

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

106230

HİDROLİK SİSTEMLERDEKİ ENERJİ KAYBININ  
AZALTILMASI ve DEĞİŞKEN DEBİLİ POMPALARIN  
İRDELENMESİ

Makine Müh. Kıvılcım İLÇİ

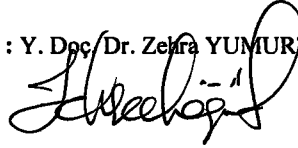
FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Makinaları Programında  
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

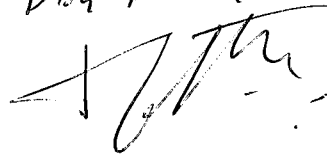
Tez Danışmanı : Y. Doç/Dr. Zehra YUMURTACI

Doç. Dr. Recep ÖZTÜRK





Yrd. Doç. Dr. Ferit ATTAR



İSTANBUL, 2001

106230

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU  
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	i
ŞEKİL LİSTESİ.....	ii
ÖNSÖZ.....	iii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
1. GİRİŞ.....	1
2. HİDROLİĞİN TARİHÇESİ.....	2
3. HİDROLİK SİSTEMİN TANITIMI.....	3
3.1 Hidrolik Sistemin Avantajları.....	3
3.2 Hidrolik sistemin Dezavantajları.....	4
3.3 Uygulama Alanları.....	4
4. HİDROLİĞİN TEMEL PRENSİPLERİ.....	6
4.1 Basınç Kavramı.....	6
4.2 Pascal Kavramı.....	8
4.3 Debi Kavramı ve Bernoulli Eşitliği.....	9
4.3.1 Akış Şekilleri.....	9
4.3.2 Yersel Kayıplar.....	10
4.3.3 Hidrolik Sistemlerde Kayıplar.....	10
5. HİDROLİK SİSTEMİ OLUŞTURAN ELEMANLAR.....	12
5.1 Hidrolik Pompalar.....	12
5.1.1 Dişli Pompa.....	12
5.1.2 Paletli Pompa.....	13
5.1.3 Pistonlu Pompa.....	15
5.2 Hidrolik Motorlar.....	16
5.3 Hidrolik Silindirler.....	16
5.4 Hidrolik Sistemlerde Kullanılan Valfler.....	18
5.4.1 Yön Kontrol Valfleri.....	18
5.4.2 Akış Kontrol Valfleri.....	20
5.4.3 Çekvalfler.....	21
5.4.4 Basınç Kontrol Valfleri.....	22
5.4.4.1 Basınç Emniyet Valfleri.....	22
5.4.4.2 Basınç Sıralama Valfi.....	23
5.4.4.3 Basınç Düşürücü Valf.....	23
5.5 Hidrolik Akümülatörler.....	24
5.6 Filtreler.....	25

6.	HİDROLİK SİSTEMLERDE ENERJİ KAYIPLARI VE ENERJİ KAYIPLARININ AZALTILMASI .....	27
7.	DEĞİŞKEN DEBİLİ POMPALAR.....	36
7.1	Basınç Duyarlı Değişken Debili Pompalar.....	36
7.2	Yük Duyarlı Değişken Debili Pompalar.....	38
8.	SONUÇ.....	42
	KAYNAKLAR.....	43
	EKLER.....	44
Ek1	Gerekli Formül Listesi .....	44
Ek2	Kayıp Güç ve Isıların Matematiksel Modellemesi.....	45
	ÖZGEÇMİŞ.....	48



## SİMGE LİSTESİ

F	: Sistem direnci ( kg)
$v_s$	: Silindir ilerleme hızı (mm/sn)
$D_s$	: Silindir piston çapı (mm)
$A_s$	: Silindir piston alanı (cm <sup>2</sup> )
$p_s$	: Sistem basıncı (direnci) ( bar)
$Q_s$	: Silindire gelen debi (l/dak)
$P_s$	: Sistemde kullanılan güç (kW)
$p_p$	: Pompa çıkış basıncı (bar)
$Q_p$	: Pompa debisi (l/dak)
$P_p$	: Pompanın elektrik motorundan çektiği güç (kW/h)
$p_{p \text{ ayar}}$	: Basınç duyarlı değişken debili pompada ayarlanan basınç değeri (bar)
$\Delta p_{\text{ayar}}$	: Debi duyarlı değişken debili pompada ayarlanan $\Delta p$ değeri ( bar)
$\Delta p_{hv}$	: Hız ayar valfinde oluşan basınç kaybı (bar)
$d_{hv}$	: Hız ayar valfinde ayarlanan kesit çapı (mm)
$Q_{hv}$	: Hız ayar valfi üzerinden geçen debi (l/dak)
$P_{hv}$	: Hız ayar valfinde oluşan güç kaybı ( kW/h)
$T_{hv}$	: Hız ayar valfinde oluşan güç kaybının neden olduğu ısı (kcal/h)
$p_{bv}$	: Basınç emniyet valfi basınç ayar değeri (bar)
$Q_{bv}$	: Basınç emniyet valfi üzerinden geçen debi (l/dak)
$P_{bv}$	: Basınç emniyet valfinde oluşan güç kaybı (kW/h)
$T_{bv}$	: Basınç emniyet valfinde oluşan güç kaybının neden olduğu ısı (kcal/h)
$\eta_v$	: Pompa ile elektrik motoru arasındaki toplam verim faktörü; 0,85 alınabilir.
$P_v$	: Hidrolik tank soğutma gücü (kW/h)
$\rho$	: Yağ yoğunluğu (kg/dm <sup>3</sup> )
$c$	: Özel ısı kapasitesi (kJ/kg <sup>°K</sup> )
$V$	: Tank hacmi (L)
$\Delta$	: Sıcaklık farkı (°K)
$t$	: Çalışma süresi (h)

## **ŞEKİL LİSTESİ**

- Şekil 3.1 Hidrolik sistem devresi
- Şekil 4.1 Basınç diyagramı
- Şekil 4.2 Pascal teoremi
- Şekil 4.3 Basınç hız dengesi
- Şekil 4.4 Akış şekilleri
- Şekil 4.5 Yersel kayıplar
- Şekil 5.1 Pompalar
- Şekil 5.2 Dişli pompa
- Şekil 5.3 Dıştan dişli pompa
- Şekil 5.4 Rotorun eksen kaçıklığı ayarlanabilen değişken debili pompa
- Şekil 5.5 Paletli pompa
- Şekil 5.6 Radyal pistonlu hidrolik pompa
- Şekil 5.7 Hidrolik motorlar
- Şekil 5.8 Çift etkili ve her iki tarafından ayarlı yatık silindir
- Şekil 5.9 Hidrolik silindir tipleri
- Şekil 5.10 Yön kontrol valfleri
- Şekil 5.11 Çekvalf tipleri
- Şekil 5.12 Basınç kontrol valfleri
- Şekil 5.13 Basınç emniyet valfleri
- Şekil 5.14 Basınç sıralama valfleri
- Şekil 5.15 Basınç düşürücü valfler
- Şekil 5.16 Akümülatör çeşitleri
- Şekil 5.17 Filtre çeşitleri
- Şekil 6.1 Hidrolik devre şeması
- Şekil 6.2 Hidrolik devre şeması
- Şekil 6.3 Hidrolik devre şeması
- Şekil 6.4 Hidrolik devre şeması
- Şekil 6.5 Hidrolik devre şeması
- Şekil 6.6 Hidrolik devre şeması

## **ÖNSÖZ**

Hidrolik sistemler her geçen gün daha geniş bir alanda uygulanmaktadır. Bu da beraberinde daha hassas sistem elemanlarının endüstrinin isteklerine bağlı olarak geliştirilmesine sebep olmaktadır.

Günümüzde hidrolik sistemlerdeki enerji kayıplarının azaltılarak, verimliliğin artırılmasına yönelik yapılan çalışmalar pompalar üzerinde uygulanarak basınca ve yüke hassas duyarlı bir başka deyişle ihtiyaç anında gerekli olan gücü üreten pompaların geliştirilmesini sağlamıştır.

Tezimde; incelemiş olduğum değişken debili pompaların enerji kayıplarının azaltılmasına yönelik faydaları açıklanmıştır.

Tezimin hazırlanması aşamasında bana büyük destek veren Makine Mühendisi İsmail OBUT , Doç. Dr. Recep ÖZTÜRK ve Yrd. Doç. Dr. Zehra YUMURTACI' ya teşekkürü bir borç bilirim.



## **ÖZET**

Hidrolik sistemlerde esas olup istenen; yükü hareket ettirmek için kullanılan gücün, hidrolik pompayı tahrik eden elektrik motorundan çekilen güçle aynı olmasını sağlamaktadır.(verim hariç). Bu da pompanın tüm debisini sisteme göndermesi ve pompa çıkışında da yük direncine karşılık gelen basıncın görülmesi durumudur.

Halbuki hidrolik sistemlerde; kullanıcıda hız ayarlarını yapmak için kullanılan debi ayar valfleri istenmeyen güç kayıplarını dolayısıyla enerji kayıplarını ortaya çıkarmaktadır. Burada çeşitli durumlar için güç kayıplarının analizi yapılacak olup, bu güç kayıplarını azaltabilmek için değişken debili pompaların nasıl kullanılabilceği incelenecektir.

**Anahtar Kelimeler:** Enerji kaybı, verimlilik, değişken debili pompalar.



## **ABSTRACT**

In hydraulic systems the goal is making equivalent both power consumption of electrical motor transmission and power consumption of useful force, (except efficiency therefore, the pump provide flow and we get pressure at the end of pump becoming from force resistance.

However, all of flow control valves used as fluid velocity adjusting valves cause unexpected power losses. Hereby, we'll analyze power losses and we'll examine how we can use the variable displacement pumps in order to decrease power losses.

**Keywords:** Energy lose, efficiency, variable deplacement pumps.





## 1. GİRİŞ

Hidrolik sistemlerde oluşan istenmeyen enerji kayıpları ve dolayısıyla ortaya çıkan ısının önlenmesi için yapılan çalışmalar uzun senelerden beri devam etmektedir. Bu oluşan enerji kayıpları çoğu zaman büyük güç kayıplarına neden olmakta; bu da büyük işletme giderlerini beraberinde getirmektedir. Ayrıca enerji kayıplarının bir sonucu olarak açığa çıkan ısı yağın aşırı ısınmasına sebep olarak, yağın zaman içinde özelliğini kaybetmesi ile vizkozite düşer. Yağ incelir. İstenilmeyen basınç kayıpları daha da yükselir. En sonunda çözümsüzlük oluşup sistemin durmasına neden olmaktadır. Bu durumda ilave olarak sisteme ayrıca soğutucu eklememiz gerekir.



## 2. HİDROLİĞİN TARİHÇESİ

Hidrolik kelimesi Grekçe'de su anlamına gelen "hydor" kelimesinden türetilmiştir. İnsanlar tarihin ilk çağlarından beri akarsuları yaşantılarını kolaylaştırmak için kullanmışlardır. Örneğin, ağaç kütüklerini akarsular ile taşımışlardır. Akışkanlardan en iyi ve bilinçli yararlanma şekli ise Arşimed (M.Ö. 287) ile Blaise PASCAL' ın (1662) hidrostatik konusunda yaptıkları çalışmalarla sağlanmıştır. Asıl gelişme 1950'li yıllardan sonra büyük bir ivme ile gerçekleşmiş ve yavaş yavaş endüstrinin her dalında uygulama alanı bulmuştur.

Günümüzde Hidrolik, elektrik ve elektronikteki gelişmelere paralel olarak daha değişik boyutlara ulaşmış olup artık sistemlerde Servo, Oransal ve Elektovalfler kullanılmaktadır.



### 3. HİDROLİK SİSTEMİN TANITIMI

Hidrolik sistem denildiğinde, bir elektrik motorunun tahrik ettiği hidrolik pompa ile akışkanın belirli basınçta ve debide basıldığı ve bu hidrolik enerji ile doğrusal, dairesel ve açısız hareketin üretildiği bir sistem akla gelmelidir. Sistem giriş enerjisi olarak elektrik enerjisi verilir. Bu enerji ile hidrolik pompanın mili, kavramalarla bağlı olduğu elektrik motorundan elektrik alarak döner ve yağ haznesinde statik durumda bulunan yağ vakum yaparak emer ve sisteme basar elde edilen basınçlı akışkanın artık iş yapabilme, hareket ve kuvvet üretme özelliğine sahip olmasından dolayı hidrolik enerji olarak ifade edilmesi mümkündür.

Elde edilen hidrolik enerji, belirli basınçta ve debideki akışkandır. Bunu hidrolik devrenin istenilen yerine yönlendirmek, basıncını belirli sınırlar arasında tutmak ve akışkanın debisini ayarlayarak hızı kontrol etmek gerekir. Bunun için basınçlı akışkanın istenilen görevleri yapmasını sağlamak, yüksek basınçta ve tehlikeli bir ortam meydana getirebilecek büyük enerjiyi denetlemek gerekir. Ancak bu şekilde bu enerji ile istenilen işi yapmak ve yararlanmak mümkün olur. Bu amaçla devrede basınç kontrol valfi, yön kontrol valfi ve akış kontrol valfi kullanılır.

#### 3.1 Hidrolik Sistemin Avantajları

1. Hidrolik elemanların hacimleri küçüktür ve az yer kaplar. Büyük basınç ve kuvvet ürettikleri halde yapıları küçük ve estetikdir. Hidrolik tasarım yapıldığı zaman makineler daha küçük ve daha güzel görünür.
2. Hidrolik sistemin kumandası ve kullanılması kolaydır.
3. Doğrusal, dairesel veya açısız harekette istenildiği anda hareketin yönü aksi tarafa döndürülebilir. Ters tarafa hareket ettirmek için sistemin durmasına gerek yoktur.
4. Hareket devam ederken hız ayarı yapılabilir. Hız artırılıp azaltılabilir.
5. Çok değişik hız değerlerini kademesiz olarak elde etmek mümkündür.
6. Hidrolik sistemde akışkan olarak yağ kullanıldığı için, sistemin tasarımında yağlama problemi düşünmeye gerek yoktur. Sistem çalışırken aradan geçen yağ valfleri ve diğer elemanları yağlar.
7. Hidrolik elemanların ömürleri uzundur ve uzun zamanda ekonomiktir.
8. Hareketleri çok hassas olarak ayarlamak ve kontrol etmek mümkündür.

