

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TAŞITLARDA VE İŞ MAKİNALARINDA
KULLANILAN HİDROLİK SİSTEMLERİN
İNCELENMESİ**

T. 46921

Mak.Müh. Övün İŞİN

**F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim Dalında
hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç.Dr. Orhan DENİZ

İSTANBUL, 1995

İÇİNDEKİLER

Sayfa No.

GİRİŞ	1
1. HİDROLİK SİSTEMLERİN PRENSİPLERİ	3
1.1. Hidrolik Tahrik Sistemleri	3
1.1.1. Hidrodinamik Tahrik	4
1.1.2. Hidrostatik Tahrik	4
1.1.2.1. Açık Çevrim Hidrostatik Tahrik Sistemleri	5
1.1.2.2. Kapalı Çevrim Hidrostatik Tahrik Sistemleri	5
1.2. Hidrodinamikte Temel İlkeler	6
1.2.1. Sabit Kesitli Boru İçerisinde Akış	6
1.2.2. Süreklilik Denklemi	7
1.2.3. Bernoulli Denklemi	8
1.2.4. Enerji Kayıpları	9
1.2.4.1. Düz Boru Kayıpları	10
1.2.4.2. Lokal Kayıplar	12
1.3. Hidrostatikte Temel İlkeler	16
1.3.1. Hidrostatik Basınç	16
1.3.2. Dış Kuvvetlerin Oluşturduğu Basınç	16
2. HİDROLİK SİSTEMLERİN ANA ELEMANLARI	17
2.1. Hidrolik Pompalar ve Motorlar	17
2.1.1. İçten Dişli Pompalar	18
2.1.2. Dıştan Dişli Pompalar	18
2.1.3. Paletli Pompalar	19
2.1.4. Radyal Pistonlu Pompalar	21
2.1.5. Eksenel Pistonlu Pompalar	22
2.2. Hidrolik Silindirler	26
2.3. Valfler	28
2.3.1. Çek Valfler	28
2.3.1.1. Basit Çek Valf	29
2.3.1.2. Sızıntı Hatsız Ön Uyarılı Çek Valf	29
2.3.1.3. Sızıntı Hatlı Ön Uyarılı Çek Valf	30
2.3.2. Yön Kontrol Valfleri	30

2.3.2.1. Bilyalı Yön Kontrol Valfleri	30
2.3.2.2. Sürgülü Yön Kontrol Valfleri	31
2.3.3. Basınç Kontrol Valfleri	34
2.3.3.1. Direkt Uyarılı Basınç Kontrol Valfleri	34
2.3.3.2. Ön Uyarılı Basınç Kontrol Valfleri	35
2.3.4. Akış Kontrol Valfleri	35
2.3.4.1. Çek Valfsiz Akış Kontrol Valfi	36
2.3.4.2. Çek Valfli Akış Kontrol Valfi	36
3. HİDROLİK SİSTEM YAĞLARININ ÖZELLİKLERİ	38
3.1. Hidrolik Yağlardan Beklenen Özellikler	38
3.1.1. Oksidasyona Karşı Dayanım	38
3.1.2. Paslanmayı Önleyici Özellik	39
3.1.3. Köpüklenme	39
3.1.4. Isıl Genleşme	39
3.1.5. Akma, Yanma ve Alevlenme Noktası	39
3.1.6. Viskozite	40
3.2. Hidrolik Yağların Seçimi	40
4. OTOMOTİV ALANINDA HİDROLİK SİSTEM UYGULAMALARI	41
4.1. Hidrolik Kavramalar ve Tork Konverterler	41
4.1.1. Hidrolik Kavrama	42
4.1.2. Üç Elemanlı Tork Konverter	47
4.2. Otomatik Transmisyon	50
4.2.1. 3 İleri 1 Geri Otomatik Transmisyon	50
4.2.2. Hidrolik Kontrol Sistemi Elemanları ve Yağ Akışı	55
4.3. Hidrolik Güç Takviyeli Direksiyon Sistemi	65
4.3.1. Kremayerli Hidrolik Direksiyon	65
4.3.2. Bilyalı Hidrolik Pompa, Akış ve Basınç Kontrolü	70
4.4. İş Makinalarında Hidrolik Sistemler	72
4.4.1. Loderlerde Kullanılan Hidrolik Sistemler	72
4.4.1.1. Ana Hidrolik Pompa	74
4.4.1.2. Kepçe Doldurma - Boşaltma	75
4.4.1.3. Kepçe Kaldırma - İndirme	81
4.4.1.4. Hidrolik Devre Emniyet Valfi	88
4.4.1.5. Hidrolik Silindir Emniyet Valfleri	88
SONUÇ	90
KAYNAKLAR	
ÖZGEÇMİŞ	

TEŞEKKÜR

Çalışmam sırasında yakın ilgi ve yardımlarını esirgemeyen Makina Fakültesi Dekanı hocam Sayın Prof. İrfan YAVAŞLIOL, Dekan Yardımcısı hocam Sayın Doç.Dr. Orhan DENİZ ve Otomotiv Anabilim Dalımız Başkanı Sayın Prof.Dr. Raif DURAK ile diğer öğretim üyelerine ve araştırma görevlisi arkadaşlarıma her birine ayrı ayrı teşekkürlerimi sunarım.

Mak. Müh. Övün IŞIN

Ö Z E T

Bu çalışmada temel konu hidrolik güç iletimidir. Önce güç iletiminin avantajları ve dezavantajları diğer güç iletimi yöntemleri ile karşılaştırılmıştır. Hidrolik güç iletimi hidrodinamik ve hidrostatik tahrik olmak üzere iki kısma ayrılır. Her iki tahrik yönteminin de temel prensipleri ayrı ayrı incelenmiştir.

Diğer bir bölümde hidrolik sistem elemanları olan hidrolik pompalar, motorlar, silindirler ve valflerin işlevleri detaylı olarak anlatılmıştır.

Son bölümde ise hidrolik sistemlerin taşıtlar ve iş makinelerindeki uygulamaları verilmiştir.

S U M M A R Y

In this study main subject is hydraulic power transmission.

Firstly it was compared to other power transmission methods. Hydraulic power transmission has two sections. These sections are hydrodynamic and hydrostatic phenomena were examined.

In the other part functions of hydraulic pumps, motors, cylinders and valves were shown with details as components of hydraulic systems.

Last part includes applications of hydraulic systems. For this purpose working principle equipments of hydraulic systems in vehicles and loaders.

GİRİŞ

Hidrolik olarak güç iletimi giderek yaygınlaşan ve benimsenen bir konu haline gelmiştir. Çağımızın gereği olan mekanizasyon ve otomasyon, hidrolik güce ve hidrolik kumanda sistemlerine daha da büyük bir önem kazandırmıştır. Günümüzde modern ve büyük güç gerektiren makinaların bir çoğu kısmen ya da tamamen hidrolik ile kumanda edilir.

Hidrolik sistemlerin ayrıntısına inmeden önce bu sözcüğün ne anlam taşıdığını tanımlayalım :

"Hidrolik" Yunanca "hydro" sözcüğünden türetilmiş olup, "su" anlamına gelmektedir. Bu sözcükle su ile ilgili her türlü kural ve ilkeler anlaşılmaktadır. Günümüzde "hidrolik" akışkanlar aracılığıyla kuvvet ve hareketlerin iletimi ile kumandası anlamında kullanılmaktadır [1].

Enerji iletimi olanakları yönünden hidroliğin yanında mekanik , elektrik ve pnömatik gibi başka seçeneklerde olup, bunlardan herbirinin belirli bir uygulama alanı vardır.

Mekanikte dişli, mil ve krank mekanizmaları, elektrikte döner alanlı, doğrusal ve tork motorlar uygulanır. Pnömatik ise hidroliğe benzer olup, iletim maddesi olarak hava kullanılmaktadır.

Bazı hallerde bunlardan birini seçme durumu ile karşı karşıya kalınabilir. Hidroliğin seçimi ve uygulanabilmesi için birçok neden vardır. Hidroliği ön plana çıkaran nedenleri şöyle sıralayabiliriz :

Küçük hacimde büyük güçler elde edilir. Örneğin bir hidromotorda 1 kW 'lık bir güç elde etmek için gerekli ağırlık 0,5 kg'dır. Oysa bir elektrikmotorunda bu oran 6 kg/kW'a kadar çıkabilmektedir. Yani bir elektrik motorunda elde edilebilir güç talebindeki artış motorun boyutlarını arttırarak

karşılanabilir. Hidrolik sistemde ise gücün arttırılabilmesi için çalışma basıncının veya pompa debisinin arttırılması yeterlidir.

Özellikle iş makinalarında gerek hızlı hareketlere gerekse çok hassas yavaş hareketlere uygulanabilir.

Katıklarla birlikte sistem kendi kendini yağladığından ömrü uzundur.

Özellikle radyal pistonlu ve paletli pompalar kullanılıncı çok sessiz bir çalışma sağlanabilir.

Hız, moment, kaldırma kuvveti için kumanda ve ayarlar kademeler olarak gerçekleştirilebilir.

Güvenirliliği çoktur. Hidrolik sistemde devreye ilave edilecek basınç denetim valfleri sayesinde sistem basıncının önceden belirlenen bir değerin üzerine çıkması önlenir.

Kolay kontrol olanağı vardır.

İşletmedeki ekonomikliğinin yanında basit merkezi tahrik sistemi ile istenilen yerde mekanik enerji elde etmek mümkündür.

Sistemde ne kadar enerjiye ihtiyaç varsa o miktardaki enerji kullanılacağı için enerji tasarrufu sağlar.

Ani yön değişimine olanak tanır.

Hareket serbest durumda tam yük altında başlayabilir.

Bunların yanında hidroliğin sakıncalı tarafları ise şöyle sıralanabilir

[2] :

İklim şartlarından kolaylıkla etkilenir. Yağın sıcaklıkla viskozitesi azalır, incelenir, sızıntı ve basınç kaybı olur. Soğukta ise yağ koyulaşır ve pompanın emme kısmında kavitasyon meydana gelebilir.

İlk yatırım giderleri sanayii tesislerinde kullanılan sistemler için fazladır. Ancak sağladığı avantajlar gözönünde tutulunca hidrolik sistemlerin diğerlerine göre daha ekonomik olduğu sonucuna varılır.

Hidrolik yağın temizliği çok büyük önem taşır.

Senkronizasyon sorunu vardır. Örneğin iki eş silindirin bir yükü kaldırması durumunda yükün az geldiği silindir daha erken hareket eder.

Yüksek basınç altında çalışıldığından elemanların basınca dayanıklı olması gerekir. Bu ise maliyeti arttırır.

Basınç altındaki yağın boşluklardan sızması için etkili bir sızdırmazlığın sağlanması şarttır. Isınan yağın bir soğutucu ile soğutulması gerekir.

1. HİDROLİK SİSTEMLERİN PRENSİPLERİ

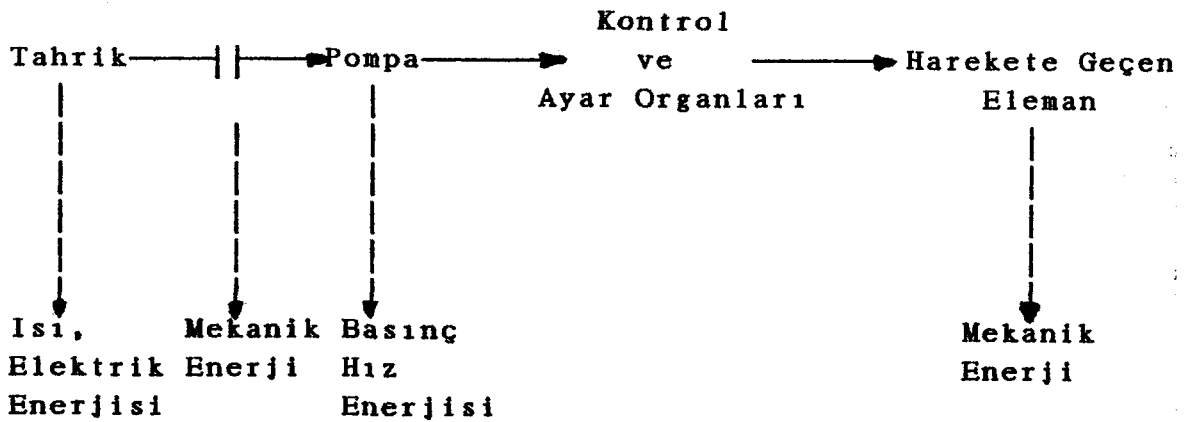
Hidrolik sistemler genel olarak iki grupta toplanırlar [2] :

- a) Sabit Hidrolik Sistemler
- b) Hareketli Hidrolik Sistemler

Sabit Hidrolik Sistemler; endüstriyel tesislerde kullanılan her türlü makinanın, presin, taşlama ve torna tezgahının hidrolik olan güç iletim mekanizmaları ile inşaat mühendisliğinde baraj kapakları ve köprülerin açma kapama sistemleri v.b. kapsar.

Hareketli Hidrolik Sistemler ise; inşaat ve hafriyat sektöründe kullanılan iş makinaları, vinçler, maden sektöründe kullanılan kırıcılar ve öğütücüler ile bunların hidrolik olan transmisyon sistemlerinden oluşmaktadır. Ayrıca uçaklarda kanat ve iniş takımlarının tahriki ile gemilerdeki dümen kontrolleri gibi hidroliğin özel uygulamaları da hareketli hidrolik sistemler grubuna dahil edilebilir [1,2].

1.1. Hidrolik Tahrik Sistemleri



Şekil 1.1. Hidrolik sistemlerde enerjinin çevrim şeması

Hidrolik sistemlerde enerjinin çevrim şeması yukarıdaki şekilde gösterilmiştir [1].

Bir elektrik motoru veya içten yanmalı bir motor tarafından tahrik edilen hidrolik pompa elektrik ya da ısı enerjisini basınç ve hız enerjisine dönüştürmektedir. Motorun hareketi hidrolik pompaya bir kavrama aracılığıyla mekanik olarak iletilmektedir. Pompadan alınan enerji kontrol ve ayar organları ile hidrolik silindir veya motora aktarılarak sistemde bulunan elemanlar harekete geçirilir. Böylece mekanik bir iş elde edilir.

Hidrolik pompanın tahriki sonucunda mekanik iş iki değişik şekilde elde edilebilir. O halde mekanik işin elde ediliş şekline göre hidrolik tahrik sistemlerini iki grup altında incelemek mümkündür. Bunlar hidrodinamik ve hidrostatik tahriktir [3].

1.1.1. Hidrodinamik Tahrik

Hidrodinamik tahrikin esası, hidrolik akışkanın bir pompa tarafından hızlandırılması ve oluşan kinetik enerjinin bir türbinin kanatçıklarında mekanik enerjiye dönüştürülmesidir. Yani bu tahrik şeklinde hareketli akışkanın mekaniği sözkonusudur. Akışkandaki kinetik enerji uzun mesafelere kayıpsız olarak iletilemediğinden bu tahrik şekli kısa mesafeler için kullanılır. Hidrolik kavrama ve tork konvertörler bu tahrik şekline örnek teşkil ederler [3].

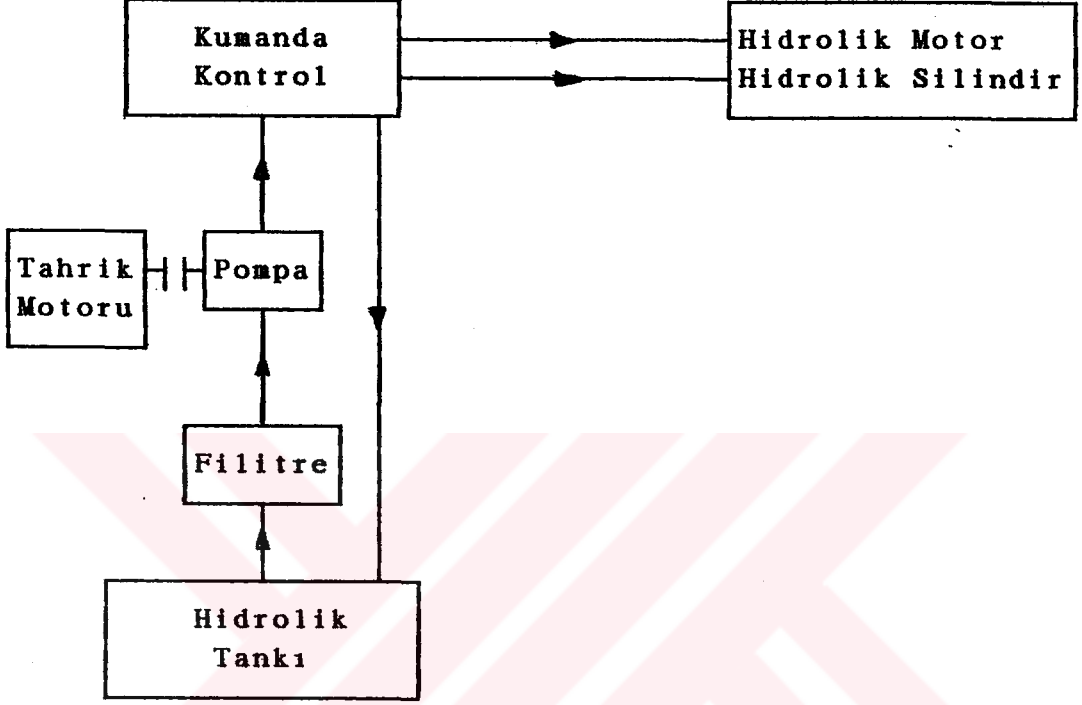
1.1.2. Hidrostatik Tahrik

Hidrostatik tahrikte bir pompanın hidrolik akışkana uyguladığı basınç enerjisi aktarma ve kontrol elemanları tarafından hidrolik motor ve hidrolik silindirlere iletilir. Bu elemanlarda akışkanın sahip olduğu basınç ve hız enerjisi mekanik enerjiye dönüştürülerek kullanılır. Şekil 1.1. hidrostatik tahrikle enerjinin çevrim şemasını göstermektedir. Hidrostatik tahrikte duran akışkanın mekaniği sözkonusudur.

Açık çevrim ve kapalı çevrim olmak üzere iki türlü hidrostatik tahrik şekli vardır.

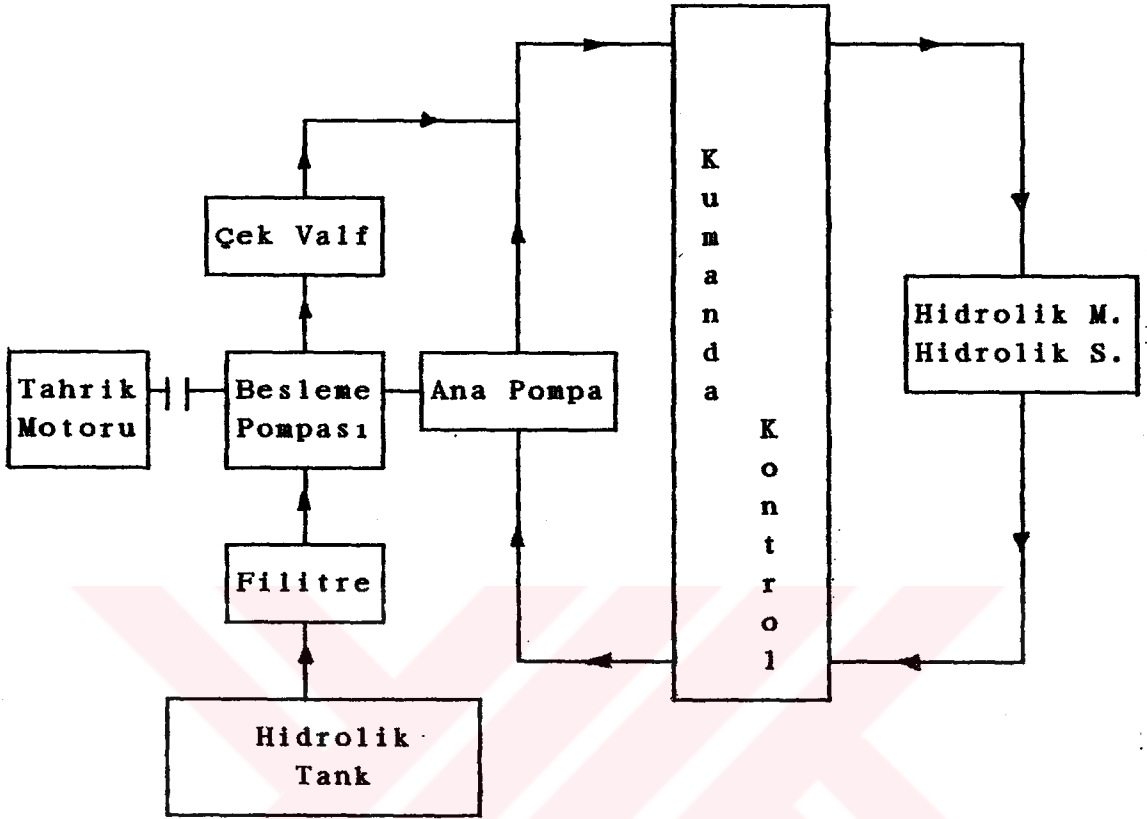
1.1.2.1. Açık Çevrim Hidrostatik Tahrik Sistemleri

Bu sistemde hidrolik akışkan bir tanktan pompa ile emilir ve sistemde dolaştıktan sonra tekrar tanka döner [3].



1.1.2.2. Kapalı Çevrim Hidrostatik Tahrik Sistemleri

Bu tahrik sisteminde hidrolik akışkan kapalı bir devre içerisinde sürekli kullanılır. Pompa çıkışında sisteme gönderilen hidrolik akışkan sistemde dolaştıktan sonra pompa girişine döner. Ancak sistemde çeşitli nedenlerle akışkan eksilirse bir besleme pompası eksilmeleri telefi eder.

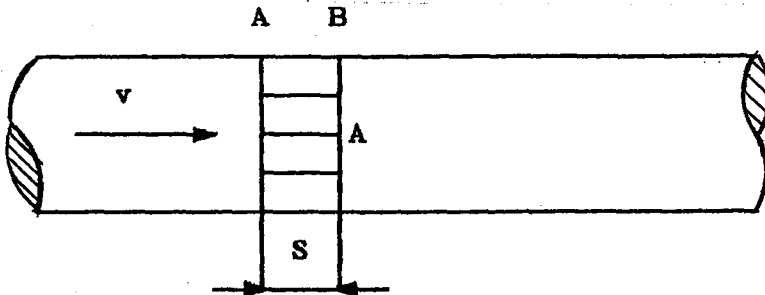


Şekil 1.3. Kapalı çevrim hidrostatik tahrik şeması

1.2. Hidrodinamikte Temel İlkeler

Daha öncede belirtildiği gibi hidrodinamik hareketli akışkanın mekaniği inceler. Bu bölümde hidrodinamiğin temel ilkeleri kısaca gözden geçirilecektir.

1.2.1. Sabit Kesitli Boru İçerisindeki Akış



Şekil 1.4. Sabit kesitli boru içerisindeki akış.

Sabit kesitli bir boru içerisinde geçen akışkanın birim zamandaki akış miktarı sabittir. Birim zamanda birim kesitten geçen akışkan miktarına debi adı verilir [4].

$$Q = \frac{V}{t} \quad 1.1$$

Q : Debi (l/d)

t : Birim Zaman (d)

$$V = A \cdot S \quad 1.2$$

A : Kesit alanı (dm²)

S : Akışkanın aldığı yol (dm)

1.2 ifadesini 1.1'de yerine yazarsak ;

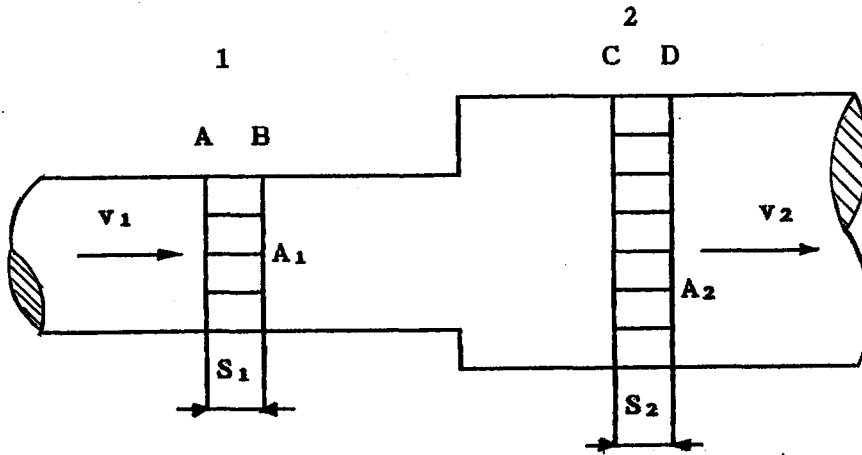
$$Q = \frac{A \cdot S}{t} \quad 1.3$$

eşitliğini elde ederiz. Burada görüldüğü gibi t birim zamanda alınan S yolu akışkanın hızını vermektedir. O halde debi ;

$$Q = A \cdot v \quad 1.4$$

eşitliği ile hesaplanabilir.

1.2.2. Sürekli Denklemi



Şekil 1.5. Değişken kesitli boru içerisinde akış.

Kütlenin korunumu prensibine göre madde ne yoktan varolabilir ne de varken yok olabilir. İşte bu prensibin değişken kesitli boru içerisinde geçen

akışkana uygulanmasından süreklilik denklemi dediğimiz eşitlik ortaya çıkar [4].

1 kesitinde kesit alanı A_1 ve akışkanın ortalama özgül kütlesi ρ_1 , 2 kesitindeki kesit alanı A_2 ve ortalama özgül kütle ρ_2 olsun. AC hacmini işgal eden akışkanın kütlesi t zaman aralığında BD konumuna geliyorsa kütlenin korunumu prensibinden ;

$$\rho_1 \cdot A_1 \cdot S_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot S_2 \quad 1.5$$

olur [4].

Her iki taraf $1/t$ ile çarpılırsa ;

$$\frac{1}{t} \cdot (\rho_1 \cdot A_1 \cdot S_1) = \frac{1}{t} \cdot (\rho_2 \cdot A_2 \cdot S_2) \quad 1.6$$

S_1/t ve S_2/t 'nin 1 ve 2 kesitlerindeki ortalama hızlar olduğu dikkate alınarak ;

$$\rho_1 \cdot A_1 \cdot V_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot V_2 \quad 1.7$$

şeklinde akışkanın süreklilik denklemi elde edilir. Bu denklem bir akışkan akımında akım borusunun tüm kesitlerinden geçen kütleli debinin $(\rho \cdot A \cdot v)$ sabit olduğunu gösterir [4].

Özgül kütle değişiminin ihmal edilebilir sınırlarda akışkan akımlarında süreklilik denklemi ;

$$A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2 \quad 1.8$$

şeklinde ifade edilir.

1.2.3. Bernoulli Denklemi

Enerjinin korunumu prensibine göre, dışarıdan enerji girişi veya dışarıya enerji çıkışı olmadığı sürece hareket halindeki akışkanın toplam enerjisi değişmez. Akış sırasında değişmeyen enerjiler dikkate alınmadığında toplam enerji potansiyel enerji ile kinetik enerjinin toplamı şeklindedir. Potansiyel enerji akışkan sütununun yüksekliğine bağlı konum enerjisi ile kütle basıncına bağlı basınç enerjisinden, kinetik enerji ise akışkanın akış hızına bağlı hareket enerjisinden oluşmaktadır [1,4].

O halde Bernoulli Denklemi ;

$$\rho \cdot h + \frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} = \text{Sabit} \quad 1.9$$

şeklindedir. Denklemin sağ tarafındaki sabit akışkanın birim kütlesine karşılık gelen toplam enerji anlamındadır.

Denklemin her iki tarafı yer çekimi ivmesi (g) ile bölüldüğünde ;

$$h + \frac{P}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = \text{Sabit} \quad 1.10$$

olur. Burada ;

$$\gamma = \rho \cdot g \quad 1.11$$

yani akışkanın özgül ağırlığı özgül kütlesi ile yer çekimi ivmesinin çarpımıdır.

Bernoulli denkleminin her iki tarafı akışkanın özgül kütlesi ile çarpıldığında ise ;

$$\rho \cdot g \cdot h + P_{st} + \frac{\rho}{2} \cdot v^2 = \text{Sabit} \quad 1.12$$

olur. Burada ;

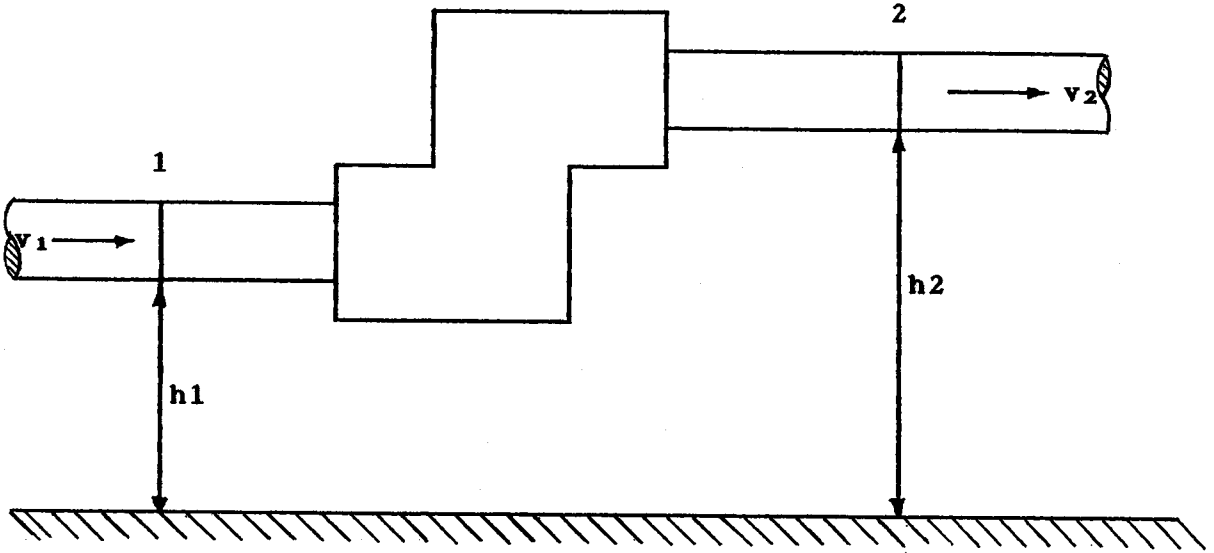
$$\begin{aligned} P_{st} &: \text{Statik basınç} \\ \rho \cdot g \cdot h &: \text{Akışkan yüksekliğinden oluşan basınç} \\ \frac{\rho}{2} \cdot v^2 &: \text{Hareket enerjisi} \end{aligned}$$

şeklinde ifade edilmektedir.

Süreklilik ve Bernoulli denklemleri dikkate alındığında şu kural ortaya çıkar : Kesit daralmasıyla hız artacağından hareket enerjisi de artar. Toplam enerji sabit kalacağı için statik basınç veya akışkan yüksekliğinden oluşan basınç ya da her ikisi birden değişmek zorundadır.

1.2.4. Enerji Kayıpları

Akışkan bir sistem içerisinde aktığından sürtünme ile ısı oluşur. Böylece enerjinin bir kısmı ısı enerjisine dönüşerek kaybolur. Bu ise basınç kaybı demektir [4].



Şekil 1.6 1 ve 2 kesitleri arasındaki akış.

Akışkan Şekil 1.6'da görülen akım borusu içerisinde hareket ederken 1 ve 2 kesitleri arasında enerji kayıplı Bernoulli Denklemi ;

$$h_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = h_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + H_{1-2} \quad 1.13$$

şeklinde ifade edilir.

Bu denklemin pratik problemlere uygulanması öncelikle enerji kaybına (H_{1-2}) etkiyen faktörlerin değerlendirilmesine ve bu değerleri hesaplamak için geçerli metodların bilinmesine bağlıdır. Enerji kaybı ifadesi iki ana başlık altında incelenebilir. Bunlar düz boru ve lokal kayıplardır [4].

1.2.4.1. Düz Boru Kayıpları

Düz bir boruda enerji kaybı hız enerjisi ve boru uzunluğu ile doğru, boru çapı ile ters orantılıdır. Sürtünme faktörü olarak isimlendirilen bir katsayı (λ) kullanılarak enerji kaybı için Darcy, Weisbach ve diğer araştırmacılar ;

$$H = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad 1.13$$

bağıntısını önermişlerdir. Bu bağıntıda yer alan sürtünme faktörü yani düz boru kayıp katsayısı boru pürüzlülüğü, akış hızı, boru çapı ve akışkanın viskozitesine bağlıdır. Ancak deneysel çalışmalar sürtünme faktörünün akımın

Reynolds sayısına bağı olarak hesaplanabileceğini göstermiştir. Bura göre sürtünme faktörü ;

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad 1.14$$

şeklinde ifade edilir. Blasius eşitliği olarak adlandırılan bu ifade türbülanslı akım için geçerli olup laminar akım için Hagen-Poisemille denklemi kullanılır. Bu denklem;

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad 1.15$$

şeklindedir.

Her iki eşitlikde bulunan Reynolds sayısı aşağıdaki ifadeden hesaplanabilir.

$$Re = \frac{v \cdot d_H}{\gamma} \quad 1.16$$

V : Akışkanın hızı (m/s)

d_H : Hidrolik Çap (m)

γ : Kinematik viskozite (m /s)

Hidrolik çap dairesel kesitli borularda boru iç çapı olup diğer değişik kesitli borularda şu formül kullanılarak bulunur:

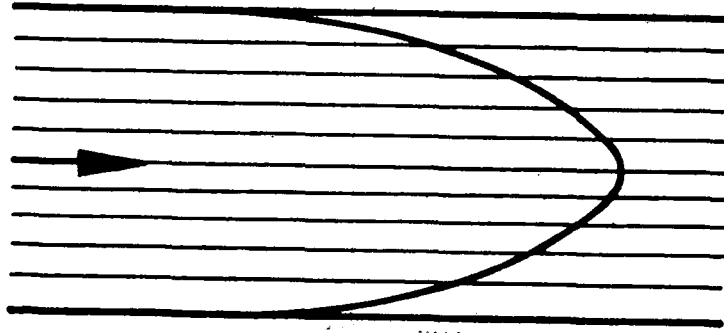
$$d_H = 4 \cdot \frac{A}{U} \quad 1.17$$

A : Kesit Alanı (m)

U : Islak Çevre (m)

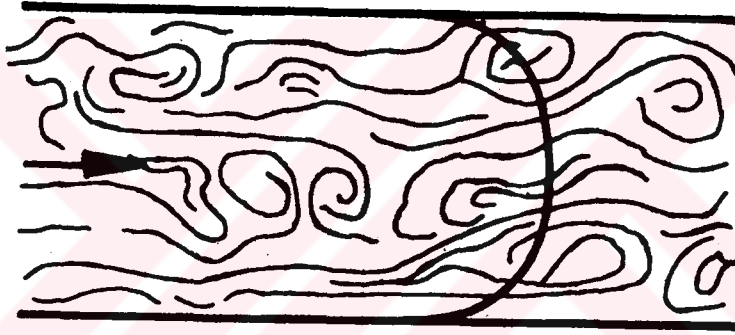
Islak çevre akışkan akımına dik kesit alanında; akışkanın temas ettiği katı yüzey uzunluklarının toplamıdır.

Dairesel kesitli, iç yüzeyi düzgün ve pürüzsüz borular için Reynolds sayısının kritik değeri 2300'dür. Eğer 1.16 eşitliği ile hesaplanan Reynolds sayısının değeri 2300'ün altında ise akış laminar üstünde ise akış türbülanslıdır.



Şekil 1.7 Laminer akış tipi

Laminer akışta her akışkan parçacığı belirli bir hız değerine kadar düzenli ve yanyana kaymaya çalışan tabakalar meydana getirir. Bu tabakalar birbirine etki etmez ve birbirini zorlamaz [1,4].

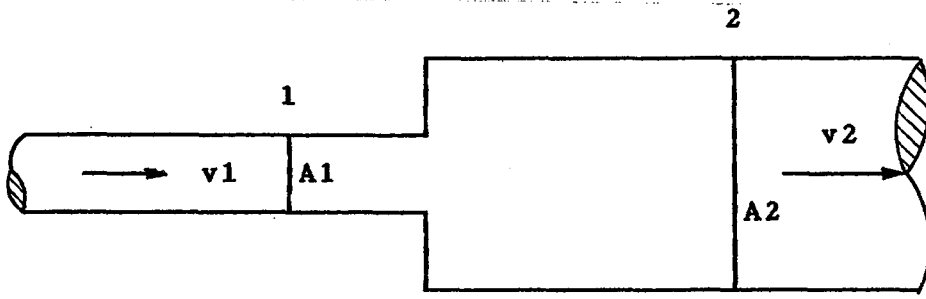


Şekil 1.8 Türbülanslı akış tipi.

Aynı kesit içinde akan akışkanın hızı artarsa kritik hızdan itibaren akış durumu da değişir. Her bir akışkan parçacığı belli bir yönde hareket eden akışkanda düzenli olmayıp birbirine etki eder ve engel olur. Akış direnci artar ve hidrolik kayıplar yükselir. Buna türbülanslı akış denir. Hidrolik sistemlerde türbülanslı akış istenmez.

