

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HİDROLİK MOTOR SİSTEMİNİN
KONUM KONTROLÜ**

Makina Müh. Onur TAŞKAN

**FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Makina Teorisi ve Kontrol Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Muharrem BOĞOÇLU

İSTANBUL, 2007

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
ŞEKİL LİSTESİ	v
TABLO LİSTESİ	vii
ÖNSÖZ	viii
ÖZET	ix
ABSTARCT	x
1. GİRİŞ	1
1.1 Hidrolik Konum ve Hız Kontrolü	1
1.2 Konu İle İlgili Daha Önce Yapılmış Çalışmalar	1
2. HİDROLİĞİN TEMEL İLKELERİ	3
2.1 Hidrolik ve Akışkan Gücü	3
2.2 Hidrolik Sistemlerin En Önemli Özellikleri	3
2.3 Hidrolik Sistemlerin Avantaj ve Dezavantajları	4
2.3.1 Yüksek Güç Yoğunluğu	4
2.3.2 Emniyetli Çalışma	5
2.3.3 Verim	5
2.3.4 Yağlama	5
2.3.5 Ekonomiklik	5
2.3.6 Enerji Biriktirme	5
2.3.7 Denetim	6
2.3.8 Serbestlik	6
2.4 Hidrolik Devre Elemanları	7
2.5 Depo	7
2.6 Borular ve Hortumlar	8
2.7 Hidrolik Pompalar	8
2.7.1 Dişli Pompalar	9
2.7.1.1 Dıştan Dişli Pompalar.....	9
2.7.1.2 İçten Dişli Pompalar	10
2.7.2 Paletli (Kanatlı) Pompalar	12
2.7.2.1 Sabit Debili Paletli Pomapa.....	12
2.7.2.2 Değişken Debili ve Basınç Duyarlı Paletli Pompalar.....	13
2.7.3 Pistonlu Pompalar.....	15
2.7.3.1 Radyal Pistonlu Pompalar	15
2.7.3.2 Eksenel Pistonlu Pompalar	16
2.8 Süzgeçler ve Filtreler.....	17
2.9 Valfler.....	17
2.9.1 Yön Denetim Valfleri	18
2.9.1.1 Dört Yollu Üç Konumlu Yön Valfi.....	19
2.9.1.2 Üç Yollu İki Konumlu Yön Valfi.....	20

2.9.1.3	İki Yollu Yön Valfi	20
2.9.2	Çek Valfler	20
2.9.3	Basınç Kontrol Valfleri	21
2.9.3.1	Emniyet Valfleri	21
2.9.3.2	Basınç Sıralama Valfi	22
2.9.3.3	Basınç Düşürücü Valfler	22
2.9.4	Akış Kontrol Valfi	23
2.9.5	Oransal Valfler	24
2.9.6	Servo Valfler.....	26
2.10	Hidrolik Hareketlendiriciler	27
2.10.1	Hidrolik Silindirler	27
2.10.2	Hidrolik Motorlar	27
2.10.2.1	Jeneratif Tipte Hidrolik Motorlar	27
2.10.2.1.1	Dişli Motorlar	28
2.10.2.1.2	Kanatlı Motorlar	30
2.10.2.1.3	Kam Rotorlu Motorlar	31
2.10.2.2	Piston Tipi Hidrolik Motorlar.....	32
2.10.2.2.1	Eksenel Pistonlu Motorlar	32
2.10.2.2.2	Bilyalı Motorlar	33
2.10.2.2.3	Radyal Pistonlu Motorlar	34
2.10.2.3	Hidrolik Motor Devreleri.....	37
2.11	Hidrolik Biriktiriciler (Akümülatörler)	37
3.	SİSTEMİN MODELLENMESİ	38
3.1	Valf Debi Denklemi	38
3.1.1	Negatif Boşluklu Sürgülü Valf Debi Denklemi	39
3.2	Hidrolik Motor Modeli	41
3.3	Sistem Modeli	42
4.	HİDROLİK SİSTEMİN SİMÜLASYONU	44
4.1	Kontrol Sistemleri Tasarımı	44
4.2	PD Kontrolörüyle Tasarım	45
4.3	PID Kontrolörüyle Tasarım.....	46
4.4	Simülasyon Çalışması	46
4.5	Valf Hidrolik Motor Sistemi Denklemleri	47
4.6	Sistem Parametreleri	48
4.7	Sistem Cevabının İncelenmesi	50
4.7.1	PD ve PID Kontrolcü İle Sistem Cevabı	50
4.7.2	İntegral Sabitinin Sistem Cevabına Etkisi	53
4.7.3	Parametrelerin Sistem Cevabına Etkisi	53
4.7.4	Sinüs Giriş Fonksiyonu İle Sistem Cevabı	60
5.	SONUÇLAR.....	63
	KAYNAKLAR.....	65
	ÖZGEÇMİŞ	66

SİMGE LİSTESİ

τ_D	Diferansiyel Zaman
B_v	Sürtünme Katsayısı
D_m	Motorun Bir Devirde Süpürdüğü Hacim
D_p	Pompanın Bir Devirde Süpürdüğü Hacim
K_D	Türev Kontrol Katsayısı
K_I	İntegral Kontrol Katsayısı
K_p	Orantı Kontrol Katsayısı
L	Piston Uzunluğu
n_m	Motor Hızı (dev/dak)
n_p	Pompa Hızı (dev/dak)
O_s	Aşma
P	Çalışma Basıncı
R_i, R_e	Hidrolik motorun iç-dış direnç katsayıları
T_m	Motor Torku
t_r	Yükselme Zamanı
t_s	Yerleşme Zamanı
u	Negatif valf boşluğu
β	Akışkanın Hacimsel Elastikli Modülü
θ	Konum
I	Moment
ν	Akışkan Viskozitesi
ω	Açısal Hız

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
2.1 Hidrolik Devrede Enerji Transferi	4
2.2 Dıştan Dişli Pompa	9
2.3 Dıştan Dişli Pompa Kesitleri	10
2.4 İçten Dişli Pompa	11
2.5 Paletli Pompa	12
2.6 Değişken Deplasmanlı Paletli Pompa	13
2.7 Değişken Deplasmanlı Pompada Kuvvet Oluşumu	14
2.8 Değişken Debili Paletli Pompa	14
2.9 Radyal Pistonlu Pompa	15
2.10 Radyal Pistonlu Pompa	16
2.11 Değişken Deplasmanlı Eksenel Pompa	17
2.12 El Kumandalı Sürgülü Tip Yön Denetim Valfi	19
2.13 Dört Yollu Yön Valfi	19
2.14 Üç Yollu Yön Valfi	20
2.15 Doğrudan Uyarılı Basınç Emniyet Valfi	22
2.16 Akış Kontrol Valfi	23
2.17 Ayarlanabilir Akış Kontrol Valfi	23
2.18 Oransal Vlaf	24
2.19 Servo Valf	26
2.20 Jeneratif Tipte Hidrolik Motor	28
2.21 Yörünge Motoru	29
2.22 Yüksek Torklu Kanatlı Motor	31
2.23 Kam Rotorlu Motor	31
2.24 Eksenel Pistonlu Pompa	33
2.25 Sabit Debili Eğik Eksenli Pistonlu Pompa/Motor	33
2.26 Bilyalı Motorlar	34
2.27 Radyal Pistonlu Motor	35
2.28 Radyal Pistonlu Çok Loblu Kam Motoru	35
2.29 Balonlu Akümülatör	37
3.1 Yön Denetim Valfi	38
3.2 Valf Boşluğu Çıkış Debisi Karakteristiği	38
3.3 Valf Modeli	40
3.4 Hidrolik Motorun Fiziksel Modeli	42
3.5 Valf Hidrolik Motor Sisteminin Şematik Resmi	43
4.1 PD Kontrolörlü Bir Örnek Kontrol Sistemi	45
4.2 Valf Hidrolik Motor Sisteminin Şematik Resmi	47
4.3 Mannesmann Rexroth Sabit Deplasmanlı Motor A2FM	49
4.4 PD Kontrol Algoritmali Sistem Cevabı (Orantı sabiti:6, Türev Sabiti:0,75)	51
4.5 PID Kontrol Algoritmali Sistem Cevabı (Orantı sabiti:6, İntegral sabiti: $10758 \cdot 10^{-7}$, Türev Sabiti:0,75)	52
4.6 Sürekli Rejim Hatası	53
4.7 PD Kontrol İle Sistem Cevapları J_m =sabit ve β değişken	54
4.8 PID Kontrol İle Sistem Cevapları J_m =sabit ve β değişken	54
4.9 PD ve PID Kontrol Algoritmali Sistem Cevabı Karşılaştırması ($J_m=1 \text{ kg.m}^2$ ve $\beta=11 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$)	55
4.10 PD ve PID Kontrol Algoritmali Sistem Cevabı Karşılaştırması ($J_m=1 \text{ kg.m}^2$ ve $\beta=15 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$)	55

4.11	PD ve PID Kontrol Algoritmali Sistem Cevabi Karşılaştırması ($J_m=1 \text{ kg.m}^2$ ve $\beta=20.10^8 \text{ N/m}^2$).....	56
4.12	PD ve PID Kontrol Algoritmali Sistem Cevabi Karşılaştırması ($J_m=1 \text{ kg.m}^2$ ve $\beta=30.10^8 \text{ N/m}^2$).....	56
4.13	PD Kontrol İle Sistem Cevapları β =sabit ve J_m değişken	57
4.14	PID Kontrol İle Sistem Cevapları β =sabit ve J_m değişken	58
4.15	PD ve PID Kontrol Algoritmali Sistem Cevabi ($\beta=14.10^8 \text{ N/m}^2$ ve $J_m=0,1 \text{ kg.m}^2$)..	58
4.16	PD ve PID Kontrol Algoritmali Sistem Cevabi ($\beta=14.10^8 \text{ N/m}^2$ ve $J_m=0,5 \text{ kg.m}^2$)..	59
4.17	PD ve PID Kontrol Algoritmali Sistem Cevabi ($\beta=14.10^8 \text{ N/m}^2$ ve $J_m=5 \text{ kg.m}^2$).....	59
4.18	PD ve PID Kontrol Algoritmali Sistem Cevabi ($\beta=14.10^8 \text{ N/m}^2$ ve $J_m=10 \text{ kg.m}^2$)...	60
4.19	PD ve PID Kontrol Algoritmali Sistem Cevabi Karşılaştırması ($f=0.01$ hertz, $T=100$ saniye, $\omega=0.06$ rad/s)	61
4.20	PD ve PID Kontrol Algoritmali Sistem Cevabi Karşılaştırması ($f=0.1$ hertz, $T=10$ saniye, $\omega=0.62$ rad/s)	61
4.21	PD ve PID Kontrol Algoritmali Sistem Cevabi Karşılaştırması ($f=1$ hertz, $T=1$ saniye, $\omega=6.28$ rad/s)	62
4.22	PD ve PID Kontrol Algoritmali Sistem Cevabi Karşılaştırması ($f=0.2$ hertz, $T=5$ saniye, $\omega=1.25$ rad/s)	62

TABLO LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 2.1 Motor Özellikleri	36
Tablo 4.1 İntegral sabiti ve Sürekli rejim Hatası	53
Tablo 4.2 J_m =sabit ve β değişken	54
Tablo 4.3 β =sabit ve J_m değişken	57

ÖNSÖZ

Bu çalışmada; oransal valf ve hidrolik motor sisteminin konum kontrolü, PD ve PID kontrol yöntemleri uygulanarak gerçekleştirilmiştir.

Bu konuda çalışmamı öneren ve çalışmalarımnda beni destekleyen sayın hocam Yrd. Doç. Dr. Muharrem BOĞOÇLU' ya, tez çalışmamın başından sonuna kadar benden yardımlarını esirgemeyen sayın Arş. Gör. Şaban ÇETİN' e ve çalışmalarım esnasında bana sabır gösteren ailem ve değerli iş arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

ÖZET

Hidrolik sistemler, küçük hacimlerde büyük kuvvet ve moment verdiğiinden, hız kuvvet ve moment büyüklüklerinin kademesiz olarak kontrol edilebilirliğinden, hidrolik akışkanın neredeyse sıkıştırılmaz olduğundan ve modülerliğinden, çelik sanayi, madencilik, plastik endüstrisinden ve uzay teknolojisi gibi ileri teknoloji uygulamalarına kadar yaygın olarak kullanılmaktadır.

Bu amaçla, konu üzerine daha önce yapılan bazı çalışmalar özetlenmiş, hidrolik güç kontrolü üzerine genel bilgiler verilmiş ve hidrolik devre elemanları hakkında açıklamalar yapılmıştır.

Daha sonra simülasyonu yapılacak devrenin özellikleri verilerek oransal valf debi denklemleri çıkartılmış ve sistemin matematiksel modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan matematiksel model sonucunda elde edilen denklemler Matlab Simulink programında çözülmüş olup konum, hız, debi ve basınç grafikleri çizdirilmiştir. Kontrol aşamasında PD ve PID kontrol algoritmaları kullanılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hidrolik motor, hidrolik modelleme, PD, PID, simülasyon

ABSTRACT

Fluid power systems are used in a wide variety of applications ranging from precision control systems such as robotics and aerospace to heavy industrial systems such as steel rolling mills, power machines and plastic industry.

Firstly some studies about this issue are given, hydraulic power control is examined and hydraulic circuit elements are recognized.

After that, the properties of system that used in simulation are given; proportional valve flow rates and the mathematical model of the system are formed. Equations are solved by Matlab Simulink and velocity, position, flow rates and pressure figures of the system are obtained. PD and PID control algorithms are applied to the system.

Keywords: Hydraulic motor, hydraulic modeling, PD, PID, simulation

1. GİRİŞ

1.1 Hidrolik Konum ve Hız Kontrolü

Hidrolik sistemlerin uygulandığı endüstriyel alanlarda, hidrolik konum kontrolü büyük önem kazanır. Konum kontrolünün amacı, sistemi istenen konuma kararlı bir şekilde minimum zaman ve enerji harcayarak getirmektir. Bunların gerçekleştirilmesi sistemin kuruluşuna, ölçme organının hassasiyetine, uygulanan kontrol tiplerine ve algoritmalarına bağlıdır. Hidrolik konum kontrolü sistemleri, büyük güç ve küçük stroklarda kontrol uygulayabilme özelliklerinden dolayı tüm endüstri alanlarında kullanılmaktadır.

Hidrolik konum kontrolü sistemlerinde, yağ haznesi, elektrik motoru ve hidrolik pompadan oluşan bir besleme ünitesi, kontrolün gerçekleştirildiği hidrolik valf, doğrusal hareketi sağlayan silindir veya dönme hareketini sağlayan motor, kontrol organı ve ölçme elemanları mevcuttur. Konum kontrolü, servo veya oransal valfler ya da yön denetim valfleriyle gerçekleştirilir.

Hidrolik sistemlerin kullanıldığı endüstriyel alanlarda, belli bir referans konumda çalışmayı zorunlu kılan koşulların yanında, sistemin istenen bir hız değerinde çalışmasını gerektiren operasyonlar mevcuttur. CNC tezgâhlar ve robot teknolojisi alanlarındaki uygulamalarda söz konusu işlemlerin örneklerine sıkça rastlanabilir.

1.2 Konu İle İlgili Daha Önce Yapılmış Çalışmalar

Hidrolik sistemler ve kontrolü üzerine son yıllarda gerçekleştirilen çalışmalardan birkaçı aşağıda sıralanmıştır.

Çetin, 2003 yılındaki çalışmasında; bir titreşim tablasının hidrolik sistemin kontrolü yapmıştır.

Aydonat, 2002 yılındaki çalışmasında; basit bir hidrolik derin çekme presinde hız ve konum kontrolü yapmıştır.

İstif, 2001 yılındaki çalışmasında; servo sistemli hidrolik hareketlendiricilerin modellenmesi, sayısal benzetimi ve dinamik davranışlarının analizini yapmıştır.

Büyüksavcı, 1999 yılındaki çalışmasında elektrohidrolik bir servo sistemin PD, Bulanık Mantık ve kayan rejimli konum kontrolünü yapmıştır.

Kutlu, 1988 yılındaki doktora tezi çalışmasında, hidrolik sistemlerde, servovalf yerine endüstriyel solenoid kumandalı ikili yön valfi ve mikroişlemci kullanarak konum kontrolünü gerçekleştirmiştir.

2. HİDROLİĞİN TEMEL İLKELERİ

2.1 Hidrolik ve Akışkan Gücü

Akışkan güç sistemleri çağdaş endüstriyel ekipmanlarda yaygın olarak kullanılır. Akışkan güç sistemlerinde iş, gücün akışkan sayesinde iletilmesi ile gerçekleştirilir. Akışkan yağ ve su gibi sıvı ya da basınçlı hava, azot ve karbondioksit gibi gaz olabilir. İletim akışkanı olarak gaz kullanan akışkan güç sistemleri pnömatik sistemler olarak adlandırılır. İletim akışkanı olarak sıvı kullanılan sistemler ise hidrolik sistemler olarak adlandırılır. Hidrolik kelimesi Eski Yunan dilinde su anlamına gelen "hydro" ile boru anlamına gelen "aulis" kelimelerinden türetilmiştir. Esasında hidrolik kelimesi başlangıçta sadece borular içindeki suyun akışını tanımlamak için kullanılmıştır. Günümüzde ise herhangi bir sıvının akışı anlamında kullanılmaktadır.

Hidrolik sistemlerin bilinen örnekleri arasında otomobillerin fren ve hidrolik direksiyon sistemleri, hidrolik asansörler ve benzin istasyonlarındaki hidrolik kaldırma platformları yer almaktadır. Hidrolik sistemler aynı zamanda damperli kamyonlarda, greyderlerde ve hafriyat ve kazı makinalarında da kullanılmaktadır.

Hidrolik sistemler bir çok endüstriyel tesislerde de kullanılmaktadır. Hidrolik güç özellikle krikolar, asansörler, vinçler, presler, perçin makinaları, tork dönüştürücüleri, kesici takım ilerletme mekanizmaları ve test sistemleri için uygundur. Bu örneklerden görüleceği gibi hidrolik sistemler çok çeşitlidir. Bununla beraber hepsi aynı temel ilkeleri kullanarak çalışır. Akışkanların davranışını inceleyen akışkanlar mekaniği iki ana bölümden oluşur:

Hidrostatik: Duran akışkan mekaniği

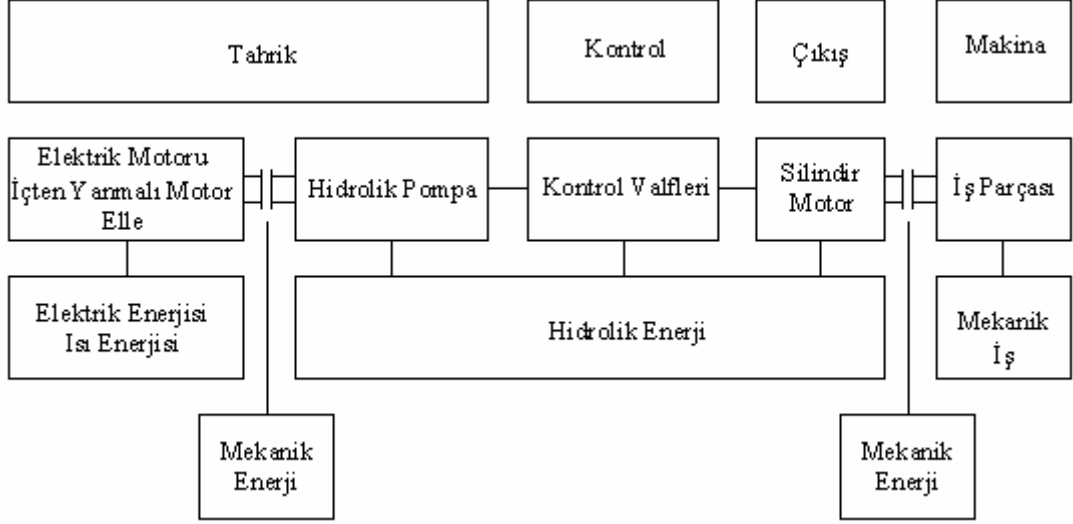
Hidrodinamik: Hareketteki akışkan mekaniği

2.2 Hidrolik Sistemlerin En Önemli Özellikleri

1. Küçük hacimlerde yüksek kuvvetlerin (momentlerin) iletimi,
2. Harekete tam yük altında başlayabilmeleri,
3. Düzgün ayar (açık devre veya kapalı devre kontrol):
 - Hız
 - Moment
 - Kuvvet
4. Akışı yükten koruma basittir,
5. Gerek hızlı gerekse çok yavaş hareketlerin sıralı kontrolü için uygundur,

6. Basit merkezi tahrik sistemi mümkündür,

7. Hidrolik enerjiyi uzak noktalara ileterek buralarda tekrar mekanik enerjiye çevirmek mümkündür.



Şekil 2.1 Hidrolik Devrede Enerji Transferi

2.3 Hidrolik Sistemlerin Avantaj ve Dezavantajları

Enerjinin, elde edildiği yerden kullanılacağı yere iletilmesi endüstride karşılaşılan önemli hususlardan biridir. Bunun için düşünülen ilk çözüm zincir-dişli, kayış-kasnak, dişli çark düzenleri gibi mekanik esasa dayalı çözümlerdi. Daha sonraki uygulamalarda elektrik enerjisinin sağladığı avantajlardan, bu enerjiyi elektrik motoru ile mekanik enerjiye çevirme kolaylığından yararlandı. İtici akışkan olarak su buharı ve havanın kullanıldığı sistemler üzerinde duruldu. Fakat bunların hepsi de birtakım dezavantajları olan sistemlerdi. Hidrolik alandaki gelişmelere paralel olarak bu sistemin diğerlerine nazaran sağladığı avantajlar belirginleşmeye başlayınca kullanım alanı da günden güne genişledi.

Hidrolik sistemlerin sağladığı avantajlar şunlardır:

2.3.1 Yüksek Güç Yoğunluğu

Birçok uygulamalarda sistem ağırlığının azaltılması önemli bir sınırlamadır. Bu durumda hidrostatik tahrik en avantajlı sistem olarak karşımıza çıkar. Hidrolik pompa ve motorların güç-ağırlık oranları diğerlerine mukayese edildiğinde bu kolaylıkla görülebilir. Bir hidromotorda 1 kW 'lık güç elde etmek için gerekli ağırlık 0.5 kg dır. Oysa bir elektrik motorunda bu oran 6 kg/kW 'tır. Hidro motorların ağırlık hususundaki bu avantajını şu şekilde ifade edebiliriz.

Manyetik malzemeler doyma etkisine maruz kaldıklarından bir elektrik motorundan elde edilebilir güç talebindeki artış, ancak motorun boyutlarını arttırarak sağlanabilir. Oysa hidrolik sistemde gücün arttırılabilmesi için, çalışma basıncı veya pompa debisinin arttırılması yeterli olur.

2.3.2 Emniyetli Çalışma

Akışkan olarak basınç altındaki hava veya su buharının kullanıldığı sistemlerde, patlama tehlikesi her zaman mevcuttur. Hidrolik sistemde böyle bir tehlike hemen hemen yok gibidir. Hidrolik sistemin çalışması sırasında devredeki yağ sönümleyici bir yastık gibi vazife görerek, sistemi ani yük değişimlerinden korur. Hidrolik sistemin bir özelliği de devreye ilave edilecek basınç denetim valfleri sayesinde, sistemin basıncını önceden belirlenen bir değerin üzerine çıkmasının engellenebilmesidir.

2.3.3 Verim

Gazlar basınç altında sıkışırlar. Bu nedenle akışkan olarak su buharı, hava gibi gazların kullanıldığı sistemlerde verim düşüktür. Buharlı sistemlerde ısı kaybı nedeniyle güç kaybı meydana gelir. Oysa hidrolik yağın basınç altında sıkışabilirliği gazlara göre azdır. Bu sebeple daha yüksek basınçlarda çalışma olasılığı vardır ve verimde nispeten daha yüksektir. Hidrolik pompa ve motorların genel verimi 0,85 - 0,90 civarındadır.

2.3.4 Yağlama

Hidrolik sistemin önemli bir avantajı da yağlama işleminin kendiliğinden olmasıdır. Uygun bir yağ seçilmesi sonucunda bütün çalışan yüzeyler hiçbir ek düzeneğe gerek kalmadan yağlama işlemi gerçekleştirilir. Korozyona ve aşınmaya karşı korunmuş olur.

2.3.5 Ekonomiklik

Hidrolik sistemin kuruluş maliyeti diğer güç iletim sistemleriyle mukayese edildiğinde çok aşırı bir fark olmadığı görülür. Ancak sağladığı avantajlar göz önüne alındığında, hidrostatik tahrik sistemlerinin diğerlerine göre daha ekonomik olduğu sonucuna varılır.

2.3.6 Enerji Biriktirme

Devreye ilave edilecek bir biriktirici yardımıyla belli hacimdeki basınçlı yağın saklanması olanağı vardır. Sağlanan yağın gerektiğinde devreye verilmesiyle:

- Kısa süreler için yüksek hız gerektiren devrelerde, pompa gücünden tasarruf edilmesi
- Elektrik kesilmesi durumunda başlanan işin bitirilebilmesi,
- Sızıntıların telafi edilmesi,

- Yağın genişlemesinden dolayı ve valflerin açılıp kapanması sonucunda basınç yükselmesinin önlenmesi,
- Titreşimlerin önlenmesi,

Sağlanmış olur.

2.3.7 Denetim

Devreye ilave edilecek basınç ve akış denetim valfleri ile hız, kuvvet, moment değerleri minimum'dan maksimum'a kadar kademesiz olarak kolayca ayarlanabilir. Çok hızlı ve çok yavaş hareketler duyarlılıkla denetlenebilir. Hidromotorun sükûnet halindeyken maksimum yükte harekete geçmesi mümkündür. Yağın akış yönünü veya motor eğim plakasını düşeyle yaptığı açının yönünü değiştirmek suretiyle motor dönüş yönü değiştirilebilir. Ayrıca hidrolik sistemler uzaktan veya otomatik olarak kumanda edilebilirler.

