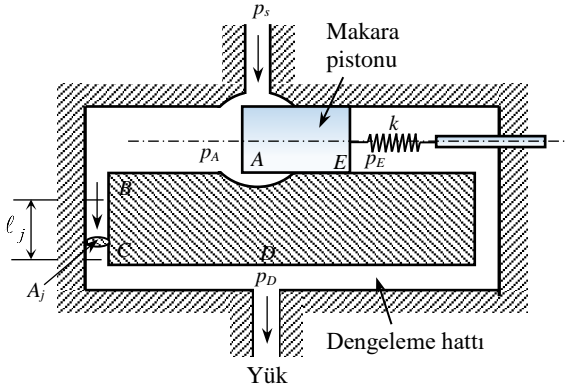
($j=1, 2, \dots, n$) meydana gelmiş olsun. Bu kısımlardan birisi üzerindeki $d\ell$ kalınlığında bir elemanı ele alalım. Bu elemandaki akışkanın kütlesi,

$$dm = \rho A_j d\ell \quad (6.28)$$

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

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

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



Şekil 6.17 Çıkış Hattındaki İvmeden Kaynaklanan Kararsızlık

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

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

Bu kuvvet eleman üzerindeki dp basınç farkının A_j alanına uygulanmasıyla sağlandığından, $d\ell$ kalınlığındaki eleman üzerindeki basınç düşmesi aşağıdaki ifadeden bulunur.

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

Hattın ℓ_j uzunluğundaki ve A_j kesit alanlı kısmındaki toplam basınç kaybı ise aşağıdaki gibidir.

$$\Delta p_j = \int_0^{\ell_j} \rho \frac{dQ}{dt} \frac{1}{A_j} d\ell = \rho \frac{dQ}{dt} \frac{\ell_j}{A_j} \quad (6.33)$$

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

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

Eğer, yük basıncının sıfır olduğu, bütün basınç kaybının valf üzerinde olduğu ve $p_s \gg p_e$ olduğu kabul edilirse, valften akan akışkanın debisi aşağıdaki gibi olur.

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

Debinin türevi ise,

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

olur. Bu ifade denklem (6.34)'de yerine koyulursa aşağıdaki denklem bulunur.

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

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 denklem (6.38)'deki gibi elde edilir.

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

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 valfte ise bunun tersi görüldüğünden bu tür kuvvetlere *negatif sönüm kuvveti* denir. Bu yüzden denklem (6.38)'in önünde eksi işareti kullanılmıştır. Bu deklemede dx/dt teriminin katsayısı bir sönüm sabiti b' olarak tanımlanırsa, sonuç kısaca aşağıdaki gibi yazılabilir.

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

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

ii) Sönüm Uzunluğu ve Kararsızlık

Sönüm uzunluğu kavramını açıklayabilmek için önce Şekil 6.18'deki gibi, esnek bağlantılara sahip U şeklindeki 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° sağa dönmekte, borunun yatay kısmında herhangi bir momentum kazancı olmadan sabit hızla akmakta, sonra da yine 90° 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 kütlelin momentumu aşağıdaki gibi değişmektedir.

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

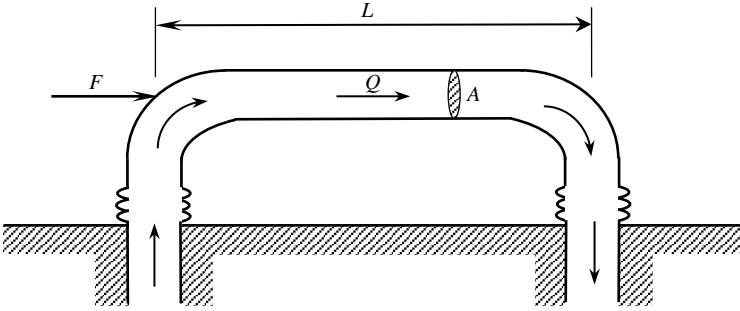
Yukarıdaki denklemde ρLA borunun yatay kısmındaki kütle, V ise bu kütlenin hızıdır. Ancak, AV çarpımını Q 'ya eşit olduğundan yukarıdaki ifade,

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

şeklinde 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.



Şekil 6.18 Yatay Boruda Momentum Kazancının Etkisi

Şimdi de Şekil 6.19(a)'daki makaralı valfin portunu ele alalım. Böyle bir valfte orifis açıklığından çıkan akışkanın açısı 69° olduğu için akışkan tarafından makaraya aşağıdaki ifadeyle tanımlanan bir Bernoulli kuvveti uygulandığı daha önce gösterilmişti.

$$F = (2C_d A p_w \cos \theta)x \quad (6.43)$$

Şimdi valften geçen akışkanın debisinin dQ/dt biçiminde değiştiği kabul edilsin. Şeklin incelenmesinden görüleceği gibi burada

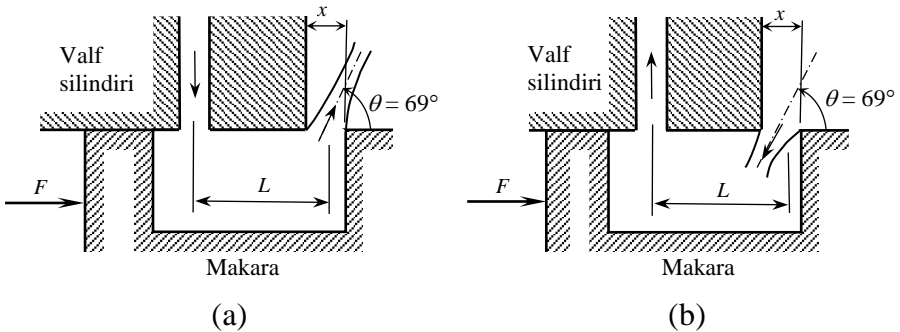
da valfin L uzunluğundaki yatay bölümünde aynı Şekil 6.18'deki gibi bir momentum kazancı olur. Bu yüzden akışkan tarafından makaraya uygulanan kuvvet denklem (6.43) ile verilene ek olarak, denklem (6.42) kadar daha fazla olur. Port üzerindeki basınç farkı p ise, akışkanın makaraya uyguladığı toplam kuvvet aşağıdaki hali alır.

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

Görüldüğü gibi debinin dQ/dt gibi değişmesi sonucu makaraya hızla orantılı bir kuvvet, yani pozitif bir sönüm kuvveti uygulanmaktadır. Eğer orifis açıklığındaki akış Şekil 6.19(b)'deki gibi ters yönde olursa, Bernoulli kuvveti yine aynı yönde (valfi kapatmaya çalışan yönde), dQ/dt ile orantılı kuvvet ters ise yönde olacağından, kuvvet ifadesi denklem (6.45)'deki gibi olur. Bu durumda hızla orantılı kuvvet negatif işaretli olur, yani makaraya negatif sönüm kuvveti uygulanır.

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

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



Şekil 6.19 Makaralı Valfte Sönüm Uzunluğu

KONTROL VALFLERİNİN MODELLENMESİ VE GERİBESLEME YÖNTEMLERİ

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 ve sistem cevabının hızlı olması istenir.

Bu bölümde hidrolik kontrol valflerinin 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 eyleyici pistonunun konumu

ölçülerek geriye beslenir. Bu türden geribeslemelerin kullanıldığı sistemler ise daha sonra Bölüm 8’de incelenecektir.

7.1 Lineerleştirilmiş Valf Karakteristiği

Hidrolik valflerin 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 4-yollu bir valfin karakteristik eğrileri özellikle merkez konumu dolayında birbirine paralel, eşit aralıklı ve düz doğruya yakındır. Açık merkezli dört yollu valf, hidrolik valfler arasında lineerliği (doğrusallığı) en fazla olan elemandır. Sabit basınçlı kaynakla çalışan diğer valflerin lineerlikleri daha azdır. Sabit debili kaynakla çalıştırılan valfler 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.¹ 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. $Q_L = Q_{L0}$, $x = x_0$, $p_L = p_{L0}$ gibi bir çalışma noktasından olan küçük sapmalar ΔQ_L , Δx ve Δp_L arasındaki ilişki aşağıdaki gibi doğrusal bir denklemlle ifade edilebilir.

$$\Delta Q_L = \left. \frac{\partial Q_L}{\partial x} \right|_{p_{L0}} \Delta x + \left. \frac{\partial Q_L}{\partial p_L} \right|_{x_0} \Delta p_L \quad (7.2)$$

¹ Ercan, Y., *Mühendislik Sistemlerinin Modellenmesi ve Dinamiği*, Literatür, ISBN 978-975-04-0107-7, İstanbul, 2015.

Bu denklemde Δx 'in katsayısı olan terim valf kazancı olarak tanımlanır ve genellikle K ile gösterilir. Δp_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 denklemle ifade edilir.

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

Valfin basınç hassasiyeti K' ise aşağıdaki gibi tanımlanır.

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

Yukarıdaki denklemlerde geçen K , C , K' katsayılarına valfin diferansiyel katsayıları denir. Bölüm 3'de incelenen hidrolik valflerin bazı çalışma noktalarındaki diferansiyel katsayıları Tablolar 7.1.1 ve 7.1.2'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 eyleyicinin hareketli 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 eyleyici pistonunun yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına olabilecek sızıntıları karşılar. Bu debi bileşenleri aşağıda ayrı ayrı incelenmektedir.

i) 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 pistonun hızı \dot{y} arasındaki ilişki aşağıdaki gibidir.

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

Tablo 7.1.1 Sabit Basıncılı Kaynakla Çalıştırılan Hidrolik Valflerin Diferansiyel Katsayıları

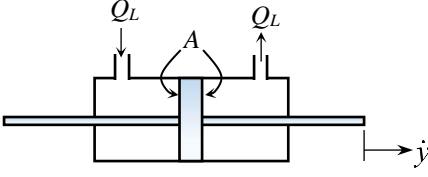
Diferansiyel Katsayılar		Seri Devre	Kapalı Merkezli 3-Yollu Valf, $p_1 = (p_s + p_e)/2$	2-Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi, $p_1 = (p_s + p_e)/2$	1-Değişken Kollu Yarım Köprü Devresi, $p_1 = (p_s + p_e)/2$
Valf Kazancı, K	$p_L = 0$ 'da	$K_0 = \frac{G}{X} \sqrt{\frac{p_s - p_e}{2}}$	$K_0 = \frac{G}{X} \sqrt{\frac{p_s - p_e}{2}}$	$K_0 = \frac{G}{X} \sqrt{2(p_s - p_e)}$	$K_0 = \frac{G}{X} \sqrt{\frac{p_s - p_e}{2}}$
	Maksimum Güç Noktasında	$K_m = \frac{G}{X} \sqrt{\frac{p_s - p_e}{6}}$	$K_m = \frac{G}{X} \sqrt{\frac{p_s - p_e}{6}}$	$\gamma = 1$ için, $K_m = 1,321 \frac{G}{X} \sqrt{p_s - p_e}$	$\gamma = 1$ için, $K_m = \frac{G}{X} \sqrt{\frac{5}{6}(p_s - p_e)}$
Yük Hassasiyeti, C	$p_L = 0$ 'da	$C_0 = \gamma G \sqrt{\frac{1}{8(p_s - p_e)}}$	$C_0 = \gamma G \sqrt{\frac{1}{2(p_s - p_e)}}$	$C_0 = G \sqrt{\frac{2}{p_s - p_e}}$	$C_0 = (2 - \gamma)G \sqrt{\frac{1}{2(p_s - p_e)}}$
	Maksimum Güç Noktasında	$C_m = \gamma G \sqrt{\frac{3}{8(p_s - p_e)}}$	$C_m = \gamma G \sqrt{\frac{3}{2(p_s - p_e)}}$	$\gamma = 1$ için, $C_m = G \sqrt{\frac{6}{p_s - p_e}}$	$\gamma = 1$ için, $C_m = G \sqrt{\frac{3}{2(p_s - p_e)}}$
Basıncı Hassasiyeti, K'	$p_L = 0$ 'da	$K'_0 = \frac{2}{\gamma X} (p_s - p_e)$	$K'_0 = \frac{1}{\gamma X} (p_s - p_e)$	$K'_0 = \frac{1}{X} (p_s - p_e)$	$K'_0 = \frac{1}{(2 - \gamma)X} (p_s - p_e)$
	Maksimum Güç Noktasında	$K'_m = \frac{2}{3\gamma X} (p_s - p_e)$	$K'_m = \frac{1}{3\gamma X} (p_s - p_e)$	$\gamma = 1$ için, $K'_m = \frac{0,539}{X} (p_s - p_e)$	$\gamma = 1$ için, $K'_m = \frac{0,913}{X} (p_s - p_e)$

Not: G terimlerinin tanımları Tablo 5.1'de, diğer tanımlar Bölüm 3'ün ilgili kısımlarında verildiği gibidir.

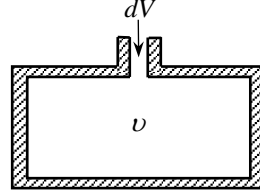
Tablo 7.1.2 Sabit Basınçlı Kaynakla Çalıştırılan Hidrolik Valflerin Diferansiyel Katsayıları

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	$K_0 = \frac{2}{\sqrt{(2-\gamma)^2 + 4X}} \frac{G}{X} \sqrt{p_s - p_e}$	$K_0 = \frac{G}{X} \sqrt{\frac{p_s - p_e}{2}}$	$K_0 = \frac{G}{X} \sqrt{2(p_s - p_e)}$
	Maksimum Güç Noktasında	$\gamma = 1$ için, $K_m = 0,971 \frac{G}{X} \sqrt{p_s - p_e}$	$\gamma = 1$ için, $K_m = 0,805 \frac{G}{X} \sqrt{p_s - p_e}$	$\gamma = 1$ için, $K_m = 1,321 \frac{G}{X} \sqrt{p_s - p_e}$
Yük Hassasiyeti, C	$p_1 > p_2$ $p_L = 0$ 'da	$\gamma = 1$ için, $C_0 = G \sqrt{\frac{5}{16(p_s - p_e)}}$	$\gamma = 1$ için, $C_0 = 0,530 \frac{G}{\sqrt{p_s - p_e}}$	$\gamma = 1$ için, $C_0 = \frac{G}{\sqrt{2(p_s - p_e)}}$
	Maksimum Güç Noktasında	$\gamma = 1$ için, $C_m = 0,690 \frac{G}{\sqrt{p_s - p_e}}$	$\gamma = 1$ için, $C_m = 0,815 \frac{G}{\sqrt{p_s - p_e}}$	$\gamma = 1$ için, $C_m = 0,548 \frac{G}{\sqrt{p_s - p_e}}$
Basınç Hassasiyeti, K'	$p_L = 0$ 'da	$\gamma = 1$ için, $K'_0 = \frac{1,6}{X} (p_s - p_e)$	$\gamma = 1$ için, $K'_0 = \frac{1,334}{X} (p_s - p_e)$	$\gamma = 1$ için, $K'_0 = \frac{2}{X} (p_s - p_e)$
	Maksimum Güç Noktasında	$\gamma = 1$ için, $K'_m = \frac{1,407}{X} (p_s - p_e)$	$\gamma = 1$ için, $K'_m = \frac{0,988}{X} (p_s - p_e)$	$\gamma = 1$ için, $K'_m = \frac{2,411}{X} (p_s - p_e)$

Not: G terimlerinin tanımları Tablo 5.1'de, diğer tanımlar Bölüm 3'ün ilgili kısımlarında verildiği gibidir.



Şekil 7.1 Eyleyici Silindiri



Şekil 7.2 Akışkan Dolu Hücre

ii) 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 β olan sıkıştırılabilir bir sıvıyla dolu olduğu kabul edilsin. Eğer hücreye dV hacminde bir miktar daha sıvı zorla ilave edilirse, hücredeki kütle artışı sıvının yoğunluğu ρ ve dV cinsinden aşağıdaki gibidir.

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

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 aşağıdaki ifade bulunur.

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

Sıvının balk modülü β aşağıdaki gibi tanımlanır.

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

Yani,

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

eşitliği geçerlidir. Denklem (7.8)'deki $d\rho/\rho$ yerine denklem (7.10)'dan dp/β koyulursa aşağıdaki ifade bulunur.

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

Yukarıdaki 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 olduğunu ve pistonun silindir içinde hareket etmediğini varsayalım. Eğer pistonun A tarafına Q_L debisinde hidrolik sıvı verilirse, B tarafından da yine Q_L debisinde sıvı alınır, denklem (7.12)'den p_A ve p_B basınçlarının zamana göre türevleri aşağıdaki gibi bulunur.

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

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

Yük basıncı p_L

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

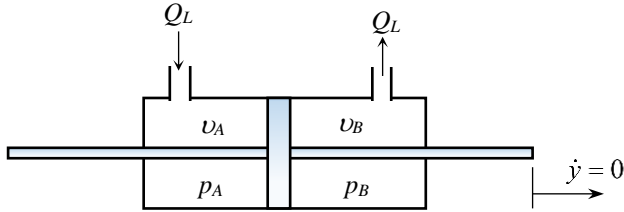
olduğundan aşağıdaki denklem elde edilir.

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

Hidrolik akışkanın sıkıştırılabilirliğinin yarattığı en kötü durum, eyleyici pistonunun en yumuşak olduğu durumdur. Eğer akışkan sıkıştırılmaz olsaydı, Şekil 7.3'deki gibi bir Q_L debisinin yaratacağı \dot{p}_L değeri sonsuz olurdu. Akışkanın sıkıştırılabilirliği arttıkça \dot{p}_L 'nin 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 'nin v_A 'ya göre türevi alınarak sıfıra eşitlenirse, \dot{p}_L değerini minimum yapan v_A değeri $v_A = v_t/2$ olarak elde edilir. Eyleyici pistonu merkez konumundayken bir yanında kalan hacim $v = v_t/2$ olarak tanımlanırsa, en kötü durum için denklem (7.16)'dan aşağıdaki denklemler yazılabilir.

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

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



Şekil 7.3 Hareketsiz Pistonlu Eyleyici Silindiri

iii) 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 alınırsa, p_A ve p_B basınçlarının türevleri denklem (7.20)'den aşağıdaki gibi bulunur.

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

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

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 değeri sonsuz olurdu. Yapının esnekliği arttıkça \dot{p}_L 'nin 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. Eyleyici pistonunun bir tarafında kalan hacim ne kadar küçükse o tarafın yapısını oluşturan elemanlar da küçük olacağından yapısal esneklik sabiti de o kadar küçük olur. Yapısal esneklik sabitinin hacimle orantılı olduğu kabul edilirse (orantı sabiti α olsun), denklem (7.23) aşağıdaki hali alır.

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

Eğer yukarıdaki denklemde \dot{p}_L 'nin v_A 'ya göre türevi alınarak sıfıra eşitlenirse, \dot{p}_L değerini minimum yapan v_A değeri $v_A = v_t/2$ olarak elde edilir. Eyleyici 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.

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

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

iv) Eyleyici Pistonu Sızıntısı

Şekil 7.3'deki silindirde pistonun hareketsiz, hidrolik sıvının sıkıştırılmaz, silindir gövdesinin de rijit olduğu, ancak piston çevresince silindirin bir tarafından diğer tarafına sızıntı olduğu varsayalım. 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 $p_L = p_A - p_B$ ile orantılıdır. Orantı sabiti C_2 ise, sızıntıdan kaynaklanan yük debisi için aşağıdaki denklem yazılabilir.

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

v) *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.

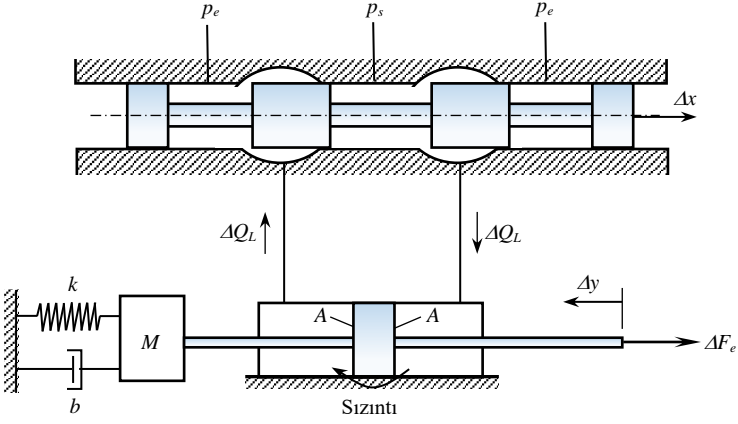
$$Q_L = A\dot{y} + \frac{1}{2}\left(\frac{v}{\beta}\right)\dot{p}_L + \frac{1}{2}K_e\dot{p}_L + C_2p_L \quad (7.28)$$

Yukarıdaki denklem $Q_L = Q_{L0}$, $y = y_0$ ve $p_L = p_{L0}$ gibi belirli bir çalışma noktasından olan küçük sapmalar ΔQ_L , Δy ve Δp_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 Valfle Açık Çevrim Kontrolü

Şekil 7.4'de verilen şematik diyagramda, kütle-yay-sönümleyiciden oluşan bir yükün 4-yollu bir valfle kontrol edilişi görülmektedir. Sistemin kontrol girişi, valf makarasının merkez konumundan ayrılma miktarı x 'dir. Çıkış değişkeni ise yük kütleğine doğrudan bağlı olan eyleyici pistonunun konumu y 'dir. Eyleyici pistonuna uygulanan dış kuvvet F_t bozucu girişdir. p_s ve p_e 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 pistonun silindirin ortasında olduğu kabul edilecektir. Valf içindeki hacimlerin, silindir ve bağlantı hatlarının hacimlerine göre çok daha küçük olduğu varsayılacaktır. Bu yüzden akışkan sıkıştırılabilirliği ve yapısal esneklik sadece eyleyici silindiri ve buna bağlı hatlar için önemlidir. Pistonun etrafında sızıntı olduğu kabul edilecektir.



Şekil 7.4 Kütleye bağlı Valf Mekanizmasının Çevrim Kontrolü

Sistemin analizi yapılırken valf mekanizmasının merkez konumuna karşılık gelen statik durum çalışma noktası olarak kabul edilecek ve bu durumdan olan küçük sapmalar için lineer analiz uygulanacaktır. Çalışma noktasında $x=0$, $y=\dot{y}=0$, $Q_L=0$, $p_L=0$ ve $F_e=0$ olup, denklemler türetilirken Δx , Δy , $\Delta \dot{y}$, ΔQ_L , ... 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 olan valf kazancı ve yük hassasiyetidir. Yük pistonu silindirin ortasında, yük debisi için denklem (7.29)'dan aşağıdaki ifade yazılabilir.

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

Denklem (7.30) ve (7.31) arasında ΔQ_L yok edilirse aşağıdaki denklem elde edilir.

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

Diğer taraftan yük kütlelerine Newton'un 2. kanunu uygulanırsa aşağıdaki denklem bulunur.

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

Denklemler (7.32) ve (7.33) arasında Δp_L yok edilirse, çıkış değişkeni Δy 'yi kontrol girişi Δx ve bozucu giriş ΔF_e cinsinden tanımlayan aşağıdaki diferansiyel denklem elde edilir.

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

Yukarıdaki denklemde geçen θ_1 ve θ_2 terimleri aşağıdaki gibi tanımlıdır.

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

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

Denklem (7.34)'ün her iki tarafı A ile çarpılıp, başlangıç koşulları sıfır kabul edilerek Laplace transformu alınırsa aşağıdaki ifade bulunur.

$$\begin{aligned} \left[\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k \right] \Delta y(s) \\ = AK\Delta x(s) - (\theta_1 s + \theta_2) \Delta F_e(s) \end{aligned} \quad (7.37)$$

Bu denklemden Δx ile Δy ve ΔF_e ile Δy 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 $k=0$ alınarak yük yayı ortadan kaldırılırsa, kütle-sönümleyici yükü için denklem (7.37)'den aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\begin{aligned} & [\theta_1 Ms^2 + (\theta_1 b + \theta_2 M)s + \theta_2 b + A^2] \Delta \dot{y}(s) \\ & = AK \Delta x(s) - (\theta_1 s + \theta_2) \Delta F_e(s) \end{aligned} \quad (7.40)$$

Bu denklemden Δx ile $\Delta \dot{y}$ ve ΔF_e ile $\Delta \dot{y}$ arasındaki transfer fonksiyonları aşağıdaki gibi bulunur.

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

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

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. Δx_s ve ΔF_{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 (7.43)'den 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 (7.44) ise, eyleyici pistonunun dış kuvvetlere karşı sertliğinin valf ve piston parametreleri tarafından değil, sadece yükün yay sabiti tarafından belirlendiğini göstermektedir.

$k = 0$ olduğunda sistem konum kontrolü yerine hız kontrolü yapar hale gelir. Δx_s ve ΔF_{es} büyüklüğündeki basamak girişlerin sebep olacağı durağan hız değerleri Laplace transformunun son değer teoreminden aşağıdaki gibi elde edilir.

$$(\Delta \dot{y})_s = \frac{AK}{\theta_2 b + A^2} \Delta x_s \quad (7.45)$$

$$(\Delta \dot{y})_s = \frac{-\theta_2}{\theta_2 b + A^2} \Delta F_{es} \quad (7.46)$$

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 doğal 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 $\theta_2 b + A^2$ terimine

göre azalır, ω_n 'nin değeri ve dolayısıyla sistemin cevap hızı artar. θ_1 ve θ_2 'nin denklemler (7.35) ve (7.36) ile verilen tanımları dikkate alınır, sistemin cevap hızının artırılması için eyleyici silindirin ve silindiri besleyen hatların hacimlerinin azaltılması ve rijit yapılması gerektiği görülür. Bu yüzden, cevap hızının önemli olduğu uygulamalarda servovalfler eyleyici silindirin hemen üzerine monte edilir.

Denklem (7.47)'den sistemin sönüm oranı aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\zeta = \frac{\theta_1 b + \theta_2 M}{2\sqrt{\theta_1 M (\theta_2 b + A^2)}} \quad (7.49)$$

Bu denklemden görüldüğü gibi, sönüm oranının değeri valf kazancı K 'ya bağlı değildir. Denklem (7.49)'da geçen parametrelerden M genellikle tasarım verisi olarak verilir. θ_1 'in değeri istenen sistem cevap hızını elde edecek şekilde seçilir. A 'nın değeri ise yükün gerektirdiği maksimum kuvvet veya ivme tarafından belirlenir. Dolayısıyla ζ 'nın uygun bir değere getirilebilmesi, geri kalan θ_2 ve b parametrelerinin ayarlanmasıyla sağlanır. ζ 'nın değerinin genelde 0,7 veya biraz üzerinde olması arzu edilir. ζ 'nın değerini artırmak için açık merkezli bir valf kullanılabilir. Bu durumda C sabiti yüksek olduğundan θ_2 büyüktür. ζ 'nın değerini artırmanın diğer bir yolu da eyleyici pistonu etrafındaki sızıntıyı kasıtlı olarak artırarak C_2 'nin değerini büyütmektir. Her iki durumda da sistemden ısı halindeki güç kaybı ve bunun sonucu sistem sönümü artar. Ancak sistem verimi de düşer.

7.4 Mekanik Kol Geribeslemeli Valfle Kütle-Yay-Sönümleyici Yükünün Kontrolü

Şekil 7.5'de verilen şematik diyagramda, eyleyici pistonu ile valf makarası arasında mekanik kol bağlantısı olan 4-yollu bir valfle yapılan kontrol görülmektedir. Yükün kütle, yay ve sönümleyiciden oluştuğu kabul edilmiştir. Sistemin kontrol girişi, kol ucunun konumu x_i , çıkış değişkeni ise yük kütleğine doğrudan bağlı olan eyleyici pistonunun konumu y 'dir. Eyleyici pistonuna uygulanan dış kuvvet F_e bozucu girişdir. p_s ve p_e sırasıyla kaynak ve dönüş basınçlarıdır. Yük,

$$\Delta x = \frac{f}{e+f} \Delta x_i - \frac{e}{e+f} \Delta y \quad (7.50)$$

Bu denklemden Δx alınarak denklem (7.37)'de yerine koyulursa aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\begin{aligned} & \left[\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 \right. \\ & \left. + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k + \frac{AKe}{e+f} \right] \Delta y(s) \\ & = \frac{AKf}{e+f} \Delta x_i(s) - (\theta_1 s + \theta_2) \Delta F_e(s) \end{aligned} \quad (7.51)$$

Bu denklemden Δx_i ile Δy ve ΔF_e ile Δy arasındaki transfer fonksiyonları aşağıdaki gibi bulunur.

$$\frac{\Delta y(s)}{\Delta x_i(s)} = \frac{AK \left(\frac{f}{e+f} \right)}{\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k + \frac{AKe}{e+f}} \quad (7.52)$$

$$\frac{\Delta y(s)}{\Delta F_e(s)} = \frac{-(\theta_1 s + \theta_2)}{\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k + \frac{AKe}{e+f}} \quad (7.53)$$

Sistemin Statik Davranışı

Sistemin Δx_{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 ΔF_{es} büyüklüğündeki basamak bozucu kuvvet girişine durağan cevabı ise denklem (7.53)'den aşağıdaki gibi bulunur.

$$\Delta y_s = - \frac{1}{k + \frac{eAK}{(e+f)\theta_2}} \Delta F_{es} \quad (7.56)$$

Bu ifade denklem (7.44) ile karşılaştırılırsa, eyleyici pistonunun dış kuvvetlere karşı sertliğinin mekanik kol geribeslemesi sayesinde 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 aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k + \frac{AKe}{e+f} = 0 \quad (7.57)$$

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.