1.2.4.2. Lokal Kayıplar

Bu tür kayıplar boru sistemlerinde; kesit değişimleri, yön değiştirme, manşon, rakor, rakor, dirsek, ve T gibi bağlantı elemanları ile vana ve valf gibi tüm elemanlarda meydana gelir.



Şekil 1.9 Ani genişleme

Bazı basitleştirici kabullerle aynı anda süreklilik, Bernoulli ve momentum prensiplerinin uygulanması ile ani genişleme kaybı;

$$H = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} \quad 1.18$$

ifadesi ile hesaplanır. Ancak lokal kayıp ifadeleri bir kayıp katsayısı ile hız enerjisinin çarpımı şeklinde ifade edilirler. Hız enerjisi ise daima kayıp veren elemandan sonraki hıza göredir. 1.18 bağıntısını bu genel kurala göre yazmak istersek;

$$H = \left(\frac{v_1}{v_2} - 1 \right)^2 \cdot \frac{v_2^2}{2g} \quad 1.19$$

olur. Süreklilik denkleminde dairesel kesitli bir borudaki akış için v_1/v_2 yerine $(D_2/D_1)^2$ yazılabilir. Öyleyse 1.22 ifadesi;

$$H = \left[\left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 - 1 \right]^2 \cdot \frac{v_2^2}{2g} \quad 1.20$$

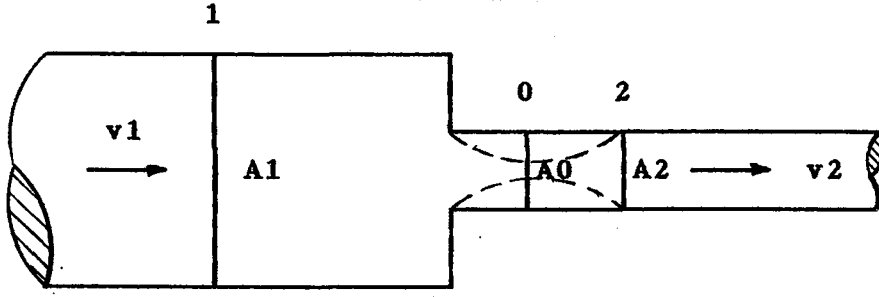
şekline dönüşür. Ani genişleme katsayısına $\mathcal{F}$ diyecek olursak;

$$\mathcal{F} = \left[\left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 - 1 \right]^2 \quad 1.21$$

ve ani genişleme kaybı;

$$H = \mathcal{F} \cdot \frac{v_2^2}{2g} \quad 1.22$$

olur.



Şekil 1.10 Ani daralma

Ani daralmada basınç enerjisinin hız enerjisine dönüşümü çok yüksek verimde gerçekleşir. Dolayısıyla 1 kesitinden 0 kesitine geçiş konumunda enerji kaybı, hız enerjisinin basınç enerjisine dönüştüğü 0 kesitinden 2 kesitine geçiş konumundaki enerji kaybına nazaran çok küçüktür ve ihmal edilebilir. Buna göre ani daralmada enerji kaybının teorik olarak 0 kesiti ile 2 kesiti arasındaki genişlemeden meydana geldiği kabul edilir. Öyleyse 1.18 denklemi uygulanarak ani daralma kaybı;

$$H = \frac{(v_0 - v_2)^2}{2g} \quad 1.23$$

olur. Daralma katsayısı;

$$C_d = \frac{A_0}{A_2} \quad 1.24$$

olarak tanımlanıp süreklilik denklemi kullanılarak;

$$C_d = \frac{v_2}{v_0} \quad 1.25$$

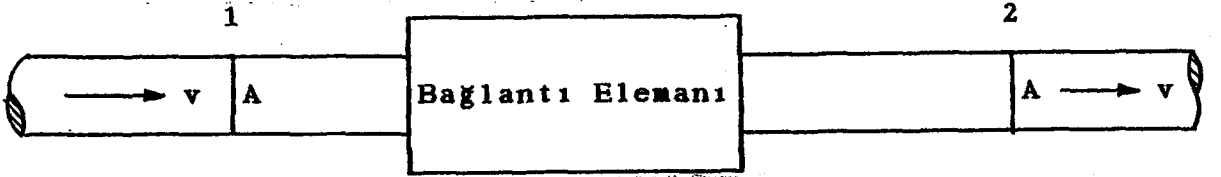
yazılır. Buna göre 1.23 ifadesi;

$$H = \left(\frac{1}{C_d} - 1 \right)^2 \cdot \frac{v_2^2}{2g} \quad 1.26$$

şeklinde bulunmuş olur. Weisbach'a göre su ortamı için daralma katsayısı aşağıda tablo halinde verilmiştir.

TABLO 1.1. ANİ DARALMA KATSAYISI

A_2/A_1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
C_d	0,624	0,632	0,643	0,659	0,681	0,712	0,755	0,813	0,892



Şekil 1.11 Bağlantı elemanlarındaki enerji kaybı

Bağlantı elemanlarındaki enerji kaybı;

$$H = \chi \cdot \frac{v^2}{2g} \quad 1.27$$

şeklinde ifade edilir. Bazı önemli bağlantı parçalarına ait lokal enerji kayıp katsayısı (χ) aşağıdaki tabloda verilmiştir.

TABLO 1.2. BAĞLANTI ELEMANLARINDAKİ LOKAL ENERJİ KAYIP KATSAYISI

Bağlantı Parçaları	χ
Küresel Vana (tam açık)	10
Köşe Vanası (tam açık)	5
Sürgülü Çek Valf (tam açık)	2,5
Sürgülü Valf (tam açık)	0,19
Standart T	1,8
Standart Dirsek	0,9
Orta Bükülmüş Dirsek	0,75
Uzun Bükülmüş Dirsek	0,6

1.3. Hidrostatikte Temel İlkeler

Hidrostatik duran akışkanın mekaniğini inceler. Bu bölümde de hidrostatikğin temel ilkeleri kısaca gözden geçirilecektir.

1.3.1. Hirdostatik Basınç

Bir akışkan sütunu içerisinde belirli bir yüzeyde akışkan sütununun ağırlığı ile basınç oluşur. Oluşan bu basıncın değeri akışkan sütununun yüksekliğine, özgül kütlesine ve yer çekimi ivmesine bağlıdır.

$$P = h \cdot \rho \cdot g \quad 1.28$$

Burada özgül kütle ile yer çekimi ivmesinin çarpımı akışkanın özgül ağırlığını vereceğinden 1.28 ifadesi;

$$P = h \cdot \gamma \quad 1.29$$

şekline dönüşür. Bu ifade de P değerine hidrostatik basınç adı verilir. İfadeden de anlaşılacağı gibi akışkan sütunu içerisinde belirli bir noktadaki hidrostatik basınç değeri o noktadaki akışkan sütununun yüksekliğine bağlıdır. Öyleyse değişik kesitli kapalı hacimler aynı akışkan ile aynı yüksekliğe kadar doldurulursa bu kapalı hacimlerin tabanına etkiyen hidrostatik basınç değeri de aynı olur. Hidrostatik basınç kapalı hacmin tamamına belirli bir kuvvet ile etki eder. Taban yüzeyleri eşit değişik kesitli kapalı hacimler h yüksekliğindeki akışkan ile doldurulursa hirdostatik basıncın taban yüzeylerinde oluşturacağı kuvvetler de aynı büyüklükte olur [1,4].

1.3.2. Dış Kuvvetlerin Oluşturduğu Basınç (Pascal Kanunu)

Kapalı bir hacim içinde bulunan akışkana üzerinden bir yüzey aracılığıyla belirli bir kuvvetle etki edilirse akışkan içerisinde bir basınç oluşur. Oluşan bu basınç yüzey üzerine dik olarak etki eden kuvvet ile doğru, yüzeyin büyüklüğü ile ters orantılı olarak değişir.

$$P = \frac{F}{A} \quad 1.30$$

Kapalı hacim içerisinde bulunan akışkanın hidrostatik basıncı dikkate alınmaz ise oluşan bu basınç akışkan aracılığıyla kapalı hacmin bütün cidarlarına aynen iletilir. Hidrolik sistemlerde genellikle yüksek basınçlarda çalışıldığından hidrostatik basınç ihmal edilir [1,4].

2. HİDROLİK SİSTEMLERİN ANA ELEMANLARI

Hidrolik sistemlerde bir pompanın kullanılan akışkana kazandırdığı basınç ve hız enerjisi kontrol ve ayar organları vasıtasıyla kullanıcı olarak adlandırılan hidrolik motor veya silindirlere aktarılıp mekanik enerji elde edilir. Burada kontrol ve ayar organları valflerdir. Buna göre; hidrolik pompa, motor, silindir ve valfler hidrolik sistemlerin ana elemanlarını teşkil eder.

2.1. Hidrolik Pompalar ve Motorlar

Pompaların hidrolikteki görevi bir akış yaratmak ve akışkanı sıkıştırarak gerekli kuvvetleri oluşturmaktır. Pompanın akışkanı sıkıştırarak meydana getirdiği basınç enerjisi hidrolik motor tarafından mekanik enerjiye dönüştürülür. Hidrolik sistemlerde kullanılan pompalar aynı zamanda motor olarak da çalışabilmektedirler. Bu nedenle hidrolik pompa ve motorlar aynı başlık altında incelenecektir.

Pompa milinin bir devir dönmesi ile hidrolik sisteme bastığı yağ miktarına debi veya deplasman adı verilir. Buna göre hidrolik pompaları sabit ve değişken debili olmak üzere iki gruba ayırabiliriz. Her iki grup altında da çeşitli tipte pompalar vardır. Genel bir sınıflandırmayı şu şekilde yapmak mümkündür. [1,2,3]:

I. Dişli Pompalar

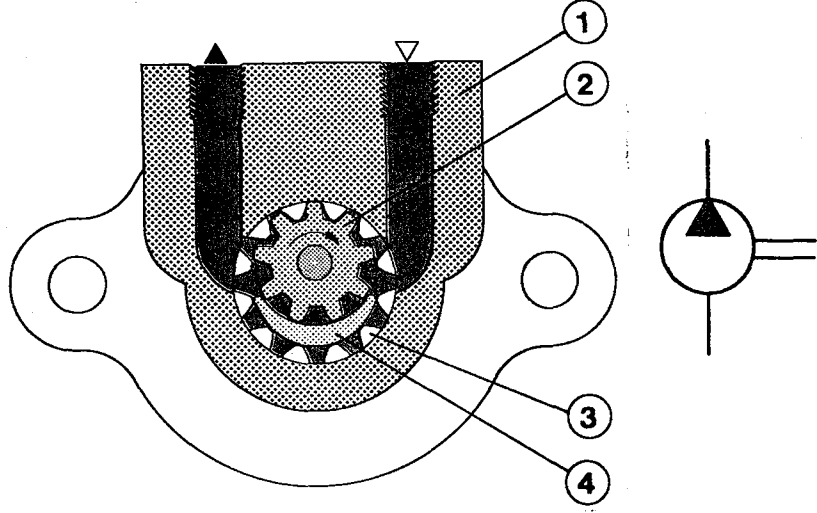
- a. İçten Dişli (Sabit Debili)
- b. Dıştan Dişli (Sabit Debili)

II. Paletli Pompalar (Sabit ve Değişken Debili)

III. Pistonlu Pompalar

- a. Radyal Pistonlu (Sabit Debili)
- b. Eksenel Pistonlu (Sabit ve Değişken Debili)

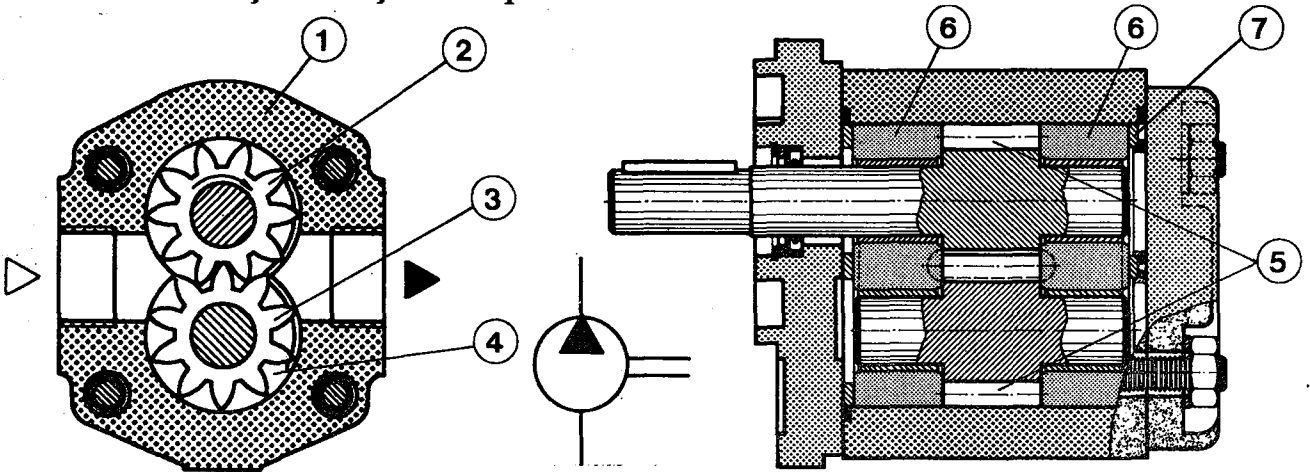
2.1.1. İçten Dişli Pompalar



Şekil 2.1 Sabit debili içten dişli pompa ve sembolü

Bu pompalar bir dişli çifti ile bu dişli çiftinin çok az aksel ve radyal boşluğa sabit olduğu gövdeden (1) oluşur. İç dişli (2) ok yönünde dönerken dıştaki dişliyi de (3) aynı yönde çevirir. Dişliler dönerken dişler birbirinden ayrılır ve diş boşlukları serbest kalır. Böylece oluşan vakum ve depo içindeki akışkan yüzeyine etki eden atmosferik basınç arasındaki fark nedeni ile akışkan depodan pompaya doğru akar. Dişli aralıkları akışkan ile dolar. Hareketin devamında gövde, diş aralıkları ve hilal (4) arasında bir kapalı hacim oluşturulur. Burada akışkan basınç bölgesine doğru taşınır. Dişliler birbirini kavrarken sıkışan akışkan pompa çıkışından dışarıya atılır [1].

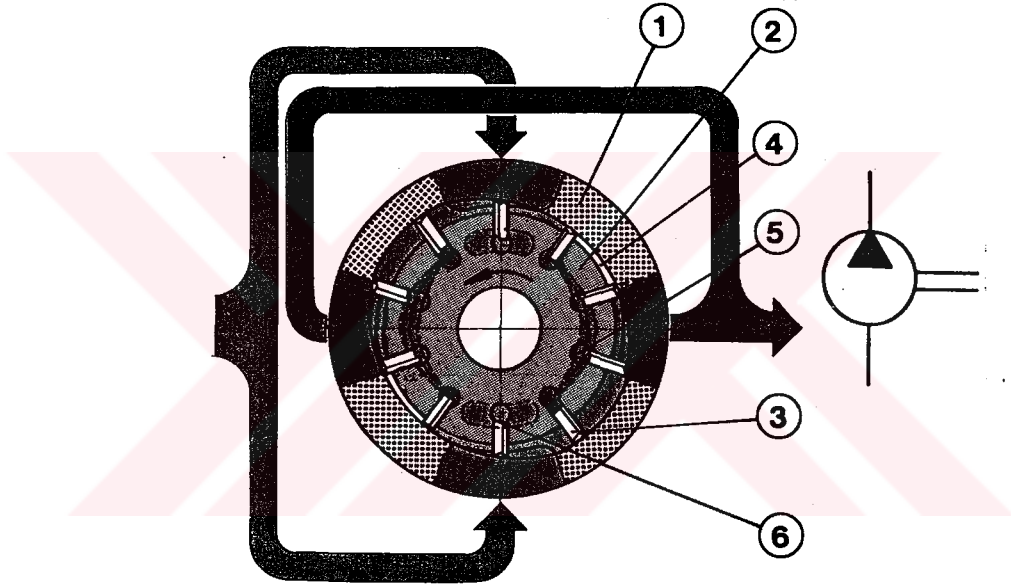
2.1.2. Dıştan Dişli Pompalar



Şekil 2.2. Sabit debili dıştan dişli pompa ve sembolü

Bu tip pompada yatak blokları (1) içerisinde yer alan dişliler birbirlerini dış yüzeylerinden taramaktadırlar. Alttaki dişli (2) ok yönünde döndürüldüğünde üsteki dişli (3) diğer yönde döner. Emiş içten dişli pompadaki gibi gerçekleşir. Akışkan dişli aralıkları (4) ile göde arasında taşınarak basınç tarafında sıkıştırılır. Dişliler (5) ile yatak blokları (6) arasındaki yan boşlukların büyük olması durumunda sürtünmeler az akışkan kaybı daha fazla, tersi durumda ise sürtünmeler fazla akışkan kaybı daha azdır. Bu tip pompalarda yatak dengelemesi hidrostatiktir. Yatak blokları (6) sistem basıncından etkilenen diskler (7) ile dişlilere doğru itilirler. Bu tip pompalarda 200 bar basınç mertebesine ulaşmak mümkündür [1,5].

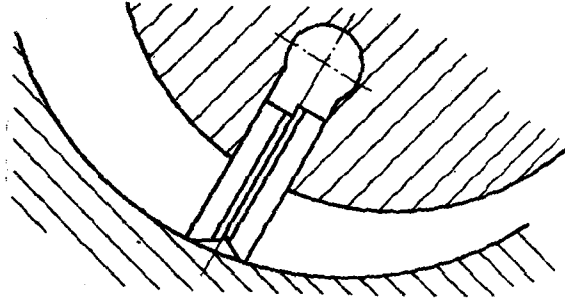
2.1.3. Paletli Pompalar



Şekil 2.3. Sabit Debili Paletli Pompa Prensibi ve Sembolü

Paletli pompalarda gövde; stator (1) ve paletlerin (3) yerleştirildiği rotordan (2) oluşur. Stator çift ekzantrik yapıya sahip bir iç dolaşım hattına sahiptir. Akışın sağlanabilmesi için rotor ok yönünde döndürülür. Bunun sonucunda paletler merkezkaç kuvvetinin etkisiyle dışa doğru itilirler. Paletlerin dış kenarları statorun iç dolaşım hattı üzerinde bulunur. Emme hattına yaklaşmakta olan paletler arkasındaki hacimler henüz çok küçüktür. Dönme hareketiyle bu hacimler giderek büyür ve akışkan ile dolar. Stator eğrisi üzerinde ilerleyen paletler geriye doğru itilirler. Paletlerin arkasındaki hacim küçüleceğinden akışkan sıkıştırılarak basınç hattından dışarıya atılır. Basınç bölümünde paletler arka taraftan (5) o andaki sistem basıncı ile etkilenir. Emme tarafında büyük sıkıştırma kuvveti gerekmediğinden paletlerin arka tarafı (6) depo ile irtibatlıdır. Stator eğrisi çift ekzantrik bir yapıya sahip

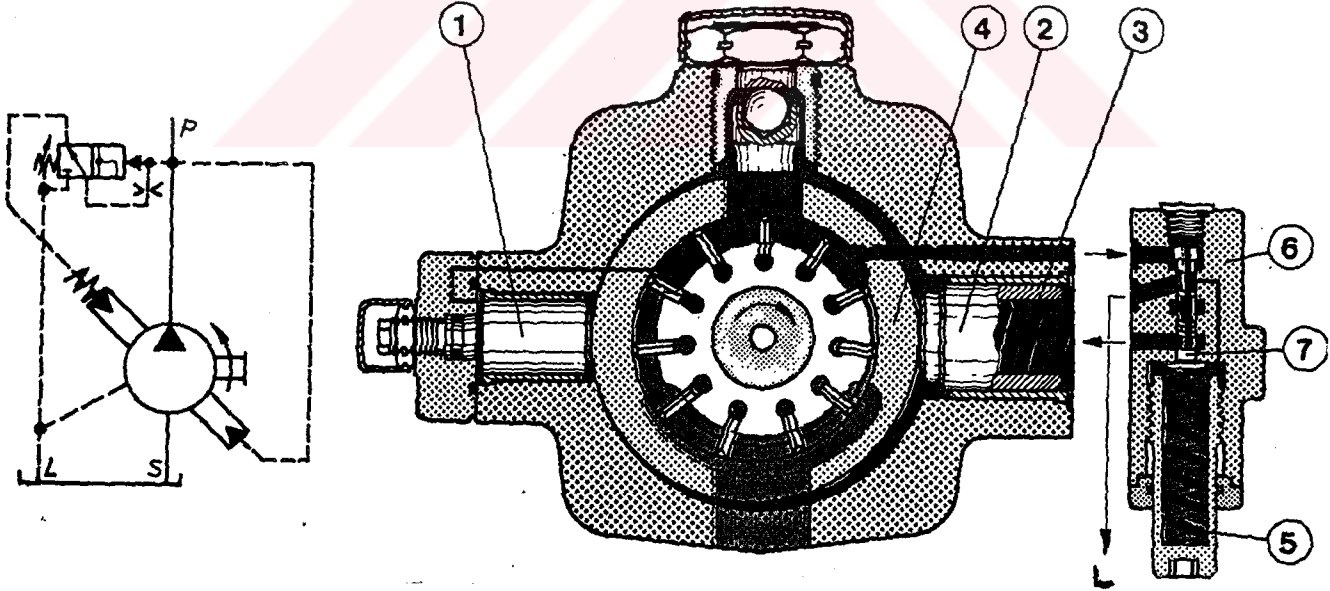
olduğundan paletlerin arkasındaki hacimlerden 360° 'lik dönüş esnasında iki kez emme ve iki kez de basma işlemi yapılır. Emme ve basma kanalları birbirine 90° ve karşılıklı olarak yerleştirilerek tahrik milinin radyal yüklerden arınması sağlanmıştır.



Şekil 2.4. Paletlerin rotordaki kanala yerleşimi

Paletler rotorda bulunan kanallarına sırt sırta çift olarak yerleştirilerek sızdırmazlık artırılır. Ayrıca sürtünmelerin çok büyük olmaması için kanal içinde paletler birbirlerine göre belirli bir fazda bulunurlar.

Değişken debili paletli pompalarda rotor ekzantrikliğinin değiştirilmesi ile debi değişimi sağlanır.



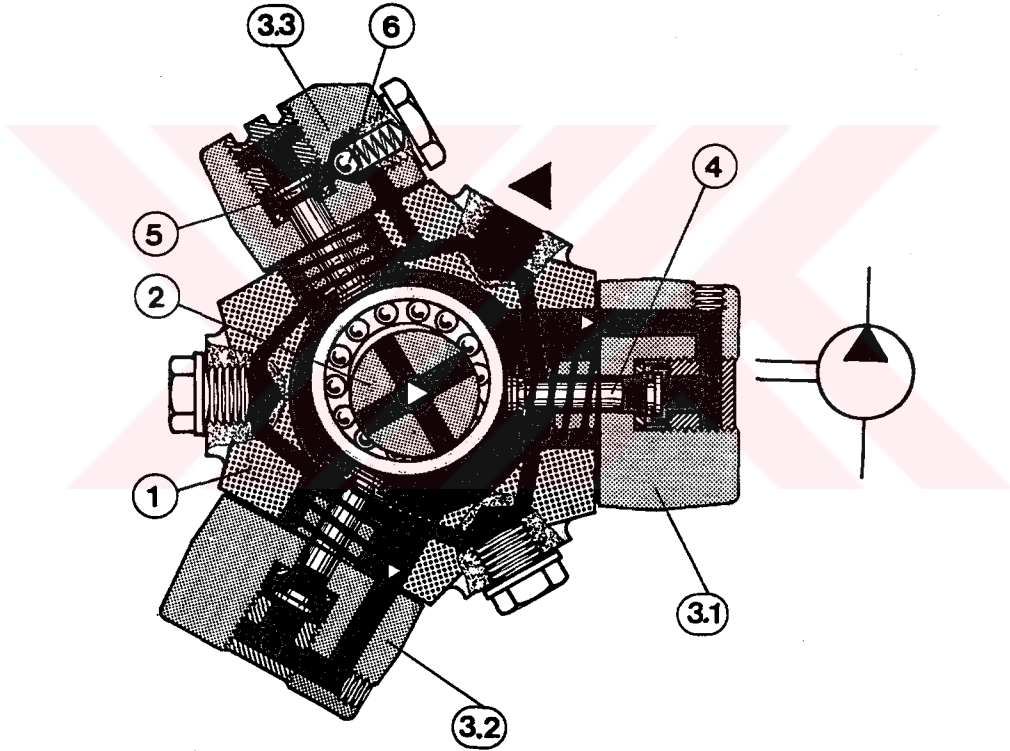
Şekil 2.5. Değişken debili paletli pompa ve sembolü

Bu tip pompalarda stator halkası (4) yüzeyler oranı $1/2$ olan ve sistem basıncı ile etkilenen küçük (1) ve büyük (2) sürgüler arasında bağlanır. Büyük sürgünün içinde bulunan ve küçük sürgünününe göre nispeten daha zayıf olan

yayın (3) görevi stator halkasına baskı yaparak ilk çalıştırma sırasında gerekli olan ekzantrikliği sağlamaktır. Çalışma basıncı basınç emniyet valfinin (6) yayı (5) ile kontrol edilir. Ayarlanan basınca ulaşıncaya ayar sürgüsü (7) basınç emniyet valfinin yayına karşı itilir. Böylece büyük sürgünün arkasındaki hacim sızıntı hattı, (L) üzerinden depoya bağlanır. Bu anda küçük sürgü stator halkasını hareket ettirerek ekzantrikliği değiştirir [1].

Paletli pompalarda 170 bar basınca kadar çıkılabilir. Bu pompaların devir sayısı ise merkezkaç kuvvetin paletlerin statora değdiği noktada oluşturduğu sürtünme nedeniyle 2500 d/d ile sınırlandırılmıştır [5].

2.1.4. Radyal Pistonlu Pompalar



Şekil 2.6. Radyal Pistonlu Pompa ve Sembolü.

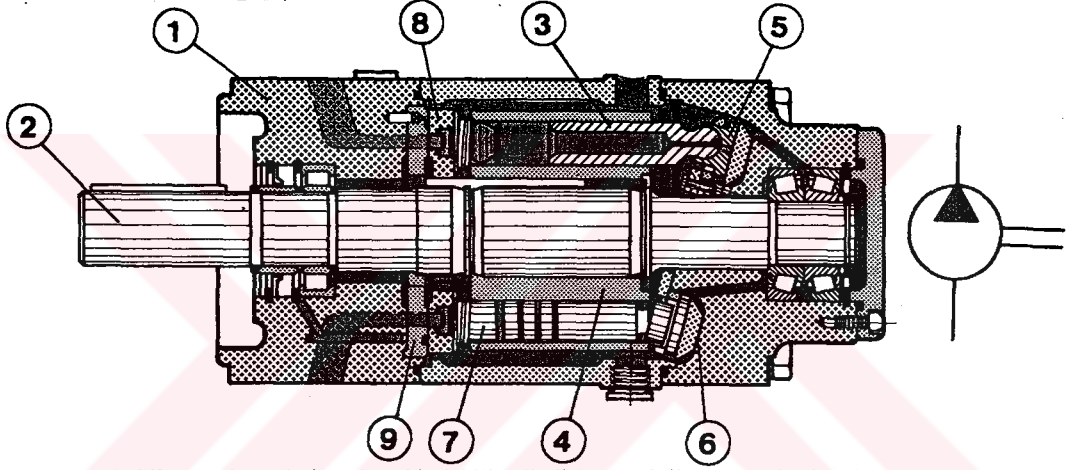
Bu pompalarda pistonlar tahrik miline radyal olarak yerleştirilmişlerdir. Radyal pompalar gövde (1), ekzantrik mil (2), pompa elemanları (3), pistonlar (4), emiş valfi (5) ve basınç valfinden (6) oluşmaktadır. Pistonlar pompa elemanları içinde hareketli olup yaylar aracılığıyla ekzantrik mile doğru itilirler.

Ekzantrik milin dönmesi ile akışkan mil üzerindeki aksenal bir delikten emilerek radyal kanallardan geçip emiş valfine sevk edilir. Emiş valfi

bir yay ile yuvasına sızdırmaz olarak oturtulan bir plakadan oluşur. Piston aşağıya doğru hareket ettiğinde oluşan vakum etkisiyle plaka yuvasından kalkar ve valf akışkanla dolar (Eleman 3.1.). Piston ekzantrik mil tarafından tekrar ileriye doğru itildiğinde emiş valfinin plakası sızdırmaz bir şekilde yuvasına oturur (Eleman 3.2.). Aynı anda basınç valfinin bilyası yuvasından kalkar (Eleman 3.3.). Böylece akışkan gövde içindeki kanallardan basınç bağlantısına doğru akar [1].

2.1.5. Eksenel Pistonlu Pompalar

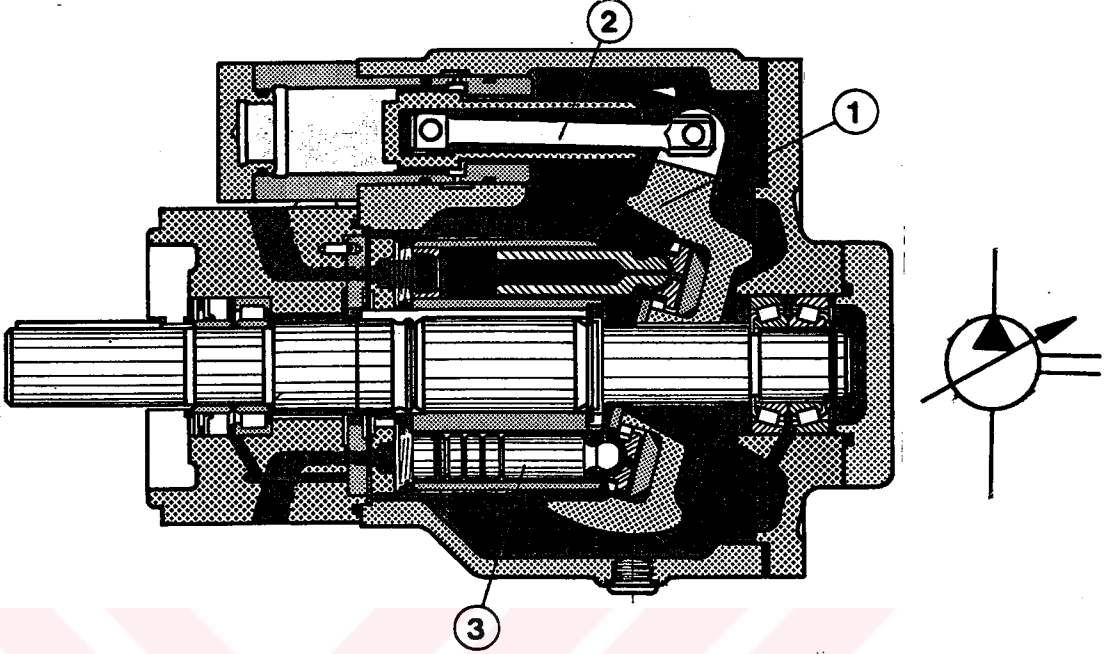
Bu tip pompalarda pistonlar bir silindir bloku içine eksenel olarak yerleştirilmişlerdir. Eğik disk ve eğik blok prensipli olmak üzere iki gruba ayrılırlar. Sabit ve değişken debili olan tipleri vardır.



Şekil 2.7. Eksenel pistonlu sabit debili eğik disk prensipli pompa ve sebmölü

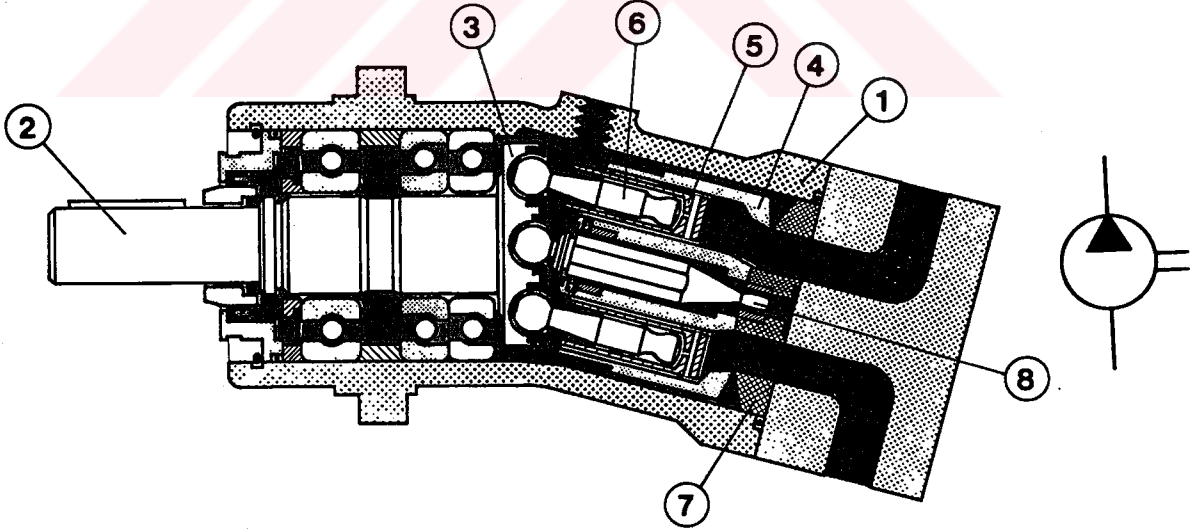
Sabit debili eksenel pistonlu pompada gövdede (1) tahrik miline (2) paralel dairesel kesitli pistonlar (3) bulunur. Bunlar tahrik miline bir kama ile bağlanan silindir bloku (4) içinde dönerler. Piston uçları mafsallı olup kayma yuvaları (5) içine yataklanmıştır. Piston mafsallı bağlantıları eğimli bir yüzey (6) üzerinde tutulur. Eğimli yüzey gövdenin bir parçasıdır. Milin tahrik edilmesi ile silindir bloku ve pistonlar birlikte dönerler. Pistonlar eğik yüzey üzerinde bulundukları için tahrik milinin dönmesiyle birlikte bir strok oluştururlar. Akışkanın pompaya giriş ve çıkış denetim plakası (7) üzerindeki kanallardan olur. Silindir blokunda geriye doğru hareket eden pistonlar denetim plakası üzerindeki kanal vasıtasıyla depoya bağlantılı olup meydana gelen vakum ile akışkanı emerler. Pistonlar diğer denetim plakası üzerindeki kanal ile basınç bölgesine bağlanırlar ve ileriye doğru olan hareketleriyle de akışkanı sıkıştırırlar.

Değişken debili eksenel pistonlu pompalarda konstrüktif fark eğimli yüzeyin gövdeden ayrılmış olmasıdır.



Şekil 2.8 Eksenel pistonlu değişken debili eğik disk prensipli pompa ve sembolü

Eğimli yüzey (1) hareket edebilir şekilde yataklanmış olup ayar mekanizması (2) sayesinde tahrik mili eksenine göre açı yapabilir. Eğim açısının artması ile pistonların stroku da artacağından debi artar.

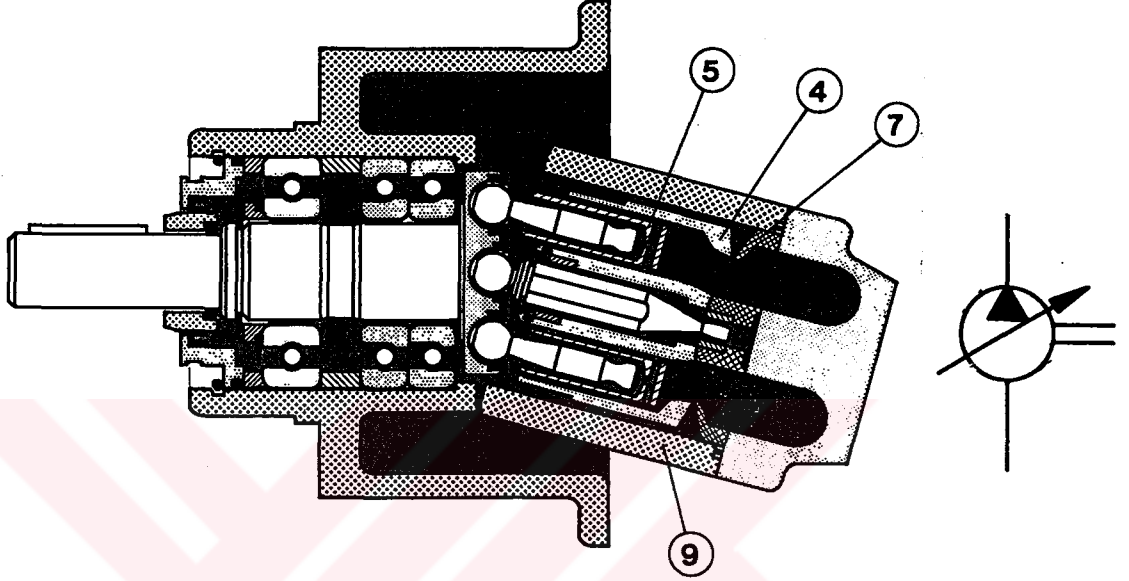


Şekil 2.9 Eksenel pistonlu sabit debili eğik blok prensipli pompa ve sembolü

Sabit gövde (1) içerisine tahrik mili (2), mafsal plakası (3), içinde pistonların (5) ve piston kollarının (6) bulunduğu silindir bloku (4) ile denetim plakası (7) yerleştirilmiştir. Üzerinde pistonların bulunduğu silindir bloku

tahrik mili eksenine göre eğik yapacak şekilde eğiktir. Silindir bloku orta mil (8) üzerinde yataklanmıştır. Çalışma şekli eğik disk prensipli pompalar ile aynıdır.

