

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HİDROLİK GÜÇ VE KUMANDA SİSTEMLERİNİN  
İNCELENMESİ**

**Makine Mühendisi Mert ÇELEBİ**

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı-Proses Programında Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Doğan ÖZGÜR**

**İSTANBUL, 2007**

İÇİNDEKİLER .....	I
SİMGE LİSTESİ.....	IV
ŞEKİL LİSTESİ.....	VI
ÇİZELGE LİSTESİ.....	X
ÖNSÖZ.....	XI
ÖZET.....	XII
ABSTRACT.....	XIII
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
<b>2. HİDROLİĞİN TANIMI VETARİHÇESİ .....</b>	<b>2</b>
<b>2.1. HİDROLİĞİN UYGULAMA ALANLARI .....</b>	<b>4</b>
<b>2.2 HİDROLİĞİN TEMEL KANUNLARI .....</b>	<b>8</b>
2.2.1 <i>Hidrostatik Basınç</i> .....	8
2.2.2 <i>Pascal Yasası</i> .....	8
2.2.3 <i>Akış Yasaları</i> .....	11
2.2.4 <i>Enerjinin Korunumu Yasası</i> .....	12
<b>2.3 HİDROLİK AKIŞKANLAR.....</b>	<b>16</b>
2.3.1 <i>Hidrolik Akışkanların Sınıflandırılması</i> .....	17
2.3.2 <i>Akışkanların Önemli Fiziksel Özellikleri</i> .....	17
2.3.2.1 <i>Viskozite</i> .....	17
2.3.2.2 <i>Kinematik Viskozite</i> .....	18
2.3.2.3 <i>Mutlak Viskozite (Dinamik Viskozite)</i> .....	18
2.3.2.4 <i>Sıkışabilirlik</i> .....	19
2.3.2.5 <i>Sıcaklıkta Hacim Değişimi</i> .....	19
2.3.3 <i>Akışkanların Diğer Özellikleri</i> .....	19
<b>3.0 HİDROLİK SİSTEM VE HİDROLİK SİSTEM ELEMANLARI.....</b>	<b>21</b>
<b>3.1 HİDROLİK POMPALAR .....</b>	<b>21</b>
3.1.1 <i>Dişli Pompalar</i> .....	22
3.1.1.1. <i>Dıştan Dişli Pompa</i> .....	23
3.1.1.2. <i>İçten Dişli Pompalar</i> .....	24
3.1.1.3. <i>Gerotor veya Orbit Pompa</i> .....	24
3.1.1.4. <i>Vidalı Dişli Pompalar</i> .....	25
3.1.2. <i>Paletli Pompalar</i> .....	26
3.1.2.1. <i>Sabit Deplasmanlı Paletli Pompalar</i> .....	26
3.1.2.2. <i>Değişken Deplasmanlı Paletli Pompalar</i> .....	28
3.1.3 <i>Pistonlu Pompalar</i> .....	29
3.1.3.1. <i>Eksantrik Silindir Bloklü Radyal Pistonlu Pompa</i> .....	29

3.1.3.2. Eksantrik Şaftlı Radyal Pistonlu Pompa .....	29
3.1.3.3. Eğik Eksen Prensipli Eksel Pistonlu Pompalar .....	30
3.1.3.4. Eğik Disk Prensipli Eksel Pistonlu Pompalar .....	30
3.1.3.5. Radyal Pistonlu Pompalar .....	30
3.1.3.6. Eğik Eksen Prensipli Eksel Pistonlu Pompalar .....	31
3.1.3.7. Eğik Disk Prensipli Eksel Pistonlu Pompalar .....	31
<b>3.2. HİDROLİK POMPA SEÇİM KRİTERLERİ .....</b>	<b>32</b>
<b>3.3 HİDROLİK VALFLER .....</b>	<b>33</b>
3.3.1 <i>Yön Denetim Valfleri</i> .....	33
3.3.1.1 Sürgülü Yön Denetim Valfleri .....	35
3.3.1.1.1 Direkt Uyarılı Sürgülü Yön Denetim Valfleri .....	36
3.3.1.1.2 Akışkan Uyarılı Yön Denetim Valfleri .....	37
3.3.1.1.3 Pilot Uyarılı Sürgülü Yön Denetim Valfleri .....	38
3.3.1.2 Oturmalı Tip Yön Denetim Valfi .....	38
3.3.2 <i>Çek Valfler</i> .....	39
3.3.3 <i>Ön Dolum Valfleri</i> .....	40
3.3.4 <i>Basınç Denetim Valfleri</i> .....	41
3.3.4.1. Basınç Emniyet Valfleri .....	42
3.3.4.2. Basınç Sıralama Valfleri .....	43
3.3.4.3. Akü Dolum Valfleri .....	44
3.3.4.4. Basınç Düşürücü (Ayar) Valfler .....	44
3.3.5. <i>Akış Denetim Valfleri</i> .....	45
3.3.5.1 Kısma Valfleri .....	46
3.3.5.2 Akış Ayar Valfleri .....	47
3.3.5.3 Akış Bölücü .....	47
<b>3.4 HİDROLİK KULLANICILAR .....</b>	<b>48</b>
3.4.1 <i>Hidrolik Silindirler</i> .....	48
3.4.1.1 Tek Etkili Silindirler .....	49
3.4.1.2 Çift Etkili Silindirler .....	50
3.4.1.3 Teleskopik Silindirler .....	50
3.4.1.4 Tandem Silindirler .....	51
3.4.1.5 Dupleks Silindirler .....	51
3.4.1.6 Basınç Yükseltici Silindirler .....	52
<b>3.5. DÖNDÜRME MEKANİZMALARI (AKTUATÖRLER) .....</b>	<b>52</b>
<b>3.6 HİDROLİK MOTORLAR .....</b>	<b>53</b>
<b>3.7 SIZDIRMAZ ELEMANLAR .....</b>	<b>54</b>
<b>3.8 YAĞ TEMİZLİĞİ VE FİLTASYON .....</b>	<b>54</b>
<b>3.9 AKSESUARLAR .....</b>	<b>55</b>
<b>3.10 HİDROLİK GÜÇ ÜNİTELERİ .....</b>	<b>55</b>
<b>3.11. HİDROLİK İLETİM HATLARI VE HİDROLİK BAĞLANTI ELEMANLARI .....</b>	<b>57</b>
<b>4.0 HİDROLİK SİSTEMLİ BORU DELME MAKİNASININ VE HİDROLİK VALFİN MATEMATİKSEL MODELİNİN İNCELENMESİ .....</b>	<b>59</b>

<b>4.1 HİDROLİK BORU DELME MAKİNESİNİN TANITIMI</b> .....	59
<b>4.2 HİDROLİK BORU DELME MAKİNASININ TEKNİK ÖZELLİKLERİ</b> .....	59
<b>4.3 HİDROLİK BORU DELME MAKİNASI</b> .....	61
<b>4.3.1 Hidrolik Sistem</b> .....	62
<b>4.3.1.1. Hidrolik Boru Delme Makinasının Hidrolik Güç Ünitesi ve Hidrolik Elemanlarının Seçimi</b> .....	63
<b>4.3.2 Mekanik Sistem</b> .....	64
<b>4.3.3 Otomatik Kontrol Sistemi</b> .....	68
<b>4.3.3.1 İkili Kontrol Organı</b> .....	70
<b>4.3.3.2 Sürekli Kontrol Organı</b> .....	74
<b>4.3.3.2.1 Orantı Etki (P etki)</b> .....	74
<b>4.3.3.2.2 İntegral Etki (I Etki)</b> .....	75
<b>4.3.3.2.3 Diferansiyel Etki (D Etki)</b> .....	76
<b>4.3.3.3. Endüstriyel Kontrol Organı Tipleri</b> .....	77
<b>4.3.3.3.1. Orantı tipi (P tipi) Kontrol Organı</b> .....	77
<b>4.3.3.3.2. İntegral tipi (I tipi) Kontrol Organı</b> .....	78
<b>4.3.3.3.3. Orantı + İntegral tipi (PI tipi) Kontrol Organı</b> .....	78
<b>4.3.3.3.4. Orantı + Diferansiyel tipi (PD tipi,) Kontrol Organı</b> .....	80
<b>4.3.3.3.5. Orantı + İntegral - Diferansiyel Tipi (PID tipi) Kontrol Organı</b> .....	82
<b>4.3.3.4. Servomekanizma Çevrimi</b> .....	83
<b>4.3.4 Soğutma Sistemi</b> .....	84
<b>4.4 HİDROLİK SİSTEMİN MATEMATİK MODELİ</b> .....	85
<b>4.4.1 Sürekli Akım Denklemi</b> .....	87
<b>4.4.2 Momentum Denklemi</b> .....	89
<b>4.4.3 Silindir Modeli</b> .....	89
<b>4.4.4 Valf Modeli</b> .....	91
<b>4.4.4.1. Sıfır Boşlukla Valf Modeli</b> .....	91
<b>4.4.4.2 Negatif Boşluklu Valf Modeli</b> .....	93
<b>4.4.5. Valf-Silindir Modeli</b> .....	94
<b>4.4.6. Dinamik Davranış Denklemleri</b> .....	96
<b>4.5. KONTROL SİSTEMİNİN SİMÜLASYONU</b> .....	99
<b>4.5.1. Sistemin PD Etkili Konum Kontrolü</b> .....	99
<b>4.5.2. Sistemin PI Etkili Konum Kontrolü</b> .....	101
<b>4.5.3. Sistemin PID Etkili Konum Kontrolü</b> .....	101
<b>4.6. SÜREKLİ TİTREŞİM YÖNTEMİ</b> .....	102
<b>4.7. HİDROLİK BORU DELME MAKİNASININ TASARIMINDA, İMALATINDA VE ÇALIŞTIRMA TESTİNDE KARŞILAŞILAN ZORLUKLAR</b> .....	112
<b>5.0 SONUÇLAR</b> .....	114
<b>KAYNAKLAR</b> .....	115
<b>ÖZGEÇMİŞ</b> .....	117

## SİMGE LİSTESİ

$G_k(s)$  : Transfer fonksiyonu

$K$ : Orantı sayısı ve kazanç

$K_D$  : Türevsel kontrol katsayısı

$K_i$  : İntegral kontrol katsayısı

$K_p$  : Oransal kontrol katsayısı

$\tau_i$  : İntegral zaman sabiti

$\tau_D$  : Diferansiyel zaman sabiti

$x_1 = Y$  : konum

$x_2 = \dot{Y}$  : hız

$U(s)$ : valf açıklığı

$E(s)$ : Referans konumdan ölçülen konumun farkı olmaktadır

$e$ : Valf pistonu yer değişiminin, maksimum valf pistonu yer değiştirme oranı

$\psi$  : Valf negatif boşluğunun, maksimum valf pistonu yer değiştirme oranı

$\rho$  : Akışkan yoğunluğu

$Q_1$ : Giriş debisi

$Q_2$ : Çıkış debisi

$P_s$  : Besleme basıncı

$P_t$  : Tank basıncı

$P_1$  : Silindirin 1. tarafındaki basınç

$P_2$  : Silindirin 2. tarafındaki basınç

$P_u$  : Sürekli titreşim periyodu

$A_1$  : Girişteki akıma dik kesit alanı

$A_2$  : Çıkıştaki akıma dik kesit alanı

$d_1$  : Silindrin iç çapı

$d_2$  : silindirin dış çapı

$a$ : Valf kesit alanı

$k_{1,2,3,4}$  : Valf sabitleri

$M$  : Referans hacmin kütlesi

$v$ : Akışkanın hızıdır.

$x$ : Valf pistonu yer değişimi

$x_{1,2,3,4}$  : Durum değişkenleri

$x_{\max}$  : Valf pistonun maksimum yer değişimi,

$u$ : Valf pistonun negatif valf boşluğu

$F$  : Sisteme etkiyen dış kuvvet

$f_v$  : Viskoz sürtünme katsayısı

$y$  : Konum

$y_{\text{ref}}$  : Referans konum

$\dot{y}$  : Hız

$\ddot{y}$  ivme

$S_L$  : Silindirin toplam stroku

$L$  : Silindir stroku

$\omega_0$  : Hidrolik sistemin doğal frekansı

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 ve Şekil 2.2 Demir çelik endüstrisinde hidrolik, Çelikayar 2004.....	5
Şekil 2.3 Demir çelik endüstrisinde hidrolik.....	5
Şekil 2.4 Preslerde hidrolik, Çelikayar. 2004.....	5
Şekil 2.5 Plastik enjeksiyon makinalarında hidrolik.....	6
Şekil 2.6 Demir çelik endüstrisinde hidrolik. Çelikayar, 2004.....	6
Şekil 2.7 İş makinalarında hidrolik.....	6
Şekil 2.8 Taşıma ve kaldırmada hidrolik, Çelikayar. 2004.....	6
Şekil 2.9 Gemilerde hidrolik, Çelikayar. 2004.....	7
Şekil 2.10 Köprü ve baraj uygulamalarında hidrolik.....	7
Şekil 2.11 Köprü ve baraj uygulamalarında hidrolik. Çelikayar, 2004.....	7
Şekil 2.12 Uçaklardaki hidrolik sistemler. Airbus Uçak Hidroliği Eğitim Kitabı.....	8
Şekil 2.13 Hidrostatik basınç. Çelikayar, 2004.....	8
Şekil 2.14 Pascal yasası. Çelikayar, 2004.....	9
Şekil 2.15 Pascal yasası. Çelikayar, 2004.....	9
Şekil 2.16 Pascal yasası. Çelikayar, 2004.....	9
Şekil 2.17 Pascal yasası. Babuçcu, 2004.....	10
Şekil 2.18 Enerjinin korunumu yasası. Babuçcu, 2004.....	12
Şekil 2.19 Bernoulli süreklilik denklemi. Babuçcu, 2004.....	13
Şekil 2.20 Laminar akım Babuçcu, 2004.....	15
Şekil 2.21 Türbülanslı akım Babuçcu, 2004.....	15
Şekil 2.22 Madeni yağ kinematik viskozitesi.Küçükçelebi, 2004.....	18
Şekil 2.23 Madeni yağ dinamik viskozitesi.Küçükçelebi, 2004.....	18
Şekil 2.24 Viskozite / sıcaklık diyagramı.....	19
Şekil 3.1 Piston tipleri.....	22
Şekil 3.2. Çeşitli dişli pompalar (Parker Dişli Pompa Kataloğu, 2005).....	23
Şekil 3.3 Dıştan dişli pompa, küçükçelebi, 2004.....	23
Şekil3.4 Tandem dişli pompa.....	24
Şekil 3.5. İçten dişli pompa küçükçelebi, 2004.....	24
Şekil 3.6 Gerotor pompa.....	25
Şekil 3.7 Vidalı dişli pompa.....	25
Şekil 3.8 Sabit deplasmanlı paletli pompa.....	26

Şekil 3.9 Sabit deplasmanlı paletli pompa çalışma prensibi.....	27
Şekil 3.10 Dengeli paletli pompa.....	27
Şekil 3.11 Çift palet.....	27
Şekil 3.12. Değişken deplasmanlı paletli pompa.....	28
Şekil 3.13. Basınç kompanzatorlü paletli pompa.....	28
Şekil 3.14. Eksantrik Silindir Bloklü Radyal Pistonlu Pompa.....	29
Şekil 3.15. Eksantrik Şaftlı Radyal Pistonlu Pompa.....	29
Şekil 3.16. Eğik Eksen Prensipli Eksenel Pistonlu Pompalar.....	30
Şekil 3.17. Eğik Disk Prensipli Eksenel Pistonlu Pompalar.....	30
Şekil 3.18. Radyal Pistonlu Pompalar.....	31
Şekil 3.19. Eğik Eksen Prensipli Eksenel Pistonlu Pompalar.....	31
Şekil 3.20. Eğik Disk Prensipli Eksenel Pistonlu Pompalar.....	32
Şekil 3.21 Yön Denetim Valfleri.....	34
Şekil 3.22. 2 yollu ve 2 konumlu bir valf.....	34
Şekil 3.23. 4 yollu ve 3 konumlu bir valf.....	34
Şekil 3.24. Valflerin yatay gösterimleri.....	35
Şekil 3.25. Direkt uyarılı sürgülü yön denetim valfleri.....	37
Şekil 3.26. Akışkan uyarılı yön denetim valfleri.....	37
Şekil 3.27. Pilot uyarılı sürgülü yön denetim valfleri.....	38
Şekil 3.28. Oturmalı tip yön denetim valfi.....	39
Şekil 3.29. S tipi çek valfler.....	40
Şekil 3.30. Ön dolum valfi.....	40
Şekil 3.31. Dekomprasyonlu ön dolum valfi ve devre örneği.....	41
Şekil 3.32. Basınç emniyet valfleri.....	42
Şekil 3.33. Sürgülü tip valf.....	43
Şekil 3.34. Basınç sıralama valfleri.....	44
Şekil 3.35. Basınç düşürücü (ayar) valfleri.....	45
Şekil 3.36 Akış denetim valfleri.....	46
Şekil 3.37. Akış ayar valfleri.....	46
Şekil 3.38. Kısmı valfleri.....	46
Şekil 3.39. Akış ayar valfleri.....	47
Şekil 3.40. Sürgülü tip akış bölücü.....	48
Şekil 3.41. Döner tip akış bölücü.....	48
Şekil 3.42. Hidrolik silindirler.....	49
Şekil 3.43. Tek etkili silindir.....	50

Şekil 3.44. Çift etkili hidrolik silindir ve çift milli hidrolik silindir.....	50
Şekil 3.45. Teleskopik silindir ve teleskopik silindirin uygulaması.....	51
Şekil 3.46. Tandem silindir.....	51
Şekil 3.47. Dupleks silindir.....	52
Şekil 3.48. Basınç yükseltici silindir.....	52
Şekil 3.49. Parker katalog kramayerli döndürme mekanizması.....	53
Şekil 3.50. Parker düşük hızlı yüksek torklu hidromotorlar.....	53
Şekil 3.51. Hidrolik güç ünitesi.....	56
Şekil 3.52. Hidrolik devrede enerji transferi.....	57
Şekil 3.53. Standart güç ünitesinin kesiti.....	57
Şekil 3.54. Standart güç ünitesinin devresi.....	59
Şekil 4.1 Hidrolik boru delme makinesi.....	62
Şekil 4.2 Hidrolik güç ünitesi devre şeması.....	63
Şekil 4.3 Dişli çark.....	67
Şekil 4.4 Dişli çark kutusunu bilgisayar görüntüsü ve gerçek görüntüsü.....	68
Şekil 4.5 Kapalı çevrimli kontrol (Özdeş,1988).....	69
Şekil 4.6. Omron ürün kataloğu switch'ler.....	70
Şekil 4.7 Bir depo içindeki sıvı sıcaklığının ikili kontrol ile sabit tutulması.....	71
Şekil 4.8 Hidrolik seviyenin ikili kontrolü (Özdeş, 1988).....	72
Şekil 4.9 İkili kontrol davranışı (Özdeş,1988).....	72
Şekil 4.10 Hidrolik seviyenin ikili kontrolünde seviyenin değişmesi.....	73
Şekil 4.11 İkili kontrol organının blok diyagramı (Yüksel,2001).....	74
Şekil 4.12 Kontrol organının, blok diyagramı.....	74
Şekil 4.13 Orantı etkinin blok diyagramı.....	75
Şekil 4.14 İntegral etkinin blok diyagramı (Özdeş,1988).....	76
Şekil 4.15 Diferansiyel etkinin blok diyagramı.....	76
Şekil 4.16 P kontrol organı.....	77
Şekil 4.17 Kontrol organı.....	78
Şekil 4.18 I kontrol organının basamak cevabı. (Özdeş,1988).....	78
Şekil 4.19 PI kontrol organı (Yüksel,2001).....	79
Şekil 4.20 PI kontrol organının basamak cevabı. (Özdeş,1988).....	80
Şekil 4.21 PD kontrol organı.....	81
Şekil 4.22 PD kontrol organının basamak cevabı.(Özdeş,1988).....	81
Şekil 4.23 PID kontrol organı.....	83
Şekil 4.24 PID kontrol organının basamak cevabı. (Özdeş,1988).....	83

Şekil 4.25 Servomekanizma çevrimi (Özdaş,1988).....	84
Şekil 4.26 Hidrolik sistemli boru delme makinasının soğutma sistemi şeması.....	85
Şekil 4.27 Hidrolik sistemli boru delme makiasının soğutma sistemi.....	85
Şekil 4.28 Hidrolik ümite devresi ve hidrolik valfin matematiksel model şeması.....	86
Şekil 4.29 Akışkanın sürekli akışı.....	87
Şekil 4.30. Asimetrik silindir.....	89
Şekil 4.31 Sıfır boşluklu valfin fiziksel modeli.....	92
Şekil 4.32 Negatif boşluklu valfin fiziksel modeli.....	93
Şekil 4.33 Silindir - valf fiziksel modeli.....	95

**ÇİZELGE LİSTESİ**

Çizelge 4.1. Hidrolik Boru Delme Makinasının Teknik Özellikleri.....	59
Çizelge 4.2 Hidrolik Sistem Sabitleri.....	99
Çizelge 4.3 Simülasyonda kullanılan valf sabitleri.....	99
Çizelge 4.4 Ziegler Nichols sürekli titreşim metodu kontrol organı ayar değerler.....	103

## ÖNSÖZ

Bu çalışmada, hidrolik güç ve kumada sistemleri ile çalışan bir hidrolik boru delme makinesi incelenmiş ve elektro hidrolik yön denetim valfi ile kumanda edilen, bir adet yatat konumdaki çift etkili silindirden oluşan hidrolik sistemin bilgisayarda simülasyonu konum kontrollü PD, PI ve PID kontrol sistemleri ile gerçekleştirilmiştir. Simülasyon programı olarak Matlab Simulink matematiksel modelin çözümünde Runge Kutta IV sayısal integrasyon metodu ve kontrol katsayılarının hesaplanması ile Ziegler Nichols sürekli titreşim yöntemi kullanılmıştır.

Bu konuda çalışmamı öneren ve çalışmalarımnda beni destekleyen hocam sayın Prof. Dr. Doğan Özgür'e tez çalışmamın simülasyon programının sonuç grafiklerini çıkaran derli arkadaşım Ar. Gör. Yük. Mak. Müh. Şaban Çetin'e en içten teşekkürlerimi sunarım.

## ÖZET

Hidrolik sistemler; basınç, çalışma sıcaklığı, üretim zamanı, bakım zamanı, kolay yedek parça bulunabilirliği, ekonomik mühendislik maliyetleri ve bilgisayar destekli otomatik kontrol sistemleri ile çalışması gibi pek çok teknik beklentiye göre yüksek performansından dolayı tüm endüstriyel sektörlerde önem arz etmektedir.

Bu çalışmada, ilk kısımlarda hidroliğin temel tanımları yapılmıştır, sonraki kısımlarda hidrolik boru delme makinası, özellikle otomatik kontrol sistemleri ve kontrol organı tipleri incelenmiştir. Yatay bir silindirde debi denklemleri çıkartılmış ve hidrolik silindir-valf matematik modeli oluşturulmuştur. Son kısımlarda, valf-silindir matematik modelinin sonuçlarını içeren durum denklemleri, Runge Kutta 4 sayısal integral metodu kullanılarak Matlab Simülink yazılımıyla çözümlenmiştir.

Bu çalışma, hidrolik güç ünitesi, hidrolik silindir ve dört yollu üç konumlu yön kontrol valfi gibi hidrolik elemanları içeren bir hidrolik boru delme makinesinin, PD, PI ve PID deneysel hidrolik kontrollerinin bilgisayarda simülasyon etkileri ile ilgili sonuçlarını ortaya koymaktadır. İlk düşünce; dört yollu üç konumlu yön denetim valfi için PD, PI ve PID hidrolik otomatik kontrol metodları arasından en uygun olanı belirlemektir. PD otomatik kontrol metodu ile diyagramda bazı başarılı veriler analiz edilmiş, özellikle PID ve PI otomatik kontrol metoduna göre P-t, x-t, Q-t diyagramlarının simülasyonu teste başarılı veriler çıkartmıştır.

Bu çalışmada ortaya çıkan iki sonuç vardır. Birincisi, hidrolik valfin otomatik kontrol geri bildirimleri karşılaştırılmıştır. İkinci olarak, otomatik kontrol simülasyon tekniğinin hızlı yanıt verme başarısı kanıtlanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Hidrolik sistemler, otomatik kontrol, hidrolik sistemin matematiksel modeli, kontrol sistemi simülasyonu, hidrolik valf

**ABSTRACT**

Hydraulic systems are important in all over industrial sectors because of its performance is so high in several areas of industry, according to many technical expectation criteris like pressure, working temperature, manufacturing time, maintenance time, easy availability of spare parts, economical engineering costs and working with computer aided automation control systems.

At the begining of the sections, the fundemental of hydraulics has explained, then hydraulic pipe cutting machine, especially automatic control systems and control organ types has been examined. Flow rate equations of one horizontal hydraulic cyclinder has been substracted and mathematics model of th cyclinder-valve system has been generated. At the end of section, condition equations which is result of the valve-cyclinder mathematics model has been solved with Runge Kutta numerical entegration method on the Matlab Simulink software.

The Project in its present form is the result of PD, PI, PID hydraulic control experimental on the computer simuation effects of “hydraulic pipe cutting machine” that has hydraulic power unit and the hydraulic system elements which is including dirctional control valve with four gate-three positioned and horizontal cyclinders. The initial idea was to determine the most aproprate hydraulic automatic control method between PD, PI and PID for directional control valve with four gate-three positioned. Some success data analyzed in diagrams with PD automatic control method, eventually simulation of P-t, x-t, Q-t diagrams according to PID and PI automatic control method which is as the test substance.

The contributions of this study are twofold. First, the auromatic control response of hydraulic valve was benchmarked. Secondly, the benefits of a automatic control simulation technic utilizing the rapid response was demonstrated.

**Keyword:** Hydraulic systems, automatic control, mathematics model of hydraulic systems, simulating of control systems, hydraulic valves.

## 1. GİRİŞ

Günümüzde bir işletmenin üretim faaliyetlerini etkin bir şekilde yürütebilmesi için üretim süreçlerinde daha kısa zamanda daha fazla alt üretim sürecini gerçekleştirebilen yani otomasyona geçmiş üretim makinalarına büyük ihtiyacı vardır. Üretimde zaman tasarrufu önemli bir etkidir. 21. yüzyılda hızla gelişen ve yenilenen sanayi ve ticaret, rekabete dayanan küresel ekonomide büyük avantajlar sunmaktadır.

Bu yüksek lisans tezinde; hidrolik sistemler ve hidrolik güç ve kumanda sistemli bir boru delme makinesi ve bir hidrolik valfin matematiksel modellenmesi incelenmiştir. Bu yüksek Lisans tezinde, uluslararası uygulamalı bir projenin tüm tasarım, imalatı tarafımdan bizzat görerek ve uygulayarak yapılmıştır.

Tezin ikinci bölümünde makinanın güç ünitesinin elektrohidrolik tahrikli olması nedeniyle hidrolik tanımı ve tarihçesine değinilmiştir, üçüncü bölümde hidrolik sistem ve tüm elemanların incelemesi yapılmıştır. Dördüncü bölümde makine projelendirilmesindeki genel değerlendirme ile hidrolik valfin matematiksel modellenmesi irdelenmiştir. Son bölümdeki incelemeler ışığında elde edilen veriler değerlendirilerek sonuçlar kısmında belirtilmiştir.

## 2. HİDROLİĞİN TANIMI VETARİHÇESİ

Hidrolik, temel anlamda basınçlı sıvılar ile gücün üretimi, kontrolü ve iletimi ile ilgili teknolojiyi ifade eder.

Etimolojik olarak su anlamına gelen Yunanca "hydor" sözcüğünden türeyen hidrolik, tarihin ilk çağlarından itibaren akarsulardan su değirmenleri aracılığı ile güç elde etmek gibi işlemleri ifade etmekte idi. ilerleyen bilim ve teknoloji ile birlikte, hidroliğin ifade ettiği anlamda değişikliğe uğramış, daha ziyade yüksek basınçlı ve düşük debili sistemler ile gücün kontrolü ve iletimini konu alan bir teknoloji haline gelmiştir.

Tarihsel açıdan, modern hidroliğin temelleri 1650 yılında Pascal' ın kendi adı ile anılan Pascal Yasası' nın keşfi ile başlamıştır. 1750 yılında Bernoulli' nin yine kendi adı ile anılan "Bernoulli Denklemi"ni keşfi ile bir boru hattında akan bir akışkanın enerji korunumunu ifade edebilmek mümkün olmuştur. "Akışkanlar Mekaniği" adı altında yürüyen bu temel bilim araştırmaları, 1850 yılında İngiliz Teknoloji Devrimi ile hayat bulmuş ve bir teknolojik atılım olarak 1870 yılında buhar basıncı ile sıkıştırılan suyun vinçlerde, perçinleme makinelerinde, ekstrüzyon makinelerinde kullanımı gerçekleşmiştir.

Artık bu aşamada Akışkanlar Mekaniği "Hidrodinamik" ve "Hidrostatik" olarak iki temel ilgi alanına odaklanmıştır. Hidrodinamik, hareket halindeki akışkanların mekaniği ile ilgilenirken, hidrostatik durağan akışkanların mekaniği üzerine yoğunlaşmıştır. Teknolojik olarak, eğer bir akışkanın hidrostatik iş yapabilme yetisi hidrodinamik iş yapabilme yetisinden daha yüksek ise, bu akışkanı kullanarak gücün kontrol ve iletimi modern hidroliğin tanımını ifade etmeye başlamıştır.

1870'lerden sonra modern anlamda ilk hidrolik sistem uygulamasının 1906 yılında Amerikan savaş gemisi USS Virginia' da basınçlı yağ kullanarak top yükseliş ve kontrol sistemlerinin gerçekleştirilmesi ile başladığı kabul edilir.

Bu adımı takiben özellikle sızdırmaz elemanlar konusunda gerçekleşen teknolojik buluşlar sonucunda hidrolik hızla gelişmeye başlamış ve 1926 yılında Amerika Birleşik Devletleri' nde bilinen ilk hidrolik güç ünitesi üretilmiştir. 1936 yılında Harry Vickers' in pilot kumandalı emniyet valfini icadı ile devam eden gelişmeler II. Dünya Savaşı ile birlikte gelen dev teknolojik adımlar içinde yerini bulmuş ve hemen hemen tüm hidrolik devre elemanları bu kısa süreç içinde uygulamaya sokulmuştur. 1950 yılında Jean Mercier lastik ayırıcılı biriktiriciyi, 1958'de Moog MIT' de elektrohidrolik servovalfi icat etmiştir.

Hidroliğin bugünkü yaygınlığı ve kabul görmüşlüğü aşağıdaki avantajlarından kaynaklanmaktadır:

- Yüksek güç yoğunluğu: Elde edilen kuvvet ya da torkun bu kuvvet ya da torku üreten sistemin hacmine oranı olarak ifade edilen güç yoğunluğu, hidrolik sistemlerde yüksektir. Bunun sonucu olarak aynı hacimli benzer sistemlerden daha yüksek kuvvet veya tork elde etmek mümkün olabilmektedir.
- Akışkanlar mekaniğinin bir özelliği olarak, kuvvetin ya da torkun sistem gerektirdiğinde kendiliğinden oluşması; dolayısı ile nispeten düşük enerji sarfiyatı.
- Sistemdeki enerji depo edilebilir.
- Sıvıların çok az sıkıştırılabilir olmasından dolayı, gerek çok hızlı, gerekse çok yavaş hareketler yüksek hassasiyette gerçekleştirilebilir.
- Farklı kuvvet ya da tork değerlerine yumuşak ve kademesiz olarak geçmek ve istenen değerlere göre hassas ayarlar yapmak mümkündür.
- Dururken tam yükte harekete geçmek mümkündür.
- Aşırı yükten korunulabilir.
- Kuvvet ya da torku sabit tutmak mümkündür.
- Diğer sistemlere nazaran daha az hareketli parçalar kullanıldığından daha güvenli, ekonomik ve basittirler.
- Elemanların haricen yağlanmalarına gerek kalmaz.

Tüm bu avantajları yanında hidrolik gücün çok uzun mesafelere taşınamaması, sistemlerden yağ kaçaklarının oluşması, hidrolik yağların çevresel açıdan zararlı olmaları gibi dezavantajları vardır.

Temel fiziksel kavramlar ise aşağıdaki gibidir.

**Atalet :** Bir cismin harekete veya hareketi esnasında gerçekleşen bir değişikliğe karşı direnç gösterme özelliğidir.

**Kütle :** Ataletin sayısal bir ölçüsü ve aynı zamanda cismin yoğunluğu ile birlikte hacmini tanımlayan temel fiziksel ölçüdür.

**İvme :** Bir cismin birim zamandaki hızıdır. Cismin hareketindeki hızlanma,

yavaşlama, yön değişikliğini ya da durağan halde harekete geçmesini ya da hareket halindeyken durmasını ifade eder.

**Kuvvet :** Bir cismi belli bir ivme değerine ulaştırabilmek için gereken fiziksel büyüklüktür. Kuvvet ve cisim ilişkileri Newton Yasaları ile tanımlanır.

**Newton'un 1. Yasası:** Denge halindeki kuvvetlerin etkisi altındaki bir cisim mevcut durağanlığını ya da hareketini değişikliğe uğramadan sürdürür.

**Newton'un 2. Yasası:** Bir cismin ivmesi, etkiyen net kuvvetle aynı yönde ve büyüklüğü ile orantılı, cismin kütlesi ile ters orantılıdır. Bu kanun  $F=m.a$  olarak ifade edilir.

**Yoğunluk:** Bir cismin hacminin kütlesine oranıdır ve sıkıştırılmayan cisimlerde, cismi oluşturan maddenin temel değişmez özelliğidir.

**Basınç:** Birim alana düşen kuvvettir.

**Debi:** Birim zamanda birim alandan geçen akışkan hacmidir.

Basınç değerleri, mutlak basınç ve gösterge basıncı gibi iki farklı referans zemini çevresinde belirtilebilir. Bu farklı zeminlerin çıkış noktası, her iki zeminin sıfır noktaları için farklı referanslar almalarıdır. Mutlak basınç, referans olarak mutlak vakum noktasını alırken, gösterge basıncı referans noktası olarak deniz seviyesi atmosfer basıncını kabul eder.

Mutlak basınç  $P_m$ , gösterge basıncı  $P_g$  ile ifade edilirse, yukarıdaki tanım en anlaşılır şekilde aşağıdaki şekilde anlatılabilir.  $P_g$  genelde manometrelerden okuduğumuz basınçtır.

## **2.1. Hidroliğin Uygulama Alanları**

Endüstriyel hidrolikte; demir-çelik endüstrisi, presler (sıvama, abkant, ekstrüzyon, dövme presleri), plastik enjeksiyon makineleri, takım tezgahlarında kullanılmaktadır. Örnekleri Şekil 2.1, Şekil 2.2 ve Şekil 2.5'te görölmektedir.

İnşaat mühendisliği ve güç üretim tesislerinde; baraj uygulamaları savak ve bendler, köprü hareketleri, maden makinaları, türbinler, nükleer reaktörlerde kullanılmaktadır.

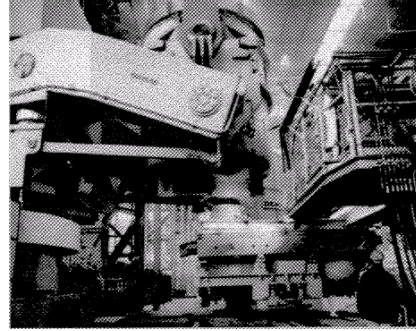
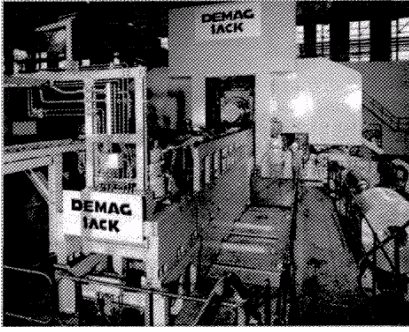
İş makinalarında; ekskavatörler, vinçler, inşaat ve kazı makinaları, belediye araçlarında kullanılmaktadır. Örnekleri Şekil 2.7 ve Şekil 2.8'de görölmektedir.

Özel uygulamalarda; teleskop yatakları, anten tahrik hareketleri, sondajlar, uçaklardaki

kanat ve iniş takımlarının tahriki, askeri uygulamalar, eğlence sektörü uygulamaları kullanılmaktadır. Şekil 2.12’de uçak hidrolik sistemleri görülmektedir.

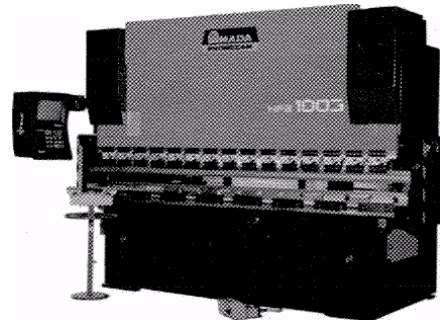
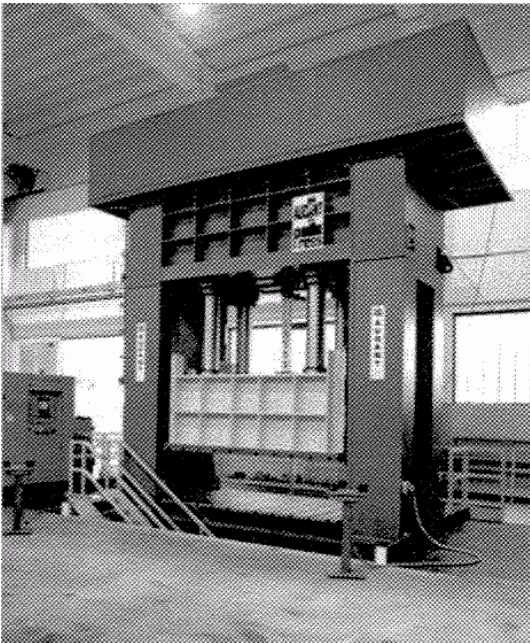
Gemi hidroliğinde; dümen kontrolleri, liman vinçleri,baş menfezler (kapılar), yelken iticiler, güverte makinaları ve vinçlerinde kullanılmakta olup bir örneği Şekil 2.9 da görülmektedir.

