

134815

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİR TİTREŞİM TABLASININ HİDROLİK SİSTEMİNİN
KONTROLÜ**

Makina Müh. Şaban ÇETİN

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

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. İsmail YÜKSEK

Prof. Dr. Nuryan

YAĞIZ

Doç. Dr. Recep ÖZTÜRK

İSTANBUL, 2003

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
ÇİZELGE LİSTESİ	ix
ÖNSÖZ	x
ÖZET	xi
ABSTARCT	xii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı ve Kapsamı	1
1.1 Hidrolik Konum Kontrolü	2
1.2 Konu İle İlgili Daha Önce Yapılmış Çalışmalar	2
2. SİSMİK TİTREŞİM TABLASI	5
2.1 Giriş	5
2.2 Sismik Titreşim Tablasının Temel Karakteristikleri	6
2.2.1 Mekanik Sistem	9
2.2.2 Kontrol Sistemi	10
2.2.3 Güç Ünitesi	14
2.2.4 Veri Toplama ve İşleme Sistemi	14
2.3 Titreşim Tablası Çalışmaları İçin Fiziksel Modeller	14
2.3.1 Gerçek Kopya Modeller	14
2.3.2 Uygun (Elverişli) Modeller	18
3. HİDROLİĞİN TEMEL PRENSİPLERİ	19
3.1 Hidroliğe Giriş	19
3.2 Hidrolik Sistemlerin Avantajları ve Dezavantajları	20
3.2.1 Yüksek Güç Yoğunluğu	20
3.2.2 Emniyetli Çalışma	21
3.2.3 Verim	21
3.2.4 Yağlama	21
3.2.5 Ekonomiklik	21
3.2.6 Enerji Biriktirme	21
3.2.7 Denetim	22
3.2.8 Serbestlik	22
3.3 Hidrolik Devre Elemanları	23
3.3.1 Hidrolik Akışkan ve Özellikleri	23
3.3.1.1 Su-Glikol Çözeltisi	24
3.3.1.2 Su-Yağ Karışımları (Emülsiyonlar)	24
3.3.1.3 Sentetik Yağlar	24
3.3.2 Hidrolik Pompalar	24
3.3.2.1 Dişli Pompalar	25

3.3.2.1.1	Dıştan Dişli Pompa	25
3.3.2.1.2	İçten Dişli Pompalar	26
3.3.2.2	Paletli (Kanatlı) Pompalar	28
3.3.2.2.1	Sabit Debili Paletli Pompa	28
3.3.2.2.2	Değişken Debili ve Basınç Duyarlı Paletli Pompalar	29
3.3.2.3	Pistonlu Pompalar	30
3.3.2.3.1	Radyal Pistonlu Pompalar	31
3.3.2.3.2	Eksenel Pistonlu Pompalar	32
3.3.2.4	Pompa Seçim Kullanım Esasları	33
3.4	Valfler	33
3.4.1	Yön Denetim Valfleri	34
3.4.1.1	Yön Valfi Uyarıcıları	35
3.4.2	Çek Valfler	36
3.4.3	Basınç Kontrol Valfleri	36
3.4.3.1	Emniyet Valfleri	37
3.4.3.2	Basınç Sıralama Valfi	38
3.4.3.3	Basınç Düşürücü Valfler	38
3.4.4	Akış Kontrol Valfi	38
3.4.5	Oransal Valfler	39
3.4.6	Servo Valfler.....	41
3.5	Hidrolik Alıcılar	42
3.5.1	Hidrolik Silindirler	43
3.5.1.1	Tek Etkili Silindirler	43
3.5.1.2	Çift Etkili Silindirler	44
3.5.2	Hidrolik Motorlar	44
3.5.2.1	Dişli Motorlar	44
3.5.2.2	Kanatlı Motorlar	45
3.5.3	Döndürücüler	45
3.6	Depo ve Donanımı	45
3.7	Filtreler	46
3.8	Borular ve Hortumlar	47
3.9	Hidrolik Biriktiriciler (Akümülatörler)	48
4.	SİSTEMİN MODELLENMESİ	50
4.1	Akışkanın Sıkıştırılabilirliği ve Eşdeğer Esneklik Modülü	50
4.2	Valf Modeli	53
4.3	Sürekli Akım Denklemi	54
4.4	Genelleştirilmiş Momentum Denklemi	56
4.5	Silindir Modeli	56
4.6	Valf Silindir Modeli ve Sistemin Dinamik Davranış Denklemleri	57
5.	HİDROLİK SİSTEMİN SİMULASYONU	60
5.1	Simulasyon Çalışması	60
5.2	Başlangıç Şartları	60
5.3	Sistem Parametreleri	61
5.4	Hidrolik Sistemin Kontrolü	61
5.4.1	Kontrol Sistemleri Tasarımı	61
5.4.2	PD Kontrolörüyle Tasarım	62
5.5	Sistemin PD Etkili Konum Kontrolü.....	63

6. BULANIK MANTIK	81
6.1 Giriş	81
6.2 Bulanık Mantığın Tarihçesi	81
6.3 Bulanık Mantık ve Klasik Mantığın Karşılaştırılması	82
6.4 Bulanık Mantığın Avantaj ve Dezavantajları	84
6.5 Bulanıklık ve Bulanık Kümeler	86
6.6 Bulanık Küme İşlemleri	87
6.6.1 Bulanık Kümenin Eşleniği	87
6.6.2 Bulanık Kümenlerin Birleşimi	87
6.6.3 Bulanık Kümelerin Kesişimi	88
6.6.4 Bulanık Önerme	88
6.7 Üyelik Fonksiyonları	89
6.8 Bulanık Mantıklı Kontrol Sistemi	90
6.8.1 Bulanıklaştırma	90
6.8.2 Bulanık Kuralların Belirlenmesi ve Bulanık Çıkarım	91
6.8.3 Durulaştırma	93
6.9 Sismik Titreşim Tablasının Hidrolik Sisteminin Bulanık Mantıklı Kontrolü ...	93
7. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	115
KAYNAKLAR.....	123
EKLER	125
ÖZGEÇMİŞ	128

SİMGE LİSTESİ

A_1, A_2	Silindirin kesit alanları
B_V	Viskoz sürtünme katsayısı
d_1	Silindirin iç çapı
d_2	Silindirin piston çubuğu çapı
F	Dış kuvvet
K_D	Türevsel kontrol katsayısı
K_p	Oransal kontrol katsayısı
k_1, k_2, k_3, k_4	Valf sabitleri
L	Silindir stroku
M	Toplam kütle
M_T	Sismik titreşim tablasının kütlesi
M_M	Sismik titreşim tablasının üzerine yerleştirilen modelin kütlesi
P_1	Silindirin I. tarafındaki hacim
P_2	Silindirin II. tarafındaki hacim
P_s	Besleme basıncı
P_t	Tank basıncı
Q_1	Silindirin I. tarafındaki debi
Q_2	Silindirin II. tarafındaki debi
u_v	Valf kumanda değeri
V_1	Silindirin I. tarafındaki hacim
V_2	Silindirin II. tarafındaki hacim
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_E	Eşdeğer esneklik modülü
δ	Negatif valf boşluğu
ρ	Hidrolik akışkanın yoğunluğu
τ_d	Diferansiyel zaman sabiti
τ_i	İntegral zaman sabiti
μ	Üyelik fonksiyonu

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1	Sismik titreşim tablasının serbestlik dereceleri 7
Şekil 2.2	Sismik titreşim tablası laboratuvarı (Kajima) 8
Şekil 2.3	Sismik titreşim tablasının blok diyagramı 9
Şekil 2.4	Sismik titreşim tablasının analog kontrolü için blok diyagramı 1..... 11
Şekil 2.5	Sismik titreşim tablasının analog kontrolü için blok diyagramı 2..... 12
Şekil 2.6	Sismik titreşim tablasının geribeslemeli kontrol şeması 13
Şekil 2.7	Sismik titreşim tablası ve veri işleme sisteminin kontrolunda kullanılan bir dijital sistemin blok diyagramı 15
Şekil 3.1	Hidrolik devrede enerji dönüşümü 20
Şekil 3.2	Dıştan dişli pompa 25
Şekil 3.3	Dıştan dişli pompa kesitleri 26
Şekil 3.4	İçten dişli pompa 27
Şekil 3.5	Paletli pompa 28
Şekil 3.6	Değişken deplasmanlı paletli pompa 29
Şekil 3.7	Değişken deplasmanlı pompada kuvvet oluşumu 30
Şekil 3.8	Değişken debili paletli pompa (sürgüler(1)(2), yay (3), ayarlanabilir stator(4), ayar sürgüsü (5), basınç emniyet ventili (6), ayar sürgüsü (7)) 30
Şekil 3.9	Radyal pistonlu pompa 31
Şekil 3.10	Radyal pistonlu pompa (içi delik piston (1), emiş ventili (2), kovan (3), yay (4), eksantrik mil (5), yuva (6), gövde (7), basınç ventili (8)) 32
Şekil 3.11	Değişken deplasmanlı aksel pompa (gövde (1), mil (2), piston bağlantı plakası (3), silindir bloğu (4), piston (5)(6), valf pleyti (7)) 32
Şekil 3.12	El kumandalı sürgülü tip yön denetim valfi 35
Şekil 3.13	Elektrik uyarılı yön denetim valfi 35
Şekil 3.14	Direkt uyarılı tip yön valfi (alternatif akımlı havada çalışan bobin (1), doğru akımlı havada çalışan bobin (2), kovanlar (3), sürgü ayar civataları (4)) 36
Şekil 3.15	Doğrudan uyarılı basınç emniyet valfi 37
Şekil 3.16	Akış kontrol valfi 39
Şekil 3.17	Ayarlanabilir akış kontrol valfi 39
Şekil 3.18	Oransal valf 40
Şekil 3.19	Servo valf (kumanda motoru (1), hidrolik kuvvetlendirici (2), ikinci kademe (3), ana sürgü (4), kovan (5), yay (6)(7), yay baskı ayarı (8)) 42
Şekil 3.20	Depo ve donanımı 46
Şekil 3.21	Basınç Filtresi 47
Şekil 3.22	Dönüş filtresi 47
Şekil 3.23	Balonlu akümülatör 48
Şekil 3.24	Akümülatörün çalışması 49
Şekil 4.1	Kalın cidarlı silindir 50
Şekil 4.2	Akışkan içerisinde çözülmüş hava miktarına göre esneklik modülünün değişimi (Aydonat, 2002) 51
Şekil 4.3	Valf modeli 53
Şekil 4.4	Akışkanın sürekli akışı 55
Şekil 4.5	Silindir modeli 56
Şekil 4.6	Valf-silindir modeli 57
Şekil 5.1	PD kontrolörlü bir örnek kontrol sistemi 62
Şekil 5.2	PD kontrol algoritmali sistem cevabı ($M_T = 500$ kg, $M_M = 0$ kg, $B_v=100$ N.s/m) 65
Şekil 5.3	PD kontrol algoritmali sistem cevabı ($M_T = 500$ kg, $M_M = 500$ kg, $B_v=100$ N.s/m)..... 66

Şekil 5.4	PD kontrol algoritmalı sistem cevabı ($M_T = 500$ kg, $M_M = 1000$ kg, $B_v=100$ N.s/m).....	67
Şekil 5.5	PD kontrol algoritmalı sistem cevabı ($M_T = 500$ kg, $M_M = 1500$ kg, $B_v =100$ N.s/m).....	68
Şekil 5.6	PD kontrol algoritmalı sistem cevabı ($M_T = 500$ kg, $M_M = 2000$ kg, $B_v=100$ N.s/m).....	69
Şekil 5.7	PD kontrol algoritmalı sistem cevabı ($M_T = 750$ kg, $M_M = 2000$ kg, $B_v=100$ N.s/m).....	70
Şekil 5.8	PD kontrol algoritmalı sistem cevabı ($M_T = 1000$ kg, $M_M = 2000$ kg, $B_v=100$ N.s/m).....	71
Şekil 5.9	PD kontrol algoritmalı sistem cevabı ($M_T = 500$ kg, $M_M = 1000$ kg, $B_v = 200$ N.s/m).....	72
Şekil 5.10	PD kontrol algoritmalı sistem cevabı ($M_T = 500$ kg, $M_M = 1000$ kg, $B_v = 300$ N.s/m).....	73
Şekil 5.11	PD kontrol algoritmalı sistem cevabı ($M_T = 500$ kg, $M_M = 1000$ kg, $B_v = 400$ N.s/m).....	74
Şekil 5.12	PD kontrol algoritmalı sistem cevabı ($M_T = 500$ kg, $M_M = 1000$ kg, $B_v = 500$ N.s/m).....	75
Şekil 5.13	PD kontrol algoritmalı sistem cevabı ($M_T = 100$ kg, $M_M = 200$ kg, $B_v = 100$ N.s/m).....	76
Şekil 5.14	PD kontrol algoritmalı sistem cevabı ($M_T = 100$ kg, $M_M = 150$ kg, $B_v = 100$ N.s/m).....	77
Şekil 5.15	PD kontrol algoritmalı sistem cevabı ($M_T = 100$ kg, $M_M = 100$ kg, $B_v = 100$ N.s/m).....	78
Şekil 5.16	PD kontrol algoritmalı sistem cevabı ($M_T = 100$ kg, $M_M = 50$ kg, $B_v = 100$ N.s/m).....	79
Şekil 5.17	PD kontrol algoritmalı sistem cevabı ($M_T = 100$ kg, $M_M = 0$ kg, $B_v = 100$ N.s/m).....	80
Şekil 6.1	Klasik küme ile bulanık kümenin karşılaştırılması.....	83
Şekil 6.2	S bulanık kümesi	86
Şekil 6.3	Klasik küme şeklinde üyelik fonksiyonu olan bir bulanık küme	87
Şekil 6.4	Bulanık kümelerin birleşimi	88
Şekil 6.5	Bulanık kümelerin kesişimi	88
Şekil 6.6	Üçgen üyelik fonksiyonu	89
Şekil 6.7	Yamuk üyelik fonksiyonu	89
Şekil 6.8	Gausyen üyelik fonksiyonu	89
Şekil 6.9	Çan eğrisi üyelik fonksiyonu	90
Şekil 6.10	Bulanık mantıklı kontrol sisteminin temel elemanları	90
Şekil 6.11	Bulanık kontrolcünün değişkenleri	96
Şekil 6.12	Hata (e) için üyelik fonksiyonları	96
Şekil 6.13	Hatanın türevi (de) için üyelik fonksiyonları	97
Şekil 6.14	Kumanda (u_v) için üyelik fonksiyonları	97
Şekil 6.15	Kontrol yüzey eğrisi	98
Şekil 6.16	Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevabı ($M_T = 500$ kg, $M_M = 0$ kg, $B_v=100$ N.s/m).....	99
Şekil 6.17	Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevabı ($M_T = 500$ kg, $M_M = 500$ kg, $B_v=100$ N.s/m).....	100
Şekil 6.18	Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevabı ($M_T = 500$ kg, $M_M= 1000$ kg, $B_v=100$ N.s/m).....	101
Şekil 6.19	Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevabı ($M_T = 500$ kg, $M_M = 1500$ kg, $B_v=100$ N.s/m).....	102

Şekil 6.20	Bulanık mantık kontrol algoritmali sistem cevabı ($M_T = 500$ kg, $M_M = 2000$ kg, $B_v = 100$ N.s/m)	103
Şekil 6.21	Bulanık mantık kontrol algoritmali sistem cevabı ($M_T = 750$ kg, $M_M = 2000$ kg, $B_v = 100$ N.s/m)	104
Şekil 6.22	Bulanık mantık kontrol algoritmali sistem cevabı ($M_T = 1000$ kg, $M_M = 2000$ kg, $B_v = 100$ N.s/m)	105
Şekil 6.23	Bulanık mantık kontrol algoritmali sistem cevabı ($M_T = 500$ kg, $M_M = 1000$ kg, $B_v = 200$ N.s/m)	106
Şekil 6.24	Bulanık mantık kontrol algoritmali sistem cevabı ($M_T = 500$ kg, $M_M = 1000$ kg, $B_v = 300$ N.s/m)	107
Şekil 6.25	Bulanık mantık kontrol algoritmali sistem cevabı ($M_T = 500$ kg, $M_M = 1000$ kg, $B_v = 400$ N.s/m)	108
Şekil 6.26	Bulanık mantık kontrol algoritmali sistem cevabı ($M_T = 500$ kg, $M_M = 1000$ kg, $B_v = 500$ N.s/m)	109
Şekil 6.27	Bulanık mantık kontrol algoritmali sistem cevabı ($M_T = 100$ kg, $M_M = 200$ kg, $B_v = 100$ N.s/m)	110
Şekil 6.28	Bulanık mantık kontrol algoritmali sistem cevabı ($M_T = 100$ kg, $M_M = 150$ kg, $B_v = 100$ N.s/m)	111
Şekil 6.29	Bulanık mantık kontrol algoritmali sistem cevabı ($M_T = 100$ kg, $M_M = 100$ kg, $B_v = 100$ N.s/m)	112
Şekil 6.30	Bulanık mantık kontrol algoritmali sistem cevabı ($M_T = 100$ kg, $M_M = 50$ kg, $B_v = 100$ N.s/m)	113
Şekil 6.31	Bulanık mantık kontrol algoritmali sistem cevabı ($M_T = 100$ kg, $M_M = 0$ kg, $B_v = 100$ N.s/m)	114
Şekil 7.1	PD ve Bulanık mantık kontrol algoritmali sistem cevaplarının karşılaştırılması ($M_T = 100$ kg, $M_M = 200$ kg, $B_v = 100$ N.s/m)	117
Şekil 7.2	PD ve Bulanık mantık kontrol algoritmali sistem cevaplarının karşılaştırılması ($M_T = 100$ kg, $M_M = 0$ kg, $B_v = 100$ N.s/m)	118
Şekil 7.3	PD ve Bulanık mantık kontrol algoritmali sistem cevaplarının karşılaştırılması ($M_T = 500$ kg, $M_M = 0$ kg, $B_v = 100$ N.s/m)	119
Şekil 7.4	PD ve Bulanık mantık kontrol algoritmali sistem cevaplarının karşılaştırılması ($M_T = 1000$ kg, $M_M = 2000$ kg, $B_v = 100$ N.s/m)	120
Şekil 7.5	PD kontrol algoritmali sistem cevaplarının basınçlar açısından karşılaştırılması ($M_T = 500$ kg, $M_M = 500$ kg, $B_v = 100$ N.s/m)	121
Şekil 7.6	Bulanık mantık kontrol algoritmali sistem cevaplarının basınçlar açısından karşılaştırılması ($M_T = 500$ kg, $M_M = 500$ kg, $B_v = 100$ N.s/m)	122

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 5.1 PD tipi bulanık kontrolör karar tablosu 95



ÖNSÖZ

Bu çalışmada, bir sismik titreşim tablasının hidrolik sisteminin kontrolü, PD ve bulanık mantıklı kontrol algoritmaları yardımıyla gerçekleştirilmiştir.

Bu konuda çalışmamı öneren ve çalışmalarımda beni destekleyen sayın hocam Doç. Dr. İsmail Yüksek'e, tez çalışmamın başından sonuna kadar benden yardımlarını esirgemeyen sayın Arş. Gör. A. Volkan Akkaya'ya ve çalışmalarım esnasında bana sabır gösteren ailem ve değerli çalışma arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.



ÖZET

Deprem, insanların karşı karşıya kaldığı en ciddi doğal felaketlerden birisidir. Büyük depremler direk olarak can kayıplarına ve sosyal yaşamın ve ekonominin bozulmasına neden olmaktadır. Türkiye de deprem kuşağında yer almaktadır. Bu nedenle Türkiye’de de deprem üzerine yapılan araştırmalar önem taşımaktadır. Sismik titreşim tablası deprem araştırmalarında önemli bir rol oynamaktadır. Sismik titreşim tablası sayesinde yapıların deprem karşısındaki dinamik davranışları incelenebilmektedir. Bu tez çalışmasında elektrohidrolik sürgülü tip dört yollu, üç konumlu yön denetim valfi, bir adet asimetric silindirden oluşan bir titreşim tablasının hidrolik devresinin matematiksel modeli kurularak bilgisayarda simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla, konu üzerinde daha önce yapılan bazı çalışmalar özetlenmiş ve simülasyonu yapılacak titreşim tablasının çalışması anlatılmıştır. Hidrolik güç kontrolü üzerine genel bilgiler verilmiş, hidrolik devre elemanları tanıtılmış ve hidrolik akışkanın özellikleri hakkında açıklamalar yapılmıştır. 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-V sayısal integrasyon metoduyla çözümü sağlanmış ve konum, hız, ivme, debi, basınç grafikleri çizdirilmiştir. Daha sonra hidrolik sistemin konum kontrolü yapılmıştır. Kontrol aşamasında PD kontrol ve bulanık mantıklı kontrol algoritmaları kullanılmıştır. Sonuçlar ve önerilerle çalışmanın nasıl geliştirilebileceği tartışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Sismik titreşim tablası, deprem simülatörü, hidrolik modelleme, simülasyon, kontrol, bulanık mantıklı kontrol.

ABSTRACT

Earthquake is the most serious one of the natural disasters which human to face to face. Strong earthquakes can directly cause casualties and impair of the social life and the economy. Türkiye is also located in the earthquake zone. So the earthquake research is also important in Türkiye. Seismic shaking table plays an important role in earthquake research. Dynamic behaviour of the constructions during earthquake can be examined with the seismic shaking table. In this thesis, the mathematical model and the simulation of a simple shaking table's hydraulic circuit which was made of an electrohydraulic three way and four port underlapped valve and one single ended cylinder, were delivered. First of all some studies about this subject were given and the working of the shaking table was recounted. Hydraulic power control was examined, hydraulic circuit elements and properties of fluids that were used in hydraulic systems were recognized. 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-V and velocity, position, accelration, flow rates and pressure figures of the system were obtained. Then position control of the hydraulic system was done. PD control and fuzzy logic control algorithms were applied to the system. At the end, results and proposes were discussed.

Keywords: Seismic shaking table, earthquake simulator, hydraulic modeling, simulation, control, fuzzy logic control.

1. GİRİŞ

1.1 Tezin Amacı ve Kapsamı

Deprem, yer içinde fay denilen kırıklar üzerinde biriken biçim değiştirme enerjisinin aniden boşalması sonucunda meydana gelen yer değiştirme hareketinin neden olduğu karmaşık dalga hareketleridir. Yer değiştirme hareketleri depremin büyüklüğü ile artar. Yer kabuğunda meydana gelen ve birikmiş deformasyon enerjisi boşalmalarının harmonik olması nedeniyle deprem titreşimleri oldukça karmaşıktır.

Deprem esnasında yapılara gelecek yüklerin büyüklüklerinin gerçeğe yakın olarak bilinmesi gerekir. Yer kabuğunda ötelemeler çok ani olur ve yapılara şok etkisi yapar. Depremde yapıların güvenliğinin belirlenmesinde, kesinlik yoktur. Nedeni de deprem hareketinin belirsizliğidir. Hiçbir depremde birbirine benzeyen yer hareketi ölçülememiştir. Ayrıca, daha önceden inşa edilmiş yapıların deprem etkilerine karşı davranışları, depreme karşı dayanıklılıkları belirsizdir. Deprem tesirine karşı yapının gösterdiği davranış, yapının, boyunun enine oranına, yapı elemanlarının rijitliklerinin plandaki dağılışına, malzemenin cinsine, yapı ağırlığına ve bu ağırlığın yapı yüksekliğince dağılımına göre değişir (Mertol, 2002).

Depreme karşı dayanıklı yapının projelendirilmesi, taşıyıcı sisteminin boyutlandırılması, deprem yönetmeliklerine uygun yapılmalıdır. Bununla beraber yapının, ömrü boyunca karşılaşmayacağı, yaşanmayacak yüksek bir deprem kuvvetine göre boyutlandırılması ve gereksiz ek önlemler alınması ekstra harcamalara neden olacaktır. Dolayısıyla hizmet periyotları süresince, hayati önem arzeden inşaat mühendisliği yapılarının depreme karşı dayanıklılık testlerinin yapılması büyük önem arz etmektedir. Bu testlerin sonuçlarına dayanarak, uygulanan tasarım prosedürünün uygunluğu hususundaki sonuçlar şekillendirilebilir ve sonuçlara göre ileri ki tasarımlarda uygulanacak modifikasyonlar belirlenebilir.

Depreme karşı dayanıklı yapı tasarımında, ele alınan yapıda, sismik kuvvetlerin tahribatını (genlik, frekans ve zaman sürekliliğini) aynen oluşturacak, depremin doğal etkisi hariç, herhangi bir pratik doğrulama yöntemi yoktur.

Bu nedenlerden dolayı yapıların asismik tasarımı problemi üzerinde çalışan bilim adamları, laboratuvar şartlarında gerçek deprem hareketlerinin simulasyonu için bir sistem geliştirme fikrini kabul ettiler. Bu gibi sistemler özellikle geçen birkaç yıl içerisinde geliştirilmiştir.

Dünyada, değişik kapasiteli sistemler yapılmıştır. Bunlar '*Deprem Simulatörü*' veya '*Sismik Titreşim Tablası*' olarak adlandırılır.

Bu çalışmada tek serbestlik dereceli bir titreşim tablasının hidrolik sisteminin konum kontrolü gerçekleştirilmiştir.

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 denetim valfleriyle gerçekleştirilir.

1.3 Konu İle İlgili Daha Önce Yapılmış Çalışmalar

Titreşim tablası ve hidrolik sistemler üzerine son yıllarda gerçekleştirilen çalışmalardan birkaçı aşağıda sıralanmıştır.

Newell vd., 1995 yılındaki çalışmalarında bir hidrolik sismik simulatorün nonlinear modelini oluşturup kontrol etmişlerdir.

Korucu, 1999 yılındaki çalışmasında tek eksenli bir titreşim tablası ve veri işleme sistemini geliştirmiştir.

Fujitani vd., 1997 yılındaki makalelerinde fuzzy optimal logic (FOL) kullanarak sismik titreşim tablasındaki bir binanın simülasyonunu gerçekleştirdiler ve üyelik fonksiyonlarının fuzzy optimal logic control üzerindeki etkilerini gösterdiler.

Yuan vd., 2002 yılındaki makalelerinde sismik dalgalardaki asimetrikliğin ve düzensizliğin binalar üzerindeki etkilerini sismik titreşim tablası yardımıyla incelediler.

Sato vd., 2002 yılındaki makalelerinde bir DFBR santralındaki taban izolasyon sisteminin yorulma karakteristiklerini sismik titreşim tablası testleri yardımıyla, üç ayrı taban izolasyon sistemi kullanmak suretiyle gözlemlədiler.

Liu P., 1998 yılındaki çalışmasında Matlab-Simulink programını kullanarak elektrohidrolik bir servosistemin nonlinear modelini oluşturmuştur. Sistemde Coulomb sürtünme katsayısının da modeli gerçekleştirilmiştir. Sistem Lyapunov temelli nonlinear kontrolcü ile kontrol edilmiştir. Simülasyon sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Eryılmaz, 2000 yılındaki çalışmasında elektrohidrolik sistemlerin kontrol ve nonlinear modelini geliştirmiştir.

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.

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

Jinghong, Zhaoneng ve Yuanzhang, 1994'de yayınlanan makalelerinde, hidrolik sistemlerde eşdeğer Bulk Modülüs'ün basınçla değişimini inceledi. 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.

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

Altuğ, 1998 yılındaki çalışmasında bir servosistemin PD, kayan rejimli ve bulanık mantıklı kontrolünü yapmıştır.

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

Akkaya, 2001 yılındaki çalışmasında bir hidrolik sistemin PD kontrolörlü konum kontrolünü gerçekleştirmiştir.



2. SİSMİK TİTREŞİM TABLASI

2.1 Giriş

İnşaat mühendisliği ve diğer mühendislik dalları arasındaki fark, ortaya konan 'ürün' ün kalite kontrolünün test edilmesi ile ilgili problemlerdir. İnşaat mühendisliğinde ürün, yapıdır. Elektrik ve mekanikte ise ürün, çamaşır makinası, buzdolabı, motorlu taşıt, uçak vs. olabilmekte ve çoğu zaman bu tür ürünlerin üretiminde kalite kontrol testi oldukça basit ve ekonomik olmaktadır. Bunun nedeni; bu ürünlerin seri olarak üretilmeleri ve kalitelerinin hizmet periyodunda çok önemli olmasıdır. Bununla beraber, bir kıyaslama yapılacak olursa böyle bir durumun inşaat mühendisliğinde söz konusu olmadığı görülür. İnşaat mühendisliğinde kalite kontrol testi, belirli durumlarda, yalnızca statik yüklerde ve yalnızca tasarım gereksinim limitlerinde yürütülebilir. Ancak bu durumda, toplam yapısal emniyet için bir tanımlama yapmak olanaksızdır.

Yapıların kalitesinin dinamik olarak test edilmesi istendiğinde, problem daha karmaşık hale gelmektedir. Örneğin, büyük bir köprü, bir baraj, enerji üretim tesisi veya yüksek binaların dinamik olarak test edilmesinde, var olan yerçekim yüklerinin kullanımıyla dinamik ikaz kuşağı oluşturmak pratik olarak olanaksızdır. Bunun yapılamamasında sadece ekonomik, vs. nedenler yoktur, çünkü bu tür yapılar geometri ve kurulduğu toprak şartları itibariyle nadir (tek) olan yapılardır.

Hizmet periyotları süresince, hayati önem arzeden inşaat mühendisliği yapıları, yapının üzerine gelecek olan yerçekimi yüklerinde test edilir. Bu sonuçlara dayanarak, uygulanan tasarım prosedürünün uygunluğu hususundaki sonuçlar şekillendirilebilir ve sonuçlara göre ileri ki tasarımlarda uygulanacak modifikasyonlar belirlenebilir.

Depreme karşı dayanıklı yapı tasarımında ise, ele alınan yapıda, sismik kuvvetlerin etkilerini (genlik, frekans ve zaman sürekliliğini) aynen oluşturacak, depremin doğal etkisi hariç, herhangi bir pratik doğrulama yöntemi yoktur. Aynı zamanda, eğer deprem frekans oluşumu zaman aralıklı ve random karaktere sahip ise, yapıya uygulanacak gerçek sismik etkiler de random karakterli olmalıdır. Bu demektir ki, aynı zaman periyodu içerisinde belirli şartlar altında test edilen yapılar, kabul edilebilir bir değer altında veya üstünde bir sismik risk için inşa edileceklerdir. Bu çıkarım, yapılara kurulan ekipmanlar (endüstriyel ekipmanlar, enerji üretim tesisleri, vs.) için de geçerlidir (Jurukovski 2001).

Tasarım aşamasında yapılan, depreme karşı koruyucu hesaplamaların kapsamı, büyük sismik zorlanmalar esnasında yapının güvenilirliğinden emin olunması için yeterli değildir. Bunun için yapının dinamik davranışının bilinmesi gereklidir. Daha rasyonel bir tasarım yapılabilmesi için yapıları depremlere karşı gerçekten güvenli inşa etmek gereklidir. Daha iyi bir tasarım ise yapıları gerçek deprem şartları altında test etmekle gerçekleştirilebilir.

Bu nedenlerden dolayı yapıların asismik tasarımı problemi üzerinde çalışan bilim adamları, laboratuvar şartlarında gerçek deprem hareketlerinin simulasyonu için bir sistem geliştirme fikrini kabul ettiler. Bu gibi sistemler özellikle son yıllar içerisinde geliştirilmiştir. Dünyada, değişik kapasite ve özelliklere sahip sistemler yapılmıştır. Bunlar '*Deprem Simulatörü*' veya '*Sismik Titreşim Tablası*' olarak adlandırılır.

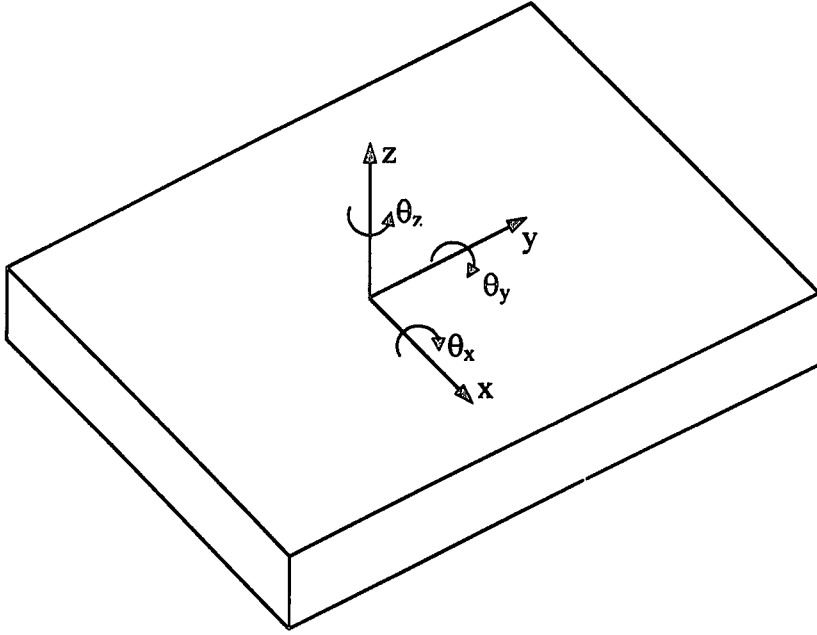
Sismik titreşim tablası 3m - 4m 'lik küçük bir alanda güçlü depremler üretebilecek kapasiteye sahiptir. Kuleler, köprüler, destek duvarları, barajlar, limanlar, enerji santralleri, boru hatları, fabrika binaları ve önemli binalar vs. gibi çok çeşitli özellikteki yapıların sismik cevapları, sismik titreşim tablası ile simule edebilir. Simulasyon sonuçları araştırmacılar, mühendisler ve yapı üzerinde direk olarak çalışma yapan pratisyenlere, sismik korunma problemleri açısından yardımcı olmaktadır. Sismik titreşim tablası ile yapılan araştırmalar sonucunda, yapıların sismik direnme kabiliyeti geliştirilebilmekte ve deprem esnasında yapıların güvenliği artırılmaktadır (Korucu, 1999).

2.2 Sismik Titreşim Tablasının Temel Karakteristikleri

Simule edilen deprem hareket unsurlarının sayısına göre, sismik titreşim tablaları, basitçe aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir:

- Tek eksenli sismik titreşim tablaları, deprem hareketini yalnızca herhangi bir eksen boyunca simule edebilir.
- İki eksenli sismik titreşim tablaları, eş zamanlı olarak herhangi iki deprem hareket ögesini de simule eder.
- Üç eksenli sismik titreşim tablaları, üç deprem hareket ögesini de simule edebilir.

Dinamikten bilindiği üzere, bir sismik titreşim tablası için bir maddesel nokta altı serbestlik derecesine sahiptir.

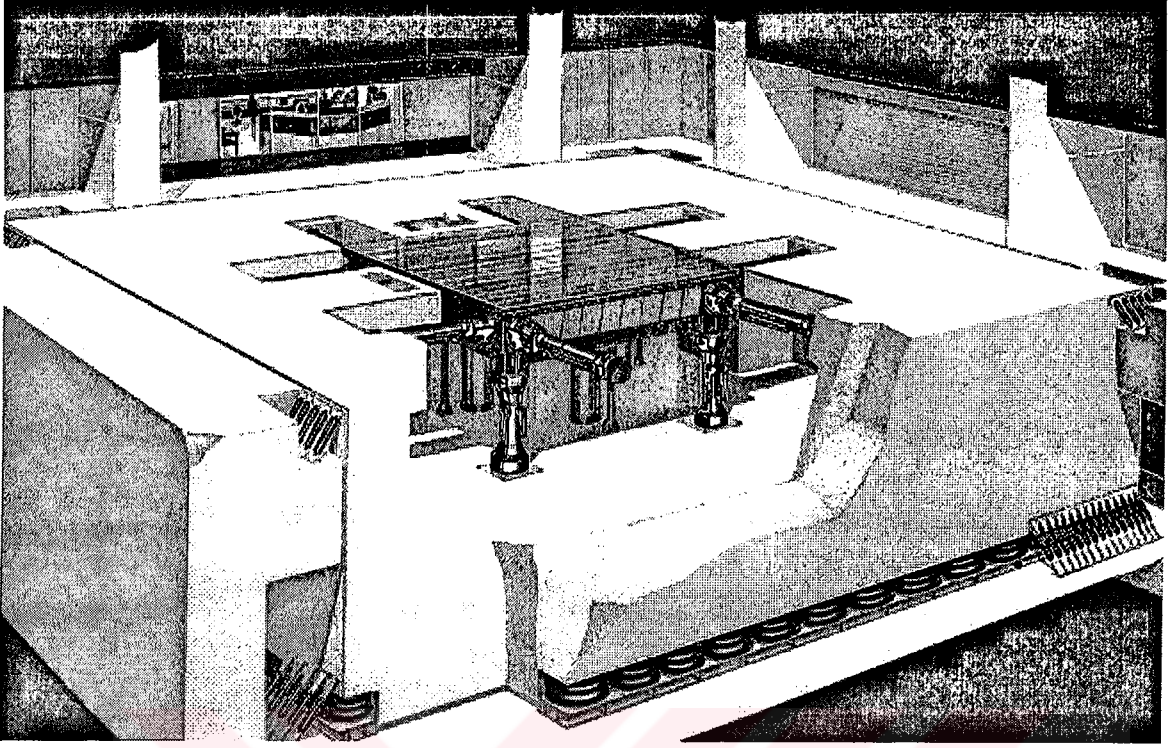


Şekil 2.1 Sismik titreşim tablasının serbestlik dereceleri

Eğer belirli bileşen sayısına sahip bir sismik titreşim tablası tasarımı yapılarak imalatı yapılacaksa, sismik titreşim tablasının geriye kalan bütün serbestlik dereceleri tamamen elimine edilmelidir. İstenmeyen serbestlik derecelerinin çıkarılması (atılması), bütün unsurları kapsayacak şekilde sağlanır. Dolayısıyla titreşim tablasının tasarımı ve imalatı buna göre yapılır. Tasarım ve imalatta dikkat edilmesi gereken hususlardan bazıları aşağıda kısaca irdelenmiştir.

Titreşim tablasının simule edebileceği, hareketin serbestlik derecesi sayısına ek olarak, bu sistemlerin tasarımında önemli olan birçok karakteristik mevcuttur. Titreşim tablasının taşıyabileceği model kütlesi, çalışma frekansı aralığı, sistemin dayanabileceği maksimum değerler (ivme, hız ve yer değişimi) ve son olarak modelin atalet kuvvetleri tarafından oluşturulan bozucu momentleri almak ve kontrol etmekteki sistem kabiliyeti, bu karakteristiklerin başında gelmektedir. Şu husus vurgulanmalıdır ki, sismik titreşim tablasının yukarıda belirtilen ve belirtilmeyen bütün karakteristiklerinin birbirleriyle ilişkili olduğu aşikardır.

Sismik titreşim tablasının birinci mod doğal titreşim frekansı, ikaz fonksiyonunun frekansından daha yüksek olmalıdır, yani, birinci modun doğal frekansı titreşim tablasının çalışma aralığının herhangi bir frekansından daha yüksek olmalıdır.



Şekil 2.2 Sismik titreşim tablası laboratuvarı [Kajima]

İmalat malzemesine gelince, ön gerilimli beton, çelik ve alüminyumdan yapılmış titreşim tablaları mevcuttur. Yapı malzemesinin seçimi birçok unsura bağlıdır, fakat her durumda ağır basan unsur ekonomiktir.

Son olarak, ikaz kaynağı tipi de önemlidir. Şöyle ki, günümüzde iki tip ikaz kaynağı kullanılmaktadır: elektrodinamik ve elektrohidrolik. İkaz kaynağı tipinin seçimi istenen frekans aralığına (yani, ikaz kapasitesine) bağlıdır (Jurukovski, 2001).

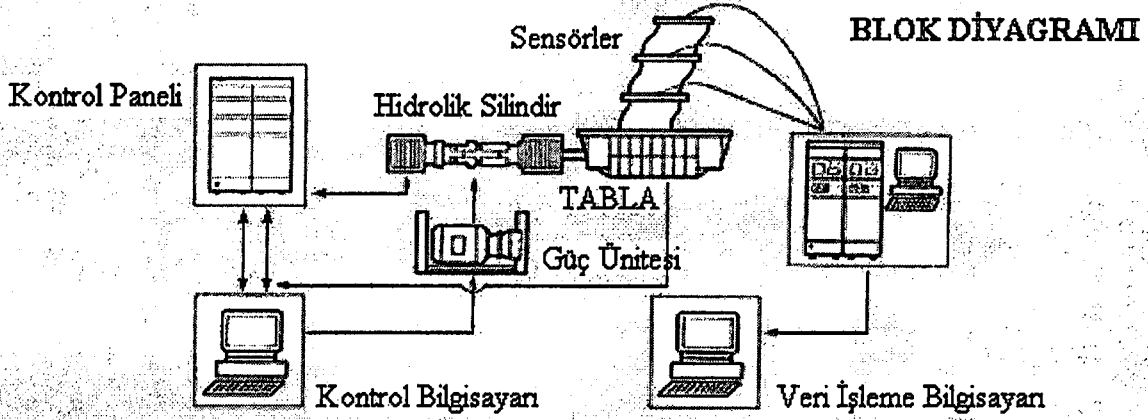
Bir deprem simulatörü 4 ana kısımdan oluşmaktadır; mekanik sistem, kontrol sistemi, güç ünitesi ve veri toplama ve işleme sistemi.

Mekanik sistem; bir tabla, hidrolik silindirler ve tabla ile silindirleri bağlayan bağlantı elemanlarından oluşmaktadır. Mekanik sistemin tasarım ve imal edilmesinde rijitlik, dayanıklılık, titreşim ve kayma sürtünmesi gözönünde bulundurulması gereken hususlardandır.

Kontrol sistemi, hidrolik güç ünitesini ve servo kontrollü hidrolik silindirleri kontrol eder. Bu genelde bir PLC veya bilgisayar kontrollü sistem olabilir.

Güç ünitesi, hidrolik güç sisteminden oluşur.

Veri toplama ve işleme sistemi tabladaki test modeli hakkındaki çeşitli verileri (ivme, yerdeğişimi, gerilme vs.) hızlı, hassas ve otomatik olarak toplar ve işler. Bu işlem genelde bir bilgisayar vasıtasıyla yapılır (Korucu, 1999).



Şekil 2.3 Sismik titreşim tablasının blok diyagramı [Kajima]

2.2.1 Mekanik Sistem

Mekanik sistem aşağıdaki elemanlardan oluşmaktadır.

- Tabla
- Hidrolik silindirler
- Bağlantı elemanları

Silindirler titreşim tablasını sürmekte kullanılır ve tablaya mafsallı (menteşeli) bağlantı ile bağlıdır. Bu bağlantı şekli sayesinde tablanın yatay yöndeki hareketi sırasında oluşan düşey hareketin etkileri ortadan kaldırılmış olur. Hidrolik silindirler hakkında ayrıntılı bilgi, bir sonraki bölümde (Bölüm 3) verilecektir.

Tabla; katılık, dayanıklılık ve titreşim ve kayma sürtünmesi gözönünde bulundurularak dizayn ve imal edilmelidir. Tablanın mekanik kısmının konstrüksiyonu, tek serbestlik derecesi için gerçekleştirileceğinden, ileriki aşamalarda bu husus göz önünde bulundurulmuş ve hesaplama ve simulasyon çalışmaları buna göre yapılmıştır.

Bağlantı elemanları, tablayı silindir ve yer ile bağlayan elemanlardır.

2.2.2 Kontrol Sistemi

Eğer sismik titreşim tablası, belli değer ve şekilde verilen hareketi simule edilebiliyorsa, o zaman sistem yaratılan durumu tamamen kontrol de edebilmelidir. Genelde eski tip sistemlerde kontrol sinyali olarak, yer değiştirmenin zamana göre değişim fonksiyonu kullanılmaktaydı. Bu günlerde ise çabalar titreşim tablasının ivme kontrolunu yapmak üzerinde yoğunlaşmaktadır. Teorik olarak, sismik titreşim tablasının ivme kontrolunu yapmak daha uygundur (Jurukovski, 2001).

Aşağıda, sismik titreşim tablası hareketinin kontrolü için kullanılabilecek sistemler sıralanmaktadır;

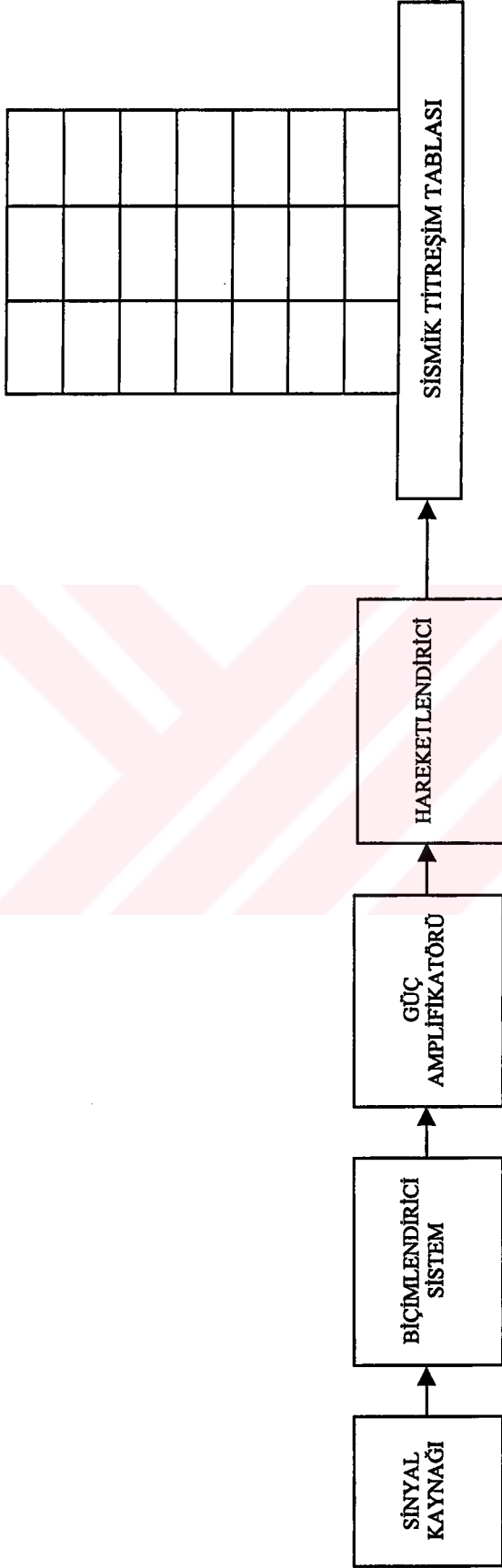
- a) Analog referans sinyal kontrolü
- b) Sistemin dijital kontrolü

Birinci metod, yani, analog metodlu kontrol, hareket ikazı elektrodinamik olduğu veya eski tip sistemlerle çalışıldığı zaman kullanılır. Bu kontrol tarzı, bütün sistemin transfer fonksiyonunu modifiye eden bir sistemin, kuvvet amplifikatörü ve generatör fonksiyon arasına yerleştirilmesi esasına dayanır. Öyle ki sistem cevabı, istenen transfer fonksiyonunun karşılıklı değerine eşit olsun. Şekil 2.4'te bu kontrol sisteminin basitleştirilmiş akış diyagramını görülmektedir.