Değişken debili eğik bloklu eksenel pistonlu pompaların sabit debili olanlardan farkı gövdenin iki ayrı kısımdan meydana gelmiş olmasıdır. Bu kısımlardan biri hareketlidir.



Şekil 2.10 Eksenel pistonlu değişken debili eğik blok prensipli pompa ve sembolü

Bu pompalarda silindir bloku (4), piston (5) ve denetim plakası (7) hareketli gövde parçası (9) içerisinde yer alır. Gövde parçasının eğimi tahrik mili eksenine göre değiştirilerek debi ayarlanır.

Hidrolik pompanın birim zamanda sisteme göndereceği akışkan miktarı aşağıdaki ifadeden hesaplanır :

$$Q = \frac{V \cdot n \cdot \eta_v}{1000} \quad 2.1$$

Q : Pompanın Debisi (l/d).

V : Geometrik iletim (strok) hacmi (cm³ /d)

n : Pompa milinin devir sayısı (d/d)

η_v : Volümetrik verim (0,90 ÷ 0,95)

2.1 ifadesi ile hesaplanan debi miktarını elde edebilmek için pompayı ne kadar bir güç ile tahrik etmek gerektiğini ise şu ifade verir :

$$N = \frac{Q \cdot \Delta P}{600 \cdot \eta_t} \quad 2.2$$

N : Tahrik gücü (kW)

ΔP : Çalışma basıncı yani pompa çıkışındaki basma basıncı ile pompa girişindeki emme basıncı arasındaki fark (bar).

η_t : Toplam verim.

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{hm}$$

η_{hm} : Hidrolik mekanik verim (0,90 ÷ 0,95)

2.3

Hidrolik pompalar ile motorlar arasında dizayn açısından bir fark yoktur. Pompalar bir içten yanmalı motor veya bir elektrik motoru ile hareket ettirilirken hidrolik motorlar pompanın gönderdiği basınçlı akışkan ile hareket ederler. Hidrolik sistemlerde eğik dik veya eğik blok prensipli aksel pistonlu pompalar motor olarak kullanılırlar. Bu durumda pompanın gönderdiği basınçlı akışkan piston akseli boyunca etki ederek onu eğimli yüzey üzerine bastırır. Pistonla eğimli yüzeyin temas noktasında piston yüzey alanı ile doğru orantılı bir mekanik kuvvet oluşur. Bu mekanik kuvvetin teğetsel bileşeni döndürme momenti meydana getirir. Moment eğik disk prensibinde diskin eğik blok prensibinde ise silindir blokunun kaymak suretiyle dönmesine neden olur. Dönme hareketi diske veya silindir blokuna yataklanmış mil vasıtasıyla alınır [1,5].

Hidrolik motorlarda devir sayısı ;

$$n = \frac{Q \cdot \eta_v \cdot 100}{V}$$

2.4

ifadesi ile hesaplanır. Burada

n : Motor milinin devir sayısı (d/d).

Q : Motora iletilen akışkan miktarı (l/d)

η_v : Volümetrik verim (0,80 ÷ 0,85)

V : Geometrik emiş (strok) hacmi (cm³ /d)

Anlaşılabacağı gibi hidrolik motorun devir sayısı motora iletilen akışkan miktarı yani pompa debisi ile orantılıdır. Devir sayısı artırılmak istendiğinde pompanın göndereceği akışkan miktarı artırılmalıdır. Ters durumda ise azaltılmalıdır.

Motor milinin dönme momenti;

$$M_d = \frac{\Delta P \cdot V \cdot \eta_{hm}}{2\pi \cdot 10} \quad 2.5$$

şeklindedir.

M_d : Motor milinin dönme momenti (Nm)

ΔP : Çalışma basıncı yani motor giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkı (bar)

η_{hm} : Hidrolik mekanik verim (0,90 ÷ 0,95)

2.5 ifadesini düzenlersek;

$$M_d = \frac{\Delta P \cdot V \cdot \eta_{hm}}{6,283 \cdot 10} = \frac{0,159 \cdot \Delta P \cdot V}{10} = \frac{10 \cdot 0,159 \cdot \Delta P \cdot \eta_{hm}}{10 \cdot 10}$$

$$M_d = \frac{1,59 \cdot \Delta P \cdot V \cdot \eta_{hm}}{100} \quad 2.6$$

bulunur. Bu ifadede $1,59 \cdot V \cdot \eta_{hm} / 100$ değerine moment sabiti adı verilir ve M_k ile gösterilir. Birimi ise (Nm/bar)'dır. O halde döndürme momenti;

$$M_d = M_k \cdot \Delta P \quad 2.7$$

şeklinde ifade edilir. Bir hidrolik motorun momenti çalışma basıncı ile orantılı olarak artar. Çalışma basıncını arttırmak için ise pompanın motora daha yüksek basınçta akışkan göndermesi sağlanmalıdır. Bu da pompayı tahrik eden gücü arttırmakla mümkündür.

Hidrolik motorun gücü;

$$N = \frac{Q \cdot \Delta P}{600} \quad 2.8$$

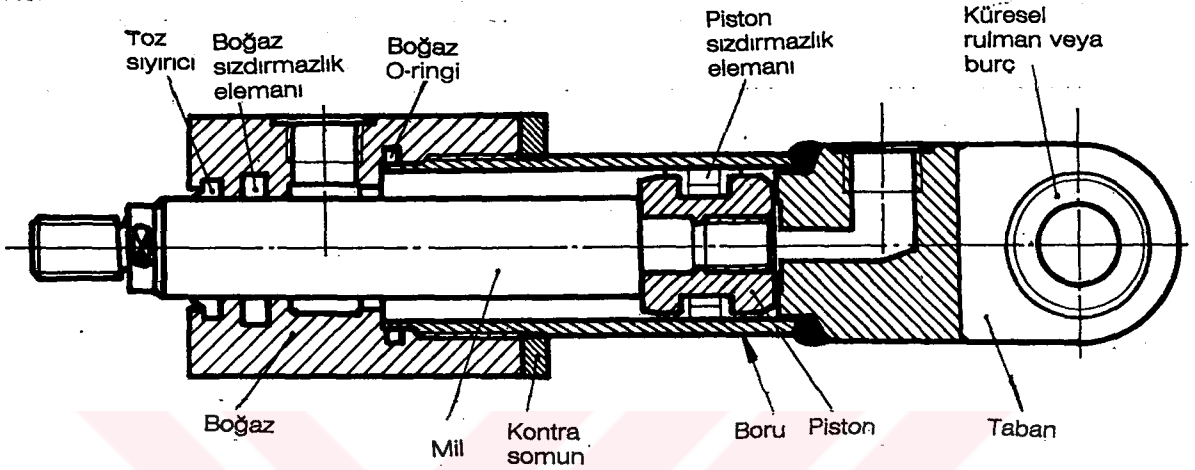
şeklindedir. η_t toplam verim olup 0,80 ile 0,85 arasında değişir.

2.2. Hidrolik Silindirler

Hidrolik silindirler doğrusal hareketler ile kuvvet iletimini sağlarlar. Çalışma şekillerine göre çekme ve itme kuvveti oluştururlar. Kuvvet iletimini tek bir yönde gerçekleştirerek sadece çekme veya basma kuvveti oluşturan

silindirlere tek etkili hidrolik silindirler adı verilir. Kuvvet iletimini her iki yönde gerçekleştirip hem çekme hem de basma kuvveti oluşturan silindirler ise çift etkili hidrolik silindir olarak adlandırılır.

Hidrolik sistemlerdeki uygulamalarda silindir tabanı kaynak ve silindir kafası civata bağlantılı hidrolik silindirler kullanılır.



Şekil 2.11 Çift etkili hidrolik silindir

Genel olarak bir hidrolik silindir; küresel rulmanlı veya burçlu oynar eklemin ya da flanşlı tespit elemanının bulunduğu silindir tabanı, silindir borusu, silindir boğazı, piston, piston mili (kolu), piston üst yüzü ile piston alt yüzü arasında sızdırmazlığı sağlayan piston sızdırmazlık elemanı ve silindirden dışarıya sızdırmazlığı temin eden boğaz sızdırmazlık elemanından oluşur.

P silindire gönderilen akışkanın bar cinsinden basıncı, d_1 mm cinsinden piston çapı (bu silindir borusu iç çapına eşittir) ve d_2 yine mm cinsinden piston kolu çapı olarak ifade edilirse piston kolunun dışa doğru hareketi için silindir tabanındaki kanaldan giren akışkan birimi kN olan ve F ile gösterilen bir itme kuvveti oluşturur.

$$F_D = \frac{P \cdot d_1^2 \cdot 0,785}{10.000} \quad 2.9$$

Piston kolu bu kuvvetin etkisiyle dışarıya doğru hareket eder.

Tek etkili silindirlerde piston kolunun içeriye doğru hareketi ya bir dış kuvvetin etkisiyle ya da bir yay vasıtasıyla sağlanır.

Çift etkili silindirlerde ise silindir boğazındaki kanaldan giren akışkan birimi yine kN olan ve bu sefer F_z ile gösterilen bir çekme kuvveti meydana getirir.

$$F_z = \frac{P \cdot (d_1^2 - d_2^2) \cdot 0,785}{10.000} \quad 2.10$$

Piston kolu bu kuvvetin etkisiyle içeriye doğru hareket eder. Çift etkili silindirlerde piston kolunu dışa iten kuvvet kolu içeri çeken kuvvetten daha büyüktür [1].

2.3. Valfler

Valfler bir boru içindeki akışkanın akışını durdurmaya, serbest bırakmaya ve akışın yönünü kontrol etmeye yarayan elemanlardır. Hidrolik sistemlerde kullanılan valfler şunlardır :

1. Çek Valfler
2. Yön Kontrol Valfleri
3. Basınç Kontrol Valfleri
4. Akış Kontrol Valfleri

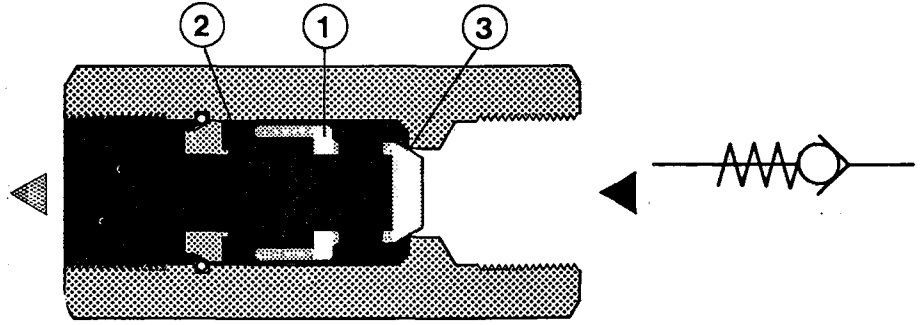
Bu bölümde yukarıda sayılan valfler ve çeşitleri çalışma prensipleri açısından incelenecektir.

2.3.1. Çek Valfler

Çek valfler akışı tek yönde kapayarak diğer yönde serbest akışa izin veren elemanlardır. Çek valflerde kapama elemanı olarak genellikle bilya veya konik elemanlar kullanılır. Bu elemanlar bir yuvaya oturduğundan kapama yönünde sızdırmazlık sağlanır.

Basit, sızıntı hatsız ve sızıntı hatlı ön uyarılı olmak üzere çeşitli tipte çek valfler vardır.

2.3.1.1. Basit Çek Valf

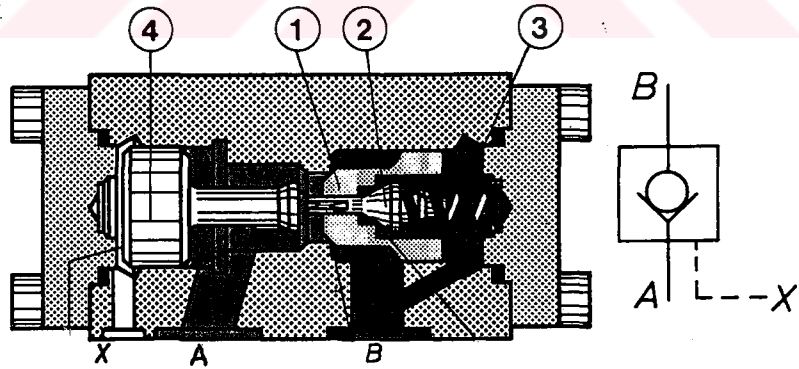


Şekil 2.12 Basit çek valf ve sembolü

Basit çek valfde kapama elemanı (1) konik yapıda olup yay (2) tarafından gövde içindeki yuvada (3) tutulmaktadır. Akışın çek valfin açılması yönünde olması halinde konik eleman akışkanın basıncı ile yuvasından kaldırılarak serbest akış sağlanır. Açılma basıncı konik elemanı yuvasında tutan yay kuvveti ile akışkan basıncının etki ettiği yüzeye bağlıdır. Akışın çek valfin kapanması yönünde olması halinde ise yay ve akışkan basıncı konik elemanı yuvaya iterek bağlantıyı kapatır.

Basit çek valflere karşılık ön uyarılı çek valfler kapama yönünde de açılabilme özelliğine sahiptir.

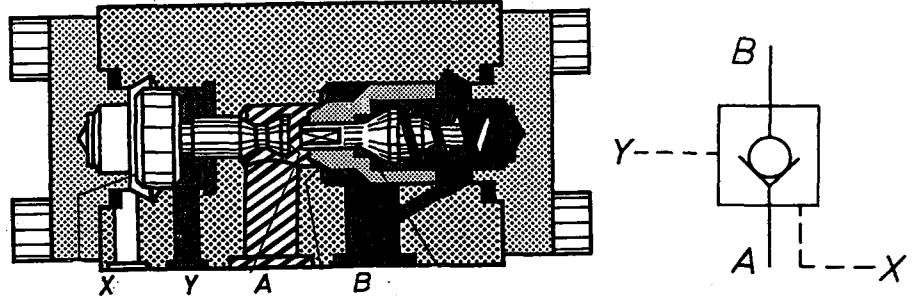
2.3.1.2. Sızıntı Hatsız Ön Uyarılı Çek Valf



Şekil 2.13 Sızıntı hatsız ön uyarılı çek valf ve sembolü

Burada A'dan B'ye doğru akış serbesttir. B'den A'ya akışta ise ana konik (1) ve onun içinde yay (3) ile tutulan ön uyarı koniği (2) sistem basıncı ile yuvaya oturarak akışı engeller. Uyarı bağlantısı (X) üzerinden yapılacak basınç etkisiyle sürgü (4) sağa doğru kaydırılarak uyarı koniği açılır ve B'den A'ya serbest geçiş sağlanır.

2.3.1.3. Sızıntı Hatlı Ön Uyarılı Çek Valf



Şekil 2.14 Sızıntı hatlı ön uyarılı çek valf ve sembolü

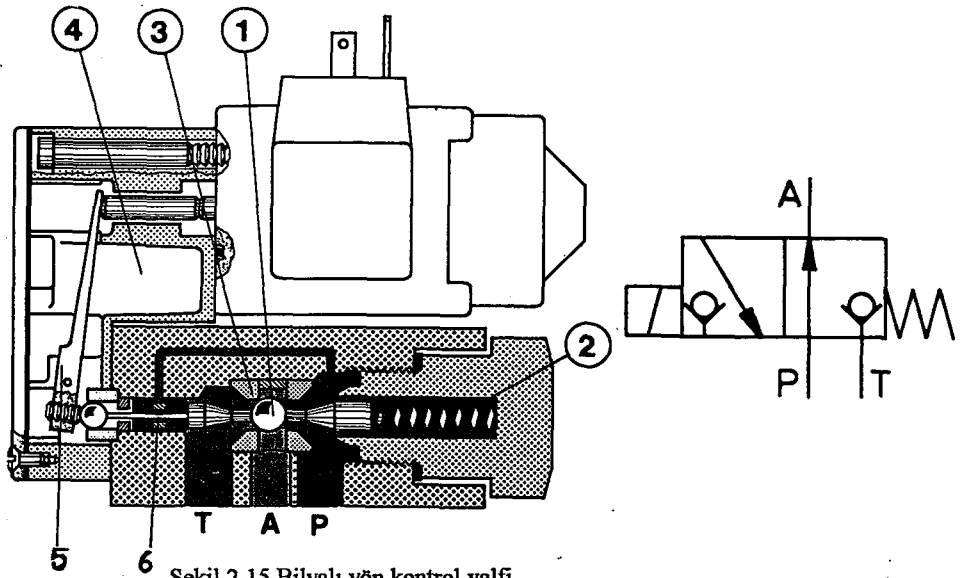
Çalışma prensibi sızıntı hatsız tipte aynı olmakla beraber aradaki fark şudur: A'dan B'ye akış sırasında sürgü dairesel yüzeyine etki eden basınç ile sola doğru hareket eder ve ön uyarı hattında (X) bulunan yağ sızıntı hattına (Y) geçip depoya geri döner.

2.3.2. Yön Kontrol Valfleri

Basınçlı akışkanın hareketinin başlatılması, durdurulması veya yönünün değiştirilmesi ile hidrolik silindir ve motorun hareket yönünün belirlenmesinde kullanılırlar.

Yön kontrol valfleri tasarımlarına göre bilyalı ve sürgülü olmak üzere iki gruba ayrılırlar. Bilyalı olanları mekanik ve elektrik, sürgülü olanları mekanik, elektrik ve hidrolik olarak görev yaparlar.

2.3.2.1. Bilyalı Yön Kontrol Valfleri



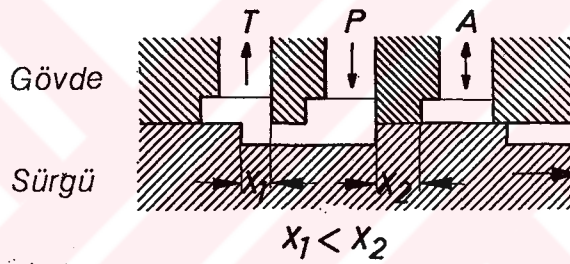
Şekil 2.15 Bilyalı yön kontrol valfi

Bilya (1) valf normal konumda iken yay (2) tarafından soldaki yuvaya (3) doğru itilir. Bu durumda pompadan (p) hidrolik silindir veya motora olan bağlantı (A) açık depoya olan bağlantı (T) ise kapalıdır. Elle veya elektrikli olarak kumanda edilen adaptör (4) içinde yataklanmış kol (5) itici (6) üzerinden bilyaya etki eder. Bilya yay kuvvetine karşı sağa doğru hareket ederek pompa bağlantısını kapatıp hidrolik silindir veya motorun depoya olan bağlantısını açar.

2.3.2.2. Sürgülü Yön Kontrol Valfleri

Sürgülü yön kontrol valflerinin çalışma şekilleri incelenirken geçiş konumlarının gözönünde bulundurulması gerekir. Üç ayrı geçiş konumu vardır.

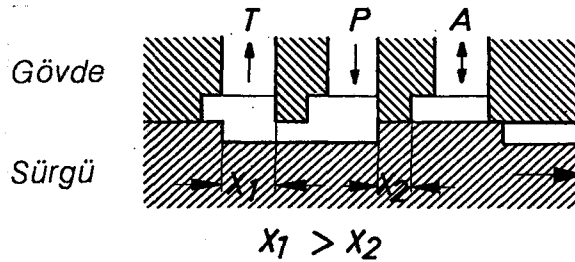
Pozitif Geçiş :



Şekil 2.16 Pozitif geçiş konumu

Sürgünün sağa doğru hareketi ile pompa hattının (P) kullanıcıya (A) olan bağlantısı açılmadan hemen önce pompa hattının tanka (T) olan bağlantısı kapanır. Böylece çalışma sırasında kısa bir süre için tüm yollar kapatılmış olur.

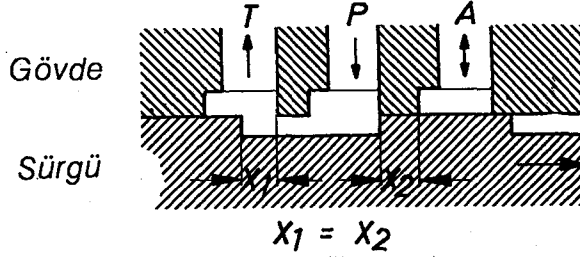
Negatif Geçiş :



Şekil 2.17 Negatif geçiş konumu

Sürgünün sağa doğru hareketi sırasında pompa hattının (P) tanka (T) olan bağlantısı kapanmadan hemen önce kullanıcıya (A) olan bağlantısı açılır. Böylece çalışma sırasında tüm yollar kısa bir süre için birbirine bağlanmış olur.

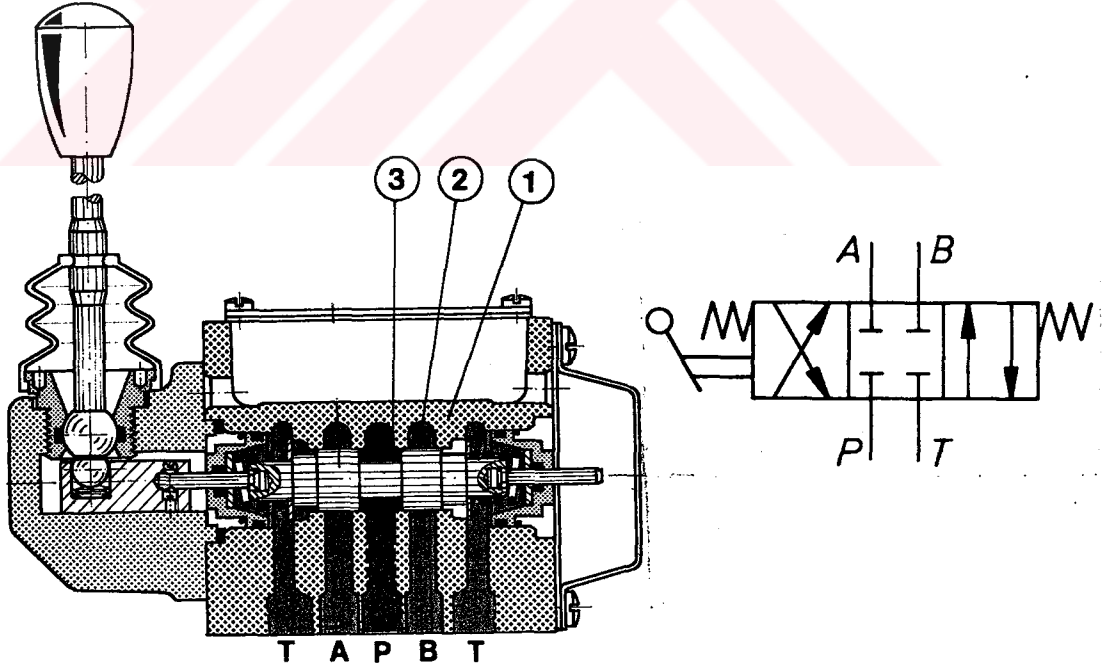
Sıfır Geçiş :



Şekil 2.18 Sıfır geçiş konumu

Bu geçiş konumunda sürgünün sağa doğru hareketi sırasında pompa hattının (P) tanka (T) olan bağlantısı kapandığı anda pompa hattı ile kullanıcı hattı (A) birbirine bağlanır.

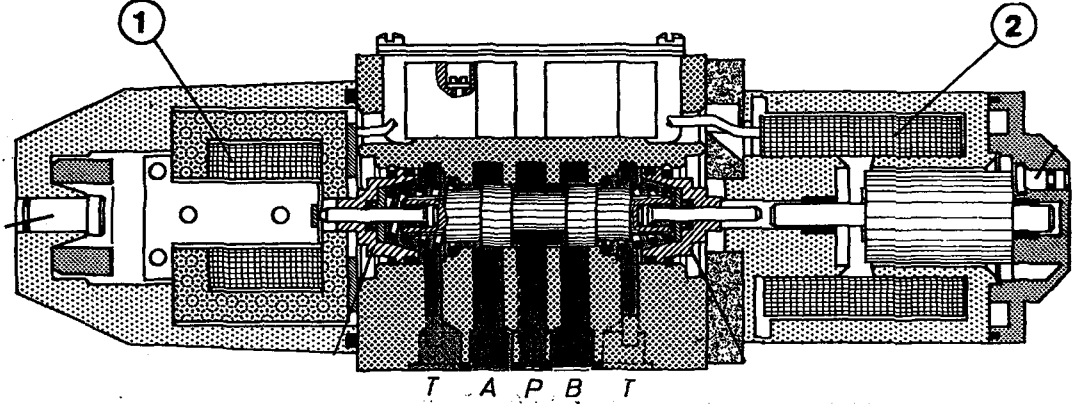
Belirtildiği gibi mekanik, elektrik ve hidrolik uyarılı sürgülü yön kontrol valfleri vardır.



Şekil 2.19 Mekanik uyarılı sürgülü yön kontrol valfi ve sembolü

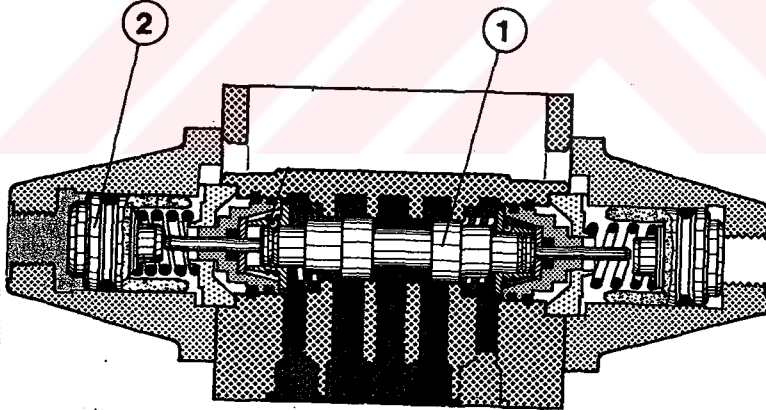
Mekanik uyarılı sürgülü valfte sürgünün hareketi kol (1) ile gerçekleştirilir. Kontrol mekanizması (2) koldan aldığı hareket ile kendisine rijit bağlı sürgüyü kontrol eder. Kol serbest bırakıldığında sürgü yaylar (3)

tarafından orta konumda tutulur. Bu durumda pompa (P) depo (T) ve kullanıcı (A,B) kanalları kapalıdır. Sürgünün sağa doğru hareketiyle pompa hattı (P) B ile ve sol taraftaki A hattı da hemen yanındaki depo (T) hattı ile bağlanır. Sürgünün sola doğru hareketi sonucunda ise pompa hattı (P) A ile ve sağ taraftaki B hattı da yanındaki depo (T) hattı ile bağlanacaktır.

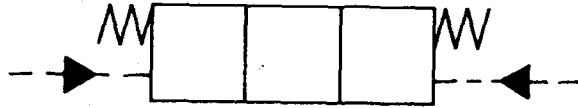


Şekil 2.20 Elektrik uyarılı sürgülü yön kontrol valfi

Elektrik uyarılı sürgülü valfte sağ ve sol taraftaki bobinler (1,2) enerjisiz iken sürgü yaylar tarafından orta konumda tutulmaktadır. Bobinlerden herhangi birinin enerjilendirilmesi ile sürgünün sağa veya sola doğru hareketi sağlanır. Hatların birbirine bağlanması mekanik uyarılıda olduğu gibidir.



Şekil 2.21. Hidrolik uyarılı yön kontrol valfi ve sembolü.



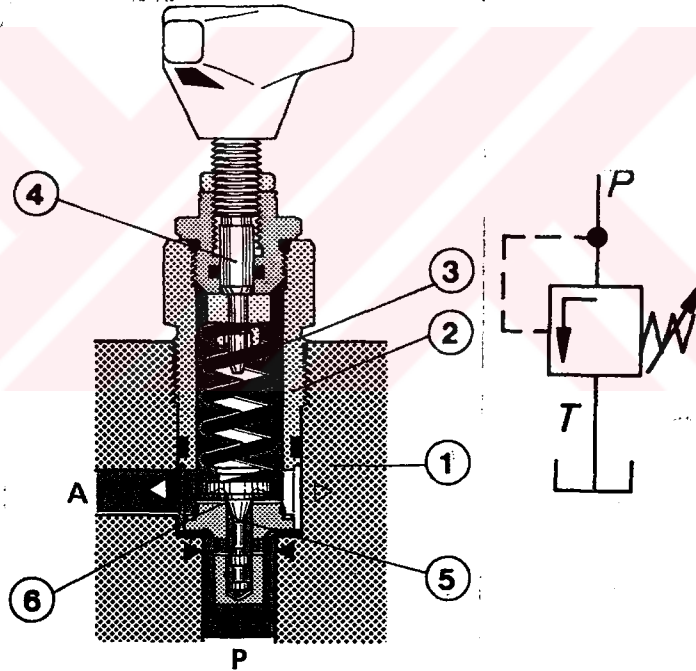
Hidrolik uyarılı yön kontrol valfinde ana sürgünün (1) sol ve sağ tarafında bulunan ve onunla rijit bağlı olmayan ön uyarı sürgülerinden (2) biri basınçlı akışkan ile uyarıldığında ana sürgü sağa veya sola doğru hareket eder. Kanallar mekanik uyarılıda olduğu gibi birbirine bağlanır.

Hem elektrik hem de hidrolik uyarılı yön kontrol valflerinde bobinler veya ön uyarı sürgülerine akım ya da basınçlı akışkan gönderildiği sürece sürgü yaylar tarafından orta konumda tutulur.

2.3.3. Basınç kontrol valfleri

Bu valfler hidrolik sistemin bir bölümündeki basıncı denetlemek için kullanılırlar. Direkt veya ön uyarılı tipleri vardır.

2.3.3.1. Direkt Uyarılı Basınç Kontrol Valfi

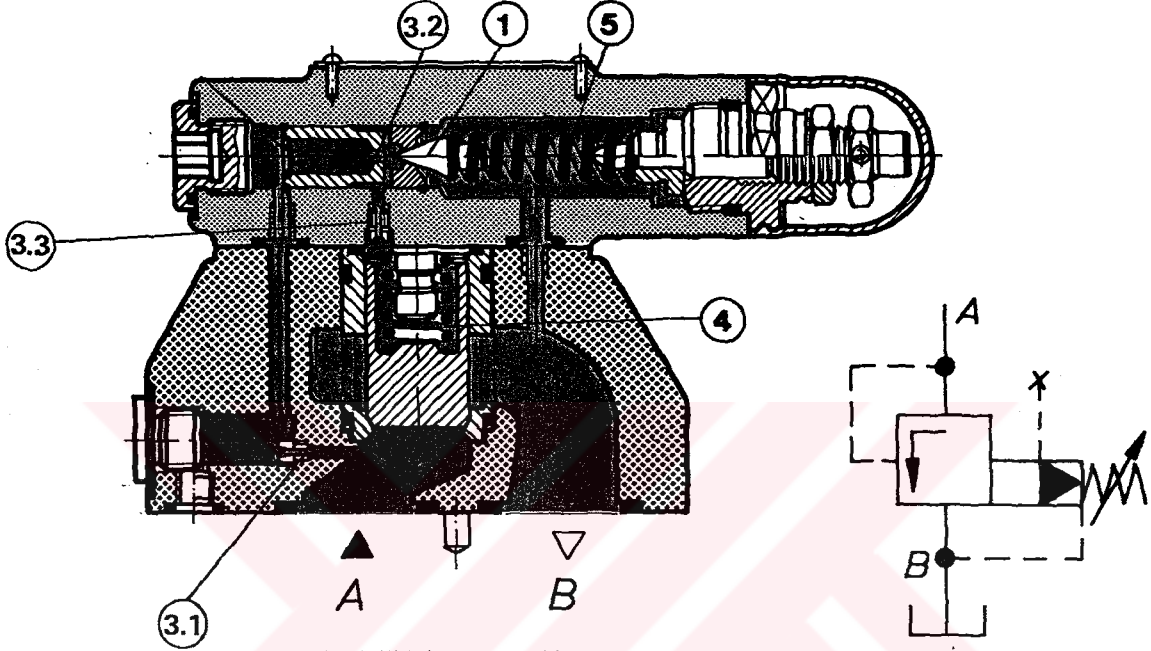


Şekil 2.22 Direkt uyarılı basınç kontrol valfi ve sembolü

Gövdeye (1) dişli ile bağlanmış direkt uyarılı basınç emniyet valfi; kovan (2), yay (3), yay ayar mekanizması (4) sönümleme sürgüsü (5) ve yuvadan (6) oluşur. Kapama elemanını yuvaya doğru iten yayın kuvveti döner ayar mekanizması ile değiştirilerek valfin basınç ayarı yapılır. Pompa kanalı (P) sisteme bağlı olup sistem basıncı kapama elemanının yüzeyine etki etmektedir. Kapama elemanı üzerinde oluşan basınç kuvveti yay kuvvetini yendiğinde eleman yuvasından kalkarak depoya olan bağlantıyı açar ve akışkanın fazlası depoya boşalır. Bunun sonucunda da basınç düşer. Kapama

elemanı aşağıya doğru hareket ederken onun la rijit bağlı sönümleme sürgüsünün bulunduğu kısımdaki akışkan sıkıştırılır. Sürgünün hareket yönüne karşı bir sönümleme kuvveti oluşturularak kapama elemanının yapabileceği titreşim hareketi sönümlenir.

2.3.3.2. Ön Uyarılı Basınç Kontrol Valfi



Şekil 2.23 Ön uyarılı basınç kontrol valfi ve sembolü

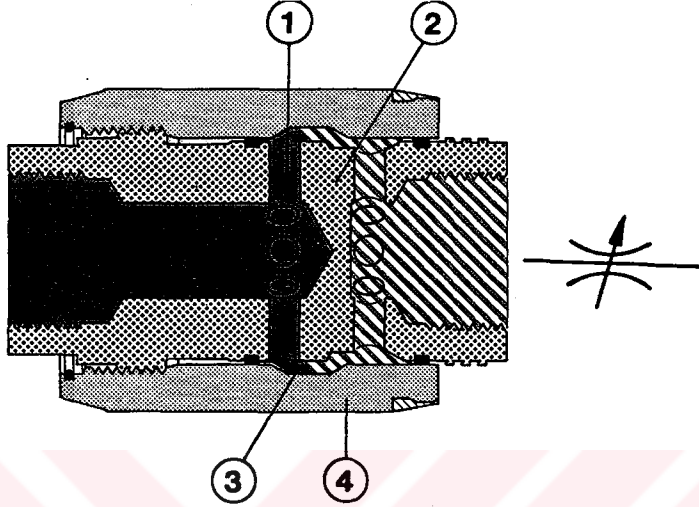
Ön uyarılı basınç kontrol valfleri ön uyarı pistonu (4) ile ana valften (1) oluşmaktadır. Sistem çalışmadığı sürece piston yay kuvveti ile aşağıya doğru itilir. Sistem çalıştığında ise uyarı kanalındaki kısma elemanlarından (3.1 ve 3.2) geçen akışkan pistonun yay bulunan tarafına etki eder. Buraya etki eden akışkanın basıncı kısılmadan dolayı pistonun üst yüzeyine etki eden akışkanın basıncından düşük olacağından piston yukarıya doğru kalkar. Uyarı kanalında toplanan akışkanın basıncı ana valfin yay (5) kuvvetini yendiğinde valf açılır ve akışkanın fazlası depoya boşaltılır. Bu valflerde kısma elemanını (3.2) korumak amacıyla uyarı kanalında bir filitre bulunmaktadır. Ayrıca bir başka kısma elemanı da (3.3) pistonun hareketinin sönümlenmesini sağlar.

2.3.4. Akış Kontrol Valfleri

Akış kontrol valfleri yağ akışını kısıtlayarak kullanıcının hareket hızının kademesiz olarak değiştirilmesini sağlarlar. Bunlara kısma valfleri de denir. Bu valflerdeki akış kısma bölgesindeki basınç düşümüne bağlıdır. Valfden geçen

yağ miktarı arttıkça basınç düşüşü de artar. Çek valfsiz ve çek valfli olmak üzere iki tip akış kontrol valfi vardır.

2.3.4.1. Çek Valfsiz Akış Kontrol Valfi

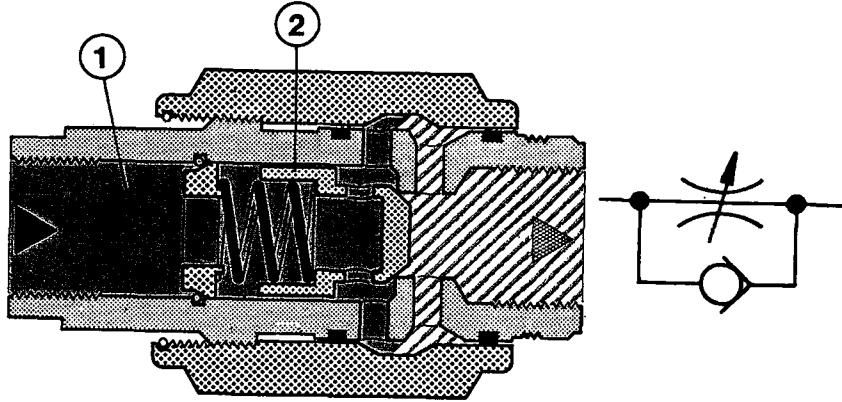


Şekil 2.24 Basit kısma valfi ve sembolü

Akışkan gövdedeki (2) yan deliklerden (1) geçerek kısma bölgesine (3) ulaşır. Bu bölge gövde ile ayarlanabilir bir kovan (4) arasında bulunmaktadır. Kovanın döndürülmesi ile kısma bölgesindeki halkasal kesit kademesiz olarak değiştirilebilir. Bu valfde her iki yönde de kısma yapılabilir.