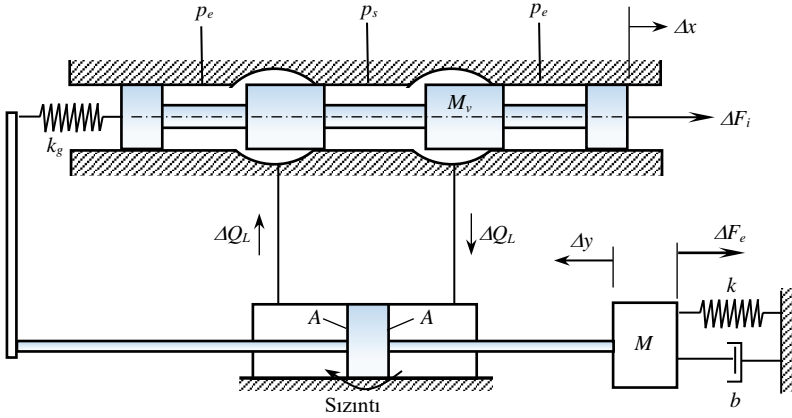
$$(\theta_1 b + \theta_2 M)(\theta_2 b + A^2) > \theta_1 MKA \left(\frac{e}{e+f} \right) \quad (7.59)$$

Yukarıdaki eşitsizliklerde iki tarafın değerleri birbirine yaklaştıkça sistem marjinal kararlılığa doğru gider. Sistem parametrelerinin kararlılığa etkileri (7.59) numaralı eşitsizlikten daha kolaylıkla görülmektedir. θ_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 (eyleyici pistonu etrafındaki sızıntının artırılması) sistemin kararlılığını iyileştirir. Kararlılığın iyileştirilmesi için ister θ_2 , ister b artırılсын, her iki durumda da sistemde ısıya dönüştürülen güç artar.

7.5 Kuvvet Geribeslemeli Valfle 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 eyleyici 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, eyleyici pistonunun konumu y ise sistem çıkışıdır. Eyleyici 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 pistonun silindirin ortasında olduğu kabul edilecektir.

Valf içindeki hacimler eyleyici silindiri ve bağlantı hatlarının hacimlerine göre çok daha küçüktür. Dolayısıyla, yapısal esneklik ve akışkan sıkıştırılabilirliği sadece eyleyici silindiri ve bunu besleyen hatlar için önemlidir. Eyleyici pistonu etrafında sızıntı olduğu kabul edilecektir.



Şekil 7.6 Kuvvet Geribeslemeli Valfle Kontrol

Sistemin analizi yapılırken valf makarasının merkez konumuna karşılık gelen statik durum çalışma noktası olarak alınacaktır. Bu durumda eyleyici pistonu silindirin ortasında, geribesleme yayı serbest boydadır. Çalışma noktasında $F_i = 0$, $x = 0$, $y = \dot{y} = 0$, $Q_L = 0$, $p_L = 0$ ve $F_e = 0$ olup, denklemler türetilirken ΔF_i , Δx , Δy , $\Delta \dot{y}$, ΔQ_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 eyleyici pistonuna uygulanan kuvvet piston üzerindeki diğer kuvvetlere göre ihmal edilirse, denklem (7.33) ve dolayısıyla aşağıda tekrar verilen denklem (7.37) de geçerlidir.

$$\begin{aligned} & \left[\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k \right] \Delta y(s) \\ & = AK \Delta x(s) - (\theta_1 s + \theta_2) \Delta F_e(s) \end{aligned} \quad (7.60)$$

Geribesleme yayının valf makarasına uyguladığı kuvvet ise makaraya uygulanan diğer kuvvetler yanında ihmal edilemeyecek kadar büyüktür. Makara kütlelerine Newton'un 2. Kanunu uygulanırsa aşağıdaki denklem elde edilir.

$$M_v \Delta \ddot{x} = -b' \Delta \dot{x} - k_v \Delta x + \Delta F_i - k_g (\Delta y + \Delta x) \quad (7.61)$$

Bu ifadede M_v makara kütlelerini, $b' \Delta \dot{x}$ makaraya uygulanan

Sistemin Statik Davranışı

Sistemin ΔF_{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 ΔF_{es} büyüklüğündeki basamak bozucu kuvvet girişine durağan cevabı ise denklem (7.65)'den aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\Delta y_s = - \frac{1}{k + \frac{AKk_g}{\theta_2(k_v + k_g)}} \Delta F_{es} \quad (7.68)$$

Bu ifade denklem (7.44) ile karşılaştırılırsa, eyleyici pistonunun dış kuvvetlere karşı sertliğinin kuvvet geribeslemesiyle daha arttığı görülür.

Sistemin Dinamik Davranışı

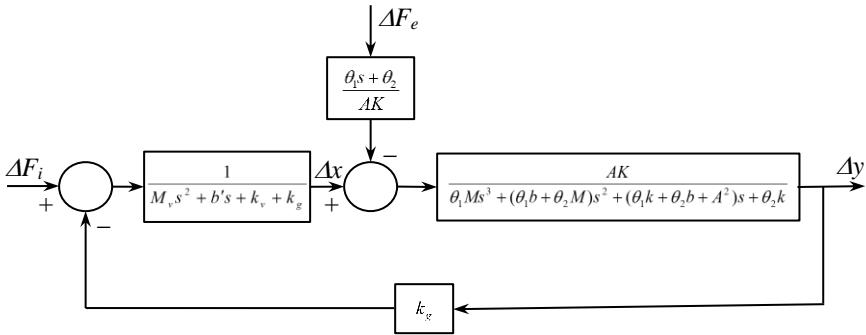
Denklem (7.60) ve denklem (7.62) blok diyagramı halinde Şekil 7.7'deki gibi gösterilebilir. Valf kazancı K 'nın bu sistemin dinamik davranışı üzerindeki etkisi, karakteristik denklemin köklerinin değişen K değerleri için çizilen yer eğrilerinden görülebilir. Yer eğrileri sistemin açık çevrim transfer fonksiyonunun kutuplarından başlar. Sistemin açık çevrim transfer fonksiyonu ise Şekil 7.7'den aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$G(s)H(s) = \frac{AKk_g}{\left[\theta_1 Ms^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M)s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2)s + \theta_2 k \right] (M_v s^2 + b' s + k_v + k_g)} \quad (7.69)$$

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 valflerin istenmeyen bir özelliğidir.

7.6 Yük Basıncı Geribeslemeli Valfle 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.



Şekil 7.7 Kuvvet Geribeslemeli Sistemin Blok Diyagramı

daha küçük olduğu varsayılmaktadır. Bu yüzden, akışkan sıkıştırılabilirliği ve yapısal esneklik sadece eyleyici silindiri ve bunu besleyen hatlar için önemli olmaktadır. Eyleyici pistonu etrafında sızıntı olduğu kabul edilecektir.

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 eyleyici pistonuna uyguladığı kuvvet piston üzerindeki diğer kuvvetlere göre ihmal edilirse, aşağıda tekrar verilen denklemler (7.33) ve (7.37) de geçerlidir:

$$A\Delta p_L = M\Delta\ddot{y} + b\Delta\dot{y} + k\Delta y + \Delta F_e \quad (7.70)$$

$$\begin{aligned} & \left[\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k \right] \Delta y(s) \\ & = AK\Delta x(s) - (\theta_1 s + \theta_2) \Delta F_e(s) \end{aligned} \quad (7.71)$$

Geribesleme pistonu tarafından makaraya uygulanan kuvvet aşağıdaki gibidir.

$$\Delta F_g = A_p \Delta p_L \quad (7.72)$$

Denklem (7.70)’den Δp_L çözümlenerek 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 olarak anılır ve aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$K_p = \frac{A_p k}{A} \quad K_v = \frac{A_p b}{A} \quad K_a = \frac{A_p M}{A} \quad (7.75)$$

Geribesleme yayı ve geribesleme pistonu tarafından uygulanan kuvvetler dikkate alınarak makara kütlelerine Newton'un 2. kanunu uygulanırsa aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\begin{aligned} M_v \Delta \ddot{x} = & -b' \Delta \dot{x} - k_v \Delta x + \Delta F_i - k_g (\Delta y + \Delta x) \\ & - K_a \Delta \ddot{y} - K_v \Delta \dot{y} - K_p \Delta y - \frac{A_p}{A} \Delta F_e \end{aligned} \quad (7.76)$$

Bu ifadede M_v makara kütlelerini, $b' \Delta x$ makaraya uygulanan 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 (7.76)'nın Laplace transformu başlangıç koşulları sıfır kabul edilerek alınır, aşağıdaki ifade bulunur.

$$\begin{aligned} (M_v s^2 + b' s + k_v + k_g) \Delta x(s) = & -k_g \Delta y(s) + \Delta F_i(s) \\ & - (K_a s^2 + K_v s + K_p) \Delta y(s) - \frac{A_p}{A} \Delta F_e(s) \end{aligned} \quad (7.77)$$

Denklem (7.71) ve (7.77) arasında Δx yok edilirse, eyleyici pistonunun konumu Δy ile ΔF_i ve ΔF_e arasında aşağıdaki denklem bulunur.

$$\begin{aligned} & \left\{ \begin{aligned} & \left[\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 \right. \\ & \left. + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k \right] (M_v s^2 + b' s + k_v + k_g) \\ & \left. + AK (K_a s^2 + K_v s + K_p) + AK k_g \right\} \Delta y(s) \\ & = AK \Delta F_i(s) - \left[(\theta_1 s + \theta_2) (M_v s^2 + b' s + k_v + k_g) + KA_p \right] \Delta F_e(s) \end{aligned} \right. \quad (7.78) \end{aligned}$$

Bu denklemden ΔF_i ile Δy ve ΔF_e ile Δy arasındaki transfer fonksiyonları aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{\Delta y(s)}{\Delta F_i(s)} = \frac{AK}{\left[\theta_1 Ms^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M)s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2)s + \theta_2 k \right] (M_v s^2 + b's + k_v + k_g) + AKk_g + AK(K_a s^2 + K_v s + K_p)} \quad (7.79)$$

$$\frac{\Delta y(s)}{\Delta F_e(s)} = \frac{-\left[(\theta_1 s + \theta_2)(M_v s^2 + b's + k_v + k_g) + KA_p \right]}{\left[\theta_1 Ms^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M)s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2)s + \theta_2 k \right] (M_v s^2 + b's + k_v + k_g) + AKk_g + AK(K_a s^2 + K_v s + K_p)} \quad (7.80)$$

Sistemin Statik Davranışı

Sistemin ΔF_{is} büyüklüğündeki bir basamak kontrol girişine durağan cevabı Laplace transformunun son değer teoreminden yararlanarak denklem (7.79)'dan aşağıdaki gibi bulunur.

$$\Delta y_s = \frac{AK}{\theta_2 k(k_v + k_g) + AKk_g + KA_p k} \Delta F_{is} \quad (7.81)$$

Eğer $A_p = 0$ alınırsa, bu denklem kuvvet geribesleme için daha önce elde edilen denklem (7.66)'ya indirgenir. Denklem (7.81)'de $k \neq 0$ ise; $A_p \neq 0$ alındığı takdirde verilen bir ΔF_{is} değeri için elde edilecek Δy , değeri $A_p = 0$ için elde edilecek değere göre daha azdır. Zira yük yayı tarafından uygulanan kuvvet, makaraya uygulanan kontrol girişi ΔF_{is} 'nin değerini azaltıcı bir etki yaratır. $k = 0$ iken ise denklem (7.81) aşağıdaki hali alır.

$$\Delta y_s = \frac{1}{k_g} \Delta F_{is} \quad (7.82)$$

Sistemin ΔF_{es} büyüklüğündeki basamak bozucu kuvvet girişine durağan cevabı ise denklem (7.80)'den aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\Delta y_s = - \frac{\theta_2(k_v + k_g) + KA_p}{\theta_2 k(k_v + k_g) + AKk_g + AKK_p} \Delta F_{es} \quad (7.83)$$

Bu denklemde K_p 'nin denklem (7.75)'de verilen tanımı kullanılarak terimler yeniden düzenlenirse, aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\Delta y_s = - \frac{1}{k + \frac{AKk_g}{\theta_2(k_v + k_g) + KA_p}} \Delta F_{es} \quad (7.84)$$

Bu ifadede $A_p = 0$ alınır, kuvvet geribeslemeli valf için daha önce elde edilen denklem (7.68) bulunur. $A_p \neq 0$ 'ın denklem (7.84)'e ilave edilmesi, ΔF_{es} teriminin katsayısının büyüklüğünü artırır. Yani, yük basıncı geribeslemesinin sisteme eklenmesiyle eyleyici pistonunun dış kuvvetlere karşı sertliği azalır ve sistemin statik performansı kötüleşir.

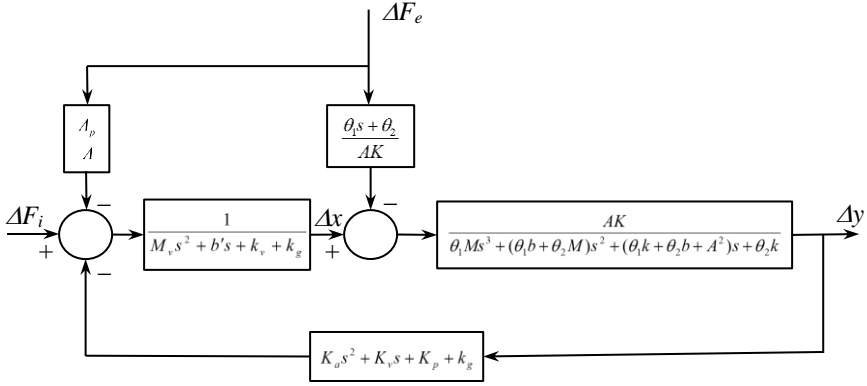
Sistemin Dinamik Davranışı

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 elde edilir.

$$G(s)H(s) = \frac{AK(K_a s^2 + K_v s + K_p + k_g)}{\left[\theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k \right] (M_v s^2 + b' s + k_v + k_g)} \quad (7.85)$$

Bu ifadeden görüldüğü gibi, yük basıncı geribeslemeli sistemin açık çevrim kutupları daha önce incelenen kuvvet geribeslemeli sistemin açık çevrim kutupları gibidir. İfadenin paydasındaki ilk çarpan üç adet, ikinci çarpan ise iki adet açık çevrim kutbu gelmektedir. Bölüm 7.5'de belirtildiği gibi, birinci çarpan gelen kutupların ikisi kompleks eşlenik, birisi ise gerçektir. İkinci çarpan

gelen kutuplar ise kompleks eşleniktir. İkinci çarptandan gelen eşlenik kutuplar, birinci çarptandan 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.

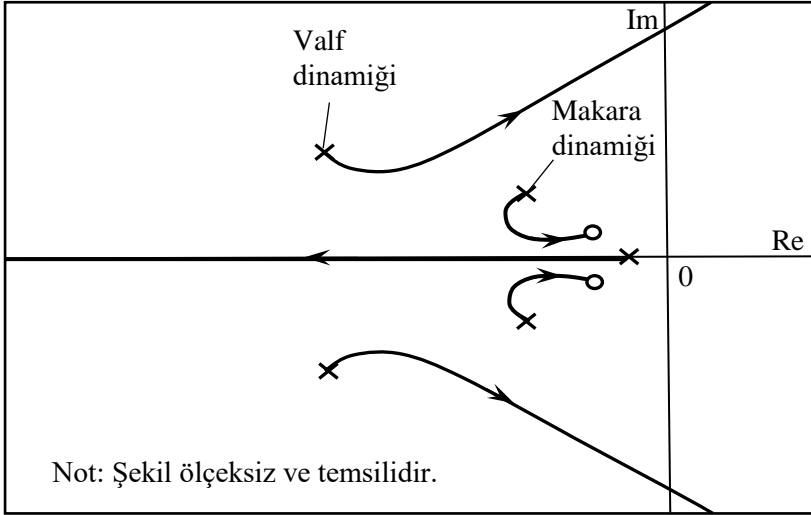


Şekil 7.10 Yük Basıncı Geribeslemeli Sistemin Blok Diyagramı

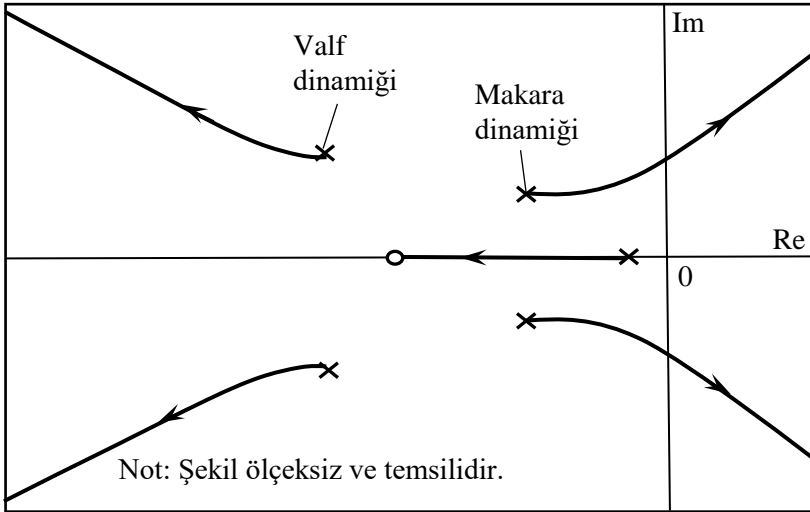
Valf kazancı K 'nın sistemin dinamik davranışı üzerindeki etkisi, karakteristik denklemin köklerinin değişen K değerleri için çizilen yer eğrilerinden görülebilir. Yukarıdaki kabuller içinde çizilen tipik bir yer eğrisi Şekil 7.11'deki gibidir. Şekilden görüldüğü gibi, sanal eksene yakın olan eşlenik açık çevrim kutuplarından çıkan kollar, valf kazancı K artırıldığında, kuvvet geribeslemeli sistemde olduğu gibi sanal eksenin sağına geçerek sonsuza gitmek yerine, açık çevrim sıfırlarına gitmektedir. Sanal eksenden 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 7.11 Yük Basıncı Geribeslemeli Sistem İçin Köklerin Tipik Yer Eğrisi



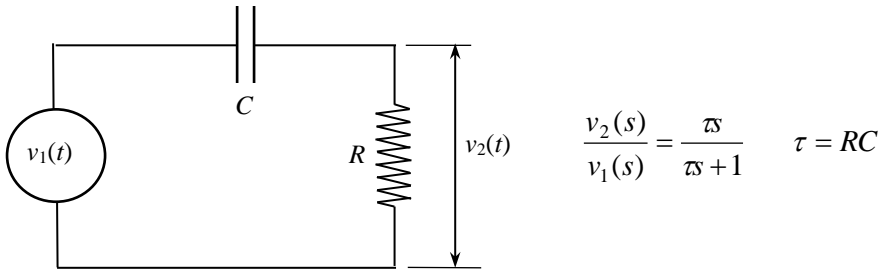
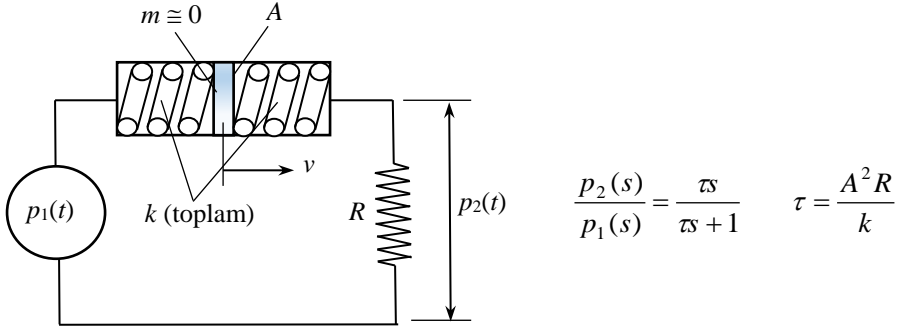
Şekil 7.12 Hız Geribeslemeli Sistem İçin Köklerin Tipik Yer Eğrisi

Bu grafik esas alınırsa eleman denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

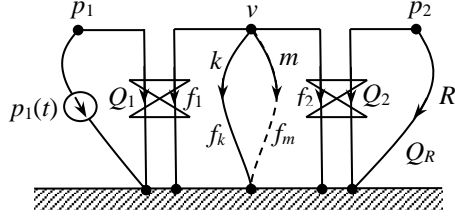
$$\begin{aligned}
 p_1 A &= f_1 & Q_1 &= -AV & Q_2 &= AV \\
 -p_2 A &= f_2 & m\dot{V} &= f_m \\
 kV &= \dot{f}_k & p_2 &= RQ_R
 \end{aligned} \tag{7.86}$$

Süreklilik şartının uygulanması sonucu ise aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$f_1 + f_k + f_m + f_2 = 0 \quad Q_2 + Q_R = 0 \tag{7.87}$$



Şekil 7.14 Akışkanlı ve Elektrik RC-Devreleri



Şekil 7.15 Akışkanlı RC-Devresinin Linear Grafiği

Bu denklemler arasında gerekli yok etme işlemleri yapıлып 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 bu denklemden aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{p_2(s)}{p_1(s)} = \frac{(A^2 R/k)s}{(m/k)s^2 + (A^2 R/k)s + 1} \quad (7.89)$$

Eğer piston kütlesi m ihmal edilebilecek kadar küçükse, transfer fonksiyonu aşağıdaki hali alır.

$$\frac{p_2(s)}{p_1(s)} = \frac{(A^2 R/k)s}{(A^2 R/k)s + 1} \quad (7.90)$$

Sistemin zaman sabiti τ ,

$$\tau = \frac{A^2 R}{k} \quad (7.91)$$

olarak tanımlanırsa, giriş ve çıkış arasındaki transfer fonksiyonu kısaca aşağıdaki gibi yazılabilir.

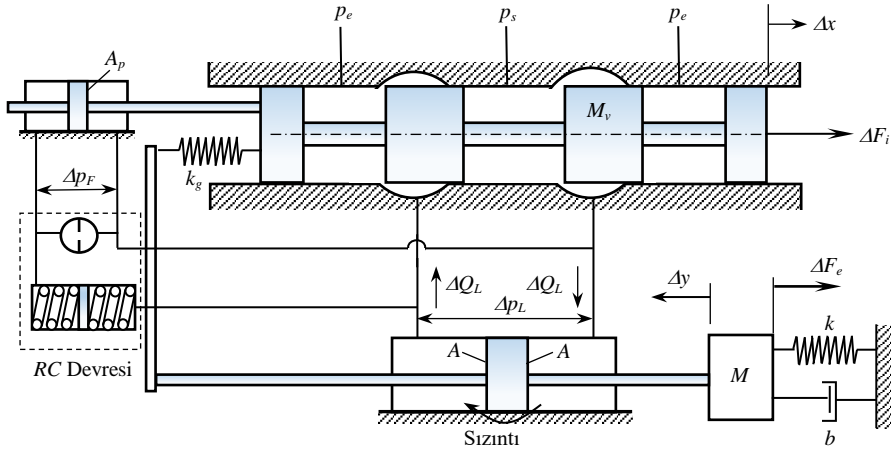
$$\frac{p_2(s)}{p_1(s)} = \frac{\tau s}{\tau s + 1} \quad (7.92)$$

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 devrede bulunan yayla yüklü yüzer pistonlu silindir bir akışkan kapasitansı gibi davranır.

7.7.2 Dinamik Yük Basıncı Geribeslemeli Valf

Yük basıncı geribeslemeli bir valfe 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.



Şekil 7.16 Dinamik Yük Basıncı Geribeslemeli Valfle Kontrol

Yükün kütle, yay ve sönümleyiciden oluştuğu kabul edilmiştir. Valf makarasına uygulanan F_i kuvveti sistemin kontrol girişi, eyleyici pistonunun konumu y ise sistem çıkışıdır. Eyleyici 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 hacimler eyleyici silindir ve bağlantı hatlarının hacimlerine göre çok daha küçüktür. Bu yüzden, akışkan sıkıştırılabilirliği ve yapısal esneklik sadece eyleyici silindiri ve bunu besleyen hatlar için önemlidir. Eyleyici pistonu etrafında sızıntı olduğu kabul edilecektir.

Sistemin analizi yapılırken valf makarasının merkez konumuna karşılık gelen statik durum çalışma noktası olarak alınacaktır. Bu durumda eyleyici pistonu silindirin ortasında, geribesleme yayı ise serbest boydadır. Çalışma noktasında $F_i = 0$, $x = 0$, $y = \dot{y} = 0$, $Q_L = 0$, $p_L = 0$ ve $F_e = 0$ olup, denklemler türetilirken ΔF_i , Δx , Δy , $\Delta Q_L, \dots$ 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 eyleyici pistonuna uyguladığı kuvvet piston üzerindeki diğer kuvvetlere göre ihmal edilirse, aşağıda Laplace transformları cinsinden tekrar verilen denklem (7.33) ve denklem (7.37) de geçerlidir:

$$A\Delta p_L(s) = (Ms^2 + bs + k)\Delta y + \Delta F_e(s) \quad (7.93)$$

$$\begin{aligned} & \left[\theta_1 Ms^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M)s^2 + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2)s + \theta_2 k \right] \Delta y(s) \\ & = AK\Delta x(s) - (\theta_1 s + \theta_2)\Delta F_e(s) \end{aligned} \quad (7.94)$$

Yük basıncı p_L ile geribesleme pistonuna beslenen basınç p_F arasındaki transfer fonksiyonu denklem (7.92)’den yararlanarak aşağıdaki gibi bulunur.

$$\frac{\Delta p_F(s)}{\Delta p_L(s)} = \frac{\tau s}{\tau s + 1} \quad (7.95)$$

Burada τ sistemde kullanılan RC-devresinin zaman sabitidir. Geribesleme pistonu tarafından makaraya uygulanan kuvvet ise aşağıdaki gibidir.

$$\Delta F_g(s) = A_p \Delta p_F(s) = \frac{A_p \tau s}{\tau s + 1} \Delta p_L(s) \quad (7.96)$$

Denklem (7.93)’den Δp_L çözülerek denklem (7.96)’da yerine koyulursa geribesleme pistonunun valf makarasına uyguladığı kuvvet aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\Delta F_g(s) = \left(\frac{\tau s}{\tau s + 1} \right) \left[\begin{aligned} & \left(\frac{A_p M}{A} s^2 + \frac{A_p b}{A} s + \frac{A_p k}{A} \right) \Delta y \\ & + \frac{A_p}{A} \Delta F_e(s) \end{aligned} \right] \quad (7.97)$$

veya,

$$\Delta F_g(s) = \left(\frac{\tau s}{\tau s + 1} \right) \left[\begin{aligned} & (K_a s^2 + K_v s + K_p) \Delta y \\ & + \frac{A_p}{A} \Delta F_e(s) \end{aligned} \right] \quad (7.98)$$

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 kütesine Newton'un 2. kanunu uygulanırsa Laplace transformları cinsinden aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\begin{aligned} M_v s^2 \Delta x(s) &= -b' s \Delta x(s) - k_v \Delta x(s) + \Delta F_i(s) - k_g [\Delta y(s) + \Delta x(s)] \\ &- \left(\frac{\tau s}{\tau s + 1} \right) \left[(K_a s^2 + K_v s + K_p) \Delta y(s) + \frac{A_p}{A} \Delta F_e(s) \right] \end{aligned} \quad (7.100)$$

Bu ifadede M_v makara kütesini, $b' \Delta x$ makaraya uygulanan 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 kuvettir. Denklem (7.100)'ün terimleri düzenlenirse aşağıdaki ifade bulunur.

$$\begin{aligned}
(M_v s^2 + b's + k_v + k_g) \Delta x(s) &= -k_g \Delta y(s) + \Delta F_i(s) \\
&\quad - (K_a s^2 + K_v s + K_p) \left(\frac{\tau s}{\tau s + 1} \right) \Delta y(s) - \frac{A_p}{A} \left(\frac{\tau s}{\tau s + 1} \right) \Delta F_e(s)
\end{aligned} \tag{7.101}$$

Denklem (7.94) ve (7.101) arasında Δx yok edilerek gerekli düzenlemeler yapılırsa, eyleyici pistonunun konumu Δy ile ΔF_i ve ΔF_e arasında aşağıdaki denklem bulunur.

$$\begin{aligned}
&\left\{ (\tau s + 1) \left[\begin{array}{l} \theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 \\ + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k \end{array} \right] (M_v s^2 + b's + k_v + k_g) \right\} \Delta y(s) \\
&\quad + AK (K_a s^2 + K_v s + K_p) \tau s + AK k_g (\tau s + 1) \\
&= AK (\tau s + 1) \Delta F_i(s) - \left[\begin{array}{l} (\tau s + 1) (\theta_1 s + \theta_2) (M_v s^2 + b's + k_v + k_g) \\ + A_p K \tau s \end{array} \right] \Delta F_e(s)
\end{aligned} \tag{7.102}$$

Bu denklemden ΔF_i ile Δy ve ΔF_e ile Δy arasındaki transfer fonksiyonları aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\begin{aligned}
\frac{\Delta y(s)}{\Delta F_i(s)} &= \frac{AK (\tau s + 1)}{(\tau s + 1) \left[\begin{array}{l} \theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 \\ + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k \end{array} \right] (M_v s^2 + b's + k_v + k_g) \\
&\quad + AK k_g (\tau s + 1) + AK (K_a s^2 + K_v s + K_p) \tau s}
\end{aligned} \tag{7.103}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\Delta y(s)}{\Delta F_e(s)} &= \frac{- \left[(\tau s + 1) (\theta_1 s + \theta_2) (M_v s^2 + b's + k_v + k_g) + KA_p \tau s \right]}{(\tau s + 1) \left[\begin{array}{l} \theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 \\ + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k \end{array} \right] (M_v s^2 + b's + k_v + k_g) \\
&\quad + AK k_g (\tau s + 1) + AK (K_a s^2 + K_v s + K_p) \tau s}
\end{aligned} \tag{7.104}$$

Sistemin Statik Davranışı

Sistemin ΔF_{is} büyüklüğündeki bir basamak kontrol girişine durağan cevabı Laplace transformunun son değer teoreminden yararlanarak denklem (7.103)'den aşağıdaki gibi bulunur.

$$\Delta y_s = \frac{AK}{\theta_2 k(k_v + k_g) + AKk_g} \Delta F_{is} \quad (7.105)$$

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 ΔF_{es} büyüklüğündeki basamak bozucu kuvvet girişine durağan cevabı ise denklem (7.104)'den aşağıdaki gibi elde edilir.