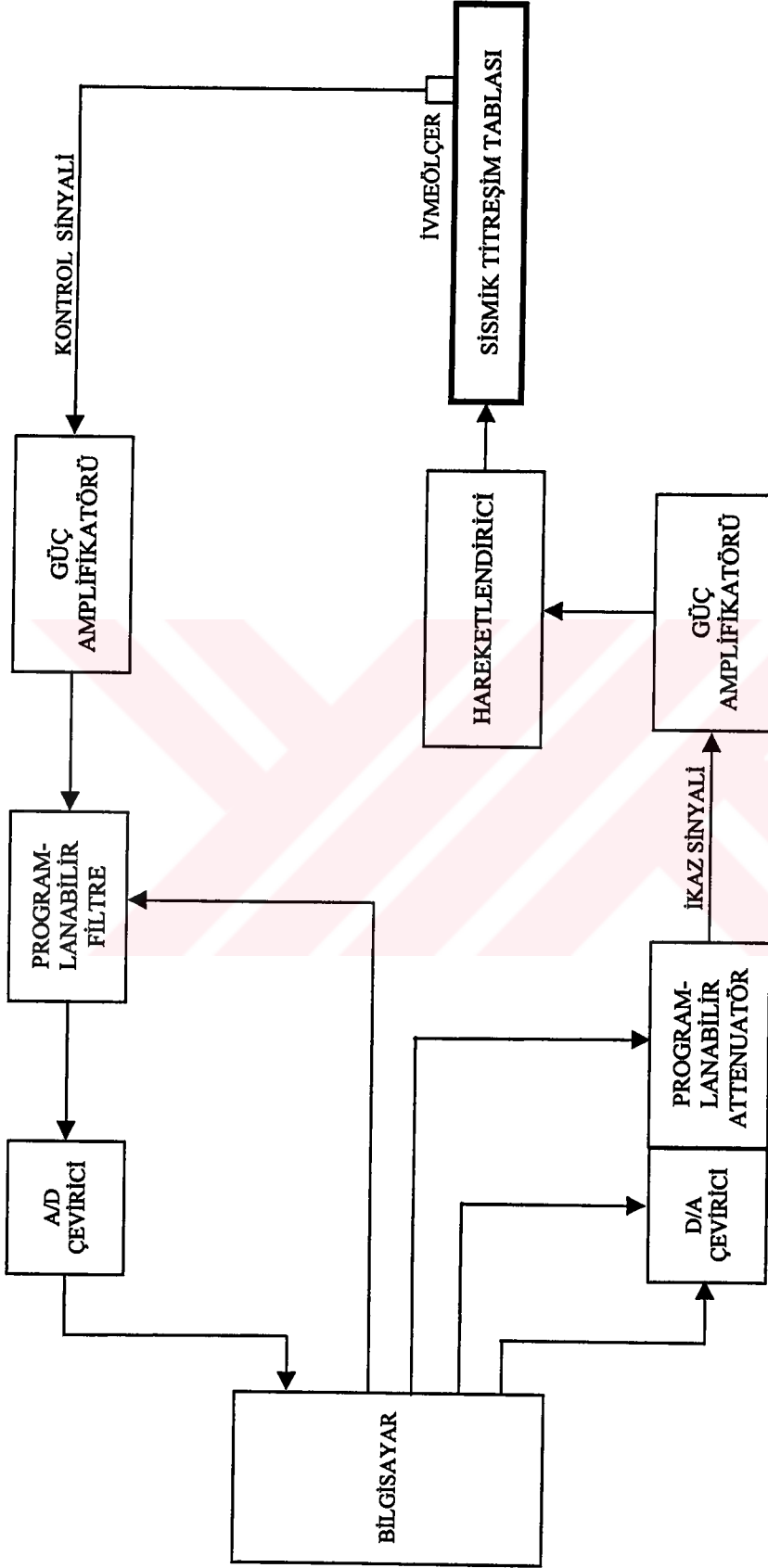
Sismik titreşim tablası hareketinin modern tipteki kontrolunda, sürekli geliştirilen ve düzeltilen dijital kontrol sistemleri kullanılmaktadır. Bu teknik, titreşim tablası kullanımında oldukça yüksek hassasiyet ve esneklik sağlamaktadır. Şekil 2.6'da bu tip bir kontrolün basit bir şeması gösterilmektedir.

Şekil 2.6'da açıkça görüldüğü üzere, kontrol prosesinde asıl birim, titreşim tablasının kontrolü için sistemin meydana getirildiği ve cevabın (yani, titreşim tablasının hareketinin) analiz edildiği yer olan bilgisayardır. Depremin yerdeğişim-zaman ve hız-zaman değişimleri dijital formda saklanmaktadır. Bir depremin zamana göre değişimi yeniden oluşturulacaksa bu analog bir sinyale dönüştürülmelidir. Bu A/D (Analog / Dijital) çeviricilerle yapılır ve analog sinyal, titreşim amplifikatör ve generatörüne gönderilir.

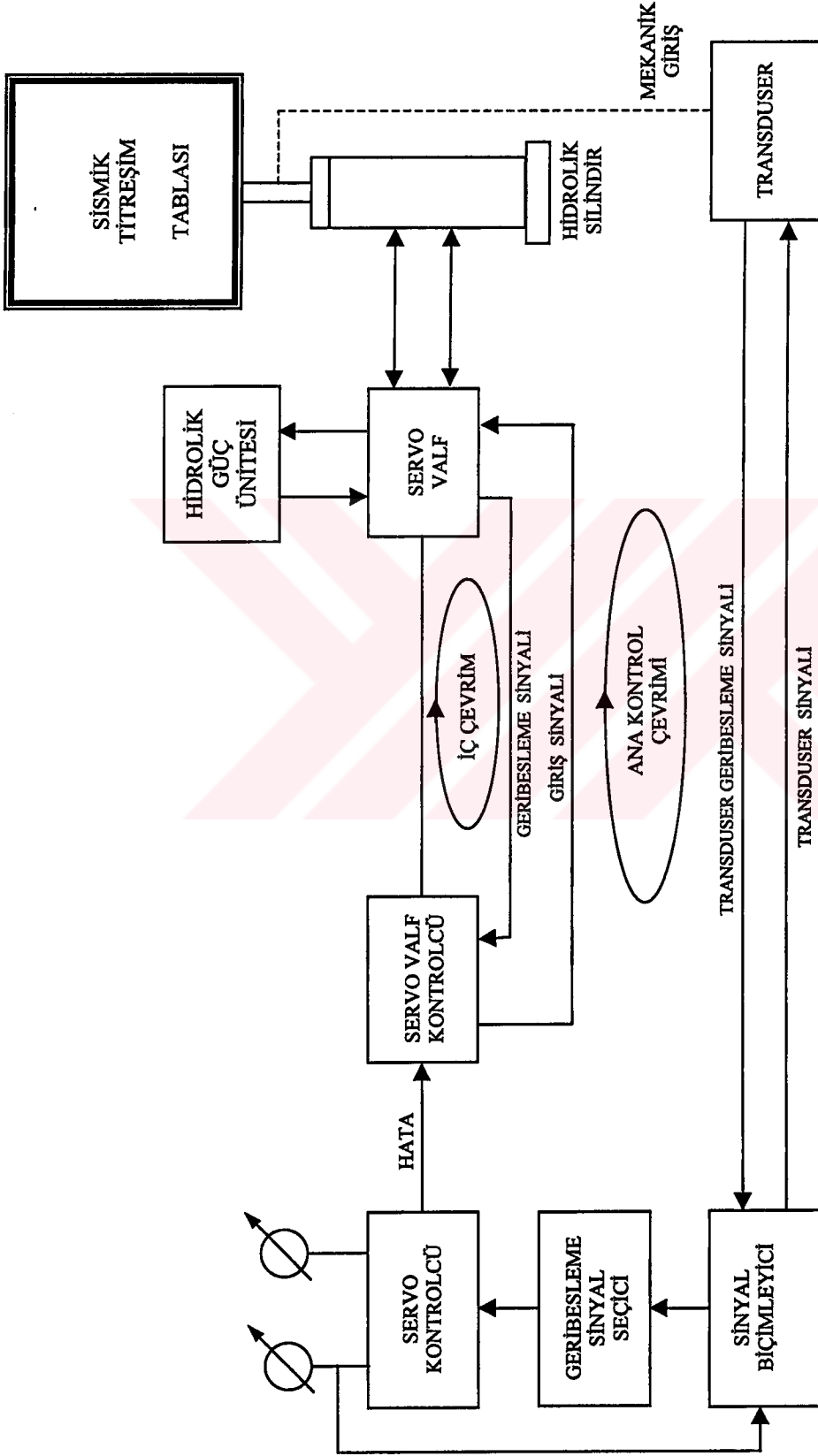
Modern tipli elektrohidrolik ikaz generatörleri kullanılıyorsa, bu ikaz generatörlerinin kontrol sistemlerindeki çağırıcı tersinir kontrol sayesinde, gerekli ikaz şiddeti seviyesi üretilmektedir.



Şekil 2.4 Sismik titreşim tablasının analog kontrolü için blok diyagramı



Şekil 2.5 Sismik titreşim tablasının analog kontrolü için blok diyagramı 2



Şekil 2.6 Sismik titreşim tablasının geribeslemeli kontrol şeması

Şemada görülen iki çevrimden birisi, servovalfin açılmasını ve kapanmasını kontrol eden iç çevrim ve diğeri ise kesinlikle istenen değerler ve kabul edilen zaman içerisinde titreşim tablasının ivme ve yerdeğişiminin simule edilmesini sağlayan dış çevrim veya asıl kontrol çevrimidir.

2.2.3 Güç Ünitesi

Güç sağlayıcı olarak hidrolik güç ünitesi kullanılır. Hidrolik güç ünitesi, servovalfe gönderilecek basınçlı akışkanı sağlar. Hidrolik güç ünitesinin temel elemanları ve sismik titreşim tablasında kullanılan diğer hidrolik ekipmanlar ilgili ayrıntılı bilgi bir sonraki bölümde (Bölüm 3) verilecektir.

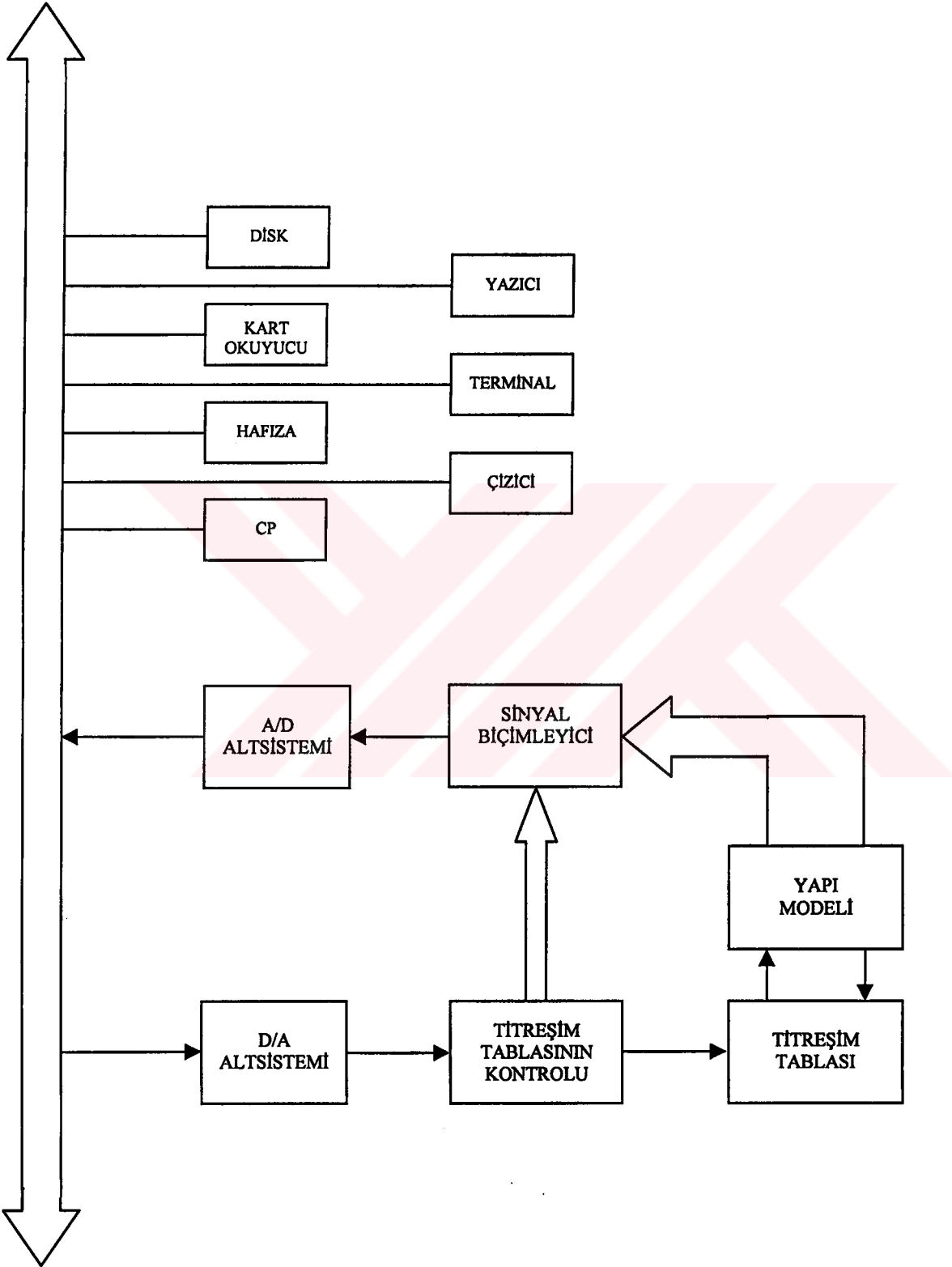
2.2.4 Veri Toplama ve İşleme Sistemi

Titreşim tablasında bir modelin test edilmesindeki önemli problemlerden bir tanesi, test edilen model için verilerin toplanmasıdır. Genellikle, bu testler, depremde olduğu gibi random karakterli deneysel verileri olan çok sayıda kanalı içermektedir. Veri okuma oranı, yani, Shenon teorisi yani, Nyquist frekans ile tanımlanan istekleri karşılayacak sinyal cevapları, ele alınan modelin davranışını etkileyen en yüksek frekansa göre tanımlanmış olmalıdır. Son zamanlarda, her türlü ihtiyacı karşılayan, çalışma ve kullanım aralığının seçimine olanak tanıyan çok çeşitli veri toplama sistemleri ortaya çıkmaktadır. Veri toplamak için kullanılan sıradan bir sistemin blok diyagramı, Şekil 2.7'de gösterilmektedir. Günümüzde, bu incelemeler için gerekli, eşzamanlı kayıt ve veri işleme için çok kanallı sistemler de mevcuttur (Jurukovski, 2001).

2.3 Titreşim Tablası Çalışmaları İçin Fiziksel Modeller

2.3.1 Gerçek Kopya Modeller

Bu tip modeller, incelenecek olan prototipin belli oranlar dahilinde kopyalarını oluşturulması ile elde edilir. $a(t)$ zorlayıcı ivme vektörünün zamana bağlı değişimine maruz kalan bir kopya modelde gerilim elemanlarının zamana bağlı olarak değişimini türetmeye çalışalım. Prototip ve modeldeki malzeme ve gerilim dağılımlarının özdeş olması gerektiği kabul edilerek, σ tipik gerilim, ρ tipik yoğunluk ve E temsili katılık özelliği olmak üzere bir boyut analizi



Şekil 2.7 Sismik titreşim tablası ve veri işleme sisteminin kontrolunda kullanılan bir dijital sistemin blok diyagramı

yapalım. En yüksek derecede bir basitleştirme yapmak suretiyle tipik gerilim (Jurukovski, 2001):

$$\sigma = F(\bar{r}, t, \rho, E, a, g, \ell, \sigma_0, \bar{r}_0) \quad (2.1)$$

formundaki fonksiyonel bağıntı vasıtasıyla ifade edilebilir. Burada σ_0 ve \bar{r}_0 başlangıç koşullarına işaret etmektedir. Anlaşılan odur ki, E istisna olmak üzere bütün malzeme özelliklerinin ihmal edilmesi, kabul edilmiş olan malzeme özelliklerinin benzerliğini ifade eder.

Boyut analizinden yararlanarak, boyutsuz çarpımların tüm grubu, Denklem 2.1'deki niceliklerin boyutsal matrisinden oluşturulabilir. Boyutsuz sonuç bağıntısı

$$\frac{\sigma}{E} = f\left(\frac{\bar{r}}{\ell}, \frac{t}{\ell} \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \frac{a}{g}, \frac{g \cdot \ell \cdot \rho}{E}, \frac{\sigma_0}{E}, \frac{\bar{r}_0}{\ell}\right) \quad (2.2)$$

formundadır. Eğer gerilim değişimine yerçekiminin etkileri hesaplanmak zorunda ise, g yerçekimi ivmesini içeren iki terim, model malzemelerinin ve ölçü faktörlerinin seçiminde model analizi yapanın serbestliğini çok fazla sınırlayacaktır. Bu nedenle g'nin model ve prototip arasında değişebilmesinin hemen hemen hiçbir pratik yolu yoktur. g_r 'nin değerleri genelde bire eşit alınmak zorundadır. Dolayısıyla boyutsuz çarpımdan a/g

$$a_r = g_r = 1 \quad (2.3)$$

olur. Eğer bu bağıntı tasarım koşullarında yerine konursa $(g \ell \rho / E)_r = 1$,

$$\left(\frac{E}{\rho}\right)_r = \ell_r \quad (2.4)$$

olur. Bu ölçeklendirme kuralı uygun model malzemesinin seçiminde katı bir sınırlama koyar.

Denklem 2.4 bazen, bir boyutlu dalga yayılma hızına bağlı olarak ifade edilir:

$$V_r = \sqrt{\left(\frac{E}{\rho}\right)_r} = \sqrt{\ell_r} \quad (2.5)$$

Ek tasarım şartları Denklem 2.2'nin diğer boyutsuz terimlerinden bulunur. Örneğin, sağ taraftaki ikinci terimden

$$t_r = \frac{\ell_r}{\sqrt{\left(\frac{E}{\rho}\right)_r}} = \sqrt{\ell_r} \quad (2.6)$$

çıkar. Elastik ve plastik uzamalar boyutsuzdur, bunlar prototip ve model yapılarında eşit olmak zorundadır. Bu gözlemden, tipik yapısal yerdeğişimlerinin

$$\delta_r = \ell_r$$

ile bağlantılı olduğu ortaya çıkar. Bu bağıntı yapısal davranışta geometrik nonlineerlik sağlar. Bağımsız nicelikler ℓ , E ve g olarak seçilir ve g_r bire eşit alınır.

Bu gerçek kopya modelde yalnızca bir (fakat, hemen hemen çözümü imkansız) zorluk vardır ki, bu, uygun model malzemesinin seçimidir. Malzeme simulasyonu, elastiklik modülünün Poisson oranının ve uzamanın simulasyonundan daha ileri gider. Çünkü doğada iki metal tam olarak benzer değildir, malzeme simulasyonu, her zaman tahmini değerlerde hata üretecektir.

En basit durumda, benzerlik, ilgilenilen uzama aralığı için gerilme-uzama eğrisinde gereklidir. Çünkü gerçek kopya modelleme, $\varepsilon_r = 1$ (ε boyutsuz olduğundan) olmasını gerektirir ve ε doğrultusundaki E_p/E_m oranı ile sabit uzama hariç model ve prototip malzemelerinin gerilme-uzama eğrileri, özdeş olmalıdır.

Özellikle ε doğrultusunda ($\varepsilon_r = 1$) deformasyona müsaade edilmiyorsa şekil-benzer $\sigma - \varepsilon$ diyagramlı malzemeler bulmak zordur,. Belirli koşullar altında, uzama deformasyonu $\varepsilon_r \neq 1$ gerçek kopya modellemeye ilginç bir alternatif sağlayabilir.

Gerçek kopya modellerin malzeme simulasyonundaki problemleri nedeniyle gerçekleştirilmesi oldukça zordur. Bununla birlikte, belli uzunluk ölçeklendirme faktörlerinde ($\ell_r = E_r/\rho_r$), metalik yapıların modellenmesi için uygun malzemeler bulunabilir.

Birçok durumda, gerçek kopya modellemeye kabul edilebilir alternatifler bulmak mümkündür. Bunlar cevap tahminindeki hataları minimize eden uygunluklar üzerine bina edilmişlerdir.

2.3.2 Uygun (Elverişli) Modeller

Bir önceki bölümde tartışılan tasarım koşullarından herhangi birini bozan bütün fiziksel modeller, bozucu (distorted) modeller olarak adlandırılabilir. Bununla beraber, eğer herhangi bir boyutsuz çarpımdaki değişimin etkisi, diğer boyutsuz çarpımların veya denklemin uyumunu gerektirmiyorsa, bu tür modelleri gerçek bozucu modellerden ayırmak gerektiği açıktır. Dolayısıyla bu tür modeller genellikle, uygun (elverişli) modeller olarak isimlendirilirler.

Bu tür modellere ihtiyaç duyulmasının temelinde, prototiplerdeki malzemenin aynısının kullanılmak istenmesi yatmaktadır. Bununla beraber, bu bölümde bahsedilen model tipleri, aynı prototip malzemelerinin kullanıldığı modellerle sınırlı değildir; belli durumlarda farklı malzemelerinin kullanımı, bu modelleri daha güçlü araçlar haline getirmektedir.

İki tip modele yol gösteren iki farklı 'distorsiyon' vardır. Bunların titreşim tablalarındaki yapıların belli sınıflarının model çalışmaları için çok kullanışlı olduğu görülmektedir.

3. HİDROLİĞİN TEMEL PRENSİPLERİ

3.1 Hidroliğe Giriş

Hidrolik, Yunanca su anlamına gelen (hydor) sözcüğünden türetilmiş ve su bilimi olarak gelişmiştir. Oysa endüstriyel hidrolik kavramı ile kuvvet ve hareketlerin bir akışkan aracılığı ile iletimi ve denetimi kastedilmektedir. Bu tanımın sonucu olarak, enerji iletim maddesi akışkan olmaktadır. Sentetik akışkan, su, su-yağ karışımları kullanılıyorsa da genel olarak madensel yağlar akışkan olarak kullanılmaktadır.

Akışkanların davranışını inceleyen akışkanlar mekaniği iki ana bölümden oluşur.

Hidrostatik : Duran akışkan mekaniği

Hidrodinamik : Hareket halindeki akışkan mekaniği

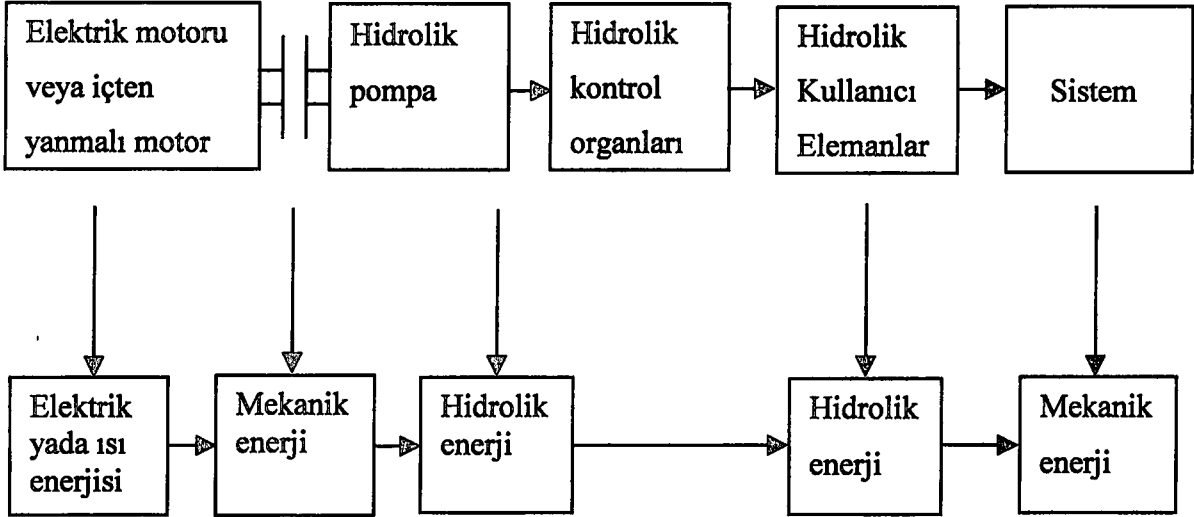
Hidrolikteki kuvvet iletimini hidrostatik, türbinlerde akış enerjisinin elektrik enerjisine dönüşmesini hidrodinamik için örnek olarak gösterebiliriz. Şüphesiz hidrolikten başka enerji iletim yöntemleri vardır. Örneğin mekanik (dişli, mil krank mekanizması), elektrik (döner alanlı motor, doğrusal motor, tork motor vb.), elektronik (kuvvetlendiriciler, elektronik dönüşüm parçaları), pnömatik (hidroliğe çok benzer , iletim maddesi olarak hava kullanılır) gibi. Bu yöntemlerden her birinin uygulama alanları vardır . Fakat bazı durumlarda bunlardan birkaçı içinden birini seçmek söz konusu olur. Bu seçimde hidroliği tercih edilir kılan özelliklerden birkaçını saymak gerekirse:

- Küçük hacimde büyük kuvvetler momentler elde edilir (Yüksek güç yoğunluğu).
- Kuvvet gerektiğinde kendiliğinden oluşur.
- Dururken tam yükte harekete geçmek olasıdır.
- Hız, kuvvet ve moment kademesiz olarak kolayca ayarlanabilir.
- Fazla yük konumunda korunma kolaylığı gerçekleştirilebilir.
- Çok hızlı ve çok yavaş hareketler büyük bir duyarlılıkla denetlenebilir.
- Gazlar yardımıyla bir miktar enerji biriktirme olasıdır.

Hidrolik devrede enerji dönüşümü şöyle sağlanmaktadır :

Hidrolik enerjii üretmek için girdi olarak sisteme elektrik enerjisi verilir. Bu enerji ile elektrik motoru döndürülür. Elektrik motoru kendisine kavramalar ile bağlı olan hidrolik pompanın milini dairesel hareket yaptırır. Bu sırada depodaki yağ belirli basınçta sisteme hidrolik enerji olarak basılır. Ancak bu hidrolik enerjinin beklenen fonksiyonları yerine getirebilmesi için kontrol elemanları tarafından denetlenmesi ve istenen elemana

yönlendirilmesi gerekir. Burada hidrolik silindire veya hidrolik motorlara gelen akışkan doğrusal veya dairesel hareket üretir.



Şekil 3.1 Hidrolik devrede enerji dönüşümü

3.2 Hidrolik Sistemlerin Avantajları ve Dezavantajları

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

Hidrolik sistemlerin sağladığı avantajlar şunlardır :

3.2.1 Yüksek Güç Yoğunluğu

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

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

3.2.2 Emniyetli Çalışma

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

3.2.3 Verim

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

3.2.4 Yağlama

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

3.2.5 Ekonomiklik

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

3.2.6 Enerji Biriktirme

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

- Kısa süreler için yüksek hız gerektiren devrelerde, pompa gücünden tasarruf edilmesi,
- Elektrik kesilmesi durumunda başlanan işin bitirilebilmesi,
- Sızıntıların telafi edilmesi,
- Yağın genişlemesinden dolayı ve valflerin açılıp kapanması sonucunda basınç yükselmesinin önlenmesi,
- Titreşimlerin önlenmesi,

sağlanmış olur.

3.2.7 Denetim

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

3.2.8 Serbestlik

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

Hidrolik sistemler için bu avantajlarının yanı sıra şu sınırlamalar da söz konusudur:

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

Bunu sağlamak için:

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

3.3 Hidrolik Devre Elemanları

3.3.1 Hidrolik Akışkan ve Özellikleri

Hidrolik sistemde kullanılan akışkan bir güç iletim aracıdır. Bir hidrolik sistemden iyi bir çalışma ve uzun bir ömür elde edebilmenin en önemli koşullarından biri devreye uygun yağın seçilmesi ve bakımının yapılmasıdır.

Hidrolik sistemlerde kullanılan sıvının bazı temel görevleri yerine getirebilmesi gerekir. Bu görevler, başlıca işlevi olan güç iletimini gerçekleştirmek, sızdırmazlığı sağlamak, soğutma ve yağlama yapmaktır.

Bugün hidrolikte kullanılan yağlar iki ana sınıfa ayrılır.

- Standart madeni (mineral) yağlar
- Ateşe dayanıklı yağlar

Petrol kökenli standart madeni yağlar en çok kullanılan yağlardır. Madeni yağların özellikleri üç faktöre bağlıdır :

- 1- Ham petrolün kalitesi
- 2- Rafineri metodu ve derecesi
- 3- Kullanılan katıklar

Madeni yağları bir sakıncası yanabilmeleridir. Isıl işlem, kaynak, döküm gibi ateşin tehlikeli olabileceği ortamlar için yanmaz yağlar kullanılmalıdır.

Üç temel tip ateşe dayanıklı hidrolik akışkan vardır.

- 1- Su-glikol çözeltisi
- 2- Su-yağ karışımları (Emülsiyonlar)
- 3- Sentetik yağlar

3.3.1.1 Su-Glikol Çözeltisi

Ucuz olmaları nedeniyle büyük sistemlerde kullanılan su glikoz çözeltisi; %35-40 kadar su içerir. Çinko ve magnezyum gibi malzemelerle kimyasal reaksiyona girmesi nedeniyle koruyucu boya veya kaplamayla birlikte kullanılmalıdır. İçerisindeki suyun buharlaşarak eksilebilmesi nedeniyle düşük çalışma sıcaklığına sahip yerlerde tercih edilmelidir.

3.3.1.2 Su-Yağ Karışımları (Emülsiyonlar)

Özel rafine edilmiş şekilde, su içerisinde yağ veya yağ içerisinde su ihtiva eder. Yaygın olarak kullanılan su-yağ emülsiyonudur. Bu emülsiyonlar bünyesinde su ihtiva etmesi nedeniyle ateşe dayanıklı ve mükemmel soğuma karakteristiği gösteren akışkanlardır. Dezavantajları ise pahalı olmaları ve çok itinalı filtrelenmeye gereksinim göstermeleridir.

3.3.1.3 Sentetik Yağlar

Bütün yağ sınıfları içerisinde en pahalısı olan sentetik yağlar, içerisinde su ihtiva etmemesi nedeniyle çok yüksek sıcaklıklarda dahi buharlaşma nedeni ile azalmazlar. Tersine düşük sıcaklıklarda kullanımdan önce bir miktar ısıtılırlar.

Bu yağlar;

- 1- Fosfat esterli
- 2- Klorlu hidrokarbonlar
- 3- Fosfat esterli ve klorlu hidrokarbonlar birlikte ihtiva eden olmak üzere üç sınıfa ayrılırlar.

Sentetik yağların kullanıldığı devrelerde başlıca şu iki konuya dikkat etmek gerekir.

- 1- Sentetik yağların özgül ağırlığının, diğer yağlardan fazla olması nedeni ile, pompa emiş ağzının dizaynı boşulumu önleyecek şekilde olmalıdır.
- 2- Bu devrelerde, buna ve neoprene özlü keçeler kullanılmamalı, viton ve teflon türü keçeler tercih edilmelidir.

3.3.2 Hidrolik Pompalar

Pompaların görevi bir akış yaratmak ve akışkanı sıkıştırarak gerekli kuvveti oluşturmaktır. Hidrolik pompalar, kendilerini tahrik eden motor tarafından iletilen enerjiyi hidrolik çalışma enerjisine dönüştürürler. Pompalama hareketi tüm pompalar için aynıdır. Tüm pompalar emiş ağzında artan bir hacim, basma ağzında azalan bir hacim yaratırlar. Pompa akışkanı genellikle bir depodan emer ve onu pompa çıkışına basar. Akışkan sisteme girip denetim elemanlarından geçerek kullanıcıya ulaşır. Kullanıcı akışkana karşı daima bir direnç oluşturur. Akışkanın

basıncı bu yükün oluşturduğu direnci yenmek için gerekli olan değere kadar yükselir. Pompalama hareketini yapan elemanlar bununla birlikte tüm pompalarda aynı değildir.

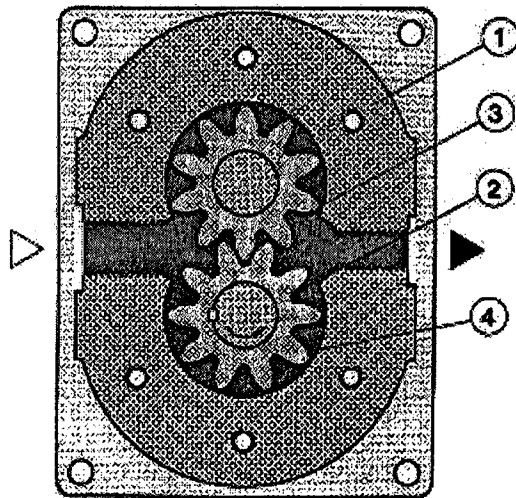
Endüstriyel hidrolikte kullanılan pompaların diğer tüm pompalardan en önemli ayrıcalığı pozitif iletimli olmalarıdır, yani bu tip pompalarda emilen yağ basılmak zorundadır. Böylece basılan yağın önünde direnç söz konusu olduğunda basınç oluşacaktır. Akışkan dirençe karşılaşmadan basınçtan söz edilemez.

3.3.2.1 Dişli Pompalar

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

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

3.3.2.1.1 Dıştan Dişli Pompa



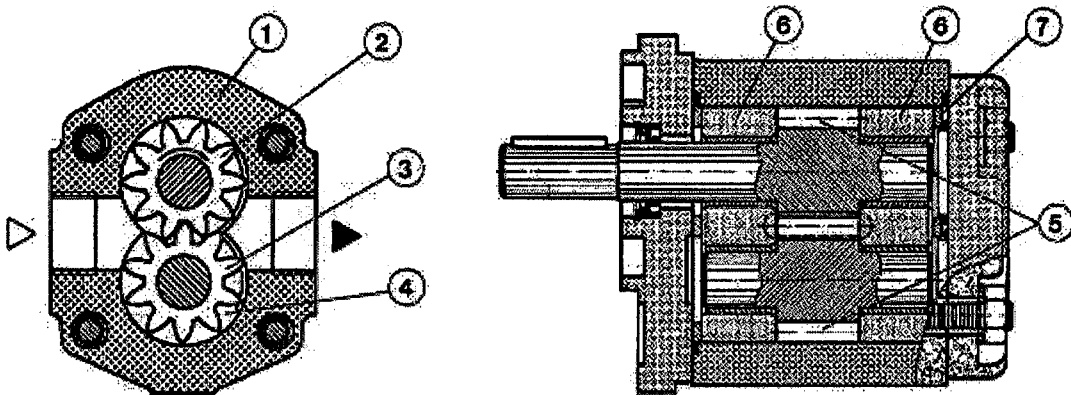
Şekil 3.2 Dıştan dişli pompa (Schmitt, 1981)

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

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

Açıklanmaya değer diğer bir önemli bir husus da Şekil 3.3'te gösterilen dişliler (5) ile yatak blokları (6) arasındaki yan boşluktur. Bu boşluğun büyük olması durumunda sürtünmeler az akışkan kaybı daha fazla, tersi durumunda sürtünmeler fazla akışkan kaybı daha azdır. Eğer bu boşluk sabit olarak tasarlandıysa aşınma ile birlikte akışkan kayıplarında bir artış olur. Çalışma basıncının artmasıyla da hacimsel kayıplar azalır.

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

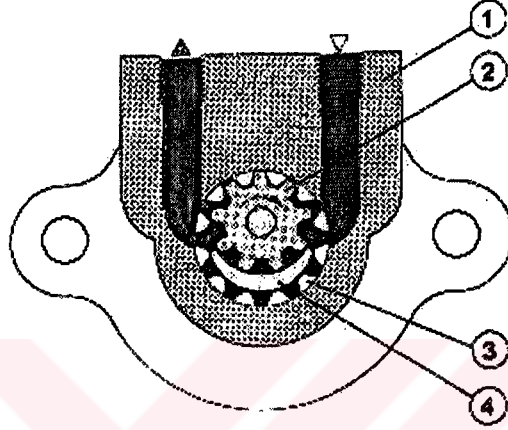


Şekil 3.3 Dıştan dişli pompa kesitleri (Schmitt, 1981)

3.3.2.1.2 İçten Dişli Pompalar

İçten dişli pompa, bir halkanın içine açılmış dişleri (3) kavrayan bir dıştan dişliden (2) oluşur. İki dişlinin merkezleri çakışmamaktadır yani, eksenleri kaçık durumundadır. Şekildeki

pompanın giriş ve çıkışı arasına yerleştirilmiş hilal (4) şeklindeki metal ayırma parçası sızdırmazlık elemanı olarak görev yapar. Birbirine geçmiş çark dişlileri birbirinden ayrılırken bir emme alanı meydana getirir. Bu alan birçok dişliyi kapsadığından akış hızı ve gürültü düzeyi dıştan dişli pompalara nazaran daha düşüktür. Çark dişlileri birbirine geçerken oluşan baskı alanı da birçok dişliyi kapsar. İçten dişli pompaların emme ve basma alanlarının uzunluğu dıştan dişli pompalarinkine göre üç kat daha büyüktür.



Şekil 3.4 İçten dişli pompa (Schmitt, 1981)

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

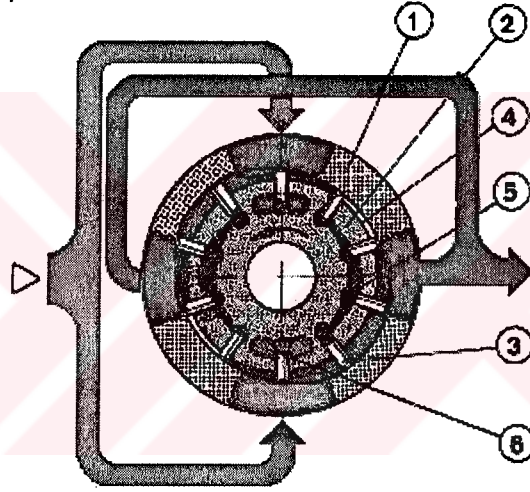
Endüstriyel sistemlerde en yaygın olarak kullanılan içten dişli pompa tipi de gerotor pompa tipidir. Bu pompaların da pompalama odası birbirine geçmiş dişlilerden oluşur. İç ve dış dişlinin iç dişliye göre bir dişi eksiktir. Dişlilerin merkezi yaklaşık olarak diş derinliğinin yarısı kadar kaçık durumundadır.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

3.3.2.2 Paletli (Kamath) Pompalar

3.3.2.2.1 Sabit Debili Paletli Pompa

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

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



Şekil 3.5 Paletli pompa (Schmitt, 1981)

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

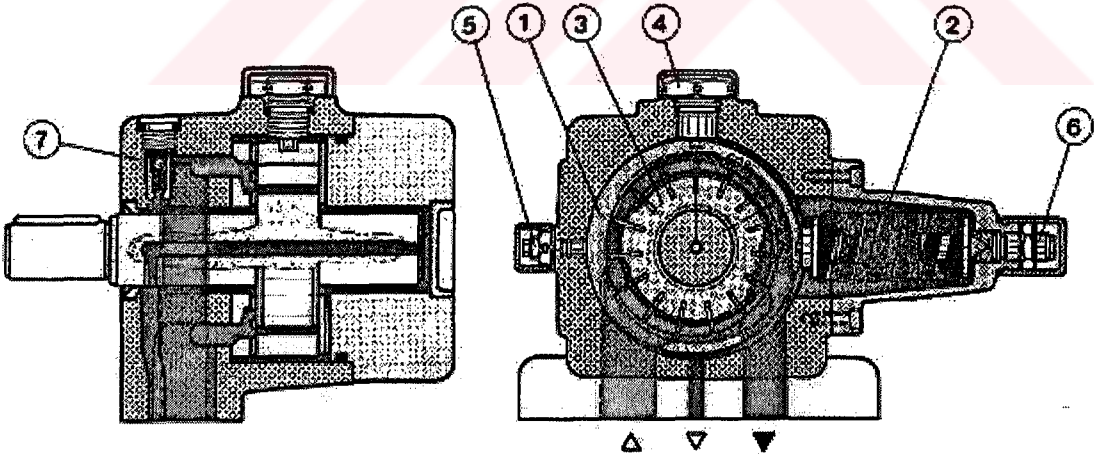
Stator çift eksantrik yapılı iki dolaşım hattına sabitlenmiştir. Mil üzerinden tahrik edilen rotorun çevresinde radyal olarak yerleştirilmiş kanalların her birinde ikili, birbirlerine ters yönde bulunan paletler vardır. Rotorun dönmesiyle radyal yönde hareket eden paletler merkezkaç kuvvetler ve paletler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

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

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

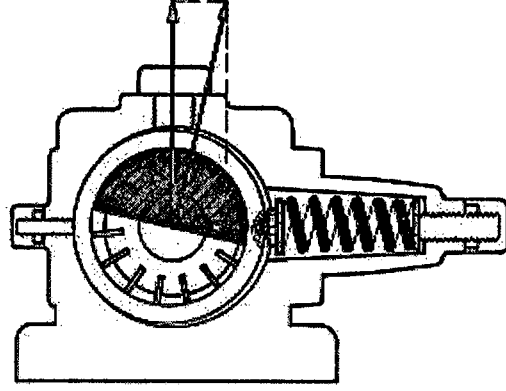
3.3.2.2 Değişken Debili ve Basınç Duyarlı Paletli Pompalar

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



Şekil 3.6 Değişken deplasmanlı paletli pompa (Schmitt, 1981)

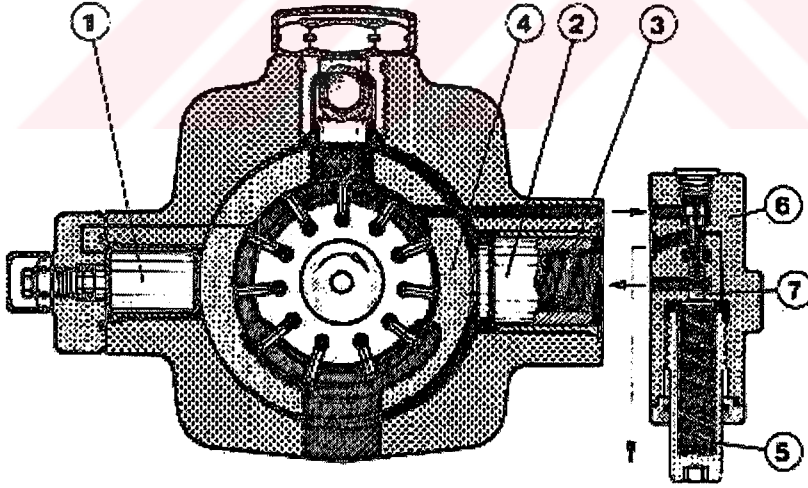
İş direnci ile oluşan basınç tarafından statorun iç hareket yüzeyine etki eder. Burada yay kuvvetine karşı yatay bir kuvvet bileşeni doğar.



Şekil 3.7 Değişken deplasmanlı pompa kuvvet oluşumu (Schmitt, 1981)

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

Pompa debisi o anda gereken değere ayarlanır. Ayarlanan en yüksek basınca ulaşıldığında kullanıcı hareketsiz ise pompa debiyi yaklaşık sıfıra ayarlar, çalışma basıncı sabit tutulur ve sadece akışkan kaybı karşılanır. Böylece güç kaybı ve basınçlı akışkanın ısınması en alt düzeyde tutulmuş olur.



