

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

128759

**BASİT BİR HİDROLİK DERİN ÇEKME PRESİNDE HIZ ve
KONUM KONTROLÜ**

Uçak Müh. Erkut AYDONAT

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

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. İsmail YÜKSEK

Doç. Dr. İsmail YÜKSEK 
Y. Doç. Dr. M. Kemal Boztaş 
Prof. Dr. Mesut Güner 

İSTANBUL, 2002

**TC. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
BİLİMLER VE TEKNOLOJİLER GENEL MÜDÜRLÜĞÜ**

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
ÖNSÖZ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT	xii
1. GİRİŞ	1
1.1 Hidrolik Akışkan Gücü.....	1
1.2 Hidrolik Konum Kontrolü	2
1.3 Hidrolik Hız Kontrolü.....	2
1.4 Konu ile İlgili Daha Önce Yapılmış Çalışmalar	2
1.5 Basit Bir Hidrolik Derin Çekme Presinde Hız ve Konum Kontrolü	5
2. HİDROLİK DEVRE ELEMANLARI.....	6
2.1 Hidrolik Pompalar ve Motorlar	6
2.1.1 Dişli Pompalar ve Motorlar	6
2.1.2 Paletli Pompalar ve Motorlar.....	7
2.1.3 Pistonlu Pompalar ve Motorlar	9
2.1.4 Vidalı Pompalar ve Motorlar	11
2.2 Hidrolik Silindirler.....	13
2.3 Çek Valfler.....	15
2.3.1 Basit Çek Valfler	15
2.3.2 Ön Uyarılı Çek Valfler	15
2.3.3 Ön Doldurma Valfleri.....	16
2.3.4 2/2 Kartriç Valfler.....	16
2.4 Yön Denetim Valfleri	17
2.5 Basınç Denetim Valfleri	19
2.5.1 Direkt Uyarılı Basınç Denetim Valfleri.....	19
2.5.2 Ön Uyarılı Basınç Emniyet Valfleri	20
2.5.3 Basınç Sıralama Valfleri.....	21
2.5.4 Basınç Düşürücü Valfler.....	21
2.6 Akış Denetim Valfleri.....	22
2.6.1 Yavaşlatma Valfleri	22
2.6.2 Basınç Dengeli Akış Kontrol Valfleri	23
2.6.3 Basınç ve Sıcaklık Duyarlı Hassas Akış Denetim Valfleri	24
2.7 Oransal Valfler.....	25
2.8 Servo Valfler.....	27
2.9 Hidrolik Akümülatörler	29
2.9.1 Pistonlu Akümülatörler.....	29
2.9.2 Diyaframlı Akümülatörler	29
2.9.3 Balonlu Akümülatörler	29
2.10 Hidrolik Filtreler	30
2.11 Hidrolik Depolar	32
2.12 Hidrolik Akışkanlar	33
2.13 Bağlantı Elemanları ve Akışkan İletiminde Kullanılan Malzemeler.....	33

2.13.1	Çelik Çekme Borular	33
2.13.2	Esnek Hortumlar	34
2.13.3	Bağlantı Elemanları	34
2.14	Tamamlayıcı Elemanlar	34
2.15	Temel Hidrolik Prensipleri ve Temel Hidrolik Elemanların Matematiksel İncelenmesi	35
2.15.1	Akışkan Debisi	35
2.15.2	Akış Çeşitleri	35
2.15.3	Akışkanın Sıkıştırılabilirliği	35
2.15.4	Silindir Formülleri	37
2.15.5	Pompa Formülleri	38
2.15.6	Hidrolik Motor Formülleri	38
3.	PRESLER ve PRES ÇEŞİTLERİNİN TANITILMASI	39
3.1	Tahrik Tarzlarına Göre Preslerin Sınıflandırılması	39
3.1.1	Mekanik Presler	39
3.1.2	Hidrolik Presler	40
3.2	Hidrolik Preslerin Sınıflandırılması	42
3.2.1	Sıkıştırma (Toz Hammadde) Presleri	42
3.2.2	Metal İşleme Presleri	42
3.2.3	Lastik Presleri	43
3.2.4	Özel Amaçlı Presler	43
3.3	Derin Çekme Presleri	44
3.4	Hidrolik Derin Çekme Preslerinin Tahrik Sistemlerinin Gelişimi	46
3.5	Derin Çekme Preslerinin Çeşitleri ve Konstrüksiyonu	46
3.5.1	Derin Çekme Pres Tipleri	46
3.5.2	Kuvvet Kapasiteleri	47
3.6	Hidrolik Derin Çekme Preslerinin Tasarım Kriterleri	47
3.6.1	Kapasiteler	47
3.6.2	Baskı Hızı	47
3.6.3	Kuvvet	48
3.6.4	Malzeme ve Özellikleri	48
3.6.5	Sıcaklık	48
4.	SİSTEMİN MODELLENMESİ	50
4.1	Valf Debi Denklemleri	50
4.2	Sıfır Boşluklu Sürütlü Valf	51
4.3	Negatif Boşluklu Sürgülü Valf	53
4.4	Doğrusallaştırılmış Valf Katsayıları	54
4.5	Boşluksuz Valf İçin Doğrusallaştırılmış Valf Katsayıları	55
4.6	Negatif Boşluklu Valf İçin Doğrusallaştırılmış Valf Katsayıları	57
4.7	Hidrolik Modelleme	58
4.8	Birinci Hidrolik Modelleme	58
4.9	İkinci Hidrolik Modelleme	62
4.10	Üçüncü ve Dördüncü Hidrolik Modellemeler	65
5.	SİSTEMİN SİMÜLASYONU	67
5.1	Giriş	67
5.2	Başlangıç Şartları	67
5.3	Sistem Parametreleri	67
5.4	Boşta İnşinin (Birinci Modelleme) Simülasyonu	68

5.5	Derin Çekme Esnasındaki Modellemenin (İkinci Modelleme) Simülasyonu	75
5.6	Kalıp İçinde Geri Dönüş ve Boşta Geri Dönüşün (Üçüncü ve Dördüncü Modellemeler) Simülasyonu.....	83
6.	SİSTEMİN KONTROLÜ	90
6.1	Kontrol Sistemleri Tasarımı	90
6.2	PD Kontrolörüyle Tasarım	91
6.3	PI Kontrolörüyle Tasarım.....	92
6.4	PID Kontrolörüyle Tasarım	92
6.5	Sistemin PD Etkili Konum Kontrolü	93
6.6	Sistemin PI Etkili Hız Kontrolü.....	94
6.7	Sistemin PD+D ² Etkili Konum Kontrolü	94
6.8	İkili Kontrol	95
6.9	Sürekli Titreşim Yöntemi	96
6.10	PD Etkili Konum Kontrol Organının Ayar Değerlerinin Belirlenmesi	97
6.11	PD Etkili Hız Kontrol Organının Ayar Değerlerinin Belirlenmesi	97
6.12	İvme Geribeslemeli Konum Kontrol Organının Ayar Değerlerinin Belirlenmesi	98
6.13	İkili Kontrol Etkili Konum Kontrolü Ayar Değerlerinin Belirlenmesi	98
6.14	Sonuçlar	107
KAYNAKLAR		109
EKLER		110
Ek 1	Hidrolik Simgeler	110
Ek 2	Simulink'te Yapılan Modellemeler	116
ÖZGEÇMİŞ		118

SİMGE LİSTESİ

A_1, A_2	Hızlandırıcı silindirlerin kesit alanları
A_3, A_4	Ana silindirin kesit alanları
a	Valf kısıt alanı
B_v	Viskoz sürtünme katsayısı
C_q	Valf boşalma katsayısı
D_1	Silindirin iç çapı
D_2	Silindirin piston çubuğu çapı
D_m	Hidrolik motorun her bir tam devrinde oluşturduğu yerdeğiştirme
D_p	Hidrolik pompanın her bir tam devrinde oluşturduğu yerdeğiştirme
F	Dış kuvvet
K_a	İvme kontrol katsayısı
K_D	Türevsel kontrol katsayısı
K_I	İntegral kontrol katsayısı
K_p	Oransal kontrol katsayısı
k_1, k_2, k_3, k_4	Valf sabitleri
k_f	Valf akım kazancı
k_i	Valf akım kazancı
k_x	Valf konum katsayısı
k_p	Valf basınç katsayısı
k_{xp}	Valf basınç hassasiyeti
k_{kr}	Kritik oransal kazanç
L	Silindir stroku
M	Kütle
$m\eta_o$	Hidrolik motorun toplam verimi
$m\eta_t$	Hidrolik motorun mekanik verimi
$m\eta_v$	Hidrolik motorun hacimsel verimi
n_m	Hidrolik motorun dönme hızı
n_p	Hidrolik pompa devir hızı
P_1	Silindirlerin I. tarafındaki hacim
P_2	Silindirlerin II. tarafındaki hacim
P_I	Yük basınç düşümü
P_p	Hidrolik pompanın içinde oluşan basınç artışı
P_s	Besleme basıncı
P_t	Tank basıncı
$p\eta_o$	Hidrolik pompa toplam verimi
$p\eta_t$	Hidrolik pompa mekanik verimi
$p\eta_v$	Hidrolik pompa hacimsel verimi
Q_1	Silindirlerin I. tarafındaki debi
Q_2	Silindirlerin II. tarafındaki debi
Q_m	Hidrolik motora giden akışkan debisi
Q_p	Hidrolik pompanın çıkış hacmi
Re	Reynold sayısı
T_p	Hidrolik pompa tahrik milindeki giriş torku
u	Valf kumanda değeri
V_1	Hızlandırıcı silindirlerin I. tarafındaki hacim
V_2	Hızlandırıcı silindirlerin II. tarafındaki hacim
V_3	Ana silindirin I. tarafındaki hacim
V_4	Ana silindirin II. tarafındaki hacim

w	Alan gradyeni
x_1, x_2, x_3, x_4	Durum değişkenleri
X	Valf pistonu yerdeğişimi
X_{max}	Valf pistonu maksimum yerdeğişimi
y	Konum
Y_{ref}	Referans konum
β_T	İzotermal esneklik modülü
β_E	Eşdeğer esneklik modülü
δ	Negatif valf boşluğu
ν	Akışkanın kinematik viskozitesi
ρ	Hidrolik akışkanın yoğunluğu
τ_d	Diferansiyel zaman sabiti
τ_i	İntegral zaman sabiti



TC. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MİZANCI

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1	Hidrolik devrede enerji dönüşümü	1
Şekil 2.1	İçten dişli pompa (gövde (1), iç dişli (2), dış dişli (3), hilal (4))	7
Şekil 2.2	Dıştan dişli pompa (gövde (1), dişliler (2)(3), akışkan dişli aralıkları (4))	7
Şekil 2.3	Sabit debili paletli pompa (stator (1), rotor (2), paletler (3))	8
Şekil 2.4	Değişken debili paletli pompa (stator (1), yay (2), rotor (3), yükseklik ayar civatası (4), pompa debisi civatası (5), yay kuvveti ayar civatası (6), hava alma ventili (7))	9
Şekil 2.5	Radyal pistonlu pompa (1) (gövde (1), eksantrik mil (2), piston elemanları (3.1)(3.2)(3.3), piston (4), emiş ventili (5), basınç ventili (6))	10
Şekil 2.6	Radyal pistonlu pompa (2) (içi delik piston (1), emiş ventili (2), kovan (3), yay (4), eksantrik mil (5), yuva (6), gövde (7), basınç ventili (8))	10
Şekil 2.7	Değişken deplasmanlı eksenel tip pompa ve değişken deplasmanlı eğik tip pompa..	11
Şekil 2.8	Vidalı pompa	12
Şekil 2.9	Hidrolik pompaların çeşitleri ve özellikleri	12
Şekil 2.10	Hidrolik motorların çeşitleri ve özellikleri	13
Şekil 2.11	Tek etkili silindir	13
Şekil 2.12	Çift etkili silindir	14
Şekil 2.13	Hidrolik silindirlerin çeşitleri ve özellikleri	14
Şekil 2.14	Basit çek valf (kapama elemanı (1), yay (2), yuva (3))	15
Şekil 2.15	Ön uyarılı çek valf (ana konik (1), ön uyarı koniği (2), yay (3), sürgü (4))	15
Şekil 2.16	Ön doldurma valfleri (ön uyarı koniği (1), ana konik (2), yay (3)(4), piston (5)) ..	16
Şekil 2.17	Kartriç valfler (uyarı kanallı kapak (1), kovan (2), kapama parçası (3))	16
Şekil 2.18	Çek valflerin çeşitleri ve özellikleri	17
Şekil 2.19	Direkt uyarılı tip yön valfi (alternatif akımlı havada çalışan bobin (1), doğru akımlı havada çalışan bobin (2), kovanlar (3), sürgü ayar civataları (4))	18
Şekil 2.20	Pilot uyarılı sürgülü tip yön denetim valfi (pilot valfi (1), ana valf (2), sürgü (3), yay (4.1)(4.2), x hattı (5), sol yay hücresi (6), sağ yay hücresi (7), içten uyarı hattı(13))	18
Şekil 2.21	Yön denetim valflerinin çeşitleri ve özellikleri	19
Şekil 2.22	Direkt uyarılı basınç emniyet valfi (sönümleme hücresindeki sönümleme sürgüsü ve sabit kısıtlayıcı (a), bir yüzeyli sönümleme sürgüsü (b), uygun geçme aralıklı sönümleme sürgüsü (c))	20
Şekil 2.23	Ön uyarılı basınç emniyet valfi (ön uyarı valfi (1), ana valf (2), orifis (3), ana valf yayı (4), ön uyarı valf yayı (5))	20
Şekil 2.24	Doğrudan uyarılı basınç emniyet valfi (gövde (1), denetim sürgüsü (2), baskı yayları (3), ayar düzeni (4), çek valf (5))	21
Şekil 2.25	Doğrudan uyarılı bir basınç düşürücü valf (sürgü (1), gövde (2), yay (3), basınç uyarı kanalı (4))	21
Şekil 2.26	Basınç denetim valflerinin çeşitleri ve özellikleri	22
Şekil 2.27	Yavaşlatma valfi	23
Şekil 2.28	İki yollu, basınç dengeli akış kontrol valfi	24
Şekil 2.29	Akış denetim valflerinin çeşitleri ve özellikleri	24
Şekil 2.30	Pilot uyarılı oransal bir valf (valf soketi (1), ayar civatası (2), gövde (3), uyarı sürgüleri (4)(5), oransal bobinler (6)(7), gövde (8), ana sürgü (9), yay (10)(11), yay hücresi (12)(13))	26
Şekil 2.31	Oransal valflerin çeşitleri ve özellikleri	27

Şekil 2.32	Servo valf (kumanda motoru (1), hidrolik kuvvetlendirici (2), ikinci kademe (3), ana sürgü (4), kovan (5), yay (6)(7), yay baskı ayarı (8))	28
Şekil 2.33	Servo valflerin çeşitleri ve özellikleri.....	28
Şekil 2.34	Pistonlu akümülatörler (1), balonlu akümülatörler (2), diyaframlı akümülatörler (3)	30
Şekil 2.35	Hidrolik akümülatörlerin çeşitleri ve özellikleri.....	30
Şekil 2.36	Basınç filtresi (filtre başlığı (1), gövde (2), filtre elemanı (3)).....	31
Şekil 2.37	Dönüş filtresi (filtre başlığı (1), gövde elemanı (2), filtre elmanı (3))	31
Şekil 2.38	Hidrolik depo	32
Şekil 2.39	Akışkan içerisinde çözünmüş hava miktarına göre hacimsel elastisite modülünün (β) değişimi (Kutlu, 1988)	36
Şekil 3.1	Mekanik preslerde tahrik grubu	39
Şekil 3.2	Mekanik pres	40
Şekil 3.3	Hidrolik presin yapısı ve tahrik grubu elemanları (motor (1), pompa (2), basınç kontrol valfleri (3), yön kontrol valfleri (4), hidrolik silindir-piston takımı (5), swichler (6), depo (7))	41
Şekil 3.4	300 mm'lik silindir stroku olan bir derin çekme presi	44
Şekil 3.5	Simülasyonda kullanılan ve küçük parça imalatı için tasarlanmış bir derin çekme presi devresi (Schmitt, 1981; Özcan, 1990).....	45
Şekil 3.6	Bir sacın preste çekilmesi	49
Şekil 4.1	Yön denetim valfi	50
Şekil 4.2	Valf boşluğu-çıkış debisi karakteristiği	50
Şekil 4.3	Sıfır boşluklu sürgülü valf (İstif, 1995)	51
Şekil 4.4	Negatif boşluklu sürgülü valf (İstif, 1995)	53
Şekil 4.5	İlk modellemede kullanılacak olan hidrolik sistem	59
Şekil 4.6	İkinci modellemede ana silindirin devreye girmesinden sonra kullanılacak olan hidrolik sistem	62
Şekil 4.7	Üçüncü hidrolik modellemede kullanılacak olan hidrolik sistem	65
Şekil 4.8	Dördüncü hidrolik modellemede kullanılacak olan hidrolik sistem.....	66
Şekil 5.1	$h=0.001$ ve $u=0.25$ için birinci modelleme açık çevrim diyagramları.....	69
Şekil 5.2	$h=0.0001$ ve $u=0.25$ için konumun ve hızın ayrıntılı başlangıç grafikleri.....	70
Şekil 5.3	$h=0.001$ ve $u=0.50$ için birinci modelleme açık çevrim diyagramları.....	71
Şekil 5.4	$h=0.0001$ ve $u=0.50$ için konumun ve hızın ayrıntılı başlangıç grafikleri.....	72
Şekil 5.5	$h=0.001$ ve $u=0.75$ için birinci modelleme açık çevrim diyagramları.....	73
Şekil 5.6	$h=0.0001$ ve $u=0.75$ için konumun ve hızın ayrıntılı başlangıç grafikleri.....	74
Şekil 5.7	Simülasyonda kullanılan F kuvveti zaman grafiği	75
Şekil 5.8	$h=0.0001$ ve $u=0.25$ için ilk modellemenin ve ikinci modellemenin ana silindirin devreye girmesine kadar olan açık çevrim diyagramları	77
Şekil 5.9	$h=0.0001$ ve $u=0.50$ için ilk modellemenin ve ikinci modellemenin ana silindirin devreye girmesine kadar olan açık çevrim diyagramları	78
Şekil 5.10	$h=0.0001$ ve $u=0.75$ için ilk modellemenin ve ikinci modellemenin ana silindirin devreye girmesine kadar olan açık çevrim diyagramları	79
Şekil 5.11	$h=0.0001$ ve $u=0.25$ için derin çekmenin açık çevrim diyagramları	80
Şekil 5.12	$h=0.0001$ ve $u=0.50$ için derin çekmenin açık çevrim diyagramları	81
Şekil 5.13	$h=0.0001$ ve $u=0.75$ için derin çekmenin açık çevrim diyagramları	82
Şekil 5.14	$h=0.001$ ve $u=-0.25$ için üçüncü ve dördüncü modellemelerin açık çevrim diyagramları.....	84
Şekil 5.15	$h=0.0001$ ve $u=-0.25$ için üçüncü modellemede konumun ve hızın ayrıntılı başlangıç grafikleri	85
Şekil 5.16	$h=0.001$ ve $u=-0.50$ için üçüncü ve dördüncü modellemelerin açık çevrim diyagramları	86

Şekil 5.17	$h=0.0001$ ve $u=-0.50$ için üçüncü modellemede konumun ve hızın ayrıntılı başlangıç grafikleri	87
Şekil 5.18	$h=0.001$ ve $u=-0.75$ için üçüncü ve dördüncü modellemelerin açık çevrim diyagramları	88
Şekil 5.19	$h=0.0001$ ve $u=-0.75$ için üçüncü modellemede konumun ve hızın ayrıntılı başlangıç grafikleri	89
Şekil 6.1	PD kontrolörlü bir örnek kontrol sistemi.....	91
Şekil 6.2	PI kontrolörlü bir örnek kontrol sistemi	92
Şekil 6.3	Diferansiyel aralık	95
Şekil 6.4	Sürekli titreşim metodu.....	96
Şekil 6.5	Presin boşta inişinin ve derin çekmesinin PD etkili konum kontrolü.....	99
Şekil 6.6	Presin geri dönüşünün PD etkili konum kontrolü.....	100
Şekil 6.7	Presin boşta inişinin ve derin çekmesinin PI etkili hız kontrolü	101
Şekil 6.8	Presin geri dönüşünün PI etkili hız kontrolü	102
Şekil 6.9	Presin boşta inişinin ve derin çekmesinin PD+D ² etkili konum kontrolü	103
Şekil 6.10	Presin geri dönüşünün PD+D ² etkili konum kontrolü	104
Şekil 6.11	Presin boşta inişinin ve derin çekmesinin PD etkili ikili kontrolle konum kontrolü..	105
Şekil 6.12	Presin geri dönüşünün PD etkili ikili kontrolle konum kontrolü.....	106



ÖNSÖZ

Bu çalışmada, elektrohidrolik yön denetim valfi ile kumanda edilen, iki adet çift etkili silindir ve bir adet tek etkili silindirden oluşan bir derin çekme pres devresinin bilgisayarda simülasyonu gerçekleştirilerek hız ve konum kontrolü gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sonucunda hız, konum, debi, basınç grafikleri elde edilmiştir. Simülasyon programı olarak matlab-simulink, matematiksel modelin çözümünde Runge Kutta IV sayısal integrasyon metodu ve kontrol katsayılarının hesaplanmasında da Ziegler Nichols sürekli titreşim yöntemi kullanılmıştır.

Bu konuda çalışmamı öneren ve çalışmamda beni destekleyen hocam Doç. Dr. İsmail Yüksek'e ve tez çalışmamın bütün aşamalarında bana her türlü yardımı gösteren aileme ve Müh. Sevil Kul'a en içten teşekkürlerimi sunarım.



ÖZET

Hidrolik sistemlerin endüstrinin birçok alanında kullanıldığı bilinmektedir. Çağımızda baş döndürücü bir hızla gelişen bilgisayar destekli otomasyon sistemlerinin de bu alana ilgisi kaçınılmaz olmaktadır. Bu tez çalışmasında elektrohidrolik sürgülü tip dört yollu, üç konumlu yön denetim valfi, iki adet çift etkili silindir, bir adet tek etkili silindir, bir adet ön uyarılı çek valf ve basınç emniyet valfinden oluşan basit bir hidrolik derin çekme pres devresinin matematiksel modeli kurularak bilgisayarda simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla, konu üzerine daha önce yapılan bazı çalışmalar özetlenmiş ve hidrolik güç kontrolü üzerine genel bilgiler verilmiştir. Hidrolik devre elemanları tanımlanmış ve hidrolik akışkanın özellikleri hakkında açıklamalar yapılmıştır. Simülasyonu yapılacak pres devresinin çalışması anlatılıp, sanayide kullanılan presler hakkında bilgiler verilmiştir. Daha sonra simülasyonu yapılacak devrenin özellikleri verilerek valf debi denklemleri çıkartılmış ve sistemin matematiksel modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan matematiksel model sonucunda elde edilen durum denklemlerinin matlab-simulink programında Runge Kutta IV sayısal integrasyon metoduyla çözümü sağlanmış ve konum, hız, debi, basınç grafikleri çizdirilmiştir. Daha sonra çizdirilen açık çevrim diyagramlarındaki verilere bağlı kalınarak hidrolik sistemin hız ve konum kontrolü yapılmıştır. Kontrol aşamasında PD, PI, ivme geribeslemeli, ikili kontrol etkili kontrol algoritmaları kullanılmıştır. Kontrol organlarının ayar değerlerinin hesaplanmasında Ziegler Nichols sürekli titreşim yöntemi kullanılmıştır. Hız kontrolünde PI etkili kontrolörün en iyi cevabı verdiği tespit edilmiştir. Sonuçlar ve önerilerle çalışmanın nasıl geliştirilebileceği tartışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hidrolik modelleme, hidrolik devre, simülasyon, hidrolik derin çekme presi, kontrol.

ABSTRACT

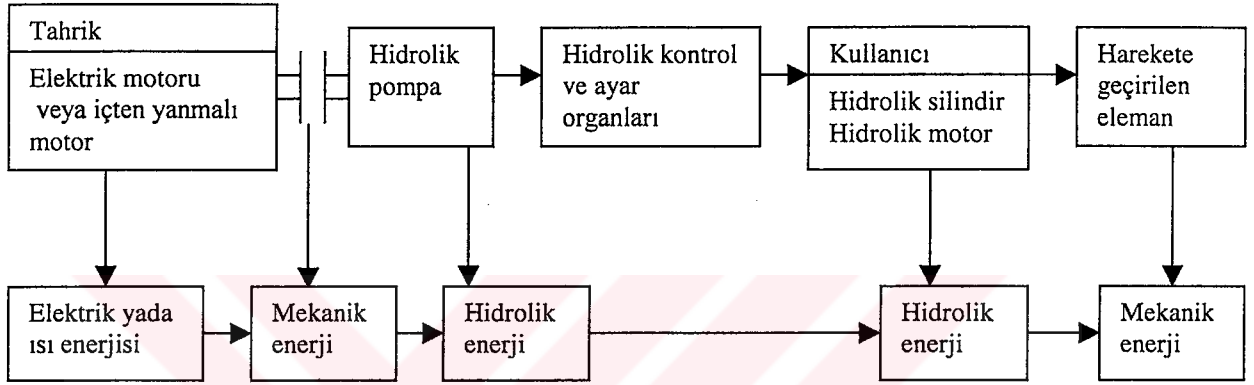
Hydraulic systems are used in a wide variety of applications in the industry. Computer aided automation systems are connected with this area. In this thesis, the mathematical model and the simulation of a simple deep drawing press which was made of an electrohydraulic three way and four port underlapped valve, two double acting cylinders, one single acting cylinder, pilot operated check valve and a pressure relief valve; were delivered. First of all some studies about this subject were given and hydraulic power control was examined. Hydraulic circuit elements and properties of fluids that were used in hydraulic systems were recognized. The working of the hydraulic circuit of the press was recounted and the variety of presses in the industry were given. After that, the properties of the system were given, valve flow rates and the mathematical model of the system were delivered. State space equations were solved by numerical integration method Runge Kutta IV and velocity, position, flow rates and pressure figures of the system were obtained. After the simulation of open loop responses, velocity and position control of the hydraulic system was done. PD, PI, PD+D² and on-off control algorithms were applied to the system. To determine the control coefficients, an experimental method developed by Ziegler Nichols was used. Only PI algorithm was used to control velocity. Because the best results were obtained from this control algorithm. At the end, results and proposes were discussed.

Keywords: Hydraulic modelling, hydraulic circuit, simulation, hydraulic deep drawing press, control.

1. GİRİŞ

1.1 Hidrolik Akışkan Gücü

Hidrolik Yunanca “hydor” sözcüğünden türemiş olup “su” anlamına gelmektedir. Günümüzde “hidrolik” akışkanlar aracılığıyla kuvvet ve moment iletimi ve kumandası anlamında kullanılmaktadır. Enerji iletiminde kullanılan akışkanlar genellikle madensel yağlardır. Bunun dışında sentetik akışkanlar, su ve yağ-su çözeltileri de kullanılmaktadır.



Şekil 1.1 Hidrolik devrede enerji dönüşümü

Enerji iletim olanakları yönünden hidroliğin kullanılmasının birçok nedeni vardır. Bunları şöyle sıralayabiliriz:

- Yüke göre kuvvet değişimi otomatiktir.
- Hareket serbest durumdan tam yük altında başlayabilir.
- Hız, dönme momenti, kaldırma kuvveti için kumanda ve ayarlar kademesiz olarak gerçekleştirilebilir.
- Aşırı yükten korunma sistemi basittir.
- Gerek hızlı hareketlere, gerekse çok hassas yavaş hareketlere uygulanabilir.
- Gaz yardımıyla nispeten basit şekilde enerji depolanabilir.
- Yüksek ekonomik özelliği yanında basit merkezi tahrik sistemi ile hidrolik enerjinin istenilen yerde mekanik enerjiye çevrimi mümkündür.

Buna karşılık hidrolik sistemin bazı dezavantajları da vardır. Çok yüksek basınçta akışkan kullanılması bunlardan biridir. Boru bağlantılarının sağlam olması ve sızdırmazlığın sağlanması gerekir. Sistemin yanlış tasarlanması, uygun elemanların seçilmemesi, gerekli yerlerde basıncın denetim altına alınmaması tehlikeli sonuçlar doğurabilir. Hidrolik sistemde kullanılan elemanların maliyetleri pnömatik elemanlara göre daha fazladır. Devrede yüksek

ısı meydana gelecek olursa bunun sebebini araştırmak ve gidermek gerekir. Yoksa hassas devre elemanları zarar görebilir.

1.2 Hidrolik Konum Kontrolü

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

Hidrolik konum kontrolü sistemlerinde, yağ haznesi, elektrik motoru ve hidrolik pompadan oluşan bir besleme ünitesi, kontrolün gerçekleştirildiği hidrolik valf, doğrusal hareketi sağlayan silindir, kontrol organı ve ölçme elemanları mevcuttur.

Konum kontrolü, servo valfler yada yön valfleriyle gerçekleştirilir. Bizim kontrolünü yapacağımız sistem ise basit bir hidrolik pres olup ucuzluğu sebebiyle yön denetim valfi kullanılmıştır.

1.3 Hidrolik Hız Kontrolü

Hidrolik sistemlerin kullanıldığı endüstriyel alanlarda, belli bir referans konumda çalışmayı zorunlu kılan koşulların yanında, sistemin istenen bir hız değerinde çalışmasını gerektiren operasyonlar mevcuttur. CNC tezgahlar ve robot teknolojisi alanlarındaki uygulamalarda söz konusu işlemlerin örneklerine sıkça rastlanabilir. Bu nedenle tez çalışmasında basit bir hidrolik pres üzerinde hız kontrolü de gerçekleştirilecektir.

1.4 Konu İle İlgili Daha Önce Yapılmış Çalışmalar

Hidrolik servosistemler üzerine geçmiş yıllarda yapılan çalışmalara ek olarak son yıllarda yeni araştırmalar eklenmiştir. Bu çalışmalardan birkaçı şunlardır.

Watton, 1984 yılındaki makalesinde, servovalf kontrollü asimetrik silindirlerin açık çevrim cevabı ve iletim hattı dinamiğinin etkisi üzerinde çalışmalar yapmıştır. Asimetrik silindirin

her iki yöndeki hareketini incelemiş, dinamik davranışını bulmak için lineerleştirilmiş frekans cevabı tekniğini kullanmıştır.

Cox ve French, 1986 yılındaki makalelerinde, konum geri beslemeli hidrolik kontrol sistemlerinde sürekli salınım (limit cycle) üzerinde araştırmalar yapmıştır.

Daley, 1986 yılındaki makalesinde, hızlı çalışan bir self-tuning algoritması geliştirmiş ve bunu bir elektrohidrolik valf kontrollü silindir sisteminin analog simülasyonuna uygulamıştır.

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

Chen ve Shin, 1991 yılındaki çalışmalarında hidrolik bir servo sisteme bulanık mantık bir PID sistemi değişken karşı kuvvet altında uygulanmıştır. Sistemin değişken yük altındaki başarımını göstermişlerdir.

Kutlu, 1991 yılındaki çalışmasında elektrohidrolik bir sisteme PD ve PD+D² kontrol algoritmalarını deneysel olarak uygulayarak erişme zamanı, enerji tüketimi ve yerleşme zamanı karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak ivme geri beslemesinin sistemi hızlandırdığı ve enerji tüketiminin daha az olduğu gösterilmiştir.

Ramachandran ve Dransfield, 1993’de yayınlanan makalelerinde, çok yönlü elektrohidrolik sürücülerde silindirler arasındaki etkileşimi incelediler. Bu çalışmada, iki ve üç silindirli elektrohidrolik servosistemlerde kuvvet kontrolü simülasyonunu gerçekleştiren grafik bir model geliştirdiler.

Tsao ve Tomizuka, 1994 yılında yayınlanan makalelerinde “Robust Adaptive” ve “Repetitive” dijital izleme algoritmalarını geliştirmişler ve bu çalışmanın, doğrusal hareket üreten bir elektrohidrolik servosistem üzerinde uygulamasını gerçekleştirmişlerdir.

Krus, Wedfelt ve Palmberg’in, 1994’de yayınlanan çalışmaları, hızlı boru hattı modellemesi üzerine bir simülasyon çalışmasıdır. Sistemin geniş bir alana dağıtım yapması durumunda borulardaki dalga üretiminin önem kazandığı varsayımıyla, son üretilen hızı ve sürtünmenin oluşturduğu frekansların temel karakteristik teşkil ettiği bir model üretmişlerdir.

Jinghong, Zhaoneng ve Yuanzhang, 1994’de yayınlanan makalelerinde, hidrolik sistemlerde eşdeğer Bulk Modülüs’ün basınçla değişimini inceler. β_E ’nin basınca duyarlı bir modelinden basitleştirilmiş formlar türeterek, parametre tanımlamasını formüle eden yöntemi geliştirdiler.

Hareket eden bir hidrolik sistemde β_E 'yi farklı yük basınçlarında elde ederek model parametrelerini tanımladılar ve hatalarını değerlendirdiler.

Burton, Edge ve Burrows, 1994'de yayınlanan çalışmalarında, paralel bağlı hidrolik sistemlerin modelleme gerekliliğini incelediler. Sistemlerin paralel simülasyonu işlem hızını arttırmakla birlikte, ayrılmış sistem modelinin sayısal görevleri aynı anda yerine getirme ihtiyacı doğmaktadır. Bu çalışma, hidrolik sistemlerde zaman gecikmesine neden olan kavitasyon ve sürtünme problemleriyle, iletim hattındaki kayıplara karşı, bileşik modelleri ayırmak suretiyle sistem performansını arttırıcı bir simülasyon yöntemi önermektedir.

İstif, 1995 yılındaki çalışmasında, elektrohidrolik bir sistemin servovalf kullanılmak suretiyle PD kontrolünü gerçekleştirmiştir.

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

1.5 Basit Bir Hidrolik Derin Çekme Presinde Hız ve Konum Kontrolü

Bu çalışmada hidrolik modelleme ve simülasyon için basit bir hidrolik tahrikli derin çekme pres devresi alınmıştır. Modellemesi yapılan hidrolik derin çekme pres devresi elektrohidrolik, üç yollu, dört konumlu sürgülü tip yön denetim valfi, çift etkili iki adet hızlandırıcı silindir, tek etkili bir adet ana silindir, basınç emniyet valfi, ön uyarılı çek valf ve güç ünitesinden oluşmaktadır. Sistem, modelleme ve durum denklemlerini çıkarmak amacıyla presin boşa inişi, presin derin çekmesi, presin kalıp içinde geri dönüşü ve presin boşa geri dönüşü olmak üzere dört ana alt sisteme ayrılmıştır. Öncelikle valf debi denklemlerini çıkartmak amacıyla sıfır boşluklu ve negatif boşluklu valflerin karakteristik denklemleri çıkartılmıştır (İstif, 1995). Bu alt sistemlerin her biri için durum denklemleri ve valf debi denklemleri (Kutlu, 1988) çıkartılmış ve matlab programının simulink alt programında bu durum denklemleri başlangıç değerleri ve sistem parametreleri verilerek Runge Kutta IV sayısal integrasyon metoduyla çözdürülüp, çeşitli valf kumanda değerleri için açık çevrim diyagramları çizdirilmiştir. Hız, konum, debiler ve basınç grafikleri ve ayrıntılı hız ve konum başlangıç grafikleri çizdirilmiştir.

Simulink'te yapılan modelleme kullanılarak hız ve konum kontrolü çalışması yapmak için kontrol algoritmaları çıkarılmıştır. Hız kontrolü için PI etkili kontrol, konum kontrolü için PD etkili, PD+D² etkili ve PD ile yapılan ikili kontrol etkili kontrol organları kullanılmıştır. Kontrol parametresi olarak valf kumanda değeri olan u seçilmiştir. Kontrol katsayılarının elde

edilmesinde Ziegler-Nichols titreşim analiz metodu kullanılmıştır. Böylelikle hidrolik modelleme, hidrolik simülasyon, hız ve konum kontrolü bölümlerini kapsayan bir çalışma ortaya çıkmıştır. Çalışmanın sonunda sonuçlar bölümü ile kullanılan kontrol organlarının etkileri incelenmiştir.



2. HİDROLİK DEVRE ELEMANLARI

2.1 Hidrolik Pompalar ve Motorlar

Hidrolik pompa ve motorlar hidrostatik ünitelerdir. Tüm hidrostatik ünitelerde mekanik dönme momentinin çalışma basıncı ve iletim hacmine çevrimi veya tersi ilke olarak aynıdır. Bu ünitelerde akışkan sürekli sıkıştırıldığından bunlara pozitif iletimli üniteler adı verilir. Beş ana tipe ayrılırlar:

- Dişli pompa/Dişli motor
- Paletli pompa/Paletli motor
- Radyal pistonlu pompa/Radyal pistonlu motor
- Eksenel pistonlu pompa/Eksenel pistonlu motor
- Vidalı pompa

Diğer güç iletim sistemleriyle karşılaştırıldığında, hidrostatik güç iletiminin büyük bir yoğunluğa sahip olacağı görülür.

2.1.1 Dişli Pompalar ve Motorlar

Dişli pompalar iki ana gruba ayrılır. Bunlar içten ve dıştan dişli pompalar şeklindedir. Dişli pompalar sabit debilidir. Dıştan dişli pompalarda dişlilerden biri motor tarafından tahrik edilir. Dönen dişliler dişli ile gövde arasına alınan yağı emiş tarafından alıp, basınç tarafına iletir. Dıştan dişli pompalar sesli çalışırlar.

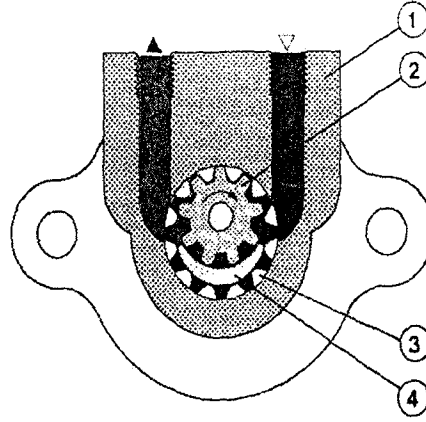
İçten dişli pompalarda prensip aynı olup dişliler arasına yerleştirilmiş hilal yardımıyla dişlilerin yağla dolması ve yağın basınç tarafına iletilmesi sağlanır.

Dişli pompaların ve motorların avantajları;

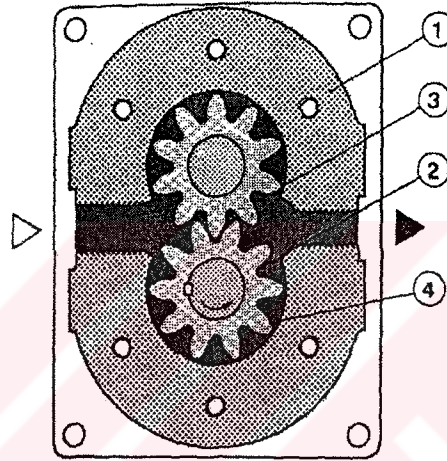
- İmalatı ucuz ve kolaydır.

Dezavantajları;

- Pompanın aşınmasıyla verimleri çabuk düşer.
- Sesli çalışırlar.
- Arızalandığında tamir imkanı yoktur. Gövde dişli arası boşluk arttığında görev yapamazlar.
- Arıza halinde değiştirilmesi zaman alır.
- Yüksek basınçlara çıkamazlar.



Şekil 2.1 İçten dişli pompa (gövde (1), iç dişli (2), dış dişli (3), hilal (4))



Şekil 2.2 Dıştan dişli pompa (gövde (1), dişliler (2)(3), akışkan dişli aralıkları (4))

2.1.2 Paletli Pompalar ve Motorlar

Paletli tip pompalar, mil üzerinde dönen bir rotor ve üzerine radyal yönde yerleştirilmiş paletlerden oluşan grubun yuvarlak veya eliptik bir stator içinde dönmesinden oluşur. Rotorun dönmesiyle genişleyen palet hücreleri akışkanla dolar. Hücreler en büyük hacme ulaştığında, paletler emiş tarafından ayrılıp, basınç tarafına geçerler. Burada gittikçe daralan hücre, akışkanı basınç tarafına iter. Yuvarlak statorlu tip pompalarda rotor-stator eksen kaçıklığı arttıkça eksen debisi artar. Bu özellik pompa basıncının statorun bir tarafındaki pistonun arkasına verilmesi, diğer tarafının ise bir yay ile dengelenmesi neticesinde, istenilen bir basınçta statorun itilerek pompa debisinin sıfırlanması fakat basıncın korunmasını sağlar. Böylece kullanıcının hareketi kadar debi iletilir ve çalışma basıncı sabit tutulur. Enerji kayıpları ve ısınmalar en alt düzeye indirgenmiş olur. Bu tip pompalara basınç duyarlı pompalar denmektedir. Bu tasarımın bir dezavantajı rotorun bir tarafının basınçlı olması dolayısı ile milin bir tarafına doğru sürekli radyal bir kuvvet oluşmasıdır. Bu durum, bu tip

pompaların daha yüksek basınçlarda kullanılmasını engellemektedir. Bu tip paletli pompalar sessiz ve verimli çalıştıklarından takım tezgahları, matbaa vb. hafif makinelerin tahriki için idealdir.

Paletli tip pompaların bir başka türü de içten paletli, dengeli tip pompalardır. Bu pompalarda son zamanlarda 300 bar'a kadar basınçlar elde edilmiştir. Bu tip tasarımlarda rotor aynı olup, stator eliptik bir hal almış, iki ayrı emiş ve iki ayrı basınç bölgesi karşılıklı olarak yerleştirilmiştir. Bu şekilde şaft üzerindeki net kuvvet sıfır olup, pompa performansı da artmaktadır. Paletlerin dışarıya açılması, pompa basıncının palet dibine beslenmesiyle daha da kuvvetlenmiş böylece pompa verimi arttırılmıştır.

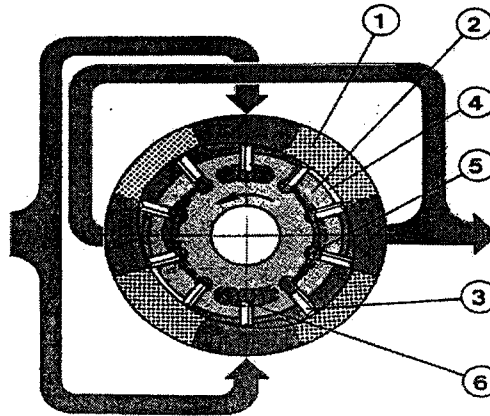
Paletli pompaların en belirgin özelliği, aşınma ve ömrünün dolması neticesinde pompa karticinin değişebilmesi, böylece çok basit ve kısa sürede pompanın tekrar ilk anki durumuna getirilebilmesidir. Ayrıca bu tip pompalarda aşınma neticesinde paletler genişleyerek boşluğu doldurabilmekte, böylece pompa kirli ve zor koşullarda dahi görevini yerine getirebilmektedir. Bu nedenle paletli pompa ve motorlar iş makineleri, haddehaneler, plastik enjeksiyon makineleri vb. uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır.

Paletli tip pompaların ve motorların avantajları;

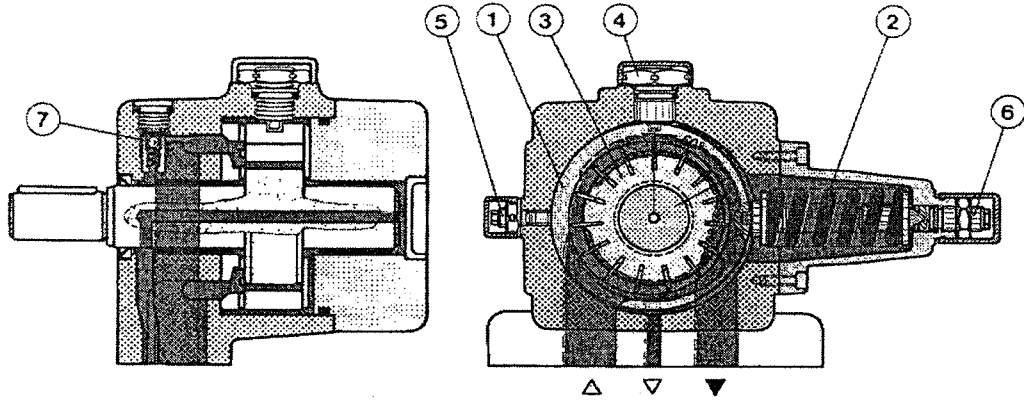
- Sessiz çalışırlar.
- Yenilenmesi kolay ve ekonomiktir.
- Bakımları çok kısa sürede, pompa yerinden sökülmeden yapılabilir.

Dezavantajları;

- Dişli pompaya göre daha pahalıdır.
- Yüksek basınçlarda çalışamaz (250 bar ve üzeri).
- Volümetrik verimleri düşüktür.



Şekil 2.3 Sabit debili paletli pompa (stator (1), rotor (2), paletler (3))



Şekil 2.4 Değişken debili paletli pompa (stator (1), yay (2), rotor (3), yükseklik ayar civatası (4), pompa debisi civatası (5), yay kuvveti ayar civatası (6), hava alma ventili (7))

1.3 Pistonlu Pompalar ve Motorlar

Pistonlu pompalar radyal ve eksenel pistonlu olmak üzere iki gruba ayrılır. Radyal pistonlu pompalarda pistonlar eksantrik milde dik olarak sıralanmıştır. Milin tahrikiyle pistonlar hareket eder. Her piston, üzerindeki çek valf yardımıyla emme basma tulumu gibi çalışır. Çıkış debisinin darbesiz olması için piston sayısı genelde tek olur. Radyal pistonlu motorlar düşük devirlerde yüksek tork değerlerine çıkabilmeleri nedeniyle iş makineleri, plastik enjeksiyon makineleri, demir çelik endüstrisi vb. uygulamalarda kullanılır.

Eksenel pistonlu pompalarda çalışma prensibi değişiktir. Bu pompalarda pistonlar bir yuvarlak silindir bloğu üzerine eksenel olarak yerleştirilmiştir. Pistonların arasındaki pabuçlar eğik plaka üzerine kayarlar. Baskı ringi pistonların eğik plakaya sürekli temasını sağlar. Pistonlar plakanın alçak ve yüksek ucunda gezindikçe, yuvarlak blok içinde hareket ederler. Blok arkasındaki yarım ay şeklindeki kanallardan basınç ve emiş hatları alınır. Ünite basınçlı yağla beslendiğinde itilen pistonlar eğik eksenli milde dönme momenti yaratırlar. Bu tip pompalarda eğik eksen açısını değiştirerek pompa debisini değiştirmek mümkündür. Eğik eksen bir yay ile itilerek sabit açıda tutulur. Pompa basıncı eğik plakanın karşı tarafındaki bir pistonla verilerek, belirli bir basınçta plaka açısı sıfırlanır, fakat basınç sabit kalır.

Eksenel pistonlu pompaların sabit güç çeken yüke duyarlı basınç veya debiyi ayarlayabilen, debisi elektronik sinyal ile kumanda edilebilen tipleri mevcuttur. Pistonlu tip pompalar diğerlerine göre daha hassas temizlik ve çalışma koşulları gerektirirler.

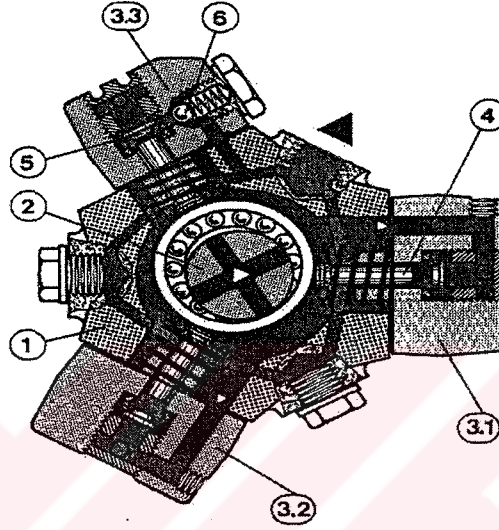
Pistonlu pompaların ve motorların avantajları;

- Verimleri yüksektir.
- Yüksek hızda çalışabilirler.

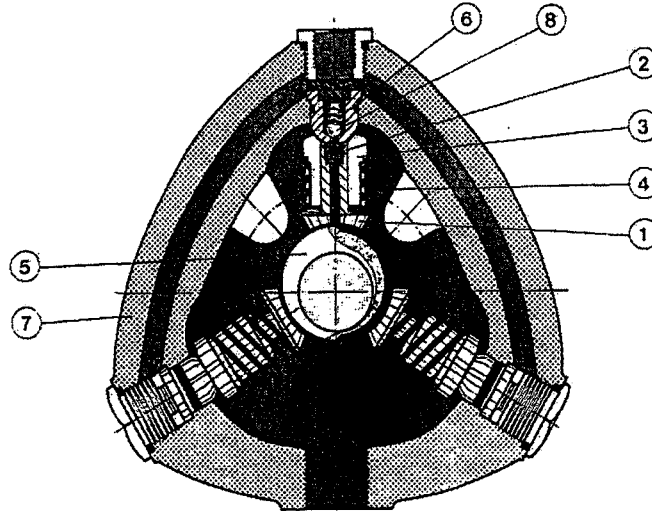
- Yüksek basınçta çalışabilirler.
- Çok değişik kumanda olanakları vardır.