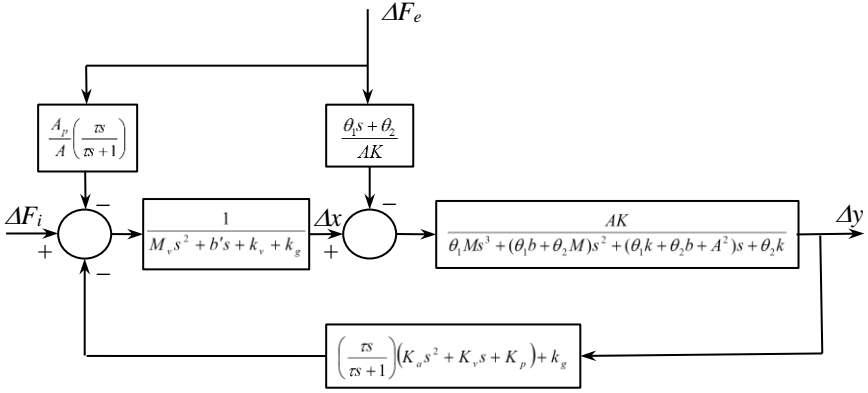
$$\begin{aligned} \Delta y_s &= -\frac{\theta_2(k_v + k_g)}{\theta_2 k(k_v + k_g) + AKk_g} \Delta F_{es} \\ &= -\frac{1}{k + \frac{AKk_g}{\theta_2(k_v + k_g)}} \Delta F_{es} \end{aligned} \quad (7.107)$$

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 ΔF_{es} teriminin katsayısı kuvvet geribeslemeli sistemlere göre daha küçük değerlerde tutulabildiğinden, eyleyici 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.

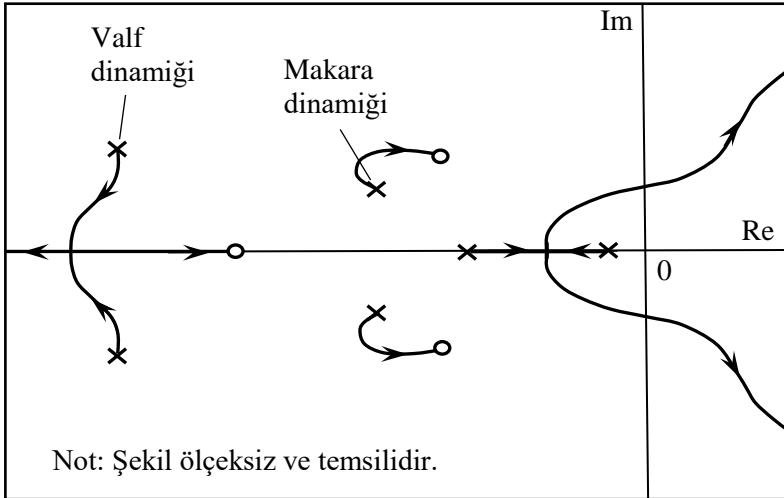
$$G(s)H(s) = \frac{AK[K_a \tau s^3 + K_v \tau s^2 + K_p \tau s + k_g]}{(\tau s + 1) \left[\begin{array}{l} \theta_1 M s^3 + (\theta_1 b + \theta_2 M) s^2 \\ + (\theta_1 k + \theta_2 b + A^2) s + \theta_2 k \end{array} \right] (M_v s^2 + b' s + k_v + k_g)} \quad (7.108)$$



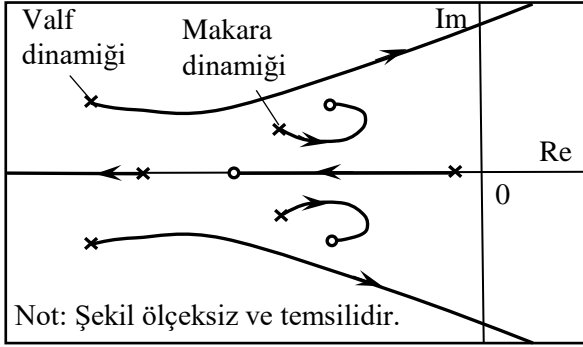
Şekil 7.17 Dinamik Yük Basıncı Geribeslemeli Sistemin Blok Diyagramı

Denklem (7.108)'den görüldüğü gibi, dinamik yük basıncı geribeslemeli sistemin açık çevrim kutuplarından beş tanesi daha önce incelenen kuvvet geribeslemeli sistemin açık çevrim kutupları gibidir. Bölüm 7.5'de belirtildiği gibi, ifadenin paydasındaki ikinci çarpandan gelen kutupların ikisi kompleks eşlenik, birisi 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

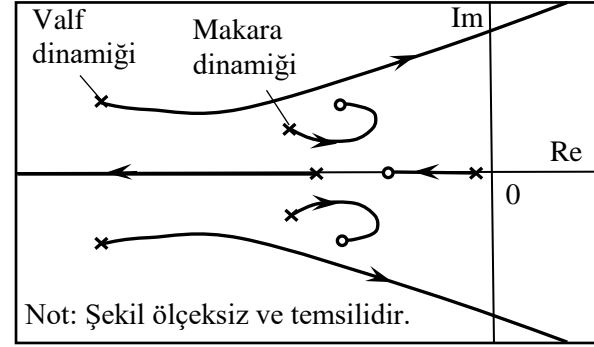
yerleştirilir. Gerçek açık çevrim sıfırının reel eksen üzerindeki konumunun belirlenmesi ise özel dikkat ister. Bu sıfırın konumuna göre birbirinden çok farklı davranışlar gösteren sistemler elde edilebilir. Eğer bu sıfır gerçek açık çevrim kutuplarının sol tarafında ve uzağında yer alırsa değişen valf 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 gerçek açık çevrim sıfırı Şekil 7.19(a) ve 7.19(b)'deki gibi iki gerçek açık çevrim kutbunun arasına yerleştirilirse, ya da gerçek açık çevrim sıfırı ve $-1/\tau$ 'daki açık çevrim kutbu Şekil 7.19(c)'deki gibi sanal eksenden yeterince uzaklaştırılırsa, ya da gerçek açık çevrim sıfırı 7.19(d)'deki gibi iki gerçek açık çevrim kutbunun solunda ve hepsi sanal eksen yakınındaysa, kompleks açık çevrim kutuplarından çıkan kollar sanal eksenini 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 mümkün olan en yüksek kazanç değerlerinde geçmesinin sağlanması esastır. Bu işleme *sistemin ayarlanması* denir.



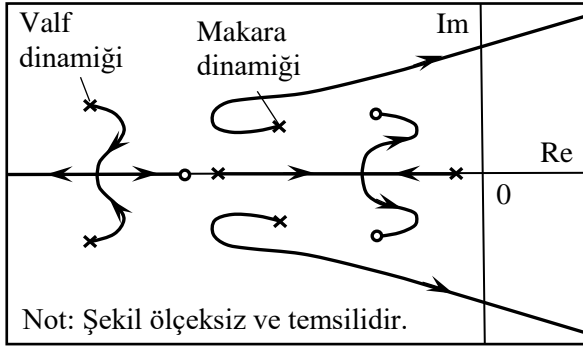
Şekil 7.18 Ayarlanmamış Dinamik Yük Basıncı Geribeslemeli Sistem İçin Köklerin Tipik Yer Eğrisi



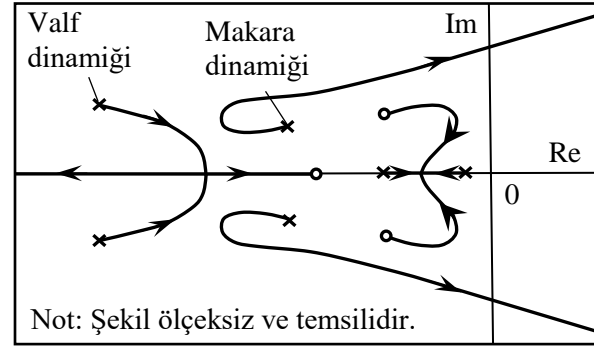
(c)



(b)



(c)



(d)

Şekil 7.19 Ayarlanmış Dinamik Yük Basıncı Geribeslemeli Sistem İçin Köklerin Tipik Yer Eğrileri

7.8 Kuvvet, Yük Basıncı ve Dinamik Yük Basıncı Geribeslemeli Valflerin Statik ve Dinamik Davranışlarının Karşılaştırması

Yukarıdaki bölümlerde ayrı ayrı incelenen kuvvet, yük basıncı ve dinamik yük basıncı geribeslemeli valflerle kontrol edilen sistemlerin statik ve dinamik davranışları karşılaştırıldığında, bu geribesleme mekanizmalarının sistem davranışı üzerindeki etkileri aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- Geribesleme kullanmayan bir valfe kuvvet geribeslemesi ilave edildiğinde, sistemin dış zorlama kuvvetlerine karşı sertliği artar. Yani, statik davranışı iyileşir. Valf kazancı artırıldıkça iyileşme de artar. 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 geribeslemeli 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.

KAPALI ÇEVİRİM

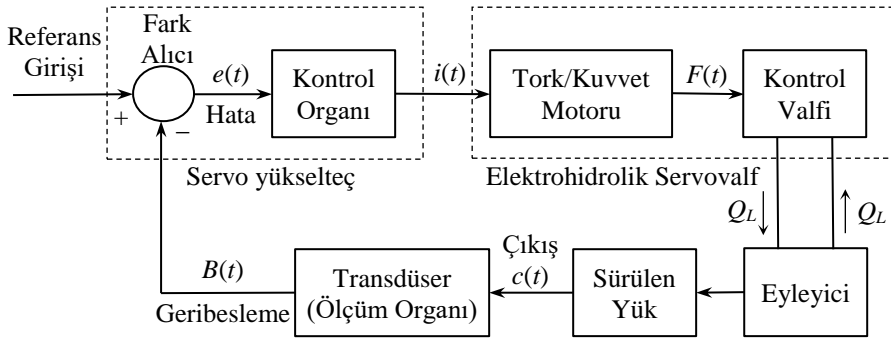
ELEKTROHİDROLİK KONTROL

Bundan önceki bölümlerde valfler tek başına incelenmişti. Bu bölümde ise kontrol valflerini kapalı çevrim içinde kullanan 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 bilgisayar kullanımıyla gerçekleştirilen sayısal akışkan gücü kontrolü üzerinde durulacaktır. Kısım 8.3’de ise özellikle yavaş hareket ettirilen yükler için kullanılan puls genişliği modülasyonlu elektrohidrolik kontrol ele alınacaktır. 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 valflerinin 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 valfin 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 değişken (konum, hız, ivme gibi) ölçülerek geri beslenmektedir. 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 işlemi uygulanır. Akışkan gücü kontrol sistemlerinde kontrol organının çıkışı elektrik akımı cinsindedir. Bu çıkış valfin birinci kademesini hareket ettiren *tork (moment) motoru* veya *kuvvet motorunun* sürülmesi için kullanılır. Tork/kuvvet motoru valfin pilot kademesindeki hareketli elemana (kanat, makara, v.b.) bir kuvvet uygular ve valf açıklığının değişmesine sebep olur. Valfin yük çıkışı ise yükü süren eyleyici elemana (silindir-piston, hidrolik motor, v.b.) bağlıdır. Yükün kontrol edilmek istenen özelliği 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. Tork/kuvvet motoru ve kontrol valfi ise normal olarak elektrohidrolik servovalfin içindedir. Şekil 8.1'de görülen elemanların dinamik özellikleri aşağıda ayrı ayrı incelenmektedir.



Şekil 8.1 Elektrohidrolik Servo Sisteminin Yapısı

8.1.1 Servo Yükselteçler

Akışkan gücü kontrol sistemlerinde kullanılan servo yükselteçler birkaç gerilim girişini aynı anda alarak bunları cebirsel olarak toplayabilecek yeteneğe sahiptir. Girişlerin fazla sayıda olması birden fazla geribesleme yapılan kapalı çevrim sistemler oluşturulmasına, ya da birden fazla giriş kullanarak karmaşık referans girişlerinin sentezine olanak verir. Cihaz geribesleme bilgisi ile referans girişi arasındaki farkı olarak *hata* miktarını bulur. Daha sonra bu hataya istenen kontrol işlemi 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. Bu yüzden oransal işlem yapan bir servo yükseltecin giriş ve çıkışı arasındaki ilişki aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$i(t) = K_y \left(\sum_i V_i \right) \quad (8.1)$$

Burada $\sum_i V_i$ terimi yükseltece giren girişlerin toplamıdır. Kontrol devresinde bu toplam referans ve geribesleme sinyallerinin cebirsel toplamı olup hatayı verdiğinden, $e(t) = \sum_i V_i$ olarak tanımlanırsa, servo yükselteç karakteristiği kısaca aşağıdaki gibidir.

$$i(t) = K_y e(t) \quad (8.2)$$

Servo yükselteçler tarafından sürülen tork/kuvvet 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 büyüklüğü birlikte kullanıldığı tork/kuvvet motoru ve servovalfin özelliklerine bağlıdır. Elektrohidrolik servo sistemlerinde kullanılan servo yükselteçlerin çıkışları genelde 0-10 mA arasındadır. Ancak bazı durumlarda valfin özelliklerine bağlı olarak 50 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 mA/V arasında ayarlanabilir.

Servo yükselteçlerden bazılarında çeşitli transdüserler için besleme gerilimi çıkışları, transdüser çıkışlarını düzeltmek için demodülatör devreleri ve *dither* (*sarsma*) sinyali üreten özel devreler de vardır. *Dither* sinyali, genellikle 25-300 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 Servovalfler

Elektrohidrolik ve elektro pnömatik servovalfler 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 mA mertebesinde bir elektrik akımıdır. Çıkışı ise belli bir yük basıncı farkında yüke sağlanan debidir. Aşağıda elektrohidrolik servovalfi oluşturan elemanlar ayrıntılı olarak incelenmektedir.

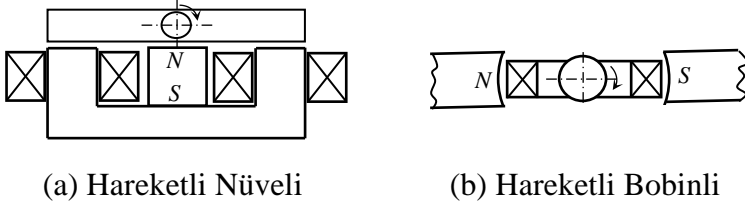
8.1.2.1 Tork ve Kuvvet Motorları

Tork veya kuvvet motorları normal olarak servovalfin içinde yer alan elektro-mekanik 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 doğal frekansları 200-500 Hz arasında olup, 100 Hz'e kadar olan çalışma frekansları için aşağıdaki statik ilişkilerin geçerli olduğu kabul edilebilir.

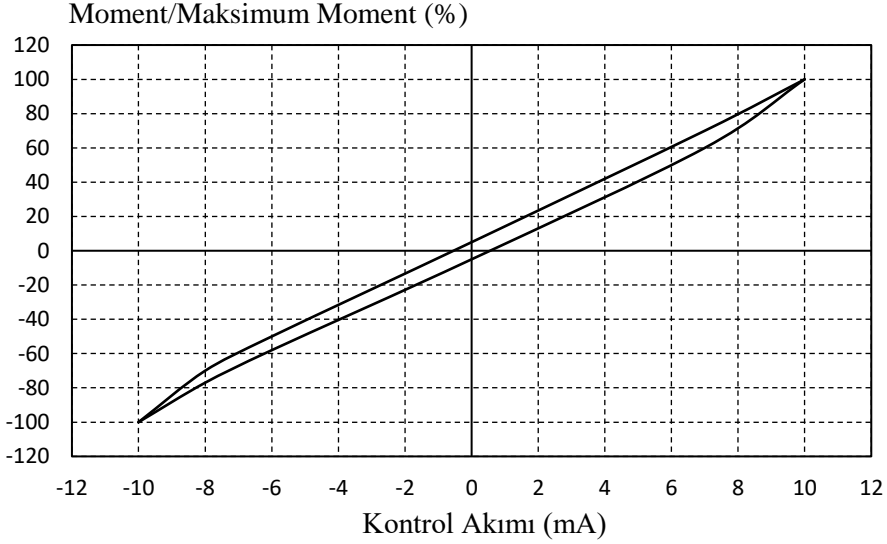
$$F(t) = K_m i(t) \quad (8.3)$$

$$T(t) = K_{mt} i(t) \quad (8.4)$$

Burada $F(t)$ ve $T(t)$ sırasıyla bu kuvvet ve tork motorlarının uyguladığı kuvvet ve momenti, K_m ve K_{mt} 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.



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 servovalflerde 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 servovalfler genelde iki kademelidir. Bu valflerin birinci kademesi (pilot kademe) tek veya çift nozullu kanat-nozul valfi, makaralı valf veya jet-borulu valf (Şekil 2.4-2.6) tipindedir. Bu kademelerin hareketli elemanı (kanat, makara veya jet-borusu) tork motoru tarafından sürülür. Birinci kademe valfinin yük çıkışı ikinci kademe valfini açıp kapatmak için kullanılır. Servovalflerin esas güç akışını kontrol eden kademeleri daima makaralı tiptedir.

Servovalflerin pek çoğunda valfin statik ve dinamik davranışlarını iyileştirmek için daha önce Bölüm 7’de ayrıntılı olarak incelenen iç geribesleme mekanizmaları bulunur. Çeşitli geribesleme mekanizmaları kullanan valflerin 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 giriş ile çıkış değişkeni arasındaki transfer fonksiyonunun bulunması gerekir.

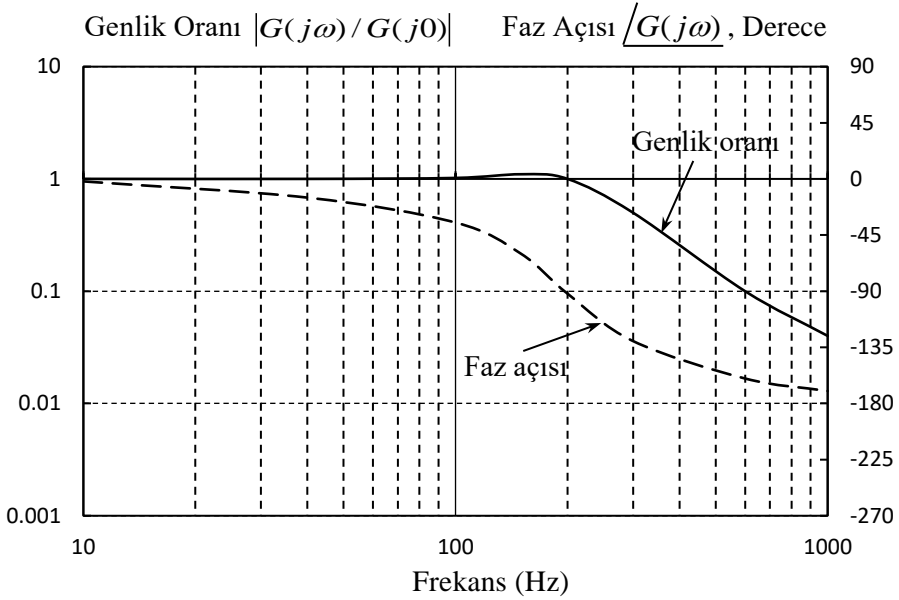
8.1.2.3 Elektrohidrolik Servovalflerin Düşük Mertebeli Modelleri

Nisbeten düşük frekanslarda çalışılan pek çok uygulamada elektrohidrolik valflerin düşük mertebeli transfer fonksiyonlarıyla modellenmesi yeterlidir. Bu amaçla elektrohidrolik servovalfe beslenen giriş akımıyla valfin verdiği yük debisi arasında yaklaşık olarak tanımlanmış birinci veya ikinci mertebeli transfer fonksiyonları kullanılır. İmalatçı firmaların ürün kataloglarında valflerin karakteristik eğrilerinin yanı sıra, transfer fonksiyonları ve frekans cevabı eğrileri de verilir. Aşağıda elektrohidrolik servovalflerin 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 terimi statik valf kazancıdır. Birinci mertebeli transfer fonksiyonunda geçen zaman sabitinin değeri kaliteli valflerde 0,0015-0,003 s mertebesinde, nisbeten ucuz olan bazı endüstriyel valflerde ise bu değer 0,020-0,030 s arasında olabilir. İkinci mertebeli transfer fonksiyonunda yer alan sönüm oranı ζ ’nın değeri genelde 0,5-0,7 arasındadır. Sönümsüz sistem doğal frekansı ω_n ise kaliteli valflerde 200 Hz dolayındadır. Ucuz endüstriyel valflerde ise doğal frekansın değeri 10 Hz’in altına düşebilir. Şekil 8.4’de kaliteli bir elektrohidrolik servovalfin frekans cevabı eğrileri temsili olarak verilmiştir.



Şekil 8.4 Kaliteli Bir Elektrohidrolik Servovalfin Tipik Frekans Cevabı Eğrileri

8.1.3 Geribesleme Transdüserleri

Akışkan gücü servo sistemlerinde çıkış değişkeni ölçülerek geribeslenir. Ölçüm işlemi transdüserlerle yapılır. Analog konum kontrol sistemlerinde ölçüm işlemi genellikle 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 ve bu ucun konumuyla orantılı olan gerilim ise 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 frekanslı olan alternatif bir gerilim uygulanır. 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 lineer ya da 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, optik girişim çizgilerini sayarak hassas konum ölçümleri yapan lineer cetveller ve açısal konum ölçen *enkoder*'ler gösterilebilir. Ancak sayısal ölçüm cihazlarının analog 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.

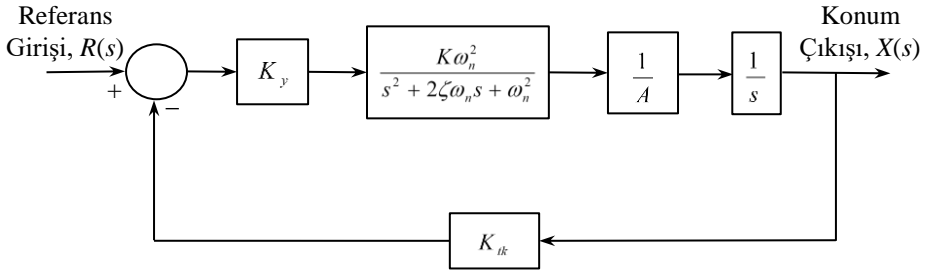
$$B(t) = K_r c(t) \quad (8.7)$$

Bu ifadede geçen K_r katsayısına transdüser statik kazancı veya transdüser katsayısı denir.

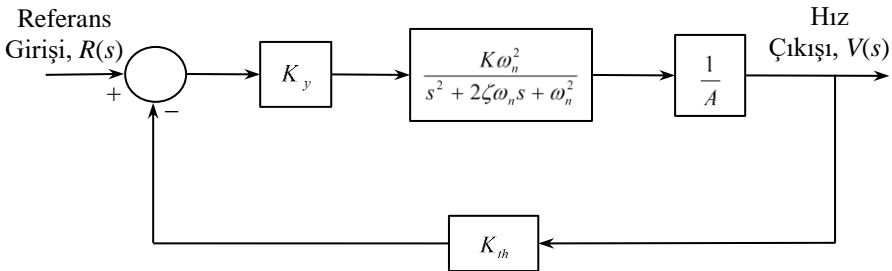
8.1.4 Elektrohidrolik Konum ve Hız Kontrolü

Bu kısımda elektrohidrolik konum ve hız kontrol sistemlerinin dinamik ve statik davranışlarını tanımlayan denklemler elde edilecektir. Örnek olarak alınan sistemde eyleyici pistonunun öteleme hareketi yaptığı ve sistemdeki elemanların davranışlarının yukarıdaki kısımlarda verilen basitleştirilmiş denklemlerle tanımlandığı kabul edilmiştir. Ayrıca yüksek kazanca sahip valfi barındıran kapalı çevrimin dinamik davranışını daha iyi anlayabilmek için yük (kütlesi, sürtünmesi ve yay özelliği) sıfır 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 servovafin dinamik karakteristiği denklem (8.6)'daki gibi alınmıştır. Diğer sistem parametreleri ise aşağıdaki gibidir.

K_y	:	Servo yükselteç kazancı
K	:	Statik valf kazancı
A	:	Eyleyici pistonu alanı
K_{ik}	:	Konum transdüseri kazancı
K_{th}	:	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.

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{KK_y\omega_n^2}{As^3 + 2\zeta\omega_n As^2 + A\omega_n^2 s + KK_y K_{tk} \omega_n^2} \quad (8.8)$$

Görüldüğü gibi sistemin mertebesi üçtür. Sistemin kararlılığı için gerek ve yeter şart ise Routh-Hurwitz kriterini uygulayarak aşağıdaki gibi bulunur.

$$K < \frac{2\zeta\omega_n A}{K_y K_{tk}} \quad (8.9)$$

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 $R(s) = R_s/s$ 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'deki blok diyagramından sistem girişi ve çıkışı arasındaki transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{V(s)}{R(s)} = \frac{KK_y\omega_n^2}{As^2 + 2\zeta\omega_n As + KK_y K_{tk} \omega_n^2} \quad (8.11)$$

Sistemin R_s büyüklüğünde bir basamak referans girişe verdiği durağan V_s hızı ise denklem (8.11)'den aşağıdaki gibi elde edilir.

$$V_s = \frac{KK_y}{A + KK_y K_{tk}} R_s \quad (8.12)$$

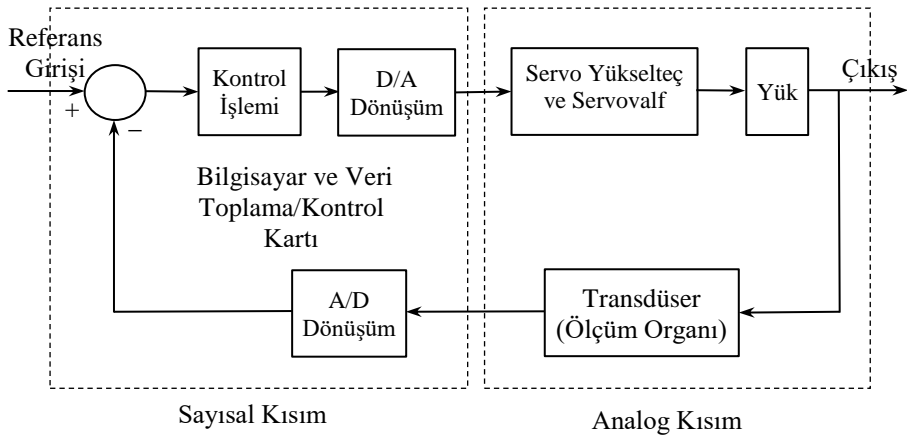
8.2 Sayısal Elektrohidrolik Kontrol

8.2.1 Elektrohidrolik Servo Sistemlerinde Bilgisayar Kullanımı

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 bilgisayarların programlanabilme yeteneğinden ve kullanım esnekliğinden yararlanma imkanı doğmuştur. Bu sistemlerde bilgisayar ölçüm sonuçlarını okuyan, bunları referans değeriyle karşılaştıran ve uygun bir kontrol kriterine göre servovalfe kontrol girişi sağlayan bir eleman olarak kullanılır. Uygulamada harici bir bilgisayar kullanılabilmesi gibi, sisteme entegre olmuş, gömülü bir programı çalıştıran bir işlemci ve kullanıcı arayüzü de kullanılabilir. Bu sistemlerde analog elektrohidrolik kontrol sistemindeki hata bulucu eleman ve kontrol organının yerini bilgisayar alır. Bilgisayarlar belli zaman uzunluğundaki puls çıkışlarını ek bir tehezata gerek duymadan verebildikleri için bazı uygulamalarda (örneğin yük hızının çok küçük olduğu durumlarda) kontrol çıkışını puls genişliği modülasyonlu olarak da verebilir. Puls genişliği modülasyonlu elektrohidrolik kontrol Kısım 8.3'de ele alınacaktır. Bu kısımda ise daha geniş uygulama alanı olan ve kontrol sinyalinin analog hale getirilerek servovalfe beslediği sistemler incelenecektir.

