

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

HİDROLİK SİSTEMLERİN ELEKTRİK ANALOJİSİ

Makina Müh. Adis DEĞİRMENCİOĞLU

**FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Doğan ÖZGÜR (YTÜ)

Doç. Dr. Eyüp AKARYILDIZ

Y. Doç. Dr. Nurten VARDAR

İSTANBUL, 2001

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ.....	i
ŞEKİL LİSTESİ.....	iv
ÇİZELGE LİSTESİ.....	viii
ÖNSÖZ.....	ix
ÖZET.....	x
ABSTRACT.....	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. HİDROLİK SİSTEM ELEMANLARI.....	4
2.1 Hidrolik Akışkanlar ve Borular.....	5
2.1.1 Hidrolik Akışkanlar.....	5
2.1.2 Hidrolik Borular.....	8
2.2 Tank ve Donanım.....	11
2.2.1 Filtreler.....	11
2.2.2 Esnek Kavrama.....	13
2.2.3 Sıcaklık ve Seviye Göstergesi.....	13
2.2.4 Manometre.....	13
2.2.5 Debimetre.....	14
2.2.6 Tank Kapağı ve Havalık.....	14
2.2.7 Basınç Anahtarı.....	15
2.2.8 Manometre Koruma Valfi.....	15
2.2.9 Soğutucu ve Isıtıcı.....	15
2.2.10 Tank.....	17
2.3 Hidrolik Silindirler.....	19
2.3.1 Silindir Çeşitleri.....	19
2.3.1.1 Tek Etkili Silindirler.....	19
2.3.1.2 Çift Etkili Silindirler.....	20
2.3.1.3 Özel Silindirler.....	21
2.3.2 Silindir Boruları ve Piston Kolları.....	22
2.3.3 Aktüatörler(Döndürücüler-Döner Silindirler).....	24
2.3.3.1 Kanatlı Aktüatörler.....	24
2.3.3.2 Kremayerli Aktüatörler.....	25
2.4 Hidrolik Pompalar.....	26
2.4.1 Hidrolik Pompa Çeşitleri.....	26
2.4.1.1 Kanatlı Pompalar.....	26
2.4.1.2 Dişli Pompalar.....	28
2.4.1.3 Pistonlu Pompalar.....	30
2.4.1.4 Pistonlu Pompaların Teorik Debileri.....	32
2.4.2 Hidrolik Pompa Türlerinin Mukayesesi.....	33
2.4.3 Pompa Seçiminde Dikkat Edilecek Hususlar.....	34

2.4.4	Hidrolik Pompa ve Silindir Seçimi.....	34
2.5	Yön Denetim Valfleri.....	35
2.6	Basınç Denetim Valfleri.....	42
2.6.1	Basınç Emniyet Valfi.....	42
2.6.2	Basınç Sıralama Valfi.....	43
2.6.3	Karşı Denge Valfi.....	43
2.6.4	Basınç Düşürücü Valf.....	44
2.6.5	Boşaltma Valfi.....	45
2.6.6	Uzaktan Uyarılı(Pilot Kumandalı) Karşı Denge Valfi.....	45
2.6.7	Ön Uyarılı Basınç Denetim Valfleri.....	46
2.7	Akış Denetim Valfleri.....	47
2.8	Hidrolik Motorlar.....	52
2.8.1	Kanatlı Motorlar	52
2.8.2	Dişli Motorlar.....	53
2.8.3	Pistonlu Motorlar.....	54
2.8.4	Hidrolik Motorlu Devreler.....	56
2.8.5	Hidrolik Motorların Elektrik Motorları ile Mukayesesi.....	58
2.8.6	Hidrolik Motor Seçimi.....	58
2.9	Hidrolik Biriktiriciler(Aküler).....	59
2.9.1	Biriktiricilerin Kullanım Amaçları ve Türleri.....	59
2.9.2	Biriktirici Tanım Büyüklükleri.....	61
2.10	Hidrolik Sistemlerin Yapısı.....	64
3.	ELEKTRİK ANALOJİ.....	66
3.1	Hidrolik Pompalar.....	76
3.2	Hidrolik Valfler	78
3.2.1	Yön Denetim Valfleri.....	79
3.2.1.1	Cek Valfler.....	81
3.2.1.2	Pilot Kumandalı Cek Valfler.....	82
3.2.2	Basınç Kontrol Valfleri.....	84
3.2.3	Akış Denetim Valfleri.....	87
3.3	İş Elemanları.....	89
3.3.1	Silindirler.....	89
3.3.2	Hidrolik Motorlar.....	91
3.3.3	Booster(Buster).....	92
3.4	Diğer Elemanlar.....	94
3.4.1	Hidrolik Aküler.....	94
3.4.2	Filtreler.....	96
3.4.3	Soğutucular.....	97
3.4.4	Manometreler.....	98
3.4.5	Debimetreler.....	99
3.4.6	Basınç Anahtarları.....	99
3.4.7	Borular ve Hortumlar.....	100

4.	ÇEŞİTLİ HİDROLİK DEVRELERİN ELEKTRİK ANALOGLARI.....	102
4.1	Tek Yönlü Hidromotorlu Devre Analjisi.....	102
4.2	Çift Yönlü Hidromotorlu Devre Analjisi.....	103
4.3	Pilot Kumandalı Cek Valfli Silindir Devresinin Analjisi.....	104
5.	SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	106
	KAYNAKLAR.....	107
	ÖZGEÇMİŞ.....	108



SİMGE LİSTESİ

• HİDROLİK

b	Düzeltilme katsayısı
C_h	Hidrolik kapasite
d	Çap
e	Eksantriklik
E	Elastisite modülü
F	Kuvvet
g	Yerçekimi ivmesi
I	Yüzey atalet momenti
K	Ortalama ısı geçiş katsayısı
l	Boru boyu
l_b	Serbest burkulma boyu
M	Moment
m	Modül
n	Devir sayısı
p	Basınç
Q_{teo}	Teorik debi
R_h	Hidrolik direnç
R_{lam}	Laminer akışta direnç
R_{turb}	Türbülanslı akışta direnç
Re	Reynolds sayısı
s_o	Boru et kalınlığı
S	Emniyet katsayısı
v	Hız
z	Piston sayısı
ν	Kinematik viskozite
μ	Dinamik viskozite
Δp	Basınç düşümü
ΔT	Denge sıcaklık farkı

λ	Boru sürtünme katsayısı
ρ	Akışkanın yoğunluğu
ξ	Şekil katsayısı
σ_{ak}	Akma dayanımı
η	Verim
η_g	Genel verim
η_{hm}	Hidrolik mekanik verim
η_v	Volumetrik verim

• **ELEKTRİK**

B	Manyetik akı yoğunluğu
C	Sığa
f	Stator frekansı
f_L	Rotor frekansı
I	Akım şiddeti
I_B	Baz akımı
I_C	Kollektör akımı
I_E	Emitör akımı
L	Endüktans
n	İletkenlerin sayısı
n_L	Rotor devir sayısı
n_S	Döner alan devir sayısı
N_1	Primer sargı sayısı
N_2	Sekonder sargı sayısı
P	Güç
q	Yük
R	Direnç
R_{th}	Isıl direnç
t	Zaman
T	Güç kaybının olduğu malzeme sıcaklığı
T_a	Ortam sıcaklığı

U, e	Potansiyel farkı
U_0	Endüklenen gerilim
U_1	Primer gerilim
U_2	Sekonder gerilim
v	İletkenin hızı
W	Bir noktadan diğer bir noktaya götürmek için gereken enerji
ϵ	Dielektrik katsayısı
ρ	Özdirenç



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Viskozite indeksi.....	8
Şekil 2.2	Filtre.....	12
Şekil 2.3	Dönüş filtresi	13
Şekil 2.4	Esnek kavrama	13
Şekil 2.5	Sıcaklık ve seviye göstergesi.....	13
Şekil 2.6	Manometre.....	14
Şekil 2.7	Debimetre.....	14
Şekil 2.8	Tank kapağı ve havalık.....	14
Şekil 2.9	Basınç anahtarı.....	15
Şekil 2.10	Manometre koruma valfi.....	15
Şekil 2.11	Soğutucu	16
Şekil 2.12	Isıtıcı.....	16
Şekil 2.13	Ters akımlı bir soğutucu.....	17
Şekil 2.14	Yağ tankı ve donanımlar.....	18
Şekil 2.15	Tek etkili silindir.....	19
Şekil 2.16	Çift etkili silindir.....	20
Şekil 2.17	Yastıklı bir silindirin çalışması.....	21
Şekil 2.18	Teleskop silindir.....	21
Şekil 2.19	İkili tandem silindir.....	22
Şekil 2.20	Basınç yükseltici.....	22
Şekil 2.21	Bağlantı şekline göre serbest burkulma boyu.....	24
Şekil 2.22	Kanatlı aktüatör.....	24
Şekil 2.23	Kremayerli aktüatör.....	25
Şekil 2.24	Hidrolik silindir çeşitleri ve sembolleri.....	26
Şekil 2.25	Kanatlı pompa elemanları.....	27
Şekil 2.26	Kanatlı pompanın çalışma ilkesi.....	27
Şekil 2.27	Dengelenmiş kanatlı pompa.....	28
Şekil 2.28	Dişli pompa ve çalışma şekli.....	29
Şekil 2.29	İçten dişli pompanın yapısı ve çalışması.....	29
Şekil 2.30	Pistonlu pompanın elemanları.....	30
Şekil 2.31	Eğim plakalı pistonlu pompa.....	31
Şekil 2.32	Eğik eksenli pistonlu pompa.....	31
Şekil 2.33	Döner bloklı radyal pistonlu pompa.....	32
Şekil 2.34	Eğim plakalı pistonlu pompa.....	32
Şekil 2.35	Eğik eksenli pistonlu pompa.....	33
Şekil 2.36	Pompanın simgesi	35
Şekil 2.37	Sürgülü valfin elemanları.....	35
Şekil 2.38	Yön valfleri devre gösterimi.....	35
Şekil 2.39	Altık bağlantılı 4 yollu yön valfi.....	36
Şekil 2.40	Bobinin çalışması.....	36
Şekil 2.41	Bobin denetimli ön uyarılı yön valfi.....	36
Şekil 2.42	H merkez valf.....	37
Şekil 2.43	Kapalı merkez valf.....	38

Şekil 2.44	Açık merkez valf.....	38
Şekil 2.45	Yüzer merkez valf.....	39
Şekil 2.46	Uyarı basıncının oluşturulması.....	40
Şekil 2.47	Cek valf.....	40
Şekil 2.48	Sızıntı deliği olmayan ön uyarılı cek valf.....	41
Şekil 2.49	Çift cek valf.....	41
Şekil 2.50	Ön dolum valfi bulunan bir devre.....	42
Şekil 2.51	Basınç emniyet valfi.....	42
Şekil 2.52	Sıralama valfinin uygulaması.....	43
Şekil 2.53	Karşı denge valfinin uygulaması.....	44
Şekil 2.54	Basınç düşürücü valfin uygulaması.....	44
Şekil 2.55	Boşaltma valfi uygulaması.....	45
Şekil 2.56	Pilot kumandalı karşı denge valfi uygulaması.....	46
Şekil 2.57	Basınç valfinde cek valf uygulaması.....	46
Şekil 2.58	Ön uyarılı valfin boşaltılması.....	47
Şekil 2.59	İğne valf.....	48
Şekil 2.60	İğne valfli devre uygulaması.....	48
Şekil 2.61	Devredeki basınç farkından etkilenen iğne valf.....	49
Şekil 2.62	Basınç duyarlı akış ayar valfi.....	49
Şekil 2.63	İki yönlü akış ayar valfi.....	50
Şekil 2.64	Üç yönlü akış ayar valfi.....	50
Şekil 2.65	Basınç ve sıcaklık duyarlı akış ayar valfi.....	51
Şekil 2.66	Tek yönlü akış ayar valfi.....	51
Şekil 2.67	Akış bölücü.....	51
Şekil 2.68	Veya valfi.....	52
Şekil 2.69	Çift yönlü hidromotor.....	52
Şekil 2.70	Kanatlı motorun elemanları ve çalışması.....	53
Şekil 2.71	Kanatlı motorda mile etkiyen basınçlar.....	53
Şekil 2.72	Dıştan dişli motorun çalışması.....	54
Şekil 2.73	Gerotor motorun çalışması.....	54
Şekil 2.74	Pistonlu motorun çalışması.....	55
Şekil 2.75	Değişken debili motor simgesi.....	55
Şekil 2.76	Hidrolik motor çıkışındaki basınç.....	56
Şekil 2.77	Hidrolik motorun hızının ayarlanması.....	56
Şekil 2.78	Tek yönlü motorda fren emniyet valfi.....	57
Şekil 2.79	İki yönlü hidrolik motorda frenleme.....	57
Şekil 2.80	Çift yönlü motorlarda kavitasyonu önleme yöntemi.....	58
Şekil 2.81	Bir hidromotora ait kabuk diyagramı.....	59
Şekil 2.82	Hidrolik biriktirici.....	60
Şekil 2.83	Balonlu biriktirici elemanları.....	61
Şekil 2.84	Akü emniyet bloğu.....	63
Şekil 2.85	Adyabatik koşullarda biriktirici seçimi.....	64
Şekil 2.86	Hidrolik sistemlerin yapısı.....	65
Şekil 3.1	Hidrolik sistemlerde akış yönü.....	66
Şekil 3.2	Elektrik sistemlerde akım yönü.....	67

Şekil 3.3	Direnç elemanı.....	68
Şekil 3.4	Elektriksel direnç.....	69
Şekil 3.5	Potansiyel farkı-akım şiddeti ilişkisi.....	69
Şekil 3.6	Laminer akışta hidrolik direnç.....	70
Şekil 3.7	Seri bağlantı.....	71
Şekil 3.8	Paralel bağlantı.....	71
Şekil 3.9	Kondansatör.....	73
Şekil 3.10	Hidrolik kapasite elemanı.....	73
Şekil 3.11	Endüktif eleman.....	75
Şekil 3.12	Hidrolik pompa ve jeneratör.....	77
Şekil 3.13	Manyetik alan içinde hareket eden bir iletkenin elektronları.....	77
Şekil 3.14	Röle.....	79
Şekil 3.15	Hidrolik yön denetim valfleri ve rölelerin gösterimi.....	79
Şekil 3.16	4/3 Yön denetim valfi ve elektrik analogu.....	80
Şekil 3.17	Pilot uyarılı yön denetim valfi ve elektrik analogu.....	80
Şekil 3.18	Cek valf ve diyot.....	81
Şekil 3.19	Diyodun yapısı.....	82
Şekil 3.20	Tiristorun yapısı ve sembolü.....	83
Şekil 3.21	Tiristordan akımın geçişi.....	83
Şekil 3.22	Basınç kontrol valfi ve zener diyot.....	84
Şekil 3.23	Zener diyot gerilim-akım eğrisi.....	85
Şekil 3.24	Seri bağlı zener diyotlar.....	85
Şekil 3.25	pnp tranzistorun genel yapısı ve sembolü.....	85
Şekil 3.26	nnp tranzistorun genel yapısı ve sembolü.....	86
Şekil 3.27	nnp tranzistorda kollektörün pozitif gerilime bağlanması.....	86
Şekil 3.28	Tranzistorun bir hidrolik analogu.....	86
Şekil 3.29	pnp tranzistorda akımın meydana gelmesi.....	87
Şekil 3.30	Hız ayar valfi ve potansiyometre.....	87
Şekil 3.31	Basınç duyarlı hız ayar valfi ve VDR.....	88
Şekil 3.32	Orifis ve direnç.....	88
Şekil 3.33	Seri ve paralel bağlı dirençler.....	89
Şekil 3.34	Çift endüktörlü bir lineer motor.....	90
Şekil 3.35	Bir lineer motorun karakteristiği.....	90
Şekil 3.36	Hidrolik motor ve elektrik motoru.....	91
Şekil 3.37	Döner bilezik rotorlu motor.....	92
Şekil 3.38	Booster.....	93
Şekil 3.39	Transformatör.....	93
Şekil 3.40	Hidrolik akü ve kondansatör.....	94
Şekil 3.41	Seri ve paralel bağlı kondansatörler.....	95
Şekil 3.42	Kondansatör ve yaylı akü.....	96
Şekil 3.43	Parazit giderici bir kondansatör devresi.....	96
Şekil 3.44	Soğutucu diyagramları.....	98
Şekil 3.45	Manometre ve voltmetre.....	98
Şekil 3.46	Debimetre ve ampermetre.....	99
Şekil 3.47	Kısa devre emniyeti motor sigorta şalteri.....	100

Şekil 4.1	Tek yönlü hidromotorlu devre ve elektrik analogu.....	102
Şekil 4.2	Akım-zaman diyagramı.....	103
Şekil 4.3	Çift yönlü hidromotorlu devre ve elektrik analogu.....	103
Şekil 4.4	Gerilim-zaman diyagramı.....	104
Şekil 4.5	Pilot kumandalı çek valfli silindir devresi ve elektrik analogu.....	104



ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 1.1 Elektrik, hidrolik ve pnömatik tekniklerinin mukayesesi.....	2
Çizelge 2.1 Hidrolik sistemlerde kullanılan yağlar.....	6
Çizelge 2.2 ISO viskozite sınıfları.....	7
Çizelge 2.3 Boru çapı seçimi.....	10
Çizelge 2.4 Şekil katsayıları.....	11
Çizelge 2.5 Düzeltme katsayıları.....	11
Çizelge 2.6 Pompa türlerinin karşılaştırması.....	33



ÖNSÖZ

Dünyamızda sürekli teknolojik gelişmeler olmaktadır. Bu gelişmeler içerisinde en çok pay da hiç kuşkusuz mühendislere aittir. Bir mühendisin bu gelişmelere ayak uydurabilmesi için uzmanlığı dışındaki diğer mühendislik dallarıyla da temasta bulunması ve bu konularda bilgi sahibi olması gerekir. Günlük yaşamda pek çok uygulama alanı olan hidrolik sistem elemanları ile insan hayatının vazgeçilmez bir gereksinimi olan elektriksel elemanlar arasında bir analojinin kurulması, bu tez çalışmasının konusunu teşkil etmektedir.

Bana bu çalışma konusunu veren sevgili hocam Sayın Prof.Dr. Doğan Özgür' e, analogi kurma aşamasında desteğini esirgemeyen çalışma arkadaşım Sayın Sıtkı Remzi' ye ve yardımlarından dolayı ağabeyim Kirkor Arapoğlu ve sevgili arkadaşım Aret Çiçekeker' e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

İstanbul, 2001

Mak. Müh. Adis DEĞİRMENCİOĞLU



ÖZET

Hidrolik sistemlerde kullanılan elemanlar ve bunların elektrik sistemlerindeki analogları incelenmiştir. Hidrolik devrelerdeki elemanların özellikleri, seçim kriterleri belirtilmiş ve elektriksel devrelerde bu elemanların karşılıkları araştırılmıştır. Her iki sistemdeki temel parametreler tanımlanmış ve mukayese edilmiştir. Temel parametreler ve çalışma prensiplerinin ışığında hidrolik devrelerin elektrik devrelerindeki muadilleri çıkartılmıştır.

Öncelikle elemanların tek başlarına yaptıkları iş açısından analogi kurulmuş, sonra da devrelerde gördükleri vazifeler incelenmiştir. Hidrolikteki temel elemanların elektrikte birer karşılığının bulunduğu ve elektriksel devre elemanlarının da seçiminde birtakım kriterlerin olduğu belirlenmiştir. Çeşitli devrelerde, yapıları, girdi ve çıktıları farklı gibi görünen hidrolik ve elektriksel elemanlar arasında benzerlik kurulmuş ve temel mühendislik bilgileri ışığında iki ayrı mühendislik dalı ortak bir paydada buluşturulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Hidrolik sistemler, elektriksel sistemler, analogi, devre, mühendislik.

ABSTRACT

Elements of hydraulic systems and their analogues at electrical systems are examined. Properties of hydraulic circuits' elements and their choosing criterions are pointed out and their equivalents in electrical circuits are investigated. Main parameters in both systems are defined and compared. According to main parameters and working principles, the equivalents of hydraulic circuits in electrical circuits are determined.

First, the analogy is formed according to elements' independent working, then their tasks in circuits are examined. The existence of the equivalents of hydraulic elements in electrical circuits and some criterions at the choosing of electrical circuit elements is determined. In several circuits similarity is formed between hydraulic and electrical elements even their forms, inputs and outputs seem different and two different engineering branches are joined at a common point, under basic engineering knowledge.

Keywords: Hydraulic systems, electrical systems, analogy, circuit, engineering.



1. GİRİŞ

Endüstriyel Hidrolik Teknolojisi son yüzyılda büyük bir gelişim göstermiş ve 2. Dünya Savaşı' nın başlangıcı ile birlikte de enerji iletimde büyük bir rol oynamıştır. Ancak bu teknolojinin temellerinin, 17. yüzyılda Pascal tarafından ortaya konan basıncın bir akışkan vasıtasıyla iletilebilmesi ilkesine kadar uzandığı söylenebilir.

Hidrolik, Yunanca su anlamına gelen "hydor" sözcüğünden türetilmiştir ve dolayısıyla ilk uygulamalarında akışkan olarak hep su kullanılmıştır. İlk endüstriyel uygulama, 18. yüzyılda Londra'da Joseph Bramah tarafından tekstil ve ağaç işleme preslerinde gerçekleştirildi. W.G. Armstrong da 19. yüzyılın ikinci yarısında birçok hidrostatik makina, araç geliştirdi. Son yüzyıl hidroliğin gelişimi açısından önemlidir. Modern anlamda ilk hidrolik sistem uygulamasının, 1906 yılında Amerikan savaş gemisi USS Virginia' da basınçlı yağ kullanılarak top yükseliş ve kontrol sistemlerinin gerçekleştirilmesi ile başladığı kabul edilir. 1950' lerden sonra ise devre elemanlarının çoğu bulunduğu için, otomasyon konusuna eğilim sebebiyle hidrolik uygulamalar artış göstermiştir. Yurtdışındaki bu gelişmelere paralel olarak ithal edilen pres ve makinalardaki hidrolik devreler sayesinde ülkemiz hidrolik ile tanışmıştır.

Bugün hidrolik sistemler, başta iş makinaları olmak üzere, presler, savunma sanayii, demir-çelik sanayii, otomatik üretim sistemleri, ambalaj, gıda, sağlık vb. birçok alanda başarıyla uygulanmaktadır.

Hidrolik sektörü ele alınırken kendisine yardımcı sektörlerin de ihmal edilmemesi gerekmektedir. Bu sektörlerin en başında da elektrik ve elektronik gelmektedir. Bu nedenle yurt içi ve yurt dışında birçok firmanın bünyesinde elektrik ve elektronik mühendisleri hizmet vermektedirler. Kısacası hidrolik, otomasyon tekniğinin bir parçası konumuna gelmiştir.

Otomasyon tekniğinde, kuvvetlerin, hareket ve sinyallerin üretilmesinde hidrolik ve elektrik tekniğinin yanı sıra faydalanılan diğer teknikler mekanik ve pnömatiktir. Ancak her tekniğin kendine özgü öncelikli uygulama alanları olduğu bilinmelidir. Buna göre hidrolik tekniğine öncelik verilmesi gereken durumlar şunlardır:

- Küçük yapı elemanları ile büyük kuvvetlerin iletiminde; bu ise yüksek güç yoğunluğunu ifade eder.
- Hassas konumlamada
- Yüksek yük altında beklerken tam yükte harekete geçmede

- Çok hızlı ve çok yavaş hareketlerin büyük bir duyarlılıkla denetiminde
- Yüke bağlı olmayan düzgün hareketlerin elde edilmesinde; zira sıvıların sıkıştırılmaz varsayımı ve ayar valflerinin kullanımı bunu mümkün kılmaktadır.
- Isı iletiminin önemli olması halinde

Diğer teknikler ile mukayese edildiğinde, hidrolik tekniğinin dezavantajları ise şunlardır:

- Kaçak yağla çevrenin kirlenmesi(yangın ve kaza tehlikesi)
- Kirliliğe duyarlılık
- Yüksek basınçtan dolayı tehlikeli(kesme tehlikesi)
- Sıcaklığa bağımlı(viskozite değişimi)
- Verimin düşük olması

Çizelge 1.1' de çeşitli yönlerden elektrik, hidrolik ve pnömatik tekniklerinin karakteristik değerlerinin bir karşılaştırması görülmektedir.

Çizelge 1.1 Elektrik, hidrolik ve pnömatik tekniklerinin mukayesesi (Schrader, 1991)

	Elektrik	Hidrolik	Pnömatik
Kaçaklar	Yüksek gerilimlerde ölüm tehlikesi	Kirlilik	Sadece enerji kaybı
Çevreden etkilenme	Belirli çevrelerde patlama tehlikesi, sıcaklığa karşı duyarsız	Sıcaklık değişimine karşı duyarlı, kaçak varsa yangın tehlikesi	Patlamaya karşı emniyetli, sıcaklığa karşı duyarlı
Enerji depolama	Zor, pil veya akü ile sadece az miktarda	Sınırlı, gaz yardımıyla	Kolay
Enerji iletimi	Sınırsız, enerji kaybı ile	100 m uzaklığa kadar	1000 m uzaklığa kadar
Çalışma hızı		$v= 0.5$ m/s	$v= 1.5$ m/s
Enerji besleme maliyeti	Düşük	Yüksek	Çok yüksek
	0.25	1	2.5
Doğrusal hareket	Zor ve pahalı, kuvvetler küçük, hız ayarı oldukça masraflı	Silindire oldukça basit, kuvvetler büyük, hız ayarı kolay	Silindire oldukça basit, kuvvetler sınırlı, hız yüke bağımlı
Döner hareket	Basit ve güçlü	Basit, yüksek dönme momenti, düşük devir sayısı	Basit, güçlü değil, yüksek devir sayısı
Konumlama hassasiyeti	Hassasiyet $\pm 1\mu\text{m}$ kadar ve kolayca elde edilebilir	Yapılan masrafa göre $\pm 1\mu\text{m}$ hassasiyet elde edilebilir	Yük değişimi olmaksızın 1/10 mm kadar mümkün

Rijitlik	Mekanik ara elemanlar vasıtasıyla çok iyi değerler elde edilebilir.	İyi, zira hidrolik sıvının sıkıştırılabilirliği ihmal edilebilecek kadar az ve basınç pnömatiğe göre daha yüksek	Kötü, zira hava sıkışabilir
Kuvvetler	Aşırı yüklenemez, çıkış tarafına bağlanan mekanik elemanlarla verim kötüleşir, büyük kuvvetler elde edilebilir	Aşırı yüke karşı emniyetli, sistem basıncının yükseltilmesi ile (600 bar kadar) çok yüksek kuvvetler elde edilebilir. $F < 3000 \text{ kN}$	Aşırı yüke karşı emniyetli, hava basıncına ve silindir çapına bağlı olarak kuvvetler sınırlı, $F < 30 \text{ kN}$, basınç 6 bar kadar

Hidrolik sistemlerinin elektrik analogisinin yapılabilmesi için hidrolik sistemlerde kullanılan tüm elemanların görevlerinin, seçim kriterlerinin ve yapılarının tam olarak bilinmesi gerekmektedir.

2. HİDROLİK SİSTEM ELEMANLARI

Hidroliğin, otomasyon tekniğinde önemli bir yer teşkil ettiği Çizelge 1.1' de verilmişti. Hidroliği uygulama alanları itibariyle ikiye ayırabiliriz:

- a) Sabit hidrolik sistemler(Endüstriyel hidrolik sistemler)
- b) Hareketli hidrolik sistemler(Mobil hidrolik sistemler)

Sabit hidrolik sistemler, belli bir yerde sabittirler. Hareketli hidrolik sistemler ise tekerlekler veya paletler üzerinde hareket edebilirler. Valflerin genel olarak doğrudan el ile kumanda edilmesi, hareketli hidrolik sistemlerin karakteristik özelliklerindedir. Oysa sabit hidrolik sistemlerde daha çok elektromanyetik valfler kullanılır.

Sabit hidrolik sistemlerin önemli uygulama alanları şunlardır:

- Her türlü imalat ve montaj makinaları
- Transport sistemleri
- Kaldırma ve iletme makinaları
- Presler
- Haddehaneler
- Asansörler

Hareketli hidrolik sistemler ise aşağıdaki alanlarda uygulanmaktadır:

- İnşaat makinaları
- Kepçe mekanizmaları, tutma ve yükleme tertibatları
- Kaldırma ve iletme makinaları
- Tarım makinaları

İnşaat makinalarında hidrolik sistemler, değişik şekillerde uygulama alanı bulur. Örneğin; bir kazıyıcıda(ekskavatör) iş hareketlerinin(kaldırmak, tutmak, döndürmek vs.) yanı sıra kazıyıcı makinanın yer değiştirme hareketi de hidrolik sistem vasıtasıyla olmaktadır. Doğrusal hareketler, doğrusal tahrik elemanları(silindirler) ve dönme hareketleri, döner tahrik elemanları(motorlar) tarafından verilir.

2.1 Hidrolik Akışkanlar ve Borular

2.1.1 Hidrolik Akışkanlar

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 yağların, çok değişik ödevleri yerine getirmesi gerekir.

- Basınç iletimi
- Elemanların hareketli kısımlarının yağlanması
- Soğutma, enerji dönüşümü(basınç kaybı) ile meydana gelen ısının dışarı atılması
- Basınç darbelerinden meydana gelen titreşimlerin söndürülmesi
- Korozyona karşı koruyucu
- Aşınma sonucu oluşan parçacıkların uzaklaştırılması
- Sinyal iletimi

Sıvı olarak suyun alınmasında, korozyon, kaynama noktası, donma noktası ve düşük viskozite gibi problemlerle karşılaşılır. Madeni yağlar(hidrolik yağ da denir) normal olarak istenilenleri fazlasıyla karşılarlar. Bunların kullanım payı oldukça yüksektir. Yanma tehlikesi yüksek olan; taşkömürü ocakları, maden ocakları, haddehaneler, basınçlı döküm makinaları gibi yerlerde kullanılan hidrolik sistemlerde yanmaya karşı dayanıklı hidrolik akışkan kullanılır. Bütün bu uygulama alanlarında, kaçaklar veya hatlardaki kopmalar nedeniyle madeni yağın oldukça yüksek sıcaklıkta olan metal parçalara isabet etmesi ile yangın tehlikesi mevcuttur. Böyle durumlarda madeni yağ kökenli standart yağ yerine, su veya sentetik yağ karıştırılarak elde edilen yağ karışımları kullanılır.

Hidrolik yağlar, DIN 51524 ve DIN 51525' te olduğu gibi bileşim ve özelliklerine göre üç sınıfa ayrılır: (Çizelge 2.1)

- a) Hidrolik yağ HL
- b) Hidrolik yağ HLP
- c) Hidrolik yağ HV

Bunların tanımında, "H" hidrolik anlamındadır. Diğer ilave harfler bileşimdeki etkili maddeleri ifade etmek için kullanılmıştır. Bu tanıtıcı harfler, DIN 51517' de(ISO-Viskozite sınıfları) belirlenen viskozite sayısı ile tamamlanır. Örneğin; HLP 68 yağındaki 68 rakamı DIN 51517' ye göre viskozite tanım sayısını simgeler.

Çizelge 2.1 Hidrolik Sistemlerde Kullanılan Yağlar (Schrader, 1991)

Gösterilişi	Önemli özellikleri	Kullanım alanları
HL	Korozyona karşı koruyuculuk ve yaşlanmaya karşı dayanıklılık yükseltilmiş	Yüksek termik gerilmeler veya su teması ile korozyon tehlikesi olan sistemlerde
HLP	Aşınmaya karşı koruyuculuk yükseltilmiş	HL yağındaki özelliklerin yanı sıra yapısından veya işletme şartlarından kaynaklanan yüksek derecede karışık sürtünme olan sistemlerde
HV	Viskozite-sıcaklık davranışı iyileştirilmiş	HLP özelliklerinin yanı sıra, önemli ölçüde değişen ve oldukça düşük çevre sıcaklıklarının hakim olduğu sistemlerde

Hidrolik akışkanların daha önce belirtilen ödevleri yerine getirmesi için ilgili işletme şartları da dikkate alınarak, bazı özelliklere sahip olması gerekir. Bu yapısal özellikler aşağıda belirtilmiştir:

- Mümkün olduğu kadar yoğunluğunun düşük olması gerekir.
- Sıkıştırılabilirliğin az olması gerekir. Çünkü uzun stroklu silindirlerin durmasında yüksek sıkıştırılabilirlik salınma neden olur. Ayrıca yüksek sıkıştırılabilirlik ani basınç ve kuvvet değişmelerinde kesintili ve titreşimli bir harekete sebep olur.
- İyi derecede viskozite sıcaklık davranışı göstermelidir. Viskozitesi büyük bir sıcaklık aralığında kabul edilen sınırlar içinde kalmalı, fazla değişmemelidir. Aksi halde yüksek viskoziteye sahip kalın bir yağ seçilecektir ki bu da boru hatlarında basınç kayıplarını artırır ve soğukta ilk çalıştırma sırasında emişi güçleştirir.
- Hidrolik akışkanların köpüklenmemesi gerekir. Köpüklenme kaviteasyona yol açar, neticede yağ ısınır, şok ve gürültü oluşur, basınç düşer. Bu nedenle, yağlara köpük önleyen katkılar ilave edilmektedir.
- Yanmaya karşı dayanıklı olmalıdır.
- Sudan ayrılmalıdır. Yağın içinde %1 oranında suyun bulunması yağlama yeteneğini bozmaz. İlave edilecek katkıları nedeniyle su ile yağ çözelti oluşturamayacaklarından yağdan ağır olan su dibe çöker. Belli zamanlarda deponun altındaki musluğu açarak bu suyu boşaltmak gerekir.
- Aşınma ve korozyona karşı koruyucu olmalıdır.

Bilindiği gibi, hidrolik yağların bileşenlerinin oksijenle kimyasal tepkimeye girerek bazıları erimeyen türden kimyasal bileşikler oluşturmasına oksidasyon denir. Bu olay sonucu, sızdırmazlık elemanlarında bozulma ve metal yüzeylerde korozyon meydana gelir.

Oksidasyon bir kimyasal tepkimedir ve 50° C' ye kadar hızı çok yavaştır. Bu değerden sonra hızı çok artar. O yüzden hidrolik sistemlerde yağ sıcaklığı 35 °C–50 °C arasında olmalı, kesinlikle 70 °C' nin üstüne çıkılmamalıdır. Gerekirse soğutucu kullanılmalıdır.

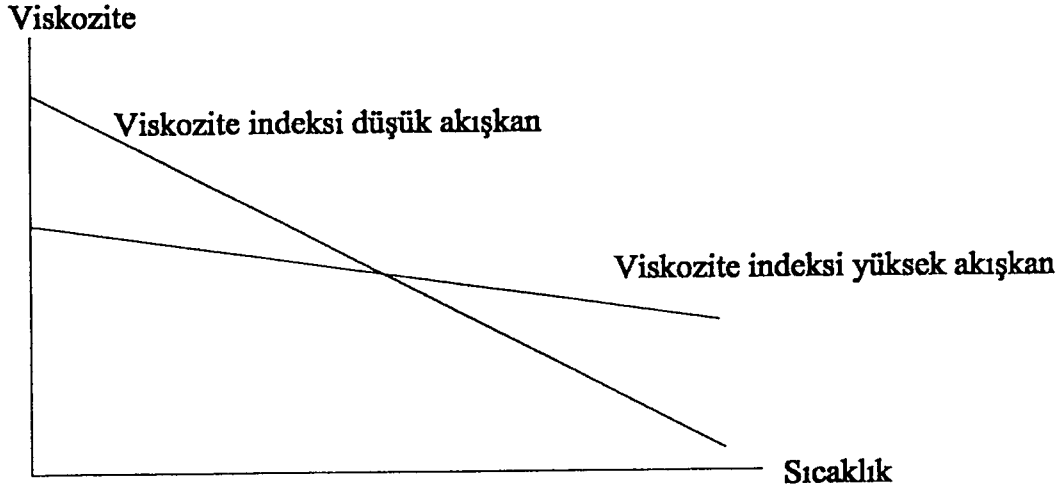
Hidrolik yağları ayırt etmede en önemli karakteristik viskozitedir. Uluslararası birim sistemine göre, viskozite denince “kinematik viskozite” kastedilir. Viskozite birimi olarak da cSt(mm²/s) kullanılır. Hidrolik sistemlerde yağın 50 °C' da 17-40 cSt yada 40 °C' da 22-90 cSt viskoziteye sahip olması istenir. Sıcaklık değişse bile bu sınırlar içinde kalınmalıdır. Çizelge 2.2' de ISO viskozite sınıfları verilmektedir.