Dezavantajları;

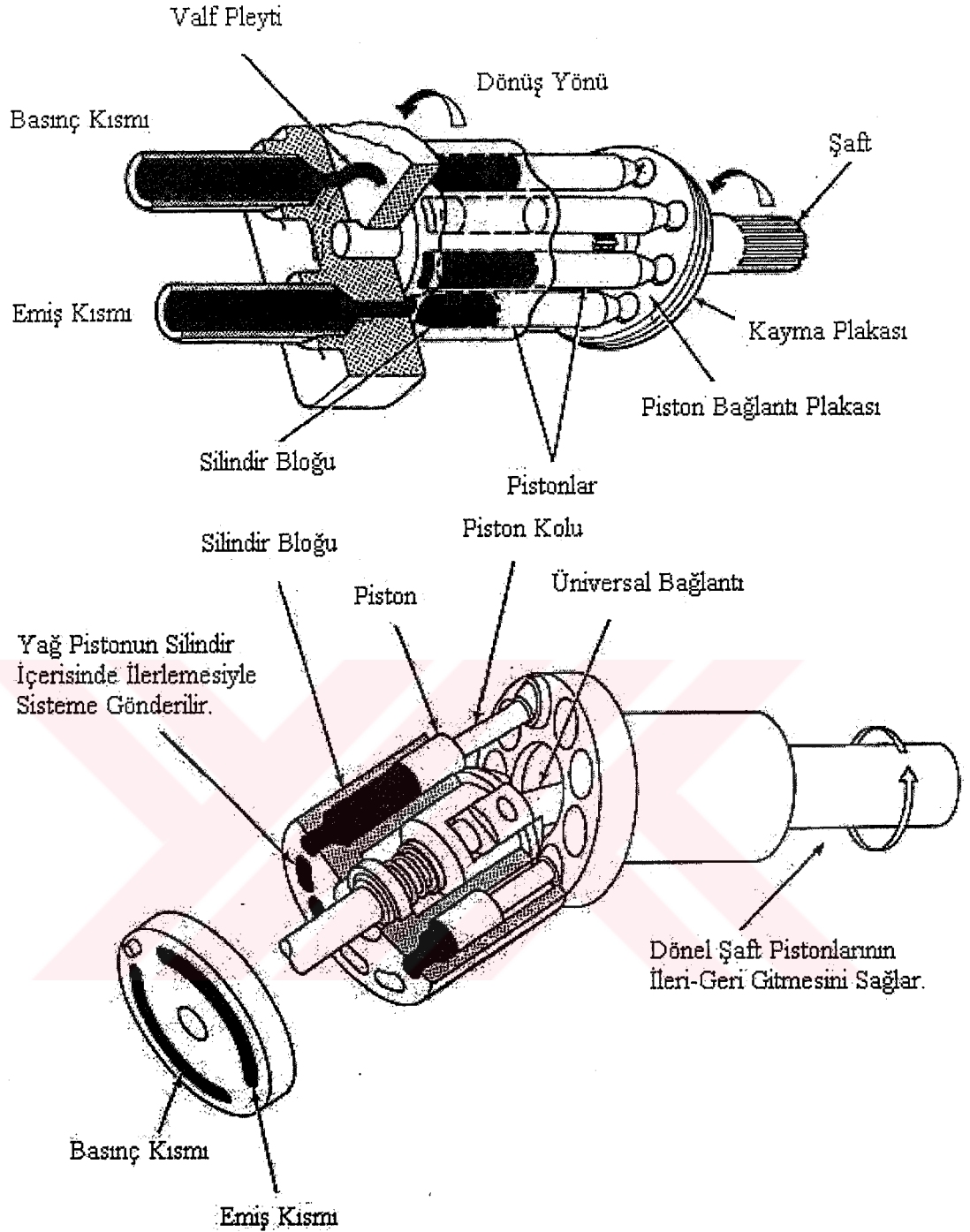
- Diğer pompalara göre pahalıdır.
- Kirliliğe karşı hassastırlar.
- Bakımı ve yenilenmesi zordur.
- Pahalıdırlar.



Şekil 2.5 Radyal pistonlu pompa (1) (gövde (1), eksantrik mil (2), piston elemanları (3.1)(3.2)(3.3), piston (4), emiş ventili (5), basınç ventili (6))



Şekil 2.6 Radyal pistonlu pompa (2) (içi delik piston (1), emiş ventili (2), kovan (3), yay (4), eksantrik mil (5), yuva (6), gövde (7), basınç ventili (8))

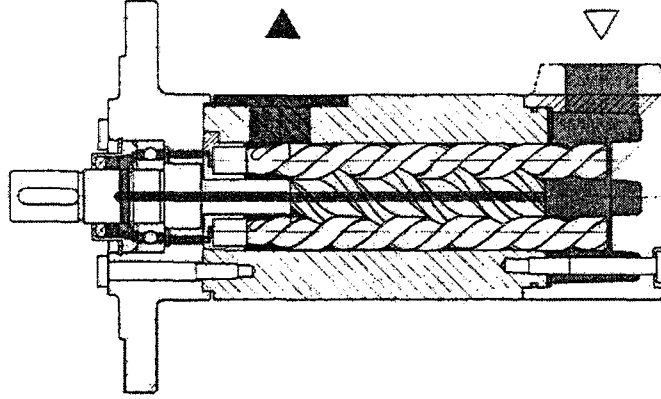


Şekil 2.7 Değişken deplasmanlı eksenel tip pistonlu pompa ve değişken deplasmanlı eğik eksenli tip pistonlu pompa

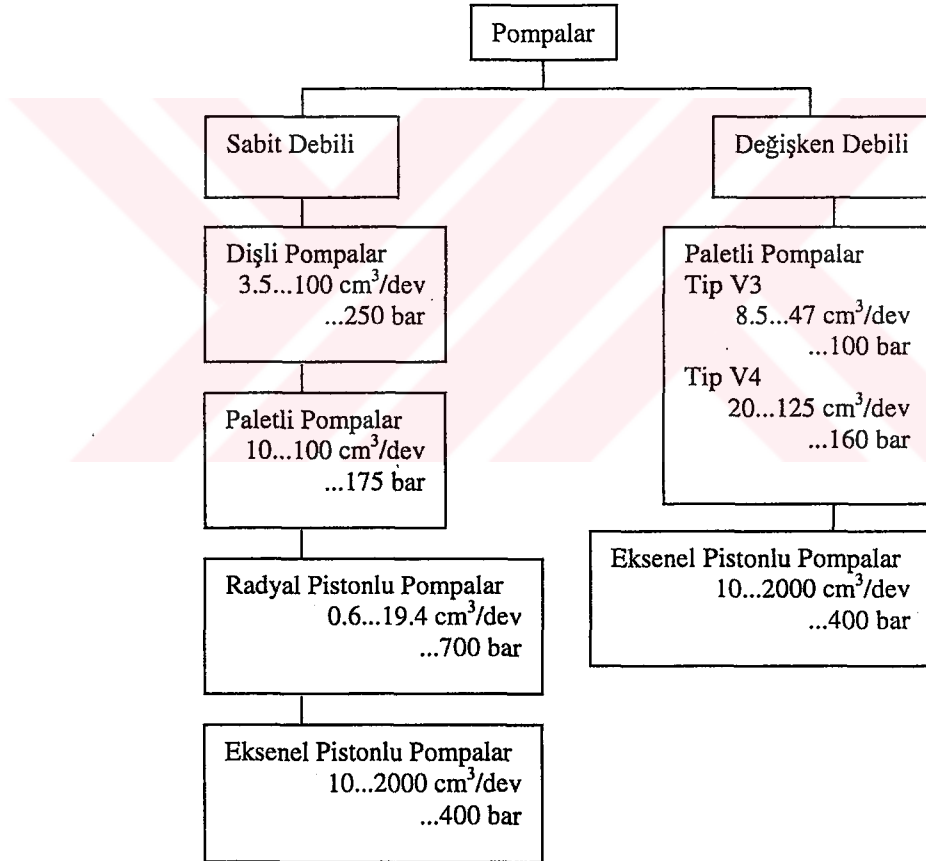
2.1.4 Vidalı Pompalar ve Motorlar

Bir gövde içerisinde iki veya daha fazla sayıda mil yataklanmıştır. Sağ vidalı ortadaki mil pompa mili ile tahrik edilerek dönme hareketini sol vidalı diğer iki mile iletir. Böylece dıştaki miller ile iki girişi kapalı bir hacim oluşturulur. Akışkan hacmini değiştirmeksizin milin

dönmesiyle emiş kısmından basınç kısmına sürekli yer değiştirir. Böylece sürekli, eşit ve darbesiz bir akış sağlanır.

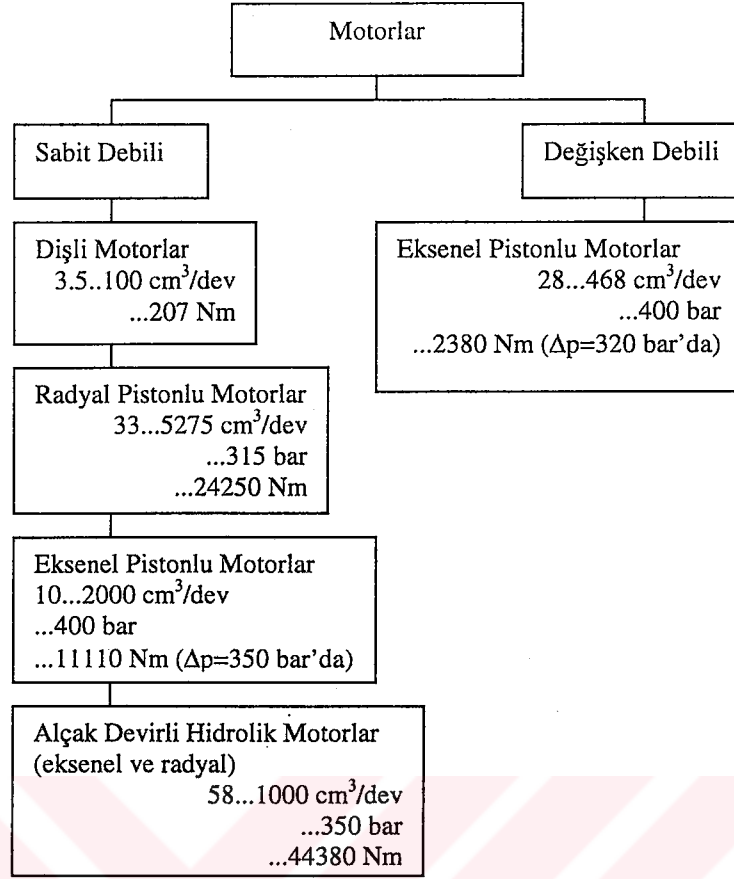


Şekil 2.8 Vidalı pompa



Şekil 2.9 Hidrolik pompaların çeşitleri ve özellikleri

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. Tasarımda çok büyük önem arz eden motorların çeşitleri ve özellikleri Şekil 2.10'da belirtilmiştir.



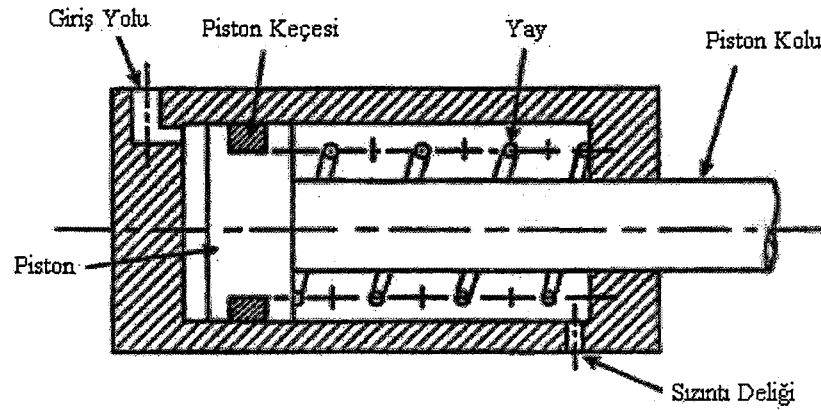
Şekil 2.10 Hidrolik motorların çeşitleri ve özellikleri

2. 2 Hidrolik Silindirler

Hidrolik silindirler doğrusal hareketler ile kuvvet iletimini sağlar. Silindir kuvveti etki altında bulunan yüzey ile çalışma basıncına bağlıdır.

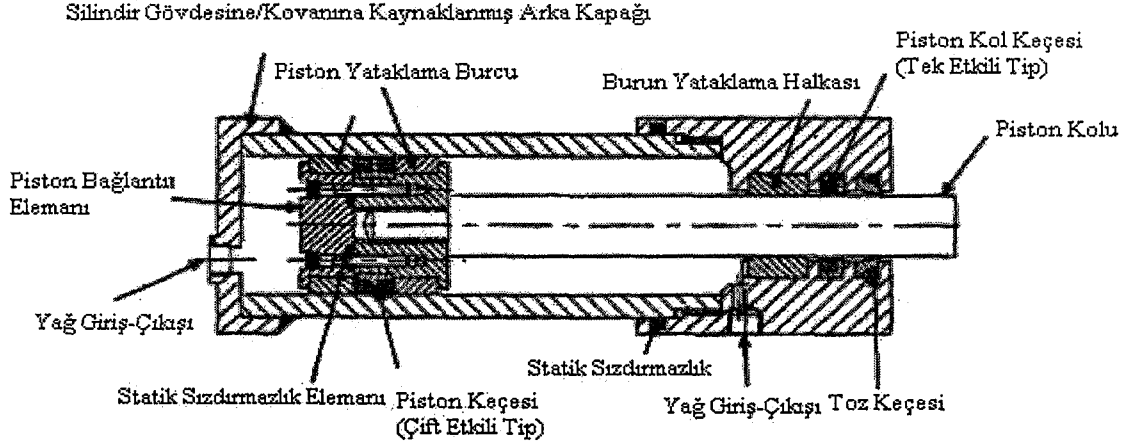
$$F=P.A$$

(2.1)

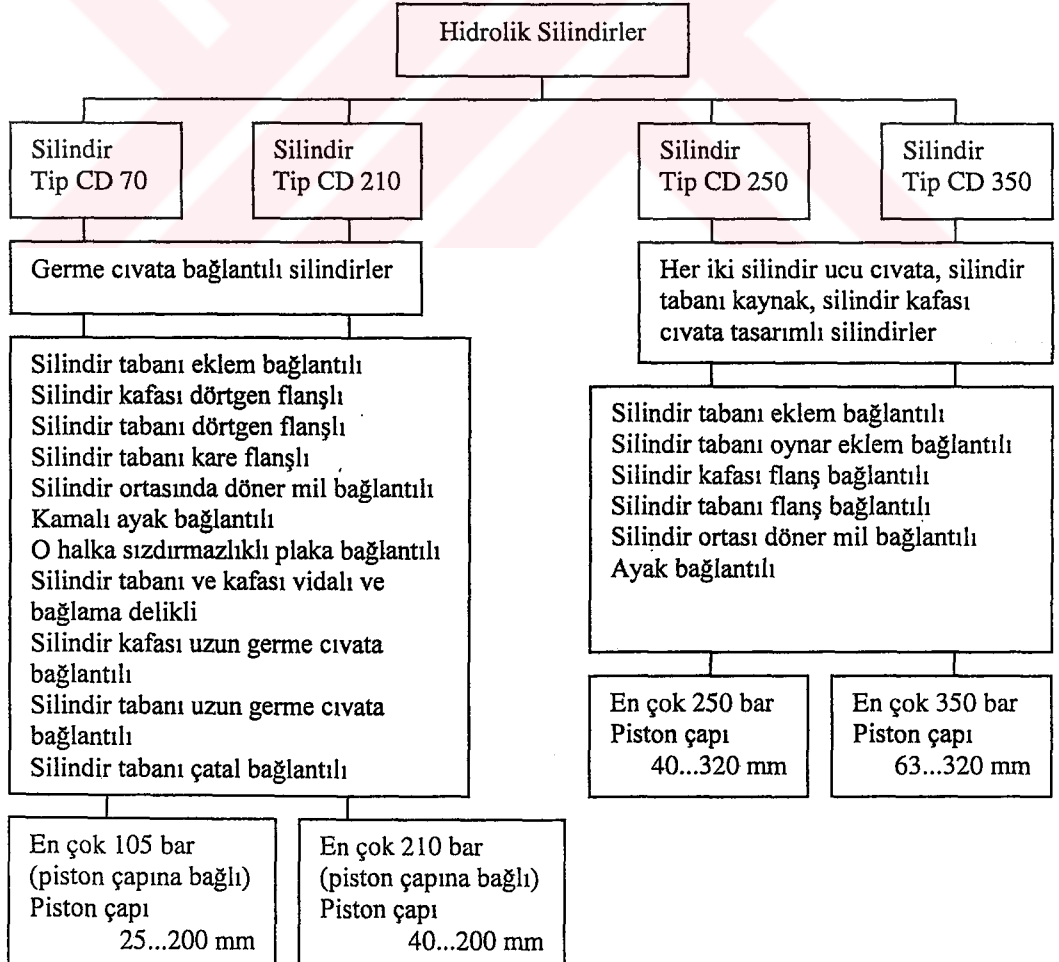


Şekil 2.11 Tek etkili silindir

Piston kolu hızı birim zamanda iletilen akışkan miktarı ile silindir yüzeyine bağlıdır. Çalışma şekillerine göre silindirler çekme veya basma kuvvetleri oluştururlar. Pompanın devreye verdiği basınç enerjisi silindir ve hidromotorlar tarafından mekanik enerjiye dönüştürülür. Silindire doğrusal motor adı da verilir. Hidrolik silindirler, tek etkili, çift etkili ve özel silindirler olmak üzere üç ana grupta toplanırlar.



Şekil 2.12 Çift etkili silindir



Şekil 2.13 Hidrolik silindirlerin çeşitleri ve özellikleri

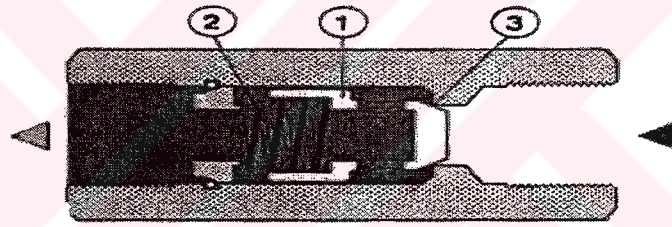
2.3 Çek Valfler

Hidrolik sistemlerde çek valfler akışı tek yönde kapayarak diğer yönde serbest akışa izin verirler. Çek valflerde kapama elemanı bir yuvaya oturduğundan kapama yönünde kesin sızdırmazlık sağlanır. Kapama elemanı olarak genellikle bilya veya konik kullanılır.

2.3.1 Basit Çek Valfler

Kesit resim basit bir çek valfi göstermektedir. Burada kapama elemanı 1 konik yapıda olup yay 2 tarafından gövde içindeki yuva 3'te tutulmaktadır. Kapama elemanı yay tarafından sürekli yuvada tutulduğundan bu valfler hidrolik sisteme her konumda monte edilebilir.

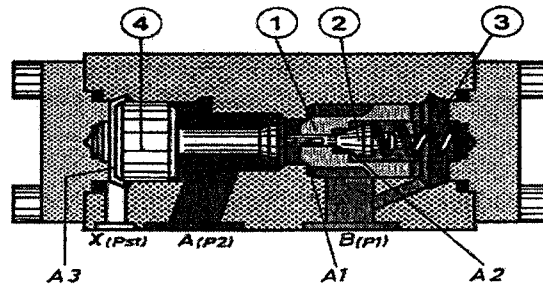
Akışın çek valfin açılma yönünde olması durumunda konik eleman akışkanın basıncı ile yuvasından kaldırılarak serbest akış sağlanır. Karşı yönde ise yay ve akışkan konik elemanı yuvaya iterek bağlantıyı kapatır.



Şekil 2.14 Basit çek valf (kapama elemanı (1), yay (2), yuva (3))

2.3.2 Ön Uyarılı Çek Valfler

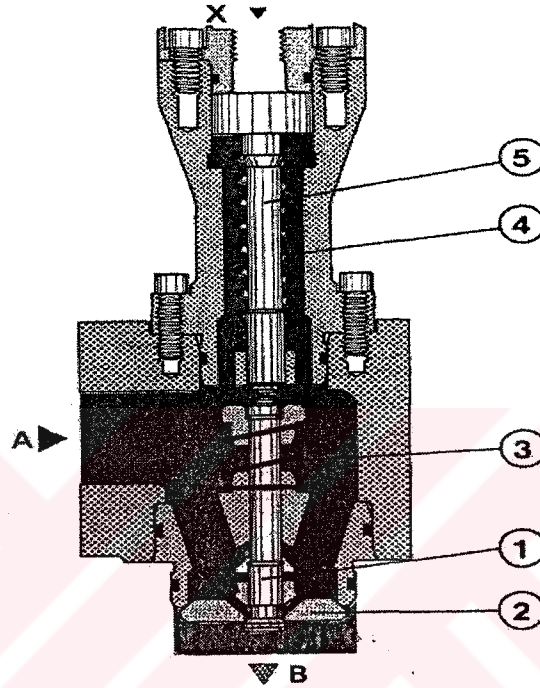
Ön uyarılı çek valfler, basit çek valflere karşılık, kapama yönünde de akışı geçirebilme özelliğine sahiptir. Bu valfler basınç altındaki devrelerde sızdırmazlık sağlama, askıda olan yükleri tutma şeklinde kullanılırlar. X hattından verilen basınç kontroluyla ters yönde akış sağlanabilir.



Şekil 2.15 Ön uyarılı çek valf (ana konik (1), ön uyarı koniği (2), yay (3), sürgü (4))

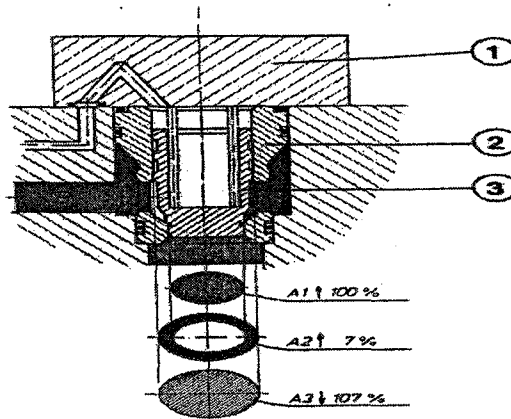
2.3.3 Ön Doldurma Valfleri

Ön doldurma valfleri, yüksek kapasiteli, ön uyarılı çek valflerdir. Büyük hacimli silindire hızla, yüksüz olarak yağ doldurulmasında kullanılır. Preslerde sıkça kullanılır. Normalde açık ve normalde kapalı tipleri vardır. X hattında basınç uygulanmasıyla açılır veya kapanır. Emniyet isteyen uygulamalarda, normalde açık şekli kullanılır.



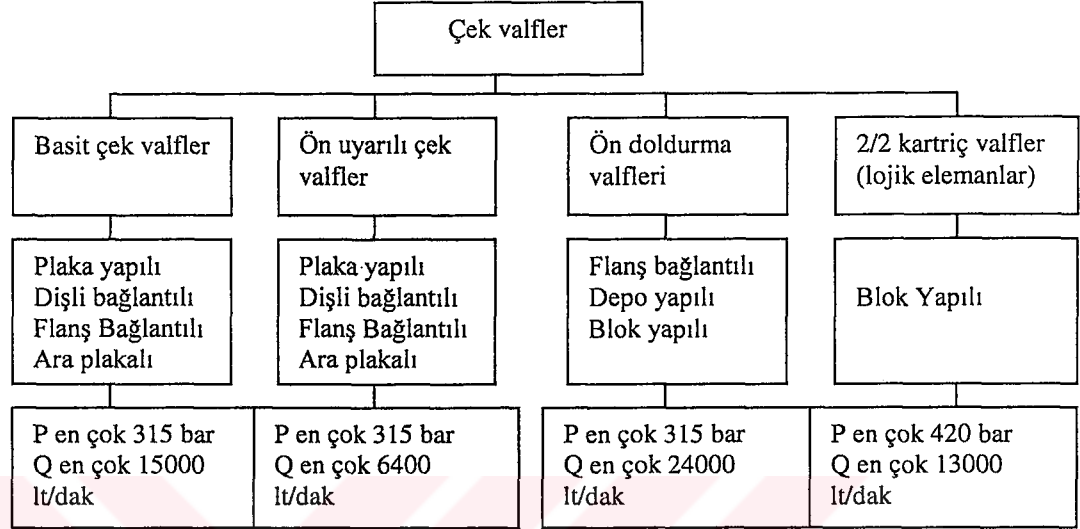
Şekil 2.16 Ön doldurma valfleri (ön uyarı koniği (1), ana konik (2), yay (3) (4), piston (5))

2.3.4 2/2 Kartriç Valfler (Lojik Elemanlar)



Şekil 2.17 Kartriç valfler (uyarı kanallı kapak (1), kovan (2), kapama parçası (3))

Lojik eleman olarak da bilinen 2/2 kartriç valfler bir montaj takımı ile uyarı kanallı kapak 1'den oluşur. Montaj takımı oturma yüzeyli kovan 2 ile açma ve kapama parçası 3 'den oluşmakta ve genellikle bir yay yardımıyla yuvasında tutulmaktadır. Yağ A bağlantısından B bağlantısına veya ters yönde B'den A'ya doğru akar. Uyarı şekline göre valf akışı açar veya kapatır. Başka bir deyişle çalışma şekli yalnız basınca bağlıdır.



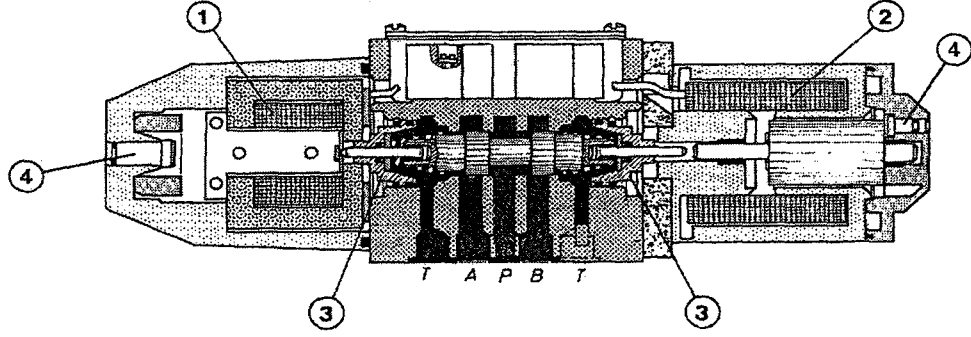
Şekil 2.18 Çek valflerin çeşitleri ve özellikleri

2.4 Yön Denetim Valfleri

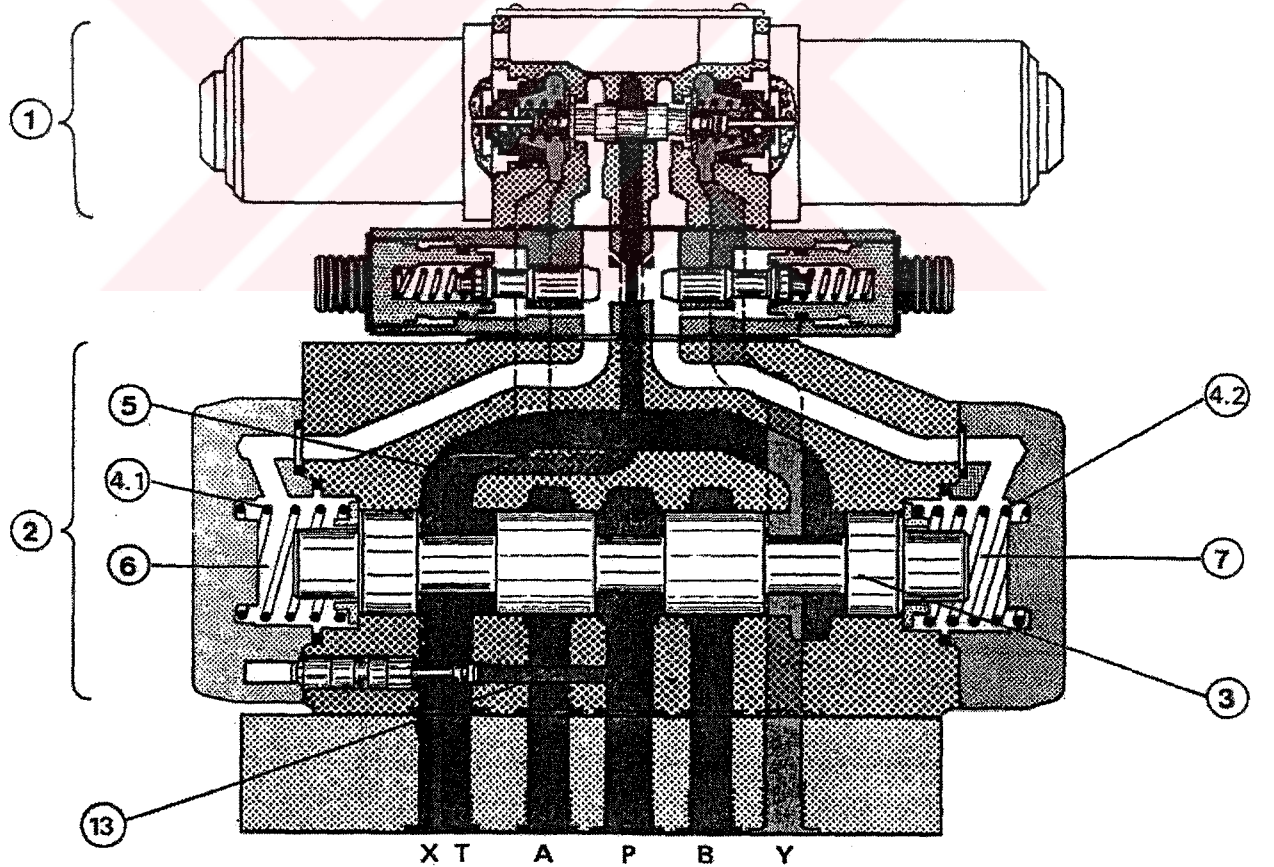
İsminden den anlaşılacağı gibi bu valflerin görevi basınçlı akışkanın akış hareketinin başlatılması, durdurulması, yönünün değiştirilmesi ile silindir yada hidromotorun hareket yönünün ve duruş konumunun belirlenmesinde kullanılır. Konum sayısı, port sayısı ve orta konumun durumuna göre sınıflandırılır. Açık merkez, kapalı merkez, tandem merkez ve diğer tipleri mevcuttur. Yön kontrol valfleri giriş portlarının nominal çap ölçüsü ve dayanabilecekleri maksimum basınca göre boyutlandırılır. Bir yön kontrol valfinin basınç kayıpları valfin içinden geçen debiye göre değişir ve imalatçı firmanın yapılan deneyler sonucu bulunan debi (Q)- basınç kaybı (ΔP kayıp) eğrilerinden istifade ile bulunabilir ve ikinci derece bir bağıntıdır. Dizayn için bu kayıp miktarı bir % ile verilebileceği gibi kayıp katsayıları c_1 , c_2 , c_3 olan ikinci derece bir denklem ile ifade edilebilir. Bu önemli görevi yerine getirmenin yanı sıra yön kontrol valfleri operasyon ve çalışma yapıları itibarıyla farklılık gösterirler. Valfler, aşağıda verilen temel karakteristiklere göre sınıflandırılırlar.

-İçerdikleri valf elemanın tipine göre; popet tipi sürgülü veya popetli, rotary sürgülü, kayar sürgülü

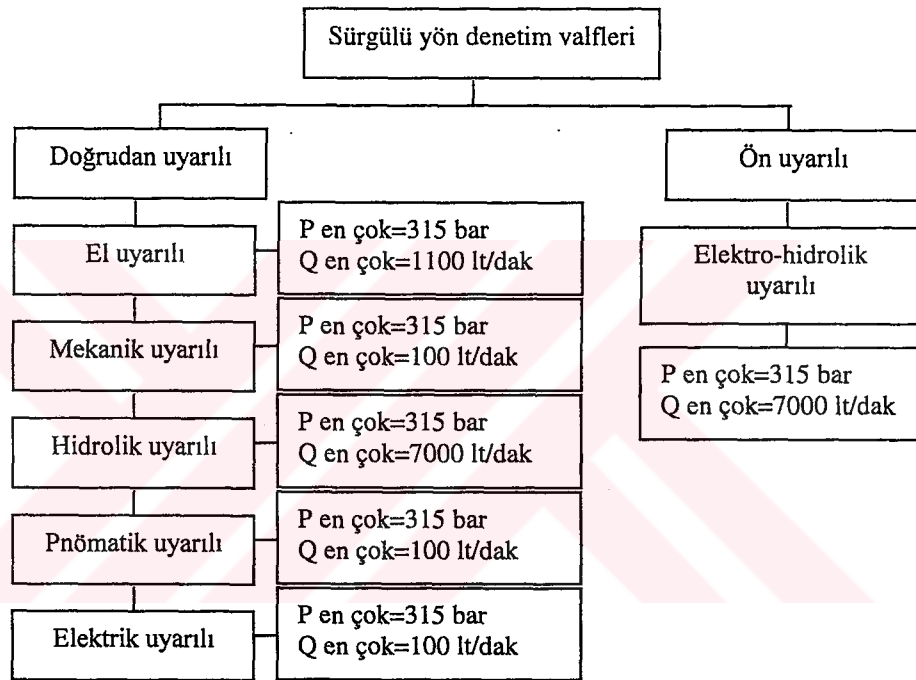
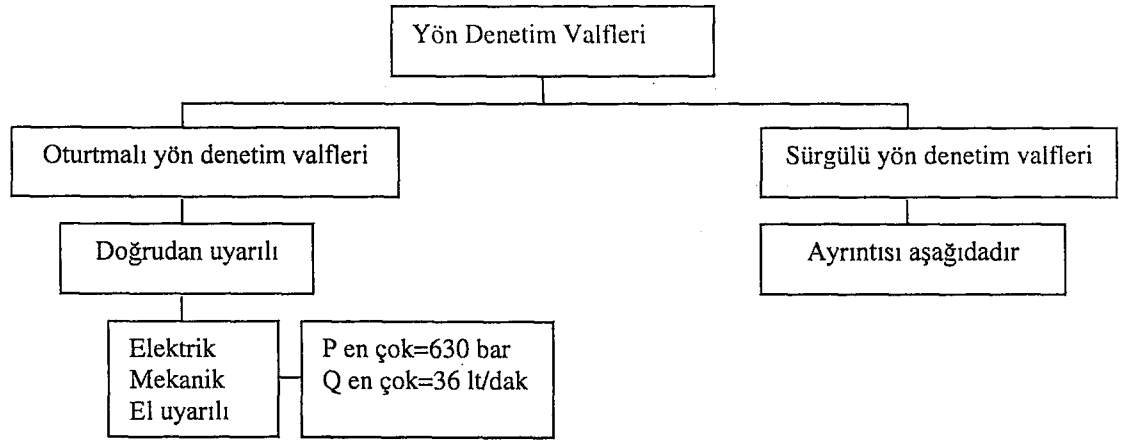
- Kumanda şekline göre; el kumandalı, mekanik, pnömatik, hidrolik, elektrik yada bu seçeneklerin kombinasyonundan olabilir.
- Akış yollarının sayısına göre; iki yollu, üç yollu, dört yollu vb.
- Ebatlarına göre; valfin üzerindeki debi geçiş portunun nominal ölçüsüne göre yada geçirebileceği debi miktarına göre direkt uyarılı yada pilot uyarılı.
- Bağlantı şekillerine göre; flanşlı, ara pleyt bağlantılı, boru bağlantılı, manifold bağlantılı vs.



Şekil 2.19 Direkt uyarılı tip yön valfi (alternatif akımlı havada çalışan bobin (1), doğru akımlı havada çalışan bobin (2), kovanlar (3), sürgü ayar civataları (4))



Şekil 2.20 Pilot uyarılı sürgülü tip yön denetim valfi (pilot valfi (1), ana valf (2), sürgü (3), yay (4.1)(4.2), x hattı (5), sol yay hücresi (6), sağ yay hücresi (7), içten uyarı hattı (13))



Şekil 2.21 Yön denetim valflerinin çeşitleri ve özellikleri

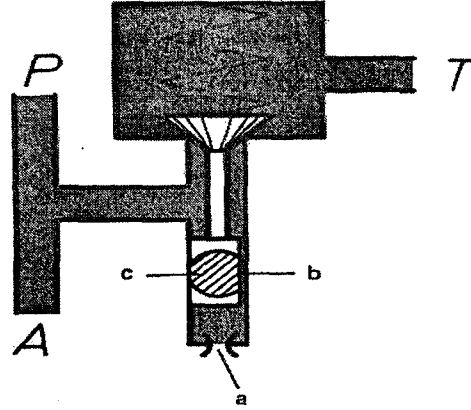
2.5 Basınç Denetim Valfleri

Hidrolik sistemin basıncını denetlemek için kullanılırlar. Basınç denetim valfleri doğrudan ve ön uyarılı olarak kullanılırlar.

2.5.1 Direkt Uyarılı Basınç Emniyet Valfleri

Direkt uyarılı bir basınç emniyet valfi gövde içerisine yerleştirilmiş olan bir sürgünün ayar edilebilen bir yay baskı kuvveti ile normalde kapalı olarak yuvaya bastırılması, yükselen sistem basıncını müteakip akışkanın basınç enerjisi yayın baskı kuvvetini yendiği anda

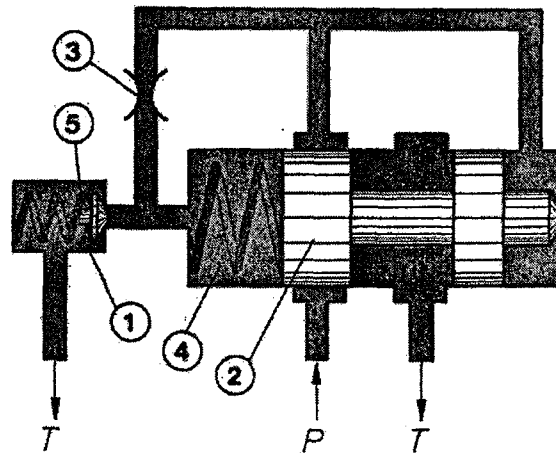
sürgünün itilerek akış yolunun açılması ve basınçlı yağın depoya tahliye edilmesi prensibine göre çalışır. Valfin içerisindeki silindirin akışkanla temas ettiği yüzey alanının değiştirilmesi suretiyle farklı basınç aralıklarında çalışabilen valfler tasarlanabilir.



Şekil 2.22 Direkt uyarılı basınç emniyet valfi (sönümlleme hücreesindeki sönümlleme sürgüsü ve sabit kısıtlayıcı (a), bir yüzeyli sönümlleme sürgüsü (b), uygun geçme aralıklı sönümlleme sürgüsü (c))

2.5.2 Ön Uyarılı Basınç Emniyet Valfleri

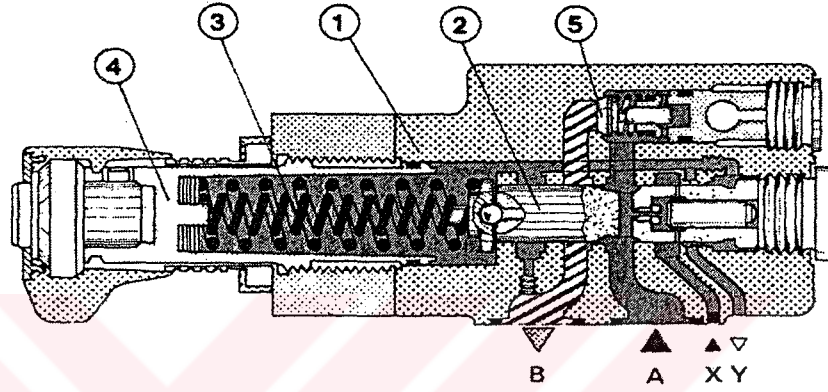
Normalde açık olan ön uyarılı basınç emniyet valfi iki kademede çalışabilen bir yapıya sahiptir. Valfin üst kısmında yay kuvveti ile yuvaya oturtulmuş popet, pilot basıncı yükseldiğinde açılır. Bu sayede akışkan ana popetin içerisindeki kanaldan tahliye olur. Ana pistonun üst kısmında bulunan hidrolik akışkanın basıncının bu şekilde düşmesi ile sistem basıncı normalde dengede bulunan ana popeti yukarı doğru iter ve ana popetin yuvadan kalkmasıyla tüm debi tanka tahliye olur. Basınç düştüğünde ana popet yuvaya oturur ve pompadan basılan akışkan debisi sisteme gönderilir.



Şekil 2.23 Ön uyarılı basınç emniyet valfi (ön uyarı valfi (1), ana valf (2), orifis (3), ana valf yayı (4), ön uyarı valf yayı (5))

2.5.3 Basınç Sıralama Valfleri

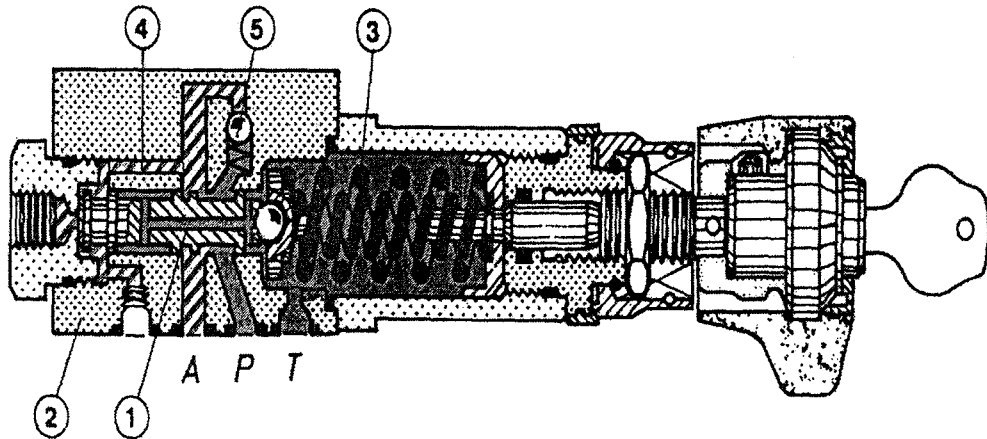
Sıralama valfleri sistem basıncındaki bir değişikliği algılayarak belirli bir basınç değişikliğine erişildiğinde gerekli hidrolik sinyalin iletimini sağlarlar. Sistem basıncı belirlenen değere ulaştığında konum değiştiren valf normalde açık veya kapalı olabilir. Bu valfler diğer bir sistem devreye girmeden evvel bir sistemdeki öncelikli hidrolik basıncı temin etmek için kullanılır. Sıralama valfleri dönüş hattında çok fazla geri basınç oluşturan tüm devrelerde emniyet valfi gibi kullanılır. Doğrudan uyarılı ve pilot uyarılı tipleri vardır.



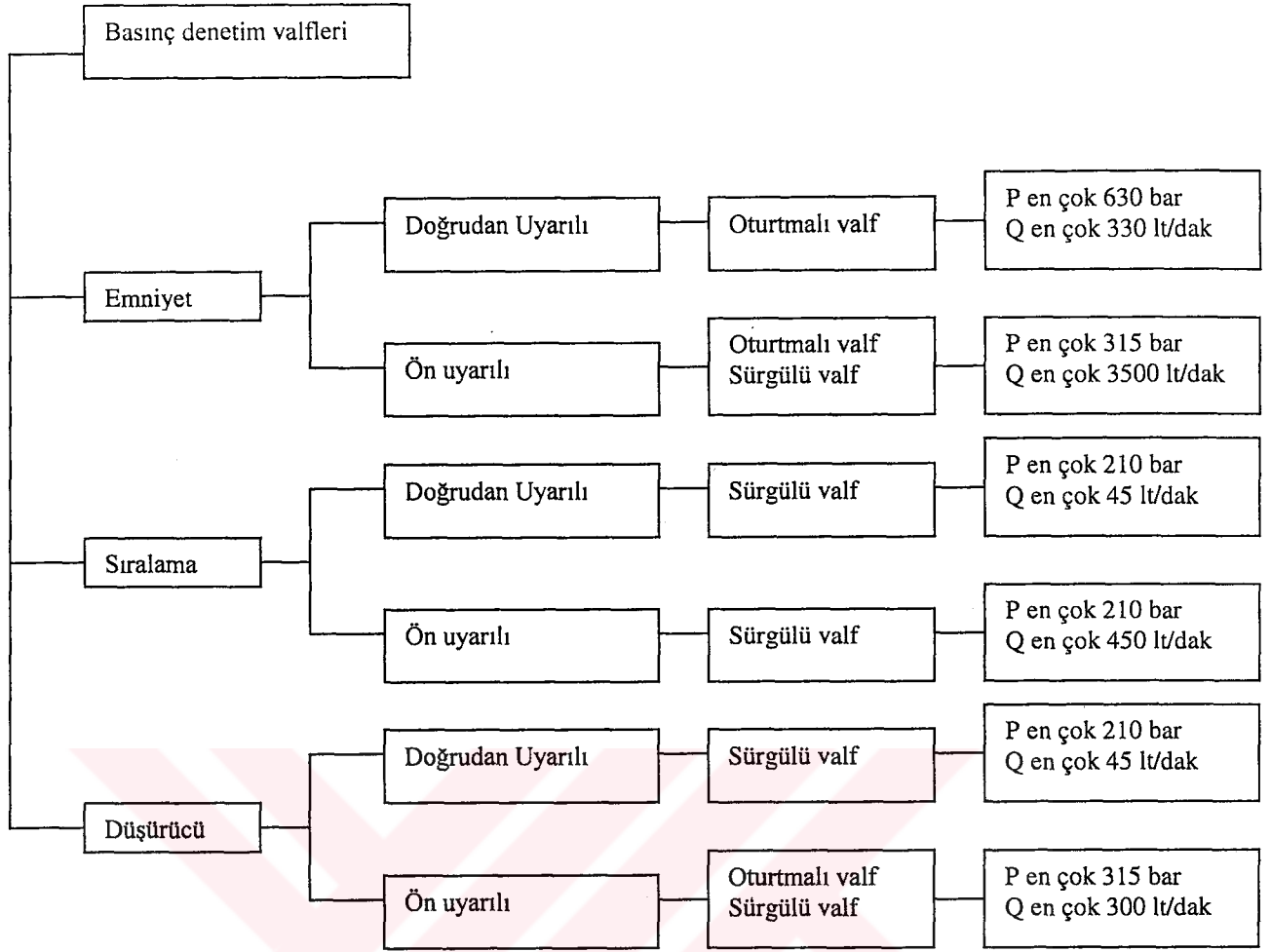
Şekil 2.24 Doğrudan uyarılı basınç sıralama valfi (gövde (1), denetim sürgüsü (2), baskı yayları (3), ayar düzeni (4), çek valf (5))

2.5.4 Basınç Düşürücü Valfler

Bu valfler, devrenin bir bölümündeki basıncı, devrenin diğer kısmının basıncından daha düşük bir değerde tutmak için kullanılır. Basınç düşürücü valfler normalde açık valfler olup ilgili hat üzerindeki basıncın sabit tutulması için kapanır yada kısılır.



Şekil 2.25 Doğrudan uyarılı bir basınç düşürücü valf (sürgü (1), gövde (2), yay (3), basınç uyarı kanalı (4))



Şekil 2.26 Basınç denetim valflerinin çeşitleri ve özellikleri

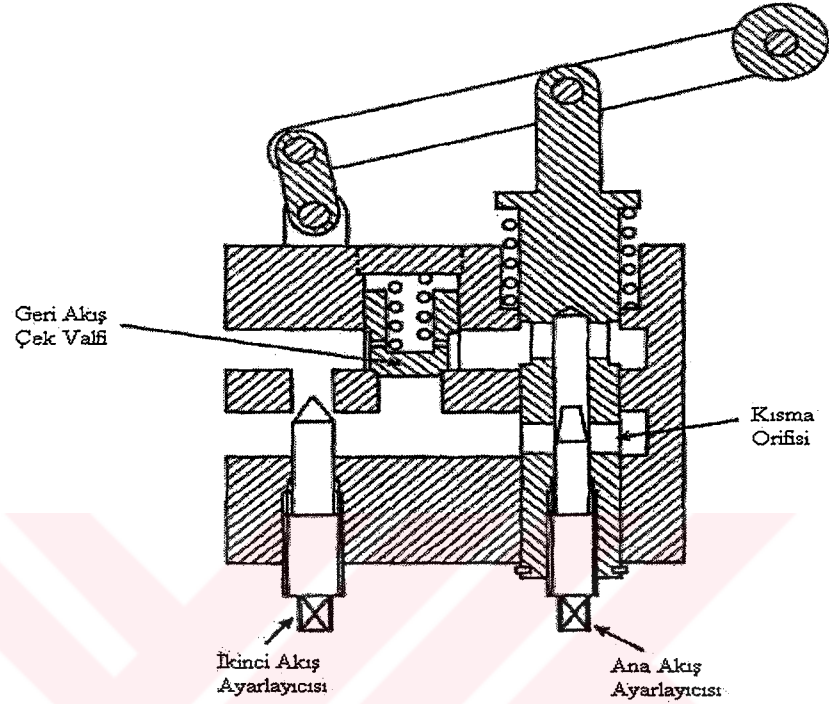
2.6 Akış Denetim Valfleri

Akış denetim valfleri yağ akışını kısıtlayarak kullanıcının hareket hızının kademesiz olarak değiştirilmesini sağlarlar. Bunu devrede normal geçiş hattında bir kısma yaratarak gerçekleştirir. Kısmayı aşmak için pozitif iletimli pompa sıvıya daha büyük bir basınç uygular ve bu da sıvının bir miktarının başka bir yolu izlemesine neden olur. Bu yol genellikle emniyet valfinden boşalmaktır, fakat fazlalık sistemin bir başka bölümüne de girebilir. Akış denetim valflerinin üç özel çeşidi vardır: yavaşlatma valfleri, viskozite ve sıcaklık dengeli valfler, basınç dengeli valfler.

2.6.1 Yavaşlatma Valfleri

Bir çeşit kısma valfleri olan bu valflerin kısma açıklığı rulmanlı manivela ile kontrol edilir. Akışın kontrol edilebilmesi için valf normalde ya açık ya da kapalıdır. Sisteme bir çek valf ile

ikinci bir kısma valfi eklenebilir. Çek valf serbest geri akış için, ikinci kısma valfi ise ana kısma valfi kapalı olduğunda ayarlanabilir en küçük akışı sağlamak içindir. Yavaşlatma valfleri debinin yüksek olduğu uygulamalar için olup, debinin 15 lt/dak'dan az olduğu uygulamalar için tavsiye edilmez.