9. Hidrolik sistemin bakımı ve onarımı kolaydır. Devrede kullanılan elemanların sayısı fazla olmadığı ve yapıları nispeten basit olduğu için bakımları kolaydır. Hassas otomatik kontrollü devrelerde ise iyi yetişmiş uzman personel bakım yapılabilir.
10. Hidrolik sistemi birkaç noktadan emniyete almak mümkündür. Sistemin kritik noktalarına konacak basınç kontrol valfleri ile sistemde aşırı basıncın yapacağı tahribat ortadan kaldırılabılır.
11. Hidrolik sistem uzaktan kontrol edilebilir ve otomatik kumandaya elverişlidir. Otomatik ve modern makinaların tasarımında hidrolik sisteme rahatlıkla yer verilebilir.
12. Hidrolik sistemde titreşimsiz ve düzenli hareket üretilir. Kullanılan akışkan sıkıştırılmaz olduğundan dolayı rijit ve düzenli bir hareket elde edilebilir.
13. Hidrolik sistem çalışırken beklenmedik bir yük veya dirençle karşılaşacak olursa durur bekler. Bu aşırı yük ortadan kalktığında hiçbirşey yokmuş gibi hareketine devam eder. Bu sırada devreye emniyet valfi girer ve yükselen basıncın yapacağı zararı ortadan kaldırır.
14. Hidrolik sistem sessiz ve gürültüsüz çalışır. Çalışma sırasında metalik bir ses oluyorsa yağ deposunda yağ kalmamıştır, pompa hava emiyordur. Emiş hattından hava emiyordur veya emiş borusu yağ seviyesinin üstündedir.
15. Hidrolik sistemde çok yüksek basınçta büyük kuvvetler ve momentler üretilebilir.

### **3.2 Hidrolik Sistemin Dezavantajları**

Hidrolik sistemde çok yüksek basınçta akışkan kullanıldığı için, boru bağlantılarının sağlam olması ve sızdırmazlığın sağlanması gerekir. Sistemin yanlış tasarlanması, uygun elemanların seçilmemesi ve gerekli yerlerde basıncın kontrol altına alınmaması büyük ve tehlikeli sonuçlar doğurabilir. Hidrolik sistemde kullanılan elemanların maliyetleri pnömatik elemanlara nazaran çok yüksektir. Devrede yüksek ısı meydana gelecek olursa bunun sebebini araştırmak ve gidermek gerekir. Yoksa hassas devre elemanları zarar görebilir.

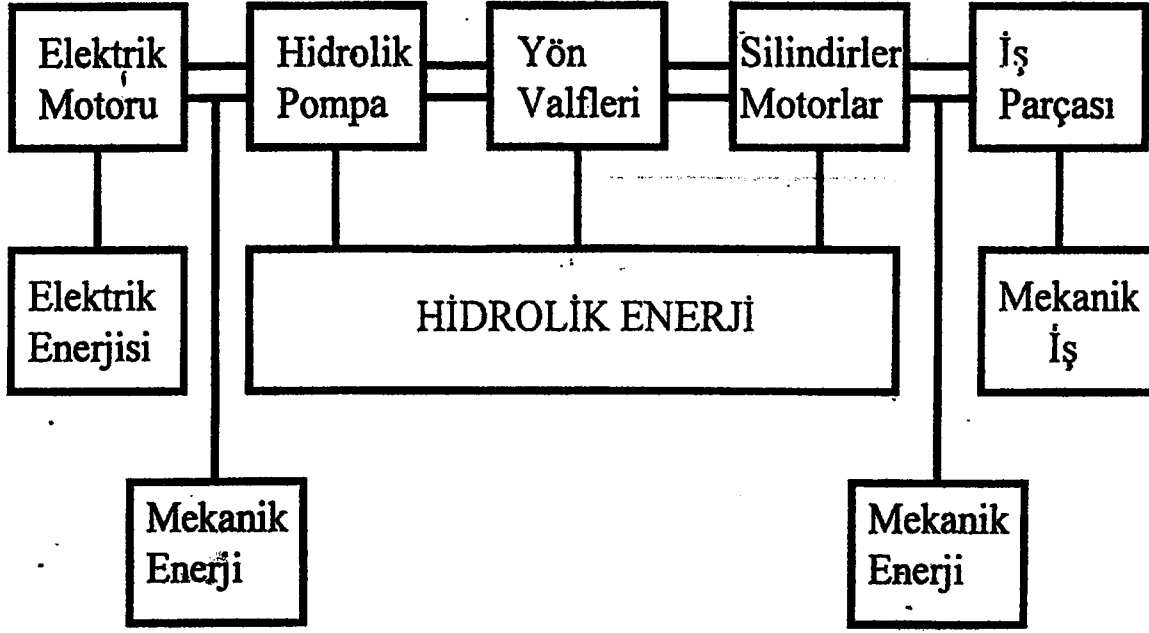
### **3.3 Hidroliğin Uygulama Alanları**

Hidrolik sistem endüstrinin bütün alanlarında kullanılmaya başlamış ve her geçen gün uygulama alanı daha da genişlemektedir. Hidroliğin büyük kuvvet ve büyük moment üretiminde önemli bir yeri bulunmaktadır. Daha önce ifade edilen avantajları da dikkate

alındığında bu enerjinin gelişen teknolojinin getireceği yeniliklere kolayca adapte olacağı ve önümüzdeki yılların hidrolik konusunda yeniliklere gebe olduğu söylenebilir. Hidroliğin uygulama alanlarını saymak için çevremize bakmamız bile yeterli fikir verebilir. Bunlar:

1. Takım tezgahlarında
2. Ağır Sanayi makinalarının yapımında
3. Preslerin imalatında
4. Kaldırma ve taşıma araçlarında
5. Plastik enjeksiyon makinalarında
6. Demir çelik tesislerindeki haddeleme makinalarında
7. Maden ocaklarında
8. Yol, kazı ve iş makinalarında
9. Tarım ve ziraat aletlerinin yapımında
10. Otomobillerde ve her türlü taşıtlarda
11. Denizcilikte, limanların yükleme ve boşaltma araçlarında
12. Gemilerin dümenlerinin kontrolünde
13. Güverte krenlerinde
14. Havacılıkta uçakların, kanat, dümen, iniş takımları ve diğer kontrollerinde
15. Kıtalararası haberleşme araçlarında
16. Teleskoplarda
17. Barajlarda, kapakların ayarlarında ve kumandasında
18. Enerji üreten santrallarda
19. Türbinlerde

şeklinde sıralanabilir. Bu uygulama alanlarından bazılarını kısaca tanıyacak ve çalışma prensiplerini izah edeceğiz. Ancak yukarıda sayılanların dışında sayılamayacak kadar çok değişik makinalarda ve mekanizmalarda hidrolik enerjiden yararlanılmaktadır.

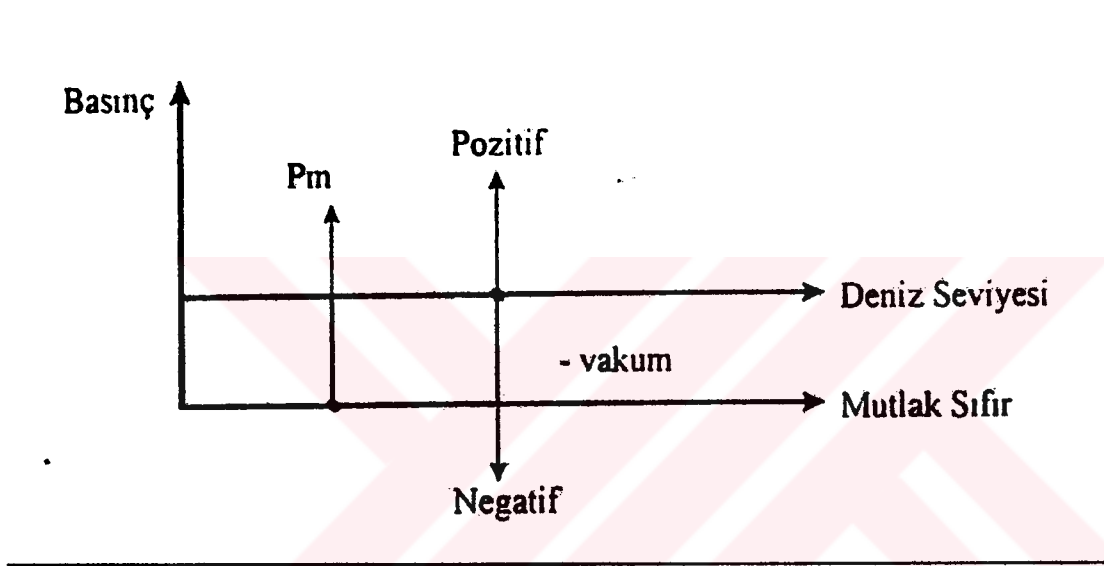


Şekil 3.1 Hidrolik sistem devresi

## 4. HİDROLİĞİN TEMEL PRENSİPLERİ

### 4.1 Basınç Kavramı

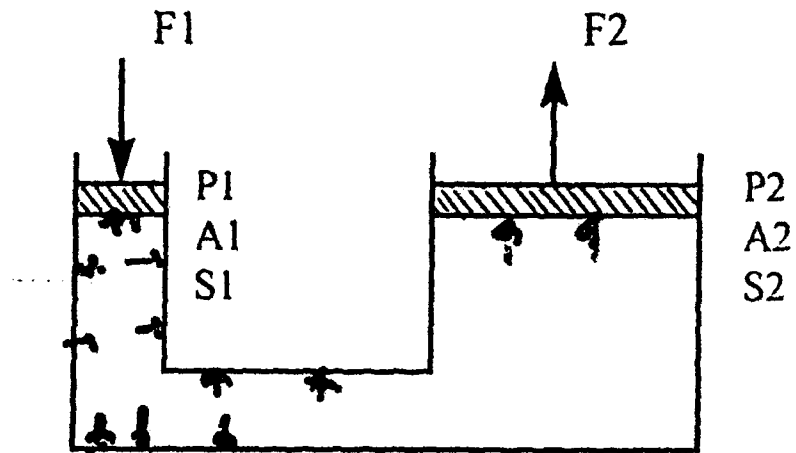
Hidrolikte en önemli değerlerden biri olan BASINÇ birim yüzeye etki eden kuvvet olarak tanımlanır.



Şekil 4.1 Basınç diyagramı

- Deniz seviyesinden itibaren  $P_{ch}$
- Mutlak Sıfırdan itibaren  $P_m$
- $P_m = P_{ch} + 1$

## 4.2 Pascal Teoremi

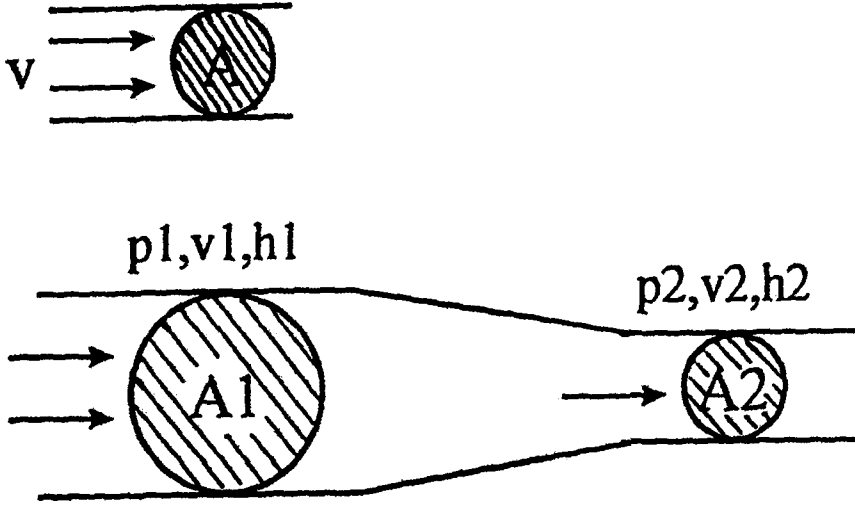


Şekil 4.2 Pascal teoremi

$$P_1 = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} = P_2 \quad W_1 = F_1 \cdot S_1 = F_2 \cdot S_2 = W_2 \quad P = \frac{F}{A}$$



### 4.3 Debi Kavramı ve Bernoulli Eşitliği



Şekil 4.3 Basınç hız dengesi

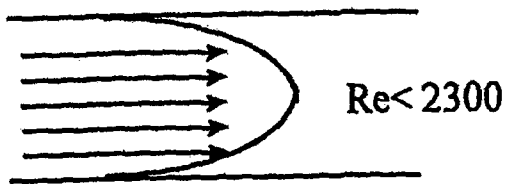
$$Q = v \cdot A \text{ (lt / dak)}$$

$$v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2 = Q \text{ (Sabit)}$$

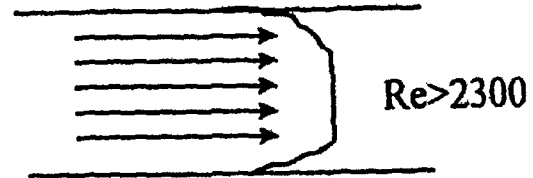
(Süreklilik Denklemi)

$$P_1 + q \cdot g \cdot h_1 + \left(\frac{q}{2}\right) \cdot v_1^2 = P_2 + q \cdot g \cdot h_2 + \left(\frac{q}{2}\right) \cdot v_2^2$$

#### 4.3.1 Akış Şekilleri



Laminar Katmanlı



Türbülent Tedirgin

Şekil 4.4 Akış şekilleri

$$Re_{kr}=2300$$

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

$$\lambda_{kat} = \frac{64}{Re}$$

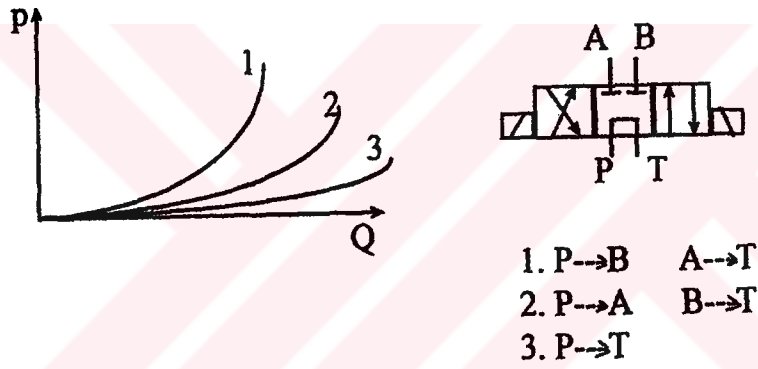
$$\lambda_{ted} = \frac{0,316}{Re}$$

v: Akış Hızı (mm/s)

d: Boru İç Çapı (mm)

$\nu$ : Kinematik Viskozite (cSt)

#### 4.3.2 Yersel Kayıplar



Şekil 4.5 Yersel kayıplar

Not: Yön valflerinde Max. Toplam kayıp (1+2+3) 10 bar' ı geçmemelidir.

