

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ELEKTROHİDROLİK SİSTEMLER VE TASARIM
KRİTERLERİ**

Makine Müh. Bayram Ferhat ÖZTAŞKIN

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Y. Doç. Dr. Muharrem Erdem BOĞOÇLU

İSTANBUL, 2007

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ.....	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	x
ÖNSÖZ	xi
ÖZET.....	xii
ABSTRACT.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Tarihsel Gelişim	1
2. ON-OFF (AÇ - KAPA) VALFLER	4
2.1 On-Off Valf Konstrüksiyonu.....	4
2.1.1 Selenoid	6
2.2 Valf Yer Değiştirme Zamanı	10
2.2.1 Pilot Sürgü Yer Değiştirme Zamanı	10
2.2.2 Ana Sürgü Yer Değiştirme Zamanı	12
3. ORANSAL VALFLER	13
3.1 Oransal Valflerin Tanımı.....	13
3.2 On-Off Valfler İle Oransal Valflerin Kıyaslaması	14
3.3 Oransal Valflerde Akış	15
3.4 Oransal Selenoid.....	15
3.4.1 Kuvvet Kontrollü Selenoid.....	16
3.4.2 Strok Kontrollü Selenoid.....	17
3.5 Oransal Yön Kontrol Valfleri.....	17
3.5.1 Direkt Uyarılı Oransal Yön Kontrol Valfi.....	19
3.5.2 Pilot Kumandalı Oransal Yön Kontrol Valfi.....	20
3.6 Oransal Valf Kavramları	21
3.6.1 Histerisiz.....	21
3.6.2 Cevap Eşiği.....	22
3.6.3 Evirme Aralığı.....	23
3.6.4 Tekrarlanabilirlik.....	23
3.6.5 Sürgü Tipleri.....	24
4. SERVO VALFLER.....	33
4.1 Tork motorları	33
4.2 Valf Sürgüsü	35
4.3 Valfin Yapısı	36
4.4 Basınç-Debi Karakteristiği	41

5.	ELEKTRO HİDROLİK SİSTEMLERİN TASARIM KRİTERLERİ	44
5.1	Kavramlar	44
5.1.1	Doğal Frekans	44
5.1.2	Hızlı Çevrimleme	48
5.1.3	Faz Gecikmesi	48
5.1.4	Genlik Cevabı	50
5.1.5	Basamak Cevabı	52
5.1.6	Kazanç ve Geri Besleme	52
5.1.7	İşlevsel Yükselticiler	59
5.2	Açık Çevrim Kontrollü Oransal Valflerin Tasarım Kriterleri	72
5.2.1	Kütle, Yük ve Kuvvet Terimlerinin İrdelenmesi	72
5.2.2	Hızlanma ve Yavaşlama	73
5.2.3	Hızlanma, Yavaşlama ve Sabit Hız Durumlarında, Oransal Valflerin Kısmi Kenarındaki Basınç Oranları	76
5.2.4	4 Yollu Oransal Yön Kontrol Valfinde Oluşan Basınç Düşüşünün Hesaplanması ..	81
5.2.5	Yavaşlama Fazında Yavaşlama Deplasmanının Hassasiyeti	84
5.2.6	4 Yollu Oransal Yön Kontrol Valfi İçin Hidrolik Silindir ve Motor Ölçülerinin Hesaplanması	86
5.3	Elektrohidrolik Sistemlerin Kapalı Çevrim Kontrolü İçin Kriterler	90
5.3.1	Kontrolcü Tipleri	90
5.4	Örnek	100
5.5	Elektrohidrolik Sistem Tasarım Notları	105
5.5.1	Doğal Frekans ve Diğer Durumlar	105
5.5.2	Sistem kazancı	108
6.	SONUÇ	109
	KAYNAKLAR	110
	EKLER	112
	EK 1 Bosch Rexroth firmasına ait elektrohidrolik bir valfin step girişine verdiği cevaplar	113
	ÖZ GEÇMİŞ	115

SİMGE LİSTESİ

A	:ivme, m / s^2
A_A	:a tarafındaki halka alanı, cm^2
A_B	:b tarafındaki halka alanı, cm^2
A_K	:piston alanı, cm^2
A_R	:halka alanı, cm^2
A_W	:efektif alan, cm^2
C_1	:a tarafındaki yağın yay sabiti, n/m
C_2	:b tarafındaki yağın yay sabiti, n/m
d_1	:a girişindeki boru çapı, mm
d_2	:b girişindeki boru çapı, mm
d_A	:a girişindeki rod çapı, mm
d_B	:b girişindeki rod çapı, mm
D_K	:piston çapı, mm
E_{OLL}	:yağın elastisite modülü ($1,4.10^7 \text{ kg} / cm.s^2$)
F_a	:ivmelenme kuvveti, n
F_G	:toplam kuvvet, n
F_K	:statik kuvvet, n
F_R	:sürtünme kuvveti, n
F_{ST}	:statik yük, n
f_{VALVE}	:valfin hertz cinsinden kritik doğal frekansı
H	:silindir stroku, mm
h_K	:minimum doğal frekansa sahip silindir pozisyonu, mm
Hz	:sistemin sönümlenmemiş doğal frekansı, hz
K_A	:alanlar oranı , A_K / A_A
K_B	:alanlar oranı , A_K / A_B
K_V	:toplam kazanç
l_1	:a tarafında bulunan boru uzunluğu, mm

l_2	:b tarafında bulunan boru uzunluğu, mm
M	:hareket eden kütle, kg
p_P	:pompa basıncı, daN / cm^2
Δp_P	:borudaki basınç kaybı, daN / cm^2
p_A	:ivmelenme basıncı ($F_a / (10 \cdot A_W)$), daN / cm^2
p_D	:dinamik basınç ($p_A + (F_{ST} + F_R) / (10 \cdot A_W)$), daN / cm^2
p_S	:statik basınç ($F_G / (10 \cdot A_W)$), daN / cm^2
Δp_1	:p-a ve a-t deki basınç düşüşü, daN / cm^2
Δp_2	:p-b ve b-t deki basınç düşüşü, daN / cm^2
p_V	:valfteki toplam basınç düşüşü, daN / cm^2
S	:kütlenin deplasmanı, mm
ΔS_V	:takip hatası, mm
ΔS_P	:pozisyon hatası, mm
S_B	:ivmelenme stroğu, mm
S_V	:sabit hızdaki deplasman, mm
S_S	:yavaşlama stroğu, mm
Q_K	:piston alanına giden debi, lt/min
Q_R	:halka alanına giden debi, lt/min
Q_A	: A_A alanından geçen debi, lt/min
Q_B	: A_B alanından geçen debi, lt/min
t_B	:ivmelenme zamanı, s
t_V	:sabit hızdaki deplasman süresi, s
t_S	:yavaşlama stroğundaki süre, s
t_G	:toplam varış zamanı, s
w_0	:sistemin sönünlenmemiş doğal frekansı, 1/s
w_V	:valfin kritik doğal frekansı, rad/s
V	:silindir hızı, m/s
v_A	:a tarafındaki boruda bulunan akışkanın hızı, m/s
v_B	:b tarafındaki boruda bulunan akışkanın hızı, m/s

V_A	: A_A için pistonun minimum doğal frekansa sahip olduğu silindir hacmi, cm^3
V_B	: A_B için pistonun minimum doğal frekansa sahip olduğu silindir hacmi, cm^3
V_{L1}	:a tarafında bulunan borunu hacmi, cm^3
V_{L2}	:b tarafında bulunan borunu hacmi, cm^3
V_3	:a tarafındaki toplam hacim, cm^3
V_4	:b tarafındaki toplam hacim, cm^3
V_s	:yavaşlama hızı, mm/s

KISALTMA LİSTESİ

EHPV Electro Hydraulic Proportional Valve

OPAMP Operational Amplifier

VDR Voltage Detector Reset

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 3 Eksenli bir balya presi (Norvelle, 2000)	4
Şekil 2.2 On – Off valf kesiti.....	5
Şekil 2.3 On-off valf selenoidinin patlatılmış görüntüsü	6
Şekil 2.4 DC Bobine ait kesit (Kartal, 2007).....	7
Şekil 2.5 Ark kontrolü için diyot, kondansatör, R-C ve VDR kullanımı (Kartal, 2007).....	8
Şekil 2.6 Akım ve sıcaklık arasındaki ilişki	9
Şekil 2.7 Islak pinli selenoidin iç yapısı	10
Şekil 3.1 Geri beslemeli oransal yön kontrol valfi	14
Şekil 3.2 Oransal valf ile tahrik edilen silindir için genel akış (Festo, 1996)	15
Şekil 3.3 Oransal selenoidin iç yapısı (Festo, 1996)	16
Şekil 3.4 Kuvvet kontrollü selenoidlerde kuvvet-strok ilişkisi	16
Şekil 3.5 Strok kontrollü selenoid için kapalı çevrim kontrol (Rexroth, 1989)	17
Şekil 3.6 Sürgü Tipleri (Johnson 2000).....	18
Şekil 3.7 Direk uyarılı oransal yön kontrol valfi	19
Şekil 3.8 Pilot uyarılı oransal yön kontrol valfi.....	20
Şekil 3.9 Histerisiz (Skinner, 2000)	22
Şekil 3.10 Bilye ile desteklenmiş oransal selenoid (Skinner, 2000)	22
Şekil 3.11 Cevap Eşiği	23
Şekil 3.12 Evirme aralığı	23
Şekil 3.13 Tekrarlanabilirlik (Skinner, 2000).....	24
Şekil 3.14 Pozitif çakışmalı sürgü (Rexroth, 1989).....	25
Şekil 3.15 Sıfır çakışmalı sürgü (Rexroth, 1989)	25
Şekil 3.16 Negatif çakışmalı sürgü (Rexroth, 1989)	26
Şekil 3.17 Çentik tiplerine göre sürgü tipleri (Festo, 1996)	27
Şekil 3.18 Çentik ile debi arasındaki ilişki (Festo, 1996).....	28
Şekil 3.19 Oransal valf sürgü tipleri	28
Şekil 3.20 E sürgülü oransal valf ile kontrol edilen hidro motor (Rexroth, 1989).....	30
Şekil 3.21 E1 sürgülü oransal valf ile kontrol edilen silindir (Rexroth, 1989)	30
Şekil 3.22 E1 sürgüsü içindeki kısma noktalarını	31
Şekil 3.23 E3 sürgülü oransal valf ile kontrol edilen silindir (Rexroth, 1989)	31
Şekil 3.24 W sürgülü oransal valf ile kontrol edilen silindir (Rexroth, 1989).....	32
Şekil 3.25 W3 sürgülü oransal valf ile kontrol edilen silindir (Rexroth, 1989)	32
Şekil 4.1 Tork motorlarının yapısı (Kartal, 2007)	33
Şekil 4.2 Tork motorunun enerjilendiği durumdaki hali (Kartal, 2007)	34
Şekil 4.3 Tork motorunun elektriksel bağlantı türleri a) Paralel Bağlama , b) Seri Bağlama , c) Push-Pull (Aç-Kapa) Bağlama	35
Şekil 4.4 Tek katlı servo valf.....	37
Şekil 4.5 İki katlı servo valf yapısı	38
Şekil 4.6 Çift Flapper nozüllü pilot kat (Norvelle, 2000).....	39
Şekil 4.7 Jet-Boru sistemi	40
Şekil 4.8 Saptırıcı jet valfi	41
Şekil 4.9 Servo valf üzerindeki basınç düşümü.....	42
Şekil 5.1 Hidrolik sistemin mekanik sistem gibi düşünülmesi (Totten, 2000)	44
Şekil 5.2 Strok-doğal frekans değişim grafiği	46
Şekil 5.3 Rejeneratif kontrollü bir hidrolik silindir	47
Şekil 5.4 Hidro motor devresi	47
Şekil 5.5 Bode diyagramı	49
Şekil 5.6 Sinüzoidal girişe verilen faz gecikmeleri	49
Şekil 5.7 33 Hz de sinüzoidal girişe verilen genlik cevabı.....	51

Şekil 5.8 Geri beslemeli bir sistemin blok diyagramı	53
Şekil 5.9 Örnek Sistem	54
Şekil 5.10 Çoklu geri beslemeli sistemin blok diyagramı	55
Şekil 5.11 Örnek Sistem	55
Şekil 5.12 Sistemin blok diyagramı	57
Şekil 5.13 Tipik bir servo valf blok diyagramı	59
Şekil 5.14 Transistorun sembolik gösterimi	60
Şekil 5.15 Opamp	62
Şekil 5.16 Girişine voltaj uygulanan opamp	63
Şekil 5.17 Değişken dirençli opamp	64
Şekil 5.18 Oransal eleman için mekanik örnek	64
Şekil 5.19 Dirençlerden kurulmuş yükseltici	65
Şekil 5.20 Birinci dereceli orantı elemanın karakteristik eğrisi	66
Şekil 5.21 kütle-yay-sönümlü sistem	67
Şekil 5.22 $D>1$ için ikinci dereceli orantı elemanının step girişe cevabı	67
Şekil 5.23 $D<1$ için ikinci dereceli orantı elemanının step girişe cevabı	68
Şekil 5.24 Zaman gecikmesi için konveyör örneği (Rexroth, 1989)	69
Şekil 5.25 Transfer fonksiyonlarının özeti	71
Şekil 5.26 Silindir tipine ve hareket yönüne bağlı olarak oluşan kuvvetler (Rexroth, 1989)	73
Şekil 5.27 Sabit ivmelenme için hızlanma ve yavaşlama zamanı (Rexroth, 1989)	74
Şekil 5.28 Sabit ivmede hızlanma ve yavaşlama deplasmanı (Rexroth, 1989)	75
Şekil 5.29 Örnek devre hesabı	77
Şekil 5.30 Hız-zaman grafiği	77
Şekil 5.31 Bosch Rexroth firmasının 4WRZ 16 E1 – 100 tip oransal valfine ait farklı basınç düşümlerindeki Akım-Debi grafiği	81
Şekil 5.32 Yavaşlama zamanındaki değişime bağlı olarak yavaşlama hareketi	85
Şekil 5.33 Yavaşlama hareketinde ölü zamandaki değişim	86
Şekil 5.34 P Regülatörünü elektriksel devresi	91
Şekil 5.35 İntegral regülatörünün elektriksel devresi	92
Şekil 5.36 Step giriş ve step giriş cevabı	93
Şekil 5.37 I regülatörünün zaman diyagramı	93
Şekil 5.38 PI Regülatörünü elektriksel devresi	94
Şekil 5.39 PI regülatörünün davranışı	95
Şekil 5.40 D Regülatörünü elektriksel devresi	96
Şekil 5.41 D regülatörünün davranışı	96
Şekil 5.42 PD Regülatörünü elektriksel devresi	97
Şekil 5.43 PD regülatörün davranışı	97
Şekil 5.44 PD regülatör davranışı	98
Şekil 5.45 PID Regülatörünü elektriksel devresi	98
Şekil 5.46 PID regülatör davranışı	99
Şekil 5.47 Örnek devre (Norvelle, 2000)	100
Şekil 5.48 Eğer gerekiyorsa hidrolik silindir büyütülmelidir	105
Şekil 5.49 Silindir kolunun burkulduğu bir durum (Kartal, 2007)	106
Şekil 5.51 Valfin kazanca bağlı davranışı	108

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1 Oransal valflerin on-off valflere göre avantajları

Çizelge 3.2 Histerisiz oranlarının karşılaştırılması

Çizelge 5.1 Basamak giriş cevabı

Çizelge 5.2 Transistor uçlarındaki akım değerleri

ÖNSÖZ

Son yılların en hızlı gelişen konularından biri olan elektrohidrolik sistemler ülkemizde yeterince net bilinmemektedir. Yapılan bu çalışma ile az da olsa bu konuda bir adım atıldığı inancındayım. Umarım bu özel ve derin konuda çok daha geniş çalışmalar ortaya çıkacaktır.

Tezin hazırlanışı esnasında her türlü yardımı yapan ve desteğini benden hiç esirgemeyen değerli hocam Y. Doç. Dr. Muharrem Erdem BOĞOÇLU'ya teşekkürü bir borç bilirim.

Mayıs 2007

B. Ferhat ÖZTAŞKIN

ÖZET

ELEKTROHİDROLİK SİSTEMLER VE TASARIM KRİTERLERİ

Mak. Müh. Bayram Ferhat Öztaşkın

Makine Mühendisliği, Yüksek Lisans Tezi

Özellikle, makine üretim alanındaki, uçuş kontrolündeki, robotik manipülatörlerindeki, hareket simülatörlerindeki, enjeksiyon kalıpçılığında ve malzeme test makinelerinde yüksek güç seviyelerinde daha hassas ve kontrolü gerçekleştirme isteği hidrolik ile elektronik sinyal işleme gibi iki farklı disiplinin bir araya gelmesini sağlamıştır. Elektrohidrolik olarak tanımlanan sistemler diğer tahrik teknolojileri ile kıyaslanmayacak ölçüde yüksek performans ve eşsiz uygulama fırsatları sunmaktadır.

Bu tezde ilk olarak her hangi bir tahrik ünitesinde kullanılan, aç-kapa, oransal ve servo valf gibi elektrohidrolik komponentlerin karakteristik özellikleri irdelenmektedir. Burada elektrohidrolik valflerin bazı özel ifadeleri açıklanmıştır. Böylece bu tip valflerin hassasiyetini, cevap tarzlarını ve çalışma koşullarını ayrıntılı olarak anlamak mümkün olmaktadır. Gelişen bölümlerde, yüksek seviyeli, kontrol edilebilir ve verimli bir elektrohidrolik sistem tasarlamak için gerekli en önemli tasarım kriterleri örneklerle sunulmaktadır. Sonuçta endüstrideki uygulamalar da göz önüne alınarak elektrohidrolik sistem tasarımı irdelenmektedir.

Anahtar Kelimeler: Elektrohidrolik kavramları, oransal ve servo valfler, elektrohidrolik sistem tasarımı.

ABSTRACT

ELECTROHYDRAULIC SYSTEMS AND DESIGN CRITERIONS

Bayram Ferhat Öztaşkın

Mechanical Engineering, M.S. Thesis

The demand to achieve more accurate and faster control at high power levels, especially in the areas of machine production, primary flight controls, robotic manipulators, motion simulators, injection molding, and material testing machines produced an ideal marriage of hydraulic systems with electronic signal processing. Electrohydraulic systems which are termed promise unique application opportunities and high performance, unmatched by other drive technologies.

In this thesis, initially specific attribute of the electro hydraulic components such as on-off, proportional and servo valves where are employ at any drive unit are studied. Besides, some special expressions of electrohydraulic valves are explained. Thus, it will be possible to deeply understand precision, response manner and running condition of the any type of the valve. Most important design criterion is presented to design an electrohydraulic system that is high level, controllable and effective at progressive parts. Finally, electro hydraulic system design is examined by taking industrial applications into account

Keywords: Electrohydraulic concepts, proportional and servo valves, electrohydraulic system design.

1. GİRİŞ

Enerjinin basınçlı akışkan vasıtasıyla kontrolü ve iletimi olan akışkan güç kontrolü eski ve iyi bilinen bir alandır. Akışkan gücündeki büyüme, kuvvet ve kütlenin daha hızlı ve hassa bir şekilde kontrol edebilme isteğimiz nedeniyle ivmelenmiştir. Daha spesifik olarak hareket kontrolünün hassas olması ve çalışma hacminin ve ağırlıkların sınırlı olduğu durumlarda yüksek güç/ağırlık oranının uygunluğu hidrolik sistemleri ideal kontrol elemanları kılmaktadır.

Yüksek güç seviyelerinde daha hassas ve hızlı kontrolü gerçekleştirme talebi (Özellikle imalat, uçuş kontrolü ve otomatik ateşleme kontrolü) elektronik sinyal prosesi ile hidrolik sistemlerin bir araya gelmesine neden olmuştur. Bilgi elektronik ortamda mekanik ya da hidrolik ortamdan çok daha kolay bir şekilde dönüştürülebilir, üretilebilir ve işlenebilir. Aynı şekilde gücün yüksek hızlarda iletimi elektrohidrolik sistemlerle mümkün olmaktadır. Hidrolik ve elektronik disiplinlerin elektrohidrolikte buluşması ile her ikisinin olumlu özelliklerinin olduğu daha kontrol edilebilir ve daha hızlı bir yapı ortaya çıkabilir. Bu komponentlerin evrimi aslında daha hızlı, daha güvenilir, daha iyi ve daha verimli artan talepler doğrultusunda gerçekleşmiştir. Bu talepleri memnun etmek için yeni imalat metotları ve test teknikleri geliştirmek zorunluluk haline gelmişti.

Elektrohidrolik sistemlerin anahtar elemanları daima servo valfler olmuştur gerek yapıları gerekse teknolojileri bakımında şu an itibariyle en hassa ve en ileri noktada duran kontrol elemanlarıdır. Dolayısıyla elektrohidrolik sistemlerin tarihini anlatırken servo valflere ağırlık vermek en akılcı olandır. $10^4 - 10^6$ lara varan kazançları ile servo valfler hidrolik dönüştürücüler gibi çok efektif ileri çevrim yükselticilerdir. Bu güne kadar koşar adım gelişim gösteren servo valfler bundan sonrada gelişimlerine devam edecektir.

1.1 Tarihsel Gelişim

Elektrohidrolik servo mekanizmaların kökleri farklı disiplinlere dayanmaktadır. İlk katkı Yunan ve Roma medeniyetlerinden gelmektedir. Endüstriyel devrim süresince son derece fazla pratik icatlar hidro mekanik aletlerin gelişimine neden oldu. Bu gelişim ise hidroliğin endüstrideki etkisini arttırmıştır. Bunu yanı sıra proses kontrolü ikinci bir dal olarak önemli bir rol oynamaya başlamıştır. Proses kontrolünde sinyalin iletimi için pnömatik komponentler

geliştirilmiş, rafine edilmiş ve nihayet hidrolikte ve güç kontrol uygulamalarında kullanılmıştır. Bu arada, makine teknolojisindeki gelişim daha dar toleranslarda kontrole ve yüksek basınca dayanıklı malzemelerin kullanılmasına neden olmuştur. Özellikle 1. Dünya savaşı sırasında denizcilik sektöründen gelen yüksek basınç talepleri endüstriye yüksek akışkan gücü olarak yansımıştır. Üçüncü olarak, elektromekanik sistemlerin nispeten gelişim kaydetmesidir. İlk hareket için kullanılan büyük motorlar ve bobinler kontrol aygıtı olarak kullanılan elektromekanik servo mekanizm alanının oluşmasını sağladı. Bu üç faydayı da beraberinde getirdi: 1- motorların daha kompakt hale gelmesi (daha iyi mıknatıslar ve malzeme), 2- kapalı çevrim kontrolde bilgi birikiminin genişlemesi için neden sağladı, 3- elektromekaniksel dönüştürücülerin gelişmesini sağladı. İlk fayda direkt olarak servo valf teknolojisi ile ilgiliydi diğer 2 fayda ise kapalı çevrim kontrolde daha yararlı yol alınmasını sağladı.

Son katkı ise elektronik alanıdır. Vakum tüpü yükselticisi elektrohidrolik sistemlerin kontrolünü mümkün kılıyorken, katı hal elektroniğindeki gelişim ebatları ve güç tüketimini olağanüstü ölçülerde azalttı daha pratik bir durum yarattı. Tahrik elektroniğine ek olarak, katı hal teknolojisi yeni ve yenilikçi ölçüm aygıtları ve alışılmışın dışında dönüştürücüler sağladı. Özellikle bu dönüştürücülerle taşınan sinyal bilgisi genişletildi. Böylece çok daha karmaşık kontrol problemleri çözülebilir duruma geldi.

Akışkan gücüne ilk katkıda bulunanlar muhtemelen yaptıkları işlerin kayıtlarına sahip değildirler. Bununla beraber ilk ciddi katkıyı yapan elbette ki Ktesbiosdur. M.Ö 285–247 yılları arasında mısırdaki yaşam bu mucidin tam olarak bilinmesinin nedeni, ortaya koyduğu bilimsel başarılarıdır. Ktesbios ilk hidrolik servo mekanizmanın yaratıcısı olarak bilinmektedir. O’nun birçok icadı arasında en ünlülerinden biri de su saatidir. Su saati ile ayları bile gösterebilen uzun periyotlu bir saat yapmıştır.

Zaman bir kapta bulunan su seviyesinin ölçümü ile belirlenmektedir. Kabı besleyen akışkan akışı sabit tutulmalıydı. Ktesbios sabit akış problemini bunu için akışın önüne yerleştirdiği bir orifisle çözdü. Su seviyesi kabı besleyen akışın önüne yerleştirdiği orifisi oransal olarak açık kapatan bir şamandıra yardımıyla kontrol ediliyordu. Bu nereden bakılırsa bakılsın hala kullanılmakta olan, bir servo mekanizmaydı. Aslında bu su saatinin “vefatı” 14. yüzyılda mekanik saatlerin icadıyla gerçekleşti ve şamandıra ile kontrol edilen valf 4 yüzyıl boyunca ortalıklarda görünmedi.

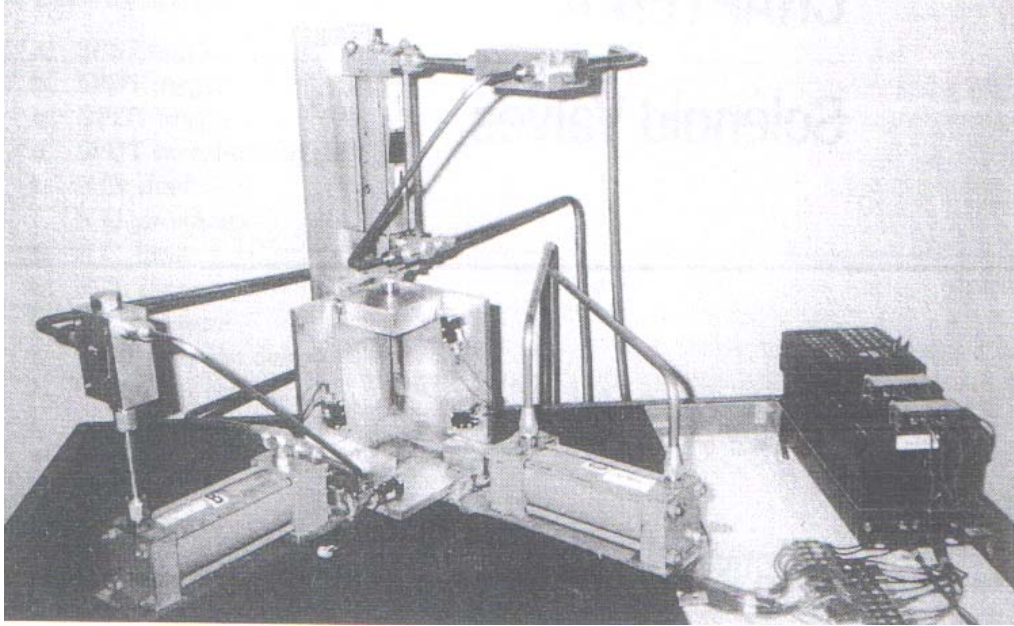
Şamandıra valfinin sonraki kullanımı 1750 de İngiltere’de yerel su belseme ünitelerinde ve buhar kazanlarında su seviyesini kontrol etmek için kullanıldı. 18. yüzyıl boyunca, İngiltere’de, Rusya’da ve Avrupa’nın diğer ülkelerinde buhar kazanlarının artışıyla şamandıra valfi sıklıkla kullanılmıştır. Bu dönem tabi ki endüstri devrimiydi ve hidrolik servo üzerinde de bunu hissettirdi.

Son dönemde ise mevcut rekabet koşullarının yanı sıra teknolojik gelişimlerdeki parabolik gelişim tahrik teknolojilerinin de bu konuda paralel olarak gelişmesine neden olmuştur.

2. ON-OFF (AÇ - KAPA) VALFLER

Akışkan güç kontrolü için kullanılan en basit elektrohidrolik valfler on-off valflerdir. Bu valfler yaklaşık 100 yıldır çok az değişikliğe uğrayarak endüstride değişik uygulamalarda kullanılmaktadırlar. Selenoid valf uygulamasına Şekil 2.1’de bir örnek verilmiştir. Burada 3 eksenli bir balya “presi” bulunmaktadır. Amaç hazne içine konulan alüminyum konservelerin ezilip küp şekline getirilmesidir. Bunun için her eksen kontrol eden bir on-off yön kontrol valfi konmuştur. Kontrol ise plc (Programmable Logic Control) ile sağlanmıştır.

On-off valfler ile ilgili olarak burada öncelikle bu valflerin konstrüksiyonu irdelenecektir. Daha sonra temel selenoid mantığı ve selenoid hataları mercek altına alınacaktır.



Şekil 2.1 3 Eksenli bir balya presi (Norvelle, 2000)

2.1 On-Off Valf Konstrüksiyonu

On-off valf ile kastedilen genelde selenoid ile doğrudan sürülen valf tiplerini anlatmaktadır. On-off valfler temelde yolları açıp kapatan sürgü ve bu sürgüyü tahrik eden selenoidden oluşmaktadır. Şekil 2.2’de bir on-off valf kesiti görülmektedir.

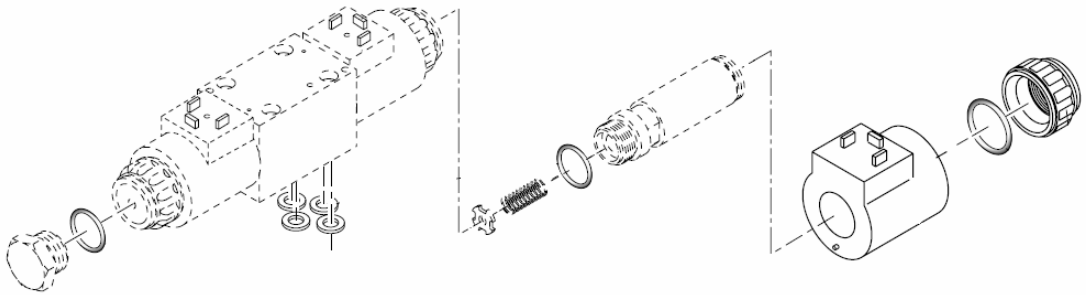
On-off valflerde meydana gelebilecek bir arızanın sebebi eğer bobin ile ilgili değilse ve yaylarda da problem yoksa çok büyük bir olasılıkla sürgü gövdenin içerisinde rahat çalışmıyor ya da sıkışmış demektir. Tam bu noktada sistemin filtrasyonunu sorgulamak gerekmektedir.

2.1.1 Selenoid

On-off valflerde kullanılan selenoidler elektro magnetlerin özel bir uygulama şeklidir. Bir telin içinden elektrik akımı geçtiği zaman telin etrafında elektro manyetik alan meydana gelir. Eğer tel ferro manyetik bir malzeme ile kaplanırsa, akım geçtiğinde malzeme manyetiklenir. Ne kadar çok tel olursa meydana gelen manyetik alanın kuvveti de o kadar artar.

Selenoid bobinine elektrik akımı verildiğinde selenoid armatürü elektromanyetik kuvvet ile bobinin içine itilir. Armatür itme kolunu dolayısı ile de pistonu hareket ettirerek valf içindeki akış yollarının bağlantısını sağlar. Selenoid bobini AC veya DC, hava aralıklı veya yağa daldırılmış olabilir. (Buna bazen ıslak pimli selenoid de denir).

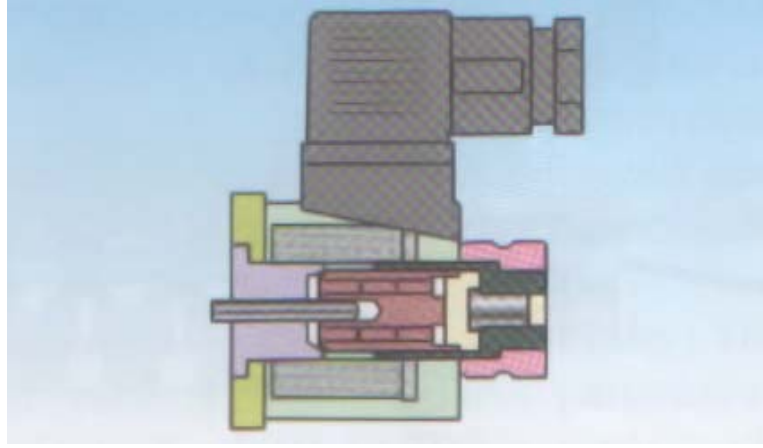
Alternatif akımlı (AC) selenoid sistemlerinin kontrol devreleri doğru akımlı (DC) sistemlere göre daha basit ve daha ucuzdur. Ancak iki zıt AC selenoidinin aynı anda çalıştırılmayacağı unutulmamalı ve bu noktaya çok dikkat edilmelidir. Şekil 2.3’de on-off valfe ait bir selenoidin patlatılmış görüntüsü görülmektedir



Şekil 2.3 On-off valf selenoidinin patlatılmış görüntüsü

Alternatif akım devrelerinde bobin devreye girdiğinde, bobin üzerinde armatürün bobin içine çekilmesiyle ivedi olarak azalma gösteren, yüksek bir yığılma akımı geçer. Bundan sonra bobinin çalışır durumda kalabilmesi için gerekli elektrik akımı, başlangıçtaki bu akımın sadece

yedide biri kadardır. Selenoidler bu çalıştırma akımına sonsuz dayanacak şekilde tasarlanmıştır. Ancak başlangıçtaki elektrik akımı çok kısa bir süre için uygulanabilir. Yani alternatif akımlı bir selenoidde armatürün bobin içine çekilmesi engellenirse bobin yanar. Doğru akım devrelerinde ise selenoidi çalıştıran elektrik akımı nispeten sabit olup bu tür devrelerdeki bobinler buna dayanacak şekilde tasarlanmıştır. Şekil 2.4'te DC bobine ait bir kesit verilmiştir.



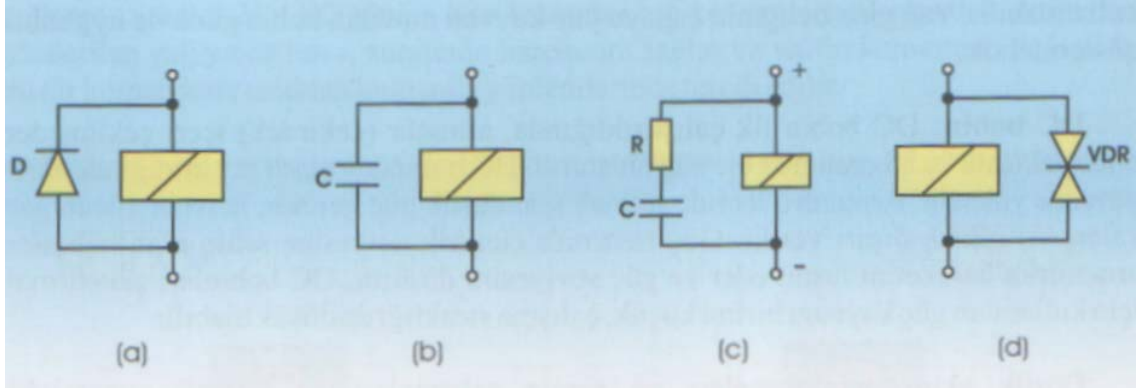
Şekil 2.4 DC Bobine ait kesit (Kartal, 2007)

2.1.1.1 Ark Kontrolsüz Bobinler

Eğer bobinin enerjisi kesilirse bu anda azalan manyetik alan, bobini enerjili tutmaya yarayan bir akım indükler. Bu durum anahtar üzerinde yüksek negatif voltaj olarak görülür. Eğer anahtar olarak bir reed röle (mıknatıslı röle) kullanılıyor ise oluşan bir dizi arklar neticesinde açık kontaklarda bir erime meydana gelir. Eğer anahtar olarak bir solid state röle (yarı iletken röle) kullanıyor ise bu röle içindeki yarı iletken zarar görür.

2.1.1.2 Ark Kontrollü Bobinler

Anahtarın kapanma anında bobinin her iki ucu birbirine değdirilirse, indüklenen akım bobin üzerinde akacak ve yaklaşık 200 milisaniye içinde bu akım sıfırlanacaktır. DC bobinlerde bu durum, otomatik olarak bobin üzerine konulan bir diyot vasıtasıyla sağlanır. Bir diyot, akımın sadece tek bir yönde akmasına izin verir ve yaklaşık olarak 2 V potansiyel farkına ihtiyaç duyar. Şekil 2.5'de ark kontrolü için değişik tipte devre uygulamaları verilmiştir.



Şekil 2.5 Ark kontrolü için diyot, kondansatör, R-C ve VDR kullanımı (Kartal, 2007)

AC bobinlerde ark kontrolü için diyot kullanılacak olursa diyot kısa devre yapar. Bu nedenle AC bobinlerde voltaj bağımlı direnç (VDR) kullanılabilir. VDR bir bobinin etrafına bağlanır ve her iki yönde çalışacak şekilde hem AC hem de DC voltajda çalışabilir. Eğer bir VDR üzerindeki voltaj, verilen eşik seviyesinden düşük ise orada, akımın akmasını engelleyen yüksek bir direnç vardır. Voltajın eşik seviyesinden yüksek olması durumunda orada, akım akmasına izin veren düşük bir direnç vardır. Eşik seviyesi, çalışma voltajından yukarıda olduğu anda bobin enerjilenirse akım bloke olur ve akamaz. Anahtar kapatıldığında, indüklenen voltaj eşik seviyesinin üstüne çıkar ve bu voltaj kaybolana kadar bobin içerisinde ve VDR üzerinde dolaşır.

Akıma bağlı olarak bobinde pistoncuğu itmek için meydana gelen kuvvet (2.1);

$$F = \frac{1}{2} (N \cdot I_0)^2 \frac{\mu_0 \cdot A}{X^2} \quad (2.1)$$

F= Selenoid kuvveti, N

N= Sarım sayısı

I_0 =Akım, A

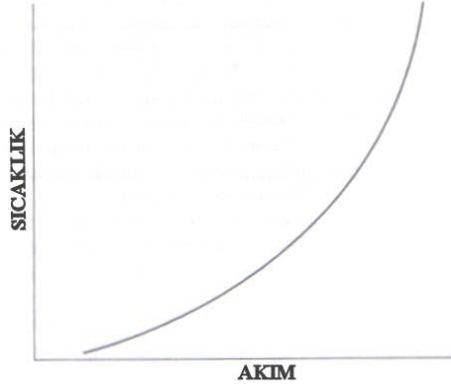
A=Pistoncuk kesit alanı, cm^2

X=Hava Boşluğu, cm

Denklemden de görülebileceği gibi selenoidin pistoncuğa uyguladığı kuvveti arttırmak için değişik yollar mevcuttur. Örneğin, sarım sayısını arttırarak yâda pistoncuğun kesit alanını

arttırarak bunu sağlayabiliriz. Bununla birlikte, bu artırımlar ancak belli bir limite kadar uygulanabilir. Çünkü pratikte selenoidin belirli bir limit ebadı vardır.