Şekil 3.8 Değişken debili paletli pompa (sürgüler(1)(2), yay (3), ayarlanabilir stator(4), ayar sürgüsü (5), basınç emniyet ventili (6), ayar sürgüsü (7)) (Schmitt, 1981)

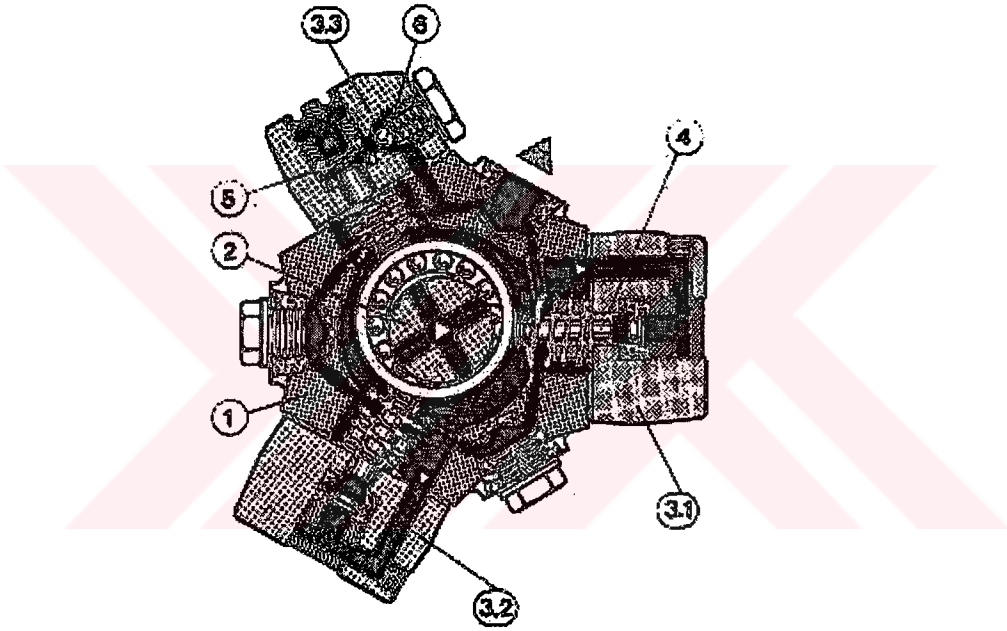
3.3.2.3 Pistonlu Pompalar

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

3.3.2.3.1 Radyal Pistonlu Pompalar

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

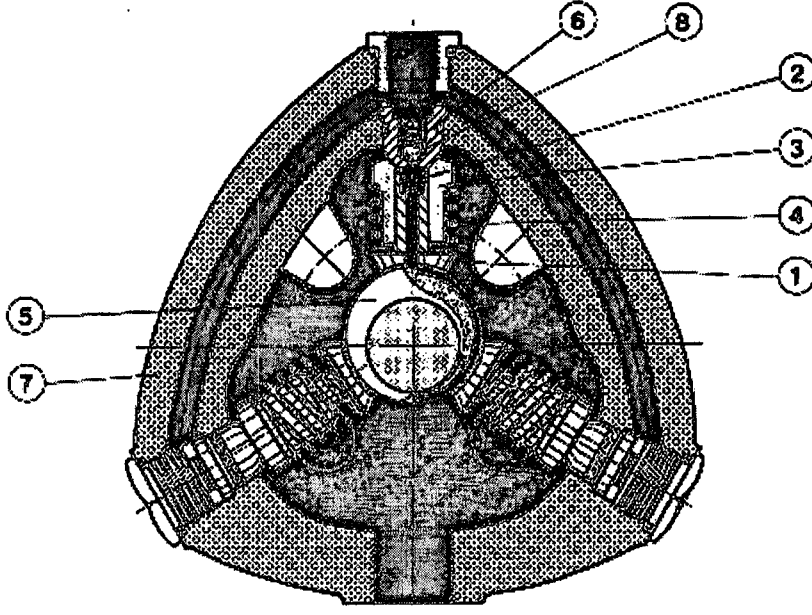
Ayrıca içten kamlı pistonları dıştan etkili ve dıştan kamlı olarak iki gruba ayrılırlar. Pompalar genel olarak gövde, eksantrik mili, piston, pompa elemanları, emiş ventili ve basınç ventilinden oluşmaktadır.



Şekil 3.9 Radyal pistonlu pompa (Schmitt, 1981)

Her bir pompa elemanı (3.1), (3.2), (3.3), gövde (1)'e civata ile tesbit edilmiş olan bir pistonlu pompadır. Pistonlar (4), pompa elemanları içinde hareketli olup yaylar aracılığı ile eksantrik mile bağlıdır. Her piston eksantrik mil (2)'nin iki çevriminde iki strok hareketi yapar. Eksantrik tahrik milinin çevrimi ile akışkan mavi mil üzerindeki aksenal bir delikten emilerek radyal kanallardan geçirilip emiş ventili (5)'e sevk edilir.

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



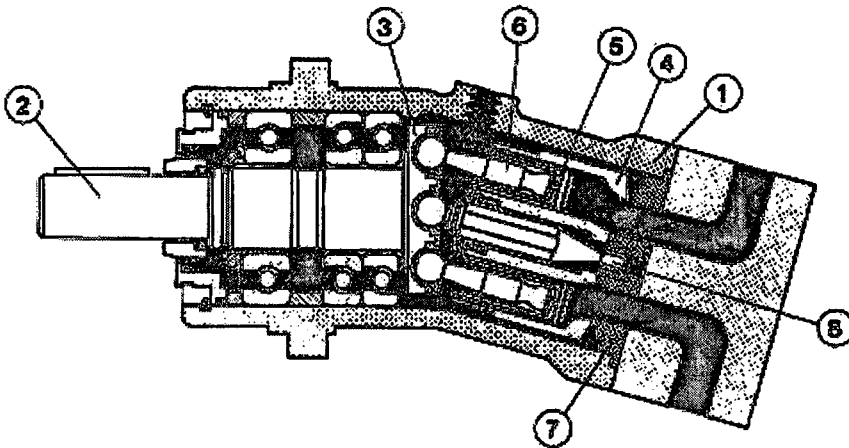
Şekil 3.10 Radyal pistonlu pompa (içi delik piston (1), emiş ventili (2), kovan (3), yay (4), eksantrik mil (5), yuva (6), gövde (7), basınç ventili (8)) (Schmitt, 1981)

3.3.2.3.2 Eksenel Pistonlu Pompalar

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

- Eğim plakalı
- Bloku dönen
- Bloku sabit
- Eğik bloklu

olarak sınıflandırabiliriz.



Şekil 3.11 Değişken deplasmanlı eksenel pompa (gövde (1), mil (2), piston bağlantı plakası (3), silindir bloğu (4), piston (5)(6), valf pleyti (7)) (Schmitt, 1981)

3.3.2.4 Pompa Seçim Kullanım Esasları

- Pompa seçiminde dikkat edilecek hususlar şunlardır :

- 1- Çalışma basıncı
- 2- Pompanın gücü
- 3- Gerekli debi
- 4- Devir sayısı
- 5- Dönüş yönü
- 6- Çalışma sıcaklığı
- 7- Ekonomik olması
- 8- Gürültü ve titreşimi
- 9- Montaj kolaylığı
- 10- Bakım ve onarım kolaylığı
- 11- Pompanın boyutlarının sisteme uygunluğu

Pompaları çalıştırmadan önce aşağıdaki kontroller yapılmalıdır:

- 1- Pompanın dönüş yönü ile motorun dönüş yönünün aynı olup olmadığına bakılır.
- 2- Emiş hattındaki vanaların açık ve filtrelerin temiz olmasına dikkat edilir. Basınç hattındaki vanaların, akış kontrol valflerinin açık olup olmadığını kontrol etmek gerekir.
- 3- Pompayı çalıştırmadan önce, basınç hattı tarafından pompanın içine 1.5 lt kadar yağ dökmek gerekir. Bu yağ, pompanın yağlanması sağlayacak, vakumu kolaylaştıracak ve havanın atılmasını sağlayacaktır.

3.4 Valfler

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

Genelde valfler aşağıda fonksiyonlardan sadece bir tanesini etkiler:

1. Emniyet valfleri bir devrede ya da devrenin bir kısmındaki en yüksek basıncı düzenlemek için kullanılır.
2. Dört yollu hidrolik valfler hidrolik motorların dönme yönünü değiştirmek için kullanılabilir.
3. Akış kontrol valfleri hareketlendiriciye (alıcıya) giden ya da hareketlendiriciden (alıcıdan) gelen akımın debisini değiştirmek sureti ile hareketlendiricinin (alıcının) hızını değiştirebilir.

Pratikte birden fazla valf aynı gövde içinde birleştirilerek birden fazla fonksiyonu gerçekleştirebilecek bileşik bir valf elde edilebilir. Bunun tipik bir örneği akış kontrol valfi ile çek valfin birleştirilmesinden elde edilen tek yönlü hız kontrol valfidir. Bu valfte ters yönde akış da mümkündür.

Bir devrenin belirli bir parametresinin değiştirilmesi başka bir parametreyi etkileyebilir. Devreye, akışı sınırlamak için iğneli bir valfin yerleştirilmesi kontrol orifisindeki basınç farkında bir değişiklik meydana getirecektir. Benzer şekilde eğer emniyet valfinin açma basıncı hareketlendiricideki (alıcıdaki) yüke bağlı basınca çok yakın olursa valf basıncı ayarı hareketlendiricinin (alıcının) hızını etkiler. Akışın bir kısmı emniyet valfinden sızar ve hareketlendiriciye (silindire) besleme sağlayamaz.

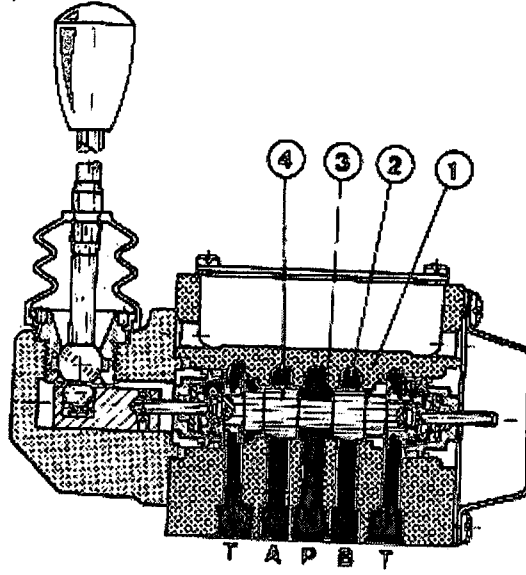
3.4.1 Yön Denetim Valfleri

Yön kontrol valfleri hidrolik akışkanı yönlendirerek silindir veya hidrolik motorun istenilen yönde hareket etmesini sağlar. Hidrolik akışkanın nereye ve ne zaman gönderilmesi gerektiği, yön kontrol valflerinin konumunu değiştirebilmesi için hangi metodun kullanılacağı önceden kararlaştırılır.

Hidrolik sistemin fonksiyonlarını yerine getirecek özellikte yön kontrol valflerinin seçilmesi gerekir. Valflerin seçiminde çalışma şartları, bağlantı ölçüleri, akışkanın debisi ve ekonomik olması gibi faktörler dikkate alınır.

Pompanın bastığı akışkan yön kontrol valfinden geçer silindire veya hidrolik motora girer. Egzost hattındaki akışkanda yön kontrol valfinden geçerek depoya yönelir. Hidrolik motorların tek yönde dönmesi istendiği zaman yön kontrol valfi kullanılmayabilir. Basınç hattından çıkan akışkan direkt olarak motorun girişine bağlanır ve motordan çıkan akışkan da depoya döner. Ancak silindirelerle elde edilecek ileri geri hareketleri üretmek için mutlaka bir yön kontrol valfi gerekir.

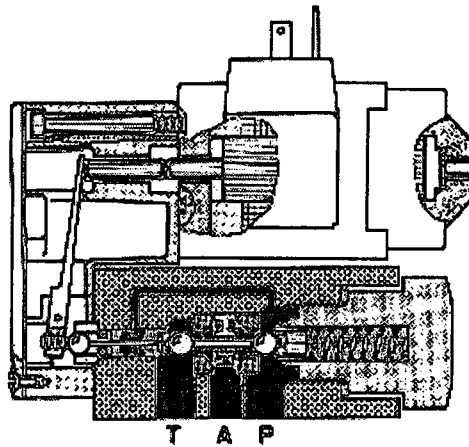
Endüstriyel hidrolikte en çok kullanılan valf türü sürgülü valftir.



Şekil 3.12 El kumandalı sürgülü tip yön denetim valfi (Schmitt, 1981)

3.4.1.1 Yön Valfi Uyarıcıları

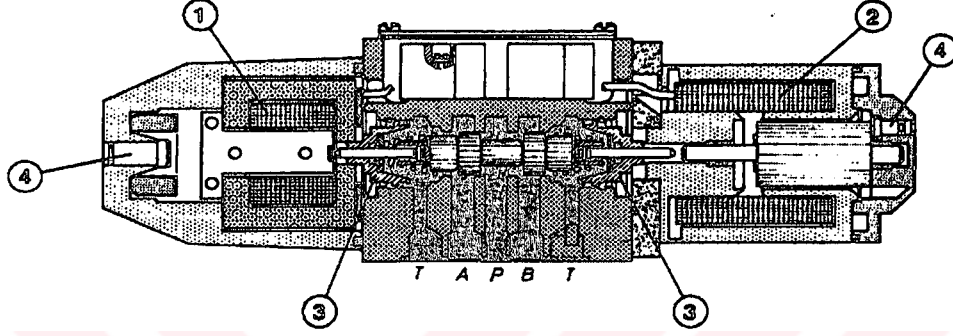
Yön valfi sürgüsünün konum değiştirmesine yol açan hareketin enerjisi mekanik, hidrolik, pnomatik, elektririk veya insan gücü biçiminde olabilir. Sürgüsü kas gücü ile hareket ettirilen valflere elle uyarılı valfler adı verilir. Düğme, kol, pedal elle uyarılı türleridir. Mekanik uyarının en yaygını ise makaralı türdür.



Şekil 3.13 Elektrik uyarılı yön denetim valfi (Schmitt, 1981)

Önuyarı : Yön valfi sürgülerinin akışkan basıncı ile hareket ettirilmesidir (Hava veya yağ ile).

Bobinli uyarı : En yaygın kullanılan valf uyarı yöntemidir. Valfin yanlarına takılan bobin, çekirdek , C-kafes ile sargıdan oluşur. Sargı kafes içindedir ve çekirdek sargı içine kolayca hareket edecek şekilde yerleştirilmiştir. Sargıdan elektrik akımı geçirildiğinde bir magnetik alan oluşur. Bu magnetik alan çekirdeği sargının içine doğru çeker. Çekirdek hareketi sırasında önce itme pimine değeri ve onun yardımı ile sürgüyü diğer konuma iter.



Şekil 3.14 Direkt uyarılı tip yön valfi (alternatif akımlı havada çalışan bobin (1), doğru akımlı havada çalışan bobin (2), kovanlar (3), sürgü ayar civataları (4))

3.4.2 Çek Valfler

Çekvalfler akışa bir yönde izin verip ters yönde geçirmezler. Çek valfler oturmalı tip yapıldıklarından kaçaksız bir kapama sağlarlar. Kapama elamanı olarak genellikle bilya veya kapakçık kullanılır.

3.4.3 Basınç Kontrol Valfleri

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

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

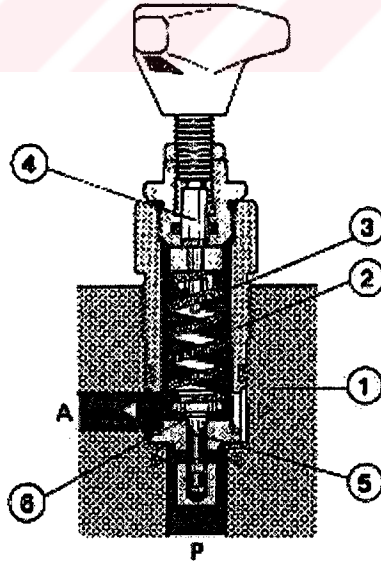
Basınç kontrol valfleri genellikle basınç hattına yerleştirilir. Böylece pompadan çıkan akışkan kontrol edilerek sisteme belirli değerlerde gönderilir. Bunun yanında hidrolik sistemin belirli noktalarını aşırı basınçlardan korur ve devre elemanlarına uygun basınçta akışkan gönderilmiş olur.

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

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

3.4.3.1 Emniyet Valfleri

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



Şekil 3.15 Doğrudan uyarılı basınç emniyet valfi (Schmitt, 1981)

Şekil 3.15'teki doğrudan uyarılı basınç emniyet valfi, gövde (1) veya kumanda bloğuna dişli geçme ile monte edilmiş doğrudan uyarılı basınç emniyet ventilli kovan (2), yay (3), ön ayar mekanizması (4), sönmüleme sürgüsü (5) ve ayrı bir parça olarak yuva (6)'dan oluşur.

3.4.3.2 Basınç Sıralama Valfi

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

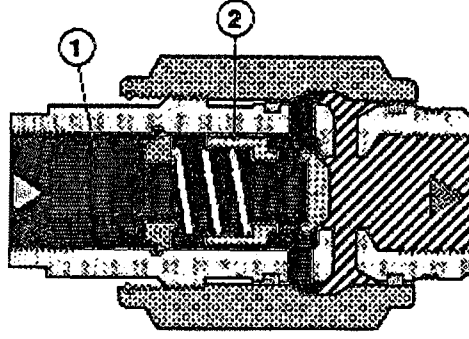
3.4.3.3 Basınç Düşürücü Valfler

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

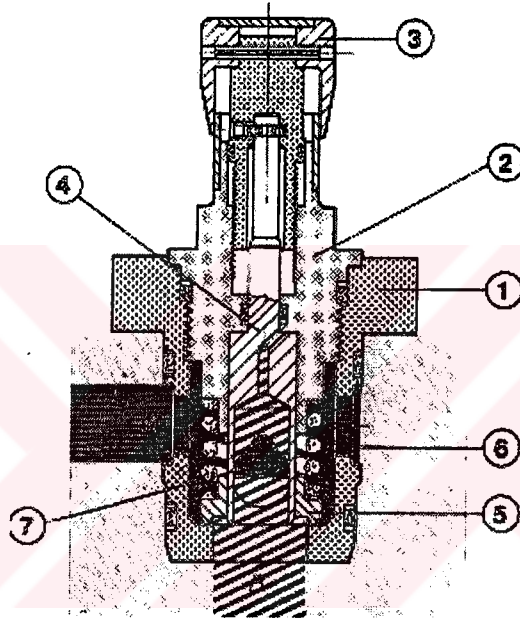
3.4.4 Akış Kontrol Valfi

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

- 1- Kısmalı valfler
- 2- Akış ayar valfleri



Şekil 3.16 Akış kontrol valfi (Schmitt, 1981)



Şekil 3.17 Ayarlanabilir akış kontrol valfi (Schmitt, 1981)

3.4.5 Oransal Valfler

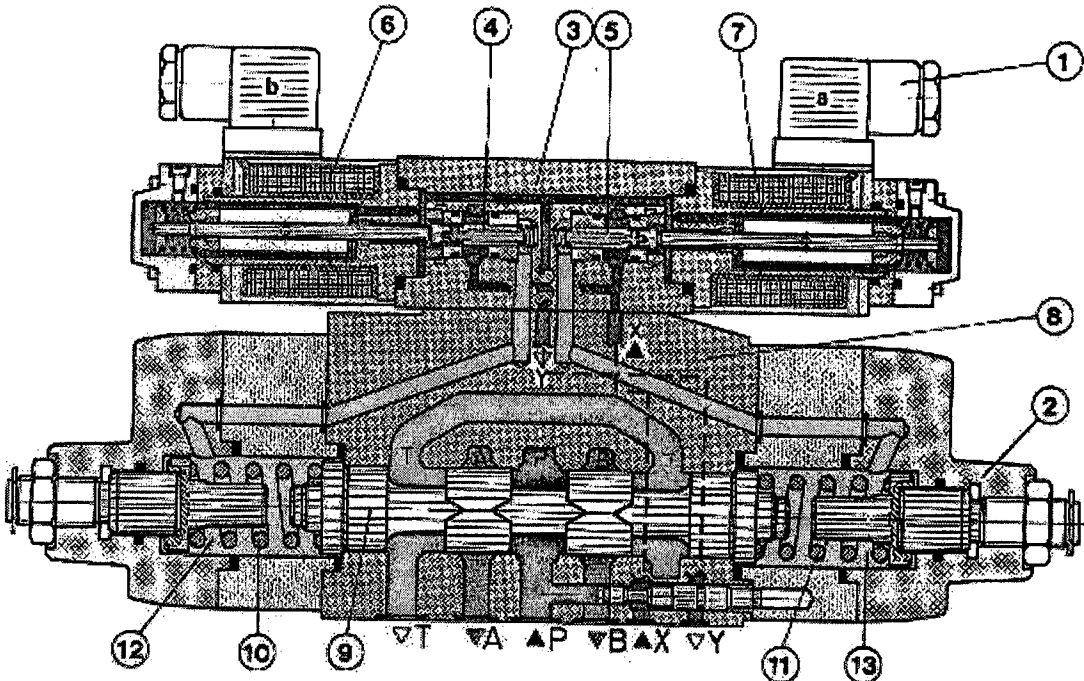
Karmaşık denetim işlemleri ve bir silindir veya motorun ivmelendirme, ilerletme, frenleme gibi programlı hareketlerini gerçekleştirmek için oransal yön valfi kullanılır. Böylece bir valf ile hareketin yönü ve hızı belirlenir. Valften çıkan yağ miktarı elektrik giriş uyarısı ile orantılıdır. Aynı durum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

Oransal valflerde tıpkı konvansiyonel selenoid valfler gibi bir yapıya sahiptirler. Ancak çalışma strokunda herhangi bir konumda bulunabilmesi ile konvansiyonel aç kapa türünden ayrılır. Oransal valfler hem yön kontrolü hem de hız ve/veya konum kontrolünü elektronik sinyallerle orantılı olarak gerçekleştiren hidrolik elemanlardır. Yüksek dinamik performansları ile bu tip valfler daha hassas ve sürtünmesi en aza indirilmiş konstrüksiyona

ihtiyaç duyarlar. Valf içerisinde bulunan popetin veya sürgünün konumu armatürden geçen elektrik akımının oluşturduğu magnetik alanın sürgüyü ileri geri hareket 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.

Aşağıdaki 4 yollu oransal yön valfi uyarıcı valf (1) ve ana valf (2) olmak üzere iki bölümden oluşmaktadır. Ön uyarı valfi doğru akımlı yağda çalışan oransal bobinli bir basınç ayar valfidir. Bu valfin özelliği bir elektrik giriş sinyalini oransal bir kuvvete dönüştürmesidir. Ön uyarı valfi gövde (3), iki uyarı sürgüsü (4) (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 hücreesine (12) iletilir. Aynı anda uyarı sürgüsü yay hücresinin Y kanalına olan bağlantısını kapatır. Böylece bobin kuvvetine bağlı olarak yay hücresinde basınç oluşmaya başlar.



Şekil 3.18 Oransal valf (Schmitt, 1981)

Ön uyarı basıncı, giriş akımı ile orantılı olarak ana sürgüyü (9), basınç ve yay kuvvetleri eşit değere ulaşınca kadar yaya (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 kısımadan 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.

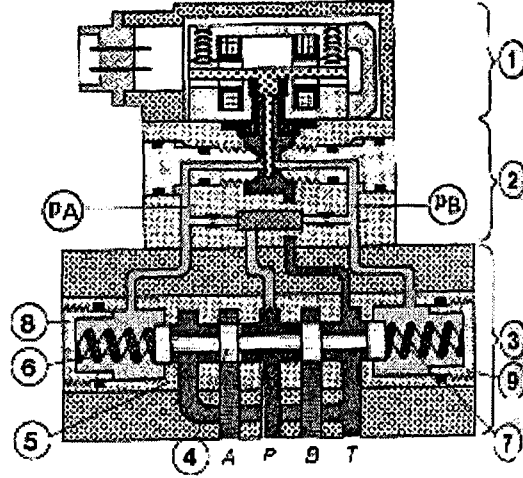
Oransal yön valflerinin çalıştırılması için elektriksel kuvvetlendiriciler kullanılır. Hidromotor veya silindirlerin hızlandırma ve yavaşlatma işlemleri elektronik devreler yardımıyla kolaylıkla yapılabilmektedir. İstenilen hız değerleri elektronik devreler ile valfe iletilir.

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 artırılması ile daha büyük bir bobin kuvveti ve dolayısıyla daha yüksek bir basınç ayarı gerçekleştirilir.

3.4.6 Servo Valfler

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



Şekil 3.19 Servo valf (kumanda motoru (1), hidrolik kuvvetlendirici (2), ikinci kademe (3), ana sürgü (4), kovan (5), yay (6)(7), yay baskı ayarı (8))

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.

3.5 Hidrolik Alınclar

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

Üç temel tip hidrolik hareketlendirici (alıcı) vardır.

- 1- Hidrolik silindirler
- 2- Hidrolik motorlar
- 3- Açısal motorlar

Hidrolik silindirler düz bir çizgi üzerinde hareket sağlar. Silindirin hareketi birimin yapısına bağlıdır. Açısız motorlar birkaç tam devir yapabilirlerse de genellikle 360°' lik ve çoğunlukla daha küçük açısız hareketle sınırlanırlar.

Bunlar genelde silindir, piston veya kriko olarak adlandırılır. Tüm bu terimler genelde eşanlamlıdır, ancak piston bazen tek etkili silindir anlamında ve kriko da çoğu zaman kaldırma amacıyla kullanılan silindiri ifade etmek için kullanılır.

Devamlı açısız hareket daha çok hidrolik motor olarak bilinen döner hareketlendiriciler ile gerçekleştirilebilir. Bunların temel yapısı hidrolik pompalara benzer. Ancak pompa mili akış meydana getirmek için döndürülürken motor mili tahrik hücreleri içine basılan akışkan tarafından döndürülmektedir. Tahrik hücreleri veya bir dizi pistondan oluşabilir ve sabit veya değişken debili olabilir (Pinches ve Ashby, 1994).

3.5.1 Hidrolik Silindirler

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

Silindirler başlıca üç çeşittir:

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

3.5.1.1 Tek Etkili Silindirler

İleri hareketin devredeki yağ basıncıyla gerçekleştiği geri hareketin ise silindir mili kendi ağırlığı karşı ağırlık veya yay kuvveti gibi çeşitli karşı kuvvetlerle gerçekleştirildiği silindirlere tek etkili silindirler denir. Bu silindirlerde silindir göbeği bulunmayabilir. Böyle durumlarda silindir milinin kendisi göbek işlevi görür. Kuşkusuz bu imalatı kolaylaştıran ve maliyeti düşüren bir durumdur.

3.5.1.2 Çift Etkili Silindirler

Bir ya da iki silindir miline sahip olan ve sistem basıncıyla iki doğrultuda da kuvvet oluşturabilen silindirlere çift etkili silindirler denir. Endüstriyel hidrolikte en çok kullanılan silindirler bu tip silindirlerdir. Bu silindirlerde belirli bir üst hız limitinin üzerine çıkıldığında darbeleri çalışma olur. Bunu önlemek amacıyla yastıklama burçları kullanılır.

3.5.2 Hidrolik Motorlar

Basınç debi şeklinde ifade edilen hidrolik enerjiyi moment hız şeklindeki mekanik enerjiye çeviren pozitif iletimli elemanlardır. Çıkış momentinin değişimi sistem basıncını, çıkış hızının değişimi ise debi değişimine bağlıdır. Motor deplasmanı ise her iki çıkış değerini de etkiler. Hidrolik motorlar her iki yöne de çalışabilecek şekilde tasarlanırlar. Bütün motorlar rotor üzerinde bir dengesizlik meydana getirerek milin dönmesini sağlarlar. Bu dengesizlik motorun türüne bağlı olarak farklı şekillerde oluşturulur. Pompalarda olduğu gibi motorlarında kanatlı, dişli, pistonlu türleri mevcuttur.

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

3.5.2.1 Dişli Motorlar

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

Dişli motorlarda meydana gelen moment, birbiri içine geçen dişliler üzerine etkiyen akışkan basıncı sonucunda oluşur. Moment dişlilerin konumuna bağlı olarak değişim gösterecektir. Dişli üzerindeki dişlerin sayısı ne kadar fazla olursa momentteki değişimleri de o denli az olacaktır, ancak hacimsel yerdeğiştirme daha az olacak dolayısıyla da belirli ölçüler için çıkış gücü daha az olacaktır. Momentteki değişme diş sayısına bağlı olarak %20 düzeyine kadar artış gösterebilir.

Bütün dişli motorlar sabit kapasiteli birimlerdir. Bunların çıkış hızı ancak motora akış debisinin kontrolü ile değiştirilebilir.

3.5.2.2 Kanatlı Motorlar

Kanatlı motorlar daha önce anlatılan kanatlı pompalara benzerler. Bunların ikisi arasındaki fark, motorlarda kanatlar ile eliptik kam ringi arasındaki temasın bir yaprak şeklinde bir yay ve bir bobin ile sağlanmasıdır. Kanatlı bir pompaya basınçlı yağ verilemez. Motor gibi çalıştırılmaz. Ancak bazı kanatlı motorlar pompa olarak çalıştırılabilir.

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

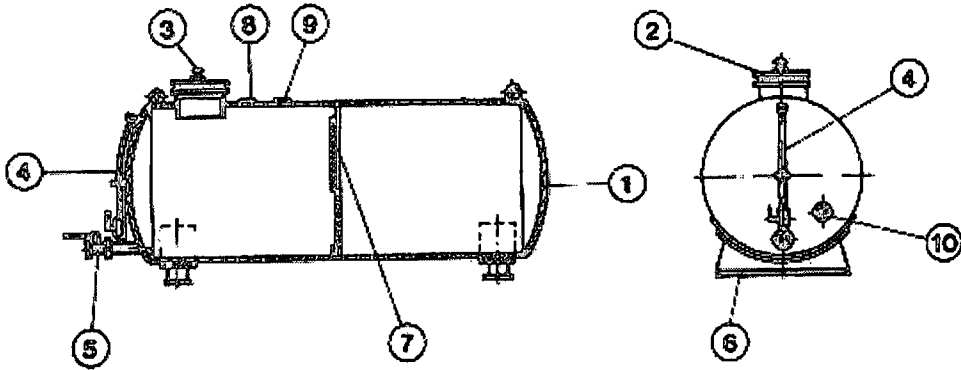
3.5.3 Döndürücüler

Silindir doğrusal hareket hidro motor ise dönme hareketi sağlar. Oysa bazı uygulamalarda belli dönme aralığı istenir. Bu dönme aralığı 180° - 240° - 360° gibi açılarla belirtilir. Uygulama örneği olarak bir kapının bir vananın açılması, taşıt tekerleklerinin yönlendirmesini gösterebiliriz. Döndürücüler iki ana yapıda üretilirler.

1. Kanatlı döndürücüler
2. Pistonlu döndürücüler

3.6 Depo ve Donanımı

Yağı barındırmak ısıyı yaymak suretiyle soğutmayı sağlamak, yağın içerisindeki havayı ayırıştırmak filtrizasyonu sağlamak gibi birçok işlevi olan depoların hacminin pompanın maksimum hızda bir dakikada bastığı yağ miktarının en az iki katını barındıracak kadar olması tavsiye edilir.



Şekil 3.20 Depo ve donanımı

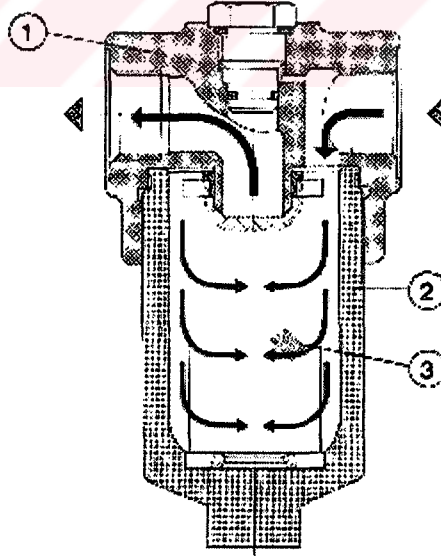
Depolarda kullanılan çeşitli donanım malzemeleri şunlardır :

- 1- Silindirik depo

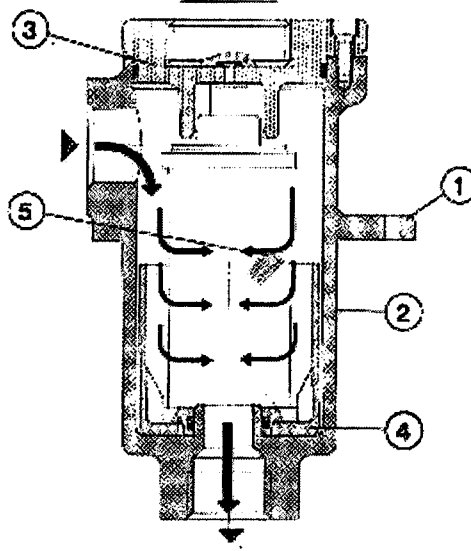
- 2- Temizleme kapağı
- 3- Doldurma ve havalandırma filtresi
- 4- Yağ seviye göstergesi
- 5- Yağ boşaltma vanası
- 6- Depo ayağı
- 7- Temizleme delikli ayırıcı duvar
- 8- Sızıntı bağlantısı
- 9- Termometre
- 10- Isıtıcı

3.7 Filtreler

Hidrolik devrelerde kullanılan yağın temiz olması ve proses esnasında bu temizliğini mümkün olduğunca korumasının önemi açıktır. Bunu sağlamak amacıyla filtreler kullanılır. Filtrelerin imalatında malzeme olarak başlıca, paslanmaz çelik tel, kağıt ve metal ipçik kullanılır. Filtre malzemesinden istenen özellik uzun ömürlü olması ve süzme kapasitesinin yüksek olmasıdır. Filtreler, basınç hattında kullanılan basınç filtreleri ve pompaya dönüş hattında kullanılan dönüş filtreleri olmak üzere başlıca iki sınıfta incelenir.



Şekil 3.21 Basınç Filtresi (Schmitt, 1981)



Şekil 3.22 Dönüş filtresi (Schmitt, 1981)

3.8 Borular ve Hortumlar

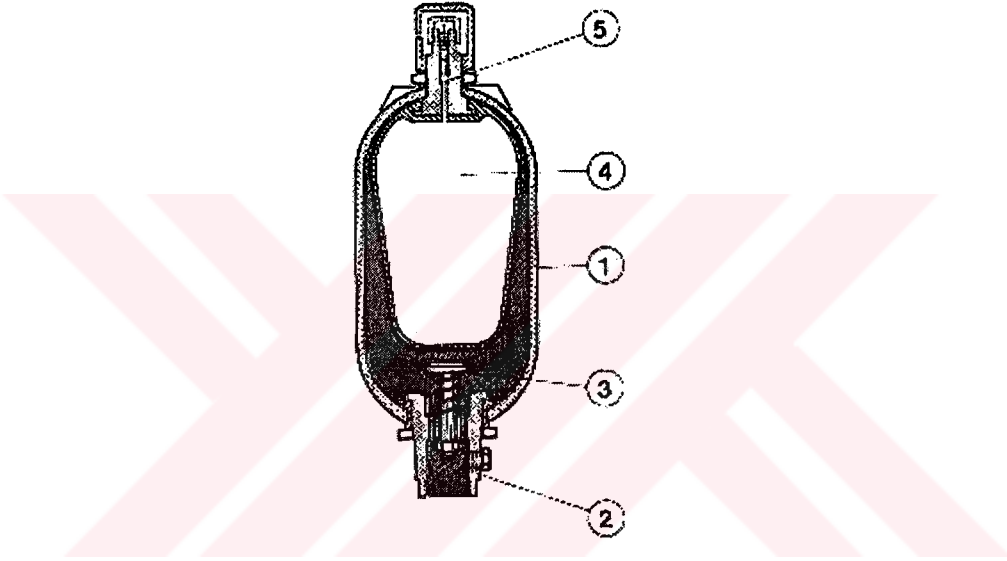
Hidrolik devrelerdeki boruların özellikleri DIN 2391'de de belirtilmiştir. Basınç hattındaki borular St 35.2 kalitede ve dikişsiz çelik çekme borulardır. Bükülebilir bağlantılarda kullanılan hortumlar ise kloropren, nitril, neopren, perbunan hypalon veya viton malzemelerden yapılırlar.

Borulamada dikkat edilmesi gereken başlıca özellikler şunlardır:

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

3.9 Hidrolik Biriktiriciler (Akümülatörler)

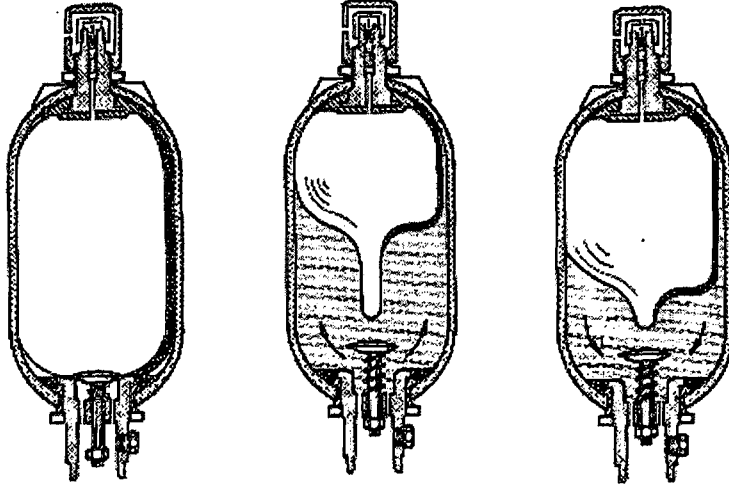
Hidrolik biriktiriciler, belirli bir hacimdeki yağı biriktirmek ve istendiğinde devreye vermek işlevini görürler. Sıcaklık farkları nedeniyle ortaya çıkan hacim değişimlerini absorbe etmesi, seri hareket istenen devrelerde gereken ani basıncı tamamlaması nedeniyle motor ve pompa seçiminde tasarruf sağlaması,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



Şekil 3.23 Balonlu akümülatör (Schmitt, 1981)

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

Şekil 3.23'te görülen balonlu biriktirici; çelik gövde (1), azot balonu (2) , düzlemsel valf (3), gaz valfi (4) ve yağ deliği (5)'ten oluşmaktadır.



Şekil 3.24 Akümülatörün çalışması (Schmitt, 1981)

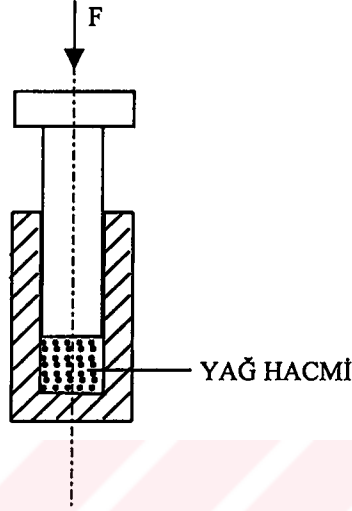
Başlangıç konumunda balon azot gazı ile dolarak düzlemsel valfe basar. Burada düzlemsel valfin görevi balonun hacim büyümesini tahdit etmektir. Biriktirme başlangıcından itibaren ise, yağ basıncı balon basıncını yenerek düzlemsel valfi açarak gövde içerisine dolmaya başlar. Bu akış, balon içerisinde hapsolan azot gazının basıncının, yağ basıncına ulaşmasına kadar devam eder. Denge konumunda akış durur. Biriktiricinin devreyi tamamlaması ise; devre basıncının, gaz basıncının altına düşmesi nedeniyle hareketin tersine dönmesi şeklinde olur. Bu devreden yağ çekme ve gerektiğinde devreye iade etme olayı tüm devre çalışması boyunca devam eder.

Görüldüğü gibi hidrolik biriktiricilerde bir ön yükleme gerekmektedir. Bu ön yükleme basıncı, diagramlardan alınabileceği gibi, sistem dizaynında bilinen minimum ve maksimum çalışma basıncını esas alan bir hesaplamayla da bulunabilir.

4. SİSTEMİN MODELLENMESİ

4.1 Akışkanın Sıkıştırılabilirliği ve Eşdeğer Esneklik Modülü

Şekil 4.1’de görülen kalın cidarlı silindiri ele alalım.



Şekil 4.1 Kalın cidarlı silindir

Silindir içerisindeki hacim hidrolik yağ ile doludur. Pistona bir F kuvvetinin uygulanması ile yağ hacmi aşağıdaki gibi sıkışır (Mc Cloy ve Martin, 1980).

$$\frac{\Delta V}{V} = -\frac{\Delta P}{\beta} \quad (4.1)$$

Burada:

ΔV : Hacim değişimi

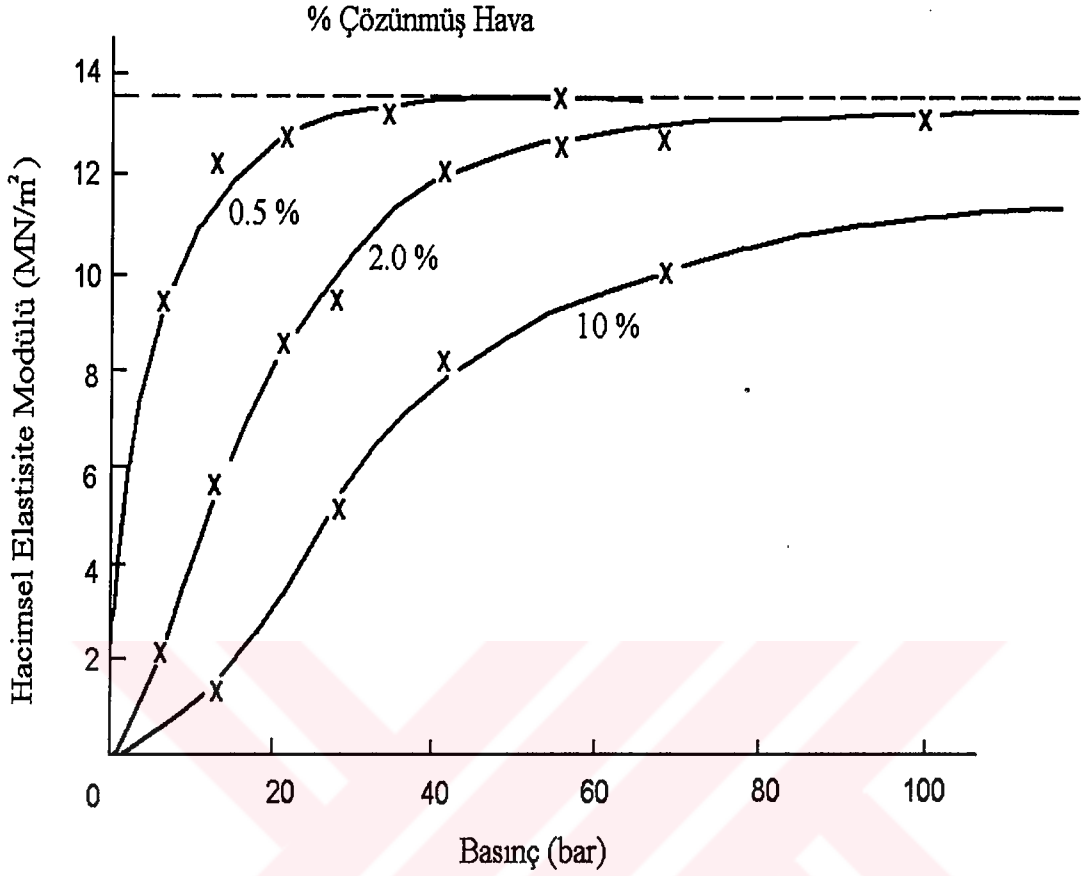
V : İlk hacim

ΔP : Uygulanan F kuvveti nedeniyle oluşan basınç farkı

β : Akışkanın esneklik modülü

Akışkanın sıkıştırılabilirliği ise, esneklik modülünün tersidir. Akışkanın esneklik modülünün gerçek değeri daha çok akışkan içerisindeki kabarcık şeklindeki hava miktarına bağlıdır. Şekil 4.2’de bu değişimi gösteren bir grafik görülmektedir.

Akışkan içerisinde, bazı seviyelerdeki hava miktarları iyi bir çevrim dizaynının yapılmasını engellemektedir. Şekil 4.2’den de görülebileceği gibi esneklik modülünün maksimum değeri 1.38 GN/m^2 olmaktadır.



Şekil 4.2 Akışkan içerisinde çözülmüş hava miktarına göre esneklik modülünün değişimi (Aydonat, 2002)

Eşdeğer esneklik modülünü azaltacak bir diğer unsur da akışkanın içerisinde bulunduğu kabın tipidir. Şekil 4.1'e bir kez daha bakacak olursak, başlangıçtaki toplam hacmin aşağıdaki gibi olduğunu görürüz.

$$V_t = V_s + V_g = V_k \quad (4.2)$$

V_t : Toplam hacim

V_s : Sıvı hacmi

V_g : Gaz hacmi

V_k : Kabın hacmi

Pistona bir kuvvet uygulandığında, sıvı ve gaz hacimleri azalırken kabın hacminde bir artış meydana gelecektir. Toplam hacmin değişimi 4.3 denklemi ile ifade edilebilir.

$$\Delta V_t = -\Delta V_s - \Delta V_g + \Delta V_k \quad (4.3)$$

Denklem 4.1'e göre eşdeğer esneklik modülü aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\beta_e = -V \frac{\Delta P}{\Delta V}$$

Ayrıca, sıvı, gaz ve kap için de esneklik modülleri:

$$\beta_s = -V_s \frac{\Delta P}{\Delta V_s} \quad \beta_g = -V_g \frac{\Delta P}{\Delta V_g} \quad \beta_k = -V_k \frac{\Delta P}{\Delta V_k}$$

şeklinde ifade edilebilir (Kuzucu, 2002). Bu ifadelerden hacim değişimleri çekilip Denklem 4.3'te yerine yazılırsa toplam hacim değişimi

$$\Delta V_t = V_s \frac{\Delta P}{\beta_s} + V_g \frac{\Delta P}{\beta_g} + V_k \frac{\Delta P}{\beta_k} \quad (4.4)$$

olacaktır.

$$V_s \cong V_k \cong V_t$$

$$V_g \ll V_s$$

$$S = \frac{V_g}{V_s} = \frac{V_g}{V_t}$$

S : Sıvı içerisindeki hacimsel gaz yüzdesi

Yukarıdaki kabuller göz önüne alındığında toplam hacim değişimi,

$$\Delta V_t = \left[\frac{V_t}{\beta_s} + \frac{S \cdot V_t}{\beta_g} + \frac{V_t}{\beta_k} \right] \Delta P$$

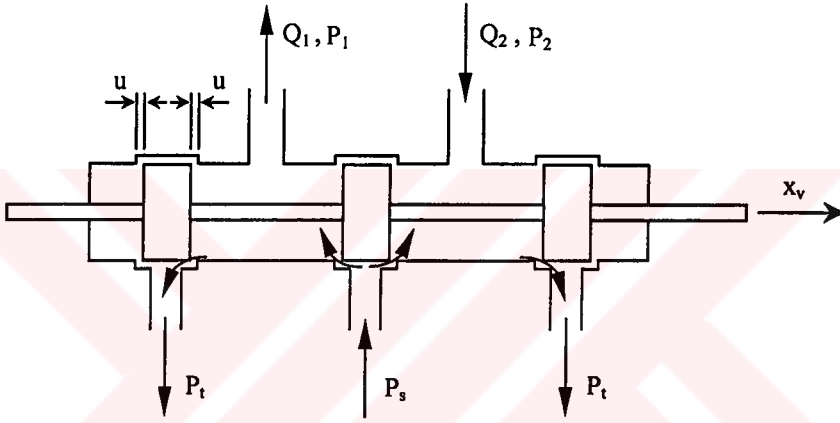
$$\Delta V_t = \frac{V_t \Delta P}{\beta_e} = \left[\frac{1}{\beta_s} + \frac{S}{\beta_g} + \frac{1}{\beta_k} \right] V_t \Delta P$$

olur ve buradan eşdeğer esneklik modülü aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{1}{\beta_s} + \frac{S}{\beta_g} + \frac{1}{\beta_k} \quad (4.5)$$

4.2 Valf Modeli

Sıfır boşluklu valflerin orta konumda M yükünün hareketi incelendiğinde (valf kapandıktan sonra), sistem salınımlı davranmaktadır. Ayrıca, başnagıç durumu belirsizdir (Kutlu 1988). Negatif boşluklu valflerde ise, orta konumda güç silindiri ile besleme portu ve tank arasında sızıntı debileri vardır. Bu sızıntı debileri, u_m boyutsuz negatif valf açıklığına, P_1 , P_2 , P_3 ve P_4 basınçlarına ve valf debi katsayılarına bağlıdır. Burada Q_1 ve Q_2 debi denklemleri negatif boşluklu valf için elde edilmelidir. Bu çalışmada u_m değeri 0.01, yani negatif valf boşluğu, maximum valf açıklığının % 1'i olacak şekilde seçilmiştir.