Analog bir akışkan gücü kontrol sistemindeki hata bulucu ve kontrol organı yerine bir bilgisayar kullanan sistemin yapısı Şekil 8.7'de görülmektedir. Bu sistemde sistemin çıkış değişkeni analog veya sayısal bir transdüserle ölçülerek geri beslenir. Transdüser çıkışı analog ise, analog-sayısal 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 değeriyle karşılaştırılarak hata bulunur. Hataya belli bir kontrol işlemi uygulanarak sisteme gönderilecek kontrol girişi önce sayısal olarak elde edilir, sonra da bilgisayar çıkışındaki sayısal-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 veri toplama ve kontrol kartı takılması gereklidir. Bilgisayardan elde edilen analog gerilim sistemin analog kısmına kontrol girişi olarak beslenir. Gerilim önce akım kaynağı gibi davranan servo yükseltece gönderilerek

değeriyle orantılı bir akım sinyaline dönüştürülür. Bu akım sinyali elektrohidrolik servovalfin tork motorunu sürer. Tork motoru da kontrol valfinin açıklığını değiştirir. Bunun sonucu değişen yük debisi eyleyici pistonunu ve yükü harekete geçirir.



Şekil 8.7 Sayısal Elektrohidrolik Kontrolün Yapısı

Şekil 8.7’de görülen sistemde transdüser çıkışının okunması ve sisteme kontrol girişinin verilmesi belli zaman aralıklarıyla yapıldığından bu tür sistemlere *örneklemeli veri sistemi* ya da *ayrık zamanlı sistem* denir. Ayrık zamanlı sistemlerinin davranışlarının belirlenmesinde ve kararlılık analizlerinde özel yöntemler kullanılır.

8.2.2 Ayrık Zamanlı Sistemlerin Analizleri

Bu kısmın amacı ayrık zamanlı sistemlerin analiz ve tasarım yöntemlerini ayrıntılı olarak vermek değildir. 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.¹⁻⁴

¹ Ogata, K., *Modern Control Engineering*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1990.

² Gibson, J., *Nonlinear Automatic Control*, McGraw-Hill, New York, 1963.

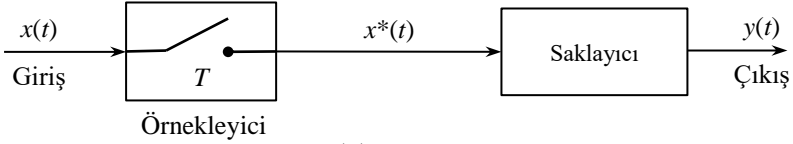
³ Truxal, J., *Control Engineer's Handbook*, McGraw-Hill, New York, 1958.

⁴ Cadzow, J., Martens, H., *Discrete Time and Computer Control Systems*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1970.

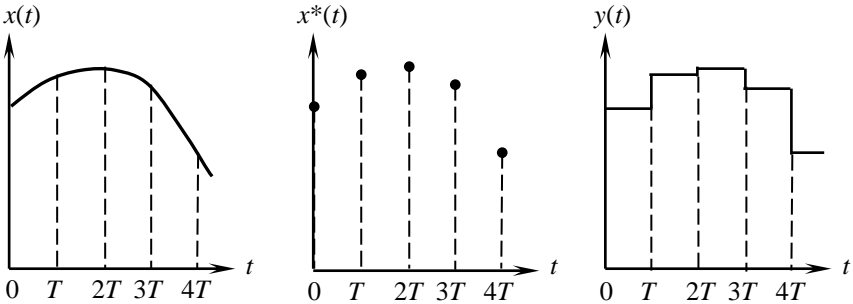
Örnekleme İşleminin Matematik Modeli

Şekil 8.8(a)'da $x(t)$ gibi analog bir sinyali T zaman aralıklarıyla okuyan ve iki okuma arasında bu değeri saklayan bir sistem şematik olarak verilmiştir. Şekildeki *örnekleyici*'de bulunan anahtar, 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 8.8(b)'de görülmektedir. Örnekleyici çıkışı $x^*(t)$ ayrık zamanlı olup sadece $t = kT$ ($k = 0, 1, 2, \dots, \infty$) anlarında o andaki $x(t)$ değerine, diğer zamanlarda ise sıfır değerine sahiptir. Örnekleyici 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 aşağıdaki gibi bulunur.

$$x^*(t) = \sum_{k=0}^{\infty} x(t)\delta(t - kT) \quad (8.13)$$



(a)



(b)

Şekil 8.8 Örnekleme ve Saklama İşlemleri Sonucu Elde Edilen Sinyaller

Denklem (8.13)'de 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 aşağıdaki ifade yazılabilir.

$$X(z) = X^*(s) = X^*\left(\frac{1}{T} \ln z\right) = \sum_{k=0}^{\infty} x(kT)z^{-k} \quad (8.16)$$

$X(z)$ terimine $x^*(t)$ 'nin z -transformu denir ve kısaca aşağıdaki gibi gösterilir.

$$X(z) = \mathcal{Z}[x(t)] = \mathcal{Z}[x^*(t)] \quad (8.17)$$

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 altı numaralı özelliğe *son değer teoremi* denir. Bu teorem $t \rightarrow \infty$ iken $x(t)$ 'nin değerini verdiği için 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. Bu işlem kısaca aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$x(kT) = \mathcal{Z}^{-1}[X(z)] \quad (8.19)$$

Tablo 8.1 Bazı Fonksiyonların Laplace ve z -Transformları

Fonksiyon	$x(t)$	$X(s)$	$X(z)$
Birim impuls	$\delta(t)$	1	1
kT anında birim impuls dizisi	$\delta(t - kT)$	e^{-kTs}	z^{-k}
Örnekleme anında birim impuls dizisi	$i(t)$	$\frac{1}{1 - e^{-Ts}}$	$\frac{z}{z - 1}$
Birim basamak	$h(t)$	$\frac{1}{s}$	$\frac{z}{z - 1}$
Birim rampa	t	$\frac{1}{s^2}$	$\frac{Tz}{(z - 1)^2}$
Eksponansiyel azalma	e^{-at}	$\frac{1}{s + a}$	$\frac{z}{z - e^{-aT}}$
Exsponansiyel artma	$1 - e^{-at}$	$\frac{a}{s(s + a)}$	$\frac{z(1 - e^{-aT})}{(z - 1)(z - e^{-aT})}$
Zaman ağırlıklı eksponansiyel	te^{-at}	$\frac{1}{(s + a)^2}$	$\frac{Tze^{-aT}}{(z - e^{-aT})^2}$
Sinüs	$\sin \omega t$	$\frac{\omega}{s^2 + \omega^2}$	$\frac{z \sin \omega T}{z^2 - 2z \cos \omega T + 1}$
Kosinüs	$\cos \omega t$	$\frac{s}{s^2 + \omega^2}$	$\frac{z(z - \cos \omega T)}{z^2 - 2z \cos \omega T + 1}$
Eksponansiyel azalan sinüs	$e^{-at} \sin \omega t$	$\frac{\omega}{(s + a)^2 + \omega^2}$	$\frac{ze^{-aT} \sin \omega T}{z^2 - 2ze^{-aT} \cos \omega T + e^{-2aT}}$
Eksponansiyel 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

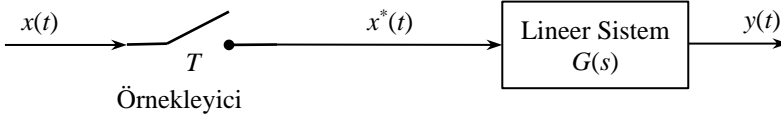
Özellik	$x(t)$	$X(s)$	$X(z)$
Doğrusallık	$ax(t)$	$aX(s)$	$aX(z)$
Süperpozisyon	$ax_1(t) + bx_2(t)$	$aX_1(s) + bX_2(s)$	$aX_1(z) + bX_2(z)$
k sayıda örnekleme periyodu kadar gecikme	$x(t - kT)$	$e^{-kTs} X(s)$	$z^{-k} X(z)$
Eksponansiyelle çarpım	$e^{-at} x(t)$	$X(s + a)$	$X(e^{at} z)$
İlk değer teoremi	$x(0)$	$\lim_{s \rightarrow \infty} sX(s)$	$\lim_{z \rightarrow \infty} X(z)$
Son değer teoremi	$x(\infty)$	$\lim_{s \rightarrow 0} sX(s)$	$\lim_{z \rightarrow 1} [(z - 1)X(z)]$

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 Fonksiyonunun Bulunması

Blok diyagramı Şekil 8.9'da verilen ayrık zamanlı sistemi 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 $t = kT$ örnekleme anlarındaki değerleri $y(kT)$ olsun. Bu durumda, $x(t)$ ve $y(t)$ 'nin z -transformları sırayla aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$X(z) = Z [x(t)] = \sum_{k=0}^{\infty} x(kT) z^{-k} \quad (8.20)$$



Şekil 8.9 Bir Ayrık Zamanlı Sistem

$$Y(z) = Z [y(t)] = \sum_{k=0}^{\infty} y(kT) z^{-k} \quad (8.21)$$

Çıkışın transformu $Y(z)$ ile girişin transformu $X(z)$ arasındaki ilişki ise,

$$Y(z) = G(z)X(z) \quad (8.22)$$

şeklinde. Burada $G(z)$ terimine Şekil 8.9'daki ayrık zamanlı sistemin *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.

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 aşağıdaki gibidir.

$$G_1 G_2(z) = Z\{\mathcal{L}^{-1}[G_1(s)G_2(s)]\} \quad (8.24)$$

Buna karşılık Şekil 8.10(b)'deki sistemde $X(z)$ ile $Y(z)$ arasındaki puls transfer fonksiyonu ise aşağıdaki gibi elde edilir.

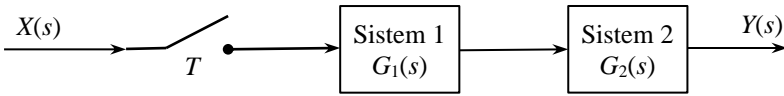
$$G_1(z)G_2(z) = Z\{\mathcal{L}^{-1}[G_1(s)]\} Z\{\mathcal{L}^{-1}[G_2(s)]\} \quad (8.25)$$

Yukarıdaki ifadelerden görüldüğü gibi, z -transformu alınmadan önce iki örnekleyci arasındaki toplam transfer fonksiyonu $G(s)$ 'nin bulunması gereklidir. Bu husus dikkate alındığında, Şekil 8.11'deki gibi bir kapalı çevrim ayrık zamanlı sisteminin çıkışı için aşağıdaki ifade yazılabilir.

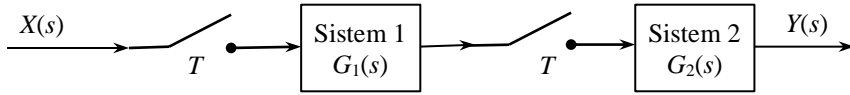
$$C(z) = \frac{G_1 G_2(z) G_3(z) R(z)}{1 + G_2 H_2(z) G_3 H_1(z)} \quad (8.26)$$

Ayrık Zamanlı Sistemlerin Kararlılık Analizi

Lineer sistemlerin kararlı olması için, bütün kutuplarının kompleks düzlemin sol yarısında olması gereklidir. Denklem (8.15)'den z nin tanımı,

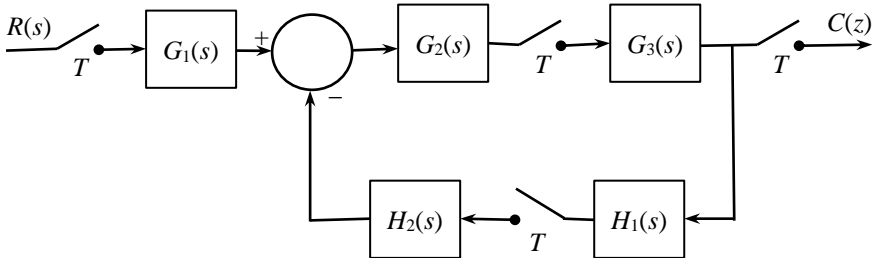


(a)



(b)

Şekil 8.10 Ardışık Elemanlı Sistemlerde Puls Transfer Fonksiyonunun Bulunması



Şekil 8.11 Kapalı Çevrim Bir Ayrık Zamanlı Sistem

$$z = e^{Ts} \quad (8.27)$$

olduğundan, bu ifadedeki Laplace değişkeni s 'nin yerine,

$$s = \sigma + j\omega \quad (8.28)$$

koyulursa, z 'nin büyüklüğü ve faz açısı için aşağıdaki ifadeler yazılabilir.

$$|z| = e^{T\sigma} \quad \angle z = \omega T \quad (8.29)$$

Kararlı bir sistemde ise $\sigma < 0$ olduğundan $z < 1$ olur. Dolayısıyla, bir ayrık zamanlı 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.

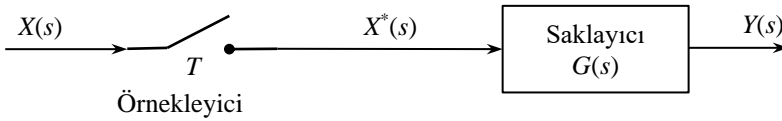
Saklayıcının Transfer Fonksiyonu

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 mertbe saklayıcı* denir. Sıfırıncı mertbe saklayıcının girişiyle çıkışı arasındaki transfer fonksiyonu aşağıdaki gibidir.

$$G_h(s) = \frac{1 - e^{-Ts}}{s} \quad (8.31)$$

Şekil 8.12’de bir örnekleyci ve saklayıcı birlikte görülmektedir. Örnekleycinin çıkışındaki $X^*(s)$ için denklem (8.14)’den aşağıdaki ifade yazılabilir.

$$X^*(s) = \sum_{k=0}^{\infty} x(kT)e^{-kTs} \quad (8.32)$$



Şekil 8.12 Örnekleyci ve Saklayıcı Sistem

Saklayıcı çıkışı ise aşağıdaki gibidir.

$$Y(s) = G_h(s)X^*(s) \quad (8.33)$$

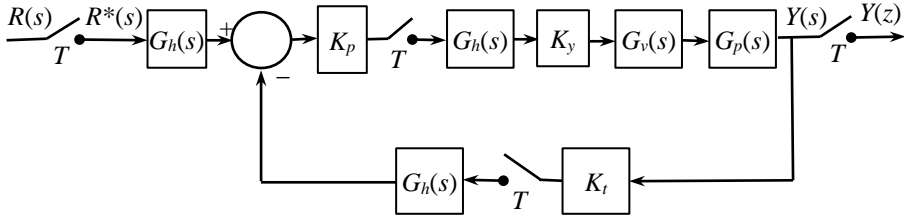
Eğer $G_h(s)$ ve $X^*(s)$ terimleri sırasıyla denklem (8.31) ve (8.32)’den alınarak denklem (8.33)’de yerine koyulursa aşağıdaki denklem elde edilir.

$$Y(s) = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{x(kT)}{s} [e^{-kTs} - e^{-(k+1)Ts}] \quad (8.34)$$

Bu denklemde geçen $x(kT)/s$ terimi, $x(t)$ ’in $t = kT$ ’deki değeri kadar yüksekliği olan ve $t = 0$ anında oluşan bir basamak sinyaldir. Bu sinyal köşeli parantez içindeki eksponansiyel terimlerden birincisiyle çarpıldığında k sayıda örnekleme periyodu kadar gecikmiş bir basamak elde edilir (Tablo 8.2’deki üçüncü özellik). İkinci eksponansiyelle çarpıldığında ise $(k+1)$ sayıda 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 bulunan ve yüksekliği $x(kT)$ olan 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, $G_p(s)$ eyleyicinin (silindir-piston) 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, valfin transfer fonksiyonu ise denklem (8.6)’daki gibi kabul edilecektir. Eyleyicinin 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 aşağıdaki gibi bulunur.



Şekil 8.13 Sayısal Kontrollü Elektrohidrolik Servo Sistemi

$$Y(z) = \frac{(K_p K_y) G_h(z) G_h G_v G_p(z) R(z)}{1 + (K_p K_y K_t) G_h(z) G_h G_v G_p(z)} \quad (8.35)$$

Bu denklemde geçen $G_h(z)$ kolaylıkla,

$$G_h(z) = \mathcal{Z} \left(\frac{1 - e^{-Ts}}{s} \right) = 1 \quad (8.36)$$

olarak bulunabilir. $G_h G_v G_p(z)$ terimi ise epeyce ara işlemten sonra aşağıdaki gibi elde edilir.

$$G_h G_v G_p(z) = \frac{K \omega_n^2}{A_p} \left[-A_1 + A_2 \left(\frac{1}{z-1} \right) + S(z) \right] \quad (8.37)$$

Yukarıdaki denklemde geçen terimler aşağıdaki gibi tanımlıdır.

$$S(z) = A_1 \left[\frac{(z-1)(z-c_1)}{\Gamma(z)} \right] + A_3 \left[\frac{(z-1)c_2}{\Gamma(z)} \right] \quad (8.38)$$

$$\Gamma(z) = z^2 - 2zc_1 + c_3 \quad (8.39)$$

$$A_1 = \frac{2\zeta}{\omega_n^3} \quad A_2 = \frac{T}{\omega_n^2} \quad A_3 = \frac{2\zeta^2 - 1}{\omega_n^3 \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (8.40)$$

$$c_1 = e^{-aT} \cos \omega T \quad c_2 = e^{-aT} \sin \omega T \quad c_3 = e^{-2aT} \quad (8.41)$$

$$a = \zeta \omega_n \quad \omega = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (8.42)$$

Ayrıca, $K_0 = K_p K_y K \omega_n^2 / A_p$ ve $K_1 = K_0 K_t$ olarak tanımlanırsa, sistemin puls transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{Y(z)}{R(z)} = \frac{K_0 \left[-A_1 + \frac{A_2}{z-1} + S(z) \right]}{1 + K_1 \left[-A_1 + \frac{A_2}{z-1} + S(z) \right]} \quad (8.43)$$

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 aşağıdaki gibi elde edilir.

$$D(z) = z^3 + F_2 z^2 + F_1 z + F_0 \quad (8.46)$$

Bu ifadede geçen katsayılar daha önce verilen terimler cinsinden aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$F_2 = A_2 K_1 - A_1 K_1 - 2c_1 + c_1 A_1 K_1 + c_2 A_3 K_1 - 1 \quad (8.47)$$

$$F_1 = A_1 K_1 + 2c_1 - 2c_1 A_2 K_1 - 2c_2 A_3 K_1 + c_3 - c_3 A_1 K_1 \quad (8.48)$$

$$F_0 = -c_1 A_1 K_1 + c_2 A_3 K_1 - c_3 + c_3 A_1 K_1 + c_3 A_2 K_1 \quad (8.49)$$

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 aşağıdaki hali alır.

$$(1 + F_0 + F_1 + F_2)r^3 + (3 - 3F_0 - F_1 + F_2)r^2 + (3 + 3F_0 - F_1 - F_2)r + (1 - F_0 + F_1 - F_2) = 0 \quad (8.51)$$

Bu sisteme Routh-Hurwitz kararlılık kriteri uygulanırsa sistemin kararlı olması için gerekli ve yeterli şartlar aşağıdaki gibi bulunur.

$$(1 + F_0 + F_1 + F_2) > 0 \quad (8.52)$$

$$(3 - 3F_0 - F_1 + F_2) > 0 \quad (8.53)$$

$$(3 + 3F_0 - F_1 - F_2) > 0 \quad (8.54)$$

$$(1 - F_0 + F_1 - F_2) > 0 \quad (8.55)$$

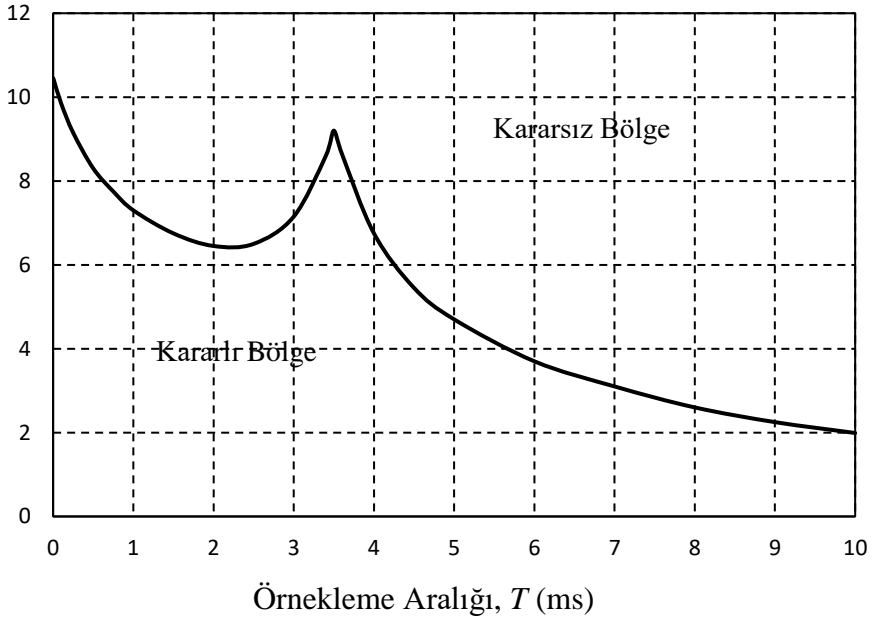
$$(3 - 3F_0 - F_1 + F_2)(3 + 3F_0 - F_1 - F_2) > (1 + F_0 + F_1 + F_2)(1 - F_0 + F_1 - F_2) \quad (8.56)$$

Örnek olarak alınan bir sistemde parametre değerleri aşağıdaki gibi kabul edilmiş ve yukarıdaki kararlılık şartları uygulanarak sistemi kararlı yapan T ve K_p değerlerinin sınırları Şekil 8.14'deki gibi bulunmuştur.

$$\zeta = 0,5 \quad \omega_n = 400\pi \text{ rad/s} \quad K_y = 30 \text{ mA/V}$$

$$K = 40 \text{ cm}^3/\text{s-mA} \quad A_p = 10 \text{ cm}^2 \quad K_t = 1 \text{ V/cm}$$

Oransal Kazanç, K_p



Şekil 8.14 Sayısal Bir Elektrohidrolik Servo Sistemini Kararlı Yapan Oransal Kazanç ve Örnekleme Aralığı Değerleri

8.3 Puls Genişliği Modülasyonlu Elektrohidrolik Kontrol

Takım tezgahları, test makineleri ve ekstrüzyon tezgahları gibi uygulamalarda yük hızları çok düşük (mm/dk mertebesinde) olabilir. Bu düşük hızları sağlayabilmek için kontrol valfi çok az açılmalıdır. Ancak valf akış alanı çok küçük olduğunda hidrolik akışkan içinde

bulunan parçacıklar zamanla valf orifis açıklığında birikmeye ve bir müddet sonra akış alanını tamamen kapatarak yük hareketinin durmasına sebep olur. Valfin içinde bulunan ve genellikle 5 μm anma değerine sahip filtre dahi bu duruma mani olmak için yeterli olmaz. Bu olaya valf içinde *mil* tabakası oluşması denir. Buna mani olmak için valfe giren kontrol sinyalinin üzerine silkeleme sinyali denen yüksek frekansta bir sinüs dalgası bindirilir. Bu sinyal sayesinde valf makarası bulunduğu yer etrafında sürekli olarak küçük genlikli bir titreşim yapar. Bu titreşim mil tabakasını parçalayarak birikmesine mani olur. Silkeleme sinyalinin diğer yararları arasında, hidrolik kilitlenme sürecini engellemesi ve sistemde tutukluluk varsa bunun etkisini azaltması sayılabilir. Analog servo yükselteçlerin pek çoğunda isteğe bağlı olarak devreye alınabilen bir silkeleme sinyali üretici vardır.

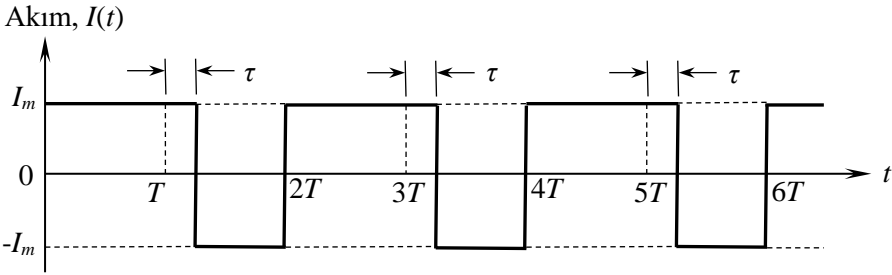
Silkeleme sinyali yerine kullanılabilecek bir diğer yöntem ise valfe sağlanan kontrol girişini puls genişliği modülasyonlu olarak vermektir. Özellikle bilgisayar kontrollü sistemlere kolaylıkla uygulanabilen bu yöntemde, eşit genlikli ama ters işaretli puls çiftlerinden oluşan periyodik bir girişte zıt işaretli pulsların birbirine göre süreleri değiştirilir. Böylece sürekli salınım halinde olan, fakat ortalama değeri kontrol gereksinimine göre değiştirilebilen bir kontrol sinyali elde edilir. Sinyal maksimum ve minimum genlikler arasında ani olarak değiştiğinden güçlü bir silkeleme etkisi görülür. Standart silkeleme sinyalinde silkeleme sinyali tek bir ana frekansa sahiptir. Puls genişliği modülasyonlu sinyalde ise keskin köşeler olduğundan ana frekansa ek olarak bunun harmoniği olan yüksek frekanslı bileşenler de vardır. (Bir pulsun Fourier transform açılımını ya da puls çiftinden oluşan periyodik sinyalin Fourier serisi açılımını düşünün.)

8.3.1 Puls Genişliği Modülasyonu ve Sistem Yapısı

Şekil 8.15'de puls genişliği modülasyonlu bir sinyal görülmektedir. Burada $I(t)$ valfe giren akım, I_m ise valfin tasarımı gereği kabul edebileceği maksimum akım değeridir. Pozitif ve negatif işaretli pulsların oluşturduğu puls çifti kendini $2T$ periyoduyla tekrarlamaktadır. Örnek olarak verilen bu durumda pozitif işaretli pulsun süresi negatif işaretli olandan 2τ kadar daha uzundur. Dolayısıyla sinyalin uzun süreli ortalaması I_o aşağıdaki ifadeden elde edilir.

$$I_o = \frac{\tau}{T} I_m \quad (-T < \tau < T) \quad (8.57)$$

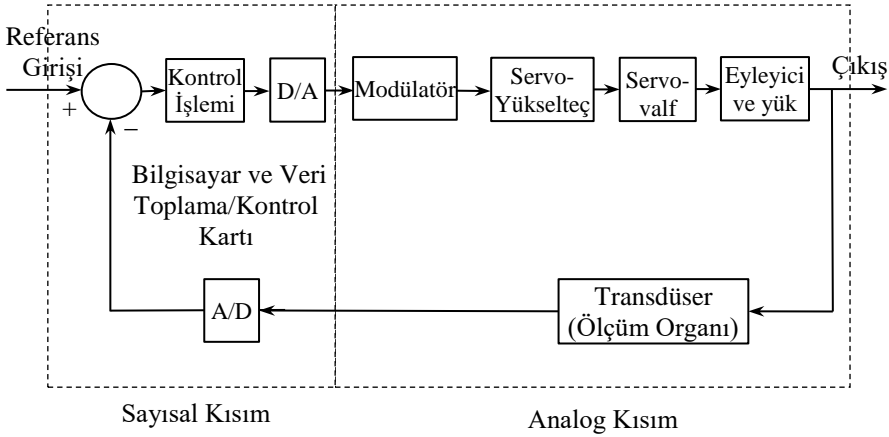
Puls frekansı f_p (Hz) sistemin doğal frekanslarından yeterince daha yüksek ve sistem çıkışı üzerinde yaratacağı titreşim genlikleri kabul edilebilir büyüklükte olmalıdır. Parametreleri uygun olarak seçilmiş olan puls genişliği modülasyonlu sistemlerde kütlesi küçük olduğundan valf makarasının titreşimlerinin mil oluşumunu engelleyecek kadar büyük olması, yük kütlesi ise büyük olduğundan yükün titreşim genliklerinin küçük olması beklenir.



Şekil 8.15 Puls Genişliği Modülasyonlu Sinyal

Pulse genişliği modülasyonlu bir elektrohidrolik servo sisteminin fonksiyonel yapısı yapısı Şekil 8.16'daki gibidir. Sistemin sayısal kısmı için çeşitli seçeneklerden biri kullanılabilir. Şekildeki sistemde sayısal kısımda bir bilgisayar, analog-sayısal ve sayısal-analog dönüştürücüler kullanılmaktadır. Sayısal analog dönüştürücü çıkışı bir modülatör devresinde puls genişliği modülasyonlu hale getirilmektedir. Modülatörün çıkışı elektrik gerilimidir. Bu sinyalin bir akım sinyaline dönüştürülerek servovalfe beslenmesi gereklidir. Bunun için klasik bir elektrohidrolik servo-yükselteç ya da akım kaynağı gibi davranan bir yükselteç kullanılabilir.