Kuvveti arttırmanın bir diğer yolu da akımı arttırmaktır. Akımın iki katına çıkması denklemden de görülebileceği gibi kuvvetin 4 katına çıkmasına neden olur. Ancak akım ve ısınma arasında da böyle bir oran mevcuttur. Görülüyor ki pratik limitler burada da karşımıza çıkmaktadır. Akım ile sıcaklık arasındaki ilişki Şekil 2.6 da verilmiştir.

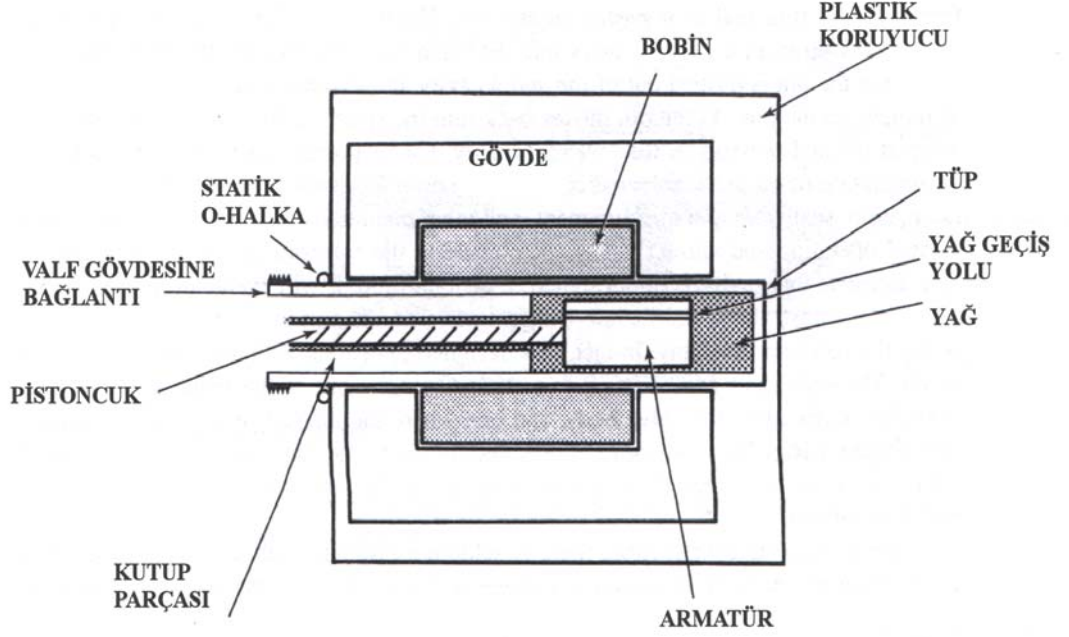


Şekil 2.6 Akım ve sıcaklık arasındaki ilişki

Geleneksel selenoid anlayışı T ve C tipi selenoidlerden ibaretti ancak bu konudaki yenilikler – konsepte bağlı kalarak- yeni bir selenoid tipi olan ıslak-pinli selenoidi ortaya çıkarmıştır. Islak tipli selenoid temelde 3 ana elemandan meydana gelir. Bunlar sırasıyla, tüp, pistoncuk ve bobin. Tüpün bir tarafı kapalı ve diğer tarafı dış çekilmiştir ki böylece valf gövdesine monte edilebilsin. Tüpün içerisinde armatür diye de anılan pistoncuk bulunur. Armatür tüpe oldukça yakın bir şekilde monte edilir. Sürgünün hareket edebileceği kadar mesafe armatür için gereklidir. Bobin, düşük dirençli manyetik yol sağlamak için U şeklinde demir bir demir gövde kullanılarak inşa edilmiştir. Bobin epoksi gibi yalıtkan malzeme kullanılarak bir kapsül içerisine alınmıştır. Bobin tüpü çepeçevre kuşatmaktadır. Sadece tüpün montaj bölgelerini sarmaz. Şekil 2.7 de ıslak pinli selenoidin iç yapısı açıkça gösterilmektedir.

Islak pinli selenoidler ile hava boşluklu selenoidler arasındaki fark hava boşluklu selenoidlerde pistoncuk ile sürgü tek parça gibi hareket eder ve bu nedenle pistonculuğun valf içerisinde kalan bölümüne dinamik o-ring konmuştur. Dolayısıyla hava boşluğunda bu şekilde oluşturulmuş olur. Ancak burada ciddi birkaç problem ile de karşı karşıya kalınmıştır. Bunlardan ilki kullanılan sızdırmazlık elemanının sızdırmazlık özelliklerini yitirmesi ve her bir strok sonunda bir yağ filmi kalınlığında yağın hava boşluğuna girmesidir. Pratikte her

3000-5000 strokta bir damla kadar yağ hava boşluğuna girer. Bu tarz selenoidler buna göre dizayn edilmediği için sıkıntılar meydana gelmeye başlamaktadır. Günümüzde ise hemen hemen tamamen hava boşluklu yapılardan vazgeçilerek ıslak pinli selenoidlere dönülmüştür ve yukarıda zikir edilen sıkıntılar ortadan kalkmıştır. Ayrıca ısınma problemine ıslak pinli valfler, hava boşluklu selenoidlerden çok daha duyarlıdır. Çünkü yağın devir daim yapması açığa çıkan ısının da yağ ile buradan uzaklaştırılmasına olanak tanır.



Şekil 2.7 Islak pinli selenoidin iç yapısı

2.2 Valf Yer Değiştirme Zamanı

Pilot kumandalı yön kontrol valflerinin yer değiştirme zamanını hesaplarırken hem pilot valfin hem de ana valfin hızları göz önüne alınmalıdır. Bu iki hız ayrı olarak hesaplanabilir ve daha sonra bir araya getirilerek toplan çalışma zamanına ulaşılabilir.

2.2.1 Pilot Sürgü Yer Değiştirme Zamanı

Yer değiştirme süresini hesaplamak için hem selenoid hem pilot valfin sürgüsü hakkında bilgiye ihtiyaç vardır. Öncelikle selenoid kuvvetini hesaplamak için 4.1 deki denklemi kullandık. Eğer başlangıçtaki ve sondaki selenoid kuvvetlerinin ve pistoncuk strokunun

bilgisine sahip olsaydık, sürgünün her hangi bir konumundaki selenoid kuvvetini (2.2) bulabilirdik.

$$F_x = F_i + Bx \quad (2.2)$$

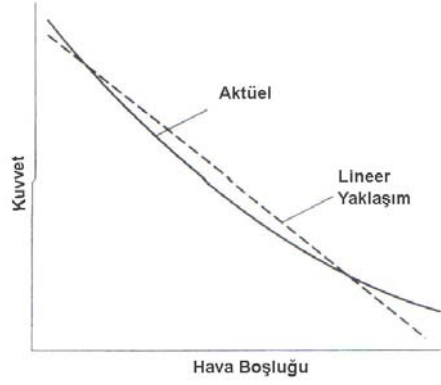
F_x = Herhangi bir konumdaki selenoid kuvveti, N

F_i = Başlangıçtaki selenoid kuvveti, N

B= Kuvvet Gredyeni , N/cm

x= İlk konumdan olan uzaklık, cm

Burada kuvvet gredyeni lineer olarak düşünülmüştür, bu kabul doğru değildir. Fakat kısa strok için kullanılabilir. (Şekil 2.8)



Şekil 2.8 Selenoid kuvvet gredyeni

Yer değiştirme zamanı ise (2.3),

$$t_{pilot} = \sqrt{\frac{m}{B} \ln \left[x + r + \sqrt{2rx + x^2} \right]} \quad (2.3)$$

t_{pilot} = Pilot valfin yer değiştirme zamanı, s

m= Sürgü kütlesi , $N.s^2 / cm$

r= F_i / B , cm

x= İlk konumdan olan uzaklık, cm

B= Kuvvet gredyeni , N/cm

2.2.2 Ana Sürgü Yer Değiştirme Zamanı

Ana sürgü aynen bir hidrolik silindir gibi davrandığı için içerisinde meydana gelen akışın hızını bulmak için de hidrolik silindir için kullanılan formüller kullanılabilir.

$$v = \frac{Q}{A} \quad (2.4)$$

v =hız

Q = Debi

A = Efektif alan

Buradaki debi değeri ise pilot valften gelen debidir ve onun hesaplanması için (2.4);

$$Q = CA \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (2.4)$$

C = Boşaltma katsayısı , (0,5-0,7)

A = Efektif kısma alanı

Δp = Pilot valfteki basınç düşümü

ρ = yağ yoğunluğu

s = Strok

Ana sürgü için geçen süre ,

$$t_{ana} = s / v \quad (2.5)$$

Valfin toplam yer değiştirme zamanı,

$$t = t_{ana} + t_{Pilot} \quad (2.6)$$

3. ORANSAL VALFLER

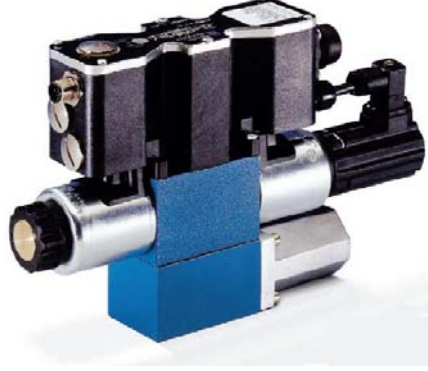
3.1 Oransal Valflerin Tanımı

Oransal kontrol valfleri akışkan güç kontrolünde yeni bir dönem ortaya koymaktadır. Teknolojik olarak önemli bir adımı, bir sıçramayı ifade etmektedir. On-off valfler göz önüne alındığında daha karmaşık reel problemlere daha sofistike çözüm sunulmaktadır. Esneklik burada daha ön planda olup karmaşık isteklere elektronik ve hidroliğin evliliği ile uygulanabilir çözümler getirmektedir. Selenoidin oransal olarak kumanda edildiği oransal kontrol sistemlerini tam olarak zihninizde nereye koymalısınız?

Bilindiği gibi oransal uygulamaların ortaya çıkışından önce belirgin olarak iki tür kontrol valfleri mevcuttu. Bunlar on-off valfler ve servo valfler. On-off valfler daha “kaba” hassasiyet ve kontrolün çok önemli olmadığı yerlerde uygulanırken servo valfler hassasiyet ve kontrolün çok daha önemli olduğu yerlerde kullanılıyordu. Bu iki tip valfin karakteristik özellikleri arasında ise uçurum söz konusuydu. Örneğin on-off valflerin frekans kapasiteleri 5 Hz civarında iken servo valflerin ise 100 Hz civarındaydı. Ayrıca servo valflerin geri beslemeleri sayesinde yüksek dereceli pozisyon, hız, ivme, basınç yâda kuvvet kontrolü rahatlıkla yapılabiliyordu. Ancak bu iki tip valf arasındaki teknolojik uçurum maliyetlere de yansımıştı. Dolayısıyla çok karmaşık olmayan ama sıradan da olmayan uygulamalar için düşük maliyetli kontrol valfleri gerekiyordu. Tam da bu noktada oransal kontrol valfleri tasarımcıların imdadına yetişti. Oransal kontrol valfleri ile on-off valflerin doğasında olan ilk ve son noktalara ulaşma “isteği” yıkılarak artık ara konumlarda da durulması sağlanmıştı. Dolayısıyla on-off valflerle kıyaslanmayacak kadar, daha karmaşık problemlere çözüm getirme yeteneğine sahiptirler.

Oransal valflerin ilk jenerasyonu sadece 10 Hz lik bir frekans kabiliyetine sahipti. Ayrıca geri besleme üniteleri de yoktu. Bu nedenle on-off valfler ile servo valfler arasında hem hassasiyet hem de maliyet açısından bulunuyordu. Ancak ilerleyen teknolojik faaliyetler ve oransal valflerin bulundukları konumu “beğenmemesi” onlara ekstra özellikler katılmasına neden oldu. Öncelikle geri besleme üniteleri bu valflere eklendi ve daha sonra sürgü tasarımında yeni gelişmeler yaşandı. Artan bir ivmeyle de histerisiz, eşik, yüksek frekans cevabı, tamlık ve ölü band konularında atılımlar yapılarak oransal valfler günümüzdeki durumuna ulaştı. Böylece artan maliyetleri ve teknolojik yapıları ile servo valfler ile aralarında çok fazla bir fark kalmadı. Hatta aralarındaki farklar gittikçe silikleşti.

Sonuç olarak, performans ve kontrol parametreleri açısından servo valflerle aralarında ayırt edici bir özellik ortada kalmadı. Ancak imalat ve tasarım açısından aralarında önemli farklar olduğu bir gerçektir. Örneğin, oransa valfler oransal selenoidlerle tahrik edilir. Hâlbuki servo valflerin tahriki için tork motorları kullanılır. Oransal valflerin sürgüleri ile servo valflerin sürgüleri arasında ölçü ve yüzey toleransı olarak oldukça büyük farklar vardır. Servo valf sürgüleri çok daha hassastır. İmalattaki bu farklılıklar servo valfleri hala çok daha pahalı valfler yapmaktadır. Bu imalata yönelik farklılıklar servo valfleri yine de oransal valflere nazaran daha hassas konumda olduklarını göstermektedir. Şekil 3.1’de geri beslemeli bir oransal yön kontrol valfi görülmektedir.



Şekil 3.1 Geri beslemeli oransal yön kontrol valfi

3.2 On-Off Valfler İle Oransal Valflerin Kıyaslaması

Oransal valflerin On-off valflere göre avantajları Çizelge 3.1’de rahatça görülebilir.

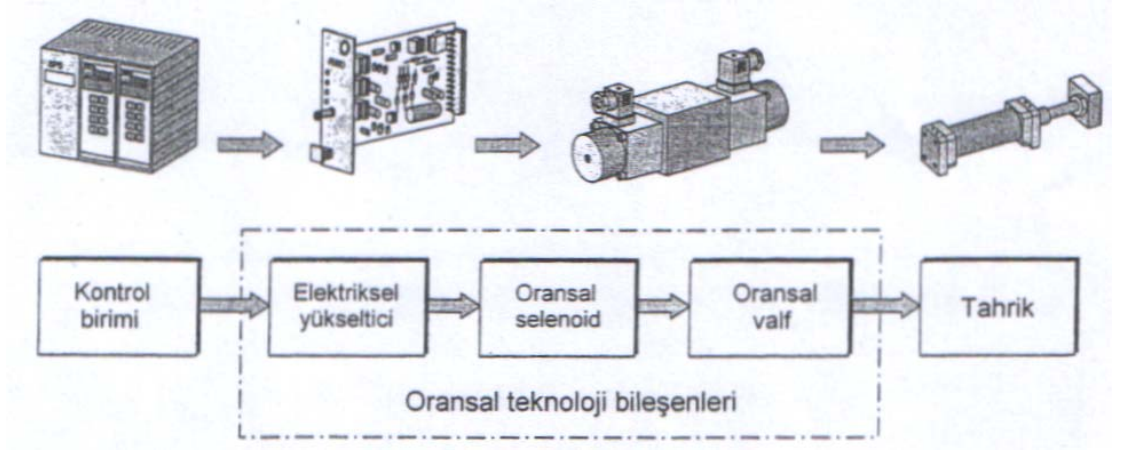
Çizelge 3.1 Oransal valflerin on-off valflere göre avantajları

Valflerin Ayarlanabilirliği	- Elektrik sinyal girişi ile teorik olarak sonsuz aralıkta debi ve basınç kontrolü yapılabilir. - İşletim sırasında debi ve basıncın otomatik olarak ayarlanması.
Tahrik Üzerinde Etki	- Güç ve torkun sonsuz aralıkta ayarlanması. - İvmelenmenin sonsuz aralıkta ayarlanması. - Hızın sonsuz aralıkta ayarlanması.

Enerji Tüketimi	- Basınç ve debi ihtiyacına göre kontrollü olarak azaltılabilmesi.
Devrenin Basitliği	- Bir adet oransal valf ile yön ve akış kontrol valflerinin göre aynı anda yapılır.

3.3 Oransal Valflerde Akış

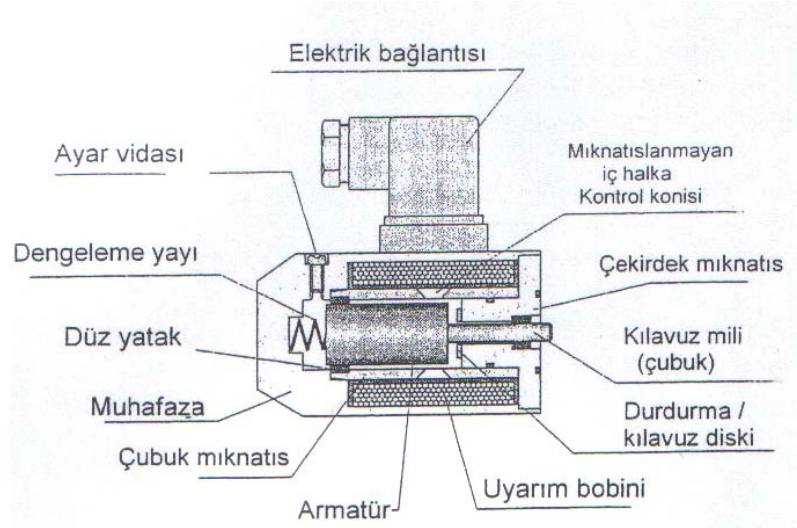
Oransal valflerin genel akışı Şekil 3.2’de verilmiştir. Görüldüğü gibi kontrol birim ile beslenen elektriksel yükseltici giriş sinyali olan gerilimi çıkış sinyali olan akıma dönüştürür. Yükseltici karttan çıkan akım oransal selenoidlere etkir. Oransal selenoid ise valf sürgüsüne hareket vererek akışkanın yönünü ve/veya debisini değiştirir.



Şekil 3.2 Oransal valf ile tahrik edilen silindir için genel akış (Festo, 1996)

3.4 Oransal Selenoid

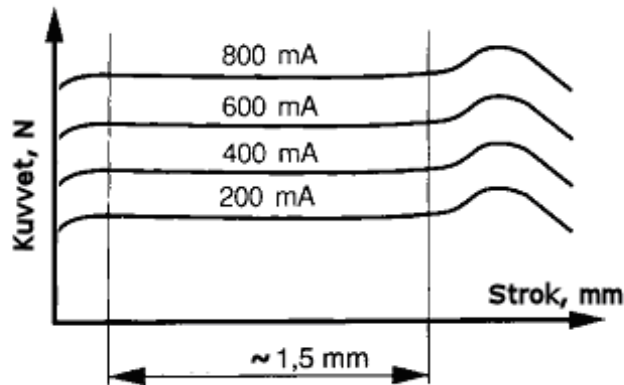
Elektrohidrolik konusunun ilkel örneği olan on-off valflerin tahriklerinde ana unsur olan on-off selenoidler bir önceki bölümde değinildiği gibi sadece “1” ve “0” gibi çalışmaktadır. Ancak oransal valflerin selenoidleri on-off valf selenoidlerinden türetilmiş olmalarına rağmen. Stokları boyunca sonsuz bir hizalama yeteneklerine sahiptirler. Selenoidin bobininden geçen elektrik akımının oluşturduğu manyetik alan, bu alanda dönebilen armatür üzerine kuvvet uygular ve bu kuvvet ile sürgü hareket eder. On-off selenoidlere göre oransal selenoidler farklı şekillendirilmiş, mıknatıslanmayan ve manyetik alan çizgilerinin desenini değiştirebilen kontrol konisine sahiptir. Şekil 3.3’de ayrıntılı olarak oransal selenoid kesiti gösterilmiştir.



Şekil 3.3 Oransal selenoidin iç yapısı (Festo, 1996)

3.4.1 Kuvvet Kontrollü Selenoid

Kuvvet kontrollü selenoidde selenoid kuvveti, akımın değişimi ile kontrol edilmektedir. Elektriksel yükselticideki akım geri beslemesi nedeniyle, direnç değişimi olsa bile selenoid akımı ve dolayısıyla selenoid kuvveti sabit kalır. Kuvvet kontrollü selenoidlerin birincil özellikleri karakteristik kuvvet-strok ilişkisidir. Şekil 3.4’de görüldüğü gibi belirli bir değerin üzerinde belirli bir strok aralığında kuvvet sabit kalmaktadır. Bu eğrideki selenoid stroğu 1,5 mm civarındadır. Kısa strokları nedeniyle oldukça kompakt tasarımları vardır. Ayrıca yine bu kısa strokları nedeniyle, pilot uyarılı yön kontrol valflerinde ve basınç valflerinde kullanılırlar. Son olarak, kuvvet kontrollü selenoid ıslak pinli DC bir lineer selenoiddir.

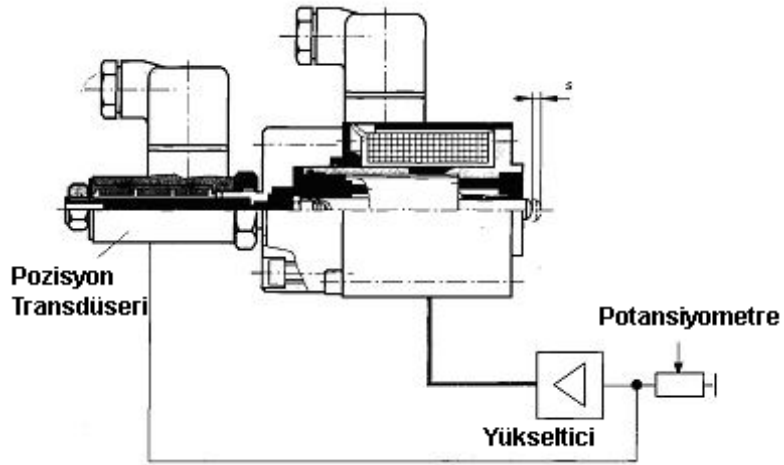


Şekil 3.4 Kuvvet kontrollü selenoidlerde kuvvet-strok ilişkisi

3.4.2 Strok Kontrollü Selenoid

Strok kontrollü selenoid durumunda, armatürün konumu kapalı çevrim kontrol devresi (Şekil 3.5) ile kontrol edilir ve karşı basınçtan bağımsız olarak konumunu korunur. Strok kontrollü selenoid ile oransal yön kontrol sürgüsü (basınç valflerinde olduğu gibi) direkt olarak kumanda edilirler ve her hangi bir strokta durdurulabilirler. Bu selenoidlerin stroğu valfin ebatlarına bağlı olarak 3-5 mm arasında değişmektedir.

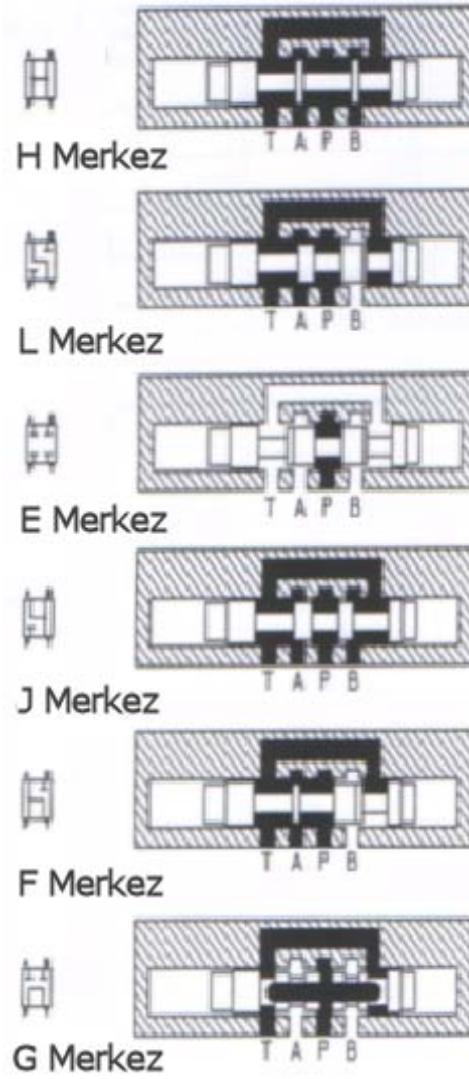
Elektriksel geri beslemenin de bu yapıya eklenmesiyle histerisiz ve selenoidin tekrarlama hatası oldukça dar toleranslar arasına indirilmiş olur. Ayrıca, valf sürgüsü üzerinde oluşan akışkan kuvvetleri kompanze edilebilir.



Şekil 3.5 Strok kontrollü selenoid için kapalı çevrim kontrol (Rexroth, 1989)

3.5 Oransal Yön Kontrol Valfleri

Karmaşık denetim işlemleri ve bir silindir ya da motorun ivmelendirme, ilerletme ve frenleme gibi programlı hareketlerini gerçekleştirmek üzere kullanılan yön kontrol valfleri farklı özelliklerine göre sınıflandırılırlar.



Şekil 3.6 Sürğü Tipleri (Johnson 2000)

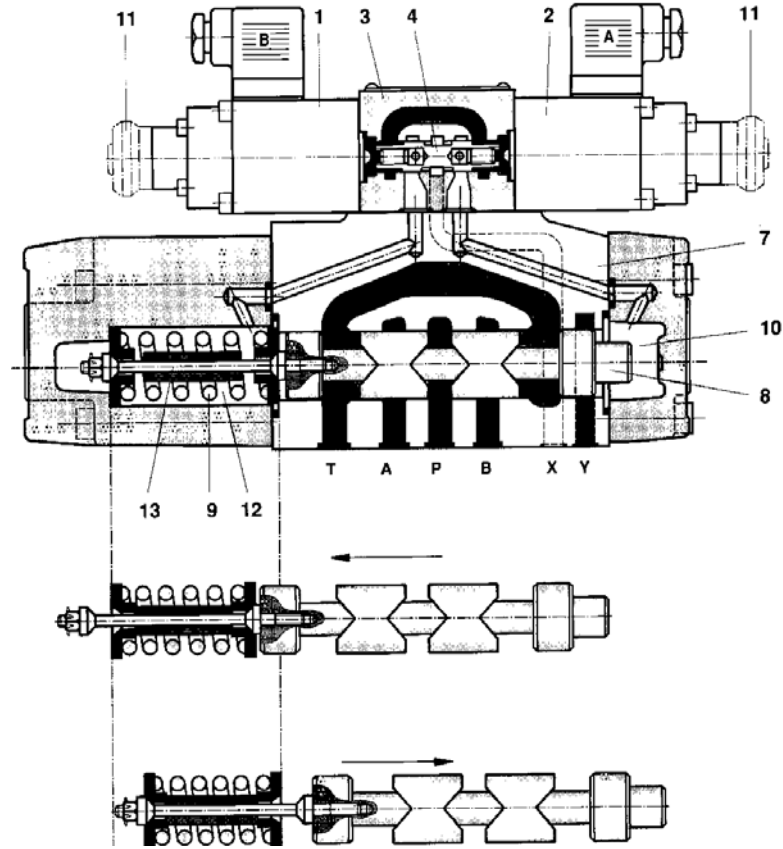
1. Yol sayısına göre yada başka bir deyişle akış yolu sayısına göre:
 - 2 yollu
 - 3 yollu
 - 4 yollu
2. Valf konfigürasyonuna göre değişik tipler mevcuttur. Şekil 3.6 da verilen şekil farklı tipteki valf sürgülerini göstermektedir.
3. Uyarı tiplerine göre direkt ve pilot uyarılı olmak üzere iki tiptir.
4. Geri besleme tipine göre ise de geri beslemeli ve geri beslemesiz olmaktadır.

3.5.1 Direkt Uyarılı Oransal Yön Kontrol Valfi

Bu tip valflerde, valf sürgüsü üzerine selenoid direkt olarak etki eder. Valfin temel komponentleri Şekil 3.7 gösterilmektedir.

1. Gövde
2. Sürgü Merkezleme yayı
3. Merkezleme yayı
4. Merkezleme yayı
5. Selenoid
6. Selenoid
7. Endüktif transdüser
8. Mekanik “0” noktası ayarı

3.5.2 Pilot Kumandalı Oransal Yön Kontrol Valfi



Şekil 3.8 Pilot uyarılı oransal yön kontrol valfi

1. Selenoid “a”
2. Selenoid “b”
3. Pilot valfin gövdesi
4. Pilot valf sürgüsü
7. Ana Valf gövdesi
8. Ana Sürgü
9. Merkezleme yayı
10. Pilot yağ haznesi
11. Manuel kumanda butonları
12. Pilot yağ haznesi
13. Rod

Şekil 3.8’de pilot uyarılı bir yön kontrol valfi gösterilmiştir. Bu tip valfler belirli bir büyüklüğün üzerindeki valflerin ataletleri ve sürtünme problemleri nedeniyle daha fazla

enerjiye ihtiyaç duymaları ve cevap sürelerinin fazla olması nedeniyle kullanılırlar. Üstteki figürde pilot kontrol için 4/3 oransal valf kullanılmıştır. Bu valf, ana kontrol sürgüsünün ön yüzeyindeki basıncı değiştirerek kontrol kenarları açılır ve ana valfin kontrol sürgüsü yer değiştirir. Pilot valfi değişik konum ve pozisyonlara sahip olabilir.

Oransal valf konusunda daha ilerilere gitmeden burada açıklamamız gereken önemli kavramlar ve uygulamalar vardır.

3.6 Oransal Valf Kavramları

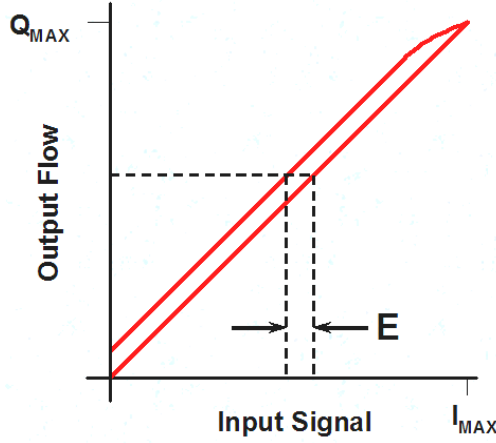
Aşağıda verilen kavramlar oransal valfler başlığı altında verilmiş olsa da aslında tüm elektrohidrolik çatısı altında yer alan oransal ve servo valf tipleri için verilebilir.

3.6.1 Histerisiz

Histerisiz en genel manası ile aynı çevrim içerisinde. Başka bir deyişle elektrik sinyalinin, sıfırdan maksimuma ve daha sonra da tekrar azalması durumunda aynı debi değerini elde edebilmek için verilen iki sinyal arasındaki farktır (Şekil 3.9). Geri beslemeli uygulamalarda histerisiz geri beslemesiz uygulamalara nazaran oldukça azalmış durumdadır. Çizelge 3.2’de değişik uygulamalar için ortaya çıkan histerisiz değerleri verilmiştir.

Çizelge 3.2 Histerisiz oranlarının karşılaştırılması

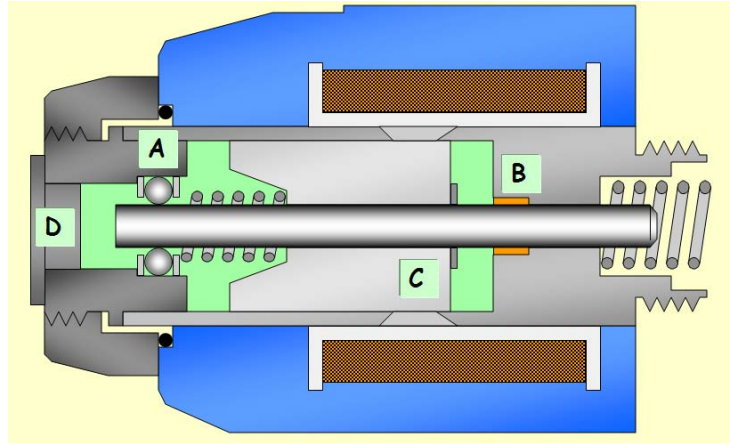
Elektriksel uzaktan kumandalı yön kontrol valfleri	Oransa Valfler		Kapalı Çevrimli oransal valfler	Servo Valfler
	Geri Beslemesiz	Geri Beslemeli	Elektriksel konum kontrollü	
%3-7	%3-7	%0,1-1	%0,2-0,5	%0,1-0,5



Şekil 3.9 Histerisiz (Skinner, 2000)

$$Histerisiz(\%) = \frac{E}{I_{MAX}} \cdot 100 \quad (3.1)$$

Bazı oransal valf üreticileri, histerisizi azaltmak amacıyla selenoid armatürünü bilyeli rulmanlarla desteklemektedirler (Şekil 3.10).

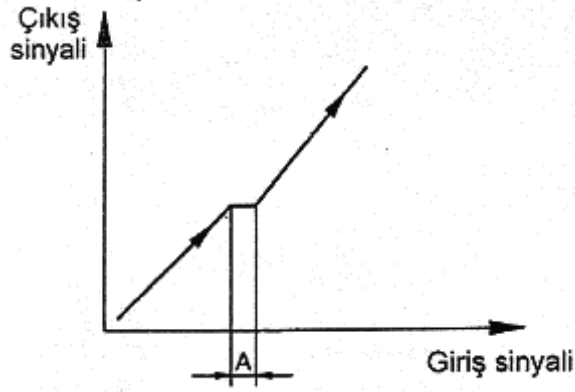


Şekil 3.10 Bilye ile desteklenmiş oransal selenoid (Skinner, 2000)

3.6.2 Cevap Eşiği

Oransal selenoidden geçen elektrik akımı arttıkça, selenoidin armatürü hareket eder. Akım değişmeye başladıkça, armatür sabit kalır. Armatür tekrar hareket etmeden önce, akım minimum miktarda arttırılmalıdır. Gerekli olan bu minimum değişim, cevap eşiği ya da cevap

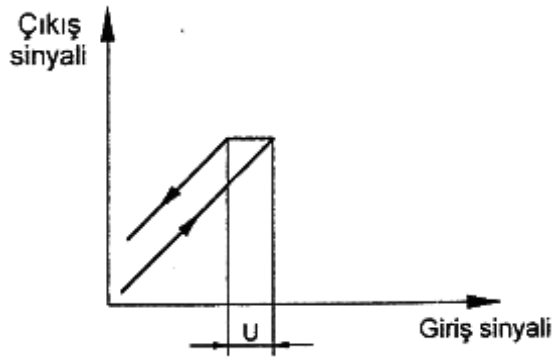
hassasiyeti olarak anılır. Bu da akımın azaltılıp armatürün diğer yöne hareket etmesi ile oluşur (Şekil 3.11).



Şekil 3.11 Cevap Eşiği

3.6.3 Evirme Aralığı

Selenoidlere verilen gerilim değeri pozitiften negatife döndürüldüğü durumunda bir birinden farklı iki grafik meydana gelir. Bu iki “yönelim ” arasındaki mesafe evirme aralığı olarak anılmaktadır. Bu mesafe pozitiften negatife ya da tam tersi durumunda farklılık oluşturmaz. Her iki durumda da mesafe aynıdır (Şekil 3.12).

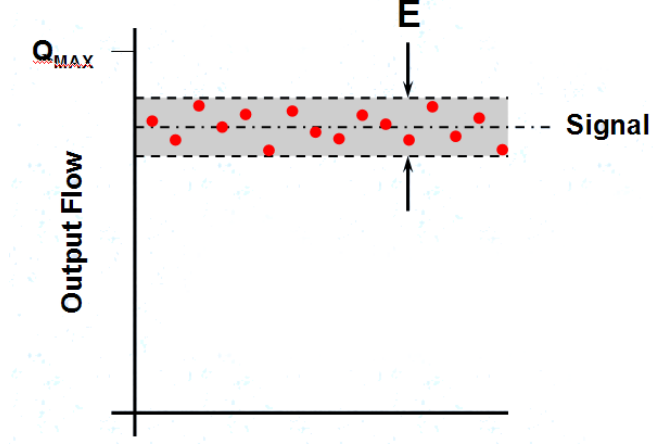


Şekil 3.12 Evirme aralığı

3.6.4 Tekrarlanabilirlik

Özellikle açık çevrim uygulamalarda makinenin çalışma tutarlılığı açısından oldukça önem arz eden bir durum olan tekrarlanabilirlik , aynı giriş sinyaline karşın valfin çıktısının ne kadar aynı olduğunun ölçümüdür (Şekil 3.13). Tekrarlanabilirlik sistem tasarımında hesaba

katılmadığı durumlarda daha sonra yaşanabilecek birçok problemin kaynağı olabilir. Sürgü pozisyonunun izlenmediği durumlarda tekrarlanabilirlik %2-3 mertebesinde (Histerisiz %5-6 olduğu durumda)



Şekil 3.13 Tekrarlanabilirlik (Skinner, 2000)

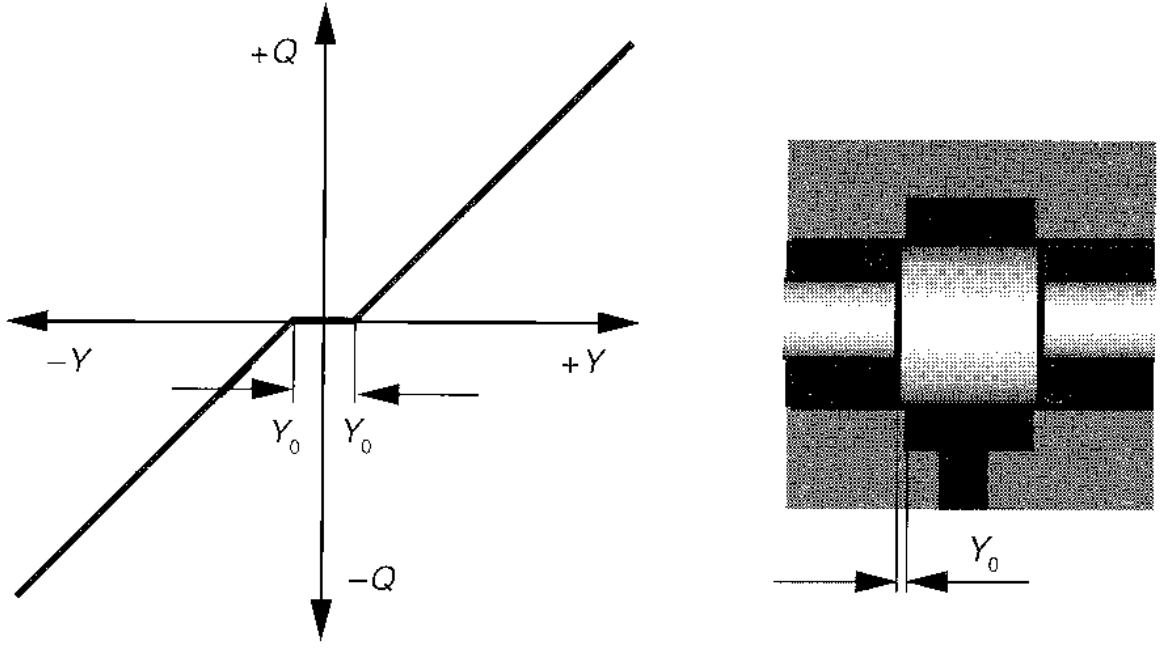
$$\text{Tekrarlanabilirlik} = \frac{E}{Q_{MAX}} \cdot 100 \quad (3.2)$$

3.6.5 Sürgü Tipleri

3.6.5.1 Çakışma Durumuna Göre

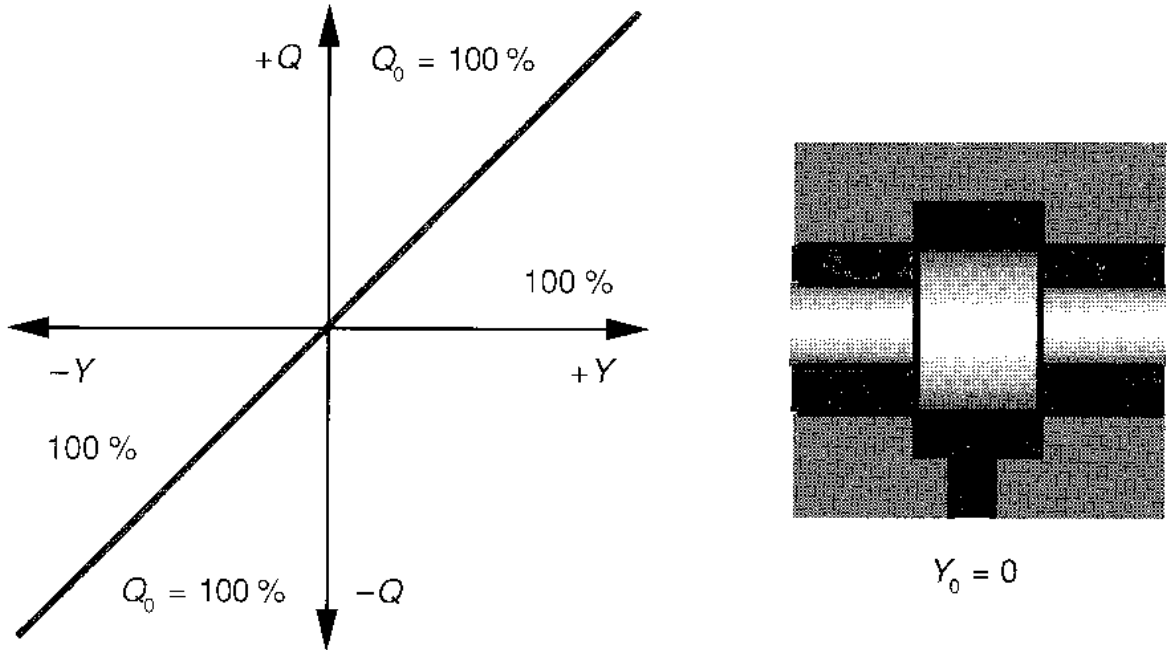
Kontrol kenarlarının çakışması debi ile sinyal arasındaki fonksiyonu etkiler. Değişik uygulamalar için farklı tipte çakışma tercih edilebilir. Çakışma tipleri sırayla;

1. Pozitif çakışma durumunda, azaltılmış elektrik akımı kontrol sürgüsünün hareket etmesine neden olur. Ancak, debi sıfırda kalır. Bu da debi ile sinyal fonksiyonunda bir ölü bölge meydana getirir. Şekil 3.14'te pozitif çakışmalı sürgü ve bununla ilişkili debi eğrisi görülmektedir.