“Demir Çelik Endüstrisinde Hidrolik” örnekleri Şekil 2.3, Şekil 2.4 ve Şekil 2.6’da görülmektedir.



Şekil 2.1 ve Şekil 2.2 Demir çelik endüstrisinde hidrolik, Çelikayar 2004

Bir butona basmakla sistemin kuvvetli kolları hidrolikle devreye girmekte ve makinalara istenen hareketleri verebilmektedir.

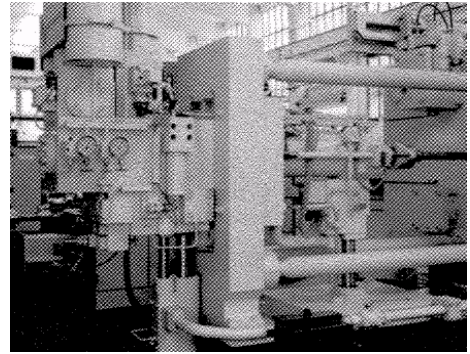
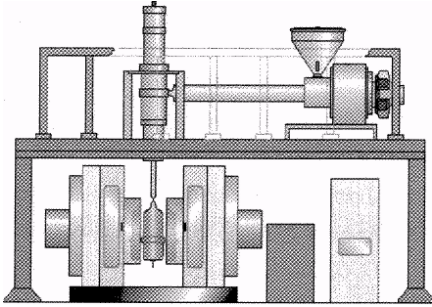


Şekil 2.3 Demir çelik endüstrisinde hidrolik.

Şekil 2.4 Preslerde hidrolik, Çelikayar.

Preslerde hidrolik; metal şekillendirme makinaları ve presler hidroliğin klasik uygulama alanları içerisinde. Endüstrinin birçok kolunda presler vasıtasıyla yüksek kaliteli ve seri olarak üretimler yapılabilmektedir. Yeni malzemeler, ürünler ve yeni imalat prosesleri presler için yeni uygulama alanlarının ortaya çıkmasına yol açmıştır.

Makinada kullanılan kalıba bağlı olarak plastik kutulardan dişlilere ve CD'lere kadar üretim yapılmaktadır.



Şekil 2.5 Plastik enjeksiyon makinalarında hidrolik. Şekil 2.6 Demir çelik endüstrisinde hidrolik. Çelikayar, 2004

Doğrudan kuvvet aktarımlarına en güzel örneklerden biri ekskavatörlerdir .Operatör hidrolik sistemin yarattığı güç iletimi ile robot gibi hareket eden kollara isteğine uygun olarak kumanda edebilmektedir.

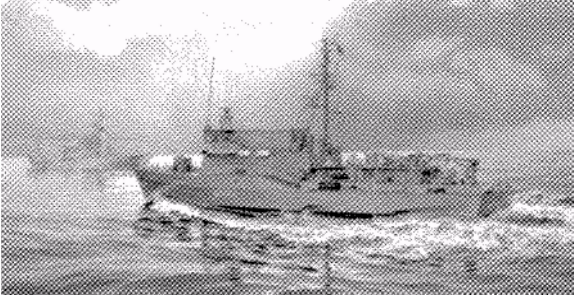


Şekil 2.7 İş makinalarında hidrolik. Şekil 2.8 Taşıma ve kaldırmada hidrolik, Çelikayar. 2004

Hava alanlarındaki seyahat çantalarının taşındığı konveyörlerde olduğu gibi daha bir

çok uygulamada hidrolik tahrik sistemi kullanılmaktadır.

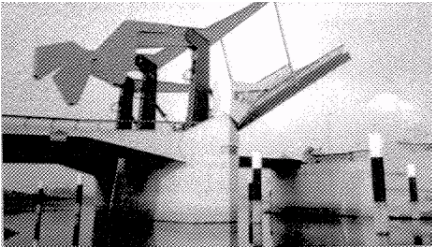
Büyük gemilerin limanlarda rahat manevra yapabilmesi için hidrolik tahrikli ve ayarlanabilir yan pervaneler kullanılır. Balıkçı teknelerinde ağı toplamak için kullanılan vinçlerde hidrolik kullanılmaktadır.



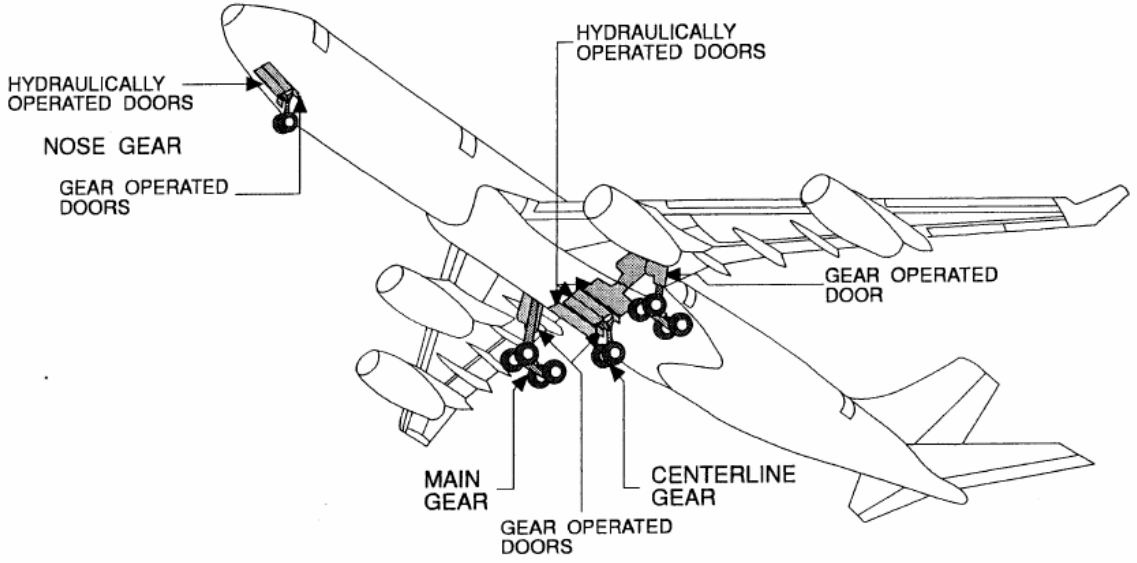
Şekil 2.9 Gemilerde hidrolik, Çelikayar. 2004

Köprü ve baraj uygulamalarında; elektrik enerjisi üretmek, akarsu taşmalarını önlemek ve çevrenin korunmasını sağlamak amacıyla kurulan yapılarda hidrolik denetim ve ayar tekniğinin kullanılmasıyla ekonomik bir çözüm gerçekleştirilebilir.

Sellerin doğal akış kuvvetine karşı büyük boyutlu hidrolik silindirlerle tahrik edilen kapakların kapatılması ile akarsu bölgesinde yaşayan halkın ve arazinin güvenliği sağlanır. Örnekleri Şekil 2.10 ve Şekil 2.11’de görülmektedir.



Şekil 2.10 Köprü ve baraj uygulamalarında hidrolik. Şekil 2.11 Köprü ve baraj uygulamalarında hidrolik. Çelikayar, 2004

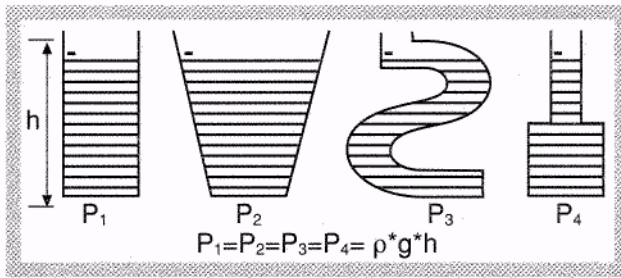


Şekil 2.12 Uçaklardaki hidrolik sistemler. Airbus Uçak Hidroliği Eğitim Kitabı, 2005

## 2.2 Hidroliğin Temel Kanunları

### 2.2.1 Hidrostatik Basınç

Bir sıvı sütununun tabanındaki basınç, sıvının yüksekliğine ( $h$ ), sıvının yoğunluğuna ( $\rho$ ) ve yer çekimi ivmesine ( $g$ ) bağlı olup kabın şeklinden ve hacminden bağımsızdır. Her dört kaptaki sıvı yüksekliği ve sıvı aynı olduğu sürece, dört kabın taban alanındaki basınç aynıdır. Şekil 2.13'te farklı şekillerde kaplar görülmektedir.



Şekil 2.13 Hidrostatik basınç. Çelikayar, 2004

### 2.2.2 Pascal Yasası

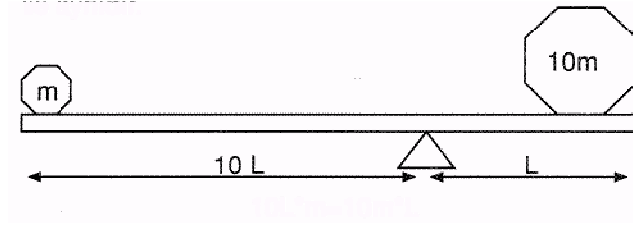
Pascal yasası, akışkanların gücü aktarma prensiplerini ortaya koyar. Bu yasaya göre, sınırlandırılmış bir kaptaki bir akışkanın bir noktasından uygulanan basınç, tüm yönlerde ve yüzeylerde aynı değerde etkir. Bu basınç sınırlama yüzeyindeki bir "A" alanından etkileyen bir "F" kuvveti ile oluşuyor ise, sınırlandırılmış kabın içinde yükseklik farklılıklarından oluşan hidrostatik basınç ihmal edildiğinde, sınırlama

yüzeyinin ve akışkanın her noktasında

$P = F/A$  basıncı oluşur.

Pascal yasası, bize aynı zamanda hidrolik kuvvet iletimi - kuvvet artırma - prensibini armağan etmektedir.

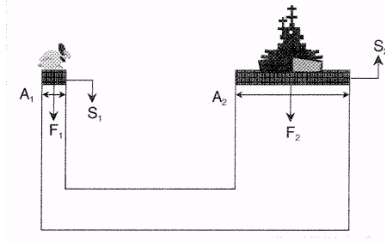
Bu prensip, Şekil 2.14'te görülen mekanik sistemlerdeki kaldıraç mantığı ile aynıdır.



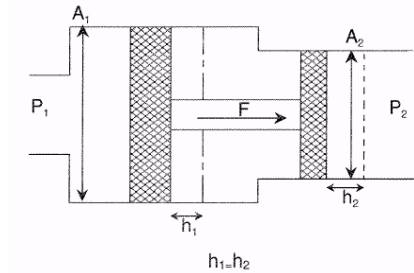
Şekil 2.14 Pascal yasası. Çelikayar, 2004

$$10L \times m = 10m \times L$$

Hidrolik bir sistemde ise, pascal yasası uyarınca hidrolik kuvvet iletimi basit mantıkla Şekil 2.15 ve Şekil 2.16 ile ifade edilir.



Şekil 2.15 Pascal yasası. Çelikayar, 2004



Şekil 2.16 Pascal yasası. Çelikayar, 2004

Geçerli olan denklem grubu aşağıdaki şekilde türetilir.  $A_1$  alanına etki eden  $F_1$  kuvveti, sıvının  $S_1$  kadar yer değişimine neden olur. Sıvıda  $F_1$  kuvvetinin yarattığı basınç  $P_1$ ,  $F_1$  kuvvetinin  $A_1$  alanına bölümüne eşittir.

Pascal yasası uyarınca, bu basınç tüm kapalı kap boyunca aynen etkir. Dolayısı ile  $A_2$  alanına etkiyen bu  $P_1$  basıncı,  $A_2$  alanında,  $A_2$  ile  $P_1$  basıncı kadar bir  $F_2$  kuvveti doğmasına neden olur.

$$F_2 = P_1 \times A_2$$

Aynı zamanda,  $F_1$  kuvvetinin sebep olduğu  $B_1$  yer değişikliği  $A_1$  alanı ile  $B_1$  yer değişikliğinin çarpımına eşit hacimsel değişikliği beraberinde getirir. Maddenin korunumu ve sıvıların sıkıştırılamazlığı prensibinde, aynı hacimsel değişiklik  $A_2$  alanında da tecrübe edilecektir. Bu durumda,  $A_2$  alanının  $S_2$  yer değişikliği,

$$S_2 = A_1 \times S_1 / A_2 \text{ dir.}$$

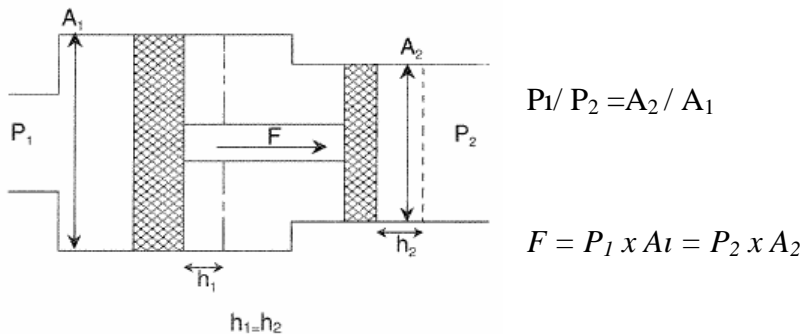
Yukarıdaki denklem grupları bir araya getirildiğinde, Pascal yasasının bize armağan ettiği kuvvet artımı prensibi aşağıdaki toplam denklem grubu ile ifade edilir.

$$S_1 / S_2 = A_2 / A_1 = F_2 / F_1$$

Enerjinin korunumu prensibi de aynı zamanda bize, her iki alanda da yapılan işlerin aynı olması gerektiğini bildirdiğinden

$$W = F_1 \times S_1 = F_2 \times S_2$$

Aynı mantık bize hidroliğin basınç artırma ilkesini de tanımlamaktadır. Şekil 2.17’de görülen, iki ucunda iki farklı piston alanı olan bir mili rijit bir yapıda olduğundan her iki alanda da aynı kuvvet etkir.



Şekil 2.17 Pascal yasası. Babuçcu, 2004

Dolayısı ile  $P_1 / P_2 = A_1 / A_2$

Bu sayede bir düşük basınç kaynağı kullanarak yüksek basınç elde etmek mümkün

olacaktır.

### 2.2.3 Akış Yasaları

Her ne kadar hidrolik tanımında hidrostatik iş yapabilme kapasitesinin hidrodinamik iş yapabilme kapasitesinden yüksek olması mantığı yer alsaydı da, sonuçta farklı hidrolik devre elemanları arasında bir sıvı akışı mevcuttur. Bu akış hidrodinamik yasaları çerçevesinde gerçekleşir.

En temel yasa, maddenin korunumu yasasıdır. Bu yasa çerçevesinde, madde yaratılmaz ve yok edilemez. Akışkanlar mekaniğinde "süreklilik yasası" olarak anılan maddenin korunumu prensibi, bir boru içindeki akışta şöyle yorumlanır: Bir borunun içindeki akışta, bir kesitten birim zamanda geçen kütle miktarı, boruya yeni akış eklenmediği ya da borudan dışarı akış alınmadığı sürece sabittir. Bunun sonucu olarak boru kesit alanındaki değişiklik birim zamanda geçen akışkan kütle miktarını değiştirmez. Ancak kütle miktarı aynı kalarak kesit alanı değiştiğinden, aynı miktarda kütleyi birim zamanda değişik bir kesit alanından geçişini sağlayabilmek için akışkan akış hızını değiştirir.

Hidrolikte kullanılan sıvıların pratik olarak sıkıştırılmaz oldukları kabul edildiğinden, akış boyunca sıvının yoğunluğu sabittir. Bu durumda süreklilik yasasını temelden ele alırsak;

$$m = \rho x Q = \text{sabit}$$

$m$  = birim zamana tekabül eden kütle miktarı,  $\rho$  = yoğunluk,  $Q$  = debi

Eğer yukarıda bahsedildiği üzere yoğunluğun da sabit olduğu göz önüne alınırsa, bu hidrolik akışlar da neden temel verilerden birisini debi olduğunu ortaya koyar; zira süreklilik yasası, debinin sabit olması gerektiğini söylemektedir.

$$Q = \text{sabit}$$

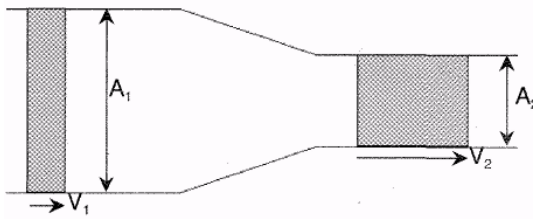
Akışkanın debisi de akışkanın hızı  $V$  ile kesit alanı  $A'$  nın çarpımına denktir.

$Q = V \times A$  Bu durumda, süreklilik denklemi

$Q = V_1 \times A_1 = V_2 \times A_2$  halini alır.

#### 2.2.4 Enerjinin Korunumu Yasası

Genel bir fizik yasası olarak, enerji yaratılamaz ya da yok edilemez, ancak form değiştirir. Akışkan sistemleri ile mekanik sistemler arasında enerji konusunda büyük benzerlik vardır. Bir tekerleği, yüksekliğinde bir tepeye çıkardığınızda, tekerleğin artık yuvarlanarak kendi başına tekrar aşağı inme "potansiyeli" vardır. Dolayısıyla, tekerlek tepeye çıkarıldığında bir potansiyel enerji kazanmıştır. Bu potansiyel enerji tekerleğin kütlesine ve çıkartıldığı yüksekliğe bağlıdır. Tekerlek tepeden aşağı bırakıldığında harekete geçer ve hızlanarak aşağı iner, yani potansiyel enerjisi kinetik enerjiye dönüşür. Tekerleğin kinetik enerjisi kütlesine ve hızının karesine bağlıdır. Akışkan sistemlerinde de bir akışkanı basınçlandırmak, tekerleği tepeye çıkartmak ile aynıdır. Bunun yanında, hidrostatik basınç tanımından da hatırlanacağı üzere, akışkanlarda yükseklik farkından kaynaklanan bir basınç farklılaşması vardır. Dolayısıyla akışkan yüzeyleri arasındaki yükseklik farkı da bir potansiyel enerjidir. Aynen mekanik sistemlerde de olduğu gibi, akışkanların da kinetik enerjileri hızlarının karesiyle ve kütleleriyle orantılıdır.



Şekil 2.18 Enerjinin korunumu yasası. Babuçcu, 2004

Basınçtan kaynaklanan potansiyel enerji	P
Seviye farkından kaynaklanan potansiyel enerji	$\rho \cdot g \cdot h$
Kinetik enerji	$\frac{1}{2} \rho V^2$
$\rho$	yoğunluk
g	yer çekimi ivmesi

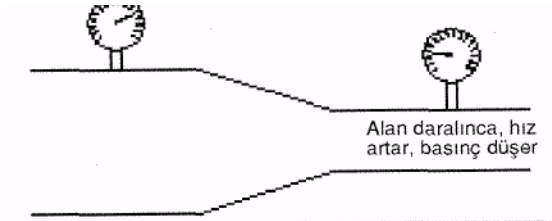
h seviye farkı

V hız

Eğer enerji korunuyorsa, o halde bu üç enerjinin toplamı sabit kalacaktır. Enerjinin korunum yasası bu durumda

$$E = P + \rho g h + \frac{1}{2} \rho V^2 = \text{sabit}$$

Bu eşitlik Bernoulli denklemi olarak bilinmektedir. Bernoulli denklemi ile süreklilik denklemi bir arada incelendiğinde ilginç bir durum ortaya çıkar. Şekil 2.18'de A<sub>1</sub> kesit alanında P<sub>1</sub> basıncındaki V<sub>1</sub> hızı ile akan sıvı, daha dar bir A<sub>2</sub> kesitine girdiğinde, süreklilik denklemi uyarınca V<sub>1</sub>'den daha yüksek bir V<sub>2</sub> hızına ulaşır. A<sub>1</sub> ve A<sub>2</sub> boru kesit alanlarının aynı seviyede oldukları varsayılırsa, Bernoulli denklemi çerçevesinde, Şekil 2.19'da görülen yüksek V<sub>2</sub> hızının olduğu dar A<sub>2</sub> kesitinde P<sub>2</sub> basıncı P<sub>1</sub> basıncından düşüktür.



Şekil 2.19 Bernoulli süreklilik denklemi. Babuçu, 2004

Ne var ki gerçek hayatta akışkan sistemleri dahil olmak üzere, hiçbir sistem ideal değildir. Sıvının "viskozite" değeri ile ifade edilen akışa öz direnci, boru ve bağlantı elemanlarındaki kayıplar gibi bir çok faktör, yararlı ve kullanılabilir enerjiyi, kullanılamaz ısı enerjisine dönüştürür. Akışkan sistemler, genişletilmiş Bernoulli denklemi ile bu kayıpları dahil edecek şekilde matematiksel olarak ifade edilir. Genişletilmiş Bernoulli denklemi

$$P_1 + \rho \cdot g \cdot h_1 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_1^2 = P_2 + \rho \cdot g \cdot h_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_2^2 + f$$

f : Sistemdeki enerji kaybı

Sabit kesitli bir boru içi akışı için yukarıdaki genişletilmiş Bernoulli denklemi ele alındığında, akış hızı sürekli lik denkleminden dolayı sabit kalacağından, sürtünmenin etkisinin basınç düşümüne neden olacağı görülür.

Bu aşamada, fark edilebileceği üzere, akış halindeki bir akışkanın durumuna etkiyen akışkanın yapısından kaynaklanan iki farklı kuvvet vardır. Bunlardan birincisi, akışkanın akış parametrelerini korumaya meyilli ataletsel kuvvetler, diğeri ise akışkanın akış parametrelerini bozmaya çalışan viskoz kuvvetler. Bu iki farklı kuvvetin birbirine oranı akış karakteri ve sürtünme kayıpları için son derece önemli olan birimsiz bir parametre tanımlarlar. Bu parametre Reynolds sayısı olarak bilinir ve bir boru içindeki akışta matematiksel olarak  $Re = V \cdot D / \nu$  şeklinde ifade edilir.

Re: Reynolds sayısı

V: Hız

D: Kesit apı

$\nu$ : Kinematik viskosite

Eğer boru daire kesitli değilse, hidrolik çap değeri denilen çap değeri kullanılmalıdır.

$$D_h = 4.A / U$$

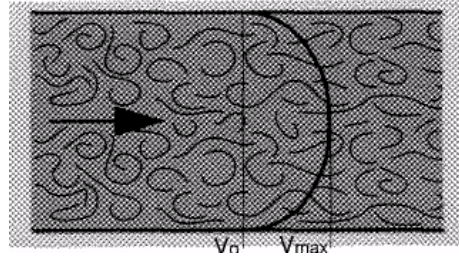
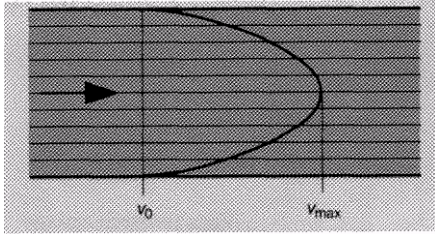
$$D_h = \text{Hidrolik ap}$$

$$A = \text{Kesit alanı}$$

$$U = \text{evre}$$

Bir akışta viskoz kuvvetler nispeten yüksek ise, ki bu düşük bir Reynolds sayısı anlamına gelir, viskoz kuvvetler etkisi ile akış çevreden gelen küçük bozucu etkenlere karşı duyarsızdır, zira viskoz kuvvetler bu bozucu etkenleri snmlerler. Bu durumda akış düzenli katmanlar halindedir. Bu karakterdeki akışa katmanlı akış denir. şekil 2.20'de katmanlı akış görülmektedir. Viskoz kuvvetler etkin olmakla birlikte, akışı sınırlayan yüzeyle akışkan arasındaki sürtünme kuvveti düşüktür; bu sayede sürtünme

kayıpları da düşük olur. Akışın hızı arttıkça, viskoz kuvvetlerin ataletsel kuvvetlere oranı düşmeye başlar; yani Reynolds sayısı artar. Bu durumda akış çevreden gelen küçük bozucu etkenleri sönümleyemez. Reynolds sayısı artmaya devam ederse, bu bozucu etkenler akış karakterini etkilemeye ve birbirleriyle etkileşmeye girerek rastgele bir akışa sebebiyet vermeye başlarlar. Akış katmanları bozulur, akışkan parçacıkları birbirleriyle çarpışarak rastgele yollar takip etmeye başlarlar. Bu karakterdeki akışa tedirgin akış denir. Şekil 2.21’de görüldüğü gibi karışık akış çizgileri bulunur. Tedirgin akışta viskoz kuvvetler etkin olmamakla birlikte, akışı sınırlayan yüzeyle akışkan arasındaki sürtünme kuvveti yüksektir; bu yüzden sürtünme kayıpları da yüksek olur



Şekil 2.20 Laminar akım Babuçcu, 2004      Şekil 2.21 Türbülanslı akım Babuçcu, 2004

Katmanlı akışta akışkan düz katmanlar halinde akar. Akışkan parçacıkları düz ve düzenli katmanlar üzerinde hız profiline uygun olarak yol alır. Tedirgin akışkan parçacıkları rastgele yol alırlar. Akış içinde bir çok akış oluşur.

Bir akışın katmanlı akıştan, tedirgin akışa geçiş noktasını kritik Reynolds sayısı olarak adlandırılan Reynolds sayısı tanımlar. Kritik Reynolds sayısı, kullanılan hidrolik hattı malzemesine bağlı olmakla birlikte genel kullanımdaki düzgün ve iyi yüzeyli hidrolik tesisat borularında 2300 dür.

Bir hidrolik tesisat hattındaki basınç kaybı Darcy denklemi ile ifade edilir:

$$P_{kayıp} = f.L/D.1/2.\rho.V^2$$

L: Hat uzunluğu

D: Boru çapı

$\rho$ : Yoğunluk

V: Akış hızı

Katmanlı akışlarda sürtünme katsayısı  $f = 64 / Re$  olarak bulunabilir. Bununla birlikte, hem katmanlı hem de tedirgin akışlar için hazırlanmış Moody diyagramlarından bu değer rahatça bulunabilir. Bu bilgiler ışığında, hidrolik hattında basınç kaybına neden olan faktörler

- Boru uzunluğu
- Borunun yüzey düzlüğü
- Kıvrım ve dönüş sayısı
- Boru çapı
- Akış hızı
- Yağın kinematik viskozitesidir.

Bir akışkan sisteminde direnç yoksa basınç oluşmaz. Direnç arttıkça sistemdeki basınç da akışı sürdürebilmek için artar.

Akış daima düşük basınç kaybı ile akabileceği hattı tercih eder. Hatlardan birisinde vana kısılı iken diğer hat açıktır. Pompa tarafından basılan yağ, kısılı vanadan geçmek yerine açık hattı tercih eder. Vana üzerinden akış olmaz.

Akışın sürdürülebilmesi, akışın önündeki tüm dirençleri yenebilecek bir basınç oluşturulmasına bağlıdır. İki nokta arasında akış olabilmesi için bu iki nokta arasında bir basınç farkı olmalıdır.

### 2.3 Hidrolik Akışkanlar

Bir hidrolik devrede akışkan, hidrostatığının temel prensipleri içinde, pompa tarafından mekanik enerji şekline çevrilen gücü bir noktadan başka bir noktaya taşır.

Hidrolik sistemlerin görevlerini tam olarak yapabilmeleri için sistemde kullanılan akışkanların aşağıda belirtilen özelliklere sahip olmaları gerekir.

Sistemden beklenen bütün çalışma sıcaklıklarında akışkan, basınç ve hız değişimlerine imkan verecek kadar akıcı olmalıdır. Bunun yanında akıcılığı, yüksek sıcaklıklarda sistemde kaçaqlara sebep olmayacak sınırlarda kalabilmeli yani istenilenden fazla

incelmemelidir.

Akışkanın viskozitesi bütün çalışma şartlarında sürtünen parçalar arasında film teşekkülüne imkan vermeli, yani yağlama özelliği ve aşınmayı önleyici özelliği yeteri kadar iyi olmalıdır.

Yüksek sıcaklıklarda termal dengesi, uzun süreli çalışmalarda kimyasal özellikleri değişmemelidir.

Ergimiş havayı dışarı alabilmeli, sistemde köpük oluşumuna engel olmalıdır. Akışkan içinde bulunan ve kirlenmeye neden olan maddelerle reaksiyona girmemeli, yüzey gerilim ve ıslatma özellikleri istenilen seviyede olmalıdır. Hidrolik makinelerin çeşitli bölümlerinde akışkan sık sık makinenin pompalama elemanları (paletler, dişliler vs.) tarafından kesilir. Bu kesilmeler sonucunda akışkanın viskozitesi istenilen aralıklarda kalmalı yani yırtılmalara karşı dayanıklı olmalıdır.

Filtreleme (temizleme) kolay olmalı, akışkanın buharlaşma basıncı pompa girişinde kavitasyona sebep olmayacak seviyede olmalıdır.

Kolay tutuşmamalı, akışkan veya buharları çevreyi kirletmemeli zehirsiz olmalıdır.

Tortu oluşturmamalı, düşük maliyetli ve sürekli bulunabilir olmalıdır.

Diğer hidrolik akışkanlarla uyumlu ve değiştirilebilirlik özelliklerine sahip olmalıdır.

### **2.3.1 Hidrolik Akışkanların Sınıflandırılması**

CETOP RP 91 H ve RP 86 H standartlarında hidrolik sistem akışkanları aşağıdaki şekilde sınıflandırılmaktadır.

Madeni Yağlar

Zor Tutuşan Akışkanlar

### **2.3.2 Akışkanların Önemli Fiziksel Özellikleri**

#### **2.3.2.1 Viskozite**

Akışkanın kalın veya ince oluşunu, bir başka deyişle akmaya karşı gösterdiği direnci ifade eder.

### 2.3.2.2 Kinematik Viskozite

Belirli basınç ve sıcaklıkta belirli hacimde bir akışkanın kalibre edilmiş bir memeden boşalma zamanı ölçerek bulunur ve “stoke” denir.

Stoke' nin birimi  $\text{cm}^2/\text{s}$  saniyedir. Stoke'un yüzde birine 'SENTİSTOKE' denir.

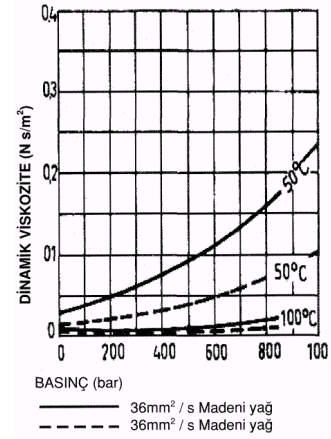
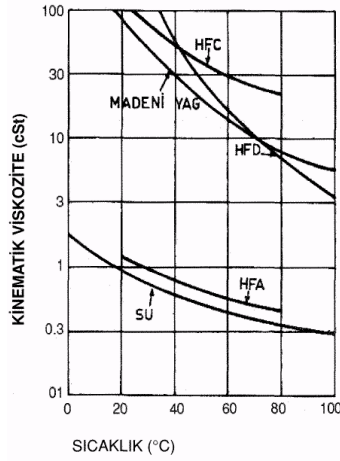
$$1 \text{ St} = 1 \text{ cm}^2/\text{s} = 100 \text{ cSt} = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$$

### 2.3.2.3 Mutlak Viskozite (Dinamik Viskozite)

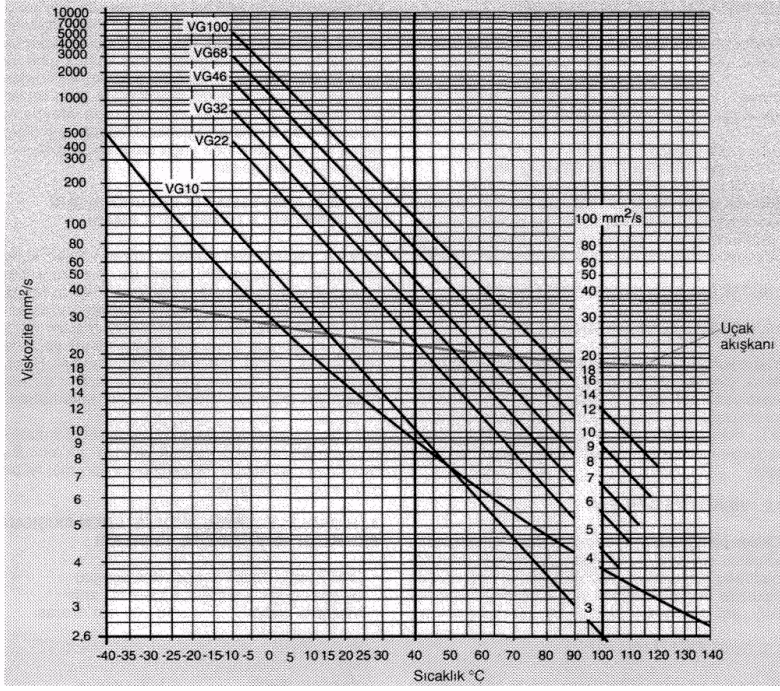
Hareket eden yüzeyler arasında kalan sıvı film tabakasında iç sürtünmeyi yenmek için gerekli kuvveti bulmaktan hareketle tarif edilen viskozitedir. Birimi  $\text{Ns}/\text{m}^2$  olup kinematik viskozite ile özgül kütle çarpımına eşittir.

Literatürde çok sık olarak kinematik viskozite için Engler °E, Stokes St, cRedwood saniye Rs, Saybolt Universal Saniye Ssu birimlerine, mutlak viskozite içinde Poise P birimine rastlamak mümkündür.  $1 \text{ P} = 100 \text{ Cp} = 0.1 \text{ Ns}/\text{m}^2$  olup diğer birimler için yağ imalatçılarının çevrim tablolarına bakılması tavsiye olunur.

Aşağıdaki Şekil 2.22'de viskozitenin sıcaklıkla, Şekil 2.23'de viskozitenin basınçla değişimine örnekler verilmiştir.



Şekil 2.22 ve Şekil 2.23 Madeni yağ viskozitesi. Hema Endüstri Yayınları



Şekil 2.24 Viskozite / sıcaklık diyagramı. Akışkanlar Tekniğinin Temel Esasları ve Elemanları, Hidrolik Eğitim Cilt 1, Mannesmann-Rexroth

### 2.3.2.4 Sıkışabilirlik

Basınç altında bırakılan akışkanın hacim değişimi sıkışabilirlik olarak tarif edilebilir. Sıkışabilirlik akışkanın basıncına ve sıcaklığına bağlıdır. Madeni yağlarda sıcaklığın etkisi 20-70oC arasında azdır. Buna karşılık basıncın etkisi büyük olup 300 bar'a kadar yaklaşık her 50 bar için başlangıç hacimlerinin % 0.36 kadar sıkışabilirler.(150 bar'da yaklaşık % 1 hacim küçülür).Bu değerler yağ içinde kabarcık halde gaz bulunmadığı zaman geçerlidir. Sıkışabilirliği aşağıdaki formülleri kullanarak hesaplamak mümkündür.

$$\beta = \frac{1}{K}$$

$\beta$  : Sıkışma Sayısı , K: Sıkıştırabilme Modülü

$$\Delta L = 10 \times \beta \times \Delta p \times L$$

$\Delta L = L : mm, \Delta p : bar$

$$\Delta V = 10 \times \beta \times \Delta p \times V$$

$\Delta V = V : mm, \Delta p : bar$

### 2.3.2.5 Sıcaklıkta Hacim Değişimi

Akışkanların hacimleri sıcaklıkla artar. Bu artış madeni yağlar için her 1°C sıcaklık

artışı için % 0,07 dir. Hassas bir hesap için basınçla akışkan hacminin küçülmesi sıcaklıkla hacmin artması yanında akışkan içinde bulunabilecek gaz ve akışkanın içinde bulunduğu kabın genişmesinin de göz önüne alınması gereklidir.

### **2.3.3 Akışkanların Diğer Özellikleri**

Akışkanların aşağıdaki özellikleri seçim kriteri için önemlidir.

- Oksidasyona Dayanıklılık
- Viskozite Değişimi
- Yağlama Özelliği
- Yağ İçindeki Hava Ve Köpürme
- Yağların Temasta Buldukları Malzemelerle Uyum Sağlaması

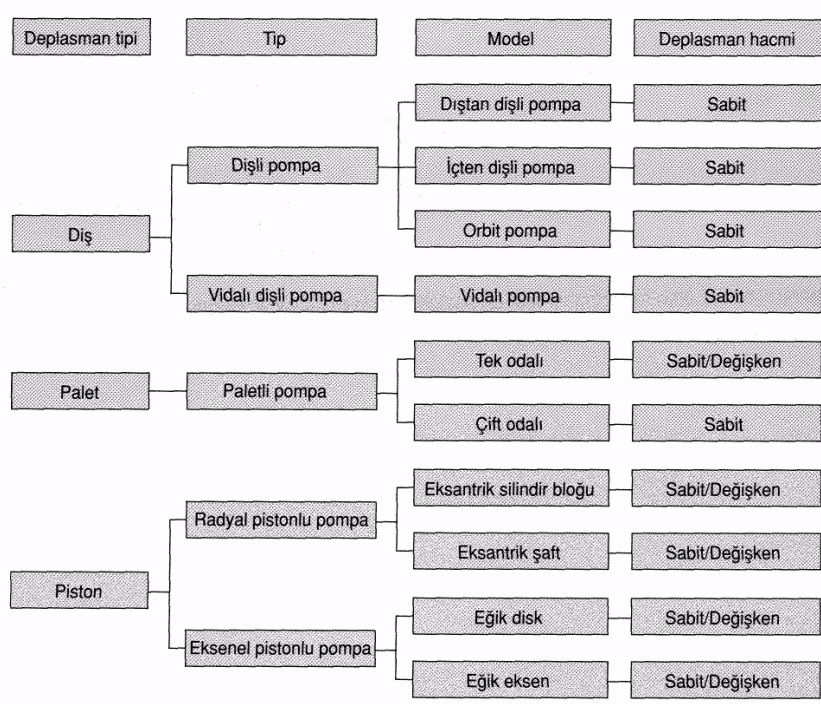
### 3.0 HİDROLİK SİSTEM VE HİDROLİK SİSTEM ELEMANLARI

#### 3.1 Hidrolik Pompalar

Hidrolik pompalar mekanik enerjiyi (moment, hız) hidrolik enerjiye (debi, basınç) dönüştürürler. Hidrolik pompa seçiminde aşağıdaki noktaların göz önünde bulundurulması 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
- Maksimum gürültü seviyesi
- Kolay bakım imkanı
- Maliyet

Pompalar ortak bir özellik olarak deplasman prensibine göre çalışırlar. Deplasman prensibine göre çalışan pompaların ana tipleri Şekil 3.1'dedir.