2.3.4.2. Çek Valfli Akış Kontrol Valfi

Eğer kısma tek yönde isteniyorsa basit kısma valfine bir çek valf ilave edilir.



Şekil 2.25 Çek valfli kısma valfi ve sembolü

Giriş yönündeki (1) valf kapama elemanının (2) arka yüzeyine etki ederek onu yuvasında tutar. Karşı yöndeki akış durumunda ise çek valf kapama elemanını yuvasından kaldırarak ve akışkan valfden kısılmaksızın geçecektir.



3. HİDROLİK SİSTEM YAĞLARININ ÖZELLİKLERİ

Hidrolik olarak enerji iletiminde kullanılan akışkanlar genellikle madensel yağlardır. Bunların dışında sentetik akışkanlar, su ve yağ çözeltileri de kullanılmaktadır. Madensel yağların birim hacimlerinin 20 °C'deki kütleleri 0,91 ile 0,95 kg arasında değişmektedir [1,6].

3.1. Hidrolik Yağlardan Beklenen Özellikler

Hidrolik sistemlerde kullanılan yağların işlevini yerine getirebilmesi için sahip olması gereken bir takım özellikleri vardır. İşte bölümde hidrolik yağların sahip olması gereken özellikleri incelenecektir.

3.1.1. Oksidasyona Karşı Dayanım

Oksidasyon yağın birleşenlerinin oksijenle tepkimeye girerek bazı kimyasal bileşikler oluşturmaktır. Bu olayı hazırlayan başlıca sebep ise yağın ısınmasıdır. Her 5,5 °C'lık sıcaklık artışında yağın oksijenle tepkime hızı bir önceki sıcaklığa göre iki katına çıkar [7].

Oksidasyonun önemli bir sebebi de metalik katalizörlerdir. Yağın, sistemin metal yüzeyleri ile sürekli temas halinde olması nedeniyle bundan kaçınmak imkansızdır.

Hidrolik sistemde kullanılacak yağ oksidasyona eğilimli olmamalıdır. Aksi halde yağın viskozitesi kısa sürede yükselir. Yağ içinde oluşan tortular valflerin tıkanmasına yol açar. Oksidasyon sonucunda oluşan asidik ürünler sistem yüzeylerini kısa sürede tahrip eder.

Günümüzde oksidasyon mukavemeti yüksek olan hidrolik yağlar bulunmaktadır. Bu mukavemet yağın ana elemanlarının dikkatli seçilmesi, özel rafineri işlemlerinin tatbik edilmesi ve oksidasyonu önleyici katıkların ilavesiyle mümkündür.

3.1.2. Paslanmayı Önleyici Özellik

İstenmemesine rağmen hidrolik sistemde bir miktar nem ve hava bulunabilir. Bu durum metal yüzeylerin paslanmasını ve pasın yağın oksidasyonunu hızlandırıcı bir katalizör olarak etki etmesi ihtimalini ortaya çıkarır. O halde yağın paslanmayı önleyici özelliğe sahip olması gerekir. Uygun bir katık ilavesiyle yağın diğer olumlu özellikleri yok edilmeden paslanmaya karşı güvenilir çalışma sağlanmış olur.

3.1.3. Köpükleme

Madensel yağların hepsi basınç ve sıcaklıklarına bağlı olarak hacimlerinin $\%8 \div 10$ 'u kadar havayı erimiş olarak bünyelerinde bulundurlar. Bu hava eriyik olarak bulunduğu sürece bir sorun çıkartmaz. Ancak basınç azalırsa eriyik hava bünnyeden ayrılarak yağ üzerinde toplanır. Gaz halindeki hava sistem çalışınca sıkışacağı için basınç düşümü ve mekanik darbeler oluşur. Ayrıca boşluk nedeni ile pompa da gürültülü çalışır. Yağ bünnyesinden serbest kalan havanın herhangi bir engelle karşılaşmadan kaçabilmesi ve böylece yağın köpüklenmemesi gerekir.

3.1.4. Isıl Genleşme

Sıcaklık yükselmesi yağın hacminde bir artma meydana getirir. Bu genleşme her 1°C 'lık artış için bir önceki sıcaklıktaki hacmin $\% 0,07$ 'si kadardır. Eğer akışkan kapalı bir sistem içerisinde bulunuyorsa genleşme nedeniyle basınçta önemli artışlar olur. Bir fikir edinme açısından şu örneği verebiliriz: Kapalı bir kaptaki bulunan 15°C 'daki 100 l yağın sıcaklığı 80°C 'ta yükselecek olursa hacminde meydana gelmesi gereken 4,5 l'lik genleşme yaklaşık 700 bar'lık bir basınç yükselmesi oluşturur.

3.1.5. Akma, Yanma ve Alevlenme Noktası

Yağın akıcılığını yitirip katılaşmaya başladığı sıcaklık derecesine akma (donma) noktası denir. Bu değer madensel yağlarda $-10 \div 20^\circ\text{C}$ 'dır. [7].

Isınan yağdan çıkan buhar hava ile birleşerek yanıcı gazlar oluşturur. Bu gazlar alevle temas edince tutuşur ve hemen sönerse bu olayın meydana geldiği sıcaklığa alevlenme noktası denir. Madensel yağlar için alevlenme noktası $180 \div 200^\circ\text{C}$ 'dir. Bu sıcaklığın 40°C üstü ise yanma noktası olarak tanımlanır. Hidrolik sistemlerde soğutma yapılarak yağın alevlenme ve yanma noktalarının üstünde ısınması önlenir [6].

3.1.6. Viskozite

Viskozite akışkan katmanlarının birbirinden ayrılmamak için gösterdiği direnç yani akışkanın iç sürtünmesidir. Dinamik ve kinematik olmak üzere iki tür viskoziteden söz edilir. Dinamik viskozite; aralarındaki boşluk bir akışkan ile dolu bulunan hareket halindeki iki yüzeyden herhangi birisinin birim alanına etki eden teğetsel kuvvet olarak tanımlanır. Eğer alan 1 cm^2 , bu alana etki eden teğetsel kuvvet $1 \text{ dyne (gr.cm/s}^2 \text{)}$ ve yüzeylerin hareket hızı da 1 cm/s ise iki yüzey arasındaki akışkanın viskozitesi 1 poise (p) olur. Bunun $1/100$ 'ü $1 \text{ centipoise (cp)}$ olarak adlandırılır. Kinematik viskozite ise dinamik viskozitenin özgül kütleyle oranıdır ve birimi de stokes (st)'dur. $1 \text{ st} = 1 \text{ cm}^2/\text{s'ye}$ eşdeğerdir [4].

Hidrolik sistemlerde kullanılacak yağın viskozitesi büyük bir sıcaklık aralığında sabit kalmalıdır. Viskozitenin sıcaklıkla değişiminin ölçüsü olarak viskozite indeksi (VI) tanımlanmıştır. Düşük bir viskozite indeksi sıcaklığın viskozitede yüksek bir değişim yaptığına, yüksek bir viskozite indeksi ise viskozitenin sıcaklık etkisiyle az miktarda değiştiğine işaret eder. Hidrolik sistemlerde kullanılan yağların VI değerleri 90 veya daha yüksek olmalıdır [7,8].

3.2. Hidrolik Yağların Seçimi

Bir hidrolik sistemin sağlıklı çalışması ve uzun ömürlü olması yönünden sistem için uygun yağın seçilmesi çok önemlidir. Hidrolik sistemde kullanılacak yağın seçimi yukarıda açıklanan özelliklere sahip yağlar arasından viskoziteye göre yapılır.

Düşük viskoziteli yağların kullanılması halinde; pompa ve motorun çalışması, yağın depodan emilmesi ve filtre edilmesi kolaylaşır. Düşük viskoziteli yağların akma (donma) noktaları düşüktür. Bu tip yağların kullanılması halinde borularda ve valflerdeki enerji kayıpları azalır. Ancak düşük viskoziteli yağın kullanılması halinde sızdırmazlığın temini ve yağlama güçleşir.

Yüksek viskoziteli yağlar iyi bir yağlama sağlar. Kaçak ve sızıntılar azalır. Ancak yüksek viskoziteli yağlar sistemde güç kaybına, aşırı ısınmaya, pompanın çalışmasının zorlaşmasına ve borulardaki enerji kayıplarının artarak verimin düşmesine sebep olur.

Öyle ise hidrolik sistemde kullanılacak yağın viskozitesi bu faktörleri dengeleyecek şekilde belirlenmelidir.

4. OTOMOTİV ALANINDA HİDROLİK SİSTEM UYGULAMALARI

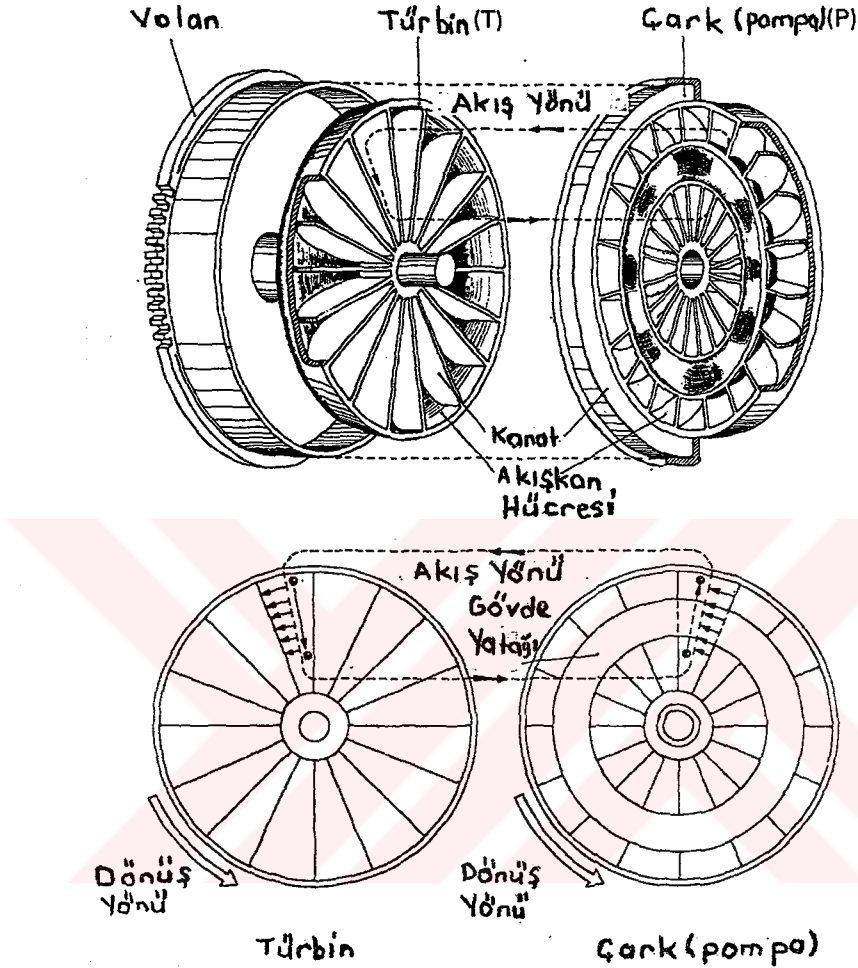
Bu bölümde otomotiv alanında en çok karşılaşılan hidrolik sistem uygulamaları incelenecektir.

4.1. Hidrolik Kavramalar ve Tork Konverterler

Bir hidrolik eleman hidrokinetik enerji sayesinde aracın hız, yük ve ivme karakteristiklerini otomatik olarak göz önünde bulundurur ve motordan alınan gücü transmisyon elemanlarına iletir.

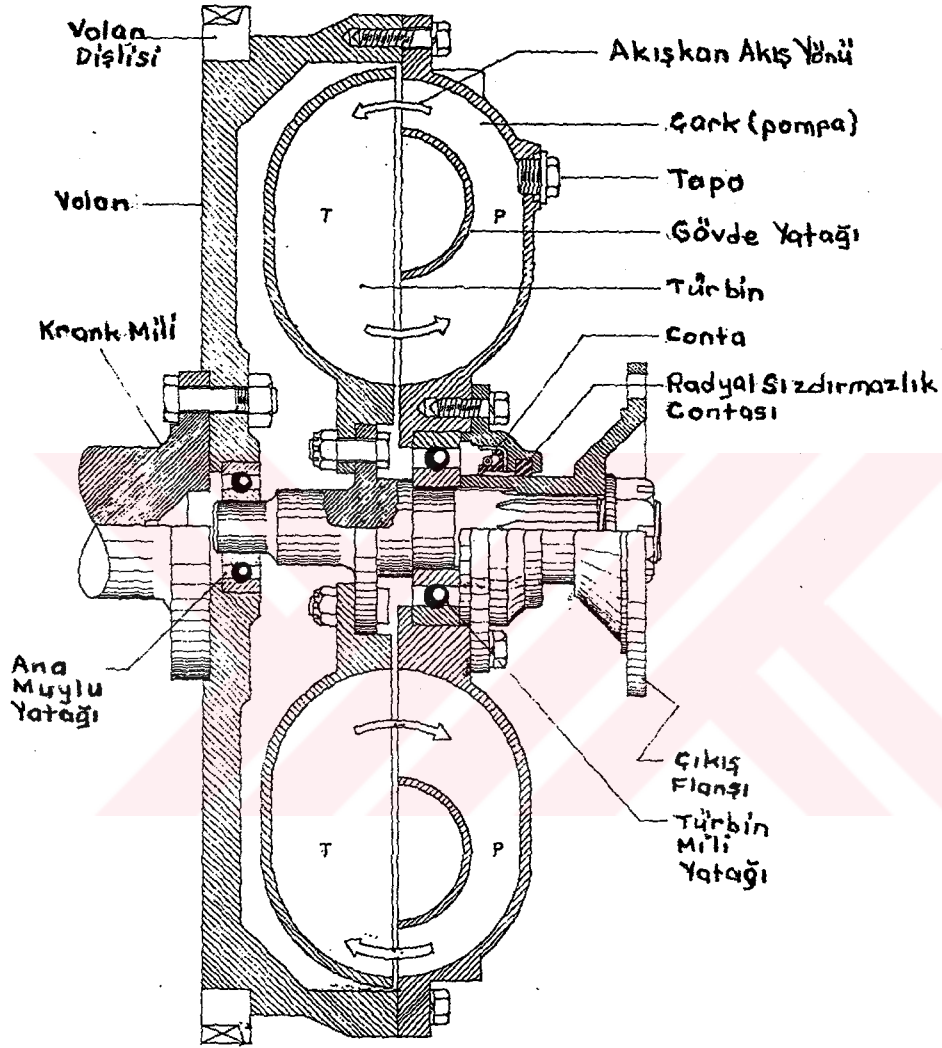
Bu elemanlar iki elemanlı basit tip olabileceği gibi üç veya daha fazla elemanlı da olabilirler. İki elemanlı olanları artan momenti hissettirmeden yavaşça iletirken diğerleri hareket esnasında momenti de yükseltirler.

4.1.1. Hidrolik Kavrama



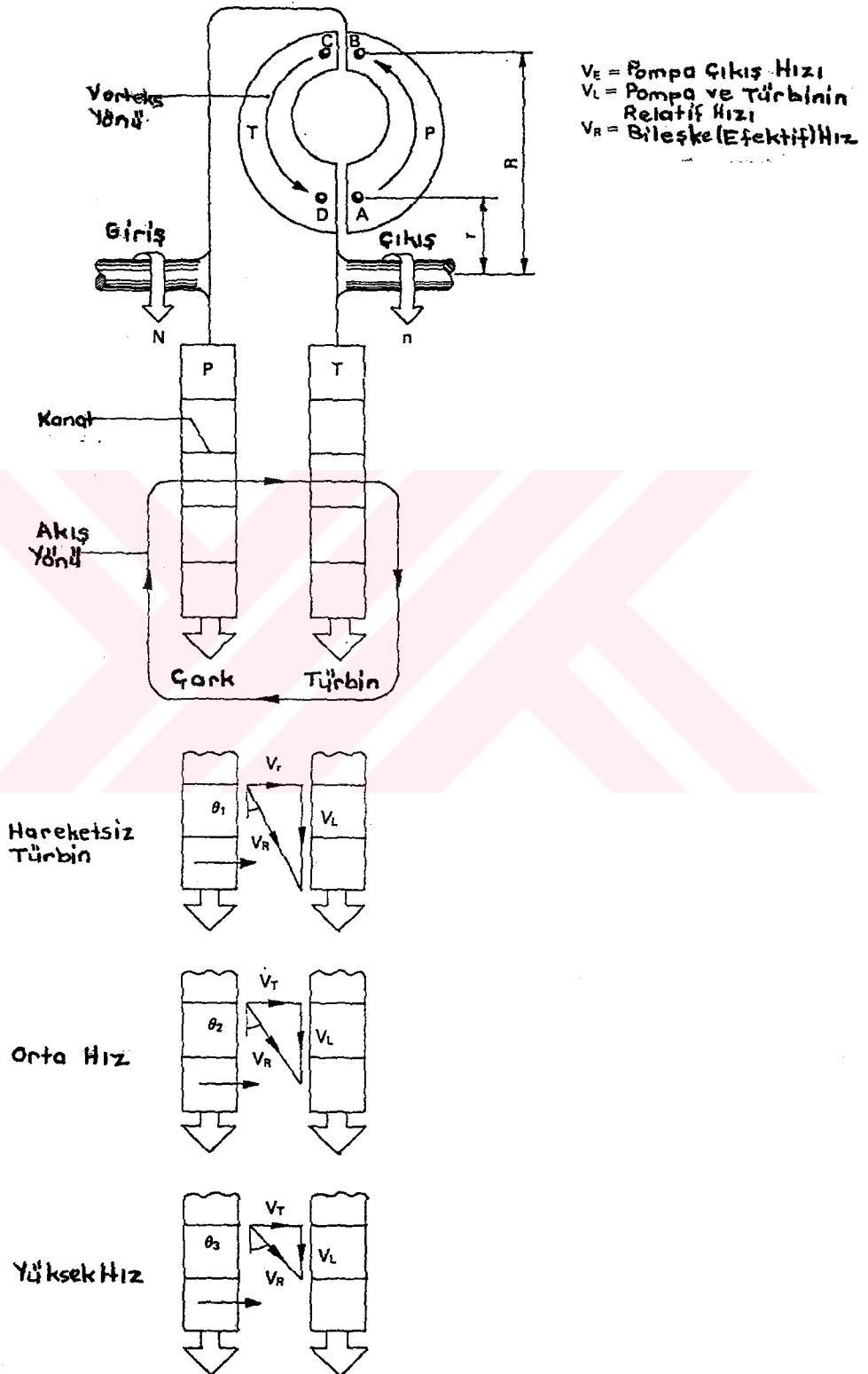
Şekil 4.1. Hidrolik kavramanın prensibi

Hidrolik kavramalar bir giriş çarkı ve bir çıkış türbini ile akış doğrultusunu yönlendirmek için belli sayıdaki radyal kanatlardan oluşmuştur. Hidrolik kavrama prensibine göre giriş ve çıkış hücreleri arasında bileşik bir kayma olacak ve komşu hücrelere sahip türbülanslı akış yolu sürekli başka hücrelerle sıralanıp bozulacaktır. Kavramanın her iki kısmında da eşit sayıda hücre bulunur ve bunların dizilişi homojendir. Sonuçta giriş çarkından çıkış türbinine düzgün olmayan bir moment iletilir. Eğer türbinde ve çarkta farklı sayıda hücre varsa bunların dizilişi homojen olmaz ve akışkanın bir kısımdan diğerine geçişi bir çok kademedeki gerçekleşerek düzgün ve sürekli bir moment iletimi sağlanır. Hidrolik kavramaların dezavantajı türbinin sürüklenme momenti içermesidir. Bu da akışkanın düşük hızlarda efektif olarak sirküle edilememesine neden olur. Ancak bu durum giriş çarkı üzerine bir göbek klavuzu yerleştirilerek azaltılmıştır.



Şekil 4.2. Hidrolik kavrama kesiti

Hidrolik kavramanın çalışma prensibi şöyledir. Motor çalıştırıldığında çarkın dönmesiyle akışkan çark hücrelerine girer ve dönmeye başlar. Böylece akışkanda bir santrifüj kuvvet oluşarak basınç etkisiyle dışarı akması gerçekleşir. Bir akışkan partikülünün çark ve türbin kanatları içindeki hareketini inceleyelim.

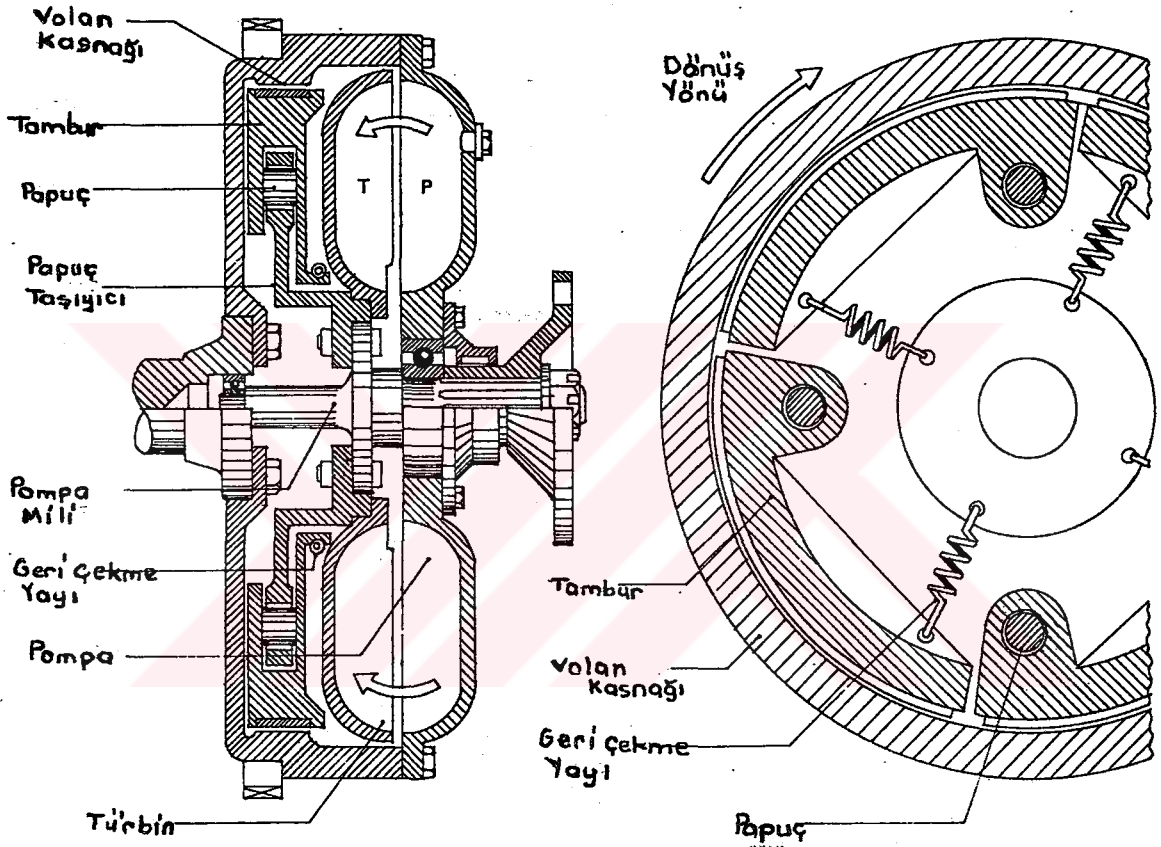


Çark dönmeye başlayınca A noktasındaki akışkan partikülünde kütle ve dönüş yarıçapına bağlı bir santrifüj kuvvet doğacak ve bir kinetik enerji oluşacaktır. Dönme yarıçapının r 'den R 'ye yükselmesi ile santrifüj kuvvet büyüyecek ve partikül dışarı hareket etmeye zorlanacaktır (B noktası). Kuvvetlerin maksimum olduğu konumda kinetik enerjinin büyüklüğü ile akışkan çark hücrelerinden çıkıp akış yolu doğrultusunda türbin hücrelerine girer (C noktası). Böylece akışkan türbin kanatlarında bir reaksiyon kuvveti doğuracak ve kinetik enerjisinin bir kısmını türbine verecektir. Akışkan partiküllerinin sürekli çark ve türbin arasındaki kanala atılmasıyla türbinin daha yavaş olan kısmındaki ilk partikül içeriye doğru hareket edecektir (D noktası). R yarıçapının r 'ye düşmesiyle akışkan partikülü hemen hemen tüm kinetik enerjisini türbine verecek sonuçta da hareket ve güç elde edilecektir.

Motor çalışmadığı zaman türbin statik konumdadır ve türbin hücreleri içindeki akışkan partiküllerine santrifüj kuvvet etki etmemektedir. Motor çalışıp çarkı döndürmeye başladığı zaman akışkan bulunduğu hücreden radyal olarak dışarı akar ve türbin dış kısmındaki hücrelere girer. Akışkanın iki hareketi vardır. Birincisi çark vasıtasıyla kendi eksenine etrafındaki hareketi ikincisi ise hücrelerin çevresinde oluşan vorteks hareketidir. Akışkanın sirkülasyonu çark ile türbin arasında bir açısal hız farkı olduğu sürece devam eder. Ancak bu şartlar altında hızlı olan çark akışkanındaki santrifüj kuvvet yavaş olan türbin akışkanındaki santrifüj kuvvetten büyük olacaktır. Kavrama ekseninde akışkan dönüş hızı merkezden uzaklaştıkça artan mesafeye bağlı olarak büyür. Bunun tersine akışkan hızı türbin hücrelerine girdiğinde düşer. Bu olayda çark tarafından akışkana verilen kinetik enerjinin akışkan tarafından türbine aktarıldığı görülmektedir. Çarktan türbine bir enerji transferi olmasına rağmen proses esnasında moment artışı olmaz.

V_E pompa çıkış hızı, V_L pompa ile türbin arasındaki lineer bağıl hız ve V_R akışkanın efektif hızı olmak üzere hidrolik kavramanın çalışma prensibi değişik konumlar için sabit akış hızı kabul edilerek vektörel hız diyagramları ile de açıklanabilir. Araç ilk harekete geçtiğinde motor türbini sabit tutarken çarka hareket verir. Bu durumda çark ile türbin arasındaki lineer bağıl hız çok yükselecek bu da akışkanın efektif hızını etkileyecektir. Akışkanın pompa çıkışı ve türbin girişindeki akış yönü arasında aracın ileri hareketine bağlı olarak küçük bir θ_1 açısı oluşur. Bu da türbin kanatlarında bir itiş yaratır. Türbin dönmeye başlayıp pompa hızına ulaşıldığında lineer bağıl hız düşer. Akışkanın pompa çıkışı ve türbin girişindeki akış yönleri arasındaki açı bir miktar artar ve θ_2 olur. Böylece akış hızı azalır. Buna bağlı olarak da itiş ve moment düşer. Yüksek türbin hızlarında, lineer bağıl hız ve akışkanın efektif hızı küçülecek ama θ_3 büyük olacaktır. Bu da akışkanın yaptığı itişin düşüklüğünü ve akış yönünün türbini döndürmek verimli olmadığını gösterir.

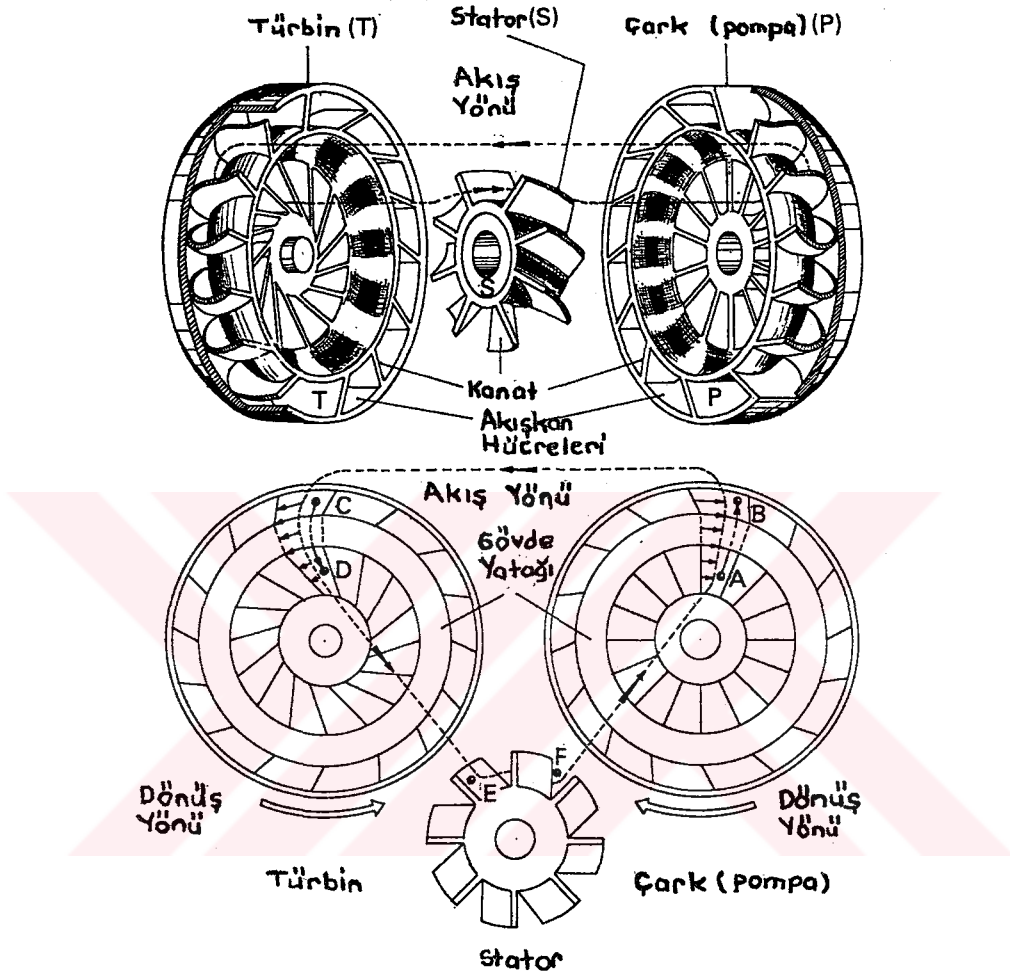
Hidrolik kavrama taşıt motorlarının bir çok karakterine uyum sağlasa da iki dezavantajı vardır. Birincisi boşta çalışmada el freni tam olarak çekilmedikçe aracın öne doğru sürüklenmesi engellenemez. İkincisi ise; küçük yüklemeler altında oluşan az miktardaki kayma, büyük yüklerde çok artmaktadır. Büyük taşıtlarda hidrolik kavrama kullanıldığında yüksek hızlarda kilitlenme sağlanabilmesi için bir tambur ve papuç kullanılır. Elde edilen kavrama ile boşta çalışmada aracın sürüklenmesi de yok edilir.



Şekil 4.4. Sürtünmeli hidrolik kavrama kesiti

Bu konstrüksiyonda çarkla volan arasında mile tespit edilmiş bir papuç yuvası bulunur. Papuç yuvasına sürtünmeyi sağlayacak 4 adet papuç yerleştirilmiştir. Papuçlar taşıyıcı mil üzerine birbiri ardına sıralanmış ve yaylar yardımıyla geri çekilmiş pozisyonda durmaktadır. Maksimum momente ulaşıldığında sürtünmeyi sağlayan papuçlar santrifüj kuvvetle volan tamburuyla temas edene dek yuvadan dışarı atılırlar. Sürtünme etkisiyle iç ve dış papuçlar birbirine kilitlenir.

4.1.2. Üç Elemanlı Tork Konverter

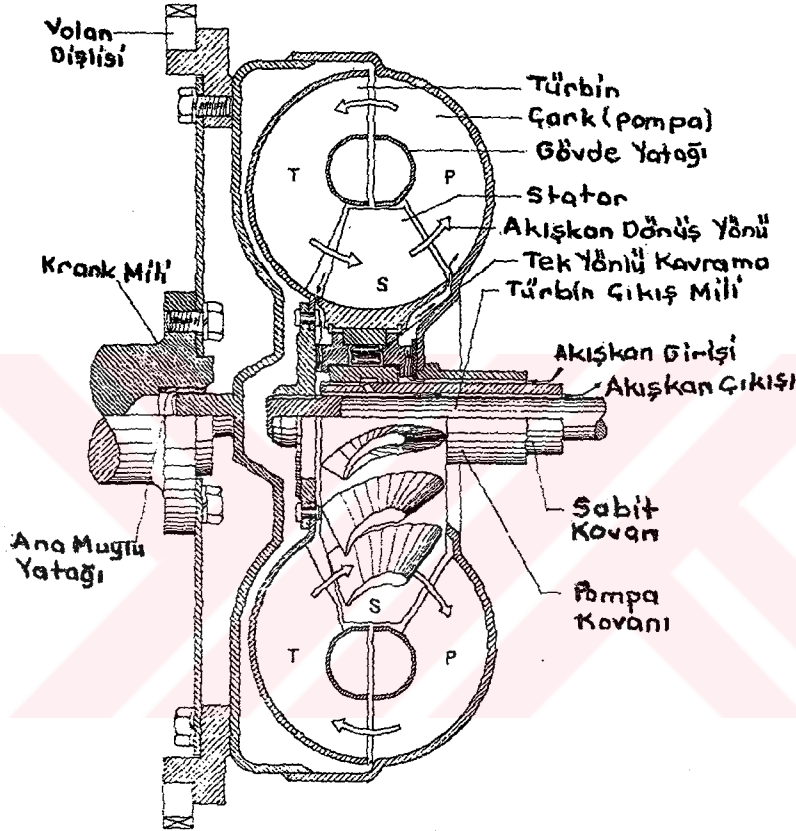


Şekil 4.5. Üç elemanlı tork konverterin prensibi

Üç elemanlı tork konverter çıkış türbinini içine alan giriş çarkı ile bir statordan oluşmuştur. Motor çalıştığında tork konverterde iki hareket görülür : Çark ve türbin hücrelerindeki akışkanın çark etrafında sirküle olması ve çarkla türbin hücrelerindeki akışkanda vorteks hareketinin meydana gelmesi.

Akışkan; momentumuna bağlı olarak türbin kanalına atılır ve proses esnasında türbin kanatlarına belli bir açıyla çarparak momenti iletir. Türbin kanalındaki akışkanın türbin çıkışına doğru ilerleyerek sabit stator kanatları arasına akması sağlanır. Akışkanın momentum reaksiyonu, statorun sabitlendiği gövde tarafından absorbe edilir ve akışkan tekrar çark girişine doğru yönlendirilerek çark kanatları tarafından oluşturulan kanala girer.

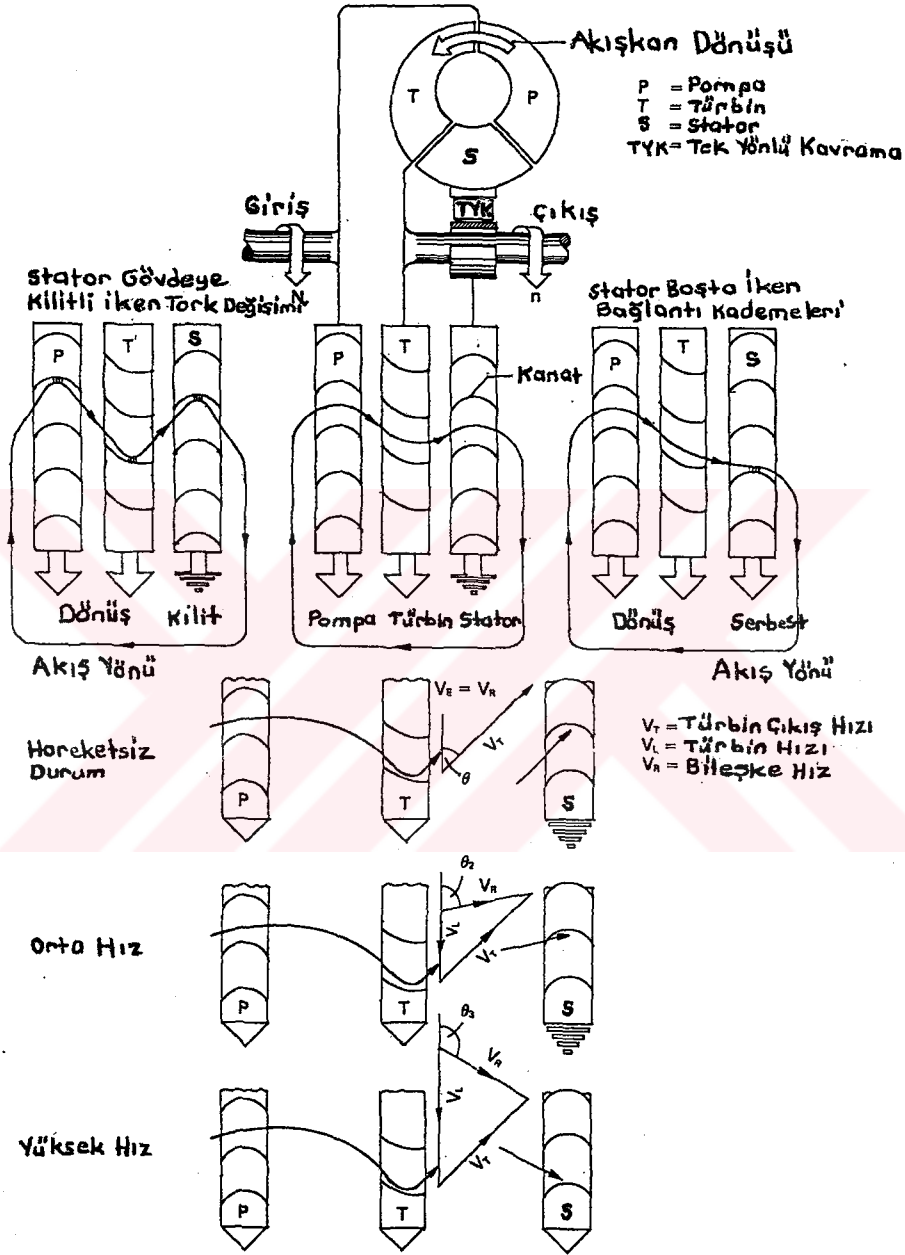
Akışkanın kanala girmesiyle statora iletilen moment kadar kanatlara da bir moment iletilir. Sonuç olarak çarka motor tarafından sağlanan moment ve akışkanın yarattığı reaksiyon momentinin toplamı kadar moment türbin çıkış momentini verir.