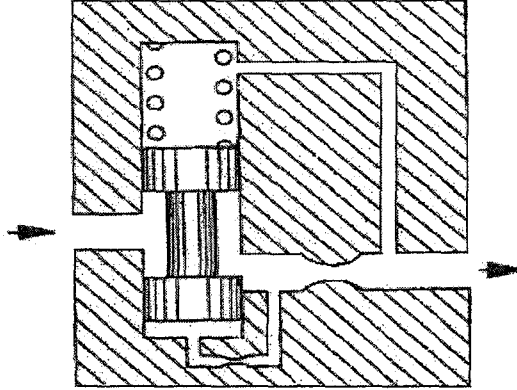


Şekil 2.27 Yavaşlatma valfi

2.6.2 Basınç Dengeli Akış Kontrol Valfleri

Akış denetim valfi içine monte edilmiş basınç dengeli bir hidrolik valf pistonu, dozaj orifisinde besleme ve yük basıncından bağımsız sabit bir basınç düşüşü sağlar. Debi, viskozite dengeli de olabilen, ayarlanabilir dozaj orifisi (1) ile ayarlanmaktadır. Valf çalışmaz durumdayken dengeleyici valf (2) açık konumdadır. Akışın görülmesi ile birlikte valfte bir basınç düşüşü meydana gelir. Dozaj orifisinin aşağı tarafındaki akış basıncı valfi kapatmak ister ancak dengeleyici valf (3) dozaj orifisinin aşağısında oluşan basınç ile birlikte buna karşıdır. Dengeleyici valf pistonu dengelendiğinde, valf pistonunun kısmen kapanması ile dengeleyici orifiste bir basınç düşmesi meydana gelir. Besleme basıncındaki bir artış valf pistonunu kapatmak ister ve dengeleyici orifisteki basınç düşmesinde meydana gelen artış, besleme basıncındaki artışı dengeler. Yük basıncı arttığı takdirde dengeleme orifisi açılır ve dozaj orifisindeki basınç düşmesi belirli bir değerde tutulmuş olur. Bu basınç düşmesi, dozaj orifisinin büyüklüğüne bağlı olarak 3 ile 6 bar arasında değişir. Valf üzerindeki toplam basınç

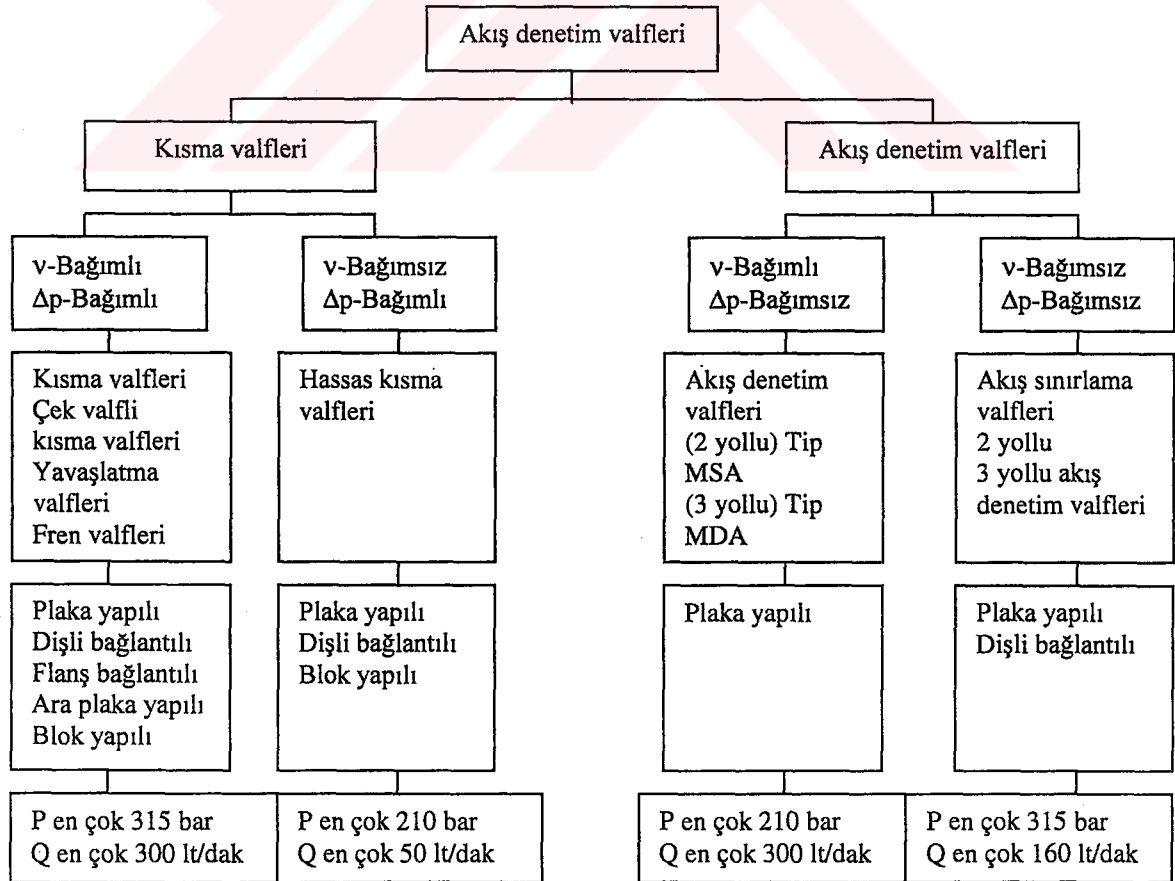
düşüşü besleme ve yük basınçları arasındaki farka bağlıdır, ancak valfin tam ve doğru olarak çalışabilmesi için valfteki en düşük toplam basınç kaybı 5 ile 12 bar arasında olmalıdır.



Şekil 2.28 İki yönlü, basınç dengeli akış kontrol valfi

2.6.3 Basınç ve Sıcaklık Duyarlı Hassas Akış Denetim Valfleri

Bunlar hassas debi ayar valfleridir. Yük değişimleri ile kumanda valfi üzerinde meydana gelen basınç düşmelerinden etkilenmeden hep sabit debiyi geçirirler. Sıcaklık duyarlı olanlar viskozite değişikliğinden etkilenmezler.



Şekil 2.29 Akış denetim valflerinin çeşitleri ve özellikleri

2.4 Oransal Valfler

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

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

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

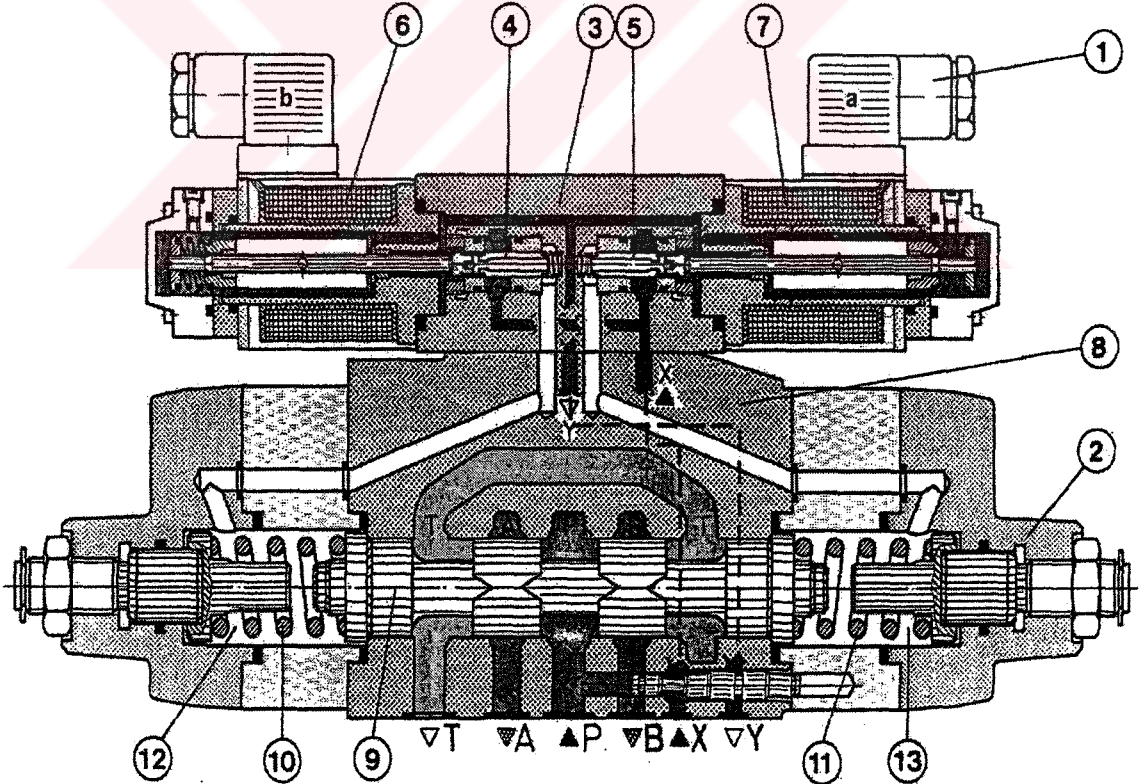
Ön uyarı basıncı, giriş akımı ile orantılı olarak ana sürgüyü (9), basınç ve yay kuvvetleri eşit değere ulaşınca kadar yay (11) karşı sağa doğru iter. Bobin kuvvetindeki artış uyarı basıncının artmasına, dolayısıyla ana sürgünün daha uzun bir stroka ulaşmasına neden olur. Böylece giriş akımına bağlı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

sürgüsü normal konuma geçerek ana valf yay hücreleri depoya bağlanır. Hücrelerdeki basınç etkisinin kaldırılmasıyla sürgü orta konuma geçer.

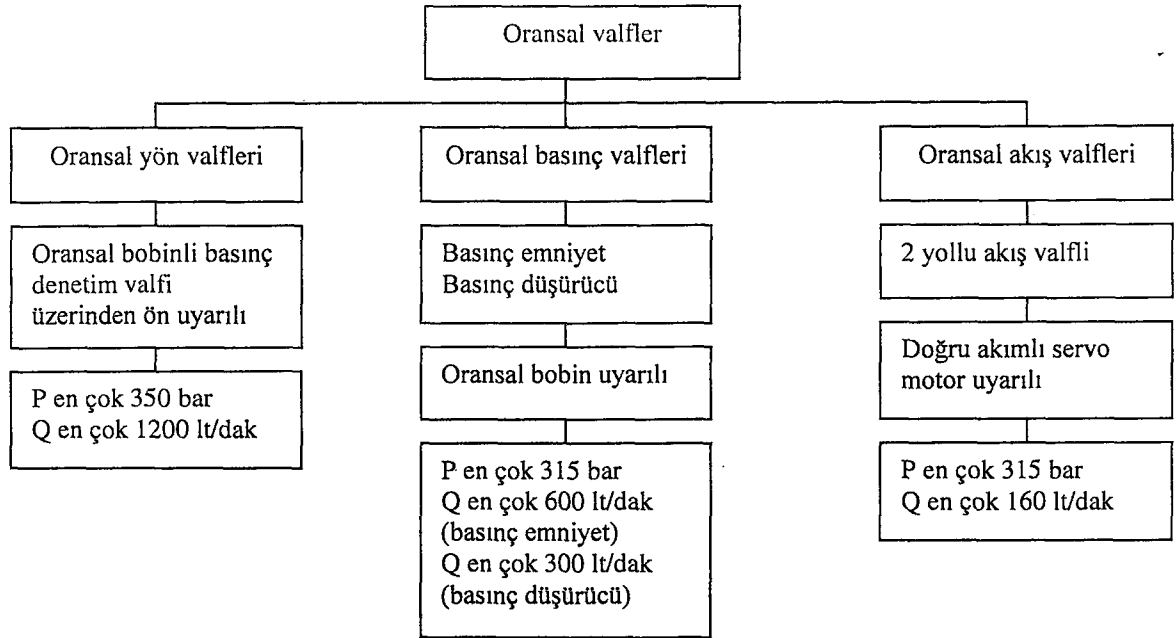
Oransal yön denetim valfi ile ana valf arasına ara plaka tasarımı bir basınç dengeleme valfi yerleştirilebilir. Böylece akış denetim valflerinde olduğu gibi kismadan dolayı oluşan basınç düşümünden bağımsız akış elde edilir. 2 yollu basınç dengeleme valfi sistem giriş veya çıkışında, 3 yollu valf ise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

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

Oransal bobinli basınç emniyet valfi, ön uyarılı basınç emniyet valfi gibi çalışır. Tek farkı burada yay yerine oransal bir ön uyarı valfi kullanılmasıdır. Sistem basıncı bobin gerilimi ile oransal olarak değiştirilebilir. Giriş akımının arttırılması ile daha büyük bir bobin kuvveti ve dolayısıyla daha yüksek bir basınç ayarı gerçekleştirilir.



Şekil 2.30 Pilot uyarılı oransal bir valf (valf soketi (1), ayar civatası (2), gövde (3), uyarı sürgüleri (4)(5), oransal bobinler (6)(7), gövde (8), ana sürgü (9), yay (10)(11), yay hücreleri (12)(13))



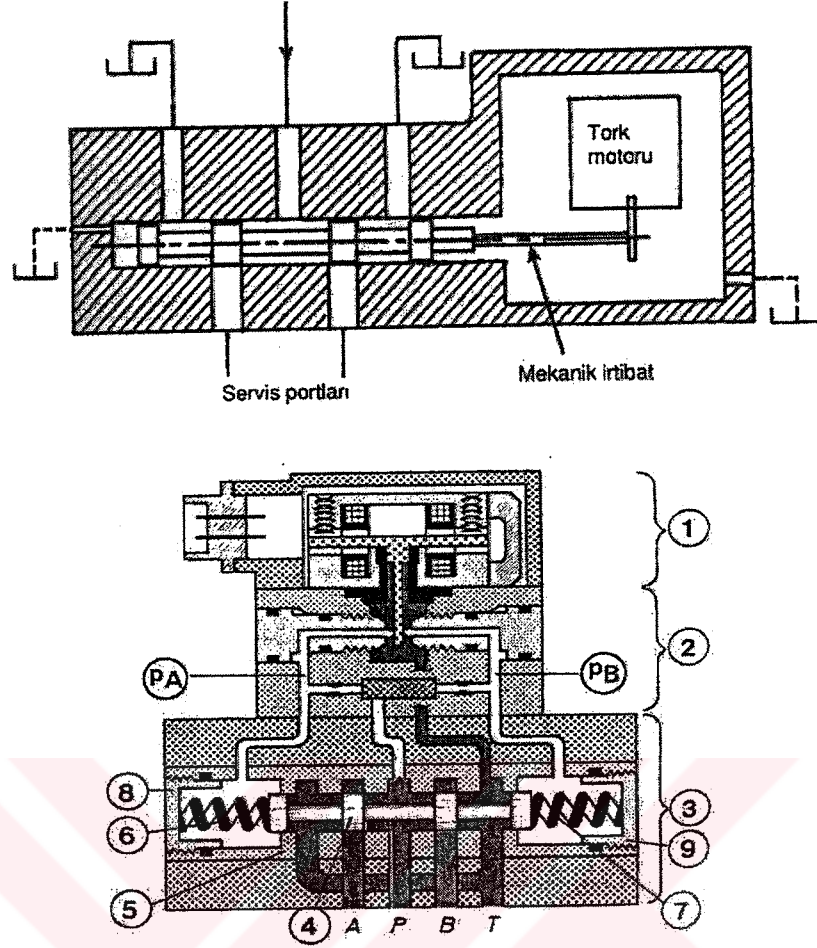
Şekil 2.31 Oransal valflerin çeşitleri ve özellikleri

2.5 Servo Valfler

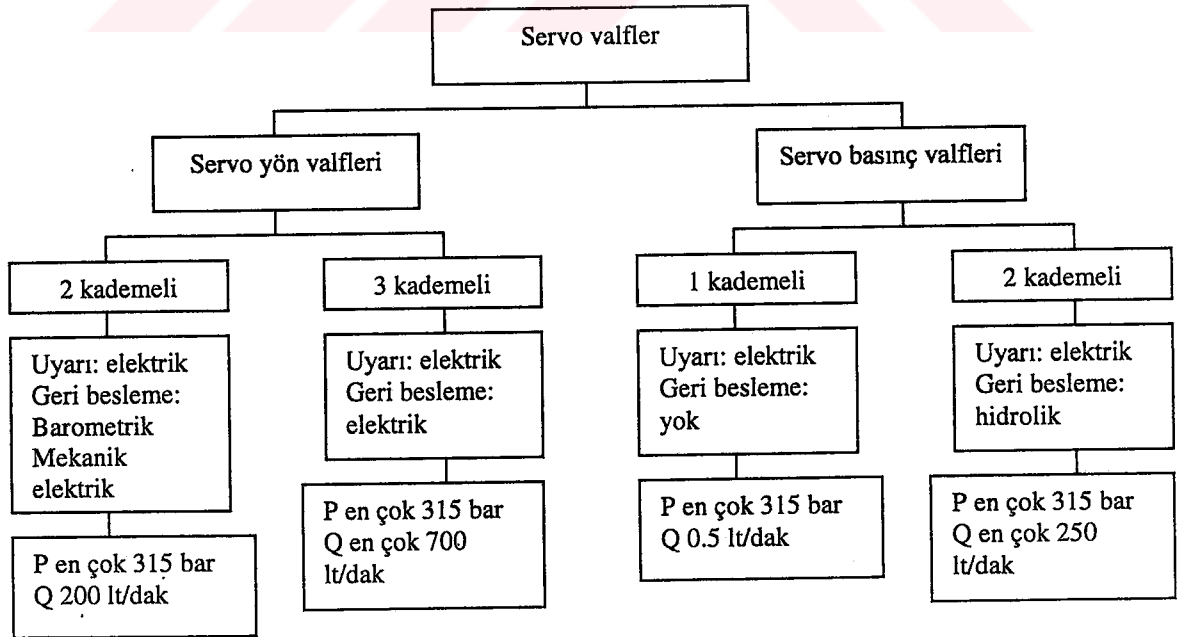
Servo sözcüğü genel olarak küçük bir giriş sinyalinin büyük bir çıkış sinyaline dönüştürülmesi için kullanılır. Hidrolikte kullanılan servo sistemlerde buna benzerdir. Örneğin 0.08 Watt değerindeki küçük bir giriş sinyali ile yüzlerce kw'lık güçler kumanda edilebilir. Ancak servo valfler yalnızca büyük güçler elde etmenin yanında oransal valflerin aksine, genellikle elektrohidrolik ayar devrelerinde (örneğin yük altındaki silindiri belli bir konumda tutmak) veya hız ayar devrelerinde (hızın sabit bir değerde tutulması) kullanılmaktadır.

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

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



Şekil 2.32 Servo valf (kumanda motoru (1), hidrolik kuvvetlendirici (2), ikinci kademe (3), ana sürgü (4), kovan (5), yay (6)(7), yay baskı ayarı (8))



Şekil 2.33 Servo valflerin çeşitleri ve özellikleri

2.6 Hidrolik Akümülatörler

Hidrolik akümülatörler genel olarak basınç altındaki akışkanın belirli bir hacimde toplanmasını ve gerektiğinde hidrolik devrenin bu akışkanla beslenmesini sağlarlar. Ayrıca hidrolik sistemde kısa bir süre için büyük miktarlarda akışkana gereksinim duyulduğunda akışkan depolayıcı olarak, pompa veya tahrik sisteminde herhangi bir arızanın olması durumunda acil emniyet ünitesi olarak başlanılan işin bitirilmesi, sistemde yağ sızıntılarını karşılamak ve dolayısıyla uzun süreli basıncı sağlayabilmek, kapalı devre çalışmalarda sıcaklık değişimlerinden dolayı oluşan hacimsel dengesizliği gidermek ve sistemin çalışması sırasında oluşan basınç dalgalanmalarının sönümlenmesi için kullanılır.

2.6.1 Pistonlu Akümülatörler

Bunlar genellikle geniş hacimler ve büyük boşaltma miktarları için kullanıma uygundur. Gaz ve akışkan bölümleri serbest hareket edebilen bir piston ile birbirinden ayrılmıştır. Silindir içinde hareket eden pistonun bölümler arasındaki sızdırmazlığı sızdırmazlık elemanları ile sağlanır. Gaz basıncının sistemin en yüksek çalışma basıncına oranı veya sistemin en yüksek basınç oranı 1:10 dur. Gaz dolum basıncı en düşük çalışma basıncının 5 bar altında olmalıdır.

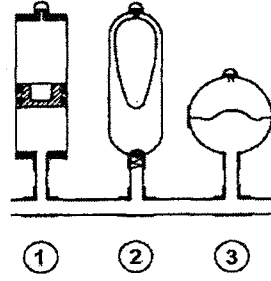
2.6.2 Diyaframlı Akümülatörler

Şok darbelerinin sönümlenmesi, titreşimlerin giderilmesi ve ön uyarı devreleri için küçük hacimli diyaframlı akümülatörler kullanılır. Genellikle gaz tarafına doğru kavisli ve küresel yapıdaki diyafram iki bölümü birbirinden ayırır.

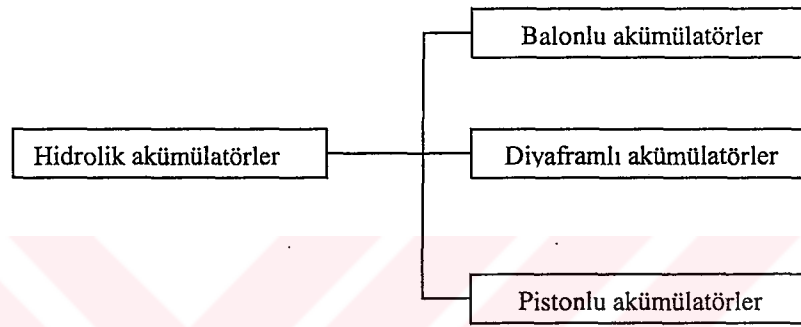
2.9.3 Balonlu Akümülatörler

Balonlu akümülatörler mutlak sızdırmazlık, çalışmaya çabuk başlayabilme ve düşük ataletli çalışabilme özelliklerinden dolayı diğerlerinden ayrılırlar. Burada azot ve akışkan elastik bir balon ile ayrılmıştır. En yüksek basınç oranı 1:4 dür. Hidrolik sistemdeki basınç aküdeki gaz basıncının üzerine çıkınca balon ile dış gövde arasına hidrolik akışkan dolmaya ve azot gazını sıkıştırmaya başlar. Bu esnada azot gazının hacmi daralır ancak basıncı yükselir. Hidrolik sistem basıncı düşüncü azot gazı balonu, dolayısıyla hidrolik akışkanı hızla sisteme gönderir.

Bu sayede pompanın karşılayamayacağı kadar büyük debi ihtiyaçları sisteme sevk edilen akışkan ile karşılanmış olur.



Şekil 2.34 Pistonlu akümülatörler (1), balonlu akümülatörler (2), diyaframlı akümülatörler (3)

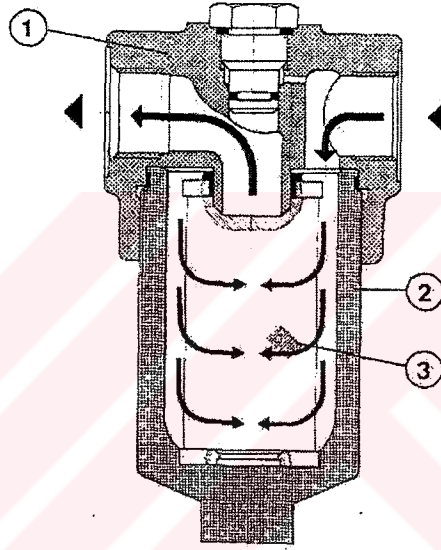


Şekil 2.35 Hidrolik akümülatörlerin çeşitleri ve özellikleri

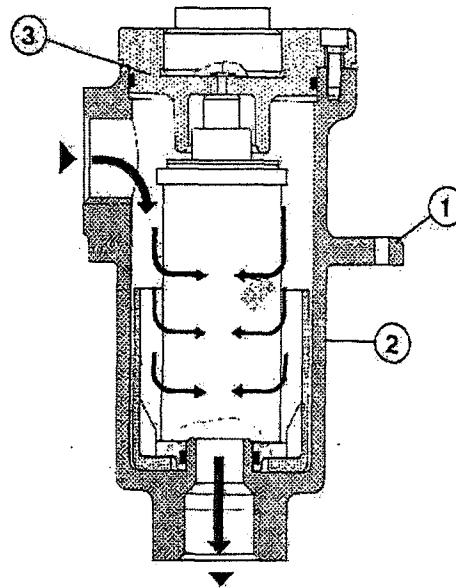
2.10 Hidrolik Filtreler

Hidrolik filtreler akışkanların içerisinde bulunan kirletici partikül miktarını müsaade edilebilir sınırlar içerisinde tutabilmek, hassas işlenip imal edilmiş olan hidrolik devre elemanlarını partiküllerin aşındırıcı etkisinden korumak için kullanılırlar. Filtreler, içlerinden geçirebildikleri en yüksek debi miktarı, tutabilecekleri parçacık boyutlarına ve çalışma basıncına göre sınıflandırılırlar. Filtreler genel olarak pompanın emiş hattı üzerine, pompanın basınç hattı üzerine yada sistemden dönen yağın dönüş hattı üzerine monte edilirler. Emiş filtreleri genellikle pompaya zarar vermesi muhtemel kaba partikülleri tutmak için konulur (90-125 mikron arası). Burada dikkat edilmesi gereken konu filtrenin pompanın bastığı debiyi geçirebilecek büyüklükte olması ve kirliliğinde bile pompada yüksek bir vakum etkisi yaratmadan geçişe izin vermesidir. Bu nedenle pompa debisinin 3 ila 5 misli büyüklükte emiş filtresi kullanılır. Basınç filtreleri pompanın basınç hattına yerleştirilir ve pompa içinden geçebilecek ancak sistemdeki dar tolerans aralıklarında işlenmiş olan elemanlara zarar verebilecek daha küçük ebattaki kirleticileri tutmak için kullanılırlar (3 mikrona kadar). Basınç filtreleri için dikkat edilmesi gereken, pompanın çalışma basıncından yüksek

basıncılara mukavim olması ve debi darbelerinden etkilenmemesidir. Dönüş hattı filtreleri ise tanka sistemden geri dönmekte olan yağın içerisindeki parçacıkları tutarak tanka temiz yağın gitmesini sağlarlar. Dönüş filtresi de tıpkı diğer filtrelerde olduğu gibi sistemden dönen en yüksek yağ debisini içerisinden geçirebilecek büyüklükte seçilmeli ve mümkün olduğu kadar by-pass valfinin çalışmasına müsaade etmeden işlevini tamamlayabilmelidir. Filtrelerdeki akıştan dolayı oluşan basınç kayıpları enerjinin tüketimi açısından önemlidir. Enerji tüketimini azaltabilmek için filtrelerdeki basınç kaybının mümkün olduğunca az olması gerekir. Filtre üreticileri, filtre seçimi için debi ve basınç kaybına bağlı olarak tablo ve grafikler hazırlarlar. Bu grafiklerin oluşturulabilmesi için deneysel ve ölçüsel metotlar kullanılır.



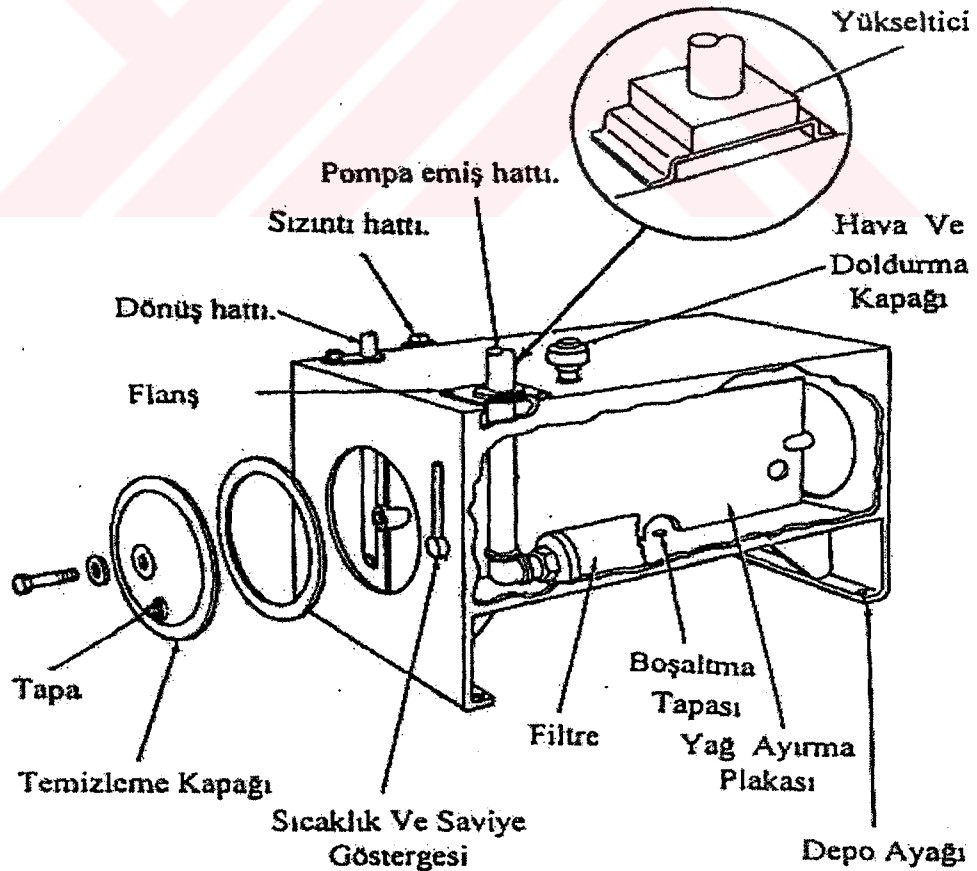
Şekil 2.36 Basınç filtresi (filtre başlığı (1), gövde (2), filtre elemanı (3))



Şekil 2.37 Dönüş filtresi (filtre başlığı (1), gövde (2), filtre elemanı (3))

2.11 Hidrolik Depolar

Hidrolik sistemde kullanılmak üzere yağın depo edilmesi gerekir. Açık devre sistemlerde hidrolik depoların hacmi pompa debisinin (lt/dak) en az 3 misli (lt) olması gerekir. Soğutma ihtiyacı arttıkça depo hacmi büyütülür. Depolarda uygun yerleştirilmiş emiş ve dönüş boruları ile temizleme kapakları bulunur. Büyük depolarda yağ sirkülasyonunu sağlayacak bölmeler kullanılır. Depo üzerine hidrolik elemanlar ile pompa ve motor gruplarının montajı mümkündür. Pompa motor akuplajı üç şekilde gerçekleştirilir: V1 modeli tasarımında pompa motor grubu, depo üst sacı uygun şekilde kesilerek pompa deponun içinde kalacak şekilde düşey olarak yerleştirilir. Bu tip tasarımda sesten daha iyi bir izolasyon sağlanmasına karşın pompa bakımı güçleşir. B3 modelinde depo, pompa ve motor üzerine monte edilmiş olan profiller üzerine ayak bağlantılı olarak bağlanır. Depo ile profiller arasına titreşimleri sönmölemek ve ses izolasyonu sağlamak üzere lastik elemanlar yerleştirilir. Bu bağlama şeklinde pompa ile motor millerinin karşılıklı olması gerekir. B5 modelinde ise pompa motor grubu flanş üzerinden depoya tutturulur.



Şekil 2.38 Hidrolik depo

2.12 Hidrolik Akışkanlar

Bir hidrolik sistemin tasarımında elemanların seçimi ve montajı kadar hidrolik akışkan seçimi de makinanın ömrü ve yüksek performansta çalışabilmesi için göz önünde bulundurulması gereken bir husustur. Hidrolik sistemlerde günümüzde genellikle organik bazlı madeni yağlar kullanılmaktadır. Bunlar genellikle petrol türevli akışkanlar olup, sentetik esaslı yada özel imal edilmiş yanmaz türden akışkanlarda olabilir. Hidrolik sistemlerde kullanılan yağlardan güç iletiminin yanı sıra bazı özelliklere de sahip olmaları istenir. Bunlar;

- Yağlayıcı özellikte olup hareketli kısımları yağlayabilmelidir.
- Hidrolik sistemi soğutmaya yardımcı olmalıdır.
- Parçalar arasında sızdırmazlık sağlayabilmelidir.
- Paslanmayı ve asidik reaksiyonları önleyebilmelidir.
- Depo içerisindeki yüzeylerin çamurlaşmasını, boyanın dökülmesini engellemelidir.
- Geniş sıcaklık aralığında özelliğini koruyabilmelidir.
- Conta o-ring vb. bağlantı elemanlarına zarar vermeyecek nitelikte olmalıdır.
- Yangın tehlikesi oluşturmamalıdır.
- Su ile birleşmemelidir.

Yukarıda sayılan özellikleri ihtiva eden yağın viskozitesinin, donma buharlaşma noktalarının, yağlayıcılık özelliğinin, oksidasyon ve paslanmaya karşı gösterdiği direncin, içerisindeki katıkların uygun özellikte olması gerekmektedir.

2.13 Bağlantı Elemanları ve Akışkan İletiminde Kullanılan Malzemeler

Hidrolikte sabit noktalar arası bağlantılarda dikişsiz hassas çelik çekme borular, hareketli noktalara olan bağlantılarda ise hidrolik hortumlar kullanılır.

2.13.1 Çelik Çekme Borular

Çelikten imal edilmiş borular endüstriyel ve mobil hidrolik sistemlerde geçmişte ve günümüzde akışkan iletiminde kullanılan en uygun çözümdür. Hidrolik sistemlerde paslanmaz çelikten imal edilmiş olan borular korozyona ve kirliliğe karşı olan dirençleri sebebi ile bazı uygulamalarda kullanılır. Borular ve fittings malzemeler ölçüsü ve et kalınlığına göre sınıflandırılır. Borular kullanım basıncına göre farklı et kalınlıklarında imal edilirler. Standart, extra ve ağır tip çeşitleri mevcuttur. Ancak aynı çaptaki borular

karşılaştırıldığında dış çaplarının değişmediği, iç çap ölçüsünün ise et kalınlığının artmasıyla birlikte azaldığı görülmektedir. Böylece normal ölçü değeri belirli olan farklı sınıftaki hidrolik borulara, anma ölçüsü aynı bağlantı parçaları ile bağlantı yapabilmek mümkün olmuştur.

2.13.2 Esnek Hortumlar

Hortumlar hidrolik sistemlerde hareketli parçalara güç iletimi için kullanılır. Çoğu hidrolik hortumların sınıflandırılması SAE JS 17 standardına göre yapılır. Bu standardın temelini hidrolik hortumda oluşan katmanlarda kullanılan hortum malzemesi ve çelik örgülü katman sayısı belirlemektedir. Hidrolik sistemlerde dikkat edilecek husus en yüksek çalışma basıncına dayanıklı ve kullanılan akışkana uygun malzemeden imal edilmiş hortum kullanılmasıdır.

2.13.3 Bağlantı Elemanları

Hidrolik sistemlerde sıkça kullanılan fittings malzemeler boruların ve hortumların birbirine bağlanabilmeleri için, sistemde kullanılan komponentlerin ilgili yerlere montajını sağlamak için kullanılırlar. Sıkça kullanılan bağlantı elemanları rakorlar, yüksükler, dirsekler, T parçası, manşon, lüle, redüksiyon, nipel vb. olarak sıralanabilirler. Bağlantı elemanları bağlantı çaplarına göre metrik yada İngiliz ölçü sistemleri ile adlandırılırlar. Sistemde kaçakların olmaması için hassas imal edilmiş olmaları gerekmektedir. Sızdırmazlığın sağlanabilmesi için o-ring, keçe, nutring vb. gibi genellikle lastik yada kauçuktan imal edilen sızdırmazlık malzemeleri hidrolik sistemlerde sıkça kullanılır.

2.14 Tamamlayıcı Elemanlar

Tamamlayıcı elemanlar sözcüğü bu elemanların hidrolik sistemdeki öneminin yanında yanlış bir izlenim bırakmaktadır. Bunlar hidrolik sistemde kumanda ve fonksiyonların emniyetle yapılabilmesi için kullanılan enerji iletim ve kumanda elemanları kadar önemli hidrolik elemanlardır. Başlıca tamamlayıcı elemanlar basınç anahtarları, çok devreli manometre koruma valfleri, basit manometre koruma valfleri, basınç denetim üniteleri, soğutucular, elektrikli tamamlayıcı elemanlardır.

2.15 Temel Hidrolik Prensipleri ve Temel Hidrolik Elemanların Matematiksel İncelenmesi

2.15.1 Akışkan Debisi

Bir boru yada orifisten geçen akışkanın miktarı, akış alanı ile ortalama akış hızının çarpımına eşittir.

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} V \quad (2.2)$$

Burada Q, akışkan debisini; D, boru çapını; V, akışkanın ortalama çıkış hızını göstermektedir.

2.15.2 Akış Çeşitleri

Akışın türü ya laminar ya da türbülans'dır. Laminer akışta, akışkan zerrelere akış yönünde, düz bir çizgi üzerinde ilerlerler. Bu çeşit akışa, düzgün yada viskoz akış denir. Bir yüzeydeki laminar akışta, akışa karşı oluşan direncin sebebi akışkanın viskozitesi olup; yüzey pürüzlülüğünün herhangi bir direnç etkisi yoktur. Laminer akış koşulları altında bir borudaki basınç düşüşü, akışkanın viskozitesi ve akışın hızı ile doğru orantılıdır.

Türbülanslı akışta, akışkan zerrelere akış yönünde rasgele hareket halindedir. Türbülanslı akış, viskoz akış hızından daha yüksek hızlarda oluşur. Sabit koşullar altında, viskoz akıştan türbülanslı akışa geçme, Reynold sayısı (Re), 2000 ile 3000 arasında bir değere ulaştığı zaman olur. Sürekli akış koşulları altında, $Re < 2000$ iken viskoz akış ve $Re > 3000$ iken türbülanslı akış görülür. Bu iki değer arası, geçiş halidir ve akış her iki türden de olabilir. Reynold sayısı birimsiz bir parametredir .

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (2.3)$$

Burada V, ortalama akış hızını; D, akış yüzeyinin lineer boyutunu ve dairesel bir boru için çapı ve ν , akışkanın kinematik viskozitesini gösterir.

2.15.3 Akışkanın Sıkıştırılabilirliği

Hidrolik akışkanlar, sıkıştırılabilme özelliğine sahiptirler ve bu özellik hidrolik sistem dinamiğini etkileyen önemli bir faktördür. Akışkanın sıkıştırılabilirliği esneklik modülü (β) ile

tanımlanır. Bu terim sıkıştırılabilirliğin tersidir ve değeri arttıkça hidrolik akışkanın rijitliği artar. Hidrolik sistemin doğal frekansı esneklik modülüne bağlı olarak hesaplanır.

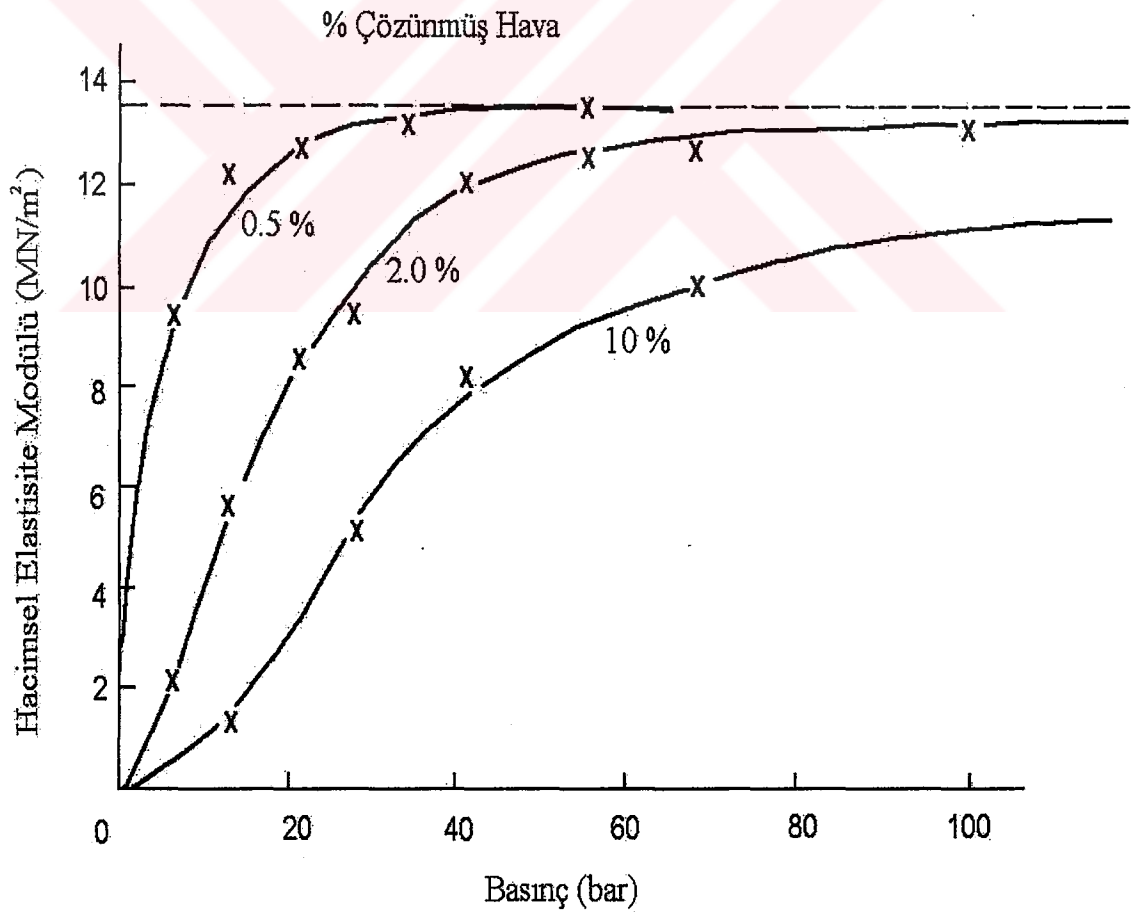
Esneklik modülünün değeri sıcaklık ve basınca bağlıdır. Basınçla doğru, sıcaklıkla ters orantılıdır. Atmosfer basıncında ve V_0 hacminde bir akışkanı, P basıncında V hacmine sıkıştıralım. Aşağıdaki ifadeleri elde ederiz:

$$\text{İzotermal tanjant esneklik modülü } \beta_T = -\left(\frac{\partial P}{\partial V}\right)_T \quad (2.4)$$

$$\text{İzantropik tanjant esneklik modülü } \beta_T = -\left(\frac{\partial P}{\partial V}\right)_s \quad (2.5)$$

T ve s sabit sıcaklık ve entropiyi simgelemektedir. (1.4) ve (1.5) ifadelerinden esneklik modülünün genel ifadesini yazabiliriz:

$$\beta = -V \frac{\Delta P}{\Delta V} \quad (2.6)$$



Şekil 2.39 Akışkan içerisinde çözünmüş hava miktarına göre hacimsel elastisite modülünün (β) değişimi (Kutlu, 1988)

2.15.4 Silindir Formülleri

Hidrolik silindirlerde matematiksel inceleme yapmak için çift etkili bir silindir ele alalım. “D” silindir çapı, “d” piston kolu çapı, “P₁” piston tarafındaki basınç, “P₂” piston kolu tarafındaki basınç, “Q” giriş debisi, “q_E” çıkış debisi (pistonun uzama konumunda), “q_R” çıkış debisi (pistonun içeride olduğu konumda) olsun.

$$\text{Statik itme kuvveti} = (\pi/4)[P_1 D^2 - P_2 (D^2 - d^2)] \quad (2.7)$$

Dinamik itme kuvveti; sızdırmazlık elemanı sürtünmesi, akışkan sürtünmesi, piston ataleti, vs.’den dolayı, statik itme kuvvetinden daha küçüktür. Dinamik itme kuvveti yaklaşık olarak statik itme kuvvetinin 0.9 katıdır. Eğer Q silindirin ön tarafından giren akışkan debisi ve q_E’de kol tarafından çıkan akışkan debisi ise;

$$\text{Piston Hızı} = Q/(\pi D^2/4) = q_E/(\pi/4)(D^2 - d^2) \quad (2.8)$$

$$q_E = Q(D^2 - d^2)/D^2 \quad (2.9)$$

Eğer L piston stroku ise, uzama için gereken zaman;

$$\text{Uzama zamanı} = (\pi D^2/4)L/Q \text{ veya } t = \pi D^2 L/4Q \quad (2.10)$$

Çekilme koşullarında, Q akışı pistonun kol taraf ucunu etkiler ve ön taraftan çıkan akış q_R olur.

$$\text{Statik itme kuvveti} = P_2(\pi/4)(D^2 - d^2) - P_1(\pi/4)D^2 \quad (2.11)$$

Dinamik itme kuvveti de uzama koşullarında olduğu gibi, çekilme koşulları için statik itme kuvvetinin 0.9 katıdır.

$$\text{Piston Hızı} = Q/(\pi/4)(D^2 - d^2) = q_R/(\pi/4)(D^2) = q_R/(\pi/4)(D^2) \quad (2.12)$$

Bu nedenle;

$$q_R = QD^2/(D^2 - d^2) \quad (2.13)$$

Çekilme stroku sürecinde, silindirden çıkan akışkan debisi, silindire giren akışkan debisinden daha büyüktür. Parçaların boyutları belirlenirken, bu özellik göz önünde bulundurulmamalıdır.

$$\text{Çekilme zamanı} = (\pi/4)(D^2 - d^2)L/Q \quad (2.14)$$

Her iki uca aynı düzeyde akış debisi girdiğini varsayar ve stroklar arasındaki değişim zamanını göz ardı edersek, pistonun bir tam (uzama/çekilme devri için geçen zaman):

$$\text{Çevrim zamanı} = [(\Pi/4) (D^2) + (\Pi/4) (D^2 - d^2)] L / Q \quad (2.15)$$

2.15.5 Pompa Formülleri

“ D_p ” pompanın her tam devrinde oluşturduğu yer değiştirme; “ n_p ”, pompa devir hızı; “ P_p ”, pompanın içinde oluşan basınç artışı olsun.

$$\text{Teorik besleme hacmi} = D_p n_p \quad (2.16)$$

$$\text{Teorik giriş torku} = D_p P_p / 2\Pi \quad (2.17)$$

“ Q_p ”, pompanın gerçek çıkış hacmi; “ T_p ”, pompa tahrik milindeki giriş torku olduğunda, sırasıyla hacimsel verim ($p\eta_v$), tork veya mekanik verim ($p\eta_t$) ve toplam pompa verimi ($p\eta_o$) ifadeleri şöyledir:

$$p\eta_v = Q_p / D_p n_p \quad (2.18)$$

$$p\eta_t = D_p P_p / 2\Pi T_p \quad (2.19)$$

$$p\eta_o = p\eta_v p\eta_t \quad (2.20)$$

2.15.6 Hidrolik Motor Formülleri

“ D_m ”, motorun her bir tam devrinde oluşturduğu yer değiştirme; “ n_m ”, motorun dönme hızı ve “ Q_m ” motora giren akışkanın debisi olduğunda, sırasıyla hacimsel verim ($m\eta_v$), tork veya mekanik verim ($m\eta_t$) ve toplam motor verimi ($m\eta_o$) ifadeleri şöyledir:

$$m\eta_v = D_m n_m / Q_m \quad (2.21)$$

$$m\eta_t = 2\Pi T / P_m D_m \quad (2.22)$$

$$m\eta_o = m\eta_v m\eta_t \quad (2.23)$$

3. PRESLER VE PRES ÇEŞİTLERİNİN TANITILMASI

3.1 Tahrik Tarzlarına Göre Preslerin Sınıflandırılması

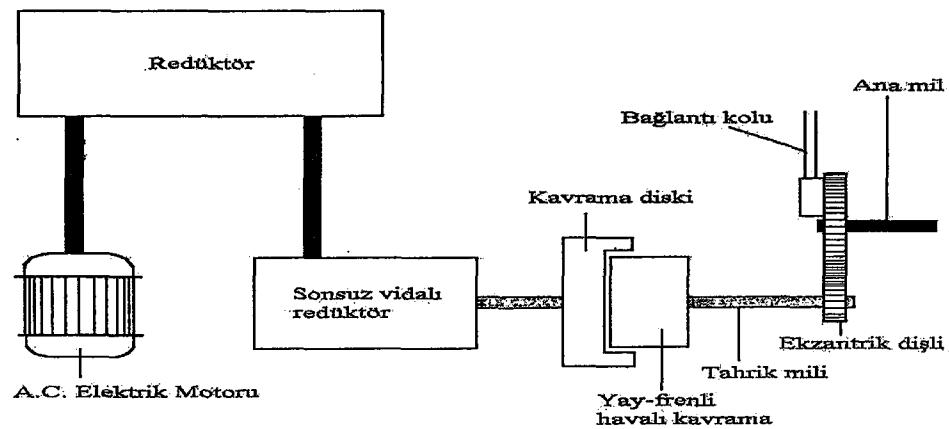
Presler basma makinalarıdır. Düşey olarak hareket eden pres başı tarafından uygulanan basınçla, iş parçası şekil değiştirir. Presler güç kaynağına göre mekanik ve hidrolik presler olarak ikiye, sıkıştırma tekniklerine göre de üçe ayrılabilir.