Çizelge 2.2 ISO viskozite sınıfları (Schrader, 1991)

ISO Viskozite Sınıfları	Kinematik viskozite(mm ² /s) 40 °C' de	
	minimum	Maksimum
ISO VG 10	9.0	11.0
ISO VG 22	19.8	24.2
ISO VG 32	28.8	35.2
ISO VG 46	41.4	50.6
ISO VG 68	61.2	74.8
ISO VG 100	90.0	110.0

Düşük viskozite(ince sıvı) büyük ölçüde kaçaqlara neden olur. Bu durumda oldukça ince olan yağ filmi, kolayca yırtılacağından aşınmaya karşı koruyucu olmaktan çıkacaktır. Ancak sürtünmenin düşük olması nedeniyle basınç ve güç kayıpları az olacağından, ince yağ kalın yağa tercih edilir. Yüksek viskozite(kalın sıvı) ile artan sürtünme, bilhassa akış kontrol noktalarında normalin üstünde basınç kayıplarına ve ısınmaya neden olur. Bu şekilde, soğukta çalıştırma ve hava kabarcıklarının ayrılması zorlaşacağından kavitasyona ortam hazırlanmış olur.

Viskozite-sıcaklık davranışını ifade etmek için, tanıtıcı değer olarak genelde “Viskozite İndeksi (VI)” kullanılır. Bir hidrolik akışkanın viskozite indeksi ne kadar yüksek olursa, sıcaklıkla viskozite değişimi de o oranda az olur. Viskozite indeksinin yüksek olması halinde, bu durum viskozite-sıcaklık diyagramında yatay bir doğru olarak kendini gösterir. (Şekil 2.1)



Şekil 2.1 Viskozite İndeksi (Özcan, 1982)

2.1.2 Hidrolik Borular

Hidrolik sistemlerde kullanılan iletim hatları borular ve hortumlardır. Basınç hatlarında genellikle St 35.4 kalitesinde dikişsiz çekme borular kullanılır. Borular, paslanmayı önlemek amacıyla fosfatlama işleminden geçirilir.

Sistemlerde kullanılacak boru çaplarının tayininde Akışkanlar Mekaniği bilgilerinden faydalanılır. Bilindiği üzere; laminer akışta sıvı, boru içinde düzenli silindirik tabakalar halinde hareket eder. Borunun merkezinde hız en yüksek, iç çeperinde ise en düşüktür. Ancak akışkanın hızı artırılınca belli bir hızdan sonra akışkan parçacıklarının hareketi düzenli tabakalar olmaktan çıkar, akışkan parçacıkları borunun ortasından yanlara doğru yön değiştirir. Böylece girdap şeklindeki türbülanslı akış meydana gelir. Hidrolik devrelerin tasarımında da türbülanslı akıştan uzak kalınacak şekilde boru çapı belirlenir.

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (2.1)$$

Re: Reynolds sayısı

v: Boru içindeki akış hızı [m/s]

d: Boru çapı [m]

ν : Kinematik viskozite [m^2/s]

Bu şekilde bulunan Reynolds sayısının $Re < 2300$ olduğu akışlar laminer, $Re > 2300$ olduğu akışlar ise türbülanslı olarak adlandırılır. Re sayısının 2300 değeri düzgün ve silindirik borular için kritik değer (Re_{kritik}) olarak tanımlanır. Eğer iletim hattında kısma noktaları varsa Re_{kritik} değeri oldukça düşer. Şayet Re_{kritik} değerinin altına düşülürse türbülanslı akış hemen laminer olmaz. Laminer akış $0,5 Re_{kritik}$ değerinde tekrar elde edilir.

Hidrolik sistemlerde türbülanslı akışın neden olduğu oldukça büyük sürtünme kayıplarını önlemek için, Re_{kritik} değeri aşılmamalıdır.

$$v_{kritik} = \frac{Re_{kritik} \cdot \nu}{d} = \frac{2300 \cdot \nu}{d} \quad (2.2)$$

Kritik hız akışkanın viskozitesine ve boru çapına bağlı olduğundan sabit bir sayı değildir. Bu nedenle pratikte daha çok ampirik olarak belirlenmiş değerler esas alınır.

Türbülanslı akışı önlemek için boru çaplarının hesabında aşağıdaki hız değerleri kullanılır.

Emiş hattı: $v_{emiş}$: 1-1.5 m/s

Basınç hattı:	İşletme basıncı	v_{basma} (m/s)
	< 50 bar	4.0
	<100 bar	4.5
	<150 bar	5.0
	<200 bar	5.5
	<300 bar	6.0

Dönüş hattı: $v_{dönüş}$: 2 m/s

Boru çapının belirlenmesinde şu formüller kullanılır:

$$A = \frac{Q}{v} \quad (2.3)$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (2.4)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} \quad (2.5)$$

Q [lt/dk] ve v [m/s] ise

$$d \cong \sqrt{\frac{21.22 \cdot Q}{v}} \text{ [mm] olur.} \quad (2.6)$$

Q: Hacimsel debi

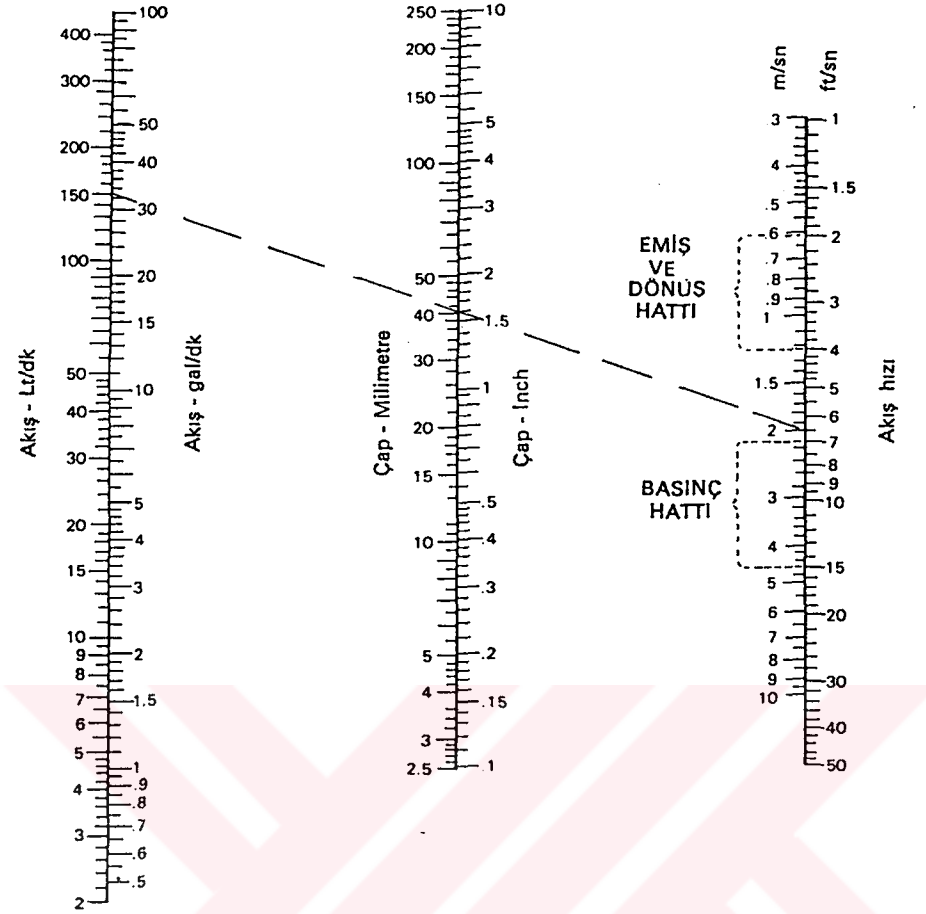
v: Akış hızı

A: Akış alanı

d: Boru çapı

Çizelge 2.3' te yukarıdaki formülden hareketle elde edilen grafik görülmektedir.

Çizelge 2.3 Boru çapı seçimi (Özcan, 1982)



Hidrolik sistemlerde, akışkanın geçtiği tüm elemanlar ve hatlar ile akışkan arasında bir sürtünme meydana gelir. Sürtünme, akışkanın ve buna bağlı olarak da elemanların ısınmasına neden olur. Neticede, ısının meydana gelmesi sistemde basıncın düşmesine ve iş elemanları için gerekli basıncın azalmasına neden olur. Yani akış sırasında akışkanın tabakaları arasında (dinamik karakterli) ve akışkan ile boru cidarları arasında(statik karakterli) meydana gelen sürtünmeler bir direnç oluşturur. Bu direnç de basınç düşmesi şeklinde ölçülebilir.

Borulardaki basınç kayıpları şöyle hesaplanabilir: (Darcy Denklemi)

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (2.7)$$

Δp : Basınç düşümü

λ : Boru sürtünme katsayısı (Laminer akışta $\lambda=64/Re$)

l : Boru boyu

d : Boru çapı

ρ : Akışkanın yoğunluğu

v : Akış hızı

Dirseklerde ve T şeklindeki bağlantılarda akış yönünün değiştirilmesi nedeniyle büyük basınç kayıpları meydana gelir. Bu basınç düşümleri şöyle bulunur:

$$\Delta p = \xi \cdot b \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (2.8)$$







ξ : Şekil katsayısı(deneysel olarak tespit edilmiş)

b: Düzeltme katsayısı

Şekil katsayısı önemli derecede Reynolds sayısına bağlı olduğu için, Reynolds sayısına göre tespit edilmiş bir düzeltme katsayısı "b" dikkate alınır.

Çizelge 2.4 ve Çizelge 2.5' te şekil katsayıları ve düzeltme katsayıları görülmektedir.

Çizelge 2.4 Şekil katsayıları (Schrader, 1991)

						
ζ	0,5	1,3	0,5-1	2	1,2	5 ... 15

Çizelge 2.5 Düzeltme katsayıları (Schrader, 1991)

Re	25	50	100	250	500	1000	1500	2300
b	30	15	7.5	3.0	1.5	1.25	1.15	1.0

2.2 Tank ve Donanım

Burada hidrolik yağ deposu ve devredeki diğer elemanlar incelenecektir.

2.2.1 Filtreler

Hidrolik sistemlerde filtre kullanımı, yapı elemanlarının işlevlerini ve ömürlerini korumak açısından büyük önem taşır.

Hidrolik yağın kirlenmesi aşağıdaki nedenlerden kaynaklanır:

- İlk işletmeye alınmasında metal talaşlar, döküm kumu artıkları, boya artıkları, cüruf artıkları, kir, sızdırmazlık malzemesi, kirli yağ(satın alış itibariyle) kirlenmeye neden olur.

- İşletme esnasında aşınmadan kaynaklanan parçacıklar, sızdırmazlık elemanları üzerinden ve tankın havalandırılması yoluyla giren yabancı maddeler, hidrolik yağın ilave edilmesi veya değiştirilmesi, eleman ve hortum değiştirilmesi ile kirlenme meydana gelir.

Filtrenin görevi, elemanları önemli bir aşınmadan korumak için, kirliliği müsaade edilen bir değerde tutmaktır. Filtreleme işlemi, yeteri kadar hassas olmalı ve filtrenin etkisi bir kirlilik göstergesi ile kontrol edilmelidir. Filtre seçiminde; pislik parçalarının büyüklük ve sayısı, yağın akış hızı, çalışma basıncı, basınç düşümü, yapısal koşullar vs. önemli rol oynar.

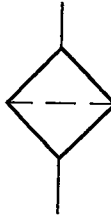
Parçacık büyüklükleri, metrenin milyonda biri olan, mikron(μm) ile ölçülür. Bu nedenle filtreleme hassasiyeti mikron ile belirtilir. Mutlak filtre hassasiyeti ile filtreden geçebilecek en büyük parçacık boyutu ifade edilir.

β -değeri ile belirli büyüklükteki parçacıkların filtre girişinde, filtre çıkışına göre kaç kat fazla olduğu belirtilir.

Filtre malzemesi olarak paslanmaz çelik tel, kağıt ve metal ipçik kullanılır. Metal ipçikler uzun ömür, sıcaklıktan etkilenmeme, aynı alanda daha çok pislik tutma kapasitesi ve yüksek basınç düşümüne dayanabilme avantajlarına sahiptir.

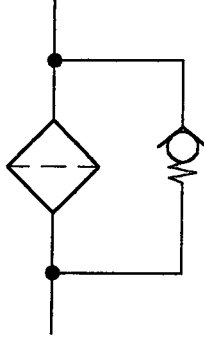
Hidrolik sistemlerde kullanılan filtrelerden emiş filtresi, pompalardan önce iri gözenekli filtre olarak kullanılır ve pompayı kirlenmeye karşı korur. Dönüş hattı filtresi, yağın hidrolik elemanları terk etmesinden sonra kullanılır. Basınç hattı filtresi kirlenmeye karşı hassas valfleri korumak için kullanılır, ancak basınca dayanıklı gövde gerektirir.

Şekil 2.2' de filtrelerin hidrolik devre gösterimi görülmektedir.



Şekil 2.2 Filtre

Dönüş filtrelerinde, filtre elemanı kirlendiği zaman hattaki basınç belli bir değere ulaştığından filtreyi korumak için çek valf bulunur.(Şekil 2.3) Bu durumda akış çek valf üzerinden sağlanır ve kirlilik göstergesinden basınca bağlı olarak elemanın kirlilik durumu gözlemlenebilir.



Şekil 2.3 Dönüş filtresi

2.2.2 Esnek Kavrama

Pompa-elektrik motoru bağlantısında pompa ve motor milinin eksenleri aynı hizada olmalıdır. Bunun için pompa-motor bağlantısı bir elastik kavrama ile yapılmalı ve böylece açısallık veya aksel kaçıklıkların pompa ve motora zarar vermesi önlenmelidir. Esnek kavramanın devre gösterimi Şekil 2.4' te verilmiştir.



Şekil 2.4 Esnek kavrama

2.2.3 Sıcaklık ve Seviye Göstergesi

Depodaki yağın sıcaklığı ve seviyesini her an görebilmeyi sağlar. Sıcaklık ve seviye göstergesi hidrolik devrelerde şu şekilde gösterilir.(Şekil 2.5)



Şekil 2.5 Sıcaklık ve seviye göstergesi

2.2.4 Manometre

Manometre, devredeki yağ basıncını ölçmeye yarayan bir göstergedir. Manometrelerin seçiminde; gösterge çapı, maksimum basınç değeri, gliserinli olup olmadığını, yağ

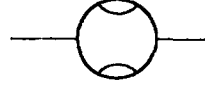
bağlantısının alttan veya arkadan olduğu, bağlantı rakorunun dış ölçüsü önemlidir. Manometrenin gliserinli olmasının yararı, gliserinin sönmüleme yaparak manometreyi anlık basınç değişimlerinin kötü etkilerinden korumasıdır. Manometreler devrelerde Şekil 2.6' daki gibi gösterilir.



Şekil 2.6 Manometre

2.2.5 Debimetre

Debimetreler, hidrolik sistemlerde bağlandıkları hatlardan geçen akış miktarını gösteren ölçü aletleridir. Hidrolikte, devrede herhangi bir arıza ararken debimetrelerden sıkça faydalanılır. Şekil 2.7' deki gibi gösterilirler.



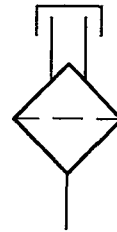
Şekil 2.7 Debimetre

2.2.6 Tank Kapağı ve Havalık

Yağ tankının üzerine konulur. Doldurma filtresi olarak tank kapağının vazifesi; yağ doldurulurken büyük parçacıkların depoya veya devreye girmesini önler. Havalandırma filtresi olarak havalığın vazifesi; devre yağ çektikçe depoda değişen yağ düzeyi ile birlikte hava miktarının da değişmesini sağlamaktadır. Bunun için yağ doldurma yerinin kapağına (tank kapağı) bir havalandırma filtresi integre edilir. Devrelerdeki gösterimleri Şekil 2.8' de görülmektedir.



(a) Tank kapağı

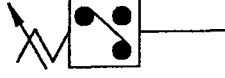


(b) Havalık

Şekil 2.8 Tank kapağı ve havalık

2.2.7 Basınç Anahtarı

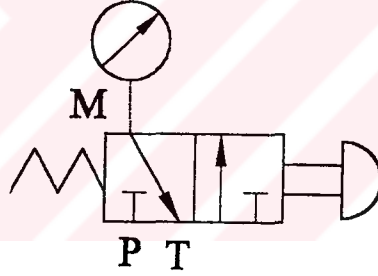
Hidroelektrik basınç anahtarı, basınca bağlı olarak bir elektrik devresini açma veya kapama görevi görür. İki amaç için kullanılır. Hidrolik sistemlerdeki gösterimi Şekil 2.9' daki gibidir.



Şekil 2.9 Basınç anahtarı

2.2.8 Manometre Koruma Valfi

Manometre koruma valfi aslında üç yollu düğme uyarılı sürgülü bir valftir. Manometrenin sürekli basınç altında kalmamasını, basıncın istendiği zaman okunmasını sağlar. Hidrolik devrelerdeki gösterimi Şekil 2.10' da sunulmuştur.



Şekil 2.10 Manometre koruma valfi

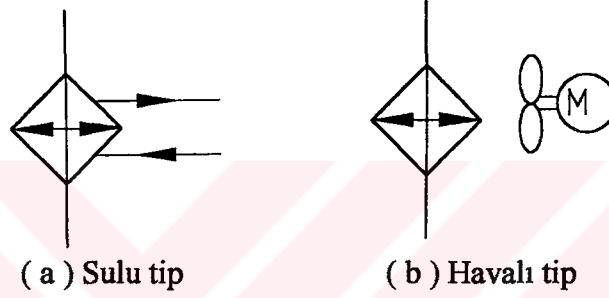
2.2.9 Soğutucu ve Isıtıcı

Hidrolik akışkanın, yapı elemanlarında ve sistem hatlarında akışı sırasında sürtünmeler meydana geldiğinden, bu durum hidrolik sistemlerde enerji kaybına neden olur. Bu şekilde hidrolik akışkan ısınır. Bu ısı kısmen tank, hatlar ve diğer yapı elemanları üzerinden çevreye verilir. İşletme sıcaklığı 50-60 °C değerlerini aşmamalıdır. Yüksek sıcaklık, yağın viskozitesini düşürür, sızdırmazlık elemanlarının ömrünü kısaltır. Hidrolik sistemin soğutma gücü yeterli olmazsa, sıcaklığı belli sınırlar dahilinde tutmak için, çoğunlukla termostat üzerinden soğutucu devreye sokulur.

Sulu tip soğutucuda, soğutulması istenen yağ, borular içinde akarken dışında da soğutma akışkanı, su dolaşır. Soğutucu akışkan ile yağ arasında sıcaklık farkı büyük olabileceğinden soğutma güçleri hava soğutmalıya göre daha yüksektir. Sulu tip soğutucularda 35 °C' ye kadar sıcaklık farkı elde etmek mümkündür.

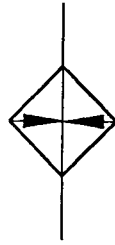
Havalı tip soğutucuda, devrede dönen yağ, üzerine hava üflenerek borulardan geçerek soğutulur. Bu tip soğutucularda 25 °C' ye kadar sıcaklık farkı elde edilebilir. Hava üfleyiciler dışarıdan tahrik edildiği için devrede bir miktar ek gürültü kaçınılmazdır. Motor mili üzerine takılmış olan üfleyici, havayı birkaç kez kıvrılmış olan borulara gönderir. Sıcaklığı düşen yağ depoya aktarılır.

Şekil 2.11' de sulu ve havalı tip soğutucuların hidrolik devredeki gösterimi görülmektedir.



Şekil 2.11 Soğutucu

Isıtıcılar ise soğuk ortamlarda veya ilk çalıştırma sırasında yağı çalışma sıcaklığına getirmek için kullanılırlar. Isıtma işlemi yağın içine daldırılan elektrikli ısıtma çubukları ile gerçekleştirilir. Birim alana verilen ısının fazla olmamasına dikkat edilmelidir. Madensel yağlar için en çok güç 2 Watt/cm²' yi geçmemelidir. Fosfat ester ve su-glikolde bu değer 0,6-0,7 Watt/cm²' dir. Isıtıcının devre gösterimi Şekil 2.12' de görülmektedir.



Şekil 2.12 Isıtıcı

Bir hidrolik sistem giriş gücünün ortalama %20' si kadar ısı yaratır.

Ortalama ısı geçiş katsayısı $K=8,51 \text{ W/m}^2\text{°C}$ alınabilir.

$$Q= K.A.\Delta T$$

(2.9)

Q: Isıya dönüşen güç [W]

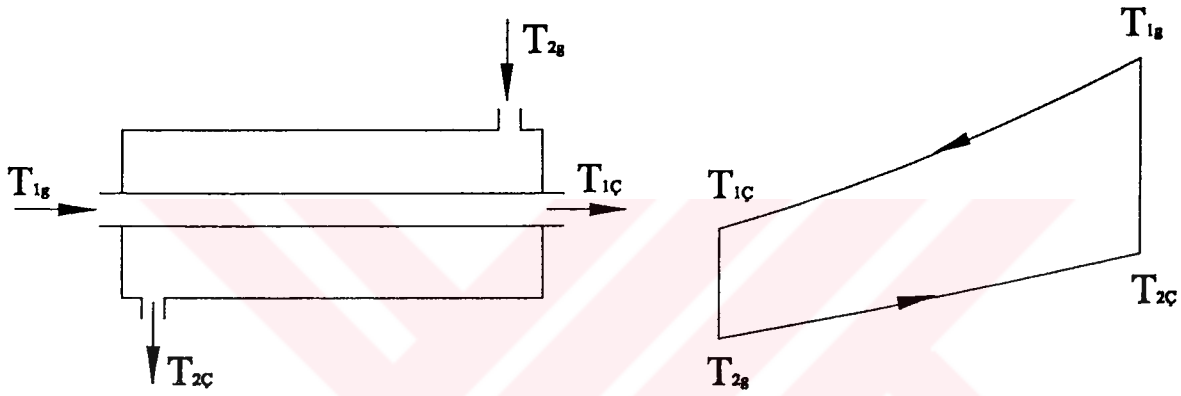
K: Ortalama ısı geçiş katsayısı [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$]

A: Soğutma yüzeyi [m^2]

ΔT : Denge sıcaklık farkı [$^\circ C$]

$$\Delta T = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (2.10)$$

Şekil 2.13' te örnek olarak, ters akımlı bir soğutucuya ait ΔT_1 ve ΔT_2 değerlerinin bulunması görülmektedir.



Şekil 2.13 Ters akımlı bir soğutucu

$\Delta T = 40 \text{ } ^\circ C$ ' lık bir denge sıcaklık farkını korumak için hesaplar yapılır. Buradan sistemin

$$A = \frac{Q}{K \cdot \Delta T} \quad (2.11)$$

sahip olması gereken soğutma yüzeyi saptandıktan sonra sistemin sahip olduğu yüzey ile karşılaştırılır ve yeterli değilse devreye soğutucu ilave edilir.

2.2.10 Tank

Bir hidrolik sistemde, tankın birçok ödevi vardır. Bunlardan bazıları şunlardır:

- Hidrolik sistem için önemli olan hidrolik akışkanın depolanması
- Güç kayıplarından meydana gelen ısının dışarı atılması
- Su, hava ve katı parçacıkların ayırt edilmesi
- Hidrolik devredeki yapı elemanlarını taşımak

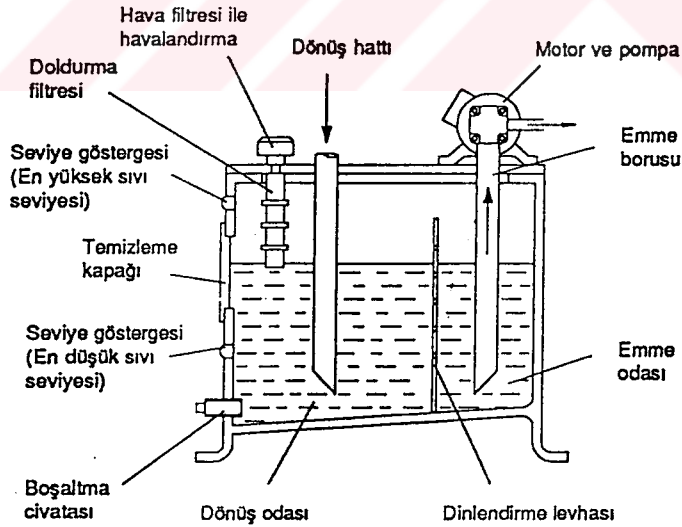
Tankın büyüklüğünün tespitinde şu hususlar önemlidir:

- Pompa debisi
- İşletme sırasında müsaade edilen maksimum akışkan sıcaklığı ile bağlantılı olarak meydana gelebilecek ısı
- İş elemanlarının(örneğin; silindir, akü) dolu veya boş olması halinde tanımlanabilecek mümkün olan maksimum sıvı hacmi
- Çalışma ortamı
- Tüm akışkanın dolaşım zamanı

Tank büyüklüğü için, pompa tarafından 3 ile 5 dakika içinde emilen sıvı hacminin esas alınması tavsiye edilir. Seviye değişimlerini dengelemek için ilave olarak %15 nispetinde hava boşluğu ayrılır.

Derin tanklar ısı atmak için, geniş tanklar ise hava ayırmak için daha uygundur. Tankta emiş ve dönüş hatları, mümkün olduğu kadar birbirinden uzak olmalıdır.

Tankta ayrıca emiş ve dönüş odalarını birbirinden ayırmak için dinlendirme levhası bulunur. Böylece dönen akışkanın, dinlenme zamanı artırılabileceğinden kir, su ve havanın etkili bir şekilde hidrolik yağdan ayrılması sağlanır. Taban levhası, dibe çöken artıkların ve suyun dışarı akmasında kolaylık sağlamak için boşaltma vidasına doğru bir eğim göstermelidir. Şekil 2.14' te genel olarak yağ tankı ve üzerindeki donanımlar görülmektedir.



Şekil 2.14 Yağ tankı ve donanımlar (Schrader, 1991)

2.3 Hidrolik Silindirler

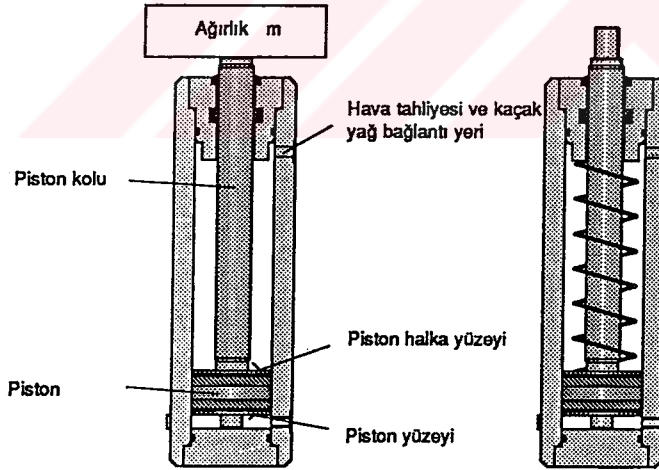
Hidrolik silindirler, pompanın devreye verdiği hidrolik enerjiyi mekanik enerjiye çevirirler. Silindirler doğrusal hareket üretirler ve bu nedenle bunlara doğrusal motorlar da denir. Hidrolik silindirleri 3 ana gruba ayırmak mümkündür:

- Tek etkili silindirler
- Çift etkili silindirler
- Özel silindirler

2.3.1 Silindir Çeşitleri

2.3.1.1 Tek Etkili Silindirler

Tek etkili silindirlerde, hidrolik akışkan sadece piston tarafından etki ettirilir. Bu şekilde silindir, sadece bir yönde iş yapabilir. Şekil 2.15' te tek etkili silindir ve kısımları görülmektedir.



Şekil 2.15 Tek etkili silindir (Schrader, 1991)

Bu tip silindirlerin çalışma prensibi şöyledir:

Hidrolik akışkan piston boşluğuna akar. Karşı kuvvetin etkisi ile piston boşluğunda basınç yükselmeye başlar. Bu karşı kuvvetin yenilmesinden sonra, piston ileri hareketine başlar ve bu hareket son konuma ulaşıncaya kadar devam eder. Pistonun geri hareketinde, basınç hattı yönlendirme valfi tarafından kapatılır ve piston boşluğu yönlendirme valfi üzerinden ilgili hat

ile tanka bağlanır. Pistonun geri hareketi kendi ağırlığı, bir yay kuvveti veya ilave bir ağırlık vasıtasıyla gerçekleşir. Bu durumda, bu kuvvetler(ağırlık kuvvetleri) silindirde, valflerde ve hatlarda ortaya çıkan sürtünme kuvvetlerini yenecek ve akışkanın dönüş hattından tanka akışını temin edecek büyüklükte olmalıdır.

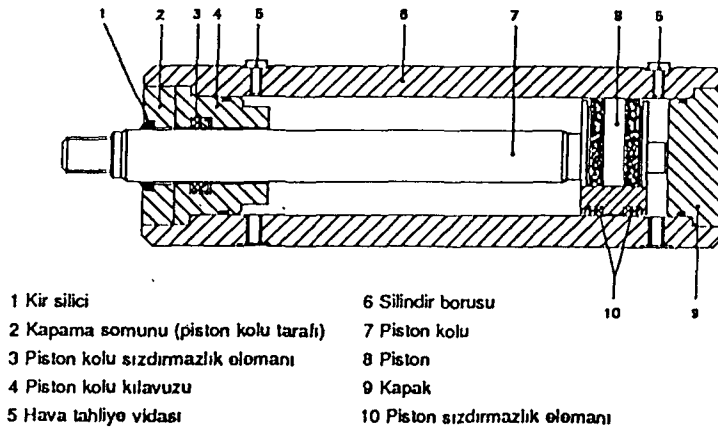
Tek etkili silindirin iş parçasını kaldırma, sıkıştırma, indirme, makaslı platformlar gibi yerlerde uygulama alanları vardır.

2.3.1.2 Çift Etkili Silindirler

Çift etkili silindirlerde, hidrolik akışkan her iki piston yüzeyine de etki ettirilebilir. Bu şekilde, işin iki yönde de yapılması mümkün olur. Bu silindirler aşağıdaki esaslara göre çalışır:

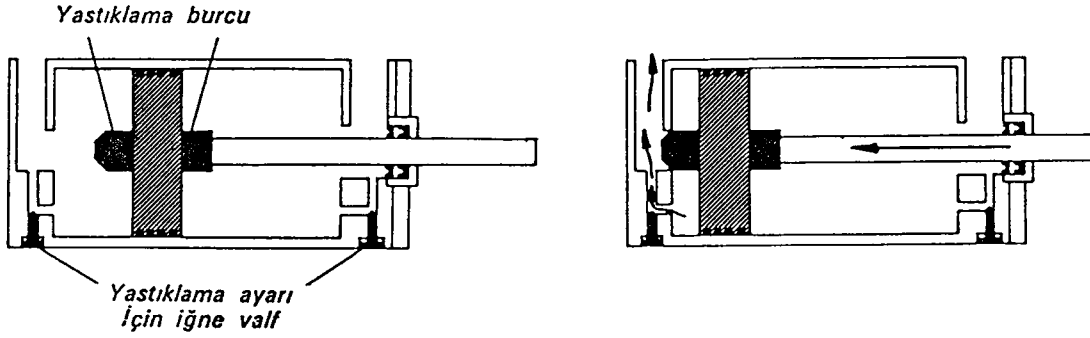
Hidrolik akışkan piston boşluğuna akar ve piston yüzeyine(A) etki eder. İç ve dış sürtünmeler nedeniyle basınç yükselmeye başlar. $F=p.A$ fiziksel esasına göre basınç ve piston yüzeyinden bir kuvvet meydana gelir. Bu kuvvetle dirençler yenilir ve piston kolu dışarıya hareket eder. Pistonun dışarı hareketinde, piston kolu tarafındaki hidrolik akışkan dönüş hattı üzerinden tanka akışa zorlanır. Pistonun içeri hareketinde, hidrolik akışkan piston kolu boşluğuna akar. Piston kolu içeri hareket ederken, piston boşluğundaki akışkan piston vasıtasıyla dönüş hattı üzerinden tanka akışa zorlanır.

Çift etkili silindirlerde, alan farkından dolayı pistonun ileri hareketinde aynı basınçta daha büyük kuvvet, geri hareketinde ise aynı debide daha büyük hız elde edilir. Çift etkili silindir ve kısımları Şekil 2.16' da görülmektedir.



Şekil 2.16 Çift etkili silindir (Schrader, 1991)

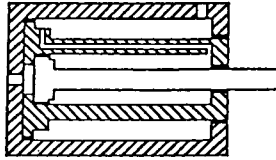
Silindirin çalışabileceği en üst hız değeri üretici firma tarafından verilir. Silindirin önerilen değerden daha hızlı çalışması durumunda yükün kinetik enerjisinden dolayı strok sonunda darbe oluşur. Bunu önlemek amacıyla silindirlerde yastıklama düzeneği geliştirilmiştir. Hızın $v < 6$ m/dk olması halinde yastıksız hareket edebilir. Hızın $v \geq 6-20$ m/dk olması durumunda bir kısıcı veya frenleme valfi ile yastıklamak gerekir. Hızın $v > 20$ m/dk olması halinde ise özel yastıklama veya frenleme tedbirleri alınmalıdır. Şekil 2.17’ de yastıklı bir silindirin çalışma mantığı verilmiştir.



Şekil 2.17 Yastıklı bir silindirin çalışması (Özcan, 1982)

2.3.1.3 Özel Silindirler

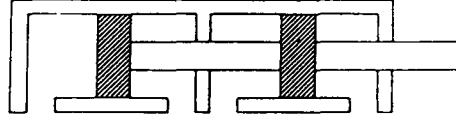
- Teleskop silindirler, küçük boyutlu silindir ile uzun strok elde etmek istendiğinde kullanılır. İç içe geçirilmiş pistonlardan oluşan bir silindir türüdür. Her kademe çıkışında mil çapından dolayı gerçek alan küçülür. Sistemde sabit debili pompa kullanılıyorsa silindirin hızı artacak, fakat uygulayabileceği kuvvet azalacaktır. Tek veya çift etkili olabilirler. Asansörlerin çalıştırılması, tarım alanında treylerin yana devrilmesi gibi silindir boyunun kısıtlı olduğu yerlerde kullanılır. Şekil 2.18’ de görülmektedir.



Şekil 2.18 Teleskop silindir (Özcan, 1982)

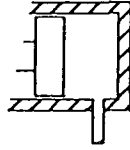
- Tandem silindirler, silindirin konacağı yer küçük ve basınç sınırlı ise aynı boyutlu silindirden daha büyük kuvvet elde edebilmek için kullanılır. Tandem silindir aslında iki veya daha fazla eşit stroklu silindirden oluşur. Silindir gömlekleri(borular) ve piston kolları birleştirilmiştir. Silindir çapının sınırlı olduğu durumlarda kullanılan tandem

silindir, içerdği silindirlerin herbirinin uyguladığı kuvvetlerin toplamı kadar bir kuvvet uygular. Şekil 2.19' da tandem silindir(ikili) görülmektedir.



Şekil 2.19 İkili tandem silindir (Özcan, 1982)

- Basınç yükselticilere booster(buster) adı da verilir. Silindirin piston yüzeylerinin alan farkları nedeniyle verilen düşük basınçta yağ ile yüksek basınç elde edilir. Basınç yükseltici, ters yönde bir basınç düşürücü vazife de görür. Basınç yükselticiye ait şekil aşağıda görülmektedir.(Şekil 2.20)



Şekil 2.20 Basınç yükseltici (Schrader, 1991)

2.3.2 Silindir Boruları ve Piston Kolları

Hidrolik silindir boruları genellikle dikişsiz çekme veya dikişli(kaynaklı) boru olduğu gibi derin delme tezgahlarında dolu malzemedен de yapılabilirler veya dökümle elde edilirler. En çok kullanılan borular St 35 veya St 52 niteliğinde çelik çekme borulardır. Silindirde kullanılacak borunun içinin çok iyi işlenmesi gerekir. Boru tornalandıktan sonra honlama işleminden geçirilerek gerekli yüzey temizliği sağlanır.