Şekil 3.1 Piston tipleri

### 3.1.1 Dişli Pompalar

Hidrolik pompalar içinde kullanım planı en geniş tiplerinden birisi dişli pompalardır. En basit ve en dayanıklı pozitif deplasmanlı pompalardır. İç yapılarında birbirleri ile çalışan iki dişli vardır.

Dişlilerin giriş tarafında birbirlerinden ayrılmaları sonucu hacimde bir artış, basınçta bir azalış meydana gelir. Tanktaki yağ basıncı giriş tarafındaki basınçtan yüksek olduğundan yağ gövdeden içeri girer ve dişli ile gövde arasına itilerek hapsedilir. Hapsedilen yağ giriş tarafından çıkış tarafına dişliler ile taşınarak iletilir. Motordan gelen güç ile döndüren dişli döner, dönen dişli de döndüren dişliden tahrik alarak döner. Hidrolik yağ bu dişliler sayesinde iletilir.

Çıkış tarafına dişliler birbirleri ile kavuştukları için hacimde bir düşüş olur ve yağı sisteme iletir. Şekil 3.2’de dişli pompa çeşitleri görülmektedir.

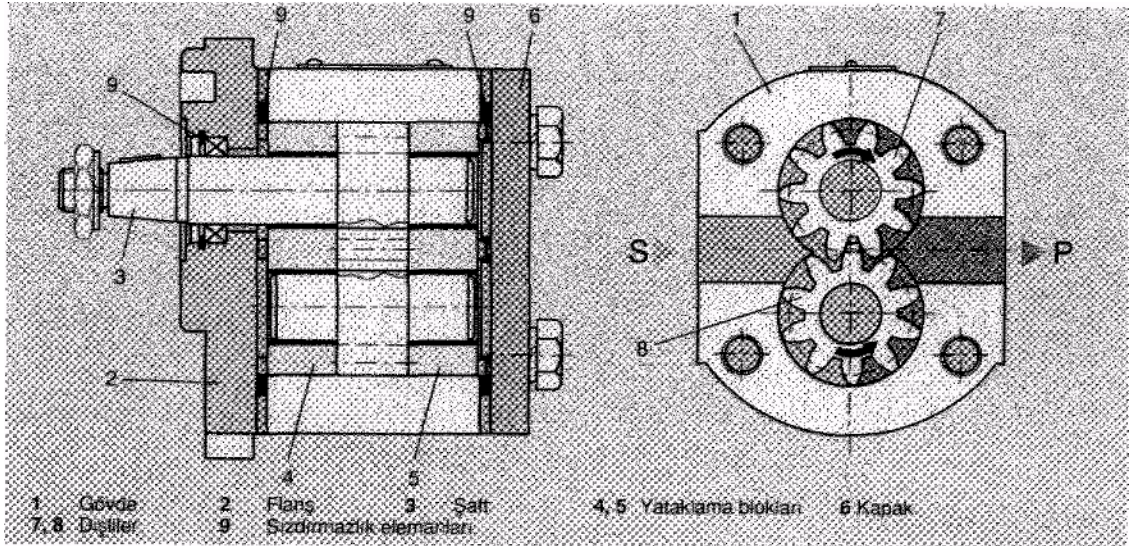


Şekil 3.2. Çeşitli dişli pompalar (Parker Dişli Pompa Kataloğu, 2005)

### 3.1.1.1. Dıştan Dişli Pompa

Hacim, dişler ile gövde arasında oluşturulur.

Şekil 3.3' de görüldüğü gibi dişliler her iki dişlinin de dışına açıldığı tiplerdir.

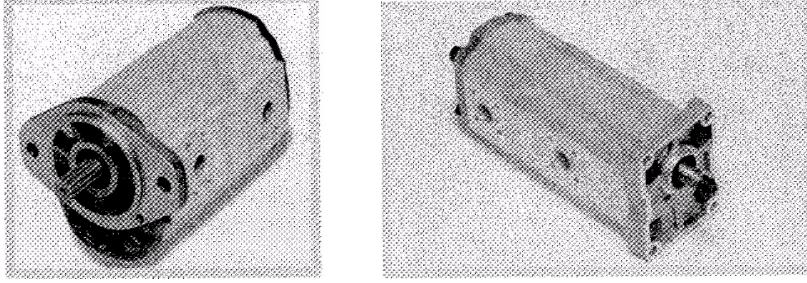


Şekil 3.3: Dıştan Dişli Pompa, Akışkanlar Tekniğinin Temel Esasları ve Elemanları,  
Mannesmann- Rexroth

Dişli pompalarda genel olarak ekonomikliği yüzünden düz dişli kullanılmaktadır. Ama gürültü faktörünün önemli olduğu yerlerde helisel dişli, V profili dişli kullanılmaktadır.

Pompaların giriş ve çıkış ağzındaki basınç farkı yüzünden dişli şaftlarına büyük bir

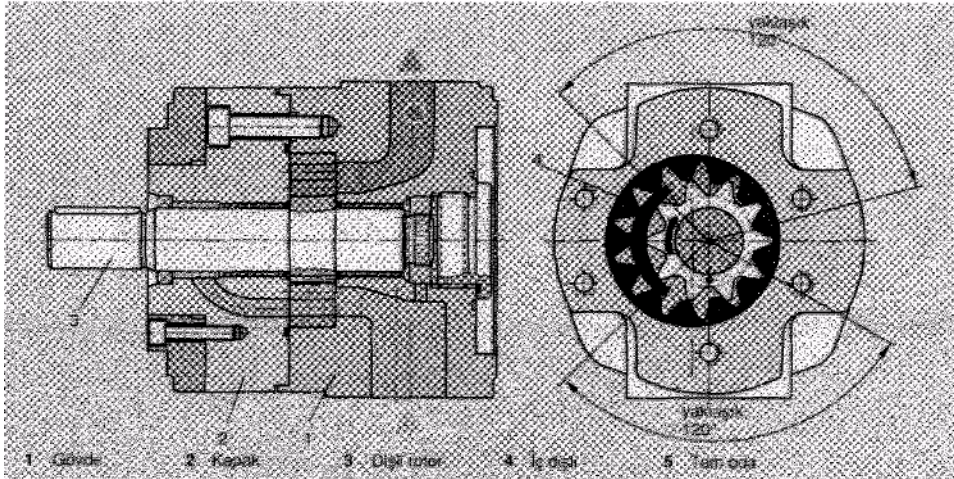
kuvvet uygulanmakta ve dişli şaft yataklarının bozulmasına sebep olmaktadır. Şekil 3.4'te Tandem dişli pompa görülmektedir.



Şekil 3.4 : Tandem Dişli Pompa. Hema Endüstri Yayınları

### 3.1.1.2. İçten Dişli Pompalar

Büyük dişlinin içten, küçük dişlinin dıştan dişli olduğu pompalardır. Bu sistemde döndüren dişli ortadaki küçük dişlidir. Dönen dişli dıştaki dişlidir. Akışkan hilal şeklindeki bölgede sıkıştırılır ve çıkış tarafına iletilir. Ortadaki dişli ile dıştaki dişlinin eksenleri kaçıktır. İçten dişli pompaların en önemli özelliklerinden birisi gürültü seviyelerinin düşük olmasıdır.

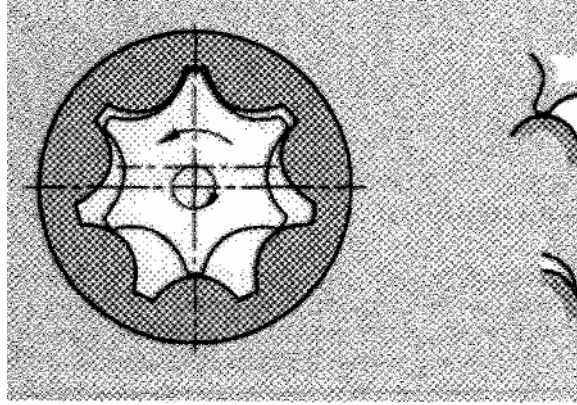


Şekil 3.5. İçten Dişli Pompa. Akışkanlar Tekniğinin Temel Esasları ve Elemanları, Mannesmann- Rexroth

### 3.1.1.3. Gerotor veya Orbit Pompa

İçten dişli pompaların bir çeşididir, içteki dıştan dişlinin (rotor) diş sayısı, dıştaki içten

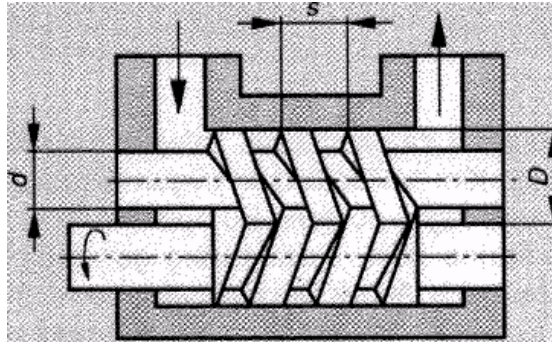
dişlinin (stator) diş sayısından bir adet eksiktir. Şekil 3.6'da görülen rotorun yörüngesel hareketi deplasman odacıklarını oluşturur.



Şekil 3.6. Gerotor Pompa. Akışkanlar Tekniğinin Temel Esasları ve Elemanları,  
Mannesmann- Rexroth

#### 3.1.1.4. Vidalı Dişli Pompalar

Vidalı pompalar da dişli pompa grubuna dahil edilebilir. Deplasman odacığı, Şekil 3.7'de görülen vida dişleri ile gövde arasında oluşturulur.



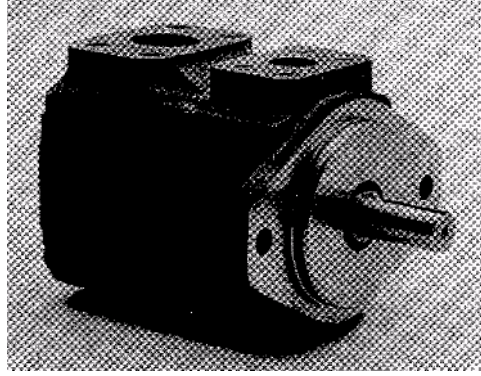
Şekil 3.7. Vidalı Dişli Pompa. Akışkanlar Tekniğinin Temel Esasları ve Elemanları,  
Mannesmann- Rexroth

Vidalı pompaların gövdeleri içinde 2 veya 3 adet dişli vardır. Tahrik motoruna bağlı olan ve saat ibresi yönünde dişleri olan vida, dönme hareketini her biri saat ibresinin tersi yönünde diş profillerine sahip diğer vidalara aktarır.

### 3.1.2. Paletli Pompalar

Paletli pompalar, düşük ses ve yüksek debi özellikleriyle endüstriyel hidrolik uygulamalarda oldukça fazla kullanım alanlarına sahiptir. Sabit deplasmanlı ve değişken deplasmanlı olarak iki farklı yapıda imal edilirler.

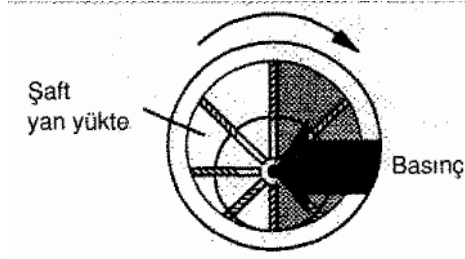
#### 3.1.2.1. Sabit Deplasmanlı Paletli Pompalar



Şekil 3.8. Sabit deplasmanlı paletli pompa. Industrial Hydraulic Technology, Parker Hannifin GmbH, 1995

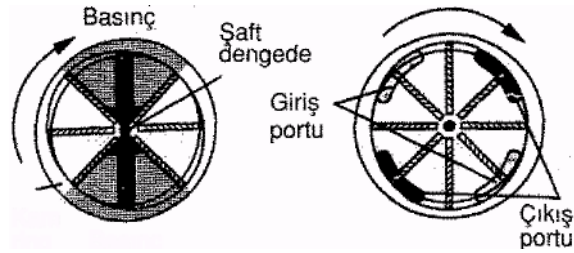
Sabit deplasmanlı paletli pompalar yapı itibarıyla döküm bir gövde ve gövde içinde kartriç gruptan oluşmaktadır.

Paletli pompaların çalışma şekli prensip olarak dişli pompalara benzer. Dişli pompalarda gövde ile dişli boşluklarında taşınan yağ paletli pompalarda paletler ile kam ringin iç yüzeyi arasında taşınır. Ancak sessiz çalışma ve yüksek debi özellikleri ile daha çok tercih edilirler. Şekil 3.8'de görülen rotor dönme hareketini milden alır. Rotorun dönmeye başlamasıyla rotor üzerindeki kanallardaki hareketli paletler merkez kaç kuvvetinin etkisiyle kam ring'in iç yüzeyini süpürürler. Yani paletler yuvalarından çıkarak kam ring'e doğru hareket ederler. Bu durumda emiş tarafından paletler ile kam ring iç yüzeyi arasına alınmış ve kam ringin oval yapısından dolayı sıkıştırılan yağ pompanın basma ağzına taşınmış olur. Kam ringin tek taraftan oval özelliğinden dolayı da paletler ile yüzey arasına sıkışan yağ bir tarafta vakum bir tarafta da Şekil 3.9'da görülen basınç oluşturur. Bu şekilde çalışan pompalara dengesiz paletli pompalar denir.

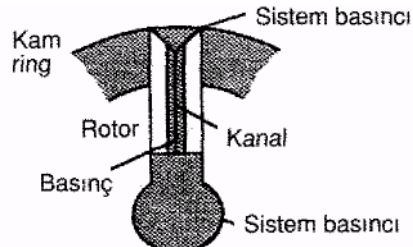


Şekil 3.9. Sabit deplasmanlı paletli pompa çalışma prensibi. Industrial Hydraulic Technology, Parker Hannifin GmbH, 1995

Kam ring'in yapı itibarı ile çift taraftan oval bir yapı teşkil etmesi, rotorun bir devrinde paletlerin iki kez açılıp kapanmasına dolayısıyla da çift emiş ve çift basınç etki hareketi görülmesine sebep olur. Kam ring'in bu yapısı pompa verimini bir kat daha artırır. Bu çift kuvvet etkisi rotor üzerindeki basınç kuvvetlerini dengeleme üstünlüğüne sahiptir. Bu şekilde çalışan pompalara da dengeli paletli pompalar denir ve Şekil 3.10'da görülmektedir..



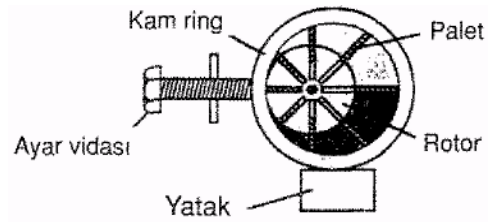
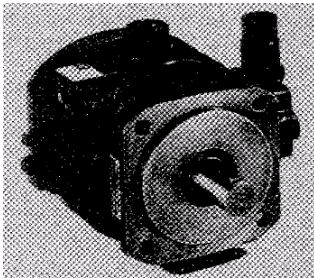
Şekil 3.10. Dengeli paletli pompa. Industrial Hydraulic Technology, Parker Hannifin GmbH, 1995



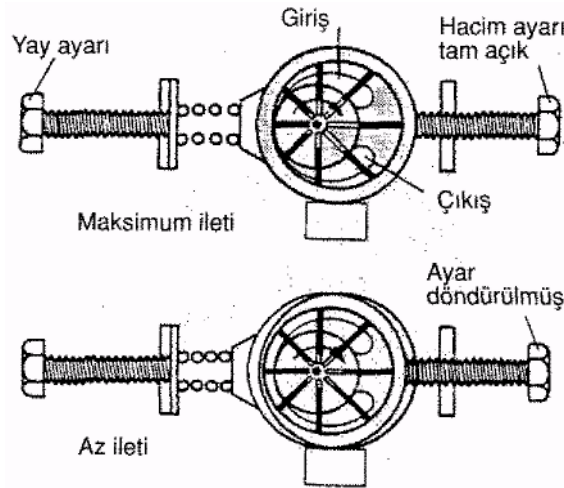
Şekil 3.11. Çift palet. Industrial Hydraulic Technology, Parker Hannifin GmbH, 1995

### 3.1.2.2. Değişken Deplasmanlı Paletli Pompalar

Değişken deplasmanlı paletli pompaların çalışma şekilleri sabit deplasmanlı paletli pompalara göre çok farklıdır. Bu tip pompalarda şekilde görüldüğü üzere kam ring, rotora göre hareket ettirilebilmektedir. Yani Şekil 3.12’te görülen rotor ile kam ringin merkez eksenleri birbirlerine göre kaçıktır, kam ring rotora göre hareket ettirilirse eksantriklik değişir ancak pompalama boşlukları içindeki basınç, rotorun ve kam ringin merkezleşmesi eğiliminde hareket eder. Basınç dengelemesi olarak bilinen bu kontrol metodu meydana gelen hareketin bir yay ile karşılanmasıdır. Şekil 3.13’te görülen yayın hareket miktarları ayarlanabilir vida mekanizmalarıyla kontrol edilebilir. Değişken debili paletli pompalar rotor, rotor üzerinde paletler, hareketli bir kam ring, dağıtım plakası, kam ringe hareketli sırasında kılavuzluk eden rulmanlı yatak ve bir ayar vidasından oluşur.



Şekil 3.12. Değişken deplasmanlı paletli pompa. Industrial Hydraulic Technology, Parker Hannifin GmbH, 1995



Şekil 3.13. Basınç kompanzatorlü paletli pompa. Industrial Hydraulic Technology, Parker Hannifin GmbH, 1995

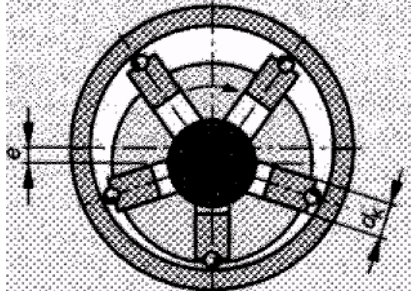
Değişken deplasmanlı paletli pompalar çeşitli kontrol kompanzatorleri ile çalıştırılırlar. Endüstride en çok kutlanılan kontrol kompanzatorleri;

- Basınç Kompanzatorlü Paletli Pompalar
- Sürgü Basınç Kompanzatorlü Paletli Pompalar
- Pilot Uyarılı Basınç Kompanzatorlü Pompalar
- Çift basınç Kompanzatorlü Paletli Pompalar

### 3.1.3 Pistonlu Pompalar

#### 3.1.3.1. Eksantrik Silindir Bloklu Radyal Pistonlu Pompa

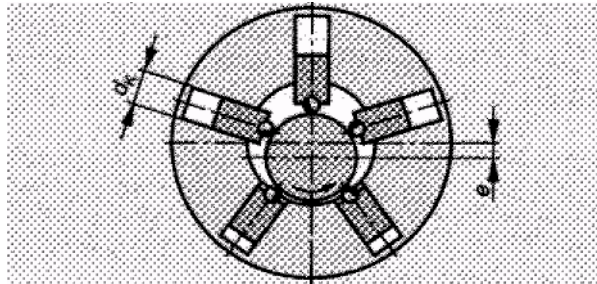
Pistonlar Şekil 3.14'te görülen sabit dış çemberin içinde döner. Eksantrisite "e", pistonların stroğunu belirler.



Şekil 3.14. Eksantrik Silindir Bloklu Radyal Pistonlu Pompa. Basic Principles and Components of Fluid Technology, Rexroth Hydraulics

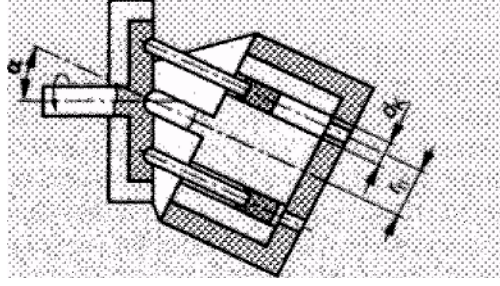
#### 3.1.3.2. Eksantrik Şaftlı Radyal Pistonlu Pompa

Dönen eksantrik mil Şekil 3.15'teki radyal salımlı piston hareketlerine neden olur.



Şekil 3.15. Eksantrik Şaftlı Radyal Pistonlu Pompa. Basic Principles and Components of Fluid Technology, Rexroth Hydraulics

### 3.1.3.3. Eğik Eksen Prensipli Eksenel Pistonlu Pompalar

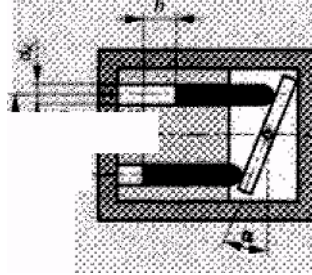


Şekil 3.16. Eğik Eksen Prensipli Eksenel Pistonlu Pompalar. Basic Principles and Components of Fluid Technology, Rexroth Hydraulics

Eğim açısına bağlı olarak, Şekil 3.16’da görülen tahrik mili döndüğünde pistonlar silindir bloğu içindeki yuvalarında hareket ederler.

### 3.1.3.4. Eğik Disk Prensipli Eksenel Pistonlu Pompalar

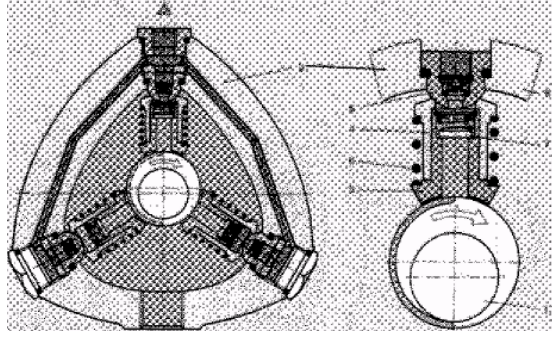
Dönen, deplasman pistonları eğik bir disk tarafından yataklanır. Şekil 3.17’de görülen diskin eğim açısı piston strokunu belirler.



Şekil 3.17. Eğik Disk Prensipli Eksenel Pistonlu Pompalar. Basic Principles and Components of Fluid Technology, Rexroth Hydraulics

### 3.1.3.5. Radyal Pistonlu Pompalar

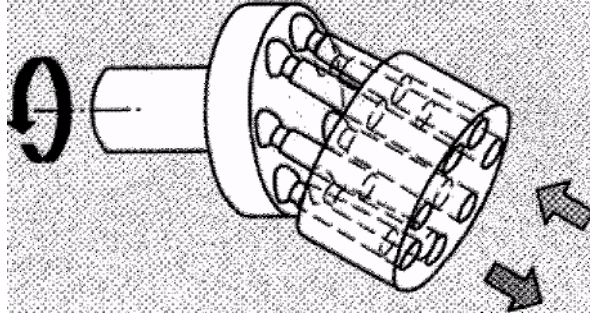
Yüksek Çalışma basınçlarının gerekli olduğu durumlarda (400 bar'ın Üzerindeki çalışma basınçlarında) Şekil 3.18’de görülen radyal pistonlu pompalar kullanılır. Preslerde, test makinalarında ve diğer birçok uygulamada 700 bar'a varan basınçlara ihtiyaç duyulur.



Şekil 3.18. Radyal Pistonlu Pompalar. Basic Principles and Components of Fluid Technology, Rexroth Hydraulics

### 3.1.3.6. Eğik Eksen Prensipli Eksenel Pistonlu Pompalar

Eğik eksen mekanizması, Şekil 3.19’da görülen deplasman pistonlarının tahrik mili eksenine belirli bir açı ile yerleştirildiği bir deplasman makinasıdır.

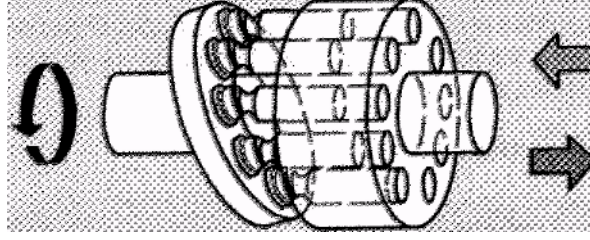


Şekil 3.19. Eğik Eksen Prensipli Eksenel Pistonlu Pompalar. Basic Principles and Components of Fluid Technology, Rexroth Hydraulics

Sabit veya değişken deplasmanlı, eğik eksen prensipli eksenel pistonlu üniteler hidrolik pompa veya motor olarak çalışabilirler.

### 3.1.3.7. Eğik Disk Prensipli Eksenel Pistonlu Pompalar

Eğik disk mekanizması, Şekil 3.20’de görülen deplasman pistonlarının tahrik miline paralel olarak dizildiği bir deplasman makinesidir. Bu pistonların tepki kuvvetleri, eğik disk tarafından karşılanır.



Şekil 3.20. Eğik Disk Prensipli Eksenel Pistonlu Pompalar. Basic Principles and Components of Fluid Technology, Rexroth Hydraulics

Tahrik milinin dönmesiyle frezeli geçme yardımıyla silindir bloğuda hareket ettirilir. Pistonlar silindir bloğundaki delikler içerisinde aşağı-yukarı hareket ederler. Bu hareket eğik diskin, eğim açısına bağlıdır. Hidrolik akışkan pompaya alçak basınç taralından (giriş) beslenir ve yüksek, basınç tarafından (çıkış) pistonlar yardımıyla sisteme gönderilir.

Sabit veya değişken strok hacimli eğik disk prensibine göre çalışan eksenel pistonlu üniteler hidrolik pompa veya motor olarak kullanılabilirler.

### 3.2. Hidrolik Pompa Seçim Kriterleri

Hidrolik sistemin uygun çalışması ve uzun ömürlü olması açısından kullanılacak pompanın doğru olarak belirlenmesi gerekir.

Pompa seçiminde göz önüne alınacak kriterleri şöyle sıralayabiliriz:

- Pompa sabit deplasmanlı veya değişken deplasmanlı mıdır?
- Eğer değişken deplasmanlı ise değişkenlik neye bağlıdır?
- Sistem basıncı nedir?
- Seçilecek pompanın devir sayısı ve dönüş yönü uygun olmalıdır
- Pompanın bir devirde bastığı yağ miktarı (iletim hacmi) veya çalışma devir sayısındaki debisi belirlenmelidir.

Bir hidrolik sistem tasarlanırken öncelikle hareket elemanlarının (silindir veya hidrolik motor) boyutları saptanır daha sonra da öngörülen basınç ve hızları sağlayacak güç ünitesinin (Pompa, Motor) büyüklükleri belirlenir. Bu hesaplamalarda kullanılan formüller ve birkaç örnek çözüm aşağıda verilmiştir.

$$\text{Piston bölümü alanı } A_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$\text{Piston kolu bölümü alanı } A_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}$$

$$\text{Strok hızı } v = \frac{h}{t}$$

$$\text{Kuvvet } F = p \cdot A$$

$$\text{Gerekli debi } Q = A \cdot v \cdot \frac{3}{50}$$

$$\text{Tahrik Gücü } P = \frac{p \cdot Q}{600 \cdot \eta_{top}}$$

F= Kuvvet (daN)

p= Çalışma Basıncı (bar)

A= Etkili Alan (cm<sup>2</sup>)

D= Piston Çapı (cm)

d= Piston Kolu Çapı (cm)

v= Piston Hızı (cm/sn)

h= Strok (cm)

t= Strok Süresi (sn)

Q= Debi (lt/dk)

P= Tahrik Gücü (kW)

$\eta_{top}$  = Toplam Verim (0,8-0,85)

### 3.3 Hidrolik Valfler

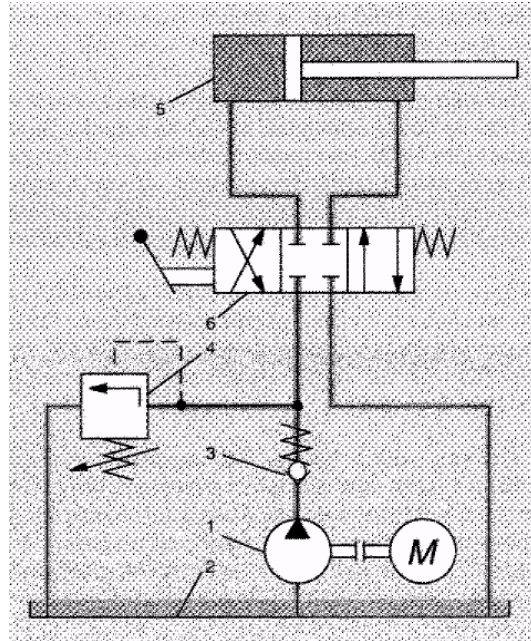
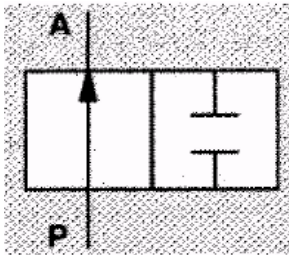
#### 3.3.1 Yön Denetim Valfleri

Hidrolik sistemde meydana getirilen kuvvet ve hareketin başlatılması, durdurulması veya yönünün belirlenebilmesinde kullanılan ve Şekil 3.21'de görülen valflere yön denetim valfleri denir.



Şekil 3.21 Yön Denetim Valfleri. Bosch-Rexroth Kataloğu.

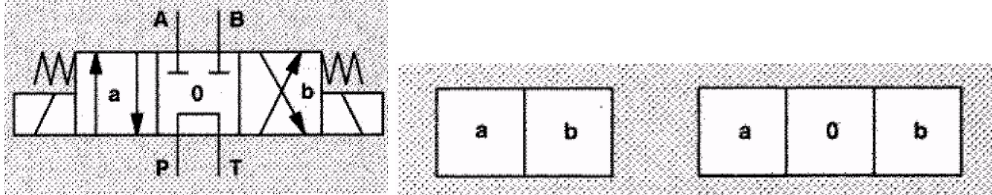
Bir yön denetim valfini tanımlarken, valfin giriş-çıkış yollarının sayısına ve kaç konumlu olduğuna bakılır. Şekil 3.22’de görülen 2 yollu ve 2 konumlu bir valf, 2/2 yön denetim valfi olarak tanımlanır.



Şekil 3.22. 2 yollu ve 2 konumlu bir valf      Şekil 3.23. 4 yollu ve 3 konumlu bir valf.  
Hidrolik Devre Elemanları ve Uygulama Teknikleri Kitabı, (2001), Makine Mühendisleri Odası Yayını-292

Şekil 3.23’te görülen, 4 yollu ve 3 konumlu bir valf ise 4/3 yön denetim valfi olarak tanımlanabilir. Valilerin konumları ve bu konumlara ait uyarı şekilleri, "a" ve "b" küçük

harfleriyle gösterilir. 3 konumlu yön denetim valflerinde, orta konum nötr konumdur (merkez konum). Orta konum, hareketli parçaların uyarılmadıkları zamanlarda, bir kuvvetle (örneğin; yay kuvveti) aldıkları kendi konumlandır. Bu konum, 3 veya 4 konumlu valflerde "0" ile gösterilir. 2 konumlu valflerde ise, valfin nötr konumu "a" veya "b" olabilir.



Şekil 3.24. Valflerin yatay gösterimleri.

Şekil 3.24'te görülen valflerin yatay gösterimlerinde konumların isimlendirilmeleri, soldan sağa doğru alfabetik olarak, a,b diye gider.

Yön denetim valflerinin, tasarım ve fonksiyonlarına göre değişik üç tipi vardır.

- Sürgülü yön denetim valfleri
- Oturtmalı tip yön denetim valfleri
- Döner sürgülü yön denetim valfleri

Sürgülü yön denetim valfleri, aşağıda da verilen bazı avantajlarından dolayı en yaygın şekilde kullanılan valflerdir.

- Basit tasarım
- İki basınç kompanzasyonu, yani düşük devreye girme kuvveti gerektirmesi
- Yüksek çalışma gücü
- Düşük kayıp değerleri
- Kontrol fonksiyonlarının çeşitliliği

### 3.3.1.1 Sürgülü Yön Denetim Valfleri

Sürgülü yön denetim valflerinde, valf gövdesinin içinde hareketli bir sürgü vardır.

Hidrolik demir döküm, küresel grafit döküm, çelik veya diğer uygun malzemelerden yapılan gövde de, kumanda edilecek akış yollarının sayısına bağlı olarak.valf gövdesinde iki ya da daha çok kanal döküm tekniğiyle veya delmek suretiyle açılır. Bu kanatlar, döküm gövdenin merkezine göre ortak merkezli veya eksantrik olabilirler. Böylece gövdede sürgü bölgeleri ile ortak hareket eden kontrol bölgeleri oluşur.

Kontrol sürgüsü hareket ettiğinde, gövdedeki dairesel kanalları birbirine birleştirir yada ayırır. Sürgülü yön denetim valfinde sızdırmazlık, gövde ve hareketli sürgü arasındaki tolerans boyunca yapılır. Sızdırmazlık derecesi, toleransa, akışkanın viskozitesine ve özellikle sistem basıncının değerine bağlıdır. Özellikle yüksek basınçlarda (350 bar' a kadar) sistemin verimini hesaplamada dikkate alınması gereken miktarlarda kaçak yağ sızıntısı olabilir. Mekanik ve malzeme özellikleri düşünüldüğünde, sızıntı miktarı öncelikle sürgü ile gövde arasındaki toleransa bağlıdır. Buna göre teorik olarak, ya tolerans azaltılmalı ya da çalışma basıncı arttıkça, sürgü çakışma boyu da artırılmalıdır.

Ancak bir çok sebepten dolayı bunun yapılması zordur.

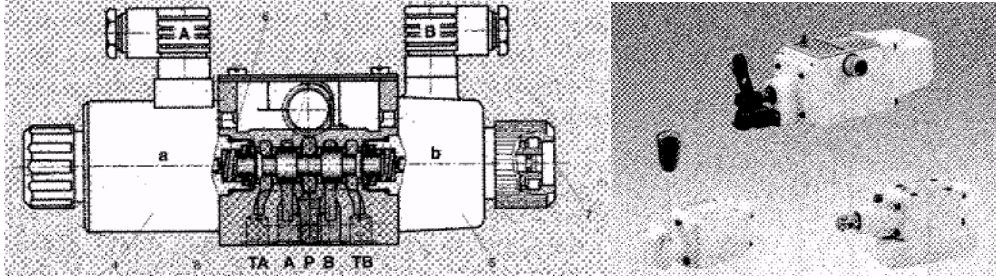
- Basınç arttıkça, sürgü aksenel yönde büyük miktarlarda eğilir ve bu, yüksek basınca maruz kalan kısımda, toleransın azalmasına yol açar. Sürgünün takılmasını önlemek için tolerans seçilirken bu özellik dikkate alınmalıdır.
- Çalışma basıncı arttıkça, yön denetim valfinin alt plakaya bastırmak için gereken gerilme kuvvetide artar. (Cıvata sıkma kuvveti arttıkça, gövdedeki sürgü yuvalarında büyük ölçüde deformasyon oluşur. Bu deformasyonun daha büyük toleranslarla giderilmesi gerektiğinden, küçük toferansların kullanılması imkansız hale getir.

### **3.3.1.1.1 Direkt Uyarılı Sürgülü Yön Denetim Valfleri**

"Direkt uyarılı sürgülü yön denetim valfi", kontrol sürgüsü direkt solenoid kumandalı, pnömatik/hidrolik uyanlı, veya mekanik kumandalı olan sürgülü yön denetim valfidir. Şekil 3.25’de direkt uyarılı sürgülü yön denetim valfi görülmektedir.

Basınç ve debinin etkisiyle direkt kumandalı sürgülü yön denetim valilerinde oluşan statik ve dinamik kuvvetler yüzünden, bu valfler genellikle sadece belirli bir büyüklüğe kadar imal edilebilirler. Bu sınır değeri, 350 barlık bir çalışma basıncında, 120 L/dk'lık bir debiye eşit güce karşılık gelir ve çoğunlukla solenoid kumandalı valfler için geçerlidir.

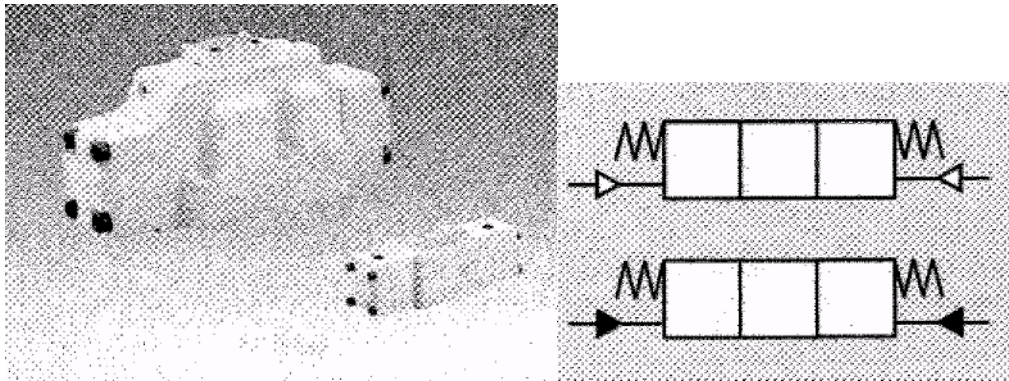
Solenoid kumandalı valfler, elbette söz konusu sınır 10 büyüklüğünden daha büyük boyutlarda imal edilebilirler. Ancak gerekli sürgü iteleme kuvveti göz önüne alındığında örneğin gerekli solenoidin boyutu, emniyet, çalışma dışı kalma süresi ve kontrol edilmesi zor olan basınç darbeleri gibi sebeplerle, direkt uyarılı valilerde 10 değerinin üstüne çıkılması anlamsızdır. Elektrik uyarılı ve mekanik uyarılı olarak iki tiptir.