3.1.1 Mekanik Presler

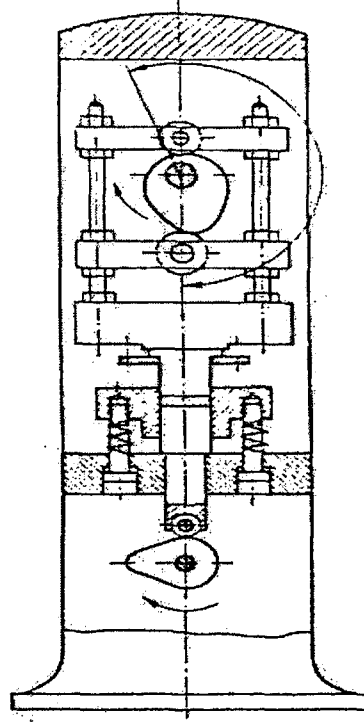
Mekanik presler, zımba ve kalıp hareketlerinin mekanik olarak sağlandığı preslerdir. Bu preslerde kalıp ve zımba hareketleri kamlarla veya krank biyel mekanizmalarıyla sağlanır.

Mekanik presler düşük ve orta kuvvet (genellikle 1000 kN'a kadar) gerektiren orta ve küçük boy parçaların imalatında ve birim zamanda daha fazla parça imal edilmek istendiğinde tercih edilirler. Mekanik preslerde dakikada 20 ile 100 arası parça üretmek mümkündür. Bu sebeple seri üretime elverişlidirler. Mekanik preslerin kurs boyu sabittir ve üretim hızı değişmez. Azami basınca kursun alt noktasında ulaşılır. Ayrıca mekanik presler hidrolik preslere nazaran daha ucuzdur.

Mekanik preslerde tahrik grubu bir AC elektrik motoru, bir dişli kutusu, sonsuz vidalı redüktör ve kavramadan oluşur. AC motordan alınan hareket, redüktör ve sonsuz vidalı redüktör vasıtasıyla havalı kavramaya gelir. Kavrama hareket iletimini ve işlem hassasiyetini sağlamanın yanında aynı zamanda acil durumda durma zamanını minimuma indirir. Hareket, kavrama vasıtasıyla da tahrik milinden ana mile gelir. Buradan hareket, kamlar ve biyel kolları vasıtasıyla kalıp ve zımbalara iletilir.



Şekil 3.1 Mekanik preslerde tahrik grubu



Şekil 3.2 Mekanik pres

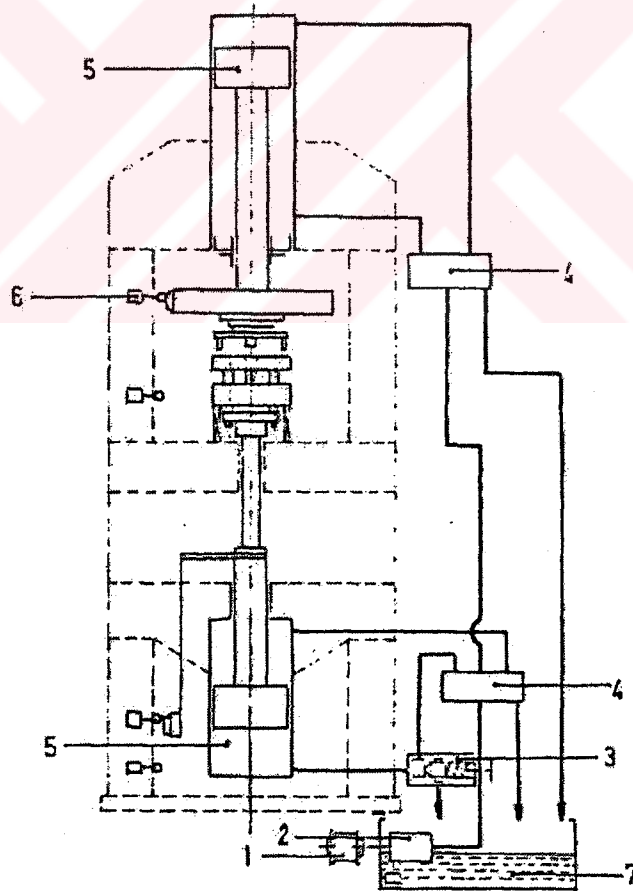
3.1.2 Hidrolik Presler

Hidrolik preslerde pres başı, hidrolik veya pnömatik bir sistem tarafından hareket ettirilir. Kapasiteleri 300-50.000 ton arasındadır. Hidrolik preslerde işlem sırasında hız ve basınç kontrolü mümkündür. Böylece yüksek şekil değiştirme hızlarında hasara uğrayan malzemelerin, düşük hızlarda şekillendirilmesi mümkün olur.

1795'te patenti Joseph Bramah tarafından alınan ilk hidrolik pres, Pascal Kanununa dayalı olup, tek etkili silindir ve bir el pompasından oluşmakta idi. Bu sistem günümüzde de taşınabilir küçük donanım biçiminde; örneğin hidrolik taşıt krikoları, taşıt kaldırıcıları ve taşınabilir kaldırma donanımları olarak, yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bütün uygulamaların temel devresi, yerçekimi dönüşlü bir silindiri besleyen bir el pompası ve silindirden depoya giden hat üzerindeki; el kumandalı durdurma valfinden oluşur. Ayrıca el pompasının içerisine bir emniyet valfide yerleştirilebilir. El pompaları taşınabilir donanımların birçoğu için idealdir. Ancak, endüstriyel uygulamaların büyük bir kısmı için, bu sistem yeterince esnek değildir ve çok yavaştır. Modern pres tezgahlarında strokun büyük bir kısmı çoğunlukla pres kalıplarını kapatmak için kullanılırken, geri kalan kısmı fiilen gerçek iş için kullanılır. Büyük preslerde çevrim zamanını kısaltmak için alçak itmede kalıbın hızlı kapanmasını, yüksek itmede daha yavaş hızın izlenmesi gerekir.

Hidrolik bir sistemle hareket ettirilen bir hareketli plaka, iki sabit plakadan oluşan hidrolik presler çok değişik şekillerde dizayn edilebilir. Genellikle “koç” tabir edilen hareketli plaka iş parçasına basınç uygulanmaya başlandığı zaman düşük bir hızla harekete devam eder. Presleme kuvvetinin kontrol edilebilmesi, kalıptaki işin akış hızının da kontrol altında tutulabilmesini sağlar. Bu durum, toleransları dar sınırlar içinde parçaların imalatında avantajlıdır.

- Basınç kontrol valfi sayesinde strokun herhangi bir noktasında basınç istenilen değere ayarlanabilir.
- Şekil değişim hızı kontrol edilebileceği gibi, gerektiği taktirde strok sırasında değiştirilebilir.
- Sıcak iş parçasından kalıba aşırı ısı iletiminin problem olmadığı ve engellendiği hallerde darbe iletiminin az olması nedeni ile kalıp ömrü uzun olur.
- Presleme kuvveti tamamen yere iletilmez.
- Mekanik presler gibi vuruntulu çalışmadığından, gürültü meydana gelmez.
- 1 tondan 5000 tona kadar hidrolik pres üretimi gerçekleştirilmektedir.



Şekil 3.3 Hidrolik presin yapısı ve tahrik grubu elemanları (motor (1), pompa (2), basınç kontrol valfleri (3), yön kontrol valfleri (4), hidrolik silindir-piston takımı (5), swichler (6), depo (7))

3.2 Hidrolik Preslerin Sınıflandırılması

Hidrolik presleri dört ana sınıfta toplayabiliriz. Bunlar: sıkıştırma (toz hammadde) presleri, metal işleme presleri, lastik presleri ve özel amaçlı preslerdir.

3.2.1 Sıkıştırma (toz hammadde) Presleri

Bu preslerde, toz hammaddeleri kalıbın içinde sıkıştırmak suretiyle ve kimi zamanda ısı yardımıyla kalıbın şeklini aldırarak mamül elde etme işlemi uygulanır. Bu preslerde “koç” genellikle aşağıdan yukarıya sıkıştırma yapar (kontraplak presleri hariç). Bu tür preslerin tamamına yakınında, koçun iş üzerindeki hızı 2-4 mm/s’dir. Çalışma basıncı yine tamamına yakınında max. 200-250 bar olarak kullanılır. Bu gruptaki tüm preslerin ortak özelliği, pres istenen basınca ulaştığında, bir müddet basınç altında beklemesi istenir. Çünkü bu, hammaddenin kalıbın şeklini alması açısından önemlidir. Fakat bu sıkıştırma işlemi için, melamin presleri, polyester presleri, kontraplak presleri ve bazı tuğla preslerinde alt plaka ve koç plakaya bağlı birer adet ısıtıcı plaka veya ısıtıcı kalıp kullanılır ve gereken ısı değeri yaklaşık olarak 120-200 °C’dir. Bu preslerde ısıtıcı plaka yardımıyla toz hammadde kalıp içerisinde pişirilir ve basınç altında bir süre bekleyerek hammaddenin kalıp içerisinde yayılarak kalıbın şeklini alması istenir. Isıtıcı plakalar genellikle fişek rezistanslı olarak kullanılır. Bunun yanında kalıptan ısıtmalı ve buhar ısıtmalı preslerde (özellikle kontraplak presleri) mevcuttur.

Sıkıştırma presleri genel olarak kolonlu tipte imal edilirler. Pres dört kolon ile sabitlenir. Fakat özellikle kontraplak presleri olmak üzere bazı melamin presleri, alttan baskılı tip veya H tipi yapılırlar. Ayrıca bu tür preslerde fazla bir strok ihtiyacı yoktur. Bazı melamin presleri ve seramik preslerinde kalıp içinden mamülü çıkarmak için küçük bir itici kullanılır.

Sıkıştırma presleri genel olarak melamin presleri, seramik presleri, tuğla presleri, polyester presleri, mobilya presleri, balata presleri, bakalit presleri, BTB presleri ve kontraplak presleri olarak gruplandırılabilir.

3.2.2 Metal İşleme Presleri

Bu gruptaki presler ikiye ayrılır. Bunlar hidrolik derin çekme presleri ve form presleridir. Hidrolik derin çekme presleri, tip ve yapı olarak diğer preslere benzemekle beraber ekstra

sistemler ve aksesuarlar ile donatılmıştır. Genel olarak iş üstündeki hızları 10-20 mm/s olarak üretilirler. İş üstündeki hızın ayarlanabilmesi önemlidir. Çünkü metallerin derin olarak çekilmesi işlemlerinde her metalin çekilme hızı farklı olabilmektedir. Bu yüzden iyi ayarlanmayan çekme hızı sonucunda malzemede istenmeyen patlamalar, yırtılmalar ve kötü yüzey kalitesi oluşabilir. İşletme basınçları 250 bar (max.) civarındadır. Form presleri, endüstride çoğunlukla metallerin bükülmesi, doğrultulması, ezilmesi, dövülmesi, kesilmesi vs. işlemlerinde kullanılır. Form presleri ve derin çekme preslerinde ısıtıcı plakalar bulunmaz. Form presleri derin çekme preslerine göre daha basit yapıdadırlar. Nadir olarak presleme işleminden sonra bir hidrolik silindir yardımıyla mamül kalıptan çıkarmak gerekir.

Hidrolik derin çekme presleri genel olarak mutfak eşya endüstrisinde, otomotiv yedek parça endüstrisinde (özellikle kaporta imalatı), süs eşyaları endüstrisinde, filtre imalatı endüstrisinde, tüp gaz endüstrisinde kullanılır.

Form presleri mevcut presler içerisinde en geniş kullanım sahasına sahip olup, metale herhangi bir form verme, bükme, delme vs. gibi işlemin uygulandığı her sektör olabilir.

3.2.3 Lastik Presleri

Bu preslerde çalışma ilkesi olarak sıkıştırma presleri gibidir. Yine bu preslerde lastik hammaddesi yoğrulur ve büyük parça halinde kalıba konur. Bu preslerde pres baskıya geçtiği zaman I. baskıda, lastiğin kalıbın şeklini almasıyla birlikte içerisinde bulunan bir miktar havanın dışarı atılması gerekir. Bu sebepten ötürü bu preslerde gaz atma sistemi denilen bir sistem bulunur. Lastik presleri otomotiv yedek parça sektöründe (lastik esaslı), ayakkabı taban sektöründe ve hidrolik ve pnömatik sızdırmazlık elemanlarında kullanılır.

3.2.4 Özel Amaçlı Presler

İsminden de anlaşılacağı gibi bu presler, amaç doğrultusunda yapılan preslerdir. Bu presler genellikle zemine dik bir şekilde imal edilirler. Müşterinin amacı ve isteği doğrultusunda yatay olarak da imal edilenler vardır. Bu preslere misal vermek gerekirse demir çelik sanayisindeki pota ocakları sürgü plakaları üretimi, gaz üfleme sistemleri konileri özel amaçlı preslerle yapılmaktadır.

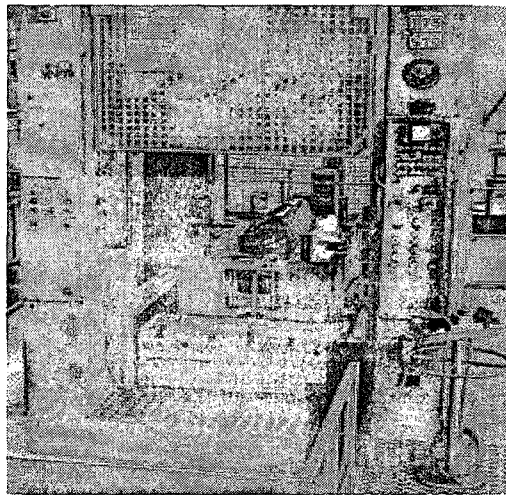
3.3 Derin Çekme Presleri

Modellemede kullanacağımız derin çekme presinin hidrolik devre şeması şekil 3.5’de verilmiştir (Schmitt 1981; Özcan, 1990). Şemadaki başlıca devre elemanları şunlardır.

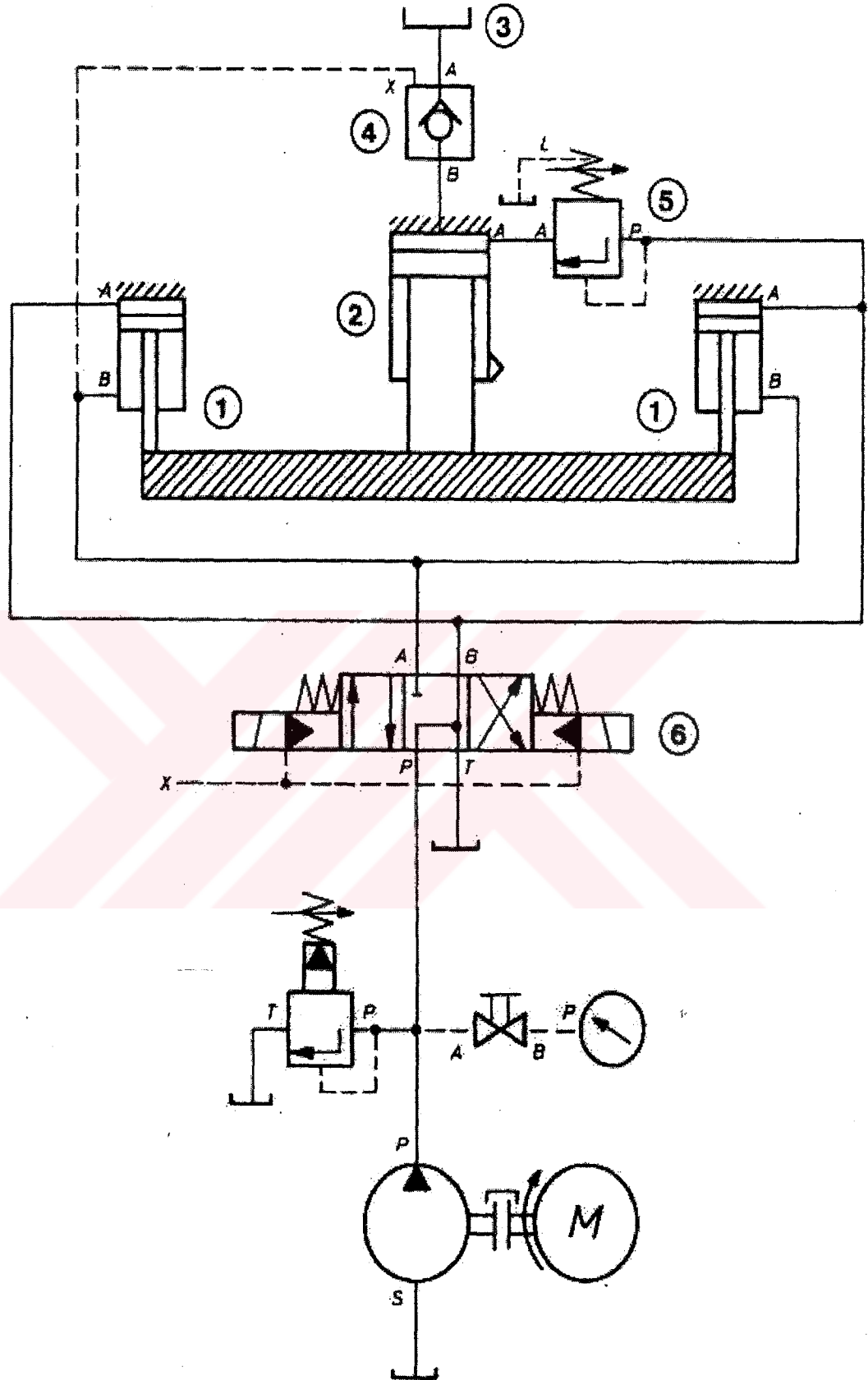
- 1: Hızlandırıcı çift etkili hidrolik silindir
- 2: Tek etkili ana silindir
- 3: Depo
- 4: Ön uyarılı çek valf
- 5: Sıralama valfi
- 6: 4/3 yön kontrol valfi

Derin çekme preslerinde büyük kuvvetlerin sağlanmasında genellikle geniş çaplı silindirler kullanılır. Pres pistonunu hızlı hareket ettirmek için çok yüksek debili pahalı pompalar yerine ön doldurma valfleri tercih edilir. Bunlar ilke olarak ön uyarılı çek valflerdir. Pres tablası en üst konumda olduğunda 4/3 yön denetim valfi sağdaki çalışma konumuna getirilirse yağ hızlandırma silindirine (1) ulaşarak pres tablasını aşağı doğru hareket ettirir. Büyük silindirin yağ gereksinimi üstteki depo 3’den ön uyarılı çek valf (4) üzerinden sağlanır. Pres tablası iş parçasına temas ettikten sonra direnç artar ve sistemde basınç yükselir. Ayarlanan basınca ulaşıldığında sıralama valfi (5) açılır ve akışkan pres tablasının geniş silindirine dolar.

Her iki silindirin piston yüzeyleri sistem basıncı etkisinde olup ön doldurma valfi kapatılmıştır. Dönüş strokunda hızlandırma silindirinin piston tarafı (A) depoya bağlanırken piston kolu tarafı (B) akışkanla doldurulur. Aynı anda ön doldurma valfinin x kanalına uyarı basıncı etki ederek kapama elemanı yuvasından kaldırılır ve yağ depoya gönderilir.



Şekil 3.4 300 mm’lik silindir stroku olan bir derin çekme presi



Şekil 3.5 Simülasyonda kullanılan ve küçük parça imalatı için tasarlanmış bir derin çekme presi devresi (Schmitt, 1981; Özcan, 1990)

3.4 Hidrolik Derin Çekme Preslerinin Tahrik Sistemlerinin Gelişimi

Hidrolik derin çekme presleri dünya endüstrisinde kullanılmaya başlamadan önce mekanik tahrikli preslerle derin çekme işlemi yapılmaktaydı. Fakat mekanik tahrikli bu preslerle (eksantrik presler, friksiyon presleri vs.) hız ayarı, kuvvet ayarı yapılamadığından şu anda yapılan derin çekme işlemlerini gerçekleştirmek imkansız hale gelmişti. Hatta yüzey ve çekme kalitesinde de istenen seviye yakalanamamaktaydı.

1930'lu yıllardan itibaren yaygınlaşmaya başlayan hidrolik tahrikli pres uygulamaları derin çekme preslerinde de uygulanmaya başladı. Bu ilk uygulamalarda kullanılan hidrolik üniteler günümüzde kullanılan ünitelere göre çok ilkel ve basit idi. Misal olarak günümüzde kullanıldığı gibi çeşitli, uzun ömürlü pompa ve valfler yoktu. Hidrolik üniteyi tasarlayan mühendisler, genellikle pompa ve valfleri de kendileri tasarlamak zorundaydı. Özellikle kullanılan valfler günümüzdeki gibi selenoid valfler gibi imal edilmemekteydi. Yön denetim valflerindeki yön kontrolünü, yön denetim valflerinin sürgü hareketlerini ayrı bir yerden sağlanan yağ basıncı ile sağlamaktaydılar.

Teknolojik gelişmeyle birlikte sızdırmazlık elemanlarında ve buna paralel olarak pompalar ve valflerde gelişmeler yaşanmaya başlandı. Yön denetim valflerinde yön kontrolü, elektrik sinyali ile manyetik alan oluşturarak valf çekirdeğine hareket vermek suretiyle yapıla geldi. İlk zamanlarda yön denetim valfleri çok büyük bir gövdeye sahip olup, üniteye montajları güçtü. Bu yüzden üniteler çok karışık, kalabalık olup bakımı zordu. Daha sonraları valflerin boyları küçüldü, pompalar küçüldü özellikleri arttı. Özellikle 70'li yıllardan sonra hidrolik ekipmanlarda büyük gelişmeler yaşandı. Selenoid valfler gelişerek servo ve oransal valfler kullanılmaya başlandı. Pompalarda ise çeşitler arttı ve pompaların debileri ayarlanabilir hale geldi. Günümüzde ise büyük preslerde tamamen lojik valfler ve değişken debili pistonlu pompalar kullanılmaktadır.

3.5 Derin Çekme Preslerinin Çeşitleri ve Konstrüksiyonu

3.5.1 Derin Çekme Pres Tipleri

Derin çekme presleri, kolonlu ve H tipi olarak imal edilirler. Kolonlu tipler 4 kolonlu, H tipi olanlar ise monoblok tarzda kaynak konstrüksiyonludur.

3.5.2 Kuvvet Kapasiteleri

Derin çekme presleri 50-3000 ton arası kapasitelerde üretilirler. Genel olarak 50-500 ton arası yaygın olarak kolonlu tip, 500-3000 ton arası kapasitelerde H tipi olarak monoblok tarzda üretilirler.

3.6 Hidrolik Derin Çekme Preslerinin Tasarım Kriterleri

3.6.1 Kapasiteler

Buradaki kapasiteden anlaşılan presin üretililebileceği gün veya saatte mamül adedidir. İstenen kapasiteyi elde edebilmek tamamen presteki hidrolik silindirin hızları ile ilgilidir. Bunlar boşta iniş hızı, iş üstündeki hızı, yastıklama hızı ve geri dönüş hızıdır.

3.6.2 Baskı Hızı

Derin çekme preslerinde baskı hızı malzeme kalitesine göre değişmektedir. Bu hız paslanmaz çelik, çekme sacı, pirinç, alüminyum vs. gibi çekme işleminin sıkça uygulandığı malzemelerde aynı değildir. Hatta baskı hızı aynı malzemeden iki değişik tipteki kabın derin çekilmesinde de farklıdır. Bu farklılığı sağlayan faktörleri şöyle sıralayabiliriz:

- Parçanın geometrisi
- Parçanın kalınlığı
- Yağlayıcılar
- Baskı plakası basıncının ayarlanması
- Kalıbın kalitesi

Çeşitli silindirik parçaların çekilmesinde çeşitli malzemeler için optimum çekme hızları aşağıdaki gibidir (Başer, 1999).

Çinko	20 mm/s
Paslanmaz çelik	2-20 mm/s
Çelik	5-280 mm/s
Alüminyum	10-500 mm/s
Pirinç	15-750 mm/s

3.6.3 Kuvvet

Hidrolik derin çekme preslerinin tasarım kriterlerinin en ön sırasında çekme kuvvetine göre tasarım yapılması gelir. İmal edilecek mamüle göre çekme kuvveti belirlenir. Fakat bu belirlemeden önce derin çekme işleminin türü tespit edilmiş olmalıdır (baskı plakalı çekme, baskı plakasız çekme, çevirme çekme vs.). Yanlış tespit edilecek çekme kuvvetine göre imal edilen bir derin çekme presi kullanıcının istediği baskı hızını, malzeme kalitesini ve imal edeceği malzeme için gerekli çekme kuvvetini ve baskı plakası basıncını elde edemez. Misal olarak 100 ton kapasiteli bir derin çekme presinde imal edilebilecek mamülleri 250 tonluk bir hidrolik preste imal edersek;

- Üretim kapasitesi düşer.
- Gereksiz enerji sarfıyatı olur.
- Presin kullanımı zorlaşır.

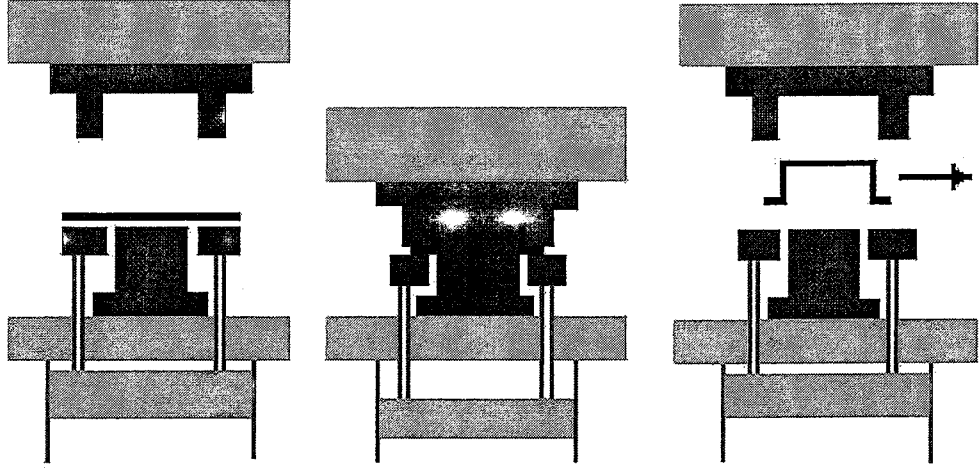
3.6.4 Malzeme ve Özellikleri

Derin çekme preslerinin konstrüksiyonunda malzeme seçimi önemli bir rol oynar. Çünkü bir pres her geometrideki, her kalınlık ve kalitedeki malzemelere çekme işlemini uygulayamaz. Bu yüzden bir derin çekme presi tasarlanırken dikkate alınacak en önemli noktalardan birisi malzeme ve özellikleridir. Çünkü üretilmek istenen mamülün geometrisi ve malzemesi derin çekme için uygulanacak baskı kuvveti ve çekme kuvvetinin tayininde önemli bir rol oynar.

3.6.5 Sıcaklık

Ortamın sıcaklığı eğer presin çalışmasını etkileyecek derecede ise hidrolik üniteye makinanın daha sağlıklı çalışması için ek donanımlar konur. Sıcak bir ortamda çalışan bir pres için yağın çabuk ve normalden fazla ısınması söz konusudur. Bu ısınma sistem yağının ömrünün azalmasına, sızdırmazlık elemanlarının bozulmasına ve aşırı sıcak yağdan dolayı zamanla borulardan kopan çok ufak partiküllerin birikerek valflerde, pompada arızalar meydana getirmesine yol açabilir. Bu yüzden sıcak bir ortamda çalışan bir derin çekme presinin tasarımı aşamasında hidrolik üniteye bir soğutucu eklenmelidir. Bu soğutucu havalı veya sulu soğutucu olabilir. Sulu soğutucu (eşanjör) ile soğutmayı sağlayabilmek için bir su kulesinin kurulması gerekir. Burada önemli bir nokta, soğutucu seçimini yapılırken dikkat edilmesi gereken husus makinanın 24 saat çalışacağı kabul edilmelidir. Eğer pres soğuk bir ortamda

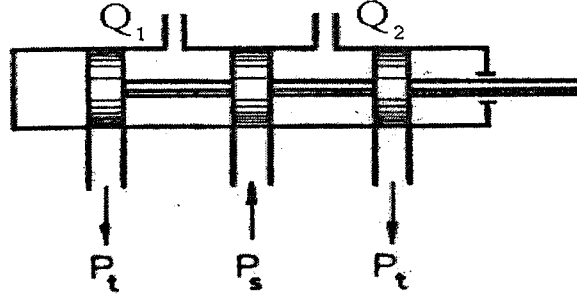
çalışacaksa hidrolik üniteye bir ısıtıcı eklenmelidir. Bu sayede makinanın verimli bir şekilde çalışabilmesi için gerekli önlemler alınmış olur.



Şekil 3.6 Bir sacın preste çekilmesi

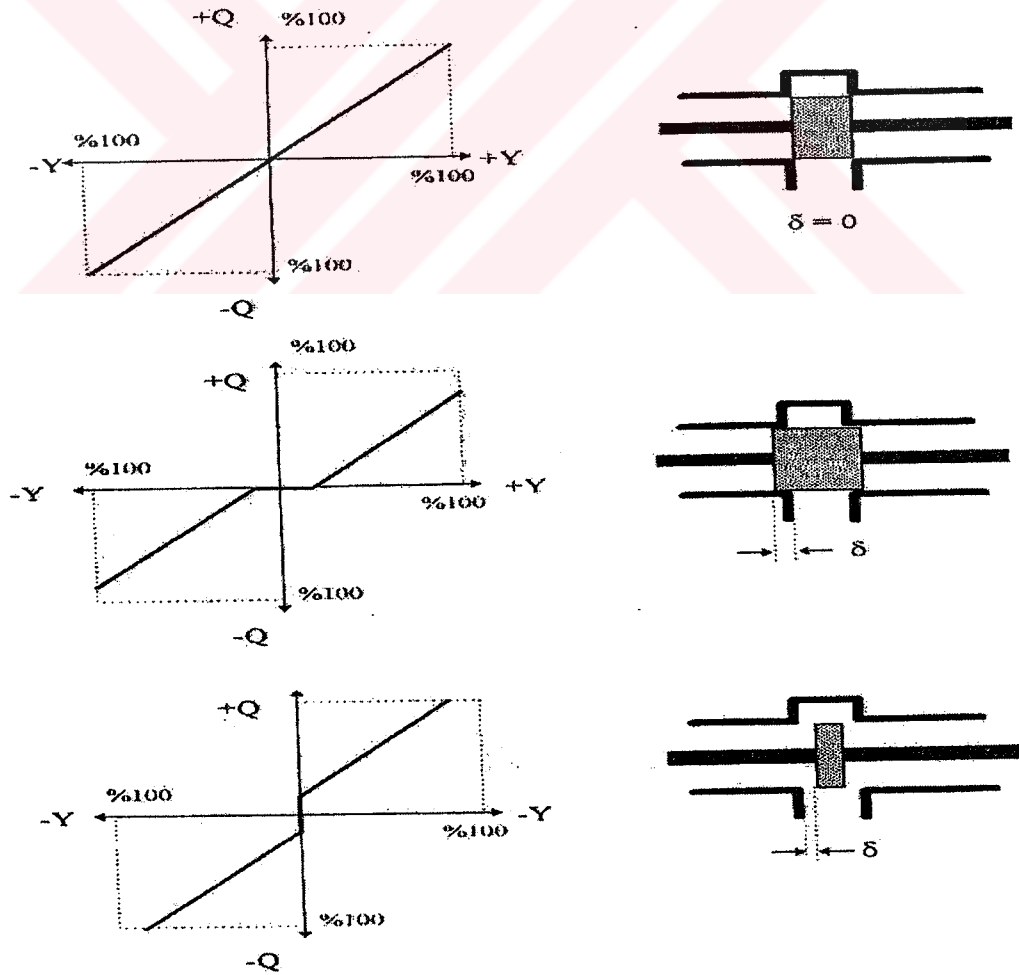
1. SİSTEMİN MODELLENMESİ

1.1 Valf Debi Denklemleri



Şekil 4.1 Yön denetim valfi

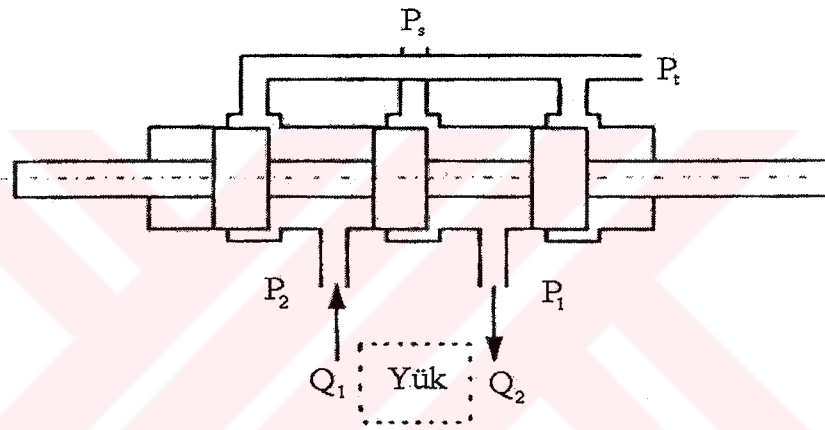
Yön denetim valfleri, valf pistonunun akım yolu ile olan konumuna göre üç gruba ayrılır. Bunlar sıfır boşluklu sürgülü valf, negatif boşluklu sürgülü valf ve pozitif boşluklu sürgülü valftir.



Şekil 4.2 Valf boşluğu-çıkış debisi karakteristiği

Pozitif boşluklu valfler genellikle kuvvet ve yük değişimlerine hassas uygulamalarda tercih edilirler. Valf sıfır pozisyonunda iken sisteme sıfır debi ilettiğinden basınç hassasiyeti yüksektir. Fakat sistemde basınç süreksizliklerine sebep verirler. Sıfır boşluklu valflerde aynı şekilde piston merkez konumda iken akışkan geçişine izin vermeyecek şekilde üretilmiştir. Bu nedenle valf merkez konumdayken silindir pistonu, ancak akışkanın sıkıştırılabilirliğine bağlı olarak hareket edebilir. Negatif boşluklu valflerde, valf pistonunun sıfır konumunda, sızıntı debilerine müsaade edildiği için basınç hassasiyeti düşer. Bu da sistemde oluşabilecek basınç değişmelerine karşı bir sönümleme etkisi oluşturur.

4.2 Sıfır Boşluklu Sürgülü Valf



Şekil 4.3 Sıfır boşluklu sürgülü valf (İstif, 1995)

Hidrolik sistem uygulamalarında, akışkan yön ve debi kontrolünde kullanılan beş yollu valfin şematik kesiti şekilde görülmektedir. Boşluksuz valflerde silindirik valf elemanı (valf pistonu) ve akım yolu (port genişliği), valf pistonu merkez konumda iken akışkan akımına izin vermeyecek şekilde, aynı ölçülerde imal edilmiştir. Bununla birlikte imalat toleransları nedeniyle gerçekte sızıntı debilerine neden olan çok küçük boşluklar mevcuttur. Şekilde P_s besleme basıncını, P_t tank basıncını, Q₁ ve Q₂ debileri göstermektedir. Sızıntı debilerinin ihmal edilmesi ile bu valf için sürekli akım denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir (Blackburn vd., 1972):

$$Q_1 = C_q \cdot a \sqrt{\frac{2(P_s - P_1)}{\rho}} \quad (4.1)$$

$$Q_2 = C_q \cdot a \sqrt{\frac{2(P_2 - P_1)}{\rho}} \quad (4.2)$$

$Q_1=Q_2$ ve tank dönüş basıncı $P_t=0$ olması durumunda;

$$P_1 + P_2 = P_s$$

$$P_1 - P_2 = P_t$$

olarak tanımlandığında;

$$P_1 = \frac{P_s + P_t}{2}$$

$$P_2 = \frac{P_s - P_t}{2}$$

Böylece genelleştirilmiş debi denklemi aşağıdaki gibi bulunur:

$$Q = Q_1 = Q_2 = C_q \cdot a \sqrt{\frac{(P_s - P_t)}{\rho}} \quad (4.3)$$

Bu eşitlikte akım yolu geometrisi (port genişliği) tanımlanmamıştır. Denklem hem doğrusal, hem de belirli bir yük basıncında, debi değişiminin valf pistonu hareketiyle orantılı olmadığı dairesel portlar için geçerlidir. Valf pistonu hareketiyle oluşan akım kesiti değişiminin doğrusal olması istenirse aşağıdaki değişiklik yazılır (İstif, 1995):

$$a = w \cdot x \quad (4.4)$$

x : Valfin hareket miktarı

w : Alan gradyeni

En büyük akım kesitini (a_m) veren, maksimum valf pistonu yerdeğişim miktarı x_m olarak tanımlanıp, debi denklemindeki değişkenler maksimum değerlerine bölüldüğünde boyutsuz debi denklemi elde edilir:

$$\bar{x} = \frac{x}{x_m}$$

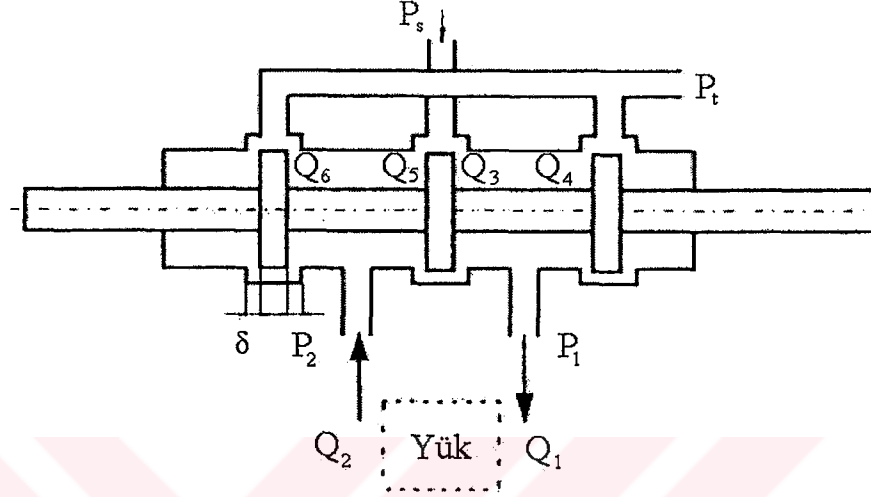
$$\bar{P}_1 = \frac{P_1}{P_s}$$

$$K_f = C_q \cdot a_m \sqrt{\frac{2P_s}{\rho}}$$

$$a_m = w \cdot x_m$$

$$\bar{Q} = \frac{Q}{K_f} = \bar{x} \cdot \sqrt{\frac{1 - P_1}{\rho}} \quad (4.5)$$

4.3 Negatif Boşluklu Sürgülü Valf



Şekil 4.4 Negatif boşluklu sürgülü valf (İstif, 1995)

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

Şekildeki valf pistonunun sola doğru hareketi için, valf hareketinin (x), boşluk değerinden küçük olması durumunda debi denklemleri şu şekilde bulunur (Blackburn vd., 1972):

$$Q_1 = Q_3 - Q_4$$

$$Q_2 = Q_6 - Q_5$$

olmak üzere;

$$Q_1 = C_q \cdot w \cdot (\delta + x) \cdot \sqrt{\frac{2(P_s - P_1)}{\rho}} - C_q \cdot w \cdot (\delta - x) \cdot \sqrt{\frac{2P_1}{\rho}} \quad (4.6)$$

$$Q_2 = C_q \cdot w \cdot (\delta + x) \cdot \sqrt{\frac{2P_2}{\rho}} - C_q \cdot w \cdot (\delta - x) \cdot \sqrt{\frac{2(P_s - P_2)}{\rho}} \quad (4.7)$$

$$Q_1 = Q_2$$

$$P_1 + P_2 = P_s$$

$$P_1 - P_2 = P_I$$

olmak üzere, genelleştirilmiş debi denklemleri aşağıdaki gibi bulunur:

$$Q = Q_1 = Q_2 = C_q \cdot w \cdot (\delta + x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{(P_s - P_I)}{2}} - C_q \cdot w \cdot (\delta - x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{(P_s - P_I)}{2}} \quad (4.8)$$

$$K_f = C_q \cdot w \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{2P_s}{\rho}} \quad (4.9)$$

$$\bar{x} = \frac{x}{\delta}$$

$$\bar{P}_I = \frac{P_I}{P_s}$$

olarak tanımlandığında debi denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilir (İstif, 1995):

$$\bar{Q} = \frac{Q}{K_f} = (1 + \bar{x}) \cdot \sqrt{\frac{1 - \bar{P}_I}{2}} - (1 - \bar{x}) \cdot \sqrt{\frac{1 + \bar{P}_I}{2}} \quad (4.10)$$

4.4 Doğrusallaştırılmış Valf Katsayıları

Bundan önceki bölümlerde elde edilen debi denklemleri doğrusal değildir. Bu denklemlerin doğrusallaştırılması, belirli bir çalışma noktası civarında, denklemlerin Taylor serisine açılması ile gerçekleştirilir. Doğrusallaştırma sonucunda elde edilen valf katsayıları, sürekli rejim değerlerindeki küçük değişimler hakkında bilgi verir. İki değişkene sahip debi denklemi örnek alındığında;

$$\bar{Q} = f(\bar{x}) \cdot \sqrt{1 - \bar{P}_I} \quad (4.11)$$

Bu denklemde $f(\bar{x})$ valf pistonu hareketi için genelleştirilmiş fonksiyon, $\bar{P}_I$ ise yük basıncı düşümüdür. Eğer $\bar{x}$ değerinde $\delta\bar{x}$ gibi küçük bir sapma olursa, buna bağlı olarak $\bar{P}_I$ deki değişim de küçük bir $\delta\bar{P}_I$ değeri kadar olacaktır. Öyle ki elde edilen ilk ve son değerler $\bar{x}_0$ ve $\bar{P}_{I0}$ gibi yaklaşık olarak aynı alınabilir. Bu şekilde debideki ($\bar{Q}$) değişim $\delta\bar{Q}$ artımı ile verilebilir.

$$(\bar{Q} + \delta\bar{Q}) = f(\bar{x} + \delta\bar{x}) \cdot \sqrt{1 - (\bar{P}_1 + \delta\bar{P}_1)} \quad (4.12)$$

Bu denklem Taylor serisine açılarak yüksek dereceden terimler ihmal edilirse, debideki sapma miktarı sistem parametrelerindeki sapmalar cinsinden:

$$\delta\bar{Q} = k_x \delta\bar{x} + k_p \delta\bar{P}_1 \quad (4.13)$$

şeklinde elde edilir.

k_x ve k_p katsayıları akım ve basınç katsayısı olup aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$k_x = \left. \frac{\partial \bar{Q}}{\partial \bar{x}} \right|_{\bar{x}_0, \bar{P}_{10}} \quad (4.14)$$

$$k_p = \left. \frac{\partial \bar{Q}}{\partial \bar{P}_1} \right|_{\bar{x}_0, \bar{P}_{10}} \quad (4.15)$$

Akım ve basınç katsayıları, debi denklemlerinin kısmi türevlerinin sürekli rejim değerlerine göre alınması ile hesaplanır. Sürekli rejim değerlerinin $\bar{x}_0$ ve $\bar{P}_{10}$ olması durumunda bu katsayılar aşağıdaki şekilde düzenlenebilir:

$$k_x = \frac{\partial \bar{Q}}{\partial \bar{x}} \sqrt{1 - P_{10}} \quad (4.16)$$

$$k_p = \frac{f(\bar{x}_0)}{2\sqrt{1 - P_{10}}} \quad (4.17)$$

4.5 Boşluksuz Valf İçin Doğrusallaştırılmış Valf Katsayıları

Boşluksuz valf için daha önceden yazılan debi denklemleri ele alınırsa;

$$Q_1 = C_q \cdot w \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2(P_s - P_1)}{\rho}} \quad (4.18)$$

$$Q_2 = C_q \cdot w \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2P_2}{\rho}} \quad (4.19)$$

Doğrusallaştırma işlemi bu denklemlere uygulanırsa, debilerdeki sapmalar aşağıdaki şekilde yazılabilir (İstif, 1995):

$$\delta Q_1 = k_{x1} \cdot \delta x - k_{P1} \cdot \delta P_1 \quad (4.20)$$

$$\delta Q_2 = k_{x2} \cdot \delta x - k_{p2} \cdot \delta P_2 \quad (4.21)$$

Doğrusallaştırılmış valf katsayıları, kısmi türevler alınarak aşağıdaki şekilde bulunur:

$$k_{x1} = \left. \frac{\partial Q_1}{\partial x} \right|_{P_{10}} = C_q \cdot w \cdot \sqrt{\frac{2(P_s - P_{10})}{\rho}} \quad (4.22)$$

$$k_{x2} = \left. \frac{\partial Q_2}{\partial x} \right|_{P_{20}} = C_q \cdot w \cdot \sqrt{\frac{2P_{20}}{\rho}} \quad (4.23)$$

$$k_{p1} = \left. \frac{-\partial Q_1}{\partial P_1} \right|_{x_0, P_{10}} = \frac{C_q \cdot w \cdot x_0}{\sqrt{2\rho \cdot (P_s - P_{10})}} \quad (4.24)$$

$$k_{p2} = \left. \frac{\partial Q_2}{\partial P_2} \right|_{x_0, P_{20}} = \frac{C_q \cdot w \cdot x_0}{\sqrt{2\rho \cdot P_{20}}} \quad (4.25)$$

Bu ifadelerde x_0 sürekli rejim valf açıklığı, P_{10} ve P_{20} ise sürekli rejim basınçlarıdır. Sürekli rejim debi değerleri Q_{10} ve Q_{20} olarak biliniyor ise, doğrusallaştırılmış katsayılar aşağıdaki gibi yazılır:

$$k_{x1} = \frac{Q_{10}}{x_0} \quad (4.26)$$

$$k_{x2} = \frac{Q_{20}}{x_0} \quad (4.27)$$

$$k_{p1} = \frac{Q_{10}}{2(P_s - P_{10})} \quad (4.28)$$

$$k_{p2} = \frac{Q_{20}}{2P_{20}} \quad (4.29)$$

k_{x1} ve k_{x2} terimleri akım katsayısı, k_{p1} ve k_{p2} ise basınç katsayılarıdır. Eğer sürekli rejim debi değerleri birbirine eşit olursa, katsayılar aşağıdaki gibi düzenlenebilir:

$$k_{x1} = k_{x2} = k_x = \frac{Q_0}{x_0} \quad (4.30)$$

$$k_{p1} = k_{p2} = k_p = \frac{Q_0}{(P_s - P_1)} \quad (4.31)$$

4.6 Negatif Boşluklu Valf İçin Doğrusallaştırılmış Valf Katsayıları

Negatif boşluğa sahip valfin debi denklemleri yazılırsa;

$$Q_1 = C_q \cdot w \cdot (\delta + x) \cdot \sqrt{\frac{2(P_s - P_1)}{\rho}} - C_q \cdot w \cdot (\delta - x) \cdot \sqrt{\frac{2P_1}{\rho}} \quad (4.32)$$

$$Q_2 = C_q \cdot w \cdot (\delta + x) \cdot \sqrt{\frac{2P_2}{\rho}} - C_q \cdot w \cdot (\delta - x) \cdot \sqrt{\frac{2(P_s - P_2)}{\rho}} \quad (4.33)$$

Bu denklemler doğrusal formda yazılırsa (İstif, 1995);

$$\delta Q_1 = k_{x1} \cdot \delta x - k_{P1} \cdot \delta P_1 \quad (4.34)$$

$$\delta Q_2 = k_{x2} \cdot \delta x + k_{P2} \cdot \delta P_2 \quad (4.35)$$

Doğrusallaştırılmış valf katsayıları kısmi türevler alınarak aşağıdaki şekilde bulunur:

$$k_{x1} = \left. \frac{\delta Q_1}{\delta x} \right|_{P_{10}} = C_q \cdot w \cdot \sqrt{\frac{2(P_s - P_{10})}{\rho}} + C_q \cdot w \cdot \sqrt{\frac{2P_{10}}{\rho}} \quad (4.36)$$

$$k_{x2} = \left. \frac{\delta Q_2}{\delta x} \right|_{P_{20}} = C_q \cdot w \cdot \sqrt{\frac{2P_{20}}{\rho}} + C_q \cdot w \cdot \sqrt{\frac{2(P_s - P_{20})}{\rho}} \quad (4.37)$$

$$k_{P1} = \left. \frac{-\delta Q_1}{\delta P_1} \right|_{x_0, P_{10}} = \frac{C_q \cdot w \cdot (\delta + x_0)}{\sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_s - P_{10})}} + \frac{C_q \cdot w \cdot (\delta - x_0)}{\sqrt{2 \cdot \rho \cdot P_{10}}} \quad (4.38)$$

$$k_{P2} = \left. \frac{\delta Q_2}{\delta P_2} \right|_{x_0, P_{20}} = \frac{C_q \cdot w \cdot (\delta + x_0)}{\sqrt{2 \cdot \rho \cdot P_{20}}} + \frac{C_q \cdot w \cdot (\delta - x_0)}{\sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_s - P_{20})}} \quad (4.39)$$

Sürekli rejim debi değerlerinin bilindiği ve birbirine eşit olduğu kabul edilirse;

$$k_{x1} = k_{x2} = k_x = C_q \cdot w \cdot \sqrt{\frac{P_s - P_1}{\rho}} + C_q \cdot w \cdot \sqrt{\frac{P_s + P_1}{\rho}} \quad (4.40)$$

$$k_{P1} = k_{P2} = k_P = \frac{C_q \cdot w \cdot (\delta + x_0)}{\sqrt{\rho \cdot (P_s - P_1)}} + \frac{C_q \cdot w \cdot (\delta - x_0)}{\sqrt{\rho \cdot (P_s + P_1)}} \quad (4.41)$$

Valf pistonunun merkez konumda ($x_0 = 0$) ve yük basınç düşümünün sıfıra eşit ($P_1 = 0$) olması durumunda bu katsayılar:

$$k_x = 2 \cdot C_q \cdot w \cdot \sqrt{\frac{P_s}{\rho}} \quad (4.42)$$

$$k_p = \frac{2.C_q.w.\delta}{\sqrt{\rho.P_s}} \quad (4.43)$$

4.7 Hidrolik Modelleme

Modelleme yapacağımız hidrolik preste (Şekil 3.5), modelleme dört aşamada ele alınacaktır. Bunlardan birincisi presin boşta inişinin modellenmesi, ikincisi iş parçasının kalıp içinde çekilmesi esnasındaki modelleme, üçüncüsü kalıp içinde geri dönüşün modellenmesi ve dördüncüsü presin boşta geri dönüşünün modellenmesidir. Birinci, üçüncü ve dördüncü modellemeler yalnız çift etkili silindirlerle, ikinci modelleme ise ana silindir dediğimiz tek etkili silindirin devreye girmesine kadar çift etkili silindirlerle, devreye girdikten sonra ise her üç silindirle beraber gerçekleştirilecektir. Hidrolik sistemin gerçekçi bir modellemesi olması açısından akışkanın sıkıştırılabilirliği ve atalet hesaba katılmalıdır. Sistemi tanımlayan denklemler nonlineer bir yapıdadır. Modelleme kurulurken şu kabuller yapılmıştır:

- Valf dinamiği ihmal edilmiştir.
- Besleme basıncı sabit kabul edilmiştir.
- Kullanılan akışkanın içinde ergimiş halde hava bulunduğu kabul edilerek, toplam eşdeğer hacimsel elastisite modülü $\beta=6,8.10^8 \text{ N/m}^2$ olarak alınmıştır.
- Kaçaklar ihmal edilmiştir.
- Silindir pistonu ile silindir arasındaki sürtünme ihmal edilmiştir.