Şekil 4.6. Üç elemanlı tork konverter kesiti

Motor çalışırken çark bir santrifüj pompa görevi yapar ve akışkanın üç elemanlı konverter gövdesi ile kanatlarının oluşturduğu vorteks kanalı çevresine radyal olarak akması sağlanır. Konverter Prensipli daha iyi anlayabilmek için bir akışkan partikülünün vorteks kanalındaki hareketini inceleyelim : Partikülünün çark giriş noktasına (A) çok yakın bir mesafede olduğu varsayalım. Çark motor tarafından döndürülmeye başlandığında santrifüj kuvvet partikülü çarkın en uzak çıkış noktasına (B) itecektir. Bu mesafe boyunca partikülün dönüşüyle bağlı hız artacak ve partiküle bir kinetik enerji kazandırılmış olacaktır. Türbin çarka göre daha düşük bir hızla dönmektedir ve çarka etkiyen basınç türbine oranla çok daha fazladır. Partikül C noktasında türbine girer. Türbin kanalındaki akışkan partikülü türbin çıkış noktasına (D) doğru itilir ve kinetik enerjisinin bir kısmını türbine verir. Türbin çıkışında hala belli bir kinetik enerjiye sahip partikül stator kanat

girişine (E) gelir ve eğik kanatlar ile çıkış noktasına doğru yönlendirilir (F). Sabit stator kanatlarından çıkan partikül akış yolu doğrultusunda tekrar çark giriş noktasına (A) gelir ve kinetik enerjisini çarka verir.



Şekil 4.7. Üç elemanlı tork konverter çalışma prensibi ve hız diyagramları

Türbinden çıkıp stator sabit kanatlarına giren akışkanın yönü türbin çıkış hızından (V_r) etkilenir. Türbin sabitken çark döndürülmeye başlandığında çarkı terk eden akışkanın yönü türbin kanat şeklinden ve eğiminden etkilenmektedir. Bu koşullar altında akışkanın hareket yönü (θ_2) stator

kanatlarının iç bükey kısmına doğru olacak ve sonra da maksimum itişin sağlanacağı yönden çark girişine hareket edecektir. Türbin ilk harekete başladığında akışkan lineer bir hız kazanacak (V_L) ve efektif hızın (V_R) yönü Θ_2 olacaktır. Türbin dönüş hızı artıkça akışkanın lineer hızı da artacak ve türbinin çıkış hızının değişmediği varsayılarak akışkanın yönü stator kanatlarının dış bükey kısmına etkiyecek şekilde Θ_3 olacaktır. Kritik hızın altında akışkanın etki yönünün stator kanatlarının iç bükey kısmından dış bükey kısmına dönüşü stator momentinin ters yönde etkimesine neden olacak ve akışkanın yönü değişecektir. Bu yön değişikliği ise çark hareketine engel olacaktır. Böylece hız artışında motorun momentinde düşüş meydana gelecektir. Tork konverterlerdeki hız sınırı statora tek yönlü kavramanın yerleştirilmesiyle aşılmıştır. Böylece akışkanın yönü değişip kanatların dış bükey kısmına etki ettiğinde giriş ve çıkış arasında serbestçe dönmesi sağlanacaktır. Tork konvertere eklenen tek yönlü kavrama konverteri hidrolik kavrama haline getirir. Sonuçta yüksek hızlarda da moment düşüşü olmaz ve yüksek bir verim sağlanır.

4.2. Otomatik Transmisyon

Mekanik transmisyonda sürücü taşıtın yük ve hız durumuna göre bir vites kademesi belirleyerek onu el ile kumanda ettiği kol sayesinde seçer. Oysa otomatik transmisyonda sürücü aracını hareket ettirmeden önce seçeceği bir vites kolu pozisyonuna göre vites kademeleri otomatik olarak büyür ve küçülür.

Otomatik transmisyonda ilk hareket esnasındaki yavaş artan moment problemi dişli kutusu ile motor arasına bir tork konverter koyularak aşılmış ve yol-hız şartlarına bağlı olarak motor ile transmisyon arasındaki kayma azaltılmıştır. Vites değişim anı düzenleme ve kısma valflerinden gelen basınç sinyalleri ile ayarlanır. Basınç sinyalleri, bilgiyi basınç değişiklikleri cinsinden hesaplayan valf ve pistonlardan oluşmuş bir hidrolik kontrol kutusuna yönlendirilir. Pompa tarafından basılan akışkan, konum değişikliklerine göre kavrama ve frenleri devreye sokarak istenilen şartları sağlar.

4.2.1. 3 İleri 1 Geri Otomatik Transmisyon Mekanizması

İncelenen bu mekanizmada vites kolu pozisyonları park (P), geri (R), boş (N), ileri (D), 2 ile 3. vitesler arasında çalışma (1) ve 1 ile 2. vitesler arasında çalışma (2) olmak üzere altı konumdadır.

Park konumunda transmisyona hareket iletimi söz konusu değildir. Volanın çıkış miline kilitlenmesiyle araç ileri veya geri hareket edemez.

Geri konumunda transmisiyondan gelen moment çıkış milini ters yönde döndürerek aracın geri hareketini sağlar.

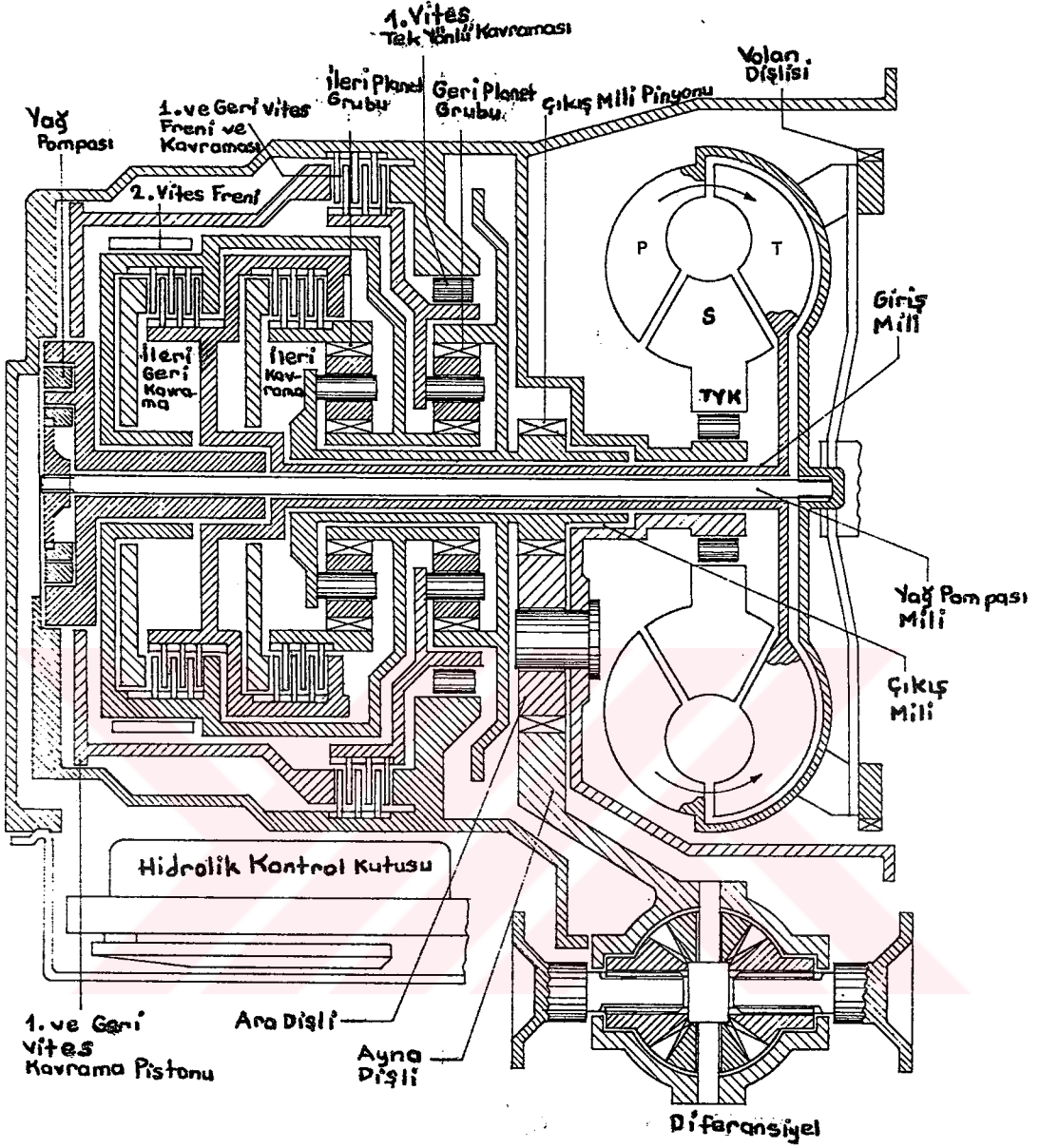
Boş konumunda bütün kavramalar ve frenler serbesttir.

İleri konumunda araç seyir halindeyken yol ve ivlenme koşullarına göre 1, 2 ve 3. kademeler arasında otomatik vites değişimi sağlanır.

1 konumunda 2 ve 3. vitesler kullanılır. Sütrünmeli kavramanın tek yönlü kavramayı kilitlemesiyle ıslak ve buzlu yolda daha iyi bir sürüş kontrolü sağlanır.

2 konumunda 1'den 2'ye veya 2'den 1'e geçiş vardır.





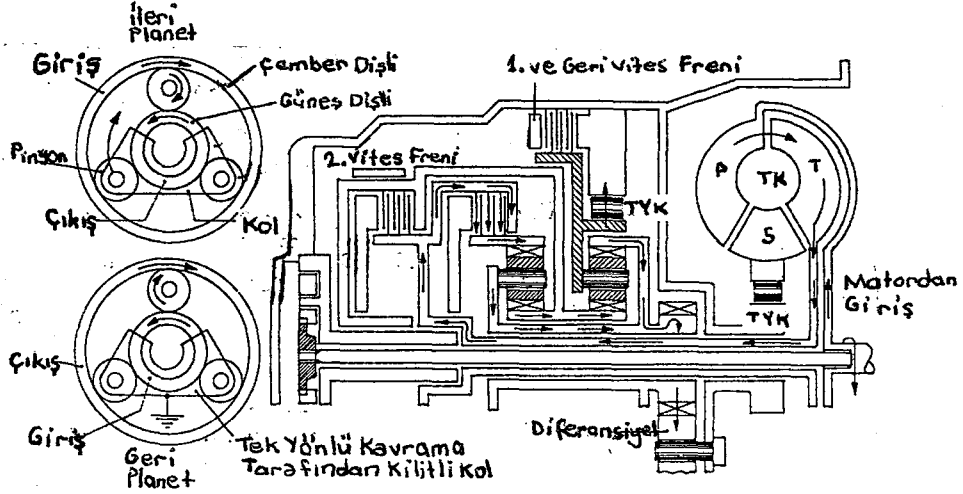
Şekil 4.8. 3 ileri 1 geri hidrolik transmisyonun şeması.

Bu transmisyon mekanizmasında ileri ve geri olmak üzere iki planet dişli grubu bulunmaktadır. Her grup bir güneş dişli, bir çember dişli ve planet taşıyıcısından oluşmuştur.

Tüm ileri vitesler için güç; ileri çember dişlilerinden girer. Geri viteste ise güç geri güneş dişlisinden girer ve geri çember dişlilerinden çıkar.

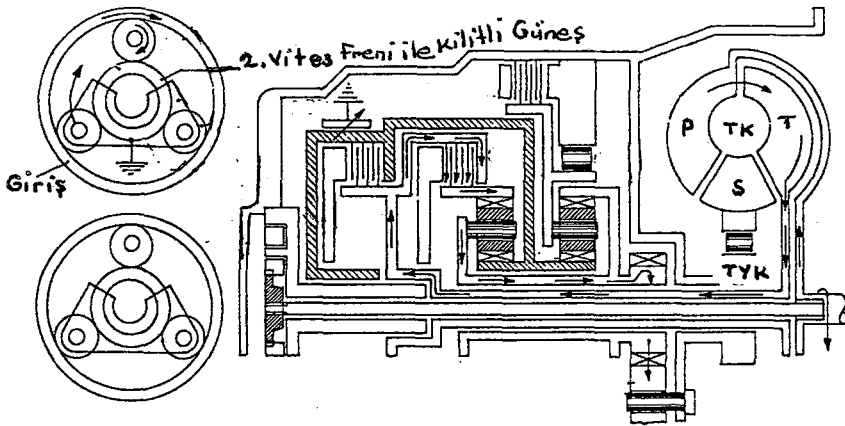
Birinci vites kademesi ileri ve geri planet gruplarını düzenleyerek gerekli olan düşük vites redüksiyonunu sağlar. İkinci vites kademesi ise orta değerde redüksiyon sağlamak için sadece ileri planet dişli grubunu kullanır. Üçüncü vites kademesinde ileri planet dişli grubunun kilitlenmesiyle düzgün

bir sürüş sağlanır. Vites kademeleri planet dişli grubunun belli kısımlarının tek veya çift yönlü kavrama tarafından tutulması ya da döndürülmesi ile elde edilir.



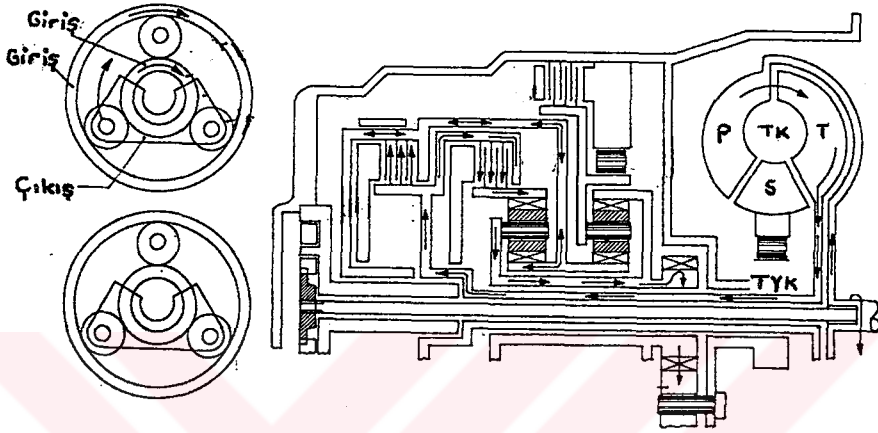
Şekil 4.9. Birinci viteste güç akışı.

Vites kolunun ileri (D) konumuna getirilmesiyle moment konvertörden ileri planet dişli grubunun çember dişlisine iletilir. Bu dişlinin saat yönünde dönmesiyle planet dişlileri de aynı yönde döner. Ancak güneş dişlinin dönüşü saat yönünün tersidir. İleri planet taşıyıcısı çıkış miline tespit edilmiştir. Böylece planet dişlilerinin güneş dişli etrafında yuvarlanmadan yürümesi sağlanır. Güneş dişlinin saat yönündeki dönüşü geri planet dişlilerini de saat yönünde döndürür. Tek yönlü kavramanın geri planet dişli taşıyıcısını sabit tutmasıyla çember dişli ve çıkış mili saat yönünde döner. Böylece aracın yumuşak kalkışı gerçekleşir.



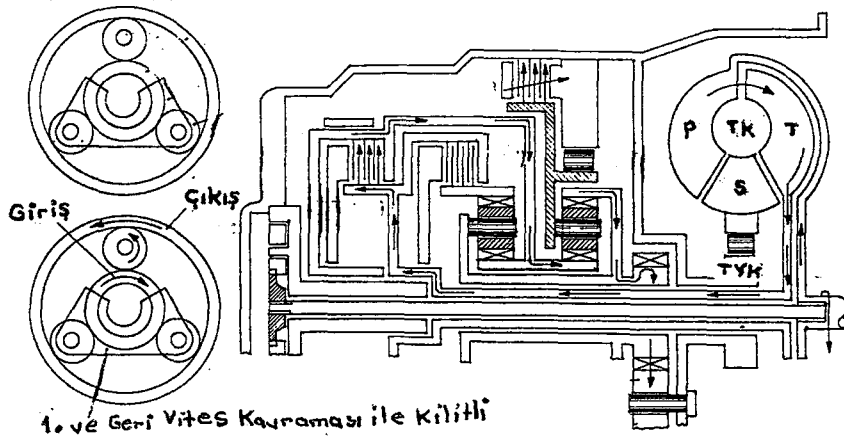
Şekil 4.10. İkinci viteste güç akışı.

İkinci viteste ileri yön kavraması ile ikinci vites freni birlikte çalışır. İleri yön kavraması ile moment ileri çember dişlisine aktarılır. Bu arada fren güneş dişliyi sabit tutmaktadır. Planet dişlileri hem kendi eksenleri etrafında hem de sabit konumdaki güneş dişli etrafında dönmeye zorlanır. Sonuçta ileri planet taşıyıcısı çıkış miline bağlı olarak saat yönünde döner.



Şekil 4.11. Üçüncü viteste güç akışı.

Üçüncü viteste moment ileri yön ve ileri geri kavramalarının her ikisi ile birlikte iletilir. İleri geri kavrama ileri dişli grubunun güneş dişlisini saat yönünde döndürür. Çember dişlinin dönüş yönü de aynıdır. Güneş ve çember dişlilerinin aynı yönde ve hızda dönüşü planet dişlilerine iletilir. Böylece planet dişlileri çıkış milini saat yönünde döndürür.



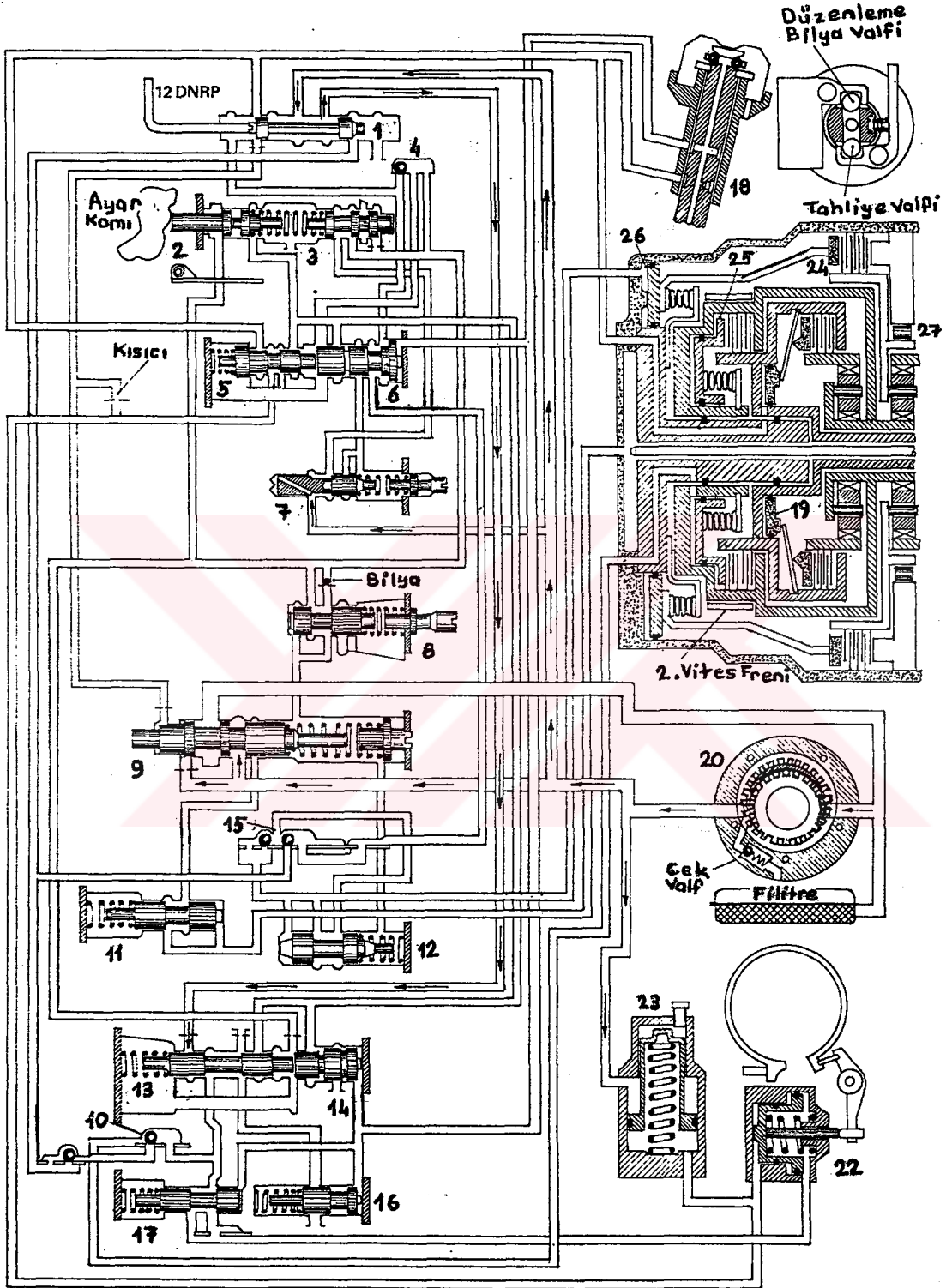
Şekil 4.12. Geri viteste güç akışı.

Vites kolunun geri (R) pozisyona getirilmesiyle fren devreye girerek saat yönündeki momentin güneş dişliye aktarılması sağlanır. Frenin devrede olması ile planet dişli taşıyıcısı sabit tutulur. Bu durumda planet dişlileri kendi eksenleri etrafında dönerken çember dişlinin de çıkış miline bağlı olarak saat yönünün tersinde dönmesini sağlarlar.

4.2.2. Hidrolik Transmisyon Kontrol Sistemi Elemanları ve Yağ Akışı

Hidrolik transmisyon kontrol sistemi şu elemanlardan oluşur :

1. Manuel Valf
2. Ayar Valfi
3. Basınç Kısma Valfi
4. Birinci Vites Konumu İçin Valf
5. 1-2 Kademe Valfi
6. 1-2 Düzenleme Supapı
7. Kısma Basıncı Sınırlama Valfi
8. Ana Basınç Sınırlama Valfi
9. Ana Basınç Regüle Valfi
10. Birinci ve Geri Vites Freni İçin Valf
11. Konverter Basınç Valfi
12. Yumuşak Geçiş Valfi
13. 2-3 Kademe Valfi
14. 2-3 Düzenleme Supapı
15. İleri-Geri Kavrama İçin Valf
16. 3-2 Kontrol Valfi
17. 3-2 Ayar Valfi
18. Düzenleme Valfi
19. İleri Yön Kavraması Pistonu
20. Yağ Pompası
21. Konverter Çek Valfi
22. İkinci Vites Fren Servosu
23. Akümülatör
24. Birinci ve Geri Vites Fren Pistonu
25. İleri Geri Kavrama Pistonu
26. Birinci ve Geri Vites Kavrama Pistonu
27. Tek Yönlü Kavrama



Şekil 4.13. 3 ile 1 geri otomatik transmisyon mekanizması ve boşta (N) yağ akışı.

Boşta (N) yağ akışı; pompadan basılan yağ ana basınç regüle valfine (9) gelir. Yağ basıncına bağlı olarak valf konum değiştirir ve konverter basınç valfine (11) doğru olan kanalı açar. Yükselen pompa basıncı valf tahliye kanalını açıp pompa tarafına yağ akışı sağlanana dek valfi hareket ettirir. Pompadan gönderilen basınç hat basıncı olarak tanımlanır ve kısma basıncı sınırlama valfine (7), akümülatöre (23), manuel valfe (1) oradan da 2-3 kademe valfine (13) yönlendirilir.

Park (P) konumunda yağ akışı; bu konumdaki akış boş konumdaki akışa çok benzer, tek fark 2-3 kademe valfine (13) hat basıncının etkimemesidir. Ayrıca bu durumda ana basınç regüle valfi (9) hat basıncında maksimum bir artış sağlar.

Birinci Viteste yağ akışı; manuel valfi (1) D pozisyonunda iken hat basıncı 1-2 ve 2-3 kademe valfleri (5,13) ile ileri yön kavramasına gönderilir. Düzenleme basıncının kademe valfinin (5) arka kısmına etkimesiyle yay kuvveti bu basınca karşı koyar. Aracın hızı arttıkça düzenleme basıncı, kısma basıncını aşarak 1'den 2'ye geçişi sağlar. Bunun dışında düşük bir hat basıncı ana basınç regüle valfinin (9) arka kısmına etkir. Valfin hareketiyle birlikte daha fazla yağ tork konvertere geçerek hat basıncında bir düşme yaratılır.

İkinci viteste yağ akışı; bu durumda yükselen düzenleme basıncı kısma basıncının etkisini kendisine karşı bulunan 1-2 düzenleme supapının (6) ters yöndeki hareketi ile 1-2 kademe valfi (5) yer değiştirene dek bozar. Bu hareket hat basıncının akümülatöre (23) ve ikinci vites servo pistonuna (22) geçmesini sağlayarak ikinci vites frenini devreye sokar.

Üçüncü viteste yağ akışı; 2-3 düzenleme supapına (14) etkiyen yüksek düzenleme basıncı komşu 2-3 kademe valfini (13) hareket ettirecektir. Böylece hat basıncının kademe valfinin etrafından 3-2 ayar valfine (17) ve oradan da ikinci vites servo pistonunun yay odasına gitmesi sağlanacaktır. Aynı anda 2-3 kademe valfinden (13) sağ taraftaki bilya valf (10) orifisine doğru akan hat basıncı ileri-geri kavrama pistonunu (25) tahrik edecektir. Ayrıca ana basınç regüle valfinin (9) sol tarafına hat basıncının tümü etki edecek ve hat basıncındaki düşüş mertebesi 2. vitestekiyle aynı olacaktır.

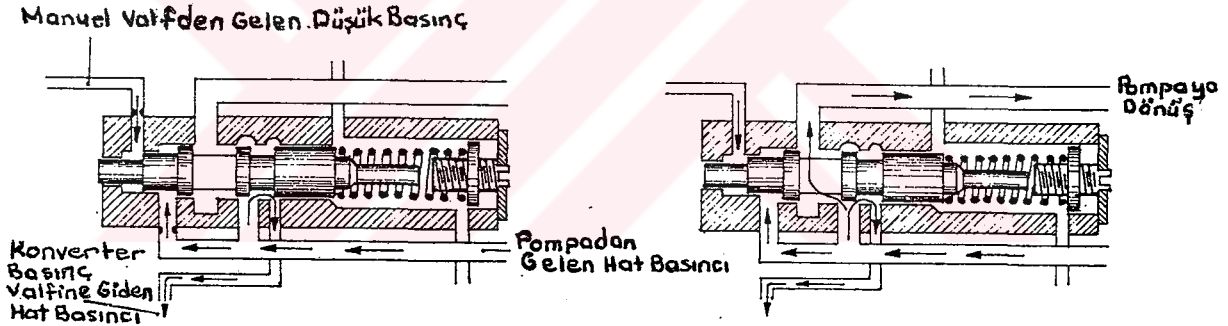
1 konumunda yağ akışı; vites kolu 1 pozisyonunda iken hat basıncı ileri yön kavrama pistonunu (19) tahrik ederek sütünmeli kavramaların birleşmesini sağlayacaktır. Manuel valfden (1) gelen hat basıncı bilya valfi (4) hareket ettirerek 1-2 kademe valfine (5) gelen kısma basıncını keser. Böylece hat basıncı 1. ve geri vitesler için olan bilya valfi (4) geçerek 1-2 düzenleme supapına (6), yumuşak geçiş valfine (12) ve son olarak da 1. ve geri vites kavrama pistonuna (26) etkiyip disklerin birleşmesini sağlar. Sonuçta hat

basıncı 1-2 kademe valfinin (5) sol tarafına etkiyecek ve böylece ters taraftaki düzenleme basıncı durdurularak vitesin 1'den 2'ye geçişi engellenecektir.

2 konumunda yağ akışı; bu durumda hat basıncı 1-2 kademe valfinin (5) ortasına yönlendirilir. Seyir hızı yükselince düzenleme basıncı valfi hareket ettirmek için yeterli olacaktır. Böylece 2. vites servo pistonuna (22) olan kanal açılacaktır. 2 konumunda 2-3 kademe valfine (13) geçen hat basıncı durdurulacak ve 2'den 3'e geçiş önlenecektir.

Geri viteste yağ akışı; vites kolu R konumundayken hat basıncı ileri-geri kavrama için olan bilya valflerden (15) geçerek ileri-geri kavrama pistonuna (26) yönlendirilir. Aynı şekilde hat basıncı birinci ve geri vites freni için olan bilya valflerden (10), yumuşak geçiş valfine (12) ve oradan da birinci ve geri kavrama pistonuna (26) gelerek diskleri birleştirecektir. Geri viteste ana basınç regüle valfi (9) hat basıncında maksimum bir artış sağlar. Çünkü valfin sol arka kısmına herhangi bir basınç etkisi yoktur.

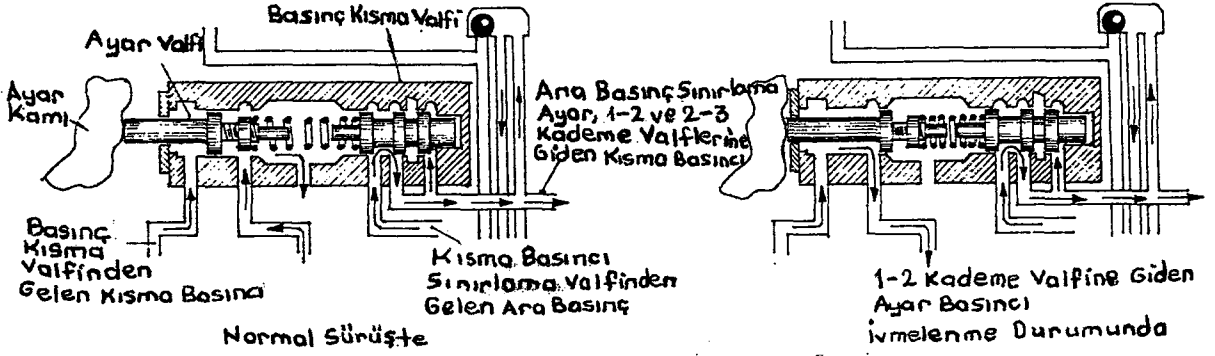
Ana basınç regüle valfinin (9) çalışması



Şekil 4.14. Ana basınç regüle valfinin çalışması.

Bu valf ikinci vites fren servosuna (22) ve ileri-geri kavrama pistonuna (25) etkiyen basıncı kontrol eder. Pompadan sağlanan basınçlı yağ valfin sol tarafına gelir ve onun yay kuvvetiyle ters yöndeki hareketini engeller. Pompadan gelen basınçlı yağın bir kısmı başlangıçta konverter basınç valfine (11) gider. Yağ basıncı arttığında valf sağa doğru hareket ederek yağın tekrar pompa girişine dönmesi sağlanır. Düzenleme valfi (18) tarafından indirekt olarak kontrol edilen manuel valf (1) kanalındaki yağın valfin küçük çaplı sol kısmına etkimesi ile de değişik vites kolu pozisyonlarında ve değişik yol şartlarında valf hareketi düzenlenmiş olur.

Basınç kısma valfi (3) ve ayar valfinin (2) çalışması;

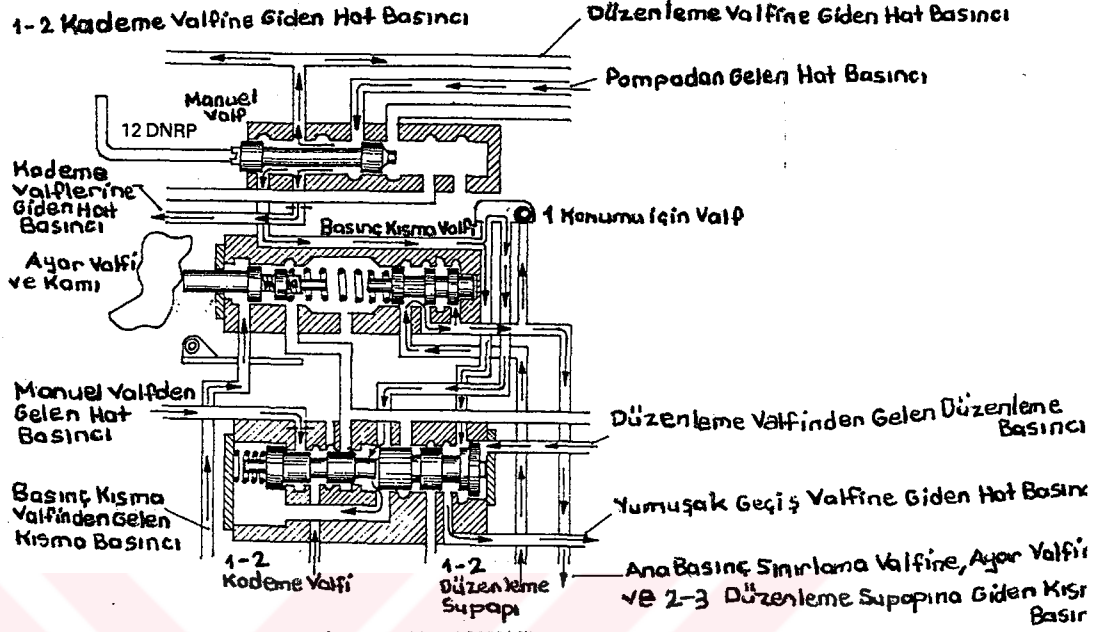


Şekil 4.15. Basınç kısma ve ayar valfinin çalışması.

Basınç kısma valfi (3) gaz kelebeğinin konumuna göre regüle edilmiş ana basıncın geçişini sağlar. Gaz kelebeği açılırken veya kapanırken ondan hareket alan bir kam vasıtasıyla ayar valfi (2) hareket eder. Böylece kısma valfinin aradaki yayın sıkışmasına bağlı olarak basınçlı yağa göstereceği direnci değişir. Kısma valfinden geçen ara basıncın değeri yayın kompresyonu ile belirlenir. Kısma valfi çıkış hattındaki düşürülmüş basınç kısma basıncı olarak ifade edilir. Kısma basıncı ana basınç sınırlama valfine (8), 1-2, 2-3 kademe valflerine (5,13) ve ayar valfine (2) yönlendirilir.

Ayar valfi sürücü tarafından ani bir ivmelenme istendiğinde devreye girerek artan basıncın 1-2 kademe valfine (5) gitmesine izin verir. Ayar valfi sağa doğru hareket ettirildiğinde valf kısma valfinden (3) gelen yağın geçmesine izin verir. Valf çıkış basıncı ayar basıncı olarak adlandırılır ve 1-2, 2-3 kademe valfleri (5,13) ile düzenleme supapları (6,14) arasındaki kombinasyonları sağlar. Sonuçta bu ayar basıncı yüksek hıza ulaşılan dek düzenleme supaplarının ve kademe valflerinin hareketini kısıtlar veya geciktirir.

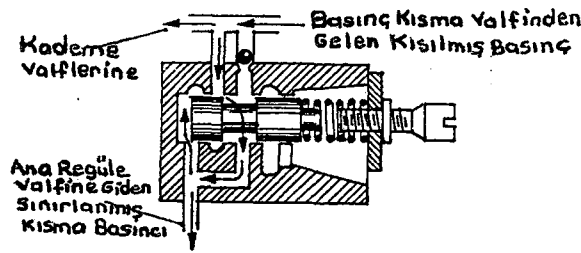
Birinci vites manuel konumu için valfin (4) çalışması;



Şekil 4.16. Birinci vites manuel konumu için olan valfin fonksiyonu.

Vites kolu 1 konumunda hat basıncı manuel valfin (1) alt kanalından bilya şeklindeki bu valfe yollanarak onu sağa doğru hareket ettirir. Böylece hat basıncının 1-2 kademe valfinin (5) sol tarafına etki ederek vitesin 1'den 2'ye geçişi önlenir.