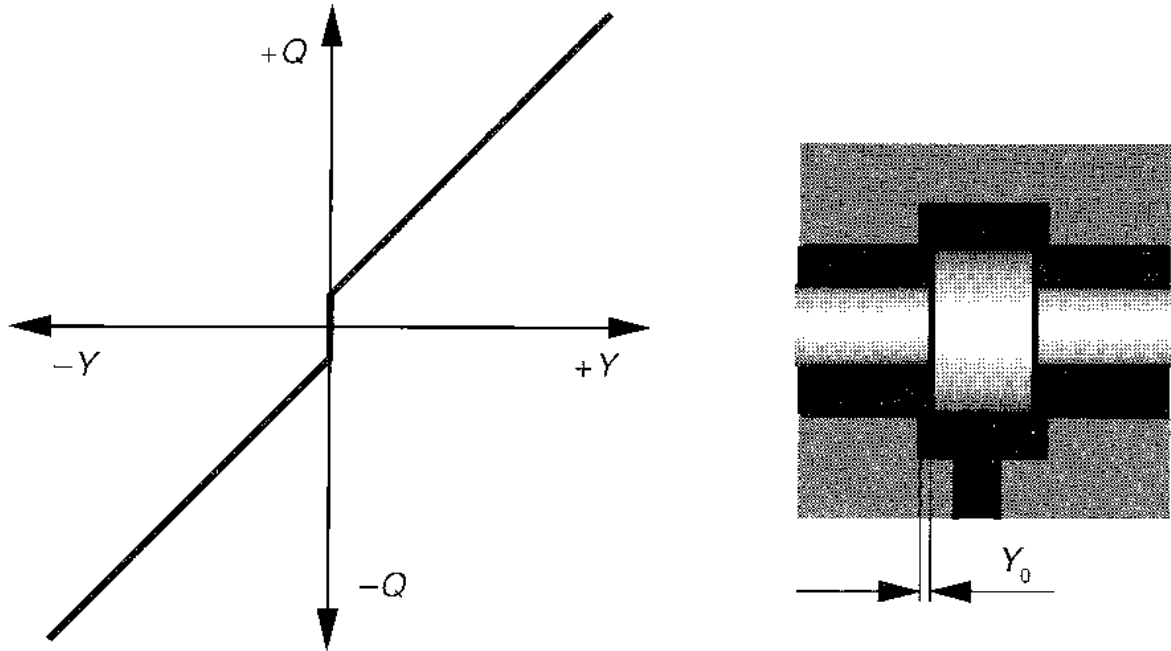
Şekil 3.14 Pozitif çakışmalı sürgü (Rexroth, 1989)

2. Sıfır çakışma durumunda, debi ile sinyal fonksiyonu düşük seviye sinyal aralığında doğrusaldır (Şekil 3.15).



Şekil 3.15 Sıfır çakışmalı sürgü (Rexroth, 1989)

3. Negatif çakışma durumunda ise, küçük valf açıklıkları grafik üzerinde daha büyük gösterilir (Şekil 3.16).

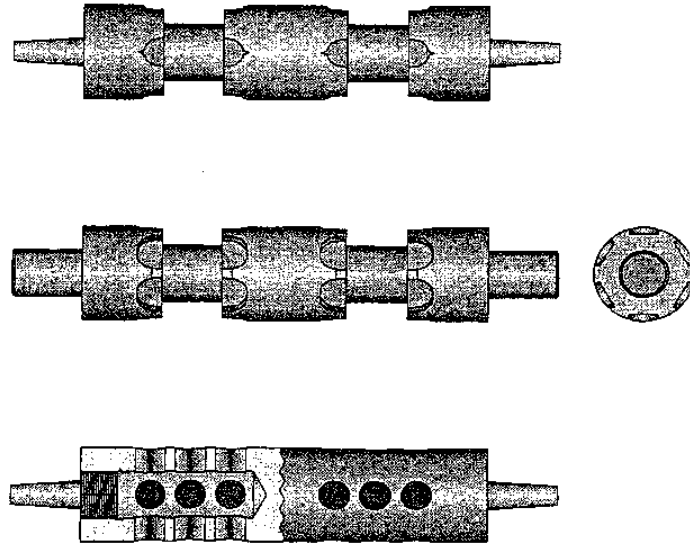


Şekil 3.16 Negatif çakışmalı sürgü (Rexroth, 1989)

Pratikte, oransal valfler genellikle pozitif çakışma halindedirler. Pozitif çakışmanın cevap zamanı açısından bir takım negatif yanları olsa da valf içerisindeki kaçağın diğer uygulamalara nazaran daha düşük olması ve sürgünün hassasiyet ayarlaması ve muhafazası diğerlerine göre daha kolaydır.

3.6.5.2 Kontrol Kenarının Şekillerine Göre

Daha sofistike olan oransal ve servo valflerin sürgüleri normal bir yön kontrol valfinin sürgüsünden daha farklıdır. Bu fark özellikle kendini oransal ya da servo valf sürgülerinin üzerinde bulunan çentiklerde de gösterir. Bu çentiklere kontrol kenarı da denmektedir. Kontrol kenarının şekline bağlı olarak valfin açılma anında değişik akış karakteristikleri ortaya çıkmaktadır. Bu karakteristikler değişik uygulamalar için kullanılsa da genelde üçgen tipli kontrol kenarı tercih edilmektedir (Şekil 3.17).

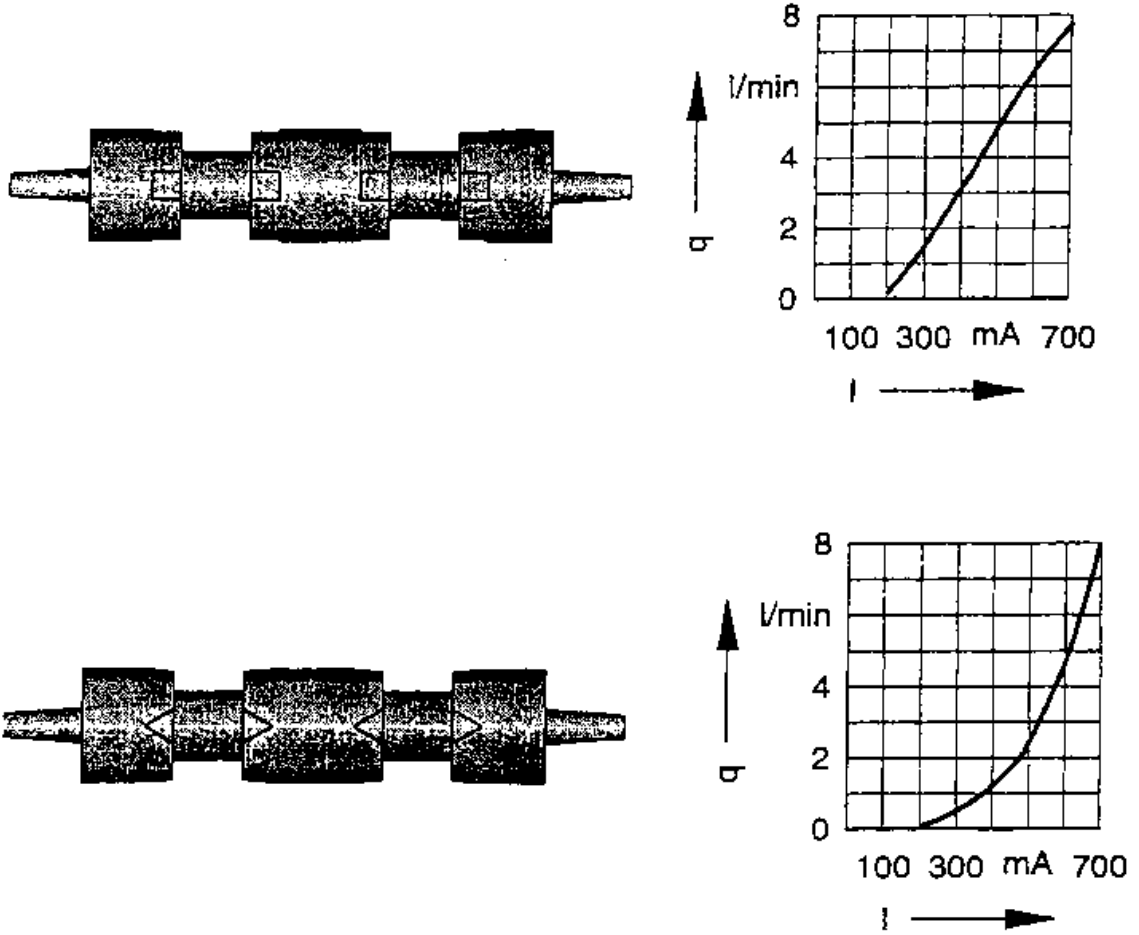


Şekil 3.17 Çentik tiplerine göre sürgü tipleri (Festo, 1996)

Üçgen tip kullanılması getirdiği bir takım katkılar şöyle sıralanabilir;

- Kapalı bir valfte, çakışma ve valf kenarlarına bağlı olarak kaçak minimum seviyededir.
- Küçük açılmalar halinde, kumanda sinyalinin küçük değişimleri ufak debi geçişine izin verir. Bu aralıklarda; debi, yüksek hassasiyetle kontrol edilebilir.
- Büyük açılmalar halinde, yüksek debi değişimleri, ufak sinyal girişleriyle elde edilebilir.

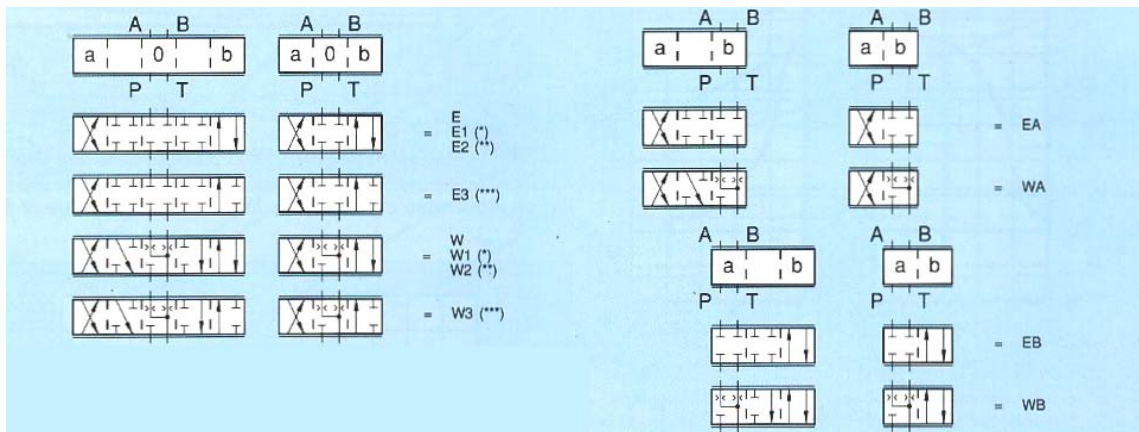
Şekil 3.18’de iki farklı tipteki kontrol kenarı için debi ile sinyal arasındaki ilişki gösterilmiştir. Düşük elektrik akımı ile her iki kontrol kenarı da pozitif sinyal çakışmasına bağlı olarak kapalı kalır. Dikdörtgen kontrol kenarında karakteristik eğri doğrusal olmasına karşı üçgen kontrol kenarında parabolik bir eğri elde edilir.



Şekil 3.18 Çentik ile debi arasındaki ilişki (Festo, 1996)

3.6.5.3 Debi geçiş oranına göre

Pratikte genel olarak kullanılan sürgüler Şekil 3.19 da sembolik olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.19 Oransal valf sürgü tipleri

(*) Sembol E1 ve W1 :

$$P - A = Q_{MAX}$$

$$P - B = Q / 2$$

$$B - T = Q / 2$$

$$A - T = Q_{MAX}$$

(**) Sembol E2 ve W2 :

$$P - A = Q / 2$$

$$P - B = Q_{MAX}$$

$$B - T = Q_{MAX}$$

$$A - T = Q / 2$$

(***) Sembol E3 ve W3 :

$$P - A = Q_{MAX}$$

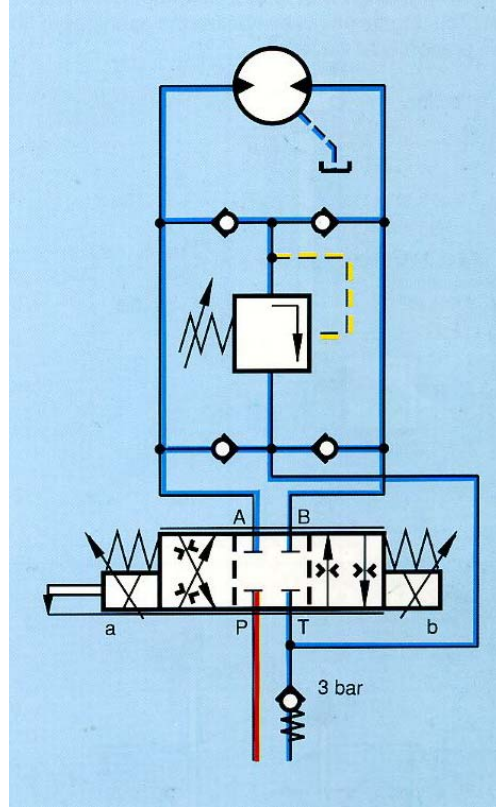
$$P - B = Q / 2$$

$$B - T = Blocked$$

$$A - T = Q_{MAX}$$

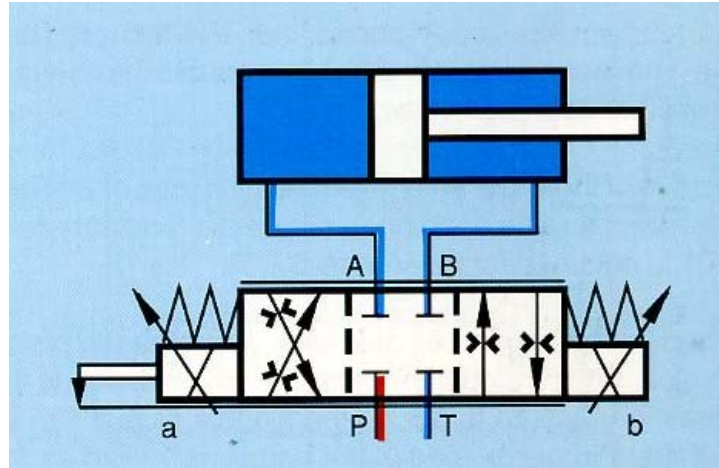
E- Sürgüsü:

E sürgüsü en iyi yavaşlama karakteristiğine sahiptir. P-A , B-T ve aynı şekilde P-B , A-T açılma debileri eşittir. Dolayısıyla bu tip valfler çift rodlu silindirlerde ve hidro motorlarda kullanılır. Hidrolik motorun kullanıldığı durumlarda hidro motorun Şekil 3.20 deki gibi beslenmesi tavsiye edilmektedir. Eğer hidro motor yük altında belli bir konumda durması gerekiyorsa bu tip burumlarda tutma frenleri kullanılmalıdır. Ancak motorun yükü tutması asli görevi değilse motorun valf içindeki kaçak yağdan dolayı kayması mümkün olmayacaktır. Çünkü motorun kendi iç kaçağı çok daha büyük değerlerdedir.



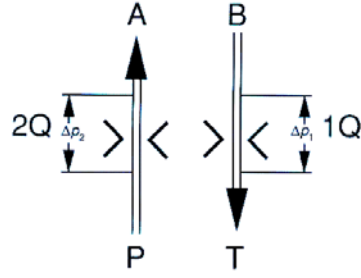
Şekil 3.20 E sürgülü oransal valf ile kontrol edilen hidro motor (Rexroth, 1989)

E1- Sürgüsü:



Şekil 3.21 E1 sürgülü oransal valf ile kontrol edilen silindir (Rexroth, 1989)

Hidrolik silindirde piston alanı ile rod tarafındaki alan arasındaki oranın 2:1 olduğu durumlarda bu tip sürgüler tercih edilir (Şekil 3.21). Şekil 3.22’de oransal valf içindeki açılma esnasındaki kısma noktaları sembolize edilerek debi ve basınç düşümü arasındaki ilişki gösterilmiştir.



Şekil 3.22 E1 sürgüsü içindeki kısma noktalarını

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\sqrt{\Delta p_1}}{\sqrt{\Delta p_2}} \quad (3.3)$$

$$Q_2 = 2 \cdot Q_1$$

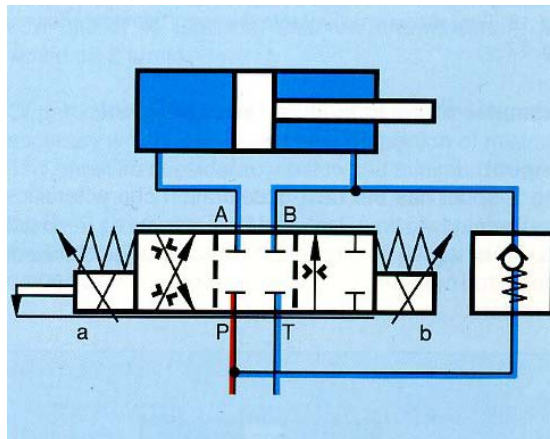
$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} \cong \frac{Q_1^2}{Q_2^2}$$

$$\Delta p_2 \cong \frac{Q_2^2}{Q_1^2} \cdot \Delta p_1$$

$$\Delta p_2 \cong 4 \cdot \Delta p_1 \quad (3.4)$$

Yukarıda verilen teorik ifade açıkça göstermektedir ki iki kat debi değerini sağlamak için dört kat bir basınç düşümüne ihtiyaç vardır.

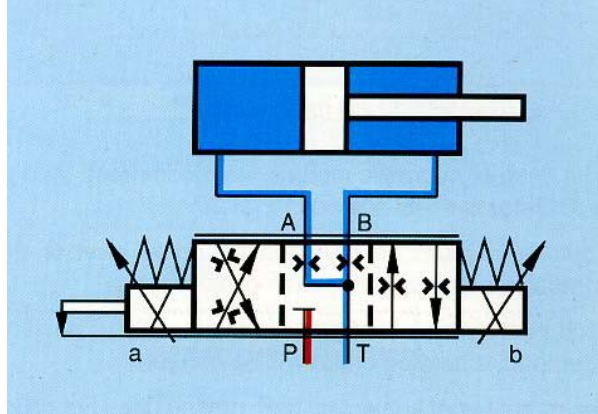
E3- Sürgü



Şekil 3.23 E3 sürgülü oransal valf ile kontrol edilen silindir (Rexroth, 1989)

Yine 2:1 alan oran olan hidrolik silindirlerin yön kontrolünde kullanılırlar. Özellikle rejeneratif uygulamalarda kullanılır (Şekil 3.23).

W- Sürgü



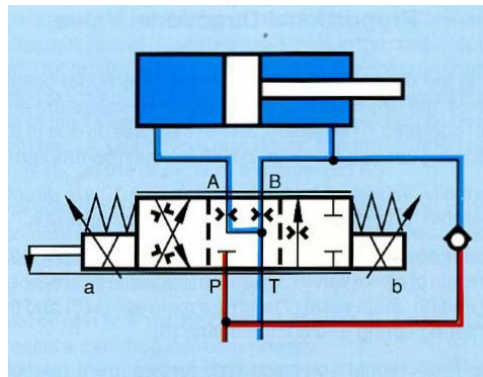
Şekil 3.24 W sürgüli oransal valf ile kontrol edilen silindir (Rexroth, 1989)

Silindir oranının hemen hemen 1:1 olduğu tek rodlu silindirlerde w- sürgüsü yüksüz silindirin yağ kaçağından dolayı kaymasını engeller. Orta konumda iken tanka açılan A ve B hatları nominal açıklığın %3 ü kadardır (Şekil 3.24).

W1 ve W2- Sürgü

E1 ve E2- sürgü gibidir ancak tek farkları valfin orta konumunda tanka açılan A ve B hatları nominal açıklığın %3 ü kadardır.

W3- Sürgü



Şekil 3.25 W3 sürgüli oransal valf ile kontrol edilen silindir (Rexroth, 1989)

E3- Sürgü gibidir. Ancak bu tip valflerin kullanıldığı uygulamalarda silindir yavaşlamadan sonra geri yaylanmaz. Çünkü B hattından T hattına yük uygulanılmaz (Şekil 3.25).

4. SERVO VALFLER

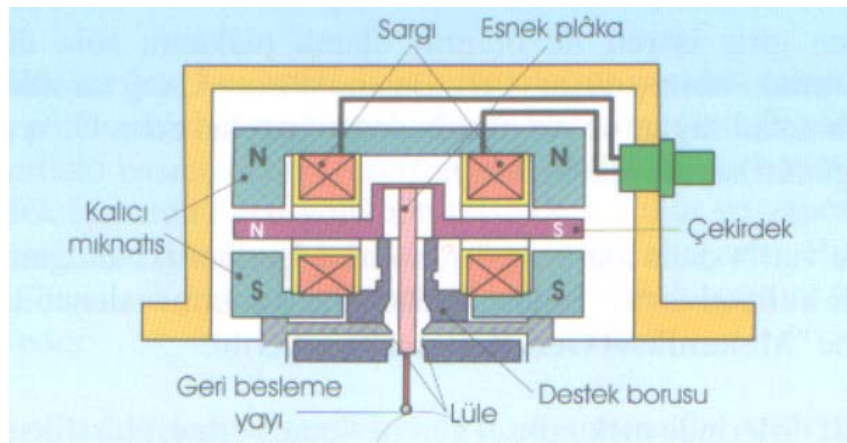
Servo valfler akışkan güç kullanımının hemen hemen tüm alanlarında kullanılmaktadırlar.

- a) Silindirlerin ve döner hareketlendiricilerin pozisyonlamasında
- b) Silindir ve motorların hız kontrolünde
- c) Silindir kuvveti ve motor torku ayarlamasında
- d) Hızlanma ve yavaşlamada
- e) Sistem basıncının ayarlanmasında
- f) Debi kontrolünde

Ancak en yoğun olarak kullanılan uygulama silindirlerin pozisyonlaması ve motorların hız kontrolüdür. Bu fonksiyonlar için hem konum hem de akış kontrolünü bir araya getiren valflerin sürgünlerinin pozisyonlaması bir tork motoru tarafından yapılır.

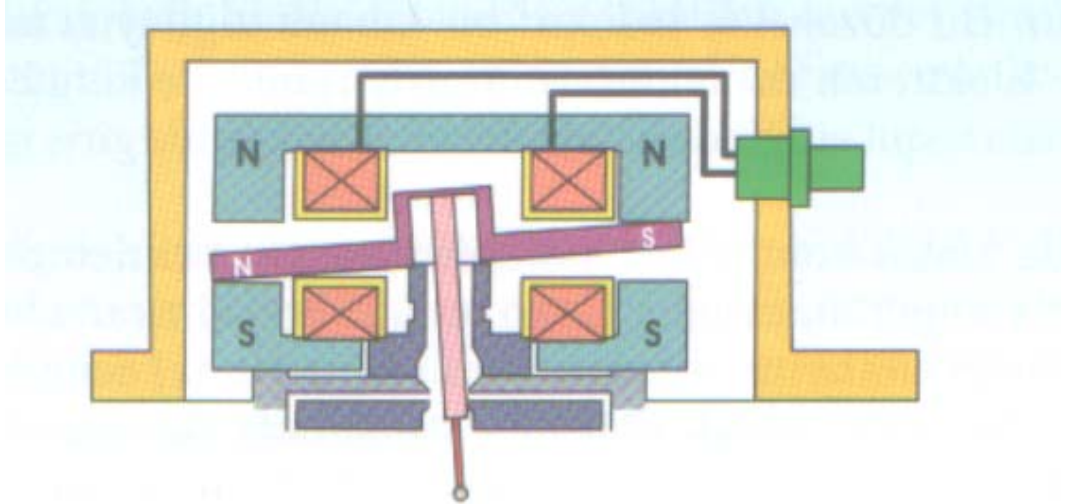
4.1 Tork motorları

Tork motoru Şekil 4.1’de şematize edilmiştir. Tork motoru oldukça basit bir elektromanyetik bir aygıttır. Yapısında, bir ya da iki permanent mıknatıs, iki kutup parçası, bir ferromanyetik armatür ve iki bobin bulunmaktadır. Permanent mıknatıslar alt ve üst kutup parçalarını pololarize etmektedir. Böylece, bu parçalar bir birine eşit ve zıt yönde manyetik alan meydana getirirler. Tork motorları oldukça düşük voltajlı DC güç ile kolayca tahrik edilebilirler.



Şekil 4.1 Tork motorlarının yapısı (Kartal, 2007)

Şekil 4.2 enerjilenmiş durumda olan bir tork motorunu göstermektedir. Armatür orta noktasından monte edilmiştir. Böylece sınırlı ve oldukça küçük bir açı boyunca saat yönünde ve tersinde rahatça dönebilmektedir. Armatürün iki ucu kutup parçalarını içindeki boşluk içerisine kadar uzatılmıştır. Manyetik alan armatürü doğal pozisyonda tutmaktadır. Akım bobinlerin içinden geçtiği vakit manyetik alan üretilir. Alanın kutupları akan akımın geçiş yönüne bağlıdır. Şekil 4.2’de geçen akım armatürün sol ucunu güney diğer ucunu kuzey kutbu yapmıştır ve sonuçta saat yönünün tersinde bir hareket meydana gelmiştir. Tork motorunun iki bobini değişik konfigürasyonlarda bağlanabilir. Örneğin, paralel, seri, yâda aç-kapa tarzında bağlanabilir. Bu bağlantılar Şekil 4.3’de gösterilmiştir. Push-Pull (Aç-Kapa) bağlantısı en yoğun olarak kullanılan bağlantı türüdür. B ve D uçlarının ikisi de yükseltici içinde bulunan toprak hattına direkt bağlıdır. A ve C uçları ise ayrı ayrı bobinlere bağlanmıştır dolayısıyla her iki bobine eşit voltaj uygulandığı zaman armatür merkezlenir. Bir bobine gelen voltaj girişi arttırılırken diğer bobine gelen voltaj girişi aynı seviyede azaltılırsa armatür dönmeye başlar. Her bir bobin için voltaj sıfır ile maksimum değeri arasında değiştirilebilir. Bu tür bağlantının tercih edilmesinin ilk nedeni voltajdaki her hangi bir dalgalanmanın, sıcaklık değişiminin yada diğer sebeplerin bir sonucu olarak akımdaki her hangi bir değişiklik bobindeki eşit ve zıt yönlü etki tarafından iptal edilir. İkinci neden, zıt kutuplar nedeniyle armatür pozisyonlanmasında daha kararlı bir durum söz konusudur. Son olarak güç tüketimi en az bağlantı şeklidir.



Şekil 4.2 Tork motorunun enerjilendiği durumdaki hali (Kartal, 2007)

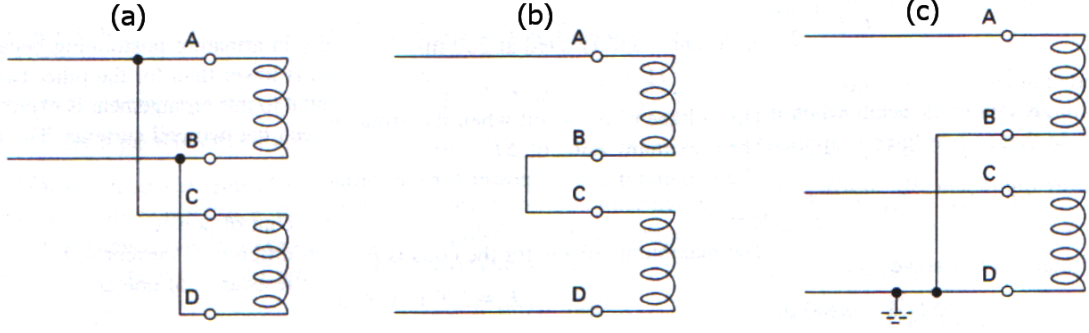
Kontrol gücü buradan yola çıkarak (4.1)'deki denklem kullanılarak hesaplanır.

$$P = (\Delta I)^2 \cdot R \quad (4.1)$$

P= Kontrol gücü

ΔI = Akım farkı

R= Direnç $I_{AD} - I_{BC}$



Şekil 4.3 Tork motorunun elektriksel bağlantı türleri a) Paralel Bağlama , b) Seri Bağlama , c) Push-Pull (Aç-Kapa) Bağlama

4.2 Valf Sürgüsü

Servo valf donanımına bakıldığı zaman ilk gözümüze çarpan valf sürgüsünün yön kontrol valflerindeki sürgülere oldukça benzediğidir. Kayar sürgü işlenmiş gövde içerisinde hatları bir birlerine açmak ya da kapamak için kullanılmaktadır. Ancak bu iki tür sürgü arasındaki asıl farklılık sürgülerin imalat proseslerinde ve yüzey toleranslarındadır.

Servo valf sürgüsü ve gövde boşluğu oldukça yüksek hassasiyetle işlenmiştir. Tipik olarak, servo valf sürgüsü ve gövdenin lineerlik ve çapsal toleransı ± 0.001 mm arasında tutulur. Sürgü ile gövde arasındaki çapsal boşluk 3-5 μ m arasındadır. Daha pratik bir şekilde bu hassasiyeti açıklayacak olursak, eğer bu sürgüleri sadece bir kaç dakikalığına elinize alacak olursanız genleşen bu sürgüyü yuvaya takmak imkânsız hale gelecektir. Buradan anlaşılacağı gibi bu sürgü ve gövde oldukça gelişmiş imalat yöntemleri ile imal edilmektedir. Ayrıca bu sürgü ve yuvalar imal edildikten sonra yoğun bir şekilde alıştırılmaktadırlar. Başka bir deyişle sürgü ve gövde bir takım haline gelmektedirler. Dolayısıyla tek başına sürgü ya da valf gövdesi yedek parça olmaktan çıkmaktadır. Sürgünün yüzeyine ayrıca ekstra sertleştirme işlemleri uygulanır. Bunun için genelde nitrat solüsyonu kullanılır. Bu işlem sürtünmeyi ve yırtılma karakteristiğini azaltır. Ekstra yüzey sertleştirilmesi yapılmış ve yapılmamış sürgüler

arasında Schenk Pegasus şirketinin 1982 yılında yapmış olduğu testte ortaya çıkan sonuç yüzey sertleştirmesinin önemini ortaya koymuştur. Basınç kazancı yönünden sertleştirme uygulanmamış sürgülerde 101 milyon çevrim sonucunda %50 değişim olmuştur. Ancak sertleştirme yapılan sürgüde hiç bir değişim olmamıştır.

Servo valfler 3 yada 4 yollu olabilirler. Fonksiyona ya da valf üreticisinin tercihinine bağlı olarak valf sürgüsü 2, 3 yada 4 alanlı olabilir. Ayrıca bu alanların üzerlerine oyuklar açılmaktadır. Açılan bu oyukları detaylı olarak oransal valf konusunda ele almıştık. Bununla birlikte bindirme hadisesi de yine oransal valf konusu içerisinde irdelenmişti. Dolayısıyla sürgülere ait bu iki konstrüktif özellik burada tekrar dile getirilmeyecektir. Sadece servo valfler için hangi uygulamaların daha ön planda olduğuna değinirsek. Özellikle bindirme durumunda sıfır bindirmeli sürgüler daha fazla tercih edilmektedir. Böylece valfin orta konumunda her hangi bir akış oluşmamaktadır. Ayrıca valfin cevap süresi pozitif bindirmeli sürgülere göre daha düşük olmaktadır. Bu nedenle valf kapalı çevrim uygulamalar için ideal durumda olmaktadır. Çünkü hem hız hem de konum kontrolü için valfin ölçüm hassasiyeti istenilen durumda olmaktadır. Ancak dezavantaj olarak valfin orta konumunda iç kaçaklar pozitif bindirmeli sürgülere daha fazla olmaktadır. Pozitif bindirmeli sürgüler sıfır bindirmelere göre %0.5-5 arasında daha fazla alana sahip olduklarından daha az kaçak meydana gelmektedir. Bu rağmen pozitif bindirmeli valflerde hassas konum kontrolünün ölü bölge nedeniyle yapılamaması bu tipleri servo valflerde kullanılamaz durumda bırakmıştır.

Birçok servo valf kontrol devresinde statik sürtünme efektini azaltmak amacıyla “Dither” kullanılmaktadır. “Dither” normal giriş sinyalinin üzerine eklenen ve çok kısa strok boyunca uygulanan oldukça düşük genlikli giriş sinyalidir. Bu gibi sistemlerde kabul edilemeyecek iç kaçakları önlemek için bazı durumlarda pozitif bindirmeli sürgüler tercih edilebilir.

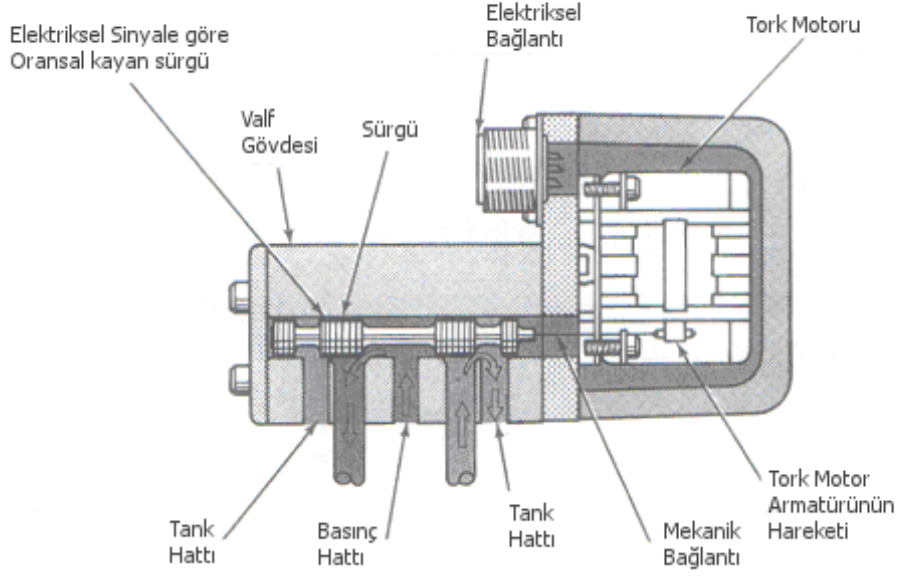
Son olarak negatif bindirmeli valfler ise aslında açık merkezli servo valf olmamasına rağmen açık merkez olarak uygulamada yer alır. Bu bindirme türü sıfır bindirmeli sürgülerden %0.5-1.5 arasında daha az alana sahiptir. Oldukça hızlı bir yanıt süresi olan bu sürgülerdeki en büyük problem non-lineer akış karakteristiğidir.

4.3 Valfin Yapısı

Servo valfler sistemin akış karakteristiğine bağlı olarak tek katlı (direk tahrikli), iki katlı ya da üç katlı olabilirler.

Tek katlı servo valfler istenilen akış miktarını 25 l/dak civarında olduğu yerlerde tercih edilmektedir. Bu valflerde yoğun olarak kullanılan, tork motoru armatürüne mekanik olarak bağlanan sürgünün olduğu yapılardır. Düşük akış kapasitesi tork motorunun ürettiği düşük moment ve sürgünün deplasmanının oldukça küçük olmasından kaynaklanmaktadır.