4.8 Birinci Hidrolik Modellenme

Sisteme etkiyen yük ve silindirlerin pistonlarına etkiyen basınç kuvvetlerinin denge denklemi yazıldığında (Şekil 4.5);

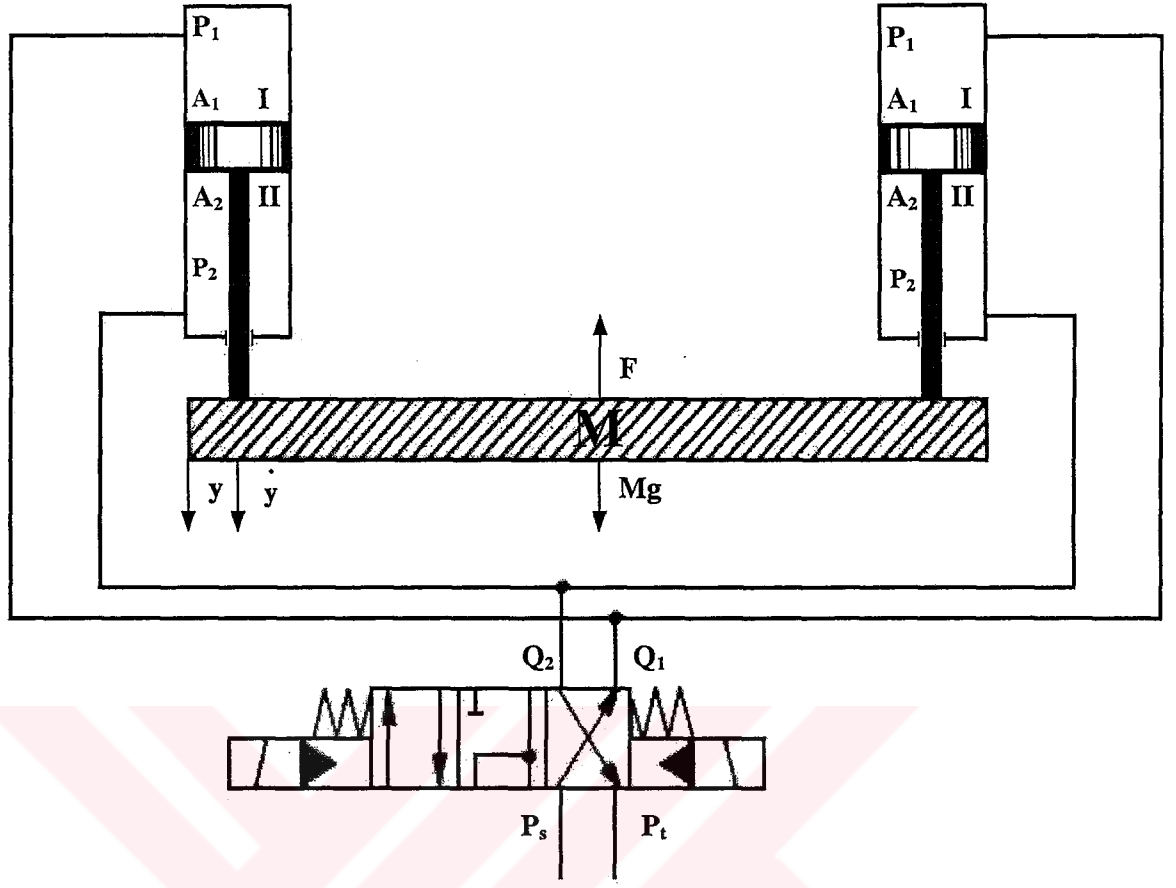
$$M\ddot{y} = -F + 2(A_1P_1 - A_2P_2) + Mg \quad (4.44)$$

elde edilir. Burada M pres tablasının ağırlığı, F sisteme etkiyen dış kuvvet, g yerçekimi ivmesidir. Silindirlerin I. tarafındaki basınç P_1 , kesit alanı A_1 , silindirlerin II. tarafındaki basınç P_2 , kesit alanı A_2 dir.

Kesit alanları oranı olarak $\alpha=A_2/A_1$, $\alpha \leq 1$ tanımı yapılarak,

$A_2=\alpha A_1$ alınır;

$$\ddot{y} = \frac{2A_1(P_1 - \alpha P_2)}{M} - \frac{F}{M} + g \quad (4.45)$$



Şekil 4.5 İlk modellemede kullanılacak olan hidrolik sistem

Basınç dinamiği için silindirleri I. bölüm ve II. bölüm olarak incelersek, silindirlerin modellenmesi için gerekli ifadelerde, silindirlere giren debide akışkanın sıkıştırılabilirliği göz önüne alınmalıdır. (2.6) denkleminde düzenleme yaparak;

$$\beta = -V(dP/dV) \quad (4.46)$$

bulunur. Bu bağıntı düzenlenirse;

$$dV = -(V/\beta)dP \quad (4.47)$$

elde edilir. Eşitliğin her iki tarafını dt ile bölersek;

$$(dV/dt) = -(V/\beta)(dP/dt) \quad (4.48)$$

elde edilir. Silindirlerin I. tarafı için süreklilik denkleminde,

$$Q_1 = 2A_1\dot{y} - 2\Delta\dot{V}_1 \quad (4.49)$$

$\Delta\dot{V}_1$, sıkıştırılabilirlikten dolayı hacim değişimidir. Bu bağıntıda $\Delta\dot{V}_1$ yerine (4.48) denklemi yazılırsa,

$$Q_1 = 2A_1 \frac{dy}{dt} + 2 \frac{V_1}{\beta} \frac{dP_1}{dt} \quad (4.50)$$

Burada Q_1 silindirlerin I. tarafına giren toplam debidir. Bu bağıntıdan P_1 basıncının değişimi çekilirse;

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{2V_1} (Q_1 - 2A_1 \frac{dy}{dt}) \quad (4.51)$$

elde edilir. V_{10} silindirlerin I. tarafındaki ilk hacim, Y_{10} silindirlerin I. tarafındaki ilk konum olarak tanımlanırsa ve $Y=Y_{10}+y$ olarak tarif edilirse, Y_{10} sabit ve $\dot{Y}=\dot{y}$ olduğundan her iki silindir için şu ifade elde edilir:

$$V_1 = V_{10} + A_1 y = A_1 \left(\frac{V_{10}}{A_1} + y \right) = A_1 (Y_{10} + y) \quad (4.52)$$

(4.52) bağıntısı alınıp (4.51) denkleminde yerine konulursa;

$$\begin{aligned} \frac{dP_1}{dt} &= \frac{\beta}{(Y_{10} + y)} \left(\frac{Q_1}{2A_1} - \frac{dy}{dt} \right) \\ \dot{P}_1 &= \frac{\beta}{Y} \left(\frac{Q_1}{2A_1} - \dot{Y} \right) \end{aligned} \quad (4.53)$$

elde edilir. Silindirlerin II. tarafı için I. tarafa yazılan denklemler benzer şekilde düzenlenirse şu ifadeleri elde ederiz:

$$-Q_2 = -2A_2 \dot{y} - 2\Delta \dot{V}_2 \quad (4.54)$$

$\Delta \dot{V}_2$ (4.48) denklemine göre düzenlenirse,

$$Q_2 = 2A_2 \frac{dy}{dt} - 2 \frac{V_2}{\beta} \frac{dP_2}{dt} \quad (4.55)$$

elde edilir. Burada Q_2 silindirlerin ikinci tarafından çıkan toplam debidir. V_{20} silindirlerin II. tarafındaki ilk hacim, Y_{20} silindirlerin II. tarafındaki ilk konum olarak alınır, her iki silindir için;

$$V_2 = V_{20} - A_2 y = A_2 \left(\frac{V_{20}}{A_2} - y \right) = A_2 (Y_{20} - y) \quad (4.56)$$

elde edilir. Bu bağıntı (4.55) denkleminde konup düzenlenirse;

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\beta}{2A_2(Y_{20} - y)} (2A_2 \frac{dy}{dt} - Q_2) \quad (4.57)$$

elde edilir. Silindirlerin stroku L ile gösterilirse,

$$L - Y = Y_{20} - y \quad (4.58)$$

$\dot{Y} = \dot{y}$ olduğu göz önüne alınırsa;

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta}{(L - Y)} (\dot{Y} - \frac{Q_2}{2A_2}) \quad (4.59)$$

elde edilir. Bu durumda durum değişkenleri şöyledir:

$$x_1 = Y, \quad x_2 = \dot{Y}, \quad x_3 = P_1, \quad x_4 = P_2 \quad (4.60)$$

(4.45), (4.53) ve (4.59) denklemleriyle durum denklemleri çıkartılır.

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (4.61)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{2A_1}{M} (x_3 - \alpha x_4) - \frac{F}{M} + g \quad (4.62)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{\beta}{x_1} [-x_2 + \frac{Q_1(x_3, u)}{2A_1}] \quad (4.63)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{\beta}{(L - x_1)} [x_2 - \frac{Q_2(x_4, u)}{2A_2}] \quad (4.64)$$

(4.63) ve (4.64) ifadelerinde yer alan $Q_1(x_3, u)$ ve $Q_2(x_4, u)$ ifadelerinin yerine valf debi denklemleri yerleştirilecektir. Şekil 4.1'e bakarsak;

$$u = \frac{x}{x_m} \quad (4.65)$$

x: Valf pistonu yer değişimidir.

x_m : Valf pistonunun maksimum yer değişimidir.

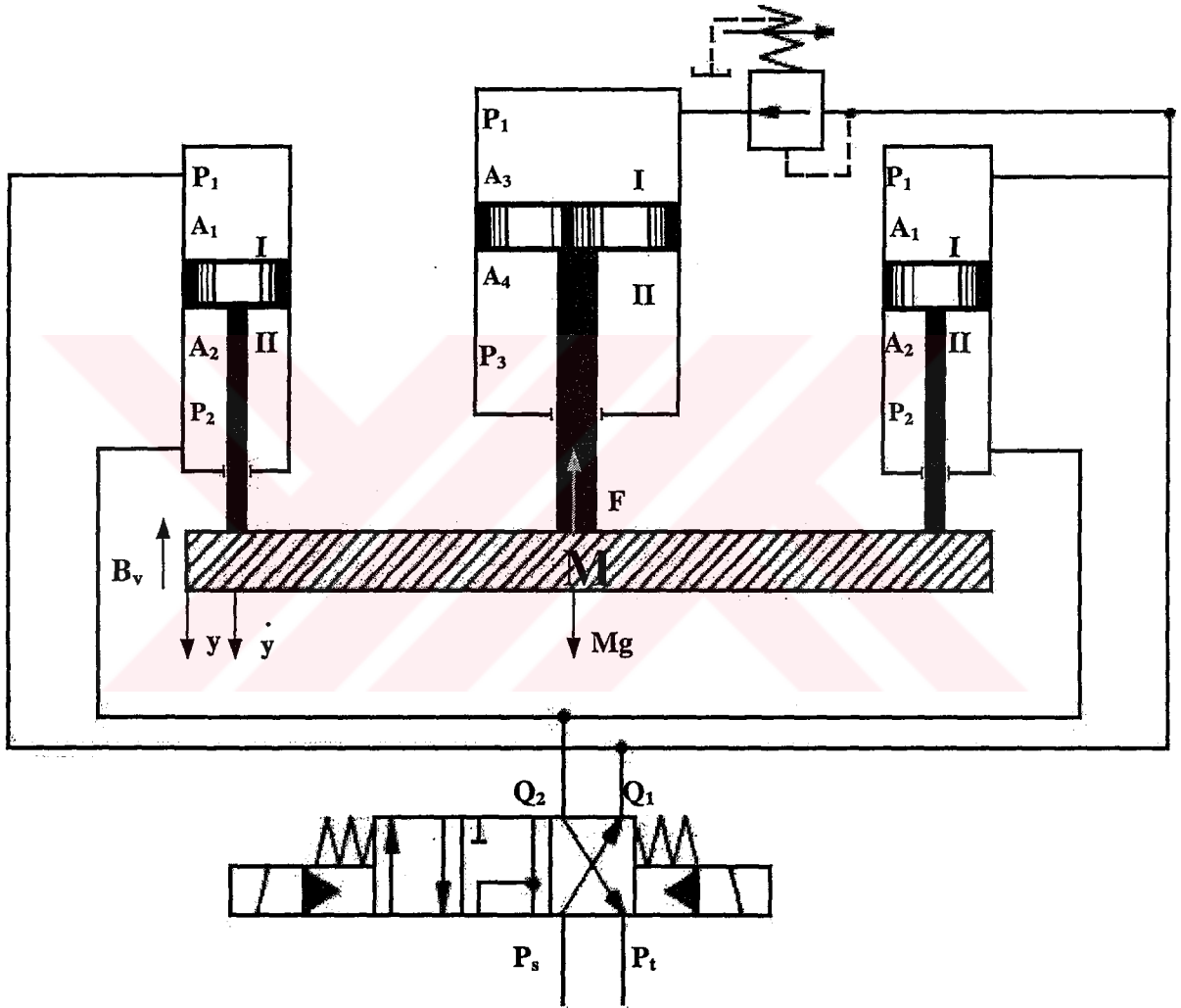
Simülasyonda negatif boşluklu sürgülü tip valf kullanılmıştır. Ters akışlar da dikkate alınarak sign fonksiyonlarıyla denklemler düzenlenmiştir. Besleme basıncı P_s , silindirlerin I. tarafına bağlandığında valf debi katsayısı k_1 , II. tarafı ile tank arasında bağlandığında k_2 , P_s ile silindirlerin ikinci tarafı arasındaki k_3 , silindirlerin I. tarafı ile tank arasındaki valf debi katsayısı da k_4 olarak alınmıştır. δ valf boşluğudur.

$u \geq \delta$ için valf debi denklemleri (Kutlu, 1988), (P_s silindirlerin I. tarafına, P_t silindirlerin II. tarafına bağlı):

$$Q_1(x_3, u) = k_1(u + \delta) \text{sign}(P_s - x_3) \sqrt{(P_s - x_3) \text{sign}(P_s - x_3)} \quad (4.66)$$

$$Q_2(x_4, u) = k_2(u + \delta) \text{sign}(x_4 - P_t) \sqrt{(x_4 - P_t) \text{sign}(x_4 - P_t)} \quad (4.67)$$

4.9 İkinci Hidrolik Modelleme



Şekil 4.6 İkinci modellemeye ana silindirin devreye girmesinden sonra kullanılacak olan hidrolik sistem

İkinci modellemeye ana silindir devreye girene kadar, çift etkili silindirlerle olan modelleme kullanılacak (Şekil 4.5), ana silindir devreye girdikten sonra ise her üç silindirin yer aldığı modellemeye (Şekil 4.6) simülasyon devam edecektir. Modelleme, pres tablasının iş parçasına temasıyla başlayacak ve iş parçasının şekillendirilmesiyle son bulacaktır. Bu modellemeye dış kuvvet olarak gösterilen F kuvveti, iş parçasının çekilmeye karşı gösterdiği

nonlineer kuvvet olup, modellemede çok büyük öneme sahiptir. Ana silindirin devrede olduğu sistem için sisteme etkiyen yük ve silindirlerin pistonlarına etkiyen basınç kuvvetlerinin denge denklemlerini yazarsak (Şekil 4.6);

$$M\ddot{y} = -F - B_v \dot{y} + 2A_1 P_1 + A_3 P_1 - 2A_2 P_2 + Mg \quad (4.68)$$

$$\ddot{y} = -\frac{F}{M} - \frac{B_v}{M} \dot{y} + \frac{2A_1 P_1 + A_3 P_1 - 2A_2 P_2}{M} + g \quad (4.69)$$

$\Delta \dot{V}_1$ çift etkili silindirlerdeki hacim değişimi, $\Delta \dot{V}_3$ tek etkili silindirdeki hacim değişimi olarak alınırsa, silindirlerin I. tarafı için süreklilik denklemi aşağıdaki gibidir.

$$Q_1 = 2A_1 \dot{y} - 2\Delta \dot{V}_1 + A_3 \dot{y} - \Delta \dot{V}_3 \quad (4.70)$$

(4.70) denkleminde sıkıştırılabilirlikten dolayı hacim değişimi de dahil edilmiştir ve denklem düzenlenirse;

$$Q_1 = \frac{dy}{dt} (2A_1 + A_3) - \frac{dP_1}{dt} \left(\frac{2V_1}{\beta} + \frac{V_3}{\beta} \right) \quad (4.71)$$

elde edilir. Sıralama valfi devreye girip, tek etkili ana silindirin sistem basıncından etkilendiği anda çift etkili silindirlerin ve tek etkili silindirlerin I. tarafındaki hacimleri sırasıyla V_{30} ve V'_{30} olarak ve konum Y_{30} olarak ifade edilirse, aşağıdaki ifadeler bulunur.

$$V_1 = V_{30} + A_1 y = A_1 \left(\frac{V_{30}}{A_1} + y \right) = A_1 (Y_{30} + y)$$

$$V_3 = V'_{30} + A_3 y = A_3 \left(\frac{V'_{30}}{A_3} + y \right) = A_3 (Y_{30} + y) \quad (4.72)$$

(4.71) denkleminde P_1 basıncının değişimi çekilirse aşağıdaki ifadeler elde edilir:

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{2(V_{30} + A_1 y) + (V'_{30} + A_3 y)} \left(Q_1 - \frac{dy}{dt} \right) \quad (4.73)$$

(4.72) bağıntıları (4.73) denkleminde yerleştirilip düzenlenirse;

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{2A_1 (Y_{30} + y) + A_3 (Y_{30} + y)} \left(Q_1 - \frac{dy}{dt} \right)$$

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta}{Y} \left(\frac{Q_1}{2A_1 + A_3} - \dot{Y} \right) \quad (4.74)$$

elde edilir. Silindirlerin II. tarafı için, I. tarafa yazılan denklemler düzenlenirse aşağıdaki ifadeleri elde ederiz.

$$V_2 = V_{40} - A_2 y = A_2 \left(\frac{V_{40}}{A_2} - y \right) = A_2 (Y_{40} - y) \quad (4.75)$$

Buradaki Y_{40} silindirlerin ikinci tarafındaki sıralama valfinin açıldığı zamandaki konumu, V_{40} ise hacmidir. (4.75) bağıntısı kullanılarak II. kısımda basınç için düzenleme yapılırsa aşağıdaki ifadeler elde edilir:

$$\begin{aligned} \frac{dP_2}{dt} &= \frac{\beta}{2A_2(Y_{40} - y)} \left(2A_2 \frac{dy}{dt} - Q_2 \right) \\ \dot{P}_2 &= \frac{\beta}{Y_{40} - y} \left(\frac{dy}{dt} - \frac{Q_2}{2A_2} \right) \end{aligned} \quad (4.76)$$

Silindirlerin stroku aynı zamanda bize pres tablasının hareketini verecektir. İlk modellemeye gösterdiğimiz gibi ikinci modellemeye de silindir strokunu L ile gösterirsek;

$$L - Y = Y_{40} - y \quad (4.77)$$

$\dot{Y} = \dot{y}$ olduğuna göre (4.77) ifadesinin (4.76) denklemine yerleştirilmesiyle şu ifade bulunur:

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta}{L - y} \left(\dot{Y} - \frac{Q_2}{2A_2} \right) \quad (4.78)$$

Durum değişkenlerimizi ilk modellemeye bağlı olarak belirlersek;

$$x_1 = Y, \quad x_2 = \dot{Y}, \quad x_3 = P_1, \quad x_4 = P_2 \quad (4.79)$$

(4.69), (4.74) ve (4.78) denklemlerinin kullanılmasıyla durum denklemlerini elde ederiz.

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (4.80)$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{F}{M} - \frac{B_v}{M} x_2 + \frac{2A_1 x_1 + A_3 x_1 - 2A_2 x_2}{M} + g \quad (4.81)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{\beta}{x_1} \left(-x_2 + \frac{Q_1(x_3, u)}{2A_1 + A_3} \right) \quad (4.82)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{\beta}{L - x_1} \left(x_2 - \frac{Q_2(x_4, u)}{2A_2} \right) \quad (4.83)$$

Burada $Q_1(x_3, u)$ ve $Q_2(x_4, u)$ ifadelerinin yerine valf debi denklemleri yerleştirilecektir.

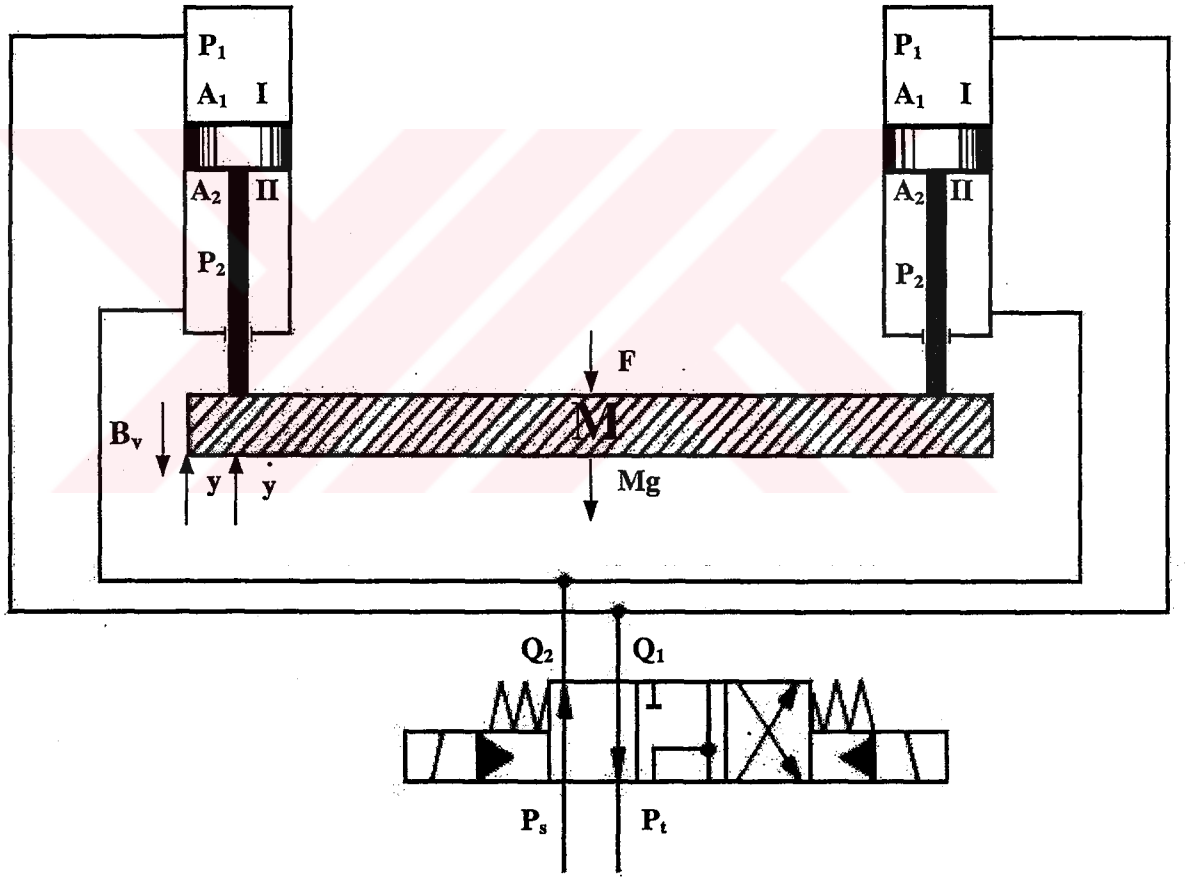
Valf debi denklemleri aşağıda verilmiştir:

$u \geq \delta$ için valf debi denklemleri (Kutlu, 1988), (P_s silindirlerin I. tarafına, P_t silindirlerin II. tarafına bağlı):

$$Q_1(x_3, u) = k_1(u + \delta) \text{sign}(P_s - x_3) \sqrt{(P_s - x_3) \text{sign}(P_s - x_3)}$$

$$Q_2(x_4, u) = k_2(u + \delta) \text{sign}(x_4 - P_t) \sqrt{(x_4 - P_t) \text{sign}(x_4 - P_t)} \quad (4.84)$$

4.10 Üçüncü ve Dördüncü Hidrolik Modellemeler



Şekil 4.7 Üçüncü hidrolik modellemeye kullanılacak hidrolik sistem

Üçüncü ve dördüncü hidrolik modellemeler yalnız çift etkili silindirlerle gerçekleştirileceğinden birinci hidrolik modellemenin durum denklemlerini kullanmak uygun olur. Yalnız birinci modellemeye ağırlık hareket yönüne doğru etkirken, üçüncü ve dördüncü modellemelerde hareket yönünün tersine bir etki yapacaktır, yani ağırlık (4.62) ifadesine negatif olarak dahil edilecektir. Ayrıca üçüncü modelleme dediğimiz kalıp içinde geri dönüşte

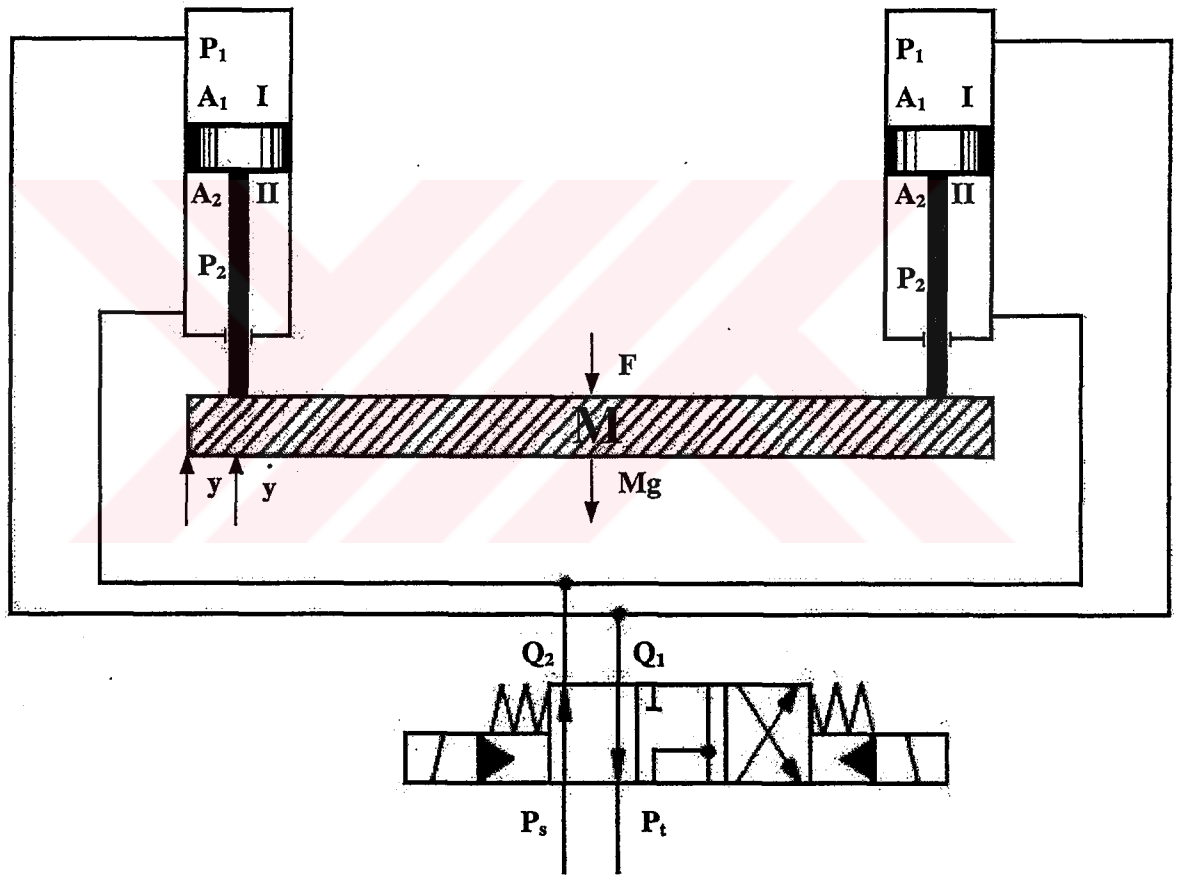
sürtünmede olacağından (4.62) durum denkleminde $-\frac{B_v x_2}{M}$ şeklinde terim ilave edilmelidir.

Valf debi denklemleri de aşağıdaki gibi kullanılacaktır:

$x_v \leq -\delta$ için valf debi denklemleri (Kutlu, 1988), (P_t silindirlerin I. tarafına, P_s silindirlerin II. tarafına bağlı):

$$Q_1(x_3, u) = k_4(u - \delta) \text{sign}(x_3 - P_t) \sqrt{(x_3 - P_t) \text{sign}(x_3 - P_t)}$$

$$Q_2(x_4, u) = k_3(u - \delta) \text{sign}(P_s - x_4) \sqrt{(P_s - x_4) \text{sign}(P_s - x_4)} \quad (4.85)$$



Şekil 4.8 Dördüncü hidrolik modellemeye kullanılacak hidrolik sistem

5. SİSTEMİN SİMÜLASYONU

5.1 Giriş

Simülasyon evresi, elde ettiğimiz durum denklemlerinin matlab-simulink'te Runge Kutta IV Sayısal İntegrasyon Metoduyla çözdürülüp, açık çevrim diyagramlarının çizdirilmesinden oluşur. Sayısal analiz yönteminde h (adım aralığı) 0.001 alınarak u (kumanda) sırasıyla 0.25, 0.5, 0.75 ve 1.0 değerleri için açık çevrim diyagramları çizdirilmiş, ayrıca hız ve konumda kararsız rejimin daha ayrıntılı gösterilmesi amacıyla kararsız rejim h 0.0001 alınarak tekrar çizdirilmiştir.

5.2 Başlangıç Şartları

Başlangıçta $x_1(0) = x_{10}$, $x_2(0) = \dot{x}_2(0) = 0$, $F=0$ 'dır. İfadeler (4.62) denkleminde yerine konulursa (Kutlu, 1988);

$$0 = \frac{2A_1}{M}(x_3(0) - \alpha x_4(0)) + g$$

$$x_3(0) = \alpha x_4(0) - \frac{gM}{2A_1} \quad (5.1)$$

$P_s \gg x_4(0) \gg P_t$ kabul ederek; orta konumda $u=0$ için Q_2 debisinin sıfır olduğu kabul edilirse;

$$Q_2(x_4, u) = k_2(u + \delta)\text{sign}(x_4 - P_t)\sqrt{(x_4 - P_t)\text{sign}(x_4 - P_t)} \\ + k_3(u - \delta)\text{sign}(P_s - x_4)\sqrt{(P_s - x_4)\text{sign}(P_s - x_4)} = 0 \text{ için;}$$

$$x_4(0) = \frac{k_3^2 P_s + k_2^2 P_t}{k_2^2 + k_3^2} \quad (5.2)$$

başlangıç şartları elde edilir.

5.3 Sistem Parametreleri

Simülasyonu yapmak amacıyla kullandığımız sistem parametreleri aşağıdadır. Bu sistem parametreleri çeşitli kaynaklardan (Kutlu, 1988; Pinches vd., 1994; Altuğ, 1998) modelleyeceğimiz pres için alınmıştır. Valf sabitleri valf denklemleri kısmında verilecektir. Bu kuvvet çeşitli kaynaklardan ortalama etkili bir kuvvet olarak alınmıştır.

$M=200$ kg, $L=0.25$ m, $P_s=200$ bar, $P_t=0$ bar, $F=0$ N (derin çekme esnası hariç)

$\beta = 6,8.10^8$ N/m², Çift etkili silindirler:125/90 mm, Tek etkili silindir: 400/200 mm

$g=9,81$ m/s²

Valf debi denklemlerinde kullanılan sabitler şunlardır:

$$\delta=0.01, k_1 = k_3 = 1.10^{-6} \text{ m}^3 / \text{sn} \sqrt{\text{N} / \text{m}^2}$$

$$k_2 = k_4 = 1.10^{-6} \text{ m}^3 / \text{sn} \sqrt{\text{N} / \text{m}^2}$$

Preste 0.01 m'den 0.20 metreye kadar boşta iniş, 0.20 m'den 0.24 m'ye kadar kalıp içinde derin çekme, 0.24 m'den 0.20 m'ye kalıp içinde geri dönüş ve 0.20 m'den 0.01 metreye kadar boşta geri dönüş modellemeleri yapılmıştır.

5.4 Boşta İnişin (Birinci Modelleme) Simülasyonu

Bu modellemede F dış kuvvetler ve B_v sürtünme katsayısı sıfır alınmıştır. Parametreler yerine konulduğunda sistemimizin durum denklemlerini aşağıdaki gibi elde ederiz.

$$\dot{x}_1 = x_2$$

$$\dot{x}_2 = 1,227.10^{-4}(x_3 - 0,41.x_4) + 9,81$$

$$\dot{x}_3 = \frac{6,8.10^8}{x_1} \left(-x_2 + \frac{Q_1(x_3, u)}{2,454.10^{-2}} \right)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{6,8.10^8}{(0,25 - x_1)} \left(x_2 - \frac{Q_2(x_4, u)}{1,182.10^{-2}} \right)$$

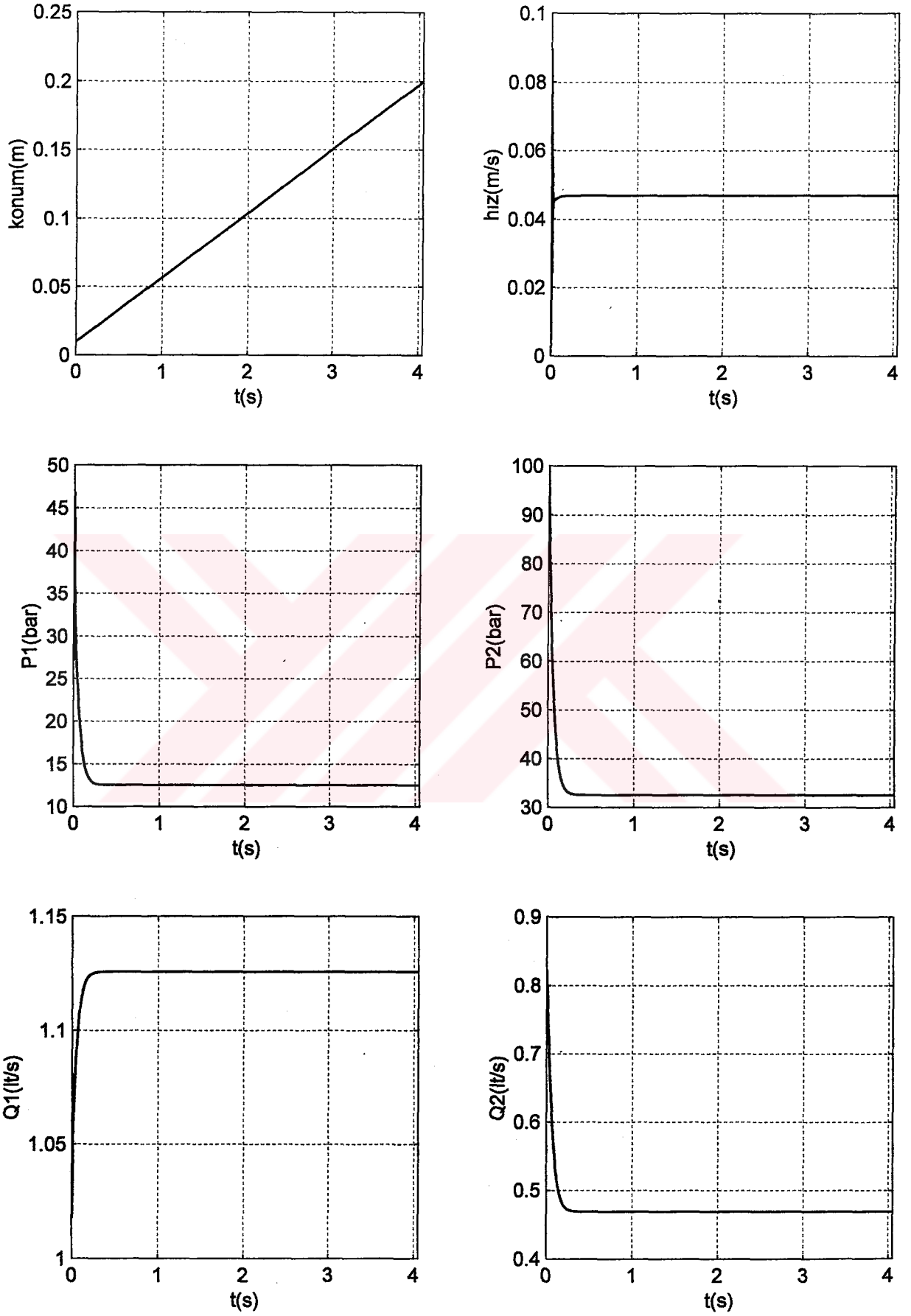
Valf debi denklemleri de şöyledir:

$$Q_1(x_3, u) = 1.10^{-6}(u + 0,01)\text{sign}(200.10^5 - x_3)\sqrt{(200.10^5 - x_3)\text{sign}(200.10^5 - x_3)}$$

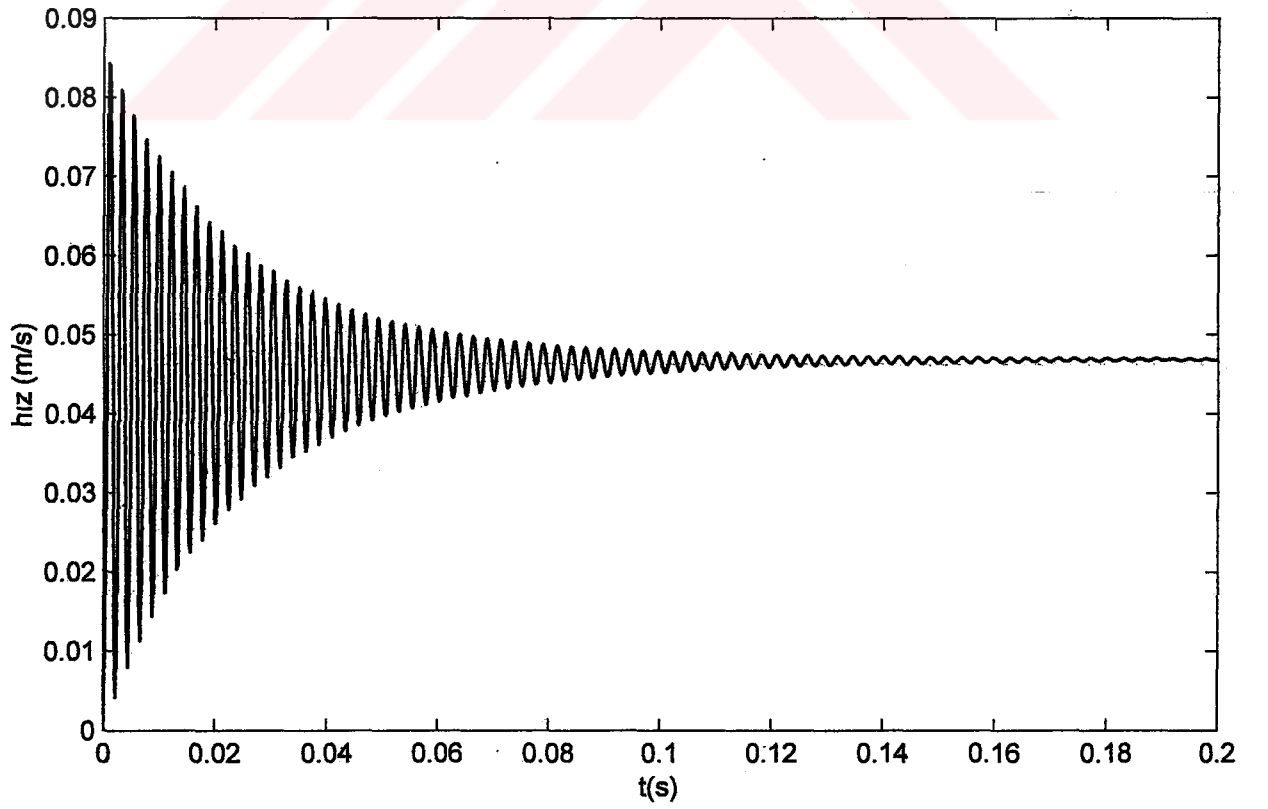
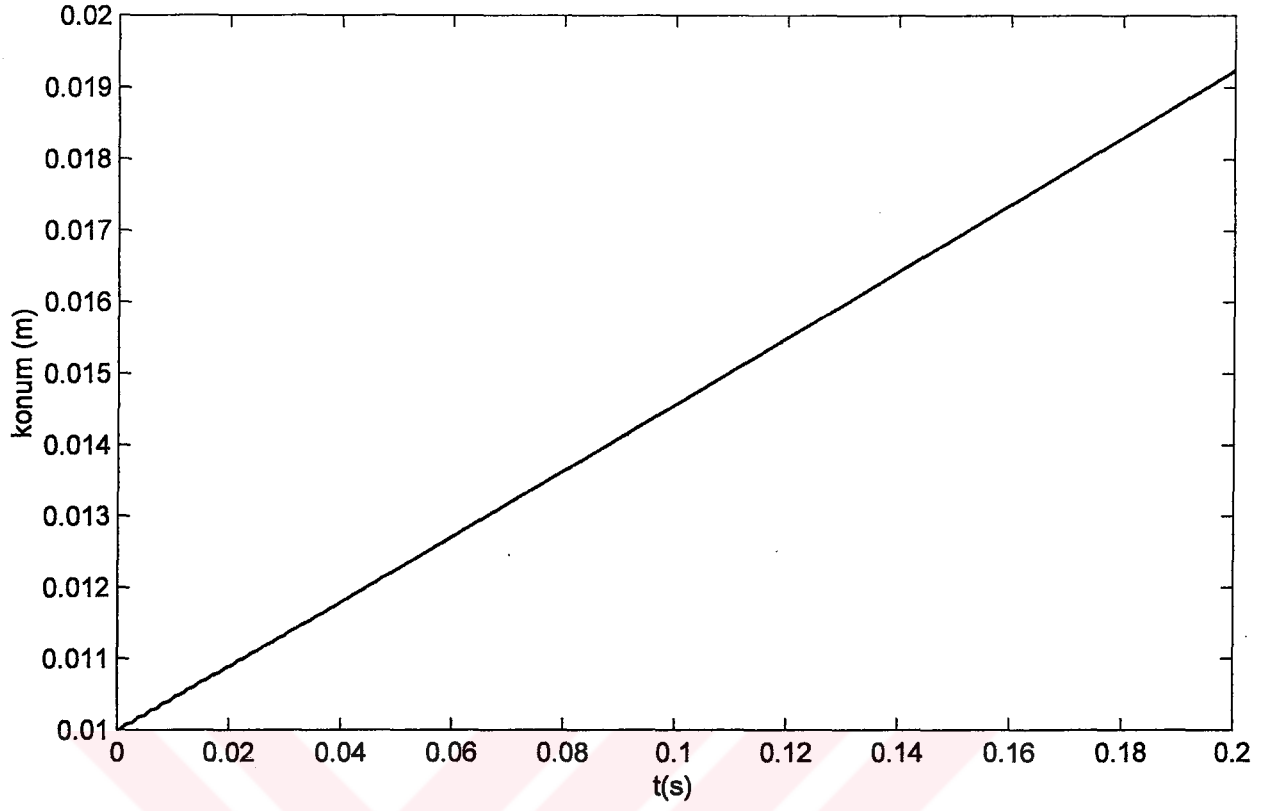
$$Q_2(x_4, u) = 1.10^{-6}(u + 0,01)\text{sign}(x_4)\sqrt{(x_4)\text{sign}(x_4)}$$

Sistemimizin başlangıç aşağıdaki gibidir:

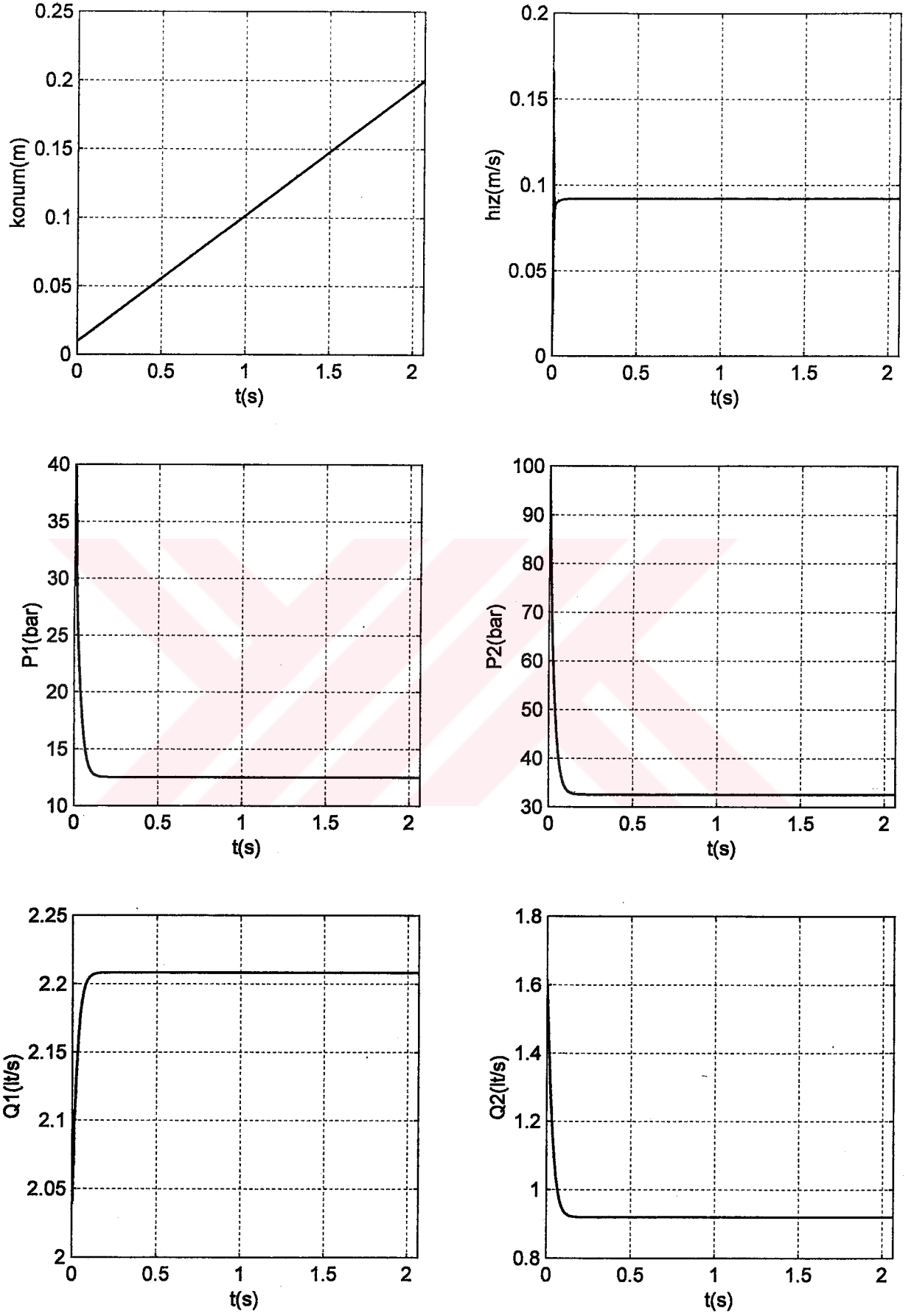
$$x_1(0)=0.01 \text{ m}, \dot{x}_1(0)=0, P_1(0)=40.10^5 \text{ N/m}^2 \quad P_2(0)= 100.10^5 \text{ N/m}^2$$