#### 4.3.3 Hidrolik Sistemlerde Kayıplar

$$P = \lambda \left( \frac{1}{d} \right) \left( \frac{q}{2} \right) v^2 / 2g$$

P: Basınç Kaybı (bar)

q: Yoğunluk (kg/dm<sup>3</sup>)

$\lambda$ : Boru Sürtünme Katsayısı

l: Boru Boyu (m)

v: Akış Hızı (m/s)

d: Boru İç Çapı (mm)

Not: Borularda akışın laminar olması için;

Basınç Hattı v: 5 m/s

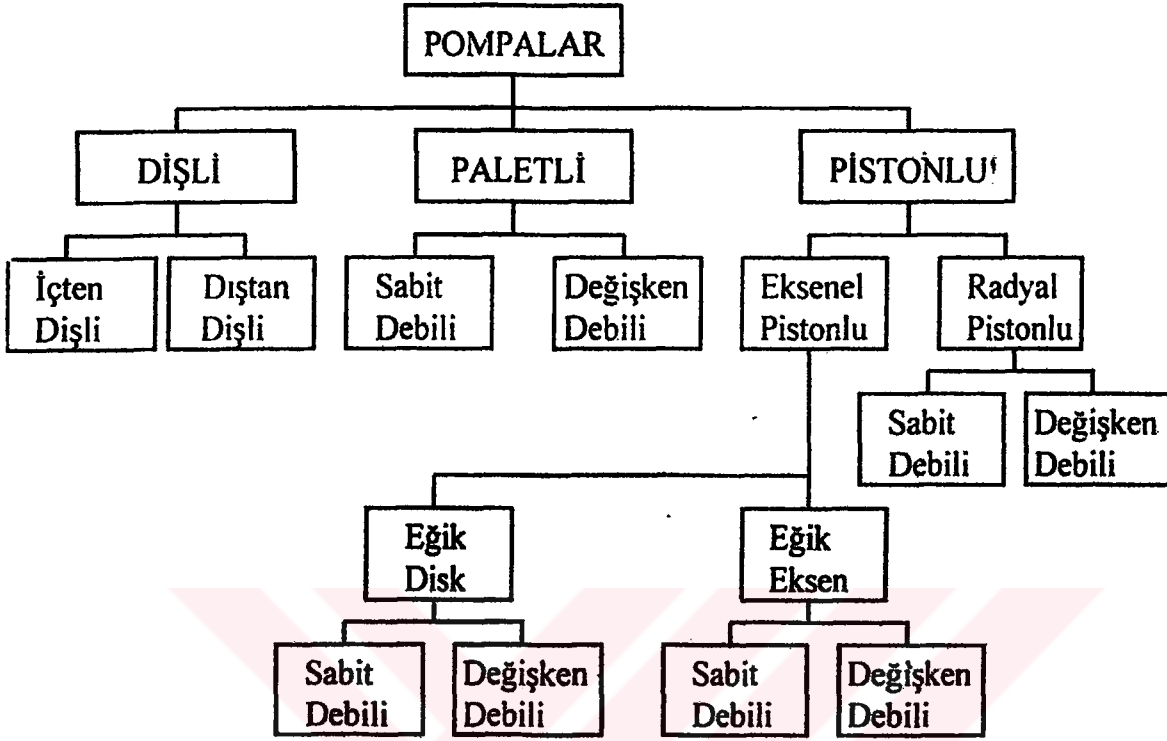
Emiş Hattı v: 1 m/s

Dönüş Hattı v: 4 m/s



## 5. HİDROLİK SİSTEMİ OLUŞTURAN ELEMANLAR

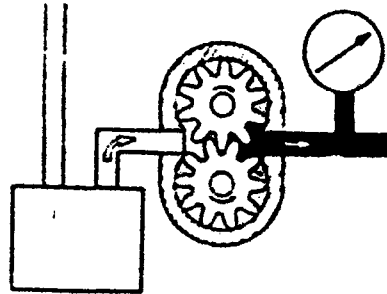
### 5.1 Hidrolik Pompalar



Şekil 5.1 Pompalar

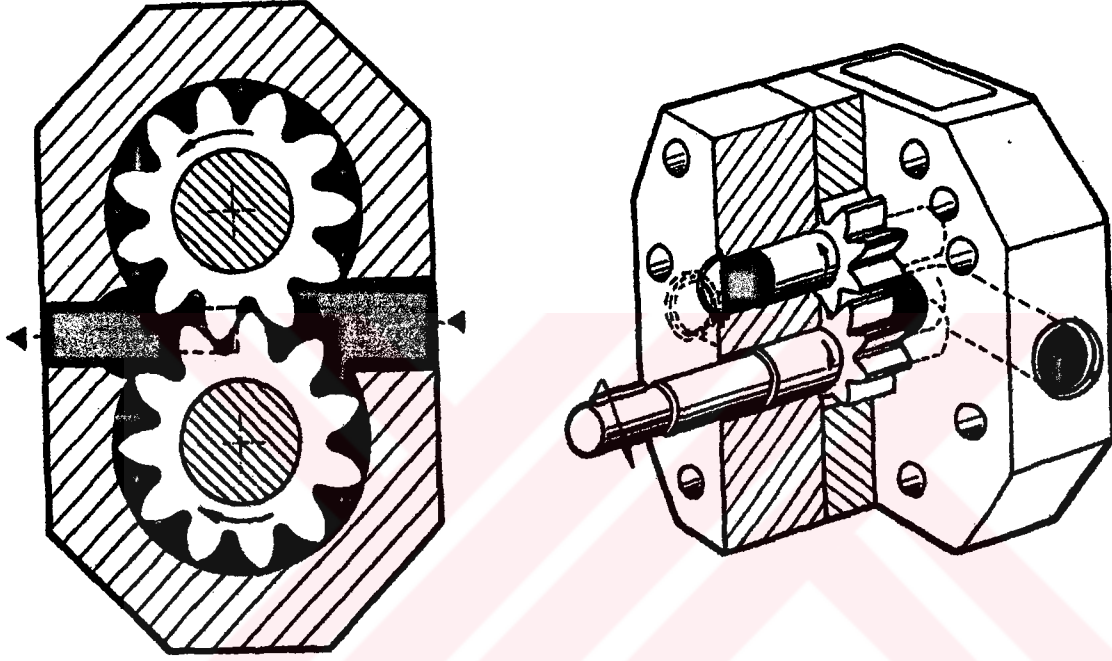
#### 5.1.1 Dişli Pompalar

Dişli pompalar birbirleriyle çalışan genellikle düz dişli şekilde olan pompalardır. Dişlilerden birisi elektrik motorunun mili ile kavramayla bağlıdır. Elektrik motoru dairesel hareket ettiğinde dişlilerden birisi dönmeye başlar, bu sırada beraber çalıştıkları ikinci dişliyi de döndürür. Bu sırada vakum yaparak depodaki yağı emer ve diş boşluklarına doldurur. Dişli döndükçe diş boşluğuna aldığı taşır emiş hattından basınç hattına döner.



Şekil 5.2 Dişli pompa

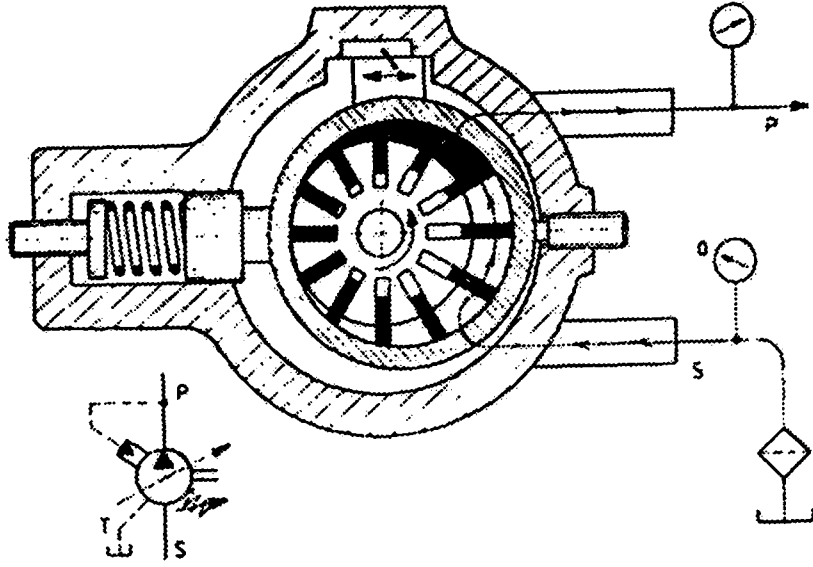
Şekil 5.2 de görüldüğü gibi depoda bulunan akışkan vakum yaparak dış boşluklarına doldurulur, pompa mili döndükçe dış üstü ile gövdenin içi arasında boşluk olmadığı için içeriye aldığı akışkanı sağ taraftaki basınç bölgesine getirir boşaltır. Pompa mili döndükçe bu işlem eder ve depodan aldığı yağı sisteme basar. Birim zamanda basılan yağın miktarı yani pompanın debisi, diş yüksekliklerine ve dişlinin genişliğine bağlıdır.



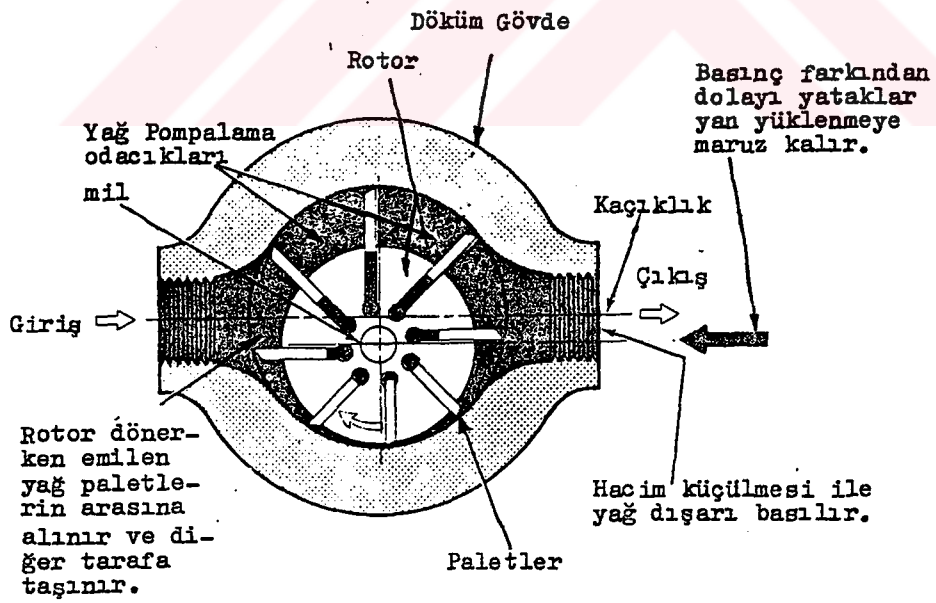
Şekil 5.3 Dıştan dişli pompa

### 5.1.2 Paletli Pompalar

Paletli pompalar hidrolik devrelerde çok rastlanan bir pompa tipidir. 100 –200 bar civarında basınçlı akışkanı sisteme basan ortada dönen bir rotor ve bunun içinde döndüğü gövdeden meydana gelir. Rotorun içinde açılmış olan kendi kanallarında içeri dışarı hareket edebilen kanatlar vardır. Rotorun gövde eksenine ile arasındaki kaçıklık azaldıkça da pompanın debisi azalır. Sabit iletimli - sabit debili - olduğu gibi değişken debili olarak da üretilen bu pompalarda rotorun eksni kaçıklığı bir vida ile ayarlanabilir. (Şekil 5.4 )



Şekil 5.4 Rotorun eksen kaçıklığı ayarlanabilen değişken debili paletli pompa

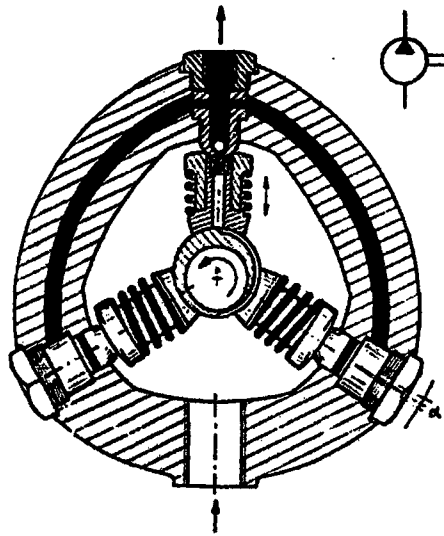


Şekil 5. 5 Paletli pompa

### 5.1.3 Pistonlu Pompalar

Hidrolik sistemde yüksek basıncın gerektiği şartlarda pistonlu pompalar kullanılır. 250-350-450-700 ve 900 bar basıncında akışkanı basan pompalar bugün endüstride çok kullanılmaktadır. Pistonlu pompalar değişik tiplerde yapılırlar. Eğik plakalı, Eğik bloklu ve Radyal pistonlu pompalar en çok görülen çeşitleridir. Pistonlar geri çekildikleri zaman emiş yaparlar, emdikleri yağın miktarı pistonların çapına ve pistonun geriye gelme miktarına -kurs- bağlı olarak değişir. Pistonlar ileri harekette de içeriye aldıkları yağı basarlar. Çevrede bulunan küçük çaplı pistonlar çok ince işlenmiş yataklarında hareket eden temizliğe dikkat edilmediği ve filtreleme iyi olmadığı zaman aşınma fazla olur ve pompa artık görevini yapamaz hale gelir. Ayrıca pistonlu pompalar ilk harekete başlamadan önce pompanın içi yağla tamamen doldurulmuş olmalıdır.

Eğik plakalı pistonlu pompalarda pistonlar eğiklik açısı en fazla  $18^\circ$  olan bir plakayla mafsalıdır. Mil dönmeye başladığı zaman açının meydana getirdiği özel durum nedeniyle üzerindeki pistonlar ileri geri hareket etmeye başlarlar. Plakanın eğim açısı ayarlanabiliyorsa bu pompalar ayarlı, açı sabit olarak yapılmışsa bu pompaya sabit debili pompa denir. Plakanın eğiklik açısı arttırıldıkça pistonların kursu büyüyeceği için debi artar, açı küçüldükçe pistonların ileri geri kursu azalır ve debi de buna bağlı olarak azalır.

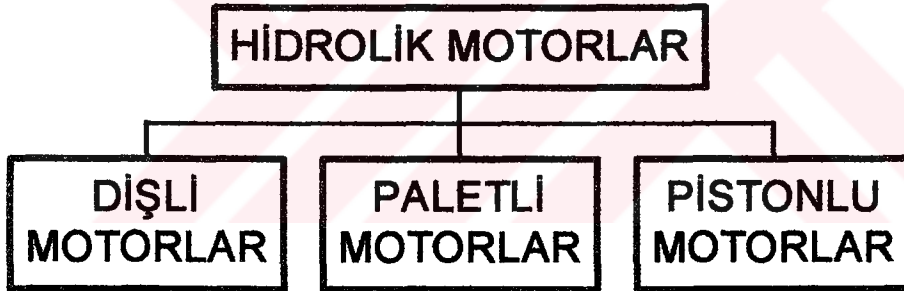


Şekil 5.6 Radyal pistonlu hidrolik pompa

## 5.2. Hidrolik Motorlar

Hidrolik sistemde basınçlı akışkanın hidrolik enerjisini dairesel harekete dönüştürmek için kullanılan elemanlara “Hidrolik Motorlar” denir. Hidrolik silindirlerle doğrusal hareket üretiliyordu. Hidrolik motorlarla yüksek basınçtaki akışkanları kullanarak yüksek döndürme momentleri üretilir. İş makinalarında, takım tezgahlarında, Demir çelik tesislerinde madencilikte ve her türlü taşıtlarda çok rahat bir şekilde kullanılmaktadır. Küçük bir hacimle büyük momentleri üretmek mümkün olmaktadır.