Ana basınç sınırlama valfinin (8) çalışması;

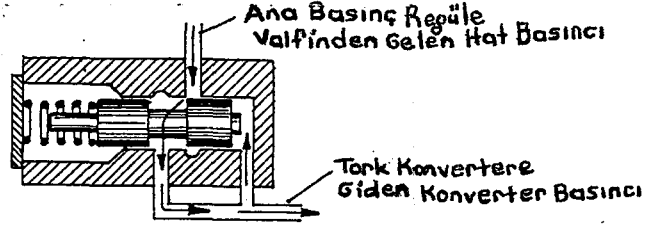


Şekil 4.17. Ana basınç sınırlama valfinin çalışması.

Bu valf ana basınç regüle (9) ve yumuşak geçiş valfine (12) giden kısma basıncını sınırlamak veya tamamen kesmek için sisteme yerleştirilmiştir. Valfden ana basınç regüle valfine (9) geçen basınca sınırlanmış kısma basıncı adı verilir. Bu basınç aynı zamanda sınırlama valfinin (8) sol tarafına da etki eder ve valf yay kuvvetine karşı sağa doğru hareket eder. Önceden ayarlanmış basıncın etkisiyle kısma basınç kanalının beslemesi kesilir. Böylece ana basınç regüle valfine (9) yağ gitmez. Kısma basınç kanalının kapanmasıyla yay

odasındaki yüksek basıncın tek yönlü bilyayı açması ile kısma basıncı devresine geri dönmesine izin verilir.

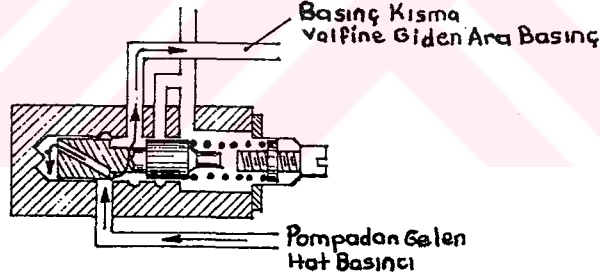
Konverter basınç valfinin (11) çalışması;



Şekil 4.18. Konverter basınç valfini çalışması.

Bu valf pompa çıkış basıncı belli bir değerin üzerine çıktığında tork konvertere giden besleme yağının akışını keser. Ana basınç regüle (9) valfinden gelen hat basıncı bu valfi geçerek tork konvertere gider. Bu yağın bir kısmı ise valfin sağ tarafına etkir. Gerekli ayar basıncına ulaşılmınca valf sola doğru hareket ederek yağ akışını keser.

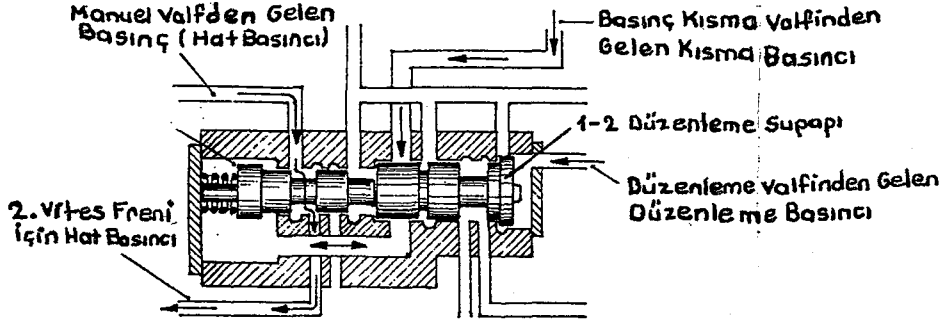
Kısma basıncı sınırlama valfinin (7) çalışması;



Şekil 4.19. Kısma basıncı sınırlama valfinin çalışması.

Bu valf pompa tarafından yaratılan ve ana basınç regüle valfi (9) ile kontrol edilen hat basıncını orta şiddetli basınca dönüştürür. Hat basıncı önce diagonal valf kanalından geçerek valfin sol tarafına etki eder. Valf sağa doğru hareket ederek pompadan (20) gelip basınç kısma valfine (3) giden yağ basıncının düşmesini sağlar.

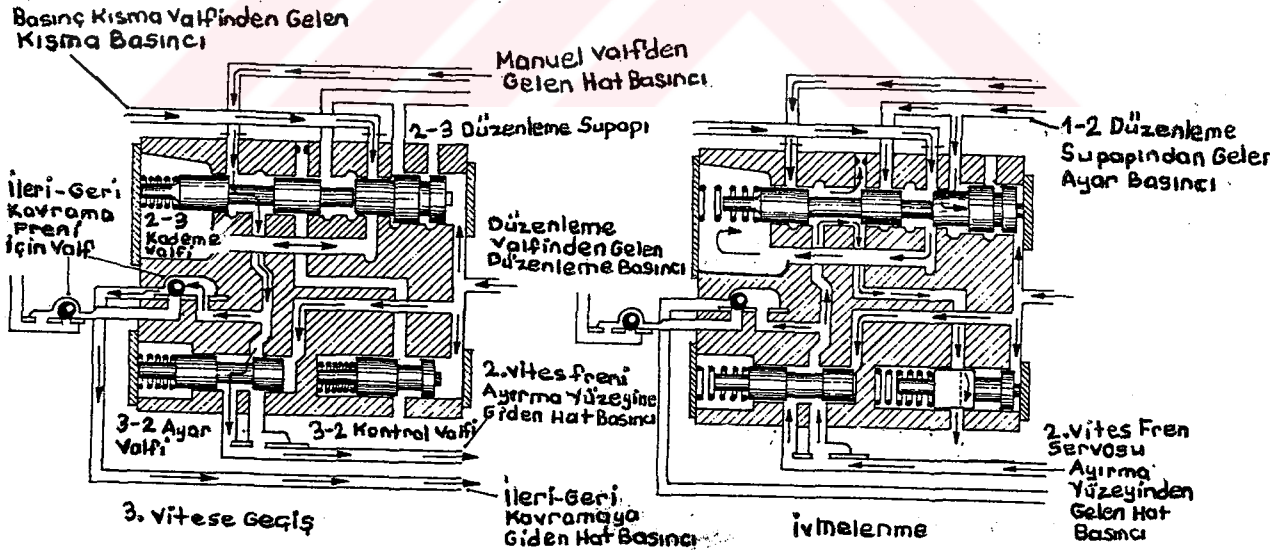
1-2 Kademe valfi (5) ve 1-2 düzenleme supapının (6) çalışması;



Şekil 4.20. 1-2 kademe valfi ve düzenleme supapının çalışması.

Bu valf kombinasyonu düzenleme ve kısma basıncına göre transmisyonun 1'den 2'ye veya 2'den 1'e geçişini otomatik olarak kontrol eder. Düzenleme supapının (6) sağ tarafındaki düzenleme basıncı sol taraftaki kısma basıncından büyük olduğu zaman supap ve kademe valfi (5) sola hareket manuel valfden (1) gelen basınç kanalı açılır ve hat basıncının 2. vites fren servosuna (22) gitmesi sağlanır. Sonuçta vites büyütülmesi gerçekleşir.

2-3 kademe valfi (13) ve düzenleme supapı (14), 3-2 ayar valfi (17), 3-2 kontrol valfi (16) ve ileri-geri dişli freni için valfin (10) çalışması;



Şekil 4.21. 2-3 kademe valfi ve düzenleme supapı, 3-2 kontrol valfi 3-2 ayar valfi ve ileri geri kavrama freni için valfin çalışması

2-3 kademe valfi (13) ve düzenleme supapından (14) oluşan kombinasyon kısma ve düzenleme basınçlarına bağlı olarak 2'den 3'e veya 3'den 2'ye geçiş sağlanır. Eğer düzenleme basıncı kısma basıncını geçerse

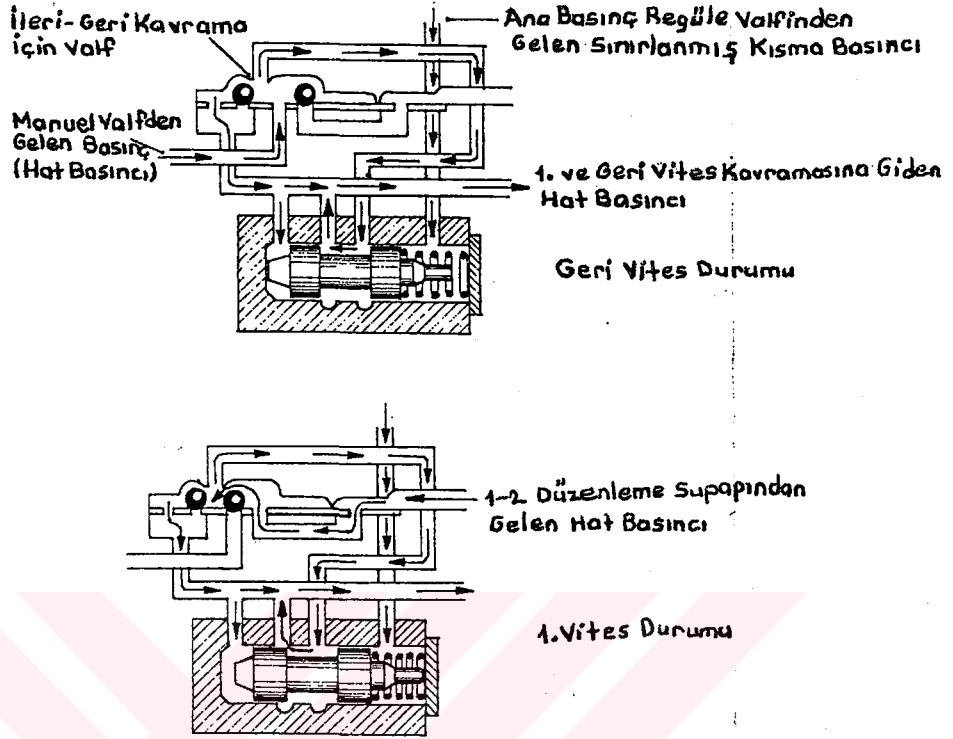
kademe valfi (13) sola doğru itilir. Bu konumda manuel valfden (1) gelen hat basıncı valfi geçerek 2. vites fren servosunun (2) yay odasına etkir ve bir üst vites geçiş sağlanır.

3-2 ayar valfi 90 km/h'in üstündeki ivmelerde vitesin 3'den 2'ye geçişini yumuşatmak için sisteme eklenmiştir. Çıkış mili hızının artmasıyla valfin (17) sağ tarafına etkiyen düzenleme basıncı onu sola doğru hareket ettirir. Böylece 2. vites fren servosunun yay odasına giden yağ kısıtlanarak 2. vites geçiş süresi uzatılır.

3-2 kontrol valfi (16) 60 km/h civarındaki seyir hızlarında 2. vites fren servosunun (22) yay odasından olan yağ çıkışını kontrol eder. Ani bir ivmelenme durumunda 2. vites fren servosunun yay odasından gelen yağ 3-2 ayar valfi (17) çevresinden ve iletim hattından geçerek 2-3 kademe valfine (13) yönelir. Buradan boşalan yağ 3-2 kontrol valfi (16) kanalına gelir. Araç 60 km/h'in üzerinde bir hıza çıkıp düzenleme basıncı yükseldiğinde valf itilerek kanalda kalan yağın tamamı boşalır. Yağın boşalması için gerekli olan zaman peryodu boşalma kanalını kısıtlayan düzenleme basıncı değişimine bağlıdır.

Birinci ve geri vites frenleri için olan valfin (10) çalışması; Manuel valfin (1) 1 pozisyonunda hat basıncı sağ taraftaki bilya valfin sol tarafa sürüklenmesine sebep olur. Böylece manuel valfe olan geri dönüş kanalı kapanır. Ayrıca sol taraftaki bilya valf ileri-geri kavrama yüzeylerinin birbirine geçiş hızı azalana dek hat basıncı akışını kapalı tutar. Geri vites konumunda ise manuel valfden (1) gelen hat basıncı sağ taraftaki bilya valfin sağa doğru itilmesine ve böylece 1 konumunda manuel valfden (1) gelen hat basıncı kanalının kapanmasına sebep olur. Aynı şekilde sol taraftaki bilya valf hat basıncı akışını birinci ve geri vites kavrama freni bağlanana dek kapatır. Böylece kavramanın geçiş peryodu uzar.

Yumuşak geçiş valfinin (12) çalışması;



Şekil 4.22. Yumuşak geçiş (12) ve iki-yönlü (ileri-geri) kavrama için olan valfin (15) çalışması.

Bu valf birinci ve geri vites freninin geçişi için yumuşatma etkisi sağlar. Bu etki valfin sol arka kısmına gelen ve kısma basıncı değişimine karşı onu sağa hareket ettiren hat basıncı ile sağlanır. Bu hareketin sonucunda birinci ve geri vites fren pistonunda sınırlanmış ve hızı azalmış basınç toplanır.

Düzenleyici valf (18) ve çalışması; transmisyon çıkış milinden bir helisel dişli ile hareket alan bu valf temelde basınç regüle valfi görevini yapar. Hat basıncını belli bir değere düşürür. Bu düşürülmüş basınç düzenleme basıncı olarak tanımlanır. D zenleyicide santrifüj ağırlık tarafından kontrol edilen bir düzenleme bilya valfi de tahliye bilya valfi vardır. Yağ pompasından gelen hat basıncı düzenleyici valfi içindeki kanala girer. Transmisyon  ıkış milinin durması halinde yağ basıncı tahliye bilya valfi a arak yağın pompa tarafına dönmesi sağlanır.  ıkış milinin hareket etmesiyle birlikte santrifüj ağırlığın etkisiyle tahliye bilyası kapanır. Düzenleyici valf içinde kapalı kalan yağın basıncı artıncı valfden boşalması sağlanır. Böylece hat basıncı transmisyon çıkış mili hızından etkilenen bu valfe göre düzenlenmiş olur. (Şekil 4.13.)

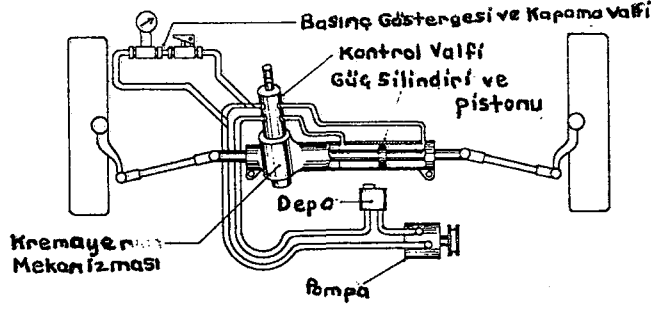
Hidrolik akümülatör (23) ve çalışması; Silindir ve yayla bağlı pistondan oluşan bu mekanizma küçük miktarlarda enerji depolayarak hızlı bir akış sağlamak ve dalgalı akışı emmek veya yumuşatmak için devreye girer. Vites boşta veya park konumundayken pompadan gelen hat basıncı pistonu hareket ettirerek yayın sıkışmasını sağlar. İkinci vites geçilince hat basıncı 1-2 kademe valfinden ikinci vites fren servosuna ve akümülatörün yay odasına yönlendirilir. Fren servo pistonunun dirençle karşılaşması süresince akışkanın basıncı artar ve akümülatör pistonu yukarıya doğru itilir. Pistonun her iki tarafına etkiyen basınçların eşit olması halinde akümülatör pistonu yay etkisiyle hareket eder. Akümülatör 2. vites freninin devreye girmesi zamanlamasını ayarlayarak yumuşak bir hareket sağlar (Şekil 4.13.).

4.3. Hidrolik Güç Takviyeli Direksiyon Sistemleri

Manuel kontrollü direksiyon sistemlerinde direksiyon simidine verilen kuvveti azaltabilmek için direksiyon dişli kutusu redüksiyonu düşürülmelidir. Ancak bu durumda direksiyon simidinin tam sağ konumdan tam sol konuma veya tersine tam sol konumdan tam sağ konuma gelmesi için gerekli olan tur sayısı artarak aracın manevra yapma süresi uzar. Aracın güvenli bir şekilde manevra yapabilmesi için seyir hızının azaltılması da gerekir. Bu mahsuru ortadan kaldırmak için mekanik olarak çalışan direksiyon sistemine yardımcı olup sürücüye daha rahat bir direksiyon hareketi veren hidrolik takviyeli direksiyon sistemleri geliştirilmiştir. Manuel kontrollü ve hidrolik takviyeli direksiyon sistemlerinde dişli kutuları aynıdır. Hidrolik takviyelide sisteme bir hidrolik silindir ve güç pistonu ilave edilmiştir. Güç pistonu ya direkt rotlara yada kremayer dişlisine etkir. Binek taşıtlarında kullanılan hidrolik direksiyon sistemlerinde sürücünün performansı ve manevra yapabilmek için direksiyona uyguladığı kuvvet $\%25 \div 30$ arasında azalır. Ağır vasıtalarda ise hidrolik güç takviyesi toplam direksiyon kuvvetinin $\%80 \div 85$ 'i kadardır. Direksiyon simidinin en sağ konumdan en sol konuma veya tersi durumda manuel kontrollü sistemde tur sayısı $3,5 \div 4$ iken hidrolik güç takviyeli sistemde $2,5 \div 3$ olur.

4.3.1. Kremayerli Hidrolik Güç Takviyeli Direksiyon Sistemi

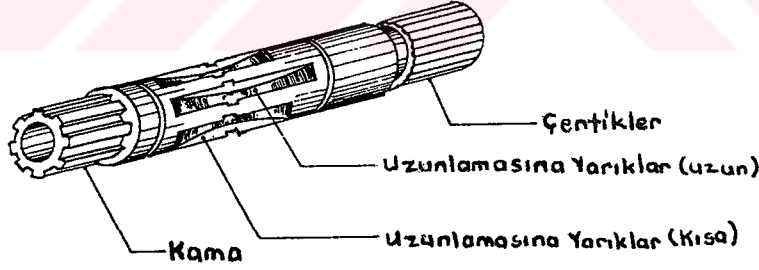
Bu sistemde kremayer dişlisine bağlı çift etkili bir piston ve pinyon dişli ile aynı eksende bir kontrol valfi vardır.



Şekil 4.23. Kremayerli güç takviyeli direksiyon sisteminin ön süspansiyonla birlikte görünümü.

Kontrol valfi; rotor, burulma çubuğu ve valf kovanından oluşmuştur. Rotor şaftının kamalı tarafı pinyon şaftı içine açılmış kama yerine geçer. Sürücü tarafından direksiyon simidine verilen çevirme kuvveti rotor şaftından pinyon şaftına burulma çubuğu ile iletilir. Rotor ve pinyon şaftındaki kama yerlerinin enleri birbirine kilitlenmeden önce burulma çubuğunun 7 dönmesine müsaade edecek kadardır. Bu iki eleman arasındaki kamalı birleştirme sayesinde güç takviyesi yapılmadığı durumda kremayer burulma çubuğu üzerine aşırı yük verilmeden manuel olarak hareket ettirilebilir.

Rotorun çevresine birbirinden eşit uzaklıkta 6 adet yarık açılmıştır. Üç tanesinin boyu diğer üç tanesinden uzundur ve bunlar bir uzun bir kısa olmak üzere rotor çevresine uzunlamasına yerleştirilmiştir.



Şekil 4.24. Kontrol valfi rotoru.

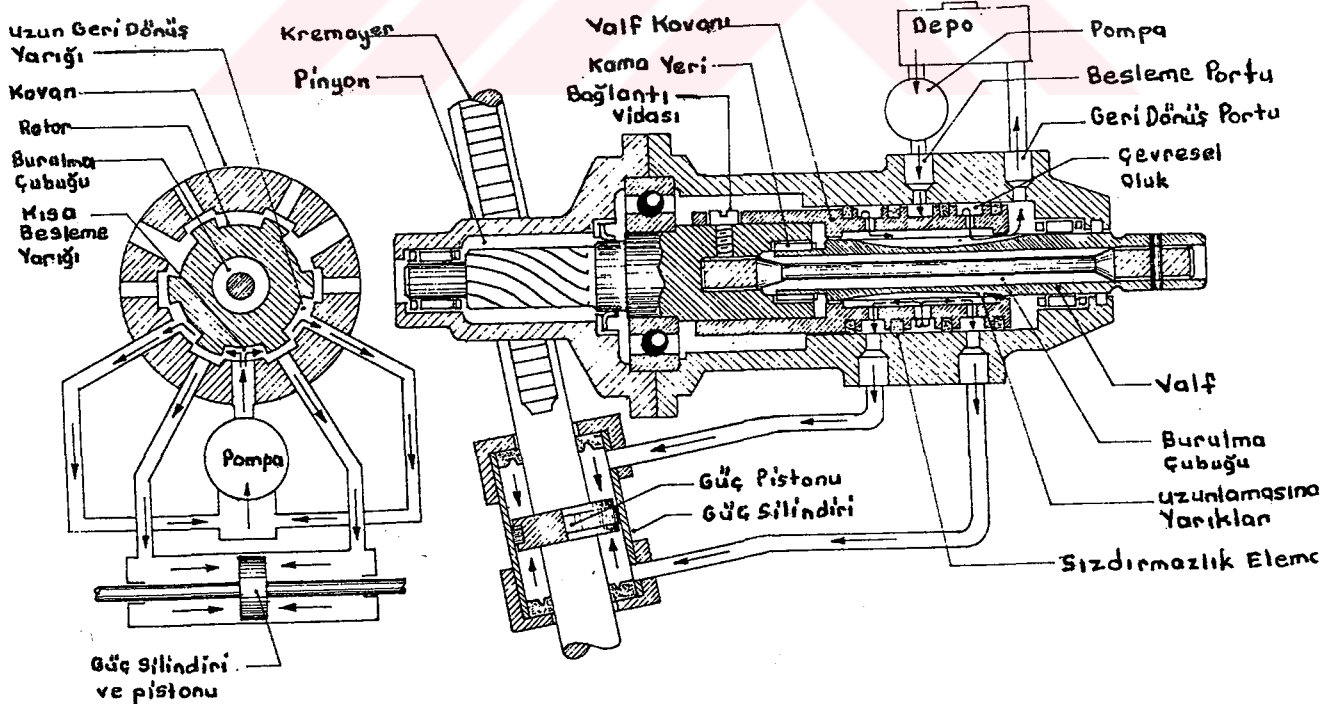
Valf kovanı üzerinde de rotorun çevresindekilere eş 6 adet radyal kanal vardır. Bu radyal kanallarla rotor üzerindeki yarıkların açısall ilişkileri akışkanın pompadan güç silindirine oradan da depoya geçişini kontrol eder. Kovan bir vida vasıtasıyla pinyon şaftına bağlanmıştır. Valf kovanının etrafında çevresel akışkan olukları bulunmaktadır. Bu oluklara akışkan sağlayan portlar ise valf gövdesindedir. Birinci porttan pompadan gelen basınçlı akışkan girer. İkinci port güç silindirinin sağ tarafına, üçüncüsü ise sol tarafına akışkan giriş ve çıkışını temin eder. Dördüncü port ise depoya dönüş

içindir. Bu port valf bölgesinin en sağ tarafı ile kovanın sonu arasındaki dairesel kesitle irtibatlıdır.

Direksiyon simidine sağa veya sola doğru bir çevirme kuvveti uygulandığında direksiyon miline rijit olarak bağlanmış rotor da benzer miktarda döner. Burulma çubuğu yardımıyla pinyon şaftına ve valf kovanına bir dairesel hareket verilir. Tekerleklerin yol durumuna karşı gösterdiği dirence göre burulma çubuğu hafifçe burulur. Rotoru pinyona bağlayan burulma çubuğunun açılmal dönmesi ile pinyon ve valf kovanı da rotora göre relatif olarak daha sınırlı döner. Tekerleğin dönüş esnasında yola karşı gösterdiği direnç ne kadar artarsa burulma çubuğunun burulması da o kadar artar. Buna göre tekerlekleri çevirmek için gerekli olan moment burulma çubuğunun normal konumdan sapma miktarı ile belirlenir. Rotor ve kovan arasındaki relatif hareket sonucunda valfden güç pistonunun her iki yanına giden akışkan dengesi ve basıncı bozulur.

Direksiyon simidindeki 2,5 N'luk küçük bir kuvvet çift etkili bir piston üzerinde fark yaratan bir basıncı başlatmak için yeterlidir. Oysa manuel kontrollü direksiyon sistemlerinde küçük hızlarda yapılan manevralarda direksiyon simidine uygulanması gereken kuvvet 16 N'dur.

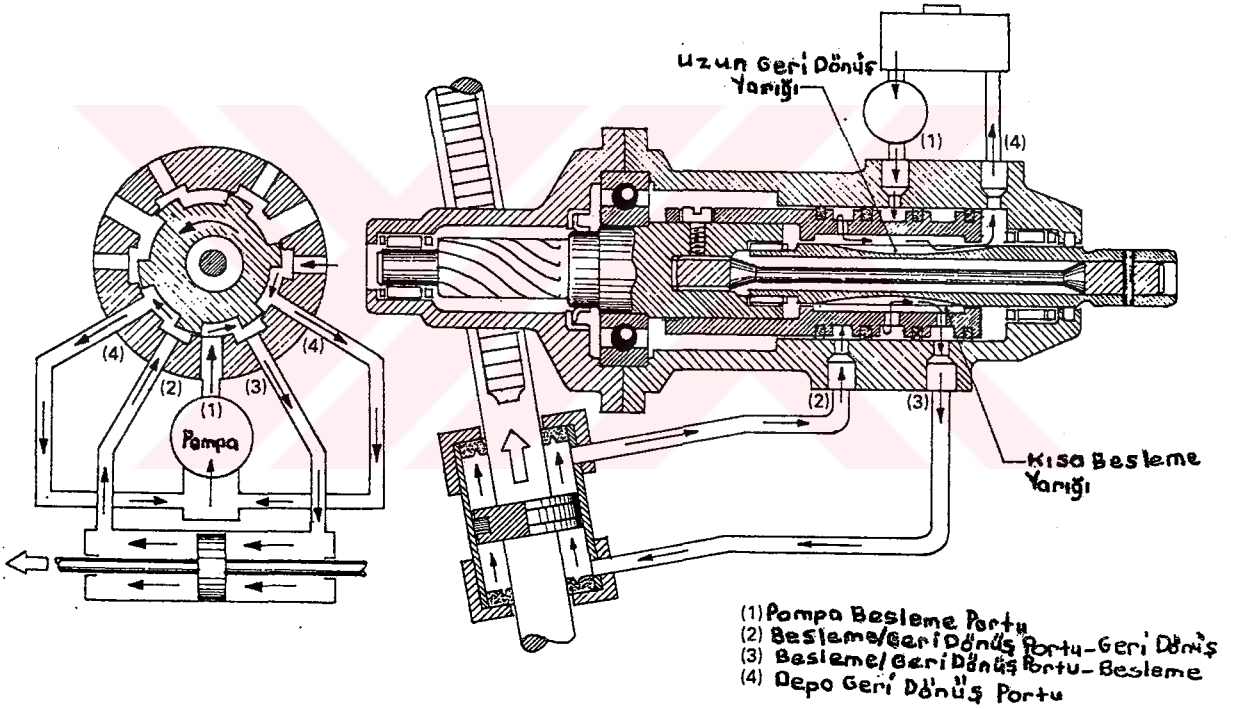
Nötr konumda sistemin çalışması;



Şekil 4.25. Nötr konumda sistemin çalışması.

Düz yolda seyir esnasında direksiyonun dönmesi için herhangi bir kuvvet uygulanmamaktadır. Rotor etrafına uzunlamasına açılmış yarıklar valf kovanındaki çevresel oluklarla radyal kanallar vasıtasıyla irtibatlıdır. Böylece akışkan pompadan besleme portu ile önce kovan üzerindeki çevresel oluktan daha sonra da radyal kanaldan geçerek rotordaki kısa besleme yarığına gelir. Bir miktar akışkan valf gövdesindeki besleme ve geri dönüş kanallarından geçerek güç silindrine gider. Ancak akışkanın büyük bir kısmı valf kovanındaki çevresel oluktan ve radyal kanallardan geçip rotor çevresindeki uzun geri dönüş yarığı vasıtasıyla depoya gider. Güç pistonunun her iki tarafına da etkiyen basınçlar aynı olduğundan tekerlekler düz konumda kalır.

Sola dönüşte sistemin çalışması;

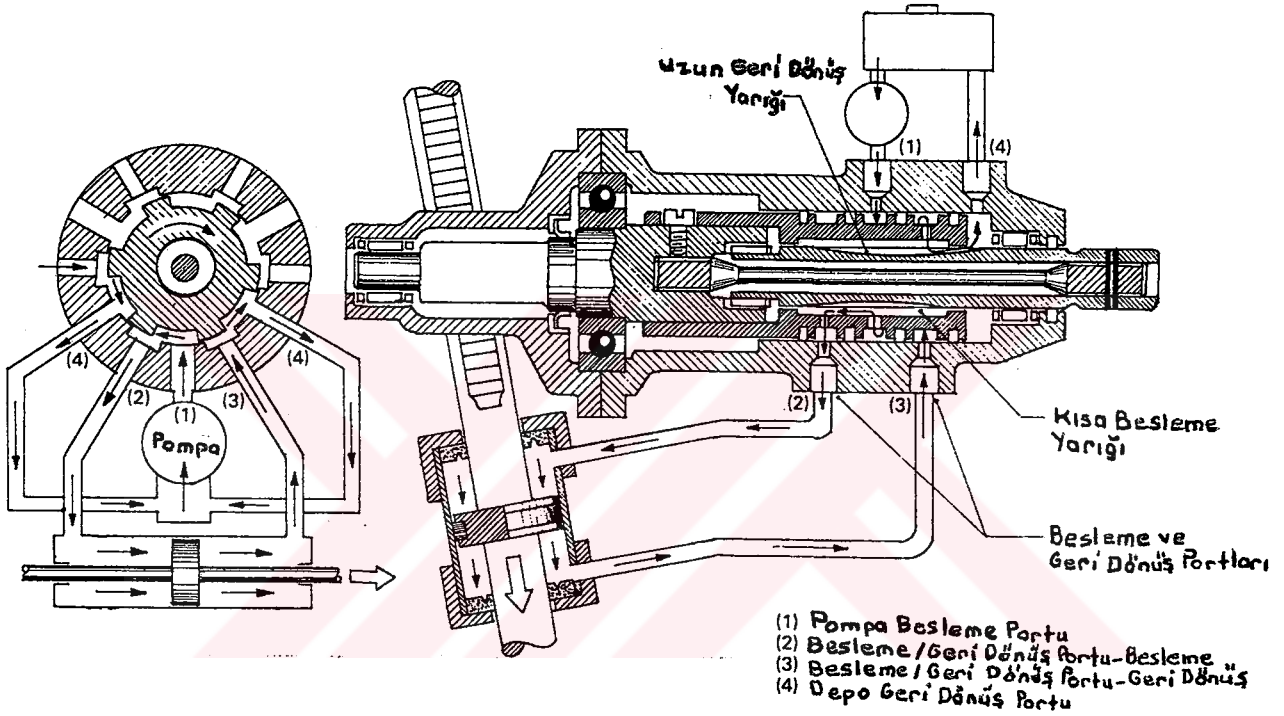


Şekil 4.26 Sola dönüşte sistemin çalışması.

Direksiyon simidinin saatin tersi yönde döndürülmesi halinde rotor üzerindeki uzunlamasına yarıklar ile valf kovanındaki çevresel olukları uygun bir şekilde irtibatlamak için burulma çubuğu burulur ve rotoru saat yönünün tersinde bir miktar döndürür. Bu durumda akışkan pompa besleme portundan (1) kovan üzerindeki çevresel oluk ve radyal kanal vasıtasıyla roturun kısa besleme kanalına gelir. Sonra diğer bir radyal kanalla da valf gövdesindeki beslem-geri dönüş portundan (3) çıkarak güç silindirinin sol tarafına gider. Akışkanın basıncı ile piston sağa doğru hareket eder. Güç silindirinin sağ

tarafındaki akışkan ise besleme-geri dönüş portundan (2) boşalarak valf kovanı üzerindeki çevresel oluk ve radyal kanalla rotorun uzun geri dönüş yarığından depo geri dönüş portu (4) ile depoya döner. Böylece güç yardımıyla sürüşün sağlanması için gerekli olan çift etkili pistonun iki yüzü arasındaki basınç farkı temin edilmiş olur.

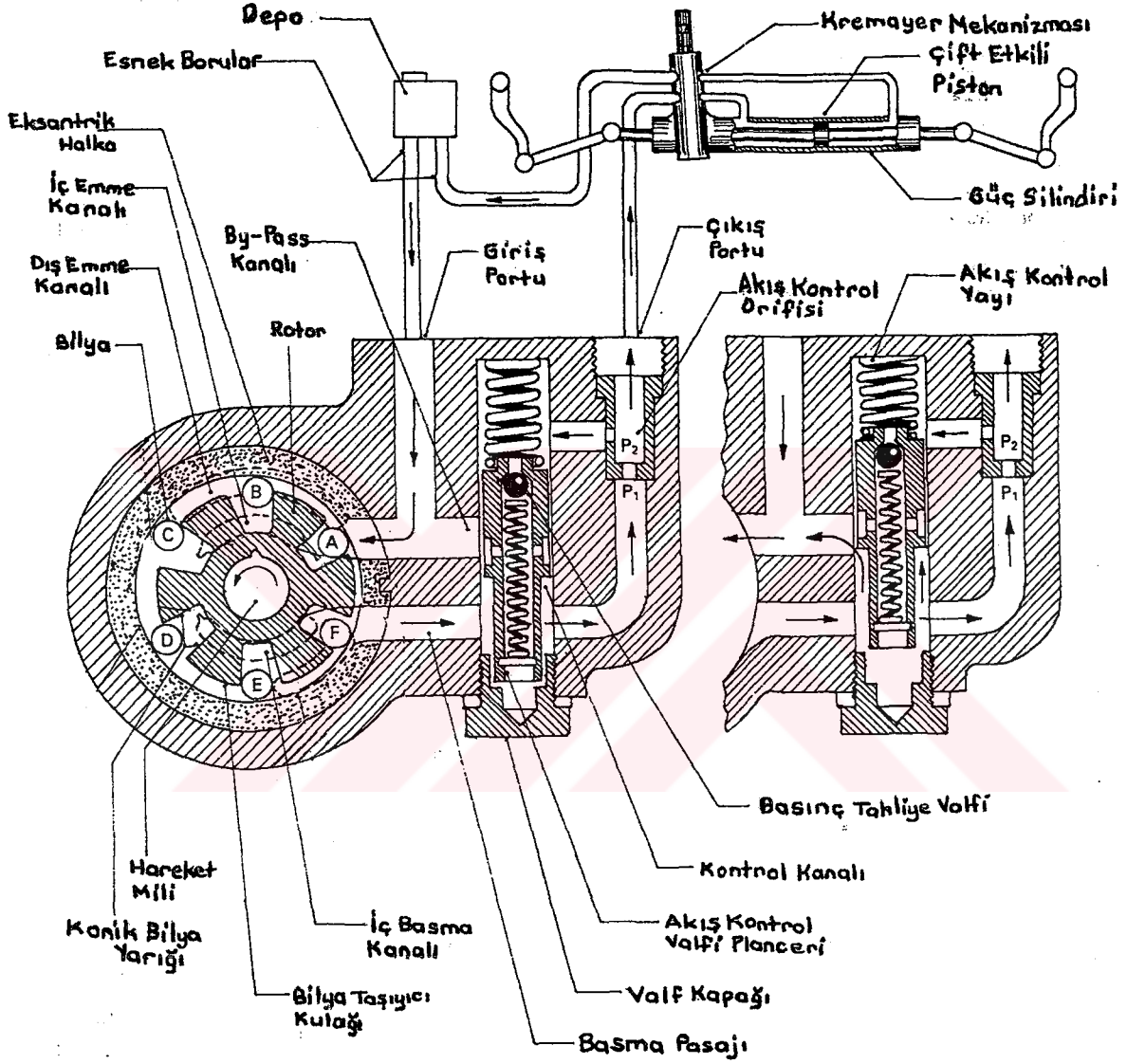
Sağa dönüşte sistemin çalışması;



Şekil 4.27. Sağa dönüşte sistemin çalışması.

Direksiyon simidinin saat yönünde döndürülmesi halinde rotor üzerindeki uzunlamasına yarıklar ile valf kovanındaki çevresel olukları uygun bir şekilde irtibatlamak için burulma çubuğu burulur ve rotoru saat yönünde bir miktar döndürür. Bu durumda akışkan pompadan besleme portu (1) ile valf kovanı üzerindeki çevresel oluklardan ve radyal kanaldan rotorun kısa besleme kanalına gelir. Daha sonra akışkan valf gövdesindeki besleme geri dönüş portundan (2) çıkarak güç silindirinin sağ tarafını besler. Silindirin sağ tarafındaki basınç artınca piston sola doğru hareket ederek silindirin sol tarafında bulunan akışkanı valf gövdesindeki besleme-geri dönüş portundan (3) boşaltır. Akışkan kovan üzerindeki çevresel oluktan ve radyal kanaldan geçerek rotorun uzun geri dönüş yarığı vasıtasıyla depo portundan (4) depoya geri döner.