Şekil 3.25. Direkt Uyarılı Sürgülü Yön Denetim Valfleri. Hidrolik Devre Elemanları ve Uygulama Teknikleri Kitabı, (2001), Makine Mühendisleri Odası Yayını-292

### 3.3.1.1.2 Akışkan Uyarılı Yön Denetim Valfleri

Kontrol sürgüsü, uyarı silindirine bağlı değildir. 3 konumlu valflerde de, kilitli veya yay geri dönüşsüz 2 konumlu valflerde de daima 2 tetikleme silindirine ihtiyaç vardır. 2 konumlu valflerde, sürgü yay geri dönüşlü ise, ek bir uyarı silindirine ihtiyaç vardır. Şekil 3.26'da akışkan uyarılı yön denetim valfi örneği görülmektedir.

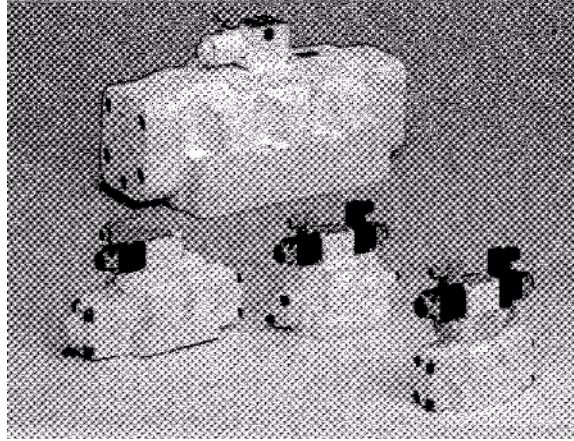


Şekil 3.26. Akışkan Uyarılı Yön Denetim Valfleri. Hidrolik Devre Elemanları ve Uygulama Teknikleri Kitabı, (2001), Makine Mühendisleri Odası Yayını-292

### 3.3.1.1.3 Pilot Uyarılı Sürgülü Yön Denetim Valfleri

Daha büyük hidrolik güçlerin kumandasında, pilot kumandalı sürgülü yön denetim valfleri kullanılır. Bunun sebebi, kontrol sürgüsünü hareket ettirmek için büyük çalışma kuvvetlerine ihtiyaç duyulmasıdır. Bu nedenle yön denetim valileri, 10 büyüklüğüne kadar direkt kumandalı, 10 büyüklüğünden sonra ise pilot kumandandırılar. Şekil 3.27'de görülen pilot kumandalı yön denetim valfleri, ana valf ve pilot valften oluşurlar.

Pilot valf, genellikle direkt elektrik (solenoid) kumandalıdır. Pilot valf uyarıldığında, gelen kontrol sinyali hidrolik olarak yükseltilir ve ana kontrol sürgüsünü hareket ettirir. “Yay Merkezlemeli Pilot Uyarılı Valf” ve “Basınç Merkezlemeli Pilot Uyarılı Valf” olarak iki şekildedir.



Şekil 3.27. Pilot Uyarılı Sürgülü Yön Denetim Valfleri. Hidrolik Devre Elemanları ve Uygulama Teknikleri Kitabı, (2001), Makine Mühendisleri Odası Yayını-292

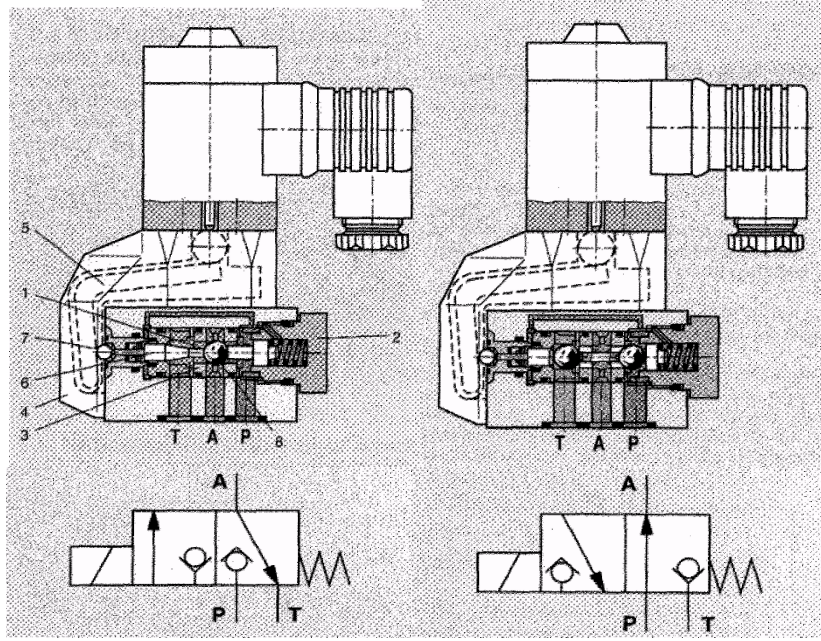
### 3.3.1.2 Oturtmalı Tip Yön Denetim Valfi

Oturtmalı tip yön denetim valfleri, gövde deliklerinde hareket edebilen oturma elemanlarına sahip olan yön denetim valfleridir. Oturma elemanı olarak, bilya, popet veya oturma plakası kullanılabilir. Bu tasarımda, çalışma basıncı arttıkça, sızdırmazlık daha iyi hale gelir.

Şekil 3.28'de görülen bu valfler, mekanik bir tahrikle, doğrudan kumanda edilebilen valflerdir. Basıncın ve debinin bir sonucu olarak oturtmalı tip yön denetim valflerinde statik ve dinamik kuvvetler oluşur ve bu kuvvetler nedeniyle, oturtmalı tip valfler genellikle sadece 10 büyüklüğe kadar üretilirler. Bu sınır değeri, 630 barlık bir çalışma basıncında, yaklaşık 36 L/dak'lık bir güce karşılık gelir ve öncelikle solenoid kumandalı yön denetim valfleri için geçerlidir.

Aşağıda en sık kullanılan model olan, elektrik kumandalı modelin çalışma prensibi

açıklanmaktadır.



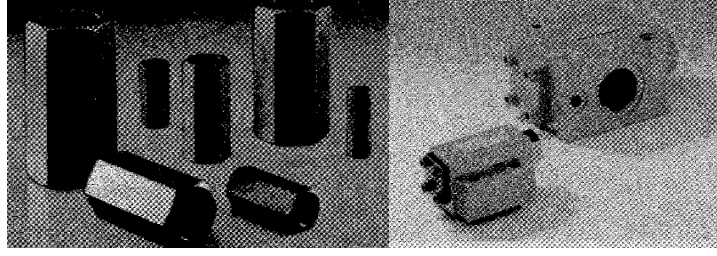
Şekil 3.28. Oturmalı Tip Yön Denetim Valfi. Hidrolik Devre Elemanları ve Uygulama Teknikleri Kitabı, (2001), Makine Mühendisleri Odası Yayını-292

### 3.3.2 Çek Valfler

Çek, valfler hidrolik sistemler de kullanılan önemli elemanlardan biridir. Akışın: bir yönde engellenmesini sağlamak diğer yönde ise serbest olmasını sağlamak için kullanılırlar. Çek valfler hidrolik sistemdeki fonksiyonlarına göre 3 e ayrılmaktadır

- Basit Çek Valfler.
- Pilot Uyarılı Çek Valfler
- Ön Dolum Valfleri

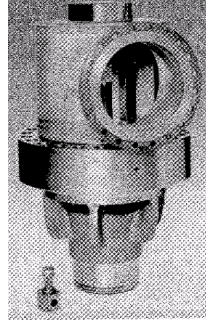
Şekil 3.29'da görülen çek valfler, oturma yüzeyli olarak tasarlanırlar ve böylece devrelerde yağ sızıntısını önleyerek, izolasyon sağlarlar, izolasyon, elemanı olarak bilya, plakalar, popetler veya yumuşak sızdırmazlık elemanlı popetler kullanılırlar.



Şekil 3.29. S tipi çek valfler. Hidrolik Devre Elemanları ve Uygulama Teknikleri Kitabı, (2001), Makine Mühendisleri Odası Yayını-292

### 3.3.3 Ön Dolum Valfleri

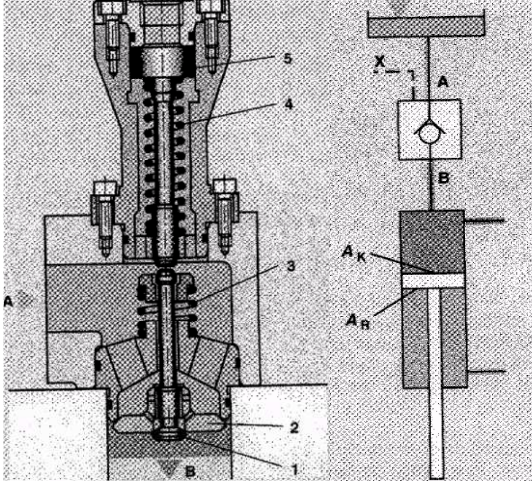
Şekil 3.30'da görüldüğü gibi ön dolum valfieri, büyük boyutlu hidrolik pilot kumandalı çek valflerdir. Bunlar, yoğunlukla büyük hacimli silindirlerin doldurulmasında ve basınç altında çalışan devrelerin, örneğin preslerin izolasyonunda kullanılırlar. Şekil 3.31'de gösterilen valf, oturma yüzeylerine yay (3) kuvvetiyle bastırılan pilot popet (1) ve ana popetten (2) oluşurlar. Yay kuvveti, popetin ağırlığından biraz fazladır. Yay (4), kontrol pistonunu (5) başlangıç pozisyonuna doğru itilir.



Şekil 3.30. Ön dolum valfi. Hidrolik Devre Elemanları ve Uygulama Teknikleri Kitabı, (2001), Makine Mühendisleri Odası Yayını-292

A hattı bir ön dolum tankı ile silindirin üzerine bağlıdır. Üstteki yağ sütunu, valf popetleri üzerine etki yapar. Presin piston kolu tarafı (halka alanı AR) yüksüz olursa, piston kendi ağırlığı ile aşağıya iner. AK alanının üstündeki haznede, ön dolum valfinin B hattını da etkileyen bir negatif basınç oluşur. Böylece tank bağlantısı açılır ve silindir dışarı doğru çıkarken içeri yağ emer, Aynı anda, yüksek basınç pompası AK yüzeyinin üstündeki hazneye yağ pompalar. Çalışma stroğu bitmeden az önce silindir istenilen pres hızında frenlenmiş olur. Oluşan çalışma basıncı, ön dolum valfinin B hattı üzerinden valf

popetinin arkasına tesir eder ve bu, devrenin tanktan izolasyonunu sağlar.



Şekil 3.31. Dekomprasyonlu ön dolum valfi ve devre örneği. Hidrolik Devre Elemanları ve Uygulama Teknikleri Kitabı, (2001), Makine Mühendisleri Odası Yayını-292

Çalışma stroğu tamamlandıktan sonra, pres silindiri tekrar içeri girmelidir. İlgili kumanda elemanlarıyla AR halka alanı ve doldurma valfinin X kumanda bağlantısıyla, kontrol sürgüsü (S) basınçlanır. Basınç önce ön açma popetini (1) ve sonra ana popeti (2) iter. AK alanının üstündeki akışkan, şimdi ön dolum tankına geri itilebilir. Böylece silindir tekrar içeri girer.

### 3.3.4 Basınç Denetim Valfleri

Hidrolik sistemde meydana getirilen kuvvetin büyüklüğünün istenen bir seviyede tutulabilmesi veya sınırlanması için sistem basıncının kontrol edilmesi gerekmektedir. Bu görev basınç denetim valfi vasıtasıyla yerine getirilir. Bu işlem, kısma kesidinin mekanik, hidrolik, pnömatik veya elektriksel olarak kumanda edilen ayar elemanı aracılığıyla değiştirilmesi sonucu gerçekleştirilir.

Basınç denetim valfleri kısma kesidinin sızdırmazlığının sağlanma şekline bağlı olarak sürgülü ya da oturmali tip olabilirler,

Foksiyonlarına bağlı olarak bu tür valfler dört gruba ayrılır:

- Basınç emniyet valfleri
- Basınç sıralama valfleri
- Akü dolum valfleri
- Basınç düşürücü valfler

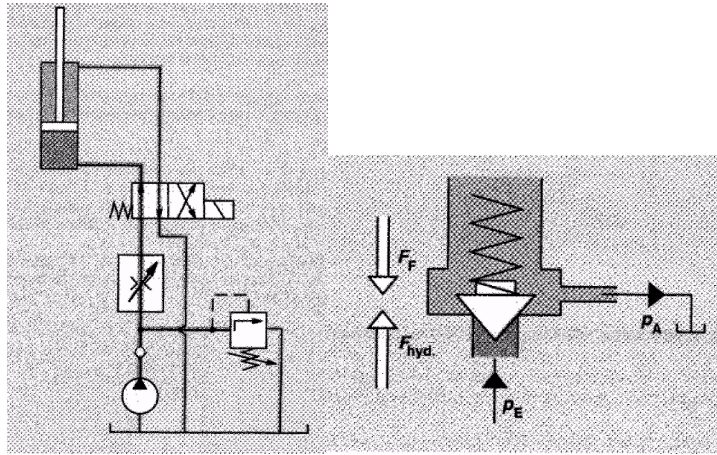
Bu valfler direkt kumandalı veya pilot kumandalı olabilir.

### 3.3.4.1. Basınç Emniyet Valfleri

Hidrolik sistemlerde basınç emniyet valflerinin görevi sistem basıncını belirli bir basınç değeriyle sınırlamaktır. Basınç değeri önceden belirlenen değere eriştiği zaman, emniyet valfi devreye girerek sistemdeki fazla debiyi (pompa ve kullanıcı debisi arasındaki farkı) sistemden tanka geri gönderir.

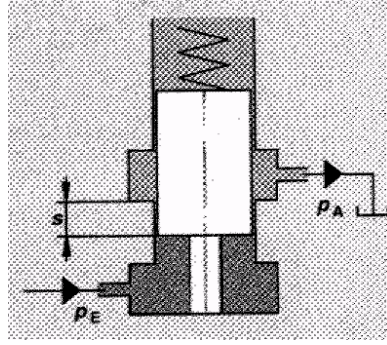
Şekil, 3.32 'de bir sistemde basınç emniyet valfinin kullanılışı görülmektedir. Bu valf daima bir by-pass valfi olarak çalışır. Devrede üstlendiği göreve uygun olarak basınç emniyet valfi sistemin basınç sınırlama valfi olarak da bilinir.

Bütün emniyet valflerinin çalışması giriş basıncının bir ölçüm yüzeyine kuvvet uygulaması prensibine dayanır. Yay kuvveti basınç kuvvetinden daha fazla olduğu sürece, oturma elemanı oturma yüzeyi üzerinde hareketsiz kalır.



Şekil 3.32. Basınç Emniyet Valfleri. Hidrolik Devre Elemanları ve Uygulama Teknikleri Kitabı, (2001), Makine Mühendisleri Odası Yayını-292

Şekilde gösterilen oturmali tip valflerin tam sızdırmazlık özelliğinin yanı sıra, hızlı açılma özellikleri de büyük bir avantajdır. Bu valfler çok küçük açılma aralıklarında nispeten büyük debileri iletebilirler. Diğer yandan sürgülü tip valf (Şekil 3.33) sürgülerindeki çentikler üzerinden hassas bir şekilde düşük debiler geçirebilirler.



Şekil 3.33. Sürgülü tip valf. Hidrolik Devre Elemanları ve Uygulama Teknikleri Kitabı, (2001), Makine Mühendisleri Odası Yayını-292

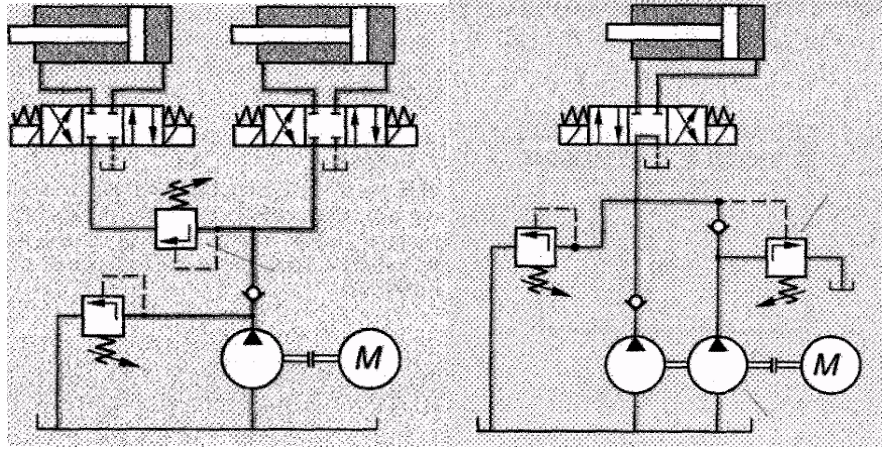
Kumanda sürgüsü burada ölçüm elemanı (alın tarafı) ve ayar organıdır (kumanda köşesi). Kapalı kumanda piston ile gövde arasındaki boşluktan, valfin girişinden çıkışına doğru (basıncısız) sürekli bir kaçak yağ akar.

Sürgülü tiplerin tepkime karakteristiği oturmali tipe göre daha hızlıdır. Giriş basıncının hızlı yükselmesi durumunda pistonun önce S çıkışma uzunluğunu geçmesi (ölü mesafe) gerekir; ancak daha sonra yağ kumanda köşesi üzerinden akabilir. Basınç sınırlama valfinin direkt ve pilot kumandalı olmak üzere iki değişik türü vardır.

### 3.3.4.2. Basınç Sıralama Valfleri

Basınç sıralama valfleri tasarımları bakımından basınç emniyet valflerine benzerler. Uygulama yerlerine bağlı olarak sıralama, by-pass, ön yükleme veya yavaşlatma valfleri şeklinde gruplara bölünebilir.

Şekil 3.34'te görülen basınç sıralama valfleri, bir hidrolik sistemde ana akış hattı üzerinde bulunurlar ve ayar edilen basınç değerine ulaşıldığında, bir sonraki hidrolik sistemi açar veya kapatırlar.



Şekil 3.34. Basınç Sıralama Valfleri Hidrolik Devre Elemanları ve Uygulama Teknikleri Kitabı, (2001), Makine Mühendisleri Odası Yayını-292

Basınç emniyet valfleri prensip olarak basınç sıralama valfi olarakta kullanılabilir. Bunun için koşut, T kanalındaki (direkt kumandalı basınç emniyet valflerinde) veya B kanalındaki basıncının (Pilot kumandalı basınç emniyet valflerinde) ayar edilen basınç değerini değiştirmeyecek büyüklükte olmasıdır. Bu özellik direkt kumandalı basınç emniyet valflerinde sızıntı yağının beslenmesi ve pilot kumandalı basınç emniyet valferinde pilot yağının harici olarak ve tanka basınçsız şekilde beslenmesi ile sağlanır.

### 3.3.4.3. Akü Dolum Valfleri

Basınç boşaltma valfleri olarak da bilinen akü dolum valfleri hidrolik sistemlerde akümülatörlerle birlikte kullanılırlar.

Elemanların görevi sistemdeki akümülatör şarj olduğunda, pompayı basınçsız çalışma konumuna getirmektir.

Bu valflerin diğer bir kullanım alanında yüksek ve düşük basınç pompalarının bulunduğu hidrolik sistemlerdir (çift devreli sistemler). Bu gibi sistemlerde ayarlanan yüksek basınç değerine ulaşıldığında alçak basınç pompası, basınçsız çalışma konuma getirilir.

### 3.3.4.4. Basınç Düşürücü (Ayar) Valfler

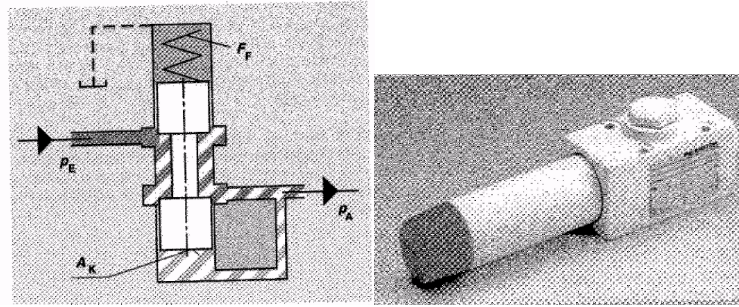
Giriş basıncını (pompa basıncını) istenilen değerde tutan basınç emniyet valflerinden farklı olarak, basınç düşürücü valf ter çıkış basıncına (kullanıcı basıncına) etki ederler.

Giriş basıncının düşürülmesi, (birincil basınç) veya çıkış basıncının (ikincil basınç)

sabit tutulması ana devrede etkili olan basıncını altında kalan değerin ayarlanması ile sağlanır. Bu sayede devrenin bir kısmının basıncın sistem basıncından daha düşük bir değere ayarlayabilmek mümkün olur.

Basınç düşürücü valfin görevine uygun olarak çıkış basıncının ayar edilen belirli basınç değerinin üzerine çıkmaması için, çıkış basıncı, kumanda elemanının (sürgü veya bilya) arka kısmına iletilir ve kumanda yayınının önceden ayarlanmış kuvvetiyle karşılaştırılır.(Şekil 3.35). PA\* AK hidrolik kuvvet değeri ayar edilen yay kuvveti değerini aşarsa, sürgü, kumanda bölgesinin kapanış yönünde yukarıya doğru hareket eder. Ayar pozisyonunda sürgü kuvveti dengededir. Kumanda bölgesinde, debisi ve pe giriş basıncına bağlı olarak PA basıncı değerini sabit tutmak için gereken açıklık miktarı ayarlanmış olunur.

Prensip olarak basınç düşürücü valfler direkt ve pilot kumandalı olmak üzere iki türdür.



Şekil 3.35. Basınç Düşürücü (Ayar) Valfleri. Hidrolik Devre Elemanları ve Uygulama Teknikleri Kitabı, (2001), Makine Mühendisleri Odası Yayını-292

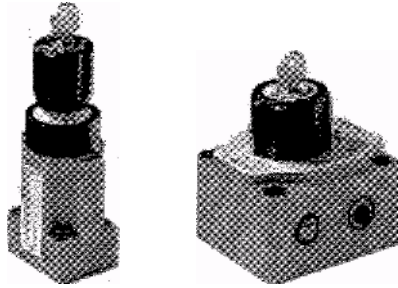
### 3.3.5. Akış Denetim Valfleri

Hidrolik sistemde meydana getirilen hareketin hızının istenen bir değerde ayarlanabilmesi için sistemdeki akışkanın debisinin kontrol edilmesi gerekmektedir. Bir kısma noktasında akışkanın geçtiği çapı değiştirerek bu kontrol işlemi yapılmış olur

Akış kontrol valflerinin özel bir tipi olan akış bölücüler, akışı iki veya daha çok akış yoluna ayarlar. Akış kontrol valfleri, özelliklerine göre Şekil 3.36'da görülen 4 ayrı gruba ayrılırlar. Şekil 3.37. Akış ayar valfi örneği verilmiştir.



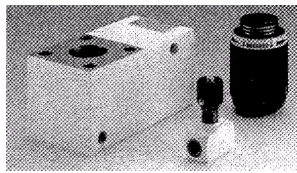
Şekil 3.36 Akış denetim valfleri. Hidrolik Devre Elemanları ve Uygulama Teknikleri Kitabı, (2001), Makine Mühendisleri Odası Yayını-292



Şekil 3.37. Akış ayar valfleri. Hidrolik Devre Elemanları ve Uygulama Teknikleri Kitabı, (2001), Makine Mühendisleri Odası Yayını-292

### 3.3.5.1 Kısma Valfleri

Kısma valflerinde debi, kısma yapılan yerdeki basınç düşümüne bağlıdır, yani, basınç düşümü arttıkça, debi de artar. Sabit debinin şart olmadığı bir çok uygulamada, Şekil 3.39'de görülen akış ayar valfleri çok pahalı olduğundan, Şekil 3.38'de görülen kısma valfleri tercih edilir.

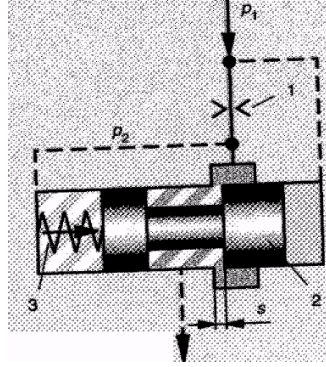


Şekil 3.38. Kısma valfleri. Hidrolik Devre Elemanları ve Uygulama Teknikleri Kitabı, (2001), Makine Mühendisleri Odası Yayını-292

### 3.3.5.2 Akış Ayar Valfleri

Akış ayar valfleri, debiyi, basınç değişimlerinden etkilenmeksizin sabit tutmak için kullanılırlar. Şekil 3.39'da görülen Akış ayar valfleri, ayarlı kısıcuya (1) ek olarak sisteme, kontrol kısıcısı (basınç kompansatörü) ve aynı zamanda da kapalı çevrim kontrol devresinde karşılaştırma elemanı olarak çalışan ek bir hareketli kısıcıcı (2) bağlanması ile sağlanır, İki kısıcıcının aynı anda etkimleri ve değişken yük basınçlarından dolayı, basınç farkı  $P_1 - P_3$  iki bölümde incelenir:

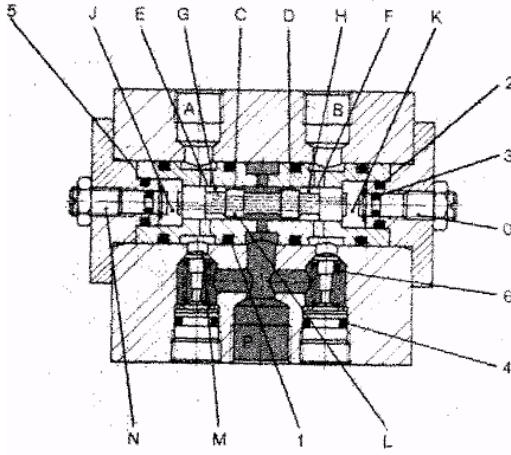
- Ayarlanabilir ölçüm kısmındaki iç ve sabit basınç farkı  $P_1 - P_2$
- Dış ve değişken basınç farkı  $P_1 - P_2$



Şekil 3.39. Akış Ayar Valfleri. Basic Principles and Components of Fluid Technology, Rexroth Hydraulics.

### 3.3.5.3 Akış Bölücü

Tek bir kaynaktan beslenen iki silindirin (veya motorun) önlerindeki yüke bağlı olmaksızın eşit hızla hareket etmesi istendiğinde akış bölücü valiler kullanılır. Şekil 3.40 ve Şekil 3.41'de görüldüğü gibi sürgülü ve döner (dişli) olmak üzere iki çeşit akış bölücü vardır.



Şekil 3.40. Sürgülü tip akış bölücü



Şekil 3.41. Döner tip akış bölücü. Basic

Principles and Components of Fluid Technology, Rexroth Hydraulics.

Sürgülü akış bölücü valfte bir gövde ve içinde hareket edebilen bir sürgü bulunur. Sürgünün içinde bulunan iki kanat, akış bölücünün iki çıkış deliğindeki basıncın karşıt uyarı bölmelerinde duyulmasını sağlar. Çıkış deliklerindeki basınçlar eşit olduğunda sürgü orta konumdadır ve her iki deliği de eşit miktarda yağ gider.

### 3.4 Hidrolik Kullanıcılar

#### 3.4.1 Hidrolik Silindirler

Hidrolik silindirler; büyük güç gerektiren ve mekanik olarak maliyeti çok yüksek olan (veya yapılamayan) sistemlerde kullanılırlar. Mekanik sistemlere göre ucuzluk, montaj kolaylığı, bakım kolaylığı, çalışan parçaların az olması sebebiyle daha az arızalı, yüksek kuvvetler elde edebilme gibi üstünlükleri nedeni ile tercih edilmektedirler. Şekil 3.42'de birkaç hidrolik silindir örneği görülmektedir.

Hidrolik pompa tarafından üretilen basınç enerjisi hidrolik silindir tarafından doğrusal harekete dönüştürülür. Silindirin çaplarını değiştirmek sureti ile aynı basınç değerinde farklı kuvvetler elde edilebilir. Silindirlerle elde edebileceğimiz kuvveti

$$F = P \times A$$

formülünde F kuvvet (kg-f), P basınç (bar) A etkili alandır (cm<sup>2</sup>) dir.

Sistemimizde gerekli olan kuvveti biliyorsak bu formülde basıncı veya alanı sabit bir değer olarak kabul ederek diğerini bulabiliriz. Hidrolik sistemlerde verim 0.85-0.95

arasındadır. Basınç büyüdükçe verim yükselir. Verimi etkileyen ana etkenleri şu şekilde sıralayabiliriz; silindir borusu iç çap yüzey kalitesi, silindir mili yüzey kalitesi ve sızdırmazlık elemanları tipi.

Hidrolik silindirler;

1. Tek Etkili Silindirler
2. Çift Etkili Silindirler
3. Özel Silindirler
  - a) Teleskobik Silindirler
  - b) Tandem Silindirler
  - c) Dupleks Silindirler
  - d) Basınç Yükseltici silindirler
  - e) Döndürücüler

şeklinde guruplanır.

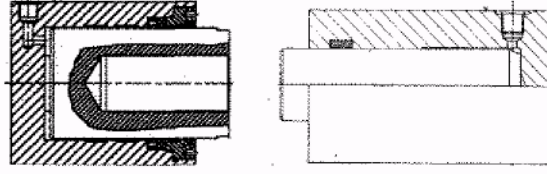


Şekil 3.42. Hidrolik silindirler. Bosch-Rexroth Kataloğu.

### 3.4.1.1 Tek Etkili Silindirler

Silindir ileri giderken veya geri dönerken iş yapar, diğer yönde ise kendi ağırlığı ile veya bir dış etki sonucu hareket edebilir. Silindire yağı tek yönde verebiliriz. Tek etkili silindir konstrüksiyonu ve devre dizaynları çift etkili silindire göre daha düşük maliyettedir.

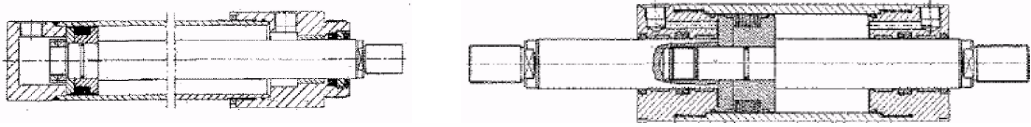
Ancak bu durumda pistonda keçe kullanılmayacağı için etkili olan boru alanı değil mil olacaktır. Bu sebepten dolayı Şekil 3.43'te görüldüğü gibi mil çapının büyük tutulması etkili alanı arttıracığı için pistondan elde edeceğimiz kuvvet artacaktır.



Şekil 3.43. Tek etkili silindir. Basic Principles and Components of Fluid Technology, Rexroth Hydraulics.

### 3.4.1.2 Çift Etkili Silindirler

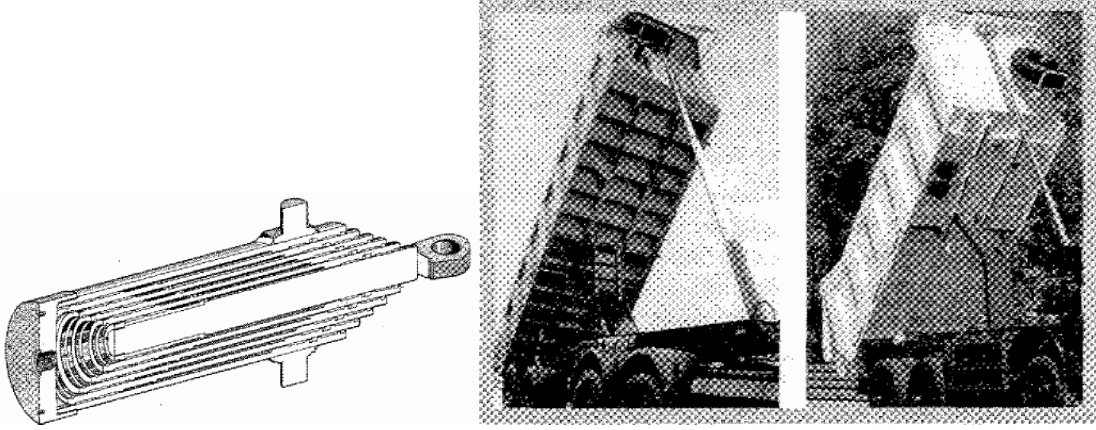
Silindir hem ileri giderken hem de geri dönerken iş yapabilir. En yaygın kullanılan silindir tipidir. Mil farkından ötürü piston milinin dışarı çıkış süresi ile geri dönüş süresi aynı olmaz (sistem debisinin aynı olduğu kabul edilirse). Gidiş ve dönüş sürelerinin aynı olması isteniyor ise çift milli (mil çapları eşit olmalı) silindirler kullanılabilir. Şekil 3.44'te görülen hidrolik silindirin bir tarafına yağ verildiğinde diğer tarafı depoya bağlanır silindirin çalışabileceği maksimum hız ve basınç imalatçı firma tarafından belirtilmiştir.



Şekil 3.44. Çift etkili hidrolik silindir ve çift milli hidrolik silindir. Basic Principles and Components of Fluid Technology, Rexroth Hydraulics.

### 3.4.1.3 Teleskopik Silindirler

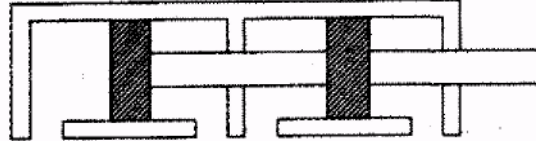
Konstrüksiyonumuz küçük boyutlu ve uzun stroklu silindir gerektiriyor ise teleskopik silindir kullanmamız gerekir. Teleskopik silindir kuvvet hesabı yapılırken en küçük çap dikkate alınmalıdır. Teleskopik silindirler hem çift etkili hem de tek etkili olarak yapılabilirler. Şekil 3.45'te Teleskopik silindir ve teleskopik silindirin uygulaması görülmektedir.



Şekil 3.45. Teleskopik silindir ve teleskopik silindirin uygulaması. Basic Principles and Components of Fluid Technology, Rexroth Hydraulics.

#### 3.4.1.4 Tandem Silindirler

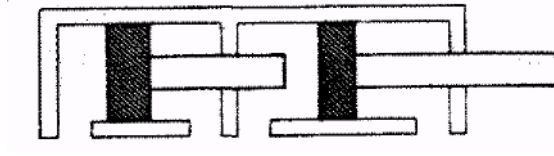
Sistemimiz küçük boyut ve yüksek kuvvet gerektiriyor ise tandem silindir kullanılır. Tandem silindir iki veya daha fazla eşit stroklu silindirlere oluşmuştur. Silindir, Şekil 3.46’da görülen içerdiği silindirlerin her birinin uyguladığı kuvvetlerin toplamı kadar kuvvet uygular.



Şekil 3.46. Tandem Silindir. Basic Principles and Components of Fluid Technology, Rexroth Hydraulics.

#### 3.4.1.5 Dupleks Silindirler

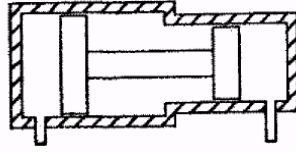
Piston kolları birbirine bağlı olmayan strokları farklı iki silindirden oluşur. Bu silindirin özelliği üç konum vermesidir. Şekil 3.47’de birinci konum her iki piston geride iken ikinci konum kısa stroklu silindir ilerlediğinde, üçüncü konum uzun stroklu silindir ilerlediğinde elde edilir.



Şekil 3.47. Dupleks Silindir. Basic Principles and Components of Fluid Technology, Rexroth Hydraulics.

### 3.4.1.6 Basınç Yükseltici Silindirler

Sistemden sağlanan basıncın yeterli olmadığı durumlarda basınç yükseltici silindir kullanılarak akışkanın basıncı daha yükseğe çıkartılır ve bu akışkan başka bir silindirde kullanılarak sistem basıncı kullanarak elde edebileceğimiz kuvvetten daha büyük kuvvet elde edebiliriz. Sistem basıncı, Şekil 3.48’de görülen büyük çaplı pistonu iterek küçük çaplı pistonun önünde bulunan yağı sıkıştırarak alan farkı kadar basıncı artırır.



Şekil 3.48. Basınç Yükseltici Silindir. Basic Principles and Components of Fluid Technology, Rexroth Hydraulics.

### 3.5. Döndürme Mekanizmaları (Aktuatörler)

Şekil 3.49’da görülen silindir doğrusal hareket verir. Ancak bazı sistemlerde belli dönme aralıkları istenir ( $90^{\circ}$ - $180^{\circ}$ - $240^{\circ}$ - $360^{\circ}$ ). Bir vananın açılıp kapanması, taşıt tekerleklerinin yönlendirilmesi vs. uygulama alanı olarak gösterilebilir.



Şekil 3.49. Parker katalog kramayerli döndürme mekanizması. Basic Principles and Components of Fluid Technology, Rexroth Hydraulics.

### 3.6 Hidrolik Motorlar

Hidrolik motorlar hidrolik sistemlerde oluşturulan hidrolik enerjinin mekanik enerjiye dönüştürülmesinde vazgeçilmez elemanlardan biridir. Doğrusal hareket sağlayan hidrolik silindirlerin aksine hidrolik motorlar döner hareket sağlama görevini gerçekleştirirler. Şekil 3.50’de iki farklı tip hidromotor görülmektedir. Hidrolik pompalarda olduğu gibi, çeşitli tip ve tasarımlarda hidrolik motorlar vardır.