Boru et kalınlığının hesabında ise şu formüllerden yararlanılır:

$$\frac{d_a}{d_i} \leq 1.7 \text{ durumunda (DIN 2413' e göre)}$$

$$s_o = \frac{d_a \cdot p \cdot S}{200 \cdot \sigma_{ak}} [\text{mm}] \quad (2.12)$$

s_o : Boru et kalınlığı [mm]

p : Basınç [bar]

σ_{ak} : Akma dayanımı [daN/mm^2]

S : Emniyet katsayısı (1.7-2)

d_a : Boru dış çapı [mm]

d_i : Boru iç çapı [mm]

Piston kolunun kesit şekli dairesel olmakla birlikte çok ender de olsa dönmemesini sağlamak amacıyla dörtgen kesitli yapılan piston kolları vardır. Piston kolu tornalandıktan sonra taşlama işlemi yapılır. Kolun gazlar, alkaliler, asitler ve tuza karşı, korozyon dayanıklılığını sağlamak üzere genellikle 40-60 μm sert krom kaplanır.

Piston kolu çapının ve strok uzunluğunun belirlenmesinde Euler' e göre burkulma emniyetinin dikkate alınması gerekir.

$$F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l_b^2 \cdot v_{em}} \quad (2.13)$$

F: Maksimum çalışma yükü(burkulma yükü) [daN]

E: Elastisite modülü [daN/cm²]

Çelik için $E=2.1 \cdot 10^6$ daN/cm²

I: Yüzey atalet momenti [cm⁴]

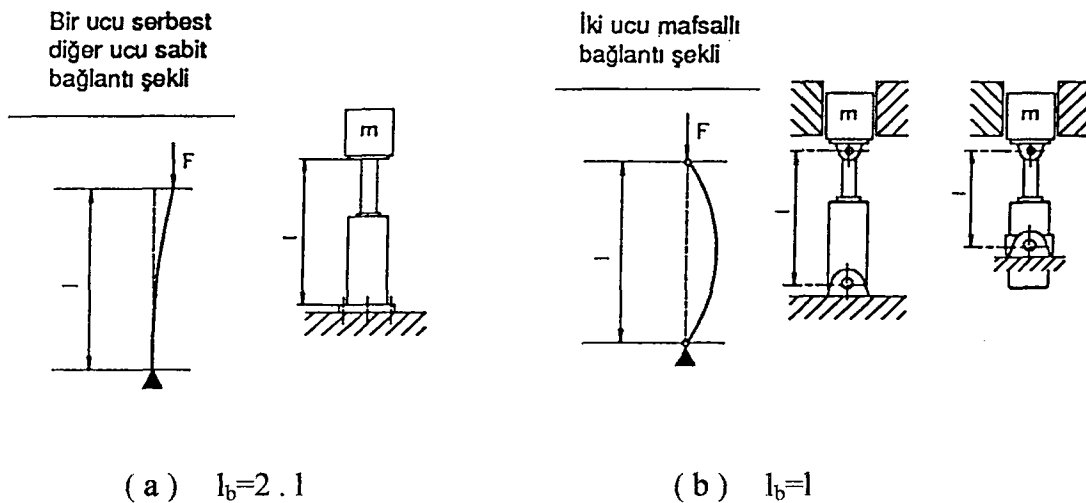
l_b : Serbest burkulma boyu [cm]

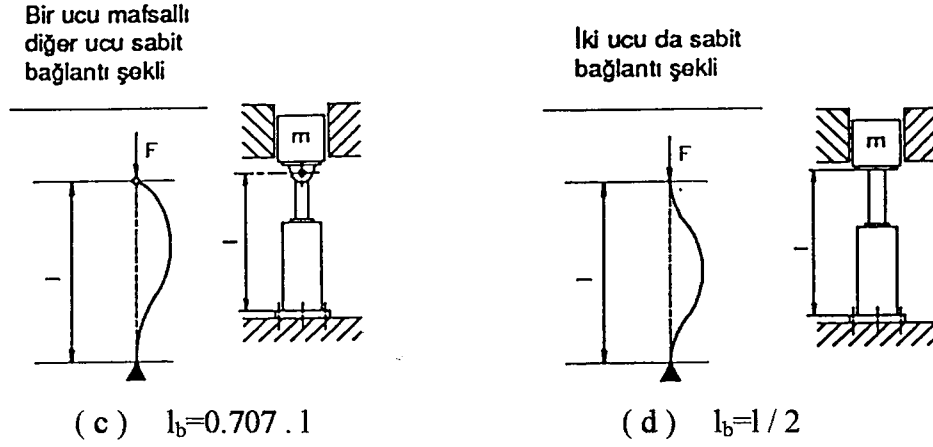
v_{em} : Emniyet faktörü (2.5-3.5)

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (2.14)$$

d: Mil çapı [cm]

Serbest burkulma boyu yük ve bağlantı şekline göre saptanmalıdır.(Şekil 2.21)





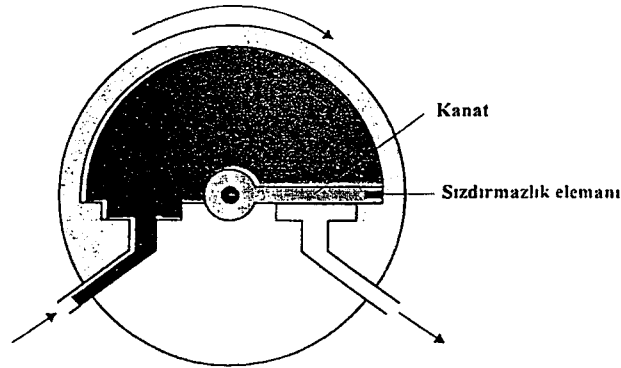
Şekil 2.21 Bağlantı Şekline gre serbest burkulma boyu (Schrader, 1991)

2.3.3 Aktüatörler(Dndrcler – Dner Silindirler)

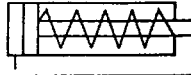

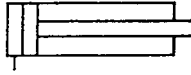
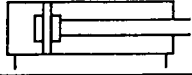
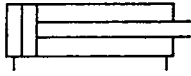

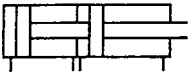
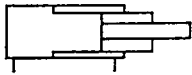
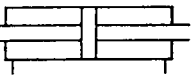

Silindir doğrusal hareket, hidromotor ise dönme hareketi sağlar. Bazı uygulamalarda belli dönme aralığı(90° , 180° , 360° gibi) istenir. Bir vananın, bir kapının açılıp kapanması, taşıt tekerlerinin yönlendirilmesi gibi uygulamalarda aktüatörler kullanılır. İki ana yapıda üretilirler.

2.3.3.1 Kanatlı Aktüatörler

Bunlarda gövde ile hareketi ileten mil eŐ merkezlidir. Mil ile gövde arasında bulunan kanadın sızdırmazlığı sağlanmıştır. Bir yana basınçlı yağ verilip diğ̈er yan depoya bağlandığında dönme hareketi sağlanır. En büyük dönme açıları 240° dir. Genellikle en çok çalışma basınçları olan 100 barda 25-200 daN.m moment sağlarlar. Şekil 2.22' de kanatlı aktüatör görülmektedir.



Şekil 2.22 Kanatlı aktüatör (Kartal, 1998)

Tek etkili (yay geri dönüşlü)		Yastıklı (çift taraflı yastıklı ayarlanabilir)	
Tek etkili (ağırlık geri dönüşlü)		Yastıklı (çift taraflı yastıklı ayarlanamaz)	
Çift etkili		Teleskobik (tek etkili)	
Tandem		Teleskobik (çift etkili)	
Çift kollu		Döner silindir	

Şekil 2.24 Hidrolik silindir çeşitleri ve sembolleri (Kartal, 1998)

2.4 Hidrolik Pompalar

Hidrolik pompalar, kendilerini tahrik eden motordan aldıkları mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye(basınç enerjisine) çevirirler. Endüstriyel hidrolikte kullanılan pompalar pozitif iletimlidir. Yani bu tip pompalarda emilen yağ basılmak zorundadır. Böylece basılan yağın önünde direnç söz konusu olduğunda basınç oluşacaktır. Bu basınç, yapı elemanlarının parçalanmasına neden olacak derecede yükselebilir.

Pratikte bu durum, pompa için uygun olan maksimum işletme basıncına, sabit olarak ayarlanan bir basınç sınırlama valfinin, emniyet valfi olarak direkt pompa çıkışına veya pompa gövdesine integre edilmesi ile önlenir.

2.4.1 Hidrolik Pompa Çeşitleri

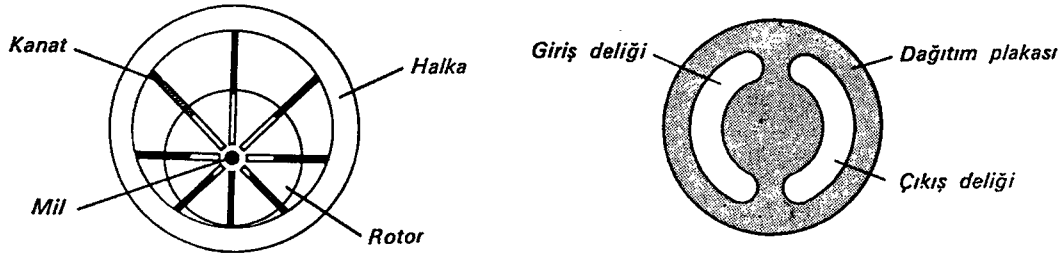
Hidrolik pompaları genel olarak 3 gruba ayırabiliriz:

- Kanatlı pompalar
- Dışli pompalar
- Pistonlu pompalar

2.4.1.1 Kanatlı Pompalar

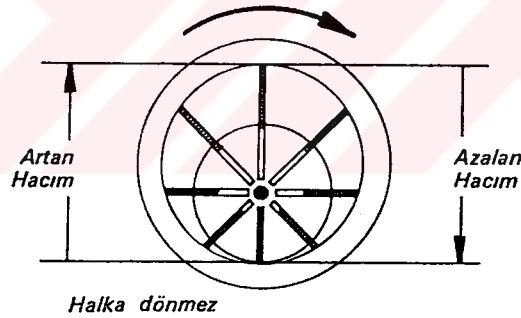
Çevresine belirli sayıda kanat yerleştirilmiş bir rotorun, eksenden kaçık olan bir gövde içinde dönmesi ile çalışır. Kanatlı pompalara paletli pompa adı da verilir. Gövde ile rotor arasındaki eksantriklik miktarı arttıkça debi de artar. Kanat(palet) sayısı 3-10 arası olabilir.

Kanatlı pompa esas olarak rotor, kanatlar, halka ve üzerinde fasulye şeklindeki giriş ve çıkış delikleri bulunan dağıtım plakasına sahiptir. Şekil 2.25’ te kanatlı pompanın elemanları görülmektedir.



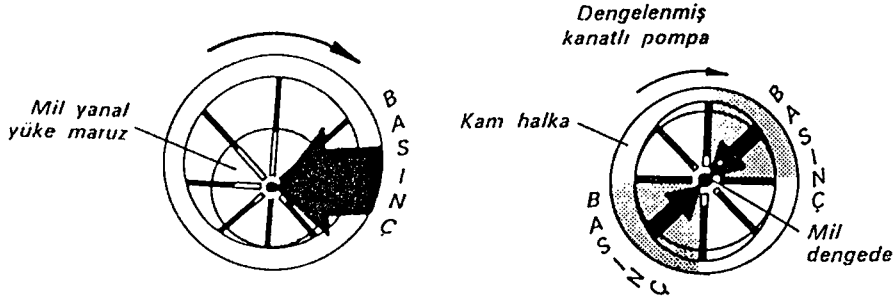
Şekil 2.25 Kanatlı pompa elemanları (Özcan, 1982)

Tahrik milinden hareketini alan rotor döndürüldüğünde kanatlar, merkezkaç kuvvetin etkisiyle dışa doğru savrulurlar ve halka çeperini izlerler. Rotor halkaya göre kaçık yerleştirildiğinden kanatlar halka boyunca gittikçe büyüyen ve daha sonra da küçülen hacimler oluştururlar(Şekil 2.26). İlk bölümde emilen yağ daha sonraki bölümde basılır. Halka üzerinde giriş ve çıkış delikleri bulunmadığı için emilen yağı basılan yağdan ayırmak amacıyla bir dağıtım plakası kullanılır. Dağıtım plakası halka, rotor ve kanatların üzerini örtecek şekilde yerleştirilir. Emiş deliği büyüyen hacme, basma deliği ise küçülen hacme karşı gelecek biçimdedir.



Şekil 2.26 Kanatlı pompanın çalışma ilkesi (Özcan, 1982)

Çalışma basıncının yüksek olduğu durumlarda rotor mili tek yönde ciddi bir yanal yüke maruz kalacaktır. Bu durumu önlemek için halkanın şekli daire şeklinden kam şekline dönüştürülür. Böylece karşılıklı iki emiş ve iki basma bölgesi yaratılarak mile gelen yük dengelenir. Bu tip dengelenmiş kanatlı pompanın dağıtım plakasında da karşılıklı iki emme ve iki basma deliği vardır, fakat bunlar birleştirilip gövdedeki tek emme ve tek basma deliğine bağlanır. Endüstriyel sistemlerde kullanılan sabit debili kanatlı pompalar genellikle dengelenmiş tip kanatlı pompalardır. Şekil 2.27’ de dengelenmiş kanatlı pompa yapısı görülmektedir.



Şekil 2.27 Dengelenmiş kanatlı pompa (Özcan, 1982)

Kanatlı pompanın uygun olarak çalışabilmesi için kanat uçları ile halka arasında sızdırmazlığın sağlanması gerekir. Pompa çalıştığında kanatlar merkezkaç kuvvetinin etkisiyle dışa savruldukları için dönüş hızının 600 dev/dk' dan düşük olmaması gerekir.

Kanatlı pompaların teorik olarak debisi şöyle hesaplanır:

$$Q_{teo} = \frac{2 \cdot h \cdot B \cdot (d + h) \cdot \pi \cdot n}{1000} \quad (2.17)$$

Q_{teo} : Teorik pompa debisi [lt/dk]

h: Kanat stroğu [cm]

B: Kanat genişliği [cm]

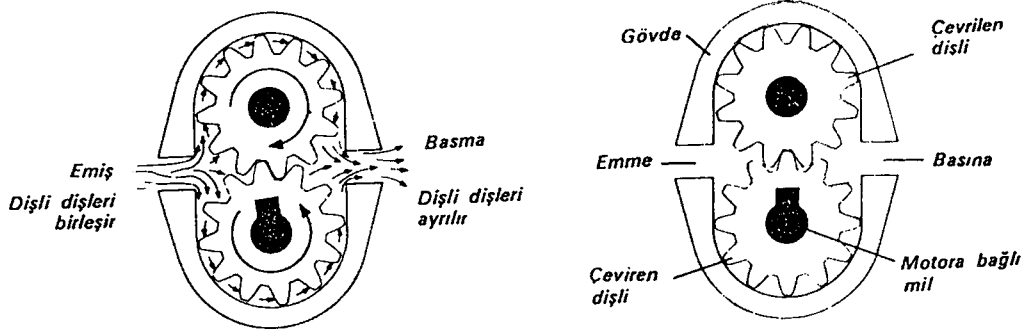
d: Rotor çapı [cm]

n: Devir sayısı [dev/dk]

Kanatlı pompaların değişken debili olan tipleri de vardır. Bunlardan biri ayar vidası vasıtasıyla kam halkasının konumu ayarlanır ve böylece kanat stroğu değiştirilerek pompanın bastığı yağ miktarı değiştirilebilir.

2.4.1.2 Dişli Pompalar

Bir dişli pompa basit olarak üzerinde giriş ve çıkış delikleri bulunan gövde ve biri tahrik motoruna bağlı çeviren dişli, diğeri çevrilen dişliden oluşur. Tahrik motoru çeviren dişliyi döndürdüğünde çevrilen dişliyi kavrar ve döndürür. Dişlilerin birbirlerini kavraması ve ayrılmaları artan ve azalan hacimler yaratır. Emişte dişlerin birbirlerinden ayrılmalarıyla (artan hacim) yağ pompa gövdesine girer. Dişliler ve gövde arasında hapsolan yağ taşınarak basma ağzına iletilir. Bu noktada dişliler birbirini kavrar(azalan hacim) ve yağı sisteme gönderir. Dişler her iki dişlinin dış çevresine açıldığı için bu tip dişli pompa, dıştan dişli pompa olarak adlandırılır. Şekil 2.28' de dişli pompa ve çalışması görülmektedir. Düz, helisel, V dişli tipleri içinde en çok kullanılanı ekonomik olması nedeniyle düz dişli tiptir.



Şekil 2.28 Dişli pompa ve çalışma şekli (Özcan, 1982)

Dişli pompalarda pompanın emme ağzında atmosfer basıncının altında bir basınç, basma ağzında ise sistem basıncı vardır. Bu basınç farkı dişlere büyük bir kuvvet uygulayarak yatakların kısa zamanda bozulmasına yol açacaktır. Bunu önlemek için hidrostatik yataklama uygulanır. Dişli milinin ve yatakların yağlanması emme bölgesinden alınan yağ ile sağlanır.

Dişli pompaların debisinin hesabında şu formülden faydalanılır:

$$Q = \frac{\pi \cdot d_t \cdot 2 \cdot m \cdot B \cdot n}{1000} \quad (2.18)$$

Q: Pompa debisi [lt/dk]

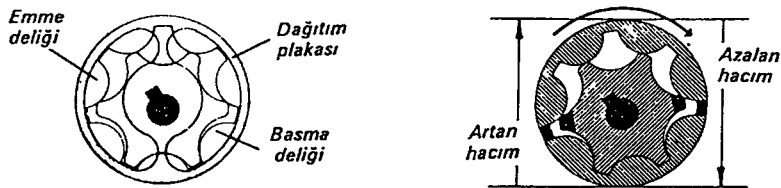
d_t : Taksimat dairesi çapı [cm]

m: Modül

B: Dişli genişliği [cm]

n: Devir sayısı [dev/dk]

İçten dişli pompalar ise içiçe çalışan iki dişliden ibarettir. İçteki dişli(rotor dişlisi) motordan aldığı dönme hareketini dıştaki dişliye(ayna dişlisi) iletir. Bu tip pompalarda içteki dişlinin diş sayısı, dıştaki dişliden bir eksiktir. Endüstriyel sistemlerde en yaygın kullanılan içten dişli pompa, gerotor pompadır. İçteki dişli motor tarafından döndürüldüğünde daha büyük olan halka dişliyi döndürür. Dişler birbirinden ayrıldığında artan bir hacim oluşur ve yağ pompa gövdesine girer. Pompanın diğer yanında dişler birbirini kavradığında hacim küçülmesine bağlı olarak yağ basılır. Şekil 2.29' da içten dişli pompanın yapısı ve çalışması görülmektedir.



Şekil 2.29 İçten dişli pompanın yapısı ve çalışması (Özcan, 1982)

Dişli pompalarda imalat toleranslarına bağlı olarak gerek dişliler arasından, gerek dişli ile gövde iç yüzeyleri arasından kaçaklar oluşur. Bu da debinin düşmesine ve zamanla basıncın yükselememesine sebep olur.

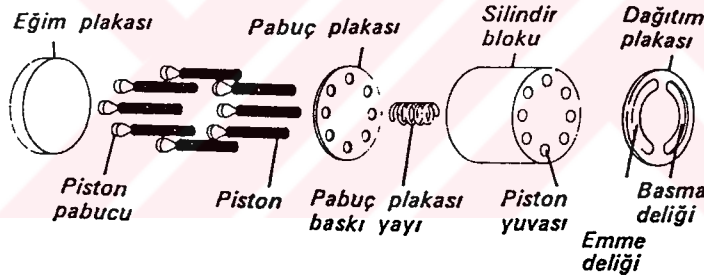
2.4.1.3 Pistonlu Pompalar

Pistonlu pompalarda pompalama pistonun silindir içinde ileri geri hareket etmesi ile sağlanır. Pistonlu pompalar pistonların diziliş şekillerine göre iki ana gruba ayrılabilir:

- Eksenel pistonlu pompalar
- Radyal pistonlu pompalar.

Eksenel pistonlu pompalarda; pistonlar pompa eksenine paralel yerleştirilmiştir. Pistonların girip çıkma(emme, basma) hareketini sağlayan yapı türüne göre eğim plakalı ve eğik eksenli olarak tekrar sınıflandırabiliriz.

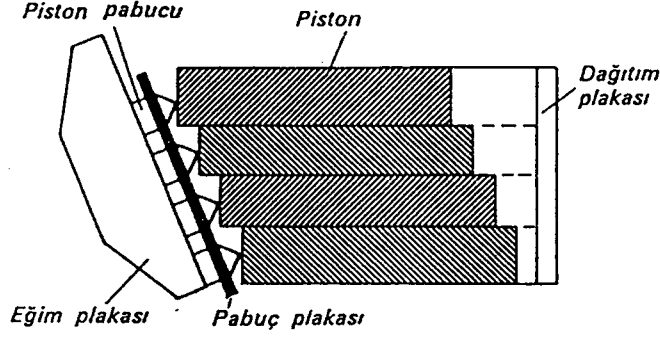
Şekil 2.30' da pistonlu pompanın elemanları görülmektedir.



Şekil 2.30 Pistonlu pompanın elemanları (Özcan, 1982)

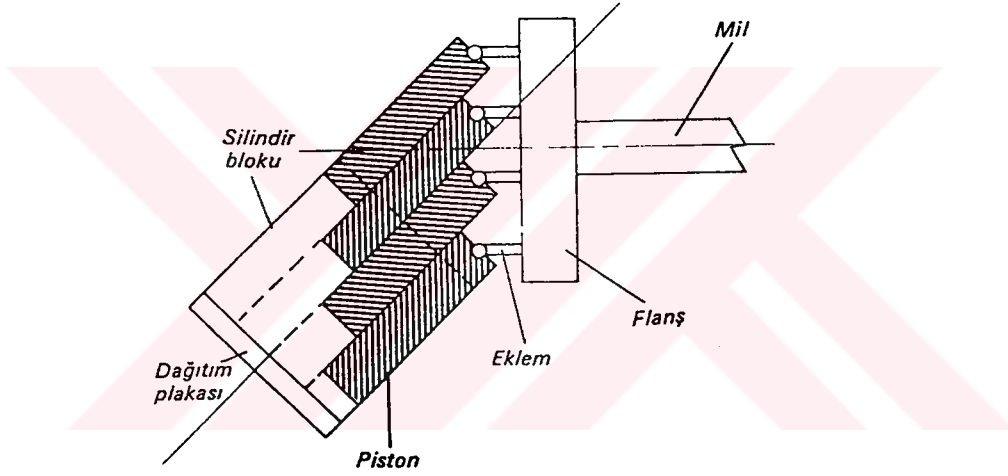
Eğim plakalı pistonlu pompalarda eğim plakası düşeyle bir açı yapacak biçimde bağlanmıştır. Pabuçlar eğim plakası üzerinde hareket ederler. Silindir bloğu döndürüldüğünde piston pabucu eğim plakasının yüzeyini izler(eğim plakası dönmez). Eğim plakasının açılı olması pistonların silindirde girip çıkma hareketi yapmasını sağlar.

Dönmenin bir yarısında piston, silindir bloğundan dışarıya doğru hareket ederek artan hacim yaratır, ikinci yarısında ise silindir bloğundan içeriye doğru hareket ederek azalan hacim oluşturur. Silindir bloğunu tahrik motoruna bağlamak için silindir bloğuna bir mil eklenir veya silindir bloğu mil ile birlikte komple imal edilir. Eğim plakalı pistonlu pompanın yapısı Şekil 2.31' de görülmektedir.



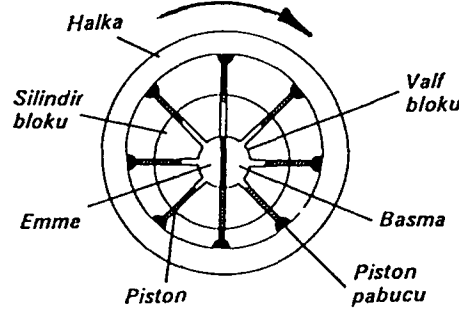
Şekil 2.31 Eğim plakalı pistonlu pompa (Özcan, 1982)

Eğik eksenli pistonlu pompalarda silindir bloğu tahrik mili ile aynı ekseninde değildir, mil ekseni ile belirli bir açı yapar. Mil döndürüldüğünde eklemlerle piston kolları ile silindir bloğuna bağlı olan pistonlar, silindir bloğuna girip çıkma hareketi yaparlar. Şekil 2.32’ de eğik eksenli pistonlu pompanın yapısı verilmiştir.



Şekil 2.32 Eğik eksenli pistonlu pompa (Özcan, 1982)

Radyal pistonlu pompalarda, pistonlar tahrik mili eksenine dik olarak yerleştirilmiştir. Pistonlar silindir bloğu içinde ileri-geri hareket ederler. Böylece emme-basma olayı gerçekleşir. Bunları da döner bloklu ve sabit bloklu olarak ayırmak mümkündür. Döner bloklu pistonlarda bloğun dönme hareketi ile pistonlar girip çıkma hareketi yaparlar. Sabit bloklu pistonlarda ise mil döndürüldüğünde piston pabuçları ile kama basmakta olan pistonlar kamın eksen kaçıklığına bağlı olarak girip çıkma hareketi yaparlar. Şekil 2.33’ te döner bloklu radyal pistonlu pompanın yapısı görülmektedir.



Şekil 2.33 Döner bloklü radyal pistonlu pompa (Özcan, 1982)

Pistonlu pompaların, bu genel çalışma prensiplerine bağlı kalınarak eğim plakasının açısının değiştirilerek debisinin değiştiği değişken debili, eğim plakasının sistemin basıncını duyabilen bir pistonla bağlandığı basınç duyarlı değişken debili vb. gibi tipleri de vardır.

2.4.1.4 Pistonlu Pompaların Teorik Debileri

- Eğim plakalı pistonlu pompalar:(Şekil 2.34)

$$Q_{teo} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot D_2 \cdot \tan \alpha \cdot n \cdot z}{4 \cdot 1000} \quad (2.19)$$

Q_{teo} : Teorik debi [lt/dk]

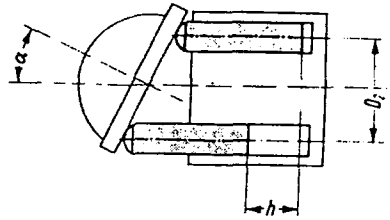
d : Piston çapı [cm]

D_2 : Piston eksenleri arası mesafe [cm]

α : Eğim plakasının açısı

n : Devir sayısı [dev/dk]

z : Piston sayısı



Şekil 2.34 Eğim plakalı pistonlu pompa (Özcan, 1982)

- Eğik eksenli pistonlu pompalar:(Şekil 2.35)

$$Q_{teo} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot D_1 \cdot \sin \alpha \cdot n \cdot z}{4 \cdot 1000} \quad (2.20)$$

Q_{teo} : Teorik debi [lt/dk]

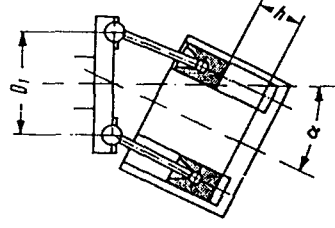
d : Piston çapı [cm]

D_1 : Piston eksenleri arası mesafe [cm]

α : Bloğun yatay eksenle yaptığı açı

n: Devir sayısı [dev/dk]

z: Piston sayısı



Şekil 2.35 Eğik eksenli pistonlu pompa (Özcan, 1982)

- Radyal pistonlu pompalar:

$$Q_{\text{teo}} = \frac{\pi \cdot e \cdot z \cdot n \cdot d^2}{2 \cdot 1000} \quad (2.21)$$

Q_{teo} : Teorik debi [lt/dk]

e: Eksantriklik [cm]

z: Piston sayısı

n: Devir sayısı [dev/dk]

d: Piston çapı [cm]

2.4.2 Hidrolik Pompa Türlerinin Mukayesesi

Çizelge 2.6' da pompa türlerinin genel bir karşılaştırması verilmiştir. Bu karşılaştırma genel bilgi içindir. Teknolojik gelişme ve şartlara bağlı olarak değişiklik gösterebilir.

Çizelge 2.6 Pompa türlerinin karşılaştırması

Tipi	Basınç [bar] P_{maks}	Devir sayısı [dev/dk]	Debi [lt/dk] $Q_{\text{maks.}}$	Toplam verim [%]
Dıştan dişli	120-200	500-3500	300	50-90
İçten dişli	300	300-3000	100	60-90
Kanatlı	150-200	960-3000	200	65-85
Eksenel pistonlu	250-350	500-3500	100-500	80-92
Radyal pistonlu	300-700	200-3000	125	80-90

2.4.3 Pompa Seçiminde Dikkat Edilecek Hususlar

Pompa seçiminde aşağıdaki hususlara dikkat edilmelidir:

- Gerekli debi miktarı
- Çalışma basıncı
- Boyutları
- Bakım ve onarım kolaylığı
- Dönüş yönü ve hızı
- Verimi
- Sessiz ve titreşimsiz çalışması
- Montaj kolaylığı
- Yedek parça kolaylığı
- Fiyat

2.4.4 Hidrolik Pompa ve Silindir Seçimi

$$\text{Piston bölümü alanı : } A_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} [\text{cm}^2] \quad (2.22)$$

$$\text{Piston kolu bölümü alanı : } A_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} [\text{cm}^2] \quad (2.23)$$

$$\text{Piston hızı: } v = h/t [\text{cm/s}] \quad (2.24)$$

$$\text{Kuvvet: } F = p \cdot A [\text{bar}] \quad (2.25)$$

$$\text{Debi : } Q = \frac{3 \cdot A \cdot v}{50} [\text{lt/dk}] \quad (2.26)$$

$$\text{Tahrik gücü : } P = \frac{p \cdot Q}{600 \cdot \eta_g} \quad (2.27)$$

D: Piston çapı [cm]

d: Piston kolu çapı [cm]

h: Strok [cm]

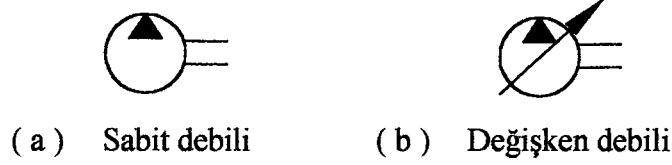
t: Strok tamamlama süresi [s]

p: Çalışma basıncı [bar]

A: Etkin alan [cm²]

η_g : Genel verim

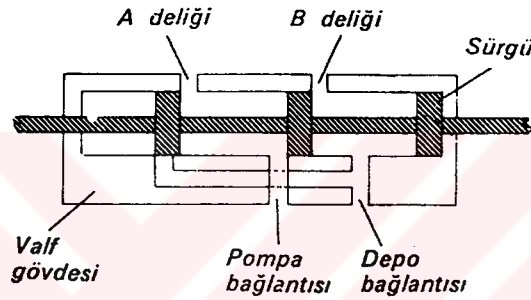
Hidrolik pompalar devrelerde Şekil 2.36' daki gibi gösterilir.



Şekil 2.36 Pompanın simgesi

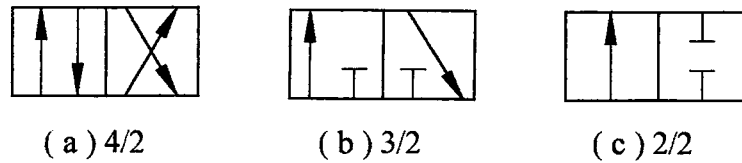
2.5 Yön Denetim Valfleri

Yön denetim valfleri, geçişleri hareketli bir parça ile bağlanan veya kesilen delikli bir gövdeden oluşur. Bu hareketli parça sürgüdür. Endüstriyel hidrolikte en çok kullanılan valf türü sürgülü valftir.



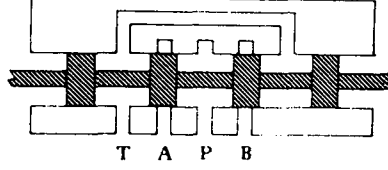
Şekil 2.37 Sürgülü valfin elemanları (Özcan, 1982)

Şekil 2.37' de 4 yollu sürgülü yön valfinin elemanları görülmektedir. Tüm valfler gövde ve içindeki sürgüden oluştuğu için en az iki kesin konuma sahiptirler. Yön valflerinin simgelerinde bu konumlar iki ayrı kare ile gösterilir. Genellikle sistemlerde 4 yollu yön denetim valfleri kullanılır. Endüstriyel hidrolikte 3 yollu valfler çok az kullanıldığından üretimi yoktur. 4 yollu valfin silindir deliklerinden biri kapatılarak elde edilir. 2 yollu yön valfleri ise açık veya kapalı konumları elde etmek amacıyla kullanılır. Bunların gövdesinde iki delik vardır. Sürgünün konumlarının birinde delikler arasında geçiş yoktur. Şekil 2.38' de 4/2(4 yollu 2 konumlu), 3/2, 2/2 yön valflerinin devrelerdeki gösterimi görülmektedir.



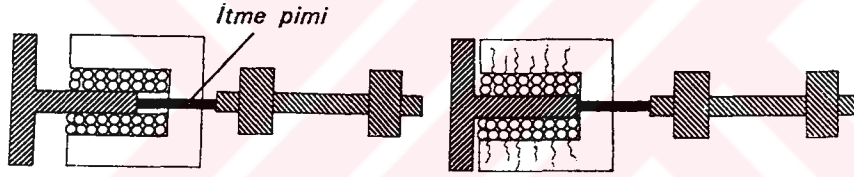
Şekil 2.38 Yön valfleri devre gösterimi

4 yollu valfler uygulamada kolaylık sağlamak amacıyla genellikle altlık bağlantılı olarak üretilirler. Altlık bağlantılı valflerin tüm delikleri bir yüzeyde toplanmıştır. Bu yüz altlığa oturtulup civatalarla sıkılır. Şekil 2.39' da altlık bağlantılı 4 yollu yön valfi görülmektedir.

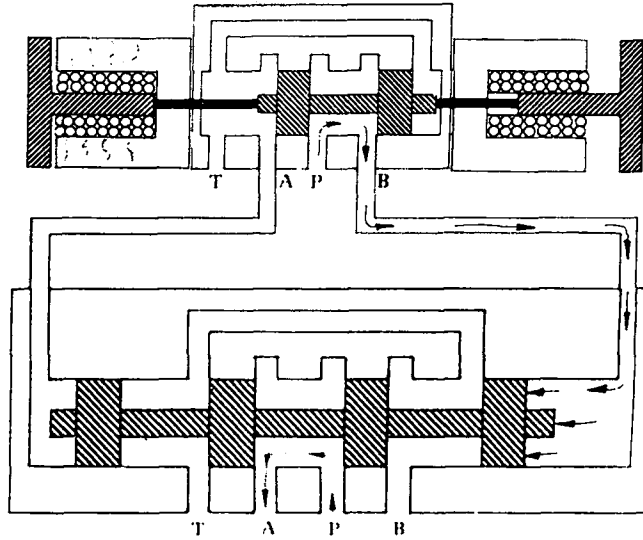


Şekil 2.39 Altlık bağlantılı 4 yollu yön valfi (Özcan, 1982)

Yön valflerinde sürgünün konum değiştirmesini sağlayacak uyarı mekanik, hidrolik, pnömatik, elektrik veya insan gücü ile verilebilir. En çok kullanılan uyarı şekli elektrikli (bobinli) uyarıdır. Bobinli uyarıda, sargıdan elektrik akımı geçirilerek manyetik alan yaratılmış olur. Bu manyetik alan çekirdeği sargının içine doğru çeker. Çekirdek önce itme pimine değeri ve onun yardımıyla sürgü konum değiştirir. Şekil 2.40' ta bobinin çalışması görülmektedir.