4.3.2. Bilyalı Hidrolik Pompa



Şekil 4.28. Bilyalı pompa ve kontrol valfi ünitesi.

Pompanın temel parçaları sabit gövde, kam halkası ile akış ve basınç kontrol valfidir. Hareketli parçalar; hareket mili üzerine yerleştirilmiş rotor ve rotordaki konik yarıklar arasında bulunan 6 adet bilyadır. Akışkan giriş ve çıkışını iyileştirmek için mil eksenine uzunlamasına yerleştirilmiş iki giriş ve iki de çıkış kanalı vardır. İçteki kanallar; bilyalar ile konik yarıklar arasındaki boşlukları doldurur veya boşaltırlar. Dıştaki yuvalar ise kam halkası yüzü ve

bilya taşıyıcı kanal kulağı arasındaki boşluklara akışkan doldurur veya boşaltırlar.

Pompa şöyle çalışır : hareket milinin dönmesi ile bilyalar üzerinde bir santrifüj kuvvet doğar ve bu kuvvet onları kam halkası iç yüzüyle temasa zorlar. Bilya A pozisyonundan B'ye oradan da C'ye geçerken eksantrik olarak yerleştirilmiş rotor ve kam halkası yüzü arasındaki boşluk büyür. Böylelikle bilyaların arkasındaki hacim de büyümüş olur. Maksimum odacık hacmi C ve D pozisyonları arasında oluşur. Sonuç olarak akışkan giriş kanalından bu odacıklara dolar. Rotorun dönmesiyle C ve D noktaları arasındaki boşluk azalmaya başlar. Bilyaların yarık içindeki hareketi ile akışkana bir basınç uygulanır. Bilya D pozisyonunun biraz ilerisinde rotor taşıyıcı kulağı basma kanalını açar. Bilya D pozisyonundan E pozisyonuna gelir. Böylece bilya taşıyıcı yarığindeki azalma ile akışkanda basınç artışı meydana gelir. Bilya E'den F'ye hareket ederken bu defa dış basma kanalı açılır ve daha fazla akışkan çıkış pasajından basılır. Bilya F'den A'ya gelince bir turu tamamlamış olur. A pozisyonunda rotor bilya taşıyıcı yarığının kulağı bir sonraki emme fazına hazırlık için emme kanalını açar. Bu anda rotor taşıyıcı yarık kulağı ile kam halkasının iç yüzeyi arasındaki boşluk minimumdur.

Hidrolik pompadan aktarılan akışkan miktarı ve basıncı rotor hızının artması ile artar. Bu durum ise düşük hızlarda yapılan manevralarda sistemin ihtiyacının karşılanması için akışkan sirkülasyonunun tayin edilen hat boyunca sağlanması ve akışkan basıncındaki artışın çift etkili pistonu harekete geçirmesi istenir. Düz yolda seyir esnasında yüksek motor hızlarında ise direksiyon sistemi için çok az bir güç takviyesi gerekir. Bu durumda da pistonun yüksek basınç yaratması ve hidrolik sistemde yüksek miktarda akışkan dolaştırması gereksizdir. Güç takviyeli direksiyon sisteminde akışkan akış miktarı ve yaratılan yüksek basıncın üstesinden gelmek için birleştirilmiş bir akış kontrol ve basınç tahliye valfi pompa ile ilişkilendirilmiştir.

Motor çalışırken akışkan çıkış kanalından direksiyon kutusundaki kontrol valfine pompalanır. Ancak valfe gelmeden önce akış orifisinden geçer. Düşük motor hızlarında görünüşte orifis akışkana bir direnç göstermemektedir. Dolayısıyla orifisin her iki yüzündeki akışkan basınçları hemen hemen aynı olacaktır. Pompa hızı artınca birim zamanda pompadan basılan akışkan miktarı da artar. Orifis bu akışkanın tamamını geçiremez. Bu sebeble orifisin giriş yönünde bir basınç artışı meydana gelir. Buna uygun bir basınç düşüşü de çıkış yönünde oluşur. Sonuçta $P_1 - P_2$ 'lik bir basınç tüm orifiste etkili olur. Bu basınç farkı akışkan sirkülasyonu ile doğru orantılıdır.

Akış kontrol valfinin çalışması şöyledir : düşük hızlarda orifisteki basınç düşüşü küçük olacağından akış kontrol valfi planceri yay kuvveti ile

tamamen aşığı itilir. Basma kanalından gelen akışkan direksiyon kutusuna gider. Pompa hızlanınca akışkan direksiyon kutusuna gider. Pompa hızlanınca akışkan sirkülasyonu da hızlanır ve orifisin iki tarafında bir basınç farkı olur. P basıncı akış kontrol kontrol valfi plancerinin yay odasına P basıncı ise plancenin küçük çaplı bölgesine etkir. Böylece plancer yukarıya doğru kalkarak by-pass kanalını açar. Böylece pompanın emme tarafına akışkan geçer.

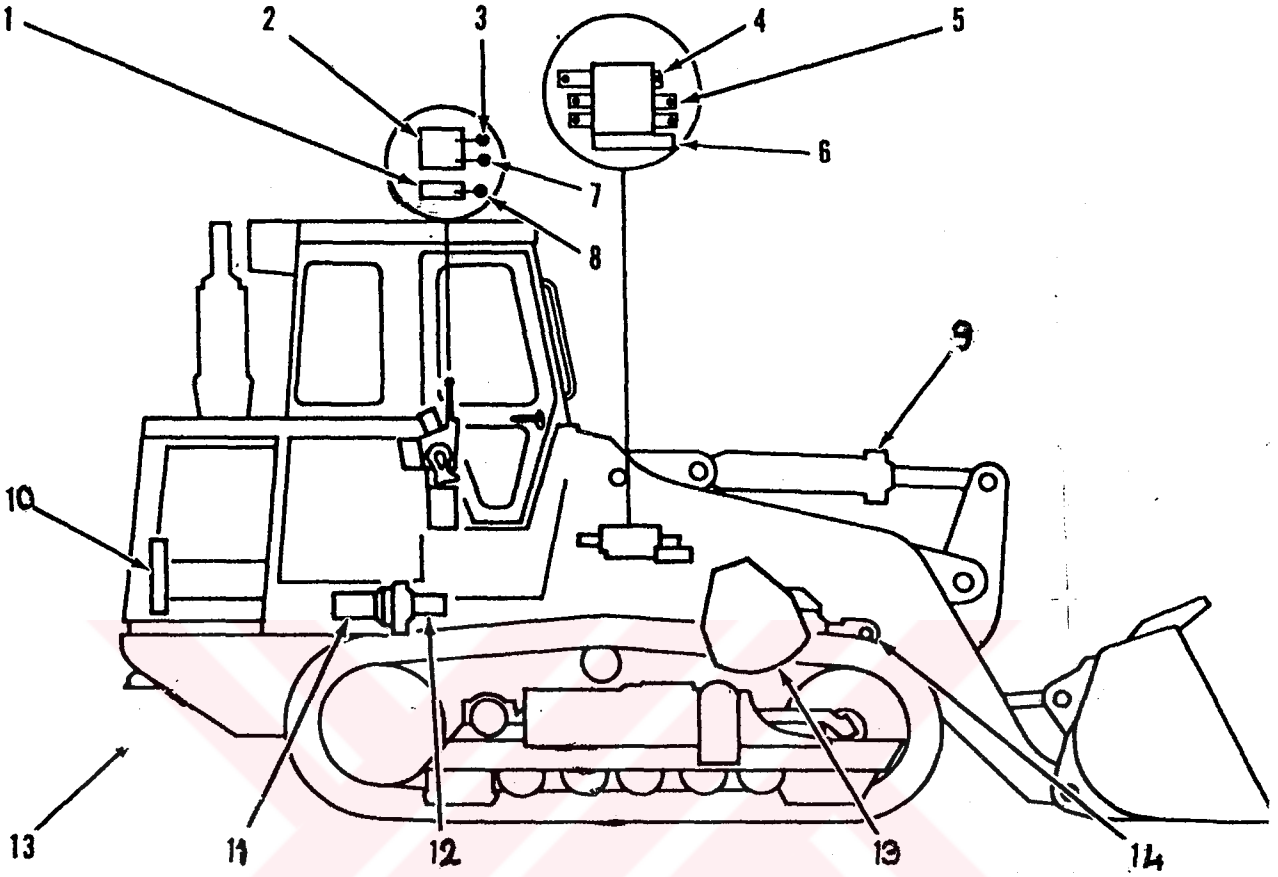
Basınç tahliye valfinin çalışması ise şöyledir : eğer pompa çıkış basıncı önceden hesaplanmış maksimum değerinin üzerine çıkarsa bilya yay kuvvetini yenerek yuvasından kalkar. Plancerin üzerindeki kanaldan geçen akışkan radyal kanallar vasıtasıyla pompa emme kanalına gelir. Bunun sonucunda P basıncı düşer ve bilya yuvasına oturur.

4.4. İş Makinalarında Hidrolik Sistemler

Günümüzün çok parçalı ve hareketli modern iş makinalarında eskiden uygulanan mekaniğin yarattığı problemler hidrolik tahrik sayesinde kolayca çözülebilmştir. Çünkü hidrolik akışkanın sahip olduğı basınç ve hız enerjisi elastik hortumlarla hareketli elemanlara istenildiğı gibi iletilebilir. Ayrıca makina ekipmanlarının uyguladığı çekme veya itme kuvveti hidrolik sayesinde kademesiz olarak değıştirilebilir. Hidrolik tahrik sistemlerinin kullanıldığı iş makinalarına örnek olarak loderler (yükleyiciler), ekskavatörler (kazıcılar), inşaat ve diğerkazı makinaları ile vinçler örnek olarak verilebilir.

4.4.1. Loderlerde Kullanılan Hidrolik Sistemler

Loderler toprak tesviyesine ve toprak kütlelerinin taşınmasına veya yüklenmesine yarayan iş makinalarıdır. Kazma işlemine uygun değillerdir. Sadece çok derin olmayan toprak tesviyesi işlemlerinde kullanılabilirler. Loderlerde ana iş ekipmanı kepçedir. Hidrolik devre kepçe doldurma - boşaltma ve kaldırma - indirme fonksiyonlarını yerine getirir.



Şekil 4.29. Hidrolik sistem elemanlarının makina üzerindeki yeri.

1. İlave ekipman için pilot valf
2. Pilot valf grubu
3. Kepçe kaldırma-indirme kontrol levyesi
4. İlave ekipman için kontrol valfi
5. Kepçe hareketleri için kontrol valf grubu
6. Birleştirme valfi
7. Kepçe doldurma-boşaltma kontrol levyesi
8. İlave ekipman kontrol levyesi
9. Kepçe doldurma-boşaltma (tilt) silindiri
10. Yağ soğutucusu
11. Hidrolik pompa
12. Pilot pompa
13. Hidrolik tank
14. Kepçe kaldırma-indirme (lift) silindiri

Kepçeyi ve diğer ekipmanları çalıştıran hidrolik sistem açık sistem olup asıl işi yapan ana devre ile ana devreyi kontrol eden onu devreye sokan yardımcı yani pilot devreden oluşmuştur. Makinanın hidrolik sistemini oluşturan elemanlar şunlardır :

Tank; sistemde kullanılan yağın depolandığı elemandır. Kapasite olarak genellikle sistemde kullanılan yağın iki katı bir hacme sahiptir.

Pompa; hidrolik yağı sisteme gönderen elemandır.

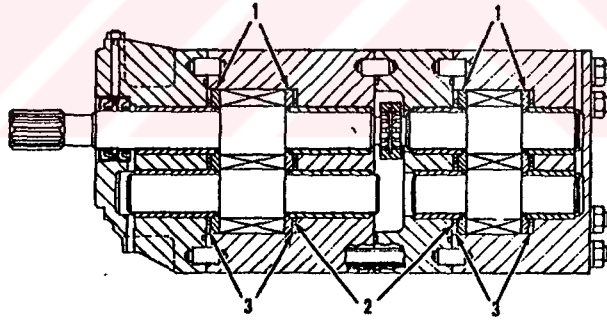
Kumanda grubu; valf grubu adını da alır. Fonksiyon itibariyle seçici valfler ve basınç valfleri olmak üzere iki bölümdür. Seçici valfler yağın gidiş ve dönüşlerini kontrol ederler. Kumandaları kullanıcı ve pilot devre basıncı ile gerçekleşir. Tilt ve lift silindirleri için ayrı bir seçici valf vardır. Basınç valfleri ise sistem basıncı istenilen değerin üzerine çıktığında veya ekipmanların gereksinimi olmadığı sürece akışkanı tanka gönderir, akışın tek yönde olmasını sağlayarak bulunduğu devrede geri dönüşü önler ve sistemin basıncı belli bir değerin altına düştüğünde tanktan besleme yaparlar.

Hidrolik silindirler; çift etkilidirler. Ana elemanları silindir gövdesi, piston ve buna bağlı piston kolu (rot)'dur.

Filtre; sistemdeki yabancı maddelerin tekrar sisteme dönerek zarar vermesini engeller. Tankın üzerinde geri dönüş hattında bulunur.

Bağlantı boruları; yağın sistem elemanlar ile iş ekipmanları arasında emniyetli bir şekilde iletilmesini sağlarlar. Genellikle çelik tel örgülü sentetik kauçuktan imal edilmişlerdir.

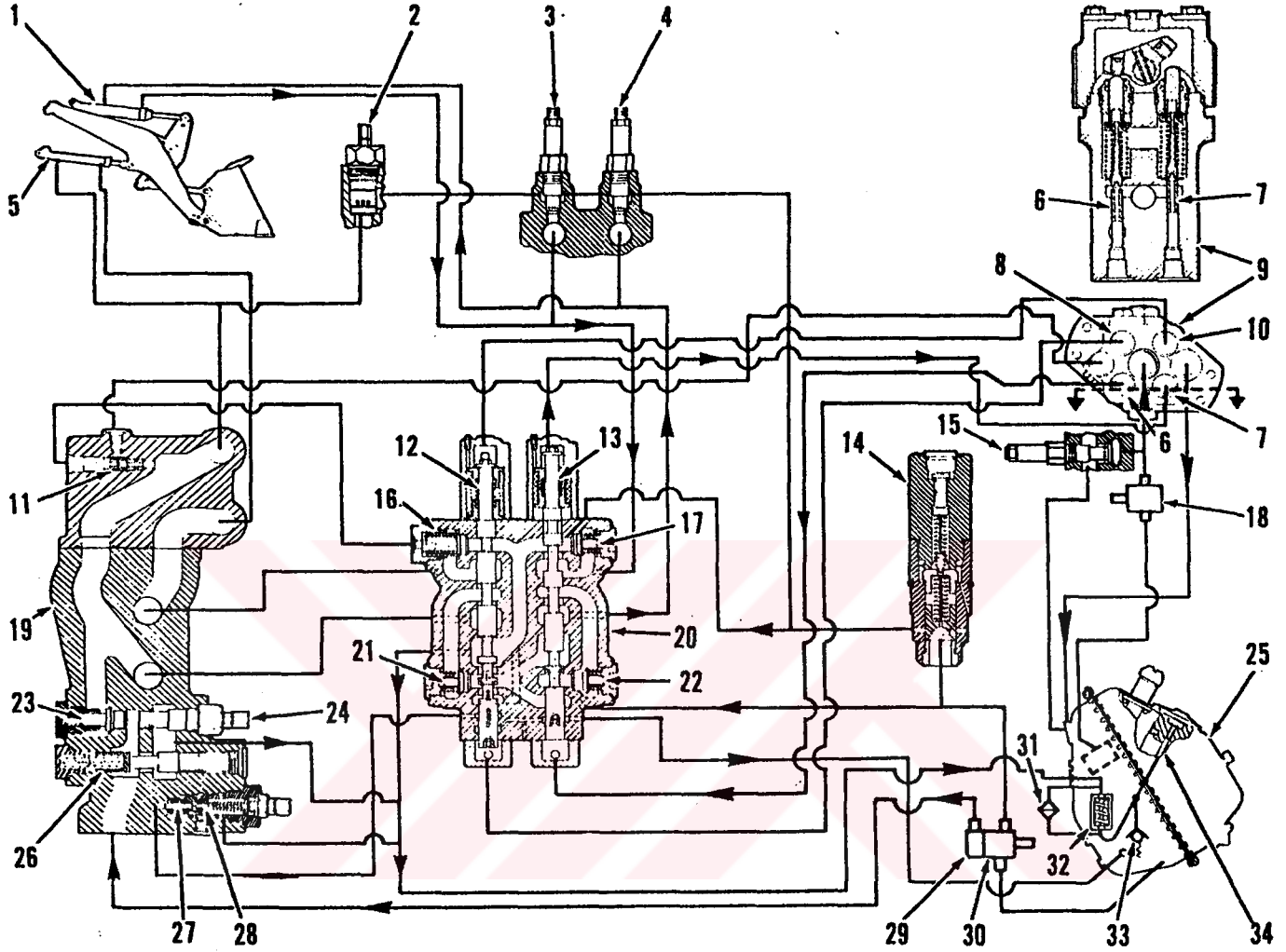
4.4.1.1. Ana Hidrolik Pompa



Şekil 4.30. Ana hidrolik pompa.

Bu sistemde kullanılan hidrolik pompa basınç pleytleri (1), keçeler (2) ve tutucular (3) arasına yerleştirilmiş dıştan temaslı dişlilerden oluşan dişli tip bir pompadır. İki kademeli olan pompanın büyük kademesi bütün hidrolik devreleri küçük kademesi ise kepçe hızlı kaldırma devresini besler. Ana pompa dışında pilot devreyi besleyen sabit debili dişli tip bir pompada sistemde bulunmaktadır. Bu pompa tek kademeli olup pilot devre için gerekli düşük basınçtaki yağı sağlar.

4.4.1.2. Kepçe Doldurma-Boşaltma



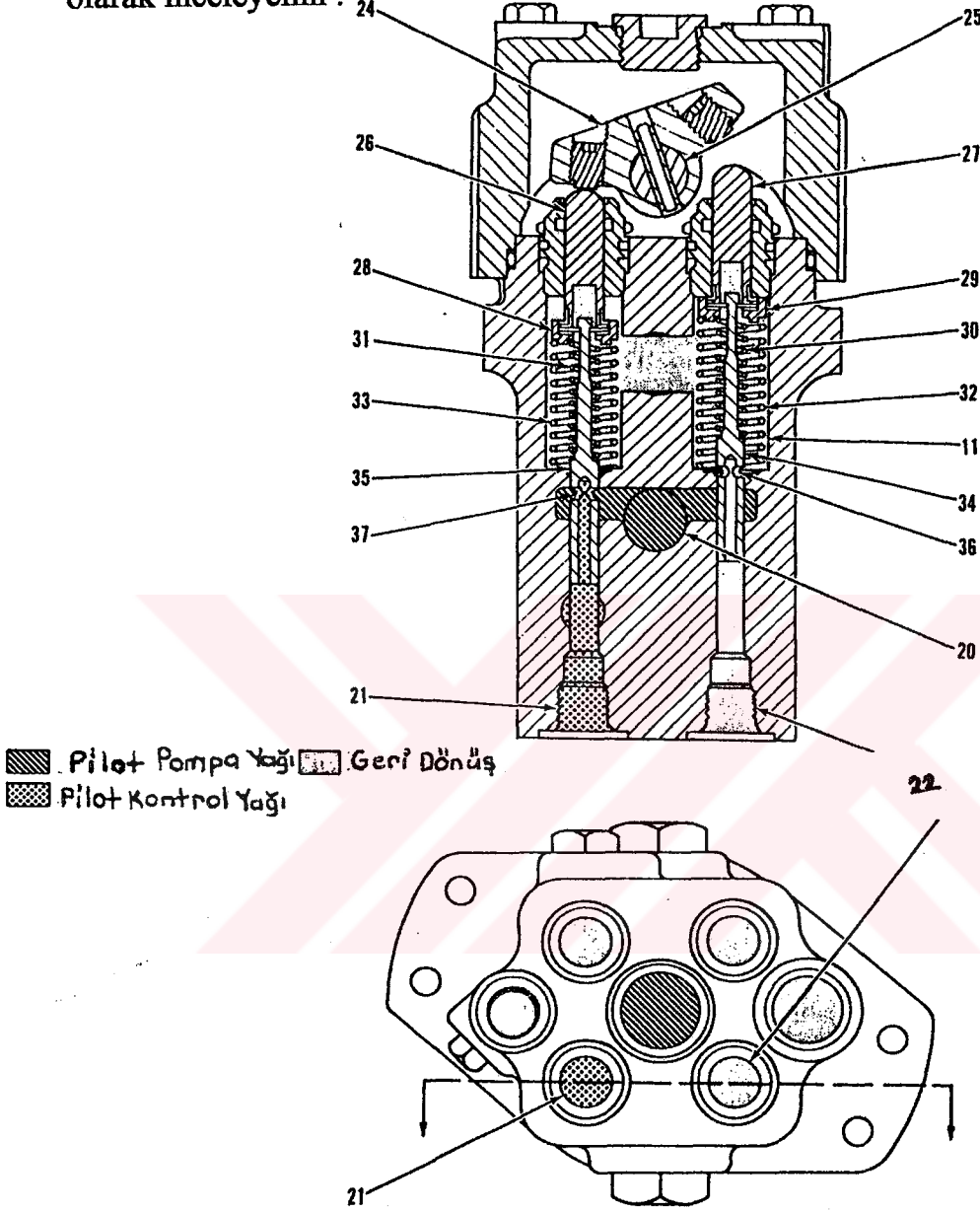
Şekil 4.31. Kepçe doldurma pozisyonunda hidrolik devre.

- | | |
|---|---|
| 1. Tilt silindiri | 22. Kepçe doldurma-boşaltma devresi çek valfi |
| 2. Lift silindiri baş tarafı basınç emniyet valfi | 23. Ana hidrolik pompa küçük kademe çek valfi |
| 3. Tilt silindiri rot tarafı basınç emniyet valfi | 24. Ana hidrolik pompa küçük kademe emniyet Valfi |
| 4. Tilt silindiri baş tarafı basınç emniyet valfi | 25. Yağ tankı |
| 5. Lift silindiri | 26. Boşaltma valfi |
| 6. Kepçe doldurma pilot valf planceri | 27. Rahatlatma memesi pistonu |
| 7. Kepçe boşaltma pilot valf planceri | 28. Rahatlatma memesi |
| 8. Kepçe indirme pilot valf planceri | 29. Ana hidrolik pompa küçük kademesi |
| 9. Pilot valf grubu | 30. Ana hidrolik pompa büyük kademesi |
| 10. Kepçe kaldırma pilot valf planceri | 31. Yağ soğutucusu |
| 11. Bilyalı mekik valf | 32. Yağ soğutucusu valfi |
| 12. Kepçe kaldırma-indirme kontrol valf planceri | 33. Filtre by-pass valfi |
| 13. Kepçe doldurma-boşaltma kontrol valf planceri | 34. Filtre |
| 14. Ana devre basınç emniyet valfi | |
| 15. Pilot pompa emniyet valfi | |
| 16. Lift silindiri rot tarafı ikmal valfi | |
| 17. Tilt silindiri rot tarafı ikmal valfi | |
| 18. Pilot pompa | |
| 19. Birleştirme valfi | |
| 20. Kontrol valf grubu | |
| 21. Kepçe kaldırma-indirme devresi çek valfi | |

Kepçe kumanda levyesi doldurma pozisyonuna alınınca pilot valf grubundaki (9) doldurma planceri (6) ileriye doğru itilir. Bu durumda yağ pilot valf grubundan kepçe doldurma plancerinin açtığı yolu takip ederek kontrol valfindeki kepçe doldurma boşaltma plancerinin (13) alt tarafına gelir. Plancer yağın basıncıyla yukarı doğru itilir. Plancerin üst kısmındaki yağ ise pilot valfe geri dönerek kepçe boşaltma planceri (7) üzerinden tanka boşalır. Kepçe doldurma-boşaltma plancerinin (13) yukarı doğru olan hareketi sonucunda ana hidrolik pompanın büyük kademesinden gelen yağın yolu kesilir ve basıncı artar. Bu basıncın etkisiyle doldurma-boşaltma devresi çek valfinin (22) yay kuvveti yenilip valf açılır ve basınçlı yağ tilt silindirin baş tarafına gider. Basıncın etkisiyle piston dışa doğru hareket ederken buna fikse edilmiş olan rotta ara bağlantı sayesinde kepçeyi geriye doğru yatırır. Tilt silindirin diğer tarafındaki yağ ise kontrol valfinden tanka geri döner.



Kepçenin boşaltma pozisyonunda pilot valf grubundaki hareketi detaylı olarak inceleyelim :

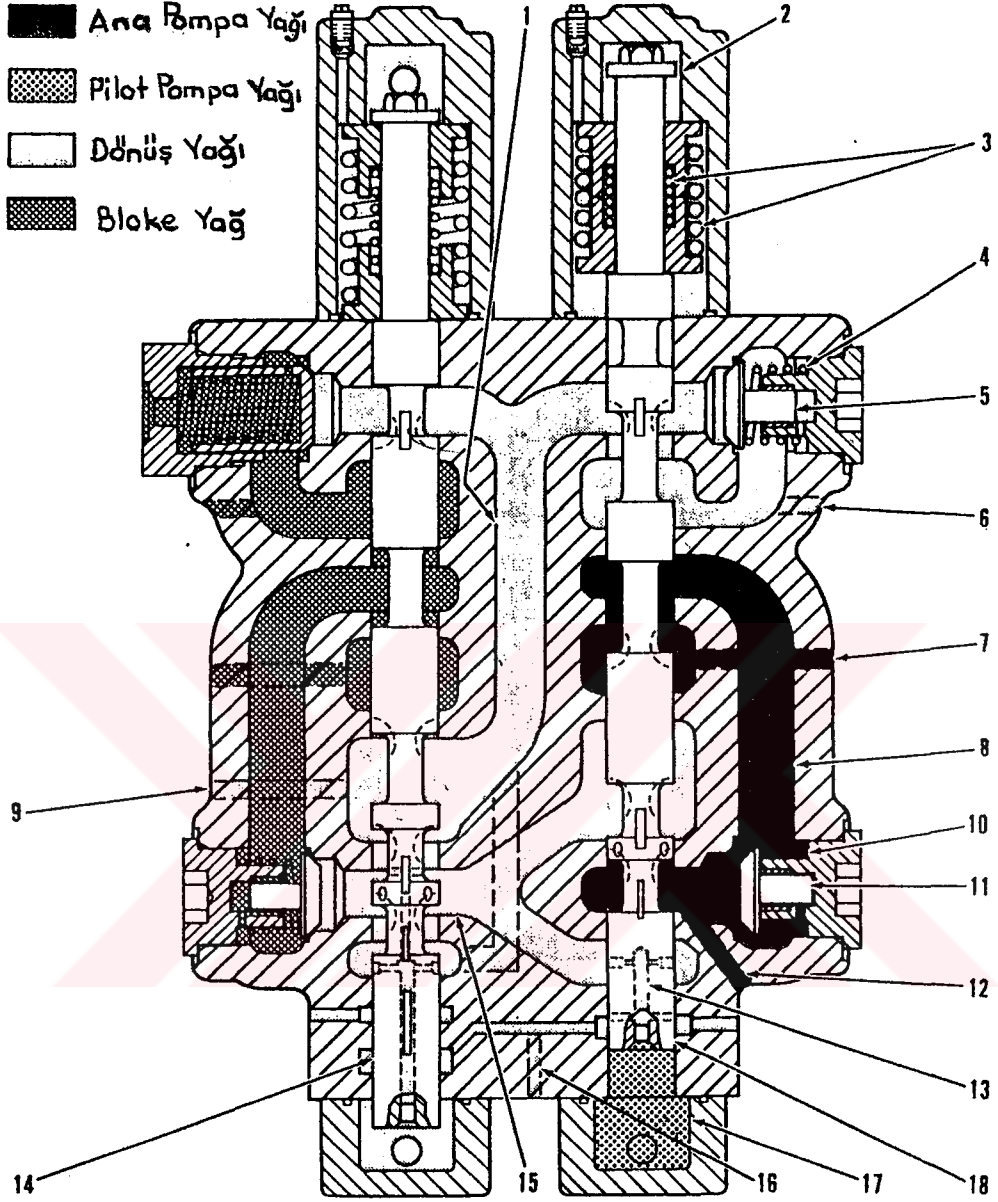


Şekil 4.32 Kepçe doldurma pozisyonunda pilot valf grubu.

Pilot valf, kontrol levyesi hareketine baēlı olarak deēiřik miktarlarda ve basınçta yaēı kumanda valfindeki plancerlerin istenilen yūzūne sevk ederek gerekli olan devrenin çalışmasını saēlar. Kumanda levyesi doldurma konumuna getirildiēinde levye mili (25) sola dōner ve tahrik elemanı vasıtasıyla doldurma planceri (35) ařaēı doēru itilir. Pilot pompa besleme kanalındaki (20) basınçlı yaē doldurma planceri deliēinden (37) geēerek kontrol valfine gidiş hattından (21) valfteki plancere gelir ve onu hareket ettirir. Plancerin diēer tarafındaki yaē ise kontrol valfine gidiş hattından (22) pilot valf grubuna gelir. Bu yaē kepçe boşaltma planceri deliēinden (36) geēerek geri dōnūř kanalından (11) tanka dōner. Levye bořa alındıēında kepçe doldurma planceri merkezleme yayı (33) sayesinde eski konumuna gelir.



Şimdi de aynı pozisyonda kontrol valf grubundaki hareketi inceleyim :



Şekil 4.33. Kepçe doldurma pozisyonunda kontrol valf grubu.

- | | |
|---|--|
| 1. Ana kanal | 10. Tilt devresi çek valf yayı |
| 2. Pilot valf dönüş yağı bölgesi | 11. Tilt devresi çek valfi |
| 3. Kepçe doldurma-boşaltma planceri yayları | 12. Ana pompa büyük kademe besleme kanalı |
| 4. Tilt silindiri rot tarafı ikmal valfi yayı | 13. Kepçe doldurma-boşaltma planceri delikleri |
| 5. İkmal valfi | 14. Kepçe kaldırma-indirme planceri |
| 6. Tilt silindiri rot tarafı kanalı | 15. Depoya geri dönüşü için yağ kanalı |
| 7. Tilt silindiri baş taraf kanalı | 16. Hidrolik tanka açılan kanal |
| 8. Ana pompa büyük kademesinden gelen yağ taşıyan kanal | 17. Pilot yağ hücresi |
| 9. Tankaya geri dönüş kanalı | 18. Kepçe doldurma-boşaltma planceri |

Pilot valfden kontrol valfindeki pilot yağ hücresine (17) gelen yağ planceri (18) yukarıya doğru iter. Dönüş bölgesindeki (2) yağ ise pilot valf valfteki kepçe boşaltma planceri kanalından tanka döner. Bu sırada pompanın büyük kademesinden gelen basınçlı yağ besleme kanalından (12) tilt devresi çek valfine (11) etkiyerek yay (10) kuvvetini yener ve valfi açıp tilt silindiri baştarafı kanalından (7) silindirin baş tarafına gider. Böylece piston ileriye doğru hareket eder. Silindirin rot tarafındaki yağ tilt silindiri rot tarafı kanalından (6) kepçe doldurma-boşaltma planceri (18) üst tarafına gelir ve ana kanalı (1) takip ederek kepçe kaldırma-indirme plancerinin (14) etrafından tanka döner. Ekipmanlar boşta iken pompanın büyük kademesinin kontrol valfine gönderdiği yağ kepçe kaldırma-indirme planceri (14) bu pozisyonda kontrol edilmediği için bloke olur.

Kumanda levyesi boşaltma konumuna getirilince devredeki yağ akışı doldurma pozisyonunun tam tersi olur. Pilot valf grubundaki (9) kepçe boşaltma planceri hareket ettirilerek kontrol valfindeki (20) kepçe doldurma boşaltma plancerinin (13) üst tarafına yağ gönderilir. Plancer aşağı hareket eder bu sırada plancerin alt kısmında bulunan yağ pilot valf grubu (9) üzerinden tanka döner. Kontrol valfindeki plancerin aşağı doğru hareketi ile ana devreyi besleyen yağın yolu kesilir ve basıncı artar. Kepçe doldurma boşaltma devresi çek valfinin (22) yay kuvveti yenilerek valf açılır. Açılan yoldan geçen yağ tilt silindirinin rot tarafını besler. Böylece piston ve ona bağlı rot ileriye doğru hareket ederken ara bağlantı sayesinde kepçe öne doğru yatırılır. Silindirin diğer tarafındaki yağ ise kontrol valfinden tanka geri döner (Şekil 4.31.).

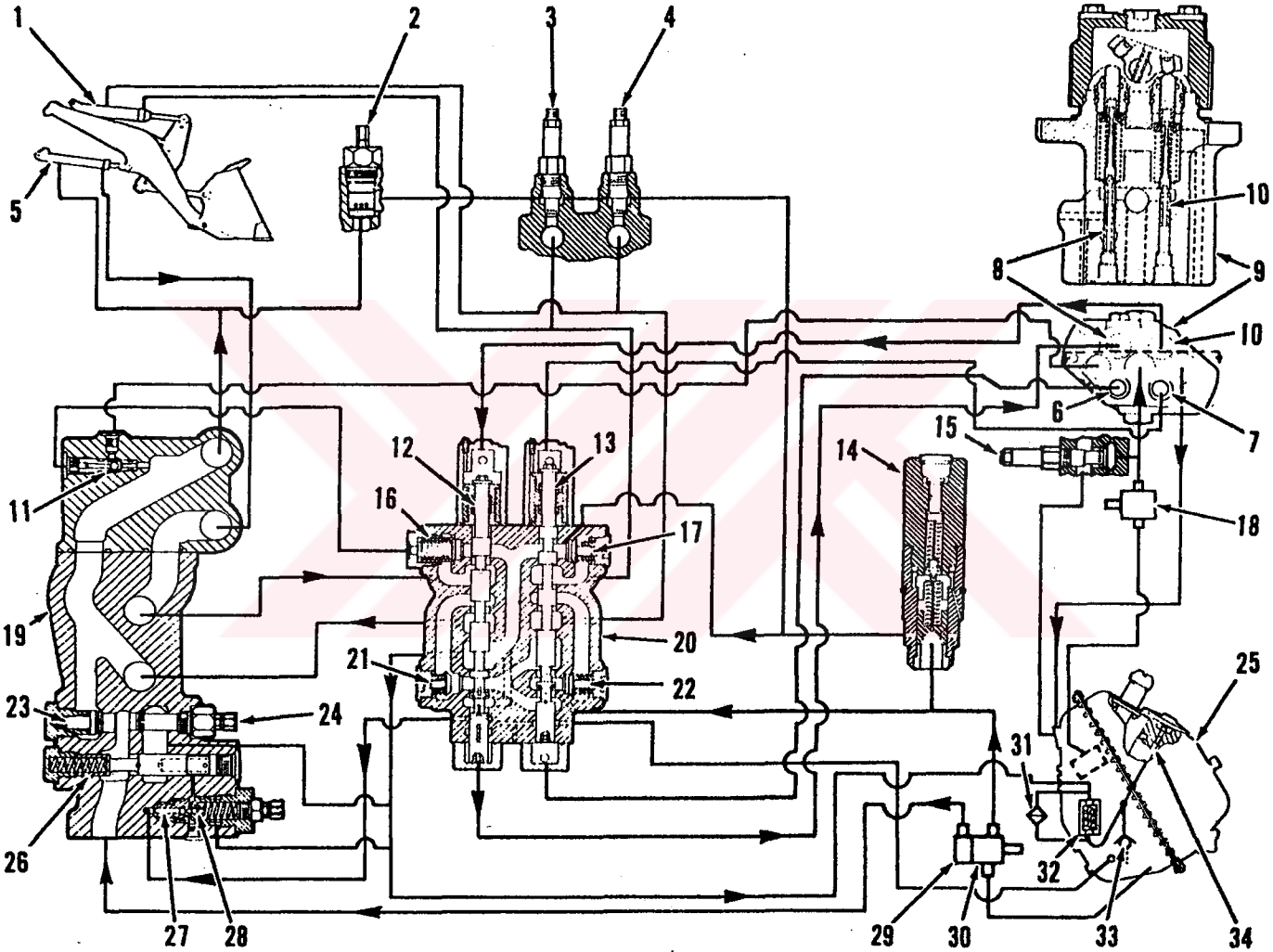
Kumanda levyesi boşaltma konumuna alınca levye mili (25) bu defa sağ doğru döner ve tahrik elemanı (24) kepçe boşaltma plancerini aşağıya doğru iter. Pilot pompa besleme kanalındaki (20) basınçlı yağ kepçe boşaltma planceri deliğinden (36) geçerek kontrol valfine gidiş hattından (22) valfe gelir. Kepçe doldurma-boşaltma plancerinin hareketi ile açılan kanaldan basınçlı yağ silindirin rot tarafına etki eder. Silindirin diğer tarafındaki yağ ise kepçe doldurma devresi kontrol valfine gidiş hattından (21) tanka geri döner (Şekil 4.32.).

Kepçe boşaltma esnasında yağ pilot valfden kontrol valfindeki pilot yağ hücresine (2) gelir ve planceri (18) aşağıya iter. Diğer pilot yağ hücresindeki (17) yağ ise pilot valfdeki kepçe doldurma planceri kanalından tanka döner. Hidrolik pompanın büyük kademesinden gelen basınçlı yağ besleme kanalından (12) tilt devresi çek valfine (11) etkiyerek yay kuvvetini (10) yener

ve valfi açıp tilt silindiri rot tarafı kanalından (6) silindirin rot tarafına gider. Böylece piston geriye doğru hareket eder. Silindirin baş tarafındaki yağ ise kontrol valfindeki tilt silindiri baş tarafı kanalından (7) depoya geri döner (Şekil 4.33.).