Hidrolik motorlarda kademesiz hız ayarı yapılabilir, kolay harekete geçer. Hareket devam ederken dairesel hareketin hızı azaltılıp yükseltilebilir. Hareket devam ederken dönüş yönü istenildiği zaman tersine çevrilebilir. Sistem çalışırken beklenmedik bir yük karşılaşılabilecek olursa durur, bekler ve aşırı yük ortadan kalkınca normal hareketine devam eder. Kullanıldığı yerde fazla hacim gerektirmediği için ekonomiktir ve imalatta estetik bir görünüm verir.



Şekil 5.7 Hidrolik motorlar

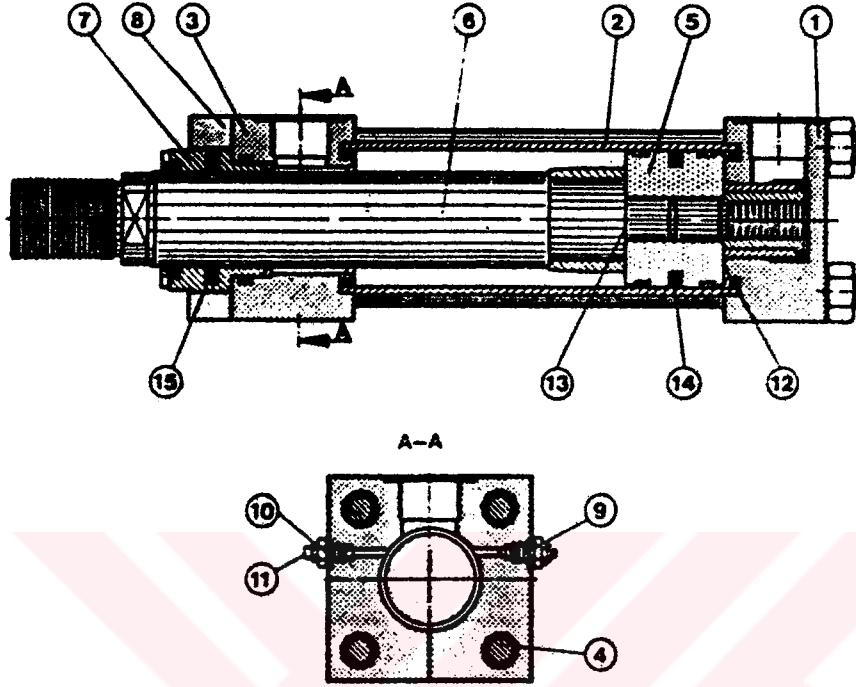
## 5.3 Hidrolik Silindirler

Hidrolik sistemde doğrusal hareket üretmek için kullanılan elemanlardır. Bunlara hidrolik alıcı da denir. Hidrolik enerjiyi mekanik enerjiye çevirirler. Tek etkili ve çift etkili olarak ifade edilen silindirlerin çok geniş bir uygulama alanı vardır.

**Tek Etkili Silindir:** Basınçlı akışkan silindirin tek yönünden girip pistonun tek bir yüzeyine etki ediyorsa bu tip silindirlere tek etkili silindirler denir. Tek etkili silindir yay dönüşlü veya yaysız olarak yapılırlar.

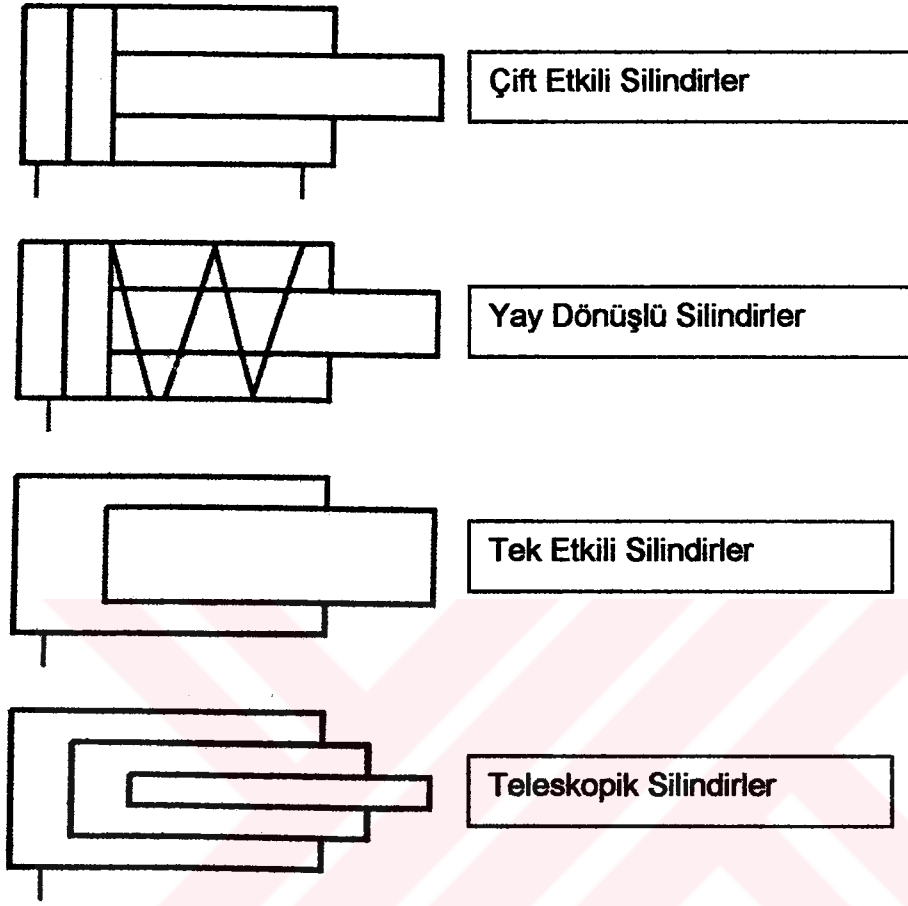


**Çift Etkili Silindir:** Basınçlı akışkan silindirin iki ayrı yerinden girip pistonun iki yüzeyine etki ederek ileri geri hareketleri akışkan gücü ile üreten silindirlerdir.



**Şekil 5.8** Çift etkili ve her iki tarafından ayarlı yatık silindir

1. Silindir kapağı
2. Silindir borusu
3. Silindir başlığı
4. Civata
5. Piston
6. Piston Kolu
7. Kılavuz burç
8. Bağlama flanşı
9. Akış kısma valfi
10. Çek valf
11. Yastıklama için ayar vidası
12. Piston yüzü
13. Piston kolu tarafı
14. Piston sızdırmazlık elemanı
15. Piston kolu sızdırmazlık elemanı



5.9 Hidrolik silindir tipleri

## 5.4 Hidrolik Sistemlerde Kullanılan Valfler

### 5.4.1 Yön Kontrol Valfleri

Yön kontrol valfleri, hidrolik sistemde basınçlı akışkanın istenilen tarafa gitmesini sağlayan ve yönlendiren valflerdir. Çok değişik şekillerde yapılan valflerin temel prensipleri akışkanı yönlendirmektedir. Ama bu yönlendirmeyi yaparken insan gücünü, elektrik sinyalini, mekanik araçları ve akışkan gücünü kullanabiliriz. Hidrolik devrede ne zaman ve nerede hangi kumanda şeklini kullanmak gerektiğini bilmek gerekir. Bunun için valfleri iyi tanımak

ve sistemi kurarken çalışma şartlarını dikkate alarak en uygun çözüm yollarını bulmak zorundayız.

Yön kontrol valflerini tanıtırken iki yollu ve iki konumlu valfleri ( 2/2) şeklinde, üç yollu ve iki konumlu valfleri (3/2), üç yollu ve üç konumlu valfleri (3/3) şeklinde, dört yollu ve iki konumlu valfleri (4/2) şeklinde dört yollu ve üç konumlu valfleri (4/3) şeklinde ifade ederiz.

$$\frac{2}{2} \Rightarrow \frac{\text{iki yollu}}{\text{iki konumlu}}$$

$$\frac{3}{3} \Rightarrow \frac{\text{Üç yollu}}{\text{Üç konumlu}}$$

$$\frac{3}{2} \Rightarrow \frac{\text{Üç yollu}}{\text{iki konumlu}}$$

$$\frac{4}{2} \Rightarrow \frac{\text{Dört yollu}}{\text{iki konumlu}}$$

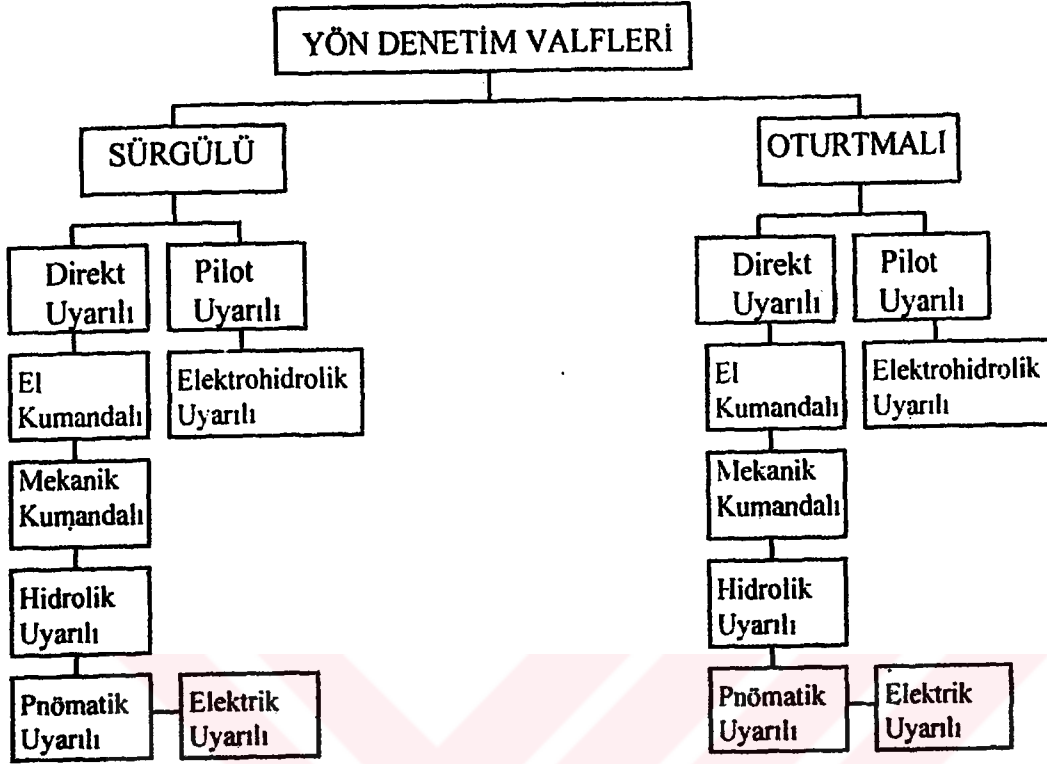
Valfleri tanıtırken yukarıdaki şekilde ifade etmek gerekir. Önce yol sayısını sonra da konum veya pozisyon sayısını söylemek gerekir.

Yön kontrol valflerinden bahsederken “Normalde Açık” ve “Normalde Kapalı” ifadeleri kullanılır. Bunları da kısaca şöyle açıklayabiliriz;

**Normalde Kapalı:** Bir valfe dışarıdan bir uyarı sinyali gelmediği durumda yani serbest halde iken, basınçlı akışkanın önü kapalı ise bu valfe normalde Kapalı Valf denir. Bu sırada valfin yaylarına dışarıdan bir etki yapılmadığı için sıkışmamıştır ve serbest haldedir.

**Normalde Açık Valf:** Bir valfe dışarıdan bir uyarı sinyali gelmediği zaman basınçlı akışkanın önü açık ise bu tip valflere Normalde Açık Valf denir. Bu sırada valfin yayları serbest haldedir. Ve dışarıdan bir kuvvet uygulanmamıştır.

Normalde Açık ve Normalde Kapalı ifadesi 2/2'lik valflerde, 3/2'lik valflerde kullanılır. Ayrıca basınç kontrol valflerinde mesela, emniyet valfi normalde kapalı bir valftir ve basınç düşürücü valf de normalde açık bir valftir.



Şekil 5.10 Yön kontrol valfleri

#### 5.4.2 Akış Kontrol Valfleri

Hidrolik sistemde akış kontrol valflerine hız ayar valfleri denir. Hidrolik silindire veya hidrolik motora giden akışkanın kesitine ayarlayarak ve bu elemanlara giden akışkanın miktarını arttırarak veya azaltarak hızlarını kontrol eder. Hidrolik alıcılara –hidrolik silindir ve hidrolik motorlara giden akışkanın miktarına- Debisine- (Q) , silindirin kesit alanına (A) ve pistonun hızına da (V) dersek, hız ile akış miktarı arasındaki ilişkiyi  $V = \frac{Q}{A}$  şeklinde yazarsak, silindire giden akışkanın miktarı arttırıldıkça piston hızının büyüyeceğini ve silindire giden akışkanın miktarını azalttıkça pistonun hızının azalacağını görmekteyiz. İşte bu nedenle akış kontrol valflerine “Hız Kontrol Valfleri” denmektedir.

Hidrolik pompa çalışırken sisteme belirli miktarda akışkan göndermektedir. Bu sırada akış hatlarında bulunan hız ayar valflerinin akışı kısması sonucu basınç yükselecektir. Basınç

emniyet valflerinin ayar değerine eriştiği zaman buradan geçerek yağ deposuna gider. Bu nedenle sistemde gereksiz yere akış kontrol valflerine kullanmamak gerekir.