Şekil 4.4’de tek katlı bir servo valf gösterilmektedir. Tork motorunun armatürü ile sürgü arasındaki mekanik bağlantı oldukça katı ve bükülmez olan bir telle sağlanır. Her hangi bir giriş sinyali olmadığı durumda tork motorunun armatürü doğal konumdadır ve dolayısıyla sürgüye de her hangi bir giriş olmadığından sürgü hatlar arasında her hangi bir açma ya da kapama işleme gerçekleştirmez. Tork motorunun saat yönündeki hareketi ile sürgü sola doğru itilir ve hatlar arasında geçiş sağlanır.

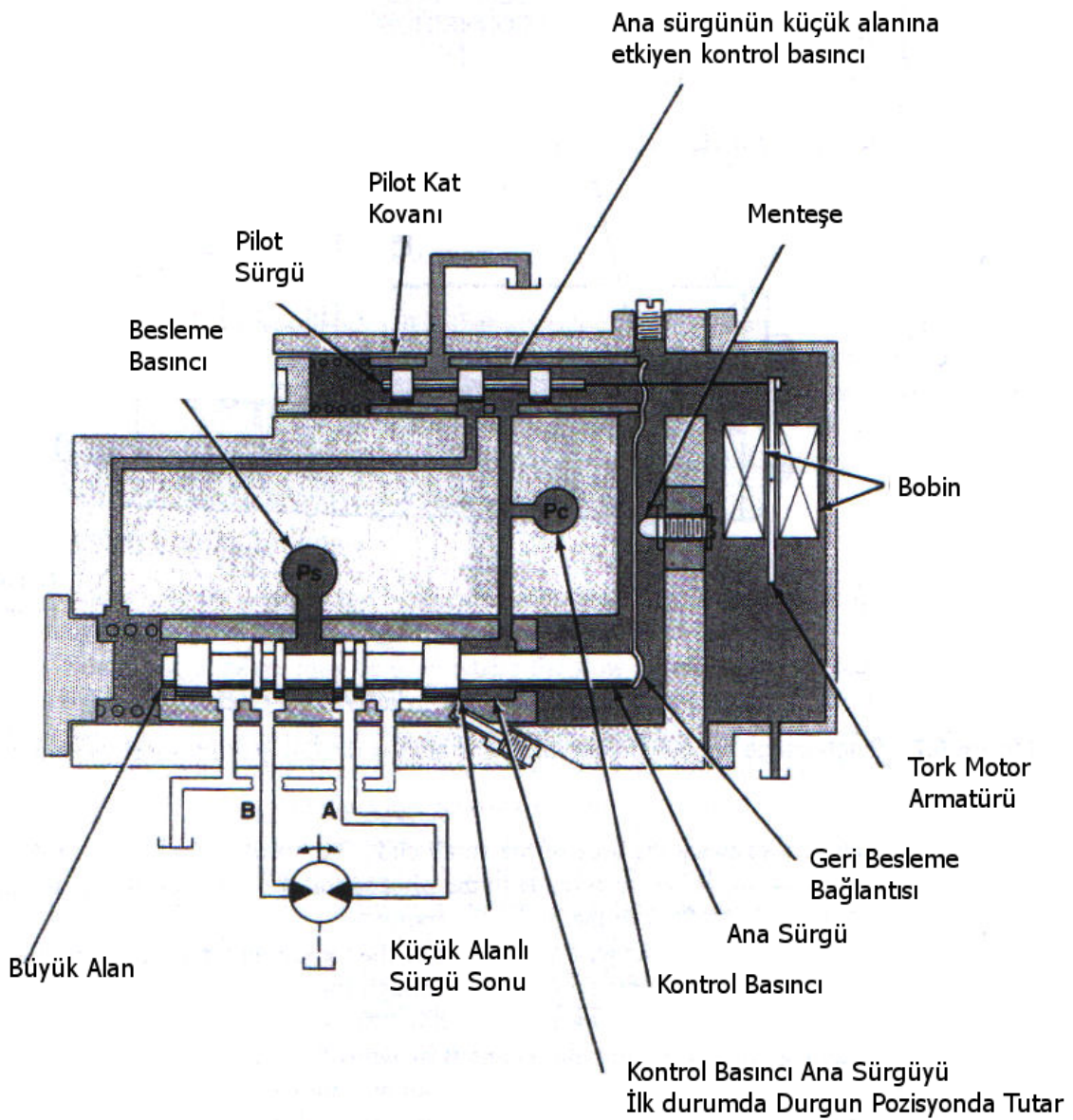


Şekil 4.4 Tek katlı servo valf

Daha yüksek debilerde akış sağlamak için iki ya da daha yüksek katlı servo valf kullanılması gerekmektedir. Bu tip valflerde ikinci ya da üçüncü katlar bir önceki pilot kumanda ile tahrik edilen sürgülerdir. İlk katta sürgü olabilir ancak başka türlü konstrüksiyonlarda mevcuttur.

Şekil 4.5’de bir hidro motor hızını kontrol eden pilot kontrollü bir servo valfin iç yapısını göstermektedir. Görüldüğü gibi pilot sürgüsü tork motoru tarafından pozisyonlandırılmaktadır. Pilot kesitinde daha önce görmediğimiz majör bir farklılık bulunmaktadır. Pilot katmanında pilot sürgüsü bir kovan içindedir ve bu kovan ana sürgüye mekanik bir bağlantı elemanı ile geri besleme alabilmek amacıyla bağlanmıştır. Ayrıca fark

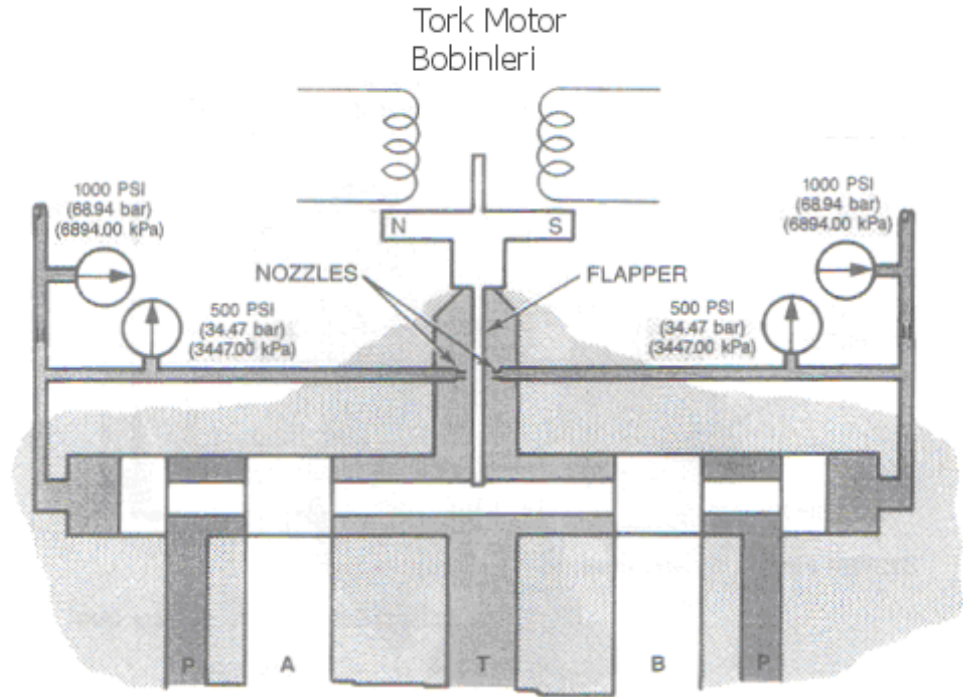
edilmesi gereken diğer bir nokta da iki farklı giriş basıncının mevcut olmasıdır. Birincisi, pilot kumanda için gerek duyulan p_c , kontrol basıncı ve sistemi tahrik etmek için gerekli olan besleme basıncıdır. Doğal pozisyonda, pilot sürgü kontrol basıncının ana sürgünün sol tarafına etkiyen hatta geçmesini engellemektedirler. Bu nedenle ana sürgünün solundaki alan ile pilot sürgü arasında kontrol basıncının yarısı kadar basınç kalır. Ancak ana sürgünün küçük alanlı sağ tarafına kontrol basıncının tümü etkimektedir. Bu nedenle ana sürgünün iki ucu arasındaki alan farkı 2:1 olması gerekmektedir. Eğer bu şart sağlanırsa her hangi bir sinyal girişi tork motoruna girilmediği takdirde ana sürgü orta konumda kalacaktır.



Şekil 4.5 İki katlı servo valf yapısı

Tork motor armatürünün saat yönünün tersinde hareket etmesi durumunda pilot sürgü sola doğru hareket ederek ana sürgünün sol tarafındaki basıncı kontrol basıncı seviyesine çıkarır alanlar oranından dolayı oluşan kuvvetler dengesi neticesinde ana sürgü sağa doğru hareket edecektir. Ana sürgünün bu hareketi dahili geri besleme mekanizmasını harekete geçirir. Bağlantı elemanı ana sürgünün sağa doğru olan hareketini ileterek pilot sürgü kovanını sola doğru hareket ettirir. Kovan ile pilot sürgü arasındaki göreceli konum ilk baştaki duruma geldiği anda ana sürgünün doğal durumundaki senaryo tekrarlanarak ana sürgü durur. Tam durma noktası tork motoru tarafından önceden belirlenir ve kontrol edilir.

Şekil 4.6 çift flapper nozüllü pilot katını göstermektedir. Flapper tork motor armatürünün fiziksel bir parçasıdır ve valf içindeki akışkan oyuğuna kadar uzanır. Ana sürgüyü tahrik etmek için gerekli olan kontrol basıncı pilot kumanda bölgesine flapper karşı tarafından girer. Basınç flapperin da uzandığı akışkan oyuğu içinde yer alan nozüllere iletilir. Bu kanal ayrıca ana sürgünün arka alanları ile de bağlantılıdır.



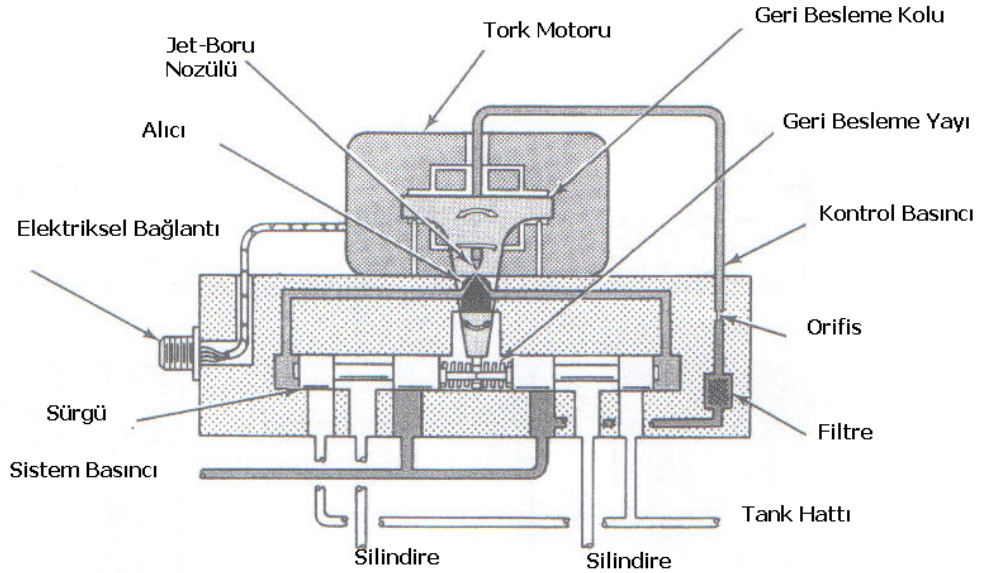
Şekil 4.6 Çift Flapper nozüllü pilot kat (Norvelle, 2000)

Tork motoru enerjilenmediği durumda armatür merkezdedir. Bu anda flapper oyuğun tam ortasındadır. Flapper ile nozül alanları arasındaki mesafe oldukça küçüktür. Flapper tam orta konumdayken orfisten akan akışkanın önü kapatıp pilot basınç üretilemeyeceği için ana sürgünün iki tarafında da eşit basınçlar olacak ve sürgü dengede kalacaktır.

Eğer armatür saat yönünün tersine doğru hareket ederse, flapper sağ taraftaki nozüle doğru hareket eder. Bu hareket sağ taraftaki nozüldeki orifiste kısma neden olurken diğer nozülün ucundaki orifiste açılmaya neden olur ve sonuçta sağ taraftaki nozüle bağlı hatta kontrol basıncı artarken diğer hatta azalma olur. Böylece ana sürgünün sağına uygulanana kontrol basıncının artması ve diğer tarafın azalmasıyla kuvvetler dengesi bozulur. Sonuçta ana sürgü sola doğru hareket eder.

Dahili geri besleme ünitesi bu tasarımda daha farklıdır. Flapperin ucu ana sürgüye mekanik olarak monte edilir. Ana sürgü sola kaydığı zaman geri besleme mekanizması flapper üzerine bir kuvvet oluşturur. Bu kuvvet sürgü hareketi ile doğru orantılıdır. Bu nedenle sürgü sola doğru kaydığı zaman flapperdaki yüklenen kuvvet artar. Kuvvet flapperi tekrar orta konuma getirmek için yeterli olduğu zaman nozüllerdeki orifisler tekrar eşitlenir. Dolayısıyla pilot basınçları da eşitleneceğinden ana sürgü durur. Sürgü sonraki giriş sinyaline kadar mevcut durumda kalır.

Birinci kademe çift flapper-nozülün başka bir varyasyonu tek flapper-nozüldür. Burada kavram yine değişmez. Sadece bir nozül vardır. Ana sürgünün bir tarafında pilot basınç oluşturulur diğer tarafında ise yay vardır. Pilot basınç tarafından oluşturulan kuvvet yay etkisine karşı iş yapar.

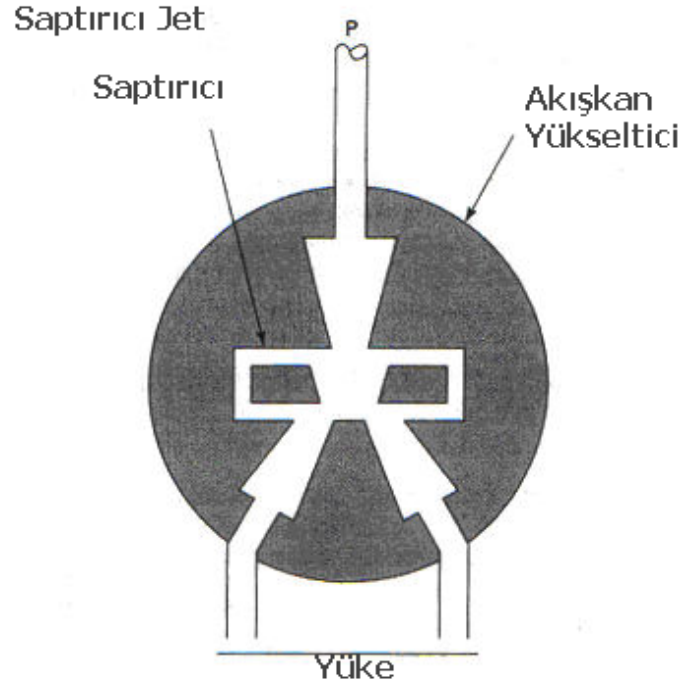


Şekil 4.7 Jet-Boru sistemi

Başka bir pilot kademesi de jet – boru katıdır. Şekil 4.7’de gösterilmektedir. Bu tasarımda jet nozülü eklenmiştir ve tork motor armatürü tarafından hareket ettirilmektedir. Pilot akışkan iki

alıcı hattına jet nozülü tarafından yönlendirilir. Bu alıcı portlar ana sürgünün iki ucunda bulunan odalara direkt olarak bağlantılıdır. Doğal konumda jet nozülü her iki alıcıya da eşit debi gönderir ve dolayısıyla kuvvetler dengesinden dolayı ana sürgü orta konumda sabit kalır. Tork motoruna gönderilen sinyalden ötürü tork motoru armatürün konumunu değiştirdiğinde alıcılara gönderilen akışkan debilerinin oranı bozulur ve böylece bir taraf daha baskın geldiği için ana sürgü hareket eder. Dahili geri besleme flapper-nozül sisteminde bulunan yaya benzer bir tarzda tasarlanmış bir geri besleme yayı ile yapılır.

Jet-nozül konseptinin diğer bir varyasyonu da saptırıcı jet valfi Şekil 4.8’de gösterilmektedir. Bu valfte jet-boru asla hareket etmez. Bunu yerine saptırıcı akışkan jeti içinden hareket ettirilir.



Şekil 4.8 Saptırıcı jet valfi

4.4 Basınç-Debi Karakteristiği

Servo valfler genelde yüksek basınç aygıtları olarak bilinirler. 5000 psi basınçta çok rahat çalışabilmelerine rağmen servo valflerin genel kullanımı 3000 psi civarındadır. Servo valfler tipik olarak 1000 psi basınç düşümündeki debileri ile anılırlar. 1000 psi basınç düşümünü seçilmesinde kasıtlı bir mantık vardır. Servo sistemlerin bir çoğu 3000 psi basınç altında

çalışmaktadır. Matematiksel olarak da gösterilebileceği gibi pompadan silindir yada hidro motora iletilen gücün maksimum olması için basınç düşümünü sistem basıncının %30 seviyelerinde olduğu durumlarda gerçekleşmektedir. Bu parametre orifis boyunca akan debiyi tarif eden temel orifis denklemdir. Böylece valf en popüler sistem basıncı olan 3000 psi da 1000 psi basınç düşümü ile maksimum gücü iletir. Eğer valf boyunca olan basınç düşümü optimum değerden farklıysa debi oransal olarak değişecektir. Optimum olmayan debi (4.2)'deki formül ile hesaplanabilir.

$$Q = Q_R \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_R}} \quad (4.2)$$

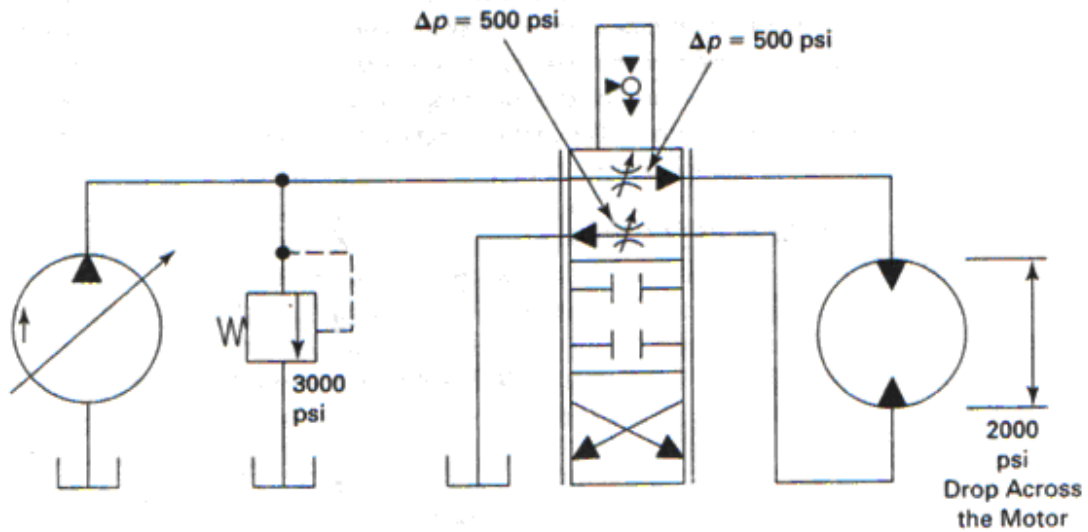
Q = Debi

Q_R = Anma debisi

Δp = Aktüel basınç düşümü

Δp_R = Anma basınç düşümü (genellikle 1000 psi)

1000 psi lık basınç düşümü ifadesi akışkanın valfi pompadan silindire ve oradan da tanka dönüşü sırasındaki toplam basınç düşümünü ifade eder. Şekil 4.9'da bu açıkça gösterilmiştir. Basınç emniyet valfi ile basıncı 3000 psi a ayarlanmış sitemde akışkan hidro motora giderken valfi ilk geçişinde 500 psi ve geri dönüşte ise yine 500 psi basınç düşümü yaşanarak toplamda 1000 psi basınç düşümü yaşanır. Eğer motor tam yükte değilse sistem basıncı 3000 psi ın altına düşer. Bu durumda da 1000 psi lık basınç düşümü oluşur. Fakat güç transferi azalır.



Şekil 4.9 Servo valf üzerindeki basınç düşümü

Eğer motor aşırı yüklenirse, motoru döndürmek için 2000 psi dan fazla basınç gerekecektir. Bu durumda valfteki basınç düşümü 1000 psi olması mümkün değildir. Sonuçta debi değeri azalacaktır. Bu nedenle motor yavaş hareket edecektir. Daha da aşırı olarak motor duracaktır. Bu durumda 3000 psi basınç düşümü motorda olacaktır. Açıkça hiç bir akış yaşanmayacaktır. Çünkü servo valf ortaya oldukça fazla basınç düşümü koymaktadır ve ayrıca çok fazla miktarda ısı da meydana çıkarmaktadır. Ortaya çıkan ısı (4.3)'deki formülden hesaplanabilir.

$$HGR=HP \times 42,4 \text{ Btu/min/HP} \quad (4.3)$$

HP= Valf boyunca kaybolan beygir gücü

HGR= Isı üretme oranı

$$HP = \frac{\Delta p \cdot q}{1714} \quad (4.4)$$

Valften geçen akışkandaki ısı artışı,

$$\Delta T = \frac{HGR}{C_p \cdot W} \quad (4.5)$$

ΔT = Sıcaklık artışı

C_p = Özgül ısı , Btu/lb.°F

W= Debiyel kütle = $\gamma \cdot Q$

γ = Akışkanın özgül ağırlığı

Amprik olarak sıcaklık artışı alttaki formülle de bulunabilir.

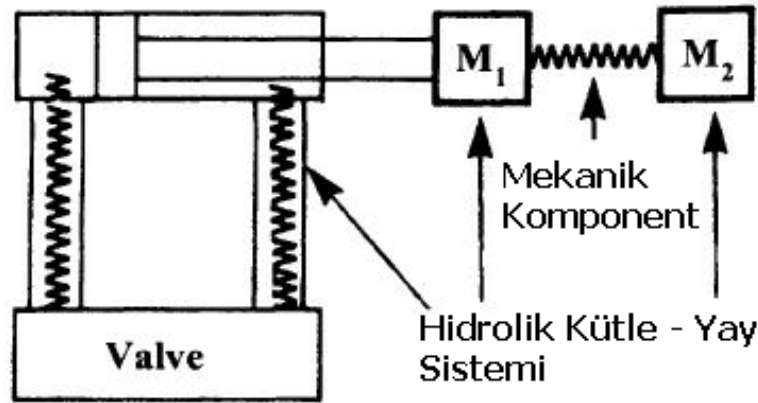
$$\Delta T = \frac{0.75^\circ F}{100 \text{ psi}} \cdot \Delta p \quad (4.6)$$

5. ELEKTRO HİDROLİK SİSTEMLERİN TASARIM KRİTERLERİ

5.1 Kavramlar

5.1.1 Doğal Frekans

Doğal frekans sistemin stabilitesinin ve mümkün olan minimum ivmelenme zamanının ölçümüdür. Sistemin doğal frekansını hesaplamak için mekanik sürtünmeler ve yağ viskozitesi gibi değişik parametrelerin bilinmesi gerekmektedir. Ancak bu parametreler sistem dizaynı aşamasında çoğunlukla bilinmez. Yine de pratik uygulamalarda sistemin sönümlenmemiş doğal frekansını hesaplamak ve buradan da deneyimsel bir takım türetimler daha verimlidir. Hidrolik sistemin sönümlenmemiş doğal frekansını hesabının anlaşılması için mekanik bir kütle yay sistemiyle benzerlik kurulabilir. Yağın bir yay ile hareket ettirilen kütleyi mekanik bir sisteme benzemektedir (Şekil 5.1).



Şekil 5.1 Hidrolik sistemin mekanik sistem gibi düşünülmesi (Totten, 2000)

5.1.1.1 Hidrolik Silindirin Doğal Frekansı

Daha önceki konularda elektriksel olarak kontrol edilen valflerin yüksek frekanslarda çalıştıklarını açıklanmıştır. Ne yazık ki, valflerin elektriksel sistemlerin sahip olduğu yüksek frekansa cevap veremedikleri gibi hidrolik silindirler de valflerin yüksek frekanslarına cevap veremezler.

Tüm hidro-mekanik sistemler kütle-yay sistemleri olarak tanımlanabilir. Bu nedenle bunun gibi tüm sistemler bir doğal frekansa sahiptir. Sistem doğal frekansın üzerindeki bir frekansta çalıştırılmaya çalışılırsa bu girişim sistemi kararsızlaştırır ve kontrol edilemez bir hale getirir. Hidrolik silindirin doğal frekansı (5.1)'de verilen formülle hesaplanır.

$$w_0 = \sqrt{\frac{E}{M} \left[\frac{A_p^2}{V_p} + \frac{A_N^2}{V_N} \right]} \quad (5.1)$$

w_0 = Doğal frekans , s^{-1}

E= Bulk Modülü

M= Yükün Kütlesi

A_p = Piston Alanı

A_N = Halka Alanı

V_p = Valf ile piston yüzeyi arasında kalan hacim

V_N = Valf ile halka alanı yüzeyi arasında kalan hacim

Burada hidrolik akışkanlar için kullanılan Bulk modülüne değinmek gerekir. Bulk modülü ifadesi gerçekte sıkışan sıvılar için kullanılır. Şimdiye kadar, sistem uygulamalarında sıvıların sıkıştırılmaz olduklarını kabul edip ona göre işlem yapıldı. Fakat yüksek frekanslı uygulamalarda, bu ihmale izin verilmez. Bulk Modülü (5.2);

$$E = \left(\frac{-\Delta p}{\Delta V / V} \right) \quad (5.2)$$

E= Bulk Modülü

Δp = Basınç Değişimi

ΔV = Hacim değişimi

V= Hacim

Bulk modülünün birimi aynen basınç birimi olan psi yada Mpa dır. Petrol tabalı hidrolik akışkanlar için bulk modülü genelde 2×10^5 psi civarındadır.

V_p ve V_N in değerleri silindir pistonunun konumuna bağlıdır. Dolayısıyla sistemin doğal frekansı silindirin farklı konumlarında farklılık gösterir. Şekil 5.2 de stroğa bağlı olarak

değişen doğal frekans eğrisi gösterilmektedir. Silindirin tam kapalı olduğu durumda doğal frekans maksimum bir değerdeyken, pistonun her hangi bir konumunda doğal frekans minimum değere varmaktadır. Doğal frekans değeri silindir pistonunun her hangi bir değeri için rahatlıkla hesaplanabileceği gibi biz sadece minimum değerle ilgilenmekte olduğumuz için öncelikle bu kritik konumu bulmamız gerekmektedir. Bu konumu kritik konum olarak adlandırılır ve (5.3) formülle hesaplanır.

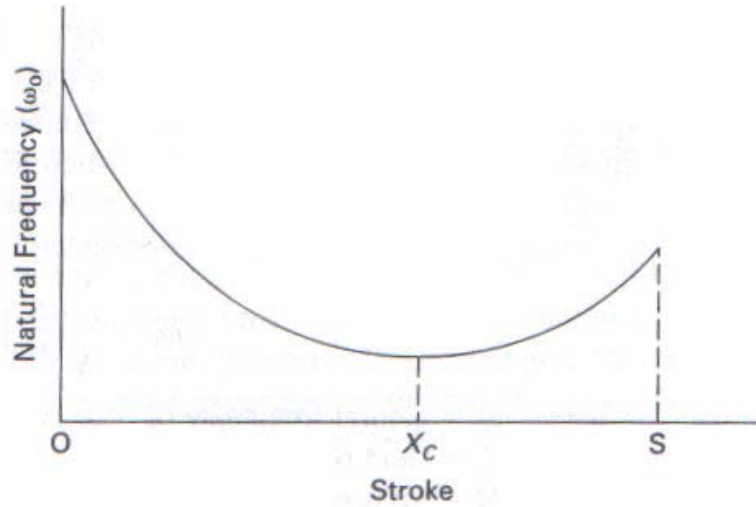
$$X_{Kritik} = \frac{(A_N \cdot S / \sqrt{A_N^3}) + (V_{LR} / \sqrt{A_N^3}) - (V_{LP} / \sqrt{A_P^3})}{(1 / \sqrt{A_N}) + (1 / \sqrt{A_P})} \quad (5.3)$$

X_{Kritik} = Minimum doğal frekansın ölçüldüğü piston konumu

V_{LR} = Halka alanı tarafındaki hatta bulunan yağ hacmi

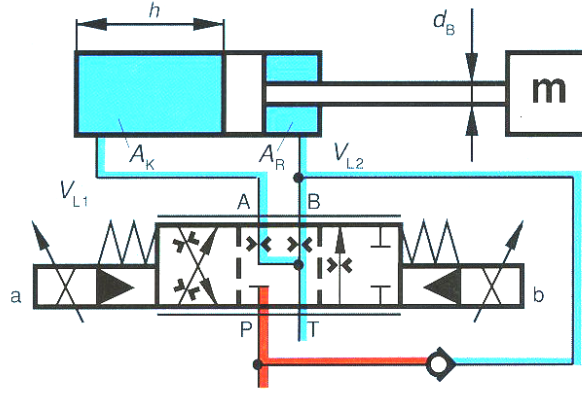
V_{LP} = Piston alanı tarafındaki hatta bulunan yağ hacmi

S= Toplam Silindir stroku



Şekil 5.2 Strok-doğal frekans değişim grafiği

Rejenaratif kontrol devrelerindeki hidrolik silindirler (Şekil 5.3) için doğal frekansı bulmak için (5.4)'de verilen formülü lullanmak gerekmektedir.



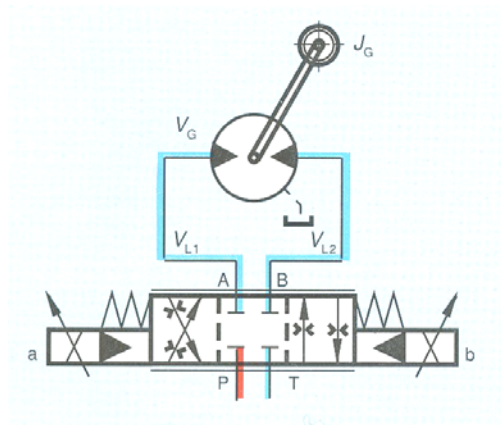
Şekil 5.3 Rejeneratif kontrollü bir hidrolik silindir

$$C_1 = \frac{A_K^2 \cdot E_{OIL}}{\frac{A_K \cdot h}{10} + V_{L1}}, N/m \quad (5.4)$$

$$w_0 = \sqrt{\frac{C_1}{m}}, 1/s \quad (5.5)$$

Rejeneratif kontrol ünitesi ile tasarlanmış hidrolik sistemde bulunan hidrolik silindir pistonunun dışarı çıkması durumunda halka alanındaki yayın yay sabiti, C_2 yoktur. Çünkü, halka tarafı sabit basınç altındadır. Silindire etkiyen dış kuvvetlerden dolayı silindirin halka alanında basınç artışı oluşmaz. En düşük yay sabiti, C_1 ve dolayısıyla en düşük doğal frekans pistonun “h” strokunda elde edilir.

5.1.1.2 Hidro Motor Doğal Frekansı



Şekil 5.4 Hidro motor devresi

$$C_1 = \left(\frac{V_G}{2 \cdot \pi}\right)^2 \cdot \frac{E_{OIL}}{\left(\frac{V_G}{2} + V_{L1}\right) \cdot 10^4}, \text{ Nm / rad} \quad (5.6)$$

$$C_2 = \left(\frac{V_G}{2 \cdot \pi}\right)^2 \cdot \frac{E_{OIL}}{\left(\frac{V_G}{2} + V_{L2}\right) \cdot 10^4}, \text{ Nm / rad} \quad (5.7)$$

$$w_0 = \sqrt{\frac{C_1 + C_2}{J_G}}, \text{ 1/s} \quad (5.8)$$

J_G = Atalet Momenti, kgm^2

V_G = Hidro motor deplasmanı, cm^3

V_{L1} = A tarafındaki boru hacmi, cm^3

V_{L2} = B tarafındaki boru hacmi, cm^3

E_{OIL} = Yağın elastisite modülü, $(1,4 \cdot 10^4)$, $kg / cm.s^2$

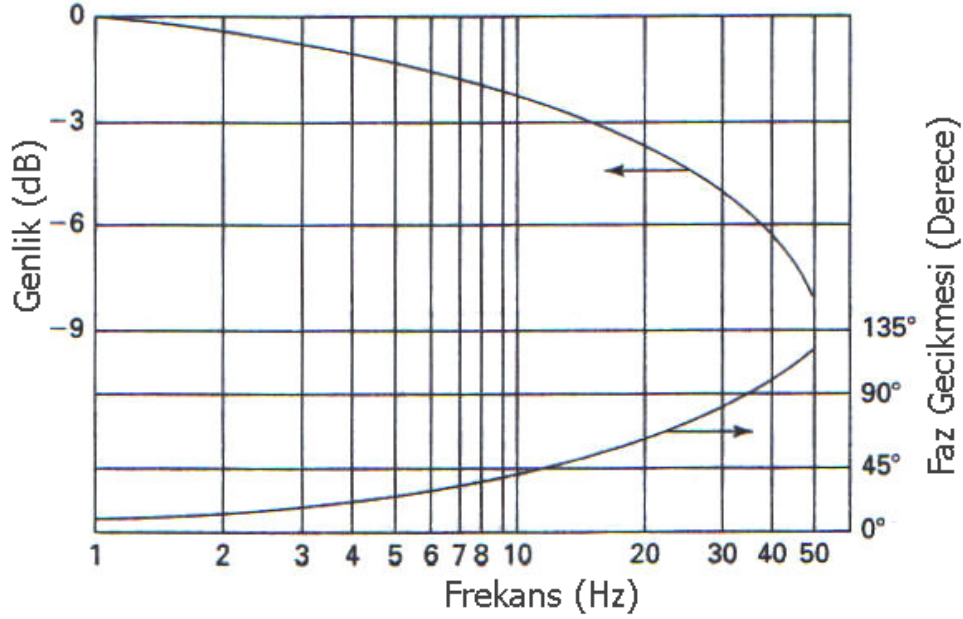
5.1.2 Hızlı Çevrimleme

Bazı uygulamalar hızlı çevrimlemeye ihtiyaç duyar. Örneğin, yorulma testleri en başta bu ihtiyacı dile getiren testlerdir. Yorulma testlerinde yüz binlerce ya da milyonlarca çevrim istenmektedir. Dolayısıyla burada zaman ve istenilen verilerin tam olarak sağlanması önemli bir istektir. Yorulma testlerinin doğası gereği hidrolik hareketlendirici oldukça hızlı bir şekilde stroğunu tamamlamalıdır. Sanki bu proses on-off valfler ile yapılabilir gibi görünse de aslında sistemin istenilen düzeyde kontrol edilebilmesi için oransal yada servo valflere ihtiyaç vardır. Ancak bu valflerinde kullanımı için irdelenmesi gereken durum bu tarz sofistike valflerin verilen girişe karşı göstermiş oldukları tepkilerdir. Bu tepkileri ancak valf üreticileri tarafından ortaya konmuş teorik ve pratik çalışmalara sonucu oluşturulan Bode diyagramı gibi diyagramlar aracılığı ile öğrenebiliriz. Bode diyagramlarında valflerin genlik cevapları ve faz gecikmeleri bir arada bulunmaktadır. Şekil 5.5’de oransal bir valf için hazırlanmış bir Bode diyagramı bulunmaktadır.

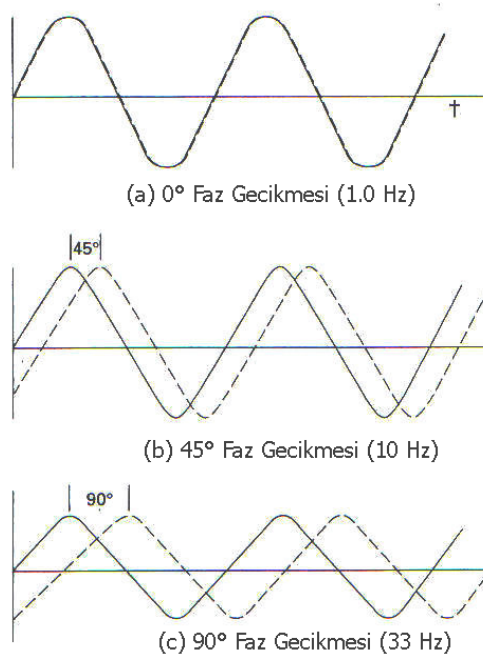
5.1.3 Faz Gecikmesi

Elektriksel cevap her zaman mekanik cevaptan daha hızlıdır. Çünkü atalet , sürtünme , harici kuvvetler ve diğer faktörler nedeniyle mekanik parçaların hareketine direnç gösterir. Elektrik

sinyalinin giriş olarak sisteme girilmesinin ardından mekanik aygıtların buna cevap vermesi arasında kalan gecikmeye faz gecikmesi denir. Bu aynı şekilde hidrolik valfler için de geçerlidir. Valfe gönderilen hareket sinyalinin ardında sürgünün konum değiştirmeye başlaması için geçen süre faz gecikmesi olarak anılır. Faz gecikmesi Şekil 5.6'da sinüzoidal girişe verilen cevap olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.5 Bode diyagramı



Şekil 5.6 Sinüzoidal girişe verilen faz gecikmeleri

Şekil 5.6 -a' da mekanik yapı elektriksel girişe tam olarak cevap verebilmektedir. Grafikten de görüldüğü gibi sıfır faz gecikmesi oluşmaktadır. Sıfır faz gecikmesi bode diyagramında 1 Hz lik frekans girişine karşılık gelmektedir. Eğer biz çevrim sayısını arttırarak 10 Hz mertebesine çıkartırsak sürgü elektriksel girişe karşı 45° lik bir faz gecikmesi ile bize cevap verir. 33 Hz de ise gecikme 90° mertebelerine ulaşır. Görüldüğü gibi frekans girişini arttırdığımda faz gecikmesi de artmaktadır. Faz gecikmesi 180° yi aştığı vakit valf kararsızlığa doğru gider. Çünkü kumanda sinyali daima valfin hareket yönünün aksinde olacaktır. Bu hızlı , kontrolsüz ve genellikle gürültülü bir sürgü salınımına yol açar yada sürgü strok sonuna gider ve orada kalır.

Genelde kural olarak servo valfler ve oransal valfler 90° lik bir faz gecikmesindeki frekans değerleri ile anılırlar. Mesela yukarıda bode diyagramı verilen oransal valf için, $f_{90} = 33$ dir. Bunun manası 90° lik faz gecikmesini 33 Hz de veriyordur.