Şekil 2.40 Bobinin çalışması (Özcan, 1982)



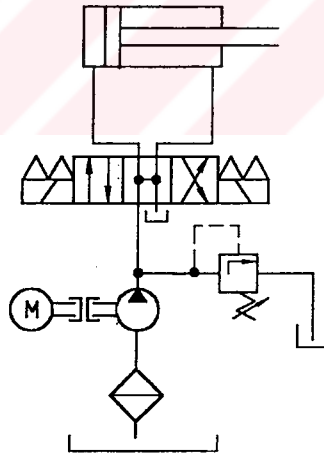
Şekil 2.41 Bobin denetimli ön uyarılı yön valfi (Özcan, 1982)

Bobinin en büyük zayıflığı, yarattığı itme kuvvetinin sınırlı olmasıdır. Valfin büyüklüğü arttıkça sürgüyü itmek için gerekli kuvvet de artar. ½” ölçüsüne kadar olan valfler doğrudan bobin ile uyarılırlar. Daha büyük valfler ise iki kademeli yapılarak sürgü basınçlı akışkan tarafından hareket ettirilir.(Şekil 2.41)

Bobinli uyarılarda genellikle sürgünün geri dönüşü yay vasıtasıyla olur. Yay dönüşlü 2 yollu veya 3 yollu valflerde bobine enerjinin verilmediği konum(normal konum) önemlidir ve belirtilmesi gerekir.(Normalde açık veya normalde kapalı)

Yön denetim valflerinde iki uçtaki konumlardan başka ara konumlara da ihtiyaç vardır. Endüstriyel hidrolikte kullanılan 4 yollu valfler, genellikle iki uç ve bir orta konumlu olmak üzere üç konumludurlar. En çok kullanılan orta konumlar, H merkez, kapalı merkez, açık merkez, yüzer merkezdır.

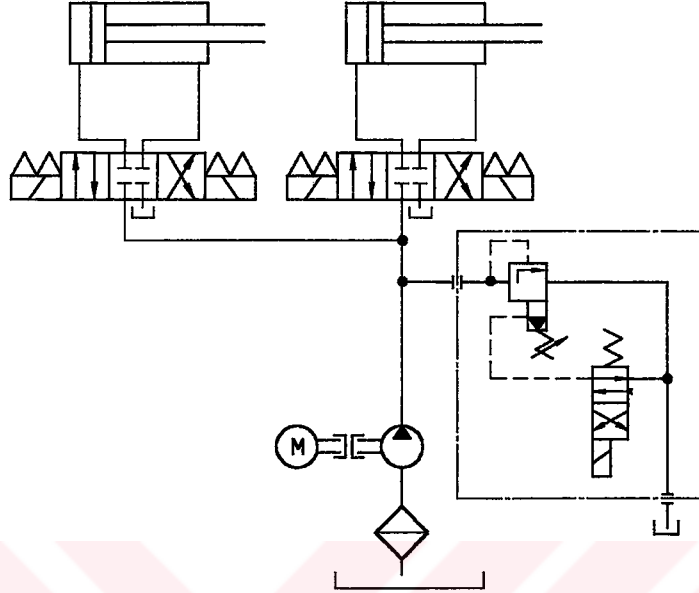
- H Merkez tipi orta konumda; P, T, A, B hatları birbirine bağlıdır. Orta konumda silindir ve pompa hatlarını depoya bağladığı için hem silindirin serbest hareket etmesini, hem de pompanın bastığı yağın düşük basınçta depoya dönmesini sağlar. H merkez valfler tek bir silindirin denetiminde kullanılırlar. Bu valfin dezavantajı orta konumda iken diğer bir silindirin çalışmamasıdır. Şekil 2.42’ de H merkez valf uygulaması görülmektedir.



Şekil 2.42 H merkez valf (Özcan, 1982)

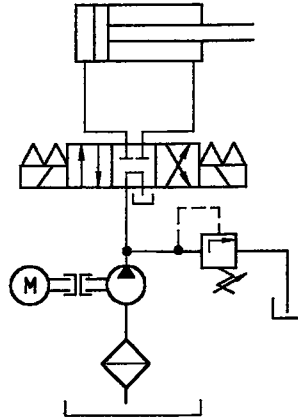
- Kapalı merkez tipi, tüm hatların kapalı olduğu orta konumdur. Avantajı, hareket elemanını (silindir, motor) herhangi bir konumda tutabilmesidir. Sistemdeki diğer elemanların birbirinden bağımsız olarak aynı güç kaynağından yararlanarak çalışmasını sağlar. Orta konumda iken pompanın bastığı yağ yön valfinden depoya gönderilemez. Sistemde yağın basınçlı olarak tanka dönmesini önlemek için boşaltmalı tip basınç emniyet valfi ile tanka

dönüş sağlar. Kapalı merkez valflerin diğer bir olumsuz yanı sürgünden kaçak(sızıntı) yapmasıdır. Orta konumda iken valfin silindir hattı, en çok basınç altında birkaç dakikadan fazla beklediğinde basıncın yarıya kadar düşmesi olasıdır. Kapalı merkez valf uygulaması Şekil 2.43' te görülmektedir.



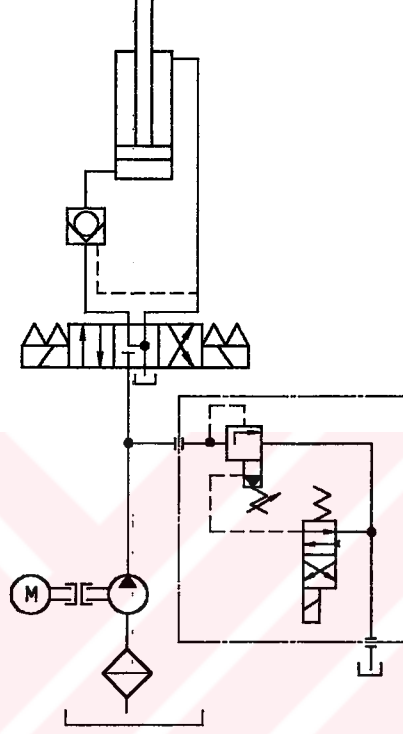
Şekil 2.43 Kapalı merkez valf (Özcan, 1982)

- Açık merkez tipi, silindir hatlarının(A, B) kapalı, pompanın depoya(P-T) bağlı olduğu orta konumdur. Orta konumda pompanın bastığı yağ emniyet valfi üzerinden tanka basınçlı dönmeye yerine doğrudan depoya döner. Birden fazla açık merkez valfi seri olarak bağlamak mümkündür. Bu durumda silindirler birbirinden bağımsız olarak çalışabilir. Açık merkez sürgününün içi delik olduğundan, sürgü milinin kalınlığı diğer sürgü tiplerinden fazladır. Bu da kesiti daralttığı için geçen debiyi kısıtlar. Şekil 2.44' te açık merkez valf uygulaması görülmektedir.



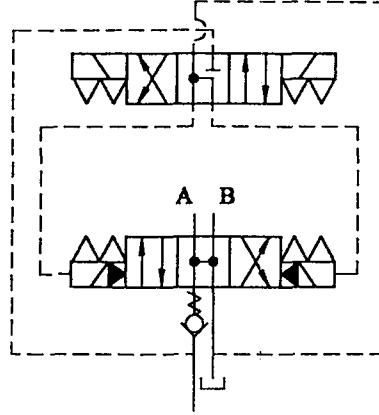
Şekil 2.44 Açık merkez valf (Özcan, 1982)

- Yüzer merkez tipi ise, pompa(P) hattının kapalı, silindir hatlarının(A, B) tanka(T) bağlandığı orta konumdur. Böyle bir orta konum ile hem aynı kaynaktan birden fazla silindir beslenir, hem de silindirlerin serbest hareket etmesi sağlanır. Silindirlerin belli bir konumda tutulması olanaksız olduğundan devreye bir kilit valfi ilave edilerek durdurma işlemi gerçekleştirilebilir. Şekil 2.45' te yüzer merkez valf uygulaması görülmektedir.



Şekil 2.45 Yüzer merkez valf (Özcan, 1982)

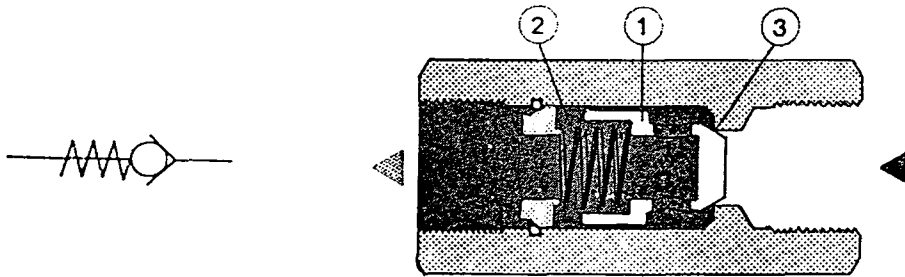
İki kademeli bobinli bir yön valfi, uyarıcı valf için gerekli basınçlı yağı devreden alır. Eğer ana sürgü pompa hattını depoya bağlayan bir orta konuma sahipse elektrik uyarısı verildiğinde ana sürgüyü itebilecek basınç oluşamayabilir. Bu durumu önlemek için valfin basınç girişine bir çek valf yerleştirilerek yağın önünde bir direnç oluşturulur. Çek valf nedeniyle oluşan basınç ana valfin sürgüsünü itecek değerde olduğunda konum değiştirme sağlanır.(Şekil 2.46)



Şekil 2.46 Uyarı basıncının oluşturulması (Özcan, 1982)

Bir de taşıt ve iş makineleri hidroliğinde kullanılan kumanda kolları vardır. Tek gövde (monoblok) veya parçalı gövde(modüler) olarak yapılırlar. Bir basınç sınırlama valfi ve bir veya daha çok kollu yön valfinden oluşur.

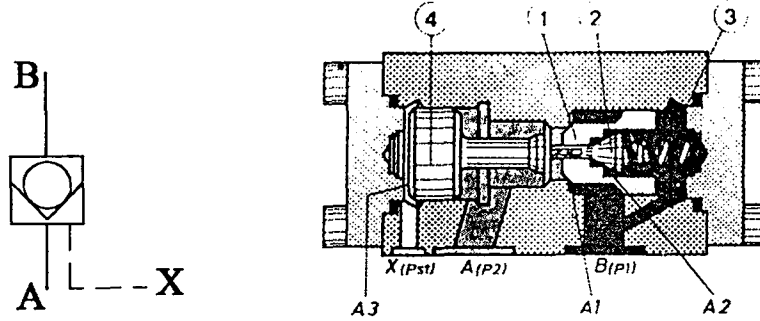
Cek valfler de bir yönde akışa izin verir, diğer yönde geçirmezler. Bunlar oturmalı tip yapıldıklarından kaçaksız bir kapama sağlarlar. Kapama elemanı olarak bilya veya kapakçık kullanılır. Şekil 2.47' de görülen basit cek valf üç parçadan oluşur; kapama elemanı kapakçık (1), onu iten yay(2) ve oturma gövdesi(3). Popetin açılması için gerekli basınç değeri seçilen yaya ve basıncın uygulandığı popet alanının büyüklüğüne bağlıdır. Cek valflerin açılma basınçları 0,5...3 bar arasında değişir. Yaysız cek valfler de vardır, bunlar kesinlikle düşey bağlanmalıdır.



Şekil 2.47 Cek valf (Özcan, 1982)

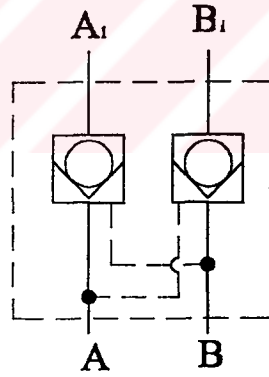
Ön uyarılı cek valflerin(kilitleme valfi) basit cek valften farkı uyarı verildiğinde ters yönde de akışa izin vermesidir. Bunlar; (1) basınç altındaki devrelerin sızdırmazlığının sağlanmasında, (2) boru veya hortum patladığında yükün düşmesinin önlenmesinde kullanılır. Ön uyarılı valflerin sızıntı deliği olmayan türü yaygın olarak kullanılır. Bunlardan (x) deliğine basınçlı akışkan gönderildiğinde (4) pistonu sağa doğru hareket eder. Önce yardımcı(2) ve sonra ana(1) kapakçık yerinden itilerek B' den A' ya akış sağlanır. Önce küçük olan yardımcı

kapakçık açıldığından, ana kapakçık açılıncaya kadar devre basıncını düşürür. Ana popet açıldığında basınçsız, fakat çok miktarda yağın geçmesi sağlanır. Aksi durumda yüksek basınçlı yağ aniden basınçsız ortama gönderilirse şok ve gürültü oluşur. Kilit valfinin konulduğu hattın basınçsız olması, kilitleme konumunda tanka bağlanması gerekir. Sızıntısız kilit valfi Şekil 2.48' de görülmektedir.



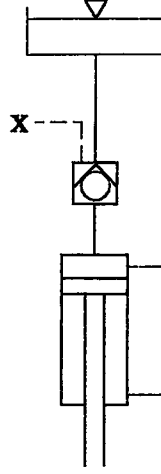
Şekil 2.48 Sızıntı deliği olmayan ön uyarılı çek valf (Özcan, 1982)

İki kilitleme valfi tek gövde içine yerleştirilirse çift çek valf (ikiz çek valf) elde edilir. Çift çek valf konulduğunda silindirin her iki yanı da kilitlenmiş olur, dış kuvvetler bile silindiri hareket ettiremez. Ancak tam kilitleme sağlayabilmek için A ve B uçlarının basınçsız olması gerekir. Bu ise, uçların tanka açık olması ile mümkündür. Şekil 2.49' da çift çek valfin gösterimi görülmektedir.



Şekil 2.49 Çift çek valf

Şekil 2.50' de görülen ön dolum valfi de ön uyarılı bir çek valftir. Büyük hacimleri doldurmada kullanılır. Silindir üstteki tanktan gereksindiği kadar yağı hızla emer. Silindirin yavaşlaması gereken noktadan az önce pompanın bastığı yağ silindire gönderilir. Böylece üst bölümdeki emme ortadan kalkar, daha sonra da basınç yükselir. Silindirin geri çekilmesindeki mantık uyarılı çek valftekinin aynısıdır.



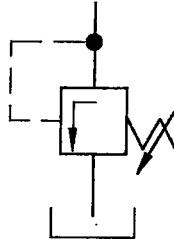
Şekil 2.50 Ön dolum valfi bulunan bir devre (Özcan, 1982)

2.6 Basınç Denetim Valfleri

Basınç denetim valflerinin görevi, hidrolik sistemlerde ve sisteme bağlı kısımlarda basınç kontrolünü ve ayarını sağlamaktır. Bir basınç valfinde basınç ayarı yayı sıkıştırıp gevşeten ayar vidası ile gerçekleştirilir.

2.6.1 Basınç Emniyet Valfi

Hidrolik sistemdeki basınç en çok, normalde kapalı bir basınç valfi ile denetlenebilir. Valfin bir deliği sistem basıncına, diğer deliği depoya bağlantılıdır. Basınç önceden belirlenen belli bir değere ulaştığında gövde içindeki sürgü hareket ederek basınç deliğini depo deliğine bağlayıp depoya yönlendirir. Bu tip normalde kapalı basınç valfine, emniyet valfi denir. Basınç emniyet valfinin hidrolik devrelerdeki gösterimi Şekil 2.51' de verilmiştir.

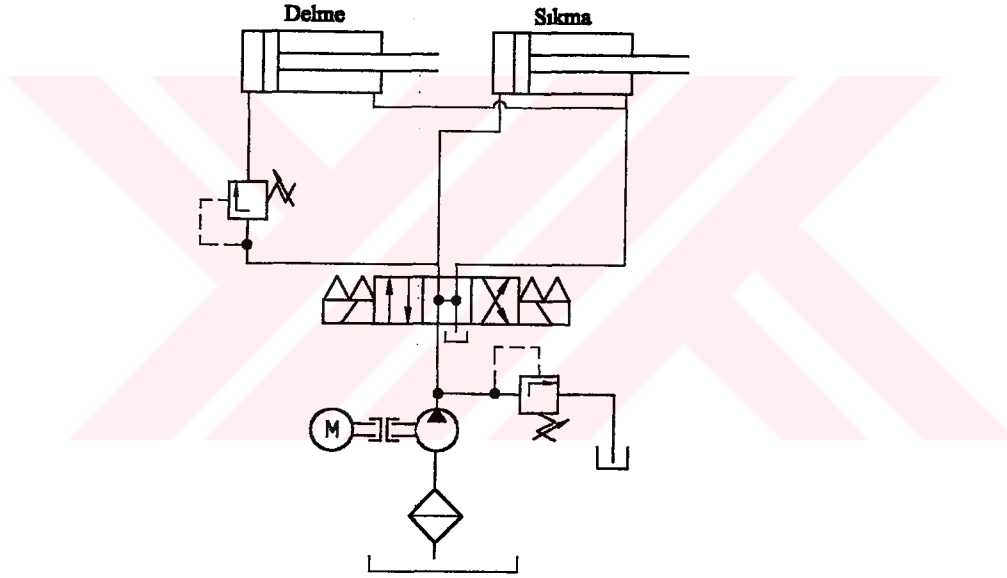


Şekil 2.51 Basınç emniyet valfi

2.6.2 Basınç Sıralama Valfi

Bir işlemin yapılmasından önce diğer bir işlemin yapılmasını sağlayan normalde kapalı basınç valfine, sıralama valfi denir.

Bir sıkma ve delme devresinde sıkma silindirinin, delme silindirinden önce hareketini ve işlemini yapması gerekir.(Şekil 2.52) Bunun için delme silindirinden önce bir sıralama valfi konur. Devredeki basınç, sıralama valfinin sürgüsünü kapalı tutan yayın basıncını yeninceye kadar valften yağ geçişi yoktur. Bu nedenle yağ almayan delme silindiri hareketsizdir. Pompanın bastığı yağ, doğrudan sıkma silindirini ilerletir. Silindir iş parçasına ulaştığında, pompa bu engeli yenmek için daha çok basınç uygular. Basıncıdaki bu yükselme ile sıralama valfinin sürgüsü akışa izin verir. Artık sıkma işlemi gerçekleştirilmiştir ve delme silindirine yağ gitmektedir.



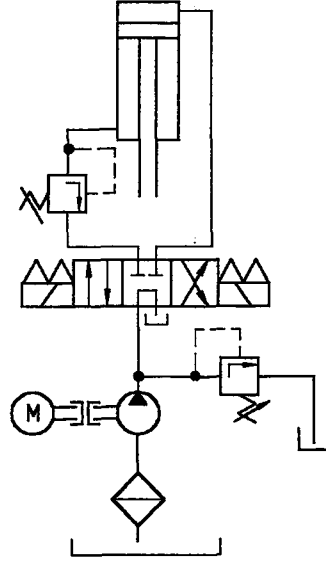
Şekil 2.52 Sıralama valfinin uygulaması (Özcan, 1982)

2.6.3 Karşı Denge Valfi

Normalde kapalı bir basınç denetim valfidir. Bir ağırlığı, örneğin bir pres tablasını dengelemekte veya karşı koymada kullanılabilir.

Bir pres devresinde yön valfi, yağı silindirin piston bölümüne gönderdiğinde, piston kolu ucundaki tabla, ağırlığı nedeniyle denetlenemeyen bir hızla aşağı hareket edecektir. Bu durumda, pompanın silindirin üst bölümüne bastığı yağ miktarı da yetersiz kalacaktır. Bu durumu ortadan kaldırmak için silindirin piston kolu bölümüne normalde kapalı bir basınç valfi konur.(Şekil 2.53) Valfin sürgüsü, alt tarafında hissedilen basınç tablanın yarattığı

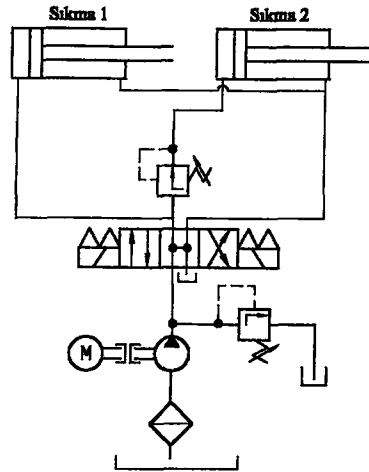
basınçtan büyük oluncaya kadar giriş ve çıkışı birbirine bağlamaz. Diğer bir deyişle piston bölümünde basınç var olduğu sürece silindir hareket edebilecektir. Bu yolla aşağı hareket boyunca ağırlık dengelenmiş olacaktır.



Şekil 2.53 Karşı denge valfinin uygulaması (Özcan, 1982)

2.6.4 Basınç Düşürücü Valf

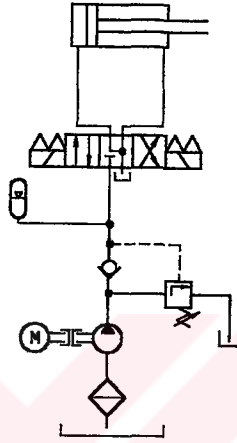
Basınç düşürücü valf normalde açık bir basınç denetim valfidir. Uyarısını valften çıkan yağdan alır. Çıkıştaki basınç ayarlanan değere ulaştığında sürgü yukarı kalkarak geçişi kısar ve basıncı düşürür. Bu kısma sonucu bir miktar basınç enerjisi ısıya dönüşür. Valfin çıkış bölümünde basınç düşmesi olursa sürgü, geçişi rahatlatarak basıncın tekrar oluşmasına müsaade edecektir. Şekil 2.54' te basınç düşürücü valfin bir uygulaması görülmektedir.



Şekil 2.54 Basınç düşürücü valfin uygulaması (Özcan, 1982)

2.6.5 Boşaltma Valfi

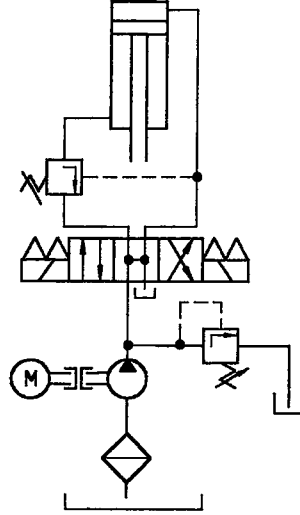
Boşaltma valfi uzaktan uyarılı, normalde kapalı, çıkışı depoya bağlı bir basınç valfidir. Sistemin başka bir noktasındaki basınç, ayarlanan değere ulaştığında valf açılarak yağın depoya basınçsız olarak boşalmasını sağlar. Şekil 2.55' te boşaltma valfi uyarısını çek valften sonraki bölümden almaktadır. Biriktirici dolup istenen basınca ulaştığında boşaltma valfi açılarak pompa basınçsız olarak boşaltılır. Böylece yağın ısınmasının önüne geçilmiş olur.



Şekil 2.55 Boşaltma valfi uygulaması (Özcan. 1982)

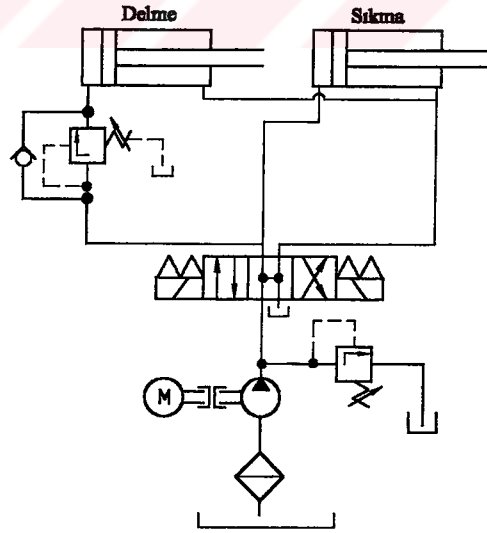
2.6.6 Uzaktan Uyarılı(Pilot Kumandalı) Karşı Denge Valfi

Silindir çıkışına konan karşı denge valfi silindir ucundaki ağırlığı dengeleyerek etkisizleştirir. Baskı sırasında tablanın ağırlığı toplam basma kuvvetine eklenmez. Eğer bu durum istenmiyorsa valfin uzaktan uyarı hattı, silindirin diğer koluna bağlanır. Uzaktan uyarılı çalışmada silindirin aşağı hareketinde tablanın kontrolsüz inişi önlenir ve baskı sırasında tabla ağırlığından yararlanır. Tabla silindiri hızla aşağı çekmeye çalışıldığında silindirin üst bölümünde ve aynı zamanda valfin uyarı bölümünde basınç düşer, valf geçişi kısar. Basma işlemi esnasında valf tümüyle açıktır. Silindirin piston kolu bölümünde bir karşı basınç oluşmayacağından ağırlık kuvveti de basma kuvvetine eklenir. Şekil 2.56' da pilot kumandalı karşı denge valfinin silindirde uygulaması görülmektedir.



Şekil 2.56 Pilot kumandalı karşı denge valfi uygulaması (Özcan, 1982)

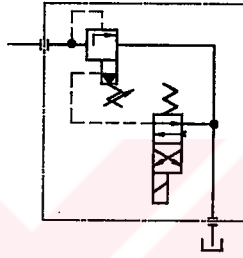
Emniyet valfi ve boşaltma valfinin dışındaki tüm valflerde geriye serbest dönüşün sağlanması gereklidir. Uyarısını girişten alan bir normalde kapalı bir basınç valfi ters yönde akış başladığında uyarı alamayacağı için sürgüsü kapalı kalacak ve valf kilitlemiş olacaktır. Şekil 2.57' deki devreden de görüldüğü gibi valften giriş olmadığı için çek valften geri dönüş sağlanacaktır. Normalde açık olan basınç düşürücü ise basınç ayarlanan değere ulaşıncaya kadar akış rahattır. Çıkış hattında herhangi bir basınç yükselmesi olması durumunda valf sürgüsü geçişi kapatacağından, önlem olarak ters yöndeki geçiş için basınç düşürücü valf bir çek valf ile birlikte kullanılır.



Şekil 2.57 Basınç valfinde çek valf uygulaması (Özcan, 1982)

2.6.7 Ön Uyarılı Basınç Denetim Valfleri

Basit, doğrudan uyarılı basınç valfinde sürgü sadece yay tarafından itilir. Ön uyarılı valflerde ise hem yay, hem de yağ tarafından itilir. Böylece hassas çalışmayı mümkün kılarlar. Şekil 2.58' de ön uyarılı emniyet valfinin boşaltılması görülmektedir. Ön uyarılı emniyet valfinin boşaltılması sürgüyü aşağı iten yağı depoya bağlamak demektir. Bu uyarı basıncının ortadan kaldırılmasıyla, sürgüyü aşağı iten kuvvet olarak sadece yumuşak bir yayın kuvveti kalacaktır. Sistem basıncı bu kuvveti yenecek kadar yükselir, daha fazla yükselmez. Silindirlerin hareketsiz olduğu durumlarda emniyet valfi boşaltılmazsa, sistemde basınç yükselecek yağın depoya dönüşü emniyet valfinin ayar olacaktır ve sistem gereksiz yere ısınacaktır.



Şekil 2.58 Ön uyarılı valfin boşaltılması (Özcan, 1982)

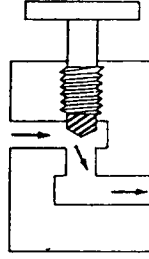
2.7 Akış Denetim Valfleri

Bir akış denetim valfinin görevi, devreye veya sistemin bir bölümüne giden pompanın bastığı yağ miktarını azaltmaktır. Bunu, devrede normal bir geçiş hattında bir kısma yaratarak gerçekleştirir. Kısmayı aşmak için pompa sıvıya daha büyük bir basınç uygular, bu da sıvının bir miktarının başka bir yolu takip etmesine neden olur. Bu yol da genellikle emniyet valfi üzerinden boşaltmaktır, fakat fazlalık sistemin bir başka bölümüne de girebilir.

Kısma deliğinden geçen akışa şu unsurlar etkir:

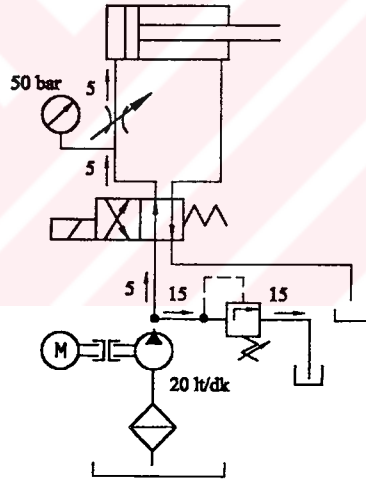
- Kısma deliğinin büyüklüğü(ölçüsü)
- Kısma deliğinin giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkı
- Sıvının sıcaklığı

Şekil 2.59' da görülen iğne valfe giren akışkan 90° döner ve konik uçlu bir ayar vidasının oluşturduğu daralmış kesitten geçer. Kesitin büyüklüğü ayar vidası çevrilerek değiştirilir. Endüstriyel hidrolik sistemlerde iğne valf çok sık kullanılır.



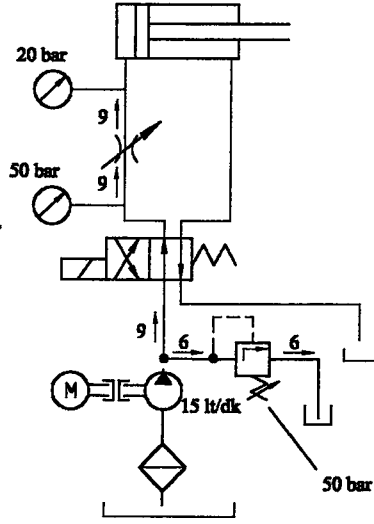
Şekil 2.59 İğne valf (Özcan, 1982)

İki nokta arasında akışın olabilmesi için bir basınç farkının olması gerekir. Şekil 2.60' taki devrede emniyet valfi 50 bara ayarlansın. Devrede kısma valfinin giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkı 50 bardır. Kısma deliğinin önündeki basınç, emniyet valfinin ayar değeridir. Kısma deliğinden sonraki basınç yük basıncıdır. Silindir herhangi bir yüke karşı çalışmadığı zaman bu basınç sıfır kabul edilir. Yani bir kısma deliğindeki akış basınç farkından etkilenir. Hidrolik sistemdeki basınç potansiyel enerji olduğundan kısma deliğindeki daha büyük bir basınç farkı daha fazla bir akış yaratacaktır.



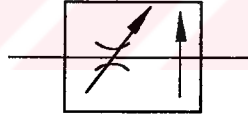
Şekil 2.60 İğne valfli devre uygulaması (Özcan, 1982)

Şekil 2.61' deki devrede iğne valf 15 lt/dk'lık pompa debisini kısacak şekilde ayarlanır. Emniyet valfi 50 bara ayarlıdır. Silindirin yük direncini yenmesi için gerekli basınç 20 bar ise geri kalan 30 bar iğne valften akışkanı geçirmek için kullanılır. Dolayısıyla 30 barlık basınç farkı için iğne valf 9 lt/dk debi sağlayacaktır. 6 lt/dk ise emniyet valfi üzerinden tanka dönecektir.



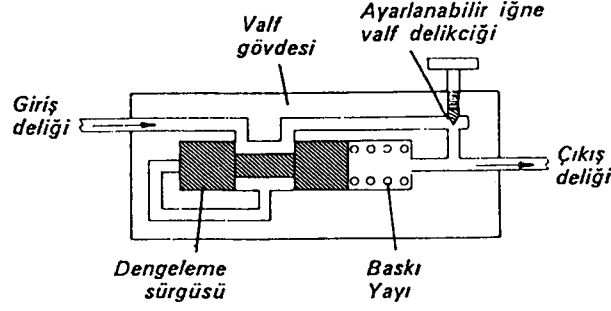
Şekil 2.61 Devredeki basınç farkından etkilenen iğne valf (Özcan, 1982)

Görüldüğü gibi kısma deliğinin önündeki ve arkasındaki basınçta, herhangi bir değişme delikteki akışı, yani silindir hızını etkiler. Akışın hassas olarak denetlenmesi için bu basınç değişimleri etkisizleştirilmeli veya duyulmalıdır(dengelenmelidir). Daha önce incelenen iğne valfler duyarsız akış kontrol valfleri olup valfteki basınç düşümü sabit kaldıkça akışı hassas olarak geçirirler. Daha hassas bir denetleme gerekirse basınç duyarlı bir akış denetim valfi kullanılır. Akış ayar valflerinin iki yollu ve üç yollu olmak üzere iki türü vardır. Şekil 2.62’ de basınç duyarlı akış ayar valfinin simgesi görülmektedir.



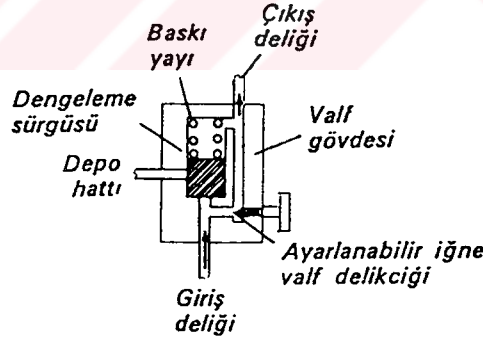
Şekil 2.62 Basınç duyarlı akış ayar valfi

İki yollu akış ayar valfi Şekil 2.63’ te görülen elemanlardan oluşur. Sürgü A’ ya doğru itildiğinde valfe giren basınçlı yağ iğne valfe ulaşacaktır, B’ ye doğru itildiğinde basınçlı yağ geçişi engellenecektir. Valfteki akışın sürekliliğini sağlamak için bir yay dengeleme sürgüsünü A’ ya doğru iter. Gövde içerisindeki bir uyarı kanalı ile iğne valfin girişindeki basınç, sürgünün A tarafında duyulur. Bu basınç, yayın basıncından büyük olmaya başladığında sürgü B’ ye doğru hareket eder. İğne valfin kısma deliği pompa debisinden daha küçük bir değere ayarlandığında basınç, emniyet valfinin açma değerine yükselmek ister. Basınç, dengeleme sürgüsünün yayını yenecek değere ulaştığında sürgü hareket eder, iğne valfe giden akışı kısıtlar. Yağ kısmayı geçtiğinde yay için harcananın dışındaki basınç enerjisinin tamamı ısıya dönüşür.



Şekil 2.63 İki yönlü akış ayar valfi (Özcan, 1982)

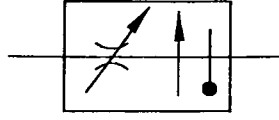
Üç yönlü akış ayar valflerinde ise valfteki dengeleme sürgüsü depoya olan hattı açıp kapayarak iğne valfin giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkını sabit tutar. Dengeleme sürgüsü en alt konumda iken depo geçişini kapatır. En üst konumunda ise valfe giren yağ depoya döner. Çalışma mantığı iki yönlü akış ayar valfine benzer. Dengeleme sürgüsü yay basıncı ve valften sonraki basınç olmak üzere iki basınç ile aşağı bastırılır. Eğer yay 10 barlık bir değere sahipse iğne valfin kısma deliğinin girişindeki basınç, çıkışındaki basıncın 10 bar üzeri bir değerde sınırlanacaktır. Emniyet valfi yeteri kadar yüksek bir değere ayarlandıkça, iğne valfin giriş ve çıkışı arasındaki basınç değişmelerine bağlı olmaksızın iğne valfte, akışa sebep olan basınç farkı aynı kaldığından aynı miktar yağ geçecektir. Şekil 2.64' te üç yönlü akış ayar valfi görülmektedir.