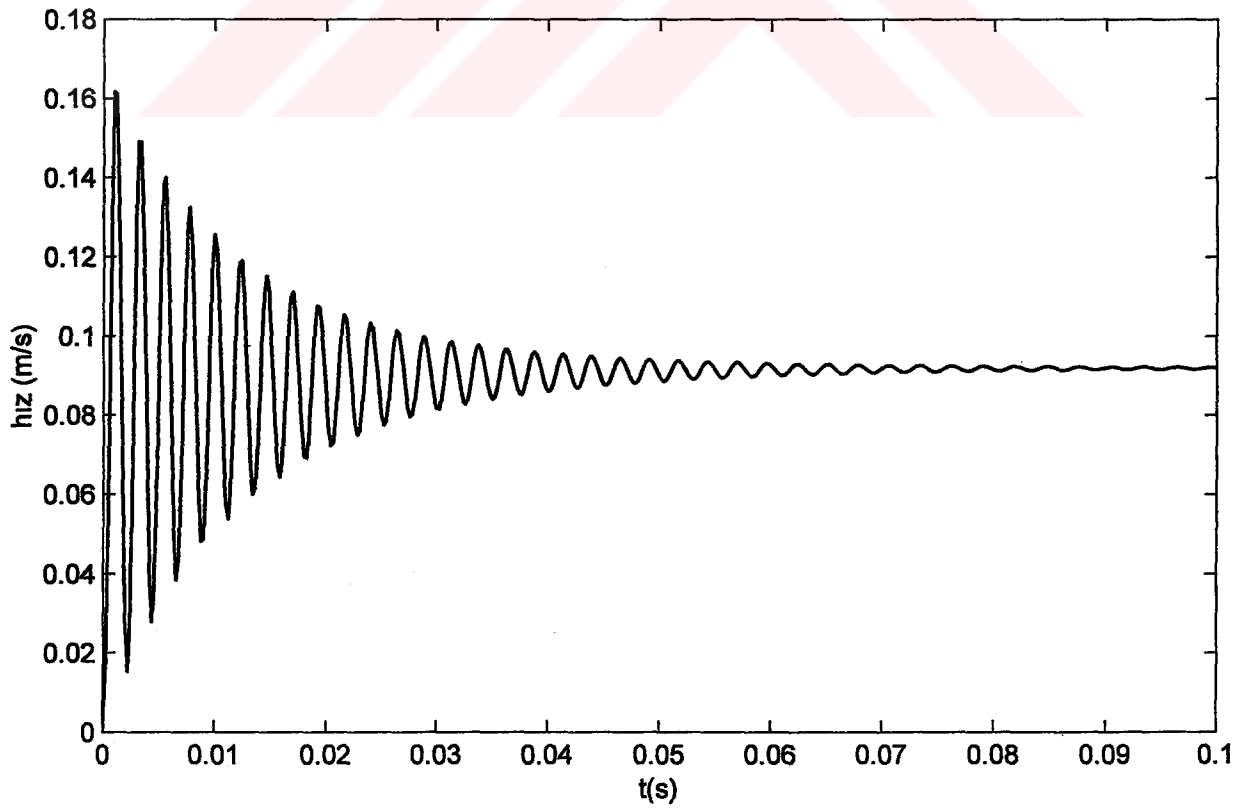
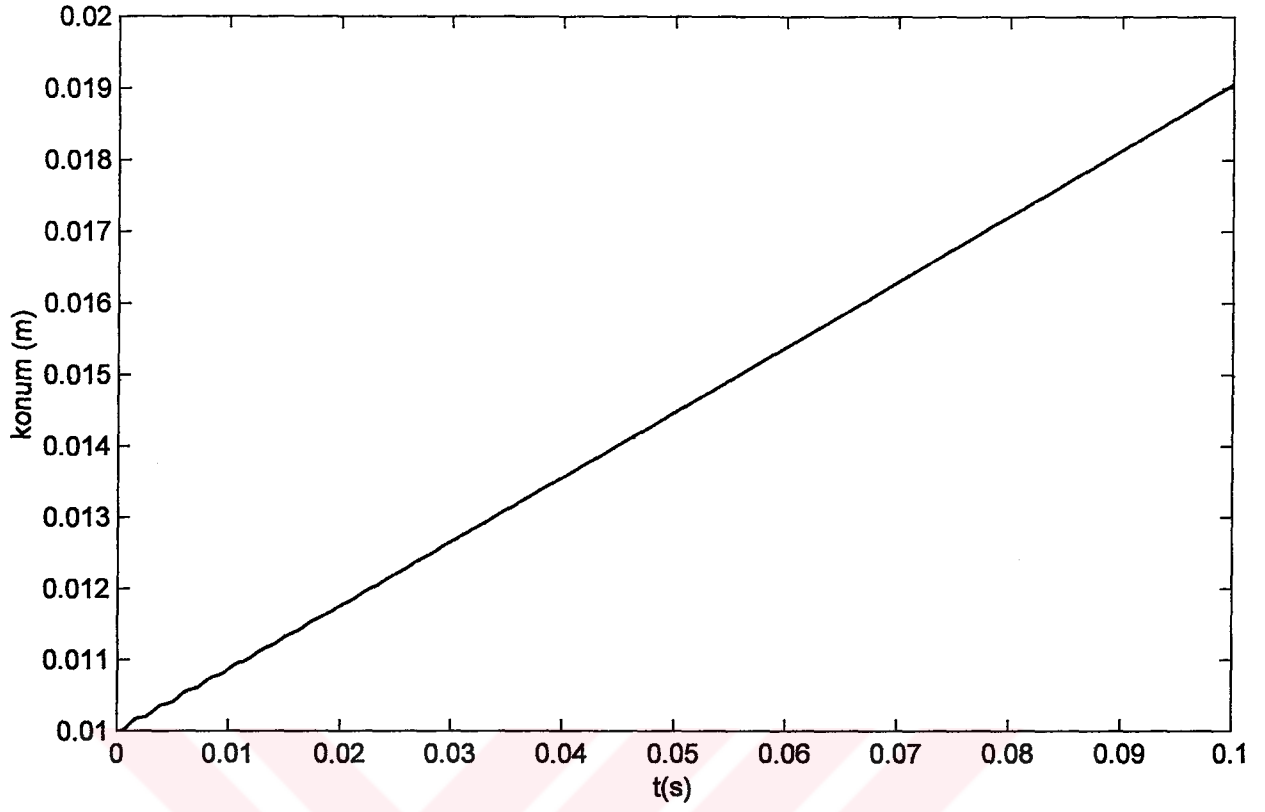
Şekil 5.1 $h=0.001$ ve $u=0.25$ için birinci modelleme açık çevrim diyagramları



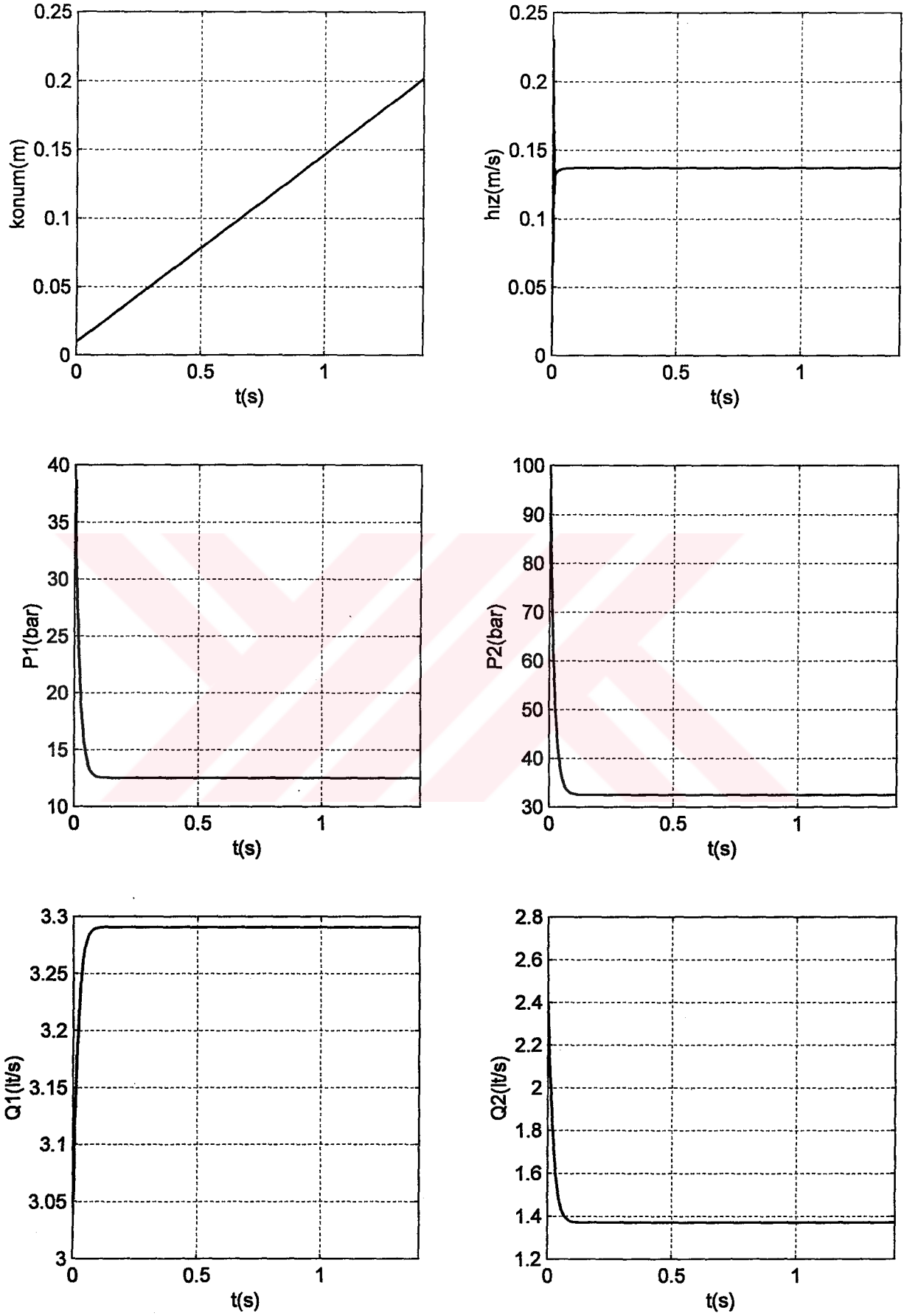
Şekil 5.2 $h=0.0001$ ve $u=0.25$ için konumun ve hızın ayrıntılı başlangıç grafikleri



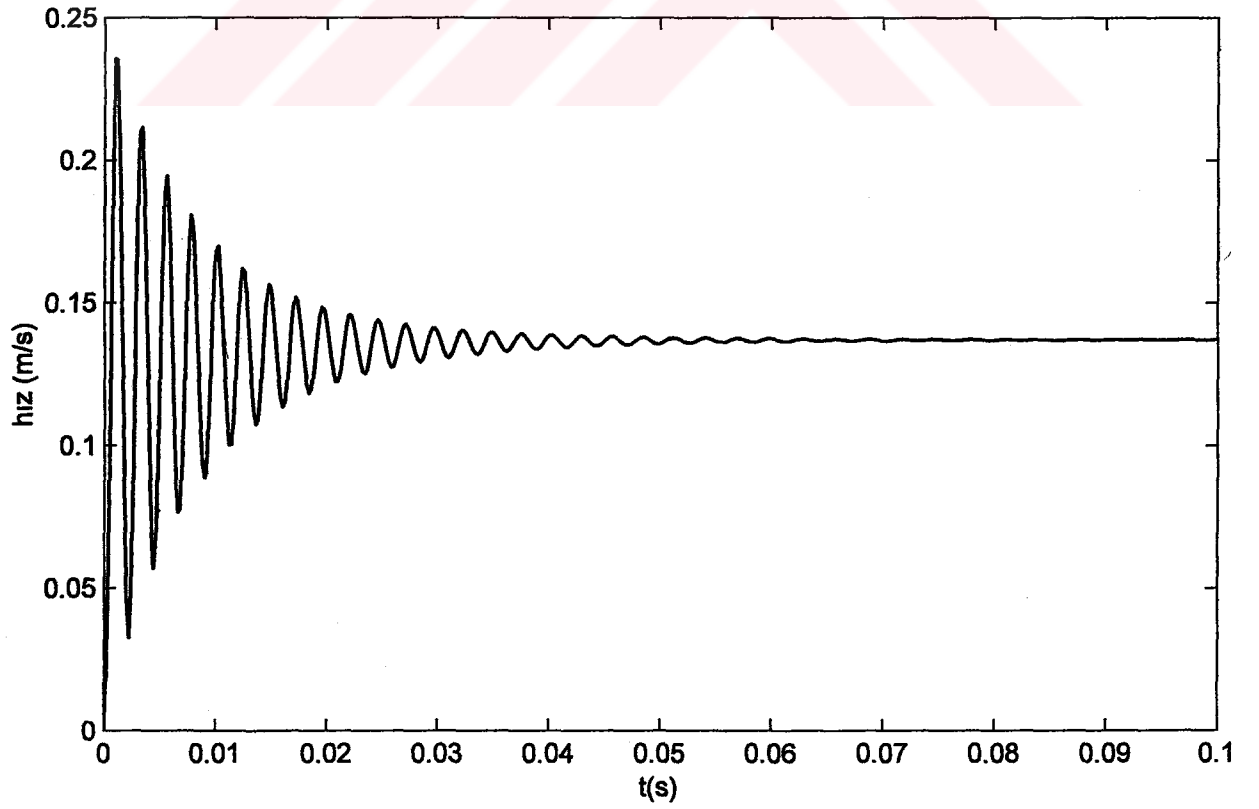
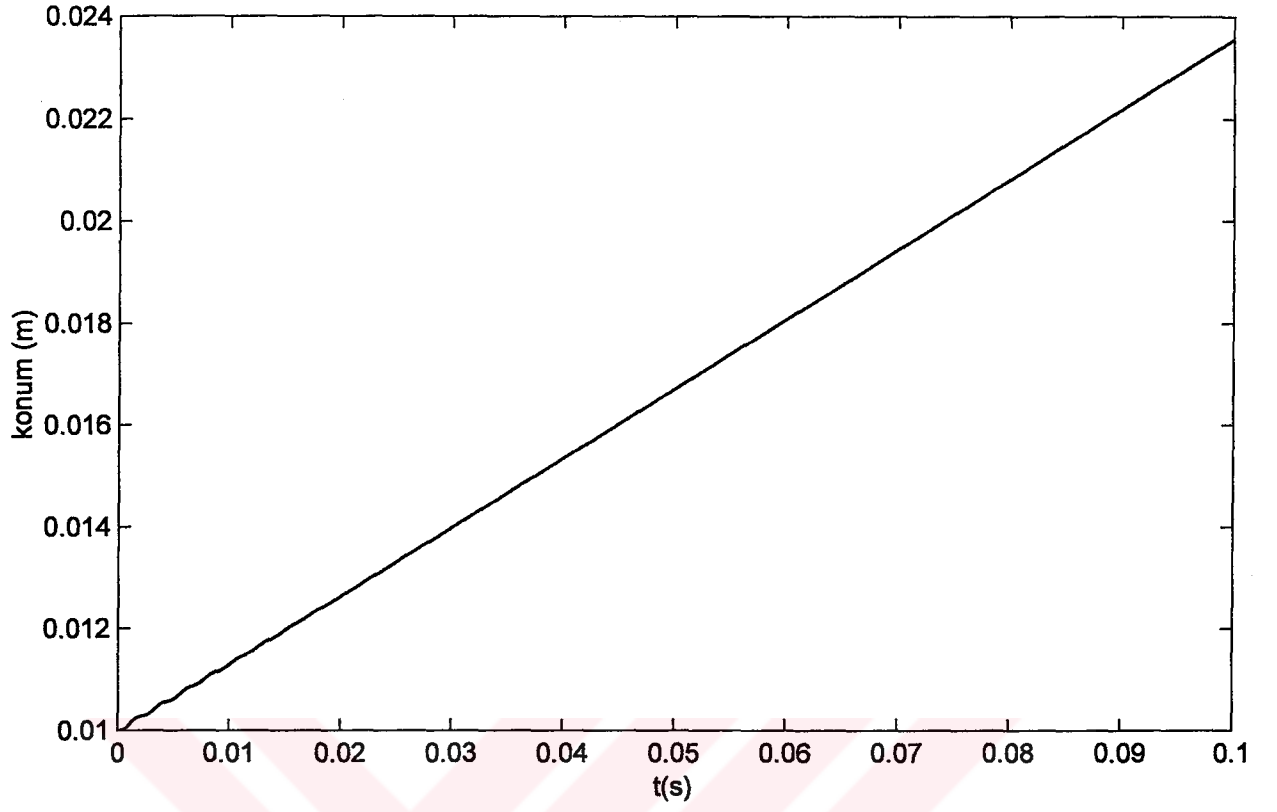
Şekil 5.3 $h=0.001$ ve $u=0.50$ için birinci modelleme açık çevrim diyagramları



Şekil 5.4 $h=0.0001$ ve $u=0.5$ için konumun ve hızın ayrıntılı başlangıç grafikleri



Şekil 5.5 $h=0.001$ ve $u=0.75$ için birinci modelleme açık çevrim diyagramları

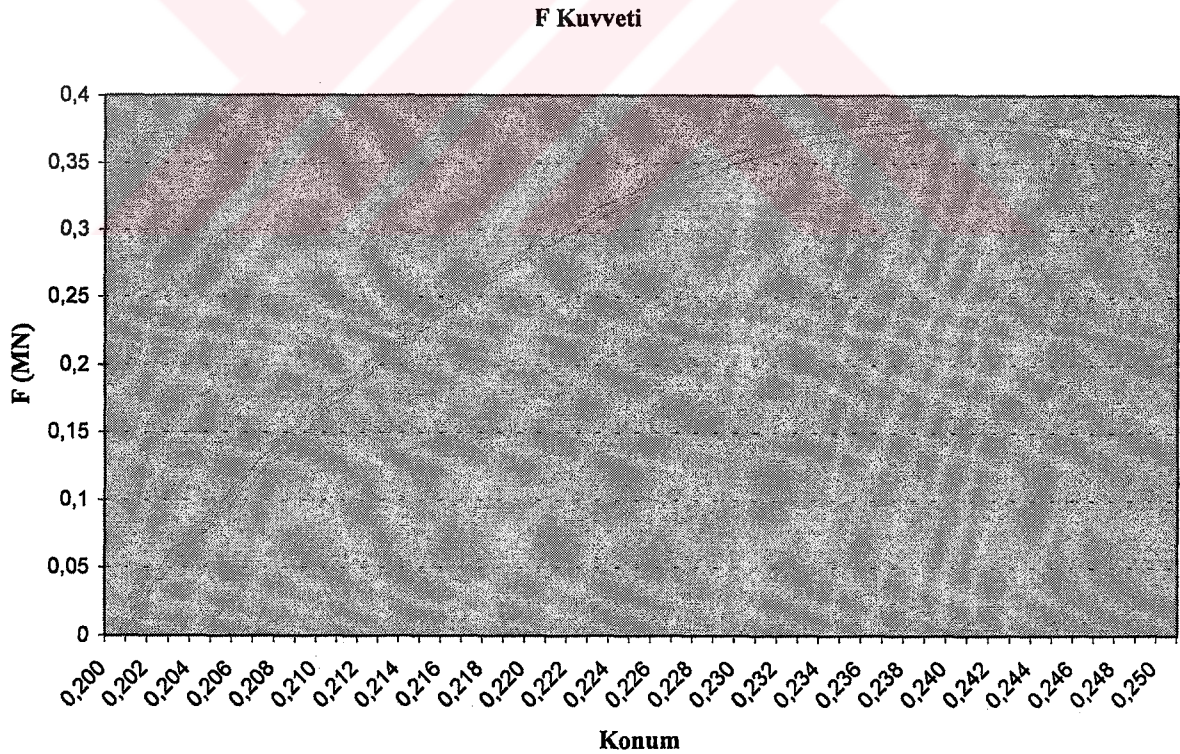


Şekil 5.6 $h=0.0001$ ve $u=0.75$ için konumun ve hızın ayrıntılı başlangıç grafikleri

5.5 Derin Çekme Esnasındaki Modellemenin (İkinci Modelleme) Simülasyonu

Derin çekme esnasındaki modelleme iki aşamayı kapsamaktadır. Bunlardan birincisi ana silindirin devrede olmadığı modelleme, ikincisi sıralama valfinin açılıp ana silindirin devreye girmesiyle başlayan modellemedir. Derin çekme esnasındaki modellemelerin, diğer modellemelerden farkı iş parçasının çekmeye karşı gösterdiği direnç olan F kuvvetinin ve sürtünmenin sisteme dahil olmasıdır.

Sıralama valfinin açılıp, ana silindirin devreye girdiği değer 120 bar olarak alınmıştır. Bu amaçla modelleme, boşta iniş modellemesinin 0.2 m'deki hız, basınç ve debi değerleri başlangıç şartları olarak alınarak çift etkili silindirlerle başlamış ve basınç değeri 120 bar'a ulaşınca kesilip üç silindirin devrede olduğu sistem için konum 0.24 m'ye ulaşincaya kadar devam etmiştir. Simülasyonda kullanılan F kuvveti iş parçasının malzemesine, iş parçasının ebatlarına, kalıbımızın şekline ve çekme hızı gibi birçok faktöre bağlı olduğundan, literatürden yararlanılarak tespit edilmiştir. Simülasyonda kullanılan F kuvveti-konum grafiği aşağıda verilmiştir:



Şekil 5.7 Simülasyonda kullanılan F kuvveti zaman grafiği

Derin çekme esnasındaki modellemenin çift etkili silindirlerle gerçekleşen kısmının durum denklemleri aşağıda verilmiştir:

$$\dot{x}_1 = x_2$$

$$\dot{x}_2 = 1,227.10^{-4}(x_3 - 0,41.x_4) - 9,81 - 25.x_2 - \frac{F}{200}$$

$$\dot{x}_3 = \frac{6,8.10^8}{x_1} \left(-x_2 + \frac{Q_1(x_3, u)}{2,454.10^{-2}} \right)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{6,8.10^8}{(0,25 - x_1)} \left(x_2 - \frac{Q_2(x_4, u)}{1,182.10^{-2}} \right)$$

Valf debi denklemleri de şöyledir:

$$Q_1(x_3, u) = 1.10^{-6}(u - 0,01)\text{sign}(x_3)\sqrt{(x_3)\text{sign}(x_3)}$$

$$Q_2(x_4, u) = 1.10^{-6}(u - 0,01)\text{sign}(200.10^5 - x_4)\sqrt{(200.10^5 - x_4)\text{sign}(200.10^5 - x_4)}$$

Ana silindirin devreye girdiği sistem için valf debi denklemleri aşağıdaki gibidir:

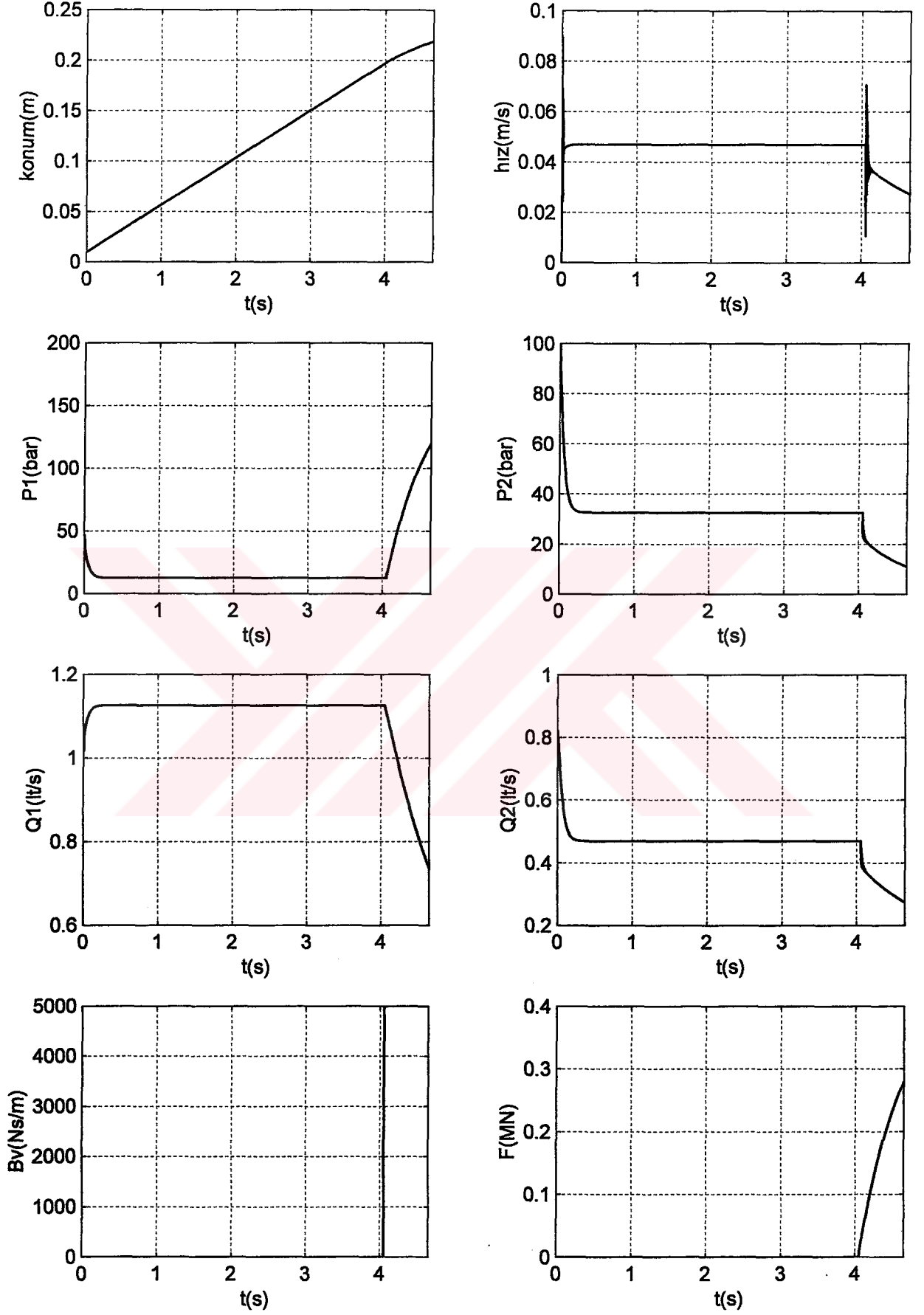
$$\dot{x}_1 = x_2$$

$$\dot{x}_2 = 2,454.10^{-2}.x_3 + 1,256.10^{-1}.x_3 - 5,910.10^{-3}.x_4 + 9,81 - 25.x_2 - \frac{F}{200}$$

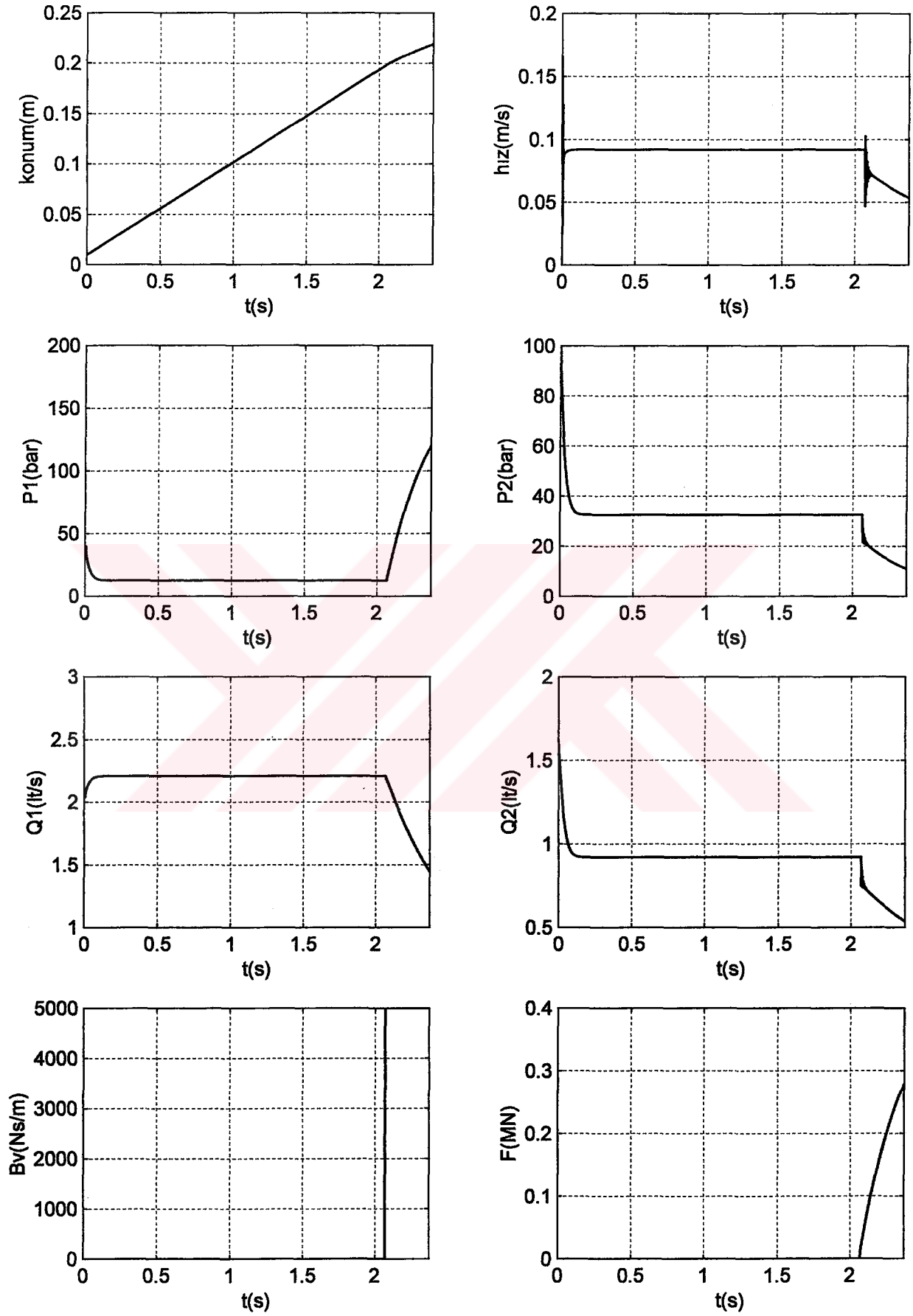
$$\dot{x}_3 = \frac{6,8.10^8}{x_1} \left(-x_2 + \frac{Q_1(x_3, u)}{1,501.10^{-1}} \right)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{6,8.10^8}{(0,25 - x_1)} \left(x_2 - \frac{Q_2(x_4, u)}{1,182.10^{-2}} \right)$$

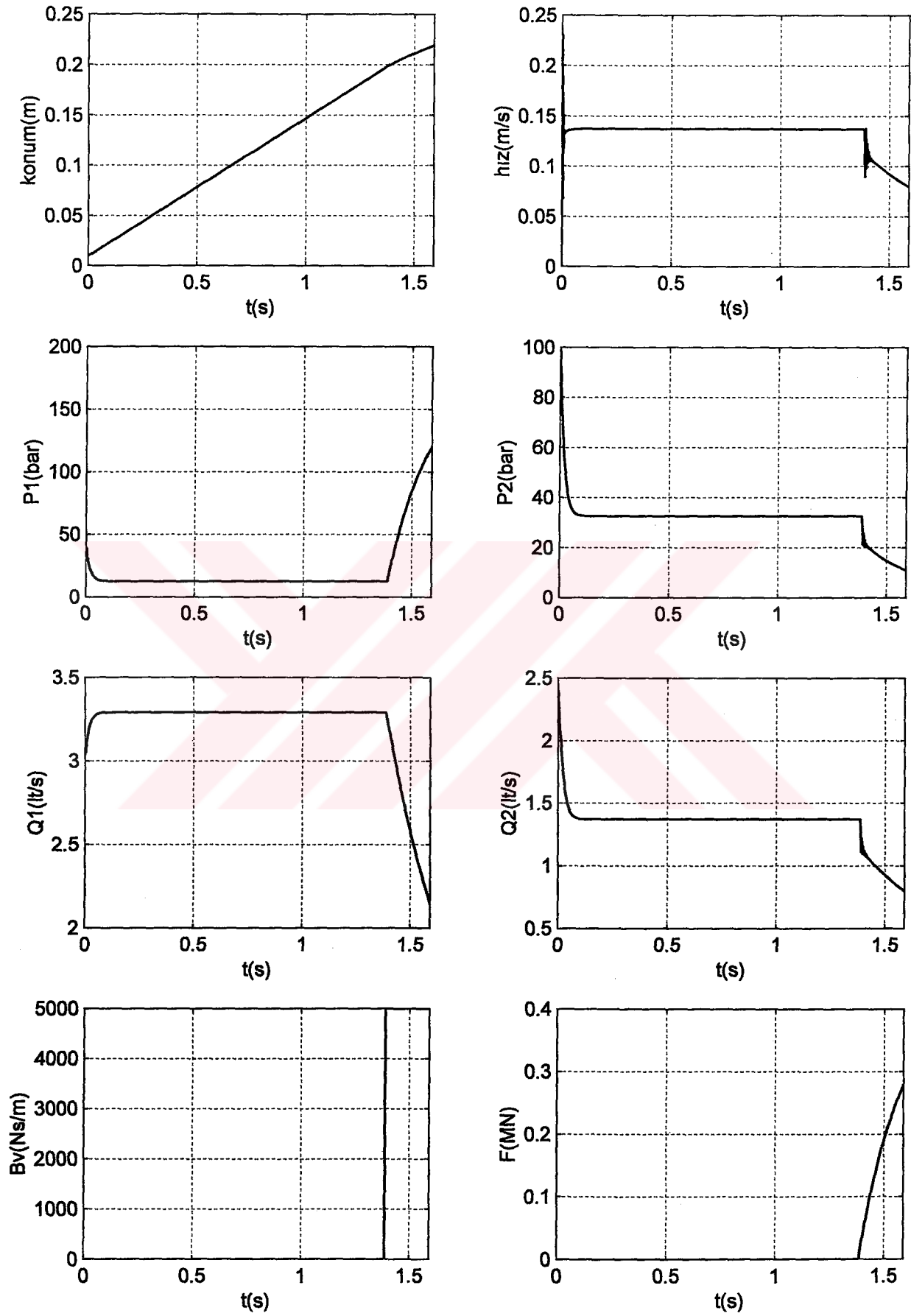
Derin çekme esnasındaki simülasyonda $h=0.0001$ m alındığından hızın ve konumun ayrıntılı başlangıç grafiklerinin çizimine gerek duyulmamıştır.



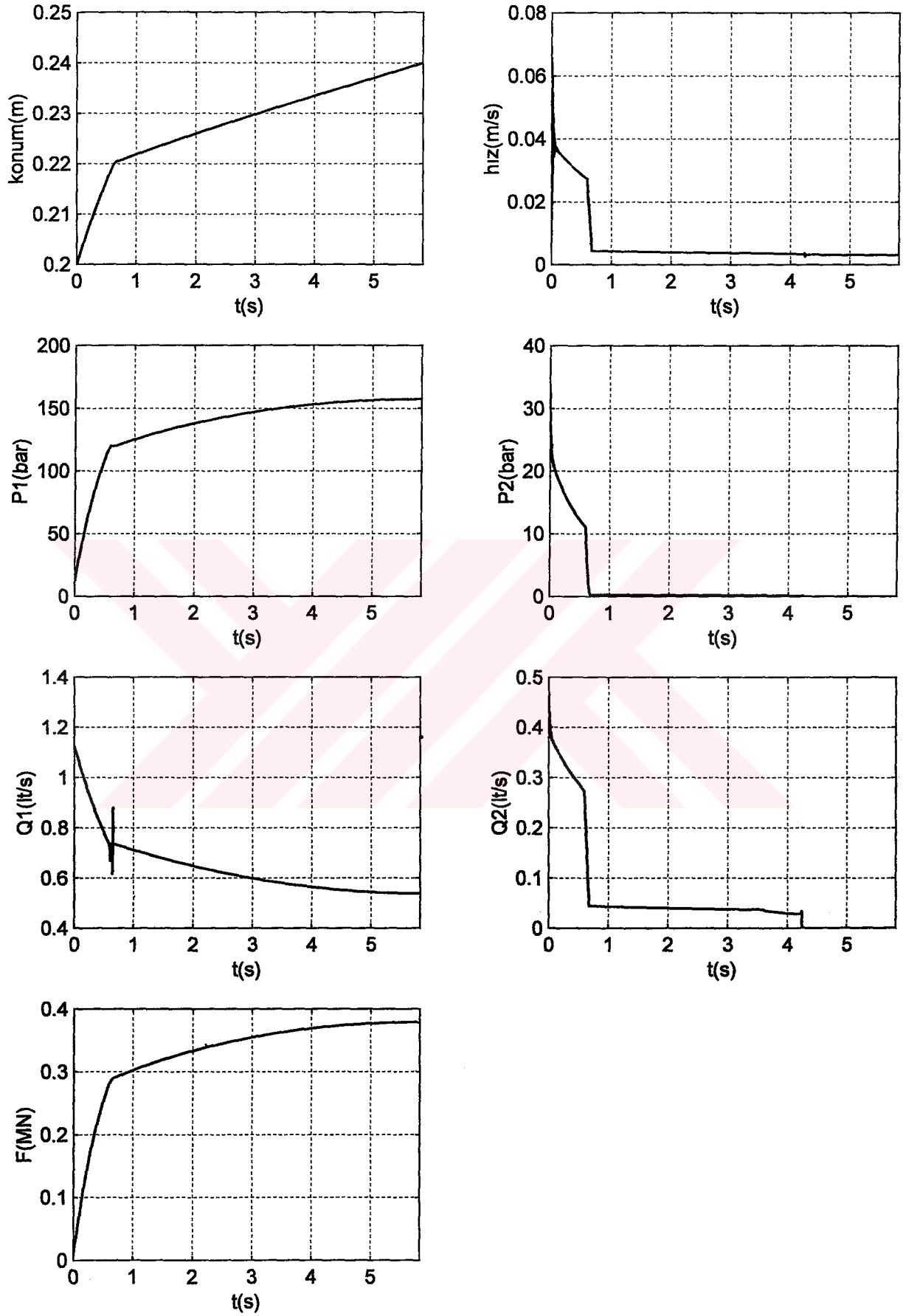
Şekil 5.8 $h=0.0001$ ve $u=0.25$ için ilk modellemenin ve ikinci modellemenin ana silindirin devreye girmesine kadar olan açık çevrim diyagramları



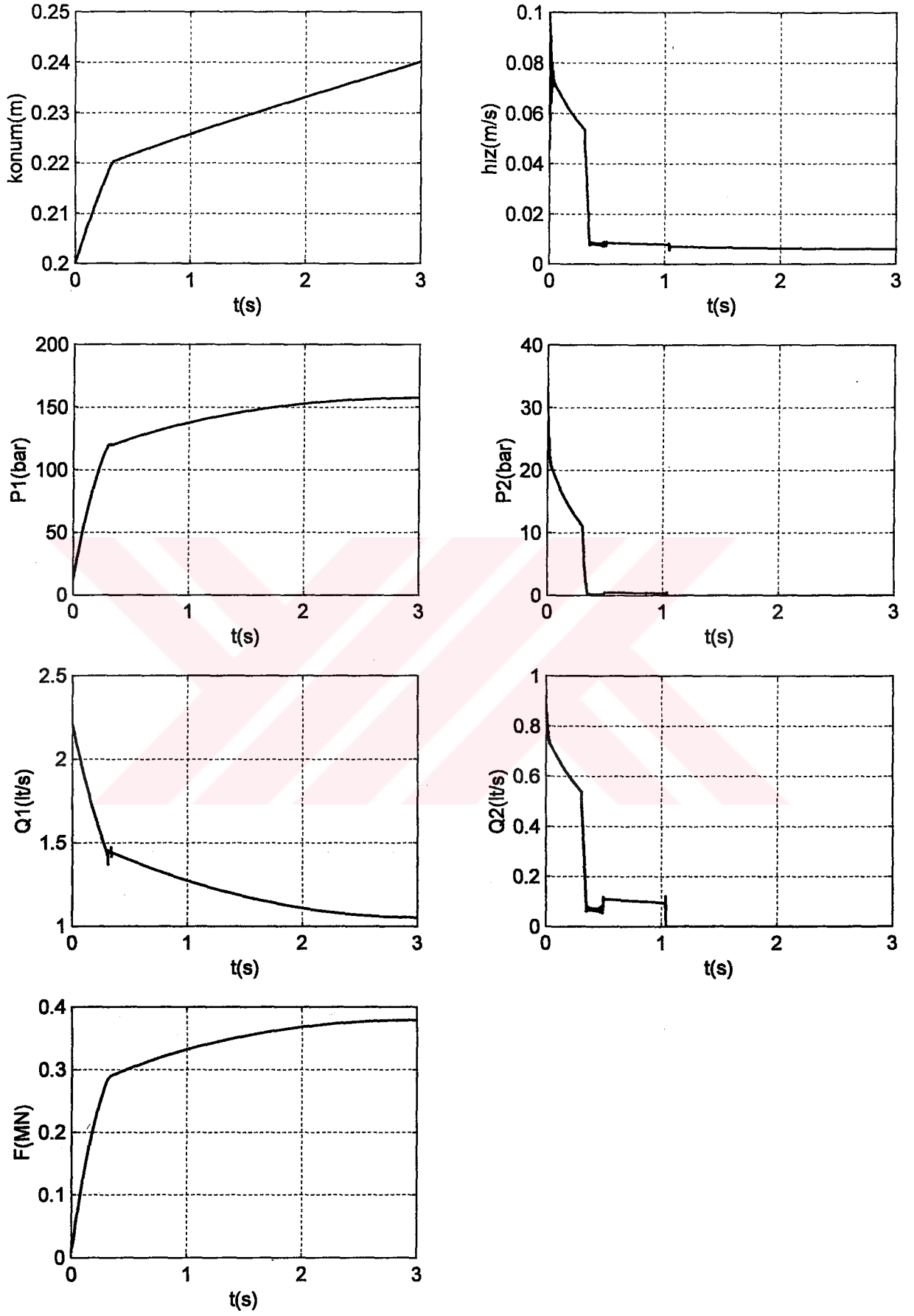
Şekil 5.9 $h=0.0001$ ve $u=0.50$ için ilk modellemenin ve ikinci modellemenin ana silindirin devreye girmesine kadar olan açık çevrim diyagramları



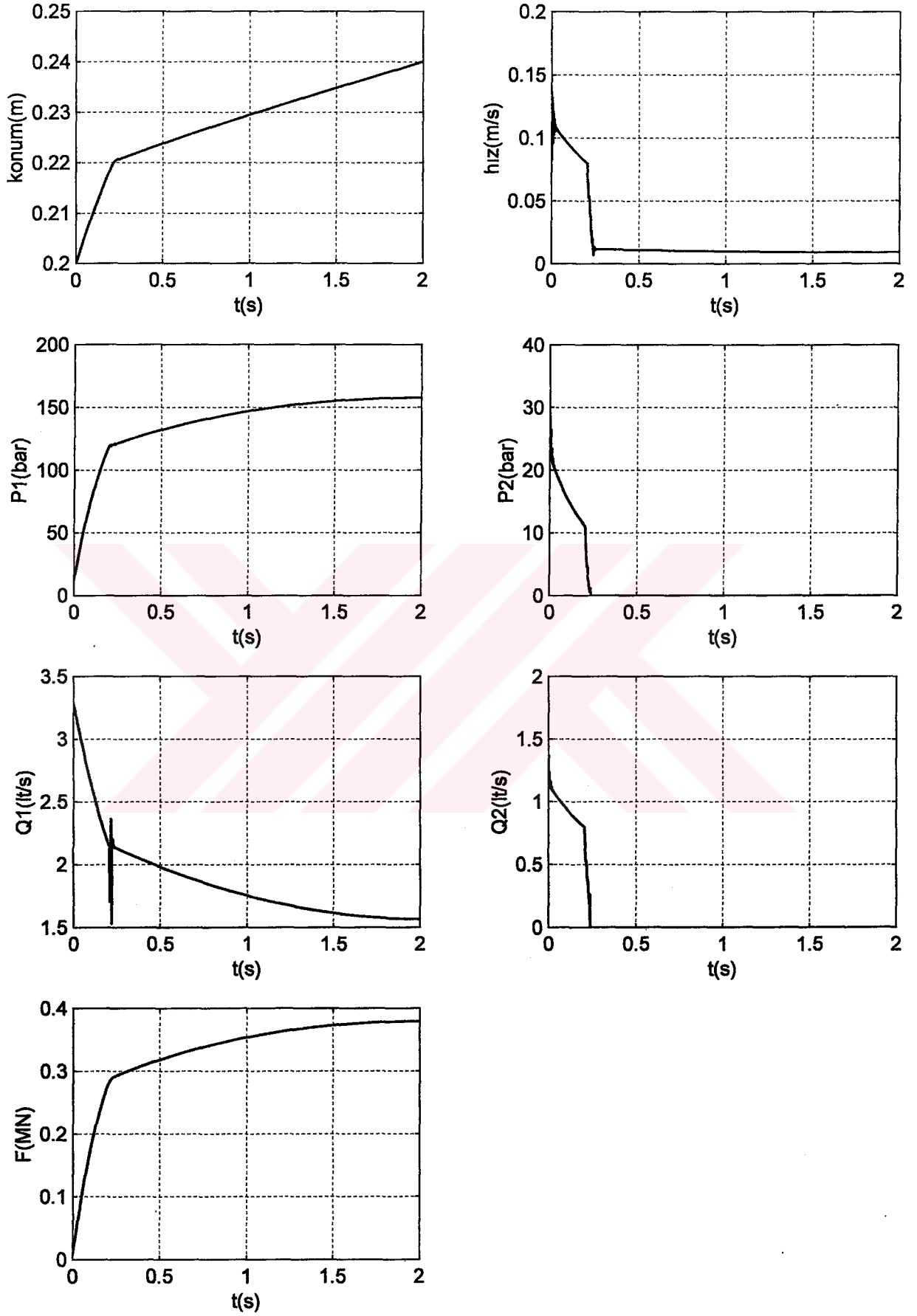
Şekil 5.10 $h=0.0001$ ve $u=0.75$ için ilk modellemenin ve ikinci modellemenin ana silindirin devreye girmesine kadar olan açık çevrim diyagramları



Şekil 5.11 $h=0.0001$ ve $u=0.25$ için derin çekmenin açık çevrim diyagramları



Şekil 5.12 $h=0.0001$ ve $u=0.50$ için derin çekmenin açık çevrim diyagramları



Şekil 5.13 $h=0.0001$ ve $u=0.75$ için derin çekmenin açık çevrim diyagramları

5.6 Kalıp İçinde Geri Dönüş ve Boşta Geri Dönüşün (Üçüncü ve Dördüncü Modellemeler) Simülasyonu

Bu modellemelerde valf en soldaki konumda (paralel konum) olacaktır ve ana silindir sistem basıncından etkilenmeyip, simülasyon yalnız çift etkili silindirlerle gerçekleştirilecektir. Kalıp içinde geri dönüşte B_v sürtünme katsayısı hesaba katılmıştır ve 5000 Ns/m'lik bir sürtünme katsayısı simülasyonda kullanılmıştır. İlk modellemelerde pozitif yön aşağı doğru seçildiğinden ve ilk modellemenin durum denklemleri bu modellemelerde de kullanıldığı için hız ve debiler negatif çıkacak, yani alınan yönün ters olduğunu ve hareket yönünün yukarıya doğru olduğunu gösterecektir. Ayrıca ağırlıkta hareket yönünün tersine etkiyecektir ve sisteme negatif etki sağlayacaktır. Simülasyonlar, kalıp içinde geri dönüş için 0.24 m'den 0.20 m'ye kadar, boşta geri dönüş için ise 0.20 m'den 0.01 m'ye kadar gerçekleştirilecektir. Parametreler yerine konulduğunda simülasyonda kullanılacak durum denklemlerini aşağıdaki gibi elde ederiz.

$$\dot{x}_1 = x_2$$

$$\dot{x}_2 = 1,227 \cdot 10^{-4} (x_3 - 0,41 \cdot x_4) - 9,81 - 25 \cdot x_2$$

$$\dot{x}_3 = \frac{6,8 \cdot 10^8}{x_1} \left(-x_2 + \frac{Q_1(x_3, u)}{2,454 \cdot 10^{-2}} \right)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{6,8 \cdot 10^8}{(0,25 - x_1)} \left(x_2 - \frac{Q_2(x_4, u)}{1,182 \cdot 10^{-2}} \right)$$

Valf debi denklemleri de şöyledir:

$$Q_1(x_3, u) = 1 \cdot 10^{-6} (u - 0,01) \text{sign}(x_3) \sqrt{(x_3) \text{sign}(x_3)}$$

$$Q_2(x_4, u) = 1 \cdot 10^{-6} (u - 0,01) \text{sign}(200 \cdot 10^5 - x_4) \sqrt{(200 \cdot 10^5 - x_4) \text{sign}(200 \cdot 10^5 - x_4)}$$