5.1.4 Genlik Cevabı

Faz gecikmesi valfin giriş sinyalini takip edebilme kabiliyeti ile ilgilidir. Ancak sürgünün giriş sinyaline verilen cevap için ne kadar uzakta hareket ettiği ile ilgilenmez. Bu konu için Bode diyagramında genlik cevabı ile gözlemlenir.

Genlik cevabı eğrisi aktüel çıkış eğrisinin kumanda giriş genliğine oranı olarak ifade edilir ve dB (Desibel) cinsinden verilir. (5.9)'da verilen formül kullanılarak hesaplanır.

$$\text{Genlik Cevabı} = 20 \log\left(\frac{X_a}{X_c}\right) \quad (5.9)$$

X_a = aktüel tepe konumu

X_c = kumanda tepe konumu

Örneğin eğer oransal valf 0.3 mm lik sinüsoidal giriş sinyaline 0.2 mm ile cevap veriyorsa bu durumda,

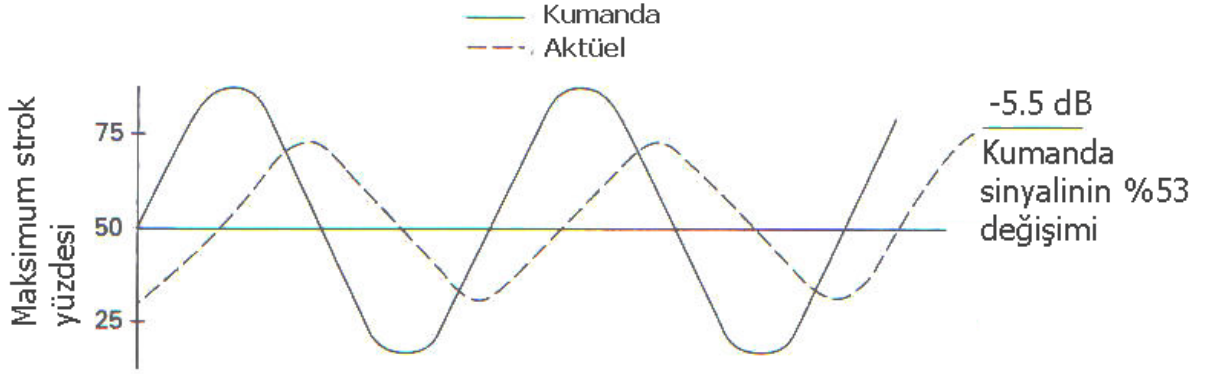
$$\text{Genlik cevabı} = 20 \log\left(\frac{X_a}{X_c}\right)$$

$$= 20 \log\left(\frac{0.2}{0.3}\right) = -3.52 \text{ dB olur.}$$

Tekrar Şekil 5.5 de verilen Bode diyagramına dönecek olursak. Bu diyagramın sahibi olan oransal valfin farklı frekanslardaki performans değerlendirmesini yapabiliriz. Örneğin valf 2 Hz de valf kumanda stroğunun %97(-0.3 dB) si kadar hareket eder

$$\frac{X_a}{X_c} = 10^{(dB/20)} = 10^{(-0.3/20)} = 0.966 \cong 0.97$$

10 Hz de bu değer %79 a(-2 dB için), 20 Hz de %63 e (-4 dB) ve 35 Hz de ise %50 (-6 dB) değerlerine düşer.



Şekil 5.7 33 Hz de sinüzoidal girişe verilen genlik cevabı

Valfler kural olarak -3 dB lik genlik cevabına göre anılırlar. Örnekte kullanılan oransal valfin -3 dB deki genlik cevabı 17 Hz dir , $f_{-3} = 17$.

Valfler için hazırlanan Bode diyagramında, üreticiler valfler ile ilgili test prosedürlerine ait verileri vermektedirler. Örneğin Bode diyagramı verilen oransal valfimizin maksimum stroğunun %50 ($\pm 25\%$) si kullanılmıştır. Bu konvesiyonel test prosedürüdür. Valfin genlik cevabı ve faz gecikmesini kriter alarak valfin performansını çizebiliriz. Şekil 5.7’de 33 Hz de oransal valfin sinüzoidal girişe verdiği cevap çizilmiştir.

5.1.5 Basamak Cevabı

Bode diyagramından oransal valfimiz için iyi bir frekans cevabına sahip olduğunu gördük. Ancak tamamen “rahatlamak” için valfin sıfır konumundaki performansını bilmeye ihtiyacımız var. Bu nedenle tekrar üreticinin verilerine bakmamız gerekmektedir. Valfin verilerinin içerisinde valfin basamak cevabına bakmamız gerekmektedir. Bu tablo yada grafiksel şekilde verilmiş olabilir. Fakat önemli olan bize valf sürgüsünün basamak girişe karşılık ne kadar hızlı hareket edeceğini göstermesi gerekmektedir. Örnek oransal valfimiz için altta bir tablo verilmiştir. Tam debi için valf sürgüsünün %90 hareket etmesi 32 ms sürmüştür. Tam debi için %100 stroka gerek yoktur. Şekil 5.5’te verilen oransal valfin basamak giriş cevabı Çizelge 5.1’de verilmiştir

Çizelge 5.1 Basamak giriş cevabı

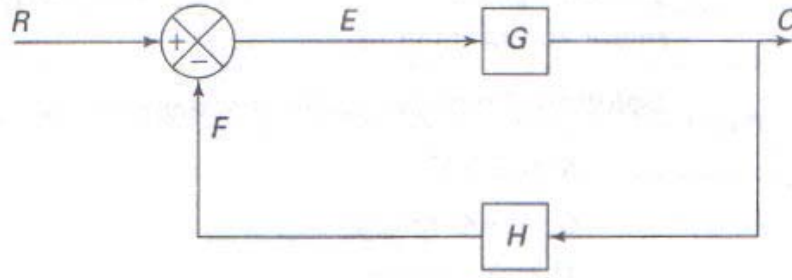
BASAMAK GİRİŞ CEVABI $\Delta p = 72 \text{ psi (5Bar)}$	
Gerekli akış basamağı	Gereken basamağın %90 nına yaklaşma zamanı
0 → 100%	32 ms
100% → 0	30 ms
+90% → -90%	50 ms

Çevrim süreleri, eğer her bir strokta valf tam açılmayacaksa azaltılabilir(bu silindir stroğunun küçük olduğu durumlarda geçerlidir.). Ayrıca eğer valf sürgüsü taşmalı bir yapıya sahipse, ölü bölgenin varlığından dolayı lineer bir durum gözlenmesi beklenemez.

5.1.6 Kazanç ve Geri Besleme

Sevo sistemlerin en önemli kavramlarından biri de çıkışın sabit olarak izlenebilme kabiliyeti ve çıkışın verilen kumanda sinyali seviyesine otomatik olarak hatalardan arındırılarak getirilmesidir. Bu ancak çıkış parametrelerini izleyen transdüserden gelen değişik tiplerdeki geri besleme sinyallerinin kullanımı ile başarılabilir.

Sistem analizinde en önemli ayrıntılardan biri hiç kuşkusuz ki sistem kazançlarını anlamaktır. Şekil 5.8’de geri beslemeli bir sistemin blok diyagramı görülmektedir.



Şekil 5.8 Geri beslemeli bir sistemin blok diyagramı

R= Kumanda sinyali

G= ileri çevrim kazancı

E= Hata sinyali

H= Geri besleme kazancı

C= sistemin kontrol edilen çıkışı

Olmak üzere,

$$F = CH$$

$$E = R - F = R - CH$$

$$C = EG$$

$$C = (R - CH)G$$

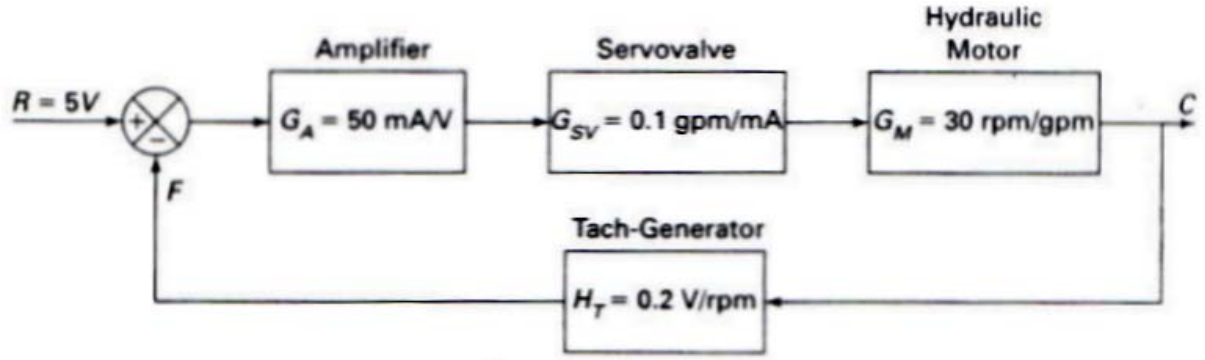
$$= RG - CGH$$

$$RG = C + CGH = C(1 + GH)$$

$$\frac{C}{R} = \frac{G}{1 + GH} \quad (5.10)$$

Elde edilen son denklem kontrol oranı, kapalı çevrim kazancı ya da sistemin kapalı çevrim transfer fonksiyonu olarak bilinir. Denklemden görülebileceği gibi sistem çıkışı kumanda sinyaline bölümü kazanç olarak anılmaktadır. Bu teorik açıklamaları örneklerle açıklayacak olursak,

Şekil 5.9 de verilen sistemdeki hidrolik motorun hızını belirleyelim.



Şekil 5.9 Örnek Sistem

$$\begin{aligned}
 G &= G_A G_{SV} G_M \\
 &= (50 \text{ mA/V})(0.1 \text{ gpm/mA})(30 \text{ rpm/gpm}) \\
 &= 150 \text{ rpm/V}
 \end{aligned}$$

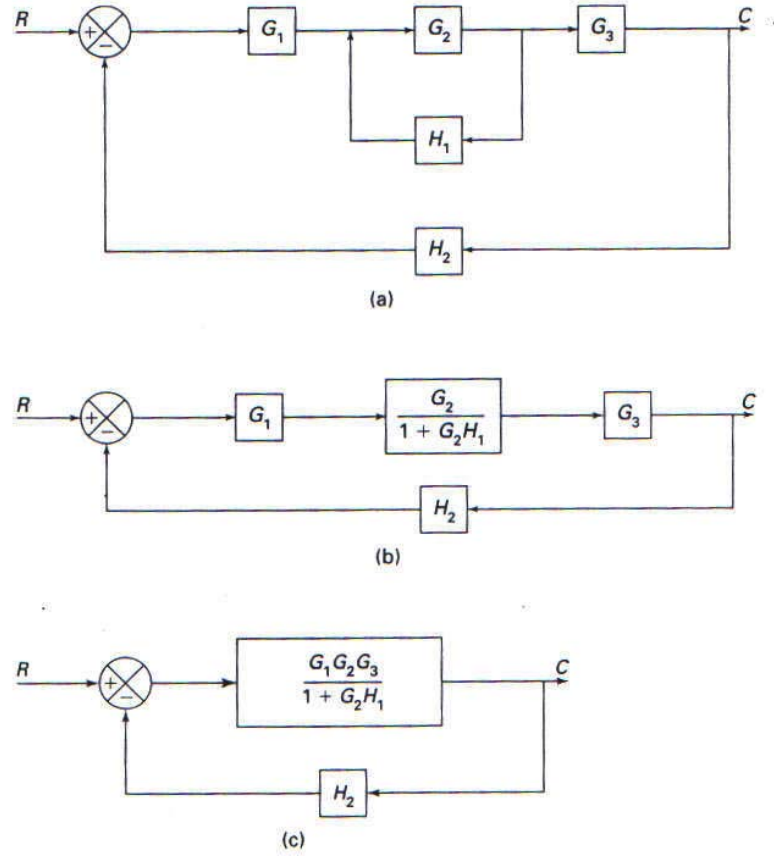
$$\begin{aligned}
 C &= \left[\frac{G}{1 + GH} \right] R \\
 &= \left[\frac{150 \text{ rpm/V}}{1 + (150 \text{ rpm/V})(0.2 \text{ V/rpm})} \right] 5V \\
 &= 24.2 \text{ rpm}
 \end{aligned}$$

Bir önceki örnekteki gibi sadece bir çıkış ile tek giriş arasında verilen tekli geri besleme sistemi olduğu zaman ne yapacağımızı biliyoruz. Ancak daha karmaşık diyagramlar yada besleme sistemleri ile karşılaştığımızda ne yapacağız. Burada asıl önemli olan sisteme verilen kumanda sinyali ile çıkış arasındaki oran olduğuna göre basitleştirme yoluna gideceğiz.

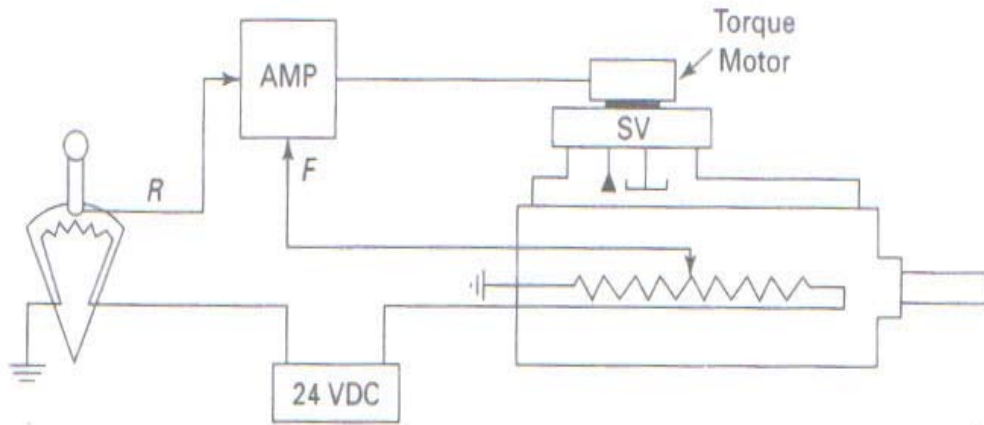
Şekil 5.10 –a da gösterilen diyagram için sırasıyla indirgeme yöntemleri uygulandığında b ve c formunu alarak nihai sonucuna ulaşır.

$$\begin{aligned}
 &\frac{G_2}{1 + G_2 H_1} \\
 G &= \frac{G_1 G_2 G_3}{1 + G_2 H_1} \\
 &\frac{G_1 G_2 G_3}{1 + G_2 H_1} \\
 \frac{C}{R} &= \frac{1 + G_2 H_1}{\frac{G_1 G_2 G_3}{1 + G_2 H_1}} H_2 \\
 \frac{C}{R} &= \frac{G_1 G_2 G_3}{1 + G_2 H_1 + G_1 G_2 G_3 H_2}
 \end{aligned} \tag{5.11}$$

Burada transfer fonksiyonuna ulaşmak ve onun kullanımıyla ilgili daha pratiğe yönelik bir yaklaşım sunulmuştur. Ancak daha sofistike ve işin temeline inilmek istendiği zaman kontrol teorisine ait yayınla incelenebilir.



Şekil 5.10 Çoklu geri beslemeli sistemin blok diyagramı



Şekil 5.11 Örnek Sistem

Şekil 5.11 da servo kontrollü bir konumlama sistemi yer almaktadır. Sadece 90° dönebilen joystick vasıtasıyla 24 vDC lik giriş sinyali sisteme giriliyor. Silindirin piston çapı 4 in² (26 cm²) , rod çapı 2 in² (12,9 cm²) ve stroğu 6 in (15,24 cm) dir. Pozisyon transdüseri güç kaynağı olarak 24 v DC gerilim kullanmaktadır. İşlevsel yükselticinin her bir giriş voltuna karşı 500 mA çıkış vermektedir. Bunula birlikte servo valfin üzerindeki tork motoru tamamen açık olması için 200 ms gerekmektedir. Bu akım değeri servo valfin “doygunluk ” değeridir. Böylece, işlevsel yükselticinin limit değeri 200 mA set edilir. Girişe bakılmaksızın tork motorunu korumak için işlevsel yükselticinin 200 mA değerine set olması önemlidir. Hidrolik sistem 3000 psi (20MPa) basınç ve 5 gpm (18,9 lpm) debi ile çalışmaktadır. Tork motoruna 10 mA lik değer gönderildiğinde valf üzerindeki basınç düşümü 1000 psi (6,9 MPa) dır.

Verilen değerler oldukça karmaşık gibi görülmektedir. Dolayısıyla yapılması gereken ilk şey verilen bilgileri kullanılabilir gruplara ayırmak olacaktır. Örneğin, joystick kazancını bulalım,

$$G_{js} = \frac{24V}{90} = 0,267 V / ^\circ$$

Burada atlanmaması gereken nokta kazancın maksimum açının maksimum gerilime bölünmesiyle bulunmasıdır. Ayrıca kazanç tüm devrim boyunca lineer olarak davrandığı farz edilmiştir. Aynı yöntemi kullanarak pozisyon transdüserinin kazancı da bulunabilir.

$$H = \frac{24V}{6in} = 4 V / in$$

İşlevsel yükselticinin kazancı,

$$G_A = 500 mA / V$$

Valfin akış kazancı her bir akım girişine karşılık valfteki akıştır.

$$G_{sv} = \left(\frac{5 gpm}{200 mA} \right) \left(\frac{3,85 in^3 / s}{gpm} \right) = 0,096 \left(\frac{in^3 / s}{mA} \right)$$

Valfin debi kazancının manası tork motoruna gönderilen her bir mili amper için silindirin hareket etmesi için $0,096 \text{ in}^3 / \text{s}$ akış meydana gelmesidir. Valfin basınç kazancı ise verilen girişe karşılık valf boyunca meydana gelen basınç düşümü olarak ifade edilir.

$$G_p = \frac{1000 \text{ psi}}{10 \text{ mA}} = 100 \text{ psi} / \text{mA}$$

Silindirin pozisyon kazancı, silindire gönderilen belli bir miktardaki yağın hacmine karşılık silindir pistonunun kat ettiği yola oranıdır.

$$G_{sil} = \frac{d}{V}$$

d= Hareket mesafesi

V= Yağ hacmi

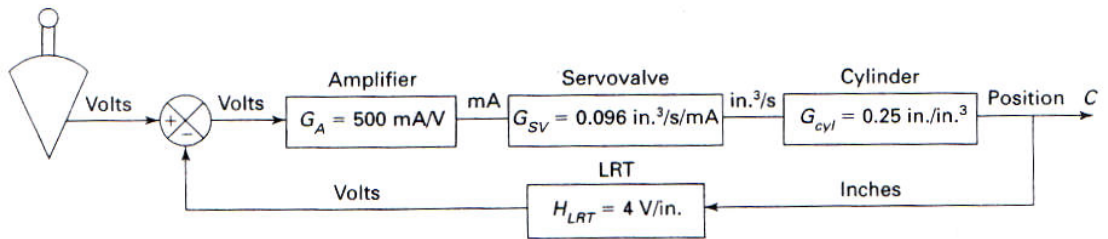
Silindirin pozisyon kazancı ise,

$$G_{sil} = \frac{v}{Q}$$

$$Q = A v$$

$$G_{sil} = \frac{v}{Q} = \frac{v}{A v} = \frac{1}{A} = \frac{1}{4} = 0,25 \text{ in} / \text{in}^3$$

Sistemin blok diyagramını çizece olursak,



Şekil 5.12 Sistemin blok diyagramı

$$\frac{C}{R} = \frac{G}{1 + GH}$$

Şimdi sistem için kontrol oranını bulabiliriz.

$$\begin{aligned} C &= G_A G_{SV} G_{sil} \\ &= (500 \text{ mA/V})(0,096 \text{ in}^3 / \text{mA})(0,25 \text{ in} / \text{in}^3) \\ &= 12 \text{ in/V} \end{aligned}$$

Burada altı çizilmesi gereken durum ileri çevrim kazancında joyistik kazancı yer verilmemiştir. Dolayısıyla,

$$\frac{C}{R} = \frac{12 \text{ in/V}}{1 + (12 \text{ in/V})(4 \text{ in/V})} = 0,245 \text{ in/V}$$

Bunu manası her bir volt girişine karşılık silindir 0,245 in (0,622 cm) hareket edecektir. Şimdi joystiğin her hangi bir pozisyonu için silindirin yeni pozisyonunu hesaplayabiliriz. Örneğin, joyistik 1,5° hareket ederse, kumanda girişi R,

$$R = (0,267 \text{ V/}^\circ)(1,5^\circ) = 0,4 \text{ V}$$

Silindirin yeni pozisyonu,

$$\begin{aligned} C &= \frac{C}{R} R \\ C &= (0,245 \text{ in/V})R = (0,245 \text{ in/V})(0,4 \text{ V}) = 0,098 \text{ in (0,25 cm)} \end{aligned}$$

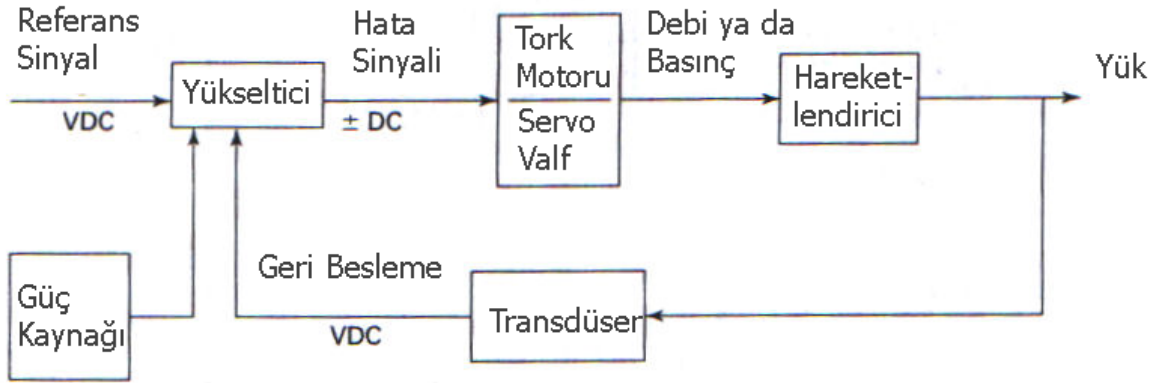
1,5° değeri tuhaf bir değer gibi görünse de aslında maksatlı olarak seçilmiş bir değerdir. Çünkü bu değer bize daha ayrıntılı analiz yapma olanağı sunmaktadır. Düşünün ki joyistiği 1,5° oynatma gibi bir şansınız olsa idi ne görürdünüz?

Şimdi bu sorunun yanıtını adım adım inceleyelim. 1,5° lik hareket 0,4 V luk bir kumanda sinyali üretti. Çünkü silindir daha hareket halinde olmadığı için geri besleme sinyali sıfırı göstermektedir. Bu nedenle hata sinyali ilk başta 0,4 V tür. 0,4 v yükselticiden çıkışta tork motoruna $[(0,4\text{V})(500\text{mA/V})]=200\text{mA}$ sinyalini göndermektedir. Bu değer tork motoru için “doyma” değeri olduğu için valf tamamen açılacaktır ve silindir aniden maksimum hızına ivmeleneyecektir. Silindir harekete başlar başlamaz geri besleme sinyali üretilmeye başlanacak ve hata sinyali düşmeye başlayacaktır ve valf kapanmaya başlayacaktır. Bu kapanma

İvmelenme oranını etkileyecektir. Geri besleme sinyali ile kumanda sinyali eşitlendiği zaman silindir duracaktır. Hesaplarımıza dayanarak yapılan tahminlerde bu değerin başlangıç noktasından olan uzaklık 0,1 in civarında olacağı noktasındadır.

5.1.7 İşlevsel Yükselticiler

Şimdiye kadar elektro hidroliğin özel bir konusu olan servo valflerin oldukça gelişmiş bir elektromekanik sistem olduğunu gördük. Ancak bu sadece servo valf dünyasının bir kısmıydı. Servo valfi istenilen seviyede ve amacına uygun kullanmak için kontrol elektroniğine ihtiyaç vardır. Şekil 5.13’de servo valfler için tipik bir blok diyagram verilmiştir. Servo valf kontrolünde yer alan tüm komponentler düşük voltajlı DC gücü ile çalışmaktadır. DC voltaj kullanmak için regülasyon kolaylığı, düşük güç gereksinimi gibi bir kaç neden vardır. DC güç kaynağı AC ya da DC ile kumanda edilebilir. Ancak çıkışı mutlaka düzeltilmiş DC voltaj olacaktır. Özel sistemlerin gerekliliklerine bağlı olarak çık voltajı 10-24 VDC arasında değişebilir. Yükselticiyi çalıştırmaya ek olarak güç kaynağı kumanda sinyali ve transdüser için gerekli gücü de sağlar.



Şekil 5.13 Tipik bir servo valf blok diyagramı

Kumanda girişi değişik aygıtlardan gelebilir. Analog sinyali oldukça yoğun kullanılmasına rağmen, dijital sinyal son dönemde daha popüler konuma gelmiştir. Giriş aygıtları, potansiyometre, bilgisayar, programlanabilir kontrolcüler, değişik tipte sviçler ve manuel tahrikli joystickler olabilir.

Temel bir yükseltici nispeten basit bir elektronik ayardır. Giriş sinyali olan elektrik akımını arttırmak ve oransal bir çıkış almak için tasarlanmıştır. En iyi yükselticiler lineer olanlardır. Bu tür yükselticiler giriş sinyaline karşılık sabit bir oransallıkta çıkış verirler. Bu sabit oransallık yükseltici kazancı olarak isimlendirilir.

Burada kazanç ifadesini artış anlamında kullanmamıza rağmen, aslında bu dar bir tanımlamadır. Temel olarak, kazanç çıkışın giriş bölümü olarak ifade edilebilir (5.12).

$$\text{Kazanç} = \frac{\text{Çıkış}}{\text{Giriş}} \quad (5.12)$$

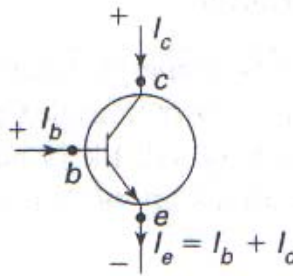
Bu denklem giriş ve çıkışı olan her türlü sisteme uygulanabilir. Örneğin, dondurma almak için gittiğiniz dükkanda 5 YTL karşılığında bir porsiyon fıstıklı dondurma aldınız. Bu durumda sizin kazancınız,

$$\text{Kazanç} = \frac{\text{Bir porsiyon fıstıklı dondurma}}{5 \text{ YTL}}$$

Daha teknik bir örnek ile açıklayacak olursak; biz bir hidro motorun devrinin içerisinde geçen akışkan debisinin fonksiyonu olduğunu biliyoruz. Böylece, pompanın 45 lt/dak lık bir debi sağladığı durumda hidro motorumuz 1600 d/d ile dönüyorsa, hidro motor kazancı,

$$\text{Kazanç} = \frac{\text{Çıkış}}{\text{Giriş}} = \frac{1600 \text{ rpm}}{45 \text{ lt/d}} = 35,55 \text{ rpm / lt / d}$$

Yükseltici devrelerinin bir çoğu en basit elektronik elemanı olarak bir yada daha fazla transistor kullanırlar. Transistor giriş sinyaline karşılık oransal çıkış veren yarı iletken elemanlardır. Aktüel çıkış ikinci bir giriş ile kontrol edilir.



Şekil 5.14 Transistorun sembolik gösterimi

Şekil 5.14 tipik bir transistörün sembolik bir şemasını göstermektedir. Transistörde 3 ayak vardır; (b) Beyz , (c) Kolektör ve (e) Emite. Kolektörden emitere akan akım ile beyzden emitere akan akım arasında bir oran mevcuttur. Çizelge 5.2 beyzdeki akım miktarının artışının sonuçları görülmektedir. Burada dikkat edilmesi gereken kolektör akımının beyz akımından daima 100 kat fazla olduğudur. Eğer kolektör akımını çıkış ve beyz akımını giriş kabul edersek kazancımız 100 olacaktır. Bununla birlikte emiter akımı Krichhoff kanunu gereğince kolektör ve beyz akımlarının toplamı olduğu da unutulmamalıdır.

Çizelge 5.2 Transistör uçlarındaki akım değerleri

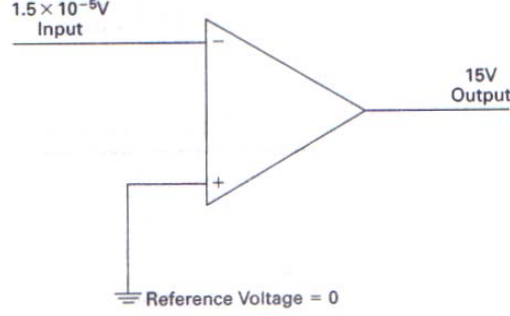
$I_b (mA)$	$I_c (mA)$	$I_e (mA)$
0	0	0
0,5	50	50,5
1	100	101
1,5	150	151,5

Servo valf kontrol devrelerinde kullanılan yükselticilere “işlevsel Yükselticiler” ya da Opamp denmektedir. Bir Opamp basit bir yükselteçten çok daha karmaşık bir yapıya sahiptir. Aslında opamp farklı kontrol sinyalleri üreten birçok yükselticiyi bünyesinde barındırmaktadır. Bir opamp sistem operasyonu için aşağıdaki fonksiyonlara sahiptir.

1. Referans sinyalini ve geri besleme sinyalini karşılaştırır.
2. Servo valfin tork motoruna kumanda sinyali sağlar.
3. Sistem hassasiyetini arttırmak için kazanç artımını sağlar.
4. Sistem performansını optimize etmek için kazanç ayarlamasını yapar.
5. Akım değerini belli bir değerde tutarak valfin tork motorunun elektriksel hasarlardan korur.

Opamplar oldukça yüksek kazançlı aygıtlardır. Kazanç faktörleri 10^5 ya da hidrolik sistemlerde gerek olmamasına rağmen mümkün olabilecek daha yüksek mertebelerdedir. Yüksek bir öz dirence (empedans) sahip oldukları için giriş akımı olarak küçük bir akım çekerler ve çıkış empedansları düşük oldukları için çıkışları nispeten düşük gerilimli yüksek akım olmaktadır.

Opampın yüksek kazancı basit bir yükseltici olarak kullanılmasını hemen hemen imkânsız hale getirir. Bunu örnek ile açıklayacak olursak, Şekil 5.15’deki gibi bağlanmış bir yükseltici ve ± 15 VDC güç kaynağımız olsun. Yükselticiden alacağımız maksimum çıkış ± 15 VDC olacaktır. Kazancın 10^6 olduğunu düşünerek giriş sinyalini hesap edersek,



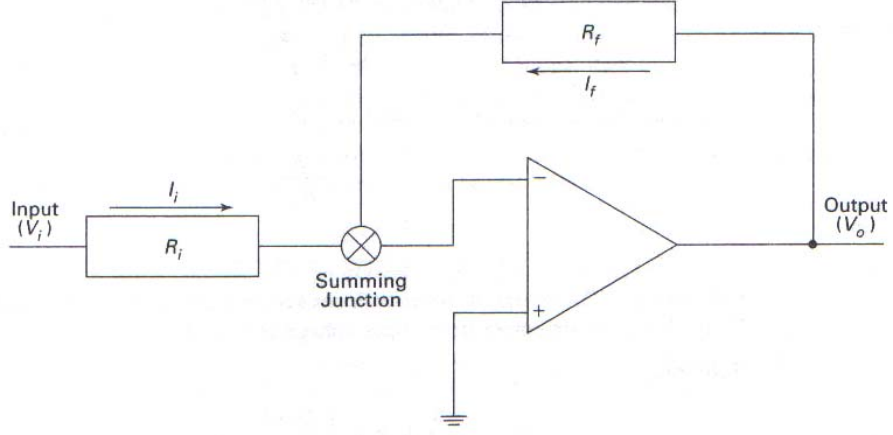
Şekil 5.15 Opamp

$$Giriş = \frac{\text{Çıkış}}{\text{Kazanç}}$$

$$Giriş = \frac{\text{Çıkış}}{\text{Kazanç}} = \frac{15V}{10^6} = 1,5 \cdot 10^{-5} V$$

Pratikteki tüm uygulamalar için elde edilen bu değer oldukça kullanışsızdır. Bu nedenle bu yükselticinin kullanımı söz konusu olamaz. Bu sorunu çözmek için kazancı daha düşük olan bir yükseltici kullanılabilir fakat kontrolü ve yapısal üstünlükleri nedeniyle kapalı çevrim bir devre kullanmak daha iyi bir çözümdür.

Kapalı çevrim Şekil 5.16’de gösterilen bir devreye ihtiyaç duymaktadır. Bu devrede R_i giriş hattında yer alan bir dirençtir ve R_f ise çıkış sinyalinden gelen ve giriş ile karşılaştırma yapan karşılaştırıcıya giren geri besleme sinyalidir. Yükselticinin tasarımından ötürü pozitif terminal 0 V tadır ve ayrıca negatif terminal de 0 V ta olacaktır.



Şekil 5.16 Girişine voltaj uygulanan opamp

Krichhoff kanunu hatırlayacak olursak;

$$I_i + I_f = I_{amp} \quad (5.13)$$

Yükselticinin yüksek giriş empedansından dolayı ihmal edilebilecek kadar küçük bir akım geçmektedir. Böylece,

$$I_i + I_f = 0$$

$$I_i = -I_f$$

$$I_i = \frac{V_i}{R_i}$$

$$I_f = \frac{V_f}{R_f}$$

$$\frac{V_i}{R_i} = \frac{-V_f}{R_f}$$

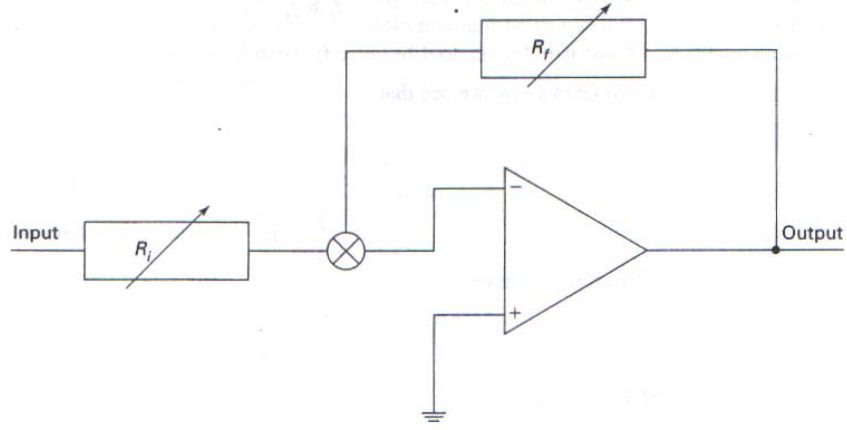
$$V_f = \frac{-R_f}{R_i} \cdot V_i$$

V_f çıkış voltajı olan V_o dir.

$$V_o = \frac{-R_f}{R_i} \cdot V_i \quad (5.14)$$

Dolayısıyla kapalı çevrim devrenin kazancı $\frac{-R_f}{R_i}$ ye eşit olur. Bu kazancın daha esnek

olabilmesi için denklemden görülebileceği gibi R_i ve R_f dirençlerinin değerleri ile oynanabilir. Hemen hemen tüm opamplar Şekil 5.17’da gösterilen değişken dirençli devrelerden kurulmaktadır.



Şekil 5.17 Değişken dirençli opamp

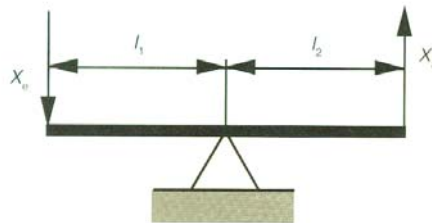
Şu ana kadar sadece opamp çıkışının genliğini göz önünde bulundurduk. Halbuki değerlendirilmesi gereken diğer bir faktör de çıkış veren yükselticinin “tarzı”dır (ki bu sıklıkla transfer fonksiyonu olarak adlandırılır). Bu yükseltici komponentlerinin operasyonunu tarif eden denklemler ile tanımlanır. Transfer fonksiyonunu analiz etmek yerine çıkış üzerindeki sonuçlarını irdeleyerek daha pratik bir yaklaşım yapalım.

Birçok transfer fonksiyonu mümkün olmasına rağmen Şekil 5.25’de verilen temel tipler bu geniş varyasyon topluluğunu özetlemektedir. Şekil 5.25’de ayrıca yükselticilerin basamak girişine verilen cevaplar da gösterilmektedir.

Orantı elemanı (P) step giriş ile orantılı olan step çıkış sağlar. Matematiksel olarak (5.15)’de ifade edilmiştir.

$$X_{out} = K \cdot X_{in} \quad (5.15)$$

Burada K , orantı sabiti yada kazanç ve X ise daha tanımlanmamış bir parametreyi (akım,voltaj ,debi ..vb) ifade etmektedir. Oransal elemana Şekil 5.18’de verilen mekanik bir sistemi örnek verecek olursak.



Şekil 5.18 Oransal eleman için mekanik örnek

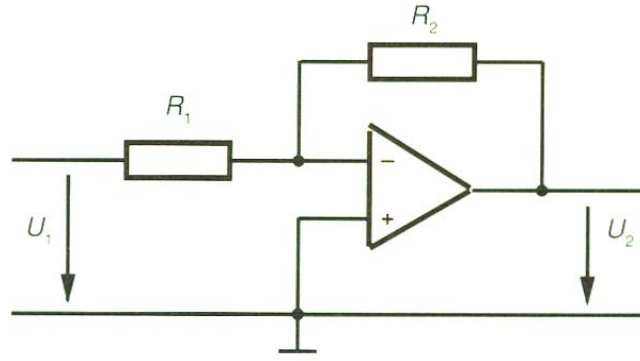
Giriş değişkeni X_e step fonksiyon tarafından değiştiriliyorsa, çıkış X_a benzer olarak step cevap üretir.

$$X_a = \frac{X_e \cdot I_2}{I_1} = K \cdot X_e \quad (5.16)$$

Oransal elemanın kazancı olarak verilen K,

$$K = \frac{I_2}{I_1} \quad (5.17)$$

P elemanın yer aldığı diğer örnekler , $U=R.I$ (Şekil 5.19) (akım, I ve voltaj , U arasındaki oran) ve $F=m.a$ (Kuvvet, F ve ivme, a arasındaki oran)



Şekil 5.19 Dirençlerden kurulmuş yükseltici

Step cevap U_2 giriş voltajı olan U_1 deki step değişimin cevabıdır.