2.3.8 Serbestlik

Değişik pompa-motor çiftleri kullanılarak, farklı hidrostatik tahrik uygulamaları gerçekleştirilebilir. Güç, hız, moment büyüklükleri arasında istenilen değerleri sabit, diğerlerinin değişken olduğu durumun elde edilebilmesi serbestliği vardır.

Hidrolik sistemlerin dezavantajları şunlardır:

1. Basınç altındaki yağın boşluklardan sızması için etkili bir sızdırmazlığın sağlanması şarttır. Ancak ne kadar iyi sızdırmazlık uygulansa da bir miktar yağın sızması önlenemez.
2. Pompa emiş ağzından oluşan vakum nedeniyle basıncın, yağın buharlaşma basıncının altına düşmesi halinde boşluk olayı meydana gelir. Bu durum gürültülü çalışmaya ve pompanın kısa sürede tahrip olmasına neden olur.
3. Hidrolik sistemin çalışma sıcaklığı 50 °C, maksimum yağ sıcaklığı 70 °C olmalıdır. Bunun için, ısınan yağın bir soğutucu ile soğutulması gerekir.
4. Yağ içinde bulunabilecek yabancı maddeleri hassas biçimde süzülmesi gerekir.

Bunu sağlamak için;

- * Depo ile pompa arasına emiş filtresi,
- * Pompa ile hidrolik alıcı arasına basınç filtresi,
- * Hidrolik alıcı ile depo arasına dönüş filtresi, yerleştirilmesi gerekir.
- * Yağın köpürmesi ve hava alması önlenmelidir.

2.4 Hidrolik Devre Elemanları

Temel bir hidrolik güç sistemi genellikle aşağıdaki elemanlardan oluşmaktadır:

- Hidrolik akışkanı depolamak için bir *depo*
- Sistemdeki yağı dolaştırmak için *borular*
- Sisteme akışkan basıncını sağlamak için bir *pompa*
- Toz, talaş ve diğer yabancı parçacıkları yağdan uzaklaştırmak için bir *filtre veya süzgeç*
- Sistemin ana bölümündeki akışkan basıncını uygun seviyede tutmak için bir *basınç ayar valfi*
- Sönümlleme görevi yapan ve sistemde akışkan basıncında oluşabilecek büyük dalgalanmaları engelleyen bir *akümülatör*
- Akışkan akışının istenilen yönde olmasına izin veren *çek valfler*
- Akışkanın yönünü hidrolik hareketlendiricinin bir ucundan diğer ucuna değiştirerek hareketlendiriciyi ters yöne çevirmek için bir *yön kontrol valfi*
- Basınçlı hidrolik yağ tarafından uyarılıp iş yapan, silindir veya hidrolik motor gibi bir *hareketlendirici ünite*
- Uygun *hidrolik akışkan*

2.5 Depo

Hidrolik sistemlerin akışkan gereksinimleri çok farklıdır. Pompalar hidrolik akışkanı belli bir sabit oranda vermek üzere tasarlanmış olmalarına rağmen, sistemin gereksinimleri değişkendir. Bu devamlı değişen gereksinimi karşılamak için, fazla akışkan depoda saklanır.

Akışkan deposu hidrolik sistemin çok önemli parçalarından biridir. Hidrolik sistemdeki akışkan deposunun işlevleri aşağıdakileri kapsar:

- Tüm sistemin değişen hidrolik akışkan gereksiniminin uygun miktarını biriktirmek ve saklamak,
- Sistemde oluşan köpüğü yok etmek ve çözülmüş havayı akışkandan ayırmak,
- Ağır kir parçacıklarının, çamurun ve suyun akışkandan çökmesini sağlamak,
- Akışkanı soğutmak ve onun çalışma sıcaklığını 38 ile 54 °C arasında dengede tutmak,
- Kullanılmış yağ ve kirleticileri temizlemek ve yeni akışkanı eklemek için erişim sağlamak,
- Sistemin güç ünitesini oluşturan pompa, motor, emiş filtresi ve diğer elemanlar için sağlam ve kolay erişilebilir bir montaj platformu sağlamak.

2.6 Borular ve Hortumlar

Hidrolik devrelerdeki boruların özellikleri DIN 2391'de belirtilmiştir. Basınç hattındaki borular St35.2 kalitede ve dikişsiz çelik çekme borulardır. Bükülebilir bağlantılarda kullanılan hortumlar ise kloropren, nitril, neopren, perbunan, hypalon veya viton malzemelerden yapılırlar.

Borulamada dikkat edilmesi gereken başlıca özellikler şunlardır:

- 1) Boru çapı uygun olmalıdır.
- 2) Pompa emişindeki boru çapı basma hattındaki boru çapından büyük seçilmelidir.
- 3) Emiş hattında devreye hava girişini ve basınç hattında sızıntıları önlemek amacıyla bağlantılar sızdırmaz olmalıdır.
- 4) Silindir ve kontrol valfleri arasındaki mesafe mümkün olduğunca kısa tutulmalıdır.
- 5) Boru devrelerinde keskin dönüşlerden kaçınılmalı yeterli yarıçap verilmelidir. Rakor bağlantılarında; boru somundan sonra, en az iki somun yüksekliği mesafe yükseklikten itibaren bükülmelidir
- 6) Bükülebilir bağlantılarda basınç altındaki hortumlar genleşeceğinden boyut değişimlerini karşılamak amacıyla hortum bir miktar uzun tutulmalıdır.
- 7) Uzun devrelerde borular boru kelepçeleriyle desteklenmelidir.

2.7 Hidrolik Pompalar

Hidrolik pompalar mekanik enerjiyi (moment, hız) hidrolik enerjiye (debi, basınç) çeviren mekanik bir araçtır. Hidrolik pompa seçilirken aşağıdaki hususlara dikkat edilmesi gerekmektedir:

- Kullanılacak akışkan
- İstenilen basınç aralığı
- İstenilen devir sayısı aralığı
- Minimum ve maksimum çalışma sıcaklığı
- Minimum ve maksimum viskozite değerleri
- Montaj (borulama, vs.)
- Tahrik tipi (akuplaj, vs.)
- Beklenen servis ömrü
- Kolay bakım imkanı
- Maliyet

Endüstriyel hidrolikte kullanılan pompaların diğer tüm pompalardan en önemli ayrıcalığı pozitif iletimli olmalarıdır, yani bu tip pompalarda emilen yağ basılmak zorundadır. Böylece basılan yağın önünde direnç söz konusu olduğunda basınç oluşacaktır. Akışkan dirençle karşılaşmadan basınçtan söz edilemez. Pozitif deplasmanlı pompalar giriş ile çıkışı arasında iç kaçağı ve kaymayı en aza indiren mekanik bir ayırıcıya (dişliler, paletler, vs.) sahip oldukları için çıkış debileri sistem basıncındaki değişimlerden hemen hemen hiç etkilenmezler.

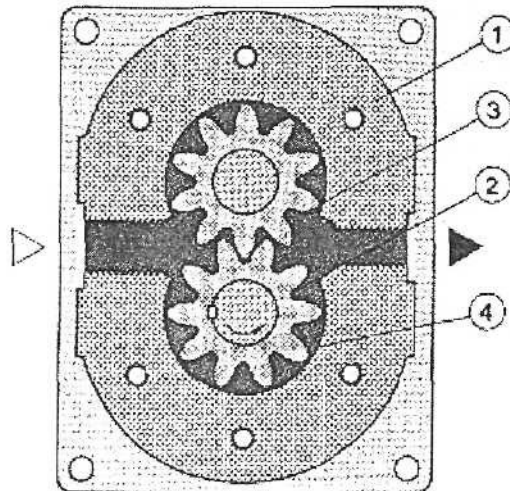
2.7.1 Dişli Pompalar

Bir dişli pompa basit olarak üzerinde giriş çıkış delikleri bulunan gövde ve biri tahrik motoruna bağlı çeviren dişli, diğeri çevirilen dişliden oluşur. Bir dişli pompa şöyle çalışır; Tahrik motoru çeviren dişliyi kavrar ve döndürür. Dişlilerin birbirini kavraması ve ayrılmaları artan ve azalan hacimler yaratır. Emişte dişlilerin birbirinden ayrılmaları ile yağ pompa gövdesine girer. Dişliler ve gövde arasında hapsolan yağ taşınarak basma ağzına iletilir. Bu noktada dişliler birbirini kavrar. Azalan hacim ve yağı sisteme gönderir.

Dişli pompalarda sızdırmazlık dişlilerin kendi aralarında ve dişliler ile gövde arasındaki imalat toleranslarına bağlı olarak sağlanmıştır. Emiş ve basınç hatlarındaki negatif ve pozitif basınç arasında oluşan büyük basınç farkları nedeniyle yataklara gelen yüksek basıncı karşılamak amacıyla emiş hattından alınan bir hatla yataklara yağ basmak suretiyle hidrostatik yataklama uygulanır.

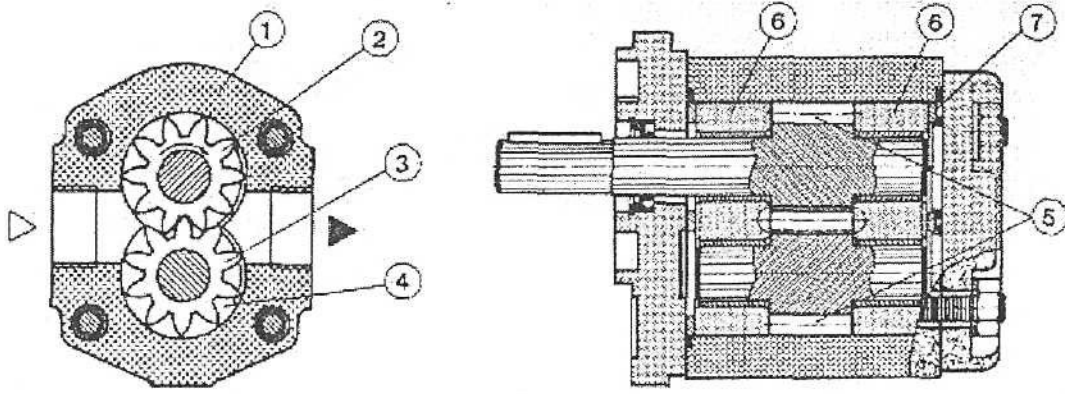
2.7.1.1 Dıştan Dişli Pompa

Dişler her iki dişlinin dış çevresine açıldığı için bu tip dişli pompa dıştan dişli pompa olarak adlandırılır. Genellikle düz, helisel ve çavuş dişli tipleri kullanılır. Ekonomikliği açısından en çok kullanılan tipi düz dişli tipidir.



Şekil 2.2 Dıştan Dişli Pompa (Schmitt, 1981)

Burada dişliler birbirini dış yüzeylerden taramaktadır. Dişli (2) ok yönünde çevrilmekte ve dişli (3)'ü diğer yönde çevirmektedir. Akışkan, dişli aralıkları (4) ile gövde (1) arasında taşınarak basınç tarafından sıkıştırılır. Kesit resimde de açıkça görüldüğü gibi dişliler, araları tamamen boşalmadan önce birbirlerini kavramaktadırlar. Boşaltmanın olmaması durumunda pompada oluşan yüksek basınç sert ve darbeleri bir çalışmaya sebep olur.



Şekil 2.3 Dıştan Dişli Pompa Kesitleri (Schmitt, 1981)

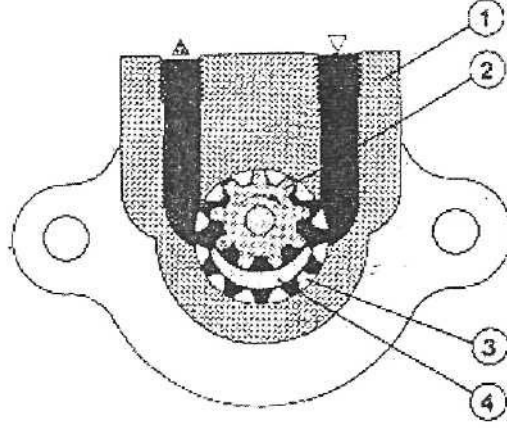
Açıklamaya değer bir önemli husus da Şekil 2.3'de gösterilen dişliler (5) ile yatak blokları (6) arasındaki yan boşluktur. Bu boşluğun büyük olması durumunda sürtünmeler az akışkan kaybı daha fazla, tersi durumda sürtünmeler fazla akışkan kaybı daha azdır. Eğer bu boşluk sabit olarak tasarlandıysa aşınma ile birlikte akışkan kayıplarında bir artış olur. Çalışma basıncının artmasıyla da hacimsel kayıplar azalır.

Dişli pompalarda pompanın emme ağzında atmosfer basıncının altında bir basınç basma ağzında ise sistem basıncı vardır. Bu basınç farkı dişlileri büyük bir kuvvet uygulayarak yatakların kısa sürede bozulmalarına neden olacaktır. Bunu önlemek amacıyla hidrostatik yataklama (7) uygulanır. Dişli milinin ve yatakların yağlanması emme bölgesinden alınan yağ ile sağlanır. Yağlama kanalları emme bölgesine bağlı olduğu için pompanın tersine çalışması durumunda bu kanallardan gelen basınçlı yağ mil keçesini patlatacaktır. Dişli pompanın debisi dişli büyüklüğü ile belirlenir.

2.7.1.2 İçten Dişli Pompalar

İçten dişli pompa bir halkanın içine açılmış dişleri (3) kavrayan bir dıştan dişliden (2) oluşur. İki dişlinin merkezleri çakışmamaktadır yani, eksenleri kaçık durumundadır. Şekil 2.4' deki pompanın giriş ve çıkışı arasına yerleştirilmiş hilal (4) şeklindeki metal ayırma parçası

sızdırmazlık elemanı olarak görev yapar. Birbirine geçmiş çark dişlileri birbirinden ayrılırken bir emme alanı meydana getirir. Bu alan birçok dişliyi kapsadığından akış hızı ve gürültü düzeyi dıştan dişli pompalara nazaran daha düşüktür. Çark dişlileri birbirine geçerken oluşan baskı alanı da birçok dişliyi kapsar. İçten dişli pompaların emme ve basma alanlarının uzunluğu dıştan dişli pompalarınkine göre üç kat daha büyüktür.



Şekil 2.4 İçten Dişli Pompa (Schmitt, 1981)

Çalışma basıncı 100 bar ve debisi 200 lt/dakika 'ya varan hilal şeklinde sızdırmazlık elemanı olan içten dişli pompalar vardır. İçten dişli pompalar seri bağlanarak daha büyük çalışma basıncı elde edilebilir (Mevcut modelleri 300 bar ve 125 lt/dakika 'ya kadar kullanılabilir). Çok kademeli içten dişli pompalar en sessiz pompalardandır.

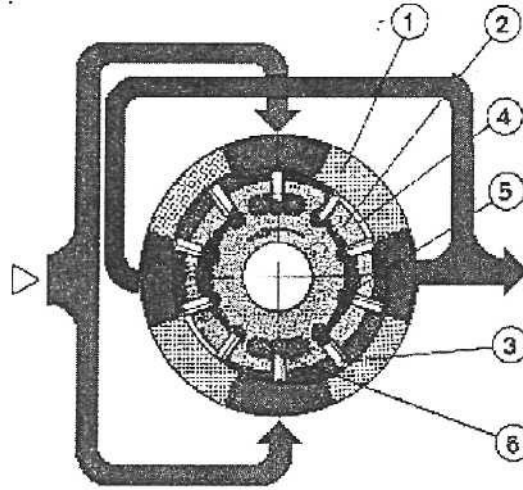
Endüstriyel sistemlerde en yaygın olarak kullanılan içten dişli pompa tipi de gerotor pompa tipidir. Bu pompaların da pompalama odası birbirine geçmiş dişlilerden oluşur. İç ve dış dişlinin iç dişliye göre bir dişi eksiktir. Dişlilerin merkezi yaklaşık olarak diş derinliğinin yarısı kadar kaçık durumundadır. Bu pompalarda da emme ve basma alanları birçok dişliyi içine aldığından dıştan dişli pompalardan çok daha sessizdir. Ayrıca gerotor pompalarının kirlilik toleransı da çok fazladır. Diğer türetilmiş şekilli pompalarda olduğu gibi farklı genişlikte çalışma elemanları kullanılarak her bir boyut aralığı için muhtelif kapasiteler elde edilir. Bunlar eksantrik bir ring üzerine oturtulabilir. Bu, pompa gövdesinin işlenmesini kolaylaştırır. Eksantrik ring, dönme hareketini engellemek için, normalde gövdeye tutturulmuştur. Tasarım üzerindeki değişiklik yüzüğün eksantrikliğinin yönünü değiştirerek 180° dönmesine imkân verir. Sonuç olarak hem saat dönüş yönü hem de aksi istikamet için akış yönü hep aynıdır.

2.7.2 Paletli (Kanatlı) Pompalar

2.7.2.1 Sabit Debili Paletli Pompa

Paletli pompalar prensip olarak bir rotor üzerinde çevresel olarak yerleştirilmiş ve merkezkaç kuvvetin etkisiyle içerisinde döndükleri kovan yüzeyine basınç yapmak suretiyle sızdırmazlık oluşturan ve kovan rotor eksantritesi nedeniyle hacim daralma ve genişlemeleri suretiyle emme ve basma hareketi yapan pompa tipleridir.

Sistem genellikle üzerinde emme ve basma delikleri bulunan iki adet dağıtım plakasıyla bunların ortasında bulunan bir kovandan teşkil eder. Paletli pompalar sabit debili ve değişken debili olmak üzere iki gruba ayrılırlar.



Şekil 2.5 Paletli Pompa (Schmitt, 1981)

Paletli pompalar genel olarak gövde, stator(1) ve paletlerin (3) yerleştiği rotor (2) den oluşur.

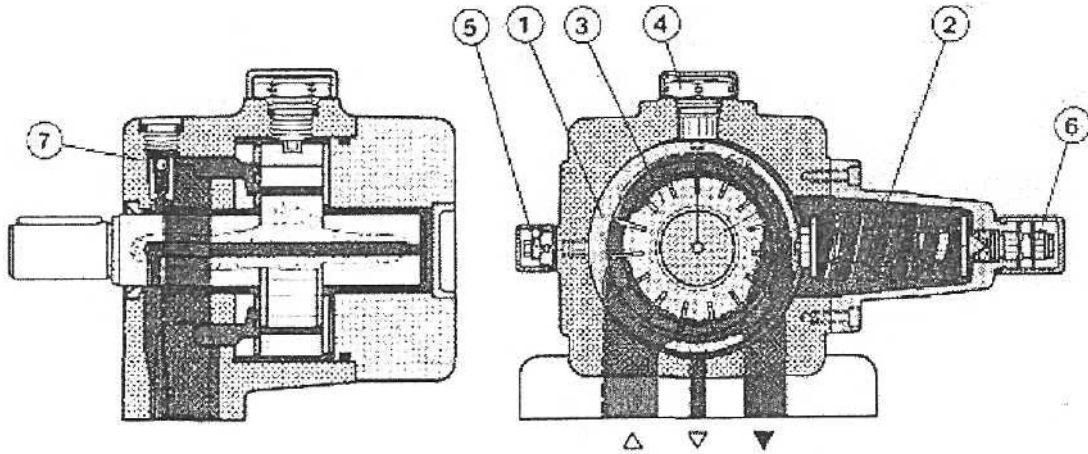
Stator çift eksantrik yapılı içi dolaşım hattına sabittir. Mil üzerinden tahrik edilen rotorun çevresinde radyal olarak yerleştirilmiş kanalların her birinde ikili, birbirlerine ters yönde bulunan paletler vardır. Rotorun dönmesiyle radyal yönde hareket eden paletler merkezkaç kuvvetler ve paletler arasındaki sistem basıncı etkisiyle dışa doğru itilirler.

Paletlerin dış kenarları statoru iç dolaşım hattı üzerinde bulunur. Her paletli pompada paletler, rotor stator ve denetim plakaları ile çevrelenen taşıma hücreleri oluşturulmuştur. Akışkanın girişi ve çıkışı yukarıda sözü geçen denetim plakaları üzerinden yapılır. Akışın sağlanabilmesi için rotor ok işareti yönünde döndürülür. Bu anda emiş hattına yaklaşmakta olan hücreler henüz çok küçüktür. Dönme hareketi ile birlikte hücreler giderek büyür ve akışkan ile dolar. Hücreler en büyük hacme ulaştığında denetim plakaları emiş bölgesinden ayrılırlar. Stator

eğrisi üzerinde ilerleyen paletler kanal doğru itilirler. Hücre hacmi küçüldüğünden akışkan sıkıştırılarak basınç hattından dışarıya atılır. Stator eğrisi çift eksantrik bir yapıya sahip olduğundan her hücre bir çevrim sırasında iki kez emme ve basma işlemi yapar. Pompa üzerindeki emme ve basma kanalları birbirlerine 90° ve karşılıklı olarak yerleştirilerek tahrik milinin radyal yüklerden arındırılması sağlanmıştır. Basınç bölümünde paletler (5) arka taraftan o andaki sistem basıncı ile etkilenir. Böylece paletlerin sırt sırta yerleştirilmesiyle sağlanan sızdırmazlık daha da iyileştirilmiş olur. Diğer taraftan sürtünmelerin çok büyük olmaması gerektiğinden, bir rotor kanalı içindeki her iki palet birbirlerine göre belirli bir fazda bulunur.

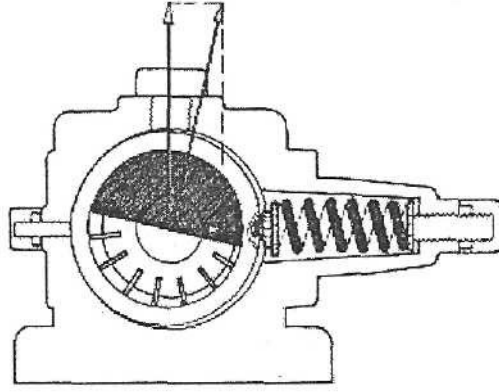
2.7.2.2 Değişken Debili ve Basınç Duyarlı Paletli Pompalar

Bu pompa tipinde debi önceden ayarlanan tek kademe çalışma basıncına göre değiştirilebilir. Çalışma prensibi daha önce açıklanan sabit debili pompada olduğu gibidir. Burada stator (1) dairesel yapıdadır. Başlangıçta yay (2), statoru rotora (3) doğru eksantrik olarak tutar. Eksantriklik ve dolayısıyla pompa debisi civata (5) ile ayarlanabilir. Aynı şekilde yay kuvvetinde ayar civatası (6) ile değiştirilebilir. Yükseklik ayar civatası (4) ile statorun yatay yönde düzgün hareketi sağlanır.



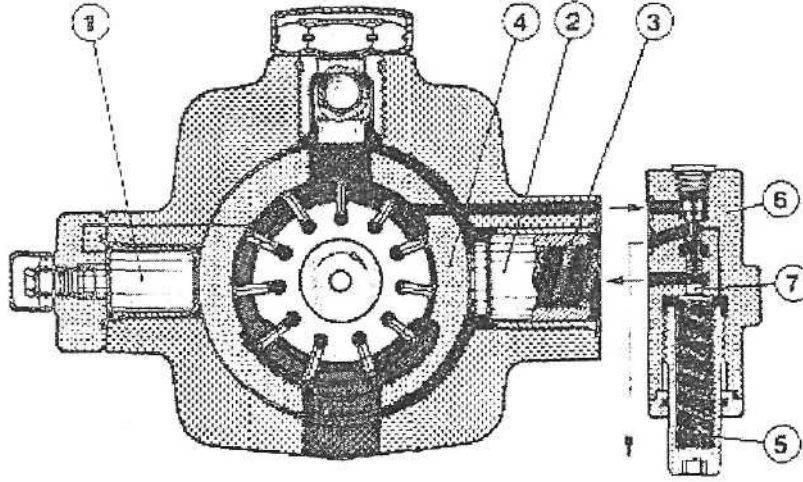
Şekil 2.6 Değişken Deplasmanlı Paletli Pompa (Schmitt, 1981)

İş direnci ile oluşan basınç tarafından statorun iç hareket yüzeyine etki eder. Burada yay kuvvetine karşı yatay bir kuvvet bileşeni doğar.



Şekil 2.7 Değişken Deplasmanlı Pompada Kuvvet Oluşumu (Schmitt, 1981)

Basıncın etkisiyle oluşan yatay kuvvet yay kuvvetine ulaştığında statorun hareketi ile eksantrisite küçülmeye başlar.



Şekil 2.8 Değişken Debili Paletli Pompa (Schmitt, 1981)

1. Sürgü
2. Sürgü
3. Yay
4. Ayarlanabilir Stator
5. Ayar Sürgüsü
6. Basınç Emniyet Ventili
7. Ayar Sürgüsü

Pompa debisi o anda gereken değere ayarlanır. Ayarlanan en yüksek basınca ulaşıldığında kullanıcı hareketsiz ise pompa debiyi yaklaşık sıfıra ayarlar, çalışma basıncı sabit tutulur ve

sadece akışkan kaybı karşılanır. Böylece güç kaybı ve basınçlı akışkanın ısınması en alt düzeyde tutulmuş olur.