1. Dişli Hidromotorlar
2. Düşük Hızlı Hidrolik Motorlar
3. Merkezi Milli Episikloid Dişli Hidromotorlar
4. Kardan Milli Episikloid Dişli Hidromotorlar
5. Döner Gövdeli Çok Stroklı Eksenel Pistonlu Hidromotorlar
6. Döner Milli Çok Stroklı Eksenel Pistonlu Hidromotorlar
7. İçten Eksantrikli Radyal Pistonlu Hidromotorlar
8. Eğik Eksen Prensipli Eksenel Pistonlu Hidromotorlar
9. Eğik Disk Prensipli Eksenel Pistonlu Hidromotorlar



Şekil 3.50. Parker düşük hızlı yüksek torklu hidromotorlar, [www.parker.com/hyd/716](http://www.parker.com/hyd/716)

### 3.7 Sızdırmaz Elemanlar

Sızdırmadık alanında uygulanan standartlar daha çok imalatta kutlanılan malzemelerde bulunması gereken özellikler, yuva ve yüzey uygunlukları, imalat yöntemleri gibi konuları kapsar.

Traktörde kullanılması için tasarlanmış bir elemanı uçak sızdırmazlığında kullanılması mümkün olmayacağı gibi gıda amaçlı kullanımı olanları petro-kimyada kullanılması mümkün değildir. Sızdırmazlık elemanları imalatında kullanılan malzemeleri şu ana guruplarda toplamak mümkündür.

- Elastomerler
- Termoplastik elastomerler
- Plastomerler
- Organik malzemeler
- Metalik malzemeler
- Kristalize malzemeler

### 3.8 Yağ Temizliği Ve Filtrasyon

Hidrolik sistemlerde meydana gelen arızaların %70-80' i ve rulmanlarda meydana gelen arızaların %50'sinin sebebi hidrolik akışkan ve yağlama yağı içindeki kirletici partiküllerin yol açtığı aşınma ve hasarlardır. Hidrolik elemanların görevlerini tam olarak yerine getirmeleri için hareketli parçaların arasında toleranslar mevcuttur. Hidrolik yağ bu boşluklara girerek yağlama ve sızdırmazlık görevini yerine getirir. Bu boşluklara giren kirletici partiküller valilerin arızalanmasına ve fonksiyonlarını yerine getirememesine ve komponentlerde aşınmalara neden olurlar. Hidrolik yağı katı partiküller, sıvı ve gazlar kirletir.

Katı kirleticiler; kum, kaynak cürufu, fiber, talaş, pas, conta atıkları, boyadır. Sıvı kirleticiler; su, farklı yağ karışımından oluşan sıvılardır. Gaz kirletici ise havadır.

Kirletici unsurların sisteme ve komponentlere etkileri ise,

Katı partiküllerde	Sıvılarda	Gazlarda
• Kaçakların artması,	• Korozyon • Dinamik viskozitenin	• Kavitasyon, • Yağda aşırı lokal ısınma,

<ul style="list-style-type: none"> <li>• Valf sürgü ve pistonlarının sıkışması,</li> <li>• Komponent arızalan,</li> <li>• Kontrol karakteristiklerinde değişiklikler</li> </ul>	<p>düşmesi: yağ filminde kopmalar, yüzeylerde sürtünme, yağ ömründe azalma,</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Yağ özelliğinin değişmesi: yağın yaşlanmasına yol açan madde üretimi, çamur oluşumu</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Yağın yaşlanması,</li> <li>• Sistemde stabil olmayan hareketler, kontrol zorluğu,</li> <li>• Dinamik yağlama filminde azalma</li> </ul>
---	---	--

Filtre elemanları başlıca iki gruba ayrılır: Yüzeysel ve derin filtreler.

### 3.9 Aksesuarlar

Bir hidrolik sistemde, aksesuarlar tasarıma ve hidrolik devrenin gereksinimine bağlı olarak yer alır.

- Ses Düşürücü Elemanlar
- Kontrol ve Gösterge Elemanları
- Basınç Ölçüm Elemanları
- Manometre
- Bourdon Tüplü Manometre
- Diyaframlı Manometre
- Fark Basıncı Manometresi
- Bourdon Tüplü Fark Basıncı Manometreleri
- Diyaframlı Fark Basıncı Manometresi
- Manometre Valfleri
- Manometre Koruma Valfi
- Çoklu Manometre Valfi
- Harici Manometre Bağlantılı Çoklu Manometre Valfi – Göstergesiz
- Basınç Şalterleri
- Piston Tipi Basınç Şalteri
- Bourdon Tüplü Basınç Şalteri
- Basınç Transduseri
- Elektronik Basınç Şalteri
- Tek Şalter Çıkışlı Elektronik Basınç Şalteri
- Elektronik Basınç Şalteri, Bilgisayar Kumandalı
- Sıcaklık Sensörleri
- Akış Ölçüm Elemanları
- Direk Ölçüm
- İndirek Ölçüm
- Elektronik Göstergeler
- Seviye Göstergeleri
- Seviye Şamandırası
- Akışkan Seviye Göstergesi

### 3.10 Hidrolik Güç Üniteleri

Hidrolik devrelerde elektrik motoru veya içten yanmalı motordan elde edilen mekanik enerji hidrolik pompa tarafından hidrolik enerjiye çevrilir. Bu enerjiyi, açık veya kapalı devrelerde, hidrolik enerji olarak iletilir ve kullanıcılarda tekrar mekanik enerjiye çevrilir. Kullanıcılar olarak adlandırılan hidrolik silindirler doğrusal hareket, itme ve

çekme kuvvetlerinin üretilmesinde ve hidrolik motorlar döner hareketlerin ve momentlerin üretilmesinde kullanılırlar.

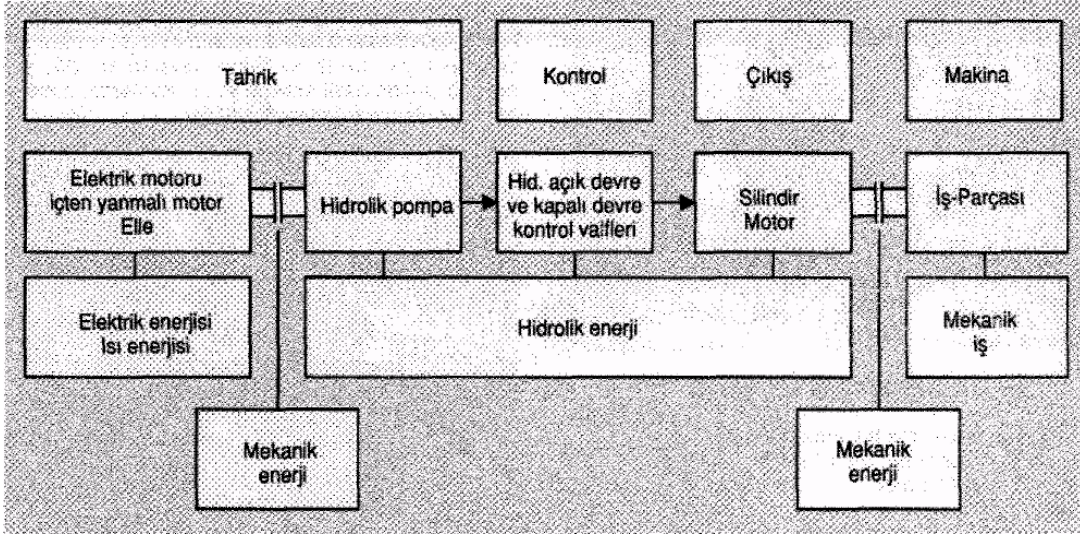
Hidrolik pompada elde edilen hidrolik enerji kullanıcılarda tekrar mekanik enerjiye dönüştürülerek iş parçasının tahriki sağlanır. Şekil 3.52. Hidrolik devrede enerji transferi görülmektedir. Hidrolik enerji ve onun güç transferi hidrolik devrede basınç ve debi şeklinde mevcuttur. Bu hidrolik enerjinin yönü, basıncı ve debisi devrede kutlanılan kontrol bloğu ile kontrol edilir. Bu şekilde, hareketin boyutu ve yönü kapalı devrelerde değişken deplasmanlı pompalar ile, açık devrelerde kontrol valfleri ile değiştirilir. Basıncılı akışkan, borular, hortumlar ve manifold bloklardaki kanallar aracılığıyla enerjiyi iletir veya yalnız basıncı transfer eder. Basıncılı akışkanın depolanması ve kontrolü için aksesuarlar, örneğin tank, filtre, soğutucu, ısıtıcı elemanlar, ölçüm ve test cihazları gereklidir. Şekil 3.51’de hidrolik güç ünitesi örneği ve Şekil 3.53. Standart güç ünitesinin devresi örneği görülmektedir.



Şekil 3.51. Hidrolik güç ünitesi. Bosch-Rexroth Kataloğu.

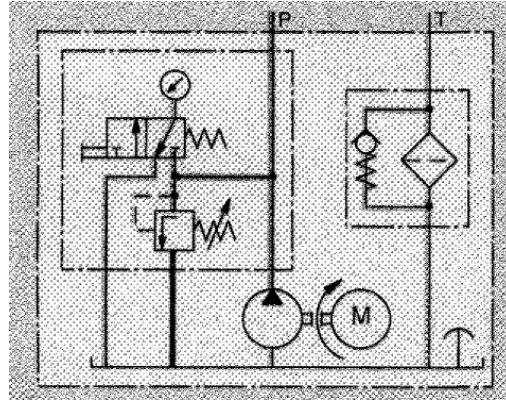
#### Güç Ünitesinin Temel Elemanları;

- Yağ tankı
- Tank aksesuarları: havalandırma/dolum kapağı, temizleme kapağı, yağ seviye ve sıcaklık göstergesi, basınç göstergesi, dönüş hattı filtresi, soğutucu, ısıtıcı.
- Hidrolik pompa ve elektrik motoru
- Kontrol bloğu; yön, basınç, akış kontrol valfleri ile donatılmış kontrol bloğu
- Hidrolik akümülatörler
- Boru tesisatı



Şekil 3.52. Hidrolik devrede enerji transferi. Mannesmann-Rexroth, Akışkanlar Tekniğinin Temel Esasları ve Elemanları, Hidrolik Eğitim Cilt 1

20, 40, ve 60 litrelik tanklar üzerine pompa/motor, kontrol bloğu ve gerekli aksesuarların monte edildiği standart olarak adlandırılan hidrolik güç üniteleri günümüzde oldukça tercih edilmektedir.



Şekil 3.53. Standart güç ünitesinin devresi. Mannesmann-Rexroth, Akışkanlar Tekniğinin Temel Esasları ve Elemanları, Hidrolik Eğitim Cilt 1

### 3.11. Hidrolik İletim Hatları Ve Hidrolik Bağlantı Elemanları

Hidrolik iletim hatları kullanıldığı yere ve konumuna göre iki şekilde yapılmaktadır.

1. Hidrolik boruların kullanıldığı yerler
2. Hidrolik hortumların kullanıldığı yerler

Bu iletim hatlarının sistem içindeki montajı hidrolik boru bağlantı elemanları ile yapılmaktadır.

Boru iletim hatlarını desteklemek ve boru bağlantı elemanlarındaki gevşemeleri önleyerek sızıntılara sebep vermemesi için boru kelepçeleri kullanılmaktadır.

## 4.0 HİDROLİK SİSTEMLİ BORU DELME MAKİNASININ VE HİDROLİK VALFİN MATEMATİKSEL MODELİNİN İNCELENMESİ

### 4.1 Hidrolik Boru Delme Makinesinin Tanıtımı

Hidrolik boru delme makinesi, binalarda dış cephelerdeki iskeleleri oluşturan boruların birbirlerine bağlantı amacıyla borularda delme işlemi yapan bir makinedir. 1,5 metre uzunluğundaki borularda aralarına 100 mm mesafe olacak şekilde borunun aynı merkez ekseninde karşılıklı 6 adet sağda, 6 adet solda boruyu merkezleyerek delik deler.

Makine, talaşlı işlem makinalarının çoğunda olduğu gibi hidrolik sistem, mekanik sistem, otomatik sistem, ve soğutma sisteminden oluşmaktadır. Hidrolik sistemde; hidrolik güç ünitesi ile hidrolik güç iletimi yatay ve dikey silindirlerle elde edilmekte, mekanik sistemle; elektrik motorlarından aldığı tahrik ile kayış kasnak mekanizması aracılığı ile dişli çark mekanizmasına bağlı freze veya matkap kesici ucu döndürülmekte; otomatik sistemle pedal ve el butonları ile hidrolik güç ünitesi başlatılmakta; soğutma sistemi ile boru delme süresince talaş kaldırılan bölgelere 6 adet spiral nozul ile soğutucu boru yağı sirkülasyonu sağlanmaktadır. Kesici uçlar boruya yatay olarak sağdan ve soldan merkezli olarak delmek için ilerleyecektir. Yatay ilerleme hareketi hidrolik silindirlerle sağlanacaktır. Delinecek boruya üstten iki adet dikey hidrolik silindir baskı yaparak delinecek boruyu üstten sabitleyecektir.

### 4.2 Hidrolik Boru Delme Makinasının Teknik Özellikleri

Çizelge 4.1’de makinanın teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.1. Hidrolik Boru Delme Makinasının Teknik Özellikleri

Hidrolik Sistem			
No	Ürün	Özellik	Adet
1	Hidrolik Ünite		1
		Çalışma Basıncı: 80 bar	
		Pompa Debisi: 4+4 cc/dev	2
		Elektrik Motoru: 2,2 kW-1450 d/d	1
		Depo:60 lt	1
		Depo Kapağı ve Havadanlığı	1
		Sıcaklık Seviye Göstergesi	1

		Emiş Filtresi 3/4"	1
		Tandem Dişli Pompa: 4+4 cc/d	1
		Elektrik Motoru: 2,2 kW-1450 d/d	1
		Dönüş Filtresi 1/2"	1
		Basınç Emniyet Valfi	2
		Manometre, 63-0/250 bar	2
		Yön Kontrol Valfi NG-6 Tek B.24V DC 250 bar	2
		Yön Kontrol Valfi NG-6 JM B.24V DC 250 bar	2
		Yön Kontrol Valfi NG-6 KM B.24V DC 250 bar	2
		Modüler İkiz Kitleme NG-6	2
		Modüler İkiz Kısmı NG-6	4
		Modüler Basınç Düşürücü	2
2	Hidrolik Silindir		2
		Ø 50x300	
		Hız:10.2 cm/sn	
3	Hidrolik Silindir		2
		Ø50x200	
		Hız:3 cm/sn	
4	Fittigsler		2
		Döner dirsek 12L-2/8"	4
		Döner dirsek 12-1/4	2
		Çelik çekme boru 12x1,5	1
<b>Mekanik Sistem</b>			
No	Ürün	Özellik	Adet
1	Elektrik Motoru	4kW, 1400 d/d	2
2	Kasnak	Ø 60	2
3	Kasnak	Ø 120	2
4	Kayış	V kayış,	2
5	Lineer Bilyalı Kızak		4
6	Dişli Çark		12

7	Kama		48
8	Mil		12
9	Dişli Çark Kutusu		1
<b>Otomatik Sistem</b>			
No	Ürün	Özellik	Adet
1	Kontrol Panosu		1
2	Switch		1
<b>Soğutma Sistemi</b>			
No	Ürün	Özellik	Adet
1	Bor yağı pompası	0.10kW, 3000 d/d	1
2	Çelik çekme boru	3/8" , 2 m	1
3	Kollektör	1/2", 1 m	1
4	Nozul	Spiral plastik, 3/8"	6

### 4.3 Hidrolik Boru Delme Makinası

Şekil 4.1’de görülen bilgisayar destekli tasarım resmi ve imalat sonrası makine fotoğrafında bir tarafataki dişli çark mekanizmasını hareketlendiren elektrik motoru 4kW gücünde ve 1400 d/d hızında olacaktır.

Delinecek borunun üzerindeki delikler arası mesafe 100 mm olacaktır. Delik çapı 14 mm’ dir.

Delinecek demir borunun dış çapı 48 mm ve et kalınlığı 3,2 mm’ ve 1500 mm boyundadır.

Boruya üstten bastırarak tutmak için iki adet 150 kg baskı kuvveti uygulayan hidrolik milin geri gitmesini engelleyeyip kilitlenen hidrolik silindirler bulunacaktır.

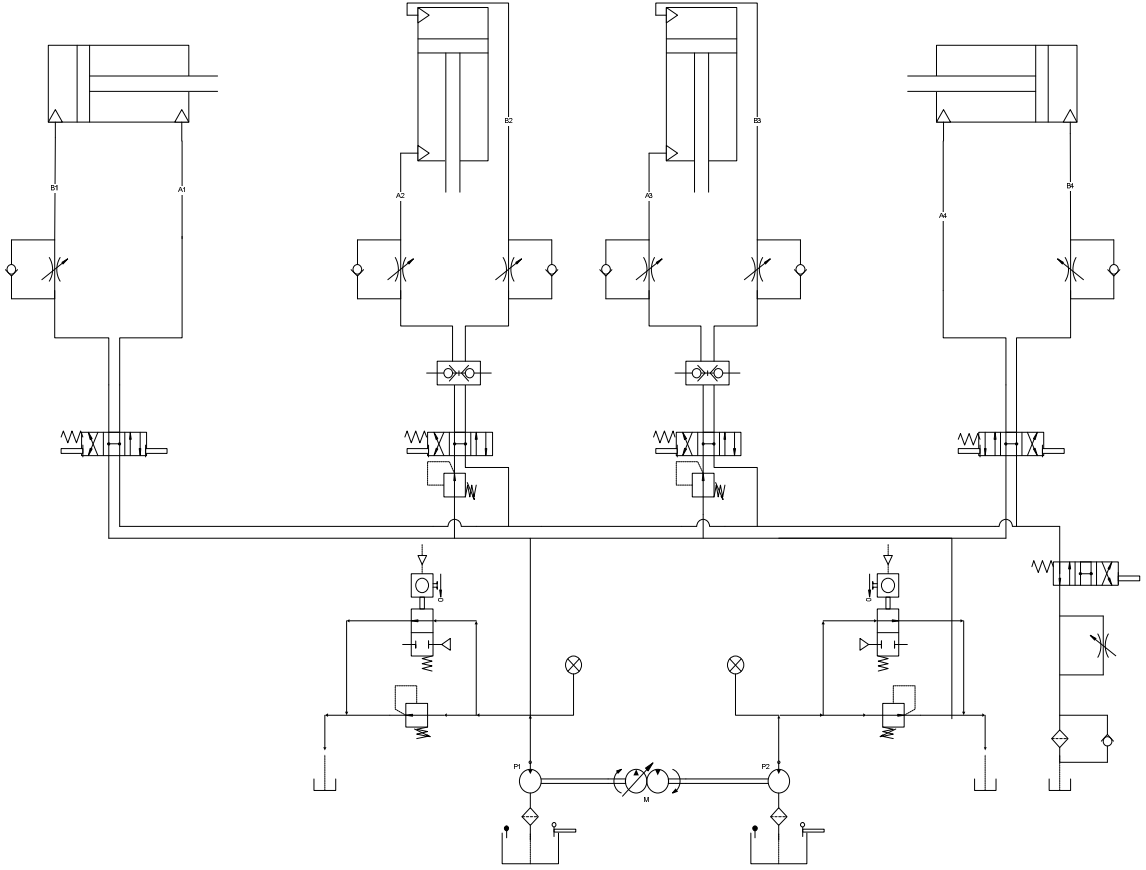
Tasarımda esas olan; delinecek boru olduğu için boru boyutları ve boru malzemesi tasarım parametrelerini belirleyecektir.



Şekil 4.1 Hidrolik boru delme makinası

#### 4.3.1 Hidrolik Sistem

Sistem tasarımı için verilen proje bilgilerine göre Şekil 4.2’de hidrolik devre şeması oluşturulmuştur. Hidrolik Güç Ünitesi sisteminin tasarımında çift pompalı bir sistem ile tek pompalı bir sistem uygulama safhasında karşılaştırılmış ve çift pompalı sistem silindirlerdeki senkronizasyonu sağlamak için tercih edilmiştir. Sistemde 2 adet karşılıklı yatay silindir ve iki adet yan yana dikey ve mil uçları yer doğru çıkan silindirler bulunmaktadır. Sistemin beslemesi iki hidrolik pompa ile sağlanmaktadır.



Şekil 4.2 Hidrolik güç ünitesi devre şeması

#### 4.3.1.1. Hidrolik Boru Delme Makinasının Hidrolik Güç Ünitesi ve Hidrolik Elemanlarının Seçimi

Hidrolik boru delme makinasının hidrolik güç ünitesi ve hidrolik elemanlarının seçimi Çizelge 4.1 göre katalog değerlerinden seçilmiştir.

Hidrolik ünite seviye göstergesi seçiminde; UFI-Universal Filter International kataloğundan  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  den  $+90\text{ }^{\circ}\text{C}$  ye kadar olan sıcaklık aralığındaki ve  $100\text{ kPa}$  ( $1\text{ bar}$ ) izin verilen basınçta çalışan CLA11M10NT tipindeki görsel seviye göstergesi kullanılmıştır.

Pompa dönüş filtresi seçiminde; UFI-Universal Filter International kataloğundan,  $-25$ ,  $+110\text{ }^{\circ}\text{C}$  ye kadar olan çalışma sıcaklığı aralığındaki ve  $100\text{ kPa}$  ( $1\text{ bar}$ ) izin verilen basınçta çalışan, dakikada  $240\text{ lt}$  debis geçen ESB42B20 filtre modeli seçilmiştir.

Havadanlık seçiminde; UFI-Universal Filter International kataloğundan,  $300\text{ litre/dk}$  debiyi karşılayan ve  $10\text{ mikron}$  filtre geçirgenliği olan CFA11SWCPE havadanlık modeli seçilmiştir.

Manometre seçiminde; Pakkens kataloğundan, -25, +60 °C ye kadar olan çalışma sıcaklığı aralığındaki alttan bağlantılı, 0-315 bar ölçü aralığına sahip, 0631001MK manometre modeli seçilmiştir.

Çek valf seçiminde; Pakkens kataloğundan, -20, +80 °C ye kadar olan çalışma sıcaklığı aralığındaki 0-315 bar ölçü aralığına sahip, 80 lt/dk debi karşılayan, Type Z 2 FS 6 , Series 4 X çek valf modeli seçilmiştir.

Basınç emniyet valfi seçiminde; Mannesmann Rexroth kataloğundan, 0-630 bar ölçü aralığına sahip, 330 lt/dk debi karşılayan, Type DBD , Series 1 X basınç emniyet valfi modeli seçilmiştir.

Yön kontrol valfi seçiminde; Mannesmann Rexroth kataloğundan, 0-315 bar ölçü aralığına sahip, 100 lt/dk debi karşılayan, Type WE 73 with wet pin DC Solenoids yön kontrol valfi modeli seçilmiştir.

#### 4.3.2 Mekanik Sistem

Dişli Kutusu Hesaplamaları

Güç, P=4 kW

Giriş Devri,  $n_g=1400$  d/d

Çıkış Devri,  $n_ç=1400$  d/d

Çevrim Oranı,  $i=1$

Burulma Momenti,

$$M_b = 9550 \times \frac{P}{n}$$

$$M_b = 9550 \times \frac{4}{1400} = 27,25 daNm$$

$$M = M_b \times S$$

$$S = 1,25 \text{ (A. Bozacı, Sayfa 14/28, Cetvel 14.14)}$$

$$M = 34,10 Nm$$

Dişli Çark Malzemesi: Dişli çark için yapılacak hesaplamalarda malzeme seçiminde oldukça kısıtlı piyasada var olan malzemeler araştırılarak seçim yapılmıştır. Teorik hesaplama olmadığı için yani imalatta kullanılacak bir malzeme olduğu için malzeme kitaplarından herhangi bir malzeme seçimi yapılmamıştır. TS 2850 standardındaki malzeme no'su 1.6523, bilimsel sembolü 21NiCrMo2 olan malzeme dişli çark malzemesi olarak seçilmiştir.

Malzemenin, diğer ülke standartlarındaki yaklaşık karşılıkları, kimyasal bileşimi, mekanik özellikleri, ısıtma koşulları, sertleşebilirlik bandı, sürekli soğutmada ZSD diyagramı, izotermik soğutmada ZSD diyagramı gibi katalog özellikleri göz önünde bulundurulmuştur.

$$\sigma_{Ak} = 440 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_K = 800 \text{ N/mm}^2$$

$$H_B = 1460 \text{ N/mm}^2 \text{ (A. Bozacı, Sayfa 1/18, Cetvel 1/16)}$$

$$\sigma_D = 0,5 \times \sigma_K \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_D = 400 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{Em} = \frac{\sigma_D}{K_\zeta} \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{Em} = \frac{400}{1,5} = 267 \text{ N/mm}^2$$

$$P_{em} = 0,25 \times H_B$$

$$P_{em} = 0,25 \times 1460$$

$$P_{em} = 365 \text{ N/mm}^2 \text{ (A. Bozacı, Taşınabilecek En Büyük Yüzey Basıncı, Sayfa 14/10)}$$

Elastiklik Modülü,  $E = 2,1 \times 10^5$  N/mm<sup>2</sup>

$\Psi_m = 18$  (A. Bozacı, Hassas İşlenmiş iki yataklı dişli çarklar için genişlik katsayısı, Cetvel 14/1)

$\varepsilon = 1,25$  (A. Bozacı, Normal Mekanizma)

$Z_1 = 20$  Adet Diş Sayısı }  
 $\alpha = 20^\circ$  Kavrama Açısı }  $K_f = 2,95$  (A. Bozacı, Form Faktörü, Sayfa 14/10, Cetvel 14/2)

$K_d = 1,25$

Diş Dibi Mukavemetine Göre Modül Hesabı

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \times S \times M_d \times K_d \times K_f}{Z_1 \times \Psi_m \times \sigma_{em} \times \varepsilon}}$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \times 1,25 \times 27,28 \times 1,25 \times 2,95}{20 \times 18 \times 267 \times 1,25}}$$

$$m = 1,27 \text{ mm}$$

Aşınma ve Ezilme Mukavemetine Göre Modül Hesabı

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \times S \times M_{d1} \times E_d \times K_d}{Z_1^2 \times \Psi_m \times P_{em}^2 \times \varepsilon}}$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \times 1,25 \times 27280 \times 2,1 \times 10^5 \times 1,25}{20^2 \times 18 \times 365^2 \times 1,25}}$$

$$m = 3,10mm$$

(A. Bozacı, modül=3,25 seçilir, Sayfa 14/10, Cetvel 14/4)

$$\begin{aligned} \text{Adım,} \quad t &= \pi \times m & t &= 3,14 \times 3,25 \\ t &= 1,02mm \end{aligned}$$

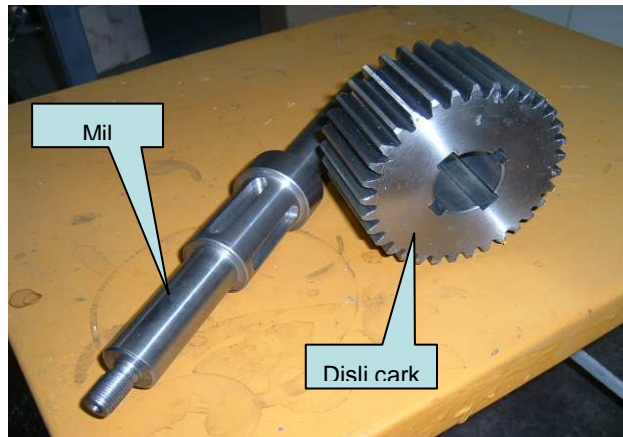
$$\begin{aligned} \text{Genişlik} \quad b &= \psi_m \times m & b &= 18 \times 3,25 \\ b &= 58,5mm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Yuvarlanma Dairesi Çapı} \quad d &= Z \times m & d &= 20 \times 3,25 \\ d &= 65mm \end{aligned}$$

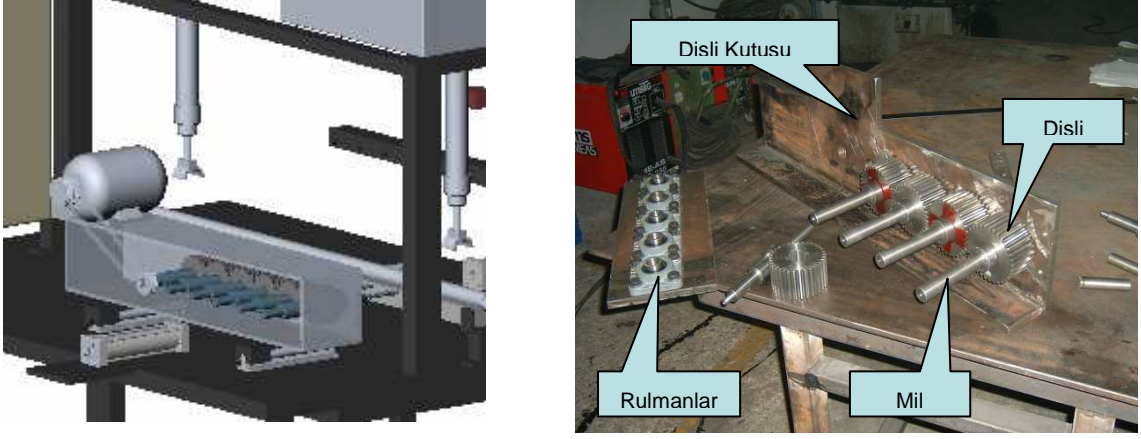
$$\begin{aligned} \text{Baş Dairesi Çapı} \quad d_b &= (Z + 2) \times m & d_b &= (20 + 2) \times 3,25 \\ d_b &= 72,5mm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Taban Dairesi Çapı} \quad d_{ta} &= (Z - 2,5) \times m & d_{ta} &= (20 - 2,5) \times 3,25 \\ d_{ta} &= 56,87mm \end{aligned}$$

Bu değerlere göre dişli Şekil 4.3'te görüldüğü gibidir.



Şekil 4.3 Dişli çark.



Şekil 4.4 Dişli çark kutusunu bilgisayar görüntüsü ve gerçek görüntüsü

### 4.3.3 Otomatik Kontrol Sistemi

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 bağlanacağını belirlenmesi
- Kontrolör parametrelerinin tasarım hedeflerine göre belirlenmesidir.

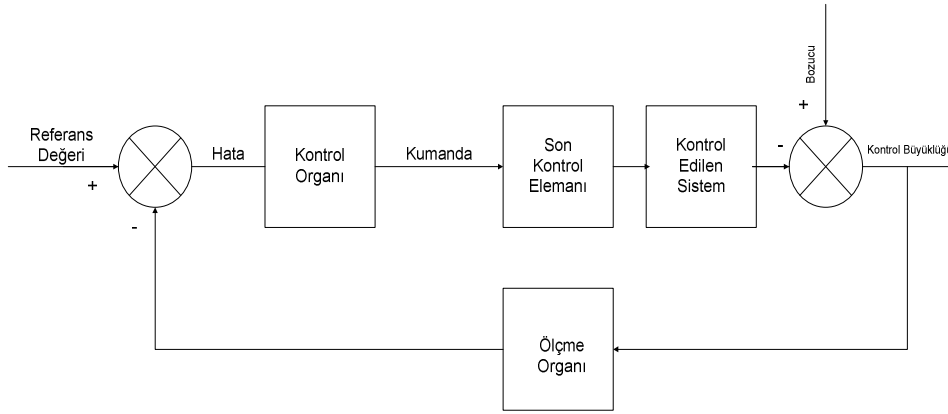
Tasarım kriterleri genellikle sistemin ne yapması gerektiğini belirtmek ve nasıl yaptığını değerlendirmek için kullanılır. Bu kriterler her bir uygulamaya özgü farklıdır ve genellikle görelî kararlılık, kararlı hal doğruluğu (hata), geçici yanıt ve frekans yanıt özellikleri ile ilgili kısımlardan oluşur. 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 yapıyı kontrolörün seçimi tercih edilir. Genellikle kontrolörün karmaşıklığı arttıkça fiyatı artar, güvenilirliği azalır ve tasarımı güçleşir.

Bir kontrolörde karar kıldıktan sonra ikinci adım kontrolör parametre değerlerini belirlemektir. Bu parametre değerleri kontrolörü oluşturan bir yada daha fazla transfer fonksiyonuna ilişkin katsayılardır. Temel tasarım yaklaşımı, analiz sonuçlarından

yararlanarak, bireysel parametrelerin tasarım koşullarını ve neticede sistem davranışını nasıl etkilediğini belirlemektir. Bu bilgilere dayanarak kontrolör parametreleri tüm tasarım kriterleri gerçekleşecek 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 sağlanmayabilir. Şüphesiz ki tasarım kriterleri ve kontrolör parametrelerinin sayısı arttıkça tasarım işlemi de karmaşıklaşsın Bizim simülasyonumuzda konum kontrolü için PI, PD, PID kullanılmış ve birbiriyle karşılaştırılmıştır. Bu amaçla bu kontrolör türleri hakkında aşağıda bilgiler verilmiştir.

Kapalı çevrimli otomatik kontrol sisteminin blok diyagramı Şekil 4.5 de verilmiştir.



Şekil 4.5 Kapalı çevrimli kontrol (Özdeş,1988)

Kontrol büyüklüğünün kontrol edilebilmesi için diğer bir deyişle istenilen değere (referans değerine) getirilebilmesi için mevcut kontrol hatasının küçültülmesi mümkünse sıfır yapılması amacıyla bir kontrol organına ihtiyaç vardır. Kontrol organı hatayı giriş olarak alır ve hatanın şekline ve kendi transfer fonksiyonuna bağlı olarak bir karar hazırlar. Hazırlanan karar bir kumanda sinyali şeklinde son kontrol elemanına gönderilir. Böylece, fiziksel olarak mesela bir vana açılır-kapanır veya bir elektrik motorunun çalışması gibi bir hareket sağlanır, öyle ki kontrol edilen sistem girişinde hatayı küçültecek değişme meydana gelmiş olur. Hatanın elde edilebilmesi için referans değeri ile ölçülen kontrol büyüklüğünün karşılaştırılması gerekir. Çoğu defa karşılaştırma elemanı kontrol organının içindedir. Bu bölümde endüstriyel kontrol organı tipleri üzerinde durulacaktır. Endüstriyel kontrol organlarının görevlerini yapabilmesi için,

gerektiğinde, dıştan sağlanan enerji elektriksel, pnömatik veya hidrolik cinsten olur. Böylece alınan enerji tipine göre kontrol organlarını elektronik kontrol organı, pnömatik kontrol organı veya hidrolik kontrol organı diye sınıflandırmak mümkündür. Hangi sınıftan kontrol organının seçileceğini kontrol edilen sistemin yapısı, çalışma şartları, emniyet, ekonomiklik, güvenilirlik, hassasiyet, kolay sağlama, ağırlık ve boyutlar gibi pek çok etken belirler.

Sistemde bir kontrol paneli, yatay silindirler için start ve stop, dikey silindirler için start ve stop, bor yağı pompasını çalıştıran start butonu, panele elektrik beslemesi sağlayacak ana şalter, elektrik sigorta röleleri, limit switch'ler bulunmaktadır.



Şekil 4.6. Omron ürün kataloğu switch'ler

Fiziksel cinsi ne olursa olsun kontrol organları dinamik davranışları bakımından iki ana sınıfa ayrılır;

1. İkili çalışan kontrol organları
2. Sürekli çalışan kontrol organları

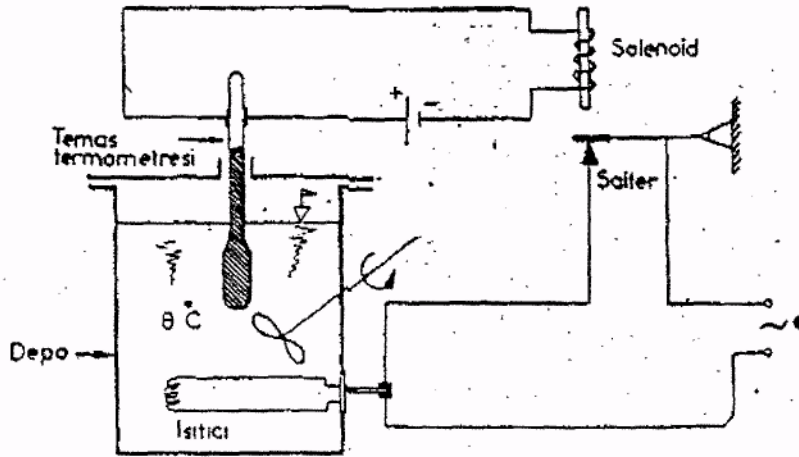
Bir kontrol organının dinamik davranışı, doğrudan doğruya kontrol sisteminin tipini ve etkinliğini belirler.

#### 4.3.3.1 İkili Kontrol Organı

İkili kontrol, on-off kontrol veya bang-bang kontrol isimleri ile de anılmaktadır, ikili kontrol organı sadece iki belirli konumda bulunur; kontrol organı ya devrede veya devrede değildir, ikili kontrol organı nispeten basit ve ucuz olması nedeniyle endüstride ve evlerdeki kontrol sistemlerinde oldukça fazla kullanılır. İkili kontrol

organı özellikle evlerde çok hassas denetim gerektirmeyen yerlerde yaygın olarak kullanılırlar. En yaygın uygulama alanları olarak ütü, buzdolabı, fırın, su ısıtıcısı gibi sıcaklık denetim sistemlerini sayabiliriz. Bir mutfak fırını sıcaklık denetiminde 2 °C' lik fark aralığı çok zor fark edilir ve kolaylıkla tolere edilebilir. Buna karşılık iki konumlu denetim organı çok hassas denetim gerektiren süreç endüstrilerinde daha seyrek olarak kullanılırlar. Aç kapa tipi denetim organı; büyük kapasiteli ve buna karşılık denetlenen değişkenlerinin sıklıkla değişime uğramadığı sistemlerde kullanılabilir. Basitleştirilmiş bir örnek sistem Şekil 4.7' de gösterilmiştir. Bu bir ısı sistem örneğidir.