Diğer bir seçenek modülatör devresini sistemden çıkarmak ve modülasyonlu sinyali hesap yoluyla bilgisayarda doğrudan üretmektir. Bilgisayardan çıkan kontrol sinyali bu durumda da gerilim cinsinden olacağından servovalfe beslenmeden önce bunun bir akım sinyaline dönüştürülmesi gerekir.



Şekil 8.16 Puls Genişliği Modülasyonlu Elektrohidrolik Servo Sisteminin Yapısı

Başka bir seçenek ise sayısal kısımda puls genişliği modülasyonlu sayısal bir servo yükselteç kullanmaktır. Bu yükselteçlerde genellikle gerilim ya da akım çıkışı seçeneği olduğundan yükselteç çıkışı doğrudan servovalfe beslenebilir.

8.3.2 Sistem Cevabının Bulunması

Puls genişliği modülasyonlu sistemlerin cevabının bulunmasında, dinamik denklemlerin verilen başlangıç şartlarından itibaren zamanda ileri doğru nümerik entegrasyonu kullanılabilir. Bu yapılırken dikkat edilmesi gereken en önemli husus kullanılan zaman adımı uzunluğunun puls periyoduna göre yeterince kısa olmasıdır. Diğer bir ifadeyle her periyottaki adım sayısı pulsün şeklini yeterince doğrulukla tanımlamalıdır. Diğer yandan puls frekansı da sistemin en yüksek doğal frekansına göre bu frekanstaki salınımların genel şeklini bozmayacak kadar yüksek olmalıdır. Bu yüzden nümerik entegrasyon sırasında çok küçük zaman adımları kullanılması gerekir. Bu ise işlem zamanını uzatabilir.

Denklemlerin nümerik entegrasyonunu yapmadan sistem cevabını veren diğer bir yöntem ise çözümün bulunmasında Fourier serisinin özelliklerinden yararlanmaktır. Bu yöntemde puls sinyali Fourier serisi kullanılarak sinüs ve kosinüsler cinsinden ifade edilir. Daha sonra sistemin frekans cevabı özelliklerinden yararlanarak sistem cevabının herhangi bir zamandaki değeri bulunur. Herhangi bir τ değeri

için sistem cevabının bulunması oldukça kolaydır. Ancak eğer sistem kapalı çevrimli olarak kontrol ediliyorsa, istenen kontrol girişi değerine göre τ değerinin belli zaman aralıklarıyla değiştirilmesi gerekir. Aşağıda bu sistem daha ayrıntılı olarak açıklanmaktadır.

8.3.2.1 Puls Genişliği Modülasyonlu Sinyalin Fourier Serisi Açılımı

Eğer $f(t)$ gibi periyodu $2T$ olan bir periyodik fonksiyon sınırlı değere sahipse, sınırlı sayıda zıplamalar dışında süreklirse ve sınırlı sayıda maksimum ve minimum değere sahipse, aşağıdaki gibi Fourier serisi halinde açılabilir.

$$f(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left(a_n \cos \frac{n\pi t}{T} + b_n \sin \frac{n\pi t}{T} \right) \quad (8.58)$$

Yukarıdaki ifadede geçen katsayıların tanımları aşağıdaki gibidir.

$$a_n = \frac{1}{T} \int_0^{2T} f(t) \cos \frac{n\pi t}{T} dt \quad n = 0, 1, 2, 3, \dots \quad (8.59)$$

$$b_n = \frac{1}{T} \int_0^{2T} f(t) \sin \frac{n\pi t}{T} dt \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (8.60)$$

Yukarıdaki formüller Şekil 8.15'de verilen periyodik sinyale uygulanırsa aşağıdaki sonuçlar elde edilir.

$$I(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left(a_n \cos \frac{n\pi t}{T} + b_n \sin \frac{n\pi t}{T} \right) \quad (8.61)$$

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{1}{T} \left[\int_0^{T+\tau} I_m \cos \frac{0\pi t}{T} dt - \int_{T+\tau}^{2T} I_m \cos \frac{0\pi t}{T} dt \right] \\ &= \frac{1}{T} \left[\int_0^{T+\tau} I_m dt - \int_{T+\tau}^{2T} I_m dt \right] = \frac{2I_m\tau}{T} \end{aligned} \quad (8.62)$$

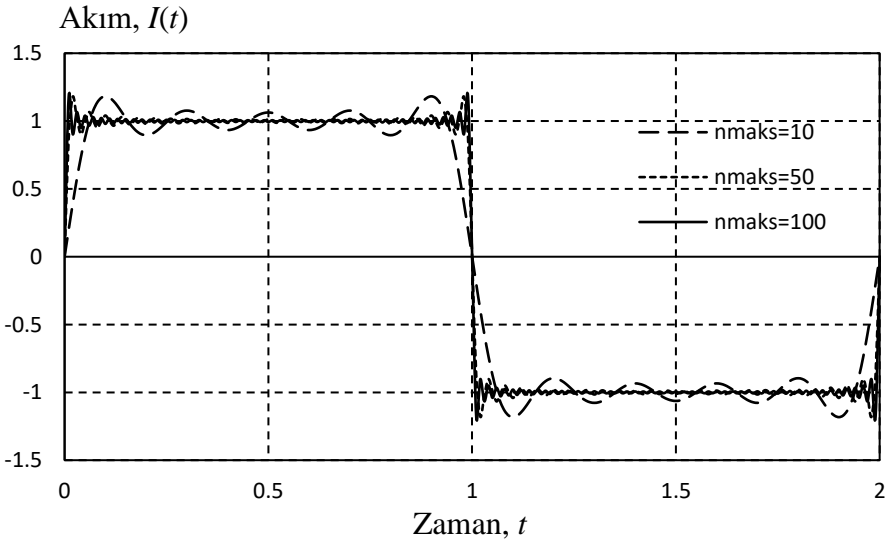
$$a_n = \frac{1}{T} \left[\int_0^{T+\tau} I_m \cos \frac{n\pi t}{T} dt - \int_{T+\tau}^{2T} I_m \cos \frac{n\pi t}{T} dt \right] \quad (8.63)$$

$$= \frac{2I_m}{n\pi} \sin \left[n\pi \left(1 + \frac{\tau}{T} \right) \right] \quad n = 1, 2, 3, \dots$$

$$b_n = \frac{1}{T} \left[\int_0^{T+\tau} I_m \sin \frac{n\pi t}{T} dt - \int_{T+\tau}^{2T} I_m \sin \frac{n\pi t}{T} dt \right] \quad (8.64)$$

$$= \frac{2I_m}{n\pi} \left\{ 1 - \cos \left[n\pi \left(1 + \frac{\tau}{T} \right) \right] \right\} \quad n = 1, 2, 3, \dots$$

Denklem (8.61)'den görüldüğü gibi $I(t)$ 'nin tam olarak elde edilebilmesi için sonsuz sayıda terimin toplanması gerekir. Toplanan terim sayısı ne kadar fazla olursa, periyodik fonksiyon o kadar doğrulukla tanımlanır. Terim sayısını artırdıkça Şekil 8.15'deki periyodik fonksiyonun ne derecede tanımlayabildiğini göstermek amacıyla, $I_m = 1$, $T = 1$, $\tau = 0$ ve n 'nin maksimum değerinin 10, 50 ve 100 olduğu durumlar için elde edilen yaklaşık fonksiyonlar Şekil 8.17'de gösterilmiştir. Bu eğrilerden görüldüğü gibi, Fourier serisinde 50 ile 100 arasında terim almak Şekil 8.15'deki gibi bir periyodik fonksiyonu tanımlamak için oldukça yeterlidir.



Şekil 8.17 Terim Sayısına Göre Fourier Serisiyle Puls Tanımlama Doğruluğu

8.3.2.2 Puls Genişliği Modülasyonunun Sistem Çıkışına Etkisi

Puls genişliği modülasyonu dolayısıyla modülasyon kullanılmayan sistemin değişken değerleri üzerine puls frekansında küçük genlikli bir salınım eklenir. Servo valfin birinci kademesinin kütlesi çok küçük, buna karşılık yükün kütlesi oldukça büyüktür. Bu yüzden servovalfin birinci kademesinin puls frekansındaki salınımları daha yüksek genlikli, yükün salınımları ise daha küçük genliklidir. Böylelikle valf içinde mil oluşması önlenirken yükün hareketi modülasyondan fazla etkilenmemiş olur. Modülasyonun sebep olduğu salınımların mertebesi hakkında fikir edinebilmenin nisbeten basit bir yolu açık çevrim sisteme Şekil 8.15'deki gibi bir puls uygulayarak bunun sebep olduğu durağan salınımların genliğini incelemektir.

Şekil 8.16'da görülen servoyükselteç, servovalf, eyleyici ve yükten oluşan kısmın eşdeğer transfer fonksiyonu $G(s)$ olsun. Bu sisteme $I(t) = I_0 \sin \omega t$ gibi harmonik bir giriş uygulanırsa sistem çıkışı $y(t)$ 'nin durağan salınımları aşağıdaki gibi olur.

$$y(t) = I_0 |G(j\omega)| \sin(\omega t + \phi) \quad (8.65)$$

Eğer giriş $I(t) = I_0 \cos \omega t$ ise $y(t)$ 'nin durağan salınımları aşağıdaki gibidir.

$$y(t) = I_0 |G(j\omega)| \cos(\omega t + \phi) \quad (8.66)$$

Denklemler (8.65) ve (8.66)'da geçen faz farkı ϕ aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\phi = \angle[G(j\omega)] \quad (8.67)$$

Puls genişliği modülasyonlu sinyal ise denklem (8.61)'de verildiği gibi sabit bir $a_0/2$ ile sinüs ve kosinüslerin toplamından oluşmaktadır. Kararlı bir sistem için sistemin $a_0/2$ giriş bileşenine vereceği cevap zaman ilerledikçe sabit bir değere doğru gider. Puls frekansındaki giriş bileşeninin sebep olacağı sürekli salınımlar ise girişin Fourier serisi açılımındaki sinüs ve kosinüs terimlerine sistemin vereceği durağan cevapların toplamından bulunabilir. Denklemler

(8.65), (8.66) ve (8.61) kullanılırsa ve lineer sistemlerin süperpozisyon özelliğinden yararlanılırsa, sistemin puls frekansındaki salınımları $y_d(t)$ 'yi veren ifade aşağıdaki gibi elde edilir.

$$y_d(t) = \sum_{n=1}^{\infty} \left[\begin{array}{l} a_n \left| G(j \frac{n\pi}{T}) \right| \cos\left(\frac{n\pi t}{T} + \phi_n\right) \\ + b_n \left| G(j \frac{n\pi}{T}) \right| \sin\left(\frac{n\pi t}{T} + \phi_n\right) \end{array} \right] \quad (8.68)$$

Bu denklemdeki faz farkları ϕ_n aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\phi_n = \angle \left[G(j \frac{n\pi}{T}) \right] \quad (8.69)$$

8.3.2.3 Puls Genişliği Modülasyonlu Sistemin Cevabı

Önce açık çevrim sistemi ele alalım. Yani Şekil 8.16'daki servoyükselteç, servovalf, eyleyici ve yükten oluşan sisteme puls genişliği modülasyonlu bir giriş uygulansın. Bu kısmın eşdeğer transfer fonksiyonu $G(s)$ olsun. Eğer $\tau = 0$ ise $a_0 = 0$ olur. Yani sisteme sadece ortalama değeri sıfır olan puls modülasyon sinyali uygulanır. Bu durumda sistem cevabı denklem (8.68)'de verileden ibarettir. $\tau \neq 0$ ise sisteme τ/T yüksekliğinde bir basamak girişin puls genişliği modülasyonlu hali uygulanır. Bu durumda ise, denklem (8.61)'deki $a_0/2$ terimine olan sistem cevabı ile denklem (8.68) ile tanımlanan $y_d(t)$ 'nin toplamı sistem cevabını aşağıdaki gibi verir.

$$\begin{aligned} y(t) &= \mathcal{L}^{-1} \left[G(s) \frac{a_0/2}{s} \right] + y_d(t) \\ &= \mathcal{L}^{-1} \left[G(s) \frac{I_m \tau / T}{s} \right] + y_d(t) \end{aligned} \quad (8.70)$$

Yukarıdaki ifade yaklaşıktır. $\tau \neq 0$ sebebiyle sisteme verilen τ/T yüksekliğindeki basamağın etkisi ve puls frekansındaki salınımları tanımlayan harmonik girişlerin sebep oldukları durağan salınımlar

dikkate alınmakta, ancak harmonik girişten kaynaklanan geçici davranışlar ihmal edilmektedir.

Sistem Şekil 8.16'daki gibi kapalı çevrim halinde çalışırken modülatörden gelen sinyalin τ değeri uygulanan kontrol işlemine bağlı olarak değişir. Bu değer Δt zaman aralığıyla değiştirildiği kabul edilsin. Bu durumda denklem (8.70)'deki τ değeri Δt süreli adımlarda sabit tutulur, bir önceki adım sonunda erişilen şartlar bir sonraki adım için başlangıç şartları olarak alınır ve çözüm zamanda ileri doğru yürütülür. Kapalı sistemin cevabını veren bu yöntemin ayrıntıları literatürde mevcuttur.¹

¹ Keleş, Ö., Ercan, Y., *Theoretical and Experimental Investigation of Width Modulated Digital Hydraulic Position Control System*, Control En Practice, 10, 645-654, Pergamon Press, 2002.

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*, Literatür, ISBN 978-975-04-0107-7, İstanbul, 2015.
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.
12. Watton, J., *Fundamentals of Fluid Power Control*, Cambridge University Press, 2009.

ALIŐTIRMA PROBLEMLERİ

BÖLÜM 3

Problem 3.1

Üç-yollu bir valfle kontrol işlemini şematik olarak çizin. Yük pistonunun geri dönüşünü sağlayan değişik mekanizmaları çizin. Hidrolik bir valfle yapılan kontrolde yükün ileri ve geri yöndeki hızlarının aynı olması için şartları bulun.

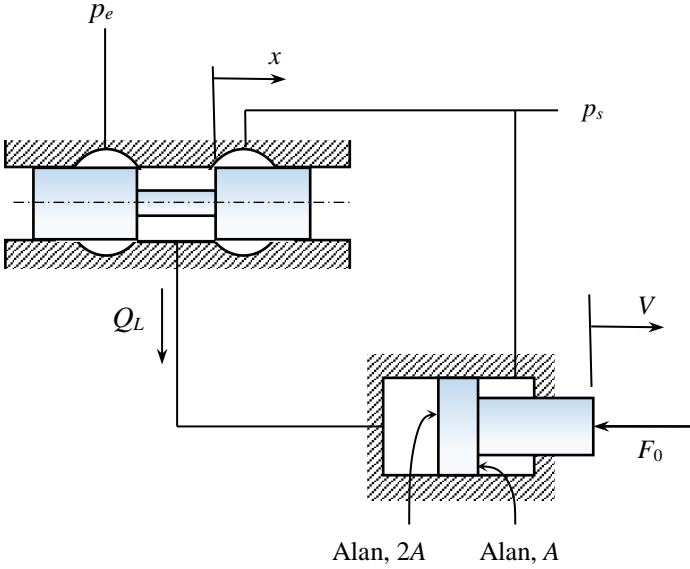
Problem 3.2

Sıfır merkez açıklıklı, 4-yollu bir valfle kontrol işlemi yapılırsa, yük debisiyle yük basıncı arasındaki ilişki ne olur? Maksimum güç noktasında debi ve basınç değerleri nedir?

Problem 3.3

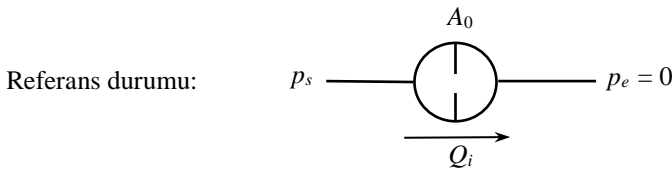
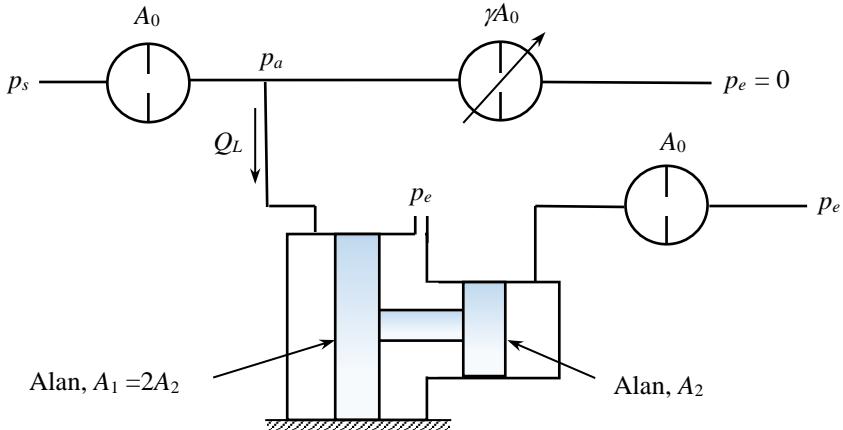
Şekildeki hidrolik sistemde sıfır merkez açıklıklı 3-yollu bir valf, farklı alanlı bir pistonun konumunu kontrol için kullanılmaktadır. Eyleyici pistonuna F_0 gibi sabit bir dış kuvvet uygulanmaktadır.

$x = x_{mak}$ 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 (ρ) ve maksimum valf açıklığı (x_{mak}) terimleri cinsinden ifade edin.



Problem 3.4

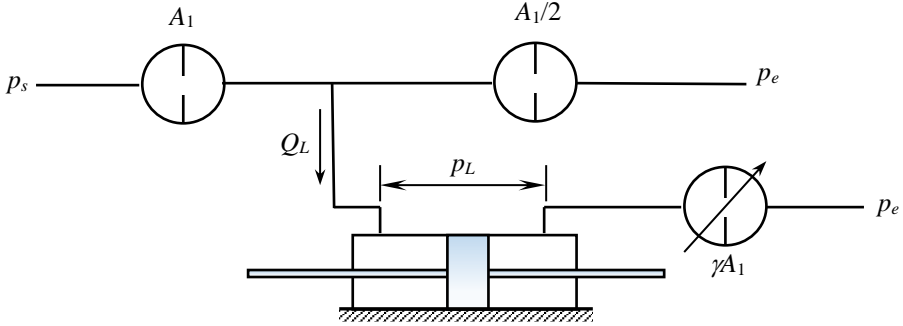
Şekildeki hidrolik sistemde, verilen bir γ için p_a 'ya karşı Q_L değerlerini verecek bir grafik yöntem geliştirin. Basınçları boyutsuz hale getirmek için p_s 'yi, debileri boyutsuz hale getirmek için ise verilen referans debisi Q_i 'yi kullanın.



Problem 3.5

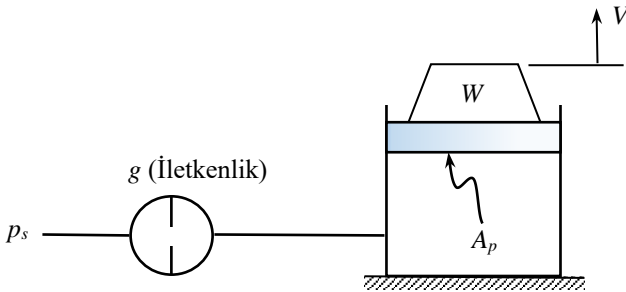
Şekilde verilen hidrolik sistem için,

- P_L ve Q_L arasında p_s , A_1 , p_e , γ , C_d ve ρ cinsinden bir ifade bulun.
- Değişik γ 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 takım tezgahında 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 eyleyici pistonunun hızla geri çekilmesi istenmektedir. p_L 'nin değerini verilmiş kabul edin.

a) Eyleyici pistonunun hareket yönünü değiştirebilen, 3-yollu valf kullanan bir kontrol mekanizması çizin.

b) Eğer geri dönüş hızınının $5V_1$ 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 hızınının $5V_1$ olması istenirse ve farklı alanlı piston kullanılmışsa piston alanları oranı ne olmalıdır? $5V_1$ hızı çizdiğiniz pistonun hangi yöne doğru hareketi sırasında elde edilmektedir?

Problem 3.8

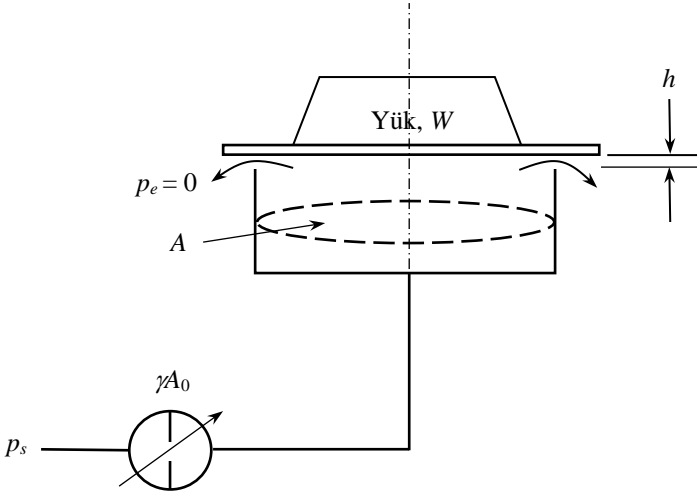
Şekilde hidrolik bir yatak görülmektedir. Valf orifisinin maksimum alanı A_o 'dır. Dairesel şekilde olan yatağın taşıma alanı A 'dır. Yatak çevresindeki direnç keskin kenarlı bir orifis olarak modellenebilir.

a) Yükün ağırlığı sabit ve $W = Ap_s / 2$ olsun.

Yatak yüksekliği h 'nin valf açıklık oranı γ ile değişimini veren bir ifade bulun..

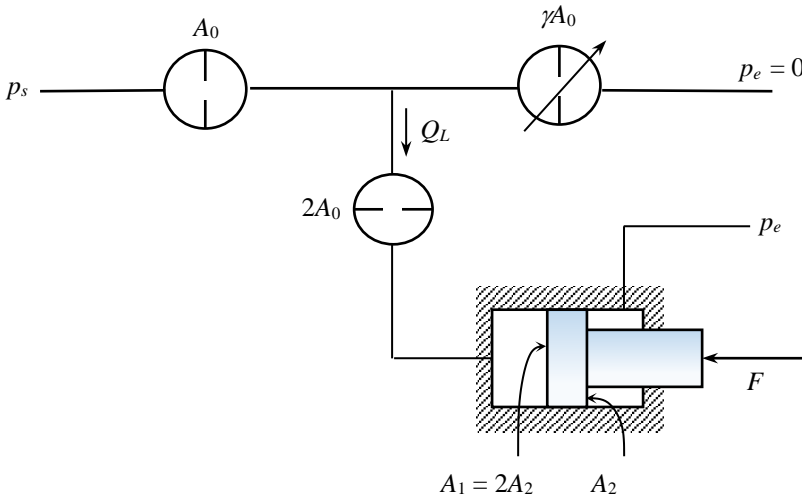
b) Şimdi de valf orifis alanınının sabit ve A_o 'a eşit olduğunu, W 'nin Ap_s ile $Ap_s / 2$ arasında değiştiğini kabul edin.

h 'yi W 'nin fonksiyonu olarak veren bir ifadeyi analitik yöntemle bulun.

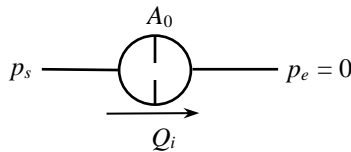


Problem 3.9

Şekildeki hidrolik sistemde, verilen bir γ 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.



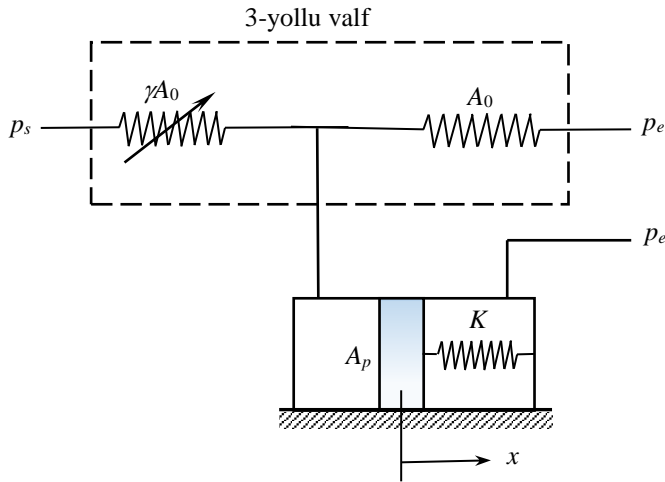
Referans durumu:



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 boya olup piston konumu $x = 0$ 'dır.

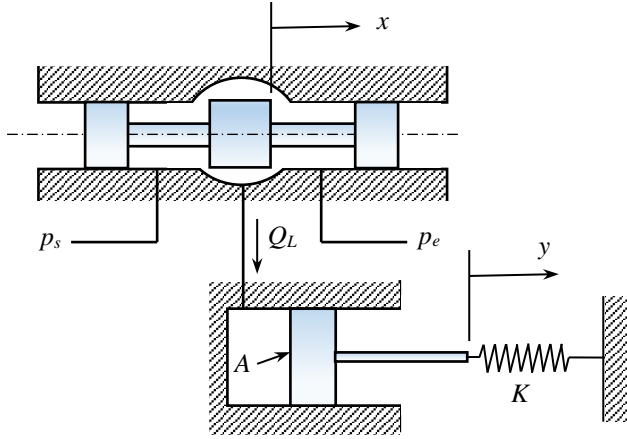
- Değişik valf açıklık oranları (γ) için x 'in statik değerini veren bir grafik yöntem geliştirin.
- Şimdi de pistonla silindir arasında sızıntı olduğunu ve bu sızıntının olduğu açıklığın R lineer akışkan direnciyle modellenebileceğini kabul edin. Bu durumda x 'in statik değeri ile γ arasındaki ilişkiyi verecek bir grafik yöntem geliştirin.



Problem 3.11

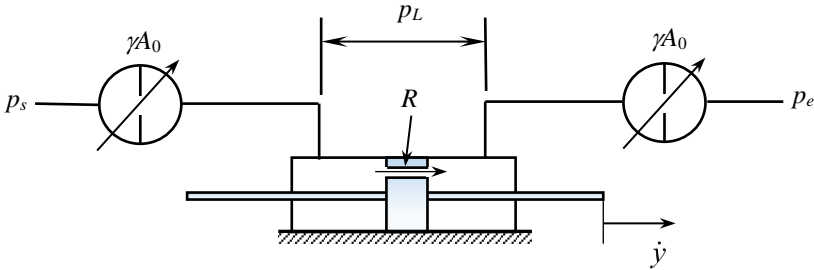
Şekilde açık merkezli, 3-yollu bir valfle sürülen bir hidrolik sistem görülmektedir.

- 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.



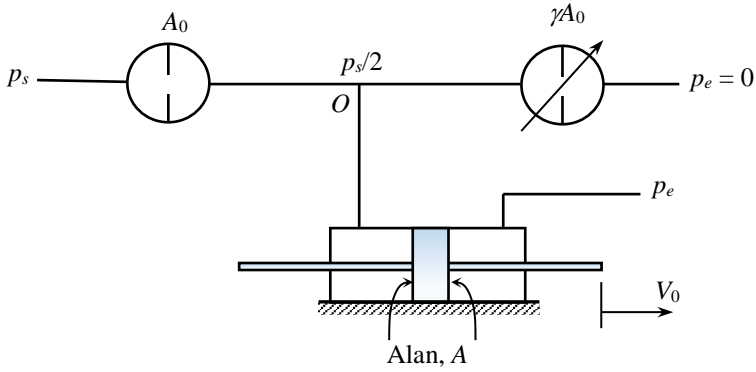
Problem 3.12

Şekildeki hidrolik sistemde piston üzerindeki sızıntı hattı lineer bir R akışkan direnciyle modellenenebilir. Diğer orifisler ise keskin kenarlıdır. Piston alanı A 'dır. Verilen bir valf açıklık oranı γ için p_L - \dot{y} ilişkisini bulun.



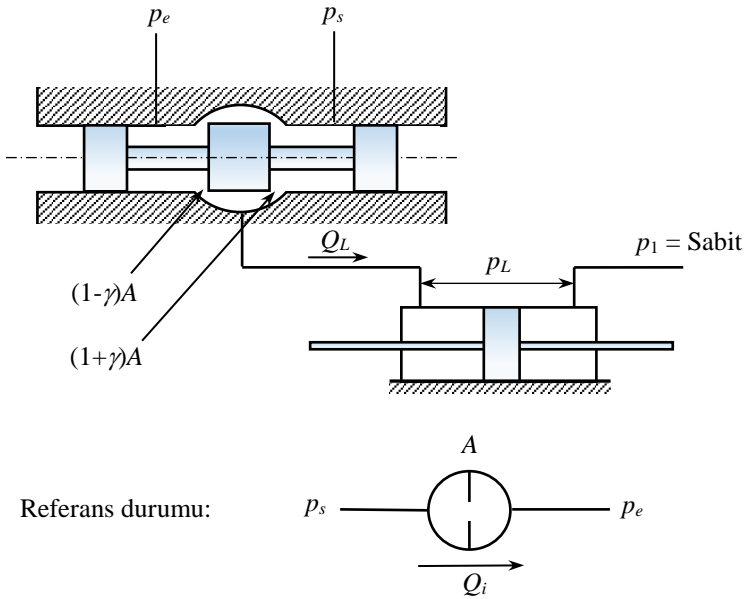
Problem 3.13

Şekilde bir değişken orifisli 3-yollu valfle kontrol edilen hidrolik bir sistem görülmektedir. Piston sağa doğru V_0 hızıyla hareket ettirilmekteyken O noktasındaki basıncın $p_2/2$ olması istenirse, sistem parametreleri cinsinden valf açıklık oranı γ 'nın değeri ne olmalıdır? γ 'nın değeri $0 < \gamma < 1$ aralığında değiştiğine göre, O noktasında $p_2/2$ basıncı hangi hız sınırları arasında sağlanabilir.