Şekil 4.3 Valf modeli

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

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

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

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

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

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

x_v : Valf pistonu yerdeğişimi

u : Negatif valf boşluğu

x_{max} : Valf pistonunun maksimum yerdeğişimi

ve boyutsuz ifadeler,

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

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

olmak üzere, denklemler aşağıdaki gibi elde edilir.

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

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

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

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

$$Q_1 = k_1(u_v + u_m) \cdot \text{sign}(P_s - P_1) \sqrt{(P_s - P_1) \cdot \text{sign}(P_s - P_1)} + k_4(u_v - u_m) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (4.8)$$

$$Q_2 = k_2(u_v + u_m) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t) \sqrt{(P_2 - P_t) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t)} + k_3(u_v - u_m) \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \cdot \text{sign}(P_s - P_2)} \quad (4.9)$$

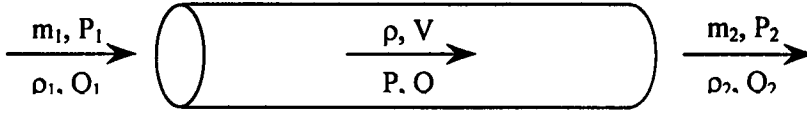
3) $u_v \leq -u_m$ koşulu için debi denklemleri (Besleme basıncı, P_s , silindirin II. tarafına bağlı)

$$Q_1 = k_4(u_v - u_m) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (4.10)$$

$$Q_2 = k_3(u_v - u_m) \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \cdot \text{sign}(P_s - P_2)} \quad (4.11)$$

4.3 Sürekli Akım Denklemi

Girişteki kütleli debisi m_1 , çıkıştaki kütleli debisi m_2 olan akışkan akışı gözönüne alındığında süreklilik denklemi 4.12 ile ifade edilebilir (Akkaya, 2001).



Şekil 4.4 Akışkanın sürekli akışı

$$\rho_1 Q_1 - \rho_2 Q_2 = \frac{d}{dt}(\rho Q) \quad (4.12)$$

Q_1 : Giriş debisi

Q_2 : Çıkış debisi

Akışkanın yoğunluğunun (ρ) akış boyunca değişmediği kabul edilirse, 4.12'deki ifade aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho} \frac{d\rho}{dt} \quad (4.13)$$

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dV}{V} + \frac{dP}{\beta} \quad (4.14)$$

Akışkanın sıkıştırılabilirlik tanımı gözönüne alındığında, 4.13 ifadesi düzenlenerek 4.15 ifadesi elde edilebilir.

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \frac{dP}{dt} \quad (4.15)$$

Bu denklem hidrolik sistemin analizinde kullanılacak olan sürekli akım denklemdir. Denklemden ifade edilen giriş ve çıkış debileri arasındaki fark sürekli rejim teorisinden elde edilmiştir ve aşağıdaki bileşenlerden oluşmaktadır.

$\frac{dV}{dt}$: Sınır deformasyon terimi

$\frac{V}{\beta_e} \frac{dP}{dt}$: Akışkanın sıkıştırılabilirliğini içeren terim

Sürekli akım denkleminde ifade edilen sınır deformasyon terimi, piston veya silindir hareketi ile gerçekleşen hacim değişimini ifade etmektedir. Eşdeğer esneklik modülünü içeren terim ise sıkıştırılabilirlikten dolayı oluşan debiyi göstermektedir. Eşdeğer esneklik modülü akışkanın sıkıştırılabilirliğinin yanısıra basınç etkisiyle oluşan cidar deformasyonunu da kapsamaktadır.

4.4 Genelleştirilmiş Momentum Denklemi

Newton'un 2. hareket kanununa uygun olarak sisteme etkiyen kuvvetlerin dengesi yazıldığında, 4.5 numaralı ifade elde edilir.

(Uygulanan kuvvet) – (Toplam direnç kuvvetleri) = (Kütle).(İvme)

$$(P_1 A_1 - P_2 A_2) - \sum F_i = M \cdot \ddot{y}$$

$$(P_1 A_1 - P_2 A_2) = M \ddot{y} + B_v \dot{y} + F \quad (4.16)$$

A_1 : Girişteki akıma dik kesit alanı

A_2 : Çıkıştaki akıma dik kesit alanı

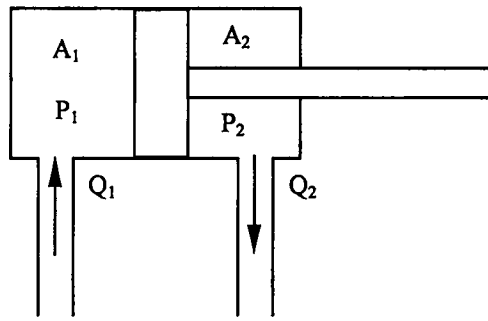
M : Kütle

\dot{y} : Hız

\ddot{y} : İvme

4.5 Silindir Modeli

Şekil 4.5'te görülen asimetrik silindire sürekli akım denklemi uygulandığında, sistemin eşdeğer esneklik modülü de gözönünde bulundurularak, silindirin her iki yöne hareketi için silindir girişi ve çıkışındaki debiler aşağıdaki gibi yazılabilir.



Şekil 4.5 Silindir modeli

Silindirin I. tarafına akış süreklilik denklemi uygulandığında,

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

$$Q_1 = A_1 \dot{y} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} \quad (4.17)$$

$A_1 \dot{y}$: Pistonun hareketinden dolayı oluşan debi

$\frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt}$: Sıkıştırılabilirlikten dolayı oluşan debi

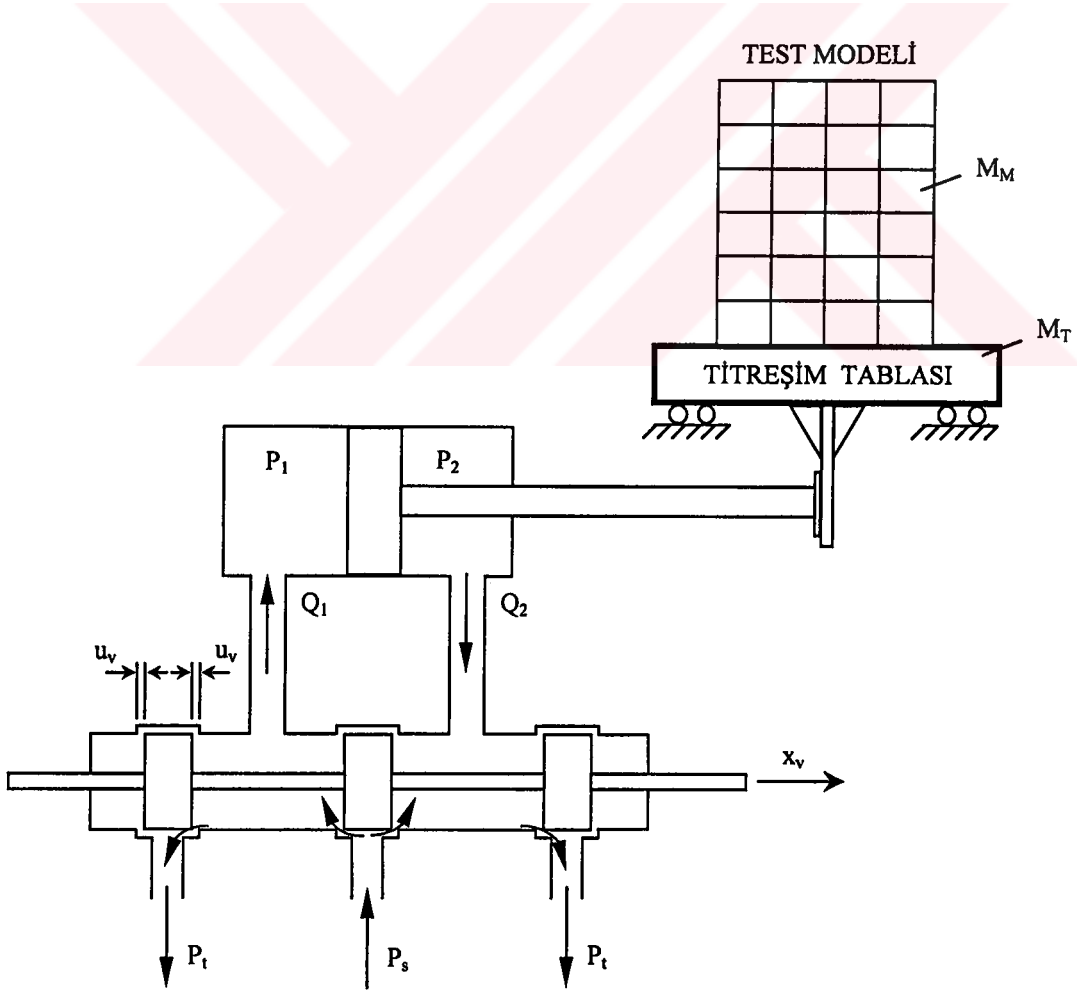
Aynı şekilde silindirin II. tarafına da akış süreklilik denklemini uygularsak,

$$\frac{V_2}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} = A_2 \dot{y} - Q_2$$

$$Q_2 = A_2 \dot{y} - \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} \quad (4.18)$$

denklemini elde edilir.

4.6 Valf Silindir Modeli ve Sistemin Dinamik Davranış Denklemleri



Şekil 4.6 Valf-silindir modeli

Newton'un 2. hareket kanununa uygun olarak sisteme etkiyen kuvvetlerin dengesi aşağıdaki gibi olur.

$$(P_1 A_1 - P_2 A_2) = M\ddot{y} + B_v \dot{y} + F \quad (4.19)$$

4.19 eşitliği düzenlendiğinde;

$$\ddot{y} = (P_1 A_1 - P_2 A_2 - B_v \dot{y} - F) / M \quad (4.20)$$

elde edilir. Burada:

P_1 : Silindirin I. tarafındaki basınç

P_2 : Silindirin II. tarafındaki basınç

M : Sismik titreşim tablası ve modelin toplam kütlesi ($M = M_T + M_M$)

B_v : Viskoz sürtünme katsayısı

M_T : Sismik titreşim tablasının kütlesi

M_M : Sismik titreşim tablasında test edilen modelin kütlesi

Silindirin I. tarafına akış süreklilik denklemi uygulanırsa;

$$\frac{V_1}{\beta} \frac{dP_1}{dt} = Q_1 - A_1 \dot{y}$$

$$Q_1 = A_1 \dot{y} + \frac{V}{\beta} \frac{dP_1}{dt} \quad (4.21)$$

Buradan $\frac{dP_1}{dt}$ ifadesi çekilirse,

$$\frac{dP_1}{dt} = \dot{P}_1 = \frac{\beta}{V_1} (Q_1 - A_1 \dot{y}) \quad (4.22)$$

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

V_{10} : Silindirin I. tarafındaki ilk hacim

Y_{10} : Silindirin I. tarafındaki ilk konum

Y : Toplam yerdeğişimi

$$Y = Y_{10} + y$$

$Y_{10} = \text{sabit}$, yani $\dot{Y} = \dot{y}$ yazılabilir. Bu durumda 4.22 denklemi,

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta}{AY} (Q_1 - A_1 \dot{y}) \quad (4.23)$$

şeklinde yazılır.

Aynı şekilde silindirin II. tarafına da akış süreklilik denklemini uygulayalım:

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

$$\frac{dP_2}{dt} = \dot{P}_2 = \frac{\beta}{V_2} (A_2 \dot{y} - Q_2) \quad (4.24)$$

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

V_{20} : Silindirin II. tarafındaki ilk hacim

Y_{20} : Silindirin II. tarafındaki ilk konum

Silindirin toplam strokunu L ile gösterelim. Bu durumda 4.24 denklemini,

$$L - Y = Y_{20} - y \quad \text{ve} \quad V_2 = A_2 (Y_{20} - y)$$

olmak üzere

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta}{A(L - Y)} (A_2 \dot{y} - Q_2) \quad (4.25)$$

halini alır. Durum değişkenleri:

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

Buna göre durum denklemleri:

$$\dot{X}_1 = X_2$$

$$\dot{X}_2 = [A_1 X_3 - A_2 X_4 - B_v X_2 - F]/M$$

$$\dot{X}_3 = \frac{\beta}{A_1 X_1} [Q_1 - A_1 X_2]$$

$$\dot{X}_4 = \frac{\beta}{A_1 (S_L - X_1)} [A_2 X_2 - Q_2]$$

5. HİDROLİK SİSTEMİN SİMULASYONU

5.1 Simulasyon Çalışması

Simulasyon çalışmasında MATLAB SIMULINK programı kullanılmıştır. Hidrolik sistemin Bölüm 4'teki matematik modeline bağlı olarak elde edilen durum denklemleri, MATLAB SIMULINK programında bulunan ode45 çözüm yöntemi kullanılarak simule edilmiştir.

MATLAB ODE çözüm fonksiyonları belirgin Runge-Kutta (4,5) formülü, Dormand-Prince çiftine dayanır ve sayısal integral alma yöntemlerini yerine getirirler. Bu fonksiyonlar başlangıç koşulları ile bir başlangıç zamanından başlayıp, zaman aralığı boyunca adım adım ilerleyerek her bir zaman adımında bir çözüm hesaplarlar. Eğer bir zaman adımında elde edilen çözüm, fonksiyonun hata tolerans ölçütünü karşılırsa bu başarılı bir adımdır. Aksi takdirde bu bir başarısız deneme kabul edilir ve fonksiyon adım boyunu kısaltarak tekrar deneme yapar (Yüksel, 2000).

5.2 Başlangıç Şartları

Sistemin başlangıç değerleri olarak $X_1(0) = 0$ m ve $X_2(0) = 0$ m/s kabul edilmiştir. Başlangıç değişimleri için ise, sistemin, başlangıç konumunda dengede olduğu varsayılmıştır. Buna göre başlangıç değerleri, 4.20 denkleminde yerine yazıldığında (5.1) eşitliği elde edilir.

$$0 = P_1 A_1 - P_2 A_2 \quad (5.1)$$

Debi denklemleri de şu şekilde ifade edilir.

$$Q_1 = 0 \quad Q_2 = 0 \quad \Rightarrow \quad Q_g = Q_{\text{Kaçak}} \quad (5.2)$$

(5.2) eşitliğinden (5.3) ve (5.4) ifadelerine geçilebilir.

$$k_1(u_v + u_m)\sqrt{P_s - P_1} = k_1(u_v + u_m)\sqrt{P_2 - P_t} = 0 \quad (5.3)$$

$$P_s - P_1 = P_2 - P_t \quad (5.4)$$

Buna göre başlangıç koşulları aşağıdaki gibi elde edilir.

$$P_1(0) = X_3(0) = P_s - P_2 + P_t \quad (5.5)$$

$$P_2(0) = X_4(0) = \frac{(P_s + P_t)A_1}{A_1 + A_2} \quad (5.6)$$

5.3 Sistem Parametreleri

Simülasyonu yapmak amacıyla kullandığımız sistem parametreleri aşağıdaki gibidir. Bu sistem parametreleri modelleyeceğimiz titreşim tablası için alınmıştır. İlk simulasyon titreşim tablası boşken yapılmış, daha sonra üzerine değişik kütelelerdeki modeller yerleştirilerek simulasyonlara devam edilmiştir.

$M=500$ kg (Sismik titreşim tablasının kütlesi),

$L=0.45$ m (Piston stroku),

$P_s=80$ bar (Besleme basıncı),

$P_t=1$ bar (Tank basıncı),

$F=0$ N (Test modelinin kütlesi)

$\beta = 1,4 \cdot 10^9$ N/m² (Esneklik modülü)

Tek etkili silindir: 80/36

Valf debi denklemlerinde kullanılan sabitler şunlardır:

$u_m=0.01$,

$k_1 = 0.55 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 / \text{s} \sqrt{\text{N} / \text{m}^2}$

$k_2 = 0.55 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 / \text{s} \sqrt{\text{N} / \text{m}^2}$

$k_3 = 0.57 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 / \text{s} \sqrt{\text{N} / \text{m}^2}$

$k_4 = 0.45 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 / \text{s} \sqrt{\text{N} / \text{m}^2}$

5.4 Hidrolik Sistemin Kontrolü

5.4.1 Kontrol Sistemleri Tasarımı

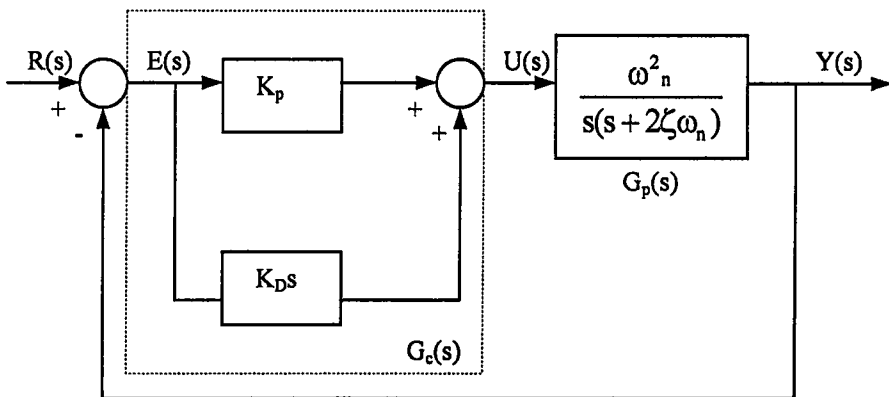
Kontrol sistemleri tasarımı üç adımdan oluşur. Bunlar; sistemin ne yapması ve nasıl yapması gerektiğinin belirlenmesi (tasarım koşulları), kontrolör yada kompensatör yapısının kontrol edilen sisteme (proses) nasıl bağlanacağını belirlenmesi ve kontrolör parametrelerinin tasarım hedeflerine göre belirlenmesidir.

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

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

Bir kontrolörde karar kıldıktan sonra ikinci adım kontrolör parametre değerlerini belirlemektir. Bu parametre değerleri kontrolörü oluşturan bir yada daha fazla transfer fonksiyonuna ilişkin 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 karmaşıklaşır. Bizim simülasyonumuzda bu aşamada konum kontrolü için PD kontrol kullanılacaktır. Bu amaçla bu kontrolör türleri hakkında aşağıda bilgiler verilmiştir. Ayrıca ivme geri beslemeli kontrol ve ikili kontrolle ilgili çalışmalarda yapılmıştır.

5.4.2 PD Kontrolörüyle Tasarım



Şekil 5.1 PD kontrolörlü bir örnek kontrol sistemi

Şekil 5.1'de geribeslemeli bir kontrol sistemine ait bir blok diyagramında, kontrol edilen sistem (proses) transfer fonksiyonu:

$$G_p(s) = \frac{\omega_n^2}{s(s + 2\zeta\omega_n)} \quad (5.1)$$

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

$$G_c(s) = K_p + K_D s \quad (5.2)$$

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

$$u(t) = K_p e(t) + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (5.3)$$

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.
- Bant genişliğini artırır.
- Kazanç payı, faz payı ve M_r 'yi düzeltir.
- Yüksek frekans gürültüsünü artırabilir.
- Az sönümlü ya da kararsız sistemlerde etkili olmaz.
- Devrenin tasarımında görece büyük kapasitelere ihtiyaç duyabilir.

5.5 Sistemin PD Etkili Konum Kontrolü

Konum kontrolü PD kontrolörüyle sağlanacaktır. PD kontrol organı cevabının genel ifadesi olan (5.3) denklemini tekrar yazarsak;

$$u(t) = K_p e(t) + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (5.4)$$

$$K_D = K_p \tau_D$$

elde edilir. (5.4) ifadesi genel ifademize yerleştirilirse (5.5) ifademizi elde ederiz.

$$u(t) = K_p e(t) + K_p \tau_D \frac{de(t)}{dt} \quad (5.5)$$

(5.5) ifadesine laplace dönüşümü uygulanırsa ifademizi (5.6)'deki şeklini alır.

$$U(s) = K_p(1 + \tau_D s)E(s) \quad (5.6)$$

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.

$$e(t) = y_{ref} - y \quad (5.7)$$

$$\dot{e}(t) = \dot{y}_{ref} - \dot{y} = -\dot{y} \quad (5.8)$$

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

$$E(s) = Y_{ref} - X_1(s) \quad (5.9)$$

Bütün bunlar doğrultusunda (5.9) denkleminizi modelimize uyarlırsak aşağıdaki ifadeyi elde ederiz.

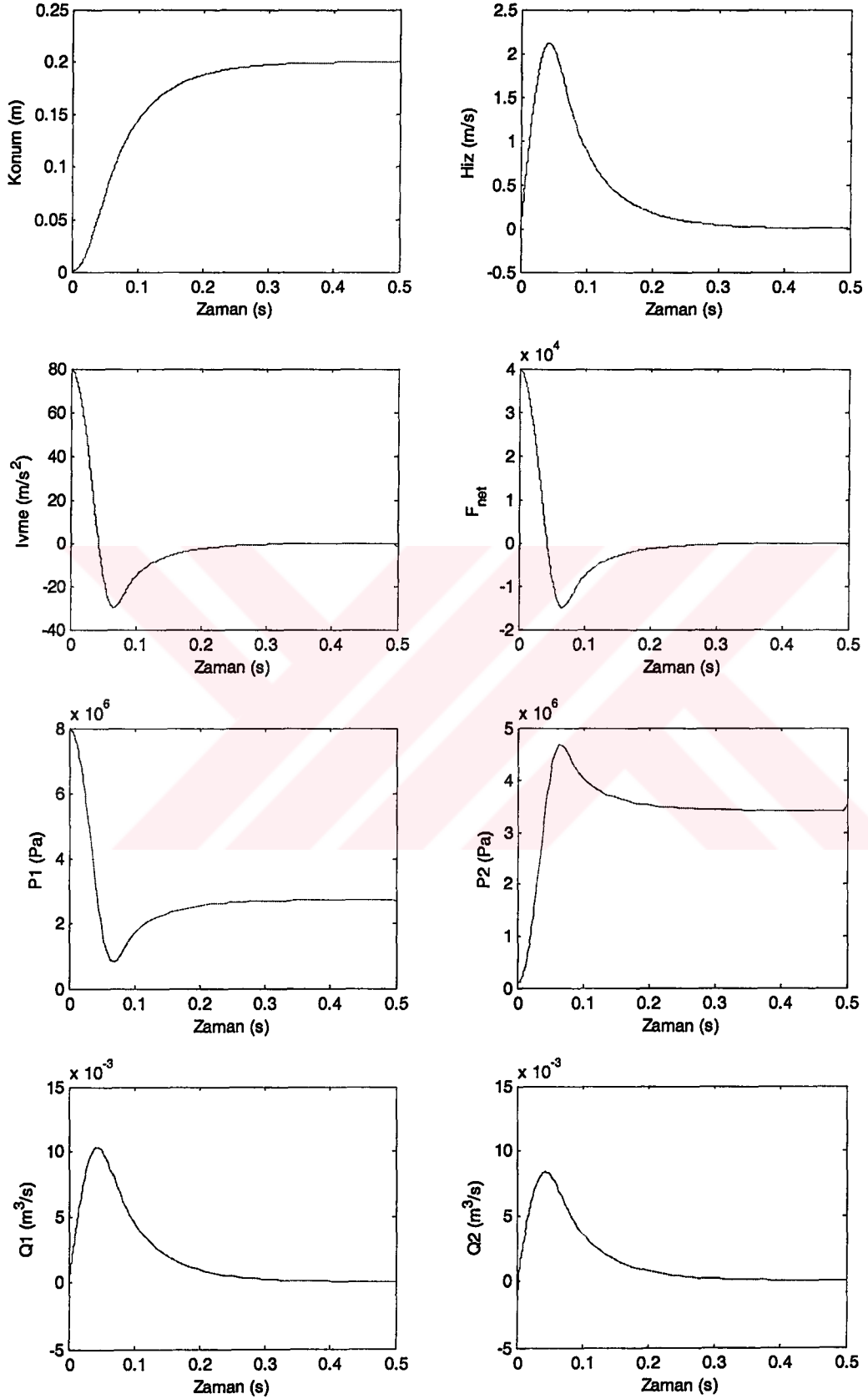
$$U(s) = K_p(Y_{ref} - X_1(s)) + K_p \tau_D [s(Y_{ref}(s) - X_1(s))] \quad (5.10)$$

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

$$U(s) = K_p(Y_{ref} - X_1(s)) - K_p \tau_D X_2(s) \quad (5.11)$$

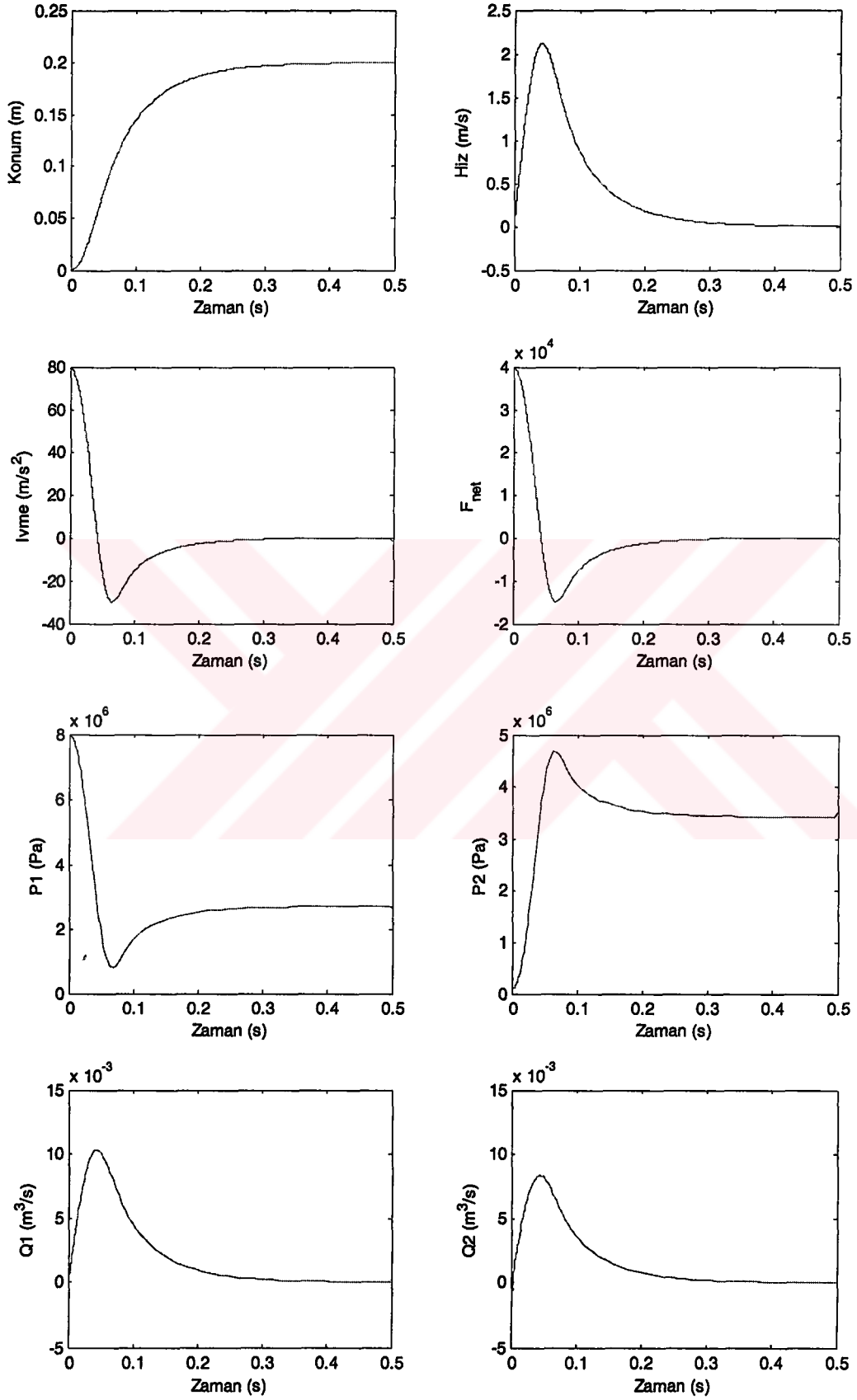
$$u(t) = K_p(y_{ref} - y) - K_p \tau_D \dot{y} \quad (5.12)$$

elde edilir. (5.12) denklemini sisteme uygulayacağımız PD kontrol algoritması olmaktadır.



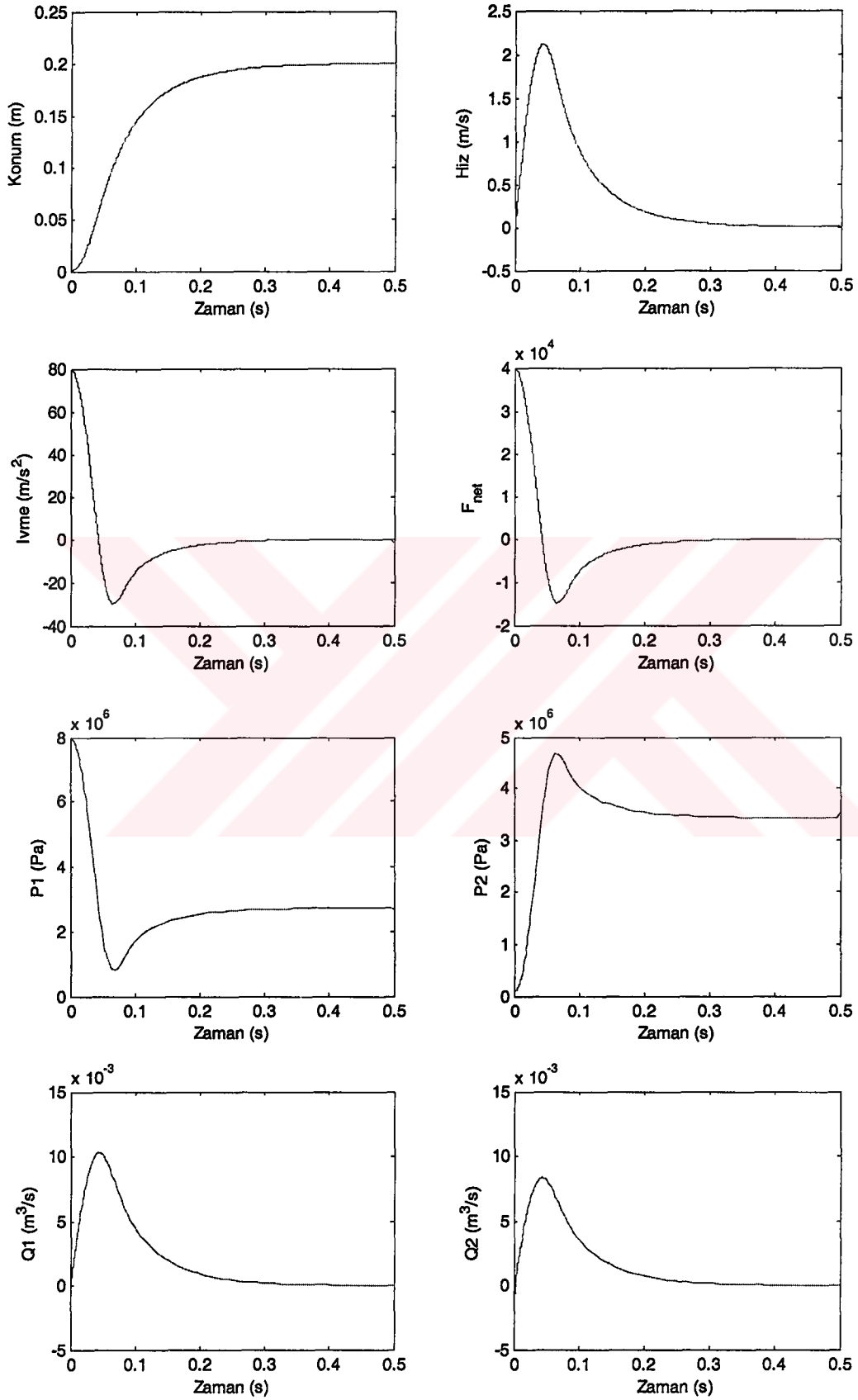
Şekil 5.2 PD kontrol algoritmalı sistem cevabı

$$(M_T = 500 \text{ kg}, M_M = 0 \text{ kg}, B_V = 100 \text{ N.s/m})$$



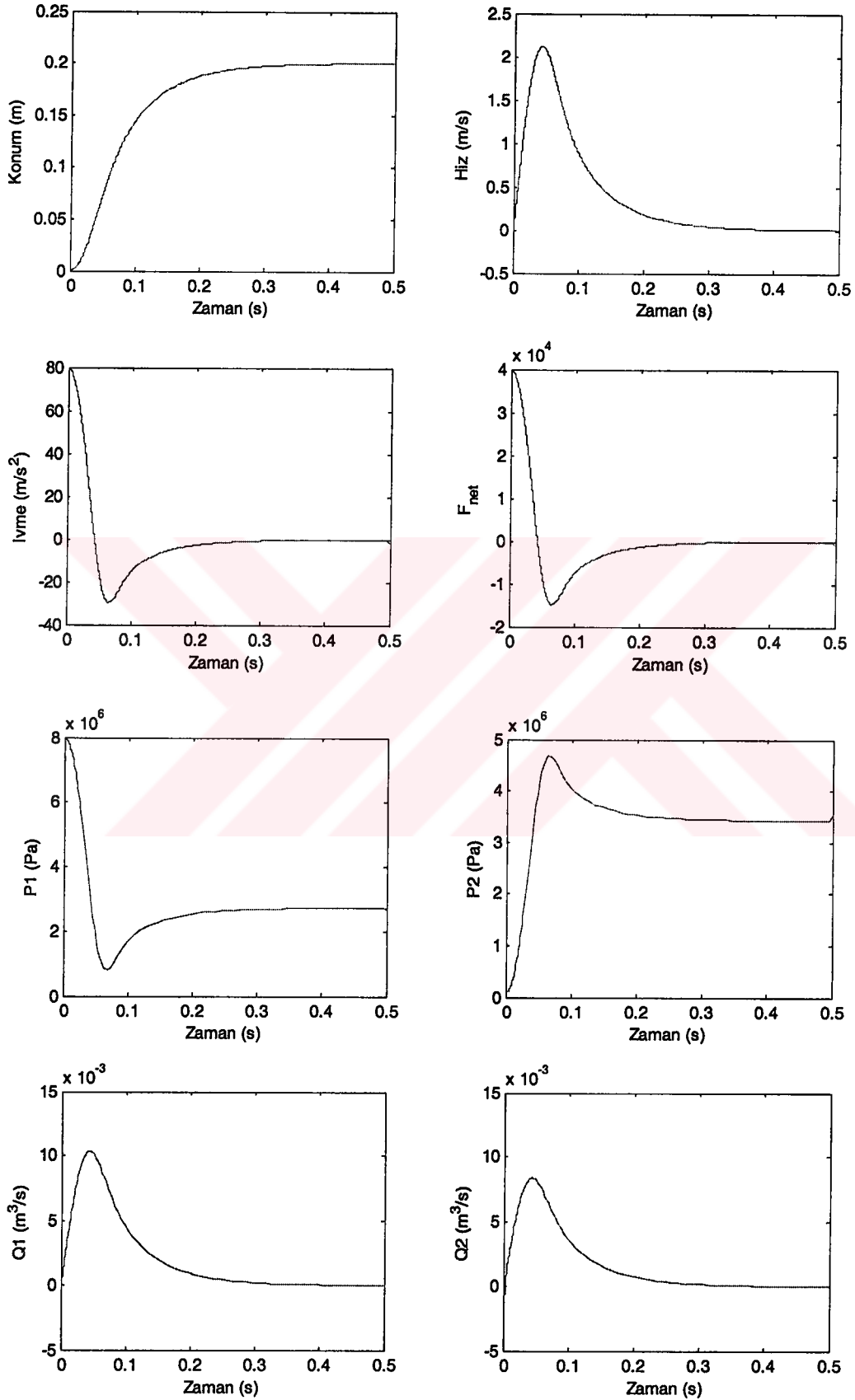
Şekil 5.3 PD kontrol algoritmalı sistem cevabı

($M_T = 500$ kg, $M_M = 500$ kg, $B_V = 100$ N.s/m)



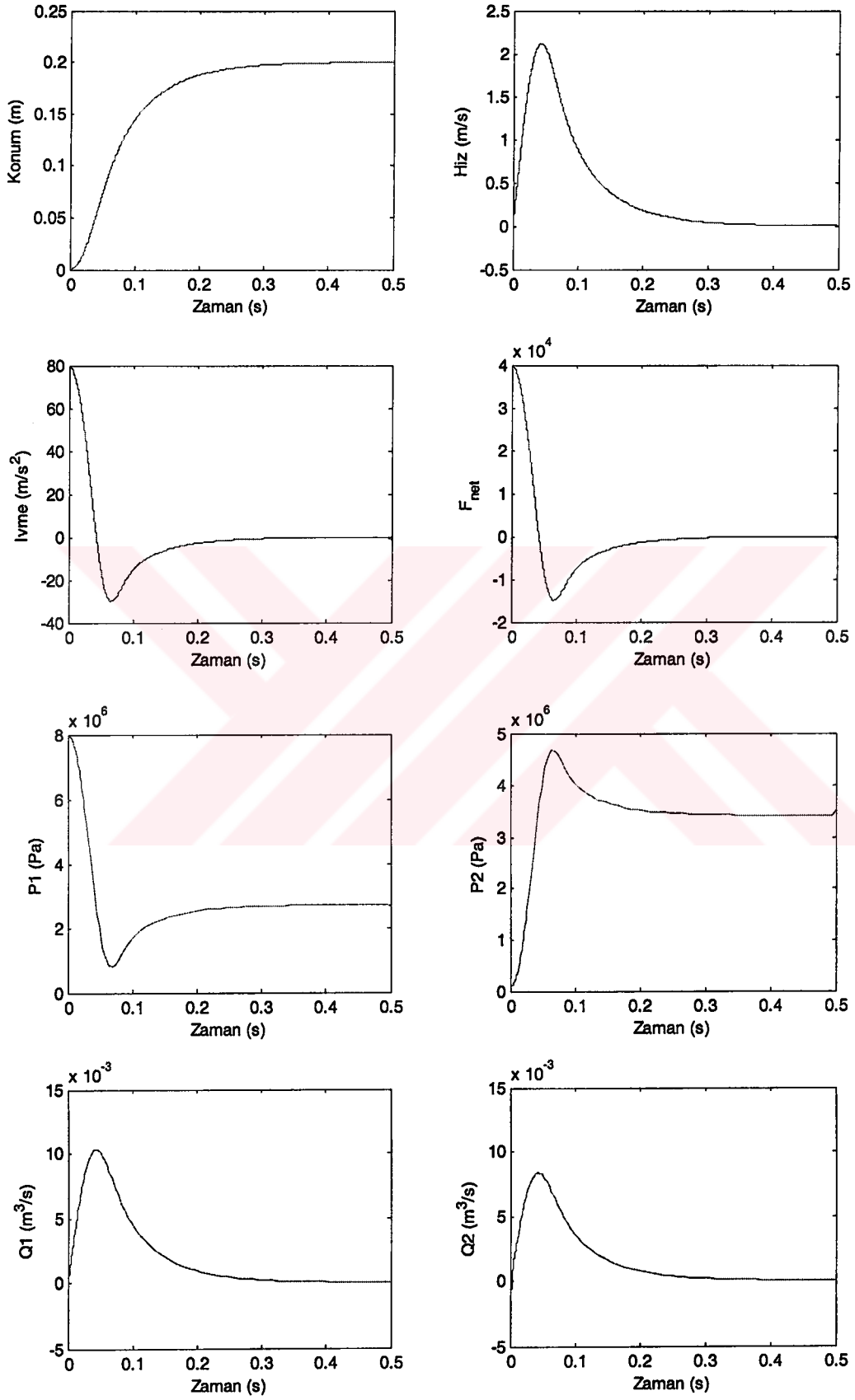
Şekil 5.4 PD kontrol algoritmalı sistem cevabı

($M_T = 500$ kg, $M_M = 1000$ kg, $B_v = 100$ N.s/m)

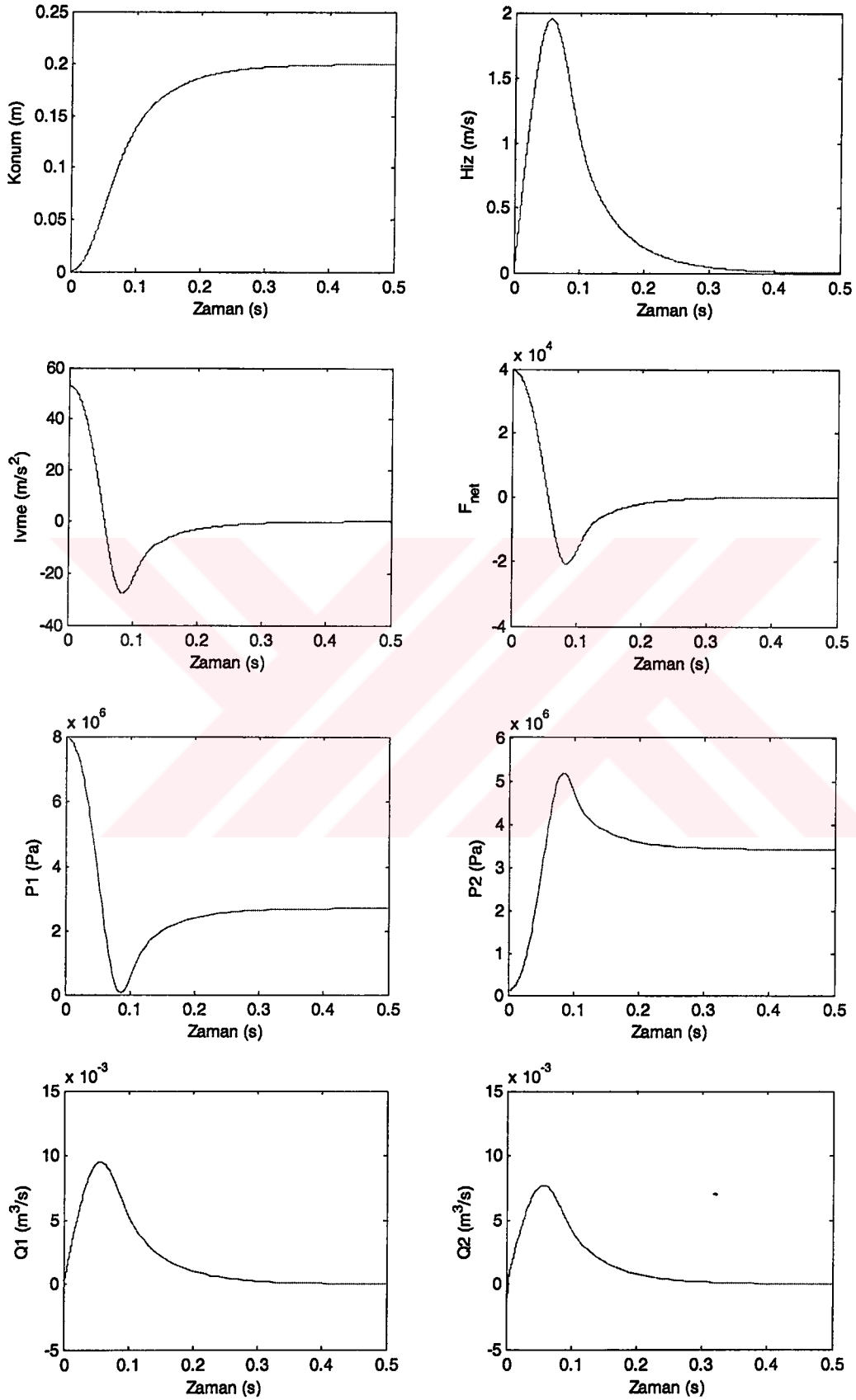


Şekil 5.5 PD kontrol algoritmalı sistem cevabı

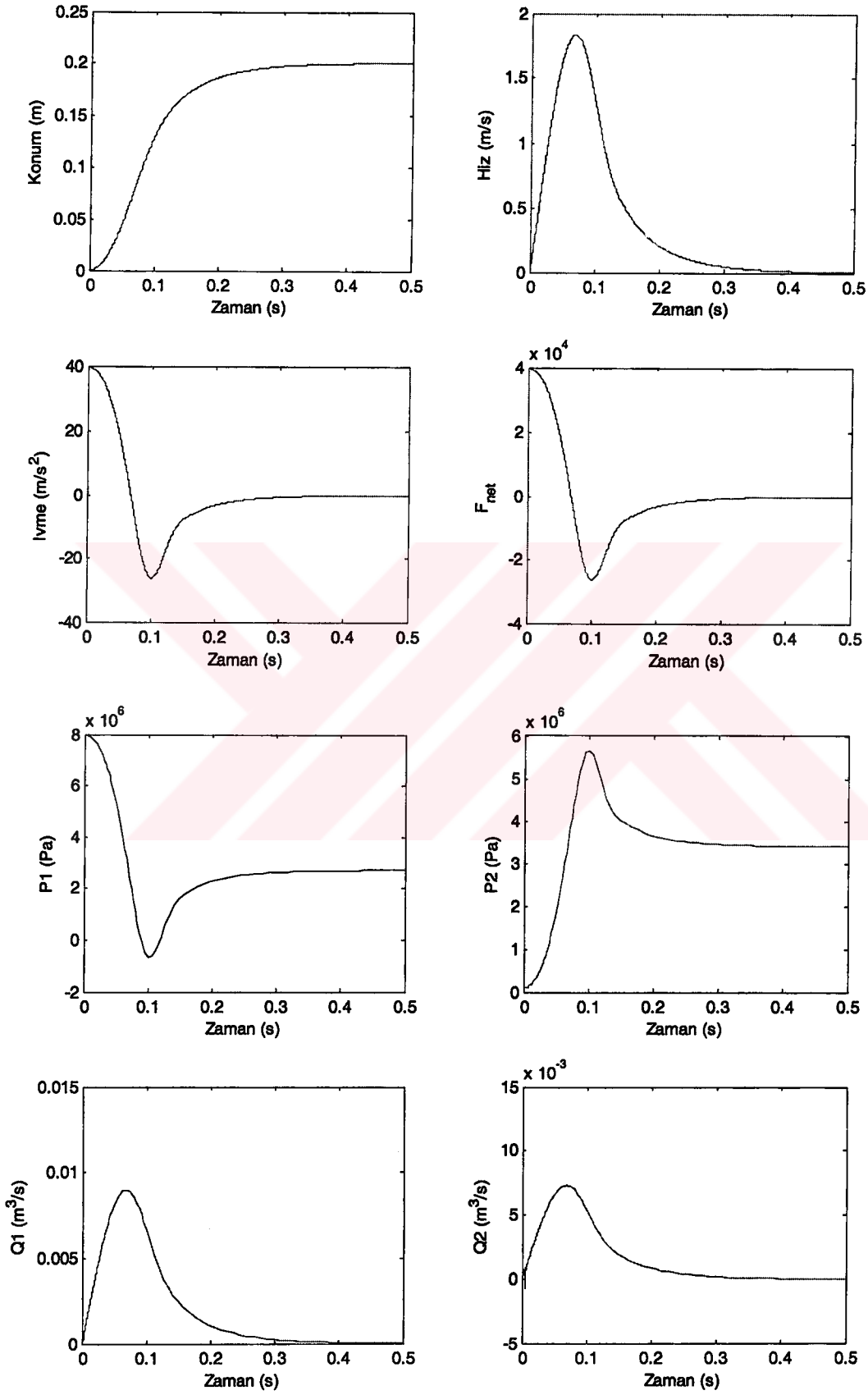
($M_T = 500$ kg, $M_M = 1500$ kg, $B_v = 100$ N.s/m)