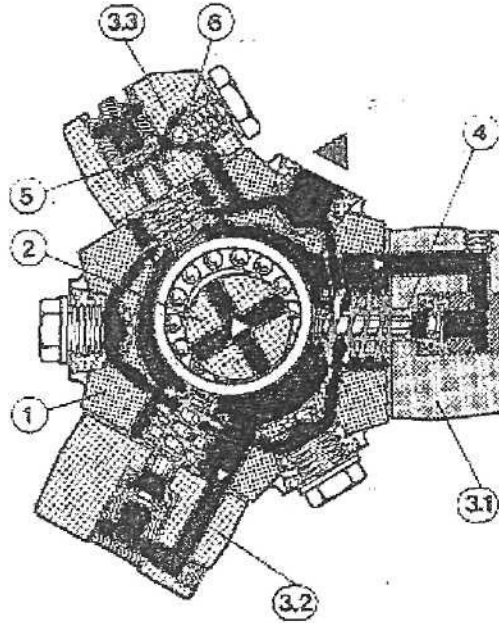
2.7.3 Pistonlu Pompalar

Pistonlu pompalarda pompalama pistonun silindir içinde ileri geri hareket etmesiyle sağlanır. Pistonlu pompalar pistonların dizilişi şekline göre iki ana gruba ayrılır.

2.7.3.1 Radyal Pistonlu Pompalar

Bu pompalarda pistonlar tahrik miline radyal olarak yerleştirilmiş olup yıldız şeklindedir. Pistonlar radyal yönde hareket etmektedir. Sabit veya değişken debili ventil veya kızak kumandalı pistonlu pompalar vardır.

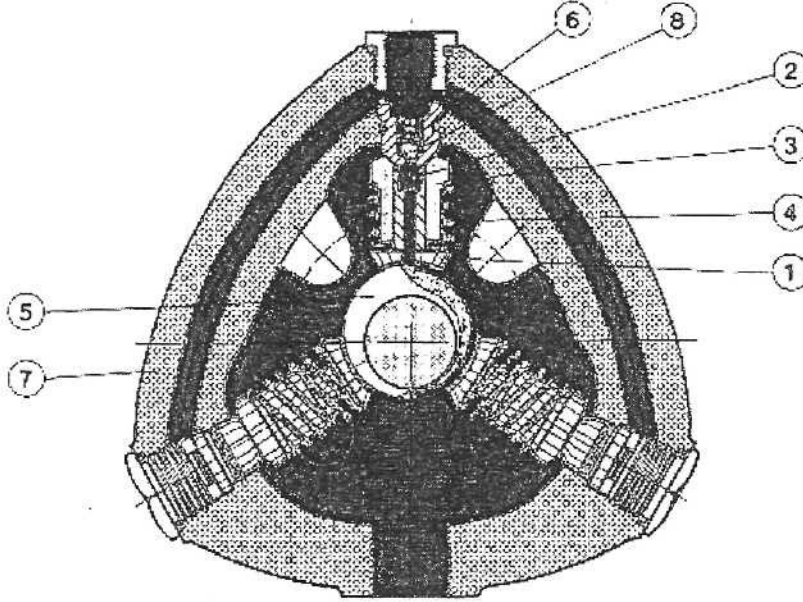
Ayrıca içten kamlı, pistonları dıştan etkili ve dıştan kamlı olarak iki gruba ayrılırlar. Pompalar genel olarak gövde, eksantrik mili, piston, pompa elemanları, emiş ventili ve basınç ventilinden oluşmaktadır.



Şekil 2.9 Radyal Pistonlu Pompa (Schmitt, 1981)

Her bir pompa elemanı gövde civata ile tesbit edilmiş olan bir pistonlu pompadır. Pistonlar pompa elemanları içinde hareketli olup yaylar aracılığı ile eksantrik mile iletilmelidir. Her piston eksantrik milin iki çevriminde iki strok hareketi yapar. Eksantrik tahrik milinin çevrimi ile akışkan mavi mil üzerindeki aksenal bir delikten emilerek radyal kanallardan geçirilip emiş ventiline sevk edilir.

Strok hacmi piston çapı ve piston sayısı ile belirlenir. Güç, çalışma basıncı ve debiye bağlı olduğundan kullanılan piston çapına göre çalışma basıncı da değişir. Emiştaki akış dengesizliğinin mümkün olduğu kadar az olması için piston sayısı tek sayı seçilir.



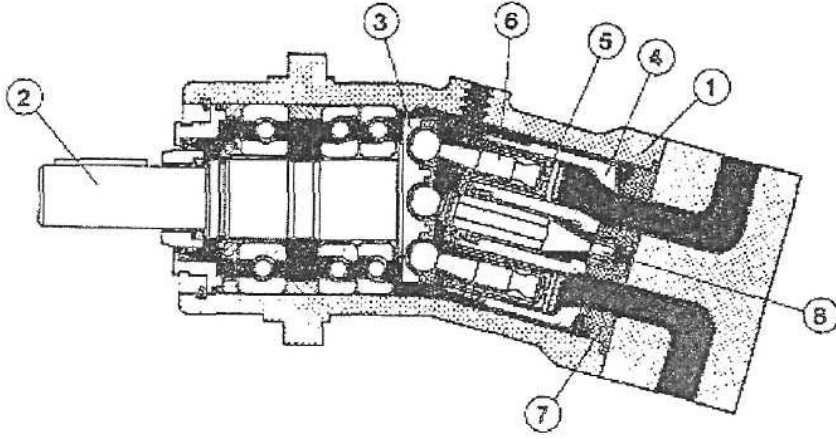
Şekil 2.10 Radyal Pistonlu Pompa (Schmitt, 1981)

- | | |
|-----------------------|-------------------|
| 1. İçi Delikli Piston | 5. Eksantrik Mil |
| 2. Emiş Ventili | 6. Yuva |
| 3. Kovan | 7. Gövde |
| 4. Yay | 8. Basınç Ventili |

2.7.3.2 Eksenel Pistonlu Pompalar

Pistonlar pompa eksenine paralel şekilde yerleştirilmiştir. Eksenel pistonlu pompaları da pistonların emme basma hareketini sağlayan yapı türüne göre;

- Eğim plakalı
- Bloğu dönen
- Bloğu sabit
- Eğik bloklü olarak sınıflandırabiliriz.



Şekil 2.11 Değişken Deplasmanlı Eksenel Pompa (Schmitt, 1981)

2.8 Süzgeçler ve Filtreler

Kirleticiler hidrolik sistemlerde hava, su yağlama yağları, gresler, boru ek malzemeleri, soğutma sıvıları, kaynak çapakları, toz, ince kum ve küçük metal parçaları gibi birçok şekilde bulunur. Sistemdeki kirleticilerin temizlenmediği durumlarda hidrolik elemanlarda ciddi hasarlar oluşabilir. Kirleticiler çökeltme, eleme veya süzme, filtreleme ve mıknatıslar dahil birçok yollarla temizlenebilir.

Teorik olarak süzgeç ve filtreler belli bir boydaki parçacıkları geçirmek, kalanları durdurmak için yapılmış olup, süzgeçler büyük parçacıkları temizlerler. Süzgeçler ve filtreler bu şekilde tanımlanmasına rağmen filtreleme olayını sadece delik boyutları ile tarif etmek mümkün değildir. Tipik süzgeç ve filtrelerin delikleri belli bir boydaki veya daha büyük parçacıkların %98'ini durdurabilir. Delik boyutuna ek olarak süzgeç ve filtreler filtrasyon dereceleri ile tanımlanırlar.

2.9 Valfler

Hidrolik valfler hidrolik akışkan, kontrol sinyali ve hidrolik hareketlendiriciler (alıcılar) arasındaki sınırı belirler. Debi, akış yönü ve akışkan basıncının kontrol edilmesi için kullanılırlar. Kontrol sinyalleri mekanik, el kumandalı, hidrolik, pnömatik veya elektrikli olabilir. Kontrol valfinin çalışması dijital (valf ayarlı bir konumdan bir diğerine hareket eder) veya analog (valf kontrol elemanının hareketi kontrol sinyalinin gücüne veya değerine bağlıdır.) olabilir. İki veya üç konumlu manivela kumandalı yön kontrol valfi dijital valflere bir örnektir. Emniyet valfleri ise analog kontrol valflerine bir örnektir.

Genelde valfler aşağıda fonksiyonlardan sadece bir tanesini etkiler;

1. Emniyet valfleri bir devrede ya da devrenin bir kısmındaki en y¼ksek basıncı d¼zenlemek i¼in kullanılır.
2. D¼rt yollu hidrolik valfler hidrolik motorların d¼nme y¼n¼n¼ değiştirmek i¼in kullanılabilir.
3. Akış kontrol valfleri hareketlendiriciye (alıcıya) giden ya da hareketlendiriciden (alıcıdan) gelen akımın debisini değiştirmek sureti ile hareketlendiricinin (alıcının) hızını değiştirebilir.

Pratikte birden fazla valf aynı g¼vde i¼inde birleştirilerek birden fazla fonksiyonu ger¼ekleřtirebilecek bileşik bir valf elde edilebilir. Bunun tipik bir ¼rneđi akış kontrol valfi ile ¼ek valfin birleştirilmesinden elde edilen tek y¼nl¼ hız kontrol valfidir. Bu valfte ters y¼nde akış da m¼mk¼nd¼r.

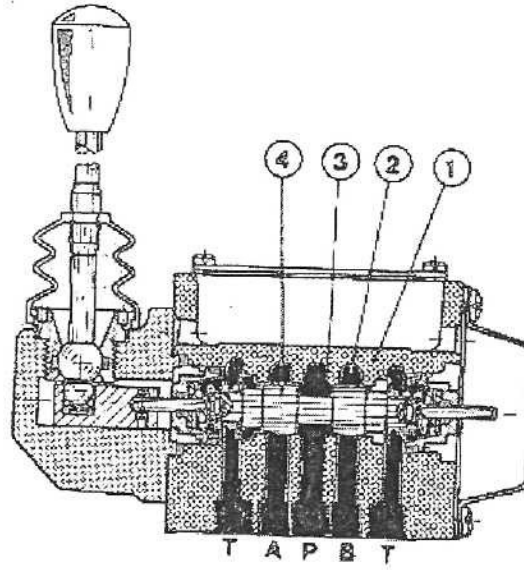
2.9.1 Y¼n Denetim Valfleri

Y¼n kontrol valfleri hidrolik hatlarda akışkanın akışını kontrol etmek ve hidrolik silindirlerin ve motorların hareket y¼n¼n¼ değiştirmek veya başlatmak ve durdurmak i¼in kullanılır. Y¼n kontrol valfleri elle veya otomatik olarak ¼alıřtırılabilirler. Otomatik ¼alıřtırma mekanik bir hareket, elektrik sinyalleri, hidrolik g¼¼ veya basın¼lı hava tarafından kontrol edilebilir. Y¼n kontrol valflerinin bir ¼ok ¼eřidi olmasına rağmen, hepsi aynı basit temel elemanlardan veya elemanların birleşmesiyle yapılır.

Y¼n denetim valfleri bir¼ok farklı şekilde sınıflandırılabilir:

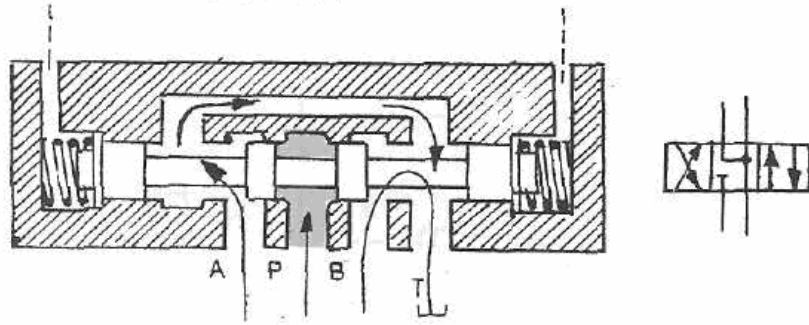
- Ge¼iřlerin sayısı (¼ç yollu, d¼rt yollu)
- Valfin hareket ettirebileceği konumların sayısı (iki konumlu, ¼ç konumlu)
- Valf merkez konumda iken akışın akış şekli (a¼ık veya kapalı merkez)
- Valfi hareket ettiren hareketlendirici tipi (pilot uyarılı, doğrudan etkili, elle, mekanik)
- Valfin yapısı (tapalı, k¼resel, oturtmalı gibi)

Endüstriyel hidrolikte en çok kullanılan valf türü sürgülü valftir. Bunların çeşitleri ve çalışmaları şöyledir:



Şekil 2.12 El Kumandalı Sürgülü Tip Yön Denetim Valfi (Schmitt, 1981)

2.9.1.1 Dört Yollu Üç Konumlu Yön Valfi

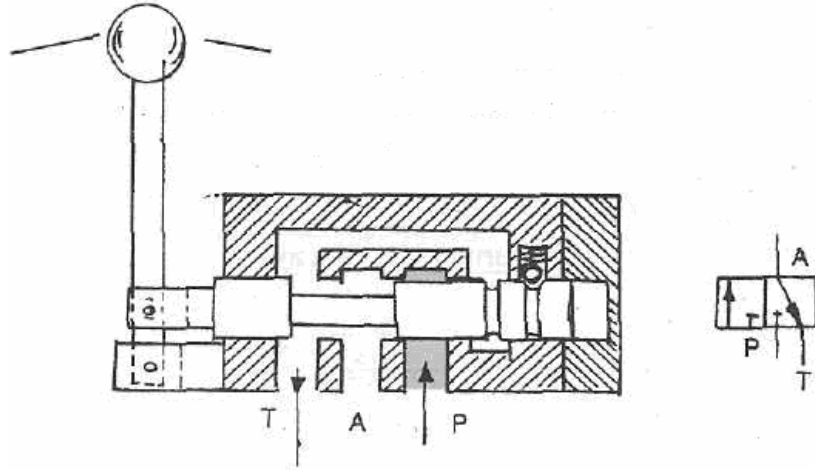


Şekil 2.13 Dört Yollu Yön Valfi (Pinches ve Ashby, 1994)

Gövdesinde 4 çalışma deliği içerdiğinden bu valfe dört yollu valf denir. Gövdesindeki deliklerden biri pompaya, biri depoya, diğer ikisi de iş elemanına bağlanır. İşlevi iki yönde hareket gerçekleştirmektir.

Dört yollu valflerin çoğu birçok işlevi verimli olarak yerine getirecek şekilde tasarlanırlar. Bunu başarmak için çoğu valfler üç çalışma konumlu olarak üretilirler; merkez (hareket ettirilmemiş), sola hareket ettirilmiş veya sağa hareket ettirilmiş.

2.9.1.2 Üç Yollu İki Konumlu Yön Valfi



Şekil 2.14 Üç Yollu Yön Valfi (Pinches ve Ashby, 1994)

Gövdesinde pompa, depo ve iş elemanı deliği bulunan valftir. Valfin işlevi, sürgünün belli bir konumunda pompa ile silindir deliklerini bağlayarak silindirin çalışmasını sağlar. Diğer konumda ise silindir deliği depo deliği ile bağlanarak silindire gönderilen yağın depoya dönmesini sağlar.

2.9.1.3 İki Yollu Yön Valfi

Gövdesinde iki delik olan valftir. Sürgünün bir konumunda delikler arasında geçiş yoktur. Diğer konumda ise valf açıktır, yağ geçişi vardır.

2.9.2 Çek Valfler

Hidrolik sistemlerde çek valfler, bir yönde akışı engellemek ancak diğer yönde serbest akışı sağlamak için kullanılırlar.

Bu valfler:

- Kısmi noktalarının by-pasında,
- Akışın bir yönde engellenmesinde,
- By-pas valfleri olarak; örneğin kirlenme yüzünden belli bir geri basınç değerine ulaşılmış geri dönüş hattı filtresinin by-pasında,
- Devrelerde belirli bir karşı basıncın üretilmesi için ön gerilim valfi (tutma valfi) olarak kullanılır.

2.9.3 Basınç Kontrol Valfleri

Hidrolik sistemde pompanın bastığı akışkanın basıncını önceden ayarlanmış sınırlar arasında tutabilmekle hidrolik sistemi aşırı basınçların tahribatından korumak için basınç kontrol valfleri kullanılır. Bu valfler, çalışma basıncının belirli değerler arasında düzenli tutulmasını sağlar.

Basınç kontrol birimlerinin ana özelliği hidrolik kuvvetine karşın bir yayın bulunmasıdır. Ön uyarım basıncının meydana getirdiği kuvvet yay kuvvetinden daha büyükse hidrolik valf pistonu denge sağlanana kadar yayı sıkıştırır. Denge anında ön uyarım basınç yay kuvveti ile dengelenmiştir ve bu ikisi aynı değerdedir. Ön uyarım basıncın değişmesi ile hidrolik valf pistonu kuvvet dengesini sağlayacak şekilde hareket eder. Hidrolik valf pistonu Şekil 2.15’de olduğu gibi normalde kapalı tipte olabileceği gibi normalde açıkta olabilir. Eğer açık tip ise ön uyarım basıncının artması ile valf kapanır.

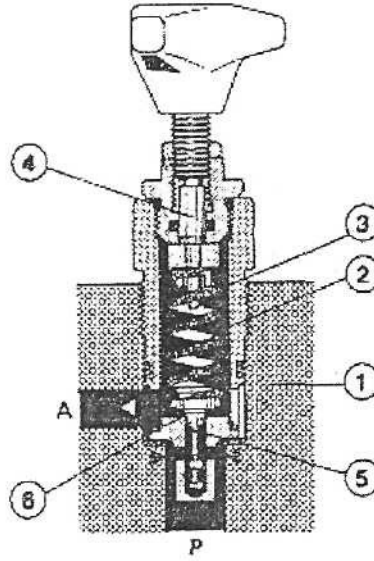
Basınç kontrol valfleri genellikle basınç hattına yerleştirilir. Böylece pompadan çıkan akışkan kontrol edilerek sisteme belirli değerlerde gönderilir. Bunun yanında hidrolik sistemin belirli noktalarını aşırı basınçlardan korur ve devre elemanlarına uygun basınçta akışkan gönderilmiş olur.

Basınç kontrol valfleri sistemin fonksiyonlarını yerine getirecek şekilde ve farklı özellikte yapılırlar. Basınç kontrol valflerini üç gruba ayırabiliriz.

- 1- Basınç emniyet valfleri
- 2- Basınç sıralama
- 3- Basınç düşürücü

2.9.3.1 Emniyet Valfleri

Bütün hidrolik devrelerde sistemi aşırı basınçlarda korumak amacıyla emniyet valfleri kullanılır. Çalışma basıncı mekanik düğümleme veya başka bir nedenle aniden yükselebilir. Bu durumlarda aşırı basıncın sistemi tahrip etmemesi için emniyet valfi devreye girer. Basıncın yükselmesine sebep olan akışkanı depoya yönlendirir. Normalde kapalı olan bu valfler ancak basınç belirli sınırlara ulaştıkça devreye girerler.



Şekil 2.15 Doğrudan Uyarılı Basınç Emniyet Valfi (Schmitt, 1981)

Şekil 2.15' deki doğrudan uyarılı basınç emniyet valfi; gövde (1) veya kumanda bloğuna dişli geçme ile monte edilmiş doğrudan uyarılı basınç emniyet ventilli kovan (2), yay (3), ön ayar mekanizması (4), sönümlleme sürgüsü (5) ve ayrı bir parça olarak yuva (6)' dan oluşur.

2.9.3.2 Basınç Sıralama Valfi

Normalde kapalı olan basınç sıralama valfleri önceden ayarlanmış olan basınç değerine erişince açılır ve akışkanı başka bir elemana iletir. Birden fazla eleman farklı basınçlarda çalışacak ise araya bir basınç sıralama valfi konur. Sıralama valfleri hidrolik elemanları farklı zamanlarda sıraya sokmak sırası geldikçe devreye sokmak amacıyla kullanılır.

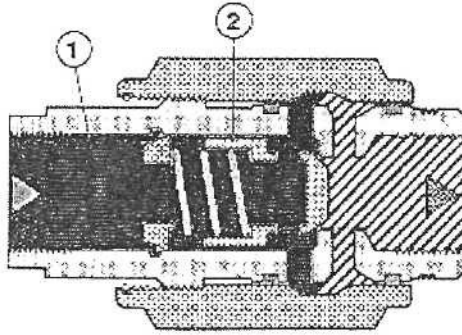
2.9.3.3 Basınç Düşürücü Valfler

Hidrolik sistemde çalışan birden fazla silindiri veya hidrolik motorun farklı basınçlarda çalışması istenebilir. Bu gibi yerlerde basınç düşürücü valf kullanılarak pompanın ürettiği basınçtan farklı çıktılar elde edilir. Bu valflerde valfe giren akışkanın basıncı çıkışta önceden ayarlanmış olan basınç değerine düşürülür. Normalde açık olan bu valfler basıncın düşme miktarı bir vida ile yayın gerginliği ayarlanarak sağlanır. Hidrolik devrede örneğin pompanın basıncı 110 bar iken bir silindire görevini yapması için 80 bar gerekiyorsa bu hatta bir basınç düşürücü valf kullanılır. Basınç düşürücü valfler uyarı sinyallerini kendisi sağlar ve basınç durumuna göre yayın içindeki pistonun aşağı yukarı hareket ettirilmesi ile basıncı ayarlar.

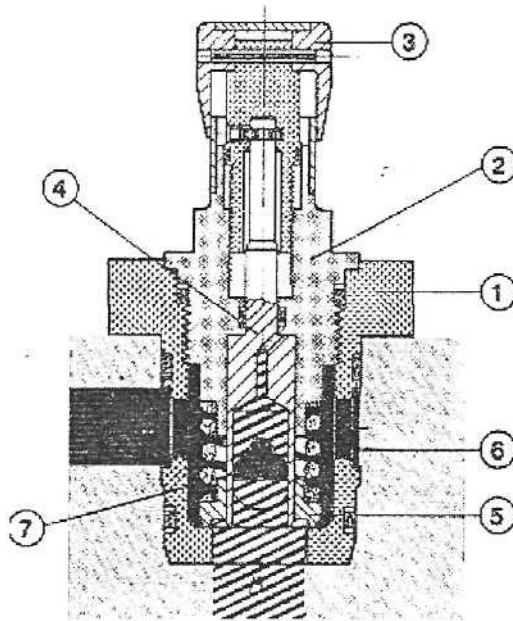
2.9.4 Akış Kontrol Valfi

Hidrolik sistemde kullanılan akış kontrol valflerine hacim kontrol valfleri de denilmektedir. Bu valflerin görevi hidrolik sistemde silindir veya motorlara gidecek akışkan miktarını ayarlamak ve böylece hız kontrolunu yapmaktır. Pompanın debisini her zaman belirli değerlere düşürmek veya arttırmak her zaman mümkün olmayacağı için silindir veya motorlara giden akışkanın debisini bir akış kontrol valfi ile kısımla hızı azalırken giden akışkanın debisini arttırmakla da hızı arttırılmaktadır. Akış kontrol valfleri kullanılacağı yere göre uygun şekilde seçilir. Akış denetim valflerini iki genel gruba ayırabiliriz:

- 1- Kısma valfleri
- 2- Akış ayar valfleri



Şekil 2.16 Akış Kontrol Valfi (Schmitt, 1981)



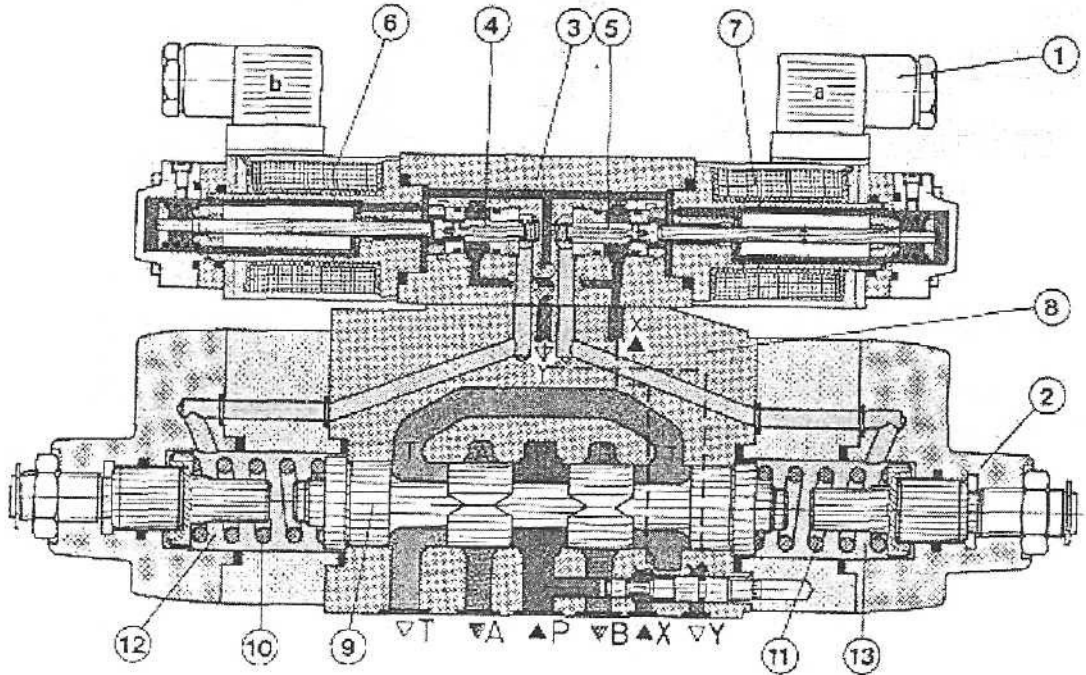
Şekil 2.17 Ayarlanabilir Akış Kontrol Valfi (Schmitt, 1981)

2.9.5 Oransal Valfler

Karmaşık denetim işlemleri ve bir silindir veya motorun ivmelendirme iletme, frenleme gibi programlı hareketlerini gerçekleştirmek için oransal yön valfi kullanılır. Böylece bir valf ile hareketin yönü ve hızı belirlenir. Valften çıkan yağ miktarı elektrik giriş uyarısı ile orantılıdır. Aynı durum servo valfler için de geçerlidir. Oransal bir valf sadece denetim işlemi yaparken servo valfler aynı zamanda ayar işlemi de yaparlar.