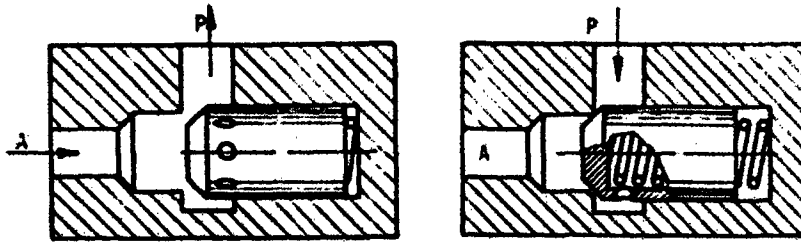
Akış kontrol sırasında akış hızına etki eden faktörler şunlardır:

- Akış kesintisi – valfin ayarlanan kesiti –  $\text{mm}^2$
- Akış kesintisinin şekli (dairesel, kare veya üçgen oluşu)
- Kesiti ayarlanan akış hattının boyu
- Akışkanın girişteki ve çıkıştaki basınç farkı
- Akışkanın viskozitesi (cst, sıcaklığa bağlı olarak)

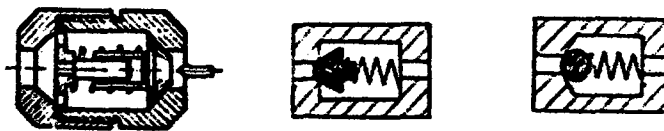
Hız ayar valfinin istenen fonksiyonları yerine getirmesi için yukarıda sayılan faktörleri dikkate almak gerekir.

### 5.4.3 Çekvalfler

Çek valfler akışkanın tek yönde hareket etmesini sağlayan elemanlardır. Yaylı veya yaysız olarak yapılırlar. Yaylı olanlarda akışkan yayı itecek değerde bir itme yaptığı zaman çek valf açılır ve akışkana yol verir. Bilyalı, konik parçalı ve benzeri şekillerde olabilirler. Önemli olan akışkanın tek yönden geçmesini önlemek ve serbest yönden geldiği zamanda akışın önünü açmaktır.

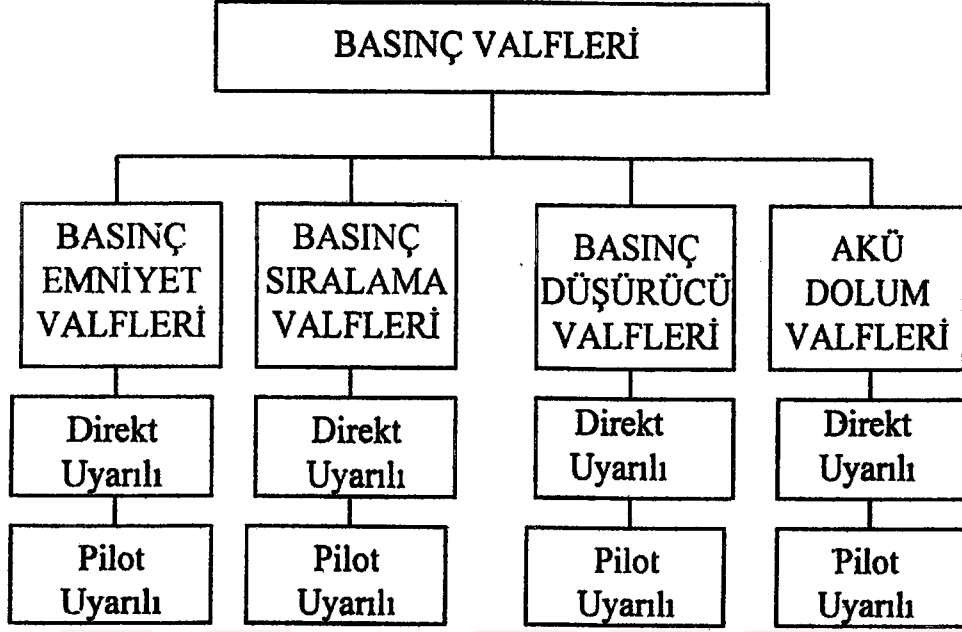


Yaylı çek valflerin iki ayrı durumu görülüyor (A). Akışkan soldan geldiği zaman (P)' ye geçiyor (B). Akışkan (P)' den geldiğinde geçemiyor.



Şekil 5.11 Çek valf tipleri

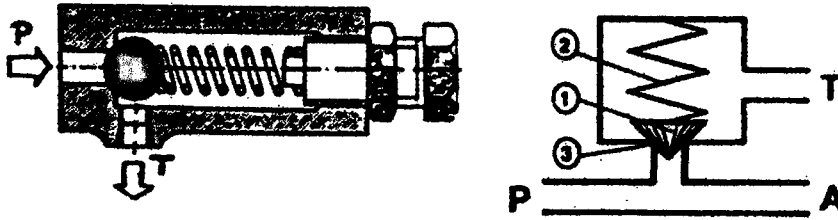
#### 5.4.4 Basınç Kontrol Valfleri



Şekil 5.12 Basınç Kontrol Valfleri

##### 5.4.4.1 Basınç Emniyet Valfi

Bütün emniyet sistemlerinde mutlaka bulunması gereken bir basınç valfi çeşididir. Hidrolik Pompadan çıkan akışkanın belirli basınçta olmasını sağlamak ve sistemin ihtiyacı olan basınçta akışkanı devreye sokmak için kullanılır. Bunlar normalde kapalı valflerdir. Yani akışkanın basıncı ancak belirli bir basıncın üzerine çıktığı zaman açılırlar ve normal zamanda kapalıdır. Açıldıklarında akışkanı kısa devre yaparak yağ haznesine gönderirler.



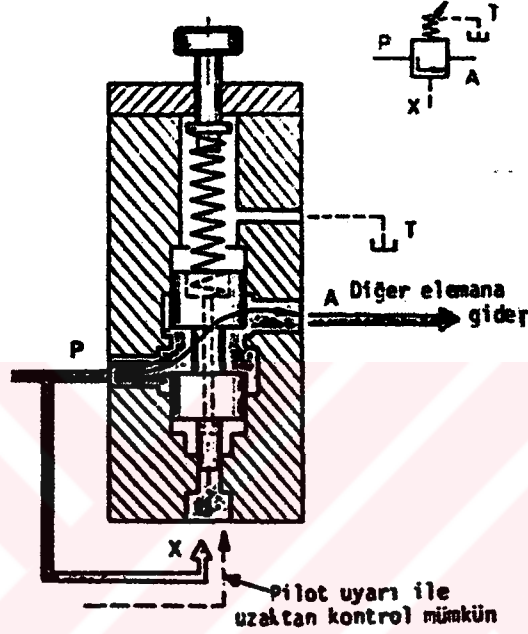
Şekil 5.13 Basınç emniyet valfleri

Basınç emniyet valfinin iki ayrı tipi, (A). Basıncı ayarlanabilen emniyet valfi, (B).

Sabit basınca ayarlanmış emniyet valfi.

#### 5.4.4.2 Basınç Sıralama Valfi

Basınç sıralama valfi hidrolik devrede birden fazla silindir veya eleman belirli zamanda devreye girecekse, ilgili elemanın girişine bir basınç sıralama valfi koyarak bu işlemin yapılması sağlanır. Birden fazla silindir sırayla devreye girecekse önce biri daha sonra da ikincisi devreye girecekse bu sıralamayı sağlamak için basınç sıralama valfleri kullanılır.

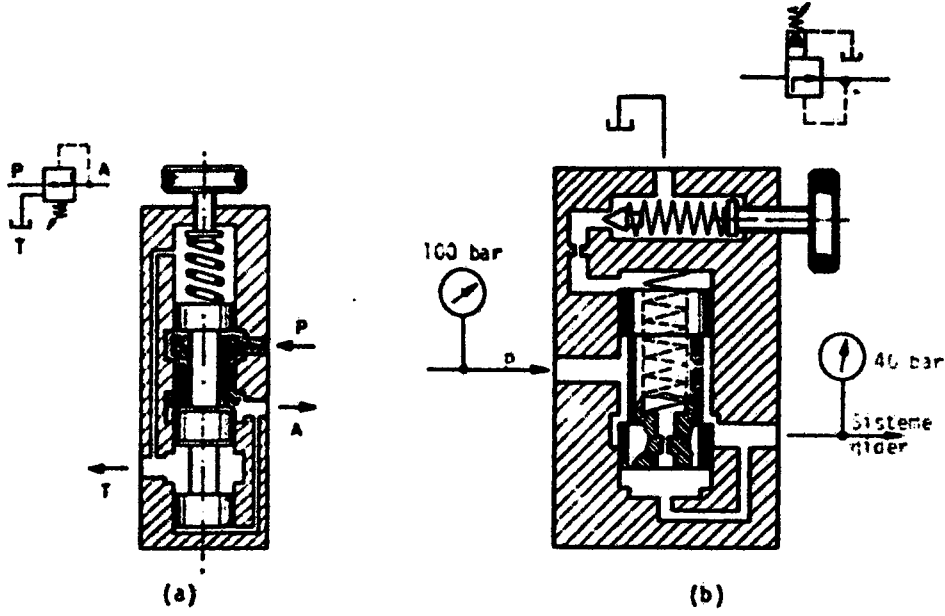


Şekil 5.14 Basınç sıralama valfi

Basınç sıralama valfinin istenen basınç değerlerine ayarlanması için üstteki vida kullanılır. Soldan gelen (P) basıncındaki akışkan ortadaki pistonu yaya karşı yukarı itmeye itmeye çalışır. Normalde kapalı olduğu için akışkan geçemez. Ancak basınç yayı itecek değerde olursa pistonu yukarıya iter ve akışkan sağda bulunan ikinci elemana gider. Şekilde alttan gönderilecek (x) pilot hattıyla da valfin görev yapabileceği ifade edilmektedir.

#### 5.4.4.3 Basınç Düşürücü Valfler

Basınç düşürücü valfler normalde açık valflerdir. Birden fazla eleman tek bir pompadan besleniyor ve farklı basınçlarda çalışmaları gerekiyorsa, daha düşük basınçta çalışacak olanın girişine bir basınç düşürücü valf yerleştirilir.



Şekil 5.15 Basınç düşürücü valfler

(a). Doğrudan etkili basınç düşürücü valf kesiti (b). Pilot uyarılı basınç düşürücü basınç kesidi.

### 5.5 Hidrolik Akümülatörler

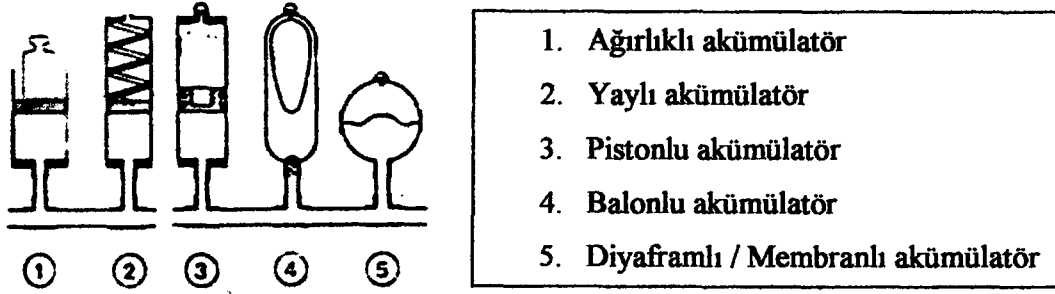
Hidrolik akümülatörler devrede gerektiğinde kullanılmak üzere basınçlı akışkan- hidrolik enerjiyi- depo eden ve ihtiyaç anında devreye hemen sokan bir elemandır. Hidrolik sistemde bazı hallerde belirli işlemleri yaparken daha fazla akışkana ihtiyaç duyulur. Bu gibi şartlarda devrede ikinci bir pompa kullanmak yerine bir hidrolik akümülatör kullanmakla bu fazla akışkanı temin etmek mümkün olacaktır. Arada sırada gerekli olan ilave akışkanı temin etmek için ikinci bir hidrolik pompayı devrede bulundurmak ekonomik olmaz. Bunun yerine uygun kapasitede bir hidrolik akümülatör devreye ilave edilir.

Hidrolik akümülatörler içine azot gazı doldurulmuş bir çelik tüpten ibarettir. Azot gazının çelik tüp içinde depo edilmesi için bir lastik balon, bir diyafram ve bir piston kullanılır. Akümülatörlerin yaylı ve ağırlıklı diye isimlendirilen tipleri de vardır.

**Hidrolik Akümülatörlerin Çalışma Prensibi :** Hidrolik akümülatörün üst kısmından normal doldurma basıncında azot gazı uygun şekilde doldurulur. Azot gazının doldurma basıncı, kullanılan akümülatörün cinsine göre değişir. Azot gazının akümülatöre doldurulması sırasında basıncın maksimum çalışma basıncına oranı pistonlu akümülatörlerde 1/10 kadardır.

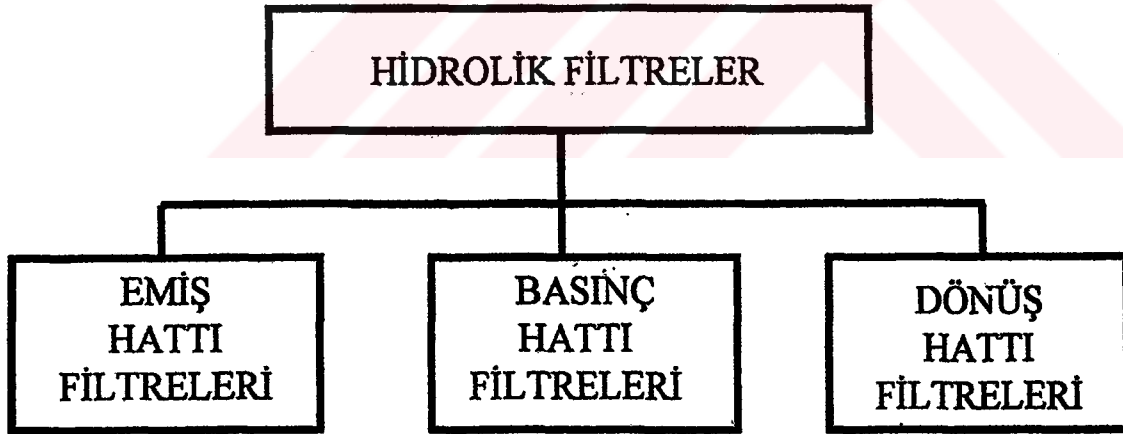


Diyafıramlı – Mambranlı – akümülatörlerde 1/10 kadar ve balonlu akümülatörlerde ise 1/4 kadar alınır. Mesela, en büyük çalışma basıncı 100 bar ise, kullanılacak olan balonlu akümülatöre doldurulacak azot gazının basıncının 25 bar olması uygun olacaktır.