Şekil 5.6 PD kontrol algoritmalı sistem cevabı
 $(M_T = 500 \text{ kg}, M_M = 2000 \text{ kg}, B_V = 100 \text{ N.s/m})$

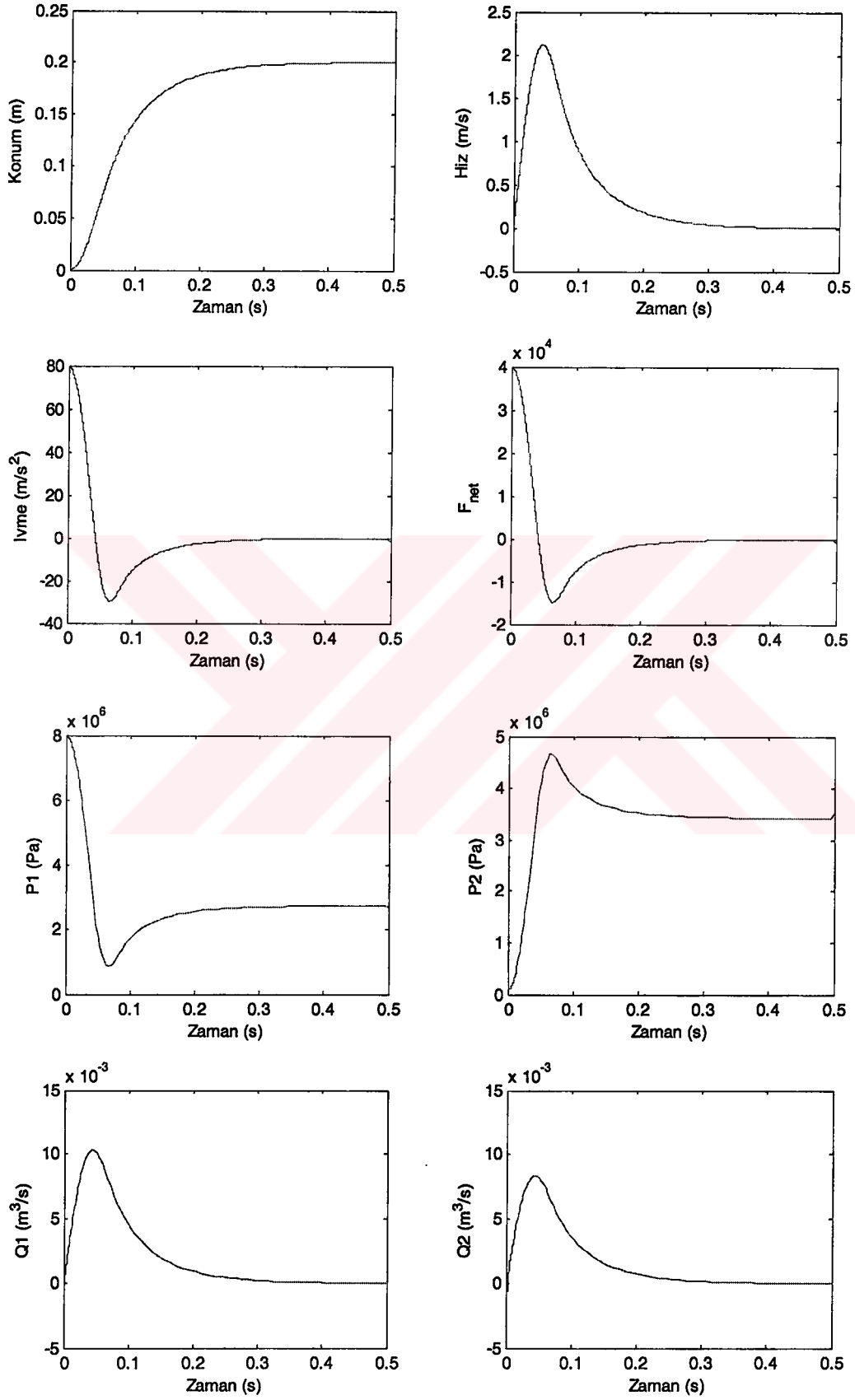


Şekil 5.7 PD kontrol algoritmalı sistem cevabı
 $(M_T = 750 \text{ kg}, M_M = 2000 \text{ kg}, B_v = 100 \text{ N.s/m})$

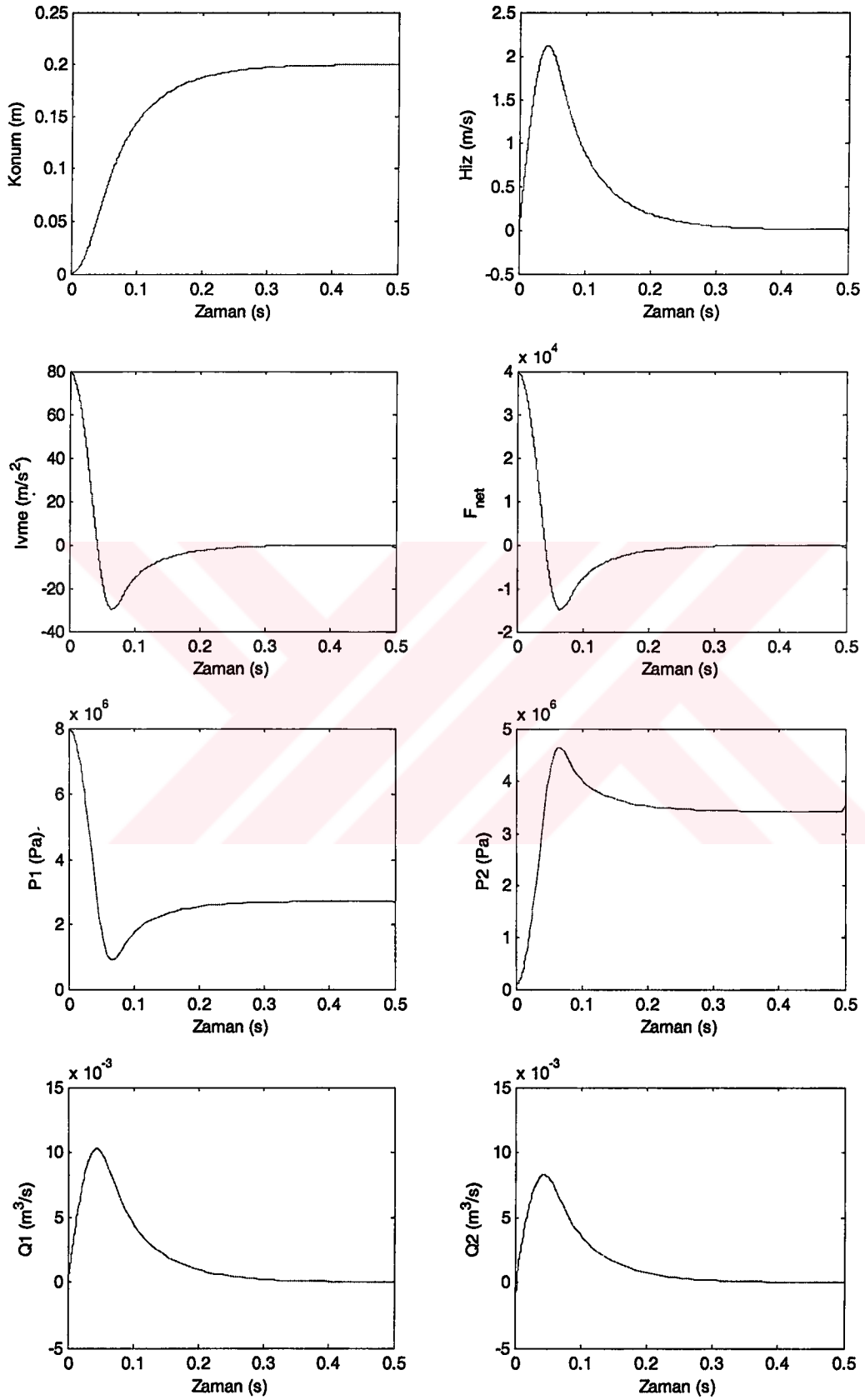


Şekil 5.8 PD kontrol algoritmalı sistem cevabı

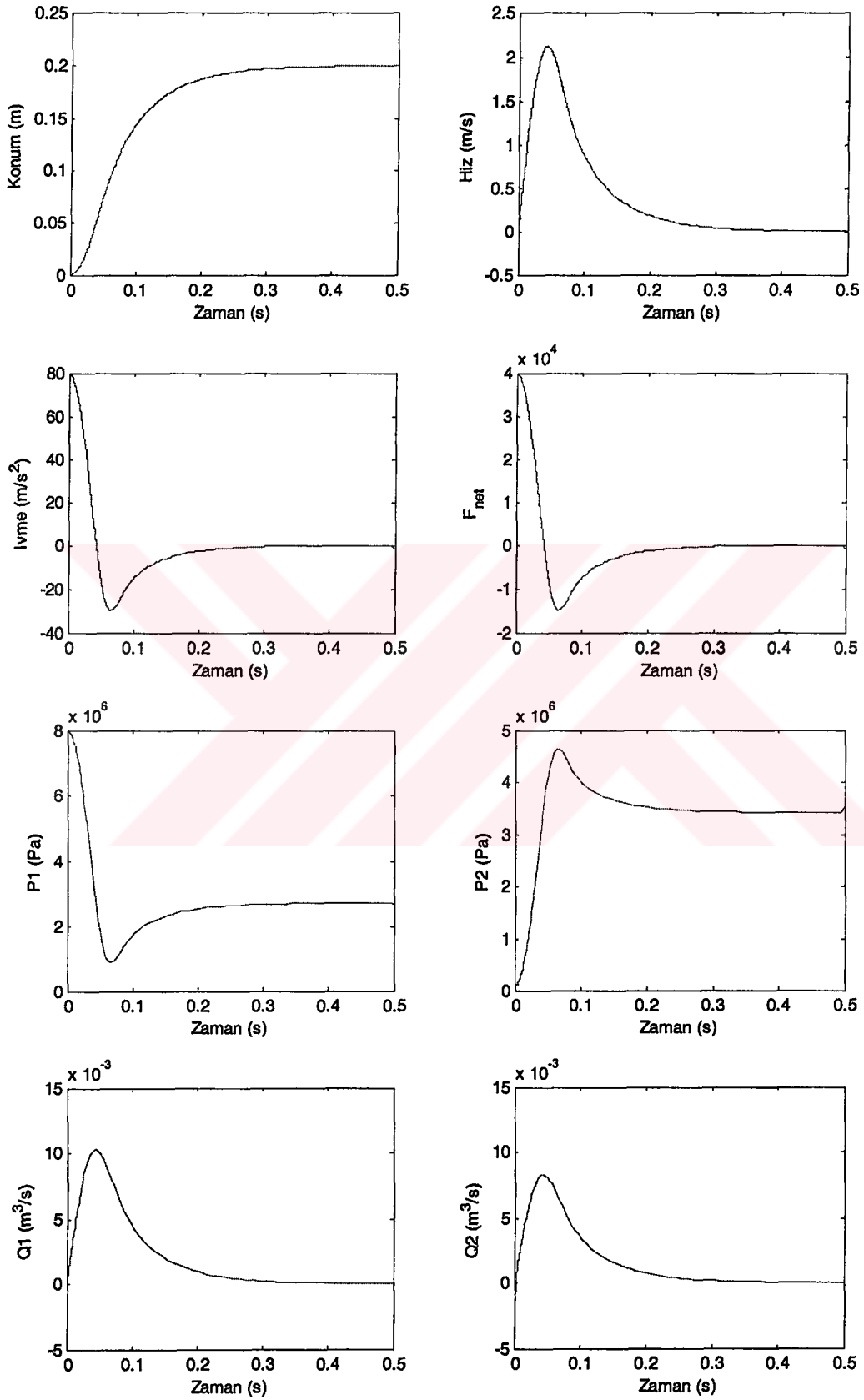
($M_T = 1000$ kg, $M_M = 2000$ kg, $B_v = 100$ N.s/m)



Şekil 5.9 PD kontrol algoritmalı sistem cevabı
 $(M_T = 500 \text{ kg}, M_M = 1000 \text{ kg}, B_v = 200 \text{ N.s/m})$

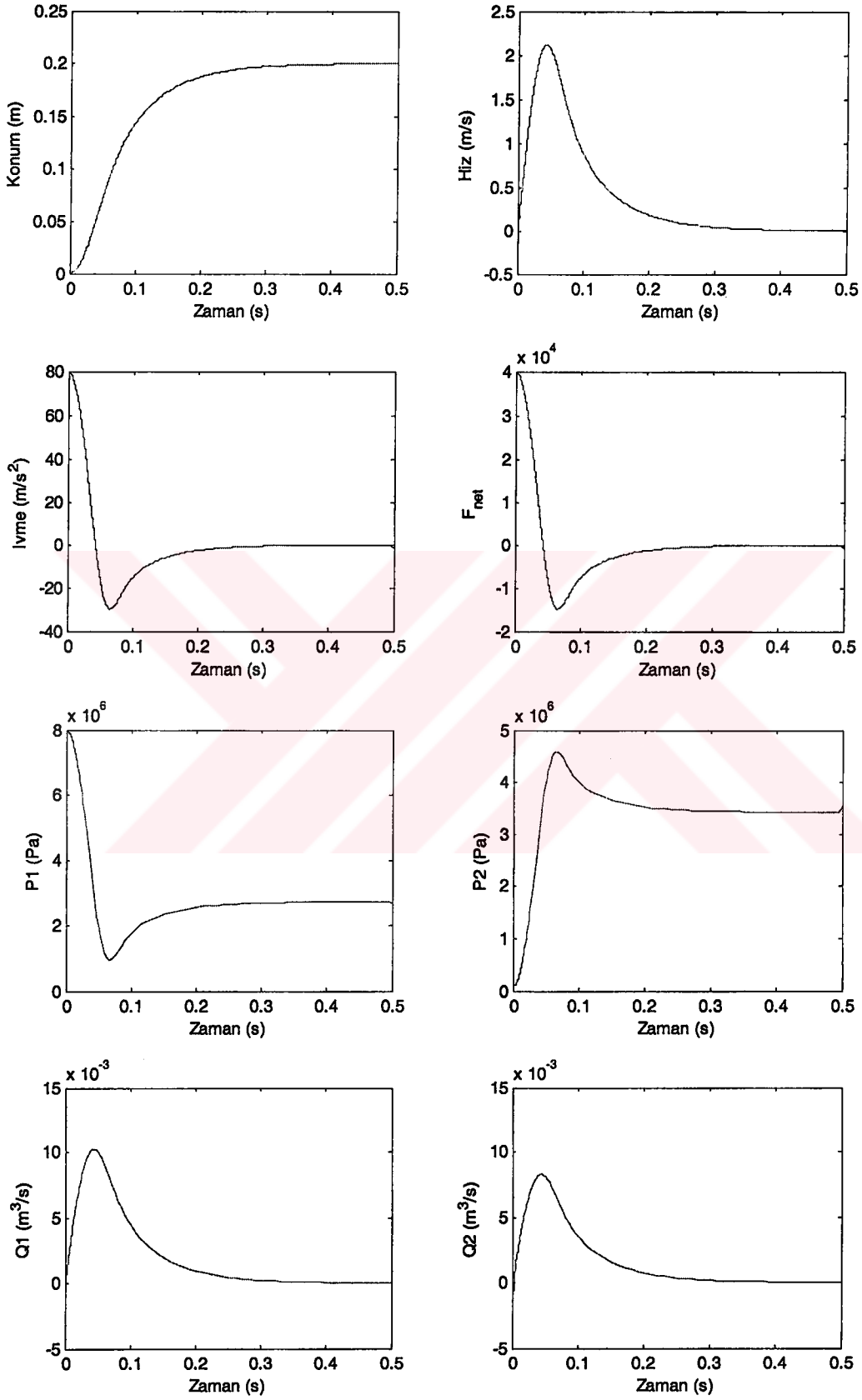


Şekil 5.10 PD kontrol algoritmalı sistem cevabı
 $(M_T = 500 \text{ kg}, M_M = 1000 \text{ kg}, B_v = 300 \text{ N.s/m})$



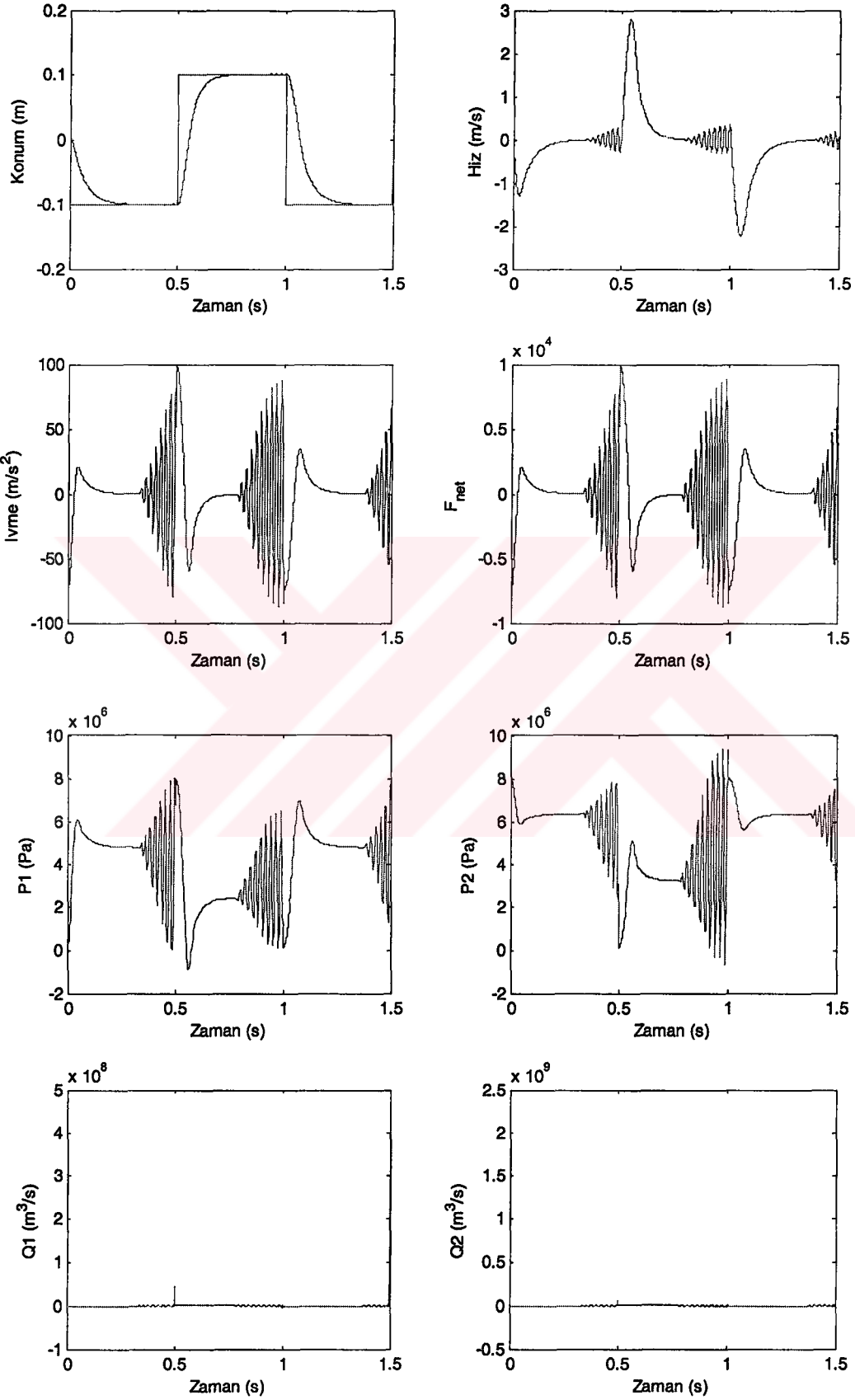
Şekil 5.11 PD kontrol algoritmalı sistem cevabı

($M_T = 500$ kg, $M_M = 1000$ kg, $B_v = 400$ N.s/m)



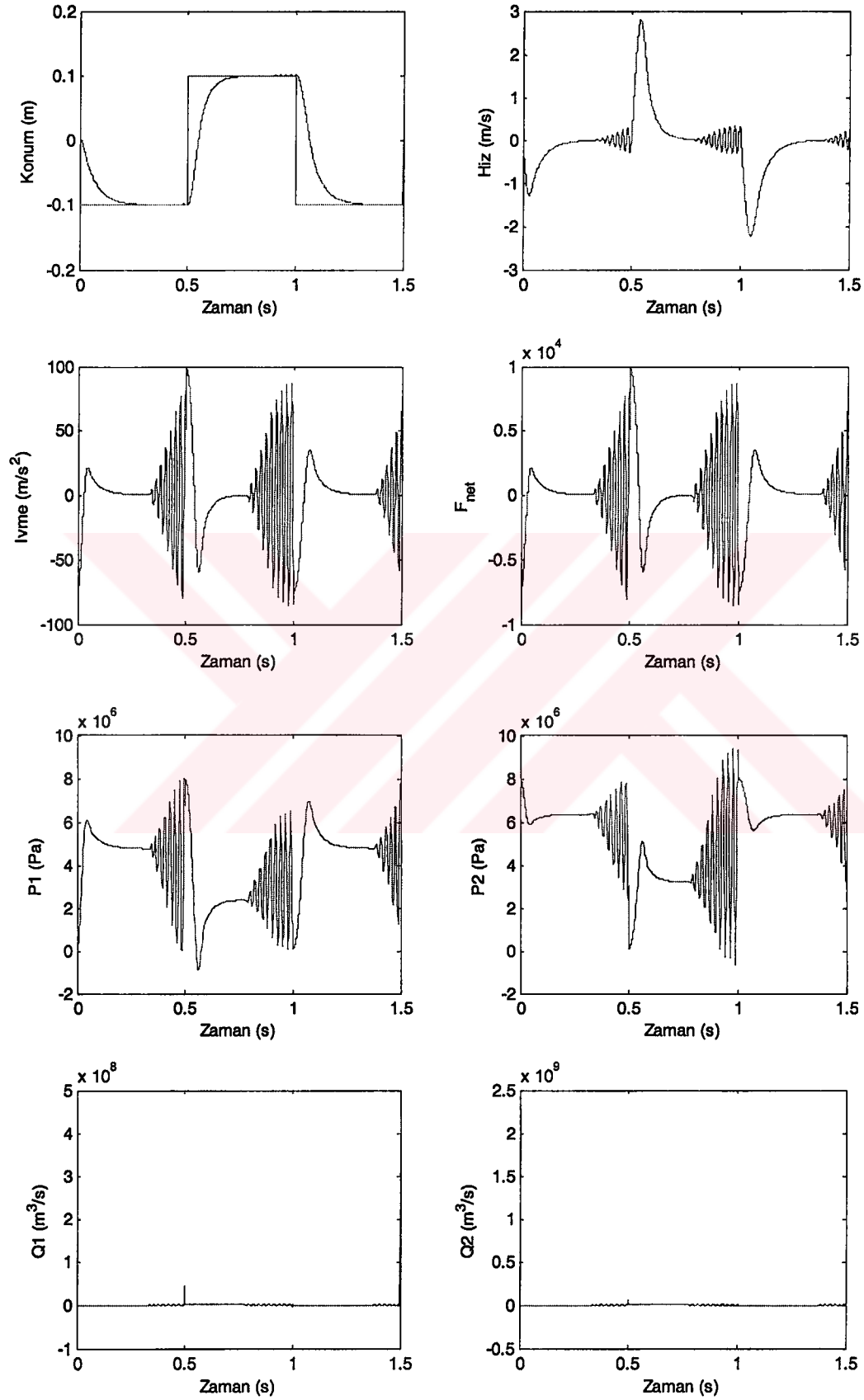
Şekil 5.12 PD kontrol algoritmalı sistem cevabı

($M_T = 500$ kg, $M_M = 1000$ kg, $B_v = 500$ N.s/m)



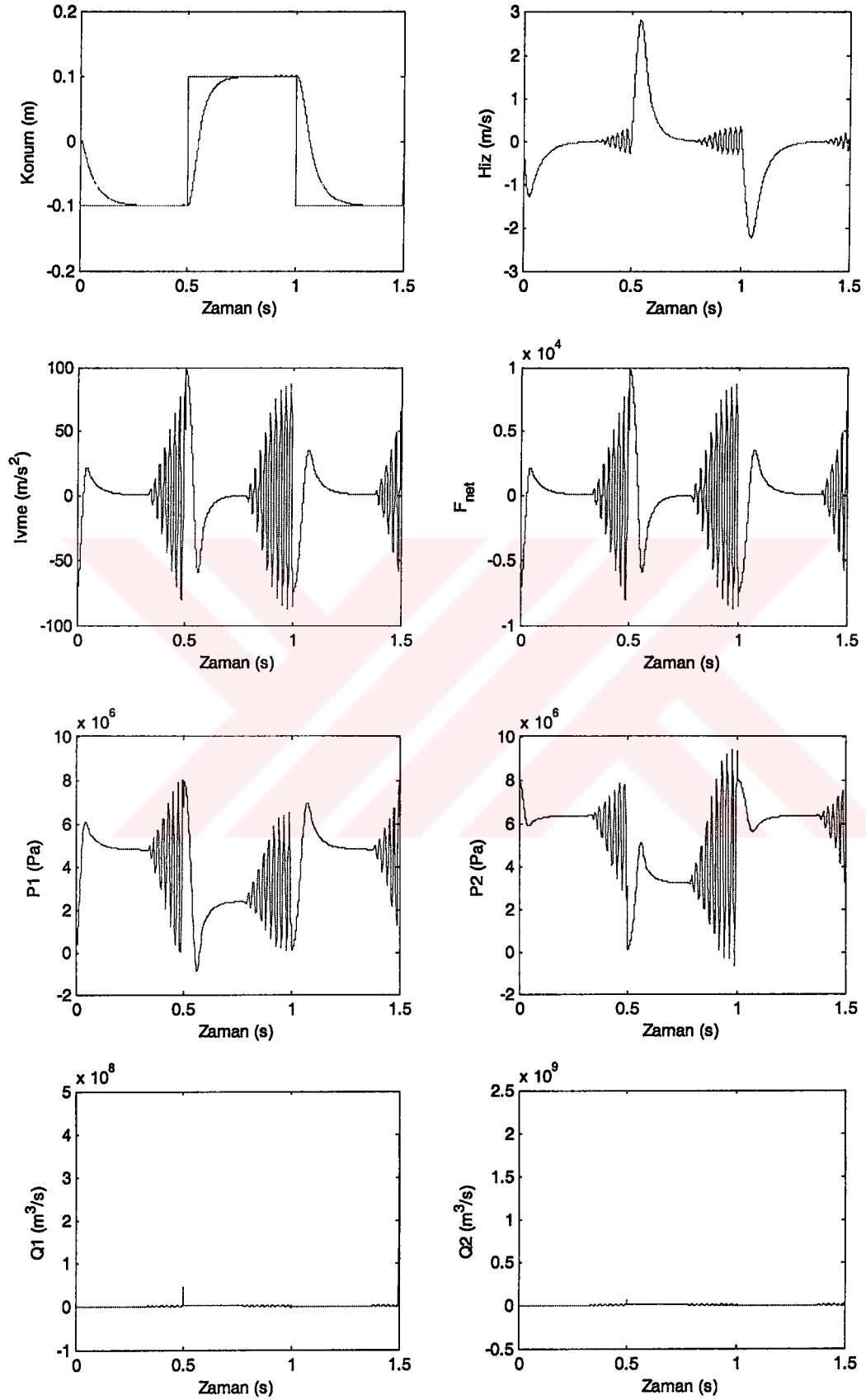
Şekil 5.13 PD kontrol algoritmalı sistem cevabı

$$(M_T = 100 \text{ kg}, M_M = 200 \text{ kg}, B_v = 100 \text{ N.s/m})$$



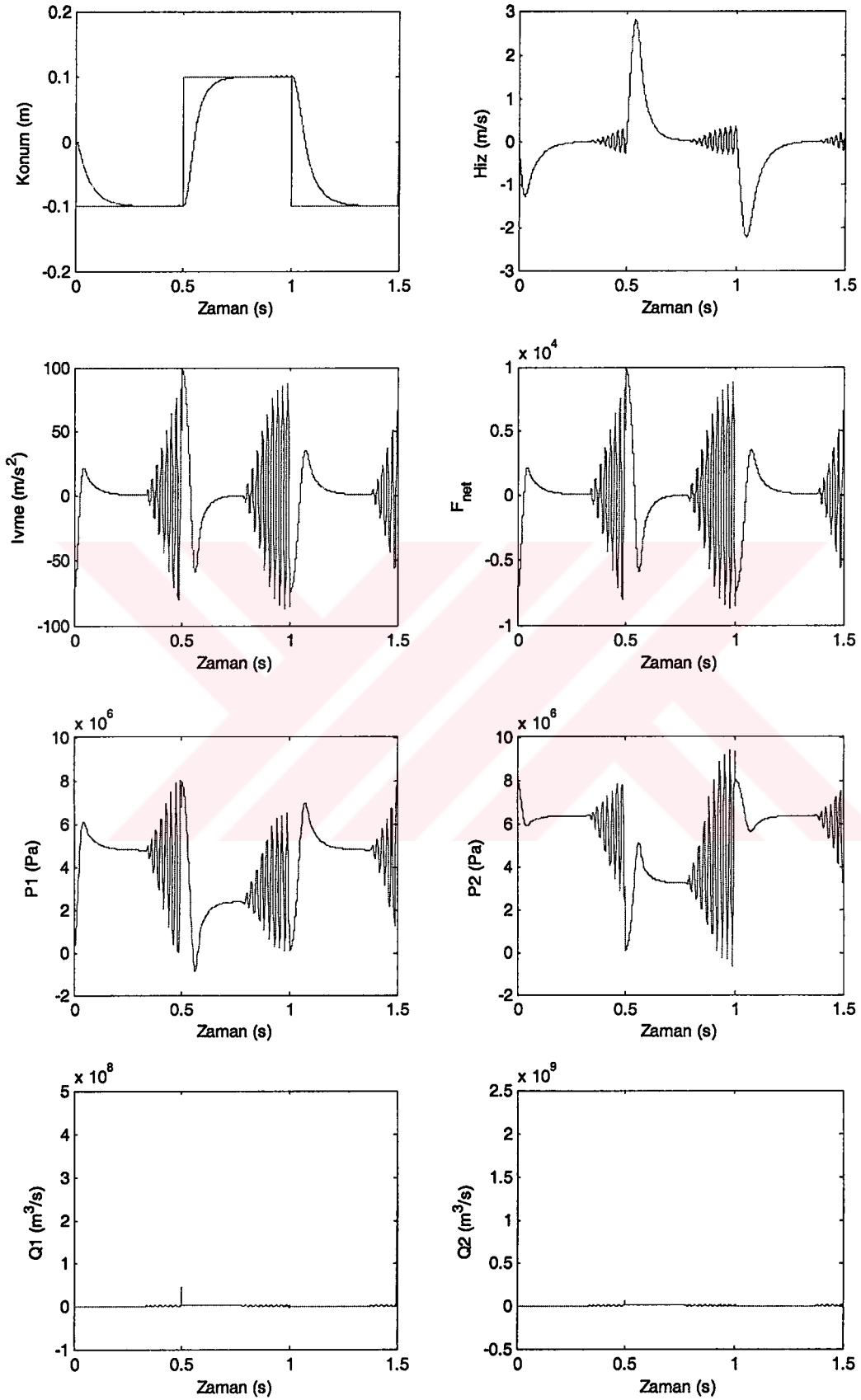
Şekil 5.14 PD kontrol algoritmalı sistem cevabı

$$(M_T = 100 \text{ kg}, M_M = 150 \text{ kg}, B_v = 100 \text{ N.s/m})$$



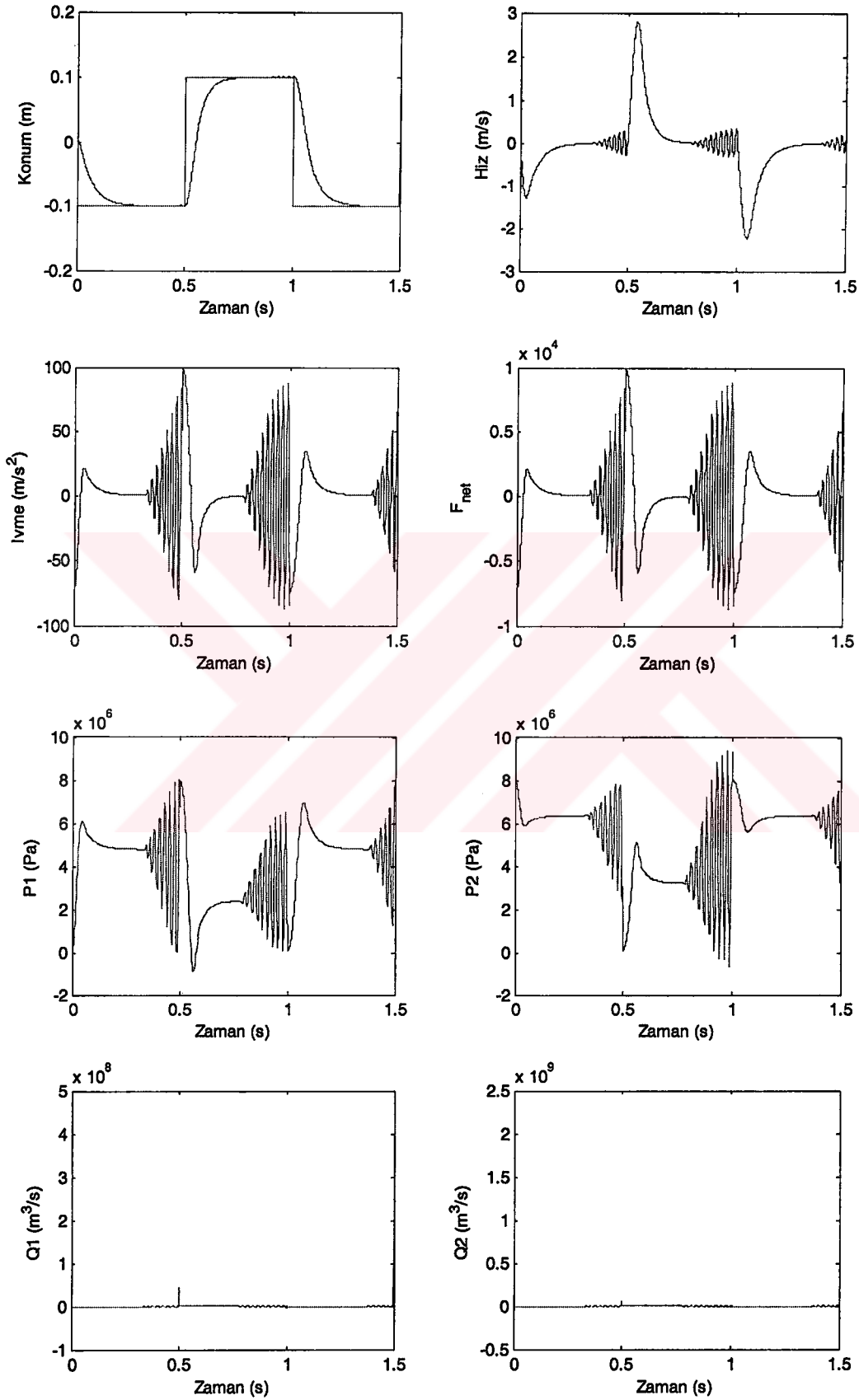
Şekil 5.15 PD kontrol algoritmalı sistem cevabı

$$(M_T = 100 \text{ kg}, M_M = 100 \text{ kg}, B_v = 100 \text{ N.s/m})$$



Şekil 5.16 PD kontrol algoritmalı sistem cevabı

$$(M_T = 100 \text{ kg}, M_M = 50 \text{ kg}, B_V = 100 \text{ N.s/m})$$



Şekil 5.17 PD kontrol algoritmalı sistem cevabı

$$(M_T = 100 \text{ kg}, M_M = 0 \text{ kg}, B_v = 100 \text{ N.s/m})$$

6. BULANIK MANTIK

6.1 Giriş

Günümüzün gelişen teknolojileri artık geleneksel elektronik denetim biçimlerinden yeteri kadar verim alamamaktadır. Gün geçtikçe ortaya çıkan daha hassas birimler ve kaçınılmaz olan enerjiden tasarruf sağlama zorunluluğu bilim adamlarını bu yönde araştırmalar yapmaya itmiştir. Gitgide mükemmel yaklaşma isteği ve doğadaki mükemmelliği yapay yollarla kopyalama çalışmaları sonucunda; Yapay Zeka (Artificial Intelligence - AI), Yapay Sinir Ağları (Neural Networks), Çok Değerli Mantık (Multivalued Logic) ve Bulanık Mantık (Fuzzy Logic) ortaya çıkmıştır (Altuğ 1998).

Bulanık mantık (Fuzzy Logic) kavramı ilk kez 1965 yılında California Berkeley Üniversitesinden Prof. Lotfi A. Zadeh'in bu konu üzerinde ilk makalelerini yayınlamasıyla duyuldu. O tarihten sonra önemi gittikçe artarak günümüze kadar gelen bulanık mantık, belirsizliklerin anlatımı ve belirsizliklerle çalışılabilmesi için kurulmuş katı bir matematik düzen olarak tanımlanabilir. Bilindiği gibi istatistikte ve olasılık kuramında, belirsizliklerle değil kesinliklerle çalışılır ama insanın yaşadığı ortam daha çok belirsizliklerle doludur. Bu yüzden insanoğlunun sonuç çıkarabilme yeteneğini anlayabilmek için belirsizliklerle çalışmak gereklidir (Güvenç, 1998).

6.2 Bulanık Mantığın Tarihçesi

1920'li yıllarda Polonya'lı mantıkçı Jan Lucasiewicz değişkenlerin 0 ve 1 dışında ara değerler de alabileceğini Max Black 1937'de Philosophy of Science dergisindeki makalesinde çok değerli mantığı nesne kümelerine uygulayarak ilk bulanık küme eğrilerini çizdi. Bu gelişmeler tarihsel sıra içinde daha önce yer almasına karşın bulanık mantık fikri 1965'te California Berkeley Üniversitesi'nde Elektrik Mühendisliği Bölümü'nün başkanıyken Information and Control dergisinde 'Bulanık Kümeler' adlı makalesi yayınlanan Lotfi Zadeh'e atfedilir. 1966'da bulanık mantık Bell Laboratuvarlarında Dr. Peter Marinos tarafından oluşturuldu. 1972 yılında Londra Üniversitesi'nden Prof. E. H. Mamdani bulanık mantık temelli uzman sistemle bir buhar türbininin hızının ve performansının çok başarılı bir şekilde denetlenebileceğini gösterdi. Bulanık mantık kuramının ilk önemli endüstriyel uygulaması 1980 yılında Danimarka'daki bir çimento fabrikasında (F. L. Simidth) gerçekleştirilmiş, değirmen içinde çok hassas bir denge ile oranlanamsı gereken sıcaklık ve oksijen ayarı en uygun biçimde yapılmıştır. Bundan sonra bir başka çarpıcı uygulama ise Hitachi firması tarafından 1987 yılında Sendai Metrosu'nda gerçekleştirilmiştir. Bu sayede trenin istenen

konumunda durması üç kat iyileşmiş, kullanılan enerji ise % 10 azalmıştır. Bunun üzerine Hitachi firmasına, benzeri bir sistem Tokyo Metrosu'na da kurması için teklif gelmiştir. 1988'de ise Yamaichi Securities firmasının geliştirdiği bulanık mantık temelli uzman sistem yine 1988 yılının Ekim ayında Kara Pazar adı verilen büyük çöküşü 18 gün önceden haber vermiştir. Bu kadar başarılı uygulamanın ardından bulanık mantığa olan ilgi artmış, uluslararası bir çalışma zemini oluşturabilmek amacıyla 1989 yılında aralarında SGS-Thomson, Omron, Hitachi, NCR, IBM, Toshiba ve Matsushita gibi dünya devlerinin de bulunduğu 51 firma tarafından Laboratory for International Fuzzy Engineering (LIFE) laboratuvarı kurulmuştur.

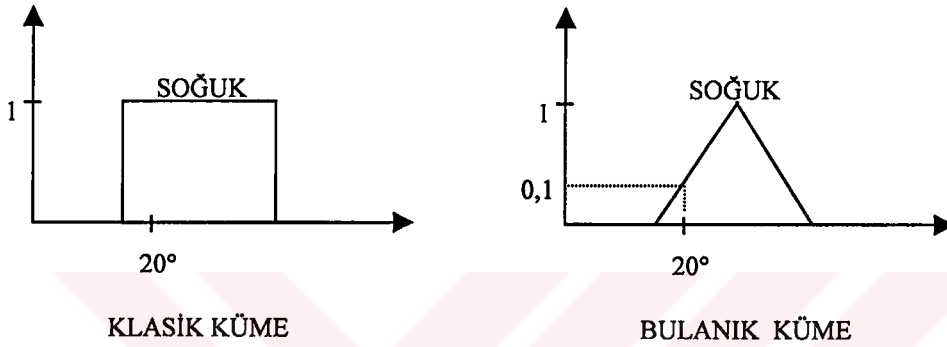
Bulanık mantık ortaya çıktığı A.B.D'de uzun yıllar kabul görmedi. Ancak uzun seneler sonrasında başarılı uygulamalarla birlikte tekrar bir ilgi odağı haline dönüştü. Video kameraların stabilizasyonundan, çamaşır makinalarına kadar çok geniş uygulama alanı olan bulanık mantık, Japonya'da A.B.D'ye nazaran çok daha büyük bir ilgiyle karşılaşmıştır. Bunun sonucunda dünya genelinde satılan fuzzy ürünlerin çoğu Japon menşelidir.

Bulanık mantık uygulama alanlarından bazıları şunlardır: çimento fırını, otomatik tren operasyonu, endüstriyel robotlar, mobil robotlar, çelik dökümü, otomobil hız kontrolü, ABS fren sistemleri, otomatik vites, otomatik park etme, atık su işlenmesi, içme suyu işlenmesi, konumlandırma sistemleri (elektromekanik, pnömatik, hidrolik), asansör işletimi, vinç işletimi, çeşitli imalat işlemleri, seviye kontrolü, uçuş kontrolü, trafik geçiş kontrolü, ev aletleri (çamaşır makinası, bulaşık makinası, buzdolabı, vs.), görüntü işleme, görüntü tanıma, otomatik karakter tanıma, kamera görüntü stabilizasyonu, otomatik karar verme (Güvenç, 1998).

6.3 Bulanık Mantık ve Klasik Mantığın Karşılaştırılması

Klasik mantığın temelinde aslında olasılık hesapları yatar. Yani bir olayın olabilirliği, bu mantıkla çözülmeye çalışılır. Sonuç ise, yalnızca evet ya da hayır türünden değişkenlerle sınırlıdır. Bulanık mantıkta ise, değişkenler klasik mantıktaki 1-0, açık-kapalı, vs. gibi iki değerden biri yerine, bu iki değer arasındaki herhangi bir değeri de alabilirler. Yani bulanık mantık olabilirliği değil, olabilirliğin ne kadar olduğunu verir. Batı Florida Üniversitesi'nden Prof. James Bezdek bu farkı şöyle bir örnekle ortaya koymaktadır: Elimizde iki şişe su bulunduğunu düşünelim. Bu şişelerden birinin üzerinde % 91 olasılıkla kirli su ve diğerinin üzerinde de % 91'i kirli su yazsın. İlk şişedeki su % 91 olasılıkla kirlidir fakat % 9 olasılıkla temiz olan olasılığı vardır. Yani, aslında bu su temiz de kirli de olabilir. Ancak ikinci şişenin

üzerindeki etikette ise suyun % 91'inin kirli olduğu, yani bu suyun çok büyük bir kısmının kirlendiği ve neredeyse içilemez durumda olduğu belirtilmektedir. Bir başka deyişle bu su, bulanık mantıkta, üyelik fonksiyonu (membership function) olarak da belirteceğimiz gibi 'kötü' su olarak nitelendirilir. Suları tahlil ettiğimizde, ilk şişedeki tahlil sonucunun saf su şeklinde olduğunu düşünelim. Bu durumda % 9'luk olasılık gerçekleşmiş olur ve su % 100 temiz bulunmuş olur. İkinci şişeyi tahlil ettiğimizde ise elde edeceğimiz sonuç doğaldır ki tahlil sonucu % 91 kirli su şeklinde ortaya çıkacaktır.