Oransal valflerde tıpkı konvansiyonel selenoid valfler gibi bir yapıya sahiptirler. Ancak çalışma strokunda herhangi bir konumda bulunabilmesi ile konvansiyonel aç kapa türünden ayrılır. Oransal valfler hem yön kontrolü hem de hız ve/veya konum kontrolünü elektronik sinyallerle orantılı olarak gerçekleştiren hidrolik elemanlardır. Yüksek dinamik performansları ile bu tip valfler daha hassas ve sürtünmesi en aza indirilmiş konstrüksiyona ihtiyaç duyarlar. Valf içerisinde bulunan popetin veya sürgünün konumu armatürden geçen elektrik akımının oluşturduğu magnetik alanın sürgüyü ileri geri hareket etmesiyle sağlanır. Bu sayede hassas bir şekilde debinin geçeceği aralığın boyut kontrolü sağlanır.

Basıncı, akış miktarını ayarlayan türde tasarımlar mevcuttur. Oransal valfler genellikle hız ve yön kontrolü gerektiren devrelerde kullanılır. Son yıllarda konum kontrolünde kullanılabilen yüksek performanslı modellerde üretilmiştir. Bunlar çoğu zaman servo valflerin yerine de kullanılmaktadır.



Şekil 2.18 Oransal Valf (Schmitt, 1981)

Şekil2.18' deki 4 yollu oransal yön valfi uyarıcı valf (1) ana valf (2) olmak üzere iki bölümden oluşmaktadır. Ön uyarı valfi doğru akımlı yağda çalışan oransal bobinli bir basınç ayar valfidir. Bu valfin özelliği bir elektrik giriş sinyalini oransal bir kuvvete dönüştürmesidir. Ön uyarı valfi gövde (3), iki uyarı sürgüsü (4 ve 5) ve oransal bobinlerden (6 ve 7) oluşur. Valf sürgülü bir yön denetim valfi olup gövde (3), ana sürgü (9) ve merkezleme yaylarından (10 ve 11) oluşur. Normal konumda ana valflerdeki her iki yay hücresi (12 ve 13) uyarı sürgüsündeki deliklerden Y kanalına, oradan da depoya bağlantılıdır. Ana sürgü (9), yaylar (11 ve 12) tarafından orta konumda tutulur. Bobinin uyarılmasıyla (6) uyarı sürgüsü sağa doğru itilir. Uyarı yağı (P kanalından içten veya X kanalından dıştan alınabilir) uyarı sürgüsündeki deliklerden yay hücresine (12) iletilir. Aynı anda uyarı sürgüsü yay hücresinin Y kanalına olan bağlantısını kapatır. Böylece bobin kuvvetine bağlı olarak yay hücresinde basınç oluşmaya başlar.

Ön uyarı basıncı, giriş akımı ile orantılı olarak ana sürgüyü (9), basınç ve yay kuvvetleri eşit değere ulaşmaya kadar yay (11) karşı sağa doğru iter. Bobin kuvvetindeki artış uyan basıncının artmasına, dolayısıyla ana sürgünün daha uzun bir stroka ulaşmasına neden olur. Böylece giriş akımına bağlı olarak sistemdeki artış değiştirilebilir. Valfde özellikle geçiş konumları çok önemlidir. Kapalı konumdan açık konuma geçişte veya tersinde sürekli bir denetim vardır. Bu valflerde standart sürgülü yön denetim valflerinde olduğu gibi açılma konumuna geçişte kademeli bir geçme yoktur. Böyle bir denetimi gerçekleştirmek için sürgüde özel olarak açılmış çentikler bulunmaktadır. Bobin enerjisinin kesilmesiyle ön uyan sürgüsü normal konuma geçerek ana valf yay hücreleri depoya bağlanır. Hücrelerdeki basınç etkisinin kaldırılmasıyla sürgü orta konuma geçer.

Oransal yön denetim valfi ile ana valf arasına ara plaka tasarımı bir basınç dengeleme valfi yerleştirilebilir. Böylece akış denetim valflerinde olduğu gibi kismadan dolayı oluşan basınç düşümünden bağımsız akış elde edilir. 2 yollu basınç dengeleme valfi sistem giriş veya çıkışında, 3 yollu valf ise yalnızca sistem girişinde kullanılabilir. Bir basınç dengeleme valfinin kullanılmasıyla birçok oransal yön valfi kumanda edilebilir.

Oransal yön valflerinin çalıştırılması için elektriksel kuvvetlendiriciler kullanılır. Hidromotor veya silindirlerin hızlandırma ve yavaşlatma işlemleri elektronik devreler yardımıyla kolaylıkla yapılabilmektedir. İstenilen hız değerleri elektronik devreler ile valfe iletilir.

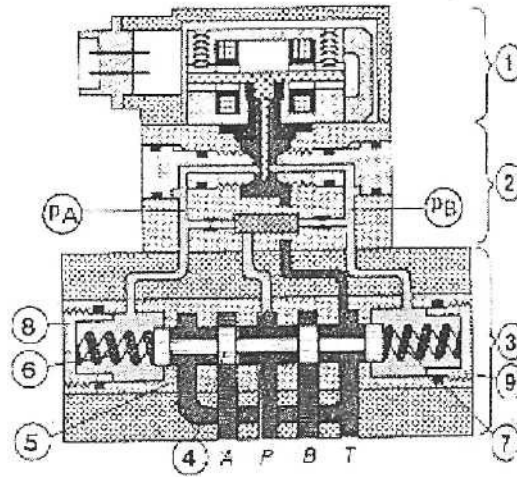
Oransal bobinli basınç emniyet valfi, ön uyarılı basınç emniyet valf gibi çalışır. Tek farkı burada yay yerine oransal bir ön uyarı valfi kullanılmasıdır. Sistem basıncı bobin gerilimi ile

oransal olarak değiştirilebilir. Giriş akımının artırılması ile daha büyük bir bobin kuvveti ve dolayısıyla daha yüksek bir basınç ayarı gerçekleştirilir.

2.9.6 Servo Valfler

Servo sözcüğü genel olarak küçük bir giriş sinyalinin büyük bir giriş sinyaline dönüştürülmesi için kullanılır. Taşıtlarda direksiyon simidinin küçük bir kuvvetle çevrimi ile tekerleklere büyük kuvvetlerin iletilmesi bir servo mekanizması ile gerçekleştirilir. Hidrolikte kullanılan servo sistemlerde buna benzerdir. Örneğin 0.08 volt değerinde küçük bir giriş sinyali ile 100'lerce kW lık güçler kumanda edilebilir.

Ancak servo valfler yalnızca büyük güçler elde etmenin yanında oransal valflerin aksine genellikle elektrohidrolik ayar devrelerinde veya hız devrelerinde kullanılmaktadır.



Şekil 2.19 Servo Valf (Schmitt, 1981)

Burada "denetim" ve "ayar" sözcüklerinin açıklanması gerekir. Denetim işlemi sistemde sabitlenen bir giriş değeri ile çalışmanın gerçekleştirilmesi demektir. Bu nedenle çıkış değeri sisteme etki edilmeksizin düzeltilemez. Denetim işlemine hidrolik uygulamalardan örnek olarak belirli bir akış için ayarı sabitlenen akış denetim valilerini gösterebiliriz. "Ayar" işleminde değişken giriş değeri bir ölçme sistemi ile sürekli değiştirilerek çıkış değeri ile giriş değeri tekrar eşitlenir. Ayarlamamın amacı istenmeyen etkiler sonucunda oluşan çıkış değerini değişken giriş değerine eşitlemektir. Servo valflerde küçük bir elektrik sinyali hidrolik çıkış sinyaline dönüştürülür (basınç, akış).

Servo valfler geri besleme devreleriyle beraber kullanılırlar. Oransal valflere göre daha dinamik ve duyarlı türlerdir.

2.10 Hidrolik Hareketlendiriciler

Hidrolik sistemler güç kontrolü ve iletimi için kullanılmaktadır. Elektrikli motor gibi bir ilk hareket ettirici ile çalıştırılan bir pompa, bir akışkan akışı meydana getirir. Bu akımın basıncı, yönü ve debisi valflerle kontrol edilir. Hareketlendiriciler akışkan gücünü mekanik güce çevirmek için kullanılır. Meydana gelen çıkış gücünün değeri debiye, hareketlendiricideki basınç düşüşüne ve de toplam verime bağlıdır.

Hidrolik hareketlendiriciler (alıcılar):

- 1- Hidrolik silindirler
- 2- Hidrolik motorlar

2.10.1 Hidrolik Silindirler

Hidrolik devrelerde; pompanın devreye verdiği basıncı doğrusal hareket olarak mekanik enerjiye çeviren devre elemanlarına hidrolik silindir adı verilir.

Silindirler başlıca üç çeşittir;

1. Tek etkili silindirler
2. Çift etkili silindirler
3. Özel amaçlı silindirler

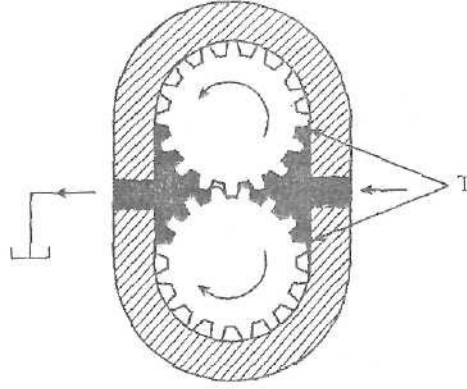
2.10.2 Hidrolik Motorlar

Hidrolik motorlar, tasarımda hidrolik pompalara benzerler ve iki ana sınıfa ayrılırlar.

1. Çalışma elemanı olarak jeneratif bir birimin (dişli, kanatlı, gerotor, etc) kullanıldığı sınıf,
2. Çalışma elemanı olarak (eksenel ve radyal piston gibi) bir pistonun veya bir dizi pistonun kullanıldığı sınıf,

2.10.2.1 Jeneratif Tipte Hidrolik Motorlar

Bu motorlar farklı yer değiştirme değerleri elde etmek için çeşitli genişlikte kesilebilen iki boyutlu jeneratif yapılardan oluşur. Şekil2.20' de kesiti verilen hidrolik motorda çalışma elemanı dıştan dişli, birbirine geçmiş durumda olan iki dişliden meydana gelir.



Şekil 2.20 Üreten hidrolik motor biçimi-dıştan dişli tip moment (I) bir dişli üzerinde etkileşim gösteren (dişliler arasında değişen) basıncın fonksiyonudur. (Pinches ve Ashby, 1994)

Çalışma elemanı için belirli bir büyüklük tasarlandığında, motordan farklı kapasite de ve güçte çıkışlar elde edilebilir. Bunun için uygun genişlikte olan motor gövdesi ve çalışma elemanı ile ortak uç plakaları kullanılmaktadır. Bu tip motorlarda çalışma elemanı ile uç plakalarındaki temas yüzeyleri ve gövde arasında etkin bir sızdırmazlık sağlamak güçtür. Hızlandırılmış (jeneratif) motorlarda sızıntılar her zaman vardır, ancak birimlerin düşük basınçlarda çalıştırılması ile bu sızıntılar etkin bir biçimde azaltılabilir. (Genelde 200 bar'dan daha düşük basınçlarda) Bu basınçlarda bile sızdırmazlığın sağlanması sonucunda parçalar arasında yüksek sürtünme kuvvetleri meydana gelir. Bu nedenle jeneratif motorların hacimsel ve mekanik verimi nispeten düşüktür. Ancak modern işleme teknikleri ile hassas birimlerin hacimsel verimi % 95 'i geçebilir.

2.10.2.1.1 Dişli Motorlar

Büyük pompalar, basınçlı yan plakalara sahip dişli pompa tasarımı esas alınarak tasarlanır. Bunların iç sürtünmesi yüksek olmasına karşılık hacimsel verimi nispeten iyidir. Daha küçük birimlerde dişliler ile yan plaka arasındaki boşluklar daha azdır. Bazı tasarımlardaki dişliler, yan plakalar ile dişliler arasında oluşan hidrodinamik basınçla merkezlenir.

Dişli motorlarda meydana gelen moment, birbiri içine geçen dişliler üzerine etkiyen akışkan basıncı sonucunda oluşur. Moment dişlilerin konumuna bağlı olarak değişim gösterecektir. Dişli üzerindeki dişlerin sayısı ne kadar fazla olursa momentteki değişimler de o denli az olacaktır. Momentteki değişime diş sayısına bağlı olarak %20 düzeyine kadar artış gösterebilir. Bu dönüş halindeki elemanın düşük ataleti ile birlikte sarsıntısız çalışma için gerekli minimum hızı sınırlamaktadır.

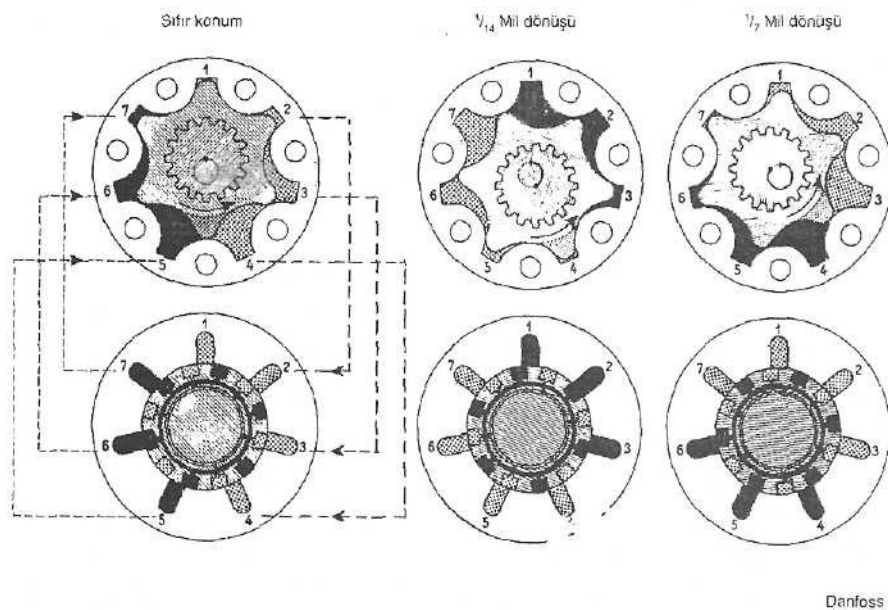
Düzgün ve sarsıntısız çalışma için tavsiye edilen minimum dişli motor hızı, birimin tasarımına ve ölçüsüne göre, 400 ile 1000 dev/dak arasında değişmektedir. Dişli motorları reduksiyon dişlisiyle birleştirilerek düşük hızlar elde edilebilir ancak bu bile sarsıntısız başlama momenti sağlamayacaktır.

Dıştan dişli motorlar tek yönlü veya çift yönlü olabilir. Tek yönlü bir motor ters olarak kullanıldığında shaft keçesi ile uç plakaları üzerindeki iç sızdırmazlık elemanları hasar görebilir.

Dişli motorlar nispeten (tipik olarak 4000 dev/dak' ya kadar olan) yüksek hızların ve düşük başlangıç momentinin gerekli olduğu durumlarda ve toplam verimin kritik bir faktör olmaması halinde kullanılır. Bunların uygulama alanı 10 kW'lık çıkış gücü ile sınırlıdır ama daha güçlü birimler de mevcuttur.

İçten dişli gerotor tipi motorların çıkış momentindeki değişimler daha azdır bu yüzden bunlar düşük hız uygulamaları için daha uygundur.

Greotor tipi motorlar içice geçmiş biri içten diğeri dıştan dişli iki dişliden meydana gelir. Yörünge (Orbit) motoru olarak bilinen tipte dıştaki ring (halka) sabit olup rotor bu sabit ring (halka) içinde yörüngesel hareket yapar. Bu şekil 2.21' de gösterilmiştir. Bu şekil ayrıca basınçlı kısım dönen rotor ile birlikte dönecek şekilde akışkanı dağıtan döner valfi göstermektedir. Rotorun hareketi çıkış miline çift dişli bir çubuk ile iletilmektedir



Şekil 2.21 Yörünge Motoru (Pinches ve Ashby, 1994)

Basınçlı akışkan yer değiştirme odalarına dönüşümlü olarak verildiğinde dişler sıra ile ilgili yuvalara kavrama yapar. Rotor üzerindeki bir diş stator üzerindeki bir sonraki boşluğa gelene kadar bütün dişler birer kez kavrama yapar. Bu sırada rotor merkezi yörüngenin $6/7$ 'sini, çıkış mili ise tam dönüş hareketinin $1/7$ 'sini tamamlamış olacaktır. Bu nedenle bir milin tam bir dönüş yapmasıyla 42 giriş, çıkış hareketi (güç stroku) oluşacaktır. Bu normal dişli motora kıyasla daha yüksek moment çıkışı ve daha düşük sarsıntısız hız durumu sağlar. Sarsıntıya neden olmayacak hız sınırları kullanılan pompanın büyüklüğüne göre 10 ile 2000 dev/dak arasında olup çıkış torku 300 Nm kadardır. Entegre hız azaltma düzenine sahip gerotor motorları mevcuttur. Bu birimler 1 devir/dak' dan daha küçük hızlarda 4000 Nm' den büyük torklar ile çalıştırılabilir.

Dağıtım valfinin iki grup yolu vardır. Bir grup uygun yer değiştirme bölmesine giriş sağlarken diğer yollar taştaki bölmelerden gelen akışkana akım yolu açmaktadır.

Not: Bütün dişli motorlar sabit kapasiteli birimlerdir. Bunların çıkış hızı ancak motora giden akış debisinin kontrolü ile değiştirilebilir.

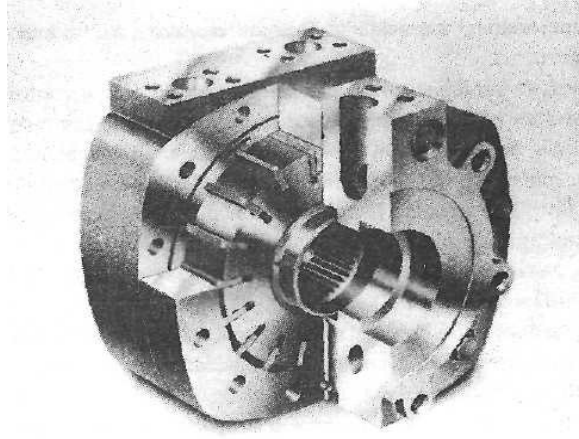
2.10.2.1.2 Kanatlı Motorlar

Kanatlı motorlar yapı olarak dengeli kanatlı pompalara benzer. Bunların ikisi arasındaki fark, motorlarda kanatlar ile eliptik kam ringi arasındaki temasın bir yaprak şeklinde bir yay veya bobin ile sağlanmasıdır. Kanatlı bir pompaya basınçlı yağ verilemez ve motor gibi çalıştırılmaz. Ancak bazı kanatlı motorlar pompa olarak çalıştırılabilir. Kanat yüzeyi üzerine etkiyen akışkan basıncı torku meydana getirir. Kanatlı motorlar düşük-orta tork birimleri olup maksimum 1600 Nm en iyi 100 devir/dakika'dan büyük hızlarda çalışırlar.

Şekil2.22' deki özel tasarım yüksek bir tork değeri verir, (maksimum 13000 Nm) ve 0–150 dev/dak arasında değişen sarsıntısız hız sınırlarına sahiptir. Daha düşük torka sahip modellerin hızı 300 devir/dakika'ya kadar çıkabilmektedir. Bu tasarımda kam ringinin dört yükselişi vardır ve her dönüşte kanatlar dört kez gidip gelme hareketi yapar. Bu modellerde kanatlı motorlardan farklı olarak basınç sadece kanatlar tamamen açık (uzamış) halde iken uygulanmaktadır. Mil hidrostatik olarak dengelenmiştir.

Akışkanın düşük hız modunda maksimum tork verecek şekilde artış yoluna yönlendirildiği çift rotorlu birimler olduğu gibi çok kademeli deplasmanlı modeller de bulunmaktadır. Daha az yer değiştirme silindiri kullanılarak aynı debi değerinde açılabilir hız artırılabilir ancak bu momenti azaltacaktır.

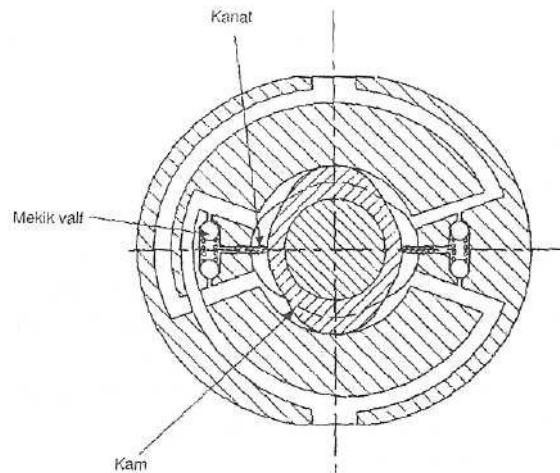
Küçük ebatlarına karşın yüksek momenti olan bu motor, tünel ve maden ocağı uygulamalarında kullanılır.



Şekil 2.22 Yüksek Torklu Kanatlı Motor. (Pinches ve Ashby, 1994)

2.10.2.1.3 Kam Rotorlu Motorlar

Şekil 2.23' den de görülebileceği gibi bu motorun temel ilkesi kanatlı motora benzer. Burada kanatlar stator içinde olup eliptik rotorun dönüşüne göre hareket eder. Burada iki döner eliptik kam birbiri ile 90° yapmakta ve silindir bir gövde içinde dönmektedir. Her bir gövdede her kam için iki kanat vardır. Bu durumda düşük debi/ basınçlı dört ayrı pompalama odası oluşur. Mil hidrostatik dengelidir. Kanatlar ilk hareketi sağlamak için yaylı olup, fasıllı arkasındaki basınçlı yağ kanatları kam ile temas halinde tutar. Bu tip motorlar sessizdir, fazla titreşmez ve bunların başlangıç momenti iyidir. Maksimum devamlı basınç 175 bar, fasıllı basınç ise 210 bardır. Hız 50–3000 dev/dak arasında değişir.



Şekil 2.23 Kam Rotorlu Motor. (Pinches ve Ashby, 1994)

2.10.2.2 Piston Tipi Hidrolik Motorlar

Daire silindiri içinde çalışan daire pistonu çok yüksek hassaslık derecesinde basit olarak üretilebilir. Bu nedenle piston ile silindir gövdesi arasındaki boşluklar çok küçük olup sızdırmazlık düşük düzeydedir ve hacimsel verim yüksektir. Pistonun ve silindirin sızdırmazlık etkinliği bu ikisi arasındaki radyal boşluğa, sızıntı akış yolunun uzunluğuna, L (piston uzunluğu, çalışma basıncına P ve akışkanın viskozitesine bağlıdır (v).

$$\text{Sızıntı} \propto \frac{R_c P}{L v}$$

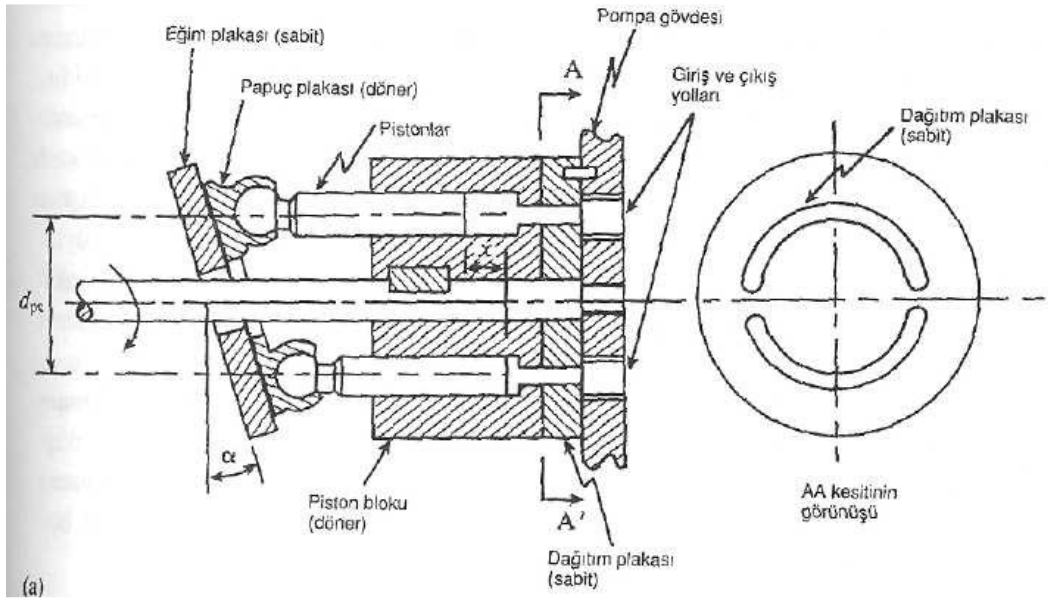
Bu nedenle piston tipi motorlar nispeten yüksek basınçlarda çalışacak şekilde tasarlanabilir. Yüksek basınca bağlı sızıntılar piston boyu veya yağın viskozitesi artırılarak azaltılabilir.

Teoride bütün piston tipi motorlar, piston stroku kontrol altına alınarak veya bir dönüşteki strok sayısı değiştirilerek değişken debili hale getirilebilir. Piston strokunun kontrol altına alınması kademeli hız değişimine neden olabilir. Bir devirdeki strok sayısının değiştirilmesi kademeli hız değişimine neden olur bu yüzden çok sık kullanılmaz.