Şekil 5.16 Akümülatör çeşitleri

## 5.6 Filtreler



Şekil 5.17 Filtre çeşitleri

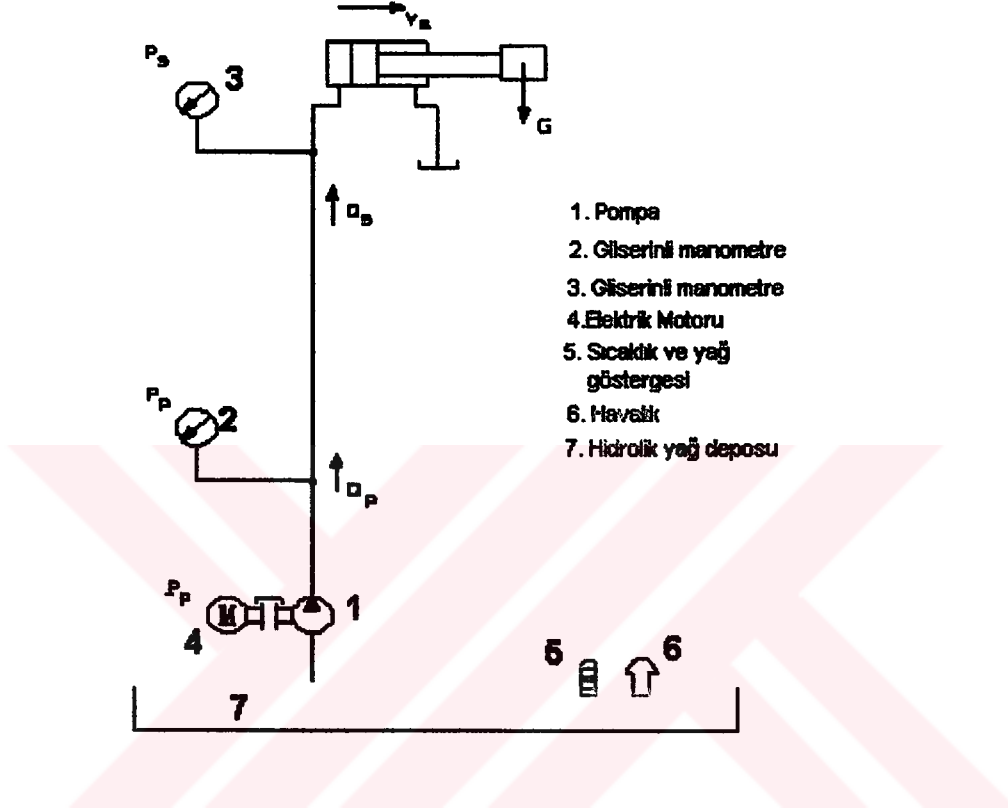
Hidrolik akışkanın içine karışan yabancı maddeleri, çalışma sırasında aşınan metal parçacıklarını ayırmak ve sisteme daha temiz akışkan göndermek amacıyla filtreler kullanılır. Kısaca hidrolik akışkanın temizliğini sağlamak için devreye takılır. Bunun yanında yabancı parçacıklar temizlenmediği ve uzaklaştırılmadığı zaman hassas devre elemanlarında tıkanmalara ve çok büyük problemlere yol açabileceği unutulmamalıdır.

Üretici firmalar hidrolik pompa ve motorlarda ve diğer elemanlarda müsaade edilen kirlilik derecelerine tablolarda mikron cinsinden belirtirler. Buradan kullanılacak filtrelerin süzme kapasiteleri ve seçilecek filtrenin özelliğini tespit etmek mümkün olur. Hidrolik Pompa ve motorlarda tavsiye edilen süzme hassasiyeti 10 mikrondur.

Filtrelerin gayesi, sistemde bulunabilecek küçük parçacıkların miktarını sisteme zarar vermeyecek dereceye indirmek ve böylece çalışan devre elemanlarının aşınmasını önlemek ve ömrünü uzatmaktır.



## 6. HİDROLİK SİSTEMLERDE ENERJİ KAYIPLARI VE ENERJİ KAYIPLARININ AZALTILMASI



Şekil 6.1 Hidrolik devre şeması

Şekil 6.1' de oluşturulan hidrolik devre şemasında en ideal hal söz konusudur.. Sabit debili bir pompa, debisini direkt olarak silindire göndermektedir. Silindirin iterek tahrik ettiği yük, silindirin piston tarafında  $p_s$  yük direncini (basıncını) oluşturmaktadır. Burada hiçbir zaman unutulmaması gereken bir nokta; basıncın etki-tepki prensibine göre oluşmasıdır. Yani yük direncinin yarattığı etkiye ( $p_s$  basıncı) tepki olarak pompa çıkışında oluşan basınç söz konusudur. Dolayısıyla direnç varsa basınç vardır.

Pompa tüm debisini silindire gönderdiği için

$$Q_P = Q_s$$

$$P_P = P_s$$

olmaktadır. (Burada borulardaki kayıplar ihmal edilmektedir.)

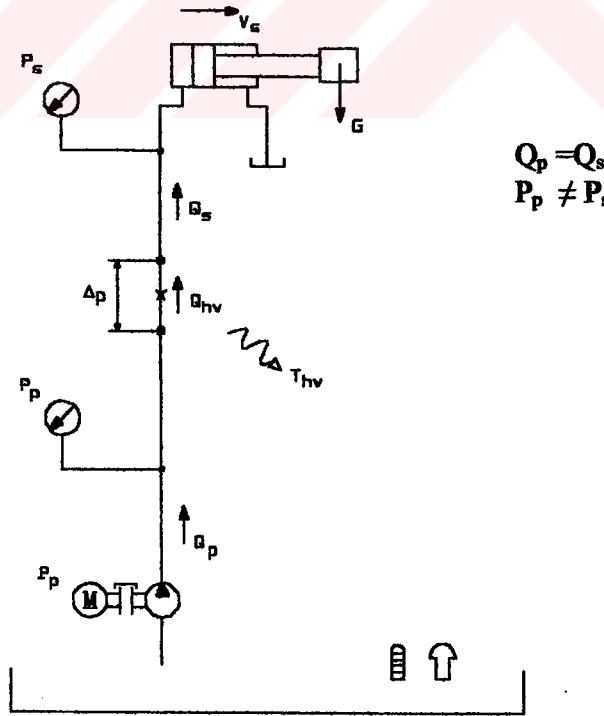
Bu durumda toplam güç kullanımını yazılırsa :

$$P_p = P_s = \frac{Q_s * p_s}{600 * \eta_v} = \frac{Q_p * p_p}{600 * \eta_v}$$

-----  
Kullanılan güç

Burada kayıp güç görüldüğü gibi hiç ortaya çıkmamaktadır. Pompanın elektrik motorundan çektiği güç herhangi bir kayba uğramadan sistemde aynen kullanılmaktadır. Bu ulaşılmak istenen en ideal haldir.

Sistem bu şekilde çalışırken Şekil 6.2' de görüldüğü gibi pompa ile silindir arasında, kesit daralmasını sağlayacak bir orifis yerleştirilsin. Burada orifisin yerleştirilmesindeki temel amaç, silindir hızının kontrol edilme ihtiyacıdır. Fakat; orifis çapı ne olursa olsun max. Debi değişmez. Akışkan hızı artar, silindir hızı aynıdır. Bu durumda sistem üzerinde meydana gelecek değişiklikler şu şekilde açıklanabilir.



Şekil 6.2 Hidrolik devre şeması

Eğer Şekil 6.2' de gösterilen devrede, basıncın yükselmesi durumu için gerekli önlemler alındıysa (yani pompa, boru ve devre elemanları oluşacak basınca mukavim, elektrik motoru da yüksek basıncın meydana getirdiği gücü karşılayabilecek özelliklere sahip); pompa da sabit debili bir pompa olduğu için, pompa tüm debisini gene silindire gönderecektir. Ama Şekil : 1'den farklı olarak, konulan orifiste bir basınç kaybı  $\Delta p$  oluşacaktır. Burada hidroliğin bir diğer temel prensibi hatırlanırsa ; Hidrolik sistemlerde, belirli bir kesitten belirli bir  $\Delta p$  basınç kaybında belirli bir debide yağ geçer. İşte burada hidrolik sistemlerin en büyük olgusu ve her zaman göz önüne alınması zorunlu olan bir  $\Delta p$  basınç kaybı kavramı ile karşılaşılıyor.

Akış olduğu sürece  $\Delta P$  vardır. Akışın bittiği anda  $\Delta P$  sıfır olur. Bir kesitten geçen yağ debisi  $\Delta P$  ve kesit ile doğru orantılıdır. Basıncın artması durumunda  $\Delta P$  basıncında artış gözlenir.

Örneğin:

$$P_s = 40 \text{ bar ise } Q = 5 \text{ lt/dak}$$

$$P_s = 70 \text{ bar ise } Q = 5 \text{ lt/dak}$$

olur. Debinin değişmediği görüldüğünde  $\Delta P$  basıncındaki artış sıcaklık artması olarak kendisini gösterecektir.

Pompa tüm debisini silindire; ancak, yük direncini ve orifiste oluşan  $\Delta p$  basınç kaybını yenebilirse gönderir. Burada da her türlü önlemin alındığı kabul edildiğine göre pompa tüm debisini silindire göndermektedir.

Yani,

$$Q_s = Q_p = Q_{hv}$$

ve

$$p_p = p_s + \Delta p$$

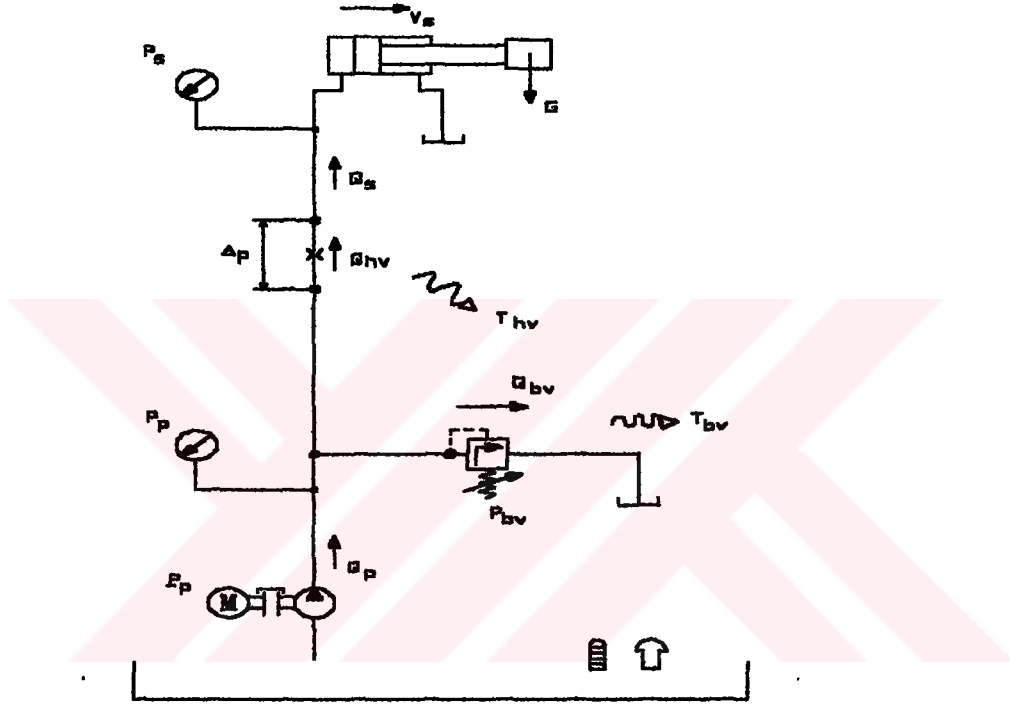
olmaktadır.

Toplam güç kaybı incelenirse:

$$P_p = P_s + P_{hv} = \frac{Q_s * p_s}{600 * \eta_v} + \frac{Q_{hv} * \Delta p}{600 * \eta_v}$$

$P_s$	$P_{hv}$
Kullanılan güç	Kayıp güç

Buradan da görüldüğü gibi, hidrolik sistemlerde kullanılan hız ayar valfleri kayıp güce, dolayısıyla da ısıya neden olmaktadır. Peki burada kesit küçültülmesine rağmen; pompa halen tüm debisini sisteme gönderiyorsa; hidrolik silindirde hız ayarı yapmak nasıl mümkün olacaktır ? Ayrıca pompa çıkış basıncının da kontrol altına alınması gerekiyor. Piston bir yere dayanınca direnç ve dolayısıyla basınç sonsuza gider. 100 lt/dak 'lık bir debiyi 1 mm kesitten geçirmek istediğimizde oluşacak  $\Delta P$ , 42000 bar değerindedir. İşte bu iki gereksinimden yola çıkarak, Şekil: 3'de görüldüğü gibi pompa çıkış hattına bir basınç emniyet valfi yerleştirilsin.



Şekil 6.3 Hidrolik devre şeması

Bu basınç emniyet valfinde, sistemde ihtiyaç duyulan basıncın bir miktar üstünde bir değer ayarlanıyor. Böylelikle hız ayar valfinde oluşan  $\Delta p$  basınç kaybı da kontrol altına alınmış oluyor. Bu durumda hız ayar valfindeki kesit değiştirilmediği sürece bu oluşan  $\Delta p$  basınç kaybına karşılık gelen debi hız ayar valfinden geçecektir. Geri kalan debi ise basınç emniyet valfinden, ayarlanan basınç değeri üzerinden depoya geri dönecektir.

İşte burada amaca ulaşılmış oldu. Artık hız ayar valfi üzerinden kesit değiştirmek sureti ile debi ayarı yapmak mümkün olacaktır. Bu durumda pompa debisininin bir kısmı hız ayar valfi üzerinden silindire geri kalan kısmı da basınç emniyet valfi üzerinden depoya gitmektedir.

Yani :

$$Q_p = Q_{hv} + Q_{bv}$$

$$Q_{hv} = Q_s$$

olduğu gözönüne alınırsa

$$Q_p = Q_s + Q_{bv}$$

ve

$$p_p = p_s + \Delta p = p_{bv}$$

olmaktadır.

Orifis yerleştirilmesiyle oluşan  $T_{HV}$  ve basınç emniyet valfi üzerinden geçen yağ debisinin oluşturduğu  $T_{BV}$  sistem üzerindeki istenilmeyen toplam ısı miktarını belirlemektedir.

$$T_T = T_{HV} + T_{BV}$$

Toplam güç kaybı incelenirse:

$$P_p = P_s + P_{hv} + P_{bv} = \frac{Q_s * p_s}{600 * \eta_v} + \frac{Q_{hv} * \Delta p}{600 * \eta_v} + \frac{Q_{bv} * p_p (p_{bv})}{600 * \eta_v}$$

$$\frac{P_s}{\text{Kullanılan güç}} \quad \frac{P_{hv} + P_{bv}}{\text{Toplam kayıp güç}}$$

ortaya çıkmaktadır.