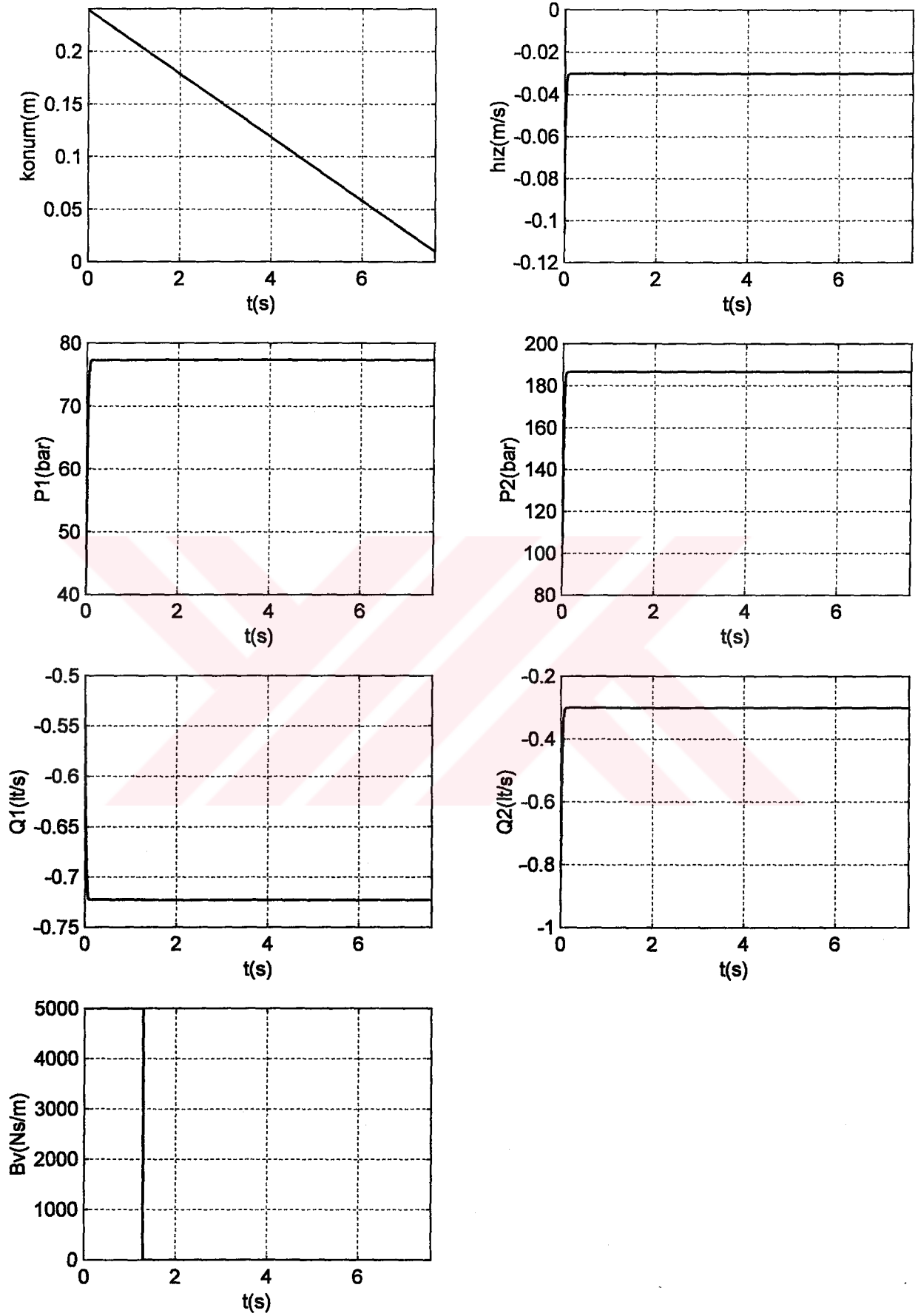
Üçüncü modellemenin başlangıç şartları aşağıdaki gibidir:

$$x_1(0) = 0.24 \text{ m}, \dot{x}_1(0) = 0, P_1(0) = 40 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2, P_2(0) = 100 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

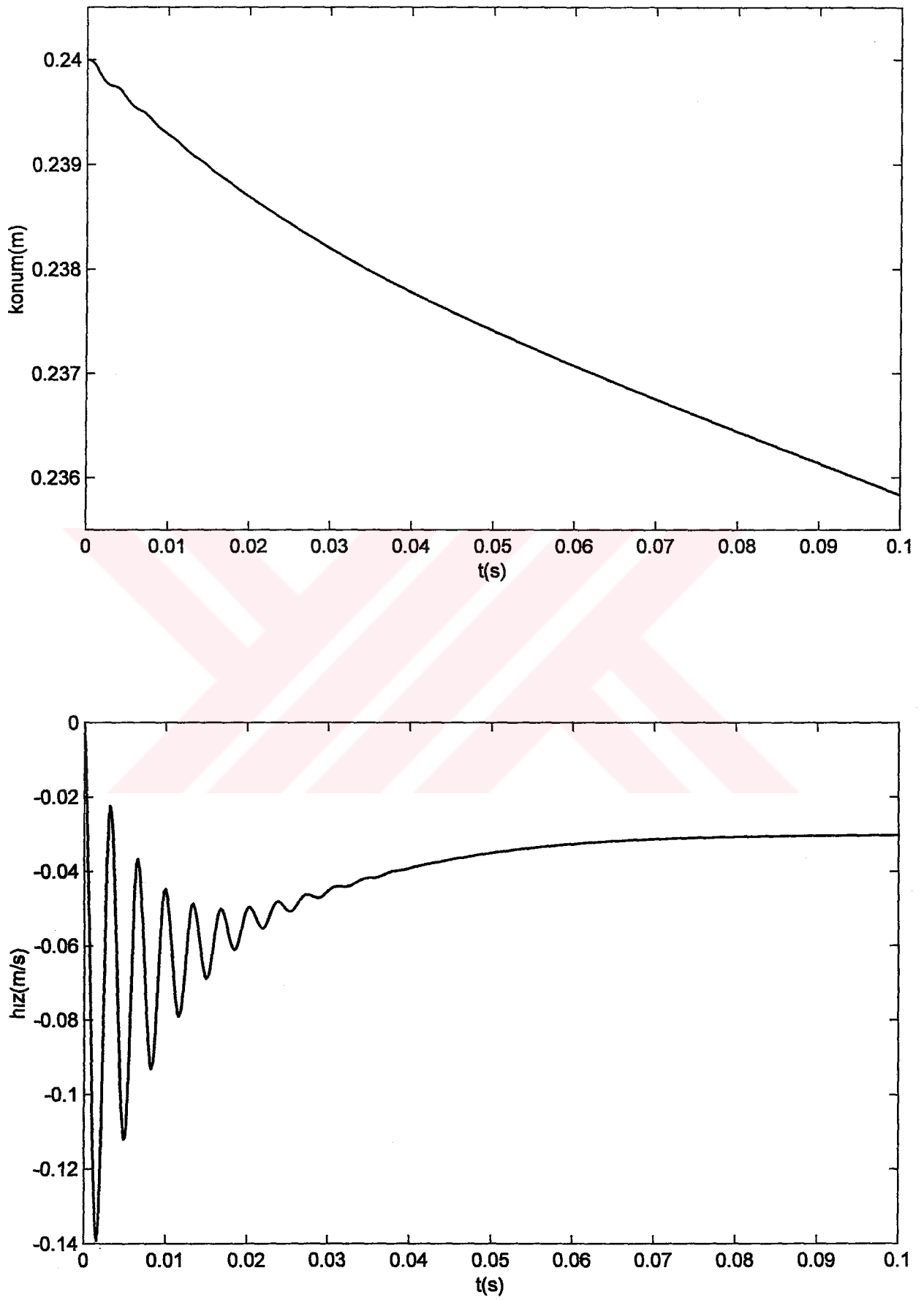
Üçüncü ve dördüncü modellemeler simülasyonda birleştirilmiş ve tek bir modelleme gibi aynı grafik üzerinde gösterilmişlerdir. Simülasyon sonuçları debi bağıntıları ile test edilebilir:

$$Q_{1sr} = A_1 \cdot V_{sr} \text{ 'den } u = -0.25 \text{ için grafiklerden, } Q_1 = \frac{\pi(0.125)^2}{4} (-0.03) = -0.720 \frac{\text{lt}}{\text{s}}, u = -0.50 \text{ için}$$

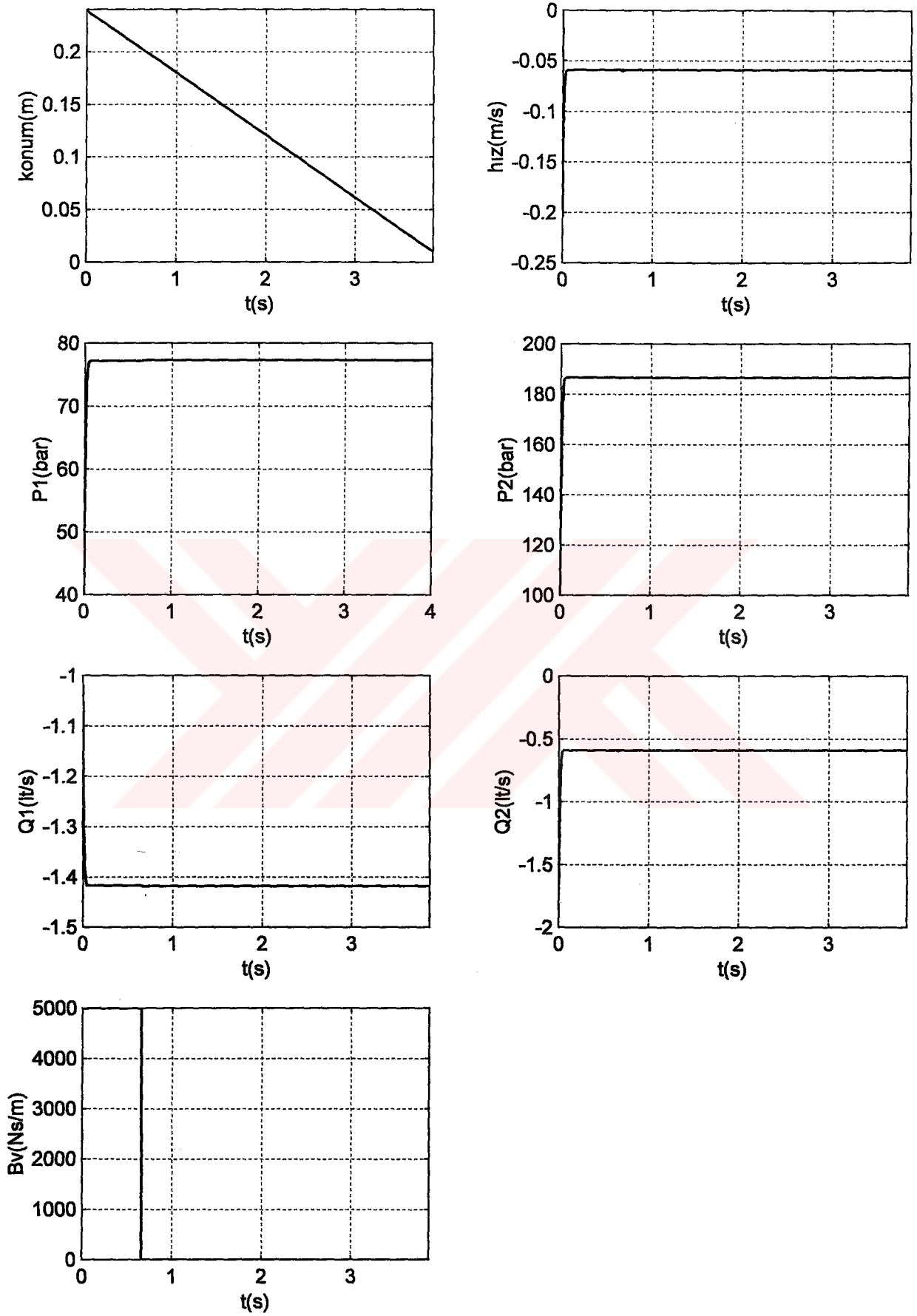
$$Q_1 = \frac{\pi(0.125)^2}{4} (-0.059) = -1.416 \frac{\text{lt}}{\text{s}}, u = -0.75 \text{ için } Q_1 = \frac{\pi(0.125)^2}{4} (-0.088) = -2.112 \frac{\text{lt}}{\text{s}}$$



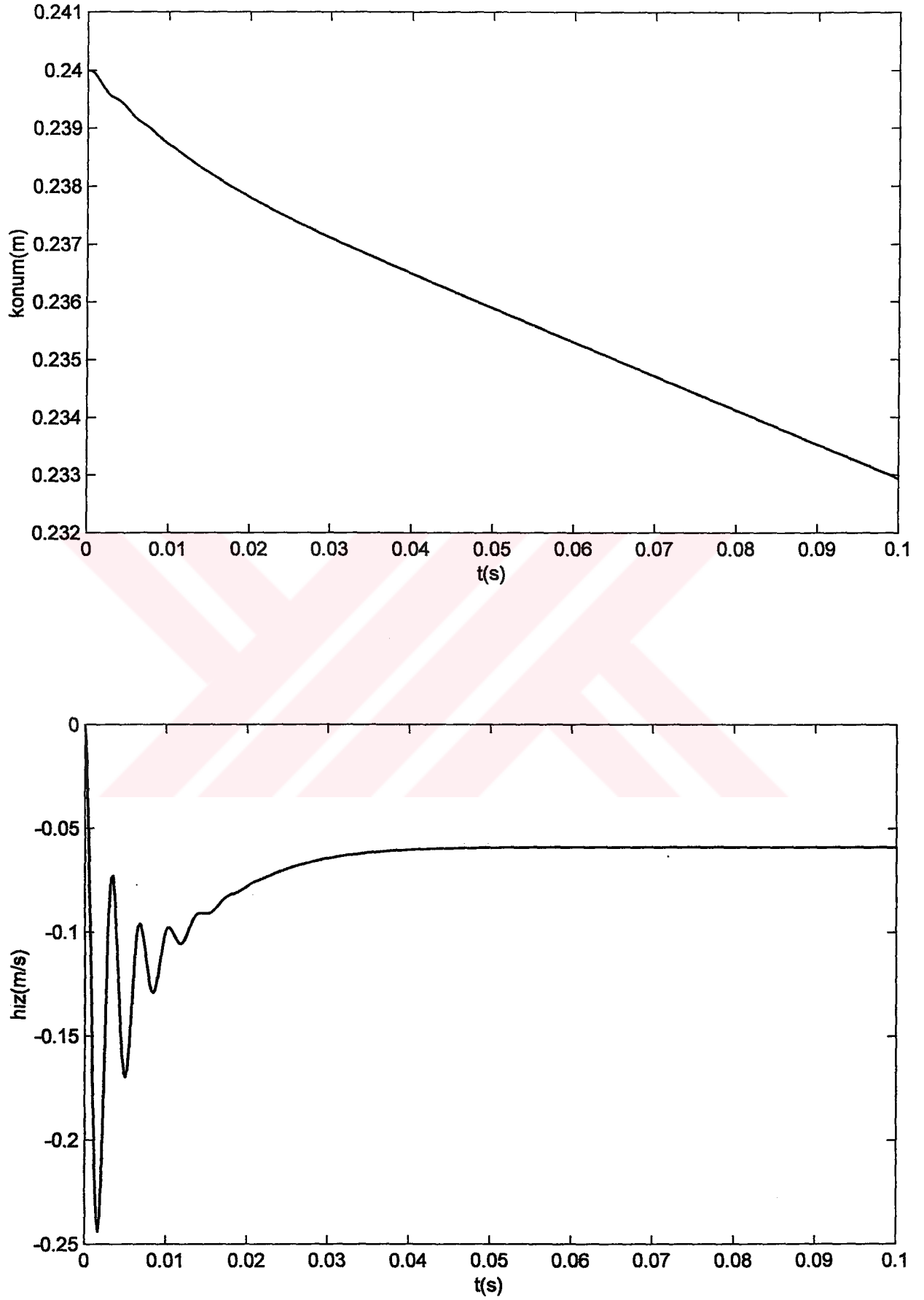
Şekil 5.14 $h=0.001$ ve $u=-0.25$ için üçüncü ve dördüncü modellemelerin açık çevrim diyagramları



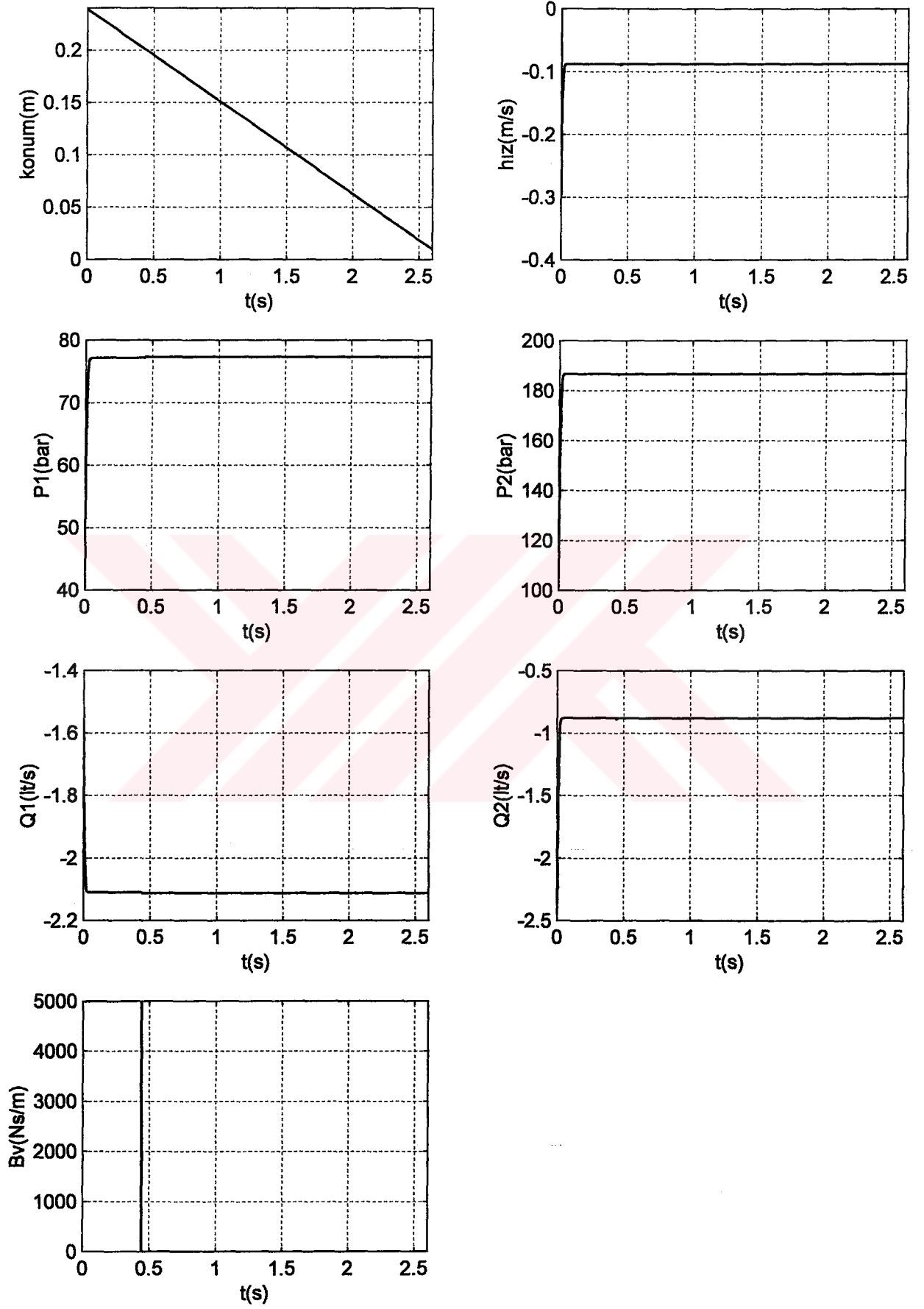
Şekil 5.15 $h=0.0001$ ve $u=-0.25$ için üçüncü modellemeye konumun ve hızın ayrıntılı başlangıç grafikleri



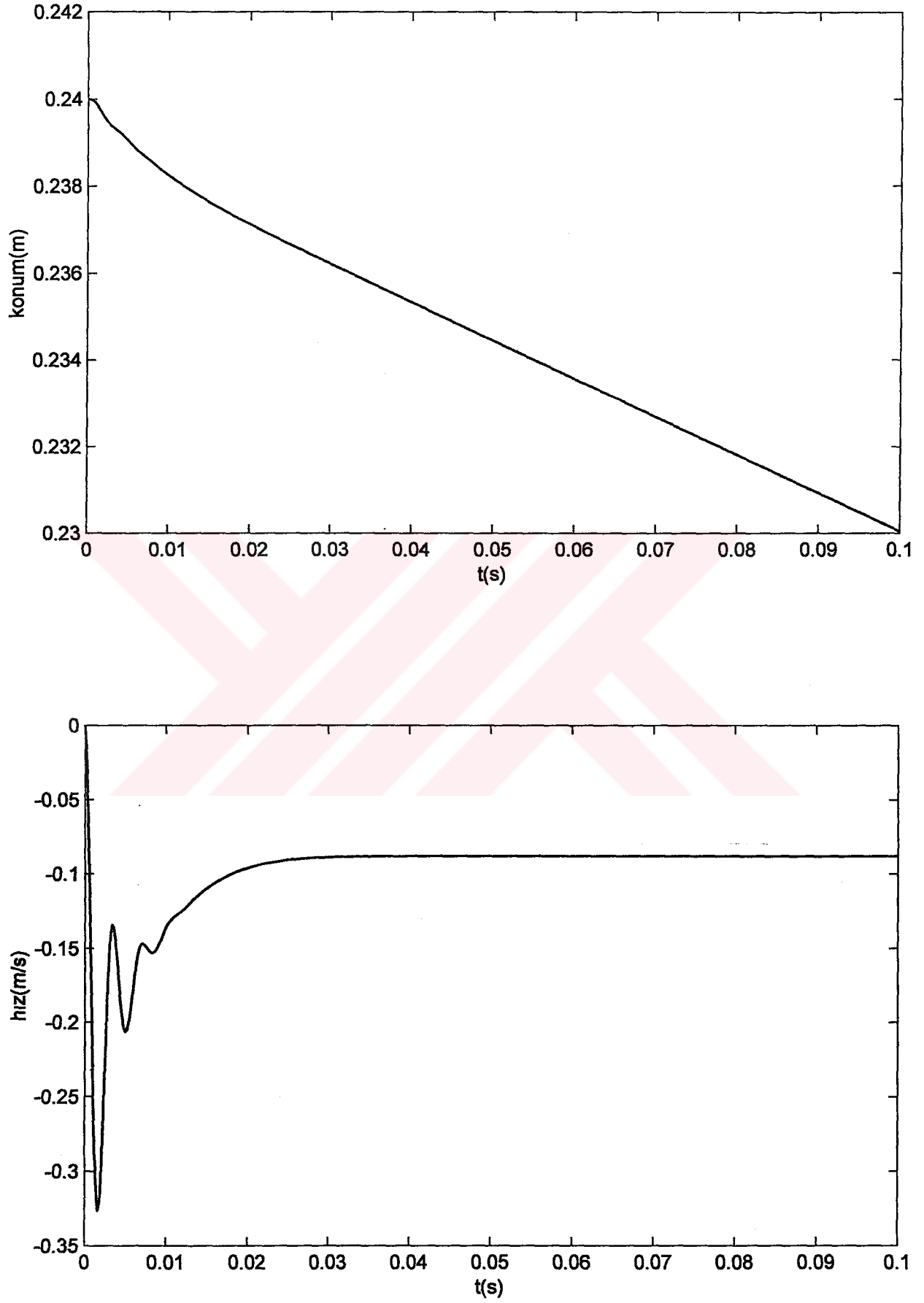
Şekil 5.16 $h=0.001$ ve $u=-0.50$ için üçüncü ve dördüncü modellerin açık çevrim diyagramları



Şekil 5.17 $h=0.0001$ ve $u=-0.50$ için üçüncü modellemeye konumun ve hızın ayrıntılı başlangıç grafikleri



Şekil 5.18 $h=0.001$ ve $u=-0.75$ için üçüncü ve dördüncü modellerin açık çevrim diyagramları



Şekil 5.19 $h=0.0001$ ve $u=-0.75$ için üçüncü modellemeye konumun ve hızın ayrıntılı başlangıç grafikleri

6. SİSTEMİN KONTROLÜ

6.1 Kontrol Sistemleri Tasarımı

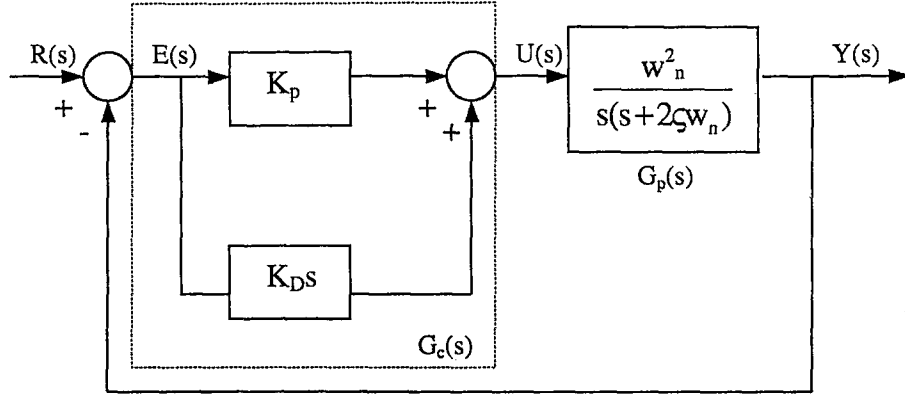
Kontrol sistemleri tasarımı üç adımdan oluşur. Bunlar; sistemin ne yapması ve nasıl yapması gerektiğinin belirlenmesi (tasarım koşulları), kontrolör yada kompensatör yapısının kontrol edilen sisteme (proses) nasıl bağlanacağını belirlenmesi ve kontrolör parametrelerinin tasarım hedeflerine göre belirlenmesidir.

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

Belli bir kontrolör yapısını seçtikten sonra, tasarımcı tüm tasarım koşullarını gerçekleyen bir kontrolör türünü, eleman değerleriyle birlikte belirlemelidir. Kontrol sistemlerinin tasarımı 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, daha önceki bölümlerde tartışılan analiz sonuçlarından yararlanarak, bireysel parametrelerin tasarım koşullarını ve neticede sistem davranışını nasıl etkilediğini belirlemektir. Bu bilgilere dayanarak kontrolör parametreleri tüm tasarım kriterleri 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 sağlanamayabilir. Şüphesiz ki tasarım kriterleri ve kontrolör parametrelerinin sayısı arttıkça tasarım işlemi de karmaşılaşır. Bizim simülasyonumuzda konum kontrolü için PD, hız kontrolü için ise PI kullanılacaktır. Bu amaçla bu kontrolör türleri hakkında aşağıda bilgiler verilmiştir. Ayrıca ivme geri beslemeli kontrol ve ikili kontrolle ilgili çalışmalarda yapılmıştır.

6.2 PD Kontrolörüyle Tasarım



Şekil 6.1 PD kontrolörlü bir örnek kontrol sistemi

Şekil 6.1’de geribeslemeli bir kontrol sistemine ait bir blok diyagramında, kontrol edilen sistem (proses) transfer fonksiyonu:

$$G_p(s) = \frac{w_n^2}{s(s + 2\zeta w_n)} \quad (6.1)$$

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

$$G_c(s) = K_p + K_D s \quad (6.2)$$

Şeklinde oransal-türevsel (PD) türündendir. Buna göre sisteme uygulanan kontrol işareti, K_p ve K_D orantı kontrol ve türev kontrol katsayıları olmak üzere,

$$u(t) = K_p e(t) + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (6.3)$$

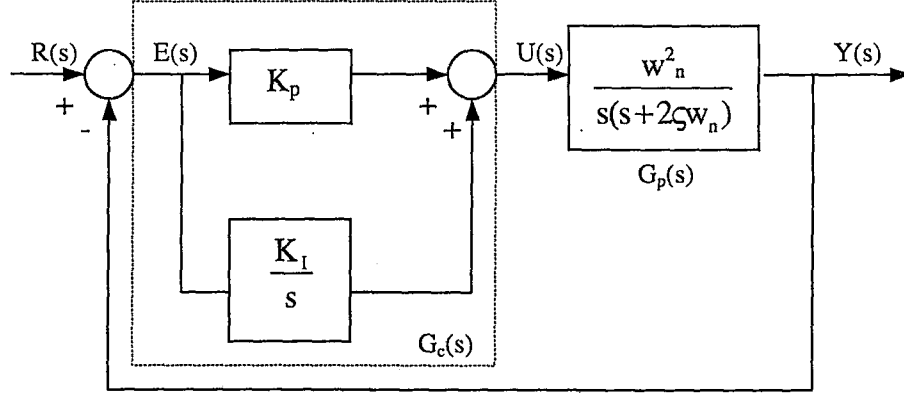
şeklindedir.

Uygun tasarlanmış bir PD kontrolörü sistem davranışını şu şekilde etkiler (Kuo, 1995):

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

6.3 PI Kontrolörüyle Tasarım

PID kontrolörün integral kısmı kontrolör işaretinin zaman integrali ile orantılı işaret üretir. Şekil 6.2’de PI kontrolörlü ikinci mertebeden örnek bir kontrol sistemi görülmektedir.



Şekil 6.2 PI kontrolörlü bir örnek kontrol sistemi

PI kontrolörün transfer fonksiyonu:

$$G_c(s) = K_p + \frac{K_I}{s} \quad (6.4)$$

şeklindedir. K_I integral kontrol katsayısıdır. En uygun PI kontrolörü tasarımının yarar ve sakıncaları şu şekilde özetlenebilir (Kuo, 1995):

- Sönümü düzeltir ve aşımı azaltır.
- Yükselme zamanını azaltır.
- Bandgenişliğini azaltır.
- Kazanç payı, faz payı ve M_r 'yi iyileştirir.
- Yüksek frekans gürültülerini süzer.
- Kontrol devresindeki kapasite değerinin çok büyük olmaması için uygun seçilmesi gereken K_I ve K_p değerleri PD kontrolöründen daha sınırlıdır.

6.4 PID Kontrolörüyle Tasarım

Önceki açıklamalarda PD kontrolörünün sisteme zayıflama getirdiği ancak sistemin kararlı hal davranışını etkilemediği görülmüştü. PI kontrolörün ise, görece kararlılığı ve aynı zamanda kararlı hal hatalarını düzelttiği, ancak yükselme zamanını artırdığı belirtilmişti. Bu sonuçlar bizi, PI ve PD kontrolörlerin iyi yönlerinden yararlanmayı sağlayan, PID kontrolörü

kullanmaya yöneltir. PID kontrolörü seri bağlı bir PI ve PD kısımlarından oluşur. PID kontrolörünün transfer fonksiyonu aşağıdaki gibidir:

$$G_c(s) = K_p + K_D s + \frac{K_I}{s} \quad (6.5)$$

şeklinde yazılabilir.

6.5 Sistemin PD Etkili Konum Kontrolü

Konum kontrolü PD kontrolörüyle sağlanacaktır. PD kontrol organı cevabının genel ifadesi olan (6.3) denklemini tekrar yazarsak;

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

$$K_D = K_p \tau_D \quad (6.6)$$

elde edilir. (6.6) ifadesi genel ifademize yerleştirilirse (6.7) ifademizi elde ederiz.

$$u(t) = K_p e(t) + K_p \tau_D \frac{de(t)}{dt} \quad (6.7)$$

(6.7) ifadesine laplace dönüşümü uygulanırsa ifademizi (6.8)'deki şeklini alır.

$$U(s) = K_p (1 + \tau_D s) E(s) \quad (6.8)$$

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, τ_D diferansiyel zamandır. Önceki bölümlerden hatırlanacağı gibi $x_1 = Y$ (konum), $x_2 = \dot{Y}$ (hız) olmaktadır.

$$e(t) = y_{ref} - y \quad (6.9)$$

$$\dot{e}(t) = \dot{y}_{ref} - \dot{y} = -\dot{y} \quad (6.10)$$

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

$$E(s) = Y_{ref} - X_1(s) \quad (6.11)$$

Bütün bunlar doğrultusunda (6.11) denkleminizi modelimize uyarlırsak aşağıdaki ifadeyi elde ederiz.

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

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

$$U(s) = K_p(Y_{ref} - X_1(s)) - K_p\tau_D X_2(s) \quad (6.13)$$

$$u(t) = K_p(y_{ref} - y) - K_p\tau_D \dot{y} \quad (6.14)$$

elde edilir. (6.14) denklemini sisteme uygulayacağımız PD kontrol algoritması olmaktadır.

6.6 Sistemin PI Etkili Hız Kontrolü

Sistemin hız kontrolü PI kontrolörüyle sağlanacaktır. PI etkili sürekli kontrol algoritmasının klasik yapısı aşağıda verilmiştir.

$$U(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{\tau_i s} \right) E(s) \quad (6.15)$$

$$\frac{K_p}{\tau_i} = K_I \quad (6.16)$$

Bizim sistemimizde $U(s)$ 'nin karşılığı u (valf açıklığı), $E(s)$ 'nin karşılığı ise referans hızdan ölçülen hızın farkı olmaktadır. K_p oransal kontrol katsayısı, τ_i integral zamanıdır.

$$e(t) = \dot{y}_{ref} - \dot{y} \quad (6.17)$$

olduğuna göre, (6.18) denklemini bizim sistemimize uyarlanırsa aşağıdaki ifadeyi elde ederiz.

$$u(t) = K_p(\dot{y}_{ref} - \dot{y}) + K_I \int (\dot{y}_{ref} - \dot{y}) \quad (6.18)$$

6.7 PD+D² Etkili Konum Kontrolü

PD etkili kontrol algoritmasına ivme teriminin eklenmesi ile PD+D² etkili kontrol algoritması elde edilir. PD+D² etkili kontrol organının cevabı:

$$u(t) = K_p e(t) + K_p\tau_D \frac{de(t)}{dt} + K_p\tau_{DD} \frac{d^2e(t)}{dt^2} \quad (6.19)$$

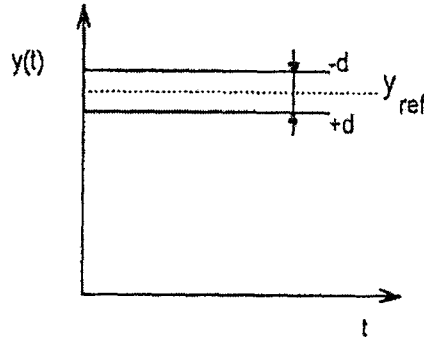
şeklindedir. Buradan;

$$u(t) = K_p e(t) - K_p\tau_D \dot{y} - K_a \ddot{y} \quad (6.20)$$

elde edilir. Burada K_a ivme kontrol katsayısı olmaktadır. İvme geri beslemesinin kontrol algoritmasına eklenmesiyle sistem hızlanır (Kutlu, 1991).

6.8 İkili Kontrol

İkili kontrol organı sadece iki belirli konumda bulunur. Kontrol organı ya devrede yada değildir. Kontrol organının sık sık devreye girip aşınmasını önlemek için bir diferansiyel aralık bulunur. 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 (Altuğ, 1998).



Şekil 6.3 Diferansiyel aralık

Sisteme uygulanan PD etkili ikili kontrol ifadesi:

$$e = K_p (y_{ref} - y) - K_p \tau_D \dot{y} \quad (6.21)$$

Sistemin kumanda değişimi:

$$e > d \text{ ise } u = 1$$

$$-d < e < d \text{ ise } u = 0$$

$$e < -d \text{ ise } u = -1$$

şeklindedir. Burada e hata, d ise diferansiyel aralık olmaktadır. İkili kontrol organı özellikle evlerde ve çok hassas kontrol gerektirmeyen yerlerde yaygın olarak kullanılır. En yaygın kullanılma alanları olarak ütü, buzdolabı, fırın, su ısıtıcı gibi sistemleri sayabiliriz. Bir mutfak fırını sıcaklık kontrolünde 2°C 'lik fark aralığı çok zor fark edilir.

İkili kontrol uygulamasına bir örnek olarak sıvı seviye sistemini ele alalım. İkili kontrolde valf ya kapalı yada açıktır. Buna göre tanka akan sıvı debisi ya pozitif yada sıfır değerinde olur. Çıkış sinyali gerekli iki sınır değeri arasında sürekli olarak hareket ederek motor elemanının sabit bir noktasından diğer bir noktaya hareket etmesine neden olur. Çıkışın böyle iki sınır değeri arasında salınım yapması ikili kontrol etkisi altındaki bir sistemin tipik bir cevap karakteristiğidir. Çıkışın salınım genliği, farksal aralığı (anahtarlama aralığı) küçültmek

suretiyle azaltılabilir. Buna karşılık bu aralığın küçültülmesi birim anahtarlama miktarını arttıracak ve buda elemanların ömrünü kısaltacaktır.

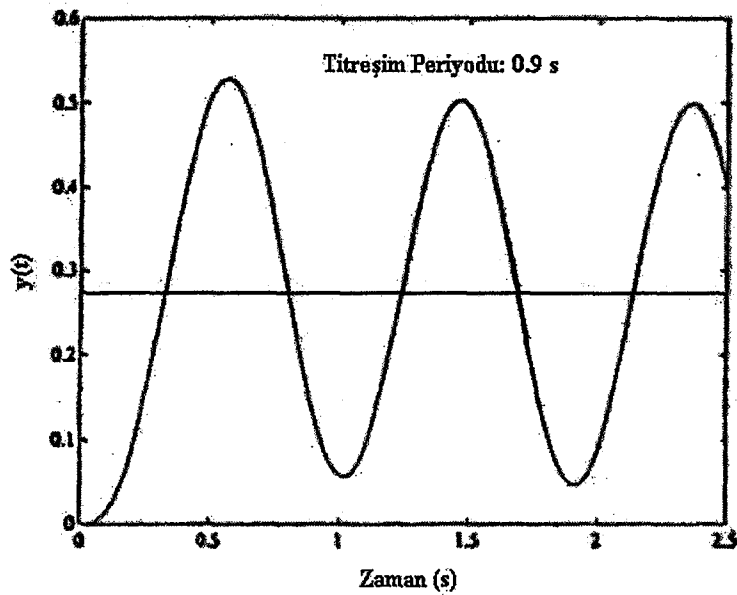
Buna karşılık ikili kontrol organı çok hassas kontrol gerektiren süreç endüstrilerinde daha seyrek kullanılır. Aç-kapa tipi kontrol organı; büyük kapasiteli ve buna karşılık kontrol edilen değişkenlerin sıklıkla değişime uğramadığı sistemlerde kullanılabilir.

Özellikle sistem zaman sabitinin kontrol organı donanımı zaman gecikmesine (ölçme organı ve benzeri yerlerde ortaya çıkabilecek ölü zaman gecikmesi de dahil olmak üzere) göre büyük olduğu durumlarda ikili kontrol organı kullanılabilir. Buna karşılık kontrol organı zaman gecikmesinin sistem zaman sabitine göre çok büyük olduğu durumlarda aç-kapa tipi kontrolde açma ve kapama cevap eğrileri eşit aralıklarla değişmediğinden farksal aralıklar artar ve ikili kontrol hassas bir kontrol sağlayamaz.

6.9 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 (Kuo, 1995).

K_p kazanç değerleri değiştirilerek deney birkaç defa tekrarlanır. Sürekli titreşim yapan cevap eğrisini veren K_p değerine K_{max} denir. Bu durumdaki titreşim periyoduna P_u denir.



Şekil 6.4 Sürekli titreşim metodu

Kontrol Türü	K_p (Orantı Kazancı)	τ_i (İntegral Zaman)	τ_d (Diferansiyel Zaman)
Orantı (P) Kontrol Organı	$0.5 K_{max}$	-	-
Orantı+İntegral (PI) Kontrol Organı	$0.45 K_{max}$	$\tau_i = \frac{P_u}{1.2}$	-
Orantı+Diferansiyel (PD) Kontrol Organı	$0.6 K_{max}$	-	$\tau_D = \frac{P_u}{8}$
Orantı+İntegral+Diferansiyel (PID) Kontrol Organı	$0.6 K_{max}$	$\tau_i = \frac{P_u}{2}$	$\tau_D = \frac{P_u}{8}$

Çizelge 6.1 Ziegler Nichols sürekli titreşim metodu kontrol organı ayar değerleri

6.10 PD Etkili Konum Kontrol Organının Ayar Değerlerinin Belirlenmesi

Ziegler-Nichols sürekli titreşim yöntemi ile kontrol organının ayar değerlerinin belirlenmesinde Bölüm 6.9’da anlatılan kurallara uygun olarak $\tau_D = 0$ ve cevap eğrisinin sürekli titreşim yapan değeri $K_p = 17$ olarak alınmıştır. Sürekli titreşim periyodu $P_u = 0.006$ s olarak ölçülmüştür. Buradan hareketle çizelge 6.1’den;

$$K_p = 0.6 K_{max} = 10.2 \text{ ve } \tau_D = \frac{P_u}{8} = 0.00075 \text{ olarak bulunur.}$$

PD etkili kontrol presin yukarıdan aşağıya ve aşağıdan yukarıya hareketi için uygulanmıştır. y_{ref} değeri aşağı inişte 0.24 m, yukarı çıkışta 0.01 m olarak alınmıştır. Şekil 6.5 ve 6.6’da PD etkili kontrol sonucu elde edilen grafikler verilmiştir. Bu grafiklerde kumanda değeri olan u içinde bir diyagram hazırlanmıştır.

6.11 PI Etkili Hız Kontrol Organının Ayar Değerlerinin Belirlenmesi

PI etkili kontrolde $\tau_i = \infty$ alınarak cevap eğrisinin sürekli titreşim yapan değeri $K_p = 55$ olarak alınmıştır. Sürekli titreşim periyodu $P_u = 0.006$ s olarak ölçülmüştür. Çizelge 6.1’den PI etkili kontrol için K_p ve τ_i ’ye bakarsak;

$$0.45 K_{max} = 24.75 \text{ ve } \tau_i = \frac{P_u}{1.2} = 0.005 \text{ olarak bulunur.}$$

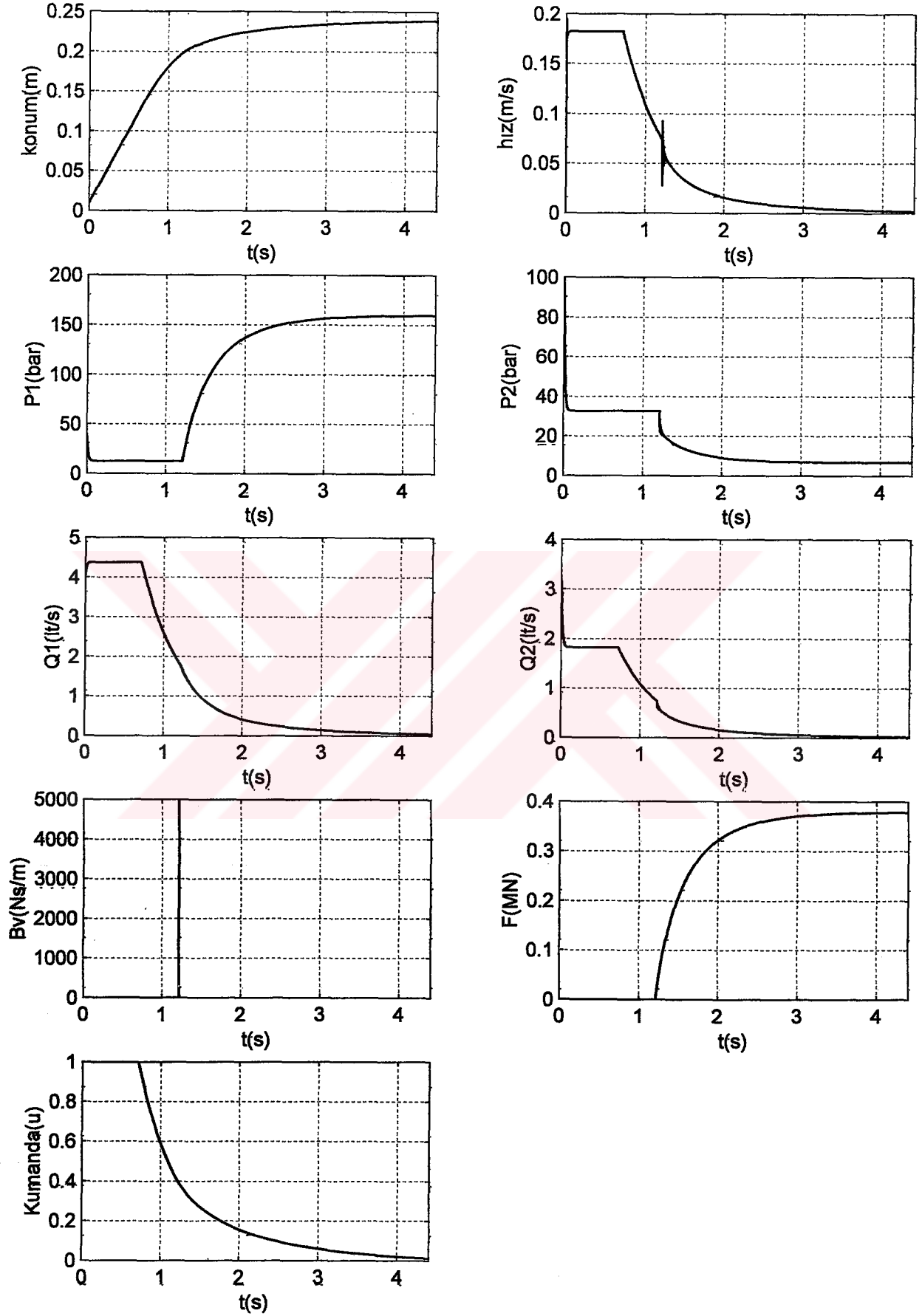
$\dot{y}_{ref}$ değeri aşağı inişte 0.05 m/s, yukarı çıkışta -0.088 m/s olarak alınmıştır.

6.12 İvme Geri Beslemeli Konum Kontrol Organının Ayar Değerlerinin Belirlenmesi

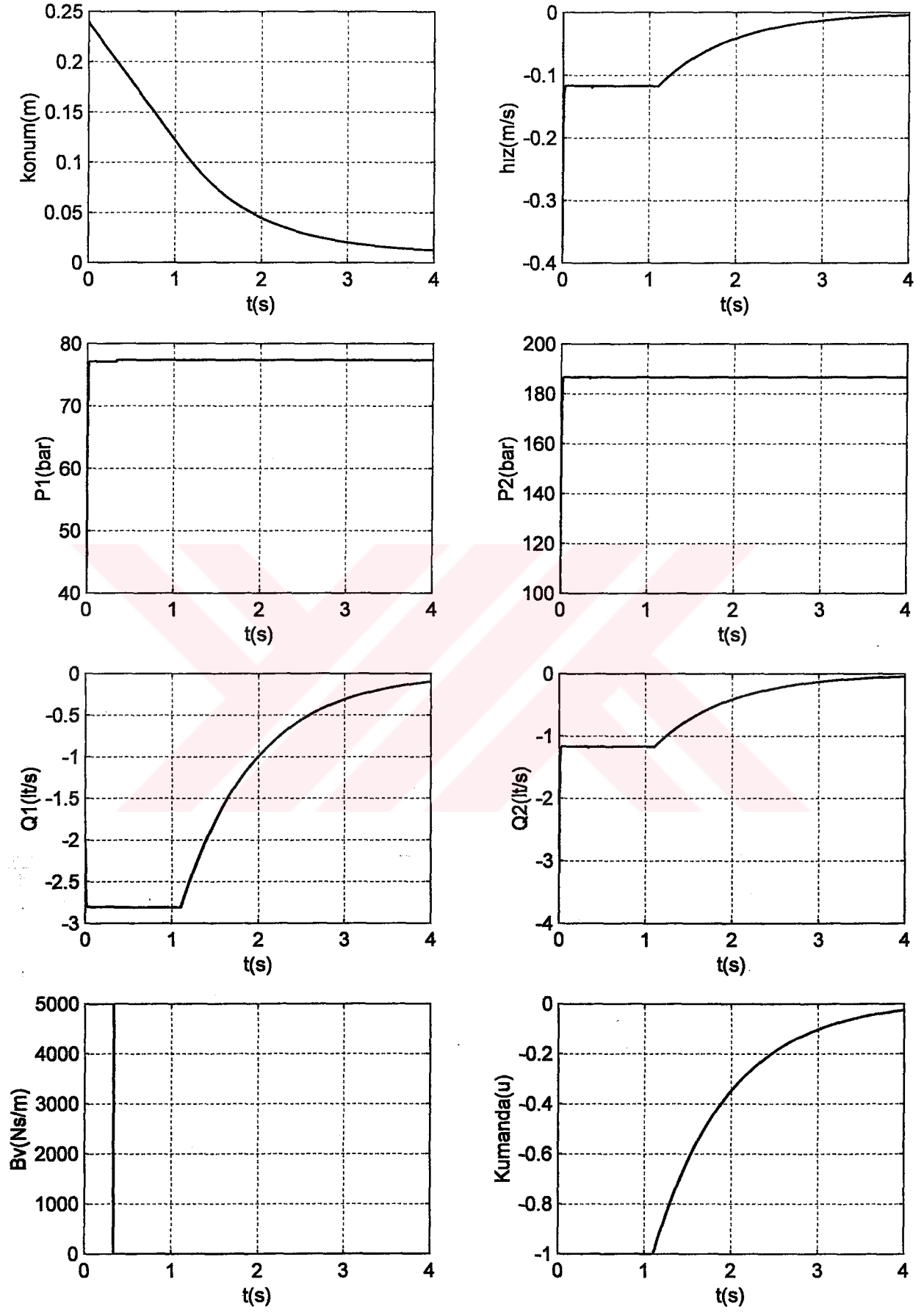
Bu kontrol tipinde hızın türevi geri besleme olarak sisteme sokulmaktadır ve sistemin hızlandığı görülmektedir. Buna karşılık bu kontrol türü, basınç eğrilerinin salınım genliklerinde büyümeler meydana getirmektedir. Etkisini görebilmek amacıyla ivme geri besleme katsayısı $K_a=0.005$ olarak alınmıştır. Diğer kontrol katsayıları PD etkili kontrol için sürekli titreşim yöntemi ile bulunan değerlerdir. y_{ref} değeri aşağı inişte 0.24 m, yukarı çıkışta 0.01 m olarak alınmıştır.