2.10.2.2.1 Eksenel Pistonlu Motorlar

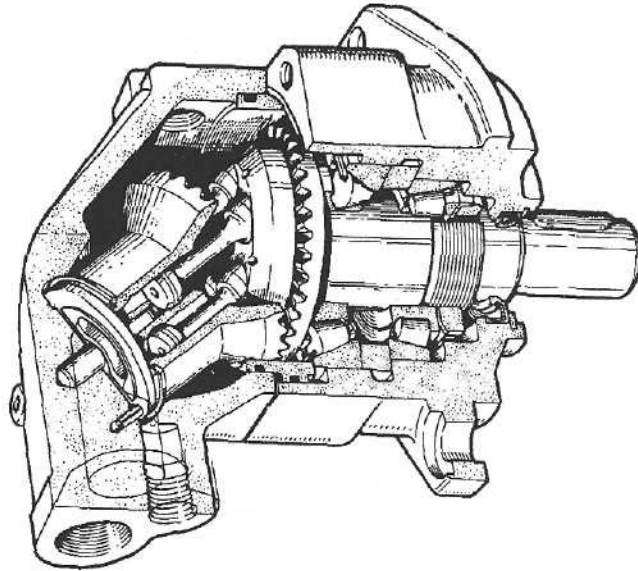
Bu motorlar eksenel pistonlu pompalara benzer. Birçok üretici hem pompa hem de motor görevi gören yol plakalı birimler arz etmektedir. Hem hat pistonlu hem de eğik eksenli tipler mevcuttur. Dikkat edilmelidir ki yerleşik valfli birimlerin işlevi valf düzeni değiştirilmeden ters çevrilemez.

Şekil2.24'de gösterilen eksenel pistonlu pompa, girişlerden birine basınçlı akışkan verilir, bu akışkanın valf plakası (böbrek şeklinde dağıtım plakası) ile uygun pistonla kanalize edilmesi halinde motor işlevi görür. Akışkan, pistonları dışa doğru iter ve eğim plakasında oluşan tepki kuvveti piston bloğunu ve çıkış milini döndüren teğet kuvveti meydana getirir. Piston ileri hareketini tamamen tamamladığı anda böbrek şeklindeki dağıtım plakası akış yolunu çıkış yoluna aktarır ve bundan sonra piston eğim plakasının tepkisi ile geri hareket ederken akışkan silindir dışına basılır.



Şekil 2.24 Eksenel Pistonlu Pompa. (Pinches ve Ashby, 1994)

Eğik eksenli pistonlu pompalar alternatif bir tasarımıdır. Silindir bloğu ve çıkış mili universal bir bağlantı veya birbirine geçen dişliler ile hizalanmıştır. Buna benzer bir pompa/motor tasarımına Şekil2.25'de yer verilmiştir. Bu pompaların çalışma ilkesi hat pistonlu pompalarinkine benzer.

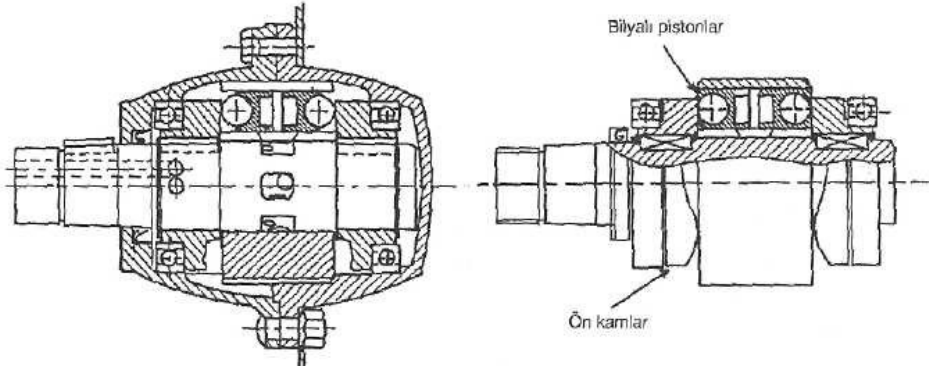


Şekil 2.25 Sabit Debili Eğik Eksenli Pistonlu Pompa/Motor. (Pinches ve Ashby, 1994)

2.10.2.2.2 Bilyalı Motorlar

Bu motorlar eksenel pistonlu kam motorları gibi düşünülebilir. Şekil 2.26'da çark motoru şeklinde çift kam düzeneği gösterilmiştir. Çarkın göbeğinde bir piston bloğu vardır. Bu blok her birinin içinde birbirine karşı hareket eden bir çift bilyalı piston bulunan birçok silindir

ihativa etmektedir. Pistonlar, kam plakaları ile temas halindedir. Yarım dingil içindeki dağıtma yolları silindirlere basınçlı akışkan sağlar. Böylelikle pistonlar dışa itilir. Tepki kuvvetinin teğet kısmı silindir bloğunun (böylelikle de çarkın) dönmesini sağlar. Pistonlar tamamen uzamış halde iken başka bir dağıtım port grubu devreye girer ve kam plakaları pistonları geri ittiğinden kullanılan akışkan bunlardan geçer.



Şekil 2.26 Bilyalı Motor. (Pinches ve Ashby, 1994)

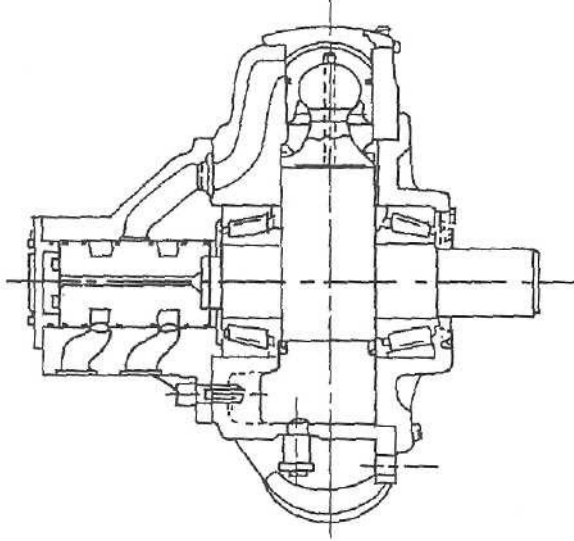
Dokuz silindirli özel bir tasarımda, kam plakalarının bir dönüşle 27 çalışma stroku sağlayan üç lobu yumuşak bir tork karakteristiği verir. Bu tür motorlar $160-174 \text{ cm}^3/\text{devir}$ kapasitesine sahip olup, maksimum hızları 5000 dev/dak 'dır.

2.10.2.2.3 Radyal Pistonlu Motorlar

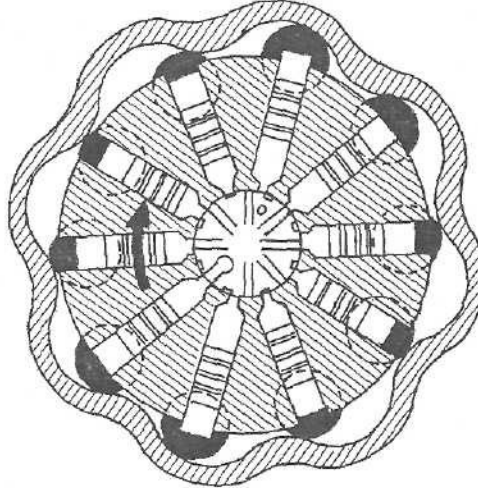
Radyal pistonlu motorlar düşük hızda yüksek tork üretme ve sarsıntısız çalışma özelliğine sahiptir. Birçok tasarımları bulunmaktadır. Şekil 2.27' de birçok büyük çaplı piston içeren radyal pistonlu motor tipini göstermektedir. Bu tasarımda, pistonlar, aynı büyüklükte eksantrik bir kama sahip mili içeren bir gövdeye radyal biçimde yerleştirilmiştir. Pistonlar basınçlı akışkan ile eksantrik (kam) üzerine ittirilerek milin dönmesi sağlanır. Pistona takılan yataklama yastığı veya kayar yastık eksantrikle uygun bir temas sağlayabilmek için küçük bir açı ile hareket etmelidir. Bu, titreşen piston grubu içinde mafsalı bir kol kullanarak gerçekleştirilebilir. Eksantrik mil ile yataklama yastığı arasında hidrostatik bir yatak oluşturmak için her bir pistondan basınçlı akışkan verilir. Motor şaftına eklenmiş bir valf bloğu pistonları sıra ile basınç ve depo yollarına bağlar, böylece sabit tork özellikleri elde edilir. Bu tipteki pistonlu motorların beş veya yedi silindiri vardır, ancak 10 silindirli tipler de mevcuttur. Bu motorlarla 21700 Nm 'lik tork ve 450 dev/dak 'lık hız değerleri elde etmek mümkündür.

Dengesiz uygulamalarda, yatak yükleri ve motor ömrü çalışma basıncına bağlı olup bazı uygulamalarda bu sınırlayıcı faktör olabilir. Şekil 2.28'de gösterilen radyal pistonlu çok loblu

kam motoru, merkezi piston grubu ile sekiz loblu sabit harici kam ringinden oluşan dengeli bir düzenektir. Merkezi bir valf, basınçlı akışkanı kam üzerindeki dışa doğru itilen silindirlere iletir.



Şekil 2.27 Radyal Pistonlu Motor. (Pinches ve Ashby, 1994)



Şekil 2.28 Radyal Pistonlu Çok Loblu Kam Motoru. (Pinches ve Ashby, 1994)

Tablo 2.1 Motor Özellikleri (Pinches ve Ashby, 1994)

Motor Tipi	Tipik Max Çalışma Basıncı (Bar)	Çalışma Hızları (dev/dak)	Tipik Max. Tork Değeri (Nm)
Dişli	20 – 300	Min Sarsıntısız Hız 400	500
Kanatlı	140 – 200	Min 100 – Max 600	100 – 16.000
Gerotor	100 – 200	Min 10 – Max 5.000	2.400
Kam Rotorlu	175	Min 50 – Max 4.000	2.500
Eksenel Pistonlu (Eğik Plakalı)	400	Min 50 – Max 4.000	2.500
Sabit Debili Değişken Debili	400	Min 50 – Max 4.000	2.500
Eksenel Pistonlu (Eğik Eksenli)	350	Min 50 – Max 8.500	10.000
Sabit Debili Değişken Debili	350	Min 50 – Max 8.500	10.000
Radyal Pistonlu	450	Min 1 – Max 2.000	150.000
Çarklı Motorlar	450	180–1500 (Genelde 200–400)	

Not: Değişken debili radyal pistonlu motorlar imal edilmektedir.

Silindirler kam üzerinde hareket ederken çıkış milini çalıştıran piston bloğunu döndürür. Bu tasarım üzerinde yapılacak değişimler ile bir grup piston devre dışı bırakılarak kademeli hız arttırılabilir ancak sonuçta tork azalacaktır. Gövde hafifçe basınçlandırılarak ve de pistonlar rotor içine çekilerek motor atıl hale getirilebilir.

Bu özellik seyyar arazi uygulamalarında kullanışlıdır. Bu tür tasarımlarda tekerleklere hareket veren (döndüren) motorlar "serbest dönüş" konumuna alınarak daha büyük çekme hızları elde edilebilir. Çeşitli tipteki hidrolik motorlarla ilgili özellikler Özet halinde Tablo 2.1' de verilmiştir. Buradaki değerler farklı ebatlar ve yapılar içindir. Moment, hız ve çalışma basıncı ile ilgili maksimum değerler Özel tip hiç bir motordan elde edilemez.

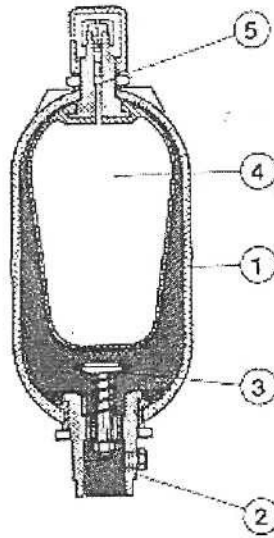
2.10.2.3 Hidrolik Motor Devreleri

Hidrolik motor devreleri veya hidrostatik iletimler (transmisyonlar) açık veya kapalı döngü olarak iki sınıfa ayrılır: Açık devre iletiminde motordan çıkan akışkanın tümü yağ haznesine geri döner. Kapalı devre iletiminde ise motordan çıkan akışkanın büyük bir kısmı pompa girişine geri döner. Soğutma ve filtreleme için döngüden bir miktar akışkan alınabilir. Döngü özel bir telafi devresi ile tekrar doldurulur.

2.11 Hidrolik Biriktiriciler (Akümülatörler)

Hidrolik biriktiriciler, belirli bir hacimdeki yağı biriktirmek ve istendiğinde devreye vermek işlevini görürler. Sıcaklık farkları nedeniyle ortaya çıkan hacim değişimlerini absorbe etmesi, seri hareket istenen devrelerde gereken ani basıncı tamamlaması nedeniyle motor ve pompa seçiminde tasarruf sağlaması, devredeki ani basınç değişimleri ve kaçaklardan oluşan yağ eksilmelerini karşılaması gibi birçok yararları nedeniyle hidrolik akümülatörler kullanılmaktadır.

Hidrolik akümülatörlerin yaylı, pistonlu, membranlı ve balonlu tipleri mevcuttur. Biz burada kullanım pratikliği nedeniyle, giderek daha çok tercih edilen balonlu biriktiriciyi örnek olarak inceleyeceğiz.

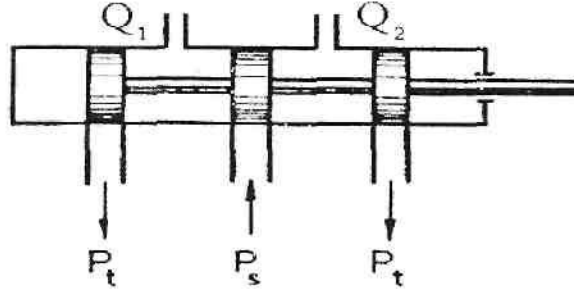


Şekil 2.29 Balonlu Akümülatör (Schmitt, 1981)

Şekil2.29’ da görülen balonlu biriktiricide; çelik gövde(1), azot balonu(2) , düzlemsel valf(3), gaz valfi(4) ve yağ deliği(5) görülmektedir.

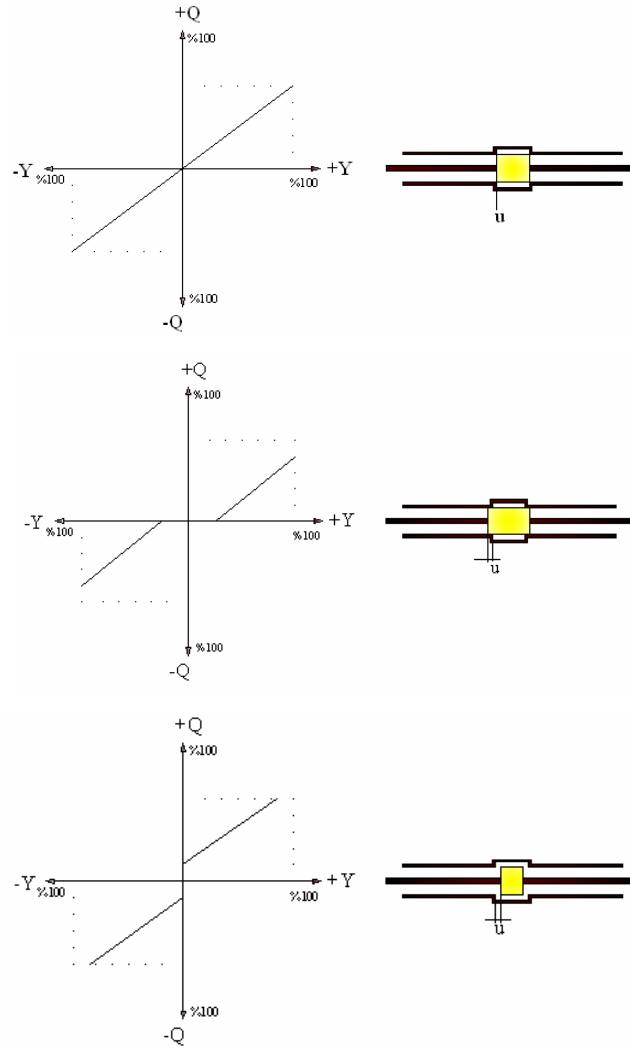
3. SİSTEMİN MODELLENMESİ

3.1 Valf Debi Denklemi



Şekil 3.1 Yön Denetim Valfi

Yön denetim valfleri, valf pistonunun akım yolu ile olan konumuna göre üç gruba ayrılır. Bunlar sıfır boşluklu sürgülü valf, negatif boşluklu sürgülü valf ve pozitif boşluklu sürgülü valftir.



Şekil 3.2 Valf Boşluğu-Çıkış Debisi Karakteristiği

Pozitif boşluklu valfler genellikle kuvvet ve yük değişimlerine hassas uygulamalarda tercih edilirler. Valf sıfır pozisyonunda iken sisteme sıfır debi ilettiğinden basınç hassasiyeti yüksektir. Fakat sistemde basınç süreksizliklerine sebep verirler.

Sıfır boşluklu valflerde aynı şekilde piston merkez konumda iken akışkan geçişine izin vermeyecek şekilde üretilmiştir. Bu nedenle valf merkez konumdayken silindir pistonu, ancak akışkanın sıkıştırılabilirliğine bağlı olarak hareket edebilir.

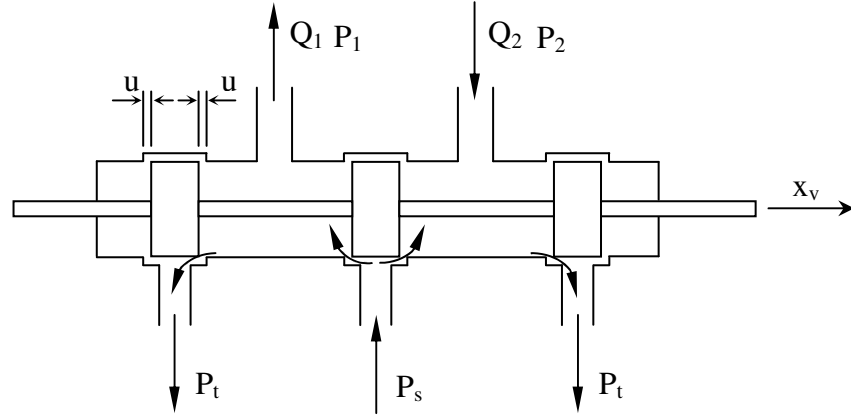
Negatif boşluklu valflerde, valf pistonunun sıfır konumunda, sızıntı debilerine müsaade edildiği için basınç hassasiyeti düşer. Bu da sistemde oluşabilecek basınç değişmelerine karşı bir sönümleme etkisi oluşturur.

3.1.1 Negatif Boşluklu Sürgülü Valf Debi Denklemi

Negatif boşluklu valfte, valf pistonu ve akım yolu genişliği arasında bir boşluk vardır. Bu boşluk nedeniyle valf pistonunun merkez konumunda da sürekli sızıntı debileri vardır. Bu sızıntı debilerinin oluşturduğu yük kaybı nedeniyle sistemin basınç hassasiyeti düşüktür. Bu özelliğin avantajlı tarafı, sistemdeki ani basınç değişimlerinde valfin sönümleme etkisinin artmasıdır.

Negatif boşluklu valflerde; orta konumda güç silindiri ile besleme portu ve tank arasında sızıntı debileri vardır. Bu sızıntı debileri, u_m boyutsuz negatif valf açıklığına, P_1 , P_2 , P_s ve P_t basınçlarına ve valf debi katsayılarına bağlıdır. Burada Q_1 ve Q_2 debi denklemleri negatif boşluklu valf için elde edilmelidir. Bu çalışmada u_m değeri 0.01, yani negatif valf boşluğu, maksimum valf açıklığının % 1'i olacak şekilde seçilmiştir.

Negatif boşluklu valflerde valfin tam kapanmaması, sistemin başlangıç koşullarının belirlenmesini sağlamaktadır. Ayrıca, sızıntı debileri ve valf yük kaybı nedeniyle sistemin davranışlarındaki salınımlar önemli ölçüde sönümlü olmaktadır. (Akkaya, 2001)



Şekil 3.3 Valf Modeli

Sistemde negatif boşluklu valf kullanıldığından debi denklemleri buna göre elde edilmiştir.

k_1 : Besleme basıncı P_s , silindirin I. tarafına bağlandığında, silindirin I. tarafındaki valf debi katsayısı

k_2 : Besleme basıncı P_s , silindirin I. tarafına bağlandığında, silindirin II. tarafındaki valf debi katsayısı

k_3 : Besleme basıncı P_s , silindirin II. tarafına bağlandığında, silindirin I. tarafındaki valf debi katsayısı

k_4 : Besleme basıncı P_s , silindirin II. tarafına bağlandığında, silindirin I. tarafındaki valf debi katsayısı

x_v : Valf pistonu yerdeğişimi

u : Negatif valf boşluğu

x_{max} : Valf pistonunun maksimum yerdeğişimi

ve boyutsuz ifadeler,

$$u_v = \frac{x_v}{x_{max}}$$

$$u_m = \frac{u}{x_{max}}$$

olmak üzere, denklemler aşağıdaki gibi elde edilir.

1) $u_v \geq u_m$ koşulu için debi denklemleri (Besleme basıncı, P_s , silindirin I. tarafına bağlı)

$$Q_1 = k_1(u_v + u_m) \cdot \text{sign}(P_s - P_1) \sqrt{(P_s - P_1) \cdot \text{sign}(P_s - P_1)} \quad (3.1)$$

$$Q_2 = k_2(u_v + u_m) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t) \sqrt{(P_2 - P_t) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t)} \quad (3.2)$$

2) $-u_m < u_v < u_m$ koşulu için debi denklemleri (Silindirin her iki tarafı kapalı, sadece sızıntı debileri var)

$$Q_1 = k_1(u_v + u_m) \cdot \text{sign}(P_s - P_1) \sqrt{(P_s - P_1) \cdot \text{sign}(P_s - P_1)} + k_4(u_v - u_m) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (3.3)$$

$$Q_2 = k_2(u_v + u_m) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t) \sqrt{(P_2 - P_t) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t)} + k_3(u_v - u_m) \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \cdot \text{sign}(P_s - P_2)} \quad (3.4)$$

3) $u_v \leq -u_m$ koşulu için debi denklemleri (Besleme basıncı, P_s , silindirin II. tarafına bağlı)

$$Q_1 = k_4(u_v - u_m) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (3.5)$$

$$Q_2 = k_3(u_v - u_m) \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \cdot \text{sign}(P_s - P_2)} \quad (3.6)$$

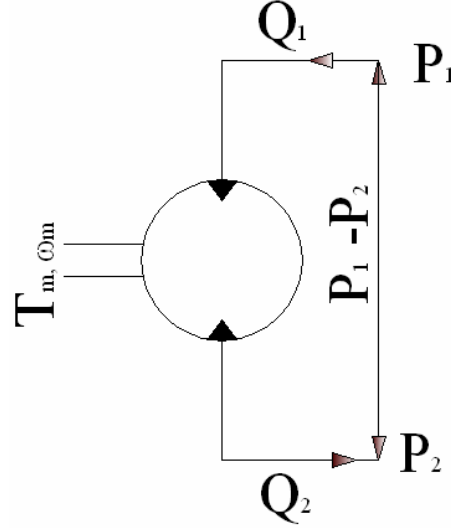
3.2 Hidrolik Motor Modeli

Pozitif deplasmanlı bir motor deplasmanı ile ifade edilir, bu da birim radyanlık açısız dönüşteki motordan geçen hidrolik akışkanın hacmi ile verilebilir. Motor deplasmanının herhangi bir açısız konumdaki değerinin sabit olduğunu düşünürsek, ideal bir motor için giriş gücü, çıkış gücüne eşit olacaktır.

$$\omega_m T_m = \Delta P Q \quad (3.7)$$

Hidrolik motorun dinamik durum denklemi aşağıdaki şekildedir:

$$D_m(P_1 - P_2) = T_m + B_v \omega + J_m \frac{d\omega}{dt} \quad (3.8)$$



Şekil 3.4 Hidrolik Motorun Fiziksel Modeli

İç ve dış kayıplar ile sıkıştırılabilirlik kayıpları göz önüne alındığında hidrolik motor debi denklemleri aşağıdaki gibidir:

$$Q_1 = D_m \omega_m + \frac{(P_1 - P_2)}{R_i} + \frac{P_1}{R_e} + \frac{V}{\beta} \frac{dP_1}{dt} \quad (3.9)$$

$$Q_2 = D_m \omega_m + \frac{(P_1 - P_2)}{R_i} - \frac{P_1}{R_e} - \frac{V}{\beta} \frac{dP_2}{dt} \quad (3.10)$$

Motorun V hacminin sabit alınmasıyla, hidrolik motorun alçak ve yüksek basınç tarafı için iki adet kapasitans terimi aşağıdaki gibi verilir:

$$C_1 = C_2 = C = \frac{V}{\beta} \quad (3.11)$$

Debi denklemleri yeniden düzenlendiğinde:

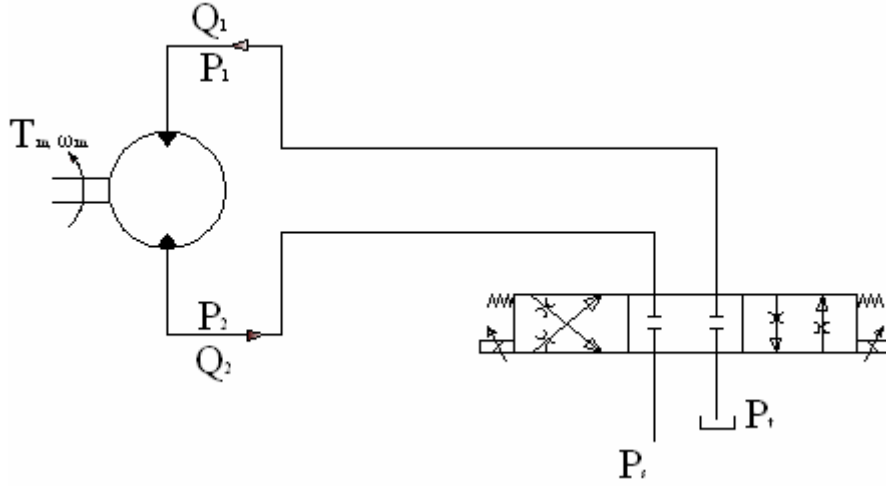
$$Q_1 = D_m \omega_m + \frac{(P_1 - P_2)}{R_i} + \frac{P_1}{R_e} + C \frac{dP_1}{dt} \quad (3.12)$$

$$Q_2 = D_m \omega_m + \frac{(P_1 - P_2)}{R_i} - \frac{P_1}{R_e} - C \frac{dP_2}{dt} \quad (3.13)$$

3.3 Sistem Modeli

Hidrolik sistem tasarımında gerekli olan filtre, çek valf ve akümülatör gibi devre elemanları modellemede dikkate alınmamıştır. Böylece modellenecek sistemin devre şeması basitçe motor ve oransalvalfin bağlantısı şekilde verilmiştir.(Şekil3.5) Hidrolik akışkanın sıkıştırılabilirliği modellemede ve benzetimlerde dikkate alınmıştır. Hidrolik motordaki iç ve

dış sızıntı kayıpları modelde hesaba katılmış, simülasyon sırasında gerçek sızıntı dirençleri bilinmediğinden bu etkiler ihmal edilmiştir. Yukarıda tek tek modellenen sistem elemanlarının birleştirilmesiyle, bütün sistemi içine alan model elde edilmiştir.