Yukarıdaki bu formül incelendiğinde ise; hidrolik sistemlerde özellikle;

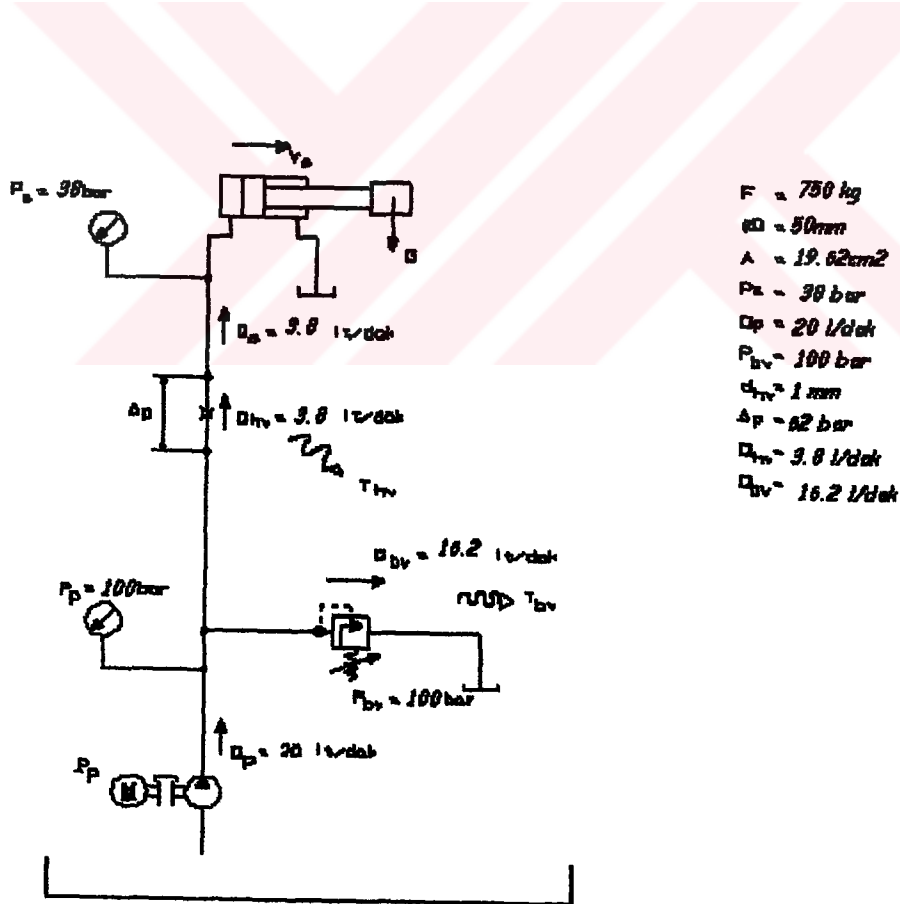
a) Hız ayar valfleri

b) Basınç emniyet valflerinin

kayıp güce, dolayısıyla ısıya sebep olduğu görülmektedir. Eğer; hız ayarı yapılan herhangi bir sistemde, hız ayar valfi ve basınç emniyet valfine elle bir temas sağlandığı takdirde bu valflerin diğer elemanlara göre çok daha fazla ısınmış olduğu derhal hissedilecektir.

Kullanılan güç ve kayıp güçlerin daha iyi bir anlam ifade edebilmesi için yukarıda sözü geçen formül aşağıda bir hidrolik sisteme uygulanmaktadır. Verilen örnekte bir takım tezgah uygulamasında kızak hareketi incelenmektedir.

Paletli pompaların çalışma aralığı 170 bara kadardır. Paletli pompalar takım tezgahlarında 100 bara kadar kullanılmaktadır.





$$P_P = P_s + P_{hv} + P_{bv} = \frac{3,8 * 38}{510} + \frac{3,8 * 62}{510} + \frac{16,2 * 125}{510} = 3,91 \text{ kW} = P_P$$


---

0,28 kW	0,46 kW	3,17 kW
% 7 * P <sub>P</sub>	% 12 * P <sub>P</sub>	% 81 * P <sub>P</sub>
Kullanılan güç	Hız ayar valfinde kayıp güç	Basınç emniyet valfinde kayıp güç

Hız ayar valfinde oluşan ısı kaybı:

$$T_{hv} = P_{hv} \times 0.860 = 0.46 \times 0.860 = 0.395 \text{ kcal/h}$$

Emniyet valfinde oluşan ısı kaybı:

$$T_{dv} = P_{dv} \times 0.860 = 3.17 \times 0.860 = 2.726 \text{ kcal/h}$$

Hız ayar valfi ve emniyet valfinde oluşan ısı kaybı; elektrik motorundan çekilen gücün bir bölümüdür. Ayrıca burada kullanılan yağ tankı (pompa debisinin dört katı) 80lt ve yağ sıcaklığının 2 saatte 20 C'den 70 C'ye çıktığı düşünülürse,

$$P_P = P_s + P_{hv} + P_{bv} = \frac{\Delta V * \rho * c}{t * 3600} = \frac{50 * 80 * 0.86 * 1.67}{2 * 3600} = 0.79 \text{ kW/h} = 0.697 \text{ kcal/h}$$

kapasitesinde soğutucu kullanılmalıdır.

**Matematiksel modelleme metodu ile:**

Kuvvet:750

Silindir Çapı:50

Pompa Debisi:20

Pompa Çıkış Basıncı:100

Orifis Çapı: 1

Yağ Sıcaklık Farkı:50

Sistem Çalışma Süresi:2

A =  
19.6350ps =  
38.1972phv =  
61.8028Qhv =  
3.8216Vs =  
32.4383Ps =  
0.2862Phv =  
0.4631Pbv =  
3.1722Pp =  
3.9216YuzdePs =  
0.0730YuzdePhv =  
0.1181YuzdePbv =  
0.8089Thv =  
0.3983Tbv =  
2.7281Pv =  
0.6862

Bu formülde ortaya çıkan sonuçlar incelenecek olursa; en fazla güç kullanımının basınç emniyet valfinden geçen debinin oluşturduğu görülmektedir. Arkasından da hız ayar valfinden geçen debinin oluşturduğu güç kaybı gelmektedir. Verilen örnekte pompanın elektrik motorundan çektiği güç 3,91kW iken, ihtiyaç duyulan güç kullanımı 0,28 kW, bu da toplam çekilen gücün sadece % 7'sini oluşturmaktadır. Ayrıca iki metod arasındaki farklılığın pompa güçleri arasında yaklaşık binde iki ,kayıp güçlerin pompa gücüne oranında ve soğutma gücünde ise yaklaşık yüzde bir olduğu düşünüldüğünde ihmal edilebilecek seviyede olduğu anlaşılmaktadır.

Dolayısıyla hidrolik sistemlerde;

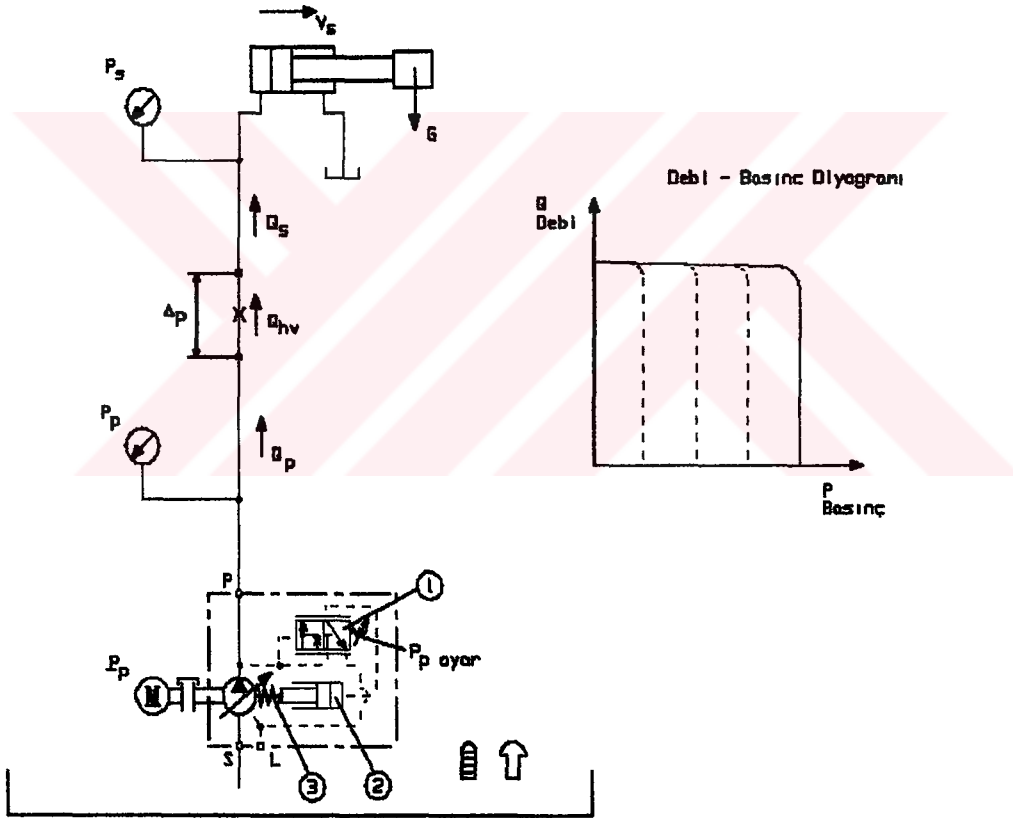
1. Basınç emniyet valfinden tanka yapılan boşaltmalarda
2. Hız ayar valflerinden yüksek basınç kayıplarında geçirilen debilerde

Önemli güç kayıpları meydana gelmektedir. Bu güç kayıpları da ısıya dönüşerek yağın ısınmasına neden olmakta, yağın ısınması yağın viskozitesinin azalmasına, viskozitenin azalması hidrolik elemanlardaki basınç kayıplarının artmasına, basınç kayıplarının artması da yukarıdaki örneklerde görüldüğü gibi güç kayıplarına neden olmaktadır.

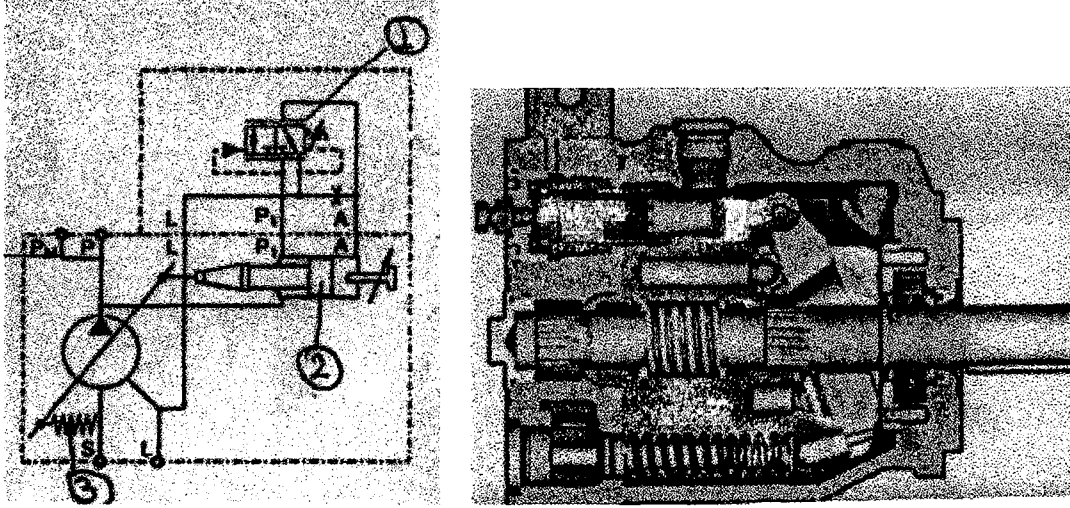
## 7. DEĞİŞKEN DEBİLİ POMPALAR

### 7.1 Basınç Duyarlı Değişken Debili Pompalar

İncelenen örnekte de görüldüğü gibi güç kayıplarının en önemli bölümü, basınç emniyet valflerinden boşalan debilerin oluşturduğu güç kayıpları idi. İşte hidrolik malzeme üreticisi firmalar senelerce bu güç kaybını azaltmak veya yok etmek için araştırmalar yaptılar. Burada dikkat edilecek diğer bir nokta sabit debili pompalarda kısma işlemi olmaz. Direnç değiştiğinde hızımız değişir. Sonunda, sistemlerde kullanılan basınç emniyet valflerini pompaların üzerine almaya karar verdiler.



Şekil 6.4 Hidrolik devre şeması



Şekil 6.5 Hidrolik devre şeması

Burada pompanın regülasyon yapısı incelendiği zaman 3 ana eleman göze çarpmaktadır.

1. Basınç ayarının yapıldığı servo valf
2. Pompanın deplasman açısını küçültmeye çalışan silindir.
3. Pompanın deplasman açısını büyültmeye çalışan yay

1 nolu servo valf, 3 yollu 2 konumlu basınç dengesiyle çalışan bir valftir. Bir tarafında ayarlanan basınç değeri, diğer tarafında ise pompa basıncı etkili olmaktadır. Dikkat edilirse; pompa çıkış basıncı ( $p_p$ ) ayarlanan basınç değerinden ( $p_{p \text{ ayar}}$ ) küçük olduğu sürece, silindirin arkası tanka bağlı, dolayısıyla 3 nolu yay max deplasman açısını oluşturmaktadır. Bu durumda da pompa max debisini sisteme göndermektedir.

Elektrik motoru çalıştırıldığında; Pompa max debisini sisteme göndermek isteyecektir. Fakat hız ayar valfindeki kesit daralmasından dolayı, pompanın çıkışındaki basınç artmaya başlayacaktır. Bu basınç aynı zamanda 1 nolu servo valfe de etki etmektedir. Artan basınç servo valfde ayarlanan  $p_{p \text{ ayar}}$  değerine ulaştığı zaman servo valf sürgüsü konum değiştirecek, değişen konumdan dolayı da 2 nolu silindire, pompa çıkış hattından basınçlı yağ gelecektir. Bu basınçlı yağ, silindiri hareket ettirerek pompanın deplasman açısını yani debisini azaltmaya başlayacaktır.

Peki debi azalması nereye kadar devam edecektir ? Bu debi azalması, pompanın gönderdiği debi, hız ayar valfinden geçen debiye eşit olduğu anda sona erecektir. Yalnız hız ayar valfinden geçen debinin; hız ayar valfinden oluşan basınç kaybı ve valfin kesitine bağlı olduğu unutulmamalıdır.

Özet olarak; basınç duyarlı pompalar, sistemin ihtiyaç duyduğu debiyi sisteme gönderirler. Bu regülasyonun gerçekleşebilmesi için pompanın çıkışındaki basıncın ayar basıncına ( $p_{p.ayar}$ ) ulaşması gerekmektedir. Yani

$$Q_p = Q_{hv} = Q_s$$

ve

$$p_p = p_s + \Delta p = p_{p.ayar}$$

olmaktadır.