Şekil 2.64 Üç yönlü akış ayar valfi (Özcan, 1982)

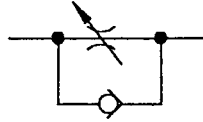
Kısma deliğindeki akış, sıvının viskozitesini değiştiren sıcaklıktan da etkilenir. Hidrolik sistemlerin de verimi, mekanik, elektrik veya pnömatik sistemlerdeki gibi %100 değildir. Çalışma sırasında verimsizlik, kendini ısı şeklinde belli eder ve bu da sıvının viskozitesini azaltır. Kısma deliğinin büyüklüğü ve giriş çıkışı arasındaki basınç farkı sabit tutulduğunda sıcaklıkta bir artış olursa kısma deliğinden geçen akışkan miktarı artacaktır. İşte hızların hassas olmasının istendiği durumlarda, sıcaklık değişikliğinin duyulabilmesi gerekir. Bu nedenle de sıcaklık duyarlılık özelliği de eklenerek basınç ve sıcaklık duyarlı akış ayar valfleri

kullanılmaya başlanmıştır. Burada kullanılan ısı çubuk sıcaklıktaki değişimlere bağlı olarak geçiş şeklini değiştirir. Şekil 2.65’ te bu valfin simgesi görülmektedir.



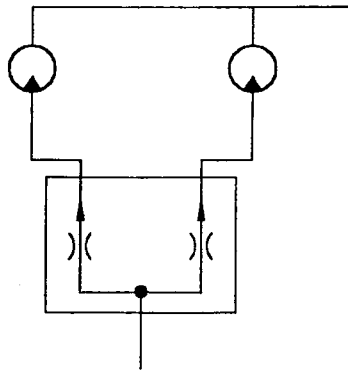
Şekil 2.65 Basınç ve sıcaklık duyarlı akış ayar valfi

Hareket elemanının(silindir, motor) hızının tek yönde denetlenmesi gereken durumlarda endüstriyel hidrolik sistemlerde sıkça karşılaşılır. Bunun için akış denetim valfi bir çek valfle birlikte kullanılır.(Şekil 2.66) Hidrolik sistemlerde genellikle hareket elemanından çıkan yağ kısılarak elemanın hızı ayarlanır.



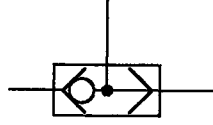
Şekil 2.66 Tek yönlü akış ayar valfi

Tek bir kaynaktan çıkan yağın yüke bağlı olmaksızın iki silindire(veya motora) eşit olarak dağılmasının istendiği durumlarda akış bölücü valfler kullanılır. Sürgülü ve döner(dişli) tip olmak üzere iki çeşit akış bölücü vardır. Sürgülü tip akış bölücüler, bir gövde ve içinde hareket edebilen sürgüden oluşurlar. Çıkış delikleri arasındaki basınçları mukayese ederek büyük dirençle karşılaşan çıkışa daha fazla yağ gönderir ve silindirin eşit hız ile ilerlemesini sağlar. Döner tip akış bölücüler ise milleri birbirine bağlı dişli gruplarından oluşurlar. Sürgülü tiplerden farklı olarak döner akış bölücüde küçük kayıplar ihmal edilirse, giriş gücü çıkış gücüne eşittir. Şekil 2.67’ de akış bölücülerin hidrolik devrelerdeki gösterimi verilmiştir.



Şekil 2.67 Akış bölücü (Özcan, 1982)

Veya valfleri ise üzerinde iki giriş ve bir çıkış deliği bulunan ve girişlerden birine yağ gönderildiğinde diğer deliği kapatarak yağı çıkışa veren valflerdir. Şekil 2.68’ de veya valfinin simgesi görülmektedir.



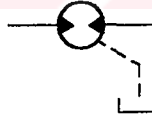
Şekil 2.68 Veya valfi

Hidrolikteki valflerin ölçüsünü tanımlamak için en yaygın kullanılan ifade şekli anma ölçüsüdür. Anma ölçüsü olarak belirtilen rakam fiziksel bir boyut olmayıp sadece valfin büyüklüğünü göstermek için kullanılan boyutsuz bir rakamdır. Buna göre; NG 4: ¼” , NG 6: 3/8” , NG10: ½” , NG 16 : ¾” , NG 20: 1” , NG 25: 1 ½” ölçülerine tekabül eder.

2.8 Hidrolik Motorlar

Hidrolik motorlar, hidrolik sistemin çalışma enerjisini mekanik dönme enerjisine çevirirler. Yani çalışma prensipleri pompalara göre terstir. Pompalar mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye, hidromotorlar hidrolik enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürürler. Hidrolik motorlar, bir dengesizlik yaratarak motor milinin dönmesini sağlayacak şekilde çalışırlar. Bu dengesizlik motor türüne bağlı olarak farklı şekillerde oluşturulur.

Hidrolik sistemlerde kullanılan motorlar, genellikle her iki yöne de dönebilecek şekilde tasarlanırlar. Tek yönde çalışan motorlar bile çift yönde çalışabilecek şekilde tasarlanmışlardır. İki yöne de dönebilen hidromotorun simgesi Şekil 2.69’ da görülmektedir.



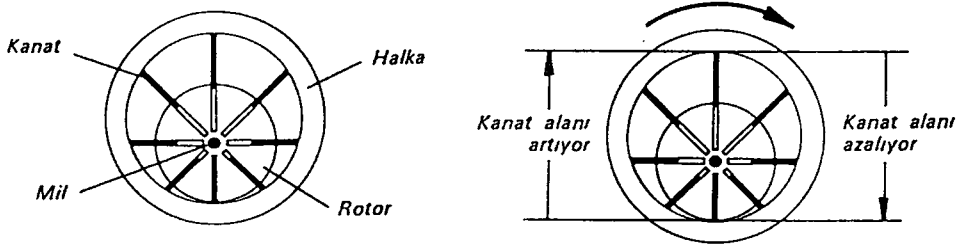
Şekil 2.69 Çift yönlü hidromotor

Hidrolik motorlar kanatlı, dişli ve pistonlu olmak üzere 3 gruba ayrılabilir. Mil keçesini, kanat, dişli ve pistonları korumak için motor kaçakları, Şekil 2.69’ da görüldüğü gibi, harici olarak tahliye edilirler.

2.8.1 Kanatlı Motorlar

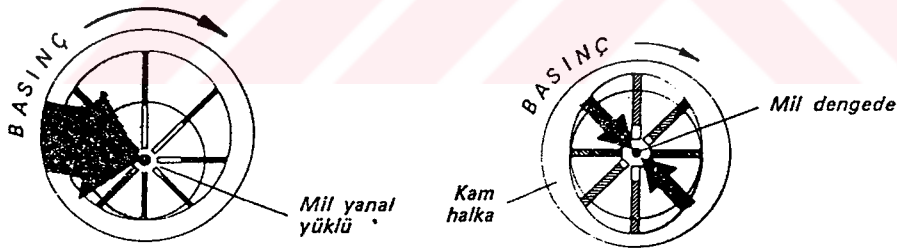
Bir kanatlı motor, dışarı çıkmış kanatlarına hidrolik basıncın etkiyerek milinde çıkış momenti oluşan pozitif iletimli bir elemandır. Kanatlı motorun elemanları ve çalışması Şekil 2.70’ te görülmektedir. Daha önce de belirtildiği gibi tüm hidrolik motorlar sonuçta milin dönmesini sağlayan bir dengesizliğe neden olarak çalışırlar. Kanatlı motorlarda bu dengesizliğe, hidrolik

basınca maruz kalan kanat alanlarının farklılığı neden olur. Rotor halkaya göre merkezi kaçık olarak yerleştirilmiştir. Kanatların basınca karşı gelen yüzeyleri halkanın üst kısmına doğru artar, alt kısmına doğru azalır. Basınçlı yağ, giriş deliğinden girdiğinde kanatların eşit olmayan yüzeyleri motor milinde moment oluştururlar. Kanatların basınca maruz kalan yüzeyleri arttıkça veya basınç yükseldikçe milden daha fazla moment alınacaktır. Oluşan moment yeterli olduğunda da rotor ve mil dönecektir.



Şekil 2.70 Kanatlı motorun elemanları ve çalışması (Özcan, 1982)

Kanatlı motorda da kanatlı pompalardaki gibi birbirine karşı gelen iki basınç bölgesi oluşturularak mile gelen yükler dengelenir ve milin yanal yüklenmesi ortadan kaldırılır. Endüstriyel hidrolik sistemlerde kullanılan kanatlı motorlar genellikle dengelenmiş tür motorlardır. Şekil 2.71' de dengelenmiş ve dengelenmemiş kanatlı motorlarda mile etkiyen basınçlar görülmektedir.

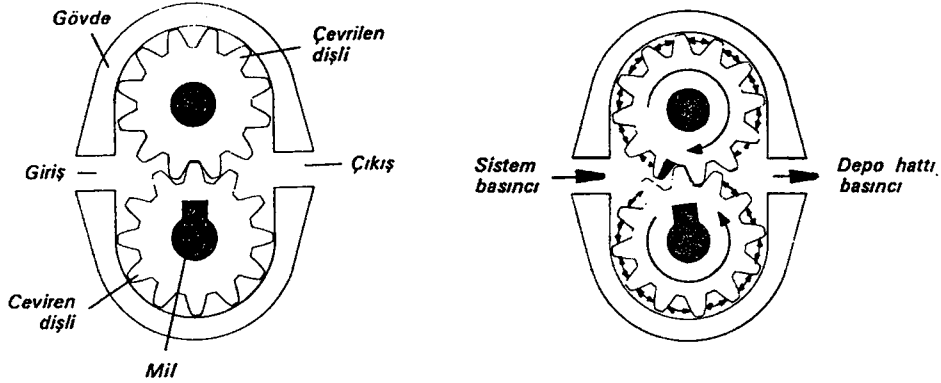


Şekil 2.71 Kanatlı motorlarda mile etkiyen basınçlar (Özcan, 1982)

2.8.2 Dişli Motorlar

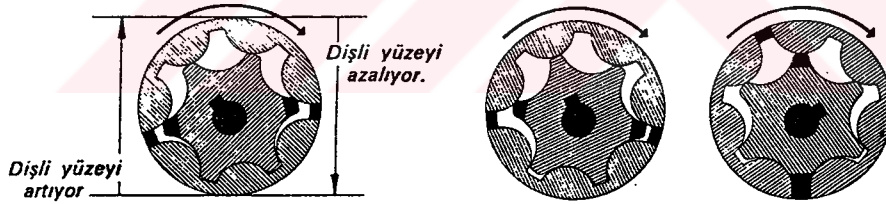
Dişli tip bir hidrolik motor, hidrolik basıncın dişli dişlerine etkiyip milinde moment oluşan pozitif iletimli bir elemandır. Hidrolik motor, milin dönmesini sağlayan bir dengesizliğe neden olarak çalışır. Dişli motorda dengesizlik dişli dişlerinin birbirinden ayrılması ile sağlanır. Şekil 2.72' de görüldüğü gibi dişli motorun girişi sistem basıncına maruzdur. Çıkış ise depo basıncındadır. Dişler birbirinden ayrıldığında bir dişin bir yanının dışında tüm dişler

dengelenmiştir. Momenti oluşturan bu dengesizliktir. Dişin daha geniş olması veya basıncın daha yüksek olması momentin daha yüksek olmasını sağlayacaktır.



Şekil 2.72 Dıştan dişli motorun çalışması (Özcan, 1982)

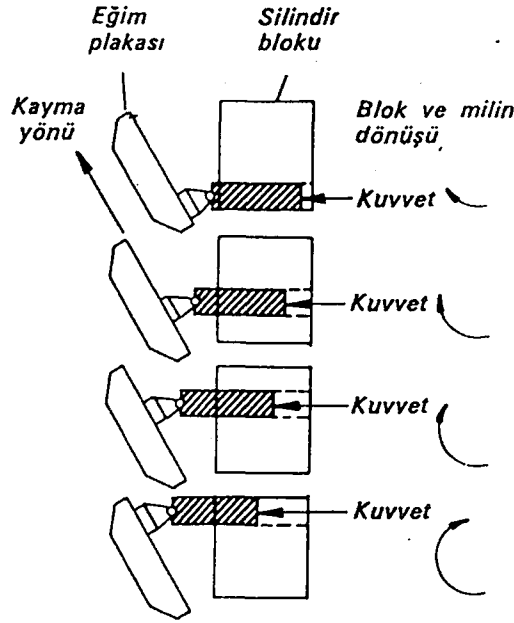
Ancak endüstriyel hidrolik sistemlerde gerotor tipi(içten dişli) motorlar yaygın olarak kullanılır. Bu gerotor motorda dengesizlik, motor girişinde hidrolik basınca maruz dişli alanlarının farklılığından oluşur. Şekil 2.73' te görüleceği üzere içteki dişlinin basınca maruz bölümü, girişte artmaktadır. Dişlinin eşit olmayan bir biçimde akışkan basıncına maruz kalması, motor milinde moment oluşturur. Dişlinin veya basıncın büyük olması daha büyük bir moment sağlayacaktır.



Şekil 2.73 Gerotor motorun çalışması (Özcan, 1982)

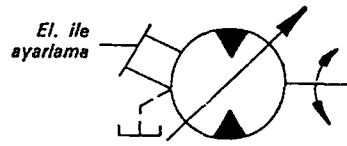
2.8.3 Pistonlu Motorlar

Pistonlu motor, pistonlarına etkiyen basıncın milinde moment oluşturduğu pozitif iletimli bir elemandır. Pistonlu motorun çalışması Şekil 2.74' te verilmiştir. Akışkan basıncı pistonu etkilediğinde oluşan kuvvet, pistonu silindir bloğundan dışarı doğru iter ve piston pabucunun, eğim plakası yüzeyi boyunca kaymasına neden olur. Piston pabucunun kayması milde bir moment etkisi yaratır. Momentin miktarı eğim plakasının açısına ve sistemdeki basınca bağlı olacaktır. Moment yeterli olduğunda mil dönecektir.



Şekil 2.74 Pistonlu motorun çalışması (Özcan, 1982)

Pistonlu motorların emiş hacmi pistonların silindir bloğundaki stroğuna bağlıdır. Eksenel pistonlu motorda piston stroğu eğim plakasının açısına bağlıdır. Eğim plakasının açısı büyük olduğunda pistonların silindir bloğundaki strokları da uzundur. Eğim plakası açısı küçültüldüğünde pistonların stroğu da kısalmıştır. Eğim plakasının açısı değiştirildiğinde motorun debisi, milinin dönüş hızı ve çıkış momenti değiştirilebilir. Şekil 2.75' te değişken debili motorun simgesi görülmektedir.



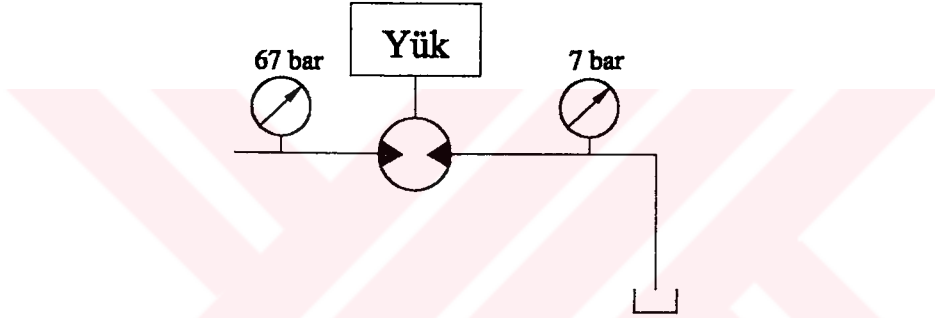
Şekil 2.75 Değişken debili motor simgesi (Özcan, 1982)

Bir pistonun uygulayabileceği kuvvet, yüzeyine uygulanan basınca bağlıdır. Basıncın daha yüksek olması, motorun hacimsel debisinin daha büyük olması, motor milinde daha büyük bir moment oluşturacaktır. Sıradan dişli, kanatlı ve pistonlu motorlar tam yükte (maksimum moment) düzgün düşük devir sayıları sağlayamazlar. Yükü ilk harekete geçirmek için gerekli büyük kuvvet ve yüksek basınçtan doğan motor iç kaçakları ve statik sürtünme nedeniyle bu pek mümkün değildir. Hem motor milinin dönüşünün düzgün olması, hem de yüksek moment gerekli ise bu motorlar en az 200-400 dev/dk' da çalıştırılmalıdırlar. En yüksek devir sayıları 2400-3000 dev/dk arasında değişir. Sistemde yüksek devir sayılarında düşük momentler

gerekli ise sıradan motorlar kullanılabilir. Ancak düşük devirlerde yüksek momentler gerekli ise özel tipte motorlar kullanılır. Bu motorların hızları 1/4 dev/dk' dan 400 dev/dk' ya kadar değişir.

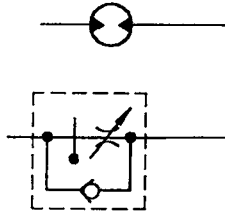
2.8.4 Hidrolik Motorlu Devreler

Hidrolik motorların çıkış hatları her ne kadar depoya bağlanmışsa da depo hattı basıncı veya geri basınç bazı sistemlerde 7 bar kadar olabilir. Yükün döndürülmesinden önce dönen gruplar üzerinde geri basınç tarafından yaratılan hidrolik kuvvetin yenilmesi gerekir. Hidrolik motorun yükü döndürebileceği basınç 60 bar olarak hesaplanmışsa geri basıncı dengelemek veya karşılamak için motor girişinde 7 barlık ek bir basınç daha olmalıdır. Bu Şekil 2.76' da görülmektedir.



Şekil 2.76 Hidrolik motor çıkışındaki basınç (Özcan, 1982)

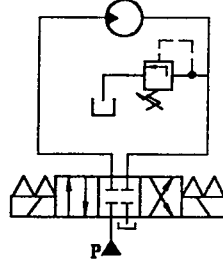
Hidrolik motorlar genellikle harici kaçaqlıdırlar. Moment gereksinmesi arttığında basınç ve buna bağlı olarak kaçaqlar artar, bu da motorun hızını azaltır. Bu nedenle hidrolik motorlarda Şekil 2.77' de görüldüğü gibi, çıkan yağın denetlenmesi(kısılması) yöntemi kullanılır.



Şekil 2.77 Hidrolik motorun hızının ayarlanması (Özcan, 1982)

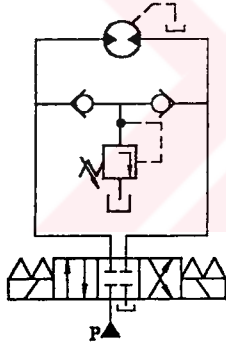
Hidrolik motorlu devrelerde motor miline bağlı yükün denetlenmesine dikkat edilmelidir. Bir fren valfi yükü hisseder ve yükün durumuna göre otomatik olarak cevap verir. Ancak genellikle frenlemenin otomatik olarak değil, istenildiğinde sağlanması gerekir. Bu durumda frenleme işlemini seçmek için bir yön denetim valfi kullanılır. Frenleme, yön denetim valfini genellikle orta konuma alarak motordan çıkan yağın önünü kapatmakla sağlanır. Motor

çıkışında basınç fren emniyet valfinin ayar değerine yükseldiğinde valf açar ve motoru frenler. Şekil 2.78’ de tek yönlü hidromotorda fren emniyet valfi görülmektedir.

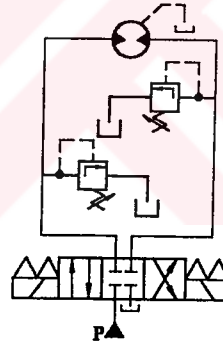


Şekil 2.78 Tek yönlü motorda fren emniyet valfi (Özcan, 1982)

Motorun her iki dönüş yönünde frenlemesi istendiğinde fren emniyet valfi çek valfler yardımıyla motor hattına bağlanır. Şekil 2.79.a’ da görüldüğü gibi motorun dönüş yönüne bakılmaksızın frenleme aynı valfle gerçekleştirilir. Konveyörlerde olduğu gibi bir yönde yükleme, diğer yönde boşaltma yapılıyorsa iki farklı frenleme basıncı, çevrim zamanının etkili bir şekilde kullanılmasını sağlar. Şekil 2.79.b’ de iki farklı frenleme basınçlı devre görülmektedir.



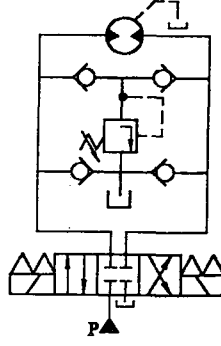
(a)



(b)

Şekil 2.79 İki yönlü hidromotorda frenleme (Özcan, 1982)

Hidromotorlu devrelerde kavitasyon da önemli bir husustur. Motorun dönüşü sırasında girişte yeteri kadar yağ bulunmazsa, hidromotora da pompa gibi kavitasyona uğrayacaktır. Bu nedenle motor frenlendiğinde motorun girişi kapatılmamalıdır. Çift yönlü hidromotorlarda, motor girişine akışkanın sağlanması düşük basınçta(0.3 bar veya daha az) açan iki çek valfin Şekil 2.80’ deki gibi bağlanması ile olur. Bu valflere besleme çek valfi adı verilir.



Şekil 2.80 Çift yönlü motorlarda kavitasyonu önleme yöntemi (Özcan, 1982)

2.8.5 Hidrolik Motorların Elektrik Motorları ile Mukayesesi

Hidrolik motorların elektrik motorlarına göre avantajları şunlardır:

- Motorun hareket ederken aniden dönüş yönünü değiştirebilmesi
- Çalışma hızı boyunca moment kontrolü
- Zarar görmeden belirsiz süre maksimum yükte kalması
- Dinamik(etkin) frenlemenin kolayca yapılabilmesi
- Ağırlık / BG oranı hidrolik motor için 0.22 kg / HP, elektrik motoru için 4.53 kg / HP' dir.
- Su içinde veya yangına müsait ortamlarda güvenle kullanılabilmesi

Hidrolik motorların dezavantajları ise şunlardır:

- Hidrolik akışkanların sürtünme dirençleri yüksek olduğundan dönüş hızları daha düşüktür.
- Kirliliğe karşı çok daha hassastır.
- Fiyatları daha pahalıdır.

2.8.6 Hidrolik Motor Seçimi

Hidrolik motor seçiminde aşağıdaki formüllerden yararlanılır:

$$Q = \frac{V \cdot n}{1000 \cdot \eta_v} \quad (2.28)$$

Q: Debi [lt/dk]

V: Hacimsel debi [cm³]

n: Devir sayısı [dev/dk]

η_v : Volumetrik verim (0.90-0.95)

$$n = \frac{Q \cdot \eta_v \cdot 1000}{V} \quad (2.29)$$

$$M = \frac{\Delta p \cdot V \cdot \eta_{hm}}{2 \cdot \pi \cdot 100} \quad (2.30)$$

$$M = 1.59 \cdot V \cdot \Delta p \cdot \eta_{hm} \cdot 10^{-3}$$

M: Moment [daN.m]

Δp : Motorun giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkı [bar]

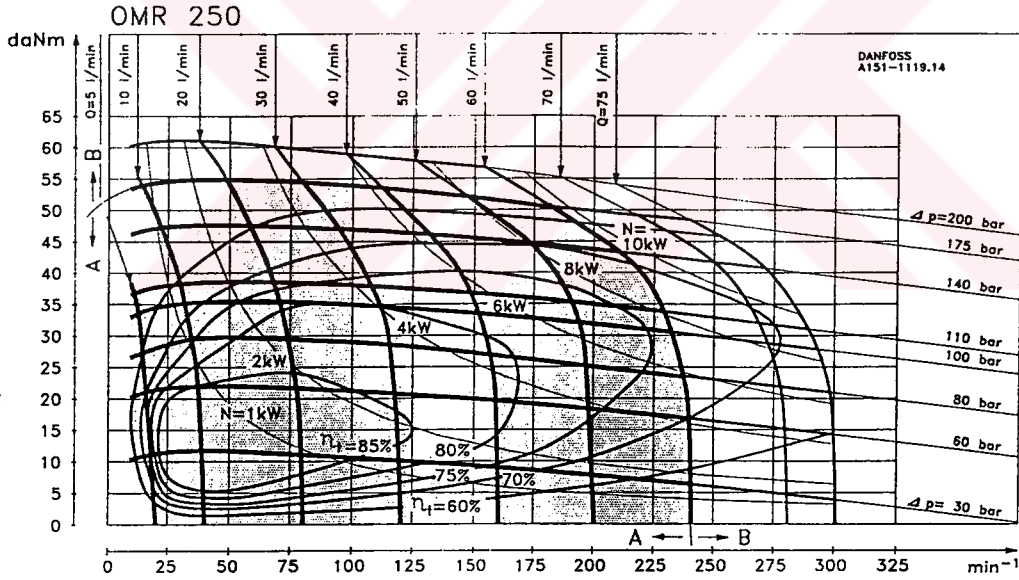
η_{hm} : Hidrolik mekanik verim (0.90-0.95)

$$P = \frac{\Delta p \cdot Q \cdot \eta_g}{600} \quad (2.31)$$

P: Motor çıkış gücü [kW]

η_g : Genel verim (0.80-0.85)

Hidrolik motor seçiminde, yukarıda verilen formüllerden türetilen imalatçı firmalar tarafından verilmiş kabuk diyagramlarından da faydalanılır. Bir hidrolik motorun karakteristiklerini gösteren kabuk diyagramı Şekil 2.81' de görülmektedir.



Şekil 2.81 Bir hidromotora ait kabuk diyagramı (Sauer-Danfoss, 1999)

2.9 Hidrolik Biriktiriciler(Aküler)

2.9.1 Biriktiricilerin Kullanım Amaçları ve Türleri

Bir hidrolik biriktirici, belli hacimdeki basınçlı yağı biriktirme, tutma ve istendiğinde geri verme görevlerini görür. Hidrolik aküler devrelerde çok değişik amaçlar için kullanılırlar:

- Kısa bir süre içinde çok miktarda yağ istendiğinde bu yağı sağlamak üzere kullanılırlar. Pompa kısa zamanda bu kadar yağı basacak büyüklükte seçilmez. Pompa debisi, biriktiriciden iki yağ kullanımı arasındaki sürede kullanılan miktardan biraz fazlasını basabilecek değerde olmalıdır. Bu sebeple biriktirici kısa zamanda yüksek hıza gerek olan devreler için en iyi çözümdür. Aksi halde büyük debili pompa ve yüksek güçlü elektrik motoru seçilmesi gerekir.
- Enerji(elektrik) kesildiğinde başlanmış bir hareketi bitirmek için biriktiricide saklanmış olan hidrolik enerjisi kullanılır.
- Devredeki sızıntıların uzun sürede devre basıncını düşürmemesi için biriktirici kullanılır.
- Sıcaklıktan dolayı oluşan genleşmelerin devreye zarar vermesini önler.
- Valflerin açıp kapama anlarında devrede aşırı basınç oluşmasını önler.
- Titreşimlerin sönümlenmesini sağlar.

Hidrolik biriktiriciler devrelerde Şekil 2.82' deki gibi gösterilir.



Şekil 2.82 Hidrolik biriktirici

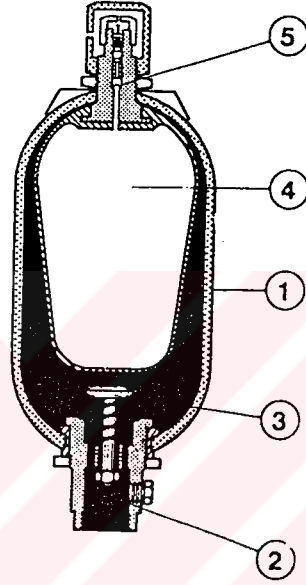
Hidrolik biriktirici türleri şunlardır:

- a) Ağırlıklı biriktiriciler
- b) Yaylı biriktiriciler
- c) Pistonlu biriktiriciler
- d) Balonlu biriktiriciler
- e) Membranlı biriktiriciler

Ağırlıklı ve yaylı biriktiriciler, endüstriyel uygulamalarda pek kullanılmazlar. Basınç enerjisini sıkıştırabilen bir gaz(azot) yardımıyla toplayan gazlı biriktiriciler çok miktarda kullanılırlar. Pistonlu, membranlı ve balonlu biriktiriciler gazlı tip biriktiricilerdir.

- Pistonlu biriktiriciler, büyük hacimler ve büyük debiler için kullanılırlar. Gaz ve yağ serbestçe hareket edebilen bir pistonla birbirinden ayrılmış durumdadır. Piston boru içinde çalışır ve üzerindeki keçeler gaz ile yağın karışmamasını sağlar. En çok basınç oranı(gaz basıncının maksimum çalışma basıncına oranı) 1:10' dur. Gazın dolum basıncı ise minimum çalışma basıncından 5 bar düşük seçilir.

- Membranlı biriktiriciler, küçük hacimli olup şok ve titreşim sönümlenmesinde ve uyarı yağı gereksinmesinde kullanılırlar. Genellikle yarı küresel şekli olan membran iki bölümü birbirinden ayırır. En çok basınç oranı 1:10' dur.
- Balonlu biriktiricilerin, çok iyi bir sızdırmazlık, hızlı cevap verme ve düşük eylemsizlik özellikleri vardır. Balonlu biriktiricide gaz ve yağ esnek bir balon ile birbirinden ayrılmıştır. Gaz bir balonun içindedir. En çok basınç oranı 1:4' tür. Şekil 2.83' te balonlu biriktiricinin elemanları görülmektedir. Balonlu biriktirici, yağ deliği(2), düzlemsel valf (3), balon(4), gaz valfi(5) ve bunları birleştiren çelik gövdeden(1) oluşur.



Şekil 2.83 Balonlu biriktirici elemanları (Özcan, 1982)

İlk durumda gaz valfinden geçen basınçlı azot balon gövdenin içini doldurur ve düzlemsel valfi kapatır. Düzlemsel valfin görevi, balonun yağ deliğinden çıkıp zarar görmesini önlemektir. Devredeki basınç, balondaki gaz basıncına ulaştığında düzlemsel valf açılarak yağın içeri girmesini sağlar.

2.9.2 Biriktirici Tanım Büyüklükleri

Anma hacmi, çalışma hacmi, minimum ve maksimum çalışma basıncına bağlı olarak ön doldurma basıncı gibi biriktiricinin tanım büyüklükleri gaz yasalarına göre hesaplanabilir. p_0 ön doldurma basıncı(bar), biriktiricinin gaz bölgesindeki basınçtır. Yük değişimi olduğunda balon veya diyaframın popet valfi kapatmaması için bu basınç, minimum çalışma basıncının %90'ı kadar olmalıdır.

$$p_0 \approx 0.9p_1 \quad (2.32)$$

p_2 maksimum çalışma basıncı ise minimum çalışma basıncının üç katını aşmamalıdır. Bu durumda diyafram veya balonun ömrü daha uzun olacaktır.

$$p_2 \leq 3p_1 \quad (2.33)$$

Gaz için termodinamikteki iki hal değişiminden söz edilebilir:

a) İzotermal hal değişiminde, sıkıştırma veya genleşmenin yavaş olduğu hallerde gaz ile çevresi arasındaki ısı alışverişi için yeteri kadar sürenin var olduğu, böylece sıcaklığın sabit kaldığı kabul edilebilir.

$$p_0 \cdot V_0 = p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 \quad (2.34)$$

b) Tersinir adyabatik hal değişiminde, yağın biriktirilmesinin veya sisteme verilmesinin hızlı olduğu böylece azotun sıkıştırılması veya genleşmesi sırasında gaz ile çevresi arasında ısı alışverişinin mümkün olmadığı kabul edilir.

$$p_0 \cdot V_0^x = p_1 \cdot V_1^x = p_2 \cdot V_2^x \quad (2.35)$$

p: Mutlak gaz basıncı [bar]

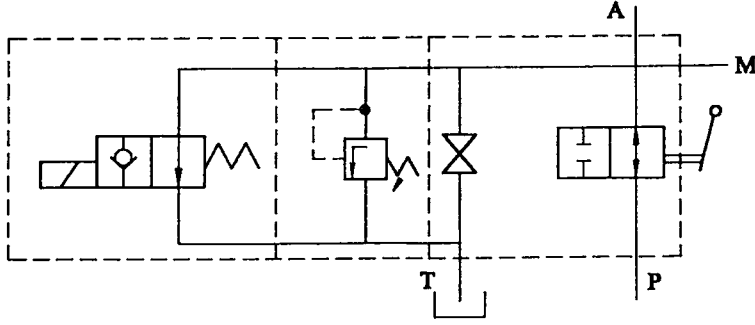
V: Gaz hacmi [lt]

x: Gazın özgül ısı oranı (Azot için $x=1.4$)

Ön doldurma basıncının yüksek olması halinde her ne kadar biriktirici fazla yağ alamaz ise de bu kullanılabilir hacmin azalacağı anlamına gelmez. Yüksek ön doldurma basıncı, kullanılabilir yağ hacminin daha fazla olması demektir. Devrede biriktirici kullanıldığında uyulması gereken kurallar şunlardır:

- Her basınçlı kaba çalışma basıncını göstermek için manometre konulmalı ve maksimum çalışma basıncı işaretlenmelidir.
- Her basınçlı kap için emniyet valfi konulmalıdır.
- Emniyet valfi, anahtara ihtiyaç duyan kilitli tip olmamalıdır.
- Her basınçlı kabın, mümkün mertebe yakınına kolay ulaşılabilecek şekilde basınç hattı ile ilişkisini kesecek valfler yerleştirilmelidir.

Bu önerilere uygun bir biriktirici(akü) emniyet bloğu Şekil 2.84' te görülmektedir.



Şekil 2.84 Akü emniyet bloğu (Epe Italiana Srl, 1999)

A: Akü bağlantısı

M: Manometre bağlantısı

P: Pompa bağlantısı

T: Tank bağlantısı

Biriktirici seçiminde aşağıdaki formüllerden faydalanılır:

$$\Delta V = V_1 - V_2 \quad (2.36)$$

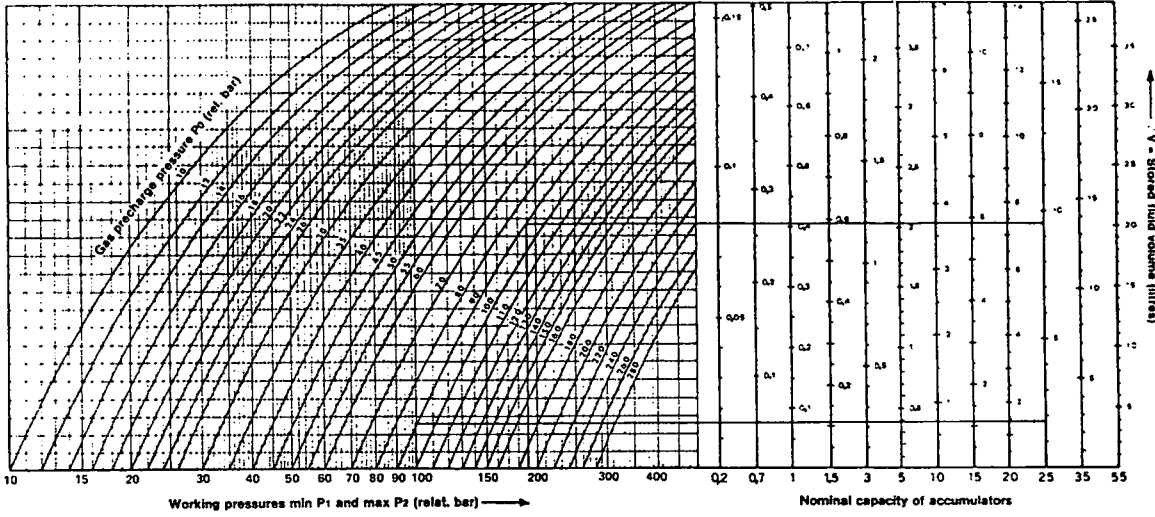
Adyabatik hal değişiminde;

$$V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{1/n} - \left(\frac{P_0}{P_2}\right)^{1/n}} \quad (1/n = 0.7143) \quad (2.37)$$

İzotermal hal değişiminde;

$$V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{P_0}{P_1}\right) - \left(\frac{P_0}{P_2}\right)} \quad (2.38)$$

Buna göre üretici firmalar tarafından izotermal ve adyabatik koşullarda gerekli akü kapasitesini belirlemek için diyagramlar hazırlanmıştır. Şekil 2.85' te adyabatik koşullar için hazırlanmış bir diyagram görülmektedir.