Çıkış voltajı,

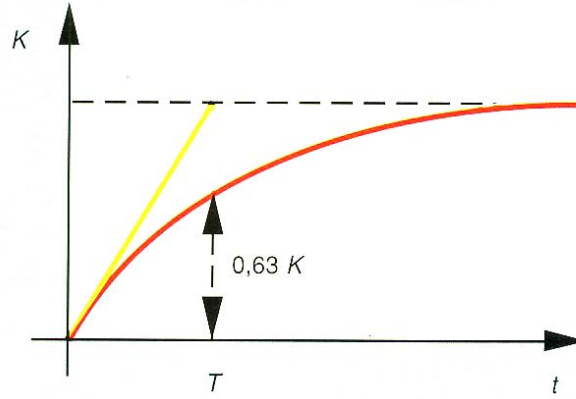
$$U_2 = \frac{-R_2}{R_1} \cdot U_1 = -K \cdot U_1 \quad (5.18)$$

$$K = \frac{R_2}{R_1} \quad (5.19)$$

Orantı elemanının bir versiyonu da birinci dereceli orantı elemanıdır (PT1) step cevap vermesinden daha çok zaman sabitine (T) bağlı olarak artan birinci dereceli bir eğri çıkışı verir. Matematiksel olarak (5.20)'de ifade edilmiştir.

$$T \cdot X'_{out} + X_{out} = K \cdot X_{in} \quad (5.20)$$

X' X in türevini ifade etmektedir. Şekil 5.20'da birinci dereceli orantı elemanın karakteristik eğrisi verilmiştir. Final değeri K ya ancak belli bir süre sonunda ulaşılır. PT_1 elemanın dinamik davranış sergilemesi gecikmeyle ilgilidir $X_{e(t)}$. $T=0$ anında step cevabın eğimi K 'nın $t=T$ deki final değeri olarak düşünülebilir. Bu nedenle T , PT_1 in zaman sabiti olarak anılır. Ayrıca zaman sabiti T artış miktarını da belirlemektedir.

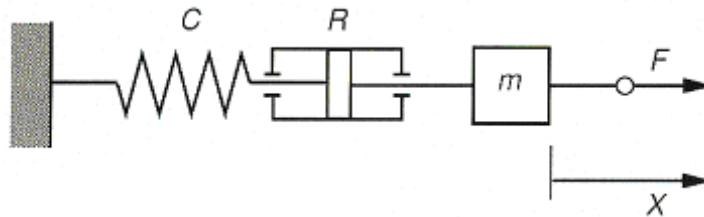


Şekil 5.20 Birinci dereceli orantı elemanın karakteristik eğrisi

Diğer bir tür de ikinci dereceli orantı elemanıdır. Bu eleman final değerine belli bir değerde ulaşır ve bu değer sadece zaman sabiti (T) ile değil aynı zamanda fonksiyonda yer alan sönümlenme oranı (D) ile belirlenir. Matematiksel olarak (5.21)'de ifade edilmiştir.

$$T \cdot X''_{out} + 2DTX'_{out} + X_{out} = K \cdot X_{in} \quad (5.21)$$

X'' X in ikinci türevini ifade etmektedir. Daha net açıklamak için Şekil 5.21'de verilen sistemi ele alırsak,



Şekil 5.21 kütle-yay-sönümlü sistem

$$T^2 \cdot X_a'' + 2 \cdot D \cdot T \cdot X_a' + X_a = K \cdot X_e \quad (5.22)$$

T zaman sabitini, D birimsizdir ve sönümlemeyi ve K ise PT_2 elemanın transfer sabitini göstermektedir. Mekanik bir sistemde kuvvet ve yer değiştirme arasındaki ilişki ise;

$$m \cdot X'' = F - R \cdot X' - C \cdot X \quad \text{ya da}$$

$$\begin{array}{ccc} \frac{m}{C} \cdot X'' + \frac{R}{C} \cdot X' + X = \frac{1}{C} \cdot F \\ \downarrow \quad \quad \downarrow \quad \quad \downarrow \\ T^2 \quad 2DT \quad K \end{array}$$

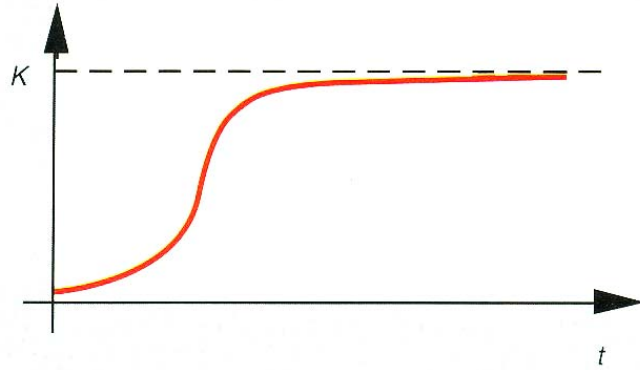
$$T = \sqrt{m/C} \quad (5.23)$$

$$D = \frac{R}{2 \cdot \sqrt{m \cdot C}} \quad (5.24)$$

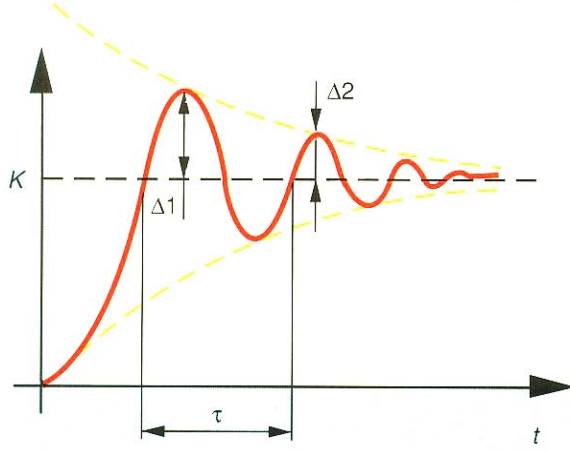
$$K = \frac{1}{C} \quad (5.25)$$

PT_2 elemanının step cevabı;

$D > 1$ için her hangi bir salınım yapmaz.

Şekil 5.22 $D > 1$ için ikinci dereceli orantı elemanının step girişe cevabı

$D < 1$ için step cevap sönümlenmiş salınım formuna girer.



Şekil 5.23 $D < 1$ için ikinci dereceli orantı elemanın step giriş cevabı

Bu durumda frekansı,

$$w_0 = \frac{1}{T} \quad (5.26)$$

$$w_N = \sqrt{1 - D^2} \cdot w_0 = \frac{\sqrt{1 - D^2}}{T} \quad (5.27)$$

Bu eleman PT_2 salınım elemanın olarak da adlandırılmaktadır. K, D ve T parametreleri Şekil 5.23 den açıkça görülebilmektedir. Transfer sabiti K step cevaptaki final değeridir. Sönümlmeyi, D bulmak için final değerinden olan birinci ve ikinci üst aşımalar ölçülmelidir.

$$\delta = \ln \frac{\Delta_1}{\Delta_2} = 2,303 \log_{10} \frac{\Delta_1}{\Delta_2} \quad (5.28)$$

$$D = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \quad (5.29)$$

Periyodu , T belirlemek için;

$$\tau = \frac{2\pi}{w_N} = 2\pi \frac{T}{\sqrt{1 - D^2}} \quad (5.30)$$

$$T = \frac{\tau}{2\pi} \sqrt{1 - D^2}$$

Her üç denklemde de denklemin sağ tarafı aynıdır. Üç elemanda da çıkış aynıdır. Fakat üç varyasyonda sonuca ulaşmak için takip edilen yollar farklıdır.

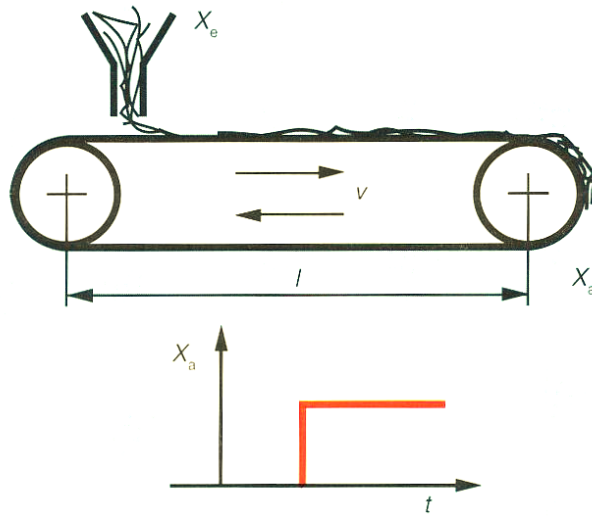
İntegral elemanı (I) step girişe zamana bağımlı bir çıkış üretir. Örneğin, step voltaj girişi zamana bağlı olarak lineer olarak değişen çıkış üretir. Voltajın step girişi sabit kaldığı sürece durum değişmez. Bu aygıtın özelliği giriş sinyali sıfır olduğu anda çıkış sıfıra düşmez. Son ulaştığı değerde kalır. Bu eleman için transfer fonksiyonu Matematiksel olarak (5.31)'de ifade edilmiştir.

$$X_{out} = K \int X_{in} dt \quad (5.31)$$

Bu tip eleman akışkan güç sistemlerinde yoğun olarak hız kontrolü için kullanılmaktadır. Çıkış sinyali zamana bağımlı olarak lineer olarak artar.

Zaman gecikmesi (TD) basit orantı elemanına (P) benzemektedir. Ancak çıkışta oluşan step artış girişe verilen step girişten belirli bir zaman gecikmesiyle oluşur. Bunu reel bir örnek ile açıklayalım (Şekil 5.24). Başlangıç durumunda konveyör bandı üzerindeki malzemenin miktarı X_e ve banttı dökülen malzeme miktarı X_a olsun. t anında bandın konveyörün giriş kısmındaki malzeme miktarı için $X_e = X_{e(t)}$. Bu malzemenin konveyörün sonuna kadar geçmesi gereken süre, $T_t = l/v$. t_1 Anında ise bandın sonundaki miktar ile bandın başındaki miktar arasında T_t kadar fark vardır.

$$X_a(t) = X_e(t - T_t) \quad (5.32)$$



Şekil 5.24 Zaman gecikmesi için konveyör örneği (Rexroth, 1989)

Diferansiyel elemanın (D) diğerlerinden farkı çıkışın, girişin aktüel değerinden ziyade zaman içerisindeki değişimiyle ilgilidir. Bu yüzden, cevabı step giriş yerine rampa giriş üzerine kuruludur. Dolayısıyla, Yükselticiler normalde diferansiyel elemanını P ve/veya I elemanı ile birlikte kullanırlar. Matematiksel olarak (5.33)'de ifade edilmiştir.

$$X_{out} = K . K'_{in} \quad (5.33)$$

Bu elemanlardan servo valf kontrolü için en çok kullanılanları PD (Pozisyon kontrolü) ve PID (Hız Kontrolü) kombinasyonlarıdır.

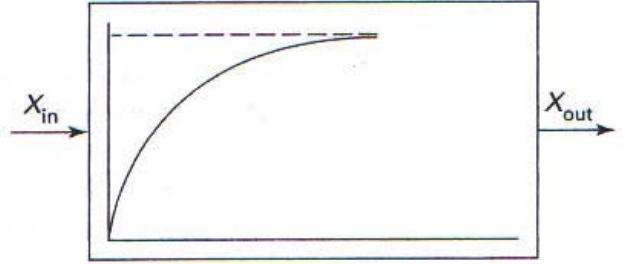
Oransal Eleman (P)

$$X_{out} = K \cdot X_{in}$$



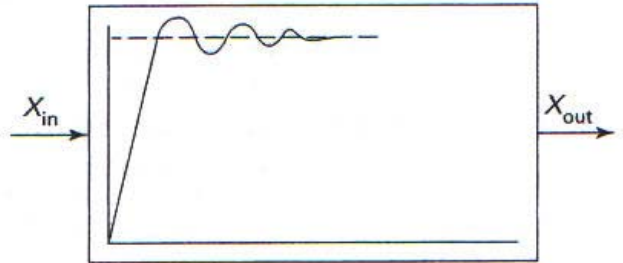
Birinci Dereceli Oransal Eleman (PT₁)

$$T \cdot \dot{X}_{out} + X_{out} = K \cdot X_{in}$$



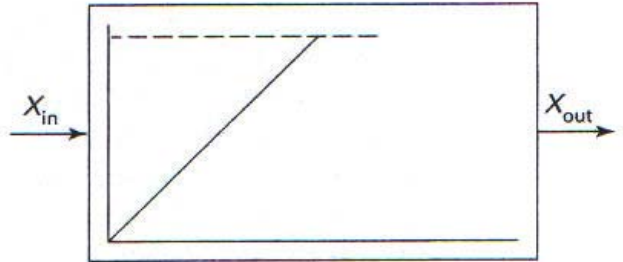
İkinci Dereceli Oransal Eleman (PT₂)

$$T \cdot \ddot{X}_{out} + 2 \, DT \, \dot{X}_{out} + X_{out} = K \cdot X_{in}$$



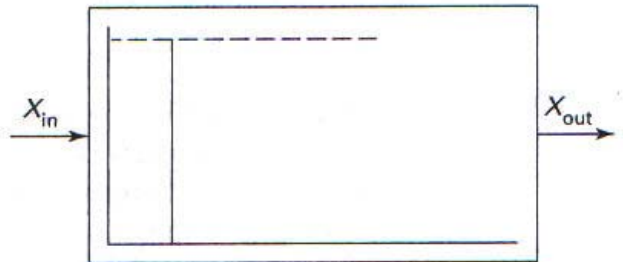
İntegral Eleman (I)

$$X_{out} = K \int X_{in} \, dt$$



Zaman Gecikmesi (TD)

$$X_{out} = K \cdot X_{in} (t - T)$$



Diferansiyel Eleman (D)

$$X_{out} = K \cdot \dot{X}_{in}$$



Şekil 5.25 Transfer fonksiyonlarının özeti

5.2 Açık Çevrim Kontrollü Oransal Valflerin Tasarım Kriterleri

Tasarım kriterlerini tam ve anlaşılır olarak ortaya koymak için birtakım terimleri irdellemek gerekmektedir. Bu terimlerden bazıları; Kuvvet yönü, hız, ivme ve kütlelerdir.

5.2.1 Kütle, Yük ve Kuvvet Terimlerinin İrdelenmesi

Kütle, m

İvmelenme kuvveti ve doğal frekansın hesaplanabilmesi için hareket yönü hesaba katılmadan hareket eden tüm kütle göz önünde bulundurulmalıdır. Eğer hareket halindeki kütle ve tahrik organı arasında bir manivela ya da dişli ile iletim sağlanıyorsa indirgenmiş kütle belirlenmelidir. İndirgenmiş kütle (5.34)'deki gibi hesap edilir.

$$m_{ind} = \frac{m}{i^2} \text{ kg} \quad (5.34)$$

Statik yük , F_{ST}

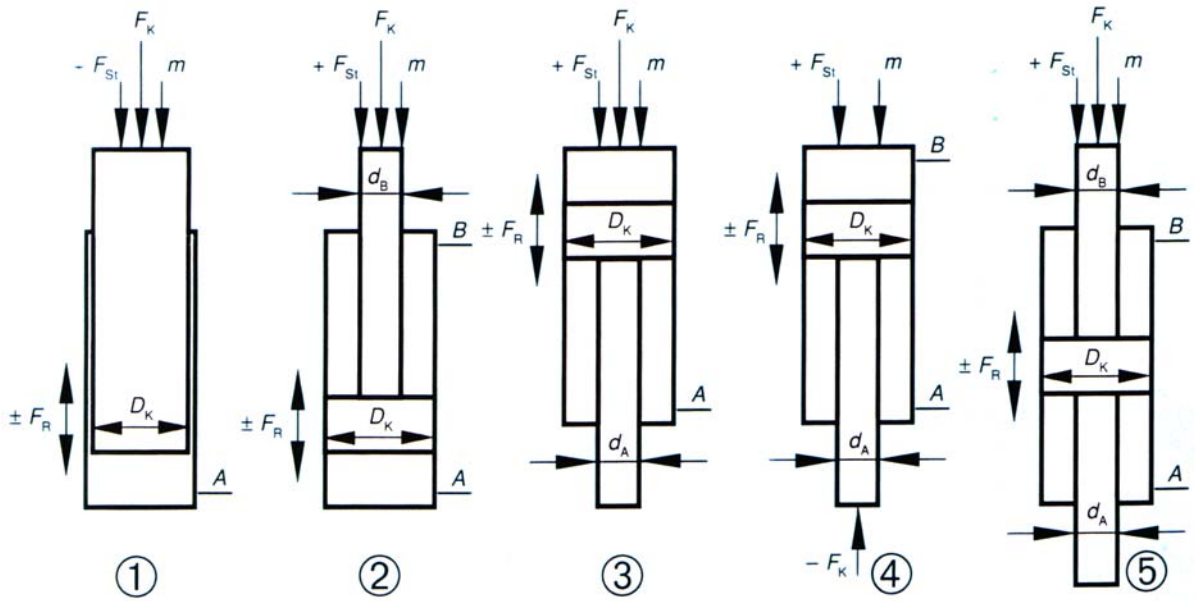
Kütlenin dikey doğrultudaki hareketlerinde yer çekimine karşı çalışan yük olarak düşünülür. Kütle yatay düzlemde hareket ederken $F_{ST} = 0$ dır. İndirgenmiş yük (5.35)'deki formülden de görüleceği üzere lineerdir.

$$F_{STind} = \frac{F_{ST}}{i} \text{ N} \quad (5.35)$$

Statik kuvvet , F_K

Hidrolik gücün presleme, dövme ya da kesme anında üretmesi gereken kuvvettir.

Gerekli olan toplam kuvveti bulabilmek için silindirin tipi ve konumu oldukça fazla önem taşımaktadır. Oransal valflerin kullanıldığı bir sistemde toplam kuvveti bularak hesaplara başlanıldığını düşünürsek. Bu ilk yapılan hesabın önemi ortaya çıkmaktadır. Şekil 5.26'da silindir tipine ve hareket yönüne bağlı olarak oluşan kuvvetler gösterilmiştir.



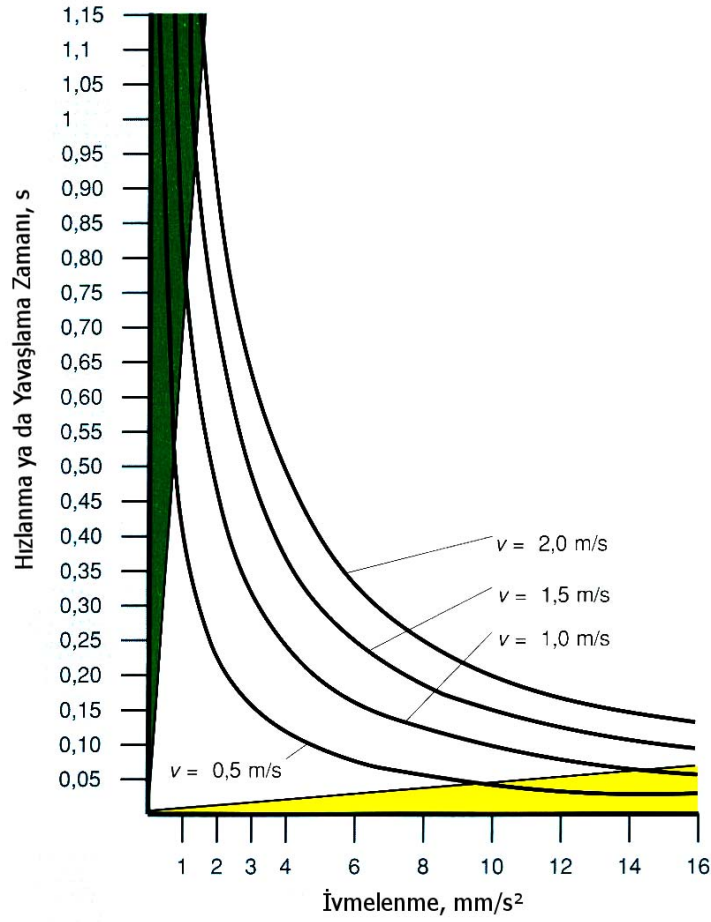
Şekil 5.26 Silindir tipine ve hareket yönüne bağlı olarak oluşan kuvvetler (Rexroth, 1989)

5.2.2 Hızlanma ve Yavaşlama

Oransal yön kontrol valflerinin ana uygulamaları için (Örn: Hızlanma veya yavaşlama gibi) açık çevrim kontrol tasarımı yapıldığında bu uygulamanın gereksinimleri öncelikle belirlenmelidir. Burada en önemli nokta bu hızlanma ve yavaşlama seçimlerinin rast gele yapılmaması gerektiğidir. Hızlanma ve yavaşlama değerleri birçok değişkene bağlı olarak ortaya çıkar.

5.2.2.1 Sabit İvmelenme İçin Hızlanma ve Yavaşlama Zamanı

Şekil 5.27 ivmelenme zamanı, ivmelenme ve hız arasındaki fiziksel ilişkiyi ortaya koymaktadır.



Şekil 5.27 Sabit ivmelenme için hızlanma ve yavaşlama zamanı (Rexroth, 1989)

$$t_B = \frac{v}{a}, \text{ s} \quad (5.36)$$

$$a = \frac{v}{t_B}, \text{ m/s}^2 \quad (5.37)$$

v =Hız, m/s

a =İvme, m/s^2

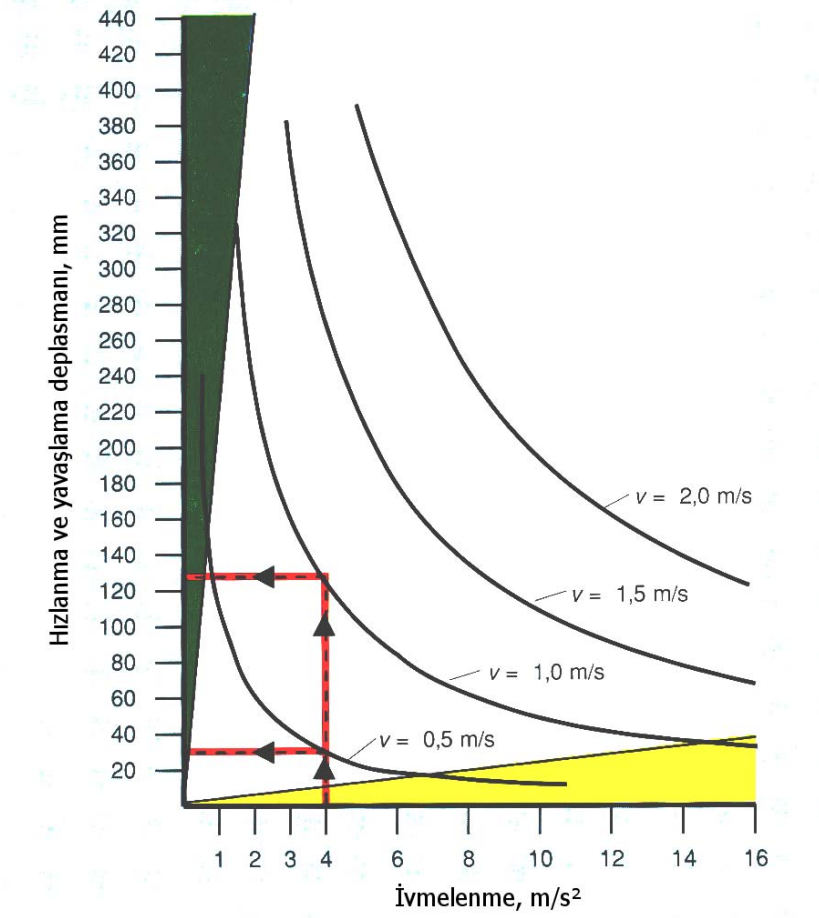
t_B =İvmelenme Zamanı, s

Şekil 5.27' den ulaşılmak istenen hız için mümkün olan ivmelenme zamanı görülebilmektedir. Ayrıca açık renkli bölge ile gösterilen bölge limit ivme değerlerini göstermektedir. Görüldüğü gibi çok yüksek ivme değerlerini seçmek sadece çok küçük süre kazanımları doğurmaktadır. Bununla birlikte koyu renkli bölge ile gösterilen bölümde seçilen ivme de çok uzun ivmelenme zamanlarına neden olmaktadır. Sonuç olarak verimli bir

ivmelenme zamanı sadece 0,5–5 s arasında mümkün olmaktadır ve bu değer pratik uygulamalardan gelmiştir.

5.2.2.2 Sabit İvmede Hızlanma ve Yavaşlama Deplasmanı

Şekil 5.28’te ivmelenme deplasmanı, ivme ve hız arasındaki fiziksel ilişki açıkça ortaya konmuştur.



Şekil 5.28 Sabit ivmede hızlanma ve yavaşlama deplasmanı (Rexroth, 1989)

$$S_B = \frac{v^2}{2 \cdot a} \cdot 10^3 \quad (5.38)$$

ya da

$$S_B = \frac{a \cdot t_B^2}{2} \cdot 10^3 \quad (5.39)$$

Hareket halindeki bir kütleyi sahip olduğu hızdan başka bir hıza yavaşlatmak için belirli bir deplasman gerekmektedir. Bu mesafe genellikle pratik uygulamalardan yola çıkılarak belirlenir. Çoğu zaman da bu mesafe oldukça kısa tutulur. Burada not edilmesi gereken hızlanma ya da yavaşlama için ihtiyaç duyulan deplasman hızın karesiyle orantılıdır. Dolayısıyla hızın iki kat olduğu durumlarda ivmelenme deplasmanı 4 kat artmaktadır. Daha da ötesi ivmedeki çok fazla artış ivmelenme deplasmanında sadece küçük bir kazanç getirmektedir.(Şekil 5.28 açık renkli bölge). Sisteme verilen güç ivme ile direkt ilgili olduğundan ivme seçiminin önemi daha fazla ortaya çıkmaktadır. İvme ne kadar büyük seçilirse ivmelenme kuvveti ve dolayısıyla ivmelenme basıncı o kadar büyük seçilmiş olur.

İvmelenme kuvveti

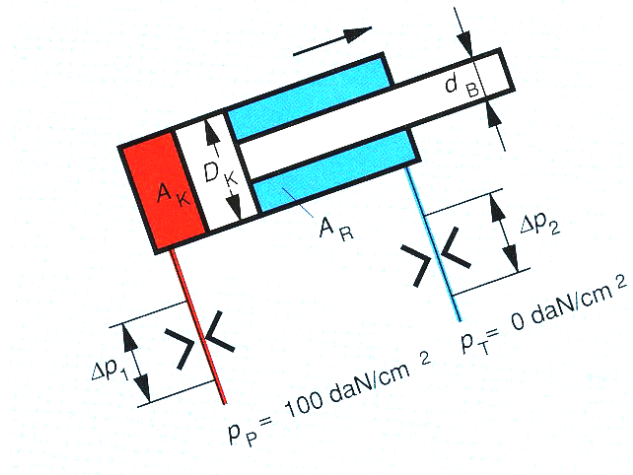
$$F_a = m \cdot a \text{ ,N} \quad (5.40)$$

İvmelenme basıncı

$$p_a = \frac{F_a}{10 \cdot A_w} \quad (5.41)$$

5.2.3 Hızlanma, Yavaşlama ve Sabit Hız Durumlarında, Oransal Valflerin Kısma Kenarındaki Basınç Oranları

Hidrolik silindirin veya hidro motorun hareketlerinde hızlanma, sabit hız ve yavaşlama gibi farklı evreler mevcuttur. Dolayısıyla bu özel hareketleri meydana getirmek için farklı kuvvet gereksinimleri vardır. Bu nedenle pompa sabit basınç ürettiği durumda oransal yön kontrol valfinin kontrol alanında meydana gelen basınç düşüşü buna bağlı olarak değişiklik gösterecektir. Anlatılan bu durumu bir örnekle açıklayalım.



Şekil 5.29 Örnek devre hesabı

Verilenler:

$$m=700 \text{ kg}$$

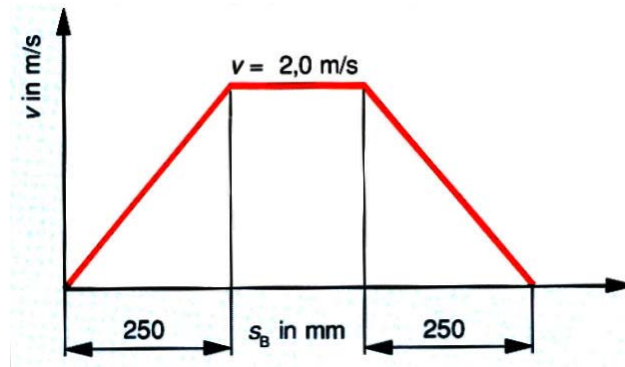
$$F \sim 7000 \text{ N}$$

$$F_{ST} = F \cdot \sin 30^\circ = 7000 \cdot 0,5 = 3500 \text{ N}$$

$$v=2 \text{ m/s}$$

$$s=250 \text{ mm}$$

$$F_R = 0 \text{ N (Bu örnekte sürtünme kuvveti '0' alınmıştır.)}$$



Şekil 5.30 Hız-zaman grafiği

İvme

$$a = \frac{v^2}{2 \cdot s_B \cdot 10^{-3}} = \frac{2^2}{2 \cdot 250 \cdot 10^{-3}} = 8 \text{ m/s}^2$$

İvmelenme Zamanı

$$t_B = \frac{v}{a} = \frac{2}{8} = 0,25 \text{ s}$$

5.2.3.1 Kuvvet İhtiyaçlarının Belirlenmesi

Silindirin yukarı doğru hareketindeki kuvvet ihtiyacı

$$F_{ST} = 3500 \text{ N}$$

$$F_a = m \cdot a = 700 \cdot 8 = 5600 \text{ N}$$

Hızlanma fazında ihtiyaç duyulan toplam kuvvet:

$$F_G = F_{ST} + F_a = 3500 + 5600 = 9100 \text{ N}$$

Sabit hız fazında ihtiyaç duyulan toplam kuvvet:

$$F_G = F_{ST} = 3500 \text{ N}$$

Yavaşlama fazında ihtiyaç duyulan toplam kuvvet:

$$F_G = F_{ST} - F_a = 3500 - 5600 = -2100 \text{ N}$$

Silindirin aşağıya doğru hareketindeki kuvvet ihtiyacı

Hızlanma fazında ihtiyaç duyulan toplam kuvvet:

$$F_G = -F_{ST} + F_a = -3500 + 5600 = 2100 \text{ N}$$

Sabit hız fazında ihtiyaç duyulan toplam kuvvet:

$$F_G = -F_{ST} = -3500 \text{ N}$$

Yavaşlama fazında ihtiyaç duyulan toplam kuvvet:

$$F_G = -F_{ST} - F_A = -3500 - 5600 = -9100 \text{ N}$$

Silindir ölçüleri, Akış ve Sistem Basıncı;

$$D_K = 50 \text{ mm}$$

$$d_B = 36 \text{ mm}$$

$$A_K = 19,64 \text{ cm}^2$$

$$A_R = 9,45 \text{ cm}^2$$

$$h = 700 \text{ mm}$$

$$Q_{MAX, AK} = 235,6 \text{ lt / dak}$$

$$Q_{MAX, AR} = 113,4 \text{ lt / dak}$$

$$p_P = 100 \text{ daN / cm}^2$$

5.2.3.2 Silindirin Her Bir Evresindeki Basıncı Düşümü

Silindirin yukarı doğru hareketindeki basınç düşümü

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 \text{ için}$$

$$\frac{F_G}{10} = A_K \cdot (p_P - \Delta p_1) - A_R \cdot \Delta p_2$$

$$\frac{F_G}{10} = A_K \cdot p_P - A_K \cdot \Delta p_1 - A_R \cdot \Delta p_2$$

$$\Delta p_1 = \frac{A_K \cdot p_P - \frac{F_G}{10}}{A_K + A_R} \quad (5.42)$$

Hızlanma;

$$\Delta p_1 = \frac{19,64 \cdot 100 - \frac{9100}{10}}{19,64 + 9,45} = 36 \text{ daN / cm}^2$$

$$p_V = 2 \cdot \Delta p_1 = 72 \text{ daN / cm}^2$$

Sabit Hız;

$$\Delta p_1 = \frac{19,64 \cdot 100 - \frac{3500}{10}}{19,64 + 9,45} \approx 55 \text{ daN} / \text{cm}^2$$

$$p_V = 2 \cdot \Delta p_1 = 110 \text{ daN} / \text{cm}^2$$

Yavaşlama;

$$\Delta p_1 = \frac{19,64 \cdot 100 + \frac{2100}{10}}{19,64 + 9,45} \approx 75 \text{ daN} / \text{cm}^2$$

$$p_V = 2 \cdot \Delta p_1 = 2 \cdot 75 = 150 \text{ daN} / \text{cm}^2$$

Silindirin aşağıya doğru hareketindeki basınç düşümü

$\Delta p_1 = \Delta p_2$ için

$$\frac{F_G}{10} = A_R \cdot (p_P - \Delta p_2) - A_K \cdot \Delta p_1$$

$$\frac{F_G}{10} = A_R \cdot p_P - A_R \cdot \Delta p_2 - A_K \cdot \Delta p_1$$

$$\Delta p_1 = \frac{A_R \cdot p_P - \frac{F_G}{10}}{A_K + A_R} \quad (5.43)$$

Hızlanma

$$\Delta p_1 = \frac{9,45 \cdot 100 - \frac{2100}{10}}{19,64 + 9,45} \approx 25 \text{ daN} / \text{cm}^2$$

$$p_V = 2 \cdot \Delta p_1 = 50 \text{ daN} / \text{cm}^2$$

Sabit Hız

$$\Delta p_1 = \frac{9,45 \cdot 100 + \frac{3100}{10}}{19,64 + 9,45} \approx 43 \text{ daN} / \text{cm}^2$$

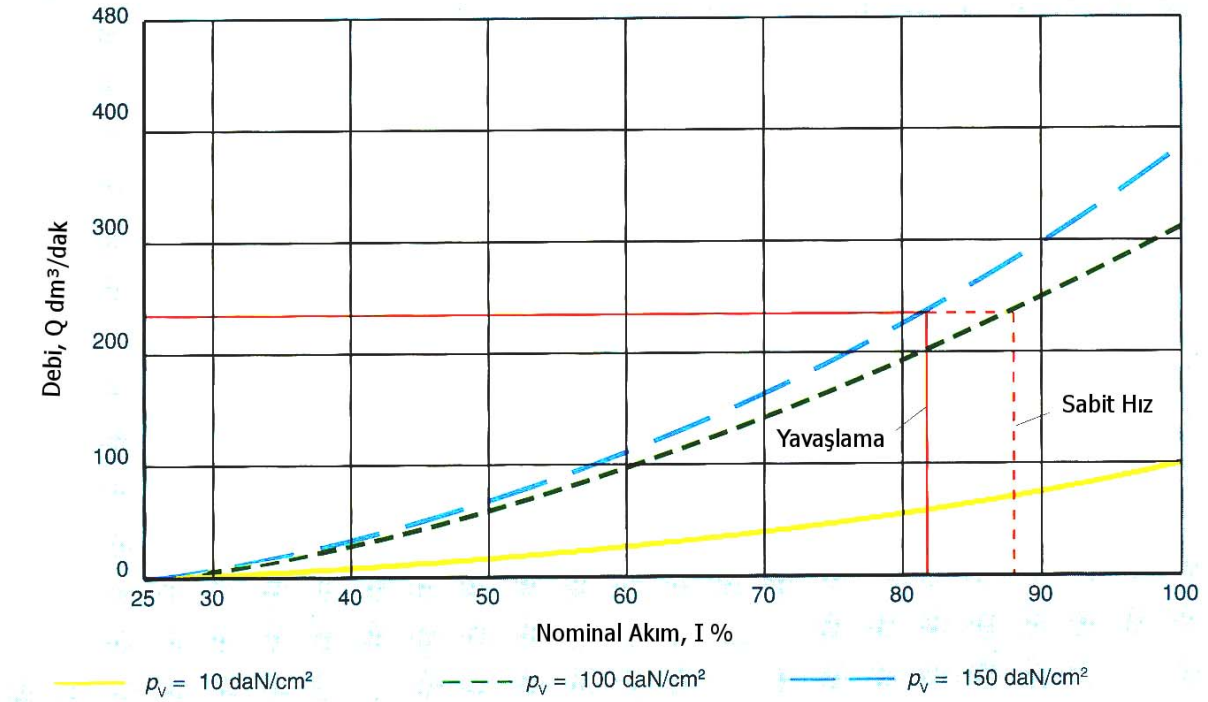
$$p_V = 2 \cdot \Delta p_1 = 86 \text{ daN} / \text{cm}^2$$

Yavaşlama

$$\Delta p_1 = \frac{9,45 \cdot 100 + \frac{9100}{10}}{19,64 + 9,45} \approx 64 \text{ daN/cm}^2$$

$$p_v = 2 \cdot \Delta p_v = 128 \text{ daN/cm}^2$$

Ortaya çıkan verileri bir araya getirip bit valf seçimi yapacak olursak **BOSCH REXROTH** firmasının kontrol alanı oranı 2:1 olan ve $\Delta p = 10 \text{ daN/cm}^2$ de $Q=100 \text{ lt/dak}$ geçirgenlikli 4WRZ 16 E1 – 100 tip oransal valfi ihtiyacımızı karşılayacak niteliktedir. Bu valfin karakteristik farklı basınç düşümlerindeki akım-debi grafiği Şekli 5.31 te verilmiştir.