Şekil 3.5 Valf Hidrolik Motor Sisteminin Şematik Resmi

Elektrohidrolik sistemin dinamik davranış denklemleri 3.8, 3.12 ve 3.13 numaralı eşitliklerde gerekli düzenlemeler yapılarak aşağıdaki gibi bulunur:

$$\omega_m = \frac{d\theta}{dt} \quad (3.14)$$

$$\frac{d\omega_m}{dt} = -\frac{B_v}{J_m} \omega_m + \frac{D_m}{J_m} (P_1 - P_2) - \frac{T_m}{J_m} \quad (3.15)$$

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{1}{C_1} \left[Q_1 - D_m \omega_m - \frac{(P_1 - P_2)}{R_i} - \frac{P_1}{R_e} \right] \quad (3.16)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{1}{C_2} \left[Q_2 - D_m \omega_m - \frac{(P_1 - P_2)}{R_i} - \frac{P_2}{R_e} \right] \quad (3.17)$$

4. HİDROLİK SİSTEMİN SİMÜLASYONU

4.1 Kontrol Sistemleri Tasarımı

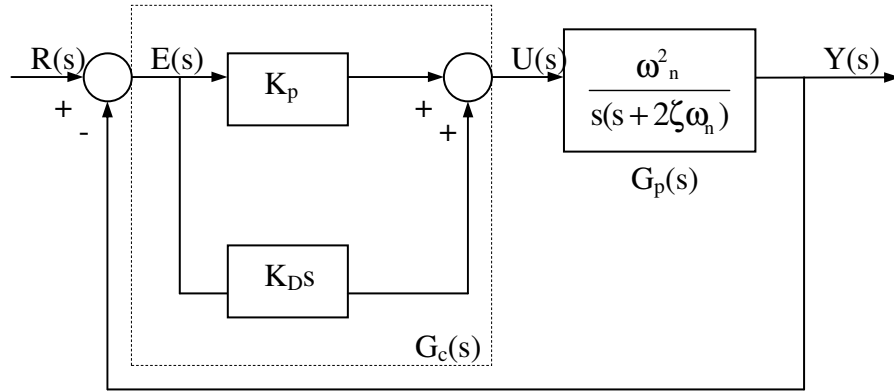
Kontrol sistemleri tasarımı üç adımdan oluşur. Bunlar; sistemin ne yapması ve nasıl yapması gerektiğinin belirlenmesi (tasarım koşulları), kontrolör yada kompensatör yapısının kontrol edilen sisteme (proses) nasıl bağlanacağına belirlenmesi ve kontrolör parametrelerinin tasarım hedeflerine göre belirlenmesidir.

Tasarım kriterleri genellikle sistemin ne yapması gerektiğini belirtmek ve nasıl yaptığını değerlendirmek için kullanılır. Bu kriterler her bir uygulamaya özgü farklıdır ve genellikle göreceli kararlılık, kararlı hal doğruluğu (hata), geçici yanıt ve frekans yanıtı özellikleri ile ilgili kısımlardan oluşur. Bazı uygulamalarda parametre değişimlerine karşı duyarlılık (örneğin dayanıklılık ya da bozucuları etkisiz kılma) gibi ilave kriterlerden de yararlanır.

Belli bir kontrolör yapısını seçtikten sonra, tasarımcı tüm tasarım koşullarını gerçekleyen bir kontrolör türünü, eleman değerleriyle birlikte belirlemelidir. Kontrol sistemlerinin tasarımda kullanılabilir kontrol türleri sadece hayal gücüyle sınırlıdır. Ancak mühendislik uygulamaları gereği tüm tasarım koşullarını sağlayan en basit yapıya sahip kontrolörün seçimi tercih edilir. Genellikle kontrolörün karmaşıklığı arttıkça fiyatı artar, güvenilirliği azalır ve tasarımı güçleşir (Aydonat 2002).

Bir kontrolörde karar kıldıktan sonra ikinci adım kontrolör parametre değerlerini belirlemektir. Bu parametre değerleri kontrolörü oluşturan bir yada daha fazla transfer fonksiyonuna ilişkin katsayılarıdır. Temel tasarım yaklaşımı, daha önceki bölümlerde tartışılan analiz sonuçlarından yararlanarak, bireysel parametrelerin tasarım koşullarını ve neticede sistem davranışını nasıl etkilediğini belirlemektir. Bu bilgilere dayanarak kontrolör parametreleri tüm tasarım kriterleri gerçekleştirecek şekilde seçilir. Bu işlem oldukça açık olmakla birlikte, genellikle kontrolör parametrelerinin birbirlerini ve özellikler, tasarım kriterlerini çelişkili bir şekilde etkilemesi nedeniyle, çok sayıda tasarım adımının atılmasını gerektirebilir. Örneğin belirli bir parametre değeri seçilerek aşım sağlatılabilir, ancak yükselme zamanı koşulunu ayarlamak için başka bir parametre değiştirildiğinde aşım kriteri sağlanamayabilir. Şüphesiz ki tasarım kriterleri ve kontrolör parametrelerinin sayısı arttıkça tasarım işlemi de karmaşıklaşır. Simülasyonumuzda bu aşamada konum kontrolü için PD ve PID kontrol kullanılacaktır. Bu amaçla bu kontrolör türleri hakkında aşağıda bilgiler verilmiştir.

4.2 PD Kontrolörüyle Tasarım



Şekil 4.1 PD Kontrolörlü Bir Örnek Kontrol Sistemi

Şekil 4.1’de geri beslemeli bir kontrol sistemine ait bir blok diyagramında, kontrol edilen sistem (proses) transfer fonksiyonu:

$$G_p(s) = \frac{\omega_n^2}{s(s + 2\zeta\omega_n)} \quad (4.1)$$

İkinci mertebeden bir örnek sistem olarak verilmiş olsun. Seri kontrolör transfer fonksiyonu

$$G_c(s) = K_p + K_Ds \quad (4.2)$$

Şeklinde oransal-türevsel (PD) türündendir.

Uygun tasarlanmış bir PD kontrolörü sistem davranışını şu şekilde etkiler (Çetin, 2003):

- Sönümü artırır ve en büyük aşımı azaltır.
- Yükselme ve yerleşme zamanlarını azaltır.
- Band genişliğini artırır.
- Kazanç payı, faz payı ve M_r 'yi düzeltir.
- Yüksek frekans gürültüsünü artırabilir.
- Az sönümlü ya da kararsız sistemlerde etkili olmaz.
- Devrenin tasarımında görece büyük kapasitelere ihtiyaç duyabilir.

4.3 PID Kontrolörüyle Tasarım

Önceki açıklamalarda PD kontrolörünün sisteme zayıflama getirdiği ancak sistemin kararlı hal davranışını etkilemediği görülmüştü. PI kontrolörün ise, görece kararlılığı ve aynı zamanda kararlı hal hatalarını düzelttiği, ancak yükselme zamanını arttırdığı belirtilmişti. Bu sonuçlar bizi, PI ve PD kontrolörlerin iyi yönlerinden yararlanmayı sağlayan, PID kontrolörü kullanmaya yöneltir. PID kontrolörü seri bağlı bir PI ve PD kısımlarından oluşur. PID kontrolörünün transfer fonksiyonu aşağıdaki gibidir:

$$G_c(s) = K_p + K_D s + \frac{K_I}{s} \quad \text{şeklinde yazılabilir.}$$

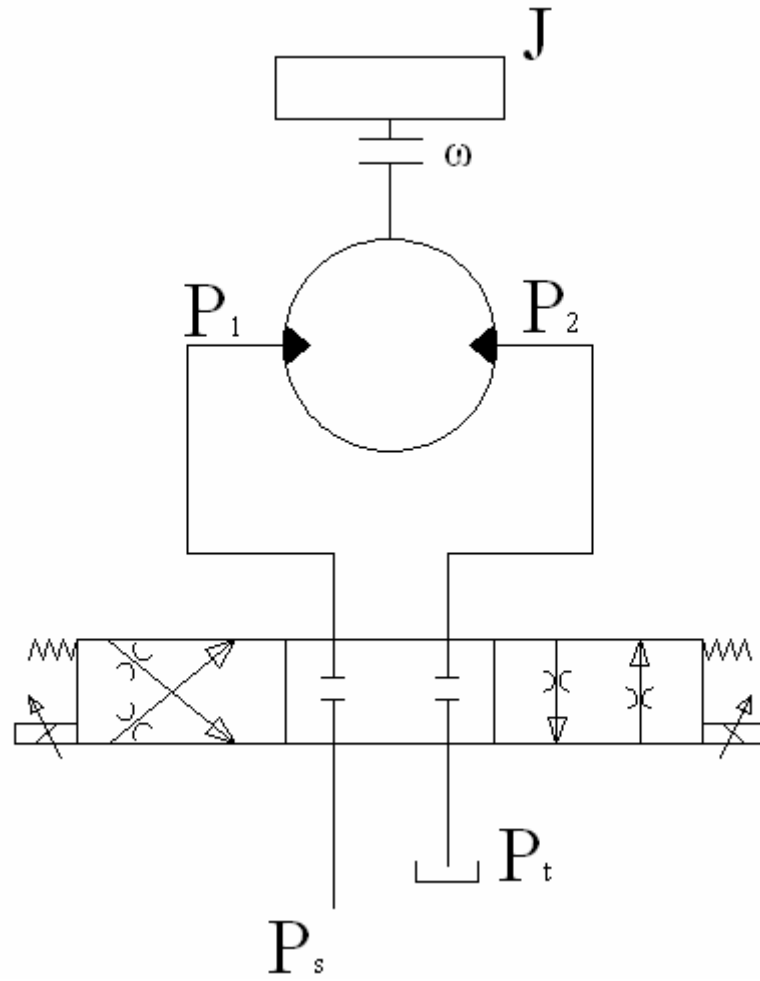
(4.3)

4.4 Simülasyon Çalışması

Simülasyon çalışmasında MATLAB SIMULINK programı kullanılmıştır. Hidrolik sistemin 3. bölümdeki matematik modeline bağlı olarak elde edilen denklemler, MATLAB SIMULINK programında bulunan ode4 çözüm yöntemi kullanılarak simüle edilmiştir.

MATLAB ODE çözüm fonksiyonları belirgin Runge-Kutta (ode4) formülü sayısal integral alma yöntemlerini yerine getirirler. Bu fonksiyonlar başlangıç koşulları ile bir başlangıç zamanından başlayıp, zaman aralığı boyunca adım adım ilerleyerek her bir zaman adımında bir çözüm hesaplarlar. Eğer bir zaman adımında elde edilen çözüm, fonksiyonun hata tolerans ölçütünü karşılar ise bu başarılı bir adımdır. Aksi takdirde bu bir başarısız deneme kabul edilir ve fonksiyon adım boyunu kısaltarak tekrar deneme yapar.

4.5 Valf-Hidrolik Motor Sistemi Denklemleri



Şekil 4.2 Valf Hidrolik Motor Sisteminin Şematik Resmi

Valf Denklemleri

1) $u_v \geq u_m$ koşulu için debi denklemleri

$$Q_1 = k_1(u_v + u_m) \cdot \text{sign}(P_s - P_1) \sqrt{(P_s - P_1) \cdot \text{sign}(P_s - P_1)} \quad (4.4)$$

$$Q_2 = k_2(u_v + u_m) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t) \sqrt{(P_2 - P_t) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t)} \quad (4.5)$$

2) $-u_m < u_v < u_m$ koşulu için debi denklemleri

$$Q_1 = k_1(u_v + u_m) \cdot \text{sign}(P_s - P_1) \sqrt{(P_s - P_1) \cdot \text{sign}(P_s - P_1)} + k_4(u_v - u_m) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (4.6)$$

$$Q_2 = k_2(u_v + u_m) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t) \sqrt{(P_2 - P_t) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t)} + k_3(u_v - u_m) \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \cdot \text{sign}(P_s - P_2)} \quad (4.7)$$

3) $u_v \leq -u_m$ koşulu için debi denklemleri

$$Q_1 = k_4(u_v - u_m) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (4.8)$$

$$Q_2 = k_3(u_v - u_m) \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \cdot \text{sign}(P_s - P_2)} \quad (4.9)$$

Hidrolik Motor Denklemleri

$$\theta_m \quad \text{Konum} \quad (4.10)$$

$$\omega_m = \frac{d\theta}{dt} \quad \text{Hız} \quad (4.11)$$

$$\frac{d\omega_m}{dt} = -\frac{B_v}{J_m} \omega_m + \frac{D_m}{J_m} (P_1 - P_2) - \frac{T_m}{J_m} \quad \text{İvme} \quad (4.12)$$

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{1}{C_1} \left[Q_1 - D_m \omega_m - \frac{(P_1 - P_2)}{R_i} - \frac{P_1}{R_e} \right] \quad (4.13)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{1}{C_2} \left[Q_2 - D_m \omega_m - \frac{(P_1 - P_2)}{R_i} - \frac{P_2}{R_e} \right] \quad (4.14)$$

4.6 Sistem Parametreleri

Simülasyonu yapmak amacıyla kullandığımız sistem parametreleri aşağıdaki gibidir.

Valf debi denklemlerinde kullanılan sabitler şunlardır:

$$u_m = 0,01$$

$$k_1 = 55 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3 / \text{s} \sqrt{\text{N} / \text{m}^2}$$

$$k_2 = 55 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3 / \text{s} \sqrt{\text{N} / \text{m}^2}$$

$$k_3 = 57 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3 / \text{s} \sqrt{\text{N} / \text{m}^2}$$

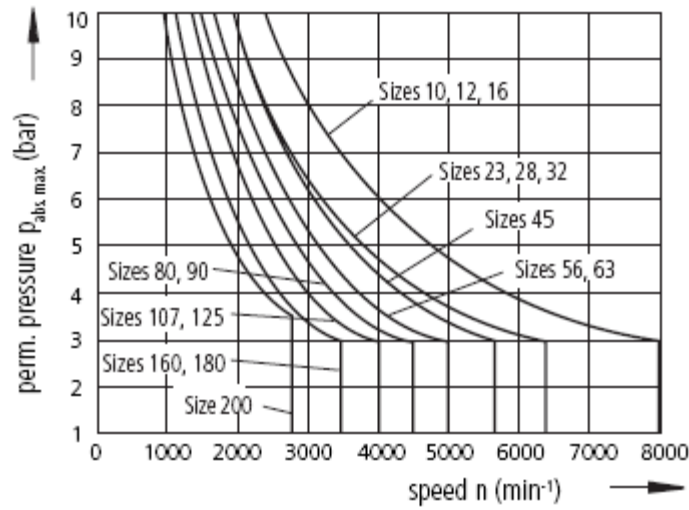
$$k_4 = 45 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3 / \text{s} \sqrt{\text{N} / \text{m}^2}$$

Hidrolik motor denklemlerinde kullanılan sabitler şunlardır:

Tezde kontrolünü yaptığım motor; Mannesmann Rexroth Sabit Deplasmanlı Motor A2FM Size 45;



Sizes 10...200



Şekil 4.3 Mannesmann Rexroth Sabit Deplasmanlı Motor A2FM

$T_m=254 \text{ N.m}$ (Motorun Torku),

$D_m=45,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rad}$ (Motorun Deplasmanı),

$J_m=24 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$ (Motorun Miline İndirgenmiş Kütleli Atalet Momenti)

(Motorun Kütleli Atalet Momenti ihmal edilmiştir, 1 kg.m^2 alındı),

$V_1=0,33 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ (Motorun 1. Tarafındaki Hacmi),

$V_2=0,33 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ (Motorun 2. Tarafındaki Hacmi),

$\beta = 14 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ (Akışkanın Hacimsel Elastik Modülü),

$C_1=V_1/\beta$ (Motorun 1. Tarafındaki Kapasitans Terimi),

$C_2=V_2/\beta$ (Motorun 2. Tarafındaki Kapasitans Terimi),

$P_s=200 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ (Sistem Basıncı),

$P_t=1. 10^5 \text{ N/m}^2$	(Tank Basıncı),
$B_v=0$	(Sürtünme Katsayısı),
R_i ve R_e	(Hidrolik motorun iç-dış direnç katsayıları ihmal edilmiştir)

4.7 Sistem Cevabının İncelenmesi

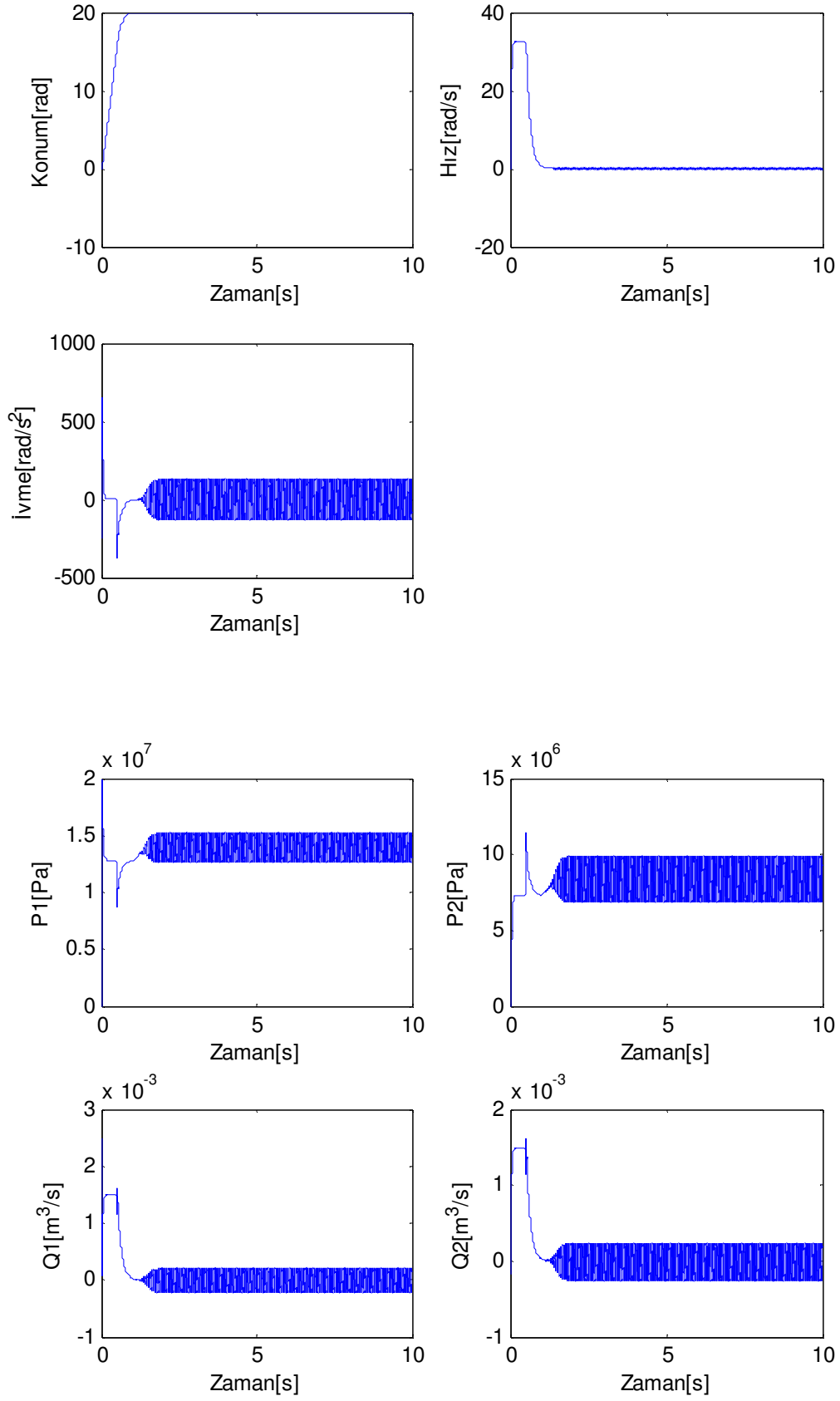
Sistem cevabı PD ve PID kontrolcü ile karşılaştırarak; hangi kontrol yönteminin sistem için daha uygun olduğu tespit edilmiş olup, tespit için simülasyonlar ve yükselme zamanı (rise time) ile yerleşme zamanı (settling time) incelenmiştir.

4.7.1 PD ve PID Kontrolcü İle Sistem Cevabı

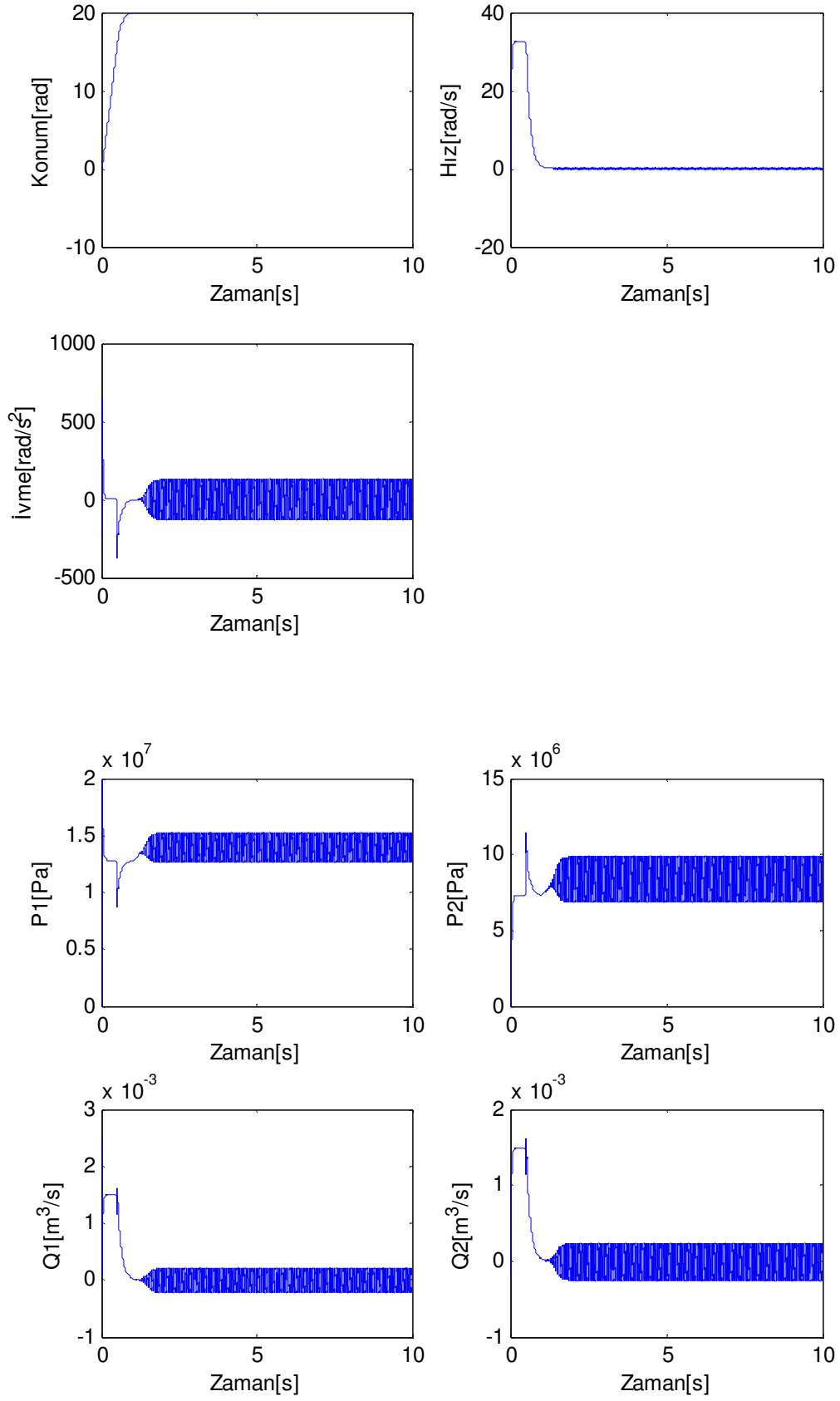
Yapılan kontrol sonucu PID kontrolcüdeki integral sabiti sistemde sürekli rejim hatasını azaltmıştır. En az sürekli rejim hatası değerini veren integral sabiti 10758.10^{-7} ve sürekli rejim hatası $-0,000006$ 'dır.