Şekil 2.85 Adyabatik koşullarda biriktirici seçimi (Epe Italiana Srl, 1999)

2.10 Hidrolik Sistemlerin Yapısı

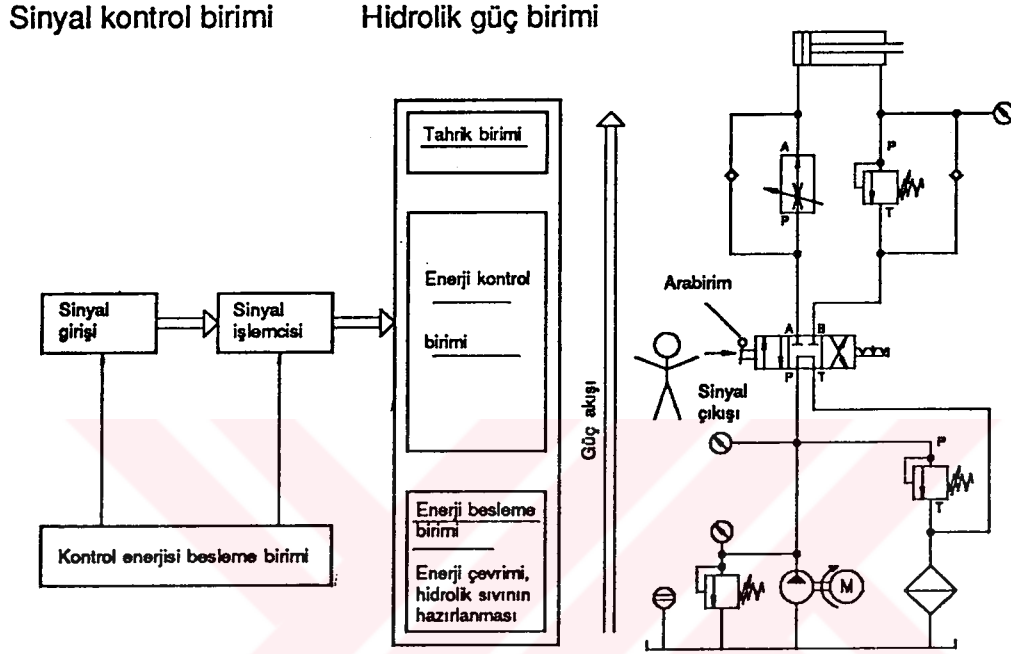
Buraya kadar anlatılan hidrolikteki elemanların uygun olarak seçilmesi ile devreler oluşturulmaktadır. Bu arada hidrolik sistemlerin yapı gruplarının da bilinmesi gerekir. Bir hidrolik sistem şu yapı gruplarına ayrılabilir:

- Sinyal kontrol birimi
- Güç birimi

Sinyal kontrol birimi, sinyal girişi ve sinyal işleme olmak üzere iki bölümde ele alınır. Sinyal girişi elle, mekanik, temassız veya başka şekillerde olabilir. Sinyal işleme ise insan, elektroteknik, elektronik, pnömatrik, mekanik veya hidrolik gibi imkanlarla sağlanır. Sinyal kontrol biriminde üretilen ve hazırlanan elektrik işareti ara birim üzerinden güç birimine aktarılır. Güç biriminde ise elektrik enerjisi önce hidrolik ve sonra da mekanik enerjiye çevrilir. Hidrolik sistemin güç birimi; enerji besleme birimi, enerji kontrol birimi ve tahrik birimi olmak üzere alt bölümlere ayrılır. Enerji besleme birimi, enerji çevirme birimi ve hidrolik akışkan hazırlama şeklinde ayrılabilir. Enerji çevirmedeki elektrik enerjisinin önce mekanik ve sonra hidrolik enerjiye dönüşümü elektrik motoru, içten yanmalı motor, kavrama, pompa gibi yapı elemanları ile olur.

Hidrolik akışkanın hazırlanması filtre, soğutucu, ısıtıcı, termometre, manometre, hidrolik akışkan, tank, seviye göstergesi vs. ile olur.

Enerji akışı, enerji kontrol birimi üzerinden kontrol ödevi esas alınarak tahrik birimine bağlanır. Bu görevi yön kontrol, akış kontrol, basınç kontrol ve kilit valfleri yerine getirir. Hidrolik sistemin tahrik biriminden ise, bir iş makinasına veya bir tezgaha çeşitli iş hareketlerini temin eden kısım anlaşılır. Bu işi hidrolik sistemlerde silindirler ve motorlar yapar. Şekil 2.86' da bir hidrolik sistemin yapısı görülmektedir.



Şekil 2.86 Hidrolik sistemlerin yapısı (Schrader, 1991)

3. ELEKTRİK ANALOJİ

Hidrolik sistemlerin elektrik analogisinin yapılabilmesi için öncelikle her iki sistemde kullanılan fiziksel büyüklüklerin analogisinin yapılması gerekir. Dolayısıyla bu büyüklüklerin ve birimlerin neyi ifade ettiği burada açıklanacaktır.

Hidrolik sistemlerde akışa sebep olan iki nokta arasındaki basınç farkı, elektrik sistemlerde iki nokta arasındaki potansiyel farkı olarak karşımıza çıkmaktadır. Hidroliğin en önemli büyüklüklerinden biri olan basınç, bilindiği üzere birim alana etkiyen kuvvettir.

$$p = \frac{F}{A} \quad (3.1)$$

p: Basınç [bar]

F: Kuvvet [daN]

A: Alan [cm²]

$$1 \text{ bar} = 1 \text{ daN/cm}^2 = 10 \text{ N/cm}^2 \quad (3.2)$$

Bir elektronu(yükü) bir noktadan diğer bir noktaya götürmek için gerekli potansiyel farkı elektrik gerilimi olarak ifade edilir.

$$U = \frac{W}{q} \quad (3.3)$$

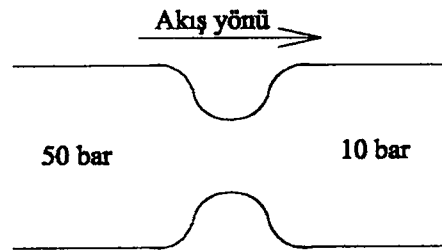
U: Potansiyel farkı [Volt]

W: Bir noktadan diğer bir noktaya götürmek için gereken enerji [Joule]

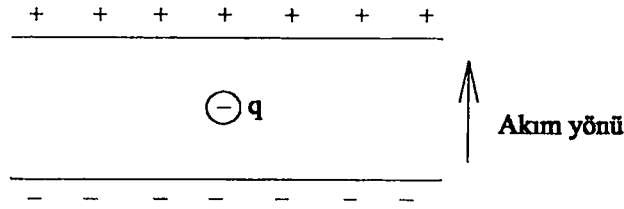
q: Yük [Coulomb]

1 Volt=1 Joule/Coulomb

Şekil 3.1' de hidrolik ve Şekil 3.2' de elektrik sistemlerdeki akışın yönü görülmektedir.



Şekil 3.1 Hidrolik sistemlerde akış yönü



Şekil 3.2 Elektrik sistemlerde akım yönü

Hidrolik sistemlerde birim zamanda geçen akışkan miktarını ifade eden debidir. Bu büyüklük, akış hızına ve akışın olduğu kesite bağlıdır.

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{A \cdot s}{t} \quad (3.4)$$

Q: Debi

V: Akışkan hacmi

A: Akış kesiti

s: Akışkanın aldığı yol

t: Zaman

Birim zamanda akışkanın aldığı yol onun hızını ifade eder.

$$Q = A \cdot v \quad (3.5)$$

v: Akış hızı

Bu büyüklüğün elektriksel karşılığı akım şiddeti olarak bilinir. Bir iletkenin birim kesitinden birim zamanda geçen yük miktarına akım şiddeti denir.

$$I = \frac{q}{t} \quad (3.6)$$

I: Akım şiddeti [Amper]

q: Yük [Coulomb]

t: Zaman [saniye]

Hidrolikte nasıl ki akış, basıncın yüksek olduğu noktadan düşük olduğu noktaya doğru ise elektrikte de elektrik akımı potansiyeli yüksek noktadan düşük noktaya doğrudur.

Bilindiği üzere güç her iki sistemde de kullanılmakta olan bir büyüklüktür ve aynı birimle ifade edilir. İş veya enerjinin birim zamandaki değişimi olarak bilinir. Hidrolik sistemlerde güç, basınç ve debi ile hesaplanır.

$$P = p \cdot Q \quad (3.7)$$

P: Güç [W=J/s=N.m/s]

Elektrik sistemlerindeki bir direnç elemanının uçlarına Şekil 3.4' teki gibi e potansiyel farkı uygulanır ve dirençten I akımı geçerse Ohm Kanunu' na göre potansiyel farkı aşağıdaki gibi tanımlanır:

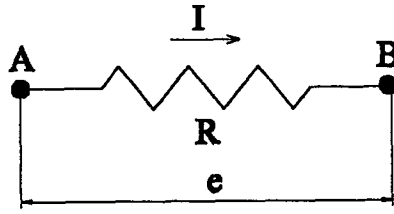
$$e = I.R \quad (3.9)$$

$$R = de/dI \quad (3.10)$$

e : Potansiyel farkı [Volt]

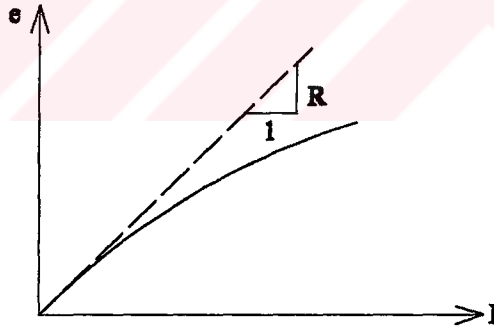
I : Akım [Amper]

R : Direnç [Ω]



Şekil 3.4 Elektriksel direnç (Özdaş, 1995)

İdeal direnç elemanında R direnci sabittir ve akım ile potansiyel farkından bağımsızdır. Gerçekte ise direnç sabit değildir ve e ile I arasındaki bağıntı lineer değildir (Şekil 3.5).



Şekil 3.5 Potansiyel farkı-akım şiddeti ilişkisi (Özdaş, 1995)

Hidrolik sistemlerde akışı zorlaştırıp sınırlayan her eleman direnç olarak göz önüne alınabilir. Bu nedenle valfler, küçük çapta uzun borular vs. birer direnç elemanıdır. Bunun için boru içerisindeki laminer akışı göz önüne alacak olursak debi ile basınç arasındaki ilişki Hagen-Poiseuille tarafından tanımlanmıştır.

$$p = \frac{32 \cdot \mu \cdot L \cdot v}{d^2} \quad (3.11)$$

$$p = \frac{32 \cdot \mu \cdot L \cdot Q}{d^2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \quad (3.12)$$

$$p = \frac{128 \cdot \mu \cdot L \cdot Q}{\pi \cdot d^4} \quad (3.13)$$

$$\frac{p}{Q} = \frac{128 \cdot \mu \cdot L}{\pi \cdot d^4} \quad (3.14)$$

$$R_h = \frac{dp}{dQ} = \frac{128 \cdot \mu \cdot L}{\pi \cdot d^4} \quad (3.15)$$

p: Basınç [Pa]

μ : Dinamik viskozite [Pa.s]

L: Boru uzunluğu [m]

v: Boru içerisindeki akış hızı [m/s]

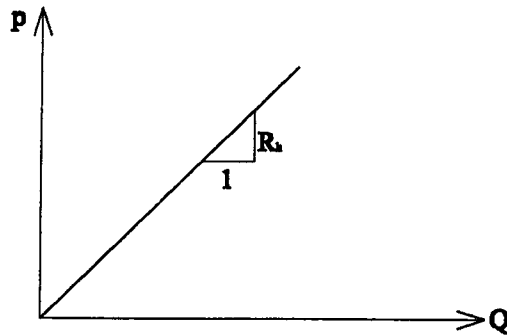
Q: akışkanın debisi [m³/s]

d: Boru çapı [m]

Görüldüğü gibi eşitlik, yağın viskozitesine ve borunun geometrik büyüklükleri olan çap ve uzunluğuna bağlıdır. Elde edilen bağıntı hidrolik direnç olarak bilinir ve sabittir.

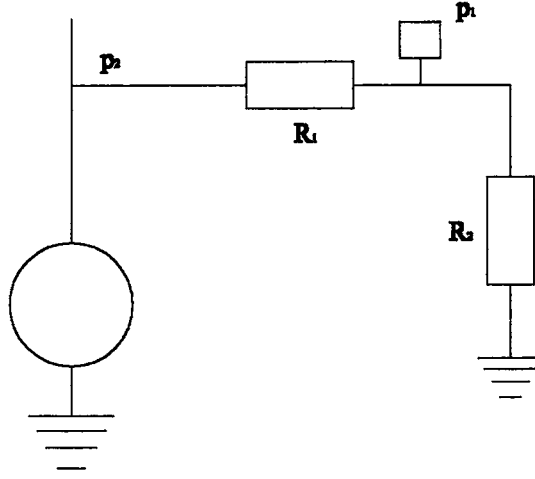
$$p = R_h \cdot Q \quad (3.16)$$

Bu sonuç elektriksel sistemlerdeki $e = R \cdot I$ bağıntısına benzerdir. Gerilim basınca, akım da debiye karşılık gelmektedir. R_h hidrolik direnci laminer akışta Şekil 3.6' da görüldüğü gibi lineerdir.



Şekil 3.6 Laminer akışta hidrolik direnç (Özdaş, 1995)

Şekil 3.7' de görüldüğü gibi seri bağlı devrelerde toplam basınç kaybı, her bir elemandaki basınç kayıplarının toplamına eşittir. Hat boyunca da debi sabit olduğundan toplam basınç kaybı toplam hidrolik dirence doğrudan bağlı olmaktadır.



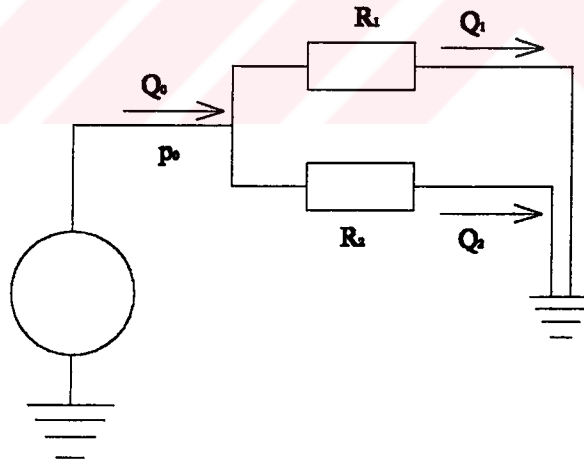
Şekil 3.7 Seri bağlantı (Chaimowitsch, 1957)

$$p = \sum p_i = \sum Q_i R_i = Q \sum R_i \quad (3.17)$$

$$Q = \frac{p}{\sum R_i} = \frac{p}{R_{top}} \quad (3.18)$$

$$\frac{p_i}{p} = \frac{Q R_i}{Q \sum R_i} = \frac{R_i}{R_{top}} \quad (3.19)$$

Paralel bağlı devrelerde ise basınç sabit kalır, debi ise her bir hattan geçen debinin toplamına eşit olmaktadır(Şekil 3.8).



Şekil 3.8 Paralel bağlantı (Chaimowitsch, 1957)

$$Q = \sum Q_i = \sum \frac{p_i}{R_i} = p \cdot \sum \frac{1}{R_i} = \frac{p}{R_{top}} \quad (3.20)$$

$$\frac{1}{R_{top}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots = \sum \frac{1}{R_i} \quad (3.21)$$

Borulardaki akışlarda Reynolds sayısı 2300' ün üstünde ise akış türbülanslıdır. Türbülanslı akımda basınç şu şekilde ifade edilir:

$$p = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2g} \quad (3.22)$$

$$p = \frac{8 \cdot \lambda \cdot L \cdot \rho}{d^5 \cdot \pi^2 \cdot g} \cdot Q^2 \quad (3.23)$$

$$p = R_{\text{turb}} \cdot Q^2 \quad (3.24)$$

λ : Üniversal kayıp katsayısı

ρ : Akışkanın yoğunluğu [kg/m^3]

g : Yerçekimi ivmesi [m/s^2]

Seri bağlı türbülanslı devrelerde basınç ve debi aşağıdaki gibi bulunur:

$$p = \sum p_i = \sum R_{\text{turb}_i} \cdot Q_i^2 = Q^2 \sum R_{\text{turb}_i} \quad (3.25)$$

$$Q = \sqrt{\frac{p}{\sum R_{\text{turb}_i}}} \quad (3.26)$$

Paralel bağlı türbülanslı devrelerde ise debi şu şekilde hesaplanır:

$$Q = \sum Q_i = \sum \sqrt{\frac{p_i}{R_{\text{turb}_i}}} = \sqrt{p} \cdot \sum \frac{1}{\sqrt{R_{\text{turb}_i}}} \quad (3.27)$$

$$Q = \sqrt{p} \cdot \left[\frac{1}{\sqrt{R_{\text{turb}_1}}} + \frac{1}{\sqrt{R_{\text{turb}_2}}} + \dots \right] = \frac{\sqrt{p}}{\sqrt{R_{\text{turb}_{\text{top}}}}} \quad (3.28)$$

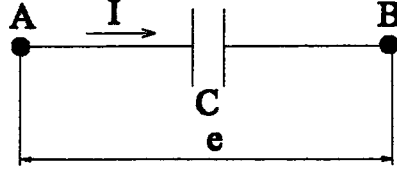
$$\frac{1}{\sqrt{R_{\text{turb}_{\text{top}}}}} = \sum \frac{1}{\sqrt{R_{\text{turb}_i}}} \quad (3.29)$$

Karışık akımlar, laminer ve türbülanslı akımlardan oluşmuş olup bunlar seri bağlanmıştır ve şu formülle hesaplanabilir:

$$p = \sum p_i = Q \cdot \sum R_{\text{lam}_i} + Q^2 \cdot \sum R_{\text{turb}_j} \quad (3.30)$$

$$Q_{\text{top}} = \sum Q_i = p \cdot \sum \frac{1}{R_{\text{lam}_i}} + \sqrt{p} \cdot \sum \frac{1}{\sqrt{R_{\text{turb}_j}}} \quad (3.31)$$

Elektrik sistemlerinde sıkça kullanılan iki uçlu bir eleman olan kondansatörün(Şekil 3.9) uçlarına e potansiyel farkı uygulanır ise akım I, kondansatörün kapasitesi C olmak üzere, ideal kapasite elemanında q akım yükü, e potansiyel farkı ile orantılıdır.



Şekil 3.9 Kondansatör (Özdaş, 1995)

$$q = C \cdot e \quad (3.32)$$

q: Yük [Coulomb]

C: Sığa [Farad]

e: Potansiyel farkı [Volt]

$$I = C \cdot de/dt \quad (3.33)$$

$$e = (1/C) \cdot \int I \cdot dt + e_0 \quad (3.34)$$

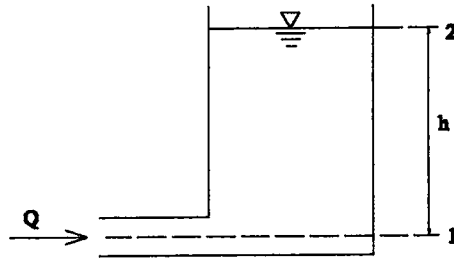
olarak bulunur.

Kapasite elemanında depolanan enerji aşağıda belirtilen formülden hesaplanabilir:

$$E = \int_0^t e \cdot I \cdot dt \quad (3.35)$$

$$E = \frac{1}{2} \cdot C \cdot e^2 \quad (3.36)$$

Hidrolik sistemlerde açık veya basınçlı depo ve hidrolik aküler basınçtan dolayı enerji depolayan kapasite elemanlarıdır. Şekil 3.10' daki hidrolik depo alttaki besleme borusundan Q debisi ile beslenirken yerçekimine karşı depo içindeki sıvı seviyesinin(basıncın) yükseltilmesinden dolayı enerji depolanır.



Şekil 3.10 Hidrolik kapasite elemanı (Özdaş, 1995)

Depo için süreklilik denklemi;

$$Q = \frac{d}{dt}(A.h) \quad (3.37)$$

olup serbest alan sabit olmak üzere

$$Q = A.dh/dt \quad (3.38)$$

$$p_{2,1} = \rho.g.h \quad (3.39)$$

$$Q = \left(\frac{A}{\rho.g} \right) \frac{dp}{dt} \quad (3.40)$$

şeklinde bulunur.

Burada uç ve iç değişkenler göz önüne alındığında

$$C_h = A/(\rho.g) \quad (3.41)$$

hidrolik kapasite karşımıza çıkar.

$$Q = C_h \cdot \frac{dp}{dt} \quad (3.42)$$

Son olarak ifade edilen bağıntı, elektriksel kapasite olarak verilen (3.33) bağıntısının aynısıdır.

Sabit kesitli bir depodaki sıvının hacmi;

$$V = A.h \quad (3.43)$$

$$h = \frac{p_{2,1}}{\rho.g} \quad (3.44)$$

$$V = \frac{A}{\rho.g} \cdot p_{2,1} \quad (3.45)$$

$$V = C_h \cdot p_{2,1} \quad (3.46)$$

şeklinde ifade edilir.

Hidrolik kapasite elemanında depolanan potansiyel enerji

$$E = \int_0^1 p.Q.dt \quad (3.47)$$

(3.42) bağıntısı yardımıyla

$$E_p = \frac{C_h \cdot P_{2,1}^2}{2} \quad (3.48)$$

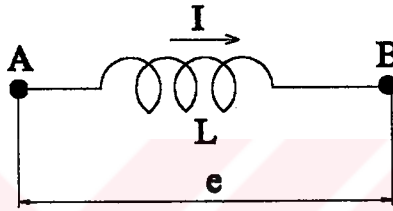
olarak bulunur. Bu da

$$E_p = \frac{V^2}{2 \cdot C_h} \quad (3.49)$$

şeklinde gösterilir. Enerjinin sıvının hacmi ve seviyesine bağlı olduğu sonucuna varılır.

Elektrik sistemlerinde endüktif elemanlar da karşımıza çıkar(Şekil 3.11). Bir helisel sargıdan geçen I akımının meydana getirdiği manyetik alan, Lenz Kanunu' na göre değişen akıma karşı bir potansiyel farkı meydana getirir. İdeal bir endüktif eleman için şu ifade geçerlidir:

$$e = L \cdot dI/dt \quad (3.50)$$



Şekil 3.11 Endüktif eleman (Özdaş, 1995)

Endüktans elemanının depo ettiği enerji (3.35) bağıntısı yardımıyla şu şekilde hesaplanabilir:

$$E = \frac{L \cdot I^2}{2} \quad (3.51)$$

Hidrolik sistemlerde elektriksel endüktans etkisine benzer bir etki, akışkanın ivmelenmesinden dolayı ortaya çıkmaktadır. Borularda ani debi değişmelerinin meydana geldiği hallerde kendini gösteren bu etkiyi anlatabilmek için kesit alanı A, uzunluğu L olan bir borudan geçen sıkıştırılmaz ve sürtünmesiz(ideal) bir akışkanın boru uçlarındaki $p = p_2 - p_1$ basınç farkı nedeniyle ivmelendiği göz önüne alınırsa

$$\text{Kuvvet: } F = A \cdot p \quad (3.52)$$

$$\text{Kütle: } m = \rho \cdot A \cdot L \quad (3.53)$$

$$\text{İvme: } \frac{dv}{dt} = \frac{1}{A} \cdot \frac{dQ}{dt} \quad (3.54)$$

olduğundan

$$p \cdot A = \rho \cdot A \cdot L \cdot \frac{1}{A} \cdot \frac{dQ}{dt} \quad (3.55)$$

$$p = \frac{\rho \cdot L}{A} \cdot \frac{dQ}{dt} \quad (3.56)$$

bulunur.

$$L_h = \frac{\rho \cdot L}{A} \quad (3.57)$$

$$p = L_h \cdot \frac{dQ}{dt} \quad (3.58)$$

L_h hidrolik endüktans olarak gösterilirse bu bağıntının elektriksel endüktans ile gösterilen (3.50) bağıntısı ile aynı olduğu görülür.

İvmelenmeden dolayı boruda depolanan akışkanın kinetik enerjisi

$$E_k = \int_0^t p \cdot Q \cdot dt \quad (3.59)$$

(3.58) bağıntısı yardımıyla şu şekilde bulunur:

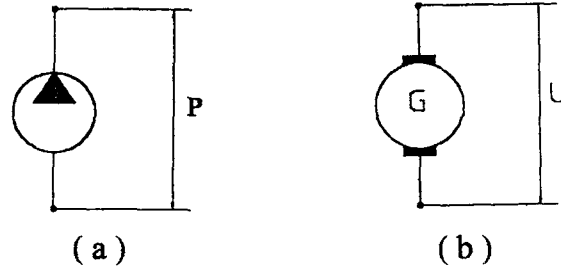
$$E_k = \frac{L_h \cdot Q^2}{2} \quad (3.60)$$

Buraya kadar her iki sistemde kullanılan temel büyüklükler ve birimlerin karşılaştırması yapıldı. Hidrolik ekipmanların elektrik analogları aynı çalışma mantığında olmak üzere mevcuttur. Bu analogi sadece hidrolik ve elektrik sistemlere özgü olmayıp günlük hayatta karşılaşılan birçok sistemde de görülmektedir. Buna örnek verecek olursak, bir gaz sobasının analogu bir elektrik sobası, bir havalı matkabın analogu elektrikli matkaptır. Şimdi ise hidrolik sistemlerdeki elemanların elektrik devrelerindeki analogları incelenecektir.

3.1 Hidrolik Pompalar

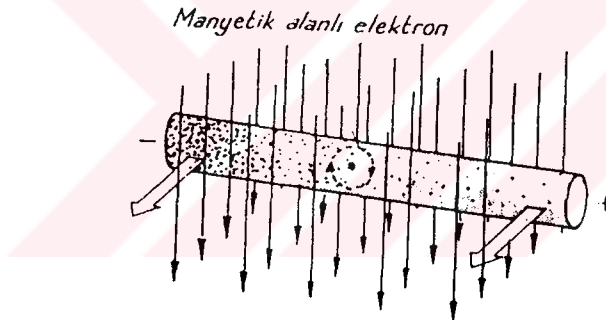
Bilindiği üzere pompalar hidrolik sistemlerde bir güç kaynağı olarak vazife görürler. Yani sistemin basınç ve debisini sağlarlar. Bunu da yapabilmeleri için dışarıdan bir tahrik gücüne ihtiyaç duyarlar. Bu mekanik gücü hidrolik güce dönüştürürler.

Elektrik sistemlerinde ise güç kaynağı olarak jeneratörler kullanılmaktadır. Jeneratörler aldıkları mekanik enerjiyi dönme ve öteleme hareketi yaparak elektrik enerjisine(gücüne) dönüştürürler. Bu tahrik gücü rüzgar, güneş, su, buhar vs. olabilir ve buna göre de jeneratör türleri oluşmaktadır. Jeneratörler elektrik sisteminin çalışma gerilimi ve akımını sağlarlar. Dolayısıyla bir hidrolik pompanın elektrik analogu olarak jeneratör kabul edilebilir. Her iki elemanın devre gösterimi Şekil 3.12' de verilmiştir.



Şekil 3.12 (a) Hidrolik pompa ve (b) jeneratör

Kurulan analoginin daha iyi anlaşılabilmesi için jeneratörün çalışma prensibinin bilinmesi gerekir. Manyetik alan içinde bir iletken, alan çizgilerini kesecek şekilde hareket ederse bu hareketi esnasında bir gerilim endüklenir. Bu oluşum endüksiyon olarak tanımlanır. Manyetik alan içinde iletken hareket ettirildiğinde, iletken içindeki serbest elektronlar da hareket ederler. Hareketlenen elektronlar manyetik alan tarafından, iletkenin hareket ettiği yöne dik olarak saptırılırlar. Bunun neticesinde iletkenin bir ucunda elektron fazlalığı, diğer ucunda ise elektron azlığı ortaya çıkarak iki uç arasında bir gerilim oluşur. Manyetik alan içinde hareket eden elektronlar Şekil 3.13' te görülmektedir.



Şekil 3.13 Manyetik alan içinde hareket eden bir iletkenin elektronları (Erna, 1999)

Jeneratör prensibi de bu temele dayanır. Manyetik alan ile hareketli bir iletken, bir gerilim üretir. Endüklenen gerilimin polaritesi, hareketin ve manyetik alanın yönüne bağlıdır. Ayrıca iletkenin hızlı bir şekilde hareket ettirilmesi ile endüklenen gerilimin büyüklüğü saptanır. Endüklenen gerilim, iletkenin hızı ile birlikte artar.

Uygulamada endüksiyon yoluyla gerilim üretimi bir iletken parçasıyla yapılmaz. Bu amaç için bobin şeklinde sarılmış iletkenler kullanılır. Manyetik alan içerisinde bobinin bir kenarı diğerine göre ters yönde hareket ediyorsa, bobinin uçları arasında gerilim oluşur. Hareket ettirilen bobinin uçları birbirine bağlandığında oluşan gerilim nedeniyle, bobin üzerinde bir akım geçecektir. Bu olayın hidrolik analogu, pompanın aldığı tahrik gücüyle basınç ve debi üretmesidir.

Jeneratörlerde endüklenen gerilim iletkenlerin sayısı ile doğru orantılıdır. Endüklenen gerilim (3.61) formülü ile ifade edilmektedir:

$$U_o = B \cdot l \cdot v \cdot n \quad (3.61)$$

U_o : Endüklenen gerilim

B: Manyetik akı yoğunluğu

l: Etkin iletken uzunluğu

v: İletkenin hızı

n: iletkenlerin sayısı

Manyetik alan içinde hareket ettirilen iletken uçları birbirine bağlandığında iletken içinden bir akım geçer. Geçen akımın yönü, hareketin ve manyetik alanın yönüne bağlıdır. (3.61) formülü dikkate alındığında elektrik akımının değeri iletken uzunluğu, hızı ve sayısı ile orantılıdır. Bu da hidrolik sistemlerde debinin $Q = V \cdot n$ formülü ile ifadesine eş değerdir. Yani sistem debisi, pompa deplasmanı ve dönme hızının bir fonksiyonudur.

$$Q = V \cdot n \quad (3.62)$$

Pompalar uygulama alanına göre çok küçük deplasmanlardan(0.01 cm³/dev) çok büyük deplasmanlara(1000 cm³/dev ve üzeri) kadar geniş bir yelpazeye sahiptir. Jeneratörlerin de benzer şekilde 1 kVA' dan 1000 MVA ve üzeri gibi geniş bir yelpazesi vardır. Pompalar ve jeneratörler ana elemanlardır. Nasıl ki hidrolik pompa olmadan hidrolik bir ünite yapılamazsa jeneratörsüz bir elektrik sisteminin de yapılması mümkün değildir.

3.2 Hidrolik Valfler

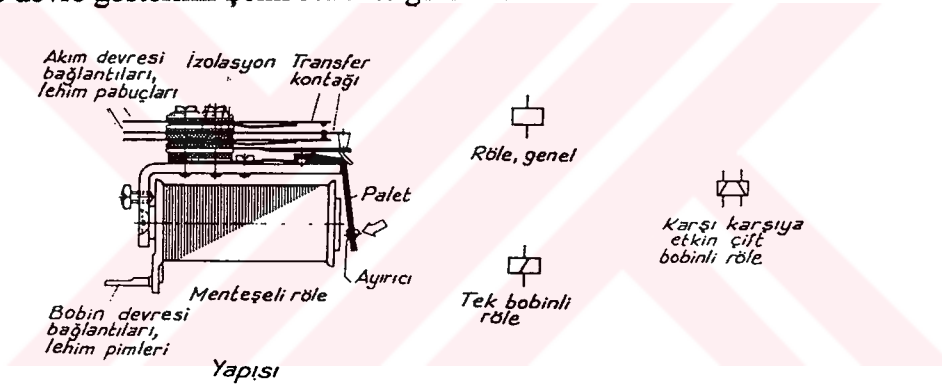
Valfler, hidrolik güç akışı miktarının ayarlanmasını ve yön kontrolünü sağlar. Diğer bir deyişle valfler, pompalardan çıkan akışın temel parametreleri olan basınç ve debinin kontrolünü sağlayarak iş elemanlarından istenen yönde istenen hız, moment, kuvvet gibi değerlerin elde edilmesinde kullanılırlar.

Elektrikte ise enerji akışı ve kontrolü röle, diyot, zener diyot, potansiyometre gibi elemanlar vasıtasıyla sağlanır. Bunlar hidrolik sistemlerdekine benzer şekilde elektrik akışının parametreleri olan gerilim ve akım şiddetinin kontrolünü sağlayan elemanlardır. O halde hidrolikte bahsi geçen valflerin elektrik sistemlerinde analogları mevcuttur.

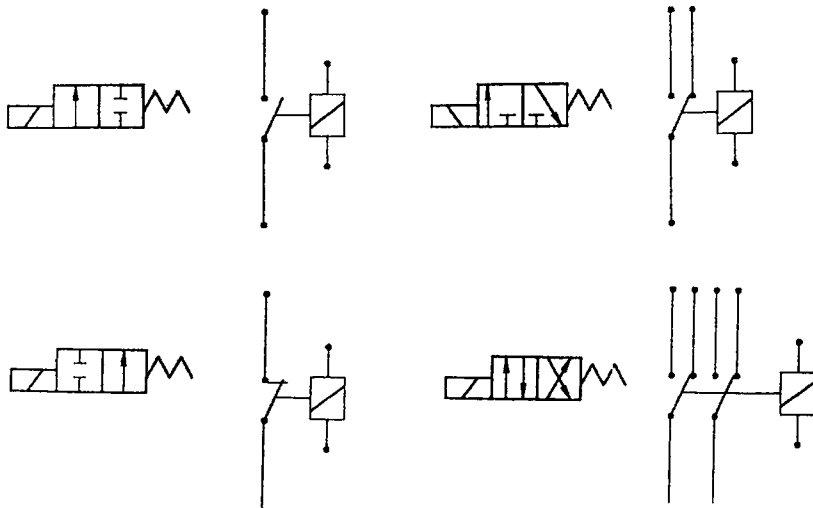
3.2.1 Yön Denetim Valfleri

Yön denetim valfleri hidrolik sistemin yapı elemanları olup görevleri akışkanın yolunu değiştirmek, açmak veya kapamaktır. Bu şekilde iş elemanlarının hareket yönü ve hareketi kontrol edilir.

Elektrik devrelerinde bu vazifeyi gören elemanlar röle, kontaktör ve şalterlerdir. Röle, bir bobin ile kontakları olan bir şalter elemanıdır. Bobini üzerinden akım geçtiğinde, ayrı bir akım devresini açması, kapaması veya transfer etmesi en belirgin özelliğidir. Basit bir röle, demir göbekli bir bobin, yay ve yumuşak demir bir paletten oluşmuştur. Röle bobininden akım geçtiğinde, palet çekilir ve palet kontakları hareket ettirerek diğer bir akım devresini bağlar. Röle bobininden akım kesildiğinde, yay kuvveti ile palet göbekten ayrılır ve akım devresi kesilir. Bu çalışma prensibi, hidrolikteki NG 6 ve NG 10 ölçülerindeki yön kontrol valflerinde bobin çekirdeğinin sürgüyü çelik gövde içerisinde hareket ettirmesi ile aynıdır. Bir rölenin yapısı ve devre gösterimi Şekil 3.14’ te görülmektedir.



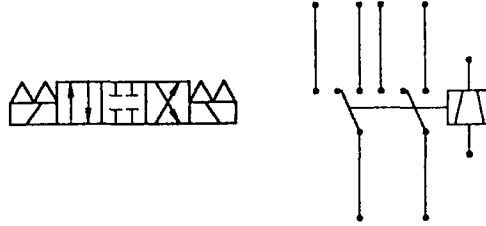
Şekil 3.14 Röle (Erna, 1999)



Şekil 3.15 Hidrolik yön denetim valfleri ve rölelerin gösterimi

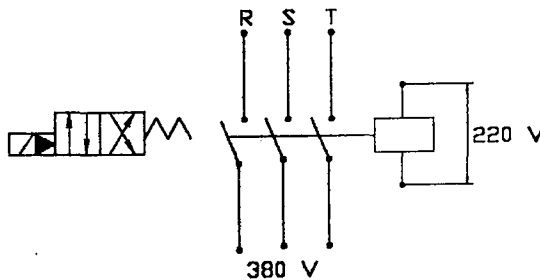
Röle üzerindeki kontaklar normalde açık, normalde kapalı veya revers kontak olabilir. Röleler kontak tiplerine göre hidrolik sistemlerdeki 2/2 normalde açık veya kapalı, 3/2 ve 4/2 valflerin analoglarıdır. Şekil 3.15' te bu valflerin elektrik analogları görülmektedir.