6.13 İkili Kontrol Etkili Konum Kontrolü Ayar Değerlerinin Belirlenmesi

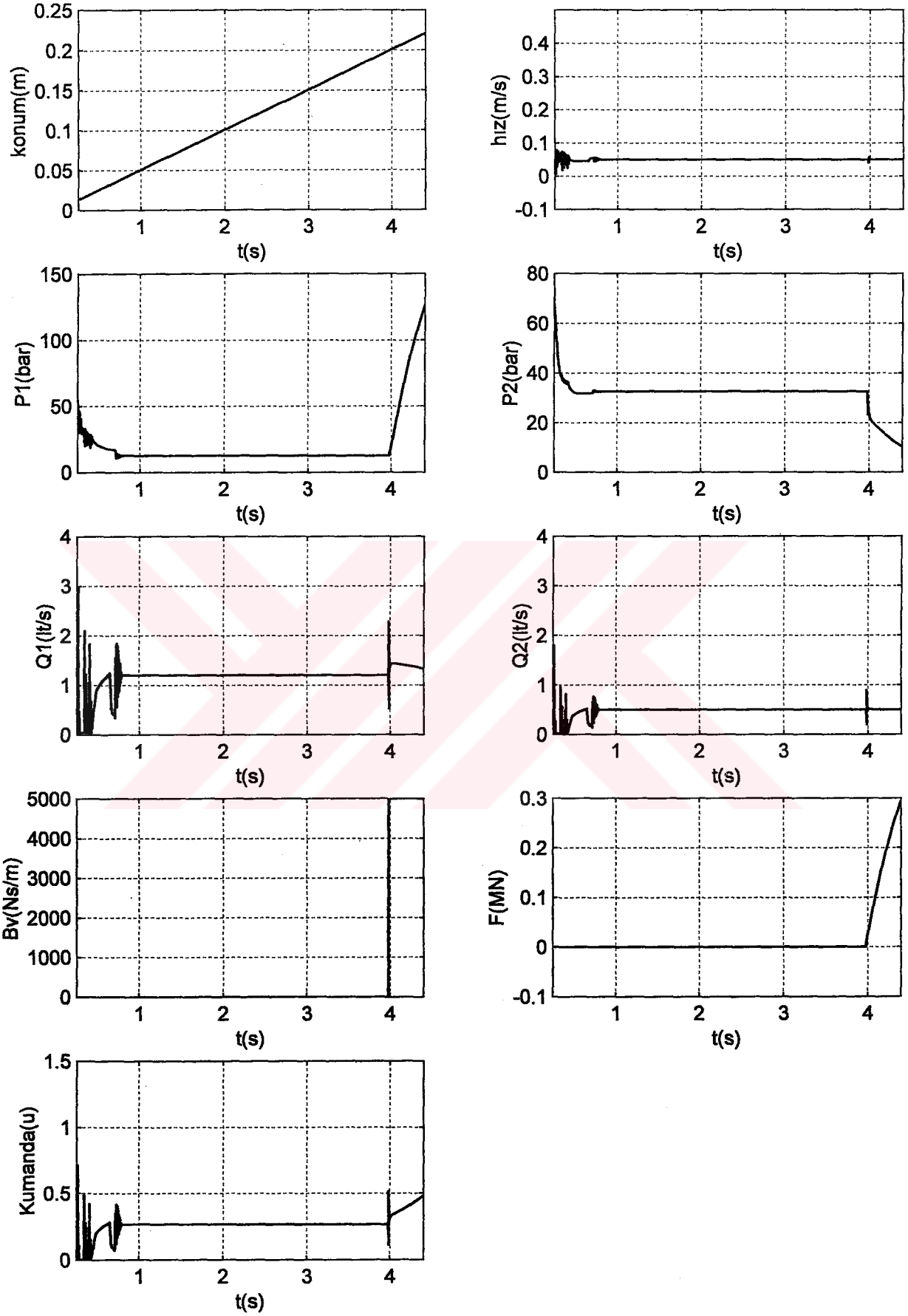
İkili kontrol çalışmasında $K_p=10$ ve $\tau_d=0.00075$ alınmıştır. Diferansiyel aralık 0.0005 kabul edilmiş ve ölü bölgesi ikili kontrol uygulanmıştır. y_{ref} değeri aşağı inişte 0.24 m, yukarı çıkışta 0.01 m olarak alınmıştır. Eğrilerden de görüleceği üzere sistem tek anahtarlanmadan sonra referans konuma ulaşmaktadır. Bu kontrol tipi hassas bir kontrol tipi olmamakla beraber sistemimizde olumlu sonuçlar vermiştir.



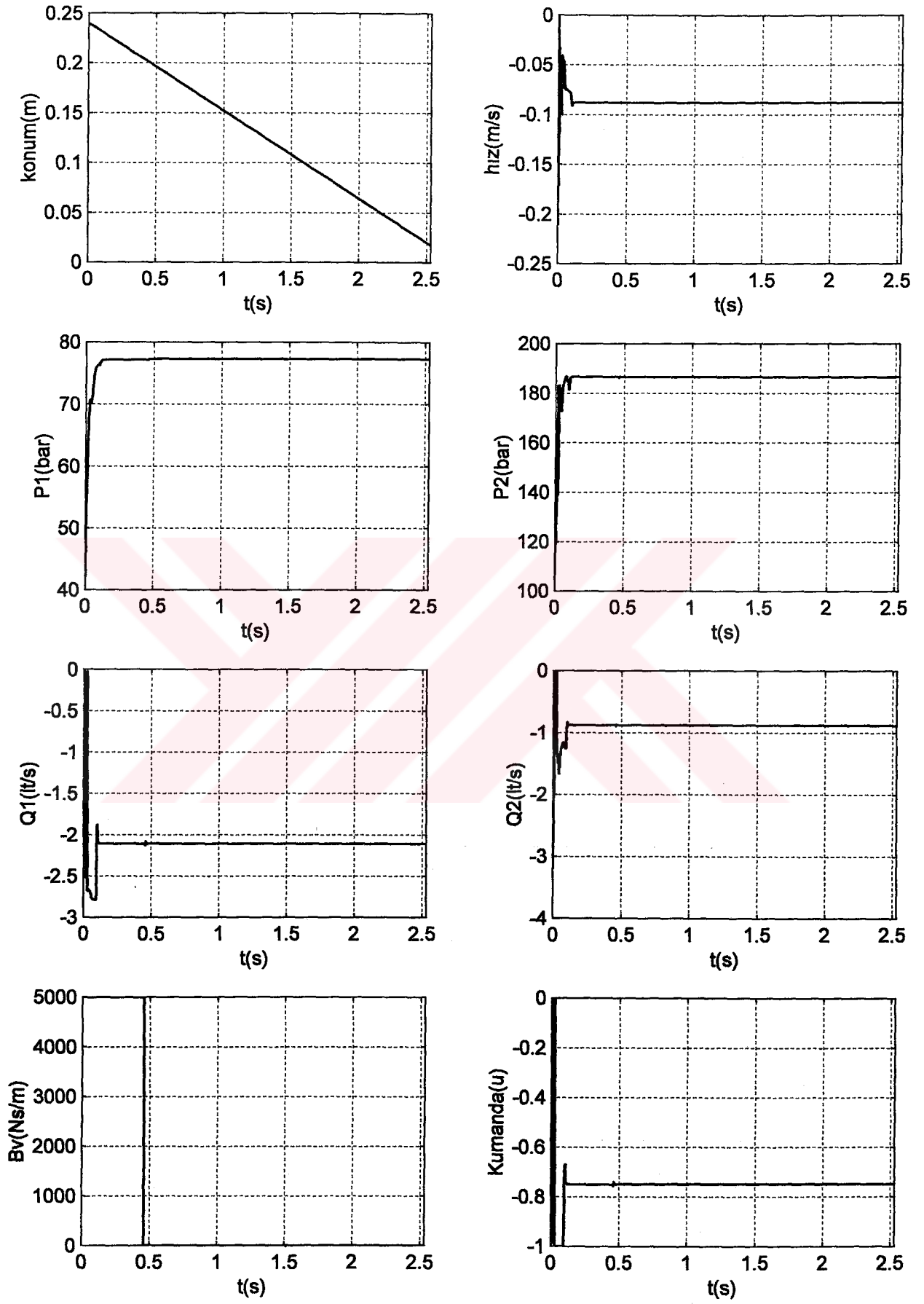
Şekil 6.5 Presin boşa inişinin ve derin çekmesinin PD etkili konum kontrolü



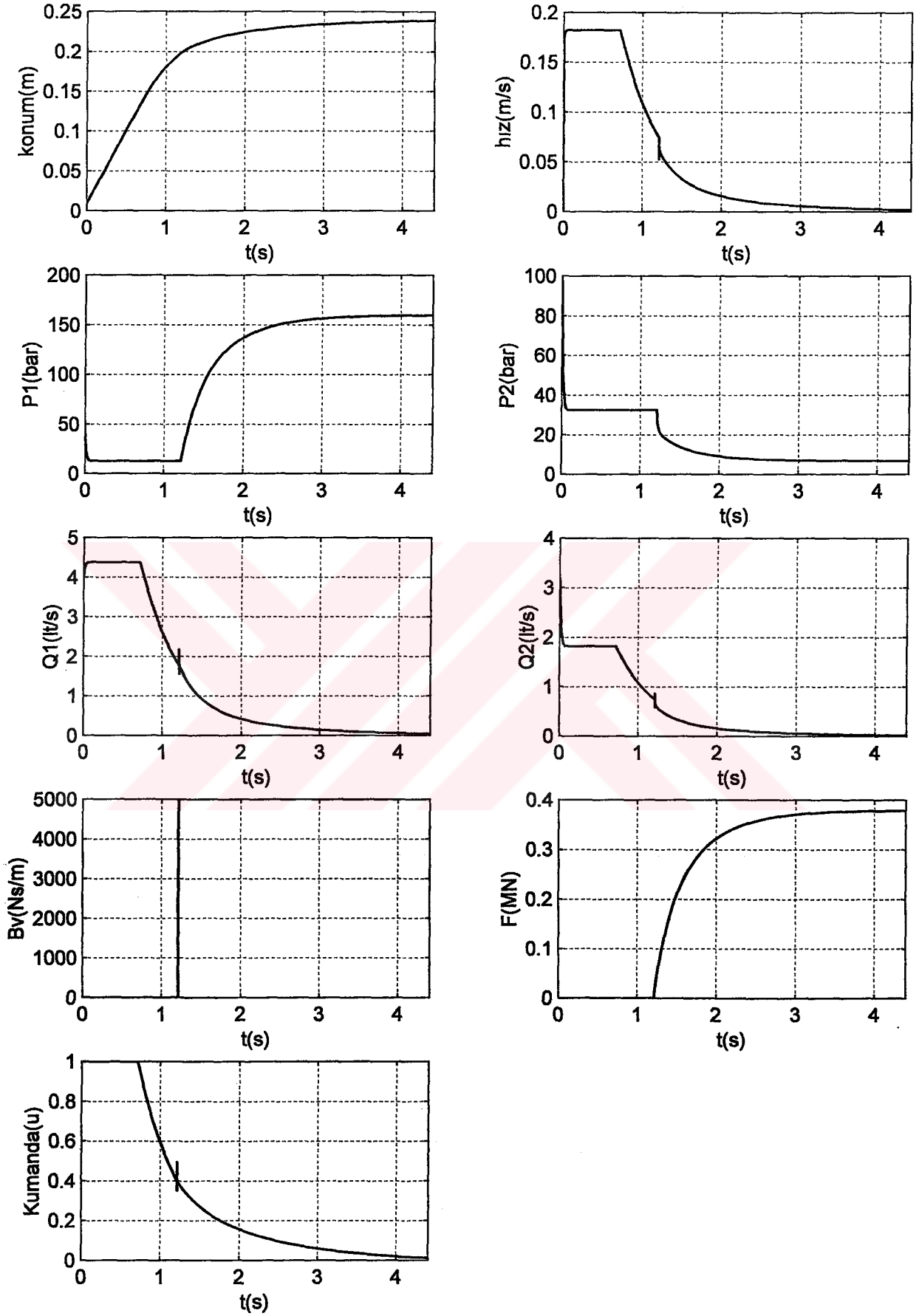
Şekil 6.6 Presin geri dönüşünün PD etkili konum kontrolü



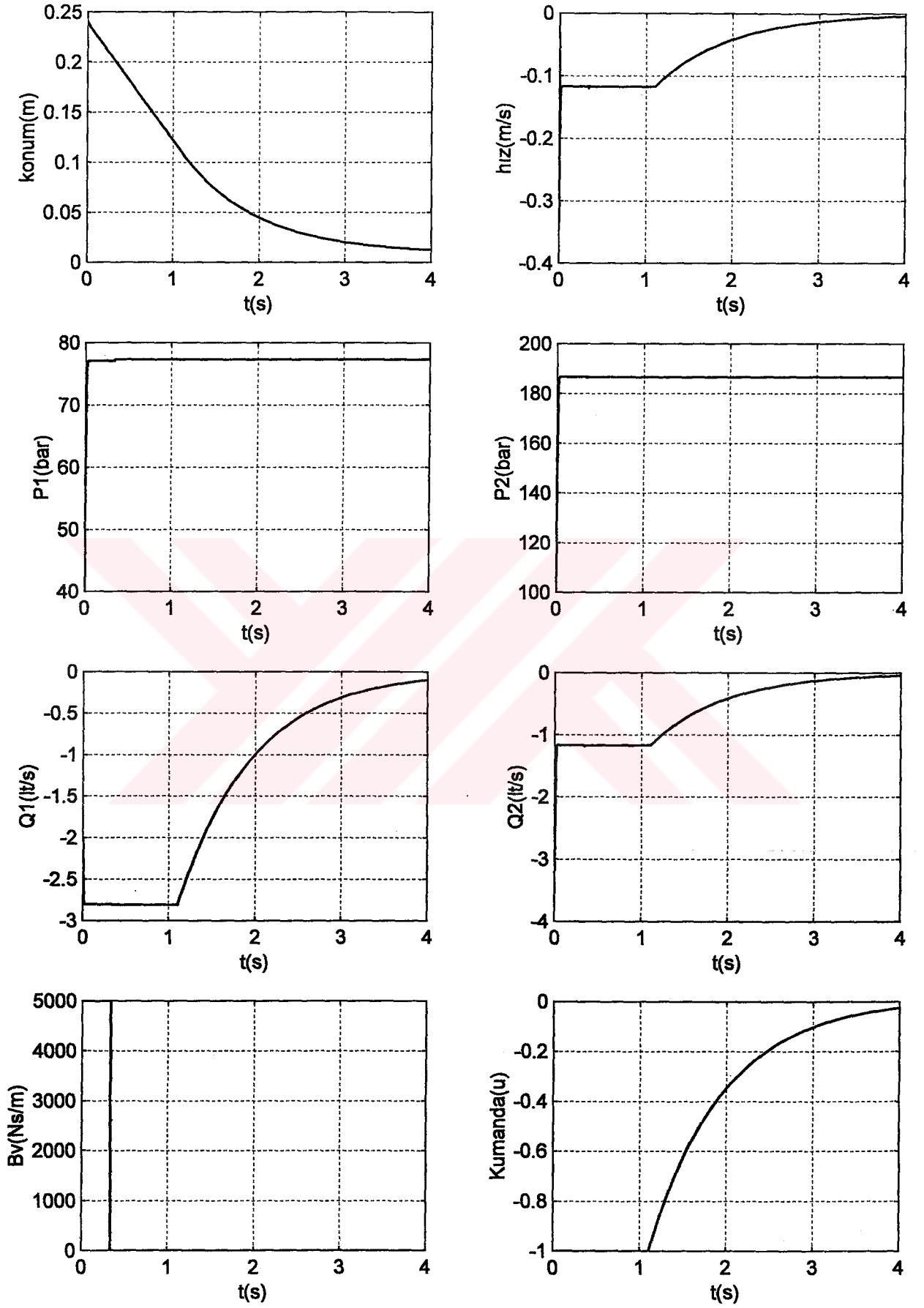
Şekil 6.7 Presin boşta inişinin ve derin çekmesinin PI etkili hız kontrolü



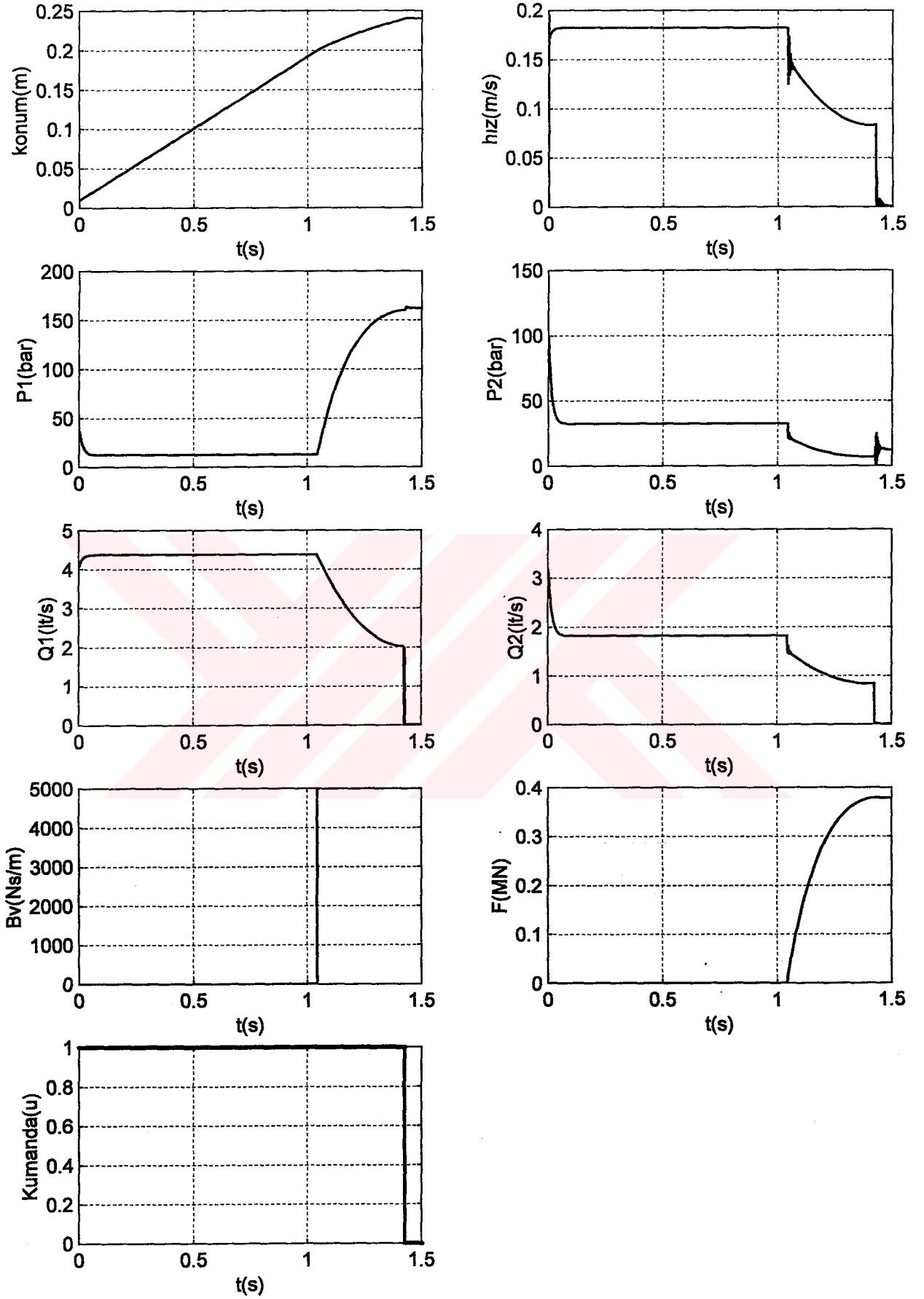
Şekil 6.8 Presin geri dönüşünün PI etkili hız kontrolü



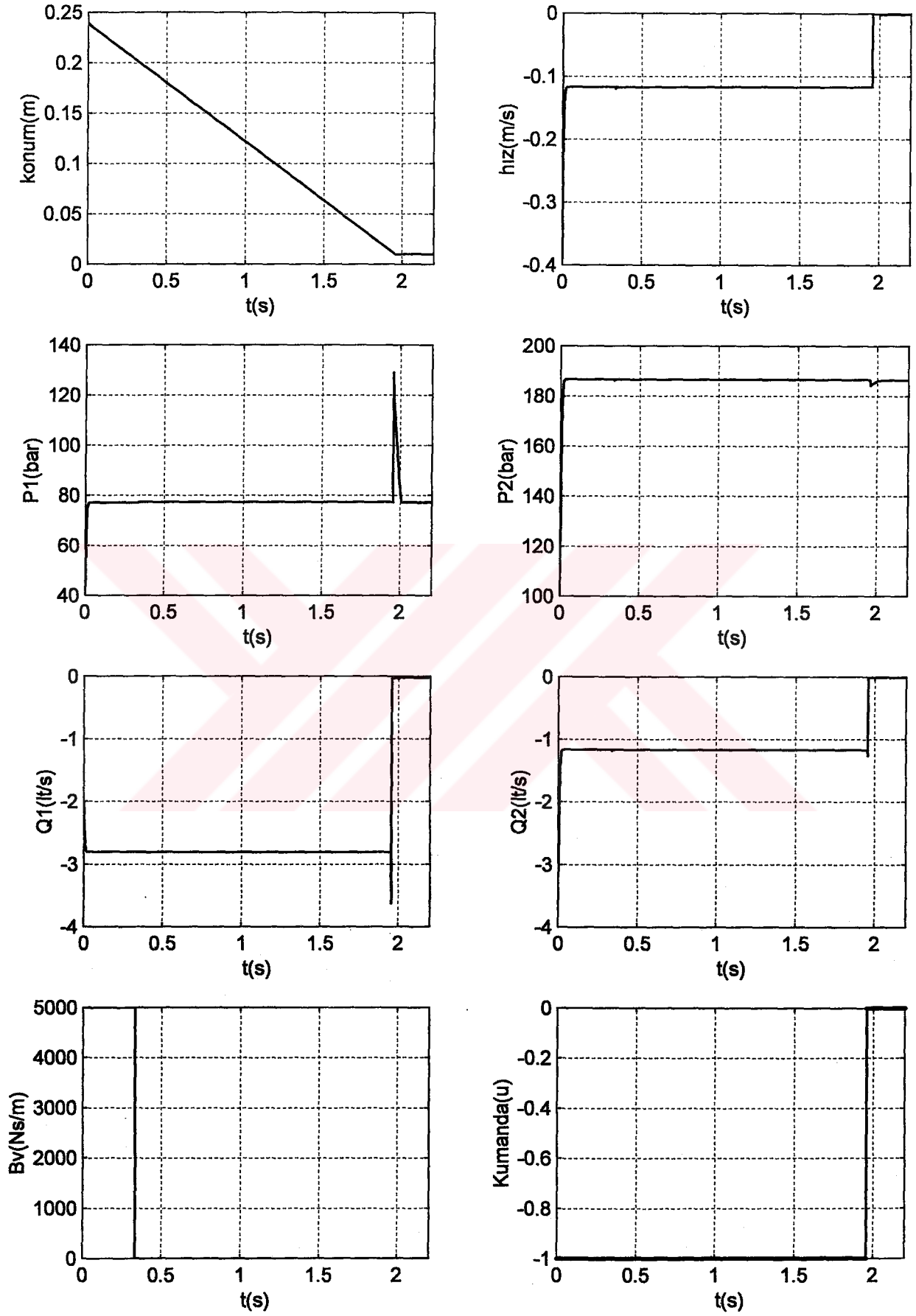
Şekil 6.9 Presin boşa inişinin ve derin çekmesinin PD+D² etkili konum kontrolü



Şekil 6.10 Presin geri dönüşünün PD+D² etkili konum kontrolü



Şekil 6.11 Presin boşa inişinin ve derin çekmesinin PD etkili ikili kontrolle konum kontrolü



Şekil 6.12 Presin geri dönüşünün PD etkili ikili kontrolle konum kontrolü

6.14 Sonuçlar

Bu çalışmada dört yollu,  konumlu elektrohidrolik sürgülü tip yn denetim valfi, iki adet çift etkili hızlandırıcı silindir, bir adet tek etkili ana silindir, basınç emniyet valfi ve n uyarılı ek valften oluşan basit bir hidrolik tahrikli derin çekme presinin matematiksel modeli oluşturularak bilgisayarda simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Matematiksel model elde edilirken akışkanın sıkıştırılabilirliği dikkate alınmıştır. Sürtünme katsayısı B_v tam olarak bilinemediğinden simülasyon sırasında küçük bir değer olarak belirlenmiştir (5000 Ns/m). Sistemde pistonun hareketi ile silindirlerin iki tarafındaki hacimlerinin değişimi modellemede göz önünde bulundurulmuştur. Modellemede negatif boşluklu valf kullanılmıştır ve negatif valf boşluğu δ , 0.01 m olarak alınmıştır. β elastisite modülü simülasyon süresince sabit kabul edilerek ve içinde ergimiş halde hava bulunduğu varsayılarak ($6,8 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$) olarak alınmıştır. Matematiksel model sonucunda elde edilen durum denklemlerinin çözümünde Runge Kutta IV sayısal integrasyon metodu kullanılmış olup gerek açık çevrim diyagramlarının çiziminde gerekse kontrol uygulanmış modelin grafik çizimlerinde matlab-simulink programı kullanılmıştır.

Sisteme ilk olarak, konum kontrolü için PD etkili sürekli kontrol algoritması uygulanmıştır. Kontrol katsayıları Ziegler-Nichols sürekli titreşim metodu kullanılarak tespit edilmiştir. PD etkili kontrolle hassas konum kontrolü gerçekleştirilebilmiştir.

İkinci aşamada hız kontrolü üzerine çalışılmıştır. PI etkili sürekli kontrol algoritmasının hız kontrolünde iyi sonuçlar verdiği grlmştir. İntegral etkinin daimi rejim hatasını azalttığı gözlenmiştir.

PD etkili kontrol ifadesine ivme geribeslemesi eklenerek $PD + D^2$ etkili bir algoritma konum kontrolünde uygulanmıştır. Bu uygulamanın sistemi hızlandırdığı grlmştir. Kontrol organının ayar değerleri PD kontroldeki değerler alınıp K_a ivme geribesleme katsayısı 0.005 olarak alınmıştır.

Son olarak PD etkili ikili kontrol kanunu yardımıyla konum kontrolü çalışması yapılmıştır. Yapılan çalışmalarda sistemin kontrolü hassas olarak gerçekleştirilebilmiştir. K_D türevsel kontrol katsayısının artması ile sistemde hız üzerindeki titreşimlerin azaldığı, K_D 'nin daha da arttırılması ile sistemin erişme zamanının uzadığı, hızdaki değişimlere hassas hale geldiği ve kumandanın çok sık değiştiği gözlenmiştir. Kontrol kanununa eklenen l bölgenin konum

hassasiyetini doğrudan etkilediği gözlenmiştir. Ölü bölgenin çok dar seçilmesi durumunda sistem referans konumu etrafında sürekli salınıma girebilmektedir.

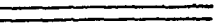
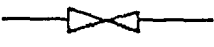
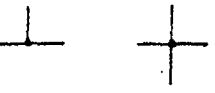
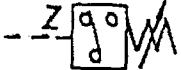


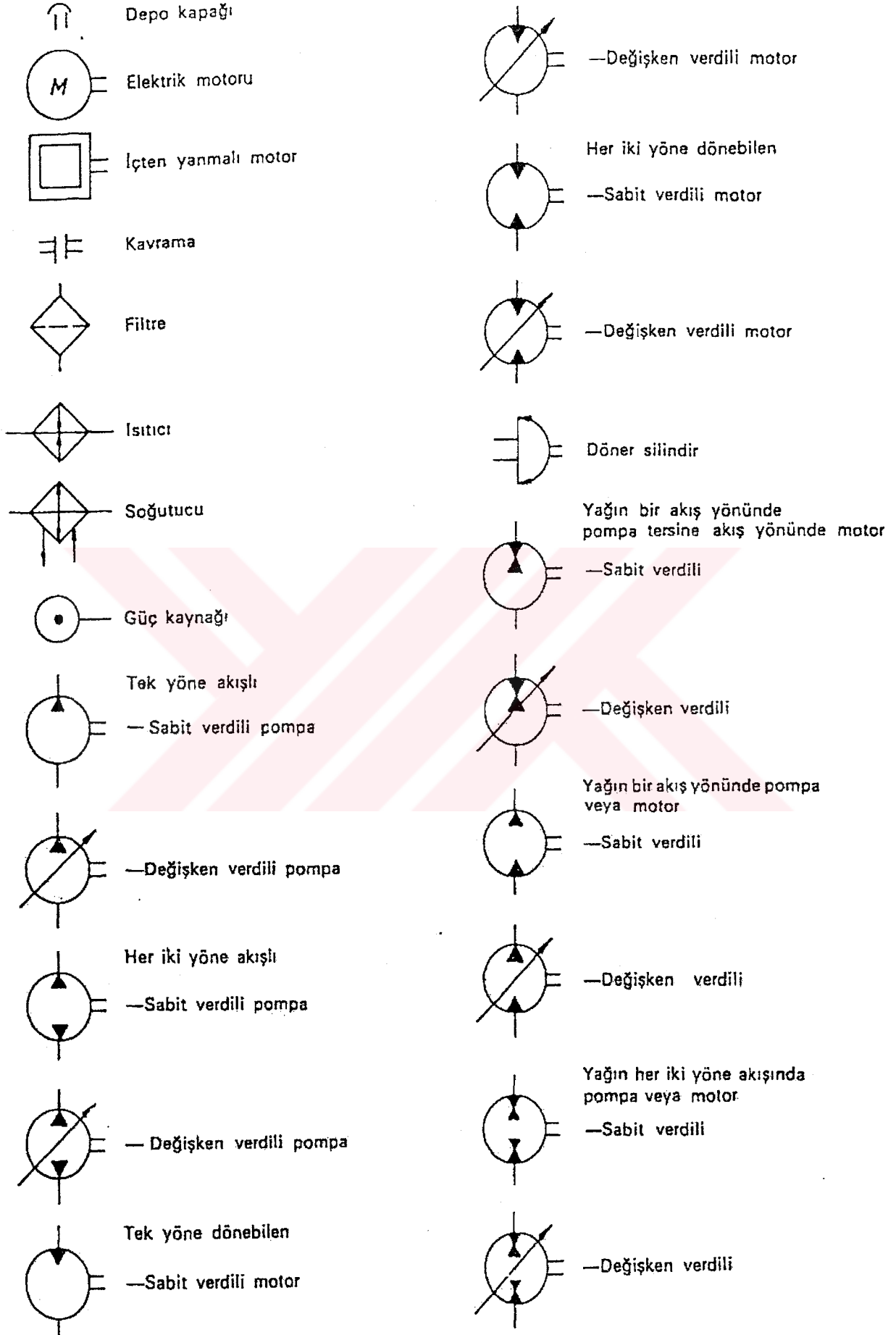
KAYNAKLAR

- Altuğ E., (1998), Elektrohidrolik Bir Sistemin Gerçeğe Yakın Konum Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Başer S., (1999), Hidrolik Tahrikli Derin Çekme Preslerinin Tasarım Kriterleri, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Blackburn J., Reethof G. ve Shearer J., (1972), Fluid Power Control, New Jersey.
- Büyüksavcı M., (1999), Elektrohidrolik bir Servo Sistemin PD, Bulanık Mantık ve Kayan Rejimli Konum Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü.
- İstif İ., (1995), Elektrohidrolik bir Servo Sistemin Simülasyonu, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Kuo B. C. (1995), Otomatik Kontrol Sistemleri, Illinois Üniversitesi, Urbana, Çev. Prof. Bir A., İTÜ Elektrik Elektronik Fakültesi, İstanbul.
- Kutlu K., (1988), Hidrolik Sistemlerde İkili Konum Kontrolü ve Mikroişlemci Uygulaması, Doktora Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Kutlu K., (1991), "Digital PD and PD² Control Implementations in an Electrohydraulic System", IFAC Symposium on Robot Control, Vienna Austria.
- Pinches M. J. ve Ashby J. G., (1994), Güç Hidroliği, Çev. Tuna E., İstanbul.
- Özcan F., (1990), Hidrolik Akışkan Gücü, Mert Teknik Yayınları, İstanbul.
- Schmitt A., (1981), Endüstriyel Hidrolik Eğitimi, Mannesmann Rexroth, Çev. Aykun H., İstanbul.

EKLER

EK 1 HİDROLİK SİMGELER

	Çalışma hattı		Kör tapa
	Uyarı hattı		Dışarıdan bağlantı yapılabilir
	Sızıntı hattı		Çabuk bağlantı elemanı
	Çubuk, mil, kol		Cek valfli çabuk bağlantı
	Elektrik hattı		Döner bağlantı
	Bükülebilir hat		Açma kapama vanası
	Boru hattı birleşme noktası		Akış ölçer
	Kesişmeyen boru hatları		Basınç ölçer
	Yay		Sıcaklık ölçer
	Kısma (yapışkanlığa bağımlı)		Basınç anahtarı
	Kısma (yapışkanlıktan bağımsız)		Sıcaklık ve seviye göstergesi
	Hidrolik		Depo
	Pnömatik		Depo üstüne
	Akış yönü		Depo içine
	Dönüş yönü		Pompa altta
	Valflerde akış yönünü gösteren oklar		Basınç uygulanmış depo
	Değişkenlik, ayarlanabilirlik		
	Havalandırma noktası		





Tek yönde devri
ayarlanabilen hidrostatik
tahrik birimi



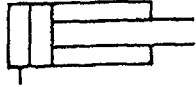
Basınç yükseltici
(şiddetlendirici)



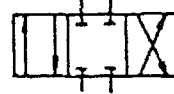
Her iki yönde devri
ayarlanabilen hidrostatik
tahrik birimi



Konum sayısı simgedeki
karelerin sayısı ile anlaşılır
(3 konumlu valf)



Tek etkili silindir



Karelerin içindeki oklar valf
giriş ve çıkış deliklerinin
her konumda bağlantı
durumlarını gösterir.



Tek etkili silindir
(yay dönüşlü)



Bir karedeki giriş çıkış
sayısı valfin kaç yollu
olduğunu belirler.



Çift etkili silindir



Yön valfleri yol ve konum
sayıları ile tanımlanır.
İlk rakam yol sayısını,
ikinci rakam konum sayısını
gösterir (4'e 2,4'e 3).



Çift etkili, çift milli silindir



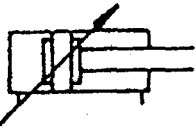
(4 yollu 3 konumlu valf)



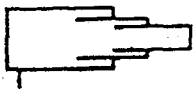
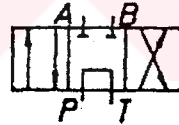
Tek yönde yastıklı,
çift etkili silindir



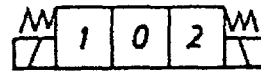
Valfin giriş ve çıkış delikleri
büyük harflerle gösterilir :
A,B,C : Çalışma hattı
P : Basınç hattı
R,S,T : Dönüş hattı
X,Y,Z : Uyarı hattı
L : Sızıntı hattı



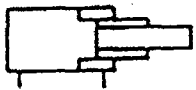
İki yönde, ayarlanabilir
yastıklı çift etkili silindir.



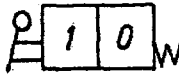
Tek etkili
teleskopik silindir



Normal konumlar
(valfin uyarısız ilk
konumu)
(0) ile gösterilir.



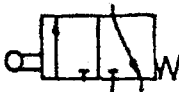
Çift etkili
teleskopik silindir



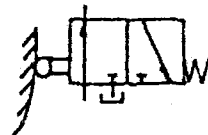
Valfler devrede, normal
konumlarına bağlantı
yapılarak gösterilir.



Tandem silindir



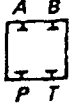
Çok konumlu silindir



Başlangıç anında valf
konumunu değiştirmiş
durumda ise bu belirtilerek
diğer konuma bağlantı
yapılabilir.



Konum karelerinin üzerindeki çizgiler valfin sabit konumlu olmadığını uyarıya bağlı olarak (kam-makara, oransal bobin) ara konumlarda çalışabileceğini gösterir.



Kapalı merkez



Açık merkez



H merkez



P ve B kapalı A depoya açık



P kapalı, A ve B depoya açık



A ve P depoya açık B kapalı



A ve B, P'ye bağlı T kapalı

Uyarı Yöntemleri



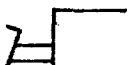
Genel, elle uyarı



Düğmeli



Kol



Pedal



Pim



Makara



Mafsal makara



Bobin (tek sargı)



Bobin (aynı yönde iki sargı)



Motor



Doğrudan, hidrolik basınç uygulanması



Doğrudan, pnömatik basınç uygulanması



Doğrudan, hidrolik basıncın düşürülmesi ile



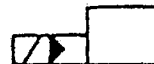
Doğrudan, pnömatik basıncın düşürülmesi ile



Dolaylı, hidrolik basınç uygulanması



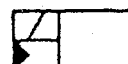
Dolaylı, pnömatik basınç uygulanması



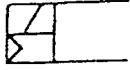
Elektro hidrolik



Elektropnömatik



Elektrikli ve Hidrolik

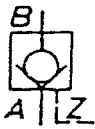


Elektrikli ve Pnömatik

Tek Yön Valfleri



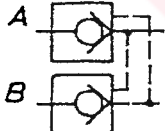
Cek valf



Ön uyarılı cek valf
(Z uyarısı geldiğinde
B'den A'ya serbest akış)



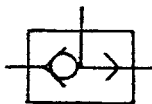
Ön uyarılı cek valf
(Z uyarısı geldiğinde A'dan B'ye
veya B'den A ya geçiş yok)



Ön uyarılı çift cek valf
(kilitleme valfi)



Doğrultucu



Veya valfi

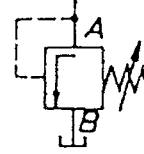
Basınç Valfleri



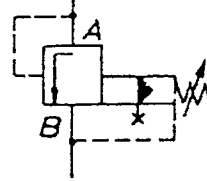
Normalde kapalı basınç valfi



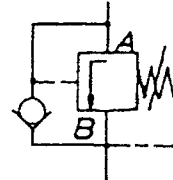
Normalde açık basınç valfi



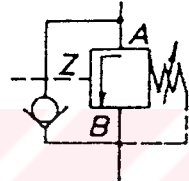
Direkt emniyet valfi



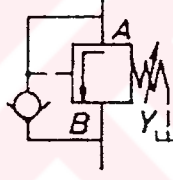
Ön uyarılı emniyet valfi



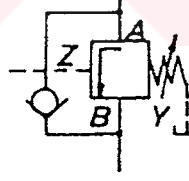
Direkt, sıralama valfi
dahili uyarı dahili sızıntı



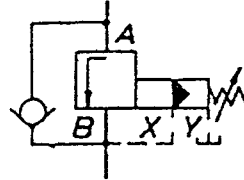
D.S.V. harici uyarı
dahili sızıntı



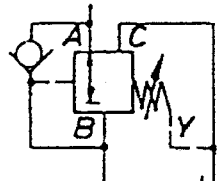
D.S.V. dahili uyarı
harici sızıntı



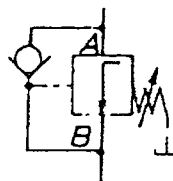
D.S.V. harici uyarı
harici sızıntı
(uzaktan kumanda)



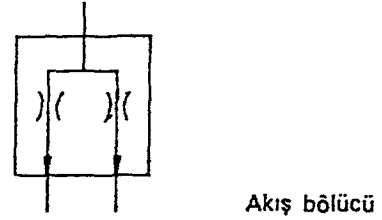
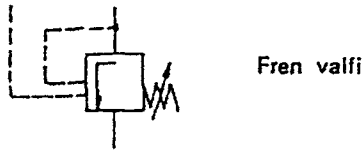
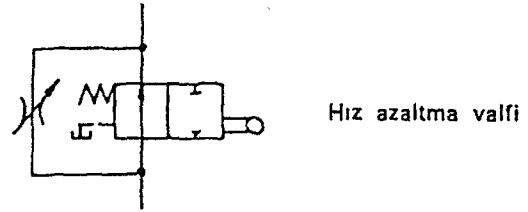
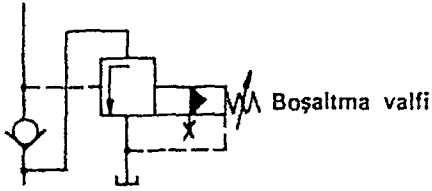
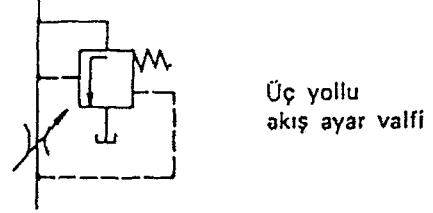
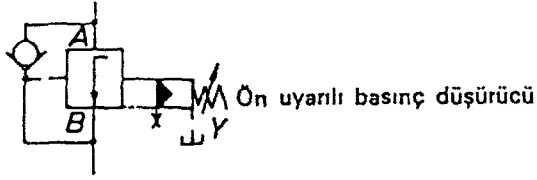
Ön uyarılı sıralama valfi.



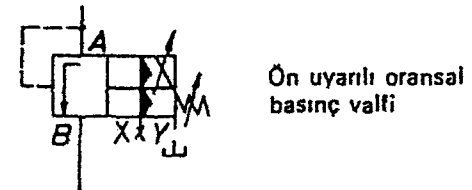
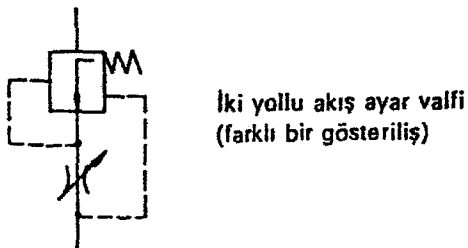
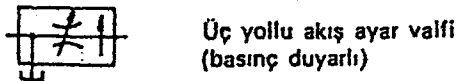
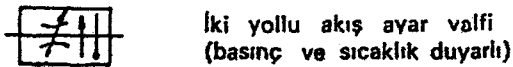
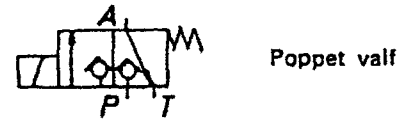
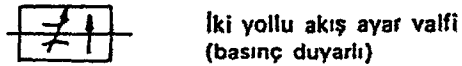
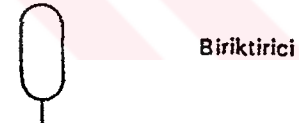
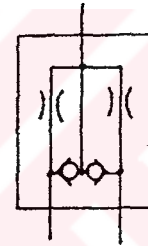
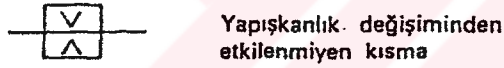
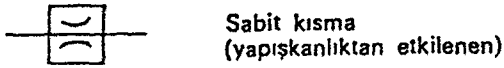
Üç yollu direkt, basınç
düşürücü



Direkt basınç düşürücü

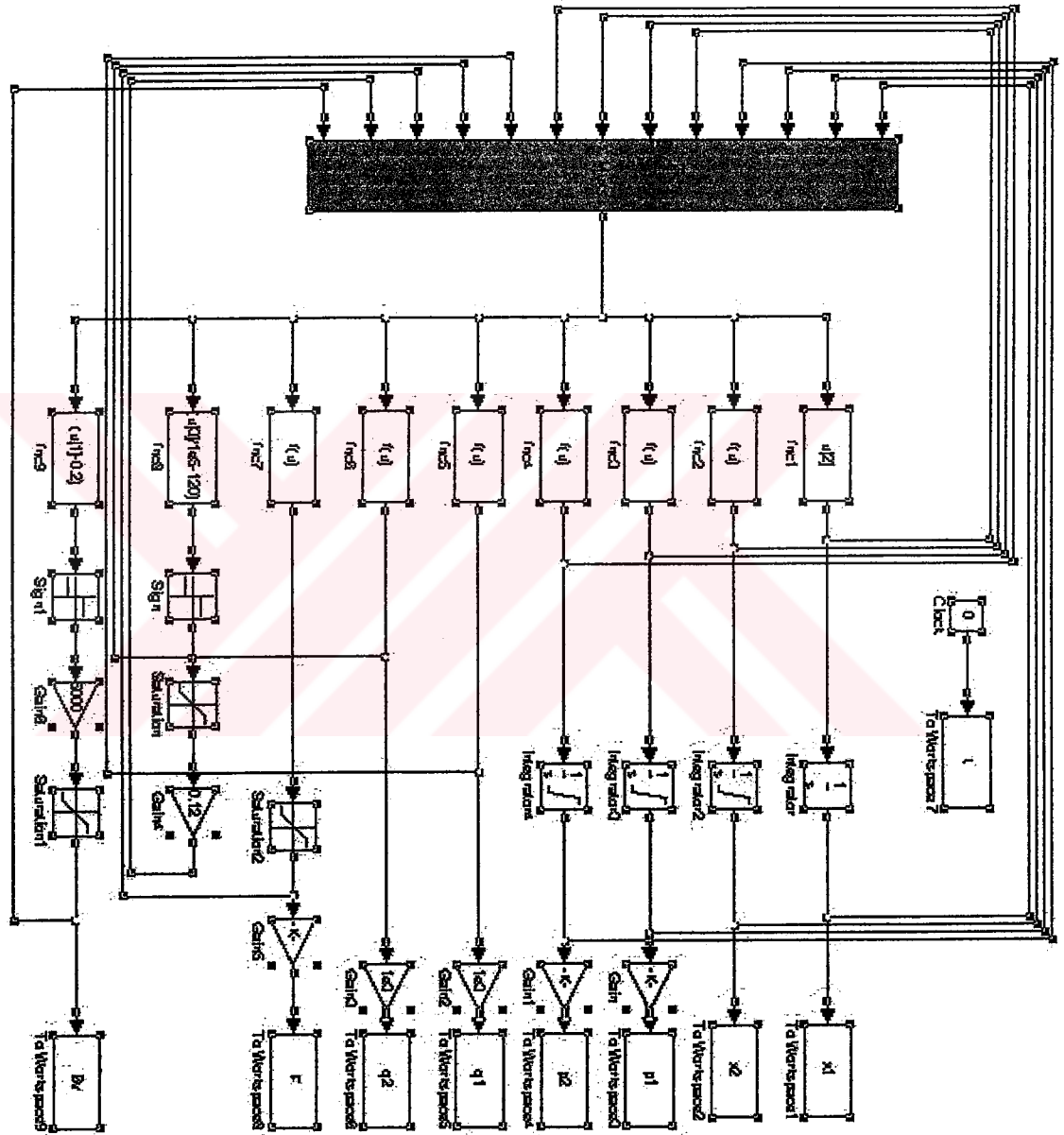


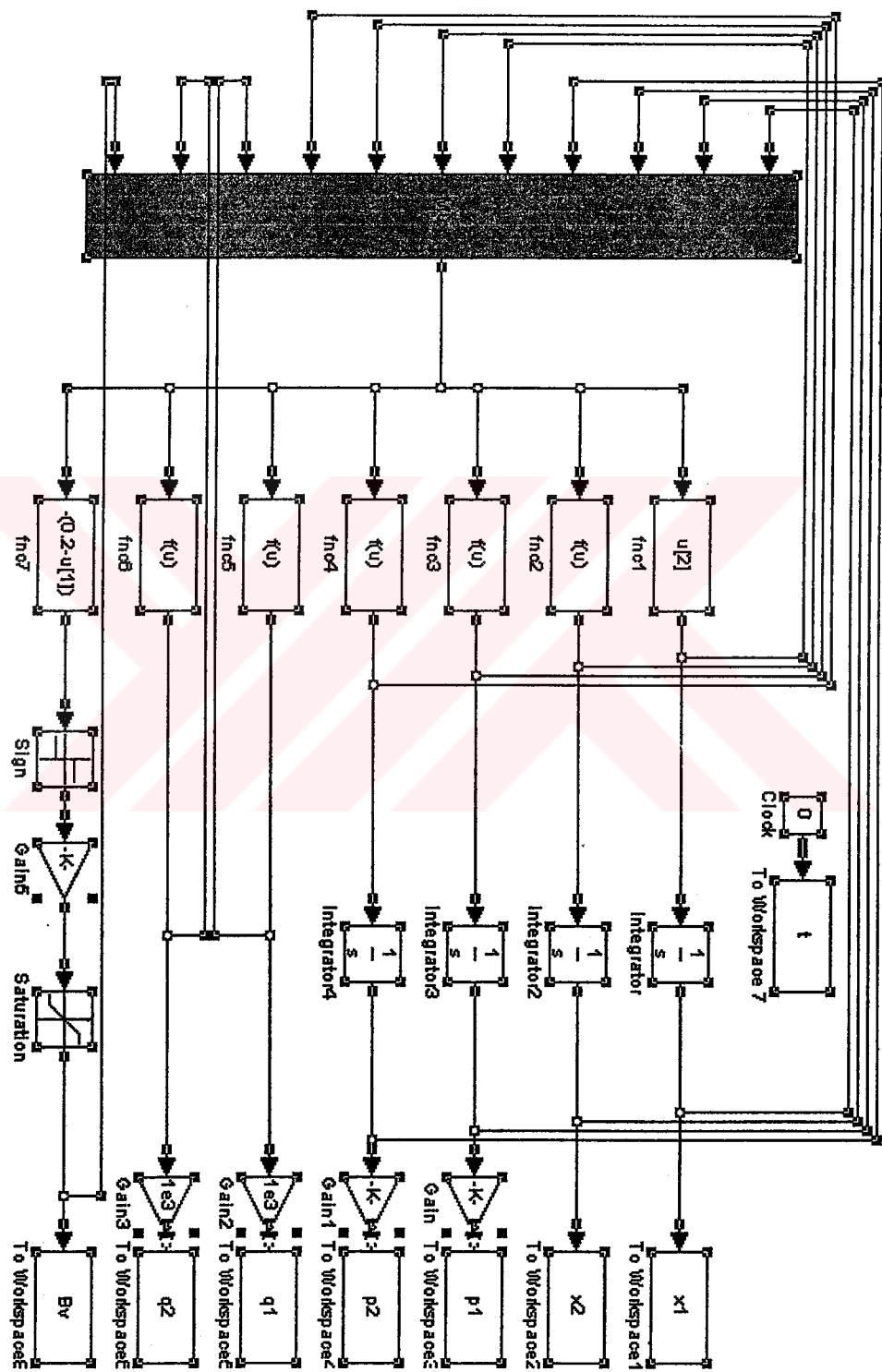
Akış Denetim Valfleri



EK 2

SİMULİNK'TE YAPILAN MODELLEMELER





ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi:	26.04.1977
Doğum Yeri:	İzmir
Lise:	1992-1995 T.E.D. Aliaga Koleji
Lisans:	1996-2000 İstanbul Teknik Üniversitesi Uçak ve Uzay Bil. Fak. Uçak Mühendisliği
Yüksek Lisans	2000-2002 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı

Çalıştığı Kurumlar

2000-2001 Metamin Mümessilik Sanayi ve Ticaret A.Ş.