Şekil 5.31 Bosch Rexroth_firmasının 4WRZ 16 E1 – 100 tip oransal valfine ait farklı basınç düşümlerindeki Akım-Debi grafiği

5.2.4 4 Yollu Oransal Yön Kontrol Valfinde Oluşan Basınç Düşüşünün Hesaplanması

Oransal yön kontrol valflerinin kontrol alan oranları standart olarak ya $F=1:1$ yada $F=2:1$ dir. Kontrol alanlarındaki basınç düşüşü hesap edilmek istendiği zaman hidrolik silindirin alanlarının oranı ile beraber mutlaka valfin kontrol alanları oranı, F göz önünde

bulundurulmalıdır. A_A nın A_B den büyük ya da aksi olması durumuna bağlı olarak alttaki hesaplamalar yapılır;

$$A_A > A_B, X = F$$

$$A_B > A_A, X = 1/F$$

Piston dışarı çıkarken,

-Akış P'den A'ya

$$Q_A = \alpha \cdot A_{SA} \cdot \sqrt{\Delta p_1} \quad (5.44)$$

A_{SA} =Oransal yön kontrol valfinin kontrol alanında P'den A'ya geçişte net kısma açıklığı.

$$A_{SA} = \frac{Q_A}{\alpha \cdot \sqrt{\Delta p_1}} \quad (5.45)$$

Oransal valfteki kontrol alanı oranı

$$A_{SA} / A_{SB} = X \quad (5.46)$$

A_{SB} =Oransal yön kontrol valfinin kontrol alanında P'den B'ya geçişte net kısma açıklığı.

$$A_{SB} = \frac{A_{SA}}{X} := \frac{Q_A}{\alpha \cdot \sqrt{\Delta p_1}} \quad (5.47)$$

-Akış P'den B'ye

$$Q_B = \alpha \cdot A_{SB} \cdot \sqrt{\Delta p_2} \quad (5.48)$$

$$\sqrt{\Delta p_2} = \frac{Q_B}{\alpha \cdot A_{SB}} = \frac{Q_B \cdot \alpha \cdot \sqrt{\Delta p_1} \cdot X}{\alpha \cdot Q_A} \quad (5.49)$$

$$\Delta p_2 = \frac{Q_B^2}{Q_A^2} \cdot \Delta p_1 \cdot X^2 \quad (5.50)$$

Silindir alanlarıyla akış arasındaki ilişki,

$$\frac{Q_B}{Q_A} = \frac{A_B}{A_A} \quad (5.51)$$

Buradan ΔP_2 ' yi kolayca elde edebiliriz,

$$\Delta p_2 = \frac{A_B^2}{A_A^2} \cdot \Delta p_1 \cdot X^2 \quad (5.52)$$

Piston dışarı çıkışı esnasındaki kuvvetler dengesi,

$$\frac{F_G}{10} = A_A \cdot ((p_P - \Delta p_V) - \Delta p_1) - A_B \cdot \Delta p_2 \quad (5.53)$$

$$\Delta p_2 = \frac{A_B^2}{A_A^2} \cdot \Delta p_1 \cdot X^2$$

$$\frac{F_G}{10} = A_A \cdot (p_P - \Delta p_V) - A_A \cdot \Delta p_1 - A_B \cdot \Delta p_1 \cdot X^2 \cdot \frac{A_B^2}{A_A^2}$$

$$\frac{A_A^2 \cdot F_G}{10} = A_A^3 \cdot (p_P - \Delta p_V) - A_A^3 \cdot \Delta p_1 - \Delta p_1 \cdot X^2 \cdot A_B^3$$

$$\Delta p_1 = \frac{A_A^2 \cdot (A_A \cdot (p_P - \Delta p_V) - \frac{F_G}{10})}{A_A^3 + A_B^3 \cdot X^2} \quad (5.54)$$

Piston içeri girişi esnasındaki kuvvetler dengesi,

$$-\frac{F_G}{10} = A_B \cdot ((p_P - \Delta p_V) - \Delta p_2) - A_A \cdot \Delta p_1 \quad (5.55)$$

$$\Delta p_2 = \frac{A_B^2}{A_A^2} \cdot \Delta p_1 \cdot X^2$$

$$-\frac{F_G}{10} = A_B \cdot (p_P - \Delta p_V - \frac{A_B^2}{A_A^2} \cdot \Delta p_1 \cdot X^2) - A_A \cdot \Delta p_1$$

$$\begin{aligned}
-A_A^2 \cdot \frac{F_G}{10} &= A_A^2 \cdot A_B \cdot (p_P - \Delta p_V) - A_B^3 \cdot X^2 \cdot \Delta p_1 - A_A^3 \cdot \Delta p_1 \\
\Delta p_1 &= \frac{A_A^2 \cdot (A_B \cdot (p_P - \Delta p_V) + \frac{F_G}{10})}{A_A^3 + A_B^3 \cdot X^2} \\
\Delta p_2 = \Delta p_1 &= \frac{A_B^2 \cdot X^2}{A_A^2}
\end{aligned} \tag{5.56}$$

Görüldüğü gibi oransal valfteki basınç düşüşü valfin kontrol alanında oluşan basınç düşüşünden çıkartılabilmektedir. Pratik tecrübeler göstermiştir ki. Mükemmel bir akış için daima mümkün olan en düşük Δp seçilmelidir.

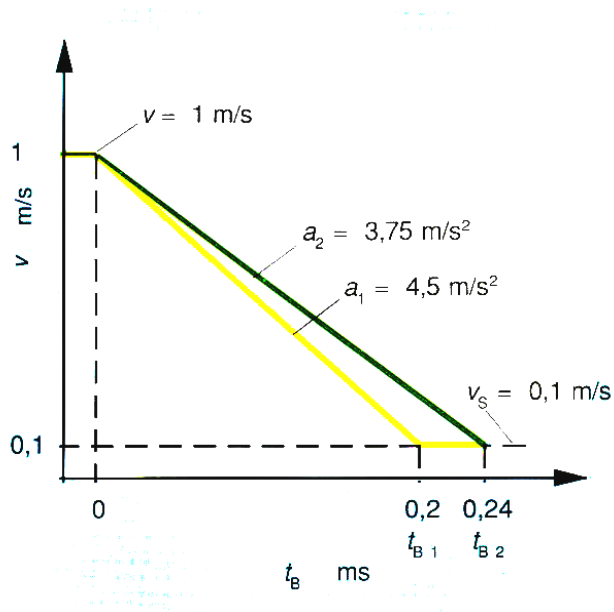
5.2.5 Yavaşlama Fazında Yavaşlama Deplasmanının Hassasiyeti

Genel eğilim boş zamanların azaltılarak çevrim zamanını mümkün olduğunca düşük tutmak yönündedir. Yavaşlama için gerekli hareket değişkenlik gösterirse daha uzun bir sürüklenme zamanı tasarım esnasında hesaba katılmalıdır. Yavaşlama zamanındaki değişim;

5.2.5.1 Yavaşlama Zamanındaki Değişim

Elektronik rampalama ile kumanda edilen valfler hidrolik rampalama ile kumanda edilen valflere göre daha üstün bir özellik ortaya koyarlar. Özellikle sıcaklıktan dolayı meydana gelebilecek her hangi bir değişiklik elektronik rampalamada gözlenmez. Bu avantajı maksimum şekilde kullanmak için rampa zamanının çok kısa olmamasına dikkat edilmelidir. Pratikte, minimum rampa zamanı doğal hidrolik çalışma zamanının 2 katından daha büyük olmalıdır.

Doğal hidrolik çalışma zamanı (step giriş cevabı) oransal komponentler için kataloglarda belirtilmiştir. Rampa zamanındaki değişimin efekti Şekil 5.32 de görülmektedir.



Şekil 5.32 Yavaşlama zamanındaki değişime bağlı olarak yavaşlama hareketi

$$S_{B1} = \frac{v + v_S}{2} \cdot t_{B1} = \frac{1 + 0,1}{2} \cdot 0,2 = 0,11 m = 110 \text{ mm}$$

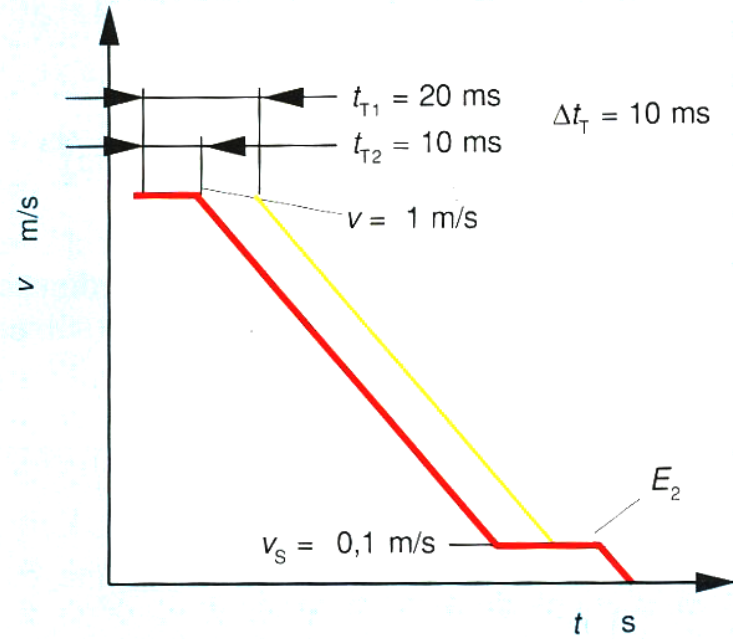
$$S_{B2} = \frac{v + v_S}{2} \cdot t_{B2} = \frac{1 + 0,1}{2} \cdot 0,24 = 0,132 m = 132 \text{ mm}$$

$$\Delta S_B = 22 \text{ mm}$$

$$t_S = \frac{s_S}{v_S} = \frac{22 \cdot 10^{-3}}{0,1} = 0,22 s = 220 \text{ ms}$$

5.2.5.2 Elektrik Sinyalleri ile Çeşitli Ölü Zamanlar

Limit sviçten gelen elektriksel sinyalin (INPUT) işlenmesi çok kısa zaman olmalıdır ve zaman içerisinde değişiklik göstermemelidir. 1 m/s hızda ölü zamandaki 10 ms lik değişim strokta 10 mm lik bir strok farkıyla sonuçlanmaktadır (Şekil 5.33).



Şekil 5.33 Yavaşlama hareketinde ölü zamandaki değişim

5.2.6 4 Yollu Oransal Yön Kontrol Valfi İçin Hidrolik Silindir ve Motor Ölçülerinin Hesaplanması

5.2.6.1 Formüller ve Gösterimler

Silindir ile tahrik edilen lineer hareket:

v =Silindir hızı, m/s

t_B = Gerekli ivmelenme zamanı, s

p_p =pompa basıncı, daN / cm^2

Hidrolik motor ile tahrik edilen döner hareket:

J =Çıkış atalet momenti, kgm^2

M_{ST} =Çıkış statik moment, Nm

M_K =Çıkış kullanışlı moment, Nm

M_C =Çıkış sürtünme momenti, Nm

J_M = Motor ve dişli mekanizmasının atalet momenti, kgm^2

i = Çevrim oranı

n_M = Motor devri, rpm

n = Çıkış devri, rpm

t_B = Gerekli ivmelenme zamanı, s

p_P = pompa basıncı, daN/cm^2

ΔP_V = Borudaki kayıplar, daN/cm^2

5.2.6.2 Kısma Kontrolü İçin Gerekli Olan Efektif Silindir Alanının Bulunması (Yük Kompanzasyonsuz)

Deneyimler açıkça göstermiştir ki, eğer hidrolik silindirler ya da motorlar doğru olarak seçilirse, Net basınç ($p_P - p_V$) alttaki gibi dağıtılabilir;

- 1/3 Yük için
- 1/3 İvmelenme için
- 1/3 Hız için

Bu dağılımın pratikteki anlamı basıncın 1/3 yük için ve sadece $((p_P - p_V) - p_S)$ in $1/2$ si kütlenin yavaşlatılması için yada atalet momentini yenmek için kullanılabilir. Aksi takdirde, sabit hızdan yavaşlama fazına geçişte oransal valfin sürgüsü çok açılır. Yük için ihtiyaç duyulan basınç nadiren 1/3 olur. Bu nedenle, aktüel yük basıncını “uygun” bir basınçtan çıkarmak her zaman daha pratik uygulamadır. Hidrolik silindirin hızlanması ve yavaşlaması için efektif alanın hesabı aşağıda verilmiştir.

$$\frac{1}{10} \cdot a \cdot m = \Delta p \cdot A_W$$

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot ((p_P - \Delta p_V) - p_S) \quad (5.57)$$

$$p_S = \frac{F_{ST} + F_R}{A_W \cdot 10} \quad (5.58)$$

$$a = \frac{v}{t_B} \quad (5.59)$$

$$\frac{v}{t_B} \cdot \frac{m}{10} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(p_P - \Delta p_V) - (F_{ST} + F_R)}{A_W \cdot 10} \cdot A_W$$

$$A_W \geq \frac{2}{10 \cdot (p_P - \Delta p_V)} \cdot \left(m \cdot \frac{v}{t_B} \cdot \frac{F_{ST} + F_R}{2} \right) \text{ cm}^2 \quad (5.60)$$

A_W = Efektif alan, cm^2

a = İvme, m / s^2

Δp = Efektif basınç, daN / cm^2

Ön Koşul: Çalışma ya da presleme kuvveti F_K , hızlanma yada yavaşlama fazlarında efektif değildir.

Not: Eğer hızlanma süresince kuvvetin efektif olması isteniyorsa F_K ile beraber statik kuvvetin de hesaba katılması gerekmektedir.

Sabit hız ve maksimum kuvvet için efektif alan,

$$A_W = \frac{F_{ST} + F_K + F_R}{10 \cdot (p_P - \Delta p_V - 10)}, \text{ cm}^2 \quad (5.61)$$

* 10 bar, minimum oransal valf basınç düşüşü

Hesaplama sonucunda üstte verilen iki formülden hangisi daha büyük efektif alan veriyorsa o silidir boyutlarını belirler. Eğer efektif alan ve ivmelenme zamanı biliniyorsa gerekli pompa basıncı hesaplanabilir.

İvmelenme için,

$$p_P = \frac{2 \cdot m \cdot v}{t_B \cdot 10 \cdot A_W} + \Delta p_V + \frac{F_{ST} + F_R}{10 \cdot A_W}, \text{ daN} / \text{cm}^2 \quad (5.62)$$

Sabit hızda ve maksimum kuvvette,

$$p_P = \frac{F_{ST} \cdot F_K \cdot F_R}{10 \cdot A_W} + \Delta p_V + 10, \text{ daN} / \text{cm}^2 \quad (5.63)$$

10 bar, minimum oransal valf basınç düşüşü

Eğer pompa basıncı ve efektif alan biliniyorsa, ivmelenme zamanı hesaplanabilir,

$$t_B = \frac{2.m.v}{10.A_w.(p_P - \Delta p_v) - (F_{ST} - F_R)}, s \quad (5.64)$$

Kısma kontrolünde hidro motor tahrik kapasiteli hızlanma ve yavaşlama aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\frac{J_G . \varepsilon}{i^2} = \frac{V_G . \Delta p}{20 . \pi} \quad (5.65)$$

$$\Delta p = \frac{(p_P - \Delta p_v) - p_S}{2} \quad (5.66)$$

$$\varepsilon = \frac{w}{t_B} \quad (5.67)$$

$$w = \pi . n . \frac{i}{30} \quad (5.68)$$

$$p_S = \frac{(M_S + M_C) . 20 . \pi}{i . V_G} \quad (5.69)$$

$$\frac{J_G}{i^2} . \pi . n . \frac{i}{30 . t_B} = \frac{V_G}{20 . \pi} . \frac{(p_P - \Delta p_v) - \frac{(M_S + M_C) . 20 . \pi}{i . V_G}}{2} \quad (5.70)$$

$$V_G = \frac{4 . \pi}{(p_P - \Delta p_v) . i} . (J_G . n \frac{\pi}{3 . t_B} + 5 . (M_S + M_C)) , cm^3 \quad (5.71)$$

Δp = Hızlanma için ihtiyaç duyulan basınç farkı, daN / cm^2

J_G = Toplam çıkış atalet momenti, kgm^2

i = motor devri

V_G = Motor deplasmanı, cm^3

w = Açısal hız, $1/s$

ε = Açısal ivme, $1/s^2$

5.3 Elektrohidrolik Sistemlerin Kapalı Çevrim Kontrolü İçin Kriterler

5.3.1 Kontrolcü Tipleri

Daha önce de bahsedildiği gibi kapalı çevrim kontrol ana görevi kontrol parametrelerine etkileyen harici bozucu etkileri elimine etmektir. Bununla birlikte bu düzenleme kontrol sinyalinde değişiklik olduğu zaman içinde uygundur. Kontrol değişkeninin aktüel değeri yeni kontrol sinyali ile kolayca istenilen seviyeye getirilebilir.

Kapalı çevrimin kontrolün iki amacı vardır:

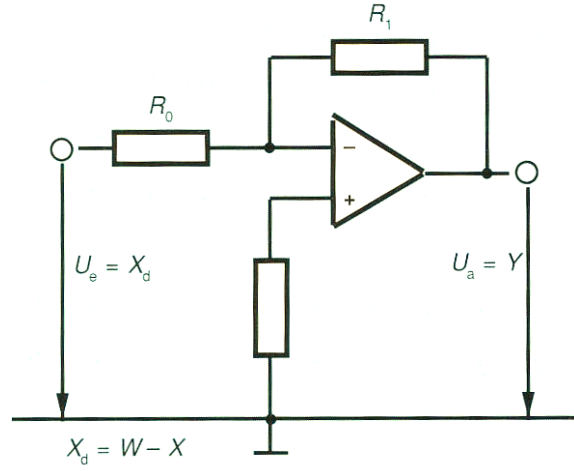
- Dışarıdan gelen bozucu etkileri elimine etmek.
- Referans değerini ayarlamak.

Giriş değişkenleri ya da bozucu etkilerin değişiminin etkisini kontrol değişkenlerinin üzerinde görebilmek için belli bir zaman periyoduna ihtiyaç vardır. Bu zaman periyodu transfer fonksiyonuna bağlıdır. Eğer sisteme dışarıdan gelen bozucu etki bir step giriş olarak artıyorsa, kapalı çevrim kontrolün cevabı kontrol değişkenlerinin değişimini tekrar ayarlamaktır. Bu her zaman hesaba katılmayan doğal bir takım gecikmelerin doğmasını da beraberinde getirir. Kontrol değişkenleri zaman içerisinde nasıl davrandığı kapalı çevrim kontrol karakteristiği için önem taşımaktadır. Örneğin, bozucu etkenlerde değişimler olması durumunda regülatör çok fazla bir etkinlik göstererek zaman gecikmesini mümkün olan en kısa sürede tutulmak istenirse bu sistemin salınım yapmasına neden olabilir.

Eğer ilk salınım sönümlenme eğilimi gösteriyorsa, kapalı çevrim kontrol kararlı bir durum sergilediği söylenebilir. Ancak salınım azalma göstermiyorsa, bu durumda kararsız bir durum söz konusudur. Kapalı çevrim kontrol kararlıysa, kapalı çevrim hatası önceden ayarlanmış bir değerin altında kalmalıdır. Sistemin kararlı olması ve kapalı çevrim hatasının belli bir değerin altında olması kapalı çevrim kontrol devresi için gereklidir. Bu gereklilikler temeli teşkil etmekle beraber daha fazla talep kapalı çevrim kontrolde yer alacaktır. Örneğin, girişteki yada bozucu etkideki bir değişimden sonraki ayar zamanı belli bir zaman dilimi içerisinde olması istenebilir. Ancak geliş güzel yapılmış ölçü, karşılaştırma ve rast gele konmuş ölçüm aygıtları ile sistemde istenilen bir kapalı çevrim kontrol yapmak mümkün değildir.

Biraz önce bahsedilen ihtiyaçları kapalı çevrim kontrolün cevap verip vermemesi öncelikli olarak temelde regülatör seçimine bağlıdır. Tüm kapalı çevrim kontrol elemanlarının dinamik davranışlarının hassas tarifi regülatör seçimi için gereklidir. Bu noktada, kararlılık için bir çok kriter tartışılmayacaktır. Fakat kapalı çevrim kontrol teknolojisi ile ilgili literatürden çok daha fazla bilgi edinilebilir.

5.3.1.1 P Regülatörü



Şekil 5.34 P Regülatörünü elektriksel devresi

Kapalı çevrim oransal kontrolün manası çıkış U_a ile giriş U_e arasında bir oran vardır. Şekil 5.34'deki devre için,

$$Y = \frac{R_1}{R_0} \cdot X_d \quad (\text{Kazanç faktörü , } K_p = \frac{R_1}{R_0}) \quad (5.71)$$

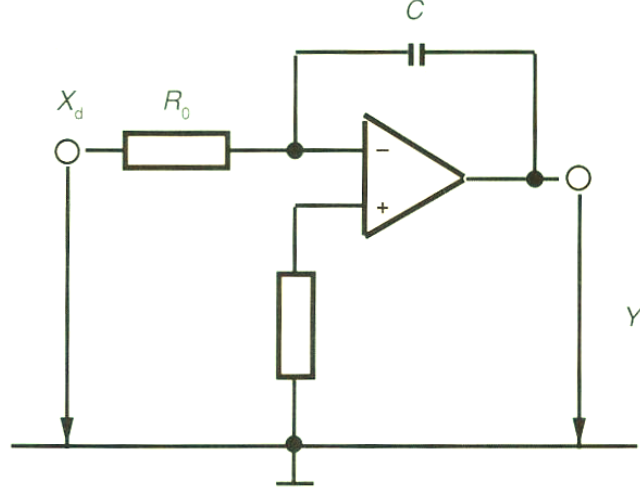
Kapalı çevrim kontrolün davranışı step girişe verilen cevabın gözlenmesi ile elde edilebilir. P regülatörü X_d girişinin step değişimine Y çıkışının step değişimi ile cevap verir.

Özellikleri:

- Yapısı basittir.
- Kolay ayarlanır.
- Hızlı bir cevap verme yeteneği vardır.

Temel olarak, kontrol değişkeni P regülatörünü kullanarak hiç bir zaman giriş değişkenini tamamıyla eşitlemez. Kapalı çevrim hatası daima var olan ve kabul edilebilir kazanç faktörüne bağlıdır. Çünkü P regülatörü kapalı çevrim hatasına gereksinim duymaktadır.

5.3.1.2 I Regülatörü



Şekil 5.35 İntegral regülatörünün elektriksel devresi

İntegral fonksiyonlu regülatör giriş değişkeninin zaman integralini üretir ve integral zaman sabiti ile karakterize edilir. (İntegral zaman sabiti step giriş voltajını çıkış voltajına integratör tarafından getirilmesi için gerekli zaman)

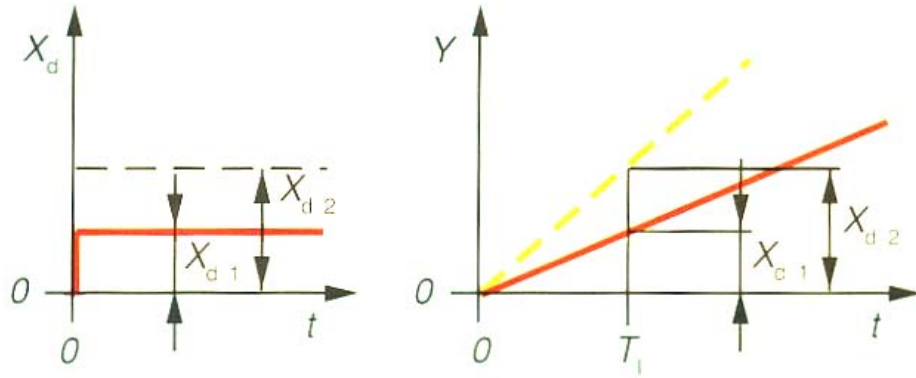
$$T_I = R_0 \cdot C \quad (5.72)$$

or

$$K_I = 1/T_I \quad (5.73)$$

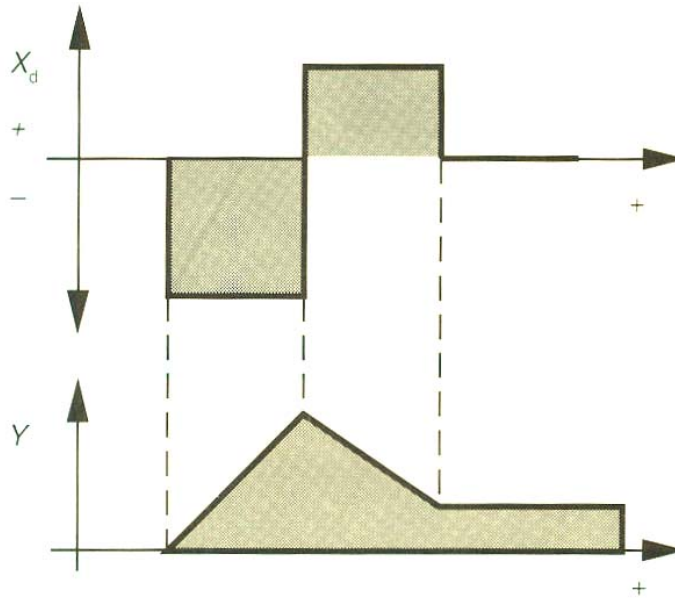
Giriş voltajı U_e kapalı çevrim hatasıdır, $X_d = W - X$. Çıkış voltajı kontrol değişkenidir.

$$Y(t) = U_a(t) = \frac{-1}{T_I} \int_0^t X_d(t) dt \quad (5.74)$$



Şekil 5.36 Step giriş ve step giriş cevabı

Çıkış sinyali eğer gerekirse devre tarafından tersine çevrilebilir. Step giriş voltajı lineer çıkış voltajı üretir (Şekil 5.36). I elemanının özel bir özelliği giriş sıfıra eşit olmadığı sürece çıkıştaki değişim devam eder. Dolayısıyla, Çıkış voltajı giriş voltajı sıfır olduktan sonra değişmez (Şekil 5.37).

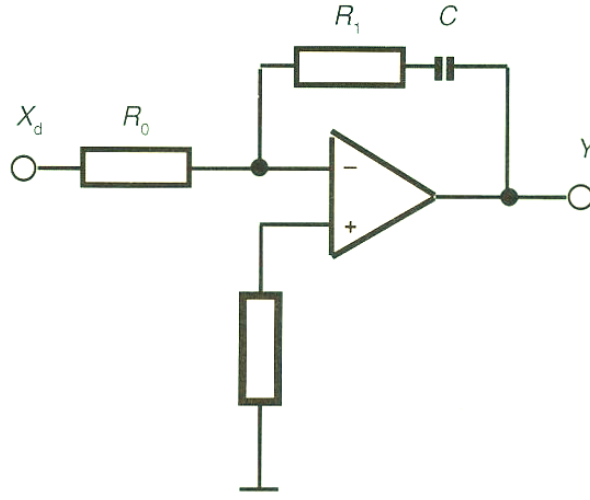


Şekil 5.37 I regülörünün zaman diyagramı

P regülörü ile karşılaştıracak olursak, kapalı çevrim hatasına I regülörünün ürettiği kontrol değişkeni oransal değildir. Fakat tersine kapalı çevrim hatasına kontrol değişkenindeki değişimin oranı oransaldır.

Prensip olarak, I regülâtörü zaman içerisinde bile çok giriş sinyaline çok büyük çıkış sinyali meydana geldiği için tüm kapalı çevrim hatalarını elimine eder. Kapalı çevrim hatalarını elimine etmenin avantajı dezavantajların telafisidir. I regülâtörü için hazırlanan zaman diyagramından da görülebileceği gibi I regülâtörü kontrol değişimindeki değişime yavaşça tepki gösterir. Bu uzun bir kontrol zamanının oluşması ile ve kapalı çevrim kontrol değişkeninin mümkün en büyük üst aşımı ile sonuçlanır.

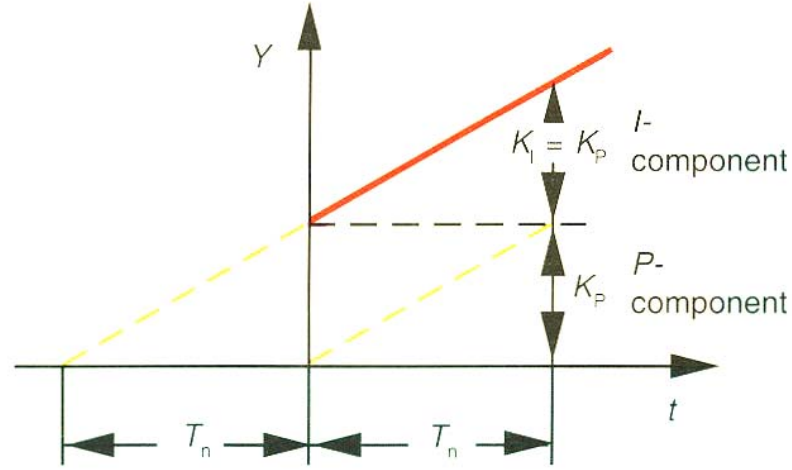
5.3.1.3 PI Regülâtörü



Şekil 5.38 PI Regülâtörünü elektriksel devresi

PI regülâtörü P ve I regülâtörünün iyi karakteristik özelliklerinin bir araya gelmesiyle oluşmuştur. Bunlar P regülâtörü için hızlı cevap verme ve I regülâtörü için ise hassasiyettir. Oransal ve integral komponentler bir araya getirilmiştir. Bu kombinasyon harici bozucu etkilere oransal regülasyonun hız yanıt vermesi (ancak hassas değil) ve integral regülasyonun ise gerçekleştirdiği hassasiyet için oluşturulmuştur.

PI regülâtörünün davranışı aynı I regülâtörünün davranışı gibidir. Bununla birlikte aktivasyon süresi daha hızlıdır.



Şekil 5.39 PI regülatörünün davranışı

PI regülatörünün çıkışı P ve I regülatörlerinin ayrı ayrı çıkışlarının toplamına eşittir.

$$Y = K_P \cdot X_d(t) + K_I \int X_d(t) dt \quad (5.75)$$

Zaman sabitini daha pratik kullanımı için ;

$$T_n = \frac{K_P}{K_I} \quad (5.76)$$

$$Y = K_P \left(X_d(t) + \frac{1}{T_n} \int X_d(t) dt \right) \quad (5.77)$$

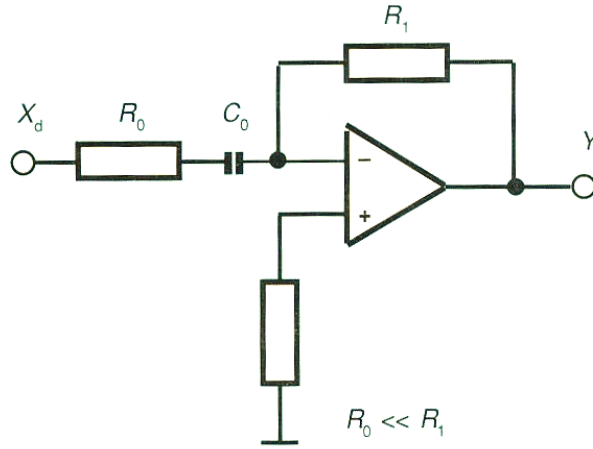
Burada K_P oransal faktör ve T_n ayarlama zamanıdır.

$$K_P = \frac{R_1}{R_0} \quad (5.78)$$

$$T_n = R_1 \cdot C = \frac{K_P}{K_I} \quad (5.79)$$

$$T_I = R_0 \cdot C = \frac{1}{K_I} \quad (5.80)$$

5.3.1.4 D Regülatörü



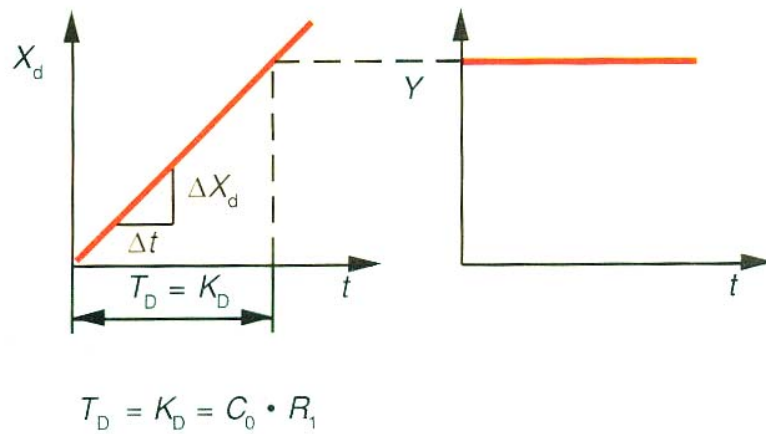
Şekil 5.40 D Regülatörünü elektriksel devresi

Diferansiyel regülatör $\frac{\Delta X_d}{\Delta t}$ değişiminin oranına cevap verir. Bu regülatör kapalı çevrim kontrolde tek başına kullanım için uygun değildir. D regülatörü PD ya da PID regülatörlerini üretmek için diğer zaman karakteristikleri ile bir araya gelerek kullanılabilir. Sadece D regülatörünü kullanıldığında Y çıkışı X_d giriş hızındaki değişim oranı olarak ortaya çıkar.

$$Y(t) \approx \frac{\Delta X_d}{\Delta t} \quad (5.81)$$

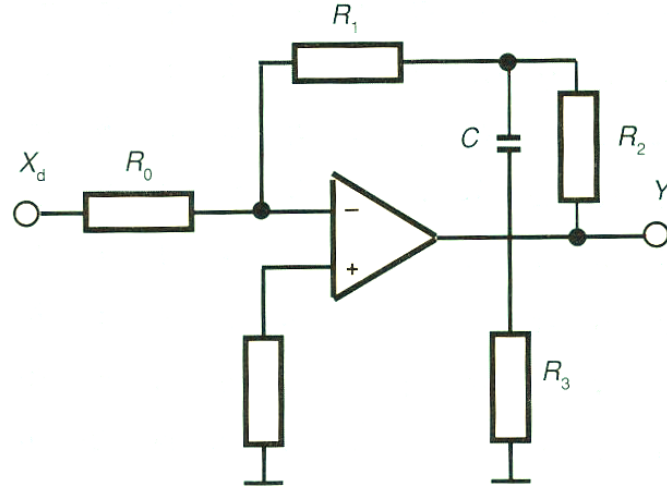
$$Y(t) = K_D \frac{dX_d(t)}{dt} = -T_D \frac{dX_d(t)}{dt}$$

K_d Diferansiyel faktör ve T_D ise diferansiyel zaman sabitidir. Bu regülatörün davranışı step yerine rampa girişi ile incelenirse;



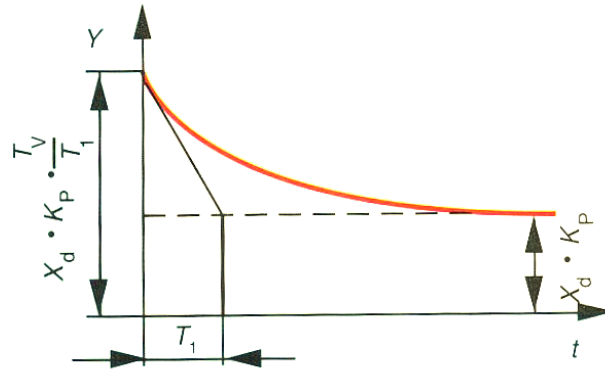
Şekil 5.41 D regülatörünün davranışı

5.3.1.5 PD Regülatör



Şekil 5.42 PD Regülâtörünü elektriksel devresi

Oransal regülâtöre diferansiyel regülâtörü ekleyerek elde edilir ve kapalı çevrim hatasındaki değişim oranı ayrıca çıkış sinyalini etkiler. Bu yüzden kapalı çevrim kontrolü hızlandırılır.



Şekil 5.43 PD regülâtörün davranışı

PD regülâtörünün çıkışı P ve D regülâtörlerinin çıkışlarının ayrı ayrı toplanması ile oluşur.

$$Y(t) = K_P \cdot X_d(t) + K_D \frac{dX_d(t)}{dt}$$

$$Y(t) = K_P \left(X_d(t) + \frac{K_D}{K_I} \frac{dX_d(t)}{dt} \right)$$

$$Y(t) = K_P \left(X_d(t) + T_v \frac{dX_d(t)}{dt} \right) \quad (5.82)$$

$$K_P = \frac{R_1 + R_2}{R_0} \quad (5.83)$$

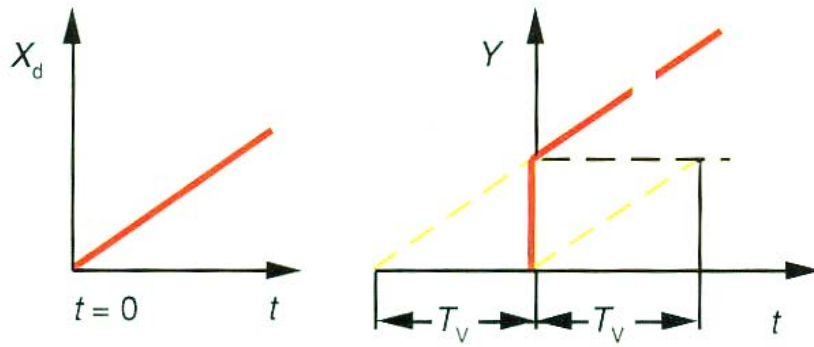
$$T_V = \left(\frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} + R_2 \right) \cdot C \quad (5.84)$$

K_P : Oransal Faktör

K_D : Diferansiyel Faktör

$$\frac{K_D}{K_P} = T_V \text{ Türemiş eylem zamanı} \quad (5.85)$$

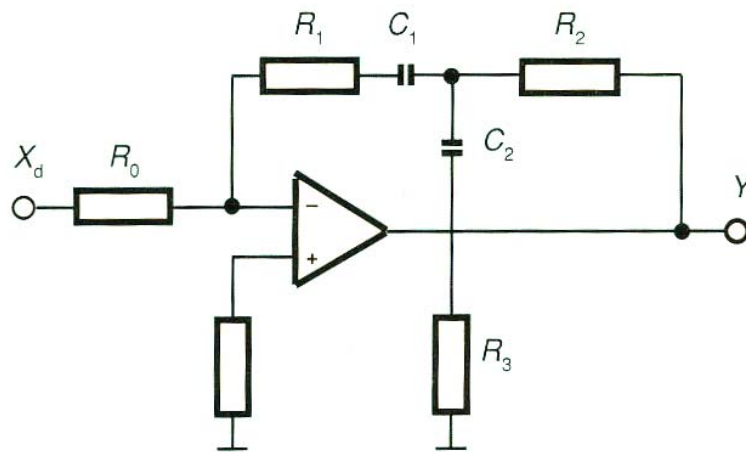
Zaman gecikmesi T_1 çıkış sinyalini sönümler ve $T=0$ da onu sınırlandırır. D regülâtörü olarak rampa PD regülâtörü için test sinyali olarak kullanılır.



Şekil 5.44 PD regülâtör davranışı

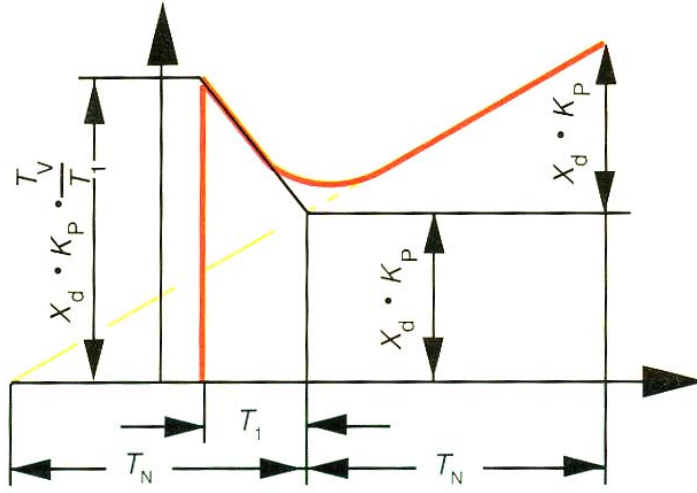
Türemiş eylem zamanı, T_V rampa giriş sinyalinin ardından D regülâtörünün hemen ürettiği çıkışa oransal eleman çıkışının ulaşması için geçen süredir (Şekil 5.44).