Problem 3.14

Şekilde açık merkezli 3-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?



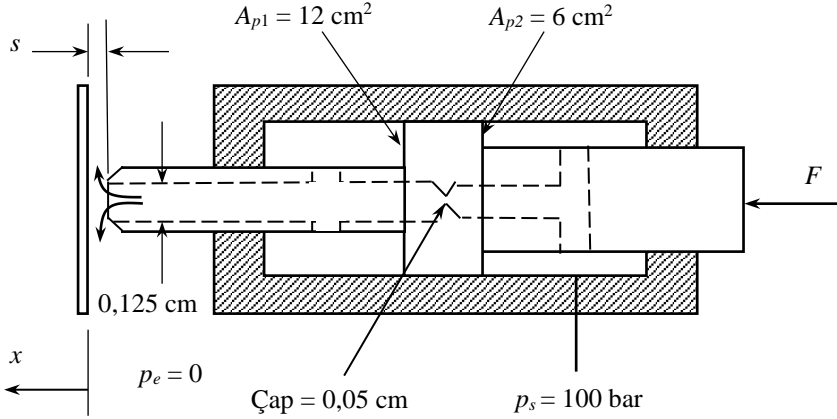
Problem 3.15¹

Şekilde kanat nozul valfi kullanan, hidrolik bir izleme mekanizması görülmektedir.

a) Sistemin nasıl çalıştığını açıklayın.

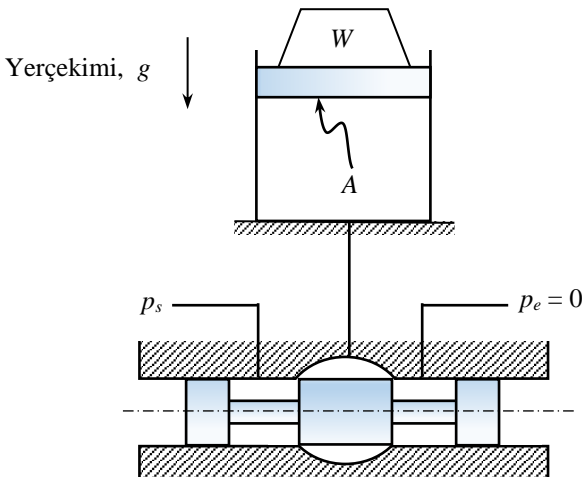
¹Prof. Dr. S. Y. Lee'nin ödev problemidir. M.I.T., 1972.

- b) Yük kuvveti $F = 0$ ise ve sistem hareketsizse kanat ve nozul arasındaki s uzaklığı ne kadardır? Bu durumda sistemin güç kaybı nedir?
- c) Kontrolü kaybetmemek için pistona uygulanabilecek F kuvvetinin maksimum değeri ne olabilir?



Problem 3.16

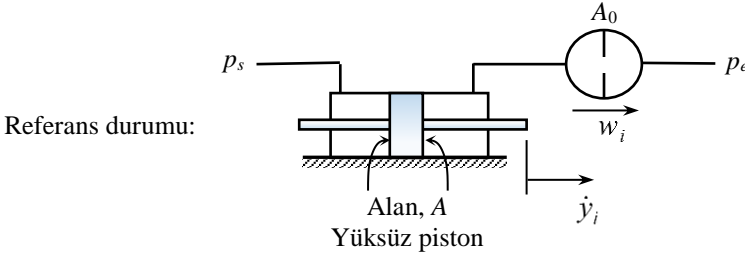
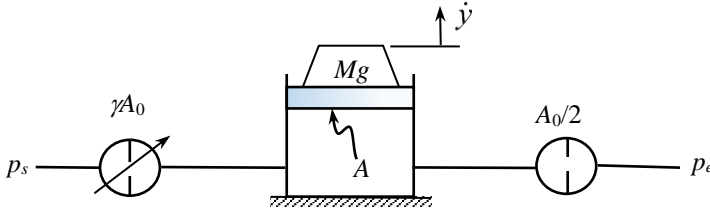
Şekildeki hidrolik sistem, bir W ağırlığını indirip kaldırmak için 3-yollu, kapalı merkezli bir valften yararlanmaktadır. Gerçekçi gördüğünüz varsayımları yapabilir, gerekli parametreleri tanımlayabilirsiniz. Eğer aynı valf açıklıkları için inme hızı kaldırma hızının üç katı ise W ağırlığını bulun.



BÖLÜM 4

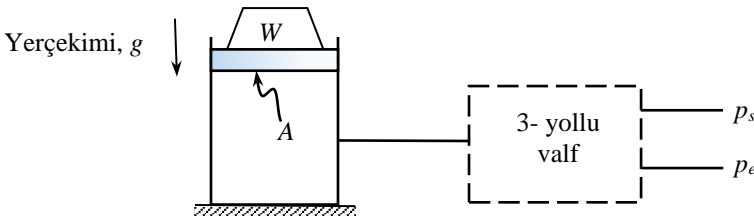
Problem 4.1

Şekildeki pnömatik sistemde Mg toplam sabit ağırlıktır. \dot{y}/\dot{y}_i 'ye karşı γ 'yı verecek bir grafik yöntem geliştirin. Boyutsuzlaştırma için verilen referans durumunu kullanın.



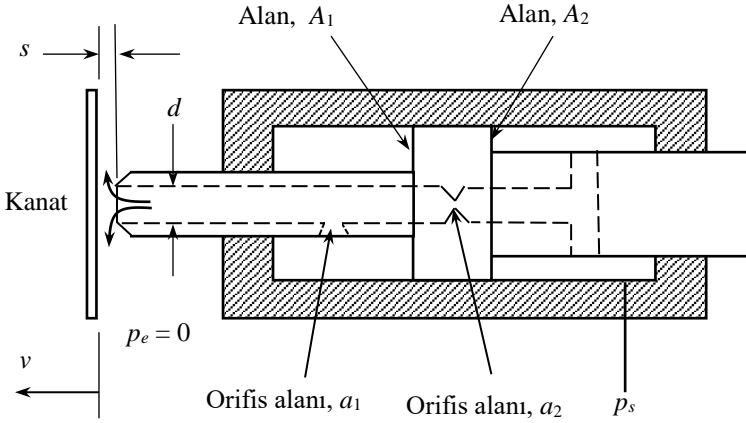
Problem 4.2

Şekilde bir yükün kaldırılması için kullanılan, kapalı merkezli 3-yollu valfle sürülen pnömatik bir sistem görülmektedir. Valf orifislerinin hem kaldırma hem de indirme hareketleri sırasında boğulmuş olarak çalışması için W hangi aralıkta olmalıdır? Bu çalışma şekli ve verilen bir γ değeri için kaldırma ve indirme hızlarını veren ifadeler bulun. Bu hızlar W ağırlığından bağımsız mıdır? (Problemi normalize etmek için Problem 4.1 için verilen referans durumunu kullanın.)



Problem 4.3

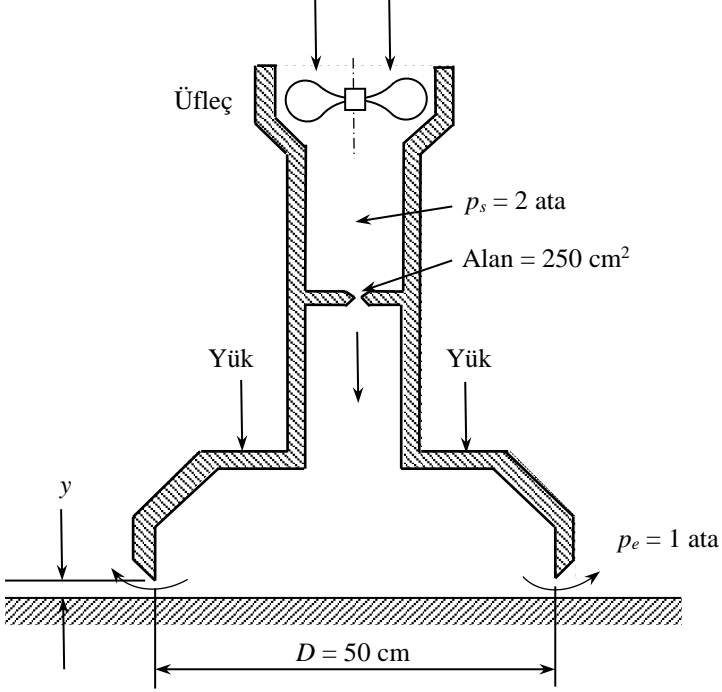
Şekildeki izleme mekanizması pnömatiktir. Orifisler dışında akışkan direnci yoktur. Kaynak basıncı ortam basıncına göre çok büyüktür. Pistonun sola doğru kanadı izleyebileceği maksimum hızı bulun.



Problem 4.4

Şekilde hava yastıklı bir taşıtın yataklarından biri görülmektedir. Aşağıda istenenleri bulun.

- Yatağın, kenarlarına oturması istenmediğine göre, taşıyabileceği maksimum yük nedir?
- Yük, maksimum yükün %50'si kadar ise, y yüksekliği ne olur?
- Sistemin (b)'deki statik konumu etrafında, düşey yöndeki sertliği (yay sabiti) nedir?



Problem 4.5

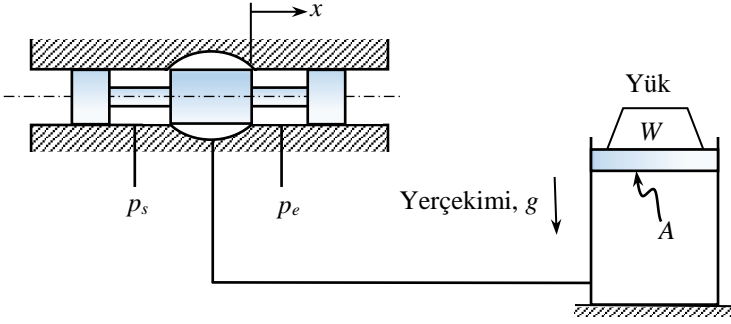
Bir yük pnömatik olarak, eyleyici silindirin akış-aşağısı tarafına koyulan tek bir valf ile kontrol edilmektedir. Değişik valf açıklıkları için eyleyici pistonunun hızına karşı p_L / p_s değerlerini veren eğrileri grafik yöntemle bulun.

Problem 4.6

Üç-yollu bir pnömatik valfin yük hızı eğrilerini grafik yöntemle bulun.

Problem 4.7

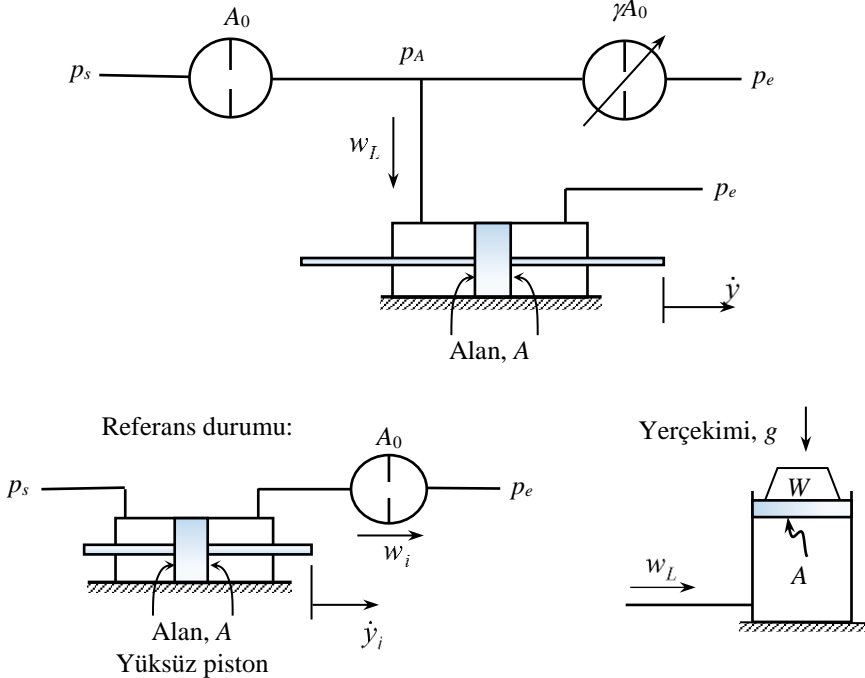
Şekilde sıfır merkez açıklıklı 3-yollu valfle kontrol edilen pnömatik bir sistem görülmektedir. Portların çevre uzunluğu w 'dir. Makara merkezdeyken $x=0$ 'dir. Problemi çözerken gerçekçi olduğunu düşündüğünüz varsayımları yapabilir, gerekli parametreleri tanımlayabilirsiniz. $x=x_0$ iken W ağırlığındaki 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

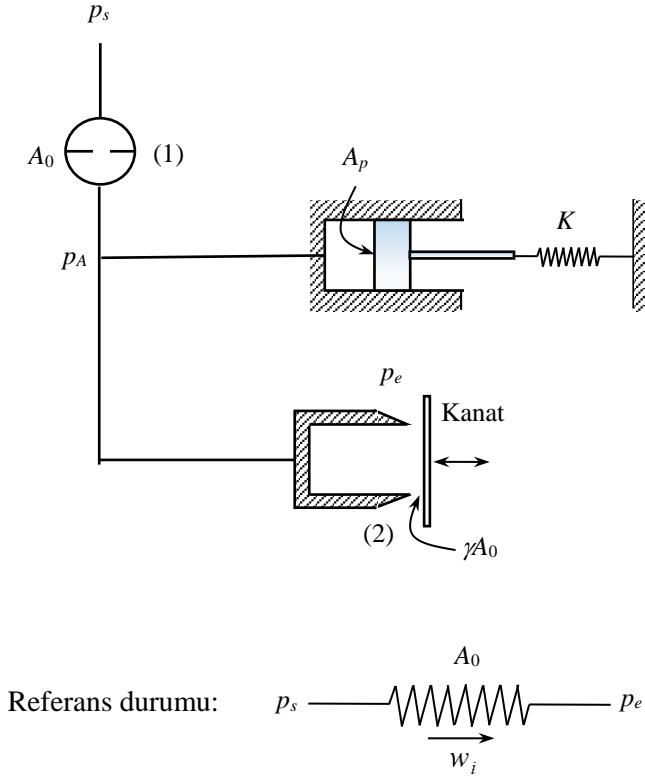
Şekildeki pnömatik sistemde değişken orifisli, 3-yollu bir valf kullanılmaktadır. Problemin çözümünde boyutsuz parametreleri tanımlamak için, verilen referans şartlarını kullanın.

- $(w_L/w_i) - (p_A/p_s)$ ve $(\dot{y}/\dot{y}_i) - (p_A/p_s)$ eğrilerini grafik yöntemle bulun.
- Eğer eyleyici şeklin sağ alt tarafındaki gibi, W ağırlığı ile yüklenmiş bir pistonsa, $(\dot{y}/\dot{y}_i) - \gamma$ eğrilerini grafik yöntemle bulun.



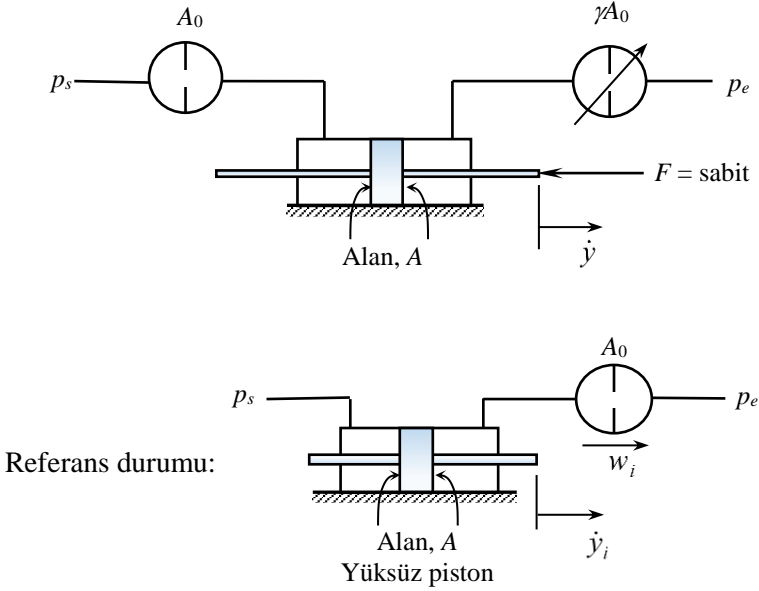
Problem 4.9

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. γ 'nın 0 - 2 arasındaki değerleri için γ 'ya karşı piston konumunu veren eğriyi elde edin.



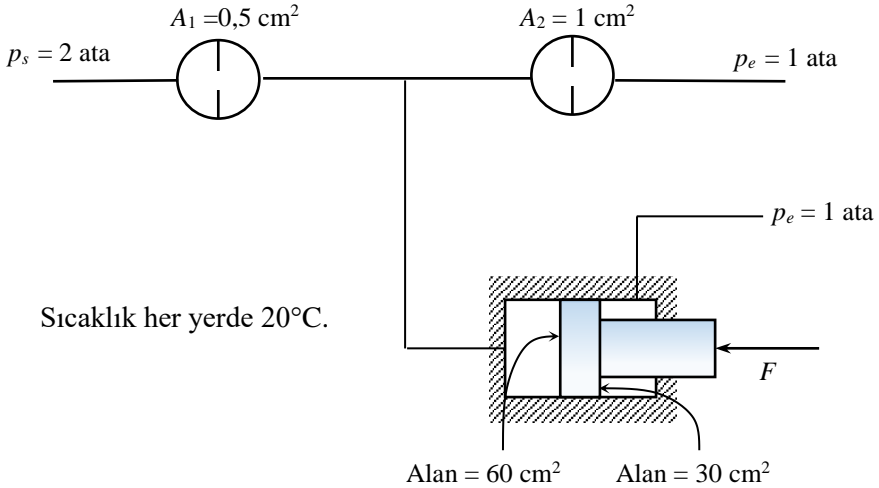
Problem 4.10

Şekildeki pnömatik sistem için γ 'ya karşı (\dot{y}/\dot{y}_i) eğrilerini verecek bir grafik yöntem geliştirin.



Problem 4.11¹

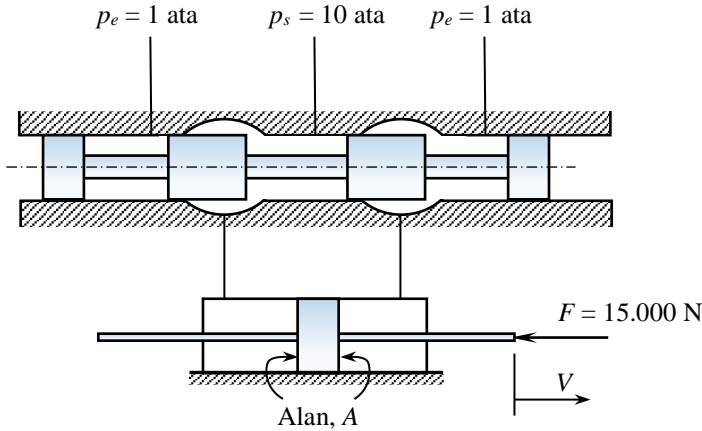
Şekilde görülen pnömatik sistemde pistonun hareketine mani olmak için gereken kuvvet F nedir? $F = 0$ N, $F = 1000$ N ve $F = -1000$ N durumları için piston hareketinin yönleri ve hızları ne olur?



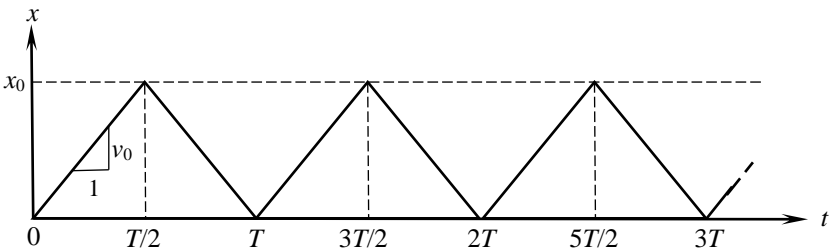
¹Prof. Dr. S. Y. Lee'nin ödev problemidir. M.I.T., 1966.

Problem 4.12¹

Bir tav fırınına metal kütükleri iterek yüklemek için kullanılan pnömatik bir sistem şekilde görülmektedir. Kullanılan valf kapalı merkezli ve 4-yolludur. Kütüğü itmek için 15.000 N kuvvet gereklidir. Maksimum valf açıklığında kütüklerin en yüksek hızda itilmesini sağlayacak piston alanı nedir?

**BÖLÜM 5****Problem 5.1**

Kapalı merkezli 4-yollu valfle kontrol yapan hidrolik bir sistem saf bir yüküne karşı çalışmaktadır. Yayın bir ucu yere bağlı olup, eyleyici 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.

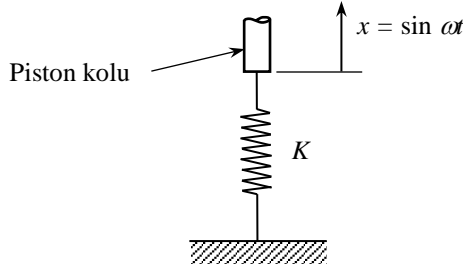


¹Prof. Dr. S. Y. Lee'nin sınav problemidir. M.I.T., 1966.

Problem 5.2

Hidrolik olarak sürülen bir yorulma tezgahında test edilen örnek (yük) bir yayla modellenebilmektedir. Örneğin yay sabiti K 'dir. Örneğin bir ucu sabit, diğer ucu ise bir hidrolik pistonla bağlı ve $x = \sin \omega t$ biçiminde hareket ettirilmektedir.

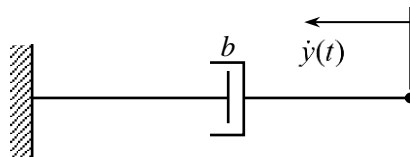
- Piston tarafından yüke uygulanan F kuvveti nedir? $F - \dot{x}$ düzleminde yükün yer eğrisini çizin. (Eksenler uygun biçimde normalize edilebilir.)
- Yükün maksimum güç istediği noktada F ve \dot{x} 'nin değerlerini bulun.
- Yük, sıfır merkez açıklıklı 4-yollu bir valf kullanarak A piston alanlı bir eyleyici 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.

- Yükün yer eğrisini çizin.
- Eğer yükü süren pistonun alanı 3 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 $p_e = 0$ 'dır.)



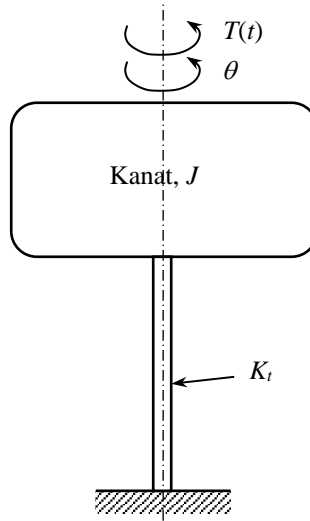
Problem 5.4

Yükün geometrik yerinin valf karakteristiğine uydurulması ve optimum çalışma koşullarının sağlanmasından ne anladığınızı grafiklerden de yararlanarak açıklayın.

Problem 5.5

Bir kanatın dönme eksenine göre atalet momenti $J = 1 \text{ kg-m}^2$ kadardır. Kanat $K_t = 2 \text{ N-m/radyan}$ sabitli bir torsiyon yayıyla yere bağlıdır.

- 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.)
- 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. Dört-yollu, kapalı merkezli bir valfte toplam aksenal kuvveti bulun.

Problem 6.2

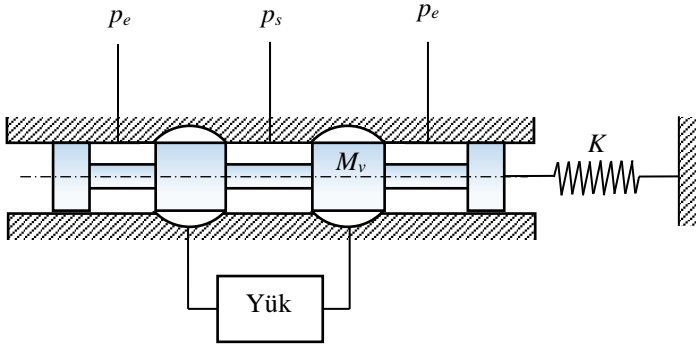
Tek nozullu hidrolik bir kanat-nozul valfinde kanada uygulanan kuvvet için bir ifade bulun.

Problem 6.3

Çift nozullu hidrolik bir kanat-nozul valfinde kanat merkezden x kadar ayrılırsa kanat üzerindeki kuvveti bulun. Bu kuvvet hangi yödedir.

Problem 6.4

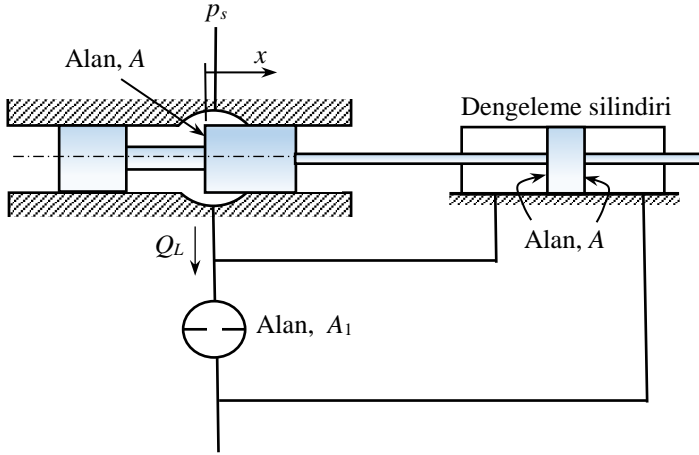
Şekildeki hidrolik valf 4-yollu ve kapalı merkezlidir. Valfi süren düzeneğin yay sabiti K ile gösterilmiştir. Durağan aksenal kuvveti dikkate alarak, valfin doğal frekansı için bir ifade bulun.



Problem 6.5

Bir valfte durağan akış kuvvetini dengelemek için şekilde görülen dengeleme silindirinin kullanılması önerilmektedir.

- 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?
- Eğer şekildeki A_1 alanlı orifis yerine lineer bir akışkan direnci koyulursa (a)'nın cevabı ne olur?



Problem 6.6

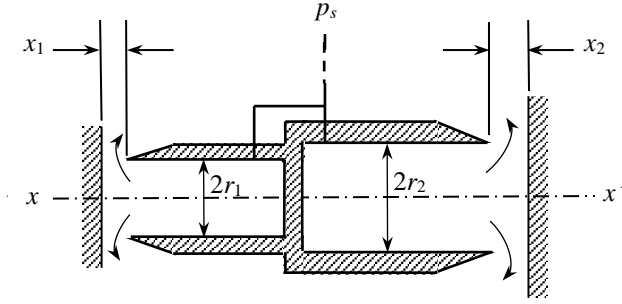
Bir negatif kuvvet portu çizin ve nasıl çalıştığını açıklayın. 4-yollu bir valfe uygulamasını gösterin.

Problem 6.7

Hidrolik kilitlenmenin sebebini açıklayın. Kilitlenmenin gerçekleşmesini etkileyen faktörler nedir? Kilitlenme nasıl engellenir?

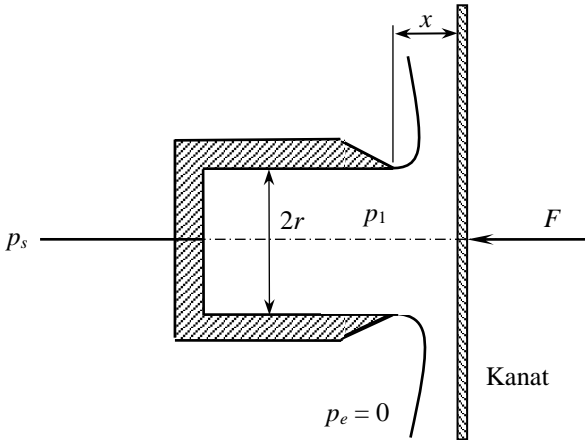
Problem 6.8

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. $x_1 + x_2 = L$ (sabit) olduğuna göre, sistem üzerindeki kuvvetler denge halindeyken x_1 ve x_2 'yi sistem parametreleri cinsinden bulun. Denge konumunun kararlılığı hakkında ne söyleyebilirsiniz?