Yükselme zamanı (rise time); referans konumun %10 ile %90'ı arasındaki geçen süre olarak alınmıştır. PD kontrolcüde $t_r=0,5202$ saniye iken, PID kontrolcüde $t_r=0,5201$ saniyedir. (oranı sabiti=6, türev sabiti=0,75)

Yerleşme zamanı (settling time); %2'lik aşma değerleri temel alınmış olup, PD kontrolcüde $t_s=0,8249$ saniye iken, PID kontrolcüde $t_s=0,8246$ saniyedir. (oranı sabiti=6, türev sabiti=0,75, integral sabiti= 10758.10^{-7})



Şekil 4.4 PD Kontrol Algoritmaları Sistem Cevabı
(Orantı Sabiti:6, Türev Sabiti:0.75)



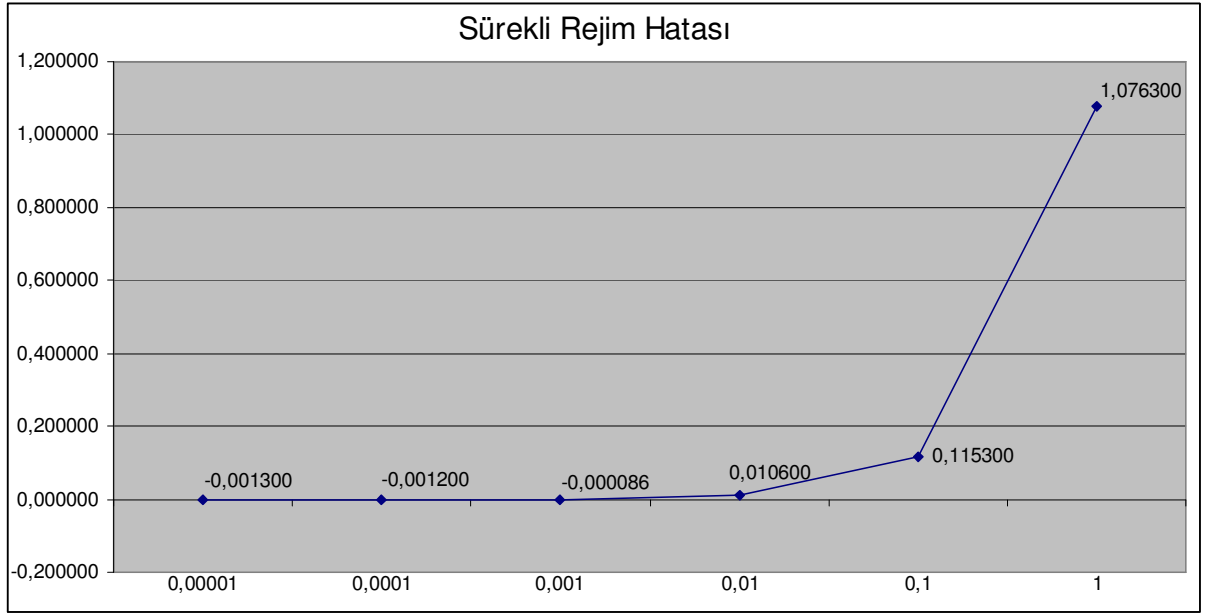
Şekil 4.5 PID Kontrol Algoritmaları Sistem Cevabı
 (Orantı Sabiti:6, İntegral Sabiti: $10758 \cdot 10^{-7}$, Türev Sabiti:0.75)

4.7.2 İntegral Sabitinin Sistem Cevabına Etkisi

Değişik integral sabiti değerleri simülasyon yapılmış olup uygun değer 0,0010758 olarak bulunmuştur.

Tablo 4.1 İntegral sabiti ve Sürekli rejim Hatası

İntegral Sabiti	Sürekli Rejim Hatası
0,00001	-0,001300
0,0001	-0,001200
0,001	-0,000086
0,01	0,010600
0,1	0,115300
1	1,076300



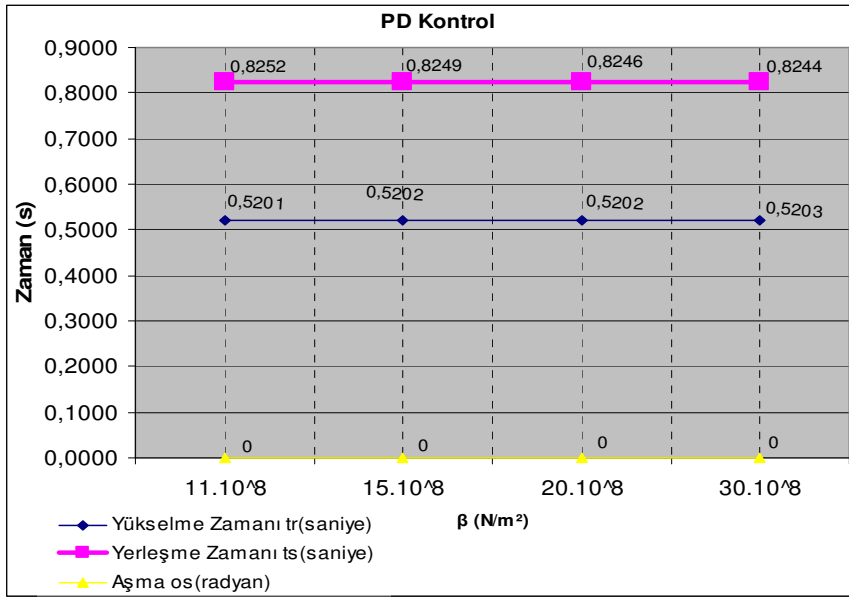
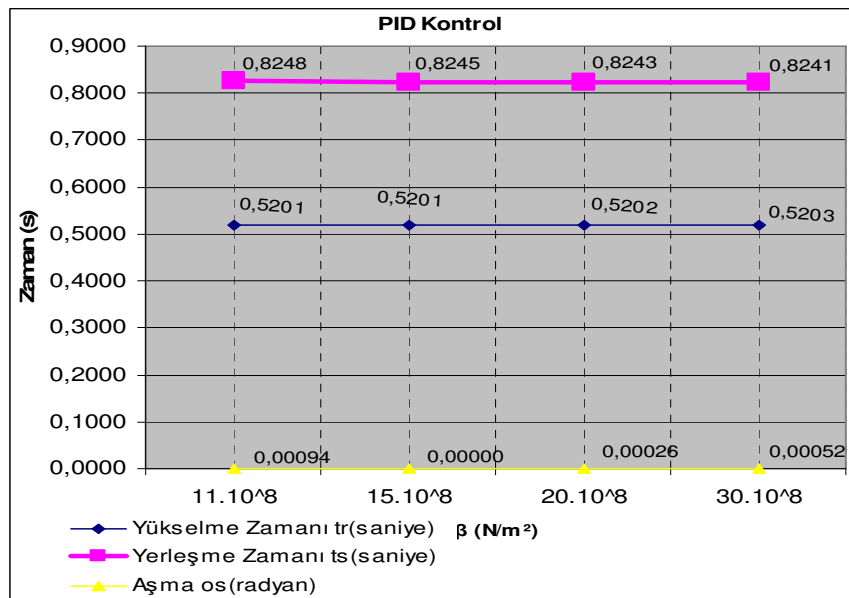
Şekil 4.6 Sürekli Rejim Hatası

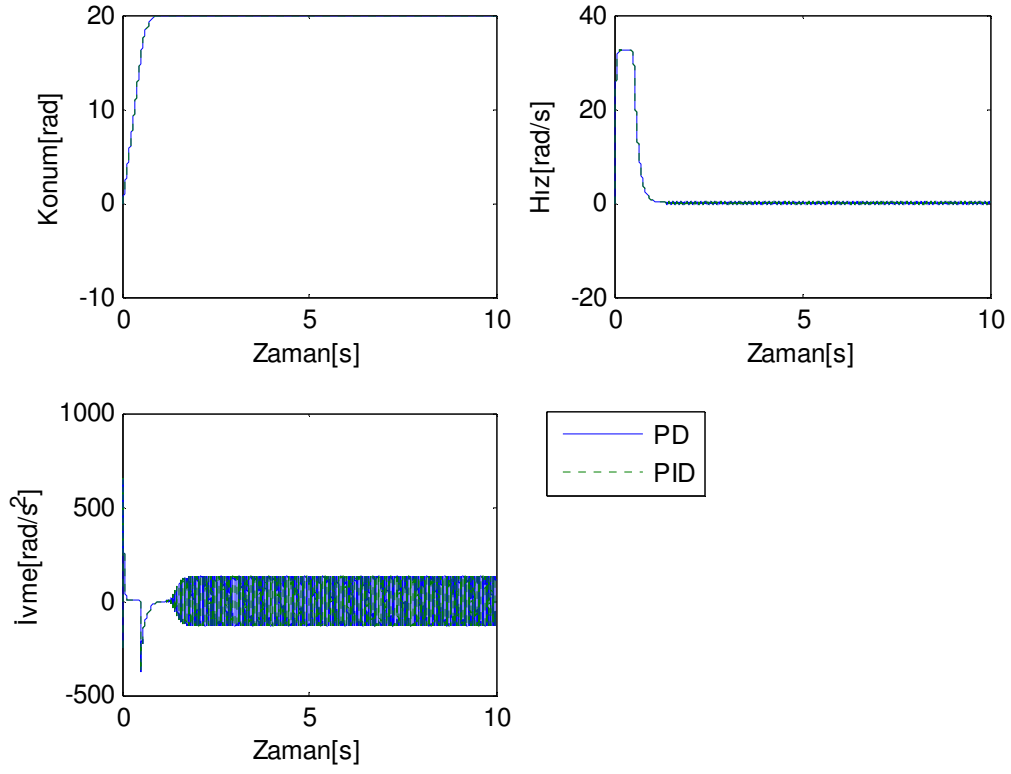
4.7.3 Parametrelerin Sistem Cevabına Etkisi (β , J_m)

J_m motorun kütleli atalet momenti ve β akışkanın hacimsel elastiklik modülü parametrelerinin sistem cevabındaki etkilerinin karşılaştırılması;

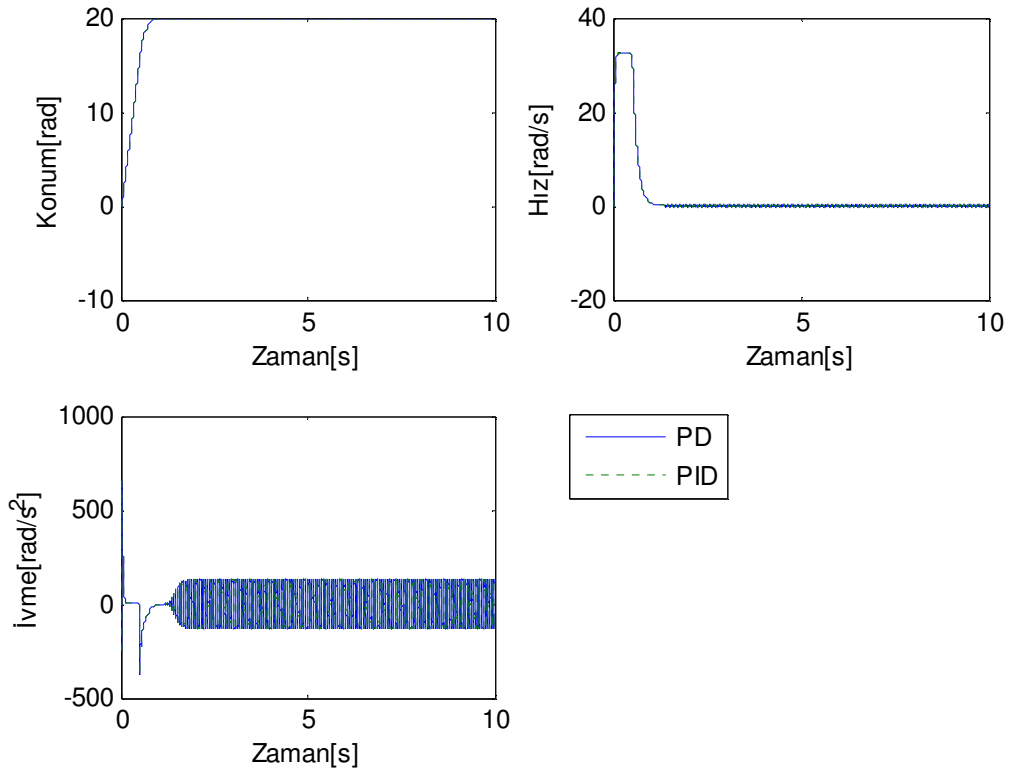
Tablo 4.2: J_m =sabit ve β değişken

			PD			PID		
J_m (kg.m ²)	β (N/m ²)	Referans Konum (rad)	Yükselme Zamanı tr(saniye)	Yerleşme Zamanı ts(saniye)	Aşma os(radyan)	Yükselme Zamanı tr(saniye)	Yerleşme Zamanı ts(saniye)	Aşma os(radyan)
1	$11 \cdot 10^8$	20	0,5201	0,8252	0	0,5201	0,8248	$9,4 \cdot 10^{-4}$
	$15 \cdot 10^8$		0,5202	0,8249	0	0,5201	0,8245	0
	$20 \cdot 10^8$		0,5202	0,8246	0	0,5202	0,8243	$2,6 \cdot 10^{-4}$
	$30 \cdot 10^8$		0,5203	0,8244	0	0,5203	0,8241	$5,2 \cdot 10^{-4}$

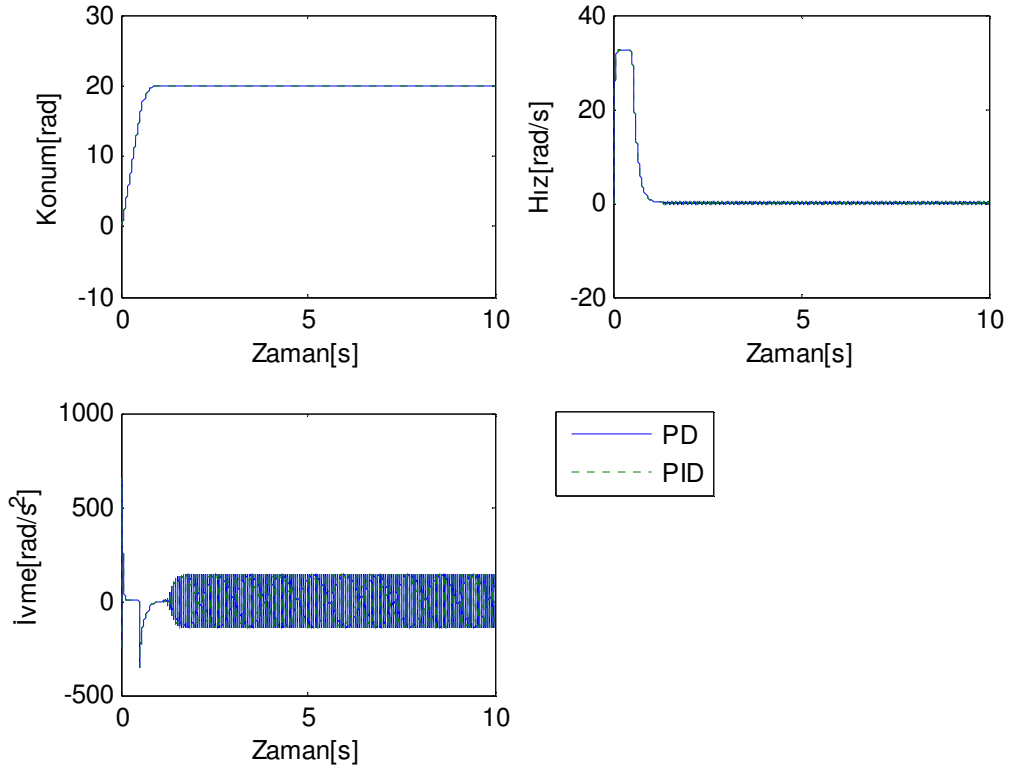
Şekil 4.7 PD Kontrol İle Sistem Cevapları J_m =sabit ve β değişkenŞekil 4.8 PID Kontrol İle Sistem Cevapları J_m =sabit ve β değişken



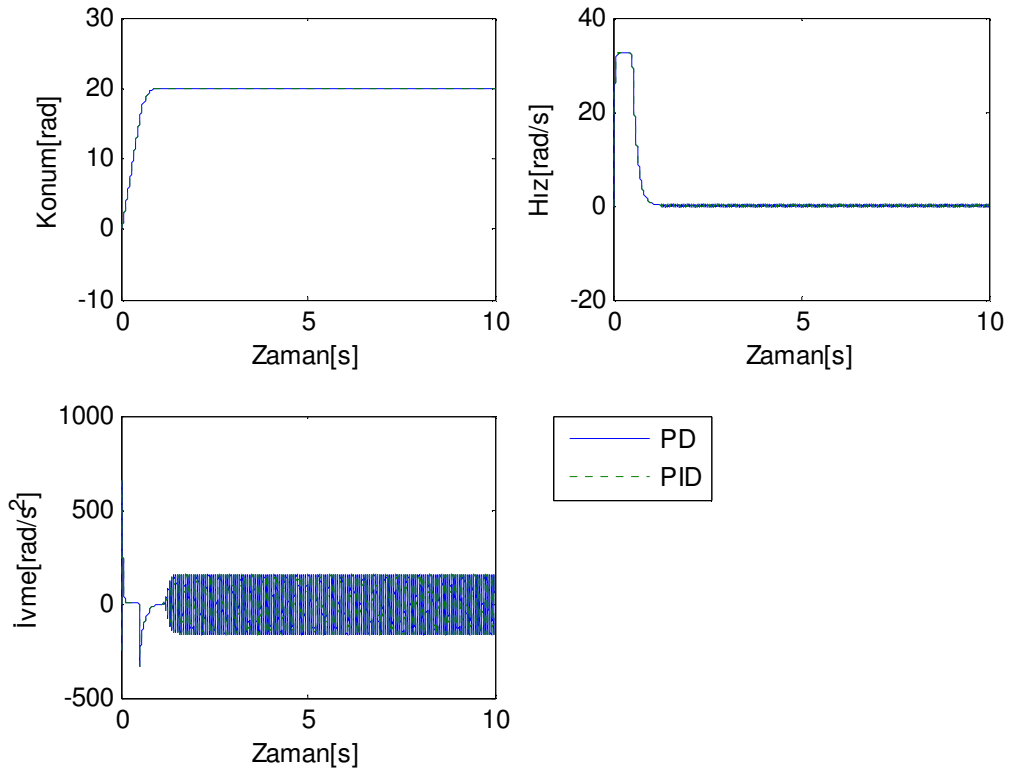
Şekil 4.9 PD ve PID Kontrol Algoritmali Sistem Cevabi Karşılaştırması
($J_m=1 \text{ kg.m}^2$ ve $\beta=11.10^8 \text{ N/m}^2$)



Şekil 4.10 PD ve PID Kontrol Algoritmali Sistem Cevabi Karşılaştırması
($J_m=1 \text{ kg.m}^2$ ve $\beta=15.10^8 \text{ N/m}^2$)



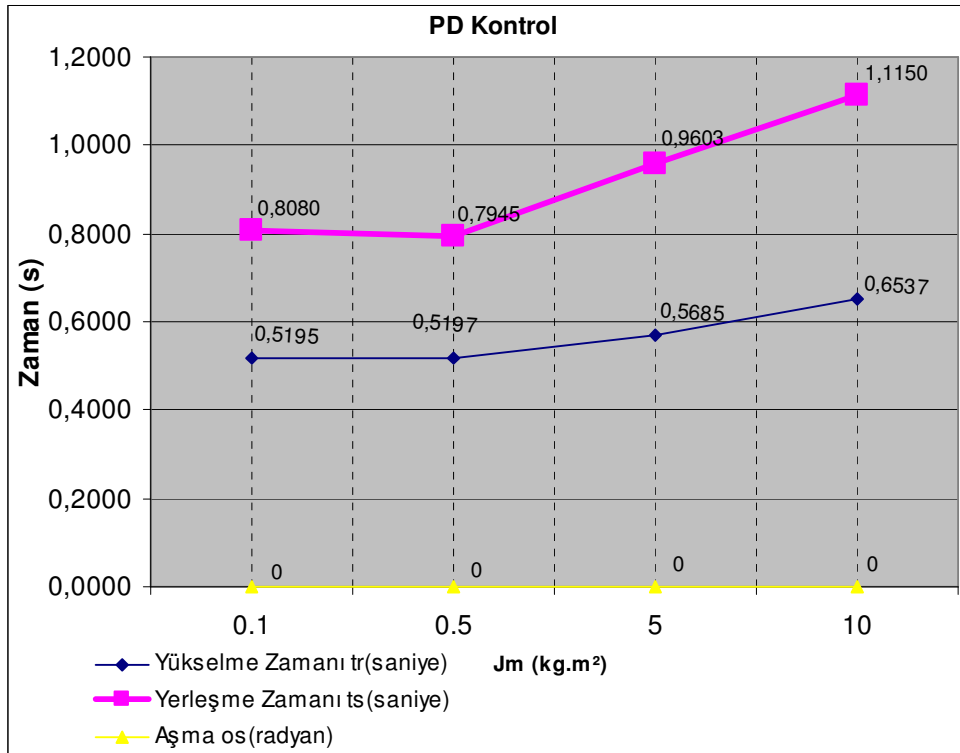
Şekil 4.11 PD ve PID Kontrol Algoritmaları Sistem Cevabı Karşılaştırması
($J_m=1 \text{ kg.m}^2$ ve $\beta=20 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$)

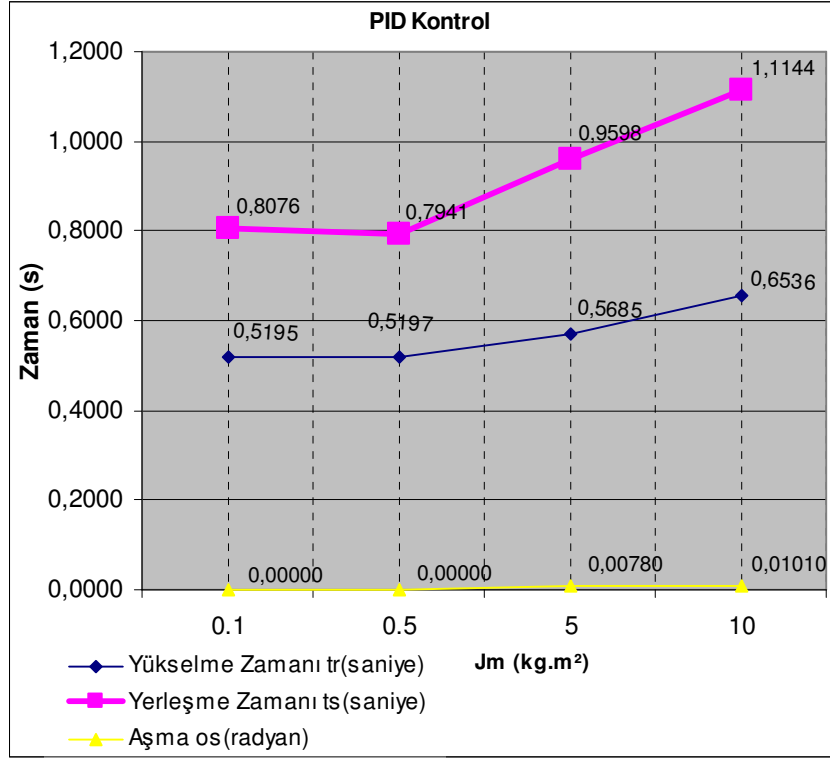


Şekil 4.12 PD ve PID Kontrol Algoritmaları Sistem Cevabı Karşılaştırması
($J_m=1 \text{ kg.m}^2$ ve $\beta=30 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$)

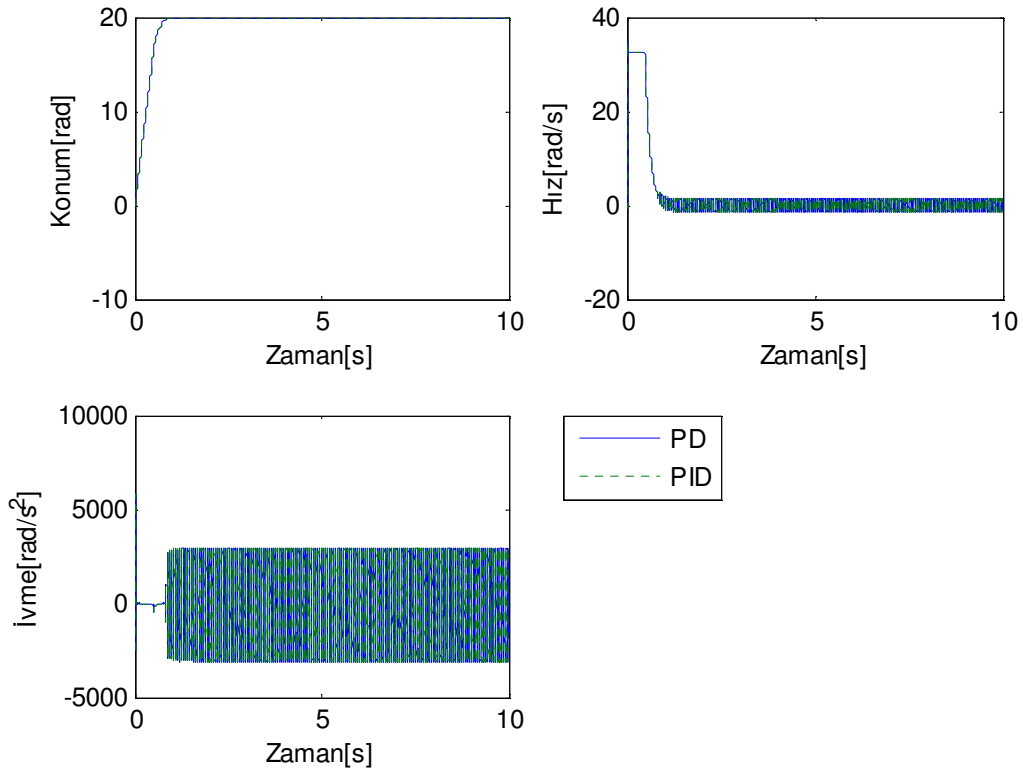
Tablo 4.3: β =sabit ve J_m değişken

			PD			PID		
J_m (kg.m ²)	β (N/m ²)	Referans Konum (rad)	Yükselme Zamanı tr(saniye)	Yerleşme Zamanı ts(saniye)	Aşma os(radyan)	Yükselme Zamanı tr(saniye)	Yerleşme Zamanı ts(saniye)	Aşma os(radyan)
0,1	14.10 ⁸	20	0,5195	0,8080	0	0,5195	0,8076	0
0,5			0,5197	0,7945	0	0,5197	0,7941	0
5			0,5685	0,9603	0	0,5685	0,9598	7,80.10 ⁻³
10			0,6537	1,1150	0	0,6536	1,1144	1,01.10 ⁻²