Temas termometresinin temas yerleri (kontakları) istenilen sıcaklık değerine göre ayarlanır. Depo içindeki sıvı sıcaklığı yükselince termometre içinde genleşen civa kontakları örter, böylece solenoid devresini kapatır. Elektrik enerjisi alan solenoid şalteri açar ve ısıtıcı devre dışı kalır. Depo içindeki sıvı soğuyarak sıcaklığı istenilen sıcaklığın altına düşünce temas termometresi içindeki cıva sütunu aşağı iner, solenoid devresi açılır; bir yay etkisi ile ısıtıcı devresinin şalteri kapanır ve ısıtıcı devreye girer. Böylece depo içindeki sıvı sıcaklığı bir  $\theta_{\text{mak}}$  ile bir  $\theta_{\text{min}}$  arasında muhafaza edilir.

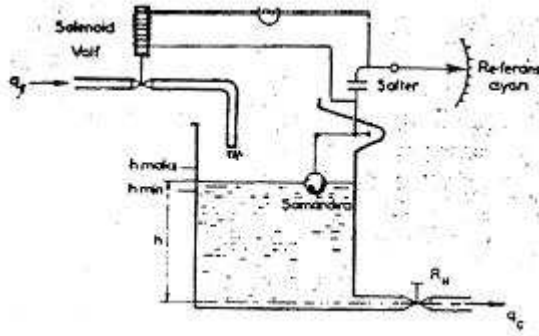


Şekil 4.7 Bir depo içindeki sıvı sıcaklığının ikili kontrol ile sabit tutulması.(Özdaş,1988)

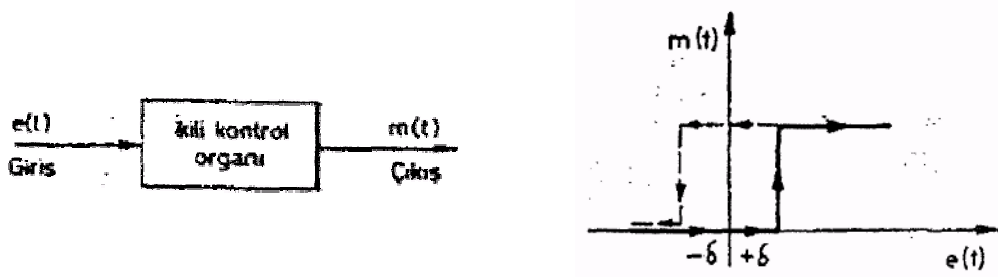
İkili kontrol için diğer bir örnek olarak Şekil 4.8 de gösterilen hidrolik seviye kontrolü alınsın. Depodaki seviyeyi ölçen bir şamandıra bir elektrik şalteri kapatıp açmakta, ve böylece solenoid valf devresine elektrik enerjisi verilmekte veya kesilmektedir. Bir solenoid içinde yumuşak demirden bir çubuk bulunan bir sargıdır ve elektrik enerjisi alınca bir manyetik alan yaratarak bir elektromagnet şeklinde çalışmaktadır. Sıvı giriş

borusu üzerinde bulunan solenoid valf elektrik devresi açıkken tam açıktır. Sıvı seviyesi yükselir ve bir  $h_{\max}$  değerine erişirse şalter elektrik devresini kapatır. Böylece solenoid valf kapanarak giriş debisi kesilir. Sıvı seviyesi düşünce şalter devreyi açar, solenoid valf tam açılır ve giriş debisi maksimum değerinde mevcuttur.

Görüldüğü gibi giriş debisi ya vardır veya yoktur. Şamandıra kolunda yatak sürtünmeleri yoksa ve elektriksel kontaklar ark yapmıyorsa devreye giriş ve çıkış ani olur.



Şekil 4.8 Hidrolik seviyenin ikili kontrolü (Özdaş, 1988)



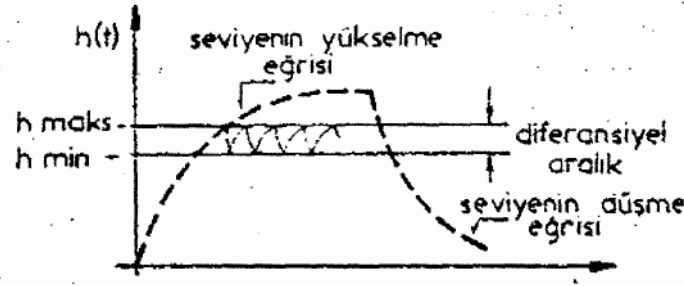
Şekil 4.9 İkili kontrol davranışı (Özdaş, 1988) ve diferansiyel aralık

Fakat uygulamada şamandıra kolunun yataklarında sürtünmeler vardır. Bu nedenle seviye istenilen değere erişir erişmez, şamandıra yükselerek şalteri kapatamaz ve seviyenin bir miktar daha yükselmesi gerekir. Seviye alçaldığı zaman da yine sürtünmeler yüzünden, şamandıra istenen seviyenin altına indikten sonra şalter açılır ve depoya sıvı debisi girmeye başlar. Bu yüzden, elektrik devresinin kapanışı ve açılışı arasında bir histeresis meydana gelir. Buna “diferansiyel aralık” adı verilir. Diferansiyel aralık Şekil 4.9 de gösterilmiştir. Burada açıklanan diferansiyel aralık istenmeden kendiliğinden ortaya çıkar. Fakat çok defa, ikili kontrol organı sık sık devreye girerek,

çabuk aşınmasın diye diferansiyel aralık kasıtlı olarak sağlanır.

Diferansiyel aralığın bulunmaması veya çok küçük olması halinde ikili kontrol organı devamlı şekilde titreşim yaparak (ya açık - ya kapalı) devrede bulunur ve cihazın ömrü kısa olur. Isıtma veya soğutma sistemlerinde kullanılan termostatların kullanma yerine bağlı olarak daima bir diferansiyel aralıkları vardır. Termostat diferansiyel aralık içinde duyarsızdır. Örnek olarak, bir termostatta diferansiyel aralık  $\pm 1$  °C ise ve termostat 60 °C ye ayarlı ise, termostat ancak 61 °C ve 59 °C sıcaklıklarda harekete geçer; 59 ile 61 °C arasında hareketsizdir.

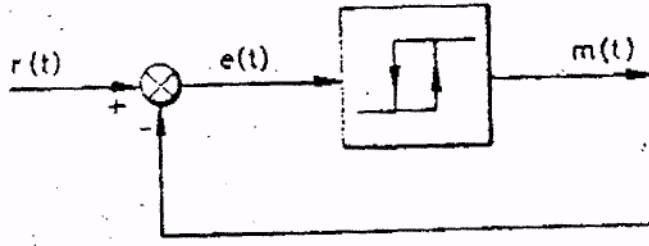
Yine depoda su seviyesi kontrolü (Şekil 4.8) örneğine dönülürse, diferansiyel aralıktan dolayı seviye tam istenen yükseklikte tutulamaz, fakat bir  $h_{\min}$  ile bir  $h_{\max}$  arasında devamlı değişir. Seviyenin değişmesi Şekil 4.10 da gösterilmiştir.



Şekil 4.10 Hidrolik seviyenin ikili kontrolünde seviyenin değişmesi (D. Namlı, 2004)

Genellikle sistemde mevcut ölü zaman etkileri yüzünden diferansiyel aralık aşılır, örnek olarak alman hidrolik depoda, sıvı besleyen borunun boyu solenoid valfdan depoya kadar uzunca ise, şamandıra  $h_{\max}$  yüksekliğine çıkıp valfi kapattığı halde boru içindeki sıvı depoya akmaya ve seviyeyi biraz daha yükseltmeye devam eder. Seviyenin alçalması halinde de, seviye  $h_{\min}$ 'a inip şamandıra solenoid valfi açtığı halde borudaki nakil gecikmesi (ölü zaman) yüzünden depodaki seviye  $h_{\min}$  yüksekliğinin biraz altına indikten sonra depoya sıvı debisi gelmeye başlar. Bu yüzden,  $h_{\max}-h_{\min}$  olarak tanımlanan diferansiyel aralık, ölü zaman etkileriyle daha geniş olur. Isıl sistemlerde de benzer durum ortaya çıkar. Bir odanın ısıtılmasında radyatörler kullanılıyorsa, radyatörlerin ısı kapasitesi yüzünden ölü zaman etkisi kendini gösterir.

Bir ikili kontrol organı Şekil 4.11 deki gibi gösterilir.

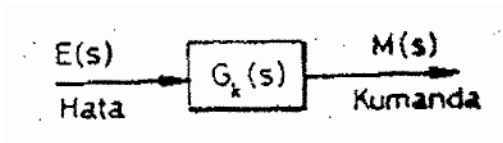


Şekil 4.11 İkili kontrol organının blok diyagramı (D. Namlı, 2004)

İkili kontrol sistemleri basit ve ucuz olmalarına karşılık lineer olmayan ve incelenmeleri kolayca yapılamayan sistemlerdir.

#### 4.3.3.2 Sürekli Kontrol Organı

Sürekli kontrol organı devamlı olarak devrededir, devamlı olarak Şekil 4.12’de ki hatayı küçültücü kumanda sağlar.



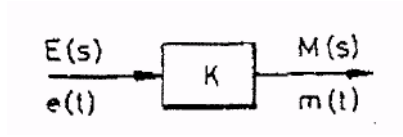
Şekil 4.12 Kontrol organının, blok diyagram

Endüstride bulunan kontrol organlarının tipleri, kontrol organının  $G_k(s)$  transfer fonksiyonu ile ortaya çıkar. Endüstriyel kontrol organlarında çeşitli kombinezonlarla çeşitli kontrol tiplerini oluşturan 3 etki vardır. Bu etkiler :

1. Orantı etki
2. İntegral etki
3. Diferansiyel etkidir. Bu etkilerin davranış özellikleri aşağıda açıklanmıştır.

##### 4.3.3.2.1 Orantı Etki (P etki)

Orantı etkide Şekil 4.13’de görülen kontrol organının girişi olan hata bir sabit sayı ile çarpılarak çıkış elde edilir.



Şekil 4.13 Orantı etkinin blok diyagramı.

O halde,

$m(t)=K e(t)$  veya  $M(s)=K E(s)$  dir. Orantı etkinin transfer fonksiyonu

$\frac{M(s)}{E(s)} = K$  dır.  $K$  değerine orantı sayısı ve kazanç denir.

#### 4.3.3.2 İntegral Etki (I Etki)

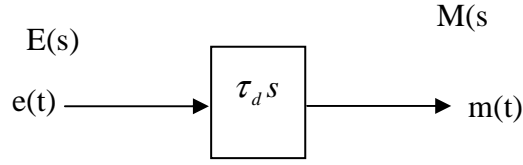
İntegral etki giriş değeri olan hatanın integralini alır. Böylece

$$m(t) = \frac{1}{\tau_i} \int_0^t e(t) dt$$

veya

$$m(s) = \frac{1}{\tau_i s} E(s)$$

dinamik eleman bağıntısı sağlanır. Burada  $\tau_i$  integral zaman adını taşır, zaman boyutundadır. Blok diyagramı Şekil 4.14 da gösterilmiştir.



Şekil 4.14 İntegral etkinin blok diyagramı (D. Namlı, 2004)

İntegral etkinin transfer fonksiyonu,

$$\frac{M(s)}{E(s)} = \frac{1}{\tau_i s}$$

dir. İntegral etkiye bazen “reset” etki adı da verilir, ve bu deyim daha çok proses kontrol sistemlerinde kullanılır.

#### 4.3.3.2.3 Diferansiyel Etki (D Etki)

Diferansiyel etki, hatanın türevini alır. Böylece

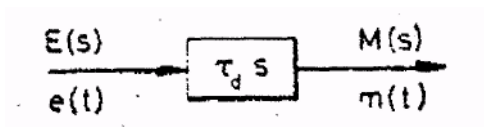
$$m(t) = \tau_d \frac{de(t)}{dt}$$

$$M(s) = \tau_d s E(s) \text{ olur.}$$

$T_a$  diferansiyel zamandır ve zaman boyutundadır. Transfer fonksiyonu

$$\frac{M(s)}{E(s)} = \tau_d s$$

dir. Blok diyagramı Şekil 4.15 de gösterilmiştir.



Şekil 4.15 Diferansiyel etkinin blok diyagramı.

Proses kontrol sistemlerinde diferansiyel etkiye bazen “rate” etki adı verilir.

Diferansiyel etki hatanın türevini almaktadır ve sabit kalan hata üzerinde etkinliği yoktur. Hata girişi sabit ise diferansiyel etkinin sağlayacağı kumanda sıfır kumandadır. Bu yüzden, kontrol organlarında diferansiyel etki tek başına kullanılmaz. Diferansiyel etki, değişmekte olan hata üzerinde etkilidir; hata daha değişmeye başlayorken derhal harekete geçer. Bu nedenle, diferansiyel etki bir "önceden sezgi" olarak kabul edilir.

Endüstriyel kontrol organı tipleri," P etki I etki ve D etkinin uygun bir şekilde bir araya getirilmesiyle oluşmaktadır.

#### 4.3.3.3. Endüstriyel Kontrol Organı Tipleri

Kontrol organı tipi, kontrol edilen bütün sisteme adını verir. Kontrol organının tipi, örnek olarak, orantı ise kontrol edilen sisteme "orantı kontrollü sistem" denir.

##### 4.3.3.3.1. Orantı tipi (P tipi) Kontrol Organı

Kontrol etki tek başına kullanılarak P tipi kontrol organı ekle edilir.

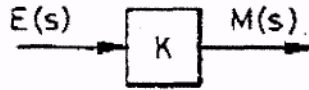
$$m(t) = Ke(t)$$

Transfer fonksiyonu

$$M(s) = KE(s)$$

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K$$

dır. Blok diyagramı Şekil 4.16 de verilmiştir.



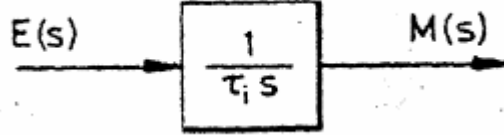
Şekil 4.16 P kontrol organı. (D. Namlı, 2004)

P kontrol normal olarak kararlı bir çalışma oluşturur. Daima bir daimi rejim hatası (offset) mevcuttur. K kazancı artırılarak bu hata küçültülebilir.

Fakat K çok büyürse sistem davranışı kararsız olabilir.

#### 4.3.3.3.2. İntegral tipi (I tipi) Kontrol Organı

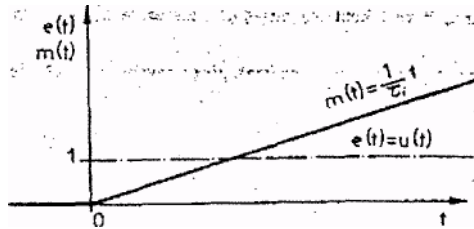
P kontrol organının hatada birim basamak değışmesi olduğu zaman nasıl bir kumanda hazırladığı, cevabının ne olduğu, Şekil 4.17 de gösterilmiştir.



Şekil 4.17 Kontrol organı. (D. Namlı, 2004)

I kontrol sistemdeki hatayı sıfır yapar. Fakat, I kontrol yavaş bir kontrol sağlar. Yavaş olmasının nedeni sisteme  $90^\circ$  derece faz gecikmesi getirmesidir.

I kontrol organının birim basamak girişe cevabı Şekil 4.18 de gösterilmiştir. (Özdaş 1988)



Şekil 4.18 I kontrol organının basamak cevabı. (D. Namlı, 2004)

#### 4.3.3.3.3. Orantı + İntegral tipi (PI tipi) Kontrol Organı.

Orantı etkide ortaya çıkan kalıcı durum hatasını gidermenin yolu, denetim organına hatanın integrali ile orantılı bir denetim etkisi ilave etmektir. Teorik olarak integral etki tipi bir denetim organın tek başına kullanılması mümkün ise de uygulamalarda integral etki daha çok orantı etki ile birlikte kullanılır. Denetim organına bir integral alıcı ilavesi hata sıfır olana kadar değışimi süren bir denetim etkisi sağlamaktadır.

PI tipi kontrol organının cevabı

$$m(t) = ke(t) + \frac{K}{\tau_i} \int_0^t e(t) dt$$

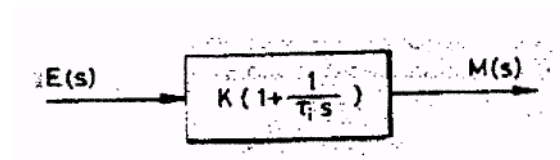
veya

$$M(s) = K \left( 1 + \frac{1}{\tau_i s} \right) E(s) \quad \text{şeklindedir.}$$

Transfer fonksiyonu

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K \left( 1 + \frac{1}{\tau_i s} \right) \text{ olur.}$$

Burada, K orantı kazancı  $\tau_i$  ise integral zamandır. Transfer fonksiyonundan anlaşılacağı üzere K kazancının ayarlanması integral kısımda etkiler. PI kontrol organının blok diyagramı Şekil 4.19 verilmiştir.

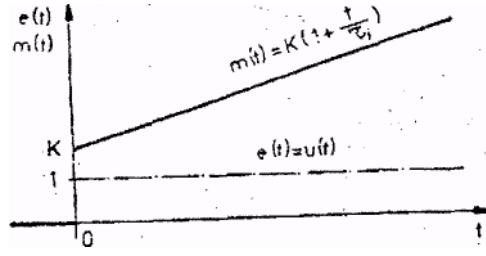


Şekil 4.19 PI kontrol organı. (D. Namlı, 2004)

PI kontrol, P ve I kontrolü birleştirir. Sistemde daimi rejim hatası sıfırdır. En uygun PI kontrolörü tasarımının yarar ve sakıncaları şu şekilde özetlenebilir.

- Sönümü düzeltir ve aşımı azaltır.
- Yükselme zamanım azaltır.
- Band genişliğini azaltır.
- Kazanç payı, faz payı ve  $M'$  yi iyileştirir.
- Yüksek frekans gürültülerim süzer.
- Kontrol devresindeki kapasite değerinin çok büyük olmaması için uygun seçilmesi gereken  $K_1$  ve  $K_p$  değerleri PD kontrolöründen daha sınırlıdır.

PI kontrol organının birim basamak giriş cevabı. Şekil 4.20 de gösterilmiştir.



Şekil 4.20 PI kontrol organının basamak cevabı. (D. Namlı, 2004)

#### 4.3.3.3.4. Orantı + Diferansiyel tipi (PD tipi,) Kontrol Organı

Türev etkinin en önemli üstünlüğü; hatanın büyümesini önceden kestirmesi ve büyük bir hata ortaya çıkmadan bir düzeltme etkisi sağlamasıdır. Türev etki daha hata değişmeye başlar başlamaz harekete geçtiğinden önceden sezgi etkisi olarak bilinir. Türev etki ilavesi kararsız veya kararsız veya kararsızlığa yatkın bir sisteme sönüm ilave ederek sistemi daha kararlı hale getirebilir. Türev etki ilavesinin en önemli sakıncası denetim sinyalleri yanında sistemde ortaya çıkan gürültü (parazit) sinyallerinin de kuvvetlendirilmesidir. Bunun sonucu olarak son denetim organı (düzeltme elemanı) çıkışında salınımlı bir hareket meydana gelebilir.

PD kontrol organının cevabı,

$$m(t) = Ke(t) + K\tau_D \frac{de(t)}{dt}$$

veya

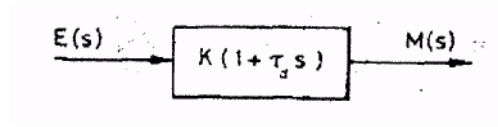
$$M(s) = K(1 + \tau_D s)E(s)$$

şeklindedir. Transfer fonksiyonu

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K(1 + \tau_D s) \quad (4.1)$$

olur. Burada, K orantı kazancı,  $\tau_i$  ise diferansiyel zamandır. Kontrol organı üzerinde K kazancının ayarlanmasından, diferansiyel kısım da etkilenmektedir. Blok diyagramı

Şekil 4.21 de verilmiştir.



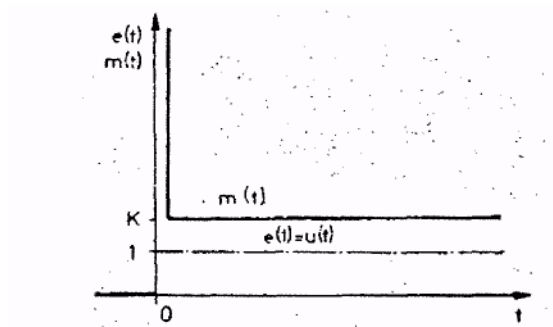
Şekil 4.21 PD kontrol organı. (D. Namlı, 2004)

PD kontrol, D etkiden dolayı hızlı bir çalışma sağlar. D etki sisteme  $90^\circ$  faz avansı getirir. Ancak sistemde sıfır yapılamayan bir daimi rejim hatası mevcuttur.

Uygun tasarlanmış bir PD kontrolörü sistem davranışını şu şekilde etkiler

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

PD kontrol organının birim basamak, giriş cevabı Şekil 4.22 da gösterilmiştir.



Şekil 4.22 PD kontrol organının birim basamak cevabı. (Özdeş, 1988)

#### 4.3.3.3.5. Orantı + Integral - Diferansiyel Tipi (PID tipi) Kontrol Organı

P, I ve D etkilerin bir araya gelmesiyle oluşur. Herbir etkinin davranış özelliklerine sahiptir. Uzun ölü zaman gecikmelerinin ortaya çıktığı süreç denetim sistemlerinde PI denetimde integral etkinin tamamlayıcısı olarak türev etki kullanılır, Sıcaklık, Ph, yoğunluk, karışım ve bunun gibi ölçümlerinde ortaya çıkan ölü zaman gecikmeleri PID denetim organı kullanılarak telafi edinilebilir. Bu denetim organı aynı zamanda üç ifadeli denetim organı adım da alır.

$$m(t) = Ke(t) + \frac{K}{\tau_i} \int_0^t e(t) dt + K\tau_d \frac{de(t)}{dt}$$

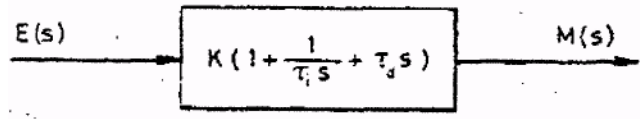
$$M(s) = K \left( 1 + \frac{1}{\tau_i s} + \tau_d s \right) E(s) \quad (4.2)$$

dir. Transfer fonksiyonu

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K \left( 1 + \frac{1}{\tau_i s} + \tau_d s \right)$$

şeklindedir. Burada, K orantı kazancı,  $\tau_i$  integral zaman ve  $\tau_d$  diferansiyel zamandır.

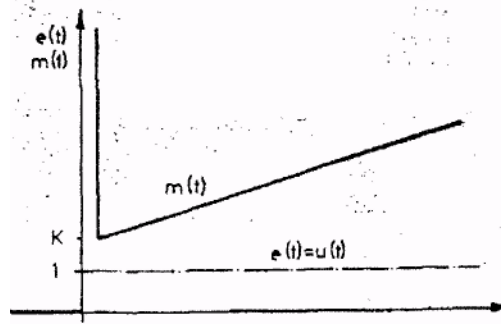
K' nın ayarlanması kontrol organının integral ve diferansiyel kısımları üzerinde de etkili olur. Blok diyagramı Şekil 4.23 de verilmiştir.



Şekil 4.23 PID kontrol organı. (D. Namlı, 2004)

PID kontrol organı, hızlı ve daimi rejim hatası sıfır olan bir kontrol sağlar,  $K$ ,  $\tau_i$  ve  $\tau_d$  katsayılarının uygun ayarlanması ile iyi bir kontrol sağlamak mümkün olabilir.

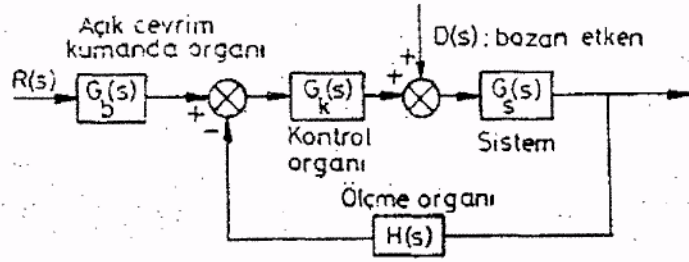
PID kontrol organının birim basamak cevabı Şekil 4.24 de gösterilmiştir.



Şekil 4.24 PID kontrol organının basamak cevabı. (D. Namlı, 2004)

#### 4.3.3.4. Servomekanizma Çevrimi

Kontrol çevrimi, bir sistemin çıkışını, belirli bir değişim aralığı içinde çeşitli değerler alabilen bir referans (ayar) değeri etrafında tutmak için tasarlanmış ise, bu kontrol çevrimine "Servomekanizma Çevrimi" denir. Servomekanizma çevrimi, adını, özellikle konum kontrolü için gerçekleştirilen kontrol mekanizmalarından almıştır. Ancak, diğer fiziksel büyüklüklerin değişken referans değerlerine göre kontrolünü amaçlayan çevrimler de bu adla anılmaktadır. Çıkışın geri beslenmesi ile oluşturulan kapalı kontrol çevriminin iki girişi bulunmaktadır. Bunlar, referans değişimleri girişi ile bozucu değişimleri girişidir. Servomekanizma çevriminin blok diyagramı Şekil 4.25 de verilmiştir.



Şekil 4.25 Servomekanizma çevrimi. (D. Namlı, 2004)

Servomekanizma çevriminin iki ana bölümünden oluştuğu söylenebilir. Sistemi, referans girişi etrafında kararlı kılan, dinamik davranışını, kesinliğini belirleyen ve sistemin bozucuların etkilerine duyarlılığını azaltan "regülatör çevrimi" ile sistemin referans girişinin değişmelerini, seçilen kontrol teknolojisine uygun fiziksel büyüklük değişmelerine çeviren ve referans değişmeleri ile çıkış arasındaki kazancı belirleyen "açık" kumanda çevrimidir.

Bir Servomekanizma çevriminden, regülatör çevriminin özelliklerine ek olarak, sistem çıkışının, referans girişindeki değişmeleri istenen oranda, hızda ve kesinlikte izleyebilmesi, bu sırada sistemin kararlılığını yitirmemesi istenir.

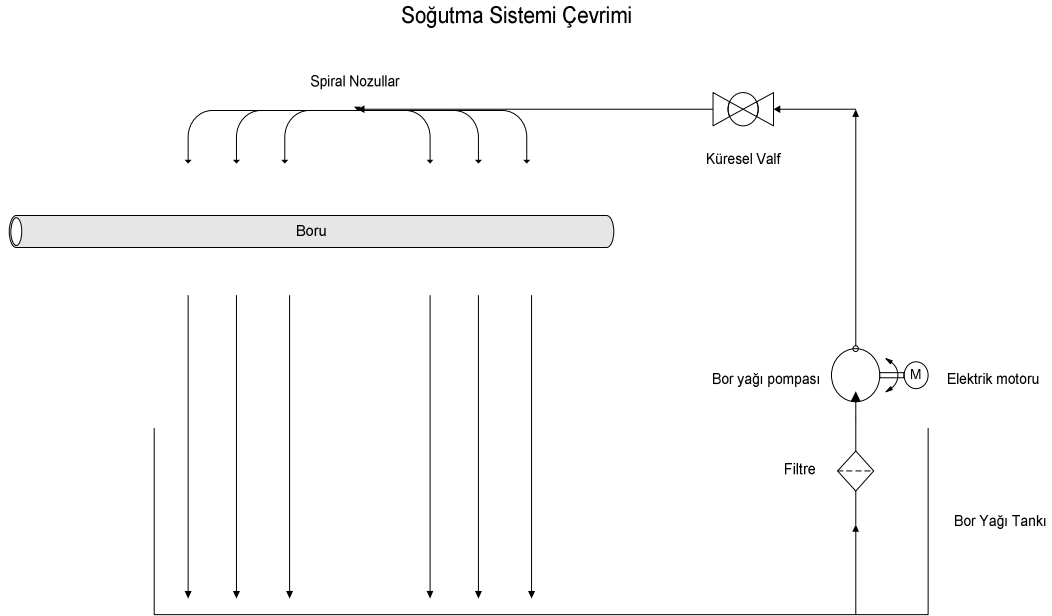
Servomekanizma çevrimi de uygulamada en çok rastlanan kontrol çevrimi türlerindedir. Güç yükseltme gerektiren kumanda tertibatlarının büyük çoğunluğu Servomekanizma çevrimine göre çalışır.

#### 4.3.4 Soğutma Sistemi

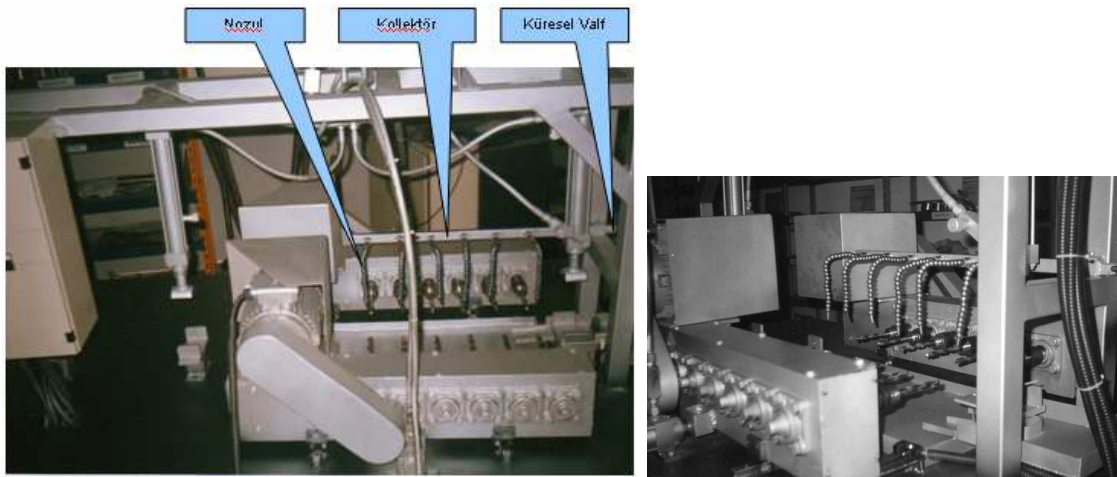
Boru delme makinesinin soğutma sistemi; soğutucu bor yağ pompası, bor yağ tankı, pompa çıkışından sonra tesisat borusu, küresel valf, kolektör ve nozullardan oluşmaktadır. Tasarım basit olduğu için imalat ve montaj kısa zamanda tamamlanmıştır.

Bor yağ tankı konvansiyonel tezgahlardaki gibi makinenin altında tesisat borusu ile yukarıdaki kolektörlere küresel valf aracılığı ile iletilen soğutma sıvısı toplam 6 adet nozuldan boru üzerine akmaktadır. Bor yağ pompası sabit debili bir pompadır, debi ayarı küresel valf aracılığı ile manuel olarak yapılmaktadır. Bor yağ tankından pompa ile emilen soğutma sıvısı tesisat borusundan yükselerek küresel valfe gelir, küresel valfte yapılan manuel ayarlama ile sıvı debisi kontrol edilir. Küresel vanalardan sonra kolektöre gelen soğutucu sıvı kolektöre bağlı 6 spiral nozul ucundan soğutulacak parça

üzerine akmaktadır. Akan soğutucu sıvı parçanın altında bulunan toplama kabında birikir, toplama kabının ortasında yer alan filtreden süzülüp tekrar boru yağı tankına dönmektedir. Soğutma sisteminin şematik gösterimi Şekil 4.26'daki gerçek görünümü ise Şekil 4.27'deki gibidir.



Şekil 4.26 Hidrolik sistemli boru delme makinasının soğutma sistemi şeması

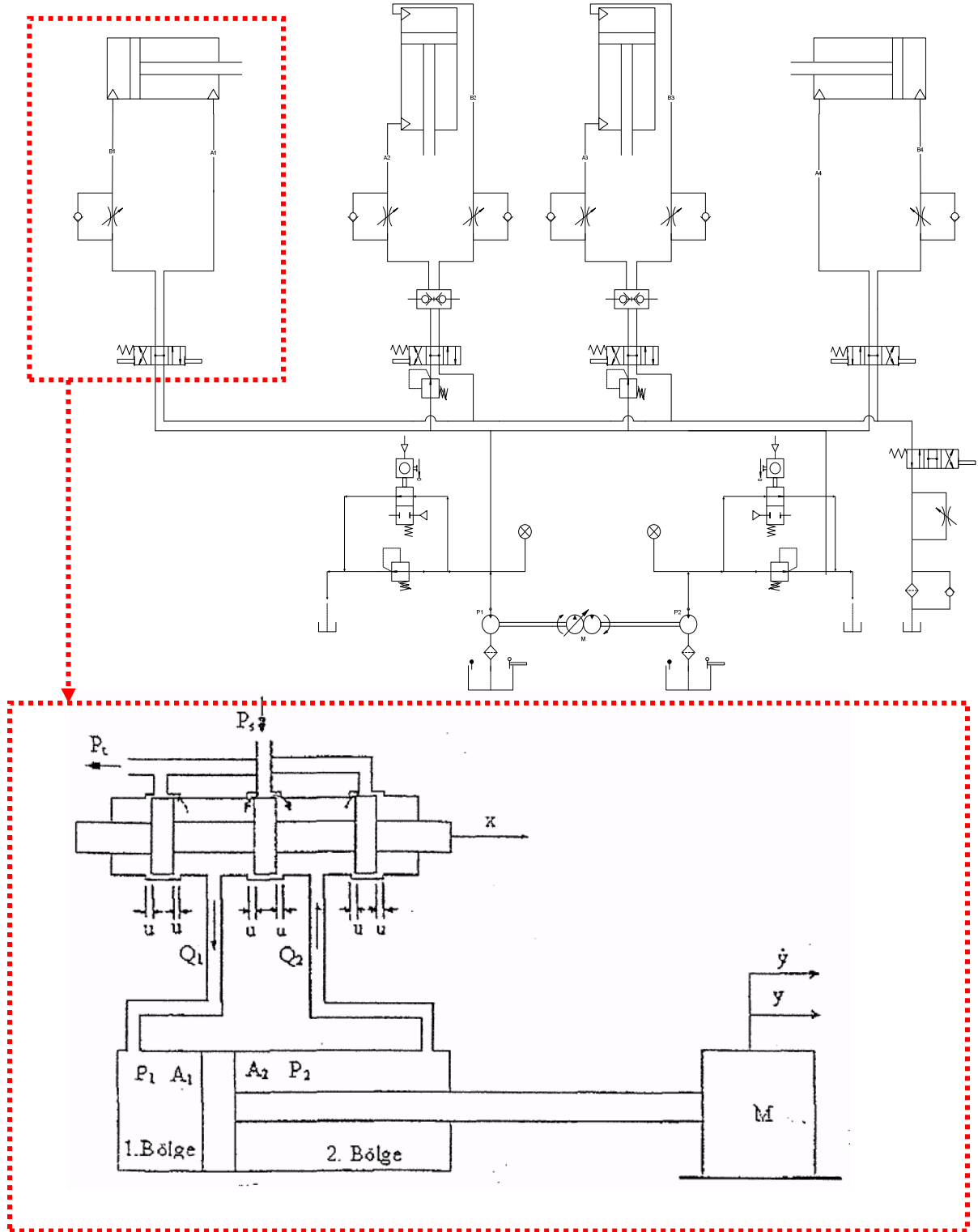


Şekil 4.27 Hidrolik sistemli boru delme makinasının soğutma sistemi

#### 4.4 Hidrolik Sistemin Matematik Modeli

Hidrolik ünite devresinin Şekil 4.28' de gösterilmiş olan bir hidrolik valfi incelenmiştir. Bu sistem dört yollu üç konumlu oransal valf ile kontrol edilen ve (M) kütlesini hareket

ettiren bir asimetrik hidrolik silindirden oluşmaktadır. Sıfır boşluklu olarak tanımlanan valf, orta konumda kararsız davrandığından, hidrolik sistemde negatif boşluklu valf kullanılmıştır.



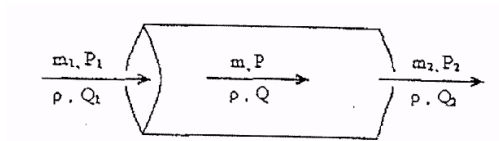
Şekil 4.28 Hidrolik ümite devresi ve hidrolik valfin matematiksel model şeması

Bu hidrolik sistemin matematik modeli yapılırken şu kabuller yapılmıştır.

- Hidrolik boru ve hortumlardaki dinamik değişimler ihmal edilmiştir.
- Silindir ile piston arasında sızıntı olmadığı varsayılmıştır.
- Valf dinamiği ihmal edilmiştir.
- Besleme basıncının sabit olduğu kabul edilmiştir.
- Tank basıncı sıfır olduğu düşünülmüştür.
- Valf pistonu yer değişiminin, maksimum valf pistonun yer değiştirme oranı  $e = x/x_{\max}$  ile gösterilmiştir.
- Valf negatif boşluğunun, maksimum valf pistonu yer değiştirme oranı da  $\psi = \frac{u}{x_{\max}}$  şeklinde tariflenmiştir.
- $\psi$  değeri, maksimum açıklığın % 1'i olarak hesaplarda kullanılmıştır.
- Toplam eşdeğer hacimsel esneklik modülü  $\beta = 1.4 \times 10^9 \text{ N/m}^2$  olarak alınmıştır.
- Sistem denklemlerin çıkarılmasında pistonun hareketinden ve akışkanın sıkıştırabilirliğinden meydana gelen debiler dikkate alınmıştır.
- Sistem denklemleri nonlinear yapıda olup, uygulanan kontrol algoritması bu yapı üzerinde incelenmiştir.

#### 4.4.1 Sürekli Akım Denklemi

Şekil 4.29' de girişteki kütleli debisi ( $m_1$ ), çıkıştaki kütleli debisi ( $m_2$ ) olan akışkanın akış göz önünde bulundurulduğunda, süreklilik denklemi (4.3)'teki gibi olmaktadır.