Çift bobinli röleler karşı karşıya etkin olan iki bobinden oluşmaktadır. Bunlar elektrik devrelerinde nadir de olsa kullanılırlar ve hidrolikteki çift bobinli 4/3 valflerin analogudurlar. Şekil 3.16' da 4/3 yön valfinin elektrik analogu verilmiştir.



Şekil 3.16 4/3 Yön denetim valfi ve elektrik analogu

Kontaktörler ise büyük devre akımlarında elektromanyetik olarak çalıştırılan şalterlerdir. Üzerinde kontakların bağlı bulunduğu bir palet, elektromıknatıs tarafından çekilerek devrenin açılmasını ya da kapanmasını sağlar. Elektromıknatıs üzerinden akım kesildiğinde kontaklar tekrar eski durumuna döner. En büyük özellikleri, örneğin bir buton üzerinden küçük akımlar kullanılarak, büyük akım devrelerinin bağlanmasına olanak sağlamalarıdır. Bu özellik NG 16 ve üzerindeki yön denetim valflerinin çalışma prensibinin analogudur. Bu tip valfler de küçük pilot uyarısı ile büyük debilerin yön kontrolünde kullanılırlar. Bu analogjiye ait devre gösterimleri Şekil 3.17' de verilmiştir.



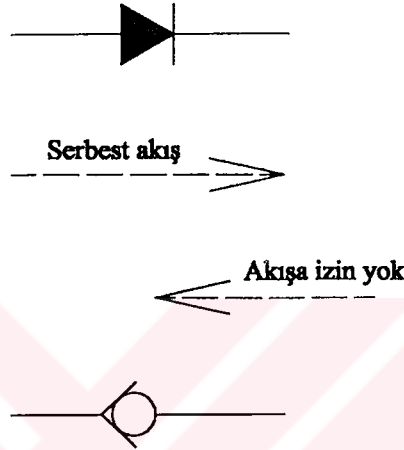
Şekil 3.17 Pilot uyarılı yön denetim valfi ve elektrik analogu

Hidrolik sistemlerde elektrik uyarılı yön denetim valflerinin dışında mekanik ve harici pilot uyarılı valfler de mevcuttur. Bunların elektrik analogları farklı tip şalterlerdir. Kol kumandalı valflerin elektrik analogu pako şalterler kabul edilebilir. Hidrolik yön denetim valfleri gibi

pako şalterler de yay dönüşlü ya da detantlı(kalmalı tip), 2 veya daha fazla konumlu olabilmektedirler.

3.2.1.1 Cek Valfler

Cek valfler, debinin akışını bir yönde kapalı tutup diğer yönde serbest bırakan hidrolik devre elemanlarıdır. Cek valflerin elektrik analogu diyotlardır. Şekil 3.18' de cek valf ve diyotun sembolleri görülmektedir.

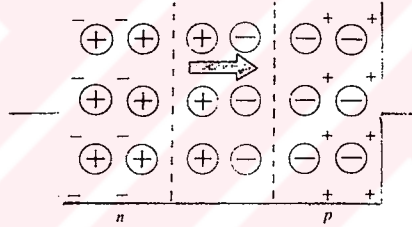


Şekil 3.18 Cek valf ve diyot

Bu analogiyi daha sağlıklı bir biçimde kurabilmek için biraz diyodun yapısından bahsetmek gerekir. Bilindiği üzere elektrik iletkenliği açısından yalıtkanlardan daha iyi, iletkenlerden daha düşük olan malzemeler yarı iletkenler olarak adlandırılırlar. Has yarı iletkenler devre elemanı yapımında pek kullanılmazlar. İçlerine istenilen oranda yabancı malzeme katılmış yarı iletkenler kullanılır. Katkı malzemesi olarak 5 veya 3 valans elektrona sahip atomlardan oluşan yapılar kullanılır. Yarı iletkene kristal yapısını bozmayacak şekilde 5 valans elektronlu malzemelerden biri(Bizmut, Fosfor, Arsenik, Antimon) katılsın. Az miktarda katılan yabancı malzemenin atomları, yarı iletken atomları ile valans bağı oluştururlar. Oluşturulan bağ sayısı yarı iletkenin valans elektron sayısı kadar, yani 4 adet olacaktır. Katkı atomunun 5. elektronu boşta kalır, bağ oluşturamaz, oluşan diğer bağlar nedeniyle oldukça zayıflamıştır. Negatif taşıyıcı yüklerin fazla olduğu 5 valans elektronlu atom katılmış yarı iletken n-tipi yarı iletken adını alır. Yarı iletken malzemeye kristal yapısını bozmayacak şekilde 3 valans elektronlu katkı atomlarından biri(Bor, Alüminyum, Galyum, İndiyum) birinin katıldığı düşünölsün. Bu durumda katkı atomunun 4. elektronu komşu bağlardan birinden sağlanan elektronla tamamlanır. Bu işlem sırasında katkı atomu bir elektron kazanmıştır ve $-q$ yüküne sahip olacaktır. Yabancı atom, bağ sayısını dörde çıkarırken yarı iletken atomlarından birinin bir

elektronu eksilmiştir ve kopan bağda bir delik meydana gelmiştir. Bu tip katkılamada yarı iletken içerisindeki pozitif yüklü delik sayısı, negatif yüklü taşıyıcı sayısından daha fazladır. Yarı iletken yük dengesi göz önüne alınırsa pozitif yükler delikler, negatif yükler ise serbest elektronla birer elektron kazanan katkı atomlarıdır. 3 valans elektronlu malzeme katılarak elde edilen pozitif yüklü taşıyıcıların fazla olduğu bu yarı iletken türü p-tipi yarı iletken olarak adlandırılır.

Bir diyot da farklı şekilde katkılanmış iki yarı iletken oluşur. Diyodun akımı tek yönde geçirmesi onu oluşturan iki tip yarı iletkenin katkılandırma yapısına bağlı olarak gelişen bir konumdur. Şekil 3.19’ da görüldüğü gibi kristalin, n tarafında hareketli elektron ve aynı miktarda sabit pozitif iyon fazlalığı bulunur; p tarafında ise elektron eksikliği(delikler de hareketlidir) ve aynı miktarda sabit negatif iyon vardır. İkisi arasında, yaklaşık 1µm kalınlığında bir geçiş bölgesinde elektronlar, pozitif ve negatif iyonları yüz yüze bırakarak delikleri tıkamaya gelir. Bu durum, geçiş bölgesinde yoğun bir elektrostatik alan doğurur. Pozitif yükler alan yönünde ve negatif yükler karşıt yönde giderken, elektronlar n bölgesinde ve delikler p bölgesinde hapsolür, çünkü alan n’ den p’ ye doğru yönelmiştir.



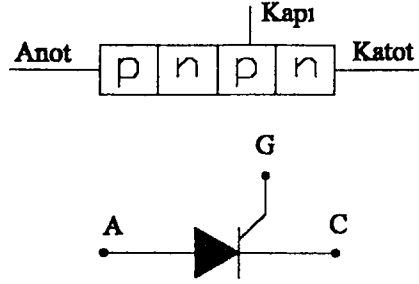
Şekil 3.19 Diyodun yapısı (Erna, 1999)

Diyodun bir doğru akım üreticine bağlanması, bir önceki alanla üreticinin yarattığı başka bir alanın çakışması olayına yol açar; n bölgesi üreticinin (+) kutbuna bağlanmışsa iki alanın değerleri toplanır. Yük taşıyıcılarına bağlantıyı geçmesini yasaklayan “gerilim engeli” daha üst bir değere çıkar ve diyottan hiçbir şekilde akım geçmez. Bu durum hidrolik sistemlerde çek valfin karşı yönde akışa müsaade etmemesine tekabül eder. n bölgesi üreticinin (-) kutbuna bağlanmışsa alanlar birbirine karşıttır, engel azalır ve en azından 0.7 Volt düzeyinde belirli bir gerilimden sonra diyottan akım geçer. Bunun hidrolikteki karşılığı ise çek valfin akış yönünde, düşük de olsa belli bir basınca ihtiyacı olmasıdır.

3.2.1.2 Pilot Kumandalı Çek Valfler

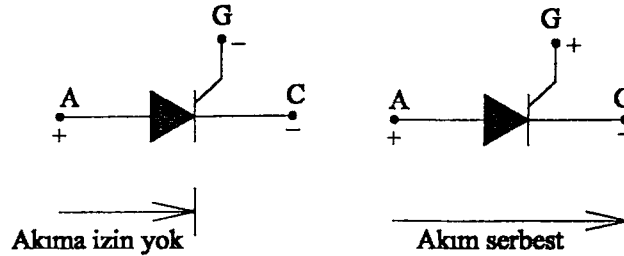
Pilot kumandalı çek valflerin basit çek valflerden farkı, pilot aldıklarında ters yönden de akışa izin vermeleriydi. Bu tip çek valflerin pilot almaları ile akışa müsaade etmelerine karşılık

gelen elektriksel devre elemanları tiristorlardır. Ancak bilinmesi gerekir ki yapılan bu analogi yalnız, alınan pilot ile akışa izin verilmesi durumunu kapsar, ters yönü kapsamaz. Bir tiristorun yapısı ve sembolü Şekil 3.20' de görülmektedir.



Şekil 3.20 Tiristorun yapısı ve sembolü (Vickers, 1987)

Bir tiristor artarda üç eklem oluşturacak şekilde bir araya gelmiş dört "n" ve "p" katmanından oluşur. İletim yönü anottan katoda doğrudur. Kumanda elektrodu kapı olarak adlandırılır. Anot katoda göre pozitif olduğu zaman p-n eklemeleri düz yönde, merkezdeki n-p eklemi ise ters yönde kutuplanır. Bu durumda p-n eklemeleri iletken hale gelirken n-p eklemi akımı iletmez. Kapıya katoda göre pozitif bir darbe uygulayarak n-p eklemi iletken hale getirilebilir. Bu, hidrolikte çek valfin pilot basıncı olarak geçişi açmasının analogudur. Anot katoda göre negatif olduğu zaman p-n eklemeleri ters yönde, n-p merkez eklemi düz yönde kutuplanır. Bu durumda n-p eklemi iletken hale gelir. Ancak anottaki p-n eklemi, katottaki p-n eklemine tersine delinme gerilimi yüksek olacak şekilde yapılmıştır. Tiristorun ters yöndeki gerilmelere dayanma gücünü bu eklem delinme geriliminin yüksekliği belirler. Neticede tiristor, yalnızca bir kumanda uygulandığında düz yönde akım ileten, ters yöndeki akımları ise iletmeyen bir eleman görevi yapar. Yukarıda bahsedilen akım olaylarının, tiristorun sembolü üzerindeki gösterimi Şekil 3.21' de görülmektedir.

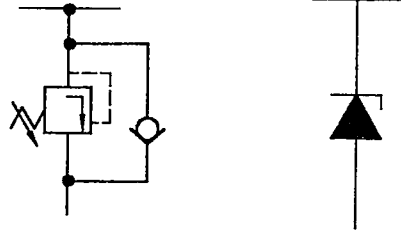


Şekil 3.21 Tiristordan akımın geçişi (Vickers, 1987)

G' ye uygulanan pozitif voltaj kaldırıldığında aynı şekilde akış devam edecektir. Tiristordaki akışı bloke etmek, durdurmak için anot-katot voltajını yer değiştirmek veya kaldırmak gerekir.

3.2.2 Basınç Kontrol Valfleri

Basınç kontrol valfleri hidrolik sistemlerde basınç emniyet ve antişok valfleri olarak kullanılmaktadır. Basınç kontrol valflerinin elektrik analogları zener diyotlardır. Bir antişok-antikavitasyon valfi ile onun elektrik analogu Şekil 3.22' de görülmektedir.

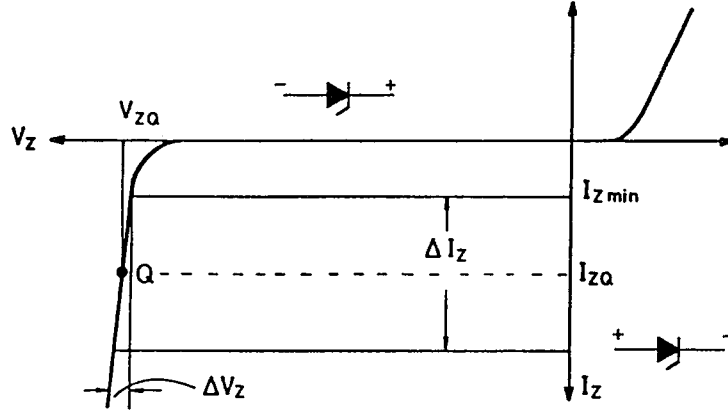


Şekil 3.22 Basınç kontrol valfi ve zener diyot (Vickers, 1987)

Zener diyotlar devrelerde değişken gerilimleri kararlaştırmak için kullanılırlar. Zener diyot çoğu yönden normal diyoda benzer. Örneğin, diyotlar gibi akımı yalnız bir yönde geçirirler. Ancak zener diyotların farkı, ters yönde akım değerinin yükselmesine rağmen, belli bir gerilimde kilitlenmeleridir. Yani akım ne kadar da yükselse gerilim belli bir değerin civarında kalacaktır. Bu durum, hidrolikte basınç sınırlama valfinin sistemde belirli bir basıncın üzerine çıkılmasını engellemesine karşılık gelir.

Şekil 3.23' te görüldüğü gibi zener diyotlar, iletim yönünde kutuplandığında normal bir diyot gibi davranır, uçlarında oluşan gerilim 0.7 Volt kadardır. Zener diyot gerilim-akım eğrisinde akan akımın $I_{z \min}$ değerinden itibaren gerilimin yaklaşık sabit kaldığı görülmektedir. Bu gerilim zener gerilimi olarak bilinir. $I_{z \min}$ ' den daha küçük akım değerlerinde gerilim değişmektedir. Bu nedenle zener diyottan akan akım $I_z > I_{z \min}$ koşulunu sağlamalıdır. Diyottan akan akım I_{zQ} değerinde iken uçları arasında V_{zQ} gerilimi oluşacaktır. Bu gerilim ve akım değeri, eğri üzerinde Q noktasına karşılık gelir. Zener diyotlarda ΔV_z ' nin ΔI_z ' ye oranı zener diyodun değişken işaret direnci olarak bilinir.

$$r_z = \frac{\Delta V_z}{\Delta I_z} \quad (3.63)$$



Şekil 3.23 Zener diyot gerilim-akım eğrisi (Türköz, 1993)

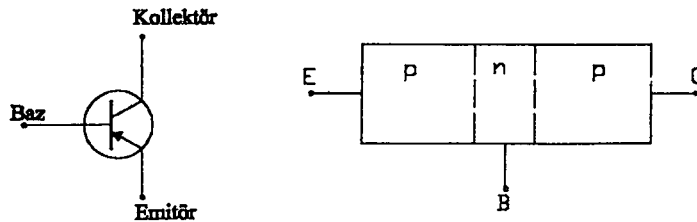
Zener diyotlarda zener gerilimi, üretici firmalar tarafından rasgele belirlenmemekte olup standart değerdedir. Devrede kullanıldığında bazen istenilen gerilim değerinin elde edilmesi için iki zener diyot seri bağlanarak tek diyot gibi kullanılabilir.(Şekil 3.24)



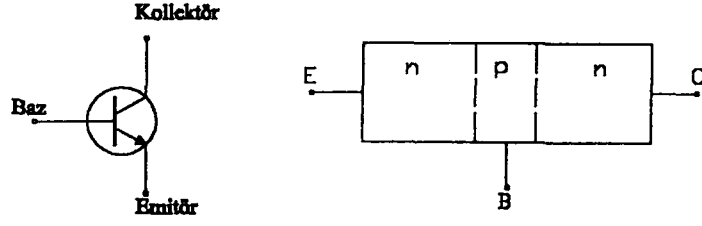
Şekil 3.24 Seri bağlı zener diyotlar (Vickers, 1987)

Tranzistorlar ise hidrolik valflerdeki pilot bağlantısının elektrik analogudur. Bu analoginin kurulabilmesi için tranzistorların çalışmasını bilmek gerekir.

Tranzistorlar üç yarı iletken bölgeden oluşurlar. Ortada kalan bölge diğer iki yarı iletken bölgeden farklı tiptedir. Bu durumda yarı iletken bölgelerin sıralanışına göre npn tranzistor ve pnp tranzistor olmak üzere iki gruba ayrılır. Yapısında sıralanan bölgelerden ortada kalan kısım baz olarak adlandırılır. Yanda kalan iki bölge aynı tip yarı iletkenlerdir. Bu aynı tip yarı iletkenlerden katkı yoğunluğu baza göre çok yüksek olan emitör, diğer bölge ise kollektör adını alır. Şekil 3.25' te pnp ve Şekil 3.26' da npn tranzistorların genel yapısı ve sembolleri görülmektedir.

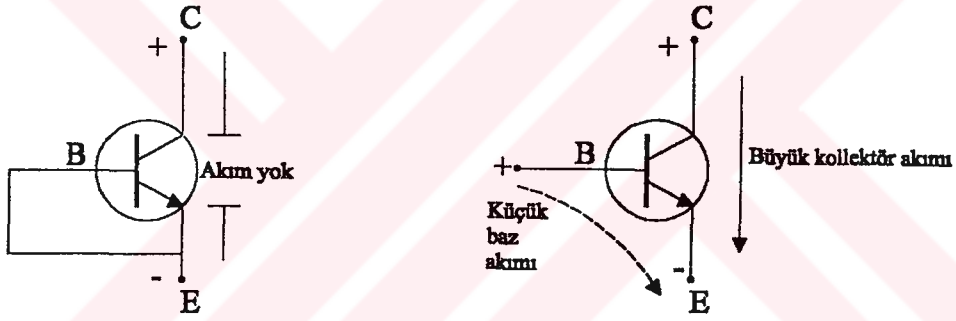


Şekil 3.25 pnp tranzistorun genel yapısı ve sembolü (Vickers, 1987)

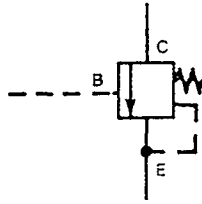


Şekil 3.26 npn tranzistorun genel yapısı ve sembolü (Vickers, 1987)

Şekil 3.27’ de görüldüğü gibi kolektör pozitif gerilim kaynağına, emitör negatif bir gerilime, baz da emitöre veya emitöre eşit bir gerilime bağlansın. Bu durumda baz ile emitör arasında eşit voltaj nedeniyle akım olmayacaktır, yani tranzistordan akım geçmeyecektir. Ancak baz bağlantısı pozitif veya emitörden daha az negatif ise bu durumda bazdan emitöre küçük bir akım olacaktır. Bu akım, baz akımı olarak bilinir. Bu akım nedeniyle tranzistorun kolektöründen emitörüne doğru daha büyük bir akım geçer. Neticede tranzistor, hidrolikteki pilot bağlantısının elektrik analogudur. Şalter olarak vazife gördükleri düşünülebilir. Tranzistordaki olayların benzeri Şekil 3.28’ deki bir basınç kontrol valfinde de görülmektedir.



Şekil 3.27 npn tranzistorda kolektörün pozitif gerilime bağlanması (Vickers, 1987)



Şekil 3.28 Tranzistorun bir hidrolik analogu (Vickers, 1987)

Emitör akımı, kolektör akımı ile baz akımlarının toplamına eşittir. Ancak baz akımı normalde %1’ den daha az olduğu için emitör akımı kolektör akımına eşit alınabilir.

$$I_E = I_C + I_B \quad (3.64)$$

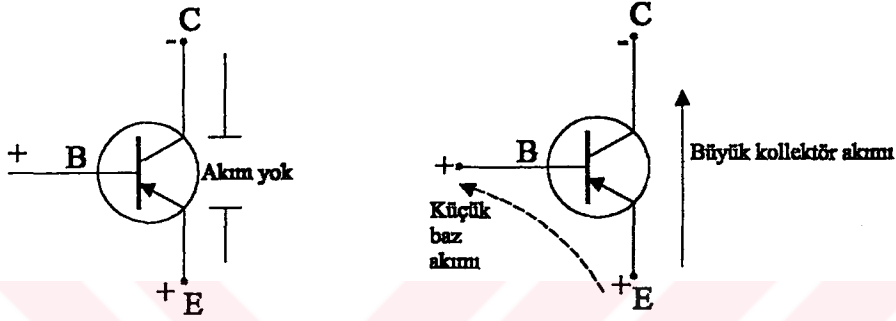
I_E : Emitör akımı

I_C : Kolektör akımı

I_B : Baz akımı

npn tranzistorda baz akımının olabilmesi için baz voltajının emitör voltajına göre pozitif olması gerekir. Bir tranzistorda olması gereken minimum baz-emitör gerilim farkı 0.7 Volttur. Bu da hidrolik valflerdeki pilot basıncına tekabül eder.

pnp tranzistorun da çalışması benzer şekildedir. Baz akımı sıfır yani baz emitör ile aynı voltajda ise akım bloke olur. Bazın emitöre göre negatif veya daha az pozitif olması durumunda emitör baz akımı yaratır ve tranzistorda emitörden kollektöre doğru bir akım meydana gelir. Bu durum Şekil 3.29' da görülmektedir.

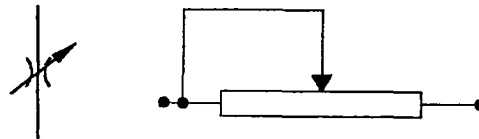


Şekil 3.29 pnp tranzistorda akımın meydana gelmesi (Vickers, 1987)

3.2.3 Akış Denetim Valfleri

Akış kontrol valfleri, bir silindirin hızını veya bir motorun devrini azaltmak için kullanılan hidrolik devre elemanlarıdır. Pompanın bastığı yağın ihtiyaç kadarını akış kontrol valfinden geçer, diğer kısmı basınç emniyet valfinden depoya boşaltılır.

Hız ayar valflerinin elektrik sistemlerindeki analogu, potansiyometrelerdir. Bir potansiyometre, sabit bir gerilimden yola çıkarak ayarlanabilir bir gerilim elde etmeye olanak veren üç uçlu reostadır. Yani potansiyometre denilince sürekli ayarlanabilen dirençler akla gelir. Hız ayar valfi ve potansiyometrenin sembolü Şekil 3.30' da görülmektedir.

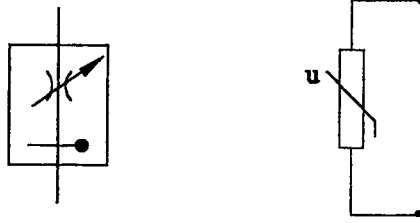


Şekil 3.30 Hız ayar valfi ve potansiyometre

Potansiyometrelerin değişimleri lineer veya logaritmik olabilir. Lineer değişimli potansiyometrelerde direnç değerinin değişimi, orta ucun konumu ile orantılıdır. Orta uç tam

ortada ise direnç, maksimum değerinin yarısında olacaktır. Logaritmik değişimli potansiyometrelerde direnç değeri, orta konumda maksimum değer 1/10' una düşer.

Şekil 3.31' de görülen VDR(Voltage Dependent Resistor) olarak adlandırılan dirençlerin değeri gerilime bağlıdır. Uçları arasına uygulanan gerilim büyüdüğünde direncin değeri küçülür. Direncin değeri gerilim ve akımla değişmektedir. Hidrolikte bu elemanın analogu basınç duyarlı hız ayar valfidir.



Şekil 3.31 Basınç duyarlı hız ayar valfi ve VDR

Hidrolik devrelerdeki orifisin ise elektrik analogu dirençtir. Ama bilinmesi gerekir ki kısma yapan her eleman bir direnç yaratır. Dirençlerde açığa çıkan ısıya benzer şekilde, orifis de ısıya sebep olur. Çünkü orifis akışa karşı bir direnç yaratmaktadır. Bu nedenle orifis bir direnç elemanı olarak kabul edilebilir. Şekil 3.32' de orifis ile elektrik analogu olan direnç sembolü görülmektedir.



Şekil 3.32 Orifis ve direnç

Bir elektrik devresinde gerilim ile akım şiddeti arasındaki ilişki Ohm Kanunu ile belirlenmiştir.

$$R = \frac{U}{I} \quad (3.65)$$

R: Direnç [Ω]

U: Potansiyel farkı [V]

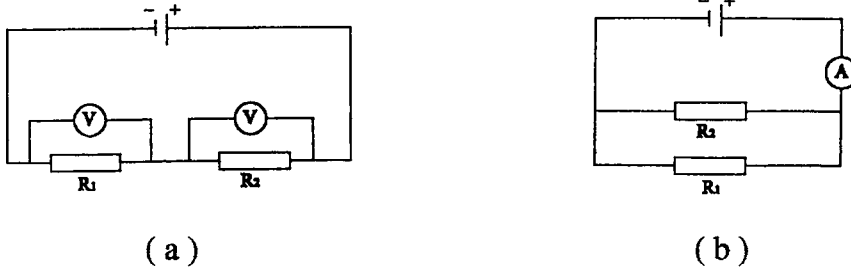
I: Akım şiddeti [A]

Buna göre elektriksel güç şu formülle hesaplanır:

$$P = U \cdot I = I^2 \cdot R \quad (3.66)$$

P: Elektriksel güç [W]

Şekil 3.33' te seri ve paralel bağlı dirençler görülmektedir.



Şekil 3.33 Seri(a) ve paralel(b) bağlı dirençler

Dirençler seri bağlı ise toplam direnç şöyle bulunur:

$$R_{top} = R_1 + R_2 \quad (3.67)$$

Dirençlerin paralel bağlı olması durumunda ise şu formülle toplam direnç bulunur:

$$\frac{1}{R_{top}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (3.68)$$

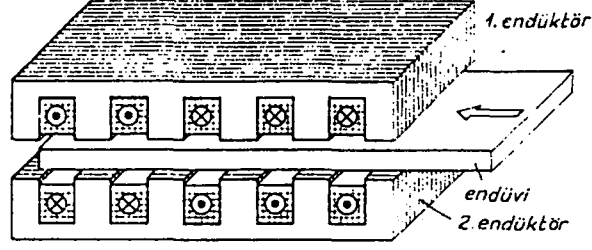
3.3 İş Elemanları

Hidrolik sistemlerdeki iş elemanları, genel olarak silindirler ve hidrolik motorlardır.

3.3.1 Silindirler

Bilindiği üzere hidrolik silindirler, pompadan aldıkları hidrolik enerjiyi mekanik enerjiye çeviren elemanlardır. Silindirler doğrusal hareket eden elemanlar olup elektrik analogları lineer(doğrusal) motorlardır. Lineer motorlar bir doğru boyunca hareket kuvveti doğuran sevk makinalarıdır. Yani diğer elektrik motorları gibi bir dairesel hareket üretmezler.

Lineer motorun daha iyi anlaşılabilmesi için Şekil 3.34' te görüldüğü gibi üç fazlı bir motorun daire şeklindeki statoru bir yanından kesilmiş ve bir doğru halinde uzatılmış gibi düşünülür. Bir doğru(ya da düzlem) boyunca uzanan üç fazlı sargıdan üç fazlı akım geçirildiğinde kutuplar hep aynı yönde hareket eder. Böyle bir durumda manyetik döner alan yerine, manyetik gezer alan söz konusu olmaktadır.

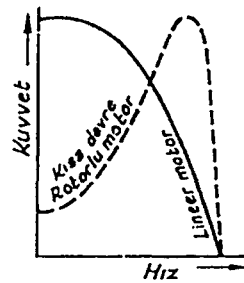


Şekil 3.34 Çift endüktörlü bir lineer motor (Erna, 1999)

Bir lineer motorun, bilinen üç fazlı motorun statoruna benzeyen parçasına endüktör denilir. Bir endüktör, tarak şeklinde oyulmuş bir saç paketinden ve oluklar içinde döşenmiş üç faz sargısından oluşmuştur. Lineer motorda bu endüktörlerden ya iki adet karşılıklı ya da bir tek bulunur. Kısa devre rotoruna benzer parça lineer motorda çekirdek, palet ya da endüvi olarak anılır. Endüvi her iki endüktör arasında hareket edecek biçimde tertiplenir ve içi dolu alüminyumdan yapılır.

Endüktör sargılarından geçen üç fazlı akım bir manyetik gezer alan doğurur. Bu alan endüvi içinde çok kuvvetli akımlar oluşturur. Lenz Kuralı' na göre, endüksiyon gerilimi nedeniyle oluşan bir akımın manyetik alanı o endüksiyonu doğuran unsura karşı koyar. Böylece endüvi üzerinde, onu gezer alan yönünde sürükleyen bir kuvvet ortaya çıkar. Bu durumda endüktörler sabit, endüvi hareketli ise, örneğin endüvi olarak saç levhalar manyetik gezer alan yönünde taşınabilir. Buna karşın endüvi sabit, endüktör hareketli ise endüktör manyetik alanın ters yönünde hareket eder. Bunun için lineer motorlarda her iki parça hem rotor, hem de stator olarak çalışabilir.

Lineer motorların endüvi direnci rotor direncinden yüksek olmaktadır. Şekil 3.35' te görülen kuvvet-hız eğrisi, eşdeğer bir asenkron motorun döndürme momenti-devir sayısı eğrisinden oldukça yumuşak inişli olmaktadır.



Şekil 3.35 Bir lineer motorun karakteristiği (Erna, 1999)

Lineer motorun yüklenmesi anında hareketli parçanın hızı oldukça düşer. İlk akım bağlanmasında, yani hareketli parçanın hızı sıfır iken etkiyen sürücü kuvvet en büyük değerine ulaşır.

Görüldüğü üzere, hidrolik sistemlerde silindirler tarafından yapılan ilerleme hareketi elektrik sistemlerinde lineer motorlar tarafından yapılmaktadır.

3.3.2 Hidrolik Motorlar

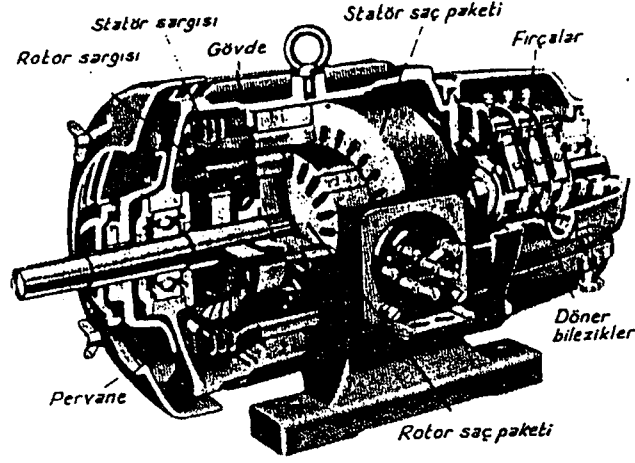
Hidrolik motorlar, hidrolik enerjiyi mekanik enerjiye çevirmek suretiyle dönme hareketi temin ederler. Elektrik motorları ise elektrik sistemlerinde, aldıkları elektrik enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren elemanlardır. Bu nedenle hidrolikteki motorların elektrik analogları, elektrik motorlarıdır. Şekil 3.36' da her iki elemanın sembolleri görülmektedir.



Şekil 3.36 Hidrolik motor(a) ve elektrik motoru(b)

Asenkron motorlar üç fazlı akım ile çalışan motorların en önemli olanlarıdır. Asenkron motorlardan döner bilezik-rotorlu motorların statoru gövde, stator saç paketleri ve stator sargılarından oluşmuş olup rotoru stator içinde yataklanmıştır. Rotor mili üzerinde rotor saç paketi ve döner bilezikler bulunur. Rotor saç paketi üzerine açılmış oluklara rotor sargıları döşenmiştir. Hemen hemen tüm rotorlarda üç faz sargısı bulunmaktadır. Sargı uçları rotor üzerinde bulunan döner bileziklere bağlanır. Döner bileziklerle, akım devresi arasındaki bağlantı kömür fırçalar yardımıyla sağlanır. Şekil 3.37' de döner bilezik-rotorlu motorun yapısı görülmektedir.

Motor dönmez durumda iken stator ve rotor sargıları bir transformatör gibi çalışır. Statorda oluşan döner alan rotor sargıları üzerinde bir gerilim(rotor sükunet gerilimi) endükler. Rotorda endüklenen gerilim rotor sargı terminallerinin birbiriyle bağlanması sonucu bir akım ortaya çıkarmaktadır. Statorun döner alanı ile rotor üstünde ortaya çıkan bu akım, bir döndürme momenti oluşturmakta ve bunun sonucu rotor dönmektedir. Bu prensibe dayanarak çalışan motorlar, endüksiyon motoru olarak bilinir. Endüksiyon motorlarında rotor devir sayısının artması rotorda endüklenen gerilimi ve bu gerilimin frekansını düşürür.



Şekil 3.37 Döner bilezik rotorlu motor (Erna, 1999)

$$f_L = f - \frac{f - n_L}{n_s} \quad (3.69)$$

f_L : Rotor frekansı

f : Stator frekansı

n_L : Rotor devir sayısı

n_s : Döner alan devir sayısı

Özetle, asenkron motorunda stator sargılarından geçen akım manyetik döner alan üretir. Bu döner alanın etkisinde kalan rotor sargıları üzerinde alternatif gerilimler endüklenir. Rotor sargıları kısa devre edilmiş ise, bu sargılar üzerinden geçen akımlar rotor döner alanını oluşturur. Rotor döner alanı ile stator döner alanının karşılıklı etkimesi sonucu rotor dönmeye başlar. Bu durum, hidrolikte yeterli basıncın olması durumunda bir hidromotordan geçen debi ile dönüş hızının artacağı anlamına gelir.

3 fazlı motorlardan en çok kısa devre rotorlu motorlar kullanılmaktadır. Kafes rotorlu motorlar olarak da bilinirler ve çalışma şekli bakımından döner bilezikli bir rotora göre pek bir farkı yoktur.

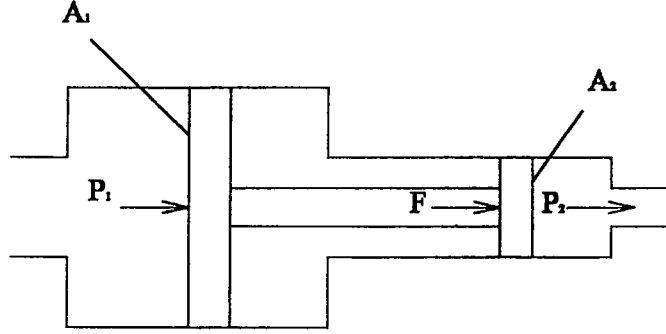
3.3.3 Booster(Buster)

Çapları farklı iki piston Şekil 3.38' deki gibi bir mil ile birleştirilirse oluşan sisteme booster denir. Buna göre A_1 alanına p_1 basıncı uygulandığında oluşan kuvvet mil aracılığıyla diğer pistonu iletir. A_2 alanına uygulandığında p_2 basıncı ortaya çıkar.

$$F_1 = F_2 = F \quad (3.70)$$

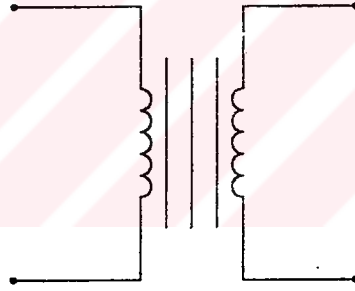
$$p_1 \cdot A_1 = p_2 \cdot A_2 \quad (3.71)$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{A_2}{A_1} \quad (3.72)$$



Şekil 3.38 Booster

Buna göre bir booster, basınç yükseltici veya basınç düşürücü olarak kullanılmaktadır. Elektrik sistemlerinde gerilim yükseltmek veya düşürmek için kullanılan elemanlar transformatörlerdir. Bu da boosterin elektrik analogunun transformatör olduğu anlamına gelir. Şekil 3.39' da bir transformatör görülmektedir.