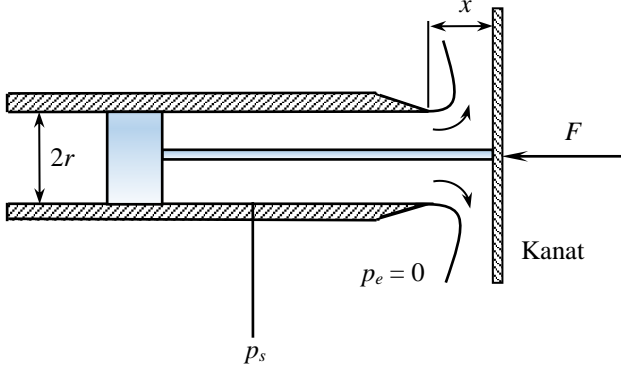
Problem 6.9

Şekildeki hidrolik kanat-nozul sistemi için $p_1 = 2p_s - (F/\pi r^2)$ olduğunu gösterin. Bu denklemin fiziksel önemi nedir?



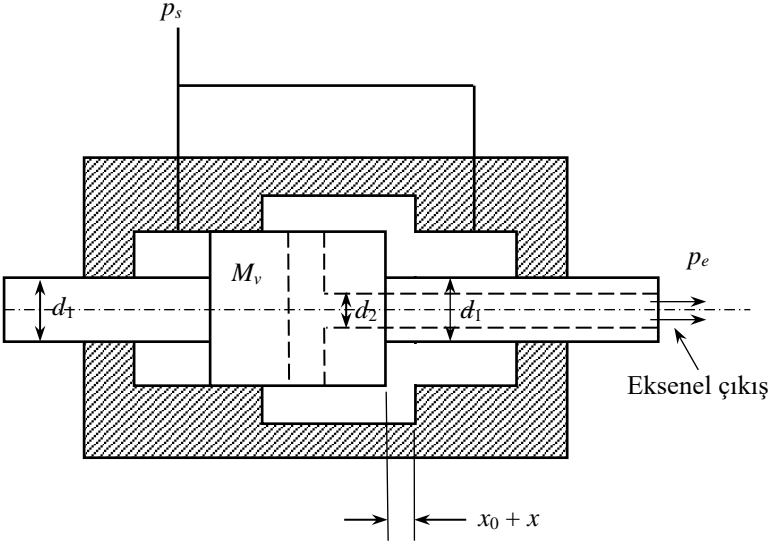
Problem 6.10

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.



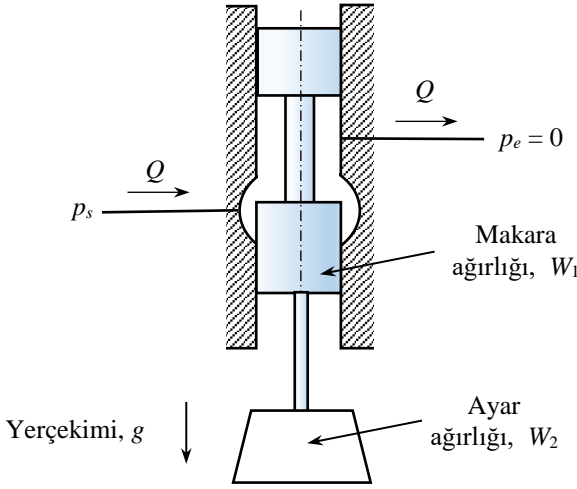
Problem 6.11

Şekilde görülen hidrolik valfte orifisten geçen akış kol ortasındaki nozuldaki jet halinde dışarı çıkmaktadır. Orifisin çevresel uzunluğu w , boşaltma katsayısı C_d , piston kütlesi M_v , pistonla silindir arasındaki viskoz sürtünmeden kaynaklanan sönüm sabiti b , hidrolik yağın yoğunluğu ise ρ 'dur. Sistem, jetin piston üzerinde yarattığı reaksiyon kuvvetiyle statik valf kuvvetinin dengelendiği konumda ise, bu durumdaki orifis açıklığı x_0 sistem parametreleri cinsinden ne olur? Bu durumun kararlılığı hakkında ne söyleyebilirsiniz? Sistemi bir x_c açıklığında tutabilmek için pistonu uygulanması gereken F_0 kuvveti ne olmalıdır?



Problem 6.12

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.

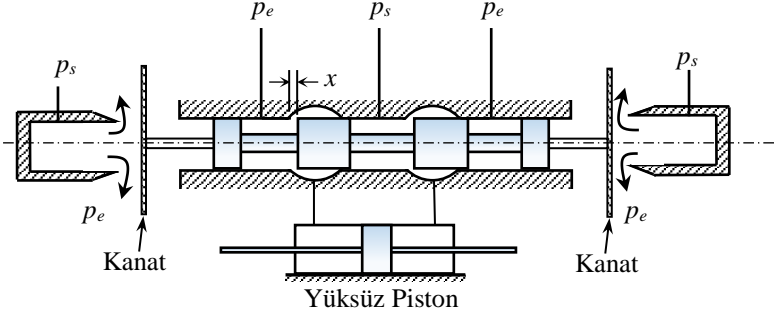


Problem 6.13¹

Şekildeki tek orifisli, makaralı hidrolik valf sabit debili bir kaynaktan beslenmekte ve bir eyleyici pistonunu kontrol etmektedir. Valf makarası K sabitli bir yayla yerinde tutulmaktadır. Akış kuvvetlerinin durağan olduğunu kabul edin. Durağan olmayan akış kuvvetlerini sıfır alın. Dinamik bir giriş kuvveti uygulandığında valf makarasının hareketi (x) sistemin doğal frekansına bağlıdır. Yük ve eyleyici pistonunun yeterince hantal olduğunu ve valfi doğal frekansında izleyemediğini kabul edin. Bu durumda, valfin doğal frekansı hesaplanırken eyleyici pistonu kilitli kabul edilebilir. Ayrıca, sistemin $F = F_0$ kuvvetine karşılık gelen $x = x_0$ durağan durumu etrafında küçük hareketler yaptığını kabul edin.

- Valfin doğal frekansını bulun.
- Sistemin kararlılığı hakkında ne düşünüyorsunuz?

¹Prof. Dr. S. Y. Lee'nin sınav problemidir. M.I.T., 1966.



Problem 6.16

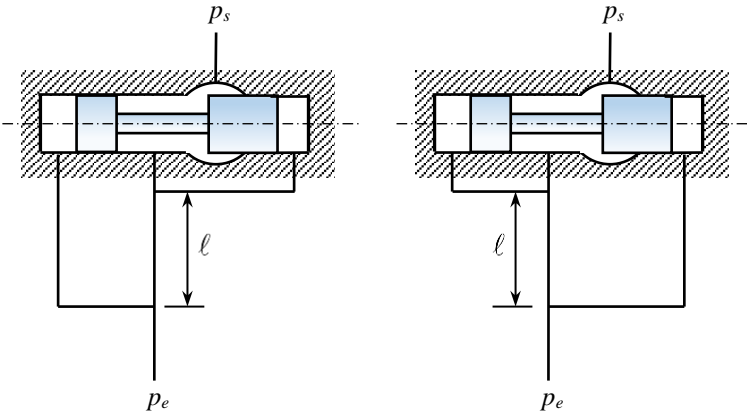
Sönüm uzunluğu nedir? Valfin kararlılığına etkisi nedir? Matematiksel olarak gösterin.

Problem 6.17

Durağan akış kararlılığını matematiksel olarak açıklayın.

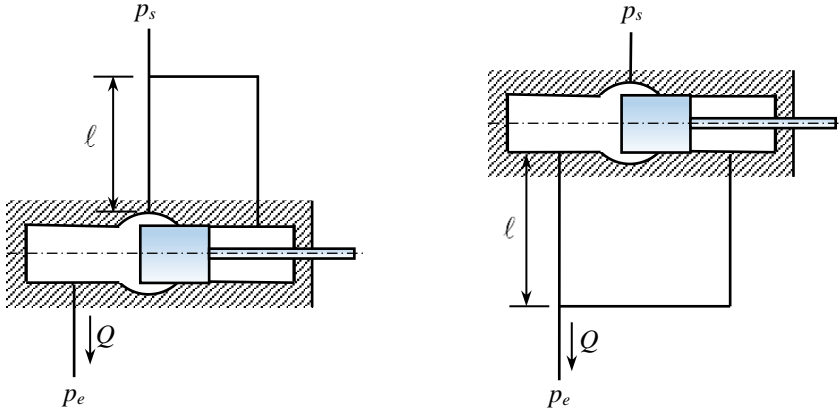
Problem 6.18

Şekildeki sistemlerde ℓ oldukça uzun olan akış hatlarıdır. Sistemlerin durağan akış kararlılığını inceleyin.



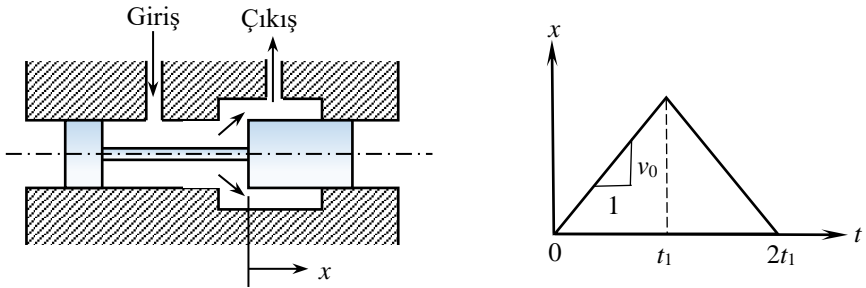
Problem 6.19

Şekilde görülen iki sistem Q sabitse kararlıdır. Eğer valften geçen debi dQ/dt gibi değişirse, oluşacak kuvvetlerin bu sistemlerin kararlılıklarını nasıl etkileyeceğini açıklayın.



Problem 6.20

Şekilde görülen valfin açıklığı (x) verilen 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? (Problemin çözümü için gerekli gördüğünüz parametreleri tanımlayabilirsiniz.)



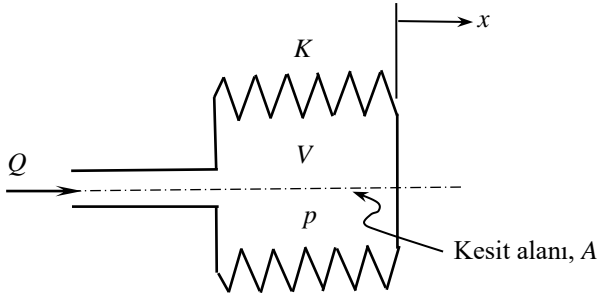
BÖLÜM 7

Problem 7.1

Bir valfin değişik valf açıklıkları için çizilmiş p_L - q_L eğrilerinden yararlanarak diferansiyel katsayılarını tanımlayın.

Problem 7.2

Şekilde metal körüklü bir hidrolik eyleyici eleman görülmektedir. Körük x yönünde K sabitli bir yay gibi davranmaktadır; radyal yönde ise sonsuz sertliğe sahiptir. Akışkanın balk modülü β 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 eyleyici silindirine giden akışla yük basıncı arasındaki ilişkiyi bulun.

Problem 7.4

Kol, kuvvet, yük basıncı ve dinamik yük basıncı geribeslemeli valflerin temel denklemlerini yazın, statik ve dinamik davranışlarını inceleyin.

Problem 7.5

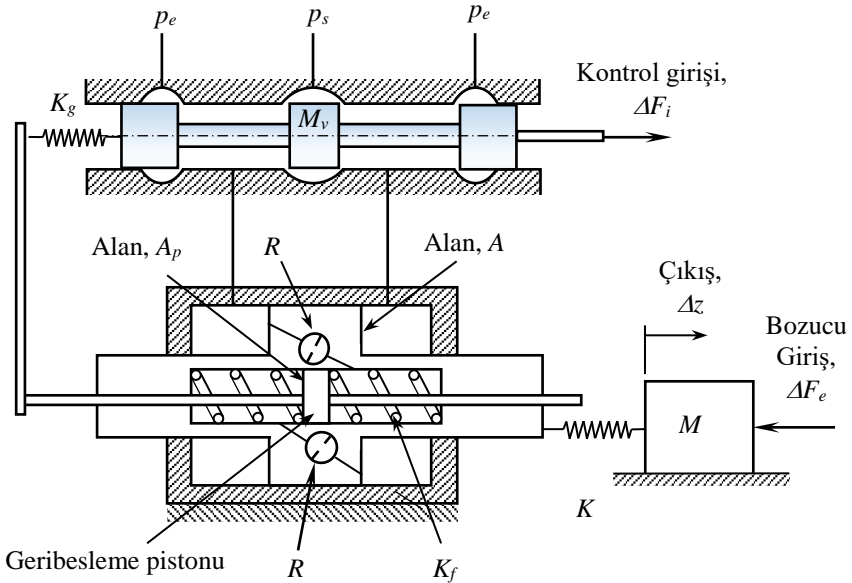
Dinamik basınç geribeslemede ayarlama işleminden ne anladığınızı köklerin yer eğrisi diyagramından yararlanarak açıklayın.

Problem 7.6

Kuvvet, yük basıncı ve dinamik yük basıncı geribeslemelerinin valfin statik ve dinamik davranışı üzerindeki etkilerini tartışın.

Problem 7.8¹

Aşağıdaki hidrolik sistemde kullanılan özel geribesleme mekanizmasının amacını açıklayın. Valf karakteristiğini lineer kabul edin. Akış kuvvetleri, yapısal esneklik ve yağın sıkıştırılabilirliğinin etkileri ihmal edilebilir. R dirençleri lineerdir. Geribesleme pistonunun kütlesi ve sürtünmesi yoktur. Yük pistonu kütsüzdür. Şekildeki değişkenler durağan bir çalışma durumundan olan sapmalar cinsindedir. Yük konumu Δz ile giriş kuvveti ΔF_i ve yük kuvveti ΔF_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.

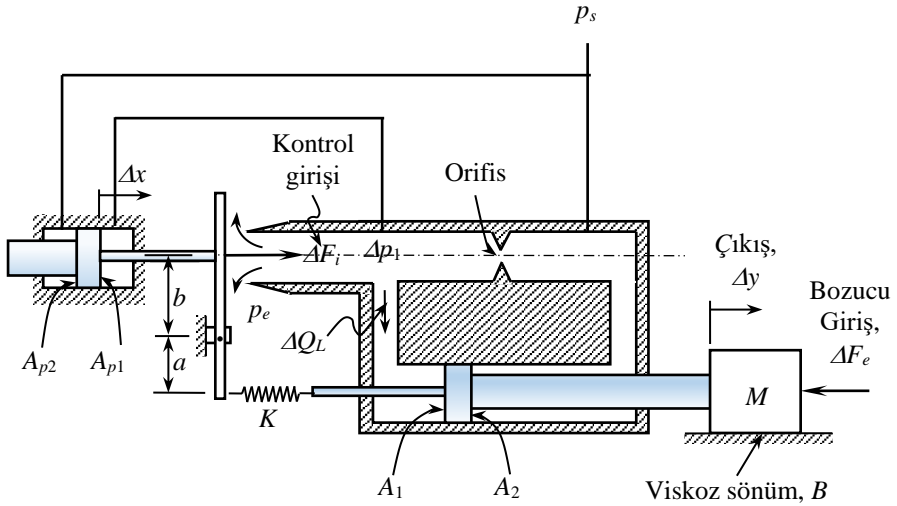
- a) Sistem başlangıçta statik denge durumunda ($\Delta y = 0$, $F_e = 0$, $F_i = 0$) olsun. Bu durumdayken kanatla nozul arasındaki uzaklık x_0 olarak verilmiş ise, geribesleme yayı K 'nın statik esneme miktarı δl 'yi, kanat üzerindeki akış kuvvetlerini de analize dahil ederek bulun.

¹Prof. Dr. S. Y. Lee'nin ödev problemidir. M.I.T., 1966.

b) Statik denge durumundan olan küçük sapmalar için valf karakteristik denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\Delta Q_L = K_1 \Delta x + C_1 \Delta p_1$$

- Sistemin dinamik davranışını tanımlayan tüm denklemleri denge durumundan olan sapmalar cinsinden yazın.
- Sistemin blok diyagramını çizin.
- ΔF_e , ΔF_i ve Δy arasındaki diferansiyel denklemi bulun. ΔF_i ve Δy arasındaki statik ilişkiyi bulun. ΔF_e ve Δy arasındaki statik ilişkiyi bulun.

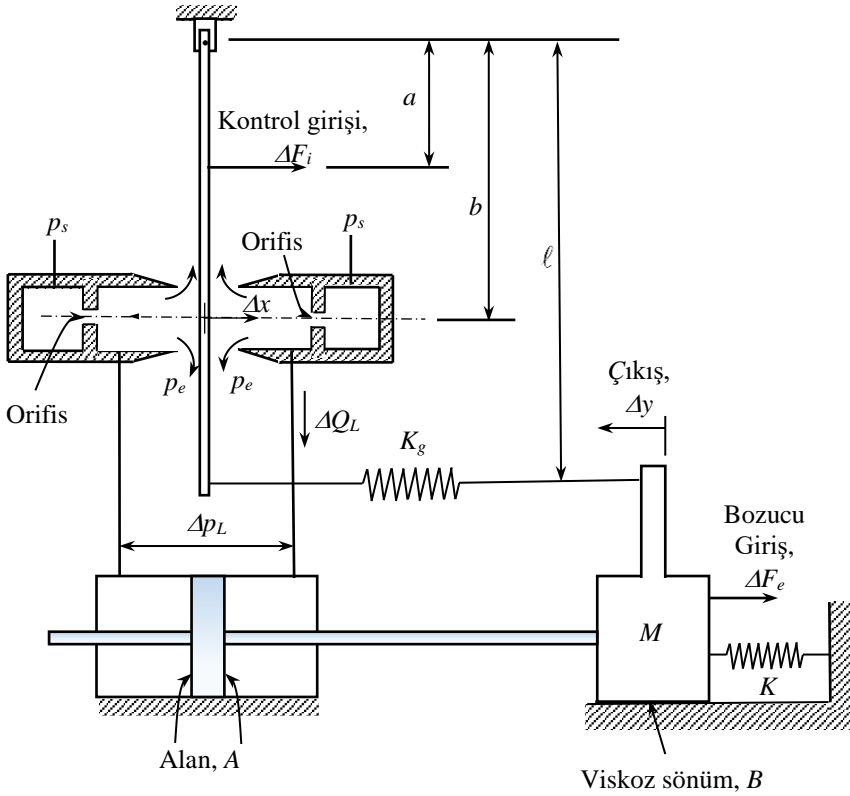


Problem 7.10

Şekilde görülen sistemde, kuvvet geribeslemeli bir kanat-nozul valfi ile bir yük kontrol edilmektedir. Şekildeki değişkenler durağan bir çalışma durumundan olan sapmalar cinsindedir. Analizinizde eyleyici pistonunun yapısal esnekliğini, piston etrafındaki sızıntıyı 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.

$$\Delta Q_L = K_1 \Delta x - C_1 \Delta p_L$$

- b) Kontrol girişi ΔF_i ile Δy arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak ΔF_i için Δy 'nin durağan değeri nedir?
- c) Bozucu giriş ΔF_e ile Δy arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak ΔF_e için Δy 'nin durağan değeri nedir?

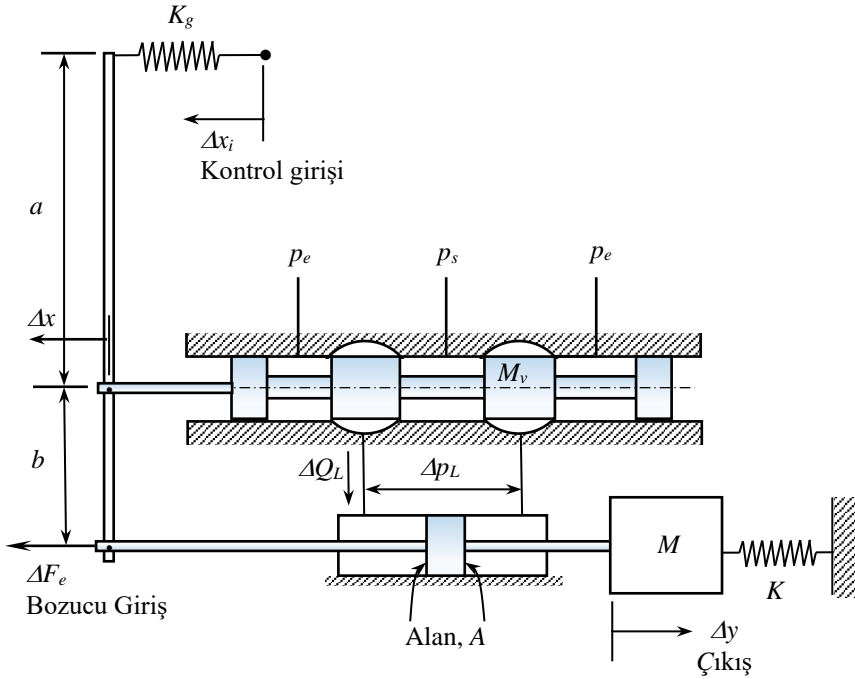


Problem 7.13

Şekildeki sistemde hidrolik yağ sıkıştırılabılır olup, eyleyici pistonu etrafında sızıntı vardır. Gerçekçi gördüğünüz varsayımları yapabilir ve gerekli parametreleri tanımlayabilirsiniz. Bütün değişkenler durağan bir çalışma durumundan olan sapmalar cinsindedir. Δx_i kontrol girişi, Δy sistem çıkışı, ΔF_e ise bozucu dış kuvvettir. Valf için aşağıdaki lineer karakteristik geçerlidir.

$$\Delta Q_L = K_1 \Delta x - C_1 \Delta p_L$$

- Sistemin dinamik davranışını tanımlayan tüm diferansiyel ve cebirsel denklemleri yazın.
- Kontrol girişi Δx_i ile Δy arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak Δx_i için Δy 'nin durağan değeri nedir?
- Bozucu giriş ΔF_e ile Δy arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak ΔF_e için Δy 'nin durağan değeri nedir?

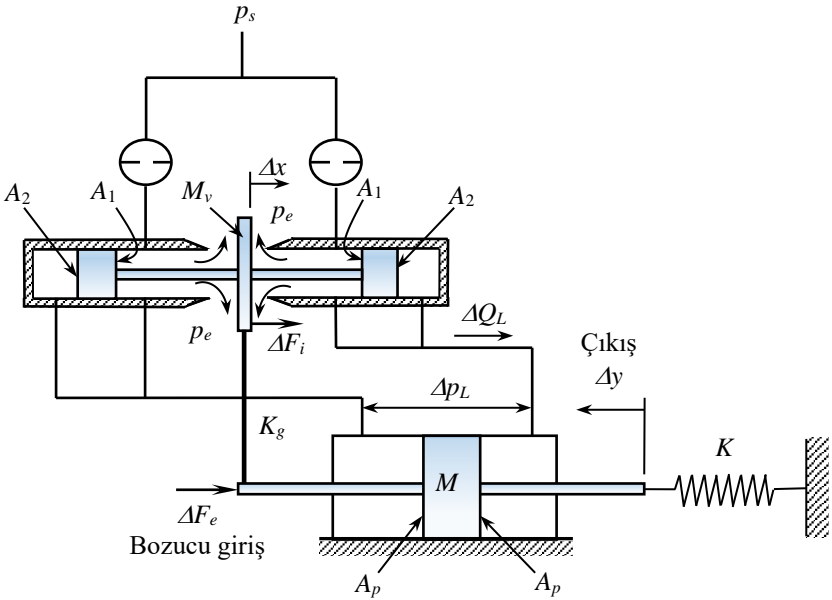


Problem 7.14

Şekilde iki kademeli bir hidrolik valfin birinci kademesini oluşturan çift nozullu bir kanat-nozul valfi görülmektedir. Şekildeki değişkenler durağan bir çalışma durumundan olan sapsmalar cinsindedir. İkinci kademe valfi 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.

$$\Delta Q_L = K_1 \Delta x - C_1 \Delta p_L$$

- Sistemin dinamik davranışını tanımlayan tüm diferansiyel ve cebirsel denklemleri yazın.
- Kontrol girişi ΔF_i ile Δy arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak ΔF_i için Δy 'nin durağan değeri nedir?
- Bozucu giriş ΔF_e ile Δy arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak ΔF_e için Δy 'nin durağan değeri nedir?



Problem 7.15

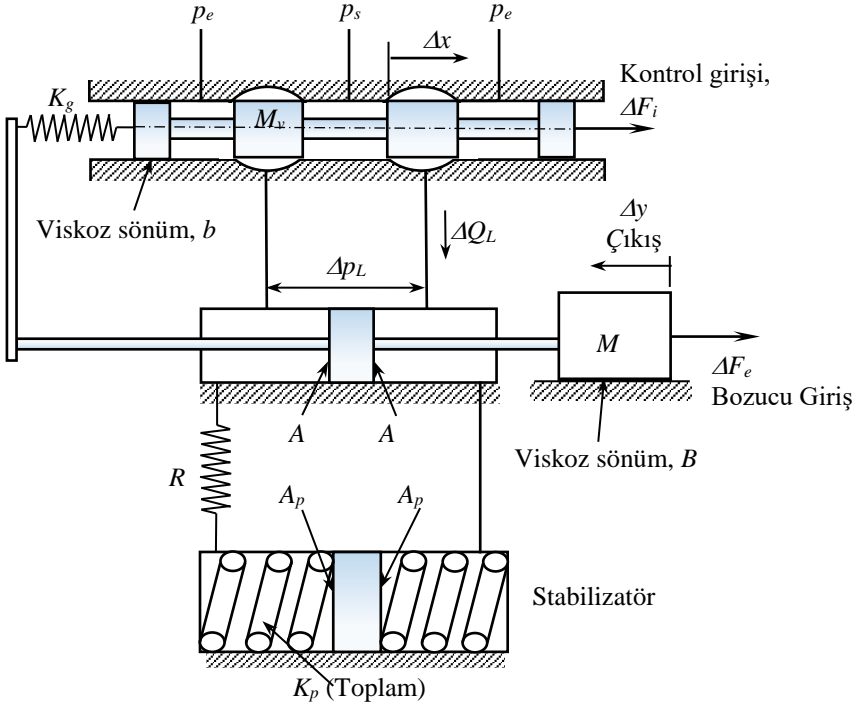
Şekilde pilot kademesi iki nozullu kanat-nozul valfi, güç kademesi ise makaralı valf olan iki kademeli bir kontrol valfi görülmektedir. Şekildeki değişkenler durağan bir çalışma durumundan olan sapmalar cinsindedir. Kanat makaraya ankastre bir yaprak yayla bağlıdır. Nozulun bulunduğu yerde yay sabiti K_g 'dir. Yine, nozulun olduğu yerde kanat ve yayın toplam etken kütlesi M_f 'dir. Kanat ve makaraya uygulanan durağan valf kuvvetleri ihmal edilebilir. K_g yayının makaraya uyguladığı kuvvet ihmal edilebilir. Eyleyici silindiri rijit ve yağ sıkıştırılmaz olup, piston kenarından sızıntı yoktur. Gerçekçi gördüğünüz diğer varsayımları yapabilir ve gerekli

Problem 7.18¹

Şekilde görülen *geçici akış stabilizatörü* büyük kütleli yüklerin sürüldüğü hidrolik sistemlerin kararlılığını iyileştirmek için kullanılır. Şekildeki değişkenler durağan bir çalışma durumundan olan sapmalar cinsindedir. Eyleyici silindiri için akışkan sıkıştırılabilirliğini ve piston sızıntısının etkilerini analize dahil edin. Stabilizatörde ise bu etkileri ihmal edin. Geçerli olduğunu düşündüğünüz diğer varsayımları yapabilir ve parametreleri tanımlayabilirsiniz. R direnci lineerdir. Valf için aşağıdaki lineer karakteristik geçerlidir.

$$\Delta Q_L = K_1 \Delta x - C_1 \Delta p_L$$

- 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.



¹Prof. Dr. S. Y. Lee'nin ödev problemidir. M.I.T., 1966.

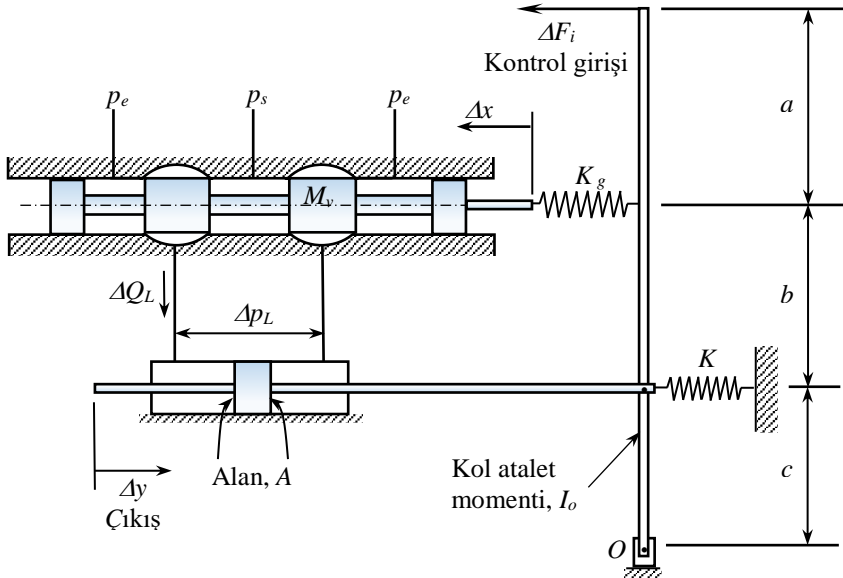
- b) Stabilizatörün olduğu ve olmadığı durumlar için kontrol girişi ΔF_i ile Δy arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak ΔF_i için Δy 'nin durağan değeri nedir?
- c) Stabilizatörün olduğu ve olmadığı durumlar için bozucu giriş ΔF_e ile Δy arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak ΔF_e için Δy 'nin durağan değeri nedir?