5.3.1.6 PID Regülâtör



Şekil 5.45 PID Regülâtörünü elektriksel devresi

PID regülatör üç farklı regülatörün (P,I ve D) bir araya gelmesiyle meydana gelmiştir. Ayarlanabilir kontrol sabitleri ile böyle bir regülatör her hangi bir kontrol sisteme uyarlanabilir. PD regülâtörünün iyi dinamik özelliklerine ek olarak, statik kapalı çevrim hatası tamamıyla yok edilebilir. İlk olarak, kontrol değişkenlerindeki değişimlerin miktarı giriş $(\frac{dX_d}{dt})$ hızındaki değişimlere bağlıdır. Türemiş hareket zamanı geçtikten sonra kontrol değişkeni oransal aralıktaki bir değere geri gelir ve I komponentinin değeri ile ilgi olarak değişir. Kontrol değişkeni Y P,I ve D regülatörlerinin çıkışlarının toplamına eşittir.



Şekil 5.46 PID regülatör davranışı

$$Y = K_P \cdot X_d(t) + K_I \int X_d(t)dt + K_D \frac{dX_d(t)}{dt}$$

$$Y = K_P (X_d(t) + \frac{K_I}{K_P} \int X_d(t)dt + \frac{K_D}{K_P} \frac{dX_d(t)}{dt})$$

$$T_n = \frac{K_P}{K_I} \quad , \quad T_v = \frac{K_D}{K_P}$$

$$Y = K_P (X_d(t) + \frac{1}{T_n} \int X_d(t)dt + T_v \frac{dX_d(t)}{dt}) \quad (5.86)$$

$$K_P = \frac{R_1 + R_2}{R_0} \quad \text{Oransal sabit} \quad (5.87)$$

$$T_n = (R_1 + R_2) C_1 \quad \text{Yeniden ayarlama zamanı} \quad (5.88)$$

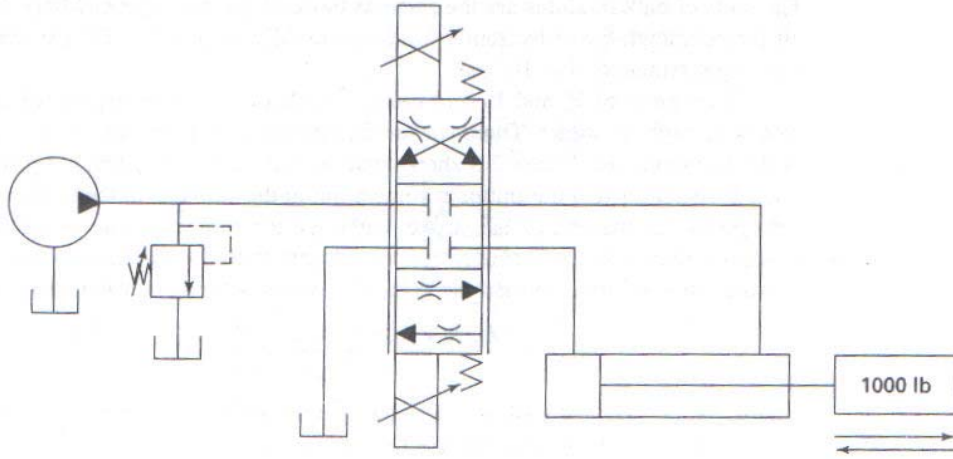
$$T_v = (\frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} + R_3) \cdot C_2 \quad \text{Türemiş hareket zamanı} \quad (5.89)$$

$$T_1 = R_3 \cdot C_2 \quad \text{Gecikme} \quad (5.90)$$

5.4 Örnek

Şekil 5.47 de verilen devre için doğal frekans hesaplayacak olursak;

Burada piston çapı 1,5 in (3.8 cm) , rod çap 1 in (2.54 cm). 24 in (61 cm) lik stroğunu 0,7s de tamamlaması istenmektedir. Silindir portları ile valf çıkışları arasındaki hatların uzunluğu 14 in (35.6 cm) ve iç çapları da 0,76 in (1,93 cm) dir. Yağın bulk modülü 1,4 MPa dır.



Şekil 5.47 Örnek devre (Norvelle, 2000)

Öncelikle doğal frekansın minimum olduğu nokta olan kritik konumu bulmamız gerekmektedir.

$$X_{Kritik} = \frac{(A_N \cdot S / \sqrt{A_N^3}) + (V_{LR} / \sqrt{A_N^3}) - (V_{LP} / \sqrt{A_P^3})}{(1 / \sqrt{A_N}) + (1 / \sqrt{A_P})}$$

Verilen parametrelerden,

$$A_p = 1,767 \text{ in}^2 (11.35482 \text{ cm}^2)$$

$$A_N = A_p - A_r = 1,767 - 0,785 = 0,982 \text{ in}^2 (6.335471 \text{ cm}^2)$$

$$V_{LR} = V_{LP} = L \times A = 14 \cdot 0,45 = 6,35 \text{ in}^3 (104.0579 \text{ cm}^3)$$

$$\begin{aligned} X_{Kritik} &= \frac{\frac{0,98 \cdot 24}{\sqrt{0,982^3}} + \frac{6,35}{\sqrt{0,982^3}} - \frac{6,35}{\sqrt{1,767^3}}}{\frac{1}{\sqrt{0,982}} + \frac{1}{\sqrt{1,767}}} \\ &= 15,93 \text{ in } (40.46 \text{ cm}) \end{aligned}$$

Doğal frekansın hesaplanması için gerekli diğer parametreleri de bulalım,

$$V_P = V_{LP} + A_p \cdot X_{Kritik}$$

$$= 6,35 + (1,767 \cdot 15,93) = 34,49 \text{ in}^3 \text{ (565.1898 cm}^3\text{)}$$

$$V_N = V_{LR} + A_N (S - X_{Kritik})$$

$$= 6,35 + 0,982 \cdot (24 - 15,93) = 14,28 \text{ in}^3 \text{ (234.0073 cm}^3\text{)}$$

$$M = \frac{W}{g} = \frac{1000}{386} = 2,59 \text{ lb} \cdot \text{s}^2 / \text{in}$$

Buradan,

$$w_0 = \sqrt{\frac{E}{M} \left[\frac{A_p^2}{V_P} + \frac{A_N^2}{V_N} \right]}$$

$$= \sqrt{\frac{2 \cdot 10^5}{2,59} \left[\frac{1,767^2}{34,49} + \frac{0,982^2}{14,28} \right]}$$

$$= 110,5 \text{ s}^{-1} = 110,5 \text{ rad / s}$$

$$f_N = \frac{w_0}{2\pi} = \frac{110,5}{2\pi} = 17,58$$

Sonucu bulmuş gibi görünmemize rağmen, gerçekte sonuca ulaşmadık. Çünkü diğer parametreleri de hesaba katmak zorundayız. Bizim burada bulduğumuz hidrolik sistemin mekanik bir sistem davranışı göstermesinde dolayı elde edilen doğal frekanstı. Ancak sistemi salt mekanik sitem olarak düşünmek doğal frekansı etkileyecek diğer faktörleri göz önüne almamak olur. Örneğin, borulamadaki dirsekler, redüksiyonlar ya da genişlemeler doğal frekansı düşürme yönünde rol oynarlar. Dolayısıyla pratik uygulamalarda elde edilen doğal frekans belli bir düzeltme katsayısına bölünerek tasarımcı kendini emniyete alır. Dünyada tasarımcıların bu iş için kullandıkları düzeltme katsayısı C=3 tür.

$$f_{N-Kullanılır} = \frac{f_n}{3}$$

Örneğimizdeki kullanılabilir doğal frekans ise,

$$f_{N-Kullanılır} = \frac{17,58}{3} = 5,86 \text{ Hz}$$

Eğer silindirimizi bu frekansın üzerinde çalıştırmaya çalışırsak, bazı kararsızlık yada kontrol problemleri ile karşı karşıya kalabiliriz.

Bir sistemin doğal frekansını nasıl arttırabiliriz. Aslında bu oldukça kolaydır. Eğer 5.1 deki denkleme bakacak olursak silindir portları ile valf portları arasındaki hattı minimuma indirirsek doğal frekansı arttırabiliriz. Buradan yola çıkarak birçok imalatçı valfleri silindir ya da motorların üzerine monte etmektedirler. Böylece bağlantı hatlarını devre dışı bırakarak yağ hacminde belli bir ölçüde azalma sağlamaktadırlar. Bu uygulama “Kapalı bağlantı” olarak anılırlar.

Göz önüne alınması gereken diğer bir tasarım faktörü de istenilen çevrim oranını sağlamak için gereken akışkan debisinin belirlenmesidir. Bu yapmak için öncelikle silindirin maksimum hıza ulaşmak için gerekli zaman hesaplanmalıdır.

$$V_{Aktuel} = V_{maks} (1 - e^{-t/\tau})$$

V_{Aktuel} = Her hangi bir t zamanındaki aktüel hız

V_{maks} = Maksimum hız

$e = 2,72$

t = Geçen süre

τ = Sistemin zaman sabiti

Sistemin zaman sabiti,

$$\tau = \frac{1}{w_{Kritik}}$$

$$w_{Kritik} = \frac{w_{kullanıll}}{3}$$

Şimdi t nin aktüel değerini ihmal ederek $t = \tau$ olduğunu düşünürsek. Bu durumda,

$$V_{Aktüel} = V_{Maks} = (1 - e^{-t/\tau}) = 0,63V_{Maks}$$

Bunu anlamı silindir maksimum hızının %63 üne ancak bir zaman sabiti kadar süre geçtikten sonra ulaşabiliyor. Eğer $t = 2\tau$ yaparsak aktüel değer %86 lara. 3,4 ve 5 kat için ise sırayla , %95, %96,8 ve %99,3 e ulaşır. Eğer $t = 6\tau$ olarak hesap yaparsak. Maksimum hızın %99,75

ine ulaşırız. Dolayısıyla genelde tasarım yaparken $t = 6\tau$ için hesaplarını yaparak toplam ivmelenme süresine ulaşılabilir.

$$w_{Kritik} = \frac{w_{Kullanlu}}{3} = \frac{36,8}{3} = 12,3 \text{ s}^{-1}$$

$$\tau = \frac{1}{w_{Kritik}} = 0,082 \text{ s}$$

Dengelenmiş maksimum hız zamanı,

$$t_{dengelenmis} = 6\tau = 6 \cdot 0,082 = 0,492 \text{ s}$$

Silindirin maksimum hızı ise,

$$V_{Maks} = \frac{S}{T_t - t_{dengelenmis}}$$

T_t = Silindir tam stroku için geçen toplam süre

$$v_{Maks} = \frac{24}{0,7 - 0,492} = 115,4 \text{ in/s} \text{ (293.116 cm/s)}$$

Gerekli debi ise,

$$Q = v_{Maks} \cdot A_p$$

$$Q = 115,41,767 \cdot 60 \cdot 231^{-1} = 52,96 \text{ gpm} \text{ (240,75 l/dak)}$$

Debi değerini bulduktan sonra buradan sistem basıncını da bulabiliriz. Ancak öncelikle ivme değerini bulmamız gerekmektedir.

$$a = \frac{\Delta v}{t_{dengelenmis}}$$

Örneğimizde bu değer,

$$a = \frac{115,4}{0,492} = 234,6 \text{ in} / s^2 (595,88 \text{ cm} / s^2)$$

Toplam kuvvetin bulunabilmesi için ivmelenme kuvvetine ihtiyaç vardır. Yatay hareketteki ivmelenme kuvveti,

$$F_a = M \cdot a$$

$$F_a = \frac{1000 \cdot 19,5}{32,2} = 607 \text{ lb} (2700 \text{ N})$$

Harekete karşı koyan sürtünme etkisini de göz önüne alarak toplam kuvvet,

$$F_t = F_a + W \cdot f_s$$

f_s = Sürtünme katsayısı

W= Yük ağırlığı

$$F_t = 607 + 1000 \cdot 0,3 = 907 \text{ lb} (4034,5 \text{ N})$$

İvmelenme için gerekli basınç,

$$p = \frac{F_t}{A_p} = \frac{907}{1,767} = 513 \text{ psi}$$

Silindirin içeri girmesi durumundaki ivmelenmede benzer şekilde hesaplanabilir. Eğer yavaşlamanın strok sonlarında aynı oranda gerçekleştiğini varsayarsak, silindir sonlarında aynı basınçlar oluşacaktır.

5.5 Elektrohidrolik Sistem Tasarım Notları

5.5.1 Doğal Frekans ve Diğer Durumlar

Daha önceki bölümlerde tartışıldığı gibi doğal frekans tasarımı yapılan hidrolik sistemin ilk bakılacak kriteridir. İstenilen çalışma frekanslarına uygun olarak tasarımı yapılmamış bir elektrohidrolik sistem sonuçları itibariyle çok hoş olmayan manzaralar sunabilir.

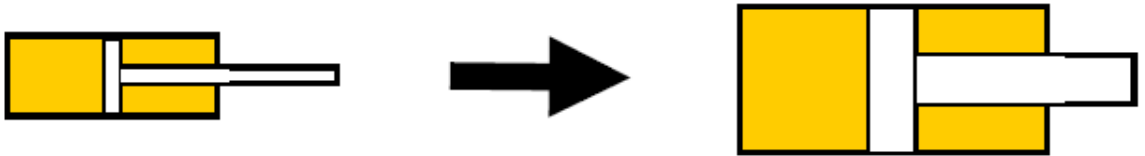
Tasarım yapılırken seçilen ya da tasarlanan hareketlendirici için bir takım kriterler vardır. Bu kriterleri belirleyen hiç kuşkusuz ki sistemin çalışma frekansları ve dinamik yapısıdır. Örneğin, tasarımı yapılan silindir için elde edilen doğal frekanslar için;

$f_0 < 4$ Hz ise zayıf dinamik yapı ve iyi statik performans

$f_0 > 15$ Hz Genel makine tasarımı için yeterli frekans

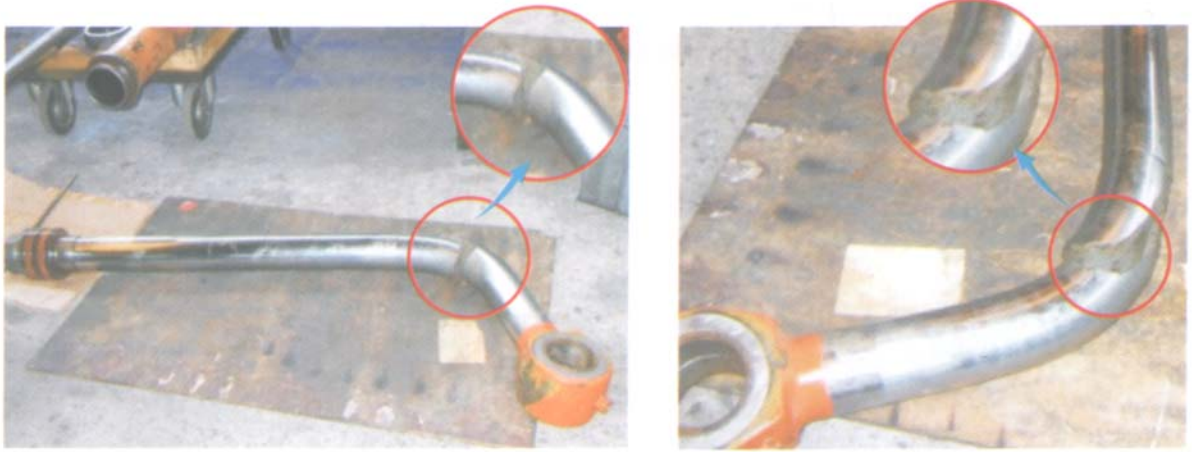
$f_0 > 30$ Hz Yüksek dinamik yapı için ihtiyaç duyulan frekans

Makine tasarımcıları yüksek basınçta küçük silindir kullanılmasında ısrar eden bir görüş ortaya atsalar da pratik uygulamalar düşük basınçlı ve daha büyük çaplı silindirlerin kullanılması gerektiğini dikte etmektedirler. Hidrolik sistem dinamik bir yapı olarak düşünüldüğü için tasarlanan hidrolik sistemin dinamik taleplere cevap verebilecek düzeyde olmalıdır. Bunun için gerekiyorsa mekanik sistemin izin verdiği ölçülerde hareketlendiriciler büyütülebilir (Şekil 5.48).



Şekil 5.48 Eğer gerekiyorsa hidrolik silindir büyütülmelidir

Bunu yanı sıra Silindirde kullanılan keçeler, sızdırmazlık elemanları ve yataklama elemanları mümkün olan en düşük sürtünme katsayısına sahip olmalıdırlar. Ayrıca mümkün olan en büyük doğal frekansı olan silindir tasarlanmalıdır. Piston kolunun burkulma hesabı mutlaka yapılmalıdır. Aksi takdirde şekil 5.49 de verilen durum oluşacaktır.



Şekil 5.49 Silindir kolunun burkulduğu bir durum (Kartal, 2007)

Sistemin doğal frekansı esasen tüm sistem komponentlerinin doğal frekanslarının katkılarıyla oluşur. Dolayısıyla sistem tasarımında yalnızca elektrohidrolik valflerin değil aynı zamanda hareketlendiricilerin ya da tüm makine gövdesinin doğal frekansı burada aynı derecede önemlidir.

Tasarımı yapılan makinenin dinamik yapısını etkileyen çalışma frekansı genel olarak tahrik ünitesi ile sınırlıdır. Ancak makinenin istenilen dinamik taleplere cevap verebilmesi için tahrik sisteminde bulunan en yüksek frekanslı komponentin doğal frekansının minimum 3 katı kadar bir doğal frekansa sahip olmalıdır. Aksi takdirde tahrik ünitesi ne kadar iyi tasarlanmış dahi olsa makinenin ömrü çok uzun olmayacaktır.

Elektrohidrolik sistem tasarlanırken hiç kuşkusuz en önemli seçim kontrol valfinin seçimidir. Valfi büyüklük olarak ele alırsak, gereksinimden daha düşük ebatla valf seçilirse ihtiyaç duyulan hızlara erişilemez. Daha büyük ebatlarda seçilir ise düşük kontrol edilebilirlik ve kararsızlık meydana gelir. Unutulmamalıdır ki , verilen bir sistem için daha büyük bir valf seçmek basınç düşüşlerini , ısı kayıplarını ya da sistem verimliliğini değiştirmeyecektir.

Seçilen kontrol valfi sistemin performansını direk olarak etkileyeceği için eğer hızlı bir valf seçilirse kontrol edilebilirliği zor olabilir bununla birlikte agresif davranışlar sergileyebilir. Yavaş bir valfin seçimi ise kimi zaman çevrim zamanı açısından sıkıntı olsa da sistemde sönümleme etkisi yarattığından genel olarak sistem kazancına artı yönde katkı sağlayabilir.

Yapılan seçimlere göre 3 durum oluşmaktadır (Şekil 5.50)

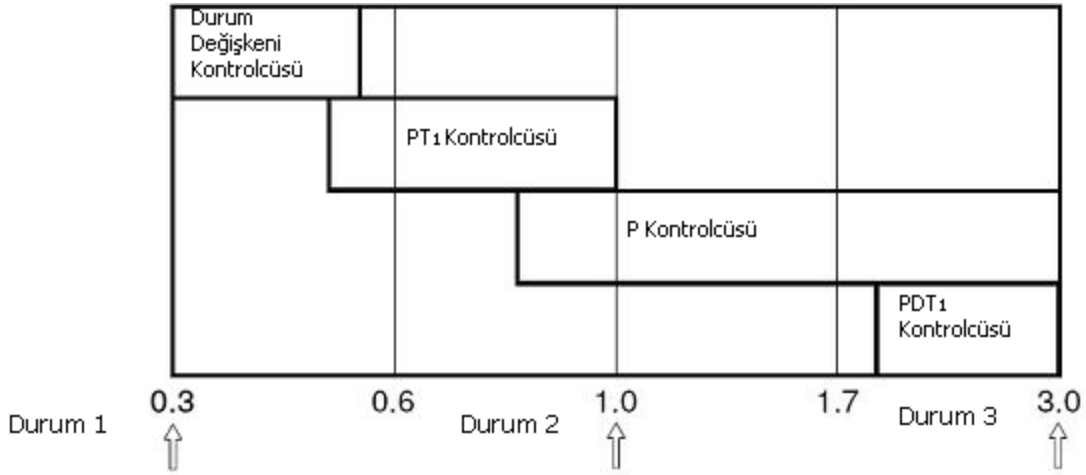
1. Valf yüksek doğal frekansa sahip , silindir düşük doğal frekansa sahip

2. Valf ve silindirin doğal frekansları benzer
3. Valf düşük doğal frekansa sahip , silindir yüksek doğal frekansa sahip

f_{osil} = Silindirin doğal frekansı

f_{ov} = Valfin doğal frekansı

1. $\frac{f_{osil}}{f_{ov}} \approx 0,3$ – basınç ve ivmelenme geri beslemesi ile en iyi sonuç elde edilir
2. $\frac{f_{osil}}{f_{ov}} \approx 1$ – PT1 kontrolcü ile en iyi sonuca ulaşılır
3. $\frac{f_{osil}}{f_{ov}} \approx 3$ – PD kontrolcü ile en iyi sonuç elde edilir.



Şekil 5.50 Silindir ve valfin doğal frekans oranlarına göre kontrolcü tipi

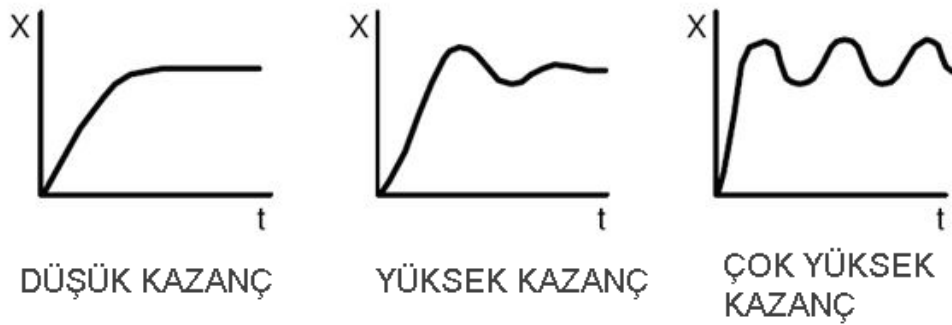
1. Durum klasik bir servo sistem örneğidir (hızlı valf – yavaş silindir).
3. Durum ise düşük maliyetli oransal valfin kapalı çevrim içerisinde kullanıldığı tipik bir uygulamadır. Kontrol performansı mükemmel değildir. Fakat düşük maliyet ile uzun ve az bakımsız bir sistem tasarlanmış olur.

Valf seçiminde diğer önemli noktalar ise histerisiz, eşik değeri ve step girişe verilen cevaptır. Elektrohidrolik bir sistemi tasarlarken daha önceden belirlenen sistem gereksinimleri gereğince mümkün olan en düşük histerisizli valf tercih edilmelidir. Bazı pratik uygulamalar göstermiştir ki histerisizin yeterince düşük olmadığı durumlarda histerisiz sistem performansını %30-50 arasında etkileyebilmektedir. Dolayısıyla hassas bir uygulama gerçekleştirilmek isteniyorsa bu konun üzerinde dikkatlice durulmalıdır. Bir diğer kriter olan

eşik değeri histerisiz kadar olmasa da yine de sistem hassasiyetini etkiler. Dolayısıyla yine eşik değeri düşük olan valfler tercih edilmelidir. Bir diğer önemli kriter ise step girişe verilen cevaptır. Kontrol edilebilirlik açısından mümkün olduğu kadar üst aşımı (Overshoot) olmayan valflerin kullanılması arzu edilen sistem çıkışlarına salınım olmaksızın ulaşılmasını sağlar. Bu ise hidrolik sistemde oluşabilecek pozisyon , hız hatalarının önüne geçmemizi ve basınç dalgalanmalarının olmamasını sağlar.

5.5.2 Sistem kazancı

Valfi kontrol eden kart yada program üzerinde bulunan kontrolcünün türüne bağlı olarak girilen kat sayılar ile sistem kazancı ve hareketlendiricinin davranışları belirlendiğini biliyoruz. Ancak girilen katsayılarında pratik bazı sınırları vardır. Örneğin , eğer kapalı çevrim kazancı arttırılırsa aynı pozisyon hatası için valf sürgüsünün açılma miktarı da artar. Sistem hataları daha hızlı düzeltir ve pozisyon hassasiyeti sağlanır. Eğer kazancı çok fazla artırırsak sistem cevabı artan üst aşımalar sergileyecektir ve sonunda sistem kararsızlaşacaktır (Şekil 5.51). Ek 1 de Bosch Rexroth firmasına ait elektrohidrolik bir valfin step girişe verdiği cevaplar gösterilmiştir. Bu grafiklerde görüldüğü gibi arttırılan P eleman kazancının valf performansı üzerine etkileri görülmektedir. Birinci durumda y eksenini arttırılan ivmelenme geri beslemesini, ikinci durumda arttırılan gecikme zamanını ve üçüncü durumda ise türev kazancı gösterilmektedir.



Şekil 5.51 Valfin kazanca bağlı davranışı

6. SONUÇ

Bu çalışmada endüstride hala en iyi çözüm olmaya aday olan hidrolik sistemlerin, elektronik ile bir araya gelerek oluşturdukları elektrohidrolik sistemler ve elektrohidrolik sistemlerin tasarım kriterleri çok fazla teorik anlatıma girilmeden verilmiştir. Daha çok yön ve debi kontrol valfler ve bu valfler ile oluşturulan sistemler incelenmiştir. Özellikle elektrohidrolik konusunun özel komponentleri durumunda bulunan oransal ve servo valflerin yapısal, kavramsal ve kriterleri verilerek bu konunun pratik ip uçları aktarılmıştır.

Sistem tasarımında ve valf seçiminde, tasarlanan sistemin gerektirdiği hassasiyet dikkate alınarak öncelikle kontrolün açık çevrim veya kapalı çevrim olarak yapılmasına karar verilmelidir. Uygulamada pek çok iş açık çevrim olarak on – off valfler ile yapılır. Burada unutulmaması gereken az bir fark bedel ödeyerek açık çevrim bir sistemde oransal bir valf kullanmak suretiyle yön, kuvvet ve hızın kolay kontrol edildiği darbesiz çalışan yüksek hızlı sistemlerin kolay erişilebilir bir seçenek olmasıdır. Sistemin kapalı çevrim kontrol edilmesi gerekiyorsa fiyatları daha pahalı ve bakımı daha zor servo valf yerine benzer performans elde edebileceğimiz bobin konum kontrollü kapalı çevrim bir oransal valf kullanabiliriz.

Tüm bu seçeneklerin yanı sıra servo valflerin bazı tiplerinin yüksek hız ve hassasiyet gerektiren özel uygulamalarda tercih nedeni olduğu da bir gerçektir. Elektrohidrolik sektöründe servo valfler hala yüksek olan statik ve dinamik karakteristiklerini korumaktadırlar. Ancak teknolojileri gereği bir çok dezavantajları vardır ve bu dezavantajlar artık önemsenecek boyutlara ulaşmıştır. Servo valflerin sistem kirliliğine karşı aşırı duyarlı olmaları, yapılarının karmaşık olması ve bunun sonucu olarak fiyatlarının oldukça yüksek olması elektrohidrolik sektörünün oransal valf teknolojisinin üzerinde yoğunlaşmasına sebep olmuştur. Bu konudaki firmalarda, artık yüksek dinamik ve statik özelliklere sahip, sistem kirliliğinden daha az etkilenen, çok kısa cevap süreleri olan, daha basit yapıdaki ve doğal olarak daha ekonomik servo karakteristikli oransal valfleri üretmeyi başarmışlardır. Yukarıda görüldüğü gibi oransal teknolojisinde geline son nokta, servo valflerin özelliklerine son derece yaklaşmıştır ve endüstriyel alanda bu gelişmeler halen devam etmektedir.

Tasarlanan sistemde kullanılan uygulamaya bağlı olarak , eğer oransal ya da servo valfler kullanılacaksa mutlaka dile getirilen kavramlar ışığında hesap yapılmalı ve seçimler gerçekleştirilmelidir. Aksi takdirde tasarımı yapılan sistem ya kontrol edilemez kararsız bir durum sergileyecek ya da arzu edilen seviyede performans gösteremeyecektir.

KAYNAKLAR

- Akder, (2001), Hidrolik Devre Elemanları ve Uygulama Teknikleri, MMO Yayınları, İstanbul
- Akers, A., Gassman, M. ve Smith, R., (2006), Hydraulic Power System Analysis, CRC Pres, New York
- Anderson, W.R., (1988), Controlling Electrohydraulic Systems, Marcel Dekker Inc., New York.
- Becan, M. R., (1995), Hidrolik Sistemlerde Konum ve Hız kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü .
- Götz, W., (1989), Electrohydraulic Proportional Valves and Closed Loop Control Valves Theory and Application, Robert Bosch GmbH, Stuttgart.
- Festo, (1996), Oransal Hidrolik, Festo Didactic, TP 701, İstanbul
- İstif, İ., (1995), Hidrolik Bir Servo Sistemin Simülasyonu, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü .
- Johnson, J. E., (1996), Hydraulics for Engineering Technology, Prentice-Hall, Inc., New Jersey.
- Johnson, J. L., (2000), Designer's Handbook for Electro Hydraulic Servo and Proportional Systems, Idas Engineering Inc. East Troy WI.
- Jones, J. C., (1987), Developments in Design Of Electrohydraulic Control Valves from Their Initial Design Concept to Present Day Design and Applications, Moog Technical Bulletin, Moog Australia PTY LTD.
- Kartal, F., (2007), Endüstriyel Hidrolik, Modül Yayınları, İzmir
- Kocabaş, M., (1999), Hidrolik Sistemlerde Oransal ve Servo Valfler, I. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi Ve Sergisi, İzmir.
- Liedhegener, F., (2002), Technology for Hydraulic Drives, Bosch Rexroth AG.
- Maskrey, R. H., ve Thayer, W. J., (1978), A Brief History of Electrohydraulic Servomechanisms, Moog Technical Bulletin 141, New York.
- Merritt, H. E., (1967), Hydraulic Control Systems, John Willey & Sons, New York.
- Norvelle, F.D., (2000), Electrohydraulic Control Systems, Prentice-Hall, Inc., Upper Saddle River New Jersey.
- Özcan, F., (1999), Valf Seçim Kriterleri, I. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi Ve Sergisi, İzmir.
- Rexroth B., (2002), High Performance Seminar Notes, Bosch Rexroth AG

Rexroth, M., (1989), Proportional and Servo Valve Technology, Mannesmann Rexroth Gmbh, Lohr am Main.

Rexroth, M., (1989), Akışkanlar Tekniğinin Temel Esasları ve Elemanları, Mannesmann Rexroth Gmbh Hidrolik ve Otomasyon San. Ve Tic. A.Ş., İstanbul.

Sipahioğlu, C., (2003), Oransal Teknolojisinde Servo Karakteristikli Valflerin Uygulamaları, III. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi Ve Sergisi, İzmir.

Skinner, S., (2000), Proportional Valve Selection Factors, Eaton Hydraulics, Havant, UK

Stringer, J., (1976), Hydraulic System Analysis, Macmillan Press, New York.

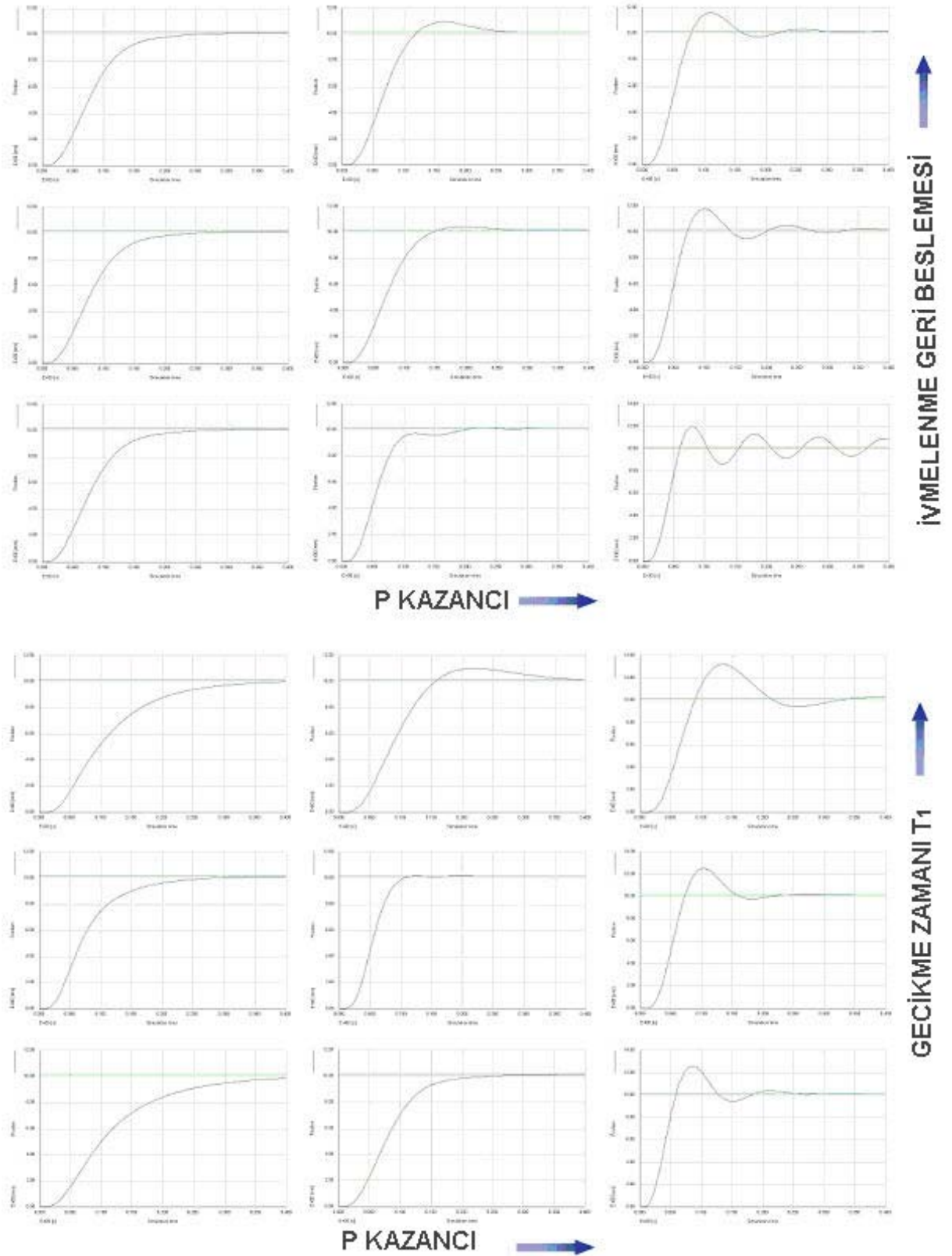
Totten G. E., (2000), Handbook of Hydraulic Fluid Technology, Marcel Dekker Inc., New York.

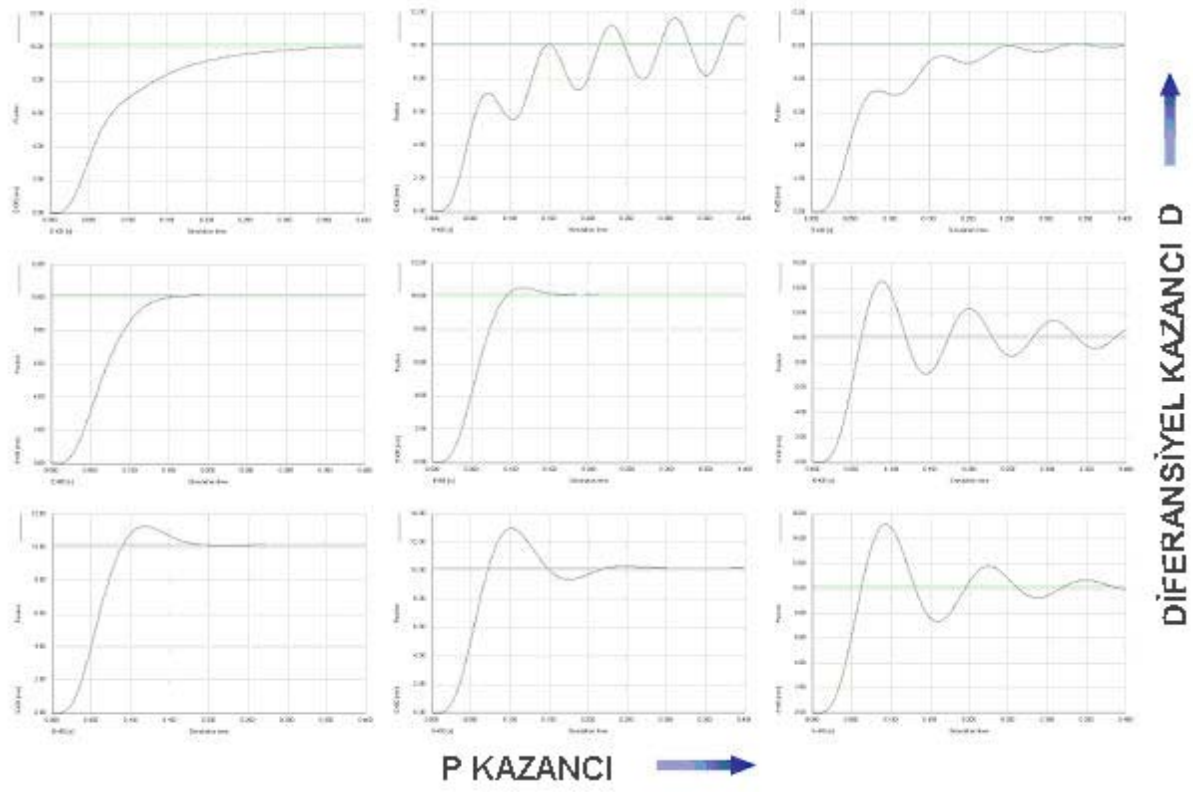
Yazıcı, Ş. (2003), Servo Valfler – Özellikleri ve Bakımı, III. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi Ve Sergisi, İzmir.

EKLER

Ek 1 Bosch Rexroth firmasına ait elektrohidrolik bir valfin step girişe verdiği cevaplar

EK 1 Bosch Rexroth firmasına ait elektrohidrolik bir valfin step girişe verdiği cevaplar





ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	01.08.1981	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1995-1999	Üsküdar Halide Edip Adıvar Lisesi
Lisans	2001-2005	Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Fak. Makine Mühendisliği Bölümü, Konstrüksiyon Dalı
Yüksek Lisans	2005-2007	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı

Çalıştığı kurumlar

2005 Mart -2005 Ağustos	Satuk Buğrahan Makine
2006 Şubat - Devam ediyor	Repkon Makine