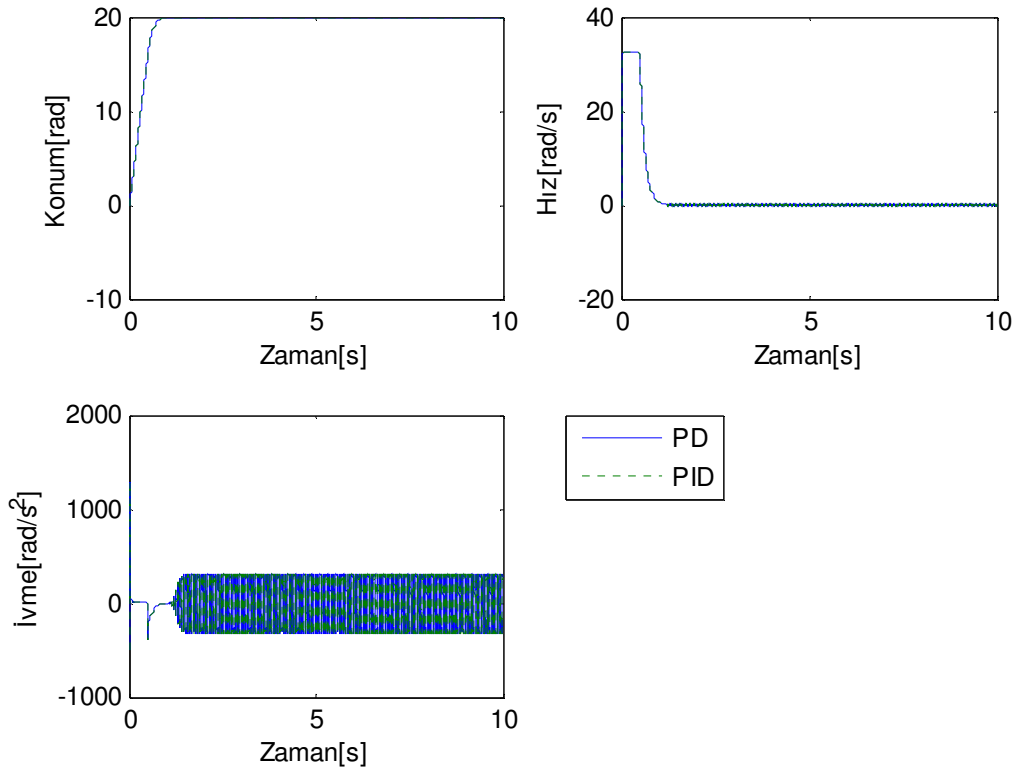
Şekil 4.13 PD Kontrol İle Sistem Cevapları β =sabit ve J_m değişken



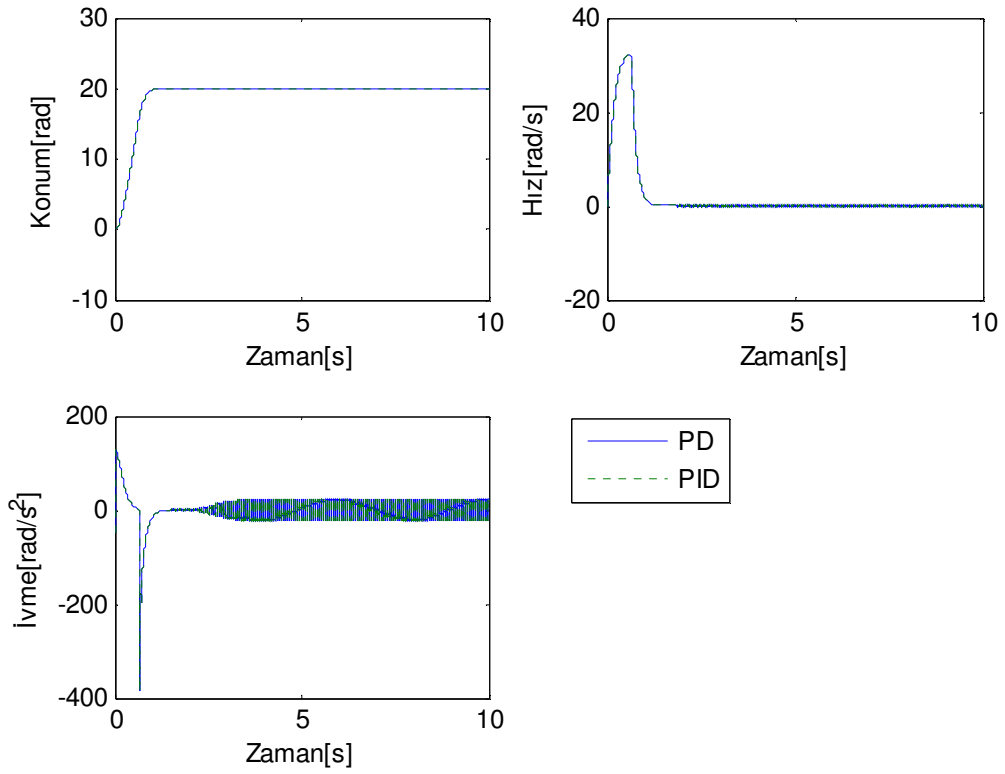
Şekil 4.14 PID Kontrol İle Sistem Cevapları β =sabit ve J_m değişken



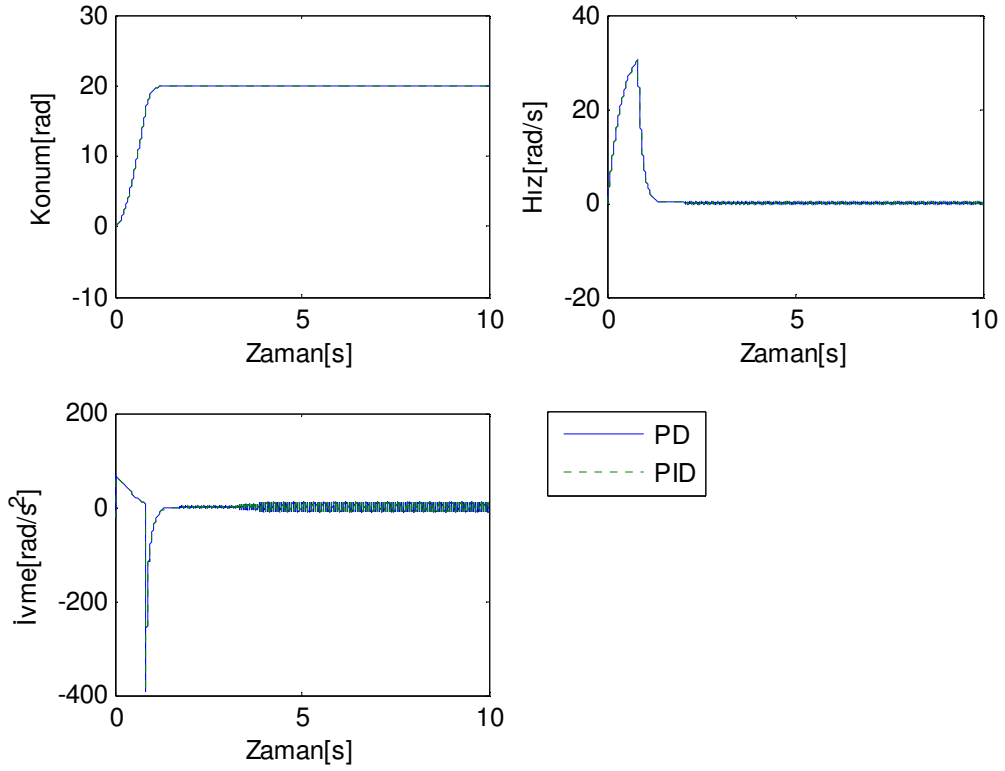
Şekil 4.15 PD ve PID Kontrol Algoritmaları Sistem Cevabı Karşılaştırması
($\beta=14 \cdot 10^8$ N/m² ve $J_m=0,1$ kg.m²)



Şekil 4.16 PD ve PID Kontrol Algoritmaları Sistem Cevabı Karşılaştırması
($\beta=14 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ ve $J_m=0,5 \text{ kg.m}^2$)



Şekil 4.17 PD ve PID Kontrol Algoritmaları Sistem Cevabı Karşılaştırması
($\beta=14 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ ve $J_m=5 \text{ kg.m}^2$)



Şekil 4.18 PD ve PID Kontrol Algoritmali Sistem Cevabı Karşılaştırması
($\beta=14 \cdot 10^8$ N/m² ve $J_m=10$ kg.m²)

4.7.4 Sinüs Giriş Fonksiyonu İle Sistem Cevabı

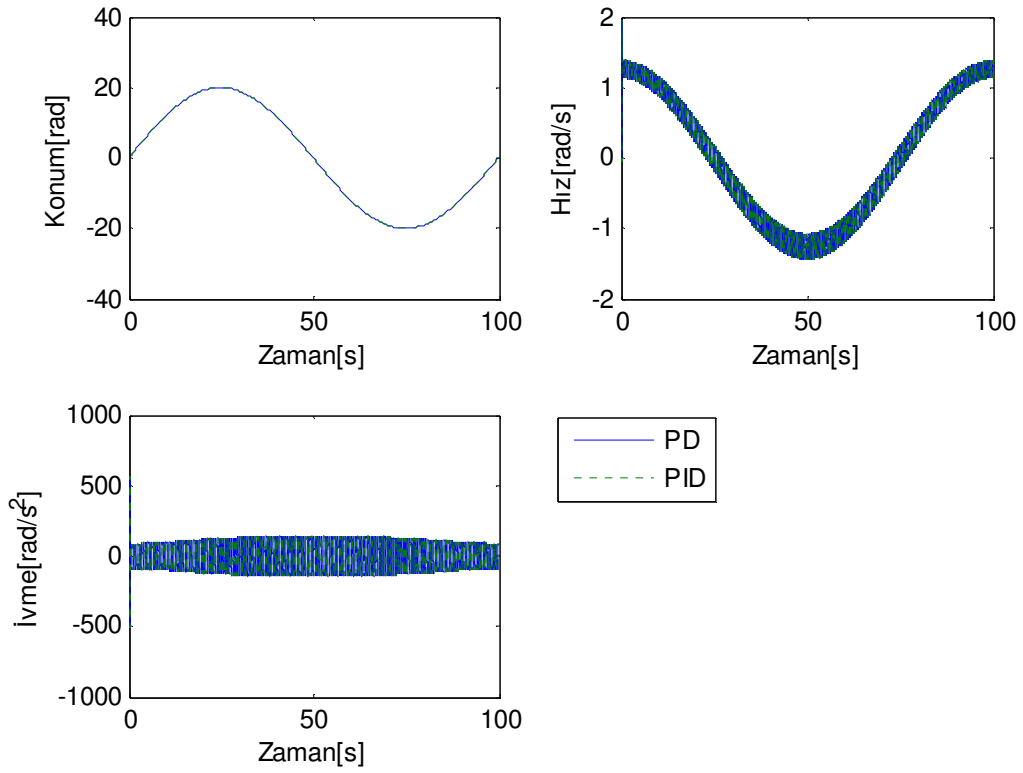
Gerçek sistemlerde hidrolik motora gelen debi sabit değildir. Bu kısımda doğru sonucu almak için giriş fonksiyonu sinüs fonksiyonu alınmış olup, simülasyonda genlik 20 alınarak, değişik frekans değerlerine göre sistem cevabı incelenmiştir.

$$f = \frac{1}{T} \text{ hertz (T:saniye)}$$

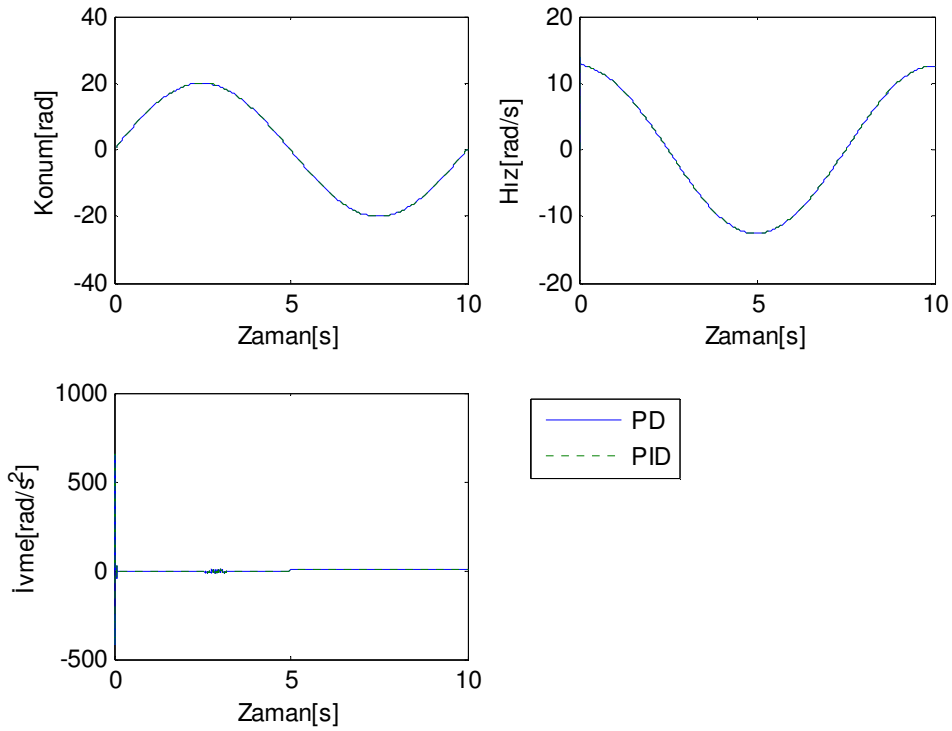
$$\omega = 2\pi f \quad \text{rad/s}$$

Simülasyonda en iyi sonucu 0,2 hertz frekans değeri vermiştir.

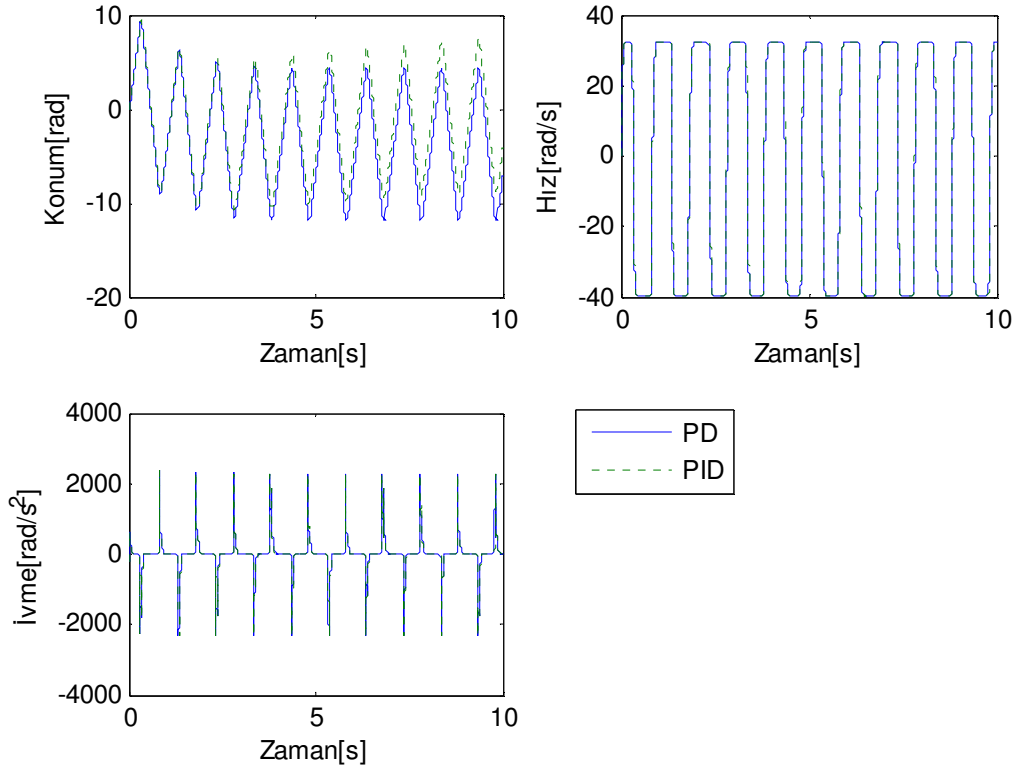
(Simülasyonlarda $\beta=14 \cdot 10^8$ N/m² ve $J_m=1$ kg.m² alınmıştır.)



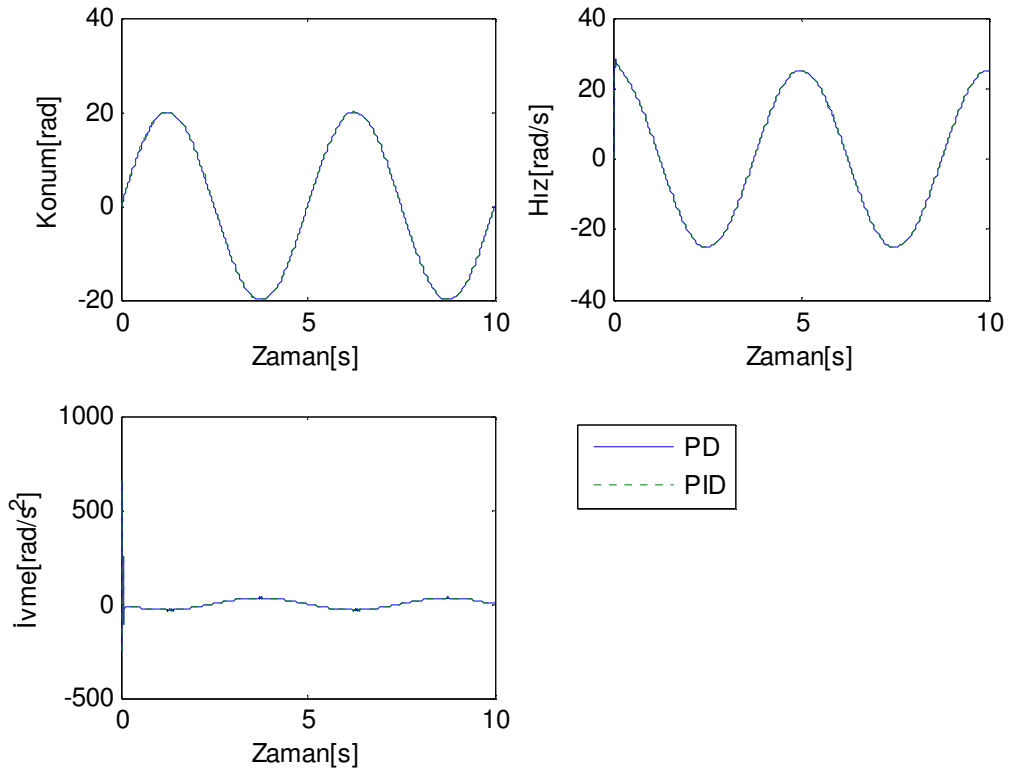
Şekil 4.19 PD ve PID Kontrol Algoritmali Sistem Cevabi Karşılaştırması
($f=0.01$ hertz, $T=100$ saniye, $\omega=0.06$ rad/s)



Şekil 4.20 PD ve PID Kontrol Algoritmali Sistem Cevabi Karşılaştırması
($f=0.1$ hertz, $T=10$ saniye, $\omega=0.62$ rad/s)



Şekil 4.21 PD ve PID Kontrol Algoritmaları Sistem Cevabı Karşılaştırması
($f=1$ hertz, $T=1$ saniye, $\omega=6.28$ rad/s)



Şekil 4.22 PD ve PID Kontrol Algoritmaları Sistem Cevabı Karşılaştırması
($f=0.2$ hertz, $T=5$ saniye, $\omega=1.25$ rad/s)

5. SONUÇLAR

Bu çalışmada dört yollu, üç konumlu oransal yön denetim valfi ile bir hidrolik motorun matematiksel modeli oluşturularak bilgisayarda simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Matematiksel model sonucunda elde edilen denklemlerin çözümünde Runge Kutta 4 (ODE 4) sayısal integrasyon metodu kullanılmış olup modelin simülasyonunda ve grafik çizimlerinde Matlab-Simulink programı kullanılmıştır.

Hidrolik motordaki iç ve dış sızıntı kayıpları modelde hesaba katılmış, simülasyon sırasında gerçek sızıntı dirençleri bilinmediğinden bu etkiler ihmal edilmiştir. Ayrıca sürtünme katsayısı B_v sıfır alınmıştır.

Simülasyonda oransal valf hidrolik motor sisteminin cevapları (cevaplar yükselme ve yerleşme zamanları bulunarak) karşılaştırılmıştır;

1. PD ve PID kontrolcülerinin karşılaştırılması olarak irdelenmiş olup PID kontrolde integrasyon sabitinin sürekli rejim hatasını azalttığı görülmüştür.
2. PID kontrolde değişik integral sabiti değerleri için sürekli rejim hataları incelenmiş olup en az sürekli rejim hatasını veren integral sabiti değeri yaklaşık olarak 0,001 olarak bulunmuştur.
3. J_m motorun kütleli atalet momenti ve β akışkanın hacimsel elastiklik modülünün simülasyondaki etkileri inlenmiştir. J_m 'in sabit (1 kgm^2) β 'nin değişken (11.10^8 , 15.10^8 , 20.10^8 , 30.10^8 N/m^2) olduğu durumlarda yükselme ve yerleşme zamanlarının fazla değişmediği, β 'nin sabit (14.10^8 N/m^2) J_m 'in değişken ($0,1$, $0,5$, 5 ve 10 kgm^2) olduğu durumlarda yükselme ve yerleşme zamanlarının J_m 'in artan değerleri için arttığı görülmüştür.
4. Daha sonra sisteme sinüs giriş fonksiyonu girilmiş ve giriş fonksiyonunun $0,2$ hertz'de en uygun cevabı verdiği görülmüştür.

Sisteme konum kontrolü için PD ve PID kontrol algoritmaları uygulanmıştır. PD ve PID kontrol katsayıları deneme yanılma metodu kullanılarak tespit edilmiştir. PD kontrolcü ile elde edilen sonuçlar PID kontrolcü ile elde edilen sonuçlarla hemen hemen aynı olduğu için PID kontrolcü yerine PD kontrolcünün kullanılması uygun görülmüştür.

Bu sonuçlar ışığında ileriki çalışmalarda sistemin modeli geliştirilebilir. İhmal edilen motorun iç ve dış sızıntı kayıp katsayıları ilave edilebilir ve sürtünme katsayısı sıfır yerine değişik

değerler alınarak sistemin simülasyonu yapılabilir. Ayrıca daha farklı kontrol yöntemleri uygulanarak sistemin simülasyonu yapılabilir.

KAYNAKLAR

Akkaya A. V., (2001), Bir Hidrolik Sistemin Dinamik Özelliklerinin Simülasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Y.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü

Altuğ E., (1998), Elektrohidrolik Bir Sistemin Gerçeğe Yakın Konum Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü

Aydonat E. ,(2002), Basit Bir Hidrolik Derin Çekme Presinde Hız ve Konum Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü

Büyüksavcı M. ,(1999), Elektrohidrolik Bir Servo Sistemin PD, Bulanık Mantık ve Kayan Rejimli Konum Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü

Çetin Ş. ,(2003), Bir Titreşim Tablasının Hidrolik Sistemin Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü

İstif İ. ,(1995), Elektrohidrolik Bir Servo Sistemin Simülasyonu, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü

İstif İ. ,(2001), Servo Sistemli Hidrolik Hareketlendiricilerin Modellemesi, Sayısal Benzetimi ve Dinamik Davranışlarının Analizi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü

Korucu A., (1999), Development of a Uniaxial Shaking Table And a Data Acquisition System, ODTU

Kutlu K., (1988), Hidrolik Sistemlerde İkili Konum Kontrolü ve Mikroişlemci Uygulaması, Doktora Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü

Kutlu K., (1991), “Digital PD and PD² Control Implementations in an Electrohydraulic System”, IFAC Symposium on Robot Control, Vienna Austria

Newell D. P., Hongliang D., Sain M. K., Quast P., Spencer B. F., (1995), “Nonlinear Modeling and Control of a Hydraulic Seismic Simulator”, Proceedings America Control Conference

Pinches M. J. ve Ashby J. G., (1994), Güç Hidroliği, Çev. Tuna E., İstanbul.

Schmitt A., (1981), Endüstriyel Hidrolik Eğitimi, Mannesmann Rexroth, Çev. Aykun H., İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi	20.05.1981	
Doğum Yeri	İstanbul	
Lise	1995–1998	Maltepe Lisesi
Hazırlık	1999–2000	Yıldız Teknik Üniversitesi
Lisans	2000–2004	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fak. Makina Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2004–2007	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Makina Teorisi ve Kontrol Programı

Çalıştığı Kurumlar

Mart 2004 – Haziran 2004	BMF Asansör Sanayi
Haziran 2004 – Mart 2005	Dimak Makina Müh. San. ve Dış Tic. Ltd. Şti.
Mayıs 2005 – Nisan 2006	İstanbul Makina ve Otomasyon Sis. San. Tic. AŞ.
Nisan 2006 – Devam Ediyor	İstanbul Büyükşehir Belediyesi