Şekil 6.1 Klasik küme ile bulanık kümenin karşılaştırılması

Klasik ve bulanık mantık arasındaki bu farkı daha iyi anlamak için Şekil 6.1'deki klasik mantık ve bulanık mantık kümelerini karşılaştıralım. Bu şekiller aynı zamanda değişkenimizin üyelik fonksiyonunu göstermektedir. Klasik mantıkta üyelik fonksiyonu ya % 0, yani soğuk değil; ya da % 100, yani soğuk değerini alır. Bulanık mantıkta ise herhangi bir değer hem soğuk hem de soğuk değil olabilir. Örneğin Şekil 6.1'de 20 derece % 10 oranında soğuk, % 90 oranında ise soğuk değildir. Görüldüğü gibi bulanık mantıkta buradaki örnekte hava sıcaklığı olan değişkenimizin soğuk ya da soğuk değil kümelerinden birine dahil olması bulanık bir kavramdır. Bu yaklaşım gündelik hayatta da geçerli olan bir yaklaşımdır. Oda sıcaklığının soğuk ya da sıcak olması kavramı matematiksel olarak tam belirleyebildiğimiz bir kavram değildir. Kişiden kişiye, aynı kişi için (sıcaklık sabit kalsa bile) günden güne hatta saatten saate göre bile değişebilir. Burada kullanılan soğuk ya da sıcak kavramları dilsel (linguistik) birer değer olarak düşünülebilir. İnsanlar çevreleriyle etkileşimlerini tanımlarken oda sıcaklığı örneğinde olduğu gibi bulanık yorumu olan linguistik değerler kullanırlar. Bir işi yaparken geçmiş tecrübelerine dayanarak oluşturdukları kuralları kullanırlar. Bu yapı matematiksel bir model gerektirmeyen bulanık mantık için idealdir .

Bulanık mantıkta esas olarak bulanık kümeler kullanılır. Şekil 6.1'deki gibi bir dilsel değer ve onun üyelik fonksiyonu bir bulanık küme oluşturur. Bulanık bir sistem kurmak için, kişi

sistem hakkındaki bilgisini ' Eğer ise ' şeklindeki bir kurallar dizini haline dönüştürür. Örneğin bir oda sıcaklığının kontrol edilmesinde:

Eğer hava sıcak ise klimayı çalıştır.

...

...

...

Eğer hava soğuk ise klimayı durdur.

şeklinde olabilir. Bu örnekte hava ve klima dilsel değişkenlerdir. Çok sıcak, sıcak, ... soğuk bu değişkenlerin alabileceği değerlerdir. Bulanık mantık değişkenlerin sayısal değerleriyle doğrudan uğraşmak yerine giriş değişkenlerinden elde edilen bulanık kümeleri ve kural tabanı dediğimiz uzman kurallar dizinini kullanarak çıkış değişkenleri için bulanık kümeler üretir.

6.4 Bulanık Mantığın Avantaj ve Dezavantajları

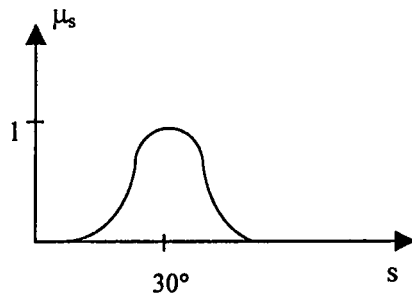
- Birçok işlem insanlarca çok kolay yapılabilirken, otomatik hale getirilmeye çalışıldığında problemler ortaya çıkmaktadır. Böyle durumlar bulanık mantık kullanımı için idealdir. Çünkü bulanık mantıkta operatörün uzman bilgisi, bir kural tabanı oluşturularak doğal bir şekilde kullanılabilir.
- İnsan bir kontrol organı olarak incelenirse nonlineer ve zamanla değişen bir kontrolcü olduğu görülür. Aynı gözlem bulanık mantık kontrolcüsü için de geçerlidir. Bulanık mantık kontrolü kullanıldığında bulanık olmayan kontrol yaklaşımındaki analitik/deneysel modelleme işlemi kolaylaşır, kullanılacak bir performans ölçütünün analitik olarak belirlenmesi gerekmez.
- Bulanık mantığın esasını anlamak kolaydır.
- Esneklik.
- Veri hatalarına karşı aşırı duyarlı değildir. Hayattaki birçok şey hakkında bildiklerimiz aslında hatalar içerir. Bulanık mantıkta uygulama odağı olan sistem ya da olay tam bir matematiksel modele oturtulmaya çalışılmadığı için bu tip hatalı bilgiler o kadar önemli değildir.
- Bulanık mantık kullanılarak komplike nonlineer olaylar modellenebilir. Bu işlem ANFIS (Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System) gibi adaptif bir teknik kullanılarak kolaylıkla yapılabilir.

- Bulanık mantıkta konuyu bilen uzmanların bilgi birikiminden bir kural tabanı oluşturularak yararlanır.
- Bulanık mantık kontrolü klasik kontrol teknikleriyle beraber kullanılabilir. Bir çok uygulamada bulanık mantık kontrolcüsü klasik kontrolcünün yerine değil onunla beraber performansı arttırmak için kullanılır.
- Bulanık mantık linguistik temellidir. Bu matematiksel modelleme , analiz, tasarım sırasını içeren klasik problem çözümünden farklı bir yaklaşımdır. Bilhassa matematiksel model oluşturmakta zorlanmamıza rağmen tecrübe sonucu sözel olarak çözüm şeklini çok kolay ifade edebildiğimiz durumlarda bulanık mantık çok kullanışlı ve yararlıdır.
- Bulanık mantığın bütün bu avantajlarının yanısıra bazı dezavantajları ve bulanık mantık kullanımında dikkat edilmesi gereken bazı hususlar da söz konusudur. Öncelikle bulanık mantık her derde deva, evrensel bir çözüm değildir. Bulanık mantığı, bilhassa bulanık mantık kontrolünü yeni öğrenenler, ilk hevesle her durumda uygulamaya çalışma yanılığına düşerler. Bulanık mantığın çözüm getirebileceği düşünülen bir çok uygulama alanında yıllardır geliştirilmiş bir bilgi birikimi vardır. Bu bilgi birikimini bir kenara atıp her şeyi bulanık hale getirmeye çalışmak yanlış bir yaklaşımdır. Birinci altın kural daha kolay bir çözüm varsa bulanık mantık kullanmaya lüzum olmadığıdır. Örneğin klasik kontrolle gayet kolay olarak gerçekleştirilen bir kontrol uygulamasında bulanık mantık kontrolü kullanmak gereksizdir. Uygulamanın matematiksel modellemeye yatkın olmadığı kontrol işlemini dilsel kurallarla ifade etmenin daha kolay olduğu durumlarda bulanık mantık kontrolüne başvurulması tavsiye edilir. Kontrol edilen sistemde hatırı sayılır ölçüde nonlineerlik olduğu durumlarda da bulanık mantık kontrolü kullanılması uygundur. Fakat bulanık mantık kontrolcüsünün aslında bir nonlineer kontrolcü tasarım yöntemi olduğu unutulmamalıdır. Geribesleme içerdiği için kontrol uygulamalarında elde edilen sistemin kararlılığı nonlineer sistem analiz teknikleri kullanılarak incelenmelidir. Geribesleme içermeyen bulanık mantık uygulamalarında kararsızlık problemi yoktur (Güvenç, 1998).
- Uygulamada kullanılan kuralların oluşturulması uzmana bağlıdır.
- Üyelik fonksiyonları deneme - yanılma yolu ile bulunduğundan, bu işlem uzun zaman alabilmektedir.
- Kararlılık analizi yapmak kimi zaman zor olabilir (benzeşim yapılabilir).

6.5 Bulanıklık ve Bulanık Kümeler

Klasik mantıkta kümeler ve kümelere üyelik tanımlanırken sadece iki durumdan biri olabilir. Eleman ya kümeyle aittir ya da tam tersi kümeyle ait değildir. Örneğin matematikte tek sayılar kümesine baktığımızda 1 sayısı tek bir sayı olduğu için tek sayılar kümesine aittir. Ama 2 sayısı çift bir sayı olduğu için bu kümeyle ait değildir. Bu örnek tamamen matematiksel olduğu için küme üyeliğinin tam olarak bilinmediği bulanık mantık fikri burada kullanışlı değildir. Fakat matematiksel dünyadan ayrılıp gerçek dünyaya geçmeye başladığımızda fiziksel olaylar ile ilgili bilgimiz doğal olarak bir miktar hata içereceği için bulanık mantık fikri daha kullanılı olmaya başlar. Örneğin biri sıcaklık 20 °C dediği zaman kullandığı ölçüm yöntemine (tahmini, dereceyle, hassas dereceyle, vs.), kişinin tutarlılığına bağlı olarak sıcaklık aslında 20,1 °C olabileceği gibi 25 °C de olabilir. Görüldüğü gibi sıcaklığın 20 °C olup olmaması tam olarak bilinemez. Kişi genellikle en iyi tahminini yapar. Sıcaklığın 20 °C olduğundan şu kadar (% 80, % 40, vs.) eminim tipi ifadeler kişinin bu tahminini daha iyi yansıtır. Bu da bulanık küme fikrinin temelini oluşturur. Bulanık bir kümenin elemanı kümeyle değişik yüzdelerle hem ait olabilir hem de ait olmayabilir. Bir çok konu hakkındaki tahmini bilgimiz bulanık mantık kullanarak bu şekilde gösterilir. Örnek olarak hava sıcak ve hava sıcak değil ifadelerini inceleyelim. Klasik mantıkta hava sıcak ifadesi doğruysa hava sıcak değil ifadesinin doğru olmasına imkan yoktur. Bulanık mantıkta iki ifade de değişik doğruluk dereceleriyle doğru olabilir. Örneğin hava sıcak ifadesinin doğruluğundan % 80 eminken hava sıcak değil ifadesinin doğruluğundan % 20 oranında emin olmamız mümkündür. Bulanık mantıkta bu tip durumlar, bulanık kümeler vasıtasıyla gösterilir. Bulanık küme, küme elemanları ve bu elemanların kümeyle dahil olma oranlarını gösteren bir üyelik fonksiyonundan oluşur. Üyelik fonksiyonu μ harfiyle gösterilir ve 0 (% 0) ve 1 (% 100) arasında değerler alır.

Örnek : Hava sıcak ifadesi için kullanılacak üyelik fonksiyonu aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 7.2 S bulanık kümesi

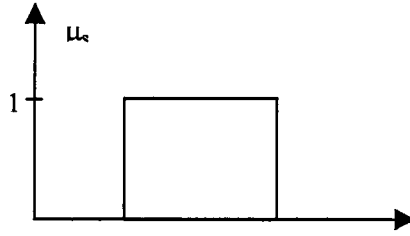
Burada;

s : Hava ısısı

S = 'Sıcak'

$$S_{bk} = \{(s, \mu_s(s)) : s \in (-10, 50)\}$$

Örnek : Aslında tüm klasik kümeleri aşağıdaki gibi sadece iki değer alan bir üyelik fonksiyonu olan bir bulanık küme olarak ta görebiliriz.



Şekil 6.3 Klasik küme şeklinde üyelik fonksiyonu olan bir bulanık küme

Uygulamalarda kullandığımız üyelik fonksiyonları sadece üçgen ve kare ile sınırlı kalmayıp bir çok değişik şekilde olabilir.

6.6 Bulanık Küme İşlemleri

6.6.1 Bulanık Kümenin Eşleniği

A ve B üyelik fonksiyonları μ_A ve μ_B olan iki bulanık küme olsun. Bulanık küme A 'nın eşleniği üyelik fonksiyonu

$$\mu_{\bar{A}}(x) = 1 - \mu_A(x)$$

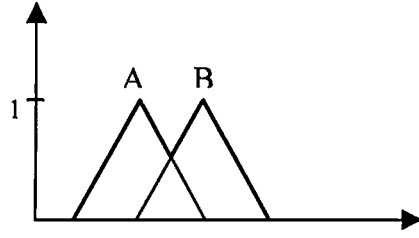
olan \bar{A} bulanık kümesidir.

6.6.2 Bulanık Kümenlerin Birleşimi

İki bulanık küme A ve B 'nin birleşmesinden oluşan yeni bulanık küme $A \cup B$ 'nin üyelik fonksiyonu

$$\mu_{A \cup B}(x) = \max(\mu_A(x), \mu_B(x))$$

olur. Birleşim dilsel 'veya' sözcüğünü göstermek için kullanılır.



Şekil 6.4 Bulanık kümelerin birleşimi

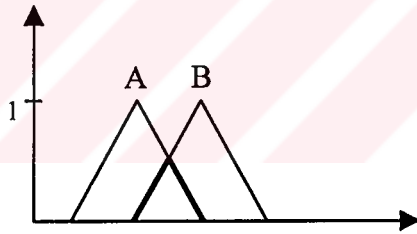
$\mu_{A \cup B}(x)$ 'in A ya da B'de olma ihtimalini gösterir. Farklı tanımlar da kullanılabilir.

6.6.3 Bulanık Kümelerin Kesişimi

İki bulanık küme A ve B'nin kesişmesinden oluşan yeni bulanık küme $A \cap B$ 'nin üyelik fonksiyonu

$$\mu_{A \cap B}(x) = \min(\mu_A(x), \mu_B(x))$$

olur. Kesişme dilsel 've' sözcüğünü göstermek için kullanılır.



Şekil 6.5 Bulanık kümelerin kesişimi

$\mu_{A \cap B}(x)$ 'in aynı anda hem A'da hem de B'de olması ihtimalini gösterir.

6.6.4 Bulanık Önerme

Eğer A ise B.

$$A \rightarrow B$$

$$\mu_{A \rightarrow B}(a, b) = \mu_A(a) * \mu_B(b)$$

A	→	B
Koşul		Sonuç

* = min → Sonuçtan koşuldan emin olduğumuzdan daha fazla emin olamayız.

6.7 Üyelik Fonksiyonları

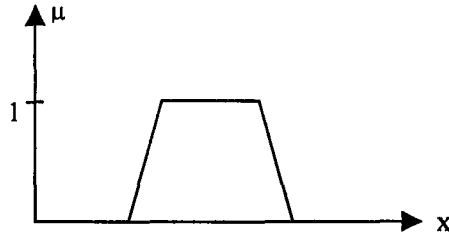
Bulanık mantık kümesine dahil olma üyelik fonksiyonları ile açıklanır. Üyelik fonksiyonları şekillerle ifade edilirler. En çok kullanılan üyelik fonksiyonları; üçgen, yamuk, çan eğrisi, gausyen ve eksponansiyeldir.

Üçgen üyelik fonksiyonları basitliklerinden dolayı en çok tercih edilen üyelik fonksiyonlarıdır (Ertuğrul, 1998).

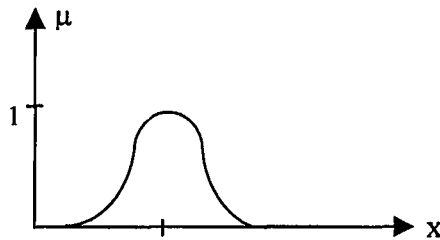
Yamuk üyelik fonksiyonu incelendiğinde, temel kümenin her zaman en azından bir elemana sahip olduğu akla gelir. Bu elemanın üyelik derecesi 1'dir ya da 1'e çok yakındır. Bu özelliğin bulanık kontrolde çok büyük önemi vardır. Bu özelliğe uygun düşen bulanık kümeler 'normal küme' olarak adlandırılır (Altuğ, 1998).



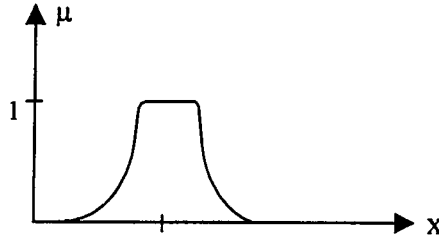
Şekil 6.6 Üçgen üyelik fonksiyonu



Şekil 6.7 Yamuk üyelik fonksiyonu



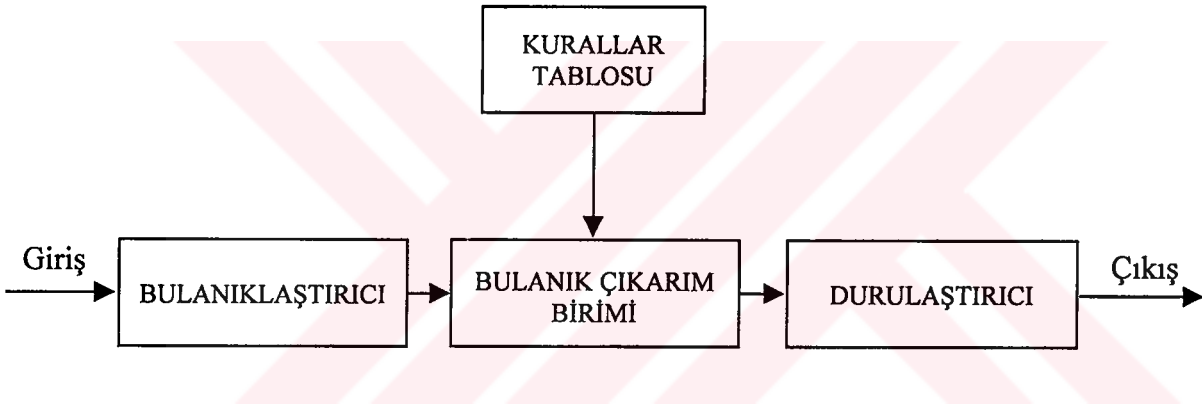
Şekil 6.8 Gausyen üyelik fonksiyonu



Şekil 6.9 Çan eğrisi üyelik fonksiyonu

6.8 Bulanık Mantıklı Kontrol Sistemi

Bir bulanık mantıklı kontrol sistemi aşağıda gösterildiği gibi bulanıklaştırıcı, kurallar tablosu, karar mekanizması (çıkarım birimi) ve durulaştırıcı elemanlarını içeren bir yapıdan oluşur.



Şekil 6.10 Bulanık mantıklı kontrol sisteminin temel elemanları

6.8.1 Bulanıklaştırma

Fiziksel giriş bilgilerinin, dilsel niteleyicilerle ifade edebileceğimiz bulanık mantık bilgileri şekline çevirme işlemine bulanıklaştırma denir. Ancak bu bilgilerin tamamının mutlaka kesin bilgiler olması söz konusu değildir. Bulanıklaştırma işlemi önemli ölçüde kesin olmayan bilgileri de içine alır ve bulanıklaştırır. Bulanıklaştırma işlemi gerçek fiziksel değerleri dil (linguistik) sözcüklerine dönüştürür. Bu dönüştürme işlemi için küme tanımlamaları verilir (Altuğ, 1998).

Kural esasına dayanan dil sözcükleri 'Büyük, Orta, Küçük, Çok Küçük, Sıfır' gibi ifadeler olabilir. Buna bazen yanılı kümesi denir. Daha sonra bu sözcüklerin 0 ile 1 arasında yer alan değerlerden ibaret ara tanımları verilir. Örneğin Büyük'ün karşılığı 1, Sıfır'ın karşılığı 0 ve Orta'nın karşılığı 0.5 olabilir. Sıfır tanımının altında kalan tanımlar üstte kalan değerlerin

negatif sayılı değerlerini alır. Bulanıklaştırma işlemi herbir gerçek fiziksel veri için bütün dil sözcüklerinin üyeliğini çıkartır (Altuğ, 1998).

Üyelik fonksiyonlarının sayısı aynı zamanda bulanık mantık kontrolcünün hassasiyetini de belirler. Örneğin durum hatası 3 üyelik fonksiyonu ile belirlenirse sadece (Pozitif, Sıfır, Negatif) olarak ifade edilebilir ve bu oldukça düşük bir hassasiyet verir. halbuki 5 üyelik fonksiyonu (Pozitif Büyük, Pozitif Küçük, Sıfır, Negatif Küçük, Negatif Büyük) kullanılarak durum hatası hakkında daha ayrıntılı bir yorum yapılabilir ve bu da daha hassas bir kontrol sağlar.

6.8.2 Bulanık Kuralların Belirlenmesi ve Bulanık Çıkarım

Bir bulanık mantık kontrolcüsüne ait kurallar tasarımın özelliklerine göre aşağıdaki yöntemlerden biri kullanılarak belirlenebilir:

- Bir uzmanın deneyimine veya kontrol mühendisinin bilgisine dayanarak
- Operatörün kontrol hareketlerini modelleyerek
- Prosesin bulanık modelinden faydalanarak
- Öğrenerek
- Var olan bir kontrolcünün stratejisini taklit ederek veya kopyalayarak

Kuralların belirlenmesinde dikkat edilmesi gereken önemli hususlardan biri kuralların bütünlüğüdür. Örneğin bulanık mantık kontrolcünün giriş değişkenlerinin sayısı n , her değişken için bulanık üyelik fonksiyonlarının sayısı m ise toplam m^n kuralın tanımlanması gerekmektedir. Daha az sayıda kural kullanmak mümkün ise de, bulanık mantık kontrolcüye her giriş değeri için en az bir kural aktif hale geçmeli yani bir çıkış değeri hesaplanmalıdır (Completeness). Bulanık üyelik fonksiyonları arasındaki çakışmalardan dolayı bir giriş için birden fazla kural aktif hale geldiğinde, bu kurallar birbirleri ile çelişkili sonuçlar doğurmamalıdır (Consistency) (Ertuğrul, 1998).

Makinalar tarafından bilgi işlemlerinin algılanma yolu olan yapay zeka alanında, bilgi işlemi için değişik yollardan bir tanesi de, aşağıdaki gibi, bilgiyi sanki insan diline benzer bir ifade ile temsil etmektir. Bu en yaygın olarak kullanılan insan bilgisini işleme yoludur. Böyle bir ifade de EĞER-İSE (IF-THEN) kelimeleri ile ayrılmış olan iki kısım bulunur. Bunlardan

EĞER ile İSE kelimeleri arasında bulunan kısma öncül veya ön şartlar, İSE kelimesinden sonraki kısma ise soncul veya çıkarım adı verilir. Genel olarak bir kural,

EĞER öncül İSE çıkarım

şeklinde ifade edilir. Bu ifade bilinen bazı bilgilerin kullanılması ile, bunların ışığı altında, faydalı olan diğer bazı bilgilerin çıkarılması anlamına gelir.

Bir sistemin modellenmesinde birden fazla kural tabanlı bulanık ifadelere gerek olabilir. Tüm sistem için bir sonuca varabilmek, her bir kuralın çıkarım kısmında, yani İSE kelimesi sonrasında ortaya çıkan sonuçların bir şekilde harmanlanarak hepsinin katkısı olan bir genel çıkarıma gitmek ile mümkündür. İşte fazlaca olan kural tabanlı çıkarımların harmanlanması için kullanılan iki yaklaşım vardır. Bunlardan ilki kuralların 've' bağlacı ile bağlanması sonucunda elde edilir. Burada sistemi temsil eden ve gerçekleşen kuralların tümü 've' bağlacı ile birleştirilir. Yani kümeler teorisine göre bunların kesişimi alınır.

İkinci bir harmanlama usulü ise kural tabanlı tekil çıkarımların birleşimi şeklindedir. Böyle bir harmanlamanın yapılabilmesi için kural tabanlı tekil çıkarımlardan en azından bir tanesinin doğru olması gereklidir (Şen, 2001). Bu yöntem 'veya' bağlacının kullanılması esasına dayanır.

Bulanık çıkarım birimi, bulanıklaştırılmış verileri alıp, verilen kurallar kümesini kullanarak bulanıklaştırılmış çıktılarını hesaplar. Keskin mantıksal bağıntıya göre direkt aynı manada kullanma, bilhassa teknik kontrol uygulamaları için uygun değildir. Şartların doğruluk değerinin $\mu_A(x)=0$ olması durumunda, yani şartlar hiçbir şekilde karşılanmazsa, klasik implikasyonda olduğu gibi tıpkı aynı değer ve sonuç için ise 1 sabit değerini verir. Bu özellik bilhassa birçok kuralın daha sonra birleştirilmesi durumunda uygun olmayan etkiler ortaya çıkarır. Öyle ki keskin olmayan implikasyonun gerçekleştirme şekilleri bulanık kontrol uygulamalarında hiçbir şekilde anlam ifade etmeyecektir. Yapılan çalışmada Mamdani-implikasyonu adı verilen implikasyon kullanılmıştır. ayrıca bu implikasyonda sonuç çıkarımının doğruluk değerinin şartlarınınkinden daha büyük olması temel düşüncesi yatmaktadır. Örneğin sadece 0.5 değerinde bir üyelik derecesi varsa, sonuç çıkarımının üyelik fonksiyonunun derecesi en fazla 0.5 değerini göstermektedir.

Keskin olmayan EĞER ... İSE ... (IF ... THEN ...) kuralının modellenmesi için bütün gerçekleştirme şekillerinden en basiti olan bu uygulama bulanık kontrolde en çok

kullanılmaktadır. Bulanık çıkarım mekanizması Mamdani- implikasyonu esasına dayanıyorsa MAX-MIN çıkarımından söz edilir (Altuğ, 1998).

6.8.3 Durulaştırma

Bulanık küme çıkarımlarının, sistem üzerine uygulanabilmesi için yeniden fiziksel ve kesin sayılara dönüştürülmesi gerekmektedir. Bu işleme durulaştırma denir. Literatürde kullanılan durulaştırma yöntemleri:

- En büyük üyelik yöntemi
- Sentroid yöntemi (Ağırlık merkezi yöntemi)
- Ağırlıklı ortalama yöntemi
- Ortalama en büyük üyelik yöntemi
- Toplamların merkezi yöntemi
- En büyük alanın merkezi yöntemi
- En büyük ilk veya son üyelik derecesi

Yukarıda verilen durulaştırma metodlarından en çok kullanılanlar sentroid yöntemi ve ortalama en büyük üyelik yöntemidir. Durulaştırma metodunun seçimi kontrol edilecek sisteminin özelliklerine bağlı olmakla beraber

6.9 Sismik Titreşim Tablasının Hidrolik Sisteminin Bulanık Mantıklı Kontrolü

Bulanık mantıklı kontrol tekniğinde, bir bulanık kontrol algoritması herbir kontrol durumu için tek tek tanımlanmış kuralların oluşturduğu sözel tanımlamalar kümesidir. Burada görülen herbir kural 'e' sistem hatasını ve 'de' hatanın türevini, 'uv' kontrol çıkışına bağlar. Burada sistem hatası 'e', referans değer y_{ref} ile proses çıkışı arasındaki fark olarak tanımlanmıştır. Hatanın türevi ise ardışık iki hata arasındaki fark $[de = e(k) - e(k-1)]$ olarak tanımlanmıştır. Hata, hatanın türevi ve kontrol işaretlerinin farklı büyüklüklerdeki değerleri yedişer tane üyelik fonksiyonu içerisinde kümelendirilmiştir. Bu üyelik fonksiyonlarının her biri $\mu()$ şeklinde gösterilecek ve ifade ettikleri küme indis olarak belirtilecektir (Büyüksavcı, 1999).

Bu çalışmada, e (hata), de (hatanın türevi), uv (kumanda) için kullanılan üyelik fonksiyonları aşağıda verilmiştir.

Negatif Büyük Hata (NB), $\mu_{NB}(e)$

Negatif Orta Hata (NO), $\mu_{NO}(e)$

Negatif Küçük Hata (NK), $\mu_{NK}(e)$

Sıfır Hata (SI), $\mu_{SI}(e)$

Pozitif Büyük Hata (PB), $\mu_{PB}(e)$

Pozitif Orta Hata (PO), $\mu_{PO}(e)$

Pozitif Küçük Hata (PK), $\mu_{PK}(e)$

Negatif Büyük Hata Değişimi (NB), $\mu_{NB}(de)$

Negatif Orta Hata Değişimi (NO), $\mu_{NO}(de)$

Negatif Küçük Hata Değişimi (NK), $\mu_{NK}(de)$

Sıfır Hata Değişimi (SI), $\mu_{SI}(de)$

Pozitif Büyük Hata Değişimi (PB), $\mu_{PB}(de)$

Pozitif Orta Hata Değişimi (PO), $\mu_{PO}(de)$

Pozitif Küçük Hata Değişimi (PK), $\mu_{PK}(de)$

Negatif Büyük Kumanda (NB), $\mu_{NB}(uv)$

Negatif Orta Kumanda (NO), $\mu_{NO}(uv)$

Negatif Küçük Kumanda (NK), $\mu_{NK}(uv)$

Sıfır Kumanda (SI), $\mu_{SI}(uv)$

Pozitif Büyük Kumanda (PB), $\mu_{PB}(uv)$

Pozitif Orta Kumanda (PO), $\mu_{PO}(uv)$

Pozitif Küçük Kumanda (PK), $\mu_{PK}(uv)$

Bu çalışmada kullanılan karar tablosu Tablo 5.1'de verilmiştir. Bu tabloda görüleceği üzere, 7 adet hata ve 7 adet hatanın değişimi giriş kümesini, 7 adet çıkış kümesine bağlayan toplam 49 adet kural tanımlanmıştır. Bu tablodan alınan örnek bir kontrol tanımı sebep ve sonuç ilişkisi aşağıdaki gibidir.

‘ Eğer hata Pozitif Büyük (PB) ve hatanın değişimi Negatif Büyük (NB) ise, Sıfır Kumanda uygula (SI). ’ Bu ifadedeki ‘ve’ bağlacı, bulanık küme teorisinde ‘min’ operatörüne karşı gelmekte ve bu ifade $\mu(u) = \min [(\mu(e); \mu(de))]$ şeklinde tanımlanmaktadır. Sonuçta gerekli kumanda büyüklüğünü üretmek için aşağıdaki yol izlenir;

1- Her bir kontrol ifadesi için (e) ve (de) hatanın değişimine ait üyelik fonksiyonları hesaplanır.

2- Her bir kontrol çevrimi için bir önce verilen örnekteki gibi üyelik fonksiyonu hesaplanır.

$$\mu_i(u) = \min [(\mu(e); \mu(de))] \quad i=1,2,\dots,49$$

3- Her bir kontrol çevrimi için hesaplanan üyelik fonksiyonlarının $u = \mu_i(u)U_{\max}$ şeklinde hesaplanan kumanda büyüklüklerine sahiptir.

Çizelge 5.1 PD tipi bulanık kontrolör karar tablosu

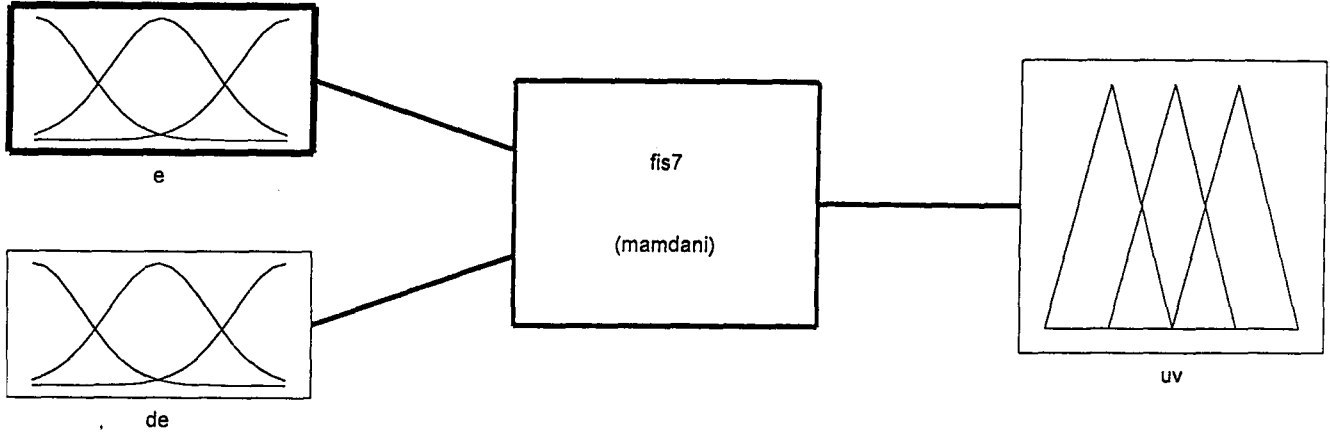
e \ de	PB	PO	PK	SI	NK	NO	NB
NB	SI	NK	NO	NB	NB	NB	NB
NO	PK	SI	NK	NO	NB	NB	NB
NK	PO	PK	SI	NK	NO	NB	NB
SI	PB	PO	PK	SI	NK	NO	NB
PK	PB	PB	PO	PK	SI	NK	NO
PO	PB	PB	PB	PO	PK	SI	NK
PB	PB	PB	PB	PB	PO	PK	SI

Bulanık kontrol için MATLAB SIMULINK paket programı kullanılmıştır. Matlab Fuzzy Logic Toolbox yardımıyla yukarıda belirtilen bulanık mantık üyelik fonksiyonları ve aralarındaki ilişkiler tanımlanmıştır. Bu tanımlamalarla Matlab Fuzzy Logic Toolbox programı girişleri, çıkışlara bağlayan kontrol fonksiyonunu vermektedir. Kontrolör tasarımında hata, hatanın türevi ve kumanda için üyelik fonksiyonları ayrı ayrı tanımlanmıştır.

Kontrolör giriş parametreleri hata (e) ve hatanın türevi (de) dir. Kontrolör çıkışı ise kumanda (u_v) değeridir. Bulanık kontrolcünün değişkenleri Şekil 6.10’da görülmektedir.

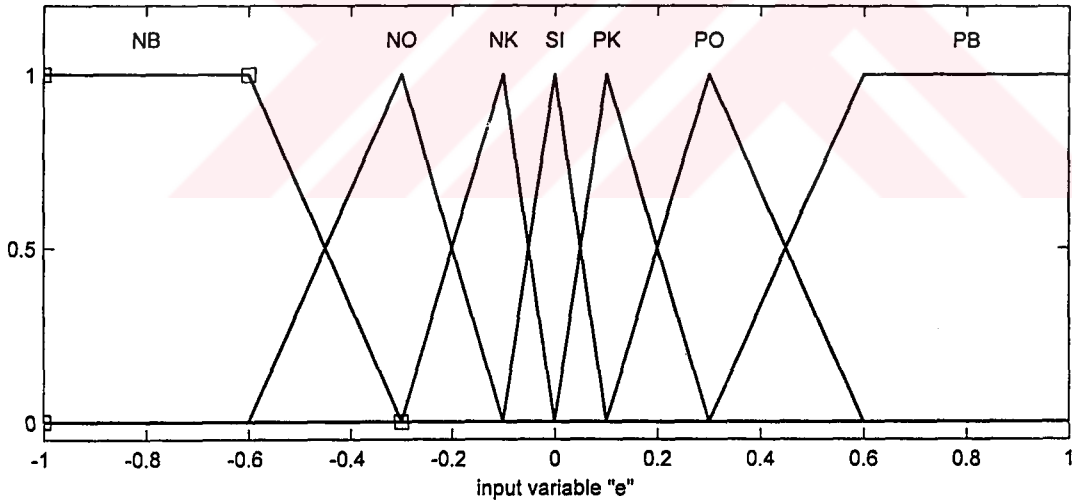
Geri besleme ile ölçülen hata değeri büyük ise sisteme gönderilen kumanda değeri büyük olur ve sistem hızlanır böylece istenilen referans değerine çabuk ulaşılır. Buna karşılık sistem

referans değerine yaklaştıkça hatanın değişiminin etkisi ile yavaşlar, ama aşma yapmadan istenilen referans konumuna oturur.



Şekil 6.11 Bulanık kontrolcünün değişkenleri

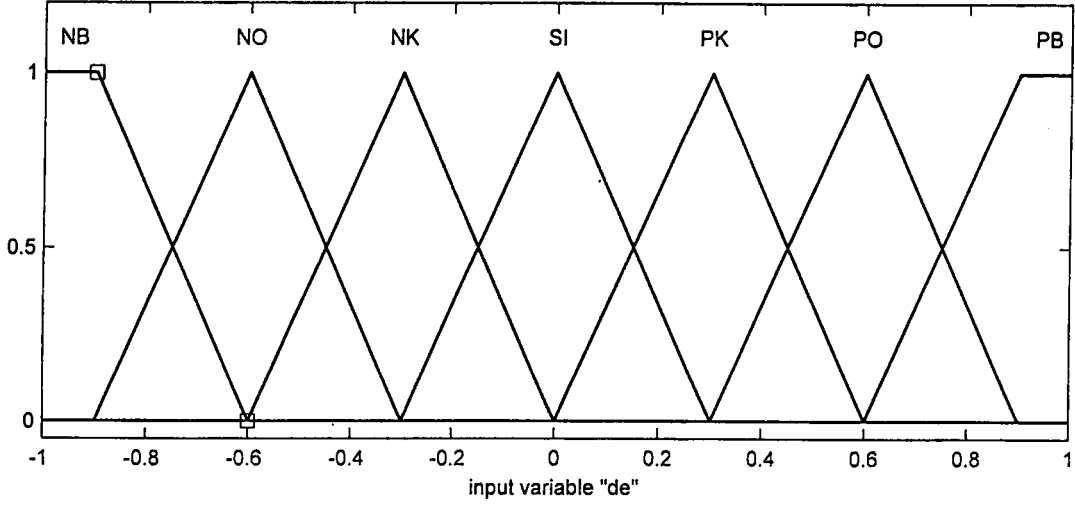
Hata (e) için tanımlanan üyelik fonksiyonları aşağıdaki şekilde görülmektedir.



Şekil 6.12 Hata (e) için üyelik fonksiyonları

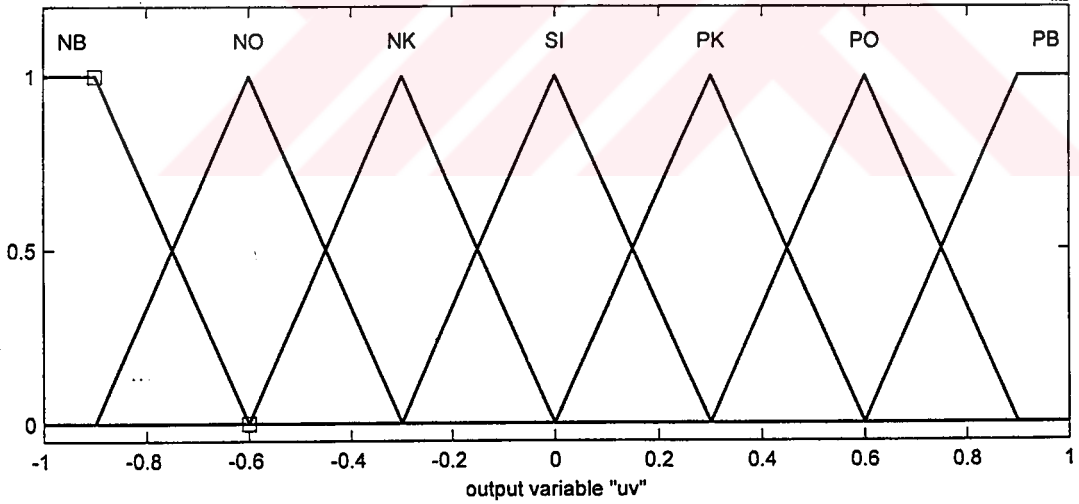
Hata (e) için üyelik fonksiyonu $[-1 \ 1]$ aralığında tanımlanmıştır. Sıfır (SI) üyelik fonksiyonunu dar seçilmesi sonucunda sürekli rejim hatası küçük olur. Pozitif Büyük (PB) ve Negatif Büyük (NB) üyelik fonksiyonları ise yamuk şeklinde seçilmiştir.

Hatanın türevi (de) için üyelik fonksiyonları simetrik olarak seçilmiştir. Negatif Büyük Büyük (NB) ve Pozitif Büyük (PB) üyelik fonksiyonları yamuk şeklinde seçilmiştir.



Şekil 6.13 Hatanın türevi (de) için üyelik fonksiyonları

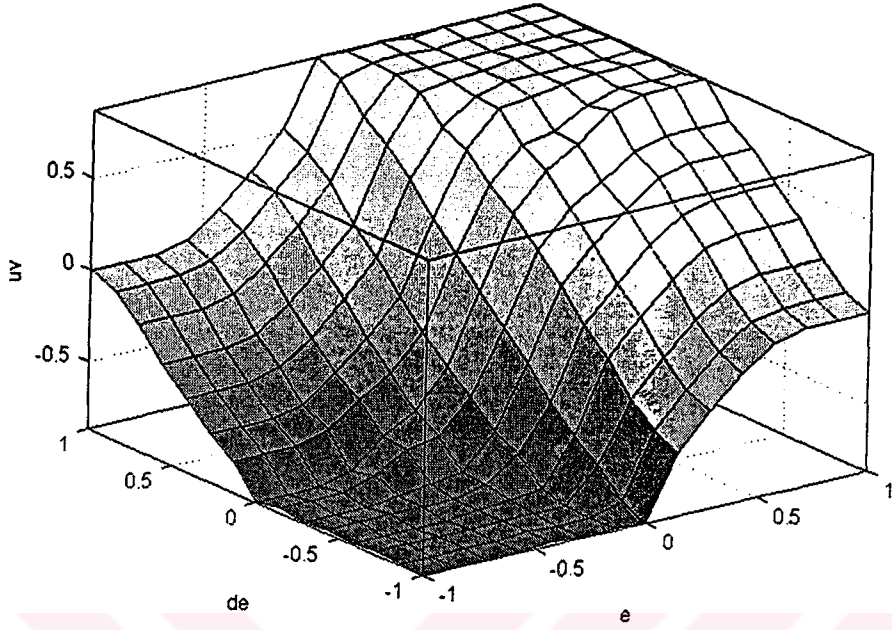
Kumanda (u_v) için tanımlanan üyelik fonksiyonları ile hatanın türevi için tanımlanan üyelik fonksiyonları ile aynıdır.



Şekil 6.14 Kumanda (u_v) için üyelik fonksiyonları

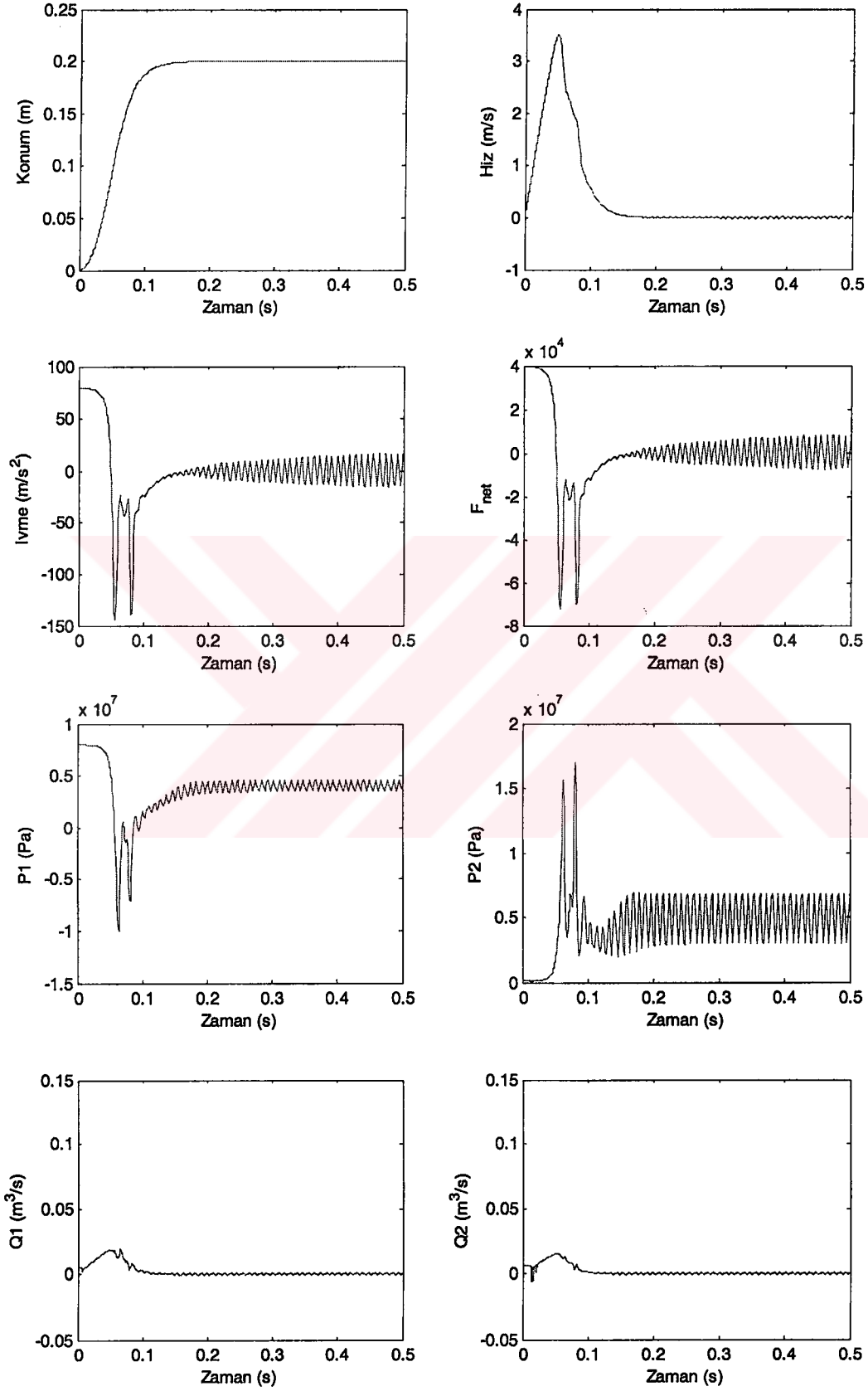
Tanımlanan üyelik fonksiyonları Çizelge 5.1'deki karar tablosunda da belirtildiği gibi 7 elemanlıdır. Hatanın türevi ve kumanda için üyelik fonksiyonları $[-1 \ 1]$ aralığında tanımlanmıştır. Ara değerler ise $-0.9, -0.6, -0.3, 0, 0.3, 0.6, 0.9$ şeklindedir.

Bulanık kontrolcünün kuralları ve üyelik fonksiyonları tanımlandıktan sonra elde edilen yüzey eğrisi aşağıda görülmektedir.