Problem 7.19

Şekildeki hidrolik sistemin analizinde eyleyici silindirindeki 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. Aşağıdaki lineerleştirilmiş valf karakteristiği geçerlidir.

$$\Delta Q_L = K_1 \Delta x - C_1 \Delta p_L$$

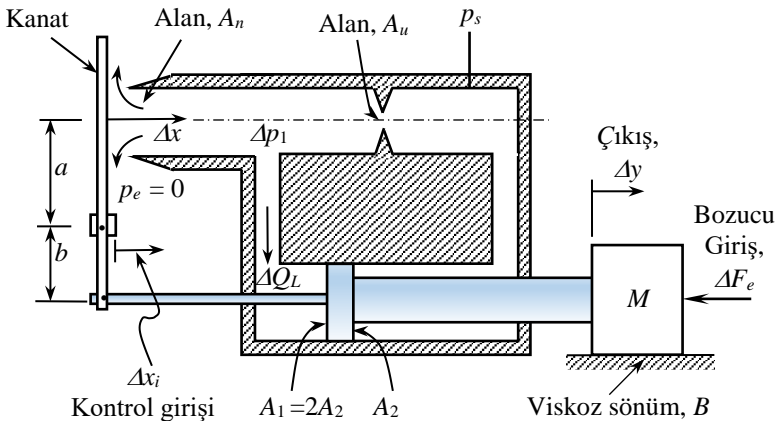
- a) Sistemin dinamik davranışını tanımlayan tüm diferansiyel ve cebirsel denklemleri yazın.
- b) Kontrol girişi ΔF_i ile Δy arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak ΔF_i için Δy 'nin durağan değeri nedir?



Problem 7.20¹

Şekildeki hidrolik konum kontrol sisteminde eklem 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.

- 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 Δy 'yi kontrol girişi Δx ve bozucu giriş ΔF_e cinsinden veren diferansiyel denklemi bulun. Sistemin blok diyagramını çizin.
- Şimdi de geribesleme kolunun kullanıldığını ($a \neq 0$) ve sistem girişinin Δx_i olduğunu kabul edin.
 - Piston konumu Δy 'yi kontrol girişi Δx_i ve bozucu giriş ΔF_e cinsinden veren diferansiyel denklemi bulun. Sistemin blok diyagramını çizin.
 - $\Delta F_e = 0$ iken, basamak Δx_i girişi uygulanırsa Δy 'nin durağan değeri ne olur?
 - Sistemin statik yük hassasiyetini bulun.



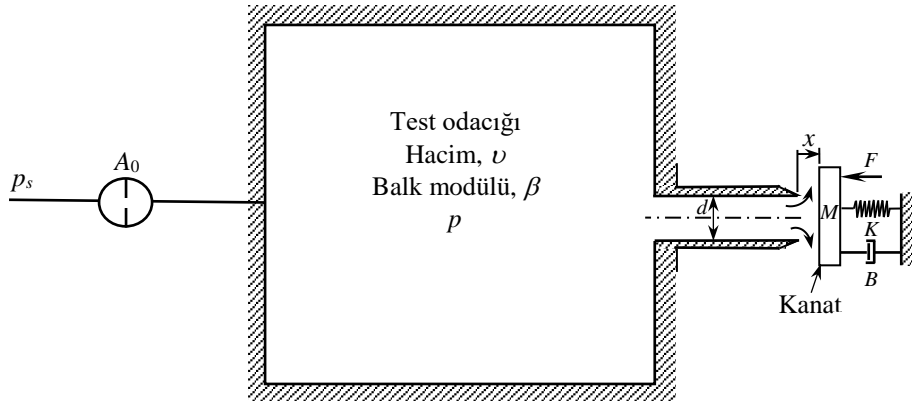
¹Prof. Dr. S. Y. Lee'nin ödev problemidir. M.I.T., 1966.

Problem 7.21

Şekilde hidrolik bir sistem verilmiştir. Bu sistemde bir kanat-nozul valfi kullanılarak test odacığındaki basınç (p) kontrol edilmektedir. Sistemin girişi kanada uygulanan dış kuvvet F 'dir. Test odacığındaki akış hızları ihmal edilebilir.

- Sistemin dinamik davranışını tanımlayan denklemlerin tamamını yazın.
- Test odacığında $p = p_0$ gibi bir durağan basınç değeri sağlamak için uygulanması gereken sabit $F = F_0$ kuvvetini verecek bir ifade bulun. Bu duruma karşılık gelen $x = x_0$ açıklığını verecek bir ifade bulun.
- Denklemleri (b)'de verilen durum etrafında lineerleştirin ve durağan durumdan olan sapmalar ΔF ve Δp arasındaki lineerleştirilmiş diferansiyel denklemi bulun. Sistemin kararlı olması için şartları belirleyin.

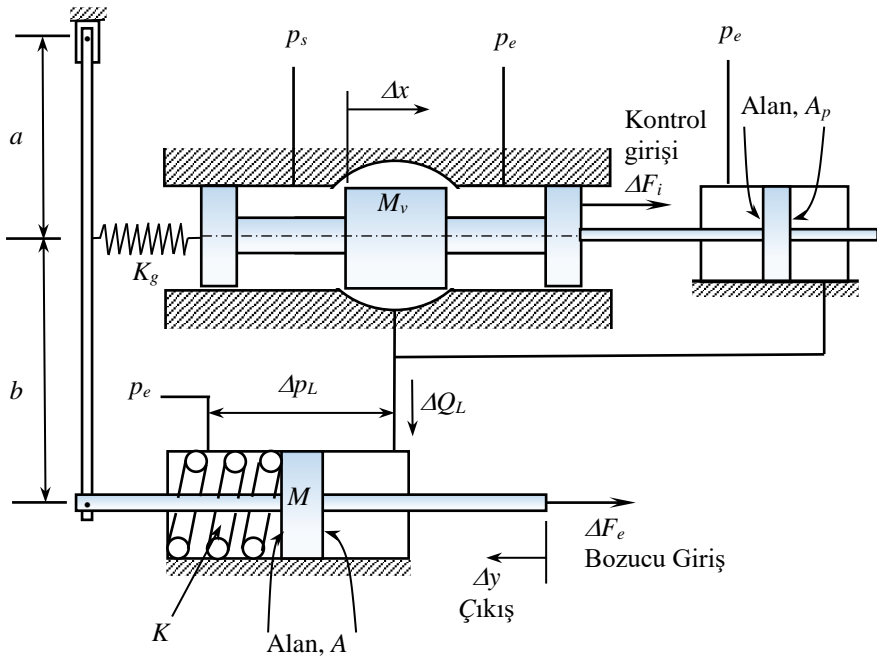
(Not: Bu şıkkın çözümü oldukça uzundur.)



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 $\Delta Q_L = K_1 \Delta x - C_1 \Delta p_L$ şeklinde verilen lineer karakteristik geçerlidir.

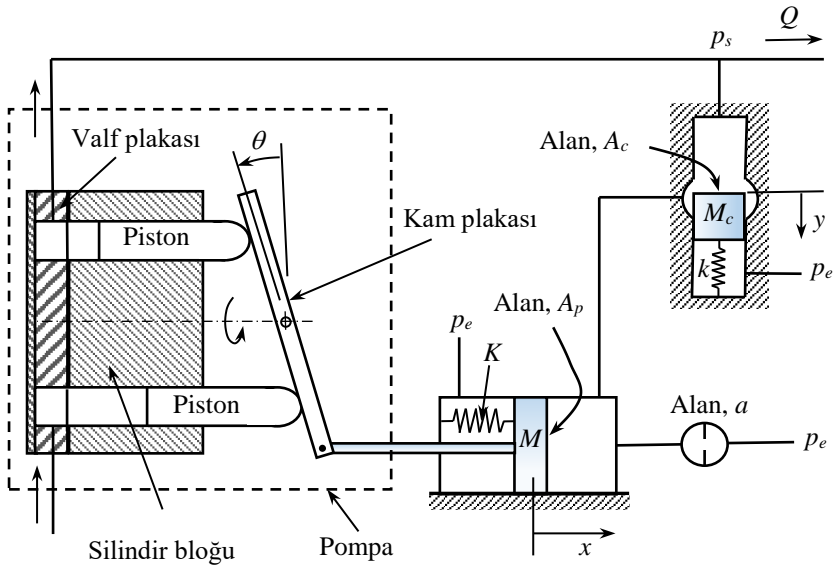
- Gerekli varsayımları ve parametreleri kabul ederek sistemin dinamik davranışını tanımlayan tüm diferansiyel ve cebirsel denklemleri yazın.
- Kontrol girişi ΔF_i ile Δy arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak ΔF_i için Δy 'nin durağan değeri nedir?
- Bozucu giriş ΔF_e ile Δy arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak ΔF_e için Δy 'nin durağan değeri nedir?



Problem 7.23

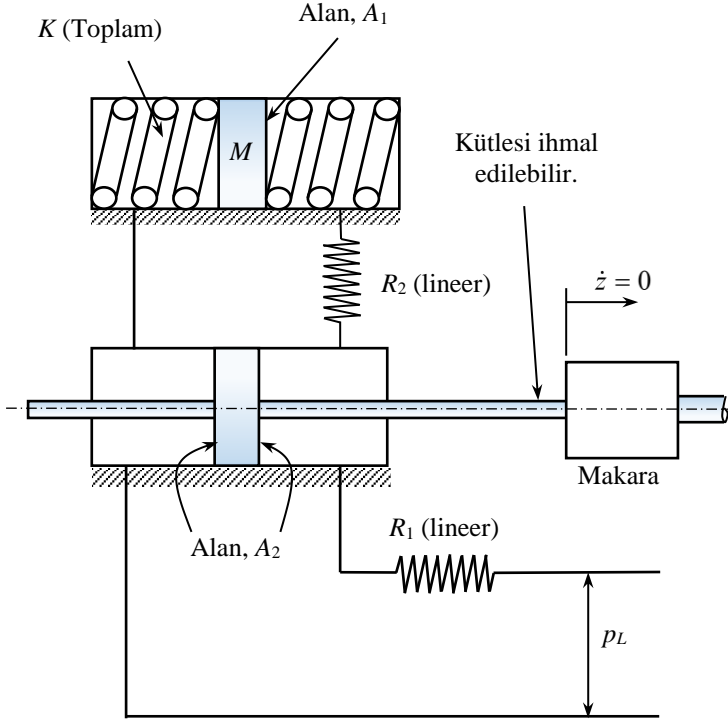
Şekilde değişken deplasmanlı aksel pistonlu bir pompanın basınç kompensatör mekanizması görülmektedir. $\theta = 0$ iken K yayı Δ kadar sıkışıktır. Orifis açıklığı $y = 0$ iken, k yayı δ kadar sıkışıktır.

- Sistemin nasıl çalıştığını açıklayın.
- Gerekli varsayımları ve parametreleri kabul ederek sistemin dinamik davranışını tanımlayan tüm diferansiyel ve cebirsel denklemleri yazın.



Problem 7.24

Bir valfte kullanılan özel bir geribesleme mekanizması şekilde görülmektedir. Bu mekanizmada bir geçici akış stabilizatörü 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 denklemini bulun.

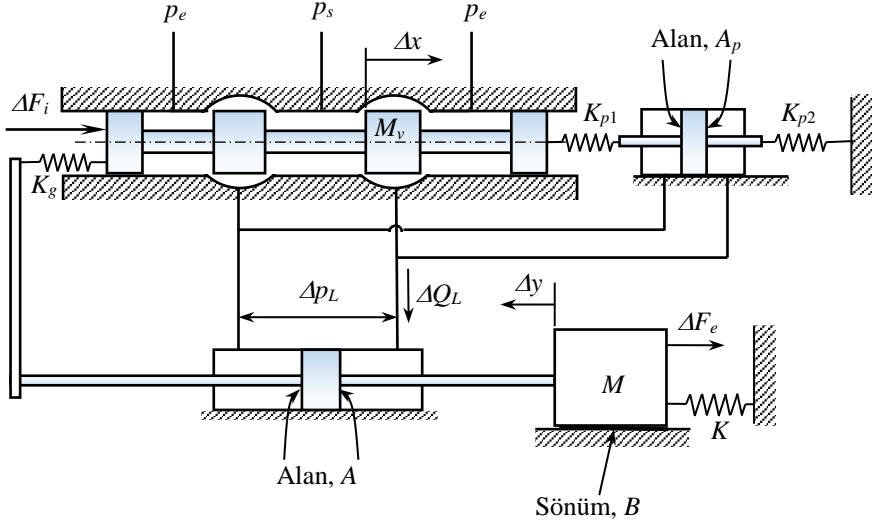


Problem 7.25

Şekildeki hidrolik sistemin analizinde eyleyici silindirindeki 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. Aşağıdaki lineerleştirilmiş valf karakteristiği geçerlidir.

$$\Delta Q_L = K_1 \Delta x - C_1 \Delta p_L$$

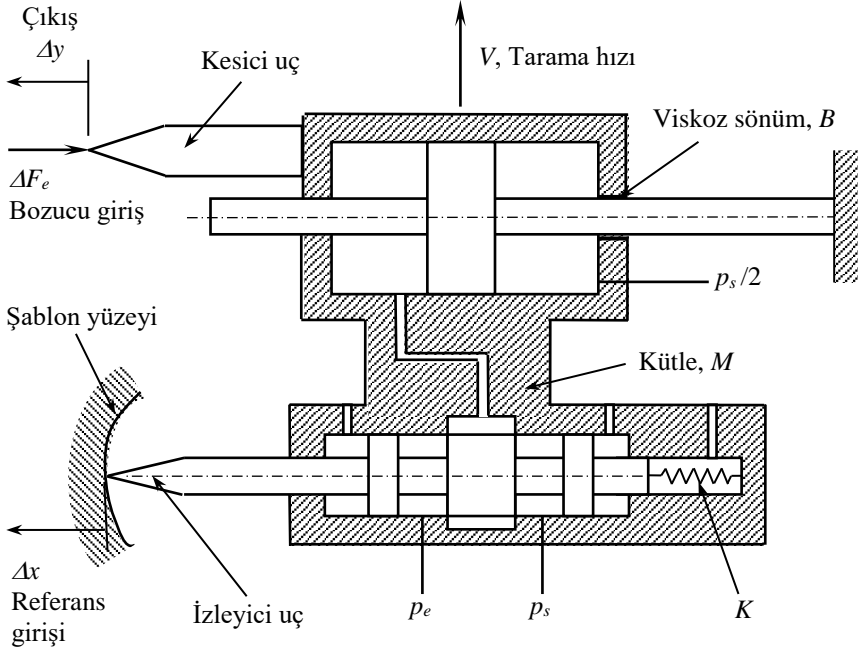
- Sistemin dinamik davranışını tanımlayan tüm diferansiyel ve cebirsel denklemleri yazın.
- Kontrol girişi ΔF_i ile Δy arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak ΔF_i için Δy 'nin durağan değeri nedir?
- Bozucu giriş ΔF_e ile Δy arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak ΔF_e için Δy 'nin durağan değeri nedir?



Problem 7.26

Şekilde torna tezgahlarında kullanılan hidrolik bir kopya düzeneğinin şeması görülmektedir. Sistemin referans girişi izleyici ucun konumu Δx , çıkışı ise kesici kalemin konumu Δy 'dir. ΔF_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 Δx ile Δy arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak Δx için Δy 'nin durağan değeri nedir?
- Bozucu giriş ΔF_e ile Δy arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak ΔF_e için Δy 'nin durağan değeri nedir?



BÖLÜM 8

Problem 8.1

Elektrohidrolik bir konum kontrol sisteminin elemanlarını ve birbiriyle ilişkilerini gösteren 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. Aşağıdaki lineerleştirilmiş valf karakteristiği geçerlidir.

$$\Delta Q_L = K_1 \Delta x - C_1 \Delta p_L$$

- a) Gerekli varsayımları ve parametreleri kabul ederek sistemin dinamik davranışını tanımlayan tüm diferansiyel ve cebirsel denklemleri yazın.

- b) Referans girişi (elektrik gerilimi) ΔV_r ile Δy arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak ΔV_r için Δy 'nin durağan değeri nedir?
- c) Bozucu giriş ΔF_e ile Δy arasındaki transfer fonksiyonunu bulun. Birim basamak ΔF_e için Δy 'nin durağan değeri nedir?

Not: Sistemin parametre değerleri aşağıda verilmiştir.

Valf:

Makara kütlesi	:	İhmal edilebilir.
K_1	:	4000 l/dk-cm
C_1	:	0,06 l/dk-bar
Yay, K	:	100.000 N/m

Eyleyici:

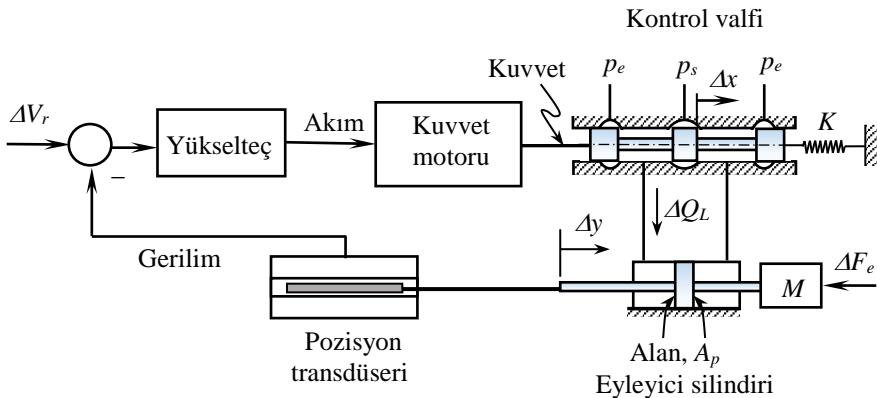
Piston alanı, A_p	:	10 cm ²
Hareket sınırları	:	± 10 cm
Balk modülü	:	15.000 bar

Elektriksel elemanlar:

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.



DİZİN

A

açık merkezli valf,	8
dört-yollu	13
üç-yollu	15
adyabatik izentropik akış	85
akış devreleri	13
akış kararsızlığı	155
analog kontrol	209
ayrık zamanlı sistem	220
kararlılığı	231
matematik modeli	229

B

basınç hassasiyeti	167
Bernoulli kuvveti	144
bilgisayarlı kontrol	219
bir değişken kollu tam köprü devresi,	15
kontrol karakteristiği, hidrolik	30
bir değişken kollu yarım köprü devresi,	
akış devresi	16
kontrol karakteristiği, hidrolik	28
kontrol karakteristiği, pnömatik	100
boğulma	88
boşaltma katsayısı,	
hidrolik	12
pnömatik	88

C

cevap hızı	180
------------	-----

Ç

çıkış hattı ivmesi kararsızlığı	159
---------------------------------	-----

D

diferansiyel katsayılar	167
dither sinyali	149, 211
dinamik yük basıncı	
geribeslemesi,	199
ayar edilmesi	205
dört değişken kollu tam köprü devresi,	
akış devresi	13
kontrol karakteristiği, hidrolik,	
sabit basınçlı kaynak	36
sabit debili kaynak	66
kontrol karakteristiği,	
pnömatik	121
dört yollu valf, kontrol yapısı	5
durağan akış kararsızlığı	156

E

elektrohidrolik kontrol, analog	209
konum kontrolü	217
hız kontrolü	217
elektrohidrolik kontrol, puls genişliği modülasyonlu	232
elektrohidrolik kontrol, sayısal	219
konum kontrolü	229
elektrohidrolik servovalf	212
düşük mertebeli modelleri	214
frekans cevabı özellikleri	214
eyleyici pistonu sızıntısı	174

G

geçici akış kararsızlığı	159
geribesleme, valflerde, etkilerinin karşılaştırması	207
dinamik yük basıncı	199
hız	195
ivme	196
kollu	180
kuvvet	184
yük basıncı	188
güç denkleştiricili hidrolik kaynak	68
güç, sabit güç eğrileri	135
güç, yükün gerektirdiği	133
güç, valfin sağladığı	135

H

hız geribeslemesi	195
hidrolik iletkenlik	12
hidrolik kilitlenme önlenmesi	146
hidrolik valfler	149
	11

I

ısı kayıpları,	40
sabit basınçlı kaynakla çalışan valfler,	40
bir değişken kollu tam köprü	51
bir değişken kollu yarım köprü	49
dört değişken kollu tam köprü	57
iki değişken kollu tam köprü	55
iki değişken kollu yarım köprü	46
seri devre	44

İ

iki değişken kollu tam köprü devresi, akış devresi	14
kontrol karakteristiği, hidrolik,	

sabit basınçlı kaynak	33
sabit debili kaynak	63
kontrol karakteristiği, pnömatik	116
iki değişken kollu yarım köprü devresi, akış devresi	15
kontrol karakteristiği, hidrolik	24
pnömatik	106
iki yöllü valf, kontrol karakteristiği, pnömatik	90, 95
kontrol yapısı	3
akış devresi	16
ivme geribeslemesi	196
izentropik adyabatik akış	85

J

jet borulu valf	7
-----------------	---

K

kanat kuvvetleri	150, 152
kanat-nozul valfi	6
kapalı merkezli valf	8
dört-yollu	11, 111
üç-yollu	19
eşit hız için şart	20
karakteristik eğri, bkz. valf	
karakteristik eğrisi, hidrolik	17
pnömatik	85
kararsızlık, bkz. valf kararsızlığı	154
kayar tip direnç	7
kilitlenme, hidrolik	146
kilitlenmenin önlenmesi	149
kilitlenme süresi	149
kolla geribesleme	180
kuvvet geribeslemesi	184
kuvvet motoru	212

L

lateral kuvvetler	146
-------------------	-----

M

makaralı valf,	
açık merkezli	8
direnç yapısı	6
eksenel kuvvetler	142
kapalı merkezli	9
lateral kuvvetler	146
sıfır merkez açıklıklı	9
valf yapıları	7
mil	149
moment motoru bkz. tork motoru	212

N

negatif kuvvet portu	145
----------------------	-----

O

orifis akış denklemi,	
hidrolik	11
pnömatik	87
orifis yapıları	6
orifisle pnömatik kontrol	
akış aşağısında	95
akış yukarısında	90
orifislerin eşdeğeri,	
paralel bağlı	12
seri bağlı	12
orifiste ısı kaybı	42

Ö

örneklemeli veri sistemi bkz. ayrık	
zamanlı sistem	220
örnekleme işlemi , modeli	221

P

pilot valf türleri	7
popet valfi	6
kararsızlığı	158
port, negatif kuvvet	145
puls genişliği modülasyonu	233
Fourier serisiyle açılımı	236
sistem cevabı	239
sistem çığışına etkisi	238
puls transfer fonksiyonu	225

R

RC-devresi, elektrik	197
RC-devresi, akışkanlı	196
roket etkisi	157

S

sabit güç eğrileri	135
saklayıcı	221
sayısal kontrol	219
seri devre,	
hidrolik dört yollu valf	14
pnömatik dört yollu valf	111
pnömatik iki yollu valf,	
akış aşağısında	95
akış yukarısında	90
servo yükselteç	210
servovalf	212
düşük mertebeli modelleri	214
frekans cevabı	214
sıfır merkez açıklıklı valf	9
sıkıştırılabilirlik etkisi,	
cevap hızına etki	180
yük debisine etki	170
silkeleme sinyali	149
sızıntı etkisi, eyleyici pistonunda,	
yük debisine etki	174
sistem sönümüne etki	180
sızıntı etkisi, açık	
merkezli valfte	180
sönüm oranı	180
sönüm uzunluğu	162
statik basınç dengesizliği	155

T

tam köprü devresi,	
bir değişken kollu, hidrolik	30
dört değişken kollu, hidrolik	36,66
dört değişken kollu, pnömatik	121
iki değişken kollu, hidrolik	33, 63
iki değişken kollu, pnömatik	116
tork motoru	212

transdüser	215	valf karakteristik eğrileri, pnömatik,	
		açık merkezli dört yollu valf	121
		açık merkezli üç yollu valf	106
		bir değişken kollu	
		yarım köprü	100
		dört değişken kollu tam köprü	121
		iki değişken kollu tam köprü	116
		iki değişken kollu yarım	
		köprü	106
		kapalı merkezli dört	
		yollu valf	111
		seri devre	111
		tek nozullu kanat-nozul valfi	100
		valf kararsızlığı,	154
		akış kararsızlığı	155
		çıkış hattı ivmesi kararsızlığı	159
		durağan akış kararsızlığı	156
		geçici akış kararsızlığı	159
		roket etkisi	157
		statik basınç dengesizliği	155
		sönüm uzunluğu	162
		valf kazancı	167
		valf kuvvetleri,	141
		makaralı valflerde durağan	
		eksenel kuvvetler	142
		makaralı valflerde lateral	
		kuvvetler	146
		tek nozullu kanat-nozul valfi	150
		çift nozullu kanat-nozul valfi	152
		valf yapıları	7
		valfle kontrol,	3
		dört-yollu valfle	5
		iki-yollu valfle	3
		üç-yollu valfle	3
		valfle kontrol, açık çevrimli,	175
		dinamik davranış	179
		statik davranış	178
		valfle kontrol, geribeslemeli,	
		dinamik yük basıncı	
		geribeslemeli,	199
		dinamik davranış	204
		sistemin ayarlanması	205
		statik davranış	203
		kol geribeslemeli,	180
transdüser	215		
V			
valf akış devreleri,			
bir değişken kollu tam köprü	15		
bir değişken kollu yarım köprü	16		
dört değişken kollu tam köprü	13		
iki değişken kollu tam köprü	14		
iki değişken kollu yarım köprü	15		
iki yollu valf	16		
seri devre	14		
valf karakteristiği, lineerleştirilmiş	167		
valf karakteristik eğrileri, grafik yöntemle,			
bir değişken kollu yarım köprü	30		
iki değişken kollu yarım köprü	27		
sabit kollu yarım köprü devresi	24		
tek nozullu kanat-nozul valfi	30		
valf karakteristik eğrileri, hidrolik, güç denkleştiricili kaynakla çalışan,	68		
iki-yollu valf	73		
seri devreli valf	78		
sabit kaynak basınçlı,	17		
açık merkezli dört yollu valf	36		
açık merkezli üç yollu valf	24		
bir değişken kollu tam köprü	30		
bir değişken kollu			
yarım köprü	28		
dört değişken kollu tam köprü	36		
iki değişken kollu tam köprü	33		
iki değişken kollu yarım köprü	24		
kapalı merkezli üç yollu valf	19		
kapalı merkezli dört yollu valf	17		
sabit kollu yarım köprü	22		
seri devre	17		
tek nozullu kanat-nozul valfi	28		
sabit debili kaynak,	36		
değişken kollu 1/4-köprü			
devresi	60		
dört değişken kollu tam köprü	66		
iki değişken kollu tam köprü	63		

dinamik davranış	183	yapısal esneklik, yük	
statik davranış	182	debisine etkisi	172
kuvvet geribeslemeli,	184	yarım köprü devresi,	
dinamik davranış	187	bir değişken kollu, hidrolik	16,28
statik davranış	187	bir değişken kollu, pnömatik	100
yük basıncı geribeslemeli,	188	iki değişken kollu, hidrolik	15, 24
dinamik davranış	193	iki değişken kollu, pnömatik	106
statik davranış	192	sabit kollu, hidrolik	22
valfle yük arasında uyum		yük basıncı geri beslemesi	188
sağlanması	139	yük debisi	167
valflerde geri besleme,		yük hassasiyeti	167
dinamik yük basıncı	196	yüke uygun valf seçimi	139
kollu	180	yükün gerektirdiği güç	133
kuvvet	184	yükün tanımlanması,	129
yük basıncı	188	atalet yükü	130
valflerin modellenmesi	176, 214	sürtünme yükü	131
valften sağlanan güç	135	yay yükü	130
valf verimi, sabit basınçlı kaynakla		yük yer eğrisi	129
çalışan valfler,		yük ve valfin uyumu	139
bir değişken kollu tam köprü	53		
bir değişken kollu yarım köprü	50	Z	
dört değişken kollu tam köprü	58	z-transfer fonksiyonu,	225
iki değişken kollu tam köprü	55	ardışık sistemlerde	225
iki değişken kollu yarım köprü	48	z-transformu,	222
seri devre	46	özellikleri	224
Y		tablosu	223
yapısal esneklik, cevap		ters transform	222
hızına etkisi	180		



ISBN: 978-605-83437-3-3



9 786058 343733