Şekil 3.39 Transformatör

Bir bobin içinden geçen manyetik alan çizgilerinin miktarı değişirse, o bobin içinde bir gerilim endüklenir. Transformatörler yalnızca alternatif akımda çalışırlar. Transformatördeki gerilimler, endüklendikleri bobinlerin sargı sayıları ile doğru orantılıdır.

$$\frac{U_1}{U_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (3.73)$$

U_1 : Primer gerilim

U_2 : Sekonder gerilim

N_1 : Primer sargı sayısı

N_2 : Sekonder sargı sayısı

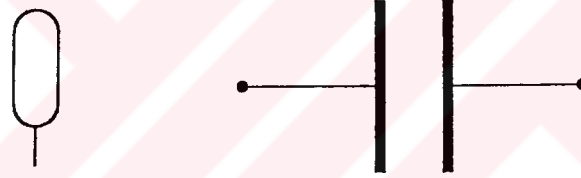
Bir transformatörde gerilimlerin birbirine oranı aktarma oranı veya transfer nisbeti olarak bilinir. Bu da hidrolikte boosterin basınç oranına tekabül eder.

Bilindiği gibi iş elemanları günlük hayatta ampul, fırın, zil vs. şeklinde karşımıza çıkmaktadır. Yukarıda bahsedilen hidrolik iş elemanlarının kullanım alanlarına göre farklı elektrik analogları da mevcuttur. Bir silindirin veya hidromotorun elektrik analogu ampul veya ısıtıcı rezistans da olabilir.

3.4 Diğer Elemanlar

3.4.1 Hidrolik Aküler

Bir hidrolik akü, belli hacimdeki basınçlı yağı biriktirme, tutma ve istenildiğinde geri verme görevlerini görür. Yani aküler hidrolik enerjiyi biriktiren elemanlardır. Bir hidrolik akünün elektrik analogu kondansatördür. Kondansatörler birer kapasite elemanıdır. Şekil 3.40' ta hidrolik akü ile elektrik analogu olan kondansatörün sembolleri görülmektedir.



Şekil 3.40 Hidrolik akü ve kondansatör

Kondansatörler iki iletken levha arasında dielektrik ortam bulunan ve elektrik yükü depo etmeye yarayan düzeneklerdir. Buradaki iletken levhalara kondansatörün armatürleri denir. Kondansatörün armatürleri bir üretcin kutuplarına bağlanırsa, kondansatör yüklenmiş olur. Üretcin pozitif kutbuna bağlanan armatür +q, diğer kutbuna bağlanan ise -q yükü kazanır.

Uçları arasına doğru gerilim uygulandığında esas görevi yük depolamak olan kondansatörlerin sığası, iletkene verilen q yükünün, iletkenin bu yükün etkisinde kazandığı potansiyele oranıdır.

$$C = \frac{q}{U} \quad (3.74)$$

C: Sığa [F]

q: Yük [C]

U: Potansiyel [V]

Kapasite(sığa) birimi Farad' dır. Bir kondansatörün kapasitesi iletkenler arası dielektrik katsayısı ve armatürlerin yüzeyi ile doğru orantılı, armatürler arasındaki uzaklık ile ters orantılıdır.

$$C = \varepsilon \cdot \frac{A}{d} \quad (3.75)$$

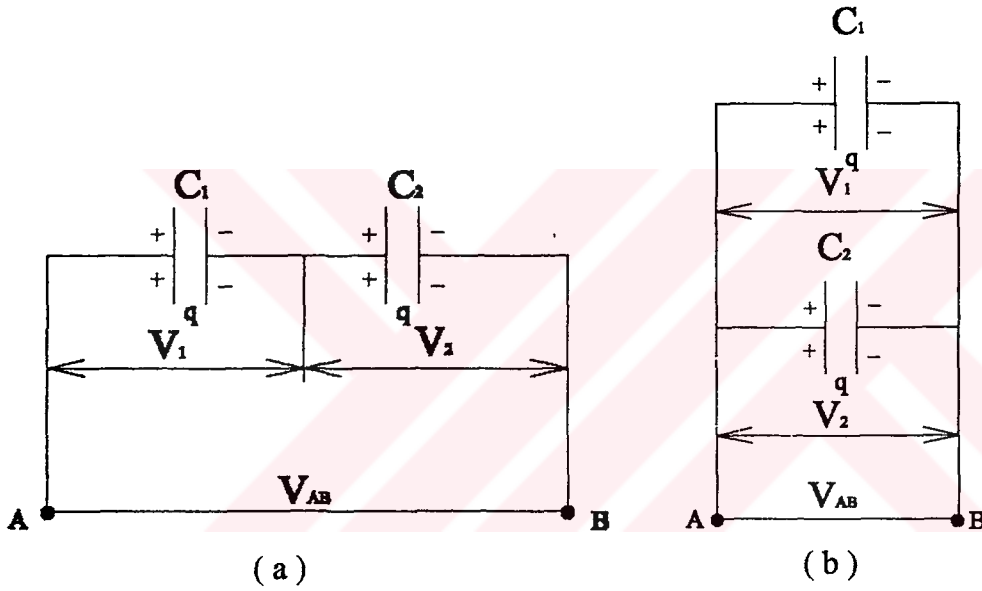
C: Sığa [F]

ε : Dielektrik katsayısı [F/m]

A: Armatür yüzey alanı [m²]

d: İletkenler arası mesafe [m]

Şekil 3.41' de seri ve paralel bağlı kondansatörler görülmektedir.



Şekil 3.41 Seri(a) ve paralel(b) bağlı kondansatörler

Kondansatörler seri bağlandığında toplam sığa şöyle bulunur:

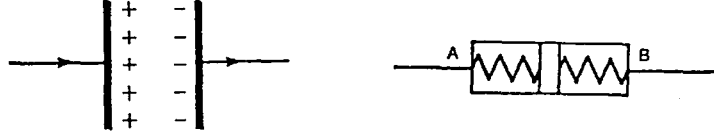
$$\frac{1}{C_{\text{top}}} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} \quad (3.76)$$

Kondansatörlerin paralel bağlı olması durumunda ise şu formülle toplam sığa bulunur:

$$C_{\text{top}} = C_1 + C_2 \quad (3.77)$$

Hidrolikteki akülerin elektrik analogu bir pil veya bir akü de olabilir. Neticede tüm bunlar enerji depolayan elemanlar olarak bilinirler. Şekil 3.42' de görüldüğü gibi kapasite elemanını çalışma prensibi olarak çift yönden yaylı bir aküye benzetebiliriz. Akış olduğunda piston sağa doğru hareket eder, depolama gerçekleşir. B' den bir kuvvet yani basınç uygulandığında

aküden sisteme takviye yapılıyor, denir. Görüldüğü gibi giriş ve çıkışlar pistonla birbirinden ayrılmıştır. Bu piston kondansatörün dielektrik ortamının analogudur.



Şekil 3.42 Kondansatör ve yaylı akü (Vickers, 1987)

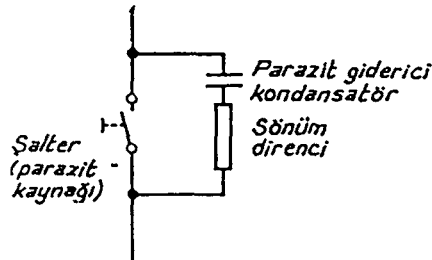
Kondansatörlerin seçiminde uygun çalışma gerilimi seçilmelidir. Çünkü tüm kondansatörlerin armatürlerine uygulanabilecek maksimum gerilim değeri farklıdır. Bu değer önemsenmezse kondansatörler hasar görür.

3.4.2 Filtreler

Hidrolik filtreler, akışkanın devrede bulunan elemanlara temiz bir şekilde gitmesini sağlarlar, yani koruyucu bir vazife görürler. Filtreler sistemlerin daha uzun ömürlü olmasını temin ederler. Bir hidrolik filtrenin elektrik analogu elektrikseldir.

Elektrik devrelerinde, bir motorun rotoru dönmeye başladığında kömür fırçalarla kollektör arasında kıvılcımlar ortaya çıkar. Bu kıvılcımların sonucu oluşan yüksek frekanslı alternatif akımlar, kent akımına modüle olarak parazit gerilimleri ortaya çıkarır. Modüle olmak, farklı frekanslı bir alternatif akımın, diğer bir alternatif akım üzerine binmesi demektir. Parazit kaynaklarının ürettiği parazit gerilimlerinin olabildiği kadar yok edilmesi işlemine parazit giderme denir. Bunun hidrolikteki analogu filtrasyondur.

Parazit kaynaklarına paralel olarak bağlanmış kondansatörler parazit gerilimini azaltır. Parazit enerjisinin olabildiği kadar az yayılmasını sağlamak için parazit giderici kondansatörler parazit kaynağına olabildiği kadar yakın bağlanmalıdır. Şekil 3.43' te parazit giderici bir kondansatör devresi görülmektedir.



Şekil 3.43 Parazit giderici bir kondansatör devresi (Erna, 1999)

Bu parazit giderici kondansatörler, belli frekanstaki salımları ihmal edebilecek ölçüde küçük bir zayıflatmayla veya önceden belirlenmiş bir değişimle ileten ve diğer frekansları geçirmeyen elemanlardır. Son belirtilen tanım, hidrolikte filtrenin hassasiyetine bağlı olarak geçirebileceği parçacık büyüklüğüne tekabül eder. Nasıl ki 10 µm bir filtre, bu değerin üzerindeki parçacıkları tutuyorsa elektriksel filtreler de belli değerlerin üzerindeki frekansları geçirmezler.

3.4.3 Soğutucular

Hidrolik sistemlerde, hatlardan geçen akış esnasında basınç kayıpları ve sürtünmeler nedeniyle oluşan hidrolik güç kayıpları ısıya dönüşmektedir. Elektrik sistemlerinde de benzer şekilde yarı iletken veya başka bir eleman üzerinde güç harcandığında bu güç ısıya dönüşür. Elemanların ısı çıkan bölgelerinin sıcaklığının yükselmemesi için bu ısının ortama yayılması gerekmektedir. Isının ortama yayılmaması, sıcaklığın yükselerek elemanların bozulmasına neden olabilir.

Elektrik sistemlerinde kullanılan elemanlar, kendi yüzeylerinden ısının çevreye yayılmasını sağlayamayabilirler. Isının ortama yayılımını kolaylaştırmak için kullanılan yüzey ve sistemlere soğutucu denir. Buradan da görüldüğü üzere hidrolik sistemlerde kullanılan soğutucuların elektrik analogu yine bir soğutucudur ve çalışma prensipleri benzerdir.

Bir malzemedeki, bir bölgenin sıcaklığı yükseltirse ısı, sıcaklığın düşük olduğu bölgelere yayılır. Sıcaklık artmasının nedeni, bölgede oluşan güç kaybıdır. Güç kaybı ve sıcaklık farkı arasındaki ilişki ısı direnci ile belirlenir.

$$R_{th} = \frac{T - T_a}{P} \quad (3.78)$$

R_{th} : Isıl direnç [$^{\circ}C/W$ veya $^{\circ}K/W$]

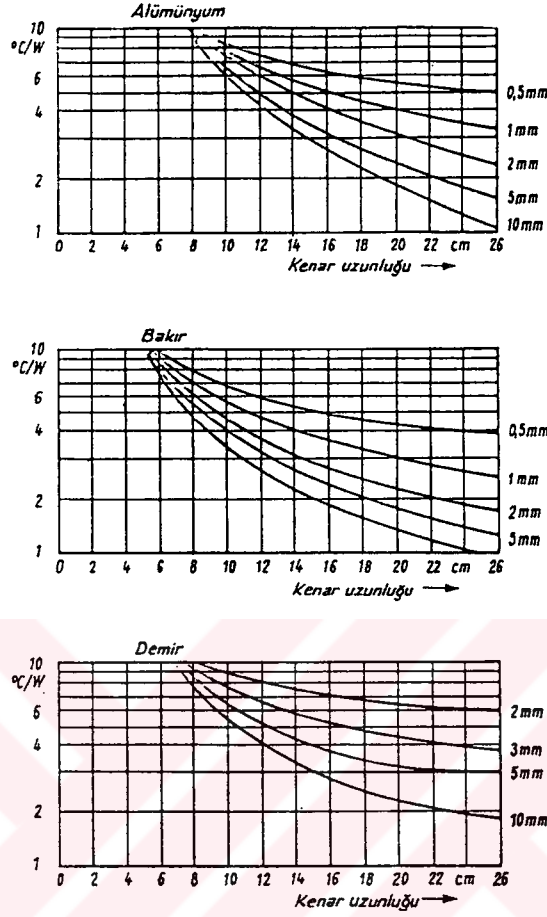
T : Güç kaybının olduğu malzeme sıcaklığı [$^{\circ}C$ veya $^{\circ}K$]

T_a : Ortam sıcaklığı [$^{\circ}C$ veya $^{\circ}K$]

P : Güç kaybı [W]

Soğutucu olarak yüzey ısı iletkenliği iyi olan malzemeler kullanılır. Hidrolik sistemlerdeki soğutucular gibi burada da kullanılan soğutucular alüminyum, bakır veya demir malzemenin imal edilirler. Şekil 3.44' te her üç malzemenin soğutucu diyagramları verilmiştir. Buradan

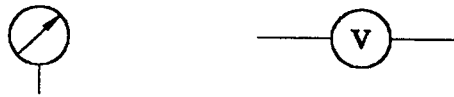
kenar uzunluğu ve ısı direnci belli olan soğutucu malzemenin gerekli plaka kalınlığı seçilebilmektedir.



Şekil 3.44 Soğutucu diyagramları (Erna, 1999)

3.4.4 Manometreler

Manometreler, hatlarda veya yapı elemanlarının giriş çıkışlarında basıncı ölçmek için kullanılan ekipmanlardır. Hidrolikteki basıncın elektrik analogu, elektrik gerilimi olduğundan manometrelerin de elektrik analogu voltmetrelerdir. Voltmetreler elektrik gerilimini ölçmeye yarayan aletlerdir. Şekil 3.45’ te manometrenin ve elektrik analogu voltmetrenin simgesi görülmektedir.



Şekil 3.45 Manometre ve voltmetre

Voltmetreler, ölçülecek gerilimin iki farklı ucuna bağlanır. Ancak iki farklı yük arasında bir gerilim söz konusu olduğundan, voltmetrenin yalnız bir tek ucu ile ya da iki ucunu aynı yere bağlayarak gerilim ölçülemez. Bir üreticinin iki ucu arasında, üreticinin boşta iken yani bir elektrik aygıtına bağlı değilken ölçülen gerilime anma gerilimi(nominal gerilim) denir. Buna karşın yükte iken ölçülen gerilim işletme gerilimi olarak bilinir. Bu ifadeler sırasıyla, hidrolikte iş elemanının boşta iken olan basıncına ve yükteki çalışma(işletme) basıncına tekabül eder.

3.4.5 Debimetreler

Debimetreler, hatlardan geçen debiyi ölçmek için kullanılan aletlerdir. Bilindiği üzere debinin elektrik analogu, akımdır. O halde bir debimetrenin elektrikteki karşılığı bir ampermetredir. Ampermetreler elektrik akımının ölçülmesinde kullanılır. Ölçülecek akım ampermetrenin üzerinden geçer. Bu nedenle ampermetre, ölçülecek devreye seri olarak bağlanır. Debimetreler ve ampermetrelerin devrelerde kullanılan sembolleri Şekil 3.46' da görülmektedir.



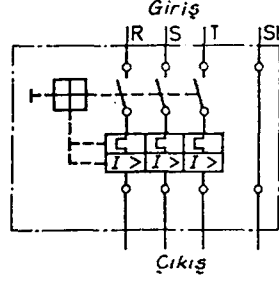
Şekil 3.46 Debimetre ve ampermetre

3.4.6 Basınç Anahtarları

Hidrolikteki basınç anahtarı, basınca göre elektrik devresini açar veya kapatır. Basınç anahtarının elektrik analogu otomatik sigorta şalteridir. Devrede bulunan elektrik aygıtı çok yüksek akım çektiği ya da bir kaçak gerilim ortaya çıktığı zaman akım devresini otomatik olarak kesen şalterler, otomatik sigorta şalteri olarak bilinir.

Otomatik sigorta şalterleri çok değişik çeşitlerde olup bunlardan elektromanyetik komutalı otomatik sigorta şalteri bobininden yeteri şiddette bir akım geçtiğinde bir röle gibi çalışarak paletini çeker. Paletin çekilmesiyle oluşan kuvvet, arka arkaya bağlı manivelalar üzerinden şalter mekanizmasındaki bir kilidi açar. Kilidin açılmasıyla kurulu bulunan bir yay devre kontaklarını seri bir şekilde ayırarak akım devresini kestirir. Kısa devre sigorta şalterleri ise genellikle ısıtıcı devrelerde kullanılmakta olup komuta bobini, akım devresine seri bağlanmıştır. Bir kısa devre durumunda, bobinden geçen akım çok yükseldiğinden, şalter devreyi keser. Trifaze alternatif akımlar için geliştirilmiş olan kısa devre emniyetli motor

sigorta şalterlerinde, aşırı yüklenme ve kısa devre halinde akım devresi kesilir. Kısa devre emniyetli motor sigorta şalteri Şekil 3.47' de görülmektedir.



Şekil 3.47 Kısa devre emniyetli motor sigorta şalteri (Erna, 1999)

Otomatik sigorta şalterleri; çalışma prensiplerinden de görüldüğü gibi hidrolikteki basınç anahtarının yön denetim valfinin bobin uyarısını kesmesi veya bobine uyarı vermesi, elektrik motorunu çalıştırması veya durdurmasının eşdeğeri bir vazife görmektedirler.

3.4.7 Borular ve Hortumlar

Hidrolikte akışkanı taşıyan elemanlar borular ve hortumlardır. Bu elemanların elektrik devrelerindeki analogları kablolardır. Kablolar elektrik akımını iletirler. Borulardaki basınç kayıplarına benzer şekilde kablolarda da kablo direncine bağlı olarak gerilim düşümleri meydana gelmektedir. Kablo direnci kablo metalinin öz direnci, kablonun uzunluğu ve kesitine bağlıdır.

$$R = \frac{\rho \cdot l}{A} \quad (3.79)$$

R: Kablo direnci [Ω]

ρ : Öz direnç [$\Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m}$]

l: Kablo uzunluğu [m]

A: Kablo kesiti [mm^2]

Öz direnç, 1 m boyunda ve 1 mm^2 kesitinde bir iletkenin gösterdiği dirençtir. Öz direnç de direnç gibi sıcaklıkla değişebilmektedir. Bu nedenle genellikle 20 °C' daki değerler verilir. Öz geçirgenlik ise öz direncin tersidir.

$$\chi = \frac{1}{\rho} \quad (3.80)$$

$$R = \frac{l}{\chi \cdot A} \quad (3.81)$$

χ : Özgeçirgenlik [$m/\Omega \cdot mm^2$]

Gümüş için özgeçirgenlik değeri $60 m/\Omega \cdot mm^2$, alüminyum için $36 m/\Omega \cdot mm^2$, bakır için $56 m/\Omega \cdot mm^2$ dir.

Ohm Yasası' na göre kablo direncinin, kablodan geçen akım ile çarpımı gerilim düşümü miktarını verecektir.

$$U = I \cdot R \quad (3.82)$$

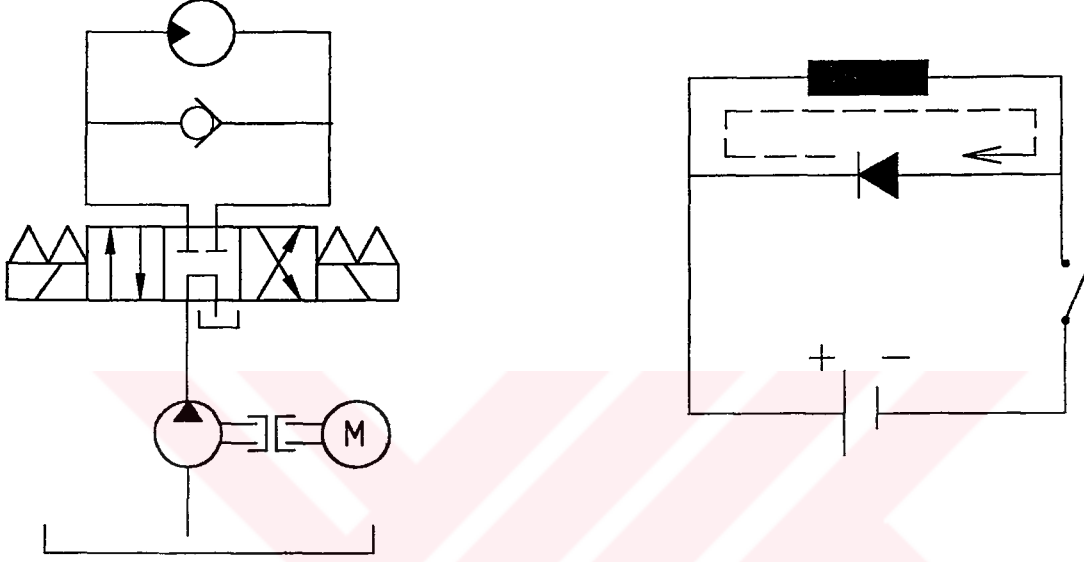
Hidrolikte borulardaki basınç kayıplarının debi ve sürtünmelere bağlı olması gibi elektrikte de gerilim düşümleri, kablo direnci ve akımın bir fonksiyonudur.



4. ÇEŞİTLİ HİDROLİK DEVRELERİN ELEKTRİK ANALOGLARI

Hidrolik devrelerde kullanılan elemanların elektrik analogları önceki bölümde çıkartılmıştı. Bu bölümde eleman analogisinde anlatılan bilgilerin ışığında bazı hidrolik devrelerin elektrik analogları incelenecektir.

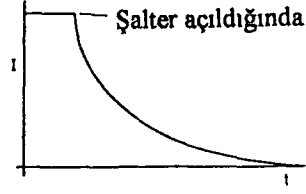
4.1 Tek Yönlü Hidromotorlu Devre Analojisi



Şekil 4.1 Tek yönlü hidromotorlu devre ve elektrik analogu (Vickers, 1987)

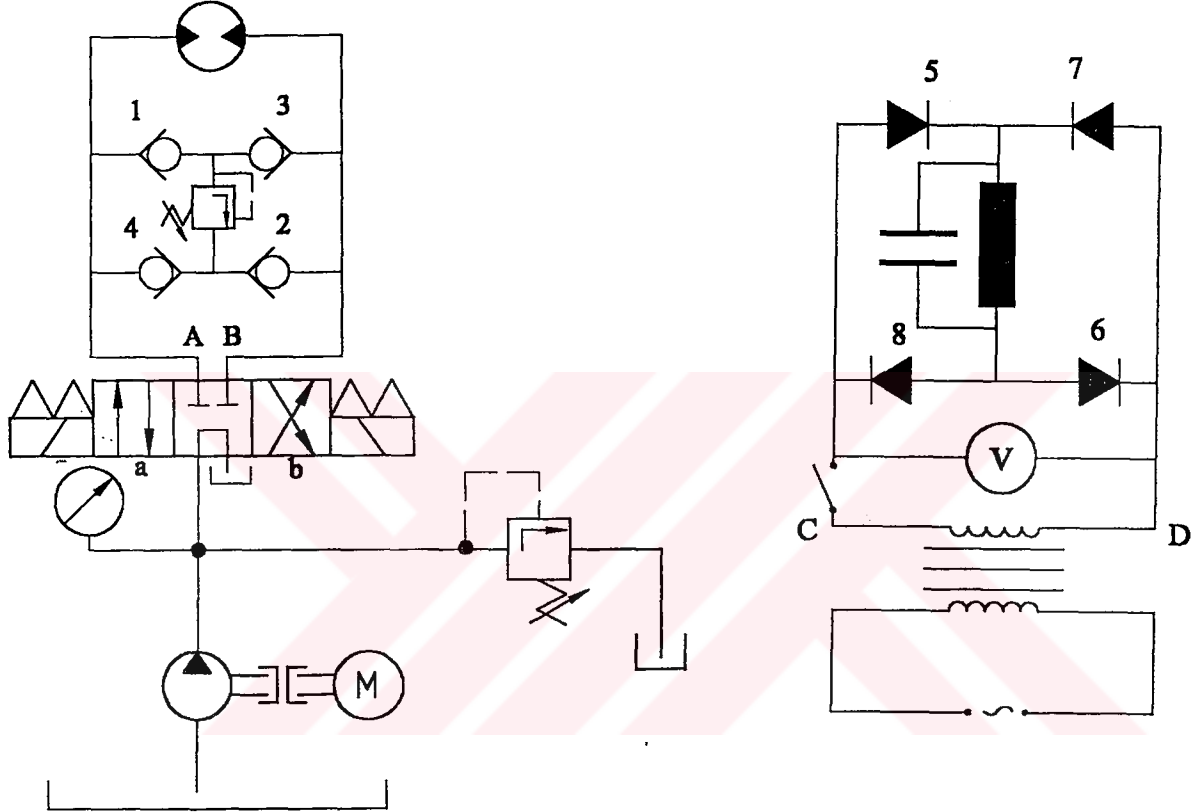
Yukarıda görülen hidrolik devrede iş elemanının tek yönde hareketli bir çek valf ile sağlanmıştır. Bu çek valf olmadığında hidrolik yön denetim valfi orta konuma geçtiğinde hidromotorun çevirdiği yükün ataleti nedeniyle çıkış yönündeki yağ basıncı yükselecek ve şok oluşacaktır. Hidromotorun giriş yönünde ise bir basınç düşümü meydana gelecektir. Tek yönde akışa izin veren çek valfin devreye bağlanması ile yüksek basınçlı hattan alçak basınçlı hatta doğru bir akış olacaktır.

Bu devrenin elektrik analogunda şalter kapalı iken akımın diyot üzerinden geçmediği görülmektedir. Şalter açıldığında ise akımın diyot üzerinden geçerek kendini sıfırlaması yumuşak bir eğimle meydana gelecektir. Bu durumun akım-zaman diyagramı Şekil 4.2' de görülmektedir. Bu diyagramın aynısı hidrolik devrede akış-zaman diyagramı şeklinde görülür.



Şekil 4.2 Akım-zaman diyagramı (Vickers, 1987)

4.2 Çift Yönlü Hidromotorlu Devre Analojisi

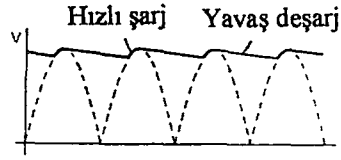


Şekil 4.3 Çift yönlü hidromotorlu devre ve elektrik analogu

Hidrolik devrede pompanın bastığı yağ bir basınç ayar valfi ile ayarlanıp sisteme iletilmektedir. Hidrolik yön kontrol valfinin konum değiştirmesi ile devredeki iş elemanı harekete geçer. Sistemdeki cek valf ve basınç kontrol valf grubu basınç şoklarının oluşmasını önleyecektir. Yön kontrol valfinin a konumuna geçmesi durumunda A hattında oluşan basınç darbeleri, sırasıyla 1 no' lu cek valf, basınç kontrol valfi ve 2 no' lu cek valf üzerinden geçerek tahliye olacaktır. Bu durumun aynısı, yön valfinin b konumuna geçmesi ile 3 no' lu cek valf, basınç kontrol valfi ve 4 no' lu cek valf üzerinden gerçekleşecektir. Bu şekilde iş elemanının çalışma basıncı, dalgalanmalar ve piklerden etkilenmeyecektir.

Benzer sabit ve dalgasız gerilim, elektrik devrelerinde şekilde görülen diyot ve kondansatör grubu ile sağlanacaktır. Transformator ile ayarlanan gerilim dört diyot üzerinden

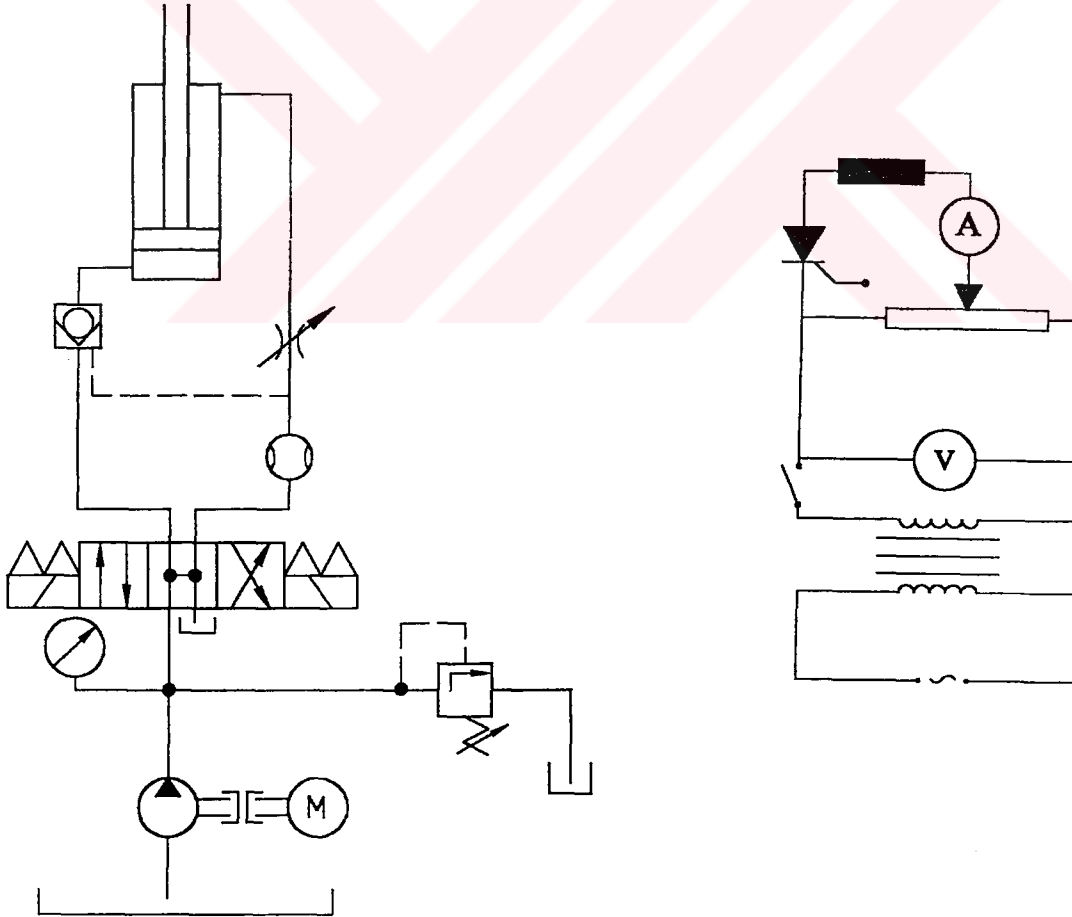
doğrultularak sisteme ileilmektedir. C pozitif olduğunda akım 5 no' lu diyot, yük ve 6 no' lu diyot üzerinden geçecektir. Bu esnada kondansatör şarj ve deşarj olur. D pozitif yüklendiğinde akım 7 no' lu diyot, yük ve 8 no' lu diyottan geçecektir. Kondansatör yine şarj ve deşarj olacaktır. Bu durumun gerilim-zaman diyagramını Şekil 4.4' te verilmiştir.



Şekil 4.4 Gerilim-zaman diyagramı (Vickers, 1987)

Böylece hidrolik sistemdeki sabit ve dalgasız basıncın elde edilmesine analog olarak sabit ve dalgasız gerilim temin edilecektir.

4.3 Pilot Kumandalı Cek Valfli Silindir Devresinin Analojisi



Şekil 4.5 Pilot kumandalı cek valfli silindir devresi ve elektrik analoğu

Şekildeki hidrolik sistemde silindir yük kaldırmada kullanılmaktadır. Silindirin geri hareketi pilot kumandalı çek valf ile önlenmiştir. Pilot basıncı oluşmadan silindir geri gelmeyecektir. Pilotu alan çek valf yağın geçişine müsaade edecek ve silindir aşağı doğru hareketlenecektir.

Bu durum, elektrik sisteminde tiristor tarafından sağlanır. Kapı elektroduna verilen sinyal ile tiristor üzerinden akımın geçişine izin verilecektir. Hidrolik sistemde geçen debiyi ayarlamak için yerleştirilen kısma valfinin elektrik analogu bir potansiyometre olarak incelenmiştir. Burada yük üzerinden geçen akımın değeri potansiyometre ile ayarlanmaktadır.



5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Endüstriyel teknolojinin sürekli gelişmesi yeni bilgileri gerektirmektedir. Bu bilgiler içerisinde endüstriyel hidrolik önemli bir yer tutmaktadır. Teknolojik gelişme rekabetle karşı karşıya kalan firmaları nitelikli insan gücü aramaya zorlamıştır.

Hidrolik sistemlerde kullanılan elemanların elektrik analogları bulunmakla birlikte bu iki alanın iç içe olduğunu ve uyumlu bir şekilde çalıştığını uygulamalar ve örneklerde görmüştük. 21. yüzyılda hidrolik ve elektrik sistemleri birbirinden ayırmak mümkün değildir. Bu iki sistemdeki gelişmelere hassas elektronik sistemlerin de ilavesiyle çok üstün teknolojiye sahip aparatlar ve makinalar yapılmaktadır. Bu teknolojiler tıp alanından uzay araçlarının yapımına, sivil sektörlerden askeri sektörlere kadar insanlara hizmet vermektedir. Hidrolik sistemler ile güç elde edilmekte ve onun kontrolü sağlanmaktadır. Elektriksel sistemler ile de mantık ve otomasyon kontrolleri daha kolay yapılabilmektedir. İki sistem arasında analogi kurulurken çalışma prensipleri ve devrelerde gördükleri işlevler mukayese edilmeli ve ona göre tasarım yapılmalıdır.

Bilindiği gibi hidroliğin konu alan mühendislik dalı makina mühendisliğidir. Bir makina mühendisi, elektrik konusundaki bilgileri daha zayıf olmasına rağmen sistemler arasında analogiyi kurarak farklı devrelerin çalışma mantığını kolaylıkla çözüp anlayabilmektedir. Çünkü günümüzdeki mühendis karşısına çıkan projeleri ve problemleri çok farklı bakış açılarıyla yorumlamalıdır. Bir mühendis, projelerde farklı mühendislik konuları olmasına rağmen analogiler kurarak problemlere daha profesyonel çözümler üretebilir. 21. yüzyılın mühendislik temelinde ve eğitiminde de bu gerçek göz ardı edilmemelidir.

KAYNAKLAR

Chaimowitsch, J.M., (1957), Ölhydraulik, VEB Verlag Technik, Berlin.

Epe Italiana Srl, (1999), Hydropneumatic Bladder Accumulators, Epe Italiana Prints, Milano.

Erna, H., (1999), Pratik Elektrik ve Uygulamalarıyla Modern Elektroteknik , İnkılap Kitabevi Yayın Sanayi ve Tic. A.Ş., İstanbul.

Kartal, F., (1998), Hidrolik ve Pnömatik, Modül Teknik Eğitim ve Hizmet Organizasyonu, Manisa.

Merkle, D., (1991), Elektrohidrolik, Festo Didactic KG, Esslingen.

Özcan, F., (1982), Hidrolik Akışkan Gücü, Mert Eğitim Yayınları, İstanbul.

Özdaş, M.N., Dinibütün, A.T., Kuzucu, A., (1995), Otomatik Kontrol Temelleri, Birsen Yayınları, İstanbul.

Sauer-Danfoss, (1999), Catalogue- Hydraulic Motors OMP, OMR and OMH, Sauer-Danfoss Prints, Nordborg.

Schrader, B. Merkle, D., Thomes, M., (1991), Hidrolik, Festo Didactic KG, Esslingen.

Türköz, M.S., (1993), Temel Elektronik, Sistem Yayıncılık A.Ş., İstanbul.

Vickers, (1987), Basic Electronics for Hydraulic Engineers, Vickers Systems Limited, Michigan.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	14.10.1977	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1988-1994	Özel Getronagan Lisesi
Lisans	1994-1998	İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fak. Makina Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	1998-2001	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Ens. Makina Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı kurumlar

1998-Devam ediyor Mert Teknik A.Ş