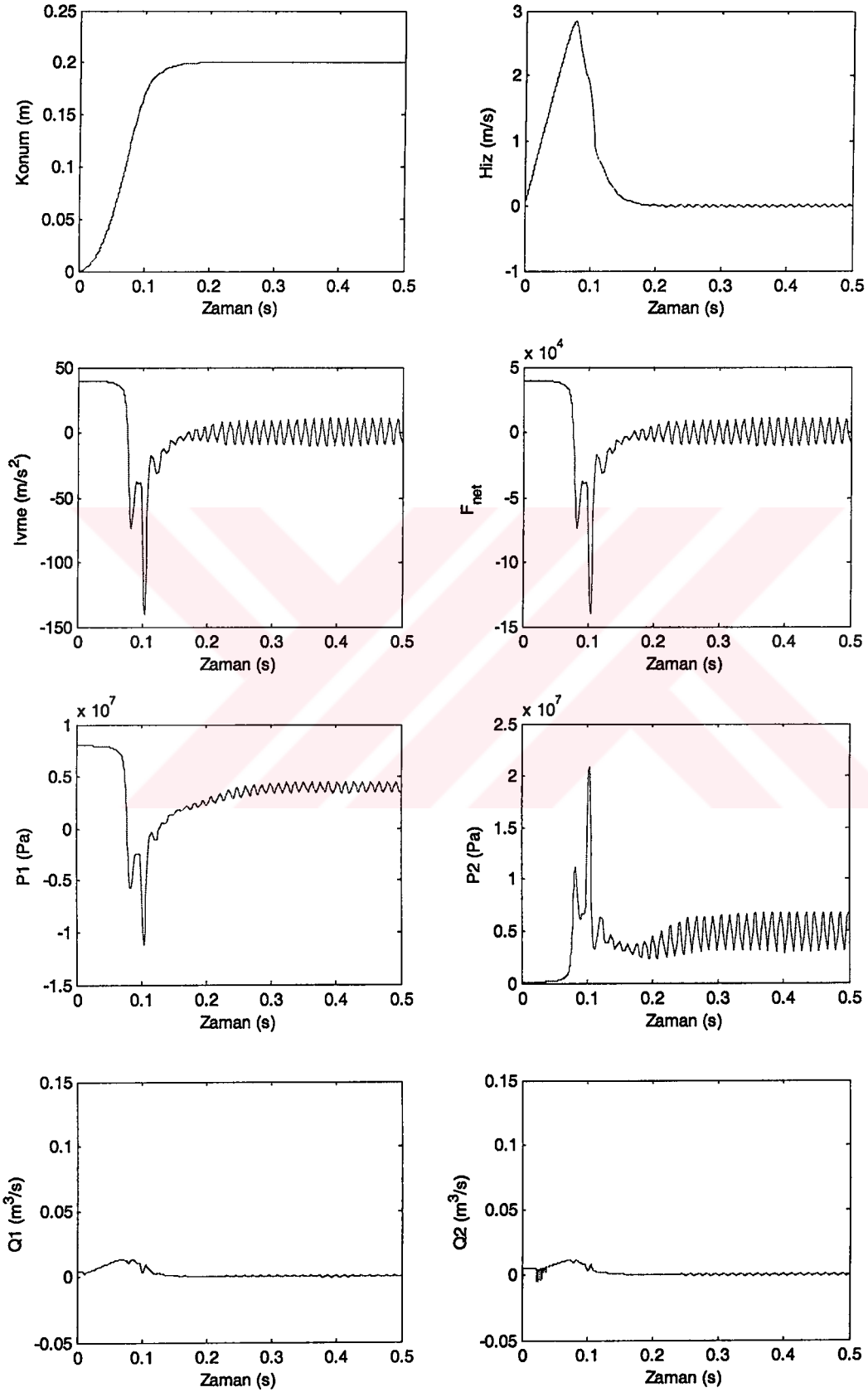


Şekil 6.15 Kontrol yüzey eğrisi

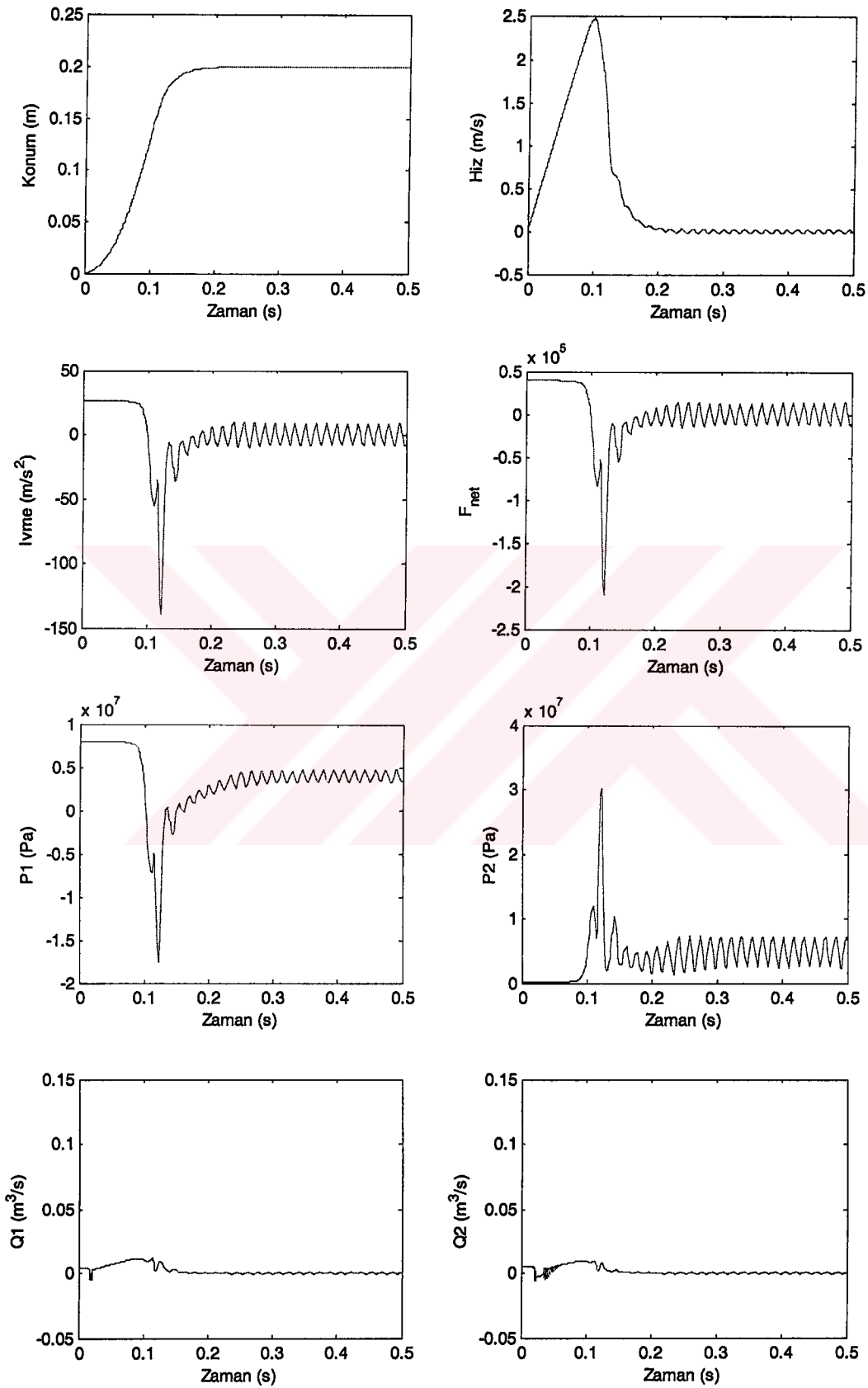
Kontrol yüzey eğrisi kontrolcünün girişler hata (e), hatanın türevi (de) ve çıkış kumanda (u_v) değerlerinin üç boyutlu görüntüsüdür. İyi bir kontrolcü tasarımı için yüzey eğrisinde keskin köşeler bulunmamalıdır.



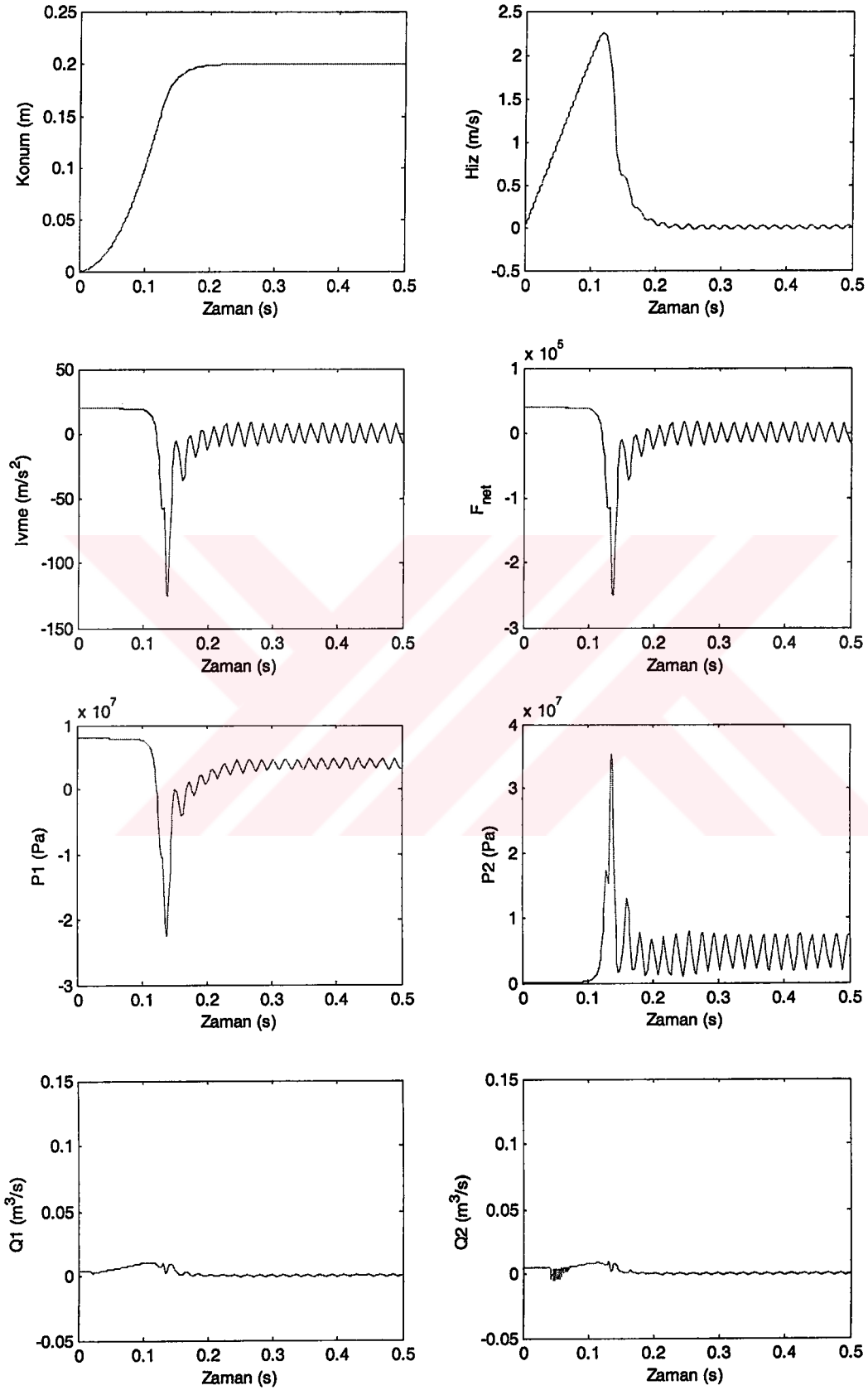
Şekil 6.16 Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevabı
 $(M_T = 500 \text{ kg}, M_M = 0 \text{ kg}, B_V = 100 \text{ N.s/m})$



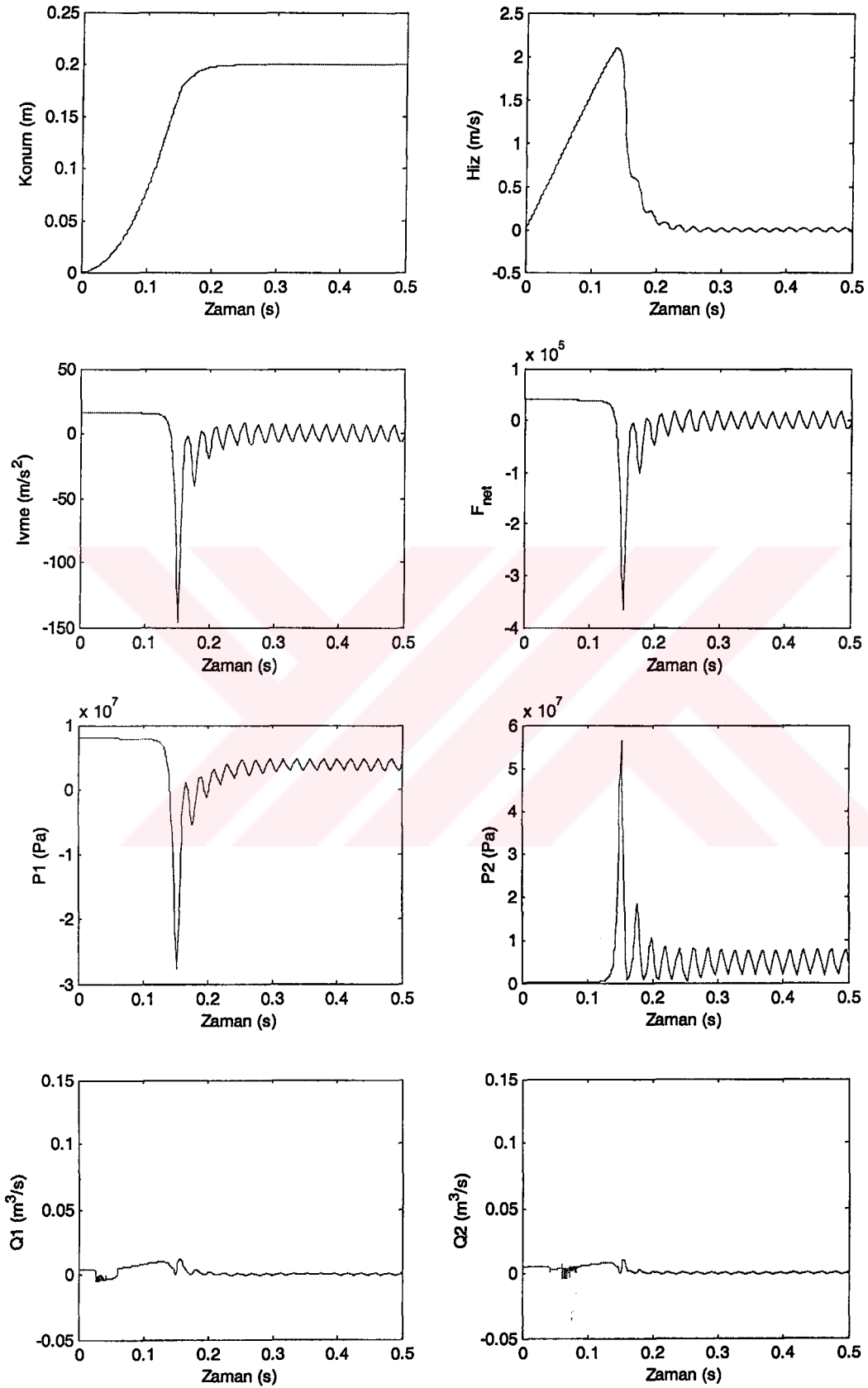
Şekil 6.17 Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevabı
 $(M_T = 500 \text{ kg}, M_M = 500 \text{ kg}, B_V = 100 \text{ N.s/m})$



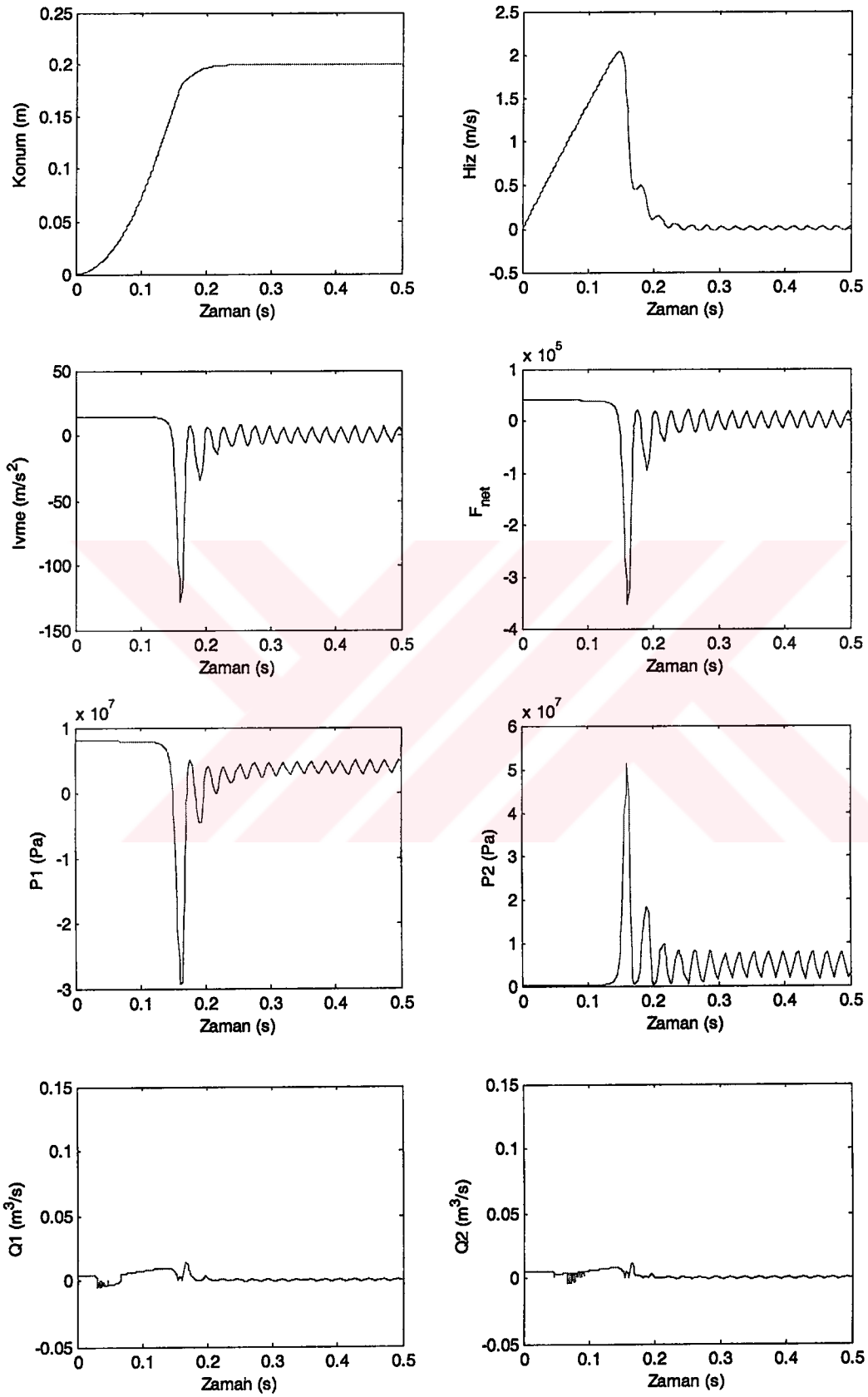
Şekil 6.18 Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevabı
 $(M_T = 500 \text{ kg}, M_M = 1000 \text{ kg}, B_v = 100 \text{ N.s/m})$



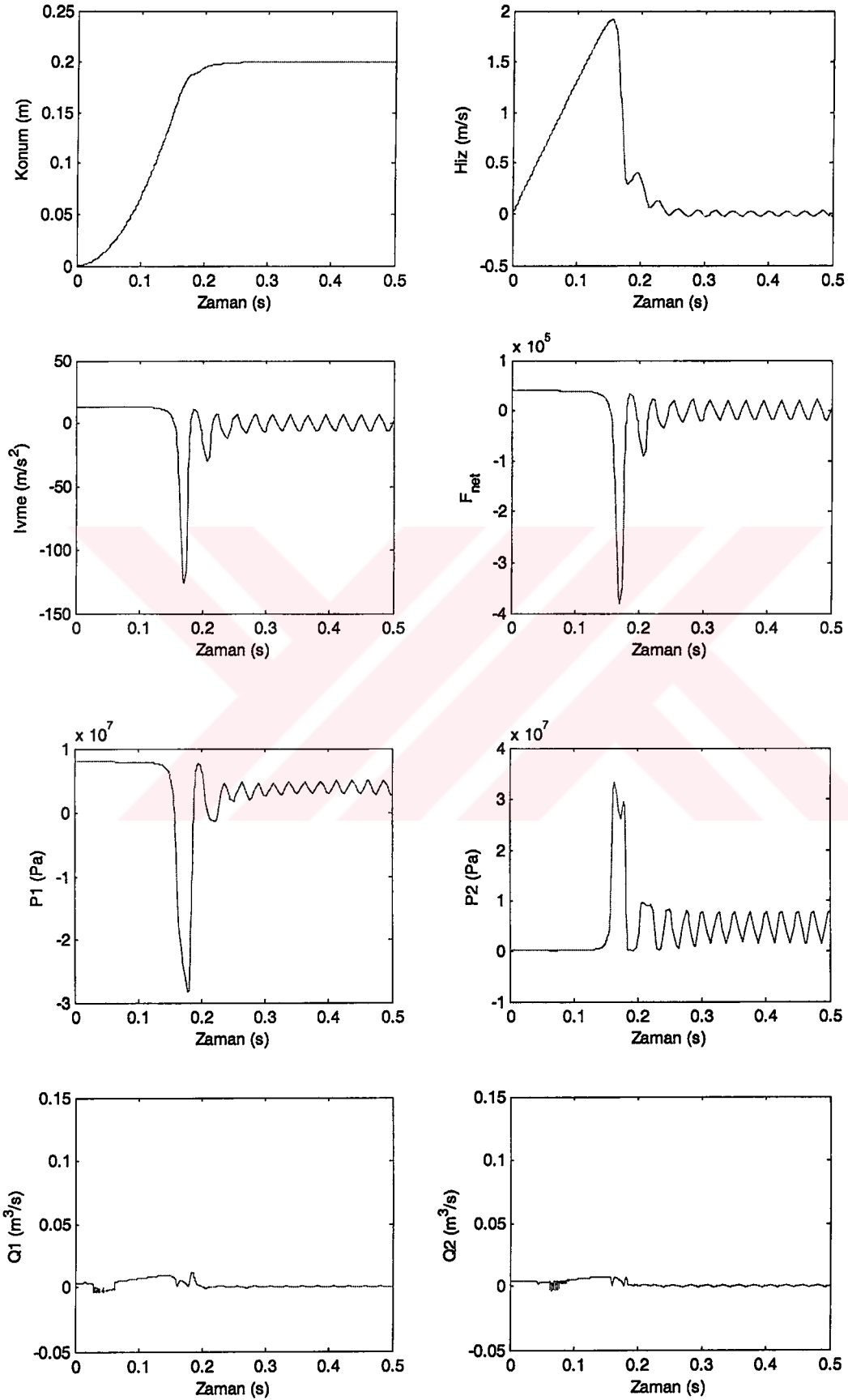
Şekil 6.19 Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevabı
 $(M_T = 500 \text{ kg}, M_M = 1500 \text{ kg}, B_v = 100 \text{ N.s/m})$



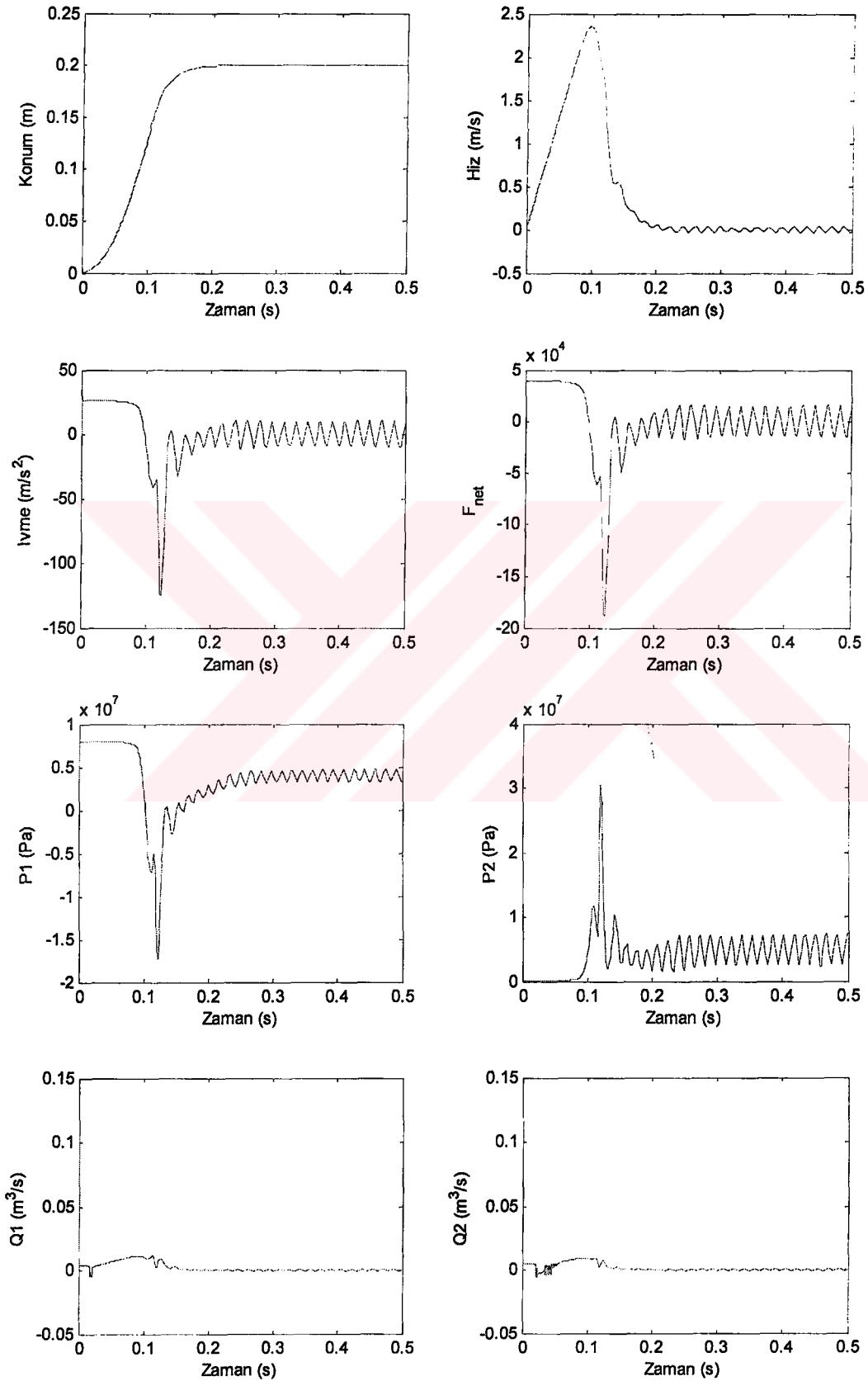
Şekil 6.20 Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevabı
 $(M_T = 500 \text{ kg}, M_M = 2000 \text{ kg}, B_v = 100 \text{ N.s/m})$



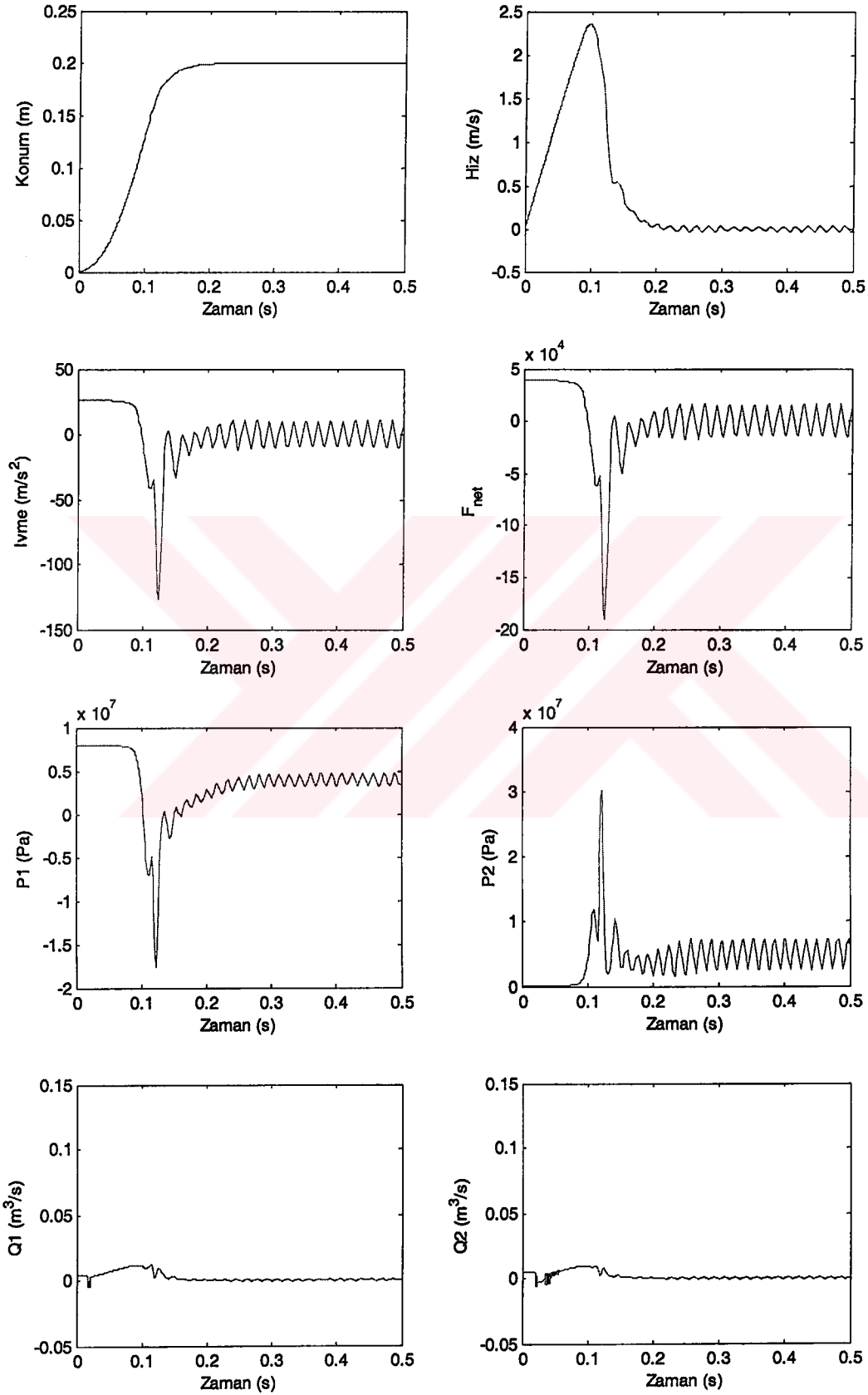
Şekil 6.21 Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevabı
 $(M_T = 750 \text{ kg}, M_M = 2000 \text{ kg}, B_v = 100 \text{ N.s/m})$



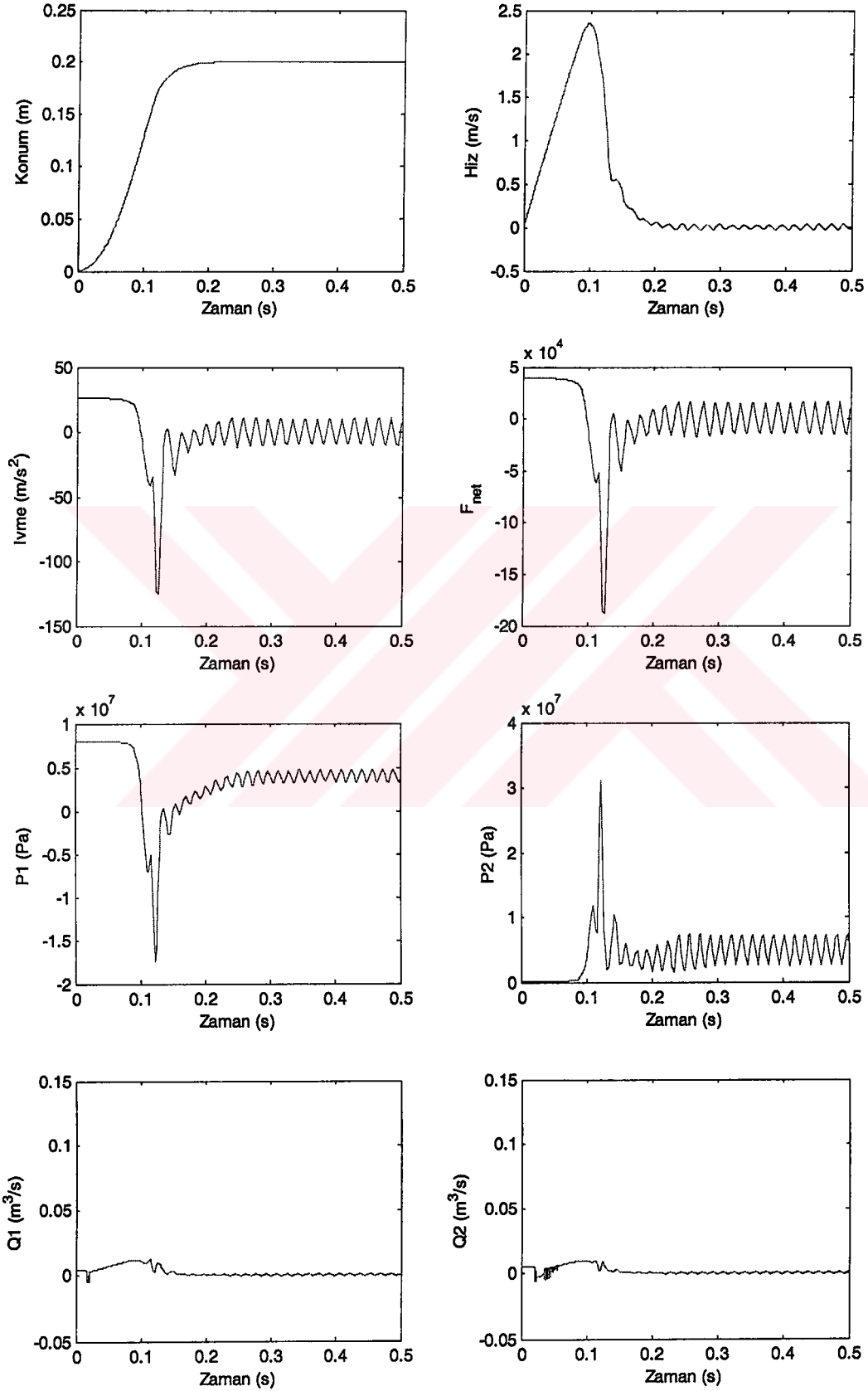
Şekil 6.22 Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevabı
 $(M_T = 1000 \text{ kg}, M_M = 2000 \text{ kg}, B_V = 100 \text{ N.s/m})$



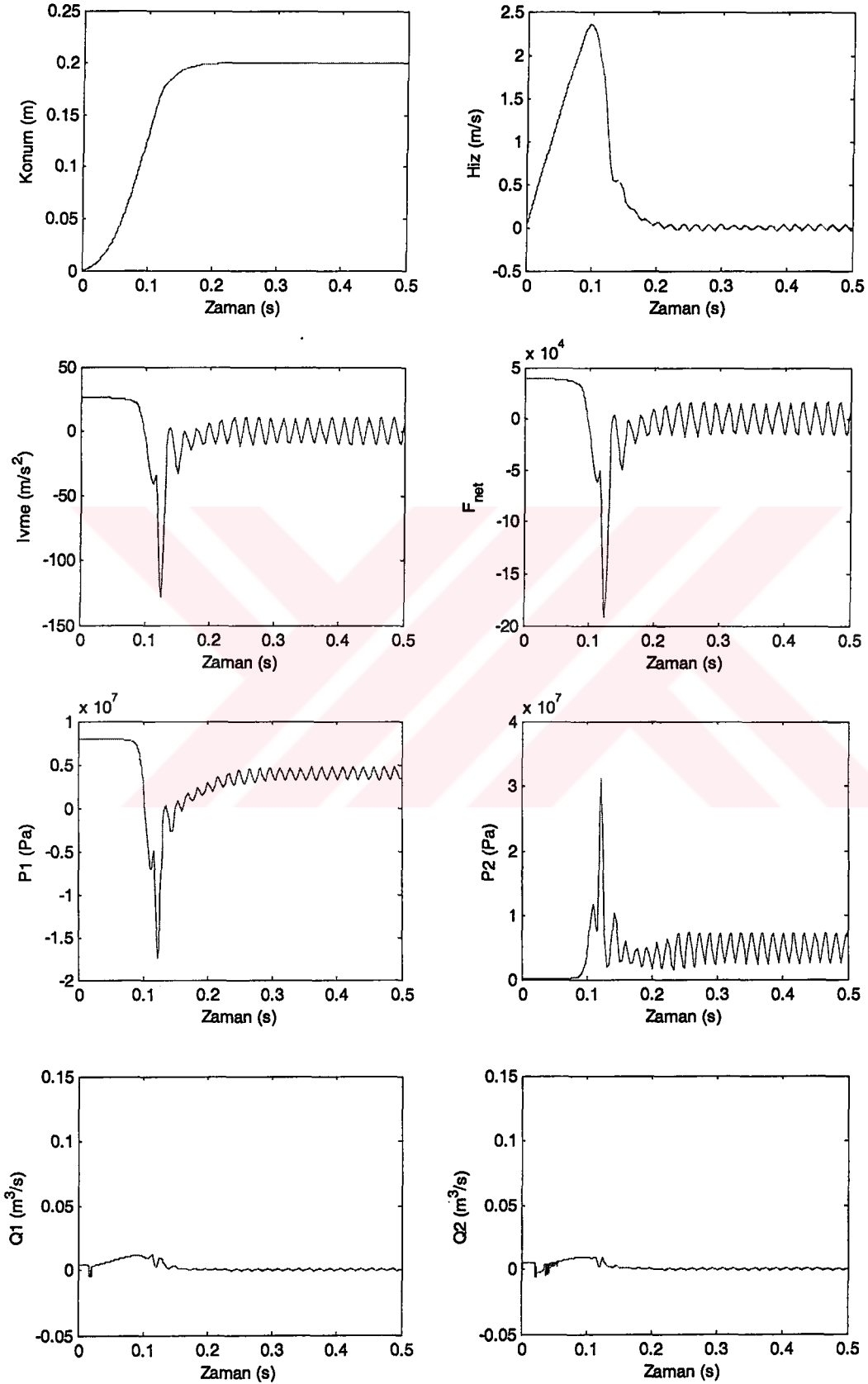
Şekil 6.23 Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevabı
 ($M_T = 500$ kg, $M_M = 1000$ kg, $B_v = 200$ N.s/m)



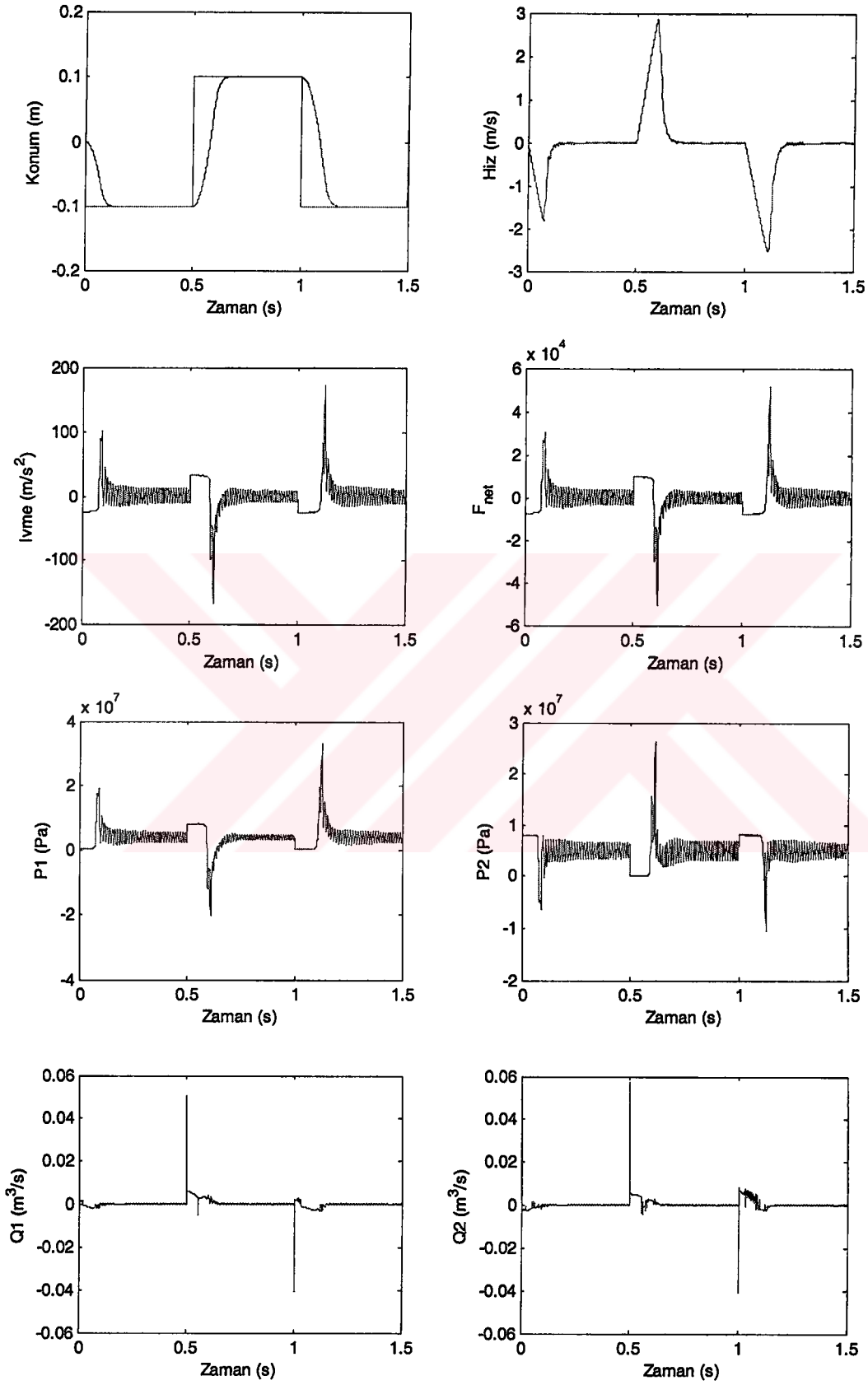
Şekil 6.24 Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevabı
 $(M_T = 500 \text{ kg}, M_M = 1000 \text{ kg}, B_V = 300 \text{ N.s/m})$



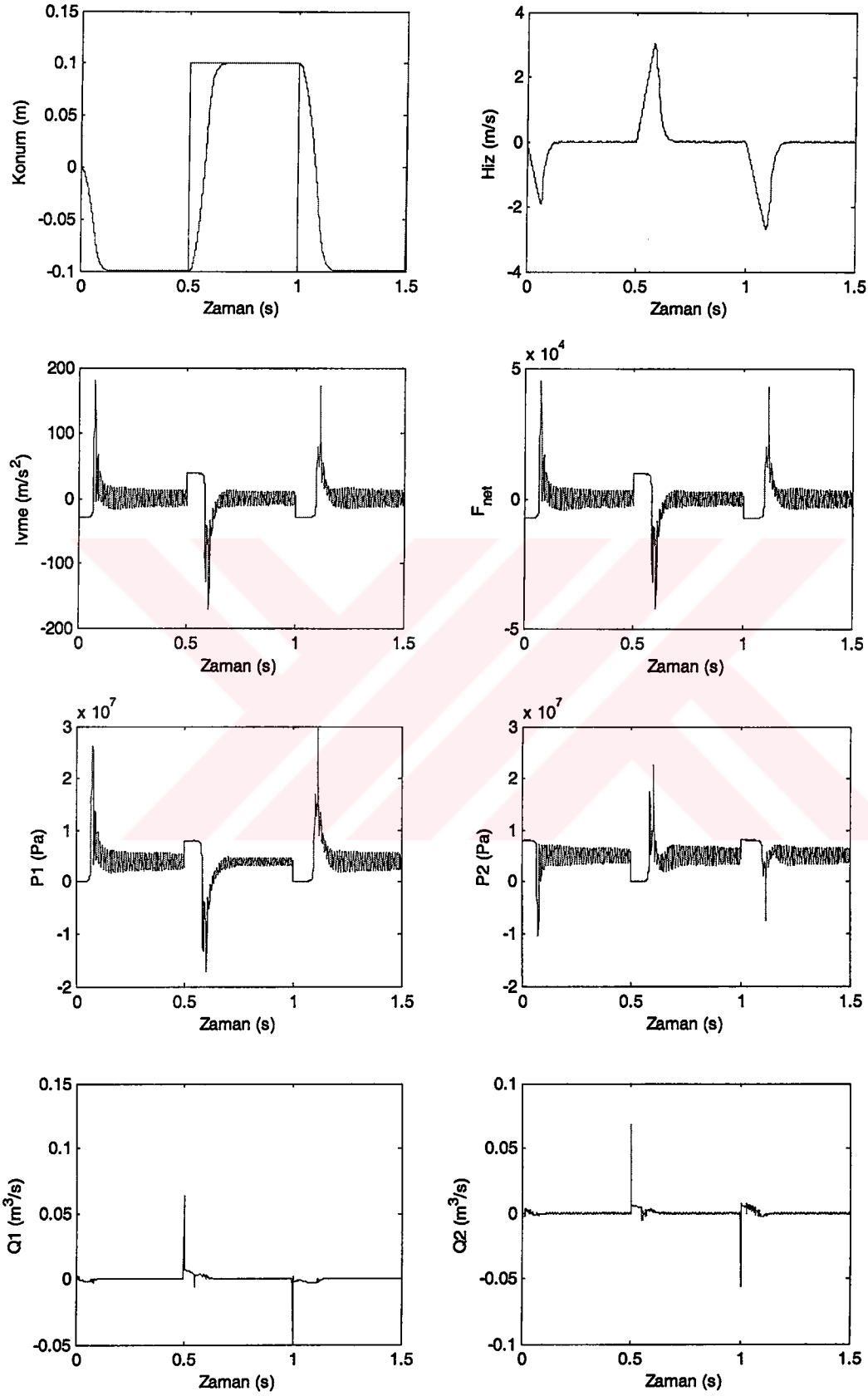
Şekil 6.25 Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevabı
($M_T = 500$ kg, $M_M = 1000$ kg, $B_v = 400$ N.s/m)