Toplam güç kaybı incelenirse

$$P_p = P_s + P_{hv} = \frac{Q_s * p_s}{600 * \eta_v} + \frac{Q_{hv} * \Delta p}{600 * \eta_v}$$

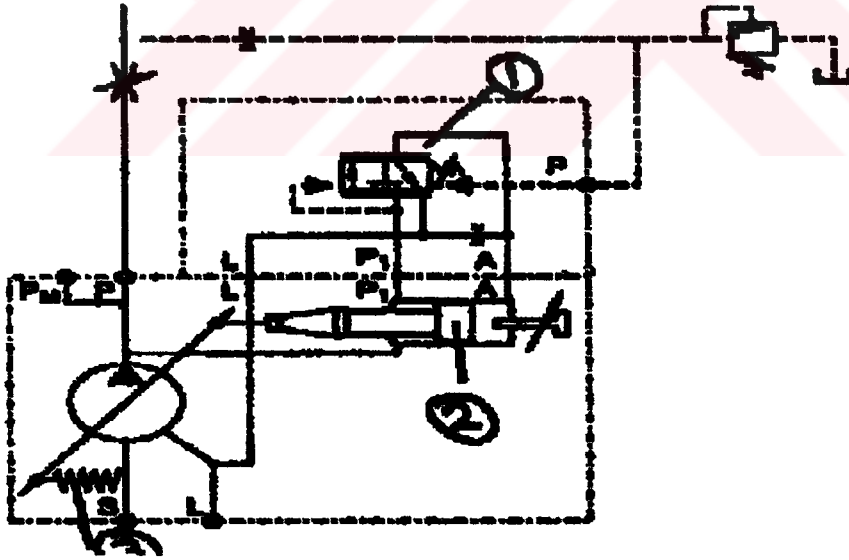
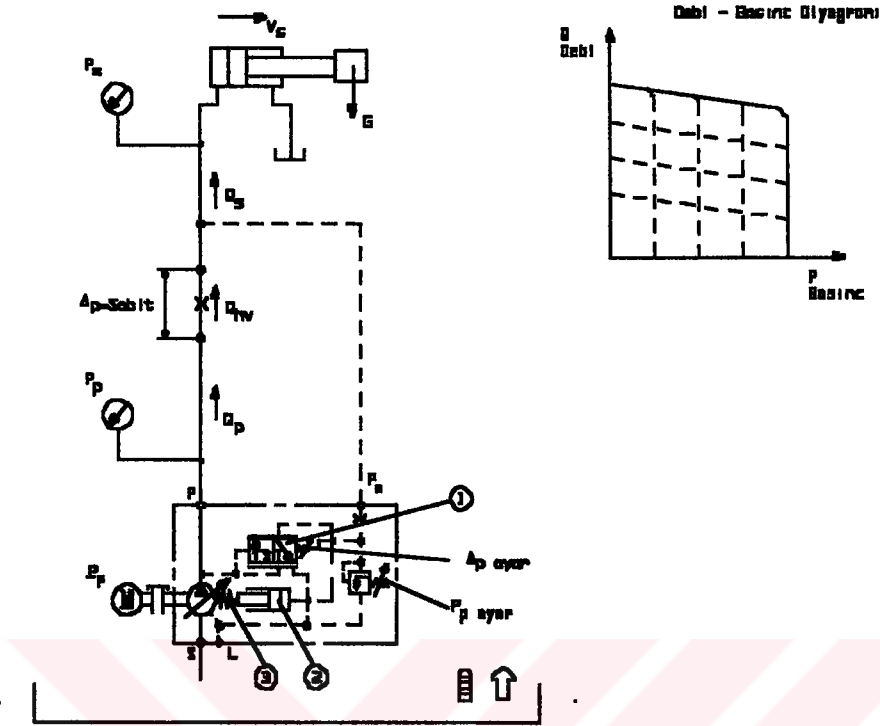
$$\frac{P_s}{P_s} \quad \frac{P_{hv}}{P_{hv}}$$

Kullanılan güç    Toplam kayıp güç

Yukarıdaki formül incelendiğinde; sabit debili pompalı sistemlerdeki, basınç emniyet valfinden basınç altında geçen debinin oluşturduğu güç kaybının ortadan kalktığı görülmektedir. İşte hidrolik sistemlerde basınç duyarlı pompaların kullanımıyla, en önemli güç kayıplarından biri bertaraf edilmiş olmaktadır. Basınç duyarlı pompalar regülasyon basıncına ulaşana kadar sabit debili pompa gibi çalışmaktadır. Değişken debili pompa uygulamalarında; basınç duyarlı pompalar kendilerine çok iyi bir yer edinmişlerdir.

## 7.2 Yük Duyarlı Değişken Debili Pompalar

Basınç duyarlı pompaların kullanımıyla, en büyük güç kaybı faktörü devre dışı bırakılmış oluyor. Ama hala sistemde,  $\Delta p$  basınç kaybından kaynaklanan güç kaybı durumunu muhafaza etmektedir. Bunun da en büyük sebebi; pompa, hız ayar valfinden sonra sistemde ne gibi basınç değişimleri olduğunu algılayamamaktadır. Bu da  $\Delta p$  basınç farkının, sistem basıncına bağlı olarak devamlı değişen bir seyir izlemesine neden olmaktadır. İşte hız ayar valfinden sonra, sistemde oluşan basınç değişimlerinin bir şekilde pompaya ulaştırılması gerekmektedir.



Şekil 6.6 Hidrolik devre şeması

Yük duyarlı pompalarda da, basınç duyarlı pompalarda kullanılan düzenek kullanılmaktadır. Yalnız buradaki fark; 1 nolu servo valfdeki basınç dengesi değişikliğidir. Servo valfin bir tarafında  $p_p$  pompa basıncı, diğer tarafında da  $p_s$  sistem basıncı ve  $\Delta p$  ayar değeri etkili olmaktadır.

Burada basınç dengesi kurulduğu zaman:

$$p_p = p_s + \Delta p_{\text{ayar}}$$

veya

$$p_p - p_s = \Delta p_{\text{ayar}}$$

oluşmaktadır.

$$\Delta p = p_p - p_s$$

olduğu da göz önünde bulundurulursa:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{ayar}}$$

ortaya çıkmaktadır.

Böylelikle; bir türlü kontrol altına alınamayan hız ayar valfindeki  $\Delta p$  basınç kaybı belli bir değere sabitlenmiş oluyor.

Burada da elektrik motoru çalıştırıldığında pompa max debisini sisteme göndermek isteyecektir. Fakat hız ayar valfindeki kesit daralmasından dolayı, pompanın çıkışındaki basınç artmaya başlayacaktır. Bu basınç;  $p_s$  sistem basıncı ile  $\Delta p$  ayar değerinin toplamına ulaştığı zaman, 1 nolu servo valf sürgüsü konum değiştirecek, değişen konumdan dolayı da 2 nolu silindire basınçlı yağ gelmeye başlayacaktır. Bu basınçlı yağ, silindiri hareket ettirerek pompanın deplasman açısını yani debisini azaltmaya başlayacaktır. Bu debi azalması, basınç duyarlı pompalarda olduğu gibi; pompanın gönderdiği debi, hız ayar valfinden  $\Delta p_{\text{ayar}}$  değerinde geçen debiye eşit olana kadar devam edecektir. Yük duyarlı sistemlerde ya sistem çıkışına emniyet valfi yerleştirilmesi ya da yük duyarlı ile basınç duyarlı birlikte çalışmamalıdır. Pompa, hareket sırasında yük duyarlı, hareket sonucunda basıncaduyarlı bir karakteristik izlemelidir.

Yük duyarlı pompalarda kullanılan kısma valfinden sonra alınan uyarı hattı ortadan kaldırıldığı takdirde, pompa basınç duyarlı olarak çalışır.



Özet olarak; yük duyarlı pompalar, sistemin ihtiyaç duyduğu debiyi önceden belirlenmiş ve sabitlenmiş bir basınç kaybında sisteme gönderirler. Yani

$$Q_p = Q_{hv} = Q_s$$

ve

$$p_p = p_s + \Delta p = p_s + \Delta p_{ayar}$$

olmaktadır.

Toplam güç kaybı incelenirse

$$P_p = P_s + P_{hv} = \frac{Q_s * p_s}{600 * \eta_v} + \frac{Q_{hv} * \Delta p_{ayar}}{600 * \eta_v}$$

$$\frac{\quad}{P_s} \quad \frac{\quad}{P_{hv}}$$

Kullanılan güç      Toplam kayıp güç

Burada da bir kayıp güç gözükmesine rağmen, bu kontrol altına alınmış ve sabitlenmiş bir  $\Delta p$  basınç kaybına bağlı olduğu için ihmal edilebilecek mertebelerde kalmaktadır.

## 8. SONUÇ

Hidrolik sistemlerde güç kayıplarının neden olduğu iki türlü maliyet söz konusudur.. Birincisi; güç kayıpları ortaya çıktığı zaman direkt elektrik motorundan çekilen fazla güç, ikincisi de; bu kayıp güçlerin sonucunda ortaya çıkan ısıyı soğutmak için harcanan güç, Buradan da; ortaya çıkan güç kayıplarının ne kadar önemli olduğu açıkça anlaşılabilir.

Büyük basınç değişimlerinin olduğu ve farklı debilere ihtiyaç duyulan sistemlerde yük duyarlı değişken debili pompaların;

Büyük basınç değişimlerinin olmadığı, fakat farklı debilere ihtiyaç duyulan sistemlerde de basınç duyarlı değişken debili pompaların, kullanılması önemli miktarlarda enerji tasarrufu sağlanmasına katkıda bulunacaktır.



**KAYNAKLAR**

Arnold, K., Verlag,(1997), "Pneumatik und Hydraulik in der Geschhichte der energietechnik", W.Germany.

Bosch,(1996), "Hydraulic Information and Data".Part 1,W.Germany.

Parker Hannifin,(1999), "Fluid Power Design Engineers Handbook",Cleveland,Ohio.

Rexroth,(1998), "The Hydraulics Trainer", W.Germany.

Karacan, İ.,(1988), "Endüstriyel Hidrolik", Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, Matbaası, Ankara.

Özcan,F.,(1982), "Hidrolik Akışkan Gücü", Mert Teknik A.Ş. Eğitim Yayınları, İstanbul.

**EKLER****Ek 1 Gerekli Formül Listesi**

Silindir piston alanı :

$$A_s = \frac{\Pi * D_s^2}{400}$$

Silindir ilerleme hızı:

$$v_s = \frac{500 * Q_s}{3 * A_s}$$

Elektrik motorunun çektiği güç

$$P = \frac{Q_p * p_p}{600 * \eta_v}$$

Hız ayar valfinden geçen debi

$$Q_{hv} = \frac{d_{hv}^2 * [ (0,7 * (\Delta p_{hv})^{0,5} ]}{1,44}$$

Oluşan ısı

$$T_{hv} = P_{hv} * 860$$

Elde edilen kuvvet

$$F = A_s * p_s$$

Hidrolik tank soğutma gücü :

$$P_v = \frac{\Delta T * V * \rho * c}{t * 3600}$$

**Ek 2 Kayıp Güç ve Isıların Matematiksel Modellemesi**

```
% Sistem Verileri

clc

Amenu=0;

while(Amenu<9)

Amenu=menu('SABİT DEBİLİ POMPALARDA ENERJİ KAYIPLARI','Kuvvet'...

,'Silindir Çapı','Pompa Debisi'...

,'Pompa Çıkış Basıncı','Hız Ayar Valfi Kesit(Orifis) Çapı

','Yağ Sıcaklık Farkı'...

,'Sistem Çalışma Süresi','Çıkış','Başla');

switch Amenu

case 1 , F=input('Kuvvet:');

case 2 , Ds=input('Silindir Çapı:');

case 3 , Qp=input('Pompa Debisi:');

case 4 , pp=input('Pompa Çıkış Basıncı:');

case 5 , dhv=input('Orifis Çapı:');

case 6 , DeltaT=input('Yağ Sıcaklık Farkı:');

case 7 , t=input('Sistem Çalışma Süresi:');

case 8 , break;

end

end
```

$F = 750$  ; % kg  
 $D_s = 50$  ; % mm  
 $Q_p = 20$  ; % l/dak  
 $p_p = 100$ ; % bar  
 $d_{hv} = 1$ ; % mm  
 $\Delta T = 50$  ; % K  
 $t = 2$ ; % h

$A = (\pi \cdot D_s^2) / 400$  % cm<sup>2</sup> Alan

$p_s = F/A$  % bar Sistem basıncı

$p_{hv} = p_p - p_s$  % bar Hız ayar valfinde oluşan güç kaybı

$Q_{hv} = (d_{hv}^2 \cdot (0.7 \cdot \sqrt{p_{hv}})) / 1.44$  % l/dak Hız ayar valfinden geçen debi

$Q_s = Q_{hv}$ , % l/dak Sistem debisi

$V_s = 500 \cdot Q_s / (3 \cdot A)$  % mm/sn Silindir ilerleme hızı

$Q_{bv} = Q_p - Q_s$ ; % l/dak Basınç emniyet valfinden geçen debi

$p_{bv} = p_p$ ; % bar Basınç emniyet valfi basınç ayar değeri

$P_s = p_s \cdot Q_s / 510$  % kW/h Sistemde kullanılan güç

$P_{hv} = p_{hv} \cdot Q_{hv} / 510$  % kW/h Hız ayar valfindeki kayıp güç

$P_{bv} = p_{bv} \cdot Q_{bv} / 510$  % kW/h Basınç emniyet valfindeki kayıp güç

$P_p = P_s + P_{hv} + P_{bv}$  % kW/h Pompanın elektrik motorundan çektiği güç

$Y_{zdeP_s} = P_s / P_p$  % Kullanılan güç yüzdesi

$Y_{zdeP_{hv}} = P_{hv} / P_p$  % Hız ayar valfindeki kayıp güç yüzdesi

$Y_{zdeP_{bv}} = P_{bv} / P_p$  % Basınç emniyet valfindeki kayıp güç yüzdesi

$T_{hv} = P_{hv} \cdot 0.860$  % kcal/h Hız ayar valfinde oluşan ısı kaybı

$T_{bv} = P_{bv} \cdot 0.860$  % kcal/h Basınç emniyet valfinde oluşan ısı kaybı

$V = Q_p \cdot 4$ ; % l Hidrolik yağ tankı hacmi

$g = 0.86$ ; % kg/dm<sup>3</sup> Hidrolik yağ yoğunluğu

$c = 1.67$ ; % kJ/kgK Özel ısı kapasitesi

$P_v = \Delta T \cdot V \cdot g \cdot c \cdot 0.860 / (t \cdot 3600)$  % kcal/h Gerekli hidrolik yağ soğutma gücü

Matematiksel modelleme veri diyagramı:

### SABİT DEBİLİ POMPALARDA ENERJİ KAYIPLARI

Kuvvet
Silindir Çapı
Pompa Debisi
Pompa Çıkış Basıncı
Hız Ayar Valfi Kesit(Difris) Çapı
Yağ Sıcaklık Farkı
Sistem Çalışma Süresi
Çıkış
Başla