Şekil 4.29 Akışkanın sürekli akışı

$$\rho \cdot Q_1 - \rho \cdot Q_2 = \frac{d}{dt}(\rho \cdot V) \quad (4.3)$$

Akışkan yoğunluğu ( $\rho$ ) akış boyunca değişmediği düşünülmüştür. Burada ( $Q_1$ ) giriş debisi, ( $Q_2$ )'de çıkış debilerini göstermektedir. Buradan (4.3)' teki eşitlik aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (4.4)$$

(4.5) numaralı eşitliğinde belirtilen akışkanın sıkıştırılabilirliği dikkate alındığında, (4.4) eşitliği buna göre yeniden düzenlenip (4.6) eşitliği gibi ifade edilebilir.

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \cdot \frac{dP}{dt} \quad (4.5)$$

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

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

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

Sürekli akımı denkleminde ifade edilen sınır deformasyon terimi, piston veya silindir hareketi ile gerçekleşen hacim değişimini ifade etmektedir. Akışkanın sıkıştırılabilirliğini içeren terim ise akışkanın sıkışmasından dolayı oluşan debiyi göstermektedir. (4.6) eşitliği aşağıdaki gösterildiği gibi ifade edilebilir.

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

#### 4.4.2 Momentum Denklemi

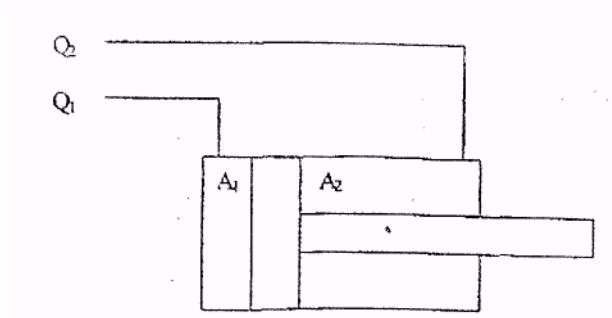
Şekil 4.28'deki incelen hidrolik sistemde Newton'un ikinci hareket kanunu, akışkan hacmine uygulandığında (4.7) numaralı ifade elde edilir.

[uygulan kuvvet] - [toplam direnç kuvvetleri] = [kütle]. [ivme]

$$P_1.A_1 - P.A_2 - \Sigma F_i = M \cdot \frac{dy}{dt} \quad (4.7)$$

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

#### 4.4.3 Silindir Modeli



Şekil 4.30. Asimetrik Silindir.

Şekil 4.30' da, hidrolik sistemde kullanılmış olan asimetrik silindire, eşdeğer hacimsel esneklik modülü de dikkate alarak (4.6) eşitliğinde ifade edilen sürekli akım denklemi uygulandığında, silindirin her iki yöne (ileri ve geri) hareketi sırasındaki silindir giriş ve çıkışındaki debiler aşağıdaki eşitliklerle ifade edilebilir.

a) Silindirin açılmadı sırasında:

$$Q_1 - 0 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (4.8)$$

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

b) Silindirin kapanması sırasında

$$Q_2 - 0 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (4.9)$$

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

eşitlikler aşağıdaki gibi daha kullanışlı biçimde düzenlenebilir.

a) Silindirin açılması sırasında :

$$Q_1 = A_1 \dot{y} + \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (4.10)$$

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

b) Silindirin kapanması sırasında

$$Q_1 = A_1 \dot{y} + \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt}$$

$$Q_2 = A_2 \dot{y} + \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (4.11)$$

Akım yönü işaretine bağlı olarak her iki durum için de giriş ve çıkış debileri genel bir ifadeyle aşağıdaki eşitlikler şeklinde kullanılabilir.

$$Q_1 = A_1 \dot{y} + \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (4.12)$$

$$Q_2 = A_{12} \dot{y} - \frac{V_2}{\beta} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (4.12)$$

#### 4.4.4 Valf Modeli

Şekil 4.28' de gösterilmiş olan valfin debi denklemleri ( $\varepsilon$ )'nin işaretine bağlı olarak elde edilmiştir. Valf debi katsayıları ise, besleme basıncı ( $P_s$ ), silindirin 1. tarafına bağlandığında valf debi katsayısı ( $k_1$ ), silindirin 2. tarafı ile tank arasındaki valf debi katsayısı ( $k_2$ ), aynı şekilde ( $P_s$ ) ile silindirin 2. tarafı arasındaki ( $k_3$ ), silindirin 1. tarafı ile tank arasındaki valf debi katsayısı da ( $k_4$ ), olarak alınmıştır.

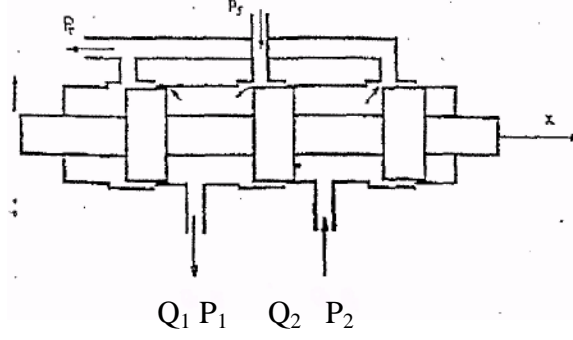
$$\varepsilon = \frac{x}{x_{\max}} \quad (4.13)$$

$$\psi = \frac{u}{x_{\max}} \quad (4.14)$$

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

##### 4.4.4.1. Sıfır Boşlukla Valf Modeli

Sıfır boşluklu valflerde silindirik valf elemanı (valf pistonu) ve akış yolu (port) genişliği, piston merkez konumda iken akışkan geçişine izin vermeyecek şekilde imal edilmiştir. Bu nedenle merkez konumdayken şilindir pistonu ancak akışkanın sıkıştırılabilirliğine bağlı olarak hareket edebilir.



Şekil 4.31 Sıfır boşluklu valfin fiziksel modeli

Şekil 4.31'de şematik resmi verilen sıfır boşluklu valfe ait valf pistonunun değişik konumları için debi denklemleri aşağıdaki eşitliklerle ifade edilebilir.

a)  $\varepsilon > 0$  için debi denklemleri ( $P_s$  silindirin 1. tarafında ,  $P_1$  2. tarafına bağlı)

$$Q_1 = k_1 \cdot \varepsilon \cdot \text{sign}(P_s - P_1) \sqrt{(P_s - P_1) \cdot \text{sign}(P_s - P_1)} \quad (4.15)$$

$$Q_2 = k_2 \cdot \varepsilon \cdot \text{sign}(P_2 - P_1) \sqrt{(P_2 - P_1) \cdot \text{sign}(P_2 - P_1)} \quad (4.15)$$

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

$$Q_1 = Q_2 = 0 \quad (4.16)$$

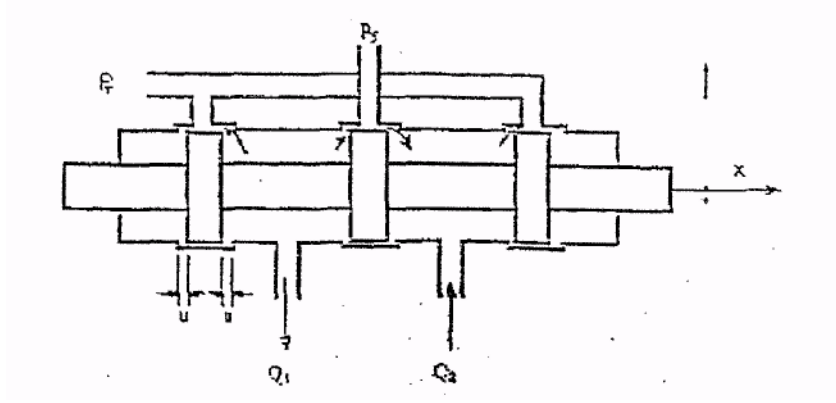
c) için debi denklemleri ( $P_t$  silindirin 1. tarafında,  $P_s$  2. tarafına bağlı)

$$Q_1 = k_4 \cdot \varepsilon \cdot \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (4.17)$$

$$Q_2 = k_3 \cdot \varepsilon \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \cdot \text{sign}(P_s - P_s)} \quad (4.18)$$

#### 4.4.4.2 Negatif Boşluklu Valf Modeli

Şekil 4.31'deki sıfır boşluklu valfin orta konumunda ( $\varepsilon = 0$ ) olarak (M) yükünün hareketi incelendiğinde, (valf kapandıktan sonra) sistem salınımlı davranmaktadır. Ayrıca, başlangıç durumu belirsizdir.



Şekil 4.32 Negatif boşluklu valfin fiziksel modeli

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

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

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

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

$$Q_1 = k_1(\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_1) \sqrt{(P_s - P_1) \cdot \text{sign}(P_s - P_1)} \quad (4.19)$$

$$Q_2 = k_2(\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t) \sqrt{(P_2 - P_t) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t)} \quad (4.20)$$

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

$$Q_1 = k_1(\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_1) \sqrt{(P_s - P_1) \cdot \text{sign}(P_s - P_1)} \\ + k_4(\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (4.21)$$

$$Q_2 = k_2(\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t) \sqrt{(P_2 - P_t) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t)} \\ + k_3(\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \cdot \text{sign}(P_s - P_2)} \quad (4.22)$$

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

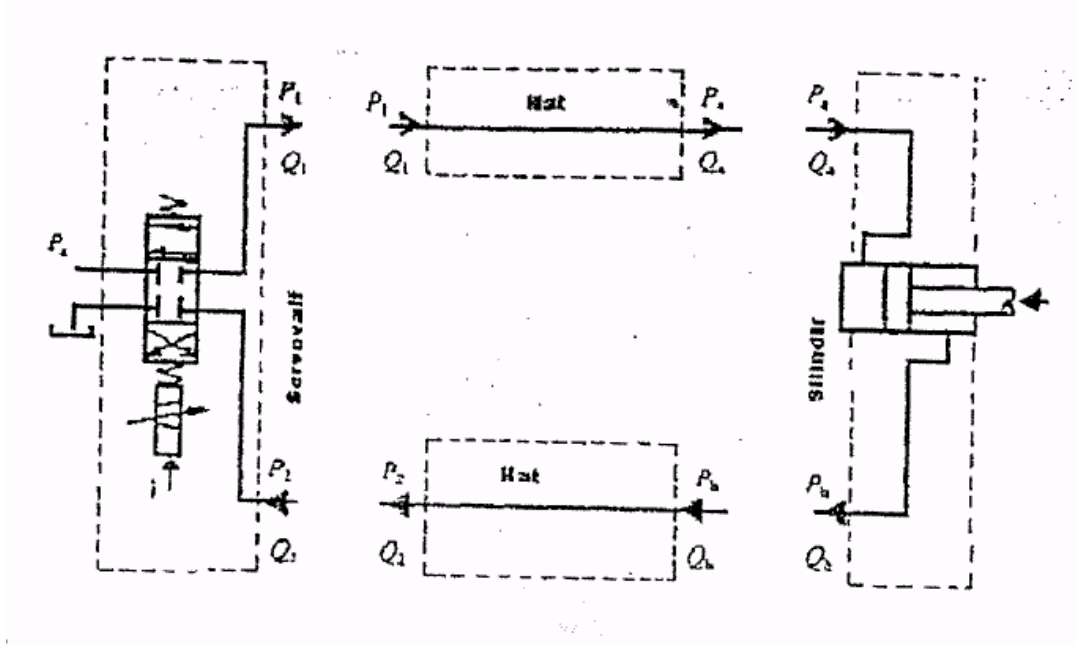
$$Q_2 = k_4(\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (4.23)$$

$$Q_2 = k_3(\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \cdot \text{sign}(P_s - P_2)} \quad (4.24)$$

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

#### 4.4.5. Valf-Silindir Modeli

Şekil 4.33'te silindir - valf fiziksel modeli görülmektedir.



Şekil 4.33 Silindir - valf fiziksel modeli

Sistemde kontrolü sağlayan valf ile işin gerçekleştiği silindir arasındaki hattın çok fazla uzun olmadığı kabul edilmiştir. Dolayısıyla valf ile silindir arasındaki geçişi sağlayan hidrolik hortumlardaki ve diğer geçiş elemanlarındaki kayıplar ihmal edilmiştir. Dolayısıyla Şekil 4.33'deki  $P_2 = P_b$ ,  $P_1 = P_a$ ,  $Q_1 = Q_a$ ,  $Q_a = Q_b$  şeklinde yazılabilir.

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

$$Q_1 = k_x(\varepsilon + \psi) \cdot \sqrt{(P_1 - P_t)} + k_x(\varepsilon - \psi) \cdot \sqrt{(P_1 - P_t)} = A_1 y + \frac{V_t}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (4.25)$$

$$Q_2 = k_x(\varepsilon + \psi) \cdot \sqrt{(P_2 - P_t)} + k_x(\varepsilon - \psi) \cdot \sqrt{(P_2 - P_t)} = A_1 y + \frac{V_t}{\beta} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (4.26)$$

#### 4.4.6. Dinamik Davranış Denklemleri

Sisteme etkiyen yükün ve silindir pistonuna etkiyen basınç kuvvetlerinin (4.7) eşitliğinde verilen momentum denkleminde denge denklemi yazıldığında (4.27) denklemi elde edilir.

$$M \ddot{y} = P_1 A_1 - P_2 A_2 - f_v \dot{y} - F \quad (4.27)$$

Burada,  $P_1$  silindirin 1. tarafına etkiyen basınç,  $A_1$  kesit alanı,  $P_2$  silindirin 2. tarafındaki basınç,  $A_2$  kesit alanı,  $F$  sisteme etkiyen dış kuvvet,  $f_v$  viskoz sürtünme katsayısı,  $y$  konum,  $\dot{y}$  hız,  $\ddot{y}$  ivme'dir. (4.27) eşitliği aşağıdaki gibi düzenlendiğinde (4.28)'deki dinamik davranış denklemi elde edilir.

$$\ddot{y} = (P_1 A_1 - P_2 A_2 - f_v \dot{y} - F) / M \quad (4.28)$$

Silindirin 1. tarafına sürekli akım denklemi uygulandığında elde edilen (4.12)'deki ( $Q_1$ ) debi denkleminde ( $dP_1/dt$ ) çekildiği takdirde (4.29)'daki ifade bulunur.

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{V_1} (Q_1 - A_1 \dot{y}) \quad (4.29)$$

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

$$V_1 = V_0 + A_1 y = \left( \frac{V_0}{A_1} + y \right) A_1 = A_1 (Y_0 + y) \quad (4.30)$$

Bu eşitlik alınıp (4.29) eşitliğinde yerine konulduğunda (3.31) eşitliği elde edilir.

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{A_1 (Y_0 + y)} (Q_1 - A_1 \dot{y}) \quad (4.31)$$

Burada ( $V_0$ ) silindirin ilk hacmi, ( $Y_0$ ) silindirin 1. tarafındaki ilk konum olarak tanımlamıştır.  $Y = Y_0 + y$  olarak tariflenirse  $Y_0$  sabit bir değer olduğundan,  $\dot{Y} = \dot{y}$  olur. Bu durum dikkate alındığında (4.32) eşitliğindeki dinamik davranış denklemi elde edilir.

$$P_1 = \frac{\beta}{A_1 Y} (Q_1 - A_1 \dot{y}) \quad (4.32)$$

İzlenen yolun benzer şekliyle silindirin 2. tarafı için süreklilik denklemi yazılıp bulunan (4.11) 'deki ( $Q_2$ ) debi denkleminde ( $dP_2/dt$ ) çekildiği takdirde (4.33) eşitliği yazılır.

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\beta}{V_2} (A_2 \dot{y} - Q_2) \quad (4.33)$$

( $V_{20}$ ) silindirin 2. tarafındaki ilk hacim,  $Y_{20}$  silindirin 2. tarafındaki ilk konum olarak tanımlandığında ( $V_2$ ) hacmi aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

$$V_2 = V_{20} - A_2 y = A_2 \left( \frac{V_{20}}{A_2} + y \right) = A_2 (Y_{20} - Y) \quad (4.34)$$

(4.34) ifadesi (4.33)'de yerine yazıldığında aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\beta}{A_2(Y_{20} - y)}(A_2 y - Q_2) \quad (4.35)$$

Silindirin toplam stroku ( $S_L$ ) ile gösterildiğinde  $S_L - Y = Y_{20} - y$  olur. Yine  $Y = y$  eşitliği göz önüne alındığında (4.36)'da sistemin dinamik davranış denklemi yazılmış olunur.

$$\dot{P} = \frac{\beta}{A_2(Y - S_r)}(A_2 \dot{Y} - Q_2) \quad (4.36)$$

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

Durum Değişkenleri:

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

Sistem Model Denklemleri:

$$X_1 = X_2$$

$$\dot{X}_2 = (A_1 X_3 - A_2 X_4 - f_v X_2 - F) / M \quad (4.37)$$

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

$$X_4 = \frac{\beta}{A_2 (S_r - X_1)} (A_2 X_2 - Q_2)$$

#### 4.5. Kontrol Sisteminin Simülasyonu

Simülasyon evresi, elde ettiğimiz durum denklemlerinin Matlab-Simulink' te Runge Kutta IV sayısal integrasyon metoduyla çözdürülmüştür. Simülasyon çevriminin her adımında hesaplanan konum, hız, basınç değerleri dizilere kaydedilmiş ve simülasyon süresince hesaplanan değerlerin grafikleri çizdirilmiştir. Oluşturulan hidrolik sistem programı PD, PI ve PID kontrol algoritmaları çevrim olarak 3 ayrı şekilde gerçekleştirilmiştir. Sistemin simülasyonunda her çevrim için esas olarak Çizelge 4. 2 ve 4.3 'deki değerler alınmıştır. Simülasyonda kullanılan ( $\psi$ ), maksimum açıklığın %1'i olarak alınmıştır.

Çizelge 4.2 Hidrolik Sistem Sabitleri

M (kg)	F (kg)	Ps( bar)	P ( N/m <sup>2</sup> )	y <sub>ref</sub> (m)	f <sub>v</sub> (Nsn/m)	Valf (lt/dk)	Silindir
0	150	80	1.4x 10 <sup>9</sup>	0.30	2000	80	50/30

Çizelge 4.3 Simülasyonda kullanılan valf sabitleri

k <sub>1</sub> ( It/s√bar )	k <sub>2</sub> ( It/s√bar )	k <sub>3</sub> ( It/s√bar )	K <sub>4</sub> ( It/s√bar )
0.55	0.55	0.57	0.45

##### 4.5.1. Sistemin PD Etkili Konum Kontrolü

PD kontrol organı cevabının genel ifadesi olan denklemini yazarsak;

$$u(t) = K_p e(t) + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (4.38)$$

$$K_D = K_p \cdot \tau_D \quad (4.39)$$

elde edilir. (4.38) ifadesi genel ifademize yerleştirilirse (4.40) ifademizi elde ederiz.

$$u(t) = K_p e(t) + K_p \tau_D \frac{de(t)}{dt}$$

(4.40) ifadesine laplace dönüşümü uygulanırsa ifademizi (4.41)'deki şeklini alır.

$$U(s) = K_p (1 + T_D \cdot s) \cdot E(s)$$

Bizim sistemimizde  $U(s)$ 'nin karşılığı  $u$  (valf açıklığı),  $E(s)$ 'nin karşılığı ise referans konumdan ölçülen konumun farkı olmaktadır.  $K_p$  oransal kontrol katsayısı,  $\tau_D$  diferansiyel zamandır. Önceki bölümlerden hatırlanacağı gibi  $x_1 = Y$  (konum),  $x_2 = \dot{Y}$  (hız) olmaktadır.

$$e(t) = y_{ref} - y \quad (4.42)$$

$$\dot{e}(t) = \dot{y}_{ref} - \dot{y} = -\dot{y} \quad (4.43)$$

(4.43) denkleminin laplace dönüşümünü alırsak aşağıdaki ifadeyi elde ederiz.

$$E(s) = Y_{ref} \cdot X_1(s) \quad (4.44)$$

Bütün bunlar doğrultusunda (4.11) denkleminizi modelimize uyarlırsak aşağıdaki ifadeyi elde ederiz.

$$U(s) = K_p (Y_{ref} - X_1(s)) + K_p \tau_D [s(Y_{ref} - X_1(s)) - X_2(s)] \quad (4.45)$$

$Y_{ref}$  sabit bir değer olduğundan türevi sıfırdır.  $X_1$ 'in türevi ise  $X_2$  olduğuna göre;

$$U(s) = K_p (Y_{ref} - X_1(s)) - K_p \tau_D X_2(s) \quad (4.46)$$

$$u(t) = K_p (Y_{ref} - y) - K_p \tau_D \dot{y} \quad (4.47)$$

elde edilir. (4.47) denklemini sisteme uygulayacağımız PD kontrol algoritması olmaktadır.

#### 4.5.2. Sistemin PI Etkili Konum Kontrolü

PI etkili sürekli kontrol algoritmasının klasik yapısı aşağıda verilmiştir.

$$U(s) = K_p \left( 1 + \frac{1}{\tau_i s} \right) E(s) \quad (4.48)$$

$$\frac{K_p}{\tau_i} = K_i$$

Bizim sistemimizde  $U(s)$ 'nin karşılığı  $u$  (valf açıklığı),  $E(s)$ 'nin karşılığı ise referans konumdan ölçülen konumun farkı olmaktadır.  $K_p$  oransal kontrol katsayısı,  $\tau_i$  integral zamanıdır.

$$e(t) = y_{ref} - y \quad (4.49)$$

olduğuna göre, (4.49) denklemini bizim sistemimize uyarlanırsa aşağıdaki ifadeyi elde ederiz.

$$u(t) = K_p (y_{ref} - y) + K_i \int (y_{ref} - y) \quad (4.50)$$

#### 4.5.3. Sistemin PID Etkili Konum Kontrolü

PID etkili sürekli kontrol algoritmasının klasik yapısı aşağıda verilmiştir.

$$U(s) = K_p e(t) + K_1 \int (y_{ref} - y) + K_p \tau_D \dot{y} \quad (4.50)$$

Bizim sistemimizde  $U(s)$ 'nin karşılığı  $u$  (valf açıklığı),  $E(s)$ 'nin karşılığı ise referans konumdan ölçülen konumun farkı olmaktadır.  $K_p$  oransal kontrol katsayısı,  $\tau_i$  integral zamandır.

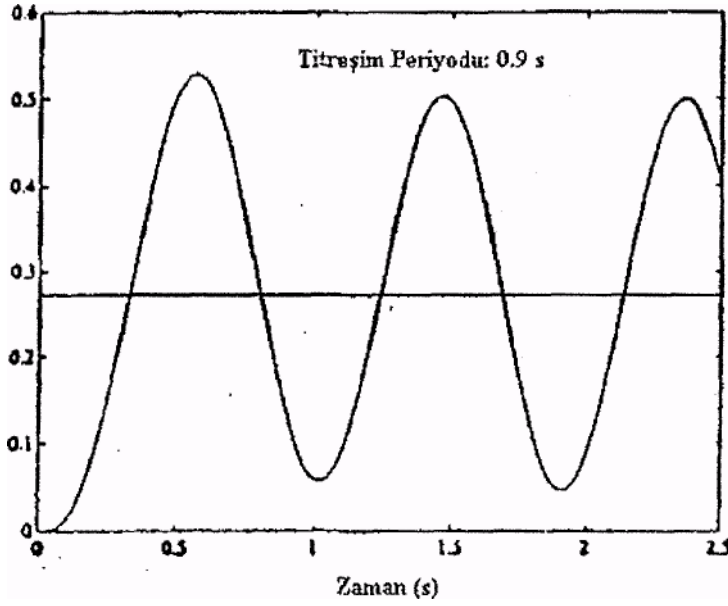
$$e(t) = y_{ref} - y \quad (4.51)$$

olduğuna göre, (4.50) denklemi bizim sistemimize uyarlanırsa aşağıdaki ifadeyi elde ederiz.

$$u(t) = K_p (y_{ref} - y) + K_1 \int (y_{ref} - y) + K_p \tau_D \dot{y} \quad (4.52)$$

#### 4.6. Sürekli Titreşim Yöntemi

Bu metot Ziegler ve Nichols isimli iki araştırmacı tarafından geliştirilmiştir. Bu metodun esası kapalı çevrimli kontrol sistemini sadece orantı kazancı ile deneye tabi tutmaktır. İntegral zamanı sonsuza ayarlanır. ( $\tau_i = \infty$ ), diferansiyel zaman sıfıra ayarlanır ( $\tau_D = 0$ ), Böylece kontrol organı üzerinde sadece orantı etkisi kalır.  $K_p$  kazanç değerleri değiştirilerek tekrarlanır. Sürekli titreşim yapan cevap eğrisini veren  $K_p$  değerine  $K_{max}$  denir. Bu durumdaki titreşim periyoduna  $P_u$  denir.



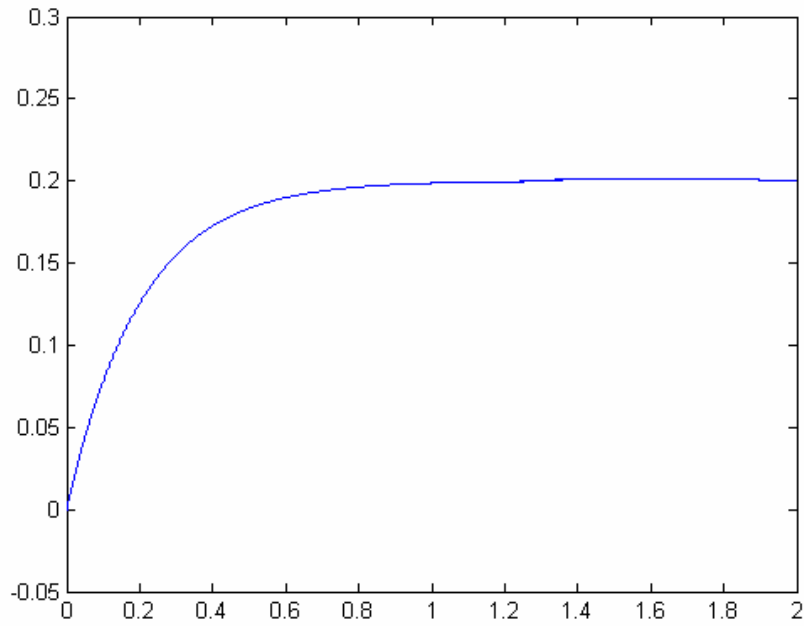
Şekil 4.1 Sürekli Titreşim Metodu

Çizelge 4.4 Ziegler Nichols sürekli titreşim metodu kontrol organı ayar değerleri

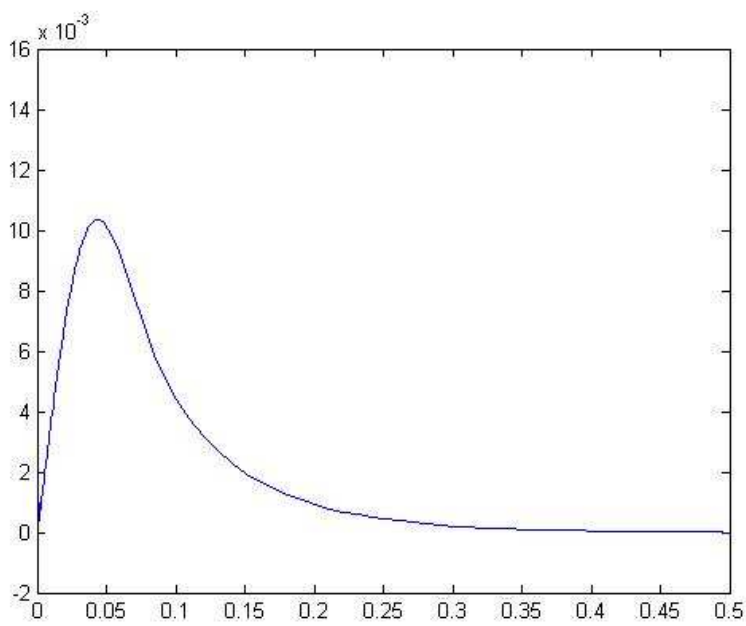
Kontrol Türü	$K_p$ (Orantı Kazancı)	$\tau_i$ (İntegral Zaman)	$\tau_D$ (Diferansiyel Zaman)
Orantı(P)Kontrol Organı	$0.5 K_{max}$	-	
Orantı+Integral (PI) Kontrol Organı	$0.5 K_{max}$	$\tau_i = P_u / 1.2$	
Orantı+Diferansiyel (PD) Kontrol Organı	$0.5 K_{max}$		$\tau_D = P_u / 8$
Orantı + İntegral + Diferansiyel (PID) Kontrol Organı	$0.5 K_{max}$	$\tau_i = P_u / 1.2$	$\tau_D = P_u / 8$

## PD Kontrol, Konum [m] -Zaman (t) [s] Grafiği

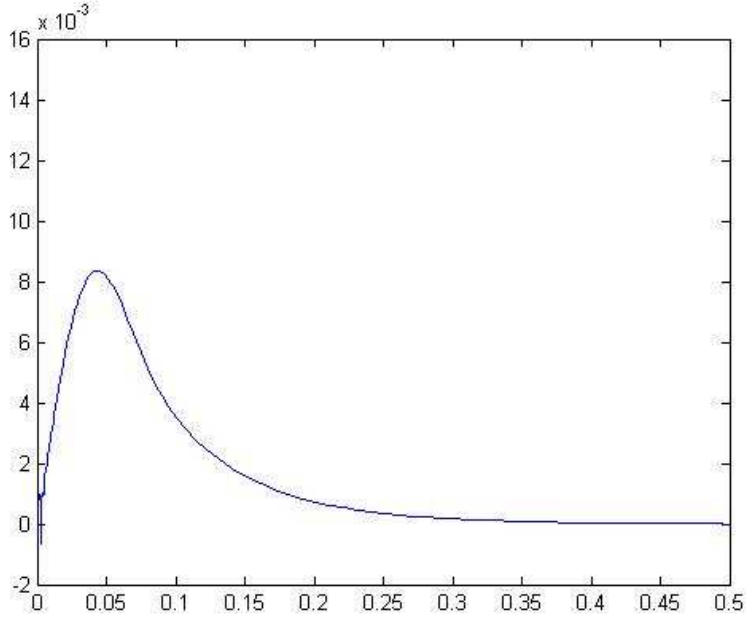
Konum [m]



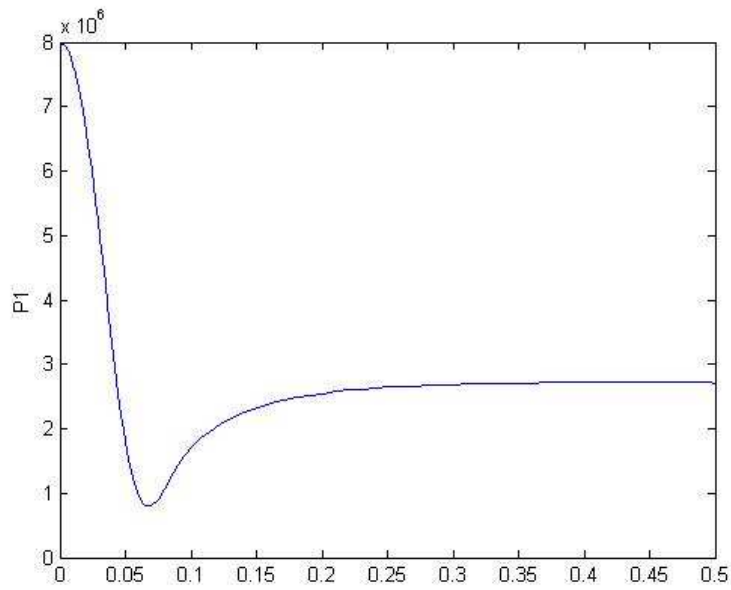
Zaman (t) [s]

PD Kontrol, Debi ( $Q_1$ ) [Pa] -Zaman (t) GrafiğiDebi ( $Q_1$ ) [Pa]

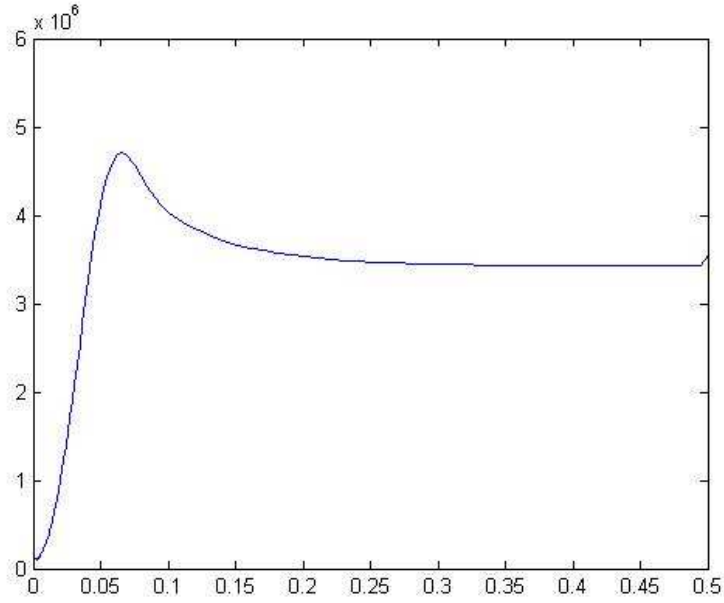
Zaman (t) [s]

PD Kontrol, Debi ( $Q_2$ ) [ $m^3/s$ ] –Zaman (t) [s] GrafiğiDebi ( $Q_2$ ) [ $m^3/s$ ]

Zaman (t) [s]

PD Kontrol, Basınç ( $P_1$ ) [Pa] –Zaman (t) [s] GrafiğiBasınç ( $P_1$ ) [Pa]

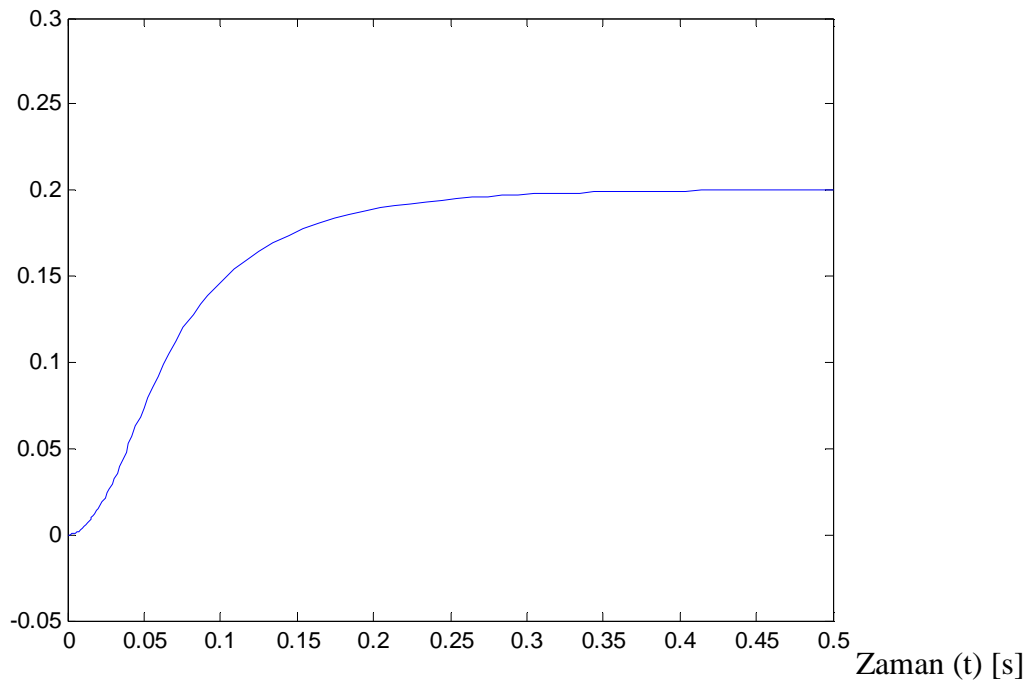
Zaman (t) [s]

PD Kontrol, Basınç ( $P_2$ ) [Pa] –Zaman (t) [s] GrafiğiBasınç ( $P_2$ ) [Pa]

Zaman (t) [s]

## PI Kontrol, Konum [m] –Zaman (t) [s] Grafiği

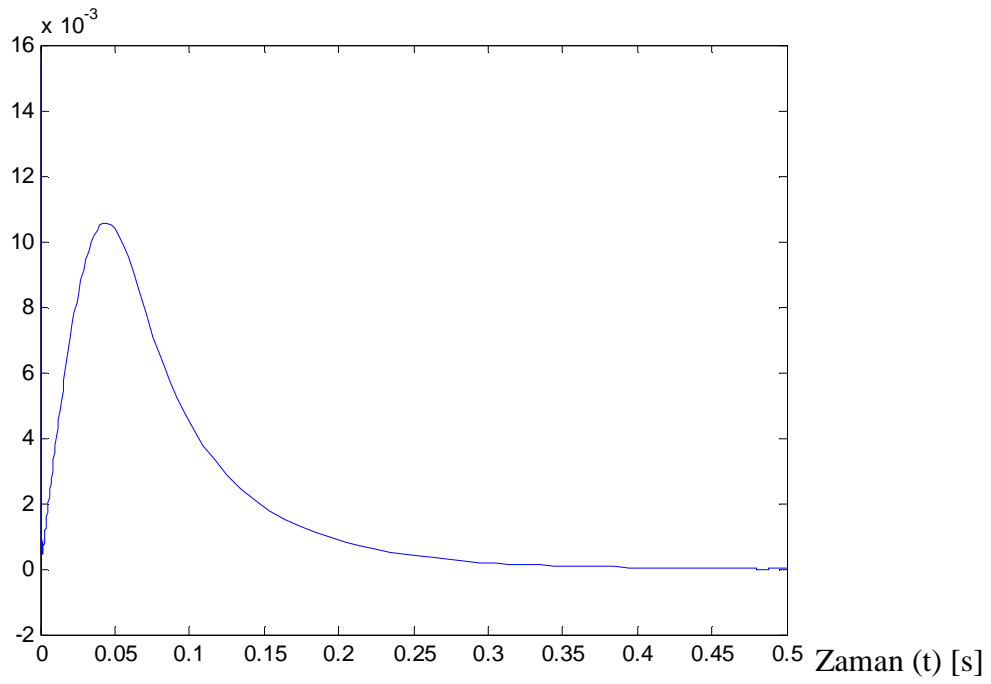
Konum [m]