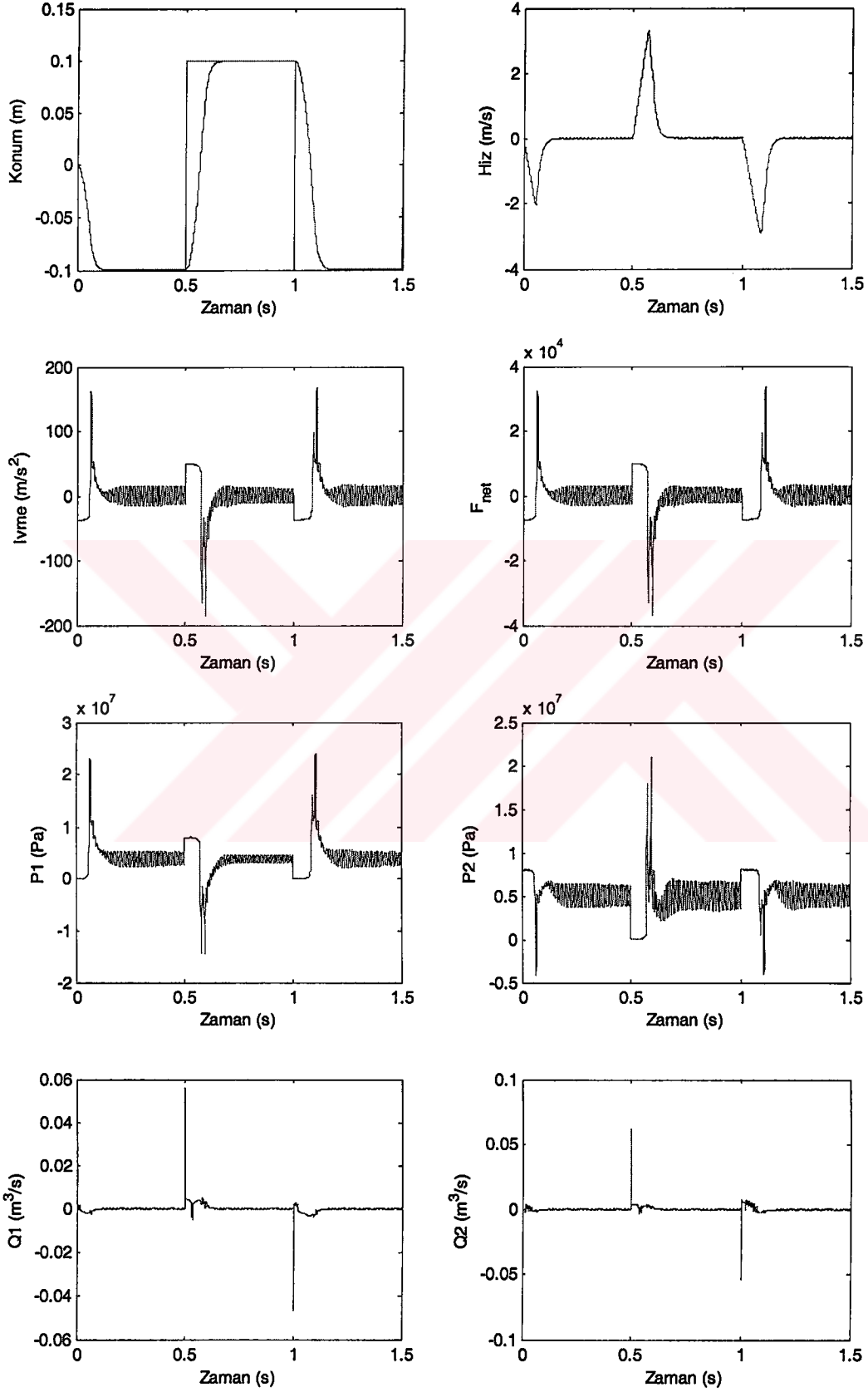
Şekil 6.26 Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevabı
 $(M_T = 500 \text{ kg}, M_M = 1000 \text{ kg}, B_v = 500 \text{ N.s/m})$



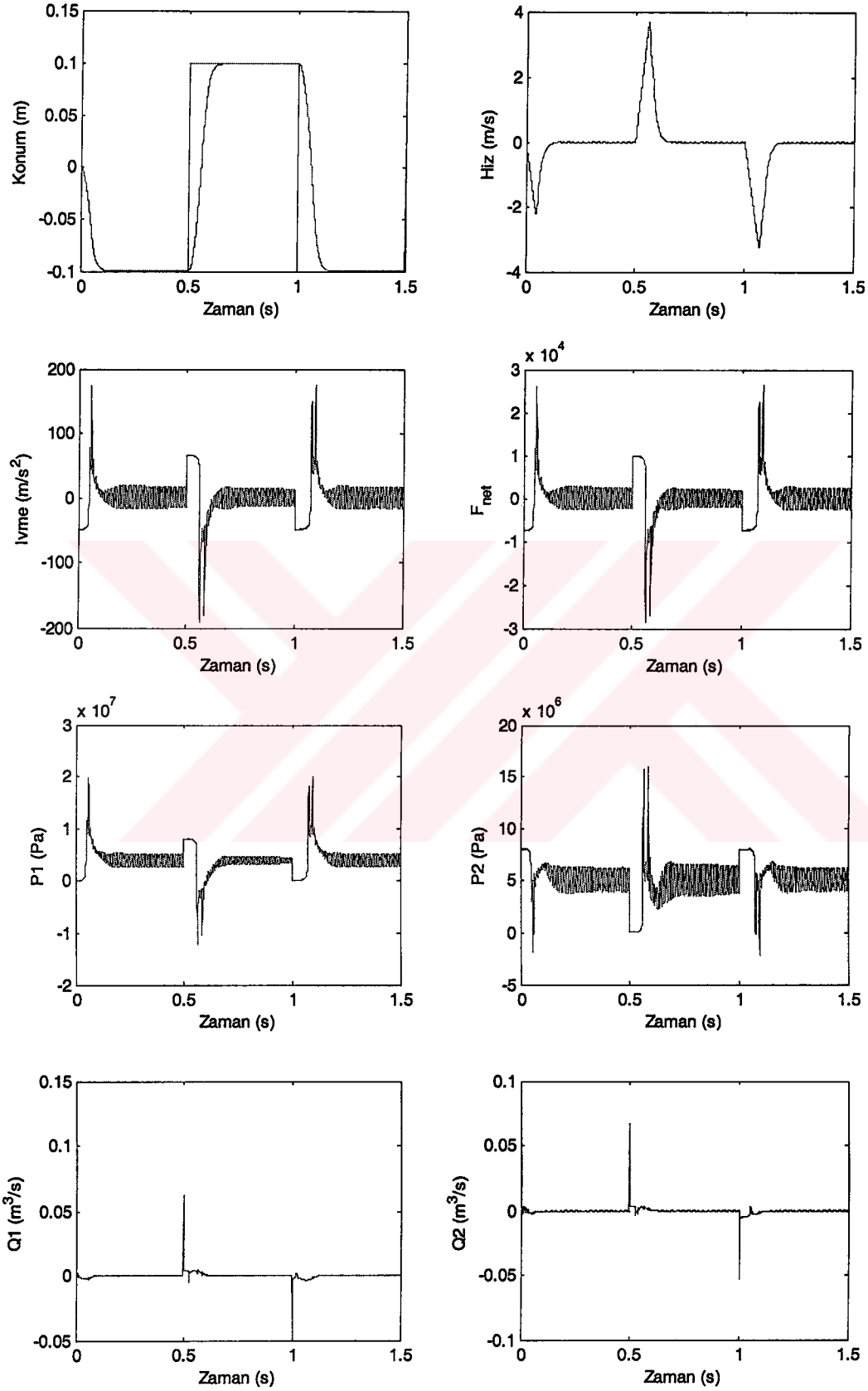
Şekil 6.27 Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevabı
 $(M_T = 100 \text{ kg}, M_M = 200 \text{ kg}, B_v = 100 \text{ N.s/m})$



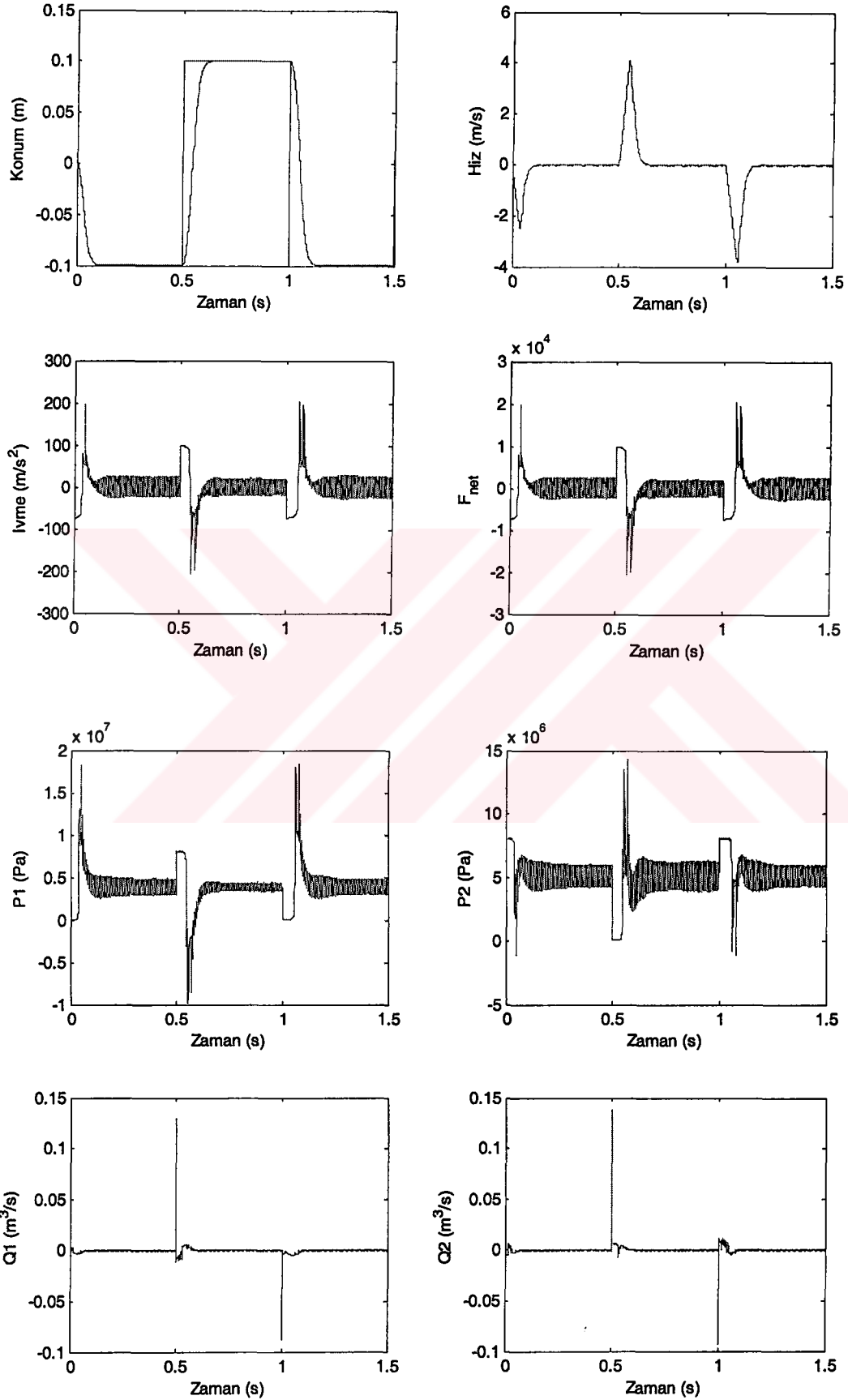
Şekil 6.28 Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevabı
 $(M_T = 100 \text{ kg}, M_M = 150 \text{ kg}, B_v = 100 \text{ N.s/m})$



Şekil 6.29 Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevabı
 $(M_T = 100 \text{ kg}, M_M = 100 \text{ kg}, B_v = 100 \text{ N.s/m})$



Şekil 6.30 Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevabı
 $(M_T = 100 \text{ kg}, M_M = 50 \text{ kg}, B_v = 100 \text{ N.s/m})$



Şekil 6.31 Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevabı
 $(M_T = 100 \text{ kg}, M_M = 0 \text{ kg}, B_v = 100 \text{ N.s/m})$

7. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışmada dört yollu, üç konumlu elektrohidrolik sürgülü tip yön denetim valfi ve bir adet tek etkili silindirden oluşan basit bir hidrolik tahrikli titreşim tablasının matematiksel modeli oluşturularak bilgisayarda simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Matematiksel model sonucunda elde edilen durum denklemlerinin çözümünde Runge Kutta 4,5 (ODE 45) sayısal integrasyon metodu kullanılmış olup modelin simülasyonunda ve grafik çizimlerinde Matlab-Simulink programı kullanılmıştır.

Simülasyonda sismik titreşim tablasının kütlesi ve model kütleleri değiştirilerek sistemin cevapları irdelenmiştir. Ayrıca sürtünme katsayısı B_v tam olarak bilinemediğinden simülasyon sırasında değişik değerler için sistem simule edilmiştir. Simülasyon esnasında iki tip hidrolik silindir kullanılmıştır. Matematiksel model elde edilirken akışkanın sıkıştırılabilirliği dikkate alınmıştır. β elastisite modülü simülasyon süresince sabit kabul edilerek $1,4 \cdot 10^9$ N/m² olarak alınmıştır. Sistemde pistonun hareketi ile silindirlerin iki tarafındaki hacimlerinin değişimi modellemede göz önünde bulundurulmuştur.

Sisteme konum kontrolü için PD kontrol ve bulanık mantıklı kontrol algoritmaları uygulanmıştır. PD kontrol katsayıları deneme yanılma metodu kullanılarak tespit edilmiştir. Bulanık mantıklı kontrolde, yamuk ve üçgen üyelik fonksiyonları ile 7x7 kural tabanı kullanılmıştır.

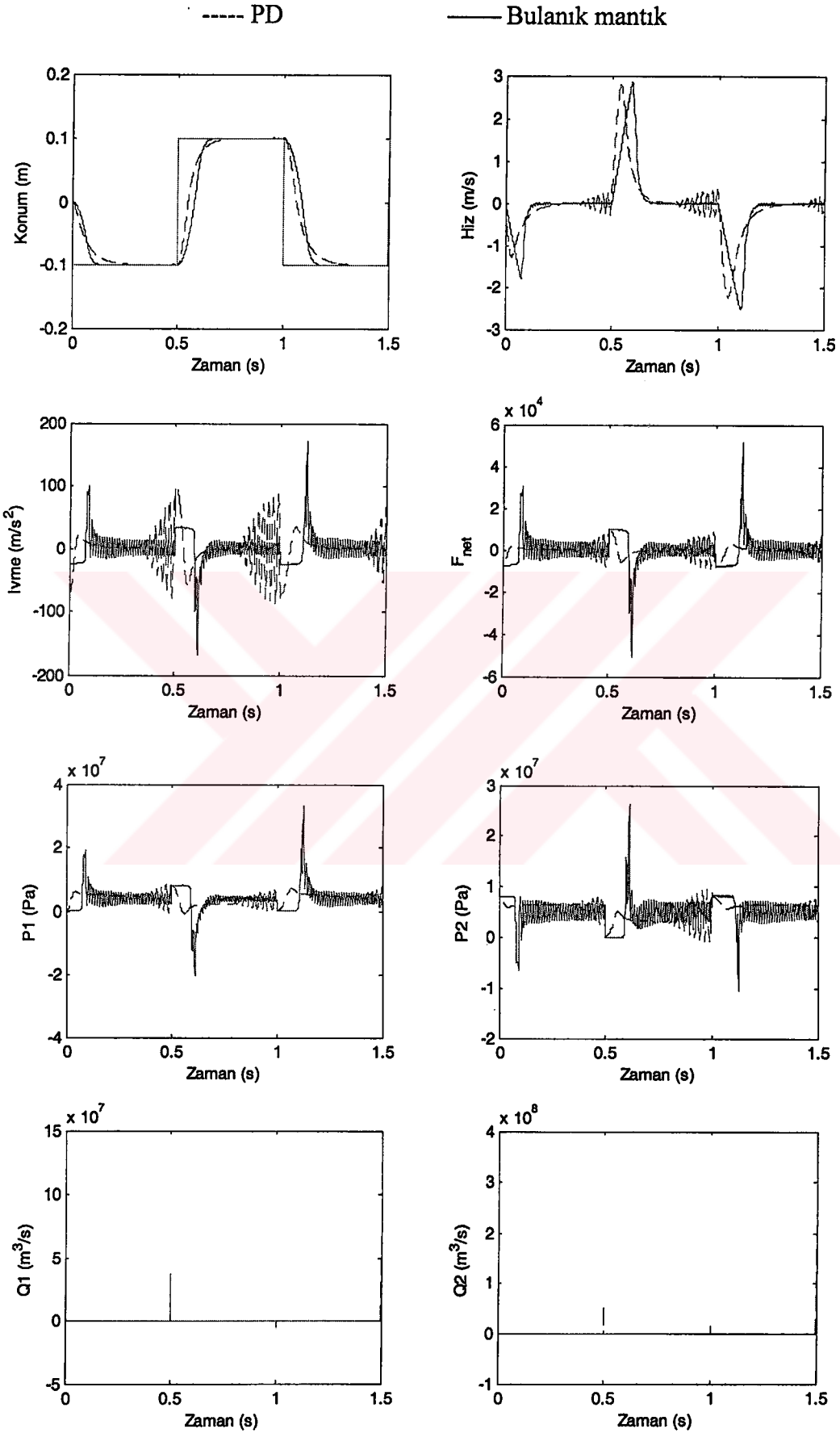
Sonuç olarak, her iki kontrol algoritması ile de konum kontrolü gerçekleştirilmiştir. Ancak bulanık mantıklı kontrolcü ile elde edilen sistem cevaplarının daha iyi olduğu görülmüştür. Sistem parametrelerinin değiştirilmesi ile her iki kontrolcünün de parametre değişimlerine karşı duyarlı olduğu görülmüştür. Bununla beraber fuzzy logic kontrolcünün parametre değişimlerine karşı daha duyarlı olduğu gözlenmiştir. Daha sonra sisteme kare giriş fonksiyonu girilmiştir. Bulanık mantıklı kontrolcü ile PD kontrolcünün karşılaştırıldığı ve basınçların değiştirilmesi sonucu elde edilen grafikler aşağıda görülmektedir.

Bu sonuçlar ışığında ileriki çalışmalarda sistemin modeli geliştirilebilir. Sabit kabul edilen elastisite modülü değişken olarak modellenebilir. Sisteme coulomb ve statik sürtünme katsayıları ilave edilebilir. Ayrıca valfin dinamiği de modellenebilir.

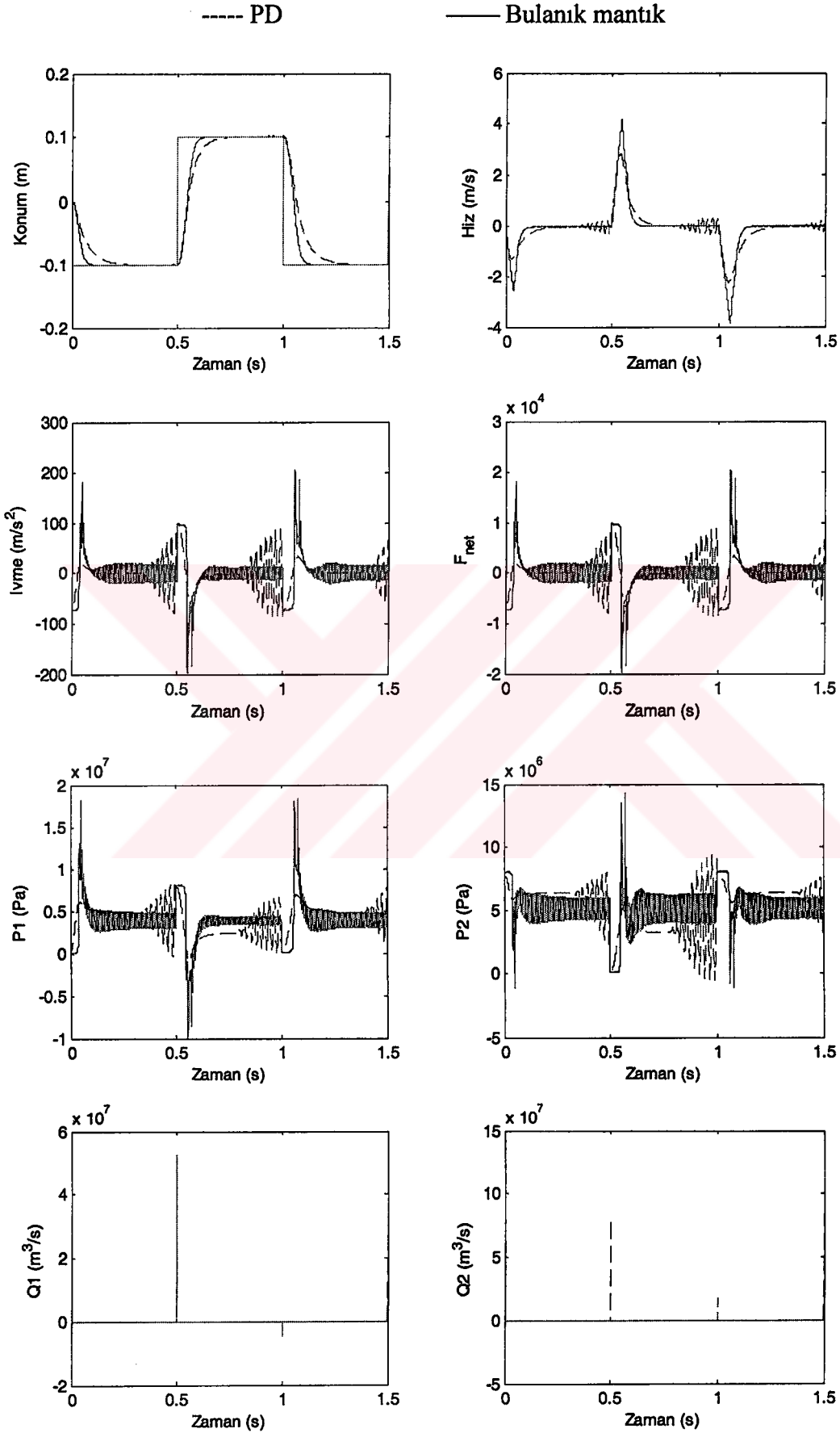
Deprem oluşumu random karaktere sahip olduğundan sisteme random karakterli giriş yapılabilir ve olmuş depremlere ait deprem kayıtlarını esas alan girişlere sistemin cevapları irdelenebilir.

Deprem oluşumu nonlineer karaktere sahip olduğundan sisteme daha etkili nonlineer kontrolcüler ilave edilebilir. Ayrıca sistemin ivme geri beslemeli kontrolü gerçekleştirilebilir.

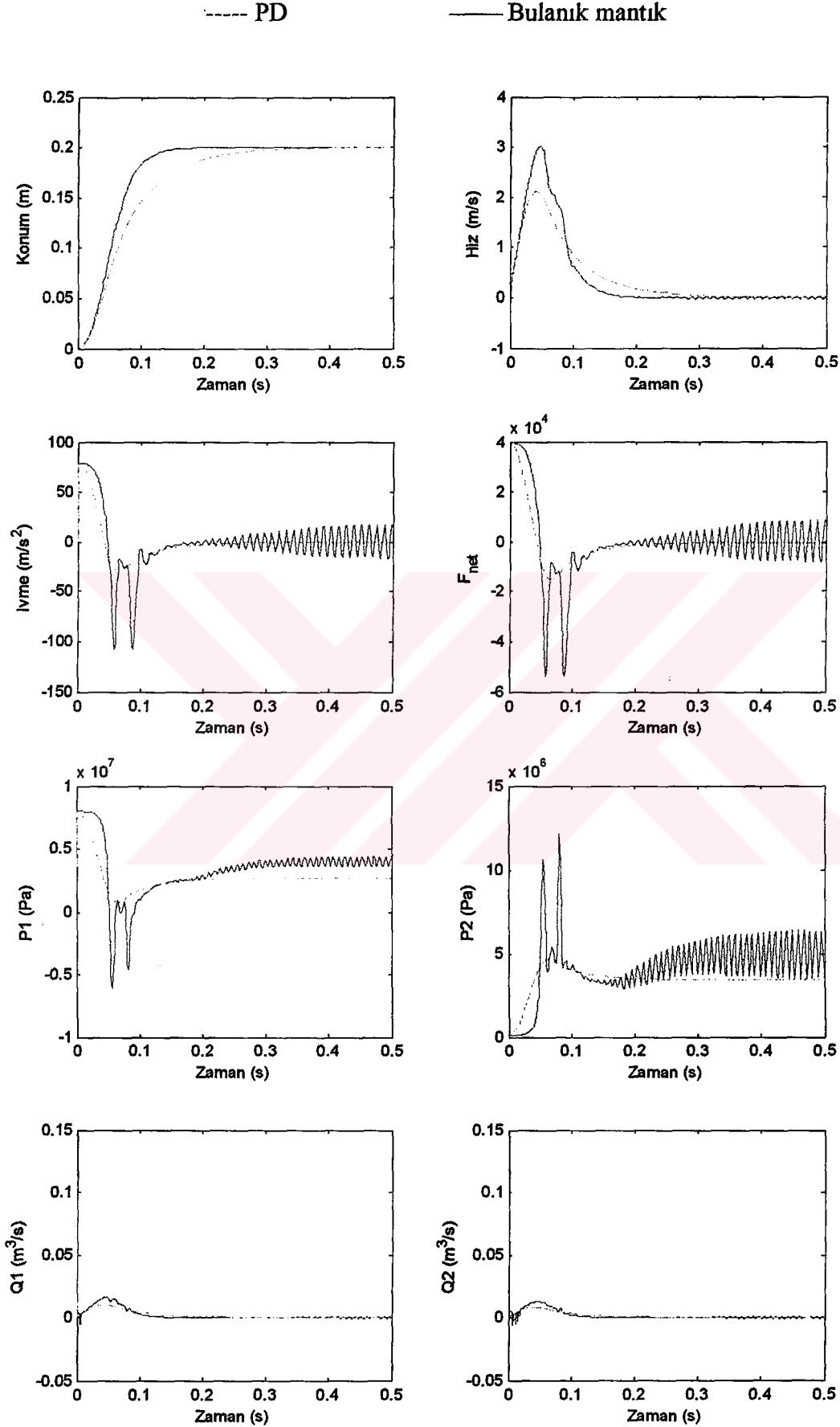




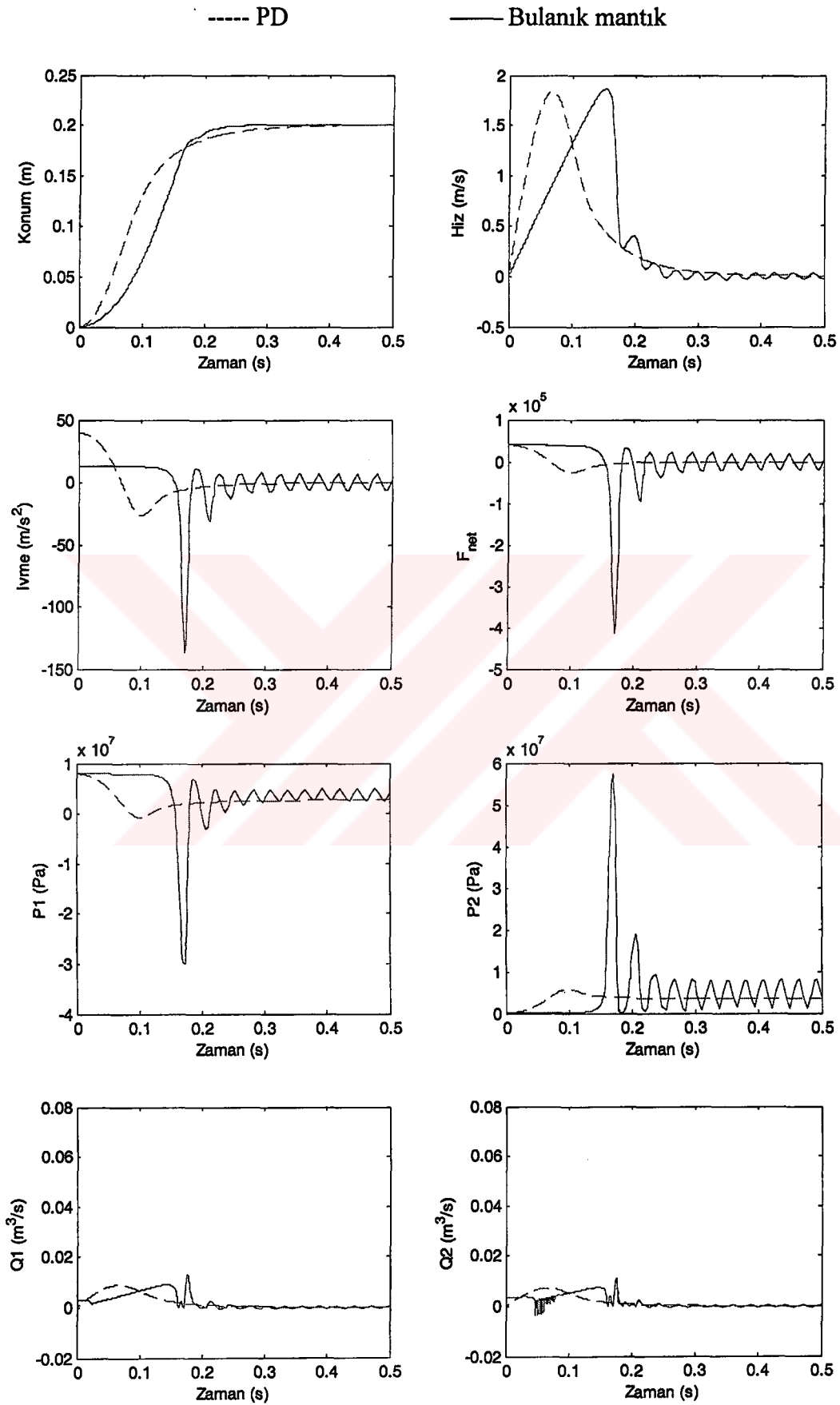
Şekil 7.1 PD ve Bulanık mantık kontrol algoritmali sistem cevaplarının karşılaştırılması
 $(M_T = 100 \text{ kg}, M_M = 200 \text{ kg}, B_v = 100 \text{ N.s/m})$



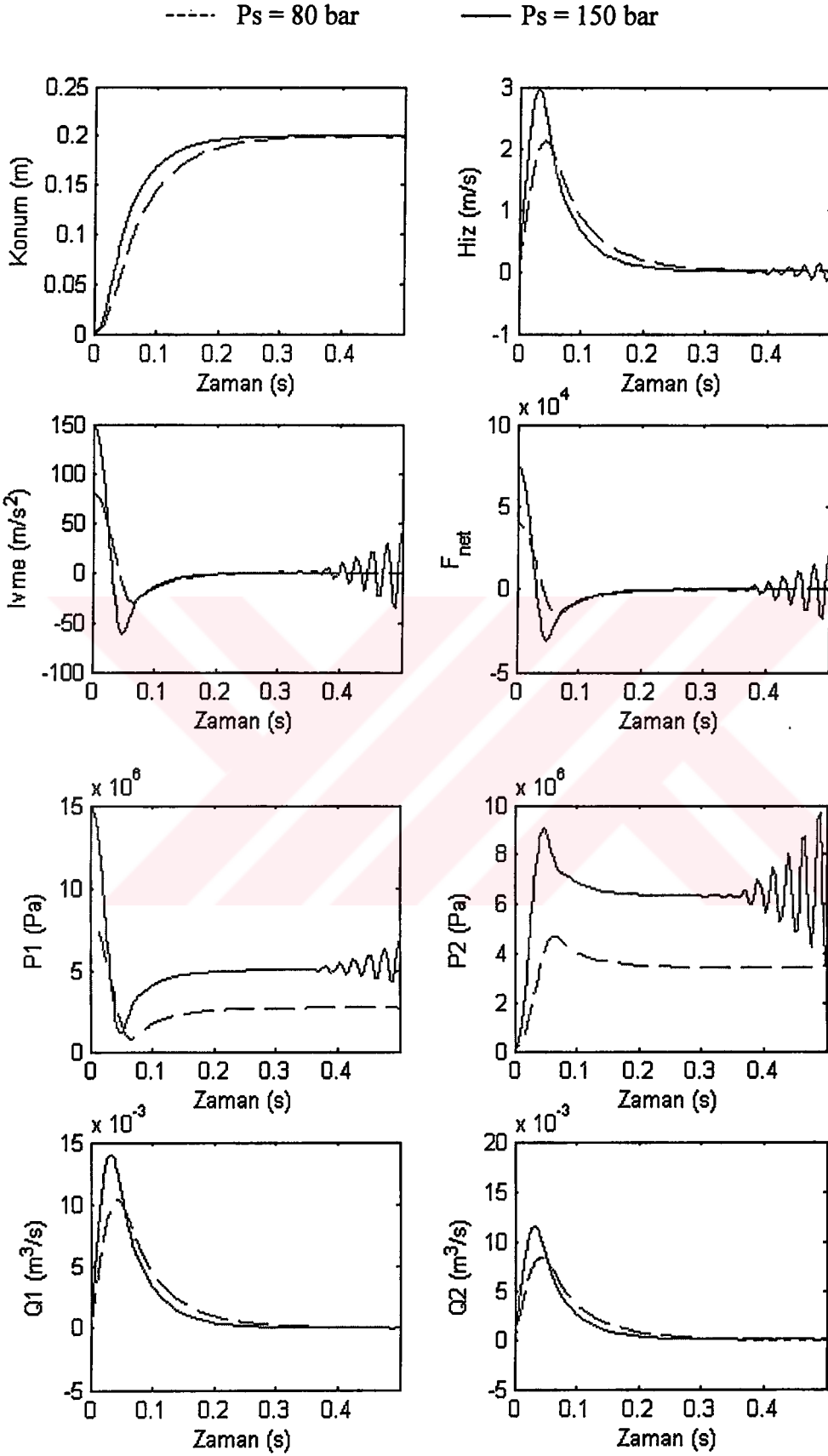
Şekil 7.2 PD ve Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevaplarının karşılaştırılması
 $(M_T = 100 \text{ kg}, M_M = 0 \text{ kg}, B_V = 100 \text{ N.s/m})$



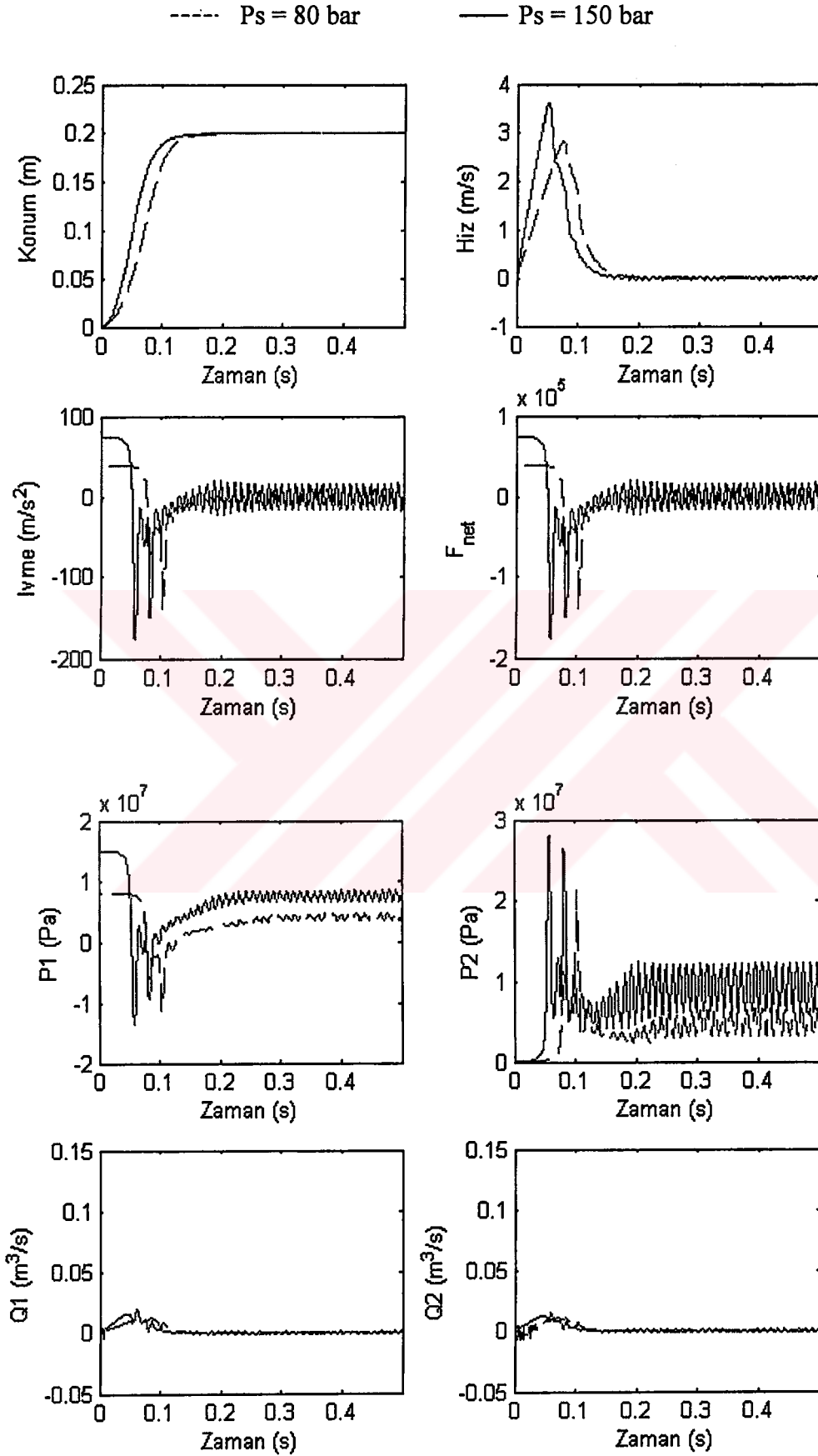
Şekil 7.3 PD ve Bulanık mantık kontrol algoritmaları sistem cevaplarının karşılaştırılması
 $(M_T = 500 \text{ kg}, M_M = 0 \text{ kg}, B_v = 100 \text{ N.s/m})$



Şekil 7.4 PD ve Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevaplarının karşılaştırılması
 $(M_T = 1000 \text{ kg}, M_M = 2000 \text{ kg}, B_v = 100 \text{ N.s/m})$



Şekil 7.5 PD kontrol algoritmali sistem cevaplarının basınçlar açısından karşılaştırılması ($M_T = 500$ kg, $M_M = 500$ kg, $B_v = 100$ N.s/m)



Şekil 7.6 Bulanık mantık kontrol algoritmalı sistem cevaplarının basınçlar açısından karşılaştırılması
 $(M_T = 500 \text{ kg}, M_M = 500 \text{ kg}, B_v = 100 \text{ N.s/m})$

KAYNAKLAR

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

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

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.

Eryılmaz B., (2000), Improved Nonlinear Modeling and Control of Electro-Hydraulic Systems, PhD. Thesis, Northeastern University

Fujitani H., Midorikawa W., Iiba M., Kitagawa Y., Miyoshi T., Kawamura H., Tani A., Mochio T., (1997), “ Seismic control tests and simulations by fuzzy optimal logic of building structures”, Engineering Structures.

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

Jinghong, Zhaoneng, Yuanzhang, (1994), “ The Variation of Oil Effective Bulk Modulus with Pressure in Hydraulic Systems ”, Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, Vol. 116 pp. 137-144

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

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.

Liu R., (1998), Nonlinear Control of Electro-Hydraulic Systems: Theory and Experiment, MSc. Thesis, Tsinghua University

Mertol A., Mertol H. C., (2002) Deprem Mühendisliği Depreme Dayanıklı Yapı Tasarımı

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

Özcan F., (1990), Hidrolik Akışkan Gücü, Mert Teknik Yayınları, İstanbul.

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

Ramachandran, Dransfield, (1993), “ Interaction Between the Actuators in loaded Multi Channel Electrohydraulic Drives ”, Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, Vol. 115 pp 291-302

Sato N., Kato A., Fukushima Y., Iizuka M., (2002), “ Shaking table tests on failure characteristics of base isolation system for a DFBR plant ”, Nuclear Engineering and Design.

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

Yuan X., Sun R., Shangjiu M., (2002), “ Effect of Assymetry and irregularity of seismic waves on earthquake-induced differantial settlement of buildings on natural subsoil ”, Soil Dynamics and Earthquake Engineering.

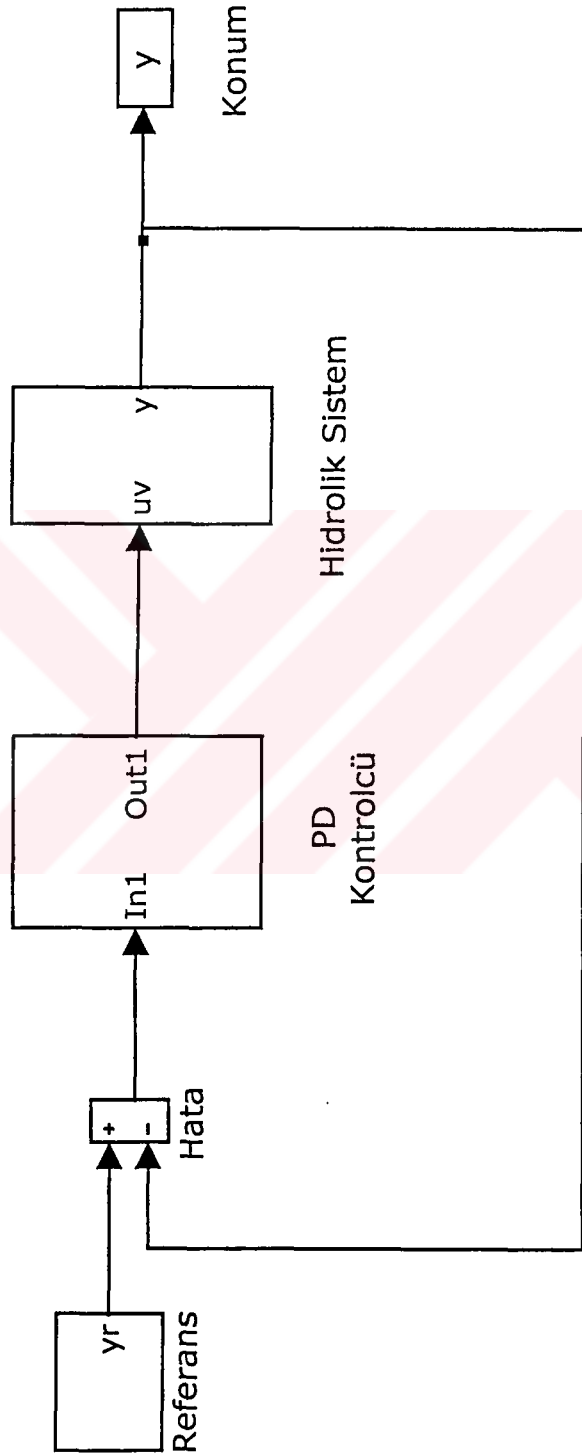


EKLER

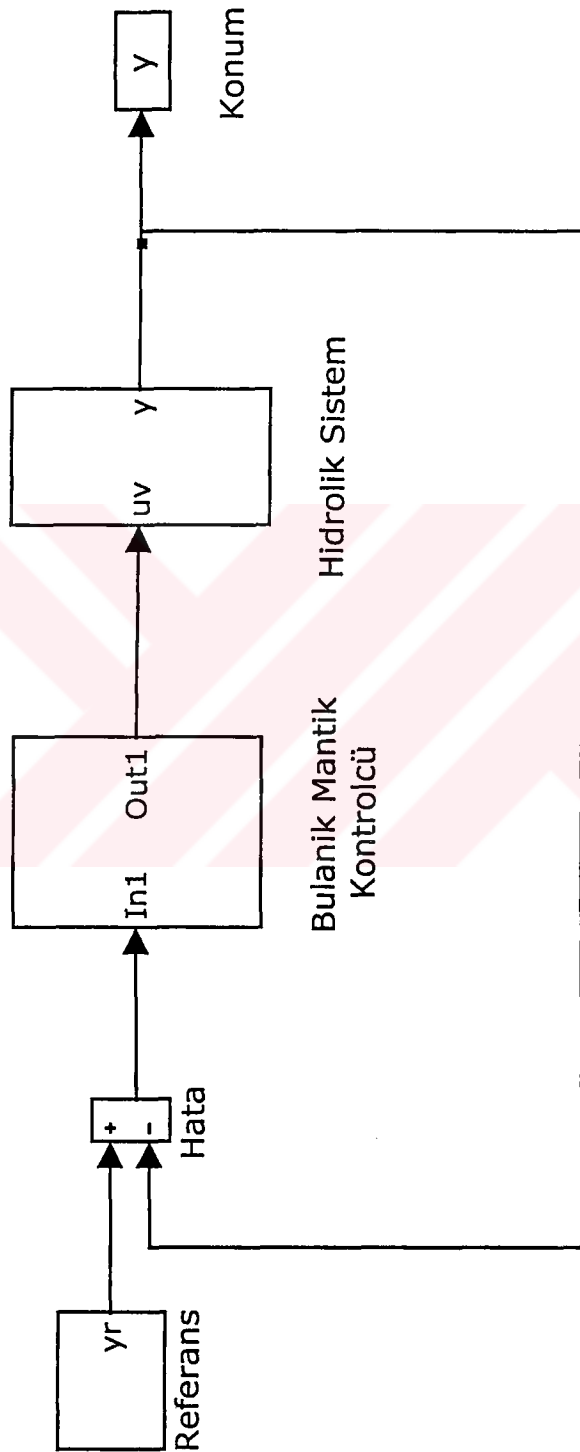
EK 1	PD Kontrolcülü Sistemin Simulink Diyagramı.....	123
EK 2	Bulanık Mantık Kontrolcülü Sistemin Simulink Diyagramı.....	124



EK 1 PD Kontrolcülü Sistemin Simulink Diyagramı



EK 2 Bulanik Mantik Kontrolcülü Sistemin Simulink Diyagramı



ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi	22.01.1980	
Doğum Yeri	Yerköy/ YOZGAT	
Lise	1993-1997	Sincan Süper Lisesi
Lisans	1997-2001	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fak. Makina Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2001-2003	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı

Çalıştığı Kurumlar

2001- ...	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fak. Makina Mühendisliği Bölümü Makina Teorisi Sistem Dinamiği ve Kontrol A.B.D Araştırma Görevlisi
-----------	--