Zaman (t) [s]

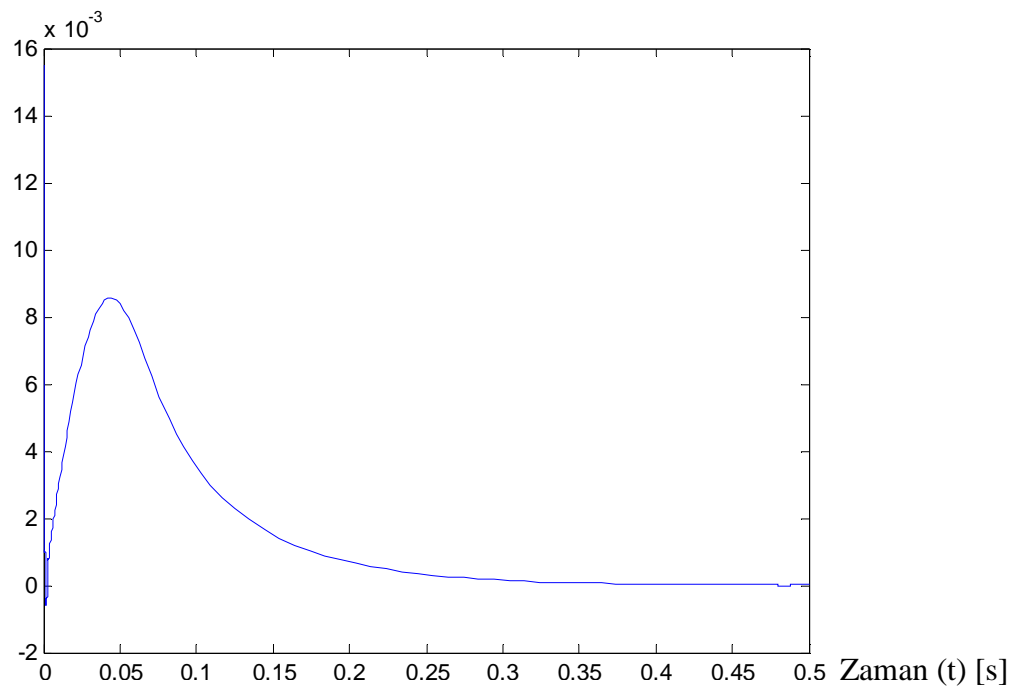
PI Kontrol, Debi ( $Q_1$ ) [Pa] –Zaman (t) [s] Grafiği

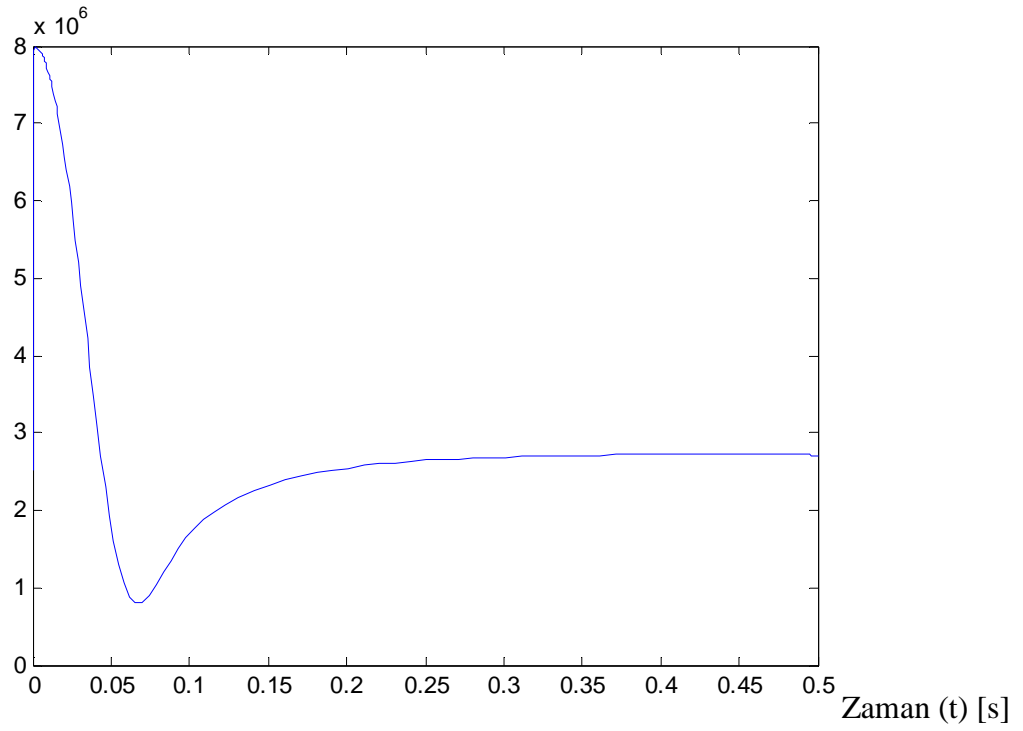
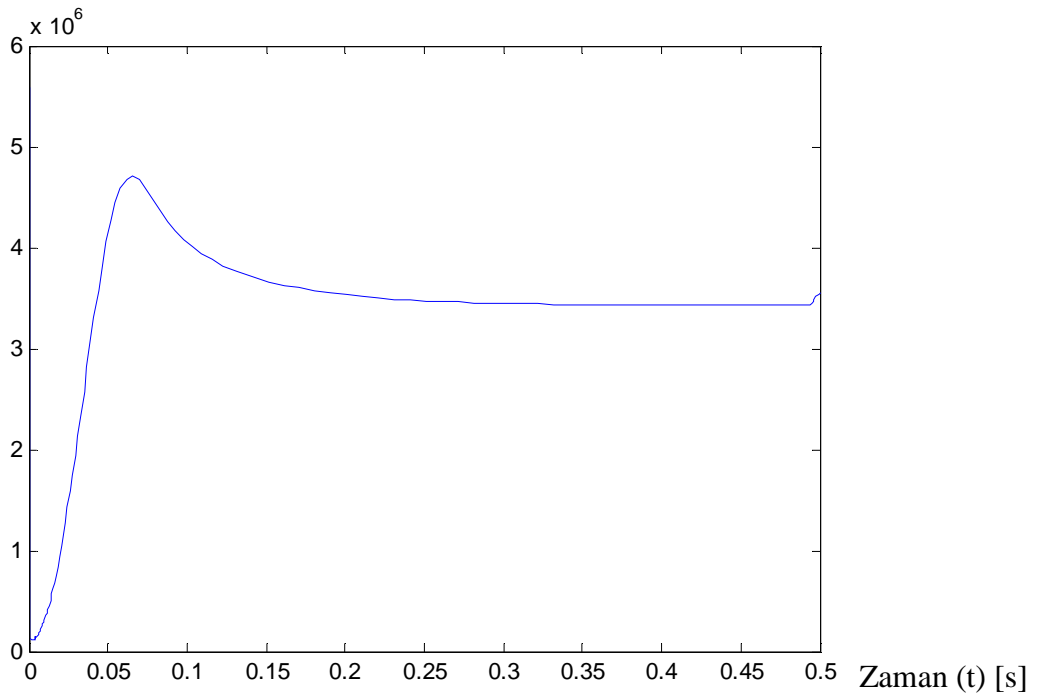
Debi ( $Q_1$ ) [Pa]



PI Kontrol, Debi ( $Q_2$ ) [Pa] –Zaman (t) [s] Grafiği

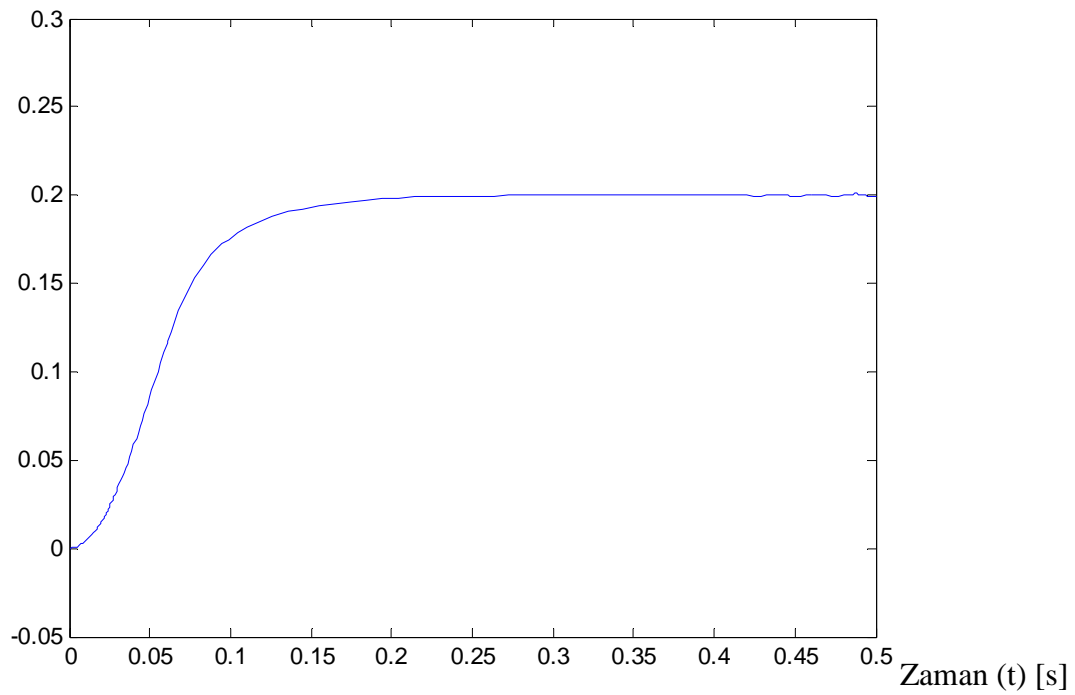
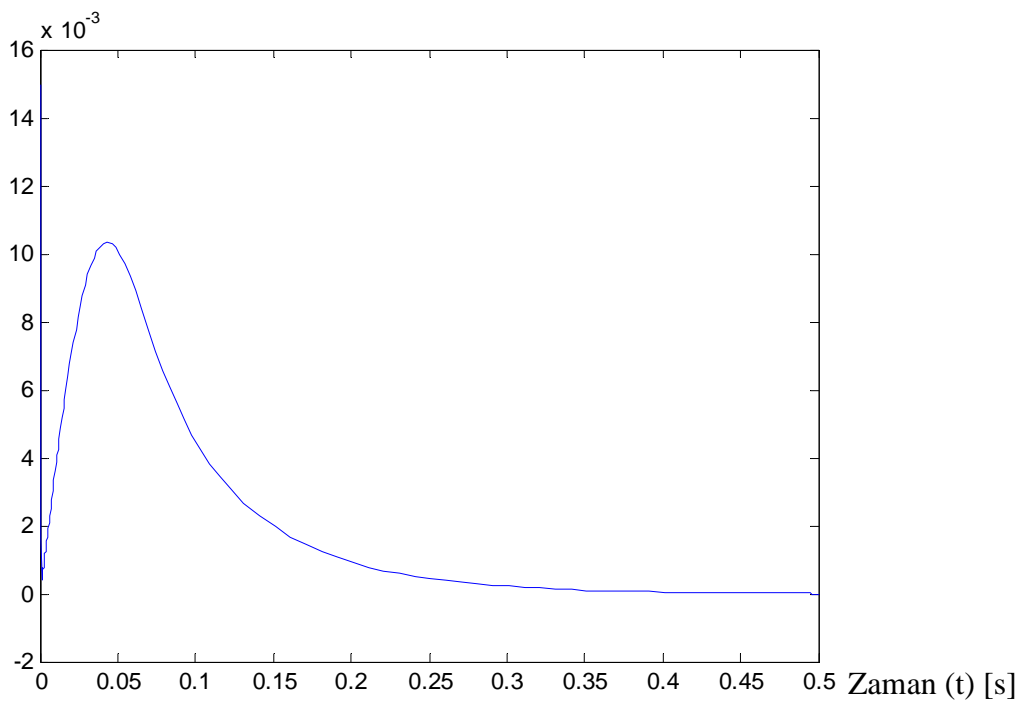
Debi ( $Q_2$ ) [Pa]

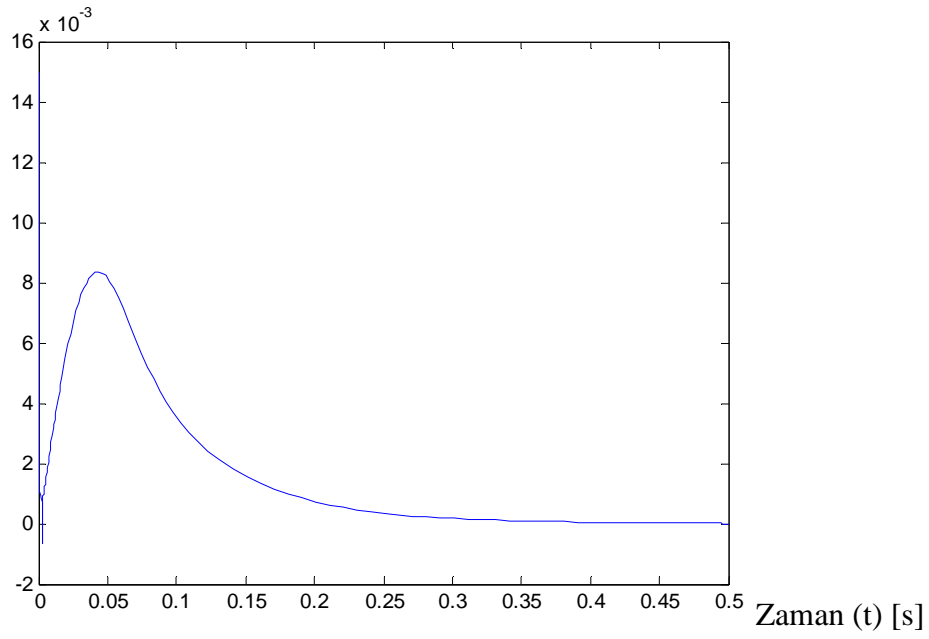
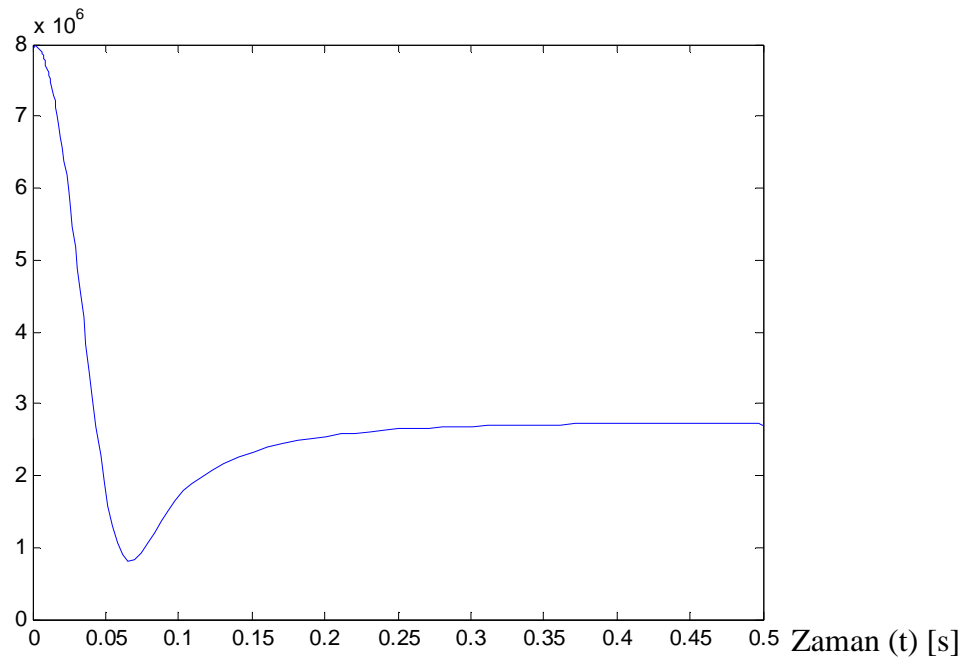


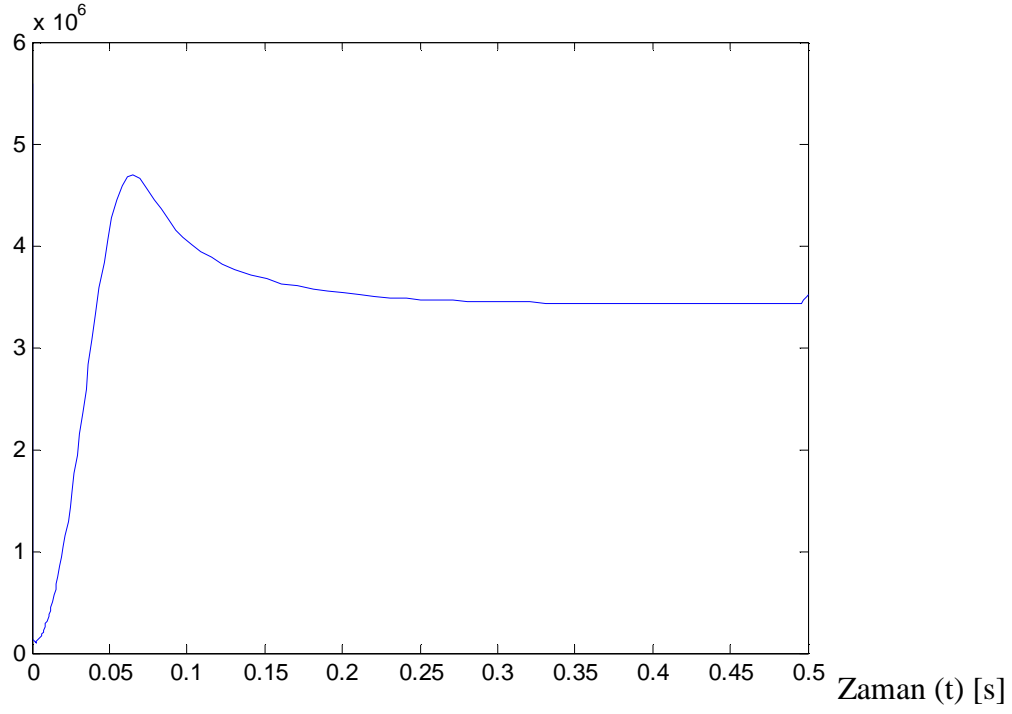
PI Kontrol, Basınç ( $P_1$ ) [Pa] –Zaman (t) [s] GrafiğiBasınç ( $P_1$ ) [Pa]PI Kontrol, Basınç ( $P_2$ ) [Pa] –Zaman (t) [s] GrafiğiBasınç ( $P_2$ ) [Pa]

## PID Kontrol, Konum [m] –Zaman (t) [s] Grafiği

Konum [m]

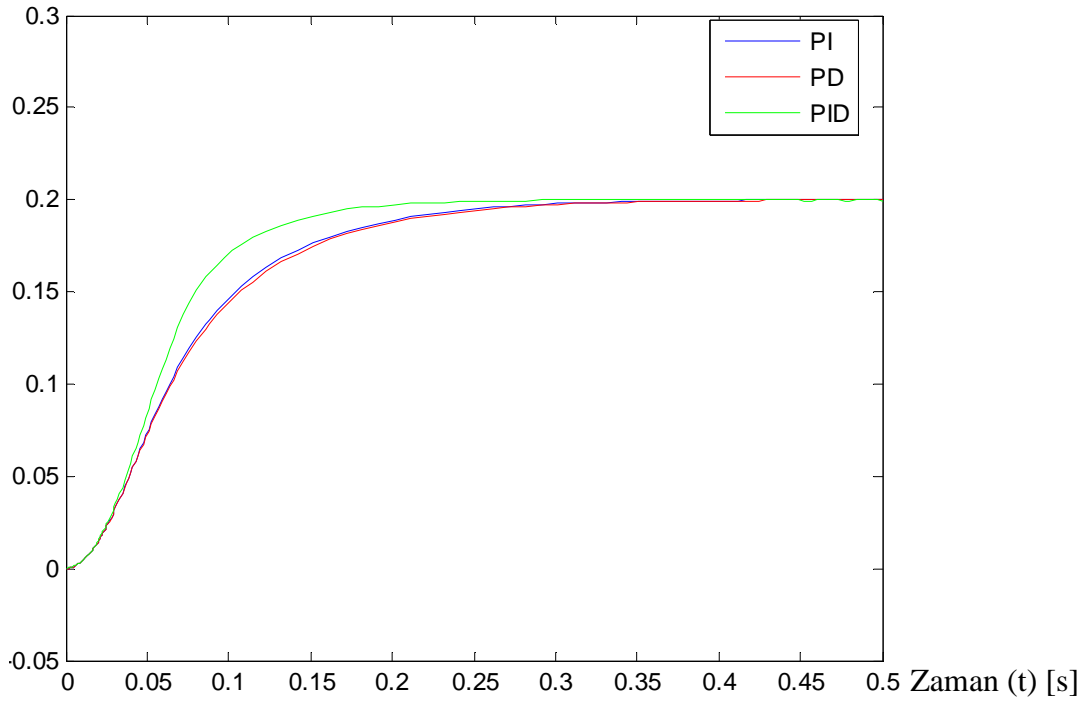
PID Kontrol, Debi ( $Q_1$ ) [Pa] –Zaman (t) [s] GrafiğiDebi ( $Q_1$ ) [Pa]

PID Kontrol, Debi ( $Q_2$ ) [Pa] –Zaman (t) [s] GrafiğiDebi ( $Q_2$ ) [Pa]PID Kontrol, Basınç ( $P_1$ ) [Pa] –Zaman (t) [s] GrafiğiBasınç ( $P_1$ ) [Pa]

PID Kontrol, Basınç ( $P_2$ ) [Pa] –Zaman (t) [s] GrafiğiBasınç ( $P_2$ ) [Pa]

## PI-PD-PID Konum [m] –Zaman (t) [s] Grafiği

Konum [m]



#### **4.7. Hidrolik Boru Delme Makinasının Tasarımında, İmalatında ve Çalıştırma Testinde Karşılaşılan Zorluklar**

Tasarım aşamasındaki en büyük sorun makine dinamiğinin simülasyonu bilgisayar ortamında analiz edilememiştir. Bu ise ilerde değineceğimiz makine dinamiğindeki en önemli titreşim problemini ortaya çıkaracaktır.

İmalat aşamasında, dişli çarkların kamalarının montajı gereksi adam saat harcanmasına neden olmuştur. Bir milde dört kama, on iki milde toplam 48 kama vardır. Ayrıca piyasada uygun ölçüde kama tedarikinde uzun zaman harcanmıştır.

Lineer bilyalı kızak temini ilk önce markasız çin mali ürünlerle 75'er kg' a mukavim 4 lineer bilyalı kızakın sağlayacağını düşünmemize rağmen kızaklar kısa bir süre sonra dağılarak parçalanmıştır. buradaki esas sorunun bu kızakların statik yüklere mukavim fakat dinamik yüklere karşı mukavim olmadığı görülmüştü. Daha sonra Bosch-Rexroth marka lineer bilyalı kızakların her birinden 1500 kg mukavemetli toplam 4 adet kızak seçilmiştir.

İlk Hidrolik güç ünitesi ve hidrolik elemanlar yani silindirleri senkronize çalışmamaktaydı, bunun nedenini çin malı markasız hidrolik kısılma valflerinden olduğu anlaşıldı, ayrıca tek pompalı olan hidrolik güç ünitesi temelde simetrik olan hidrolik devrenin hidroliğini sağlamada yetersizdi. Uzun adam saat harcamaları ve parça değişimlerine karşın hidrolik yatay silindirlerin uygun olmayan senkronizasyon makine matkap uçlarından bir taraftakini boruya yaklaştırıp deldirirken diğerini boruya yaklaştıramıyor ve delme işlemini sağlayamıyordu. Borunun bir kısmı delinirken diğer kısmı hiç delinmeden kalıyordu, ayrıca hidrolik hız her start verildiğinde değişiyordu bu ise bazen hızın artması ile matkap uçlarının kırılmasına neden oluyordu.

Dişli çarkların 4 kW' lık motorlarla döndürülmesi büyük bir gürültüye neden oluyordu. Dişli çarkların yağlaması için düşünülen gres yağı 4 kW' lık motorlarla döndürülen dişli çarklarda adeta fiziksel ve kimyasal değişime uğrayıp katılaşma ve yünsü görünümde bir yapıya değişiyordu. Yağlama konusunda sıvı metal yağların kullanılması kararlaştırıldı. Bundan dolayı dişli kutusu imali revize edildi.

Dişli kutularına yatay hareket veren yatay silindirler belli bir süre sonra dişli kutusunu ortadan ittiği için ötelemeyi yapamıyor ve kesikli titreme hareketi yaparak (yalpalayarak) hareket zorluğu yaratmış ve senkronizasyonu bozmuştur. Buna çözüm olarak iki yanına mil damper dengeleyici konulmuştur.

Hidrolik hortumlarda rekorlardan sızma oluşumu ve hortumların makine tasarımı gereği

salkım saçak görüntüsü nedeniyle hortumdan vazgeçilerek hidrolik çelik çekme borularla değiştirilmiştir.

Makine kontrol panelinden start ile başlatıldığında düz dişli çarkların 4 kW motorla tahrik edilmesi çok şiddetli bir gürültü yaratmaktadır. Bu ise test süresince sağlıklı test gözlemi yapılmasını engellemiş ve ayrıca test elemanının sağlıklı test yapmasını engellemiştir.

## 5.0 SONUÇLAR

Bu çalışmada hidrolik boru delme makinesinin yatay hidrolik silindirlerinden birisini kontrol eden dört yollu üç konumlu elektrohidrolik sürgülü tip yön denetim valfi, çift etkili hidrolik silindirden oluşan sistemin matematiksel modeli oluşturularak bilgisayarda simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Matematiksel model elde edilirken akışkanın sıkıştırılabilirliği dikkate alınmıştır. Sürtünme katsayısı  $f_v$  tam olarak bilinmediğinden simülasyon sırasında 2000 Nsn/m olarak alınmıştır. Sistemde pistonun hareketi ile silindirin iki tarafındaki hacimlerinin değişimi modellemede göz önünde bulundurulmuştur. Modellemede negatif boşluklu valf kullanılmıştır ve Bu çalışmada ( $\gamma$ ) değeri 0.01, yani maksimum açıklığın % 1'i olarak hesaplara katılmıştır.

Esneklik modülü simülasyon süresince sabit kabul edilerek ve içinde ergimiş halde hava bulunduğu varsayılarak  $p = 1.4 \times 10^5$  N/m olarak alınmıştır. Matematiksel model sonucunda elde edilen durum denklemlerinin çözümünde Runge Kutta IV sayısal integrasyon metodu kullanılmış olup, kontrol uygulamalarında modelin grafik çizimlerinde Matlab-Simulink programı kullanılmıştır. Kontrol katsayıları Ziegler-Nichols sürekli titreşim metodu kullanılarak tespit edilmiştir.

Sistemin konum kontrolü için PD, PI, PID etkili sürekli kontrol algoritmaları uygulanmıştır. Bu kontrol algoritmalarından PD etkili algoritmasında sistem 0,39 sn'de, PI etkili algoritmasında 0,44 sn'de, PID etkili algoritmasında ise 0,56 sn'de sistem istenilen konuma ulaşmıştır.

Bu üç kontrol algoritmalarının grafikleri incelendiğinde PD algoritmali kontrol organıyla hassas konum kontrolü uygulanabileceği görülmektedir. Bunun nedeni hidrolik servomekanizma sistemi transfer fonksiyonunda bir integratör içerdiğinden dolayı ayrıca bir I kontrol ifadesine gerek görülmemesidir. Sistemde türevsel etkiden dolayı meydana gelebilecek kararlı rejim hatasını yok etmektedir.

Diferansiyel etki sisteme faz avansı getirir, kararlı hale gelmesine yardımcı olur. Bu nedenle daha büyük orantı kazancına gidilebilmektedir. Fakat sıfır yapılamayan bir daimi rejim hatası mevcuttur. PI kontrol organı için tavsiye edilen kazanç değeri, sadece orantı kontrol için tavsiye edilenden %10 daha düşüktür. Bunun nedeni integral etkinin sisteme faz gecikmesi getirerek kararlılığını azaltmasıdır. Buna karşılık hatayı sıfır yapar, çok yüksek alındığında salınımlara neden olur.

**KAYNAKLAR**

1. Airbus Uçak Temel Hidrolik Eğitim Kitabı, (2006) Türk Hava Yolları Eğitim Akademisi, Yeşilköy, İstanbul
2. Aydonat Erkut, (2002), Basit Bir Hidrolik Derin Çekme Presinde Hız ve Konum Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, FBE
3. M. Babuçcu, Hidrolik Makinalar ve Uygulamaları, (2005) YEM Yayınevi
4. Basic Principles and Components of Fluid Technology (2004), Rexroth Hydraulics
5. Blackburn J., Reethof G. ve Searer J., “Fluid Power Control” , 1972, New Jersey
6. Bosch-Rexroth Kataloğu (2005)
7. Dolunay Namlı, (2004), Otomatik Kontrol, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, FBE
8. Edis Kaan, (1998), Hidrolik Makinalar Ders Notları, İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul
9. Edis Kaan, (1998), Uygulamalı Akışkanlar Mekaniği, İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul
10. G. Çelikayar, Demir Çelik Endüstrisinde Hidrolik, Bosch-Rexroth
11. Güneş Yıldız K., Matlab for Windows, Matematik ve Grafik Programlama Dili, Türkmen Kitabevi, İstanbul, 1997
12. H. Exner, R. Frettag, (1998), Akışkanlar Tekniğinin Temel Esasları Hidrolik Eğitim Kitabı, Cilt 1, İstanbul, Mannesmann Rexroth A.Ş.
13. Hidrolik Devre Elemanları ve Uygulama Teknikleri Kitabı, (2001), Makine Mühendisleri Odası Yayını-292
14. Hema Endüstri Yayınları
15. Industrial Hydraulic Technology, Parker Hannifin GmbH, 1995
16. İstif İ., Elektrohidrolik Bir Servosistemin Simülasyonu, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, FBE
17. Kuo B.C., (1995), Otomatik Kontrol Sistemleri, Illinois Üniversitesi, Urbana, Çev. Prof. Bir A. İTÜ Elektrik Elektronik Fakültesi, İstanbul
18. Mannesmann-Rexroth, Akışkanlar Tekniğinin Temel Esasları ve Elemanları, Hidrolik Eğitim Cilt 1

19. Mustafa Resa, (1995), Hidrolik Sistemlerde Konum ve Hız Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, FBE
20. Özcan Fatih, (1982), Hidrolik Akışkan Gücü, İstanbul, Eğitim Yayınları
21. Parker Dişli Pompa Kataloğu 2005
22. Parker internet sitesi. [www.parker.com/hyd/716](http://www.parker.com/hyd/716)
23. Prof. Dr. A. Bozacı, Makine Elemanlarının Projelendirilmesi Kitabı, Çağlayan Kitabevi
24. Prof. Dr. M. Nimet, Prof. Dr. A. Talha Dinibütün, Prof. Dr. Ahmet Kuzucu, (1998), Otomatik Kontrol Temelleri, İstanbul Birsen Yayınevi
25. Prof. Dr. N. Özdaş, Otomatik Kontrol Temelleri, Birsen Yayınevi
26. Yüksel İbrahim, (2001), Otomatik Kontrol, Uludağ Üniversitesi, Bursa

## ÖZGEÇMİŞ

<b>Kişisel Bilgi</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Medeni durum : Bekar</li> <li>• Milliyet : T.C.</li> <li>• Yaş : 28</li> <li>• Doğum Yeri : Merzifon, Amasya</li> </ul>
<b>Eğitim</b>	<p>2005 <i>Yıldız Teknik Üniversitesi</i> Beşiktaş, İstanbul FBE, Makine Mühendisliği Bölümü Yüksek Lisans</p> <p>1997 - 2002 <i>Yıldız Teknik Üniversitesi</i> Beşiktaş, İstanbul Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü</p>
<b>Profesyonel Deneyim</b>	<p>2004 Aralık – <i>TÜRK HAVA YOLLARI.</i>, Yeşilköy, İstanbul (Kalite Yönetim ve Geliştirme Müdürlüğü, Kalite Güvence Mühendisi-Denetçi, Yurt içi ve Yurtdışı tüm birimlerin denetimi)</p> <p>2004 Mart – 2004 Temmuz <i>TEKNOGON A.Ş.</i>, Hadımköy, İstanbul (Dönemsel proje için seri üretim planlama, sistem geliştirme yönetimi, ürün maliyet sorumlusu)</p> <p>2003 Temmuz – 2004 Mart <i>ÇAĞRI MAKİNA A.Ş.</i>, Beylikdüzü İstanbul (Proje hazırlama, teklif hazırlama, teknik ve ticari görüşmeleri yazılı ve/veya sözlü yapma, proje yöneticiliği, tasarım ve imalat mühendisliği, ISO 9001 organizasyonunda proje tasarım ve makine imalat bölümü sorumlusu)</p> <p>2002 Ağustos – 2003 Mart <i>FOKUS MÜHENDİSLİK A.Ş.</i>, Etiler İstanbul (Proje hazırlama, teklif hazırlama, yurtdışı teknik ve ticari görüşmeleri yazılı ve/veya sözlü yapma, satış mühendisliği, şantiyede kontrol mühendisliği)</p> <p>2000 Ağustos – Eylül <i>SIDDIQ LEATHER WORKS PVT LTD.</i>, Lahore, Pakistan Uluslararası İşletme ve Fabrika Organizasyon Stajı</p> <p>2000 - 2002 <i>YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ</i>, Makine Fakültesi, CAD-CAM LABORATUVARI, Beşiktaş, İstanbul, Asistan</p> <p>2002 Ocak – Haziran <i>EFES PİLSEN BİRACILIK A.Ş.</i>, Merter, İstanbul, (Üretim Tesisleri İnceleme Tezi)</p> <p>1999 Temmuz - Ağustos <i>MANNESMANN BORU SANAYİ A.Ş.</i>, İzmit, Kocaeli, (Talaşlı- Talaşsız İmalat Stajı)</p> <p>1999 Ağustos <i>ANADOLU DÖKÜM SANAYİ A.Ş.</i>, İzmit, Kocaeli, (Döküm Stajı)</p>
<b>Dil</b>	<p><b>İngilizce</b> : Upper Intermediate Seviyesi, Teknik İngilizce <b>Almanca</b> : Temel Seviye</p>
<b>Katıldığı Sertifikalı Kurslar</b>	<p>2007 TSE, ISO 14001 Çevre Yönetim Sistemi ve İç Tetkikçi Eğitimi 2007 TSE, OHSAS 18001 İş Sağlığı ve Güvenliği Yönetim Sistemi Eğitimi 2006 Uçuş Emniyet Yönetim Sistemleri ve Uçuş Veri Analizi, Flight Scape, Ottawa, Canada 2006 TSE, ISO 9001:2000 Kalite Yönetim Sistemi ve İç Tetkikçi Eğitimi 2005 KALDER, EFQM Mükemmellik Modeli ve Toplam Kalite Yönetimi 2005 Uluslararası Havacılık Standartları Eğitimi 2004 THY Teknik Eğitimleri Ticari Eğitimleri ve Kişisel Gelişim Eğitimleri 2002 International Valf Center, Buhar Tesisatları, Enerji Tasarrufu ve Enerji Geri Kazanımı Semineri 2001 Yıldız Teknik Üniversitesi, AutoCad Kursu, Solidworks Kursu 2000 - Tüpraş, Türk Traktör, Standart Pompa, Viessmann, Teba, Universal Kazan, Alarko, Isısan, Buderus, Friterm, Yeşil Çizgi...vb Firma Seminerleri, ve üretim tesisleri incelemeleri</p>
<b>Bilgisayar Bilgisi</b>	<p>MS Office (İleri düzey Word, Excel, Access, Powerpoint, Frontpage, Visio, Infopath, Project) CAD - CAM Programları (2 ve 3D AutoCad, Solidworks) Grafik ve web tasarım programları (Photoshop, Dreamweaver)</p>
<b>İlgi Alanları</b>	Bilgisayar, internet, müzik, spor, dijital teknoloji
<b>Askerlik Durumu</b>	Tamamlandı. <b>Ehliyet</b> B sınıfı (Aktif sürücü) <b>Üye Olduğu Dernekler</b> Makine Müh. Odası

**Yapılan Teorik ve Uygulamalı Projeler**

1. Kondenser Dizayn Projesi
2. Evaporator Dizayn Projesi
3. Klima Dizayn Projesi
4. Soğuk Oda Dizayn Projesi
5. Buhar Kazanı Dizayn Projesi
6. Isıtma Havalandırma Dizayn Projesi
7. Hidrolik Pres Dizayn Projesi
8. Teknik Tercüme “ Hidrojen Depolama ve Nakletme Maliyeti”
9. Teknik Tercüme “ Moenus Gera Ram Makinesi Teknik Sözleşmesi”
10. 18 Kademeli Redüktör Dizayn Projesi
11. 3 ve 1 Kademeli Redüktör Dizayn Projesi
12. Su Arıtma Otomasyon Valfi Dizayn Projesi
13. Hidrolik Boru Delme Makinesi Dizayn Projesi
14. Elektronik Ticaret Web Dizayn Projesi.
15. Bira Üretim Proseslerinin İncelenmesi Projesi
16. Yangın Söndürme Sistemleri, mekanik tesisat ve endüstriyel yangından korunma projesi.
17. Pnömatik Çubuk Bükme Makinesi Dizayn Projesi
18. Seri Üretim Sistem Geliştirme Ar-Ge Çalışması
19. Ürün Maliyet Analizi Sistem Geliştirme Ar-Ge Çalışması
20. Hassa Yangın A.Ş. ISO 9001 çalışmaları
21. Ayel Makina Ltd. Şti. ISO 9001 çalışmaları