4.4.1.3. Kepçe Kaldırma-İndirme

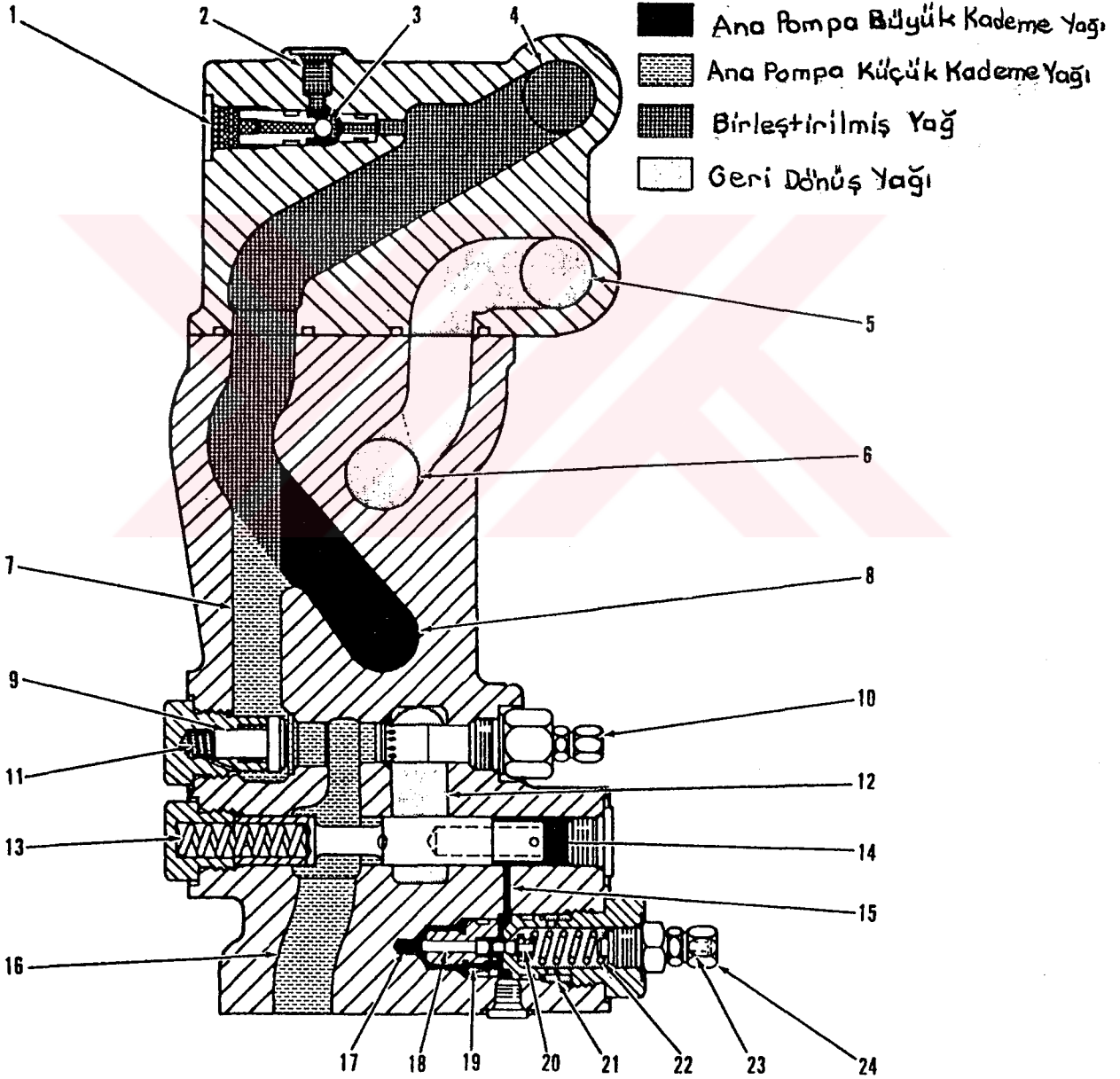
Kepçe hızlı ve yavaş olmak üzere iki ayrı kademede de kaldırılabilir.



Şekil 4.34. Kepçe hızlı kaldırma pozisyonunda hidrolik devre.

Kumanda levyesi hızlı kaldırma konumuna alınınca pilot valf grubundaki (9) kepçe kaldırma planceri (10) maksimum ileri itilir. Bunun sonucunda da kaldırma plancerindeki delik pilot pompa besleme kanalına tamamen geçer. Böylece daha fazla debi ve basınçtaki yağ kontrol valfindeki kepçe kaldırma-indirme plancerini de (12) maksimum iter. Plancerin alt hücresinde bulunan yağ pilot valfteki indirme planceri (8) üzerinden tanka

döner. Plancerin aşağı doğru hareketi ile kontrol valfindeki (20) kanaldan birleştirme valfine (19) yağ gönderilir. Bu yağ rahatlama memesi (28) ve pistonu (27) üzerinden boşaltma valfinin (26) sağ tarafına etkir. Yağ basıncı etkisiyle boşaltma valfi sağa doğru itilir. Böylece ana pompanın küçük kademesinden (29) gelen yağın önü kesilerek basıncı artar, bu da pompa küçük kademe çek valfinin (23) açılmasını sağlar. Açılan bu yoldan geçen yağ pompanın büyük kademesinden (30) gelen ve birleştirme valfi (19) tarafından yönlendirilen yağ ile karışarak lift silindirin (5) baştarafına gider. Böylece pistonun daha hızlı hareket etmesi sağlanır. Silindirin diğer tarafındaki yağ birleştirme ve kontrol valfi üzerinden tanka geri döner.



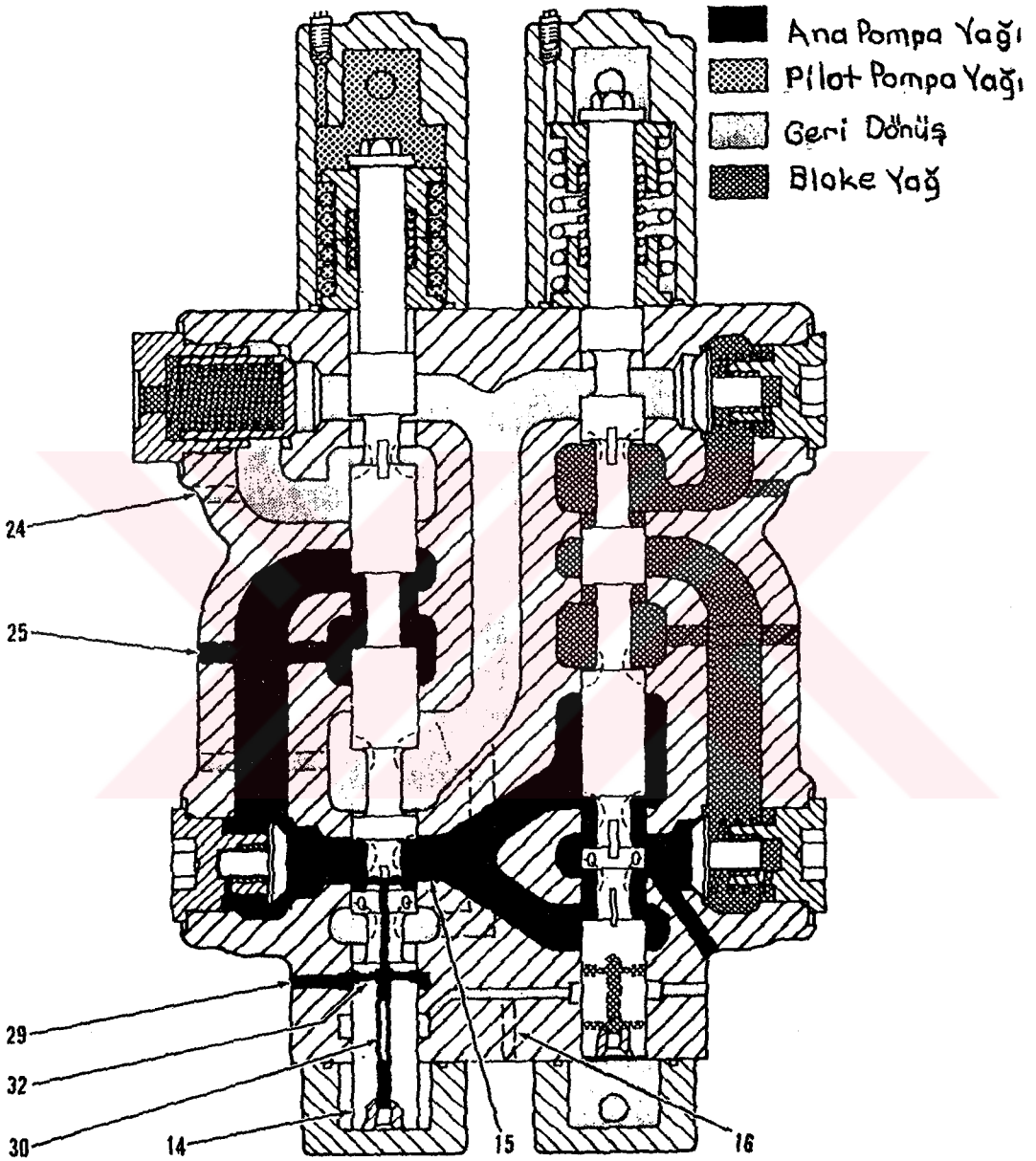
Şekil 4.35. Hızlı kepçe kaldırmada birleştirme valfi.

1. Lift silindiri rot tarafı ikmal valfinden geliş hattı
2. Pilot valf tahliye kanalına gidiş hattı
3. Bilyalı mekik valf
4. Lift silindiri baş tarafına gidiş hattı
5. Lift silindiri rot tarafından dönüş hattı
6. Kontrol valfinden lift silindiri rot tarafı için geliş hattı
7. Kanal
8. Kontrol valfinden lift silindiri baş tarafı için ana pompa büyük kademesinden geliş hattı
9. Ana pompa küçük kademe çek valfi
10. Ana pompa küçük kademe basınç emniyet valfi
11. Çek valf yayı
12. Tank dönüş kanalı
13. Boşaltma valfi yayı
14. Boşaltma valfi planceri
15. Kepçe kaldırma-indirme plancerinden gelen sinyal yağını taşıyan kanal
16. Ana pompa küçük kademe yağını taşıyan kanal
17. Kepçe kaldırma-indirme plancerinden gelen sinyal hattı
18. Rahatlatma memesi pistonu
19. Rahatlatma memesi piston kanalı
20. Rahatlatma memesi
21. Tanka dönüş kanalı
22. Yay
23. Rahatlatma memesi ayar vidası
24. Kapak

Birleştirme valfindeki boşaltma plancerinin (14) sola hareket etmesi halinde kepçenin hızlı kaldırma durumu sağlanır. Kepçe kaldırma-indirme levyesi hızlı kaldırma konumuna getirildiğinde ana pompanın büyük kademesinden gelen yağ kontrol valf grubu üzerinden geçerek sinyal hattı (17), piston kanalı (19) ve sinyal yağı taşıma kanalı (15) vasıtasıyla boşaltma valfi plancerinin (14) sağ tarafını doldurup onu boşaltma valfi yayına (13) karşı iter. Sola doğru hareket eden plancer pompa küçük kademe yağını taşıyan kanaldan (16) gelip tanka dönüş kanalından geçen yağın yolunu keser. Bu durumda pompa küçük kademesinden gelen yağın basıncı yükselmeye başlar ve bir süre sonra çek valf (9) açılır. Yağ çek valfin açmış olduğu kanaldan (7) geçip pompa büyük kademesinden gelen yağın bulunduğu kanalda (8) onunla birleşir. Böylece pompanın her iki kademesinden gelen yağ toplamı gidiş hattından (4) lift silindirinin baş tarafına gider. Yağ debisinin fazla olması nedeniyle piston daha hızlı hareket eder.

Sinyal yağını taşıyan hattaki (17) yağ basıncı ile bu hattaki yağ plancere (14) getiren kanaldaki (15) yağ basıncı aynı olduğu zaman piston (18) sağ tarafındaki alanın soldakinden büyük olması sebebiyle sol tarafa dayanır. Pistonun bu yapısı sinyal yağını taşıyan kanaldaki (15) basınç düşmeden pistonun hareketini önler. Piston kanalı (19) sinyal hattındaki (17) yağı, bu yağı boşaltma valfi plancerine (14) taşıyan kanala (15) göre daha yavaş tanka boşaltır. Sinyal yağını taşıyan kanaldaki (15) yağın bir kısmı tanka dönüş kanalından (21) boşalır. Bunun sonucunda sinyal hattındaki (17) basınç sinyal yağını taşıyan kanaldaki (15) basınçtan büyük olur. Bu basıncın etkisiyle piston (18) sağa doğru hareket ederek rahatlatma memesini (20) yaya (22) karşı iter. Kontrol valfinden gelen yüksek basınçtaki yağın bir kısmı tanka

boşalarak sistem yüksek basıçtan korunur. Piston her iki tarafındaki basınçların eşit olmasıyla tekrar sol tarafa dayanır.



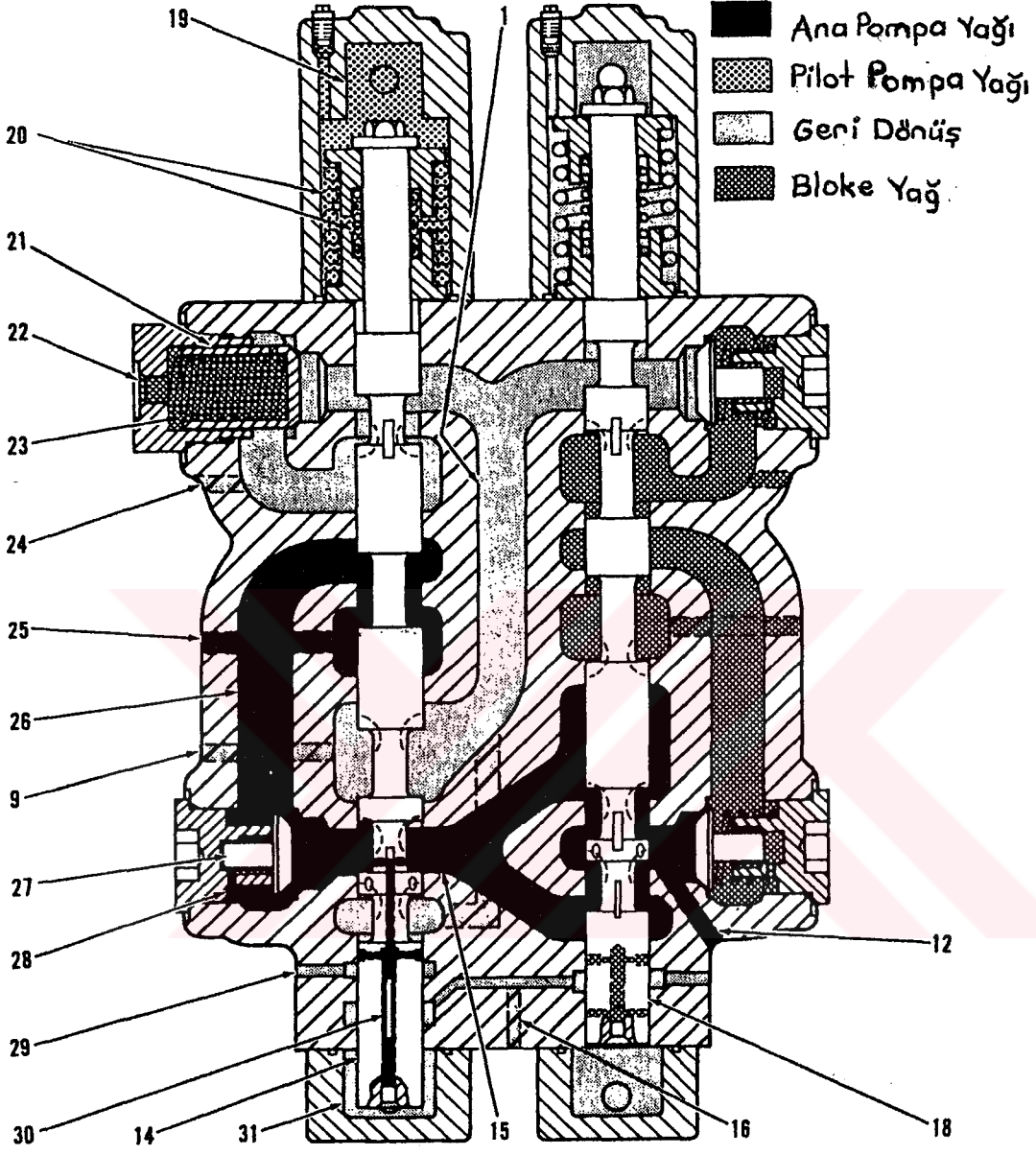
Şekil 4.36. Hızlı kaldırmada kontrol valfi.

- 14. Kepçe kaldırma indirme planceri
- 15. Ana pompa büyük kademe yağı kanalı
- 16. Tanka dönüş kanalı
- 24. Lift silindiri rot tarafına gidiş kanalı
- 25. Lift silindiri baş tarafına gidiş kanalı
- 29. Birleştirme valfi sinyal hattı
- 30. Çentik
- 32. Kepçe hızlı kaldırma plancer deliği

Levyeye hızlı kaldırma konumundayken pilot yağ miktarı artacağı için kepçe kaldırma-indirme planceri (14) en son konuma kadar itilir. Plancer kanalındaki çentik (30) birleştirme valfi sinyal hattının (29) tanka dönüş kanalı (16) ile irtibatına engel olur. Plancer üzerindeki delikler (32) basınçlı yağı sinyal hattına (29) bağlar. Böylece pompa büyük kademesinden gelen yağ kanaldan (15) geçerek plancerdeki delikler sayesinde birleştirme valfine gider.

Kepçe kaldırma-indirme levyesi yavaş kaldırma konumundayken pilot valf grubundaki kepçe kaldırma planceri hızlı konuma göre daha az aşağı hareket edip daha az miktarda yağa yol verir. Kontrol valfindeki kepçe kaldırma indirme planceri de hızlı kaldırma konumuna göre aşağı doğru daha az hareket eder. Pompa büyük kademesinden gelen yağın yolu kesilir. Bu yağın basıncıyla kepçe kaldırma-indirme devresi çek valfi açılır ve yağ birleştirme valfi üzerinden silindirin baş tarafına gönderilir. Yavaş kaldırma durumunda kontrol valfinden birleştirme valfinin boşaltma plancerine yağ akışı yoktur.





Şekil 4.37. Kepçe yavaş kaldırma pozisyonunda kontrol valfi.

1. Ana kanal
9. Tanka dönüş kanalı
12. Ana pompa büyük kademesinden geliş kanalı
18. Kepçe doldurma-boşaltma planceri
19. Pilot yağ hücresi
20. Yayılar
21. Lift silindiri rot tarafı ikmal valfi
22. Tahliye kanalı
23. Yay
24. Pilot yağ dönüş hücresi

Yavaş kaldırma pozisyonunda çentik (30) birleştirme valfi sinyal hattını (29) tanka dönüş kanalına (16) bağladığı için birleştirme valfine sinyal yağı gitmez.

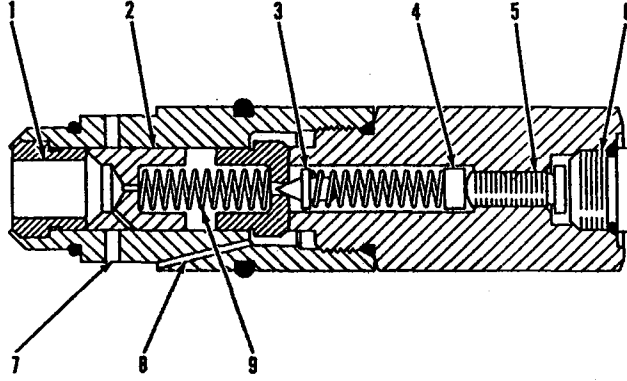
Yavaş kaldırmada birleştirme valfindeki yağ akışı ise şöyle olur : Küçük kademe pompasından gelen yağ kanaldan (16) geçerek boşaltma valfi plancerinin (14) etrafından plancer yay (13) tarafından sağa itilmiş olduğu için açık bulunan tanka geri dönüş kanalı (12) vasıtasıyla tanka döner. Bu durumda ana pompa küçük kademesinden gelen yağın basıncı çek valfi (9) açacak mertebede değildir. Ana pompanın büyük kademesinden gelen yağ geliş hattından (8) girer ve gidiş hattından (4) lift silindirinin baş tarafına gider. Silindirin diğer tarafındaki yağ ise dönüş hattından (5) daha sonrada lift silindiri rot tarafı için olan geliş hattından (6) geçerek kontrol valfine oradan da tanka döner (Şekil 4.35.).

Birleştirme valfinde bulunan bilyalı mekik valf sayesinde kepçe havada iken motor stop ederse kepçeyi indirme sağlanır. Bu valf iki yönlü bir çek valftir. Kepçe indirilirken birleştirme valfinde lift silindiri rot tarafı ikmal valfi yay bölgesinden geliş hattındaki (1) basınç silindir baş tarafına gidiş hattındaki (4) basınçtan büyük olur ve bilya sağa doğru hareket ederek ikmal valfinin yay bölgesinde bulunan yağın pilot valf üzerinden tanka dönmesini sağlar. Bunun sonucunda ikmal valfinin yay bölgesinde düşük bir basınç oluşur ve valf açılarak lift silindirinin rot tarafının tank hattından beslenmesi sağlanır (Şekil 4.35. ve 4.37.).

Kepçe havada iken motor stop etmiş ise kepçenin ağırlığından dolayı lift silindir baş tarafı kanalında (4) basınçlı yağ bulunur. Bu yağın etkisiyle bilyalı mekik valf (3) sola doğru itilerek basınçlı yağ pilot valf tahliye kanalına gidiş hattından (2) tanka boşalır ve kepçe yere iner (Şekil 4.35.).

Kumanda levyesi indirme pozisyonuna alındığında yağ akışı kaldırma pozisyonunun tam tersidir. Pilot valf grubundaki (9) indirme planceri pilot pompadan gelen yağa yol verir. Bu yağ kontrol valfindeki (20) kepçe kaldırma-indirme plancerini (12) yukarıya iter. Plancerin üst kısmındaki yağ pilot valf (9) üzerinden tanka döner. Kepçe kaldırma-indirme planceri (12) hidrolik pompanın büyük kademesinden (30) gelen yağın yolunu keser ek basıncın yükselmesine neden olur. Bunun sonucunda çek valf (21) açılır ve lift silindirinin rot tarafı birleştirme valfi üzerinden yağ ile beslenir (Şekil 4.34.).

4.4.1.4. Hidrolik Devre Emniyet Valfi



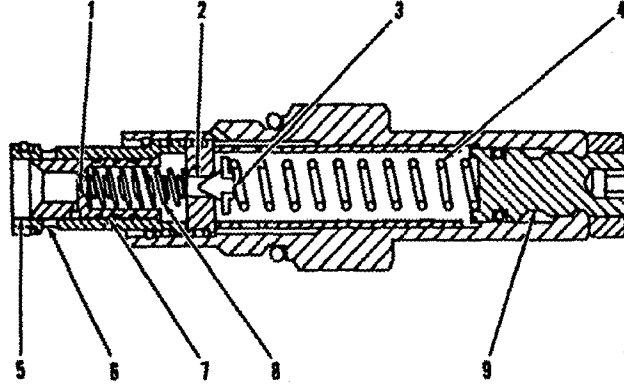
Şekil 4.38. Hidrolik devre emniyet valfi.

1. Yağ giriş deliği
2. Valf
3. Pilot valf
4. Ara parça
5. Ayar vidası
6. Tapa
7. Yağ akış deliği
8. Tahliye kanalı
9. Yay

Hidrolik pompanın büyük kademesinden gelen basınçlı yağ giriş deliğinden (1) geçerek yayın (9) bulunduğu bölgeye etkir. Bu yağın basıncı pilot valfin (3) yay kuvvetini yendiğinde valf açılır ve yay bölgesindeki yağ tahliye kanalından (8) tanka geri döner. Yay bölgesindeki basınç azalacağı için valfe (2) etkiyen basınç onu yaya (9) karşı iter. Böylece pompadan gelen yağ çıkış deliğinden (7) tanka geri döner. Böylece devre aşırı basınçtan korunmuş olur.

4.4.1.5. Tilt ve Lift Silindiri Basınç Emniyet Valfleri

Bütün bu valfler yapı bakımından birbiri ile aynı olup lift silindirinin sadece baş, tilt silindirinin ise her iki tarafına bağlıdır. Bu valflerin görevleri hariçten gelebilecek anormal yüklere ve darbelere karşı devre elemanlarını korumaktır. Çalışma prensipleri ana devre basınç emniyet valfindeki gibi pilot uyarılıdır.



Şekil 4.39. Basınç emniyet valfi.

1. Valf deliği
2. Pilot valf deliği
3. Pilot valf
4. Yay
5. Basınç kanalı
6. Tahliye deliği
7. Valf
8. Yay
9. Ayar vidası

SONUÇ

Hidrolik sistemler güç iletiminde önemli bir alternatiftir. Diğer güç iletim metodlarının yetersiz kaldığı özellikle de yüksek güce gereksinim duyulan iş makinalarında hidrolik sistemler çok yaygın olarak kullanılmaktadır.

Taşıtlarda kullanılan hidrolik sistemler güç takviyeli direksiyonda olduğu gibi küçük güçlerin temini ile sürücüye kolaylık sağlarlar. Hidrolik ile takviye edilmiş direksiyon sistemleri açık çevrim olup kullanılan kontrol valfleri özel yapıdadır.

Otomatik transmisyondaki tahrik kapalı çevrim hidrostatik tahriktir. Sistemde bulunan yağa motordan hareket alan bir pompa ile basınç ve hız kazandırılır. Otomatik transmisyonda kullanılan valfler ise direkt veya önhidrolik uyarılı sürgülü yön denetim valfi grubundandır.

İş makinalarında kullanılan hidrolik sistemler hareketli hidrolik sistemler olup açık çevrim hidrostatik tahrik prensibine göre çalışırlar. Yani hidrolik akışkan bir tanktan pompa ile emilir ve sistemde dolaştıktan sonra tekrar tanka döner. Hidrolik devrelerde yağın akışı daima aynı yöndedir. Bu akış sırası ile pompa, ana kumanda valfi, kullanıcı, tekrar ana kumanda valfi, hidrolik filitre ve tank şeklindedir.

İş makinalarında güç kaynağı olarak diesel motoru kullanılır. Diesel motorun görevi milden bir kavrama vasıtasıyla verdiği mekanik enerji sayesinde hidrolik pompayı tahrik etmektedir.

Kullanılan hidrolik devrenin emniyetle çalışabilmesi için pompa ile kullanıcı arasında tahliye valfleri bulunur. Tahliye valfleri ön uyarılı basınç emniyet valfi grubundan olup bulunduğu devrenin basıncının ayarlanandan fazla yükselmesini önleyerek sistemi aşırı basınçtan korur.

Belli bir basınca sahip hidrolik akışkan doğrudan mekanik uyarılı sürgülü yön denetim valfi olan ve kumanda levyesi tarafından kontrol edilen pilot valfden ana kontrol valfinde bulunan plancerlerin gerekli yüzeylerine sevk edilir. Ana kontrol valfi direkt hidrolik uyarılı yön denetim valfidir. Plancerin hareket ettirilmesi ile kullanıcıya olan hat açılır. İş makinalarının

hidrolik devrelerinde kullanıcı olarak hidrolik silindirler vardır. Bunlar çift etkili olup itme ve çekme kuvveti oluştururlar.

Yüksek basınca maruz kalan akışkanda sıcaklık artışı meydana gelir. Bu ise enerji kaybı demektir. Bun nedenle akışkan bir soğutucu sistemden geçirilir. Böylece hem enerji kayıpları en aza indirilir hem de yağın uzun süre özelliğini koruması sağlanır.

Hidrolik devrelerde kullanılan elemanlar çok hassas olarak birbirinin içine yerleştirilmiş olduğundan akışkan içinde bulunabilecek küçük partiküller sistemin tıkanmasına veya çalışma bozukluğuna yol açabilir. Bu nedenle akışkan depoya dönmeden önce filtreden geçirilir. Hidrolik sistemlerin en önemli problemlerinden biri de filtrasyondur. Filtrasyona dikkat edilmeli ve periyodik kontrol ile yağın değişimine önem verilmelidir.

Hidrolik sistemlerin en önemli özelliklerinden biri de elektronik kontrol elemanları ile birlikte çalışabilme kabiliyetleridir. Öyleyse hidrolik devrelerde senkronizasyonun bilgisayarlar ile sağlanması faydalı olacaktır.

KAYNAKLAR

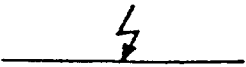
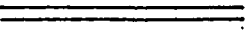
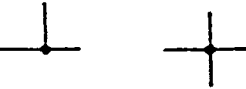
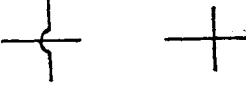
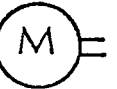
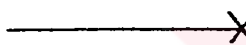
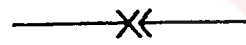
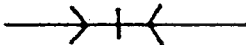
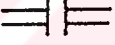
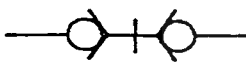
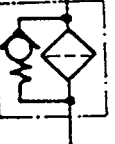
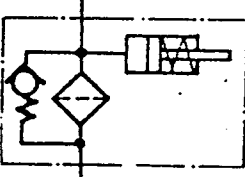
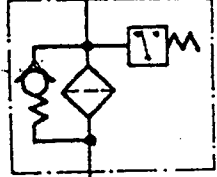
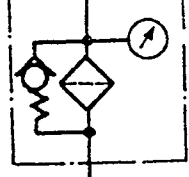
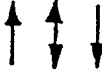
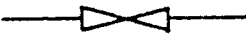
1. Schmitt, A. Çeviren : Aykun, H., 1981
Endüstriyel Hidrolik Eğitimi Cilt-1
2. Rexroth-Hidropar Hidrolik Aksam Donanım San. Tic. A.Ş., 1993
Temel Hidrolik Eğitimi Seminer Tutanakları
3. Mannesman-Rexroth GmbH, 1983
Companentsof Mobil Hydraulic
4. Frank, M., Mc GrawHill, 1979
Fluid Mechanics
5. Pipenger, J.J., Pease, A. A., 1987
Basic Fluit Power Second Edition
6. Bauer, G., 1982
Ölhydraulik
7. Özcan, F. Mert Hidrolik A.Ş. Yayınları
Hidrolik Akışkan Gücü
8. Narman, H.
Hidrolik Sistemler ve Yağlar
9. Petrol Ofisi Madeni Yağ Şube Müdürlüğü Yayınları
Yakıtlar ve Yağlar
10. Heisler, H., First Published in GB, 1989
Advanced Vehicle Technology
11. Nunney, M.J., Part of Reed İnternational Books, 1992
Light and Heavy Vehicle Technology
12. CAT 963 Track Loader Hydraulics Systems Book
13. CAT 963 Track Loader Operation and Maintenance Book

ÖZGEÇMİŞ

1969'da İstanbul'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini İstanbul'da tamamladıktan sonra, 1991 yılında Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. 1992'de Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nde lisans üstü eğitime başladı. Halen bu Üniversitenin Otomotiv Anabilim Dalı'nda Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.

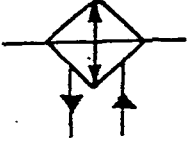


EK : Hidrolik Sistem Elemanlarının DIN 24300' e göre gösterimi.

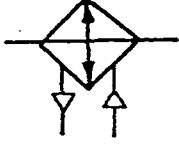
	Akış hattı		Akış ölçer
	Uyarı hattı		Sıcaklık ölçer
	Sızıntı hattı		Basınç anahtarı
	Esnek bağlantı		Depo (Atmosfere açık).
	Elektrik hattı		Boru çıkışı sıvı seviyesinin üstün de
	Çubuk, Mil, Kol		Boru çıkışı sıvı seviyesinin altında.
	Boru hattı bağlantısı		Depo altı çıkış
	Kesişmeyen boru hattı.		Elektrik motoru
	Körtapa		içten yanmalı motor
	Dışardan bağlantı yapılabilir hat.		Depo kapağı
	Çabuk bağlantı		Kavrama
	Çekvalfli çabuk bağlantı		Filtre (Emiş filtresi).
	Döner bağlantı		Çekvalfli filtre
	Yay		Mekanik kirlilik göstergeli filtre
	Hidrolik debi		Elektrik kirlilik göstergeli filtre
	Hava debisi veya atmosfere açık		Basınç göstergeli filtre
	Akış yönü		
	Dönüş yönü		
	Ayarlanabilir değişkenlik		
	Küresel vana		
	Basınç ölçer		



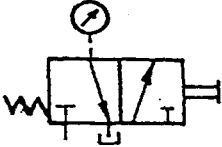
Daldırma ısıtıcı



Su-Yağ ısı değiştirgeci



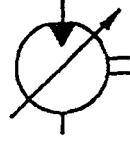
Hava-Yağ ısı değiştirici



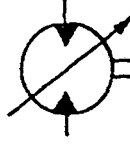
Manometre ventili



Akümülatör

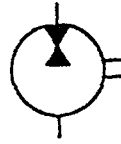


Tek yöne akışlı
DEĞİŞKEN DEBİLİ



Çift yöne akışlı
DEĞİŞKEN DEBİLİ

POMPA/MOTOR ÜNİTELERİ



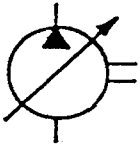
Yağın bir akış yönüne göre
pompa veya motor
SABİT DEBİLİ



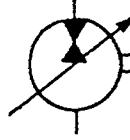
Akış yönü değişmeden pompa
veya motor
SABİT DEBİLİ



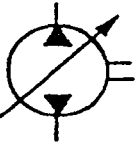
Yağın her iki yönde akışında
pompa veya motor
SABİT DEBİLİ



Tek yöne akışlı
DEĞİŞKEN DEBİLİ



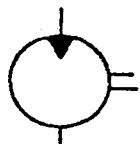
Yağın bir akış yönüne göre
pompa veya motor
DEĞİŞKEN DEBİLİ



Çift yöne akışlı
DEĞİŞKEN DEBİLİ



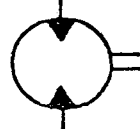
Akış yönü değişmeden pompa
veya motor
DEĞİŞKEN DEBİLİ



Tek yöne akışlı
SABİT DEBİLİ



Yağın her iki yönde akışında
pompa veya motor
DEĞİŞKEN DEBİLİ



Çift yöne akışlı
SABİT DEBİLİ

POMPALAR

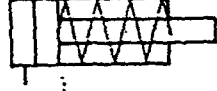
MOTORLAR



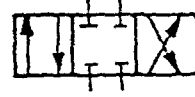
Tek etkili silindir



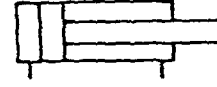
Kareler konum sayısını belirler



Tek etkili Silindir .
(Yay geri dönüşlü)



Giriş ve çıkışlar yol sayısını belirler.



Çift etkili silindir



2/2-2 yollu, 2 konumlu ventill



3/2-3 yollu, 2 konumlu ventill



Çift etkili, çift milli silindir



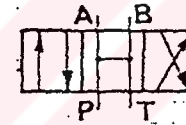
4/2-4 yollu, 2 konumlu ventill



4/3-4 yollu, 3 konumlu ventill



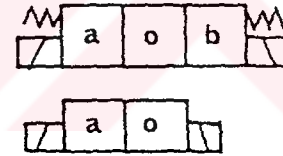
Tek yönde yastıklamalı çift etkili silindir



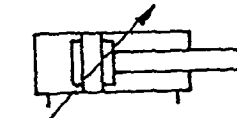
P=Pompa hattı
A,B= Kullanıcı hatları
T=dönüş hattı



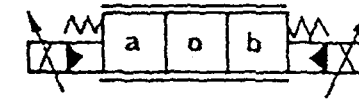
İki yönde yastıklamalı çift etkili silindir



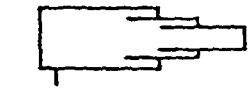
Normal konumlar 0 ile gösterilir.
(Ventilin uyarısız ilk konumu)



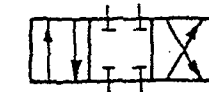
İki yönde ayarlanabilir yastıklamalı çift etkili silindir



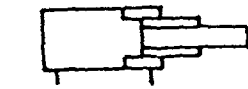
Ön uyarılı oransal yön denetim ventili



Tek etkili teleskopik silindir



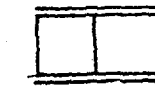
Bağlantılar ventillerin normal konumlarına yapılır.



Çift etkili teleskopik silindir



6,3-6 yollu, 3 konumlu ventill



Oransal ventill: Uyarıya bağılı olarak (Kam, makara, oransal bobin) ara geçiş konumlarında çalışabilirlik



Tandem Silindir



SÜRGÜ TİPLERİ

A Tipi sürgü
(B kapalı, P → A'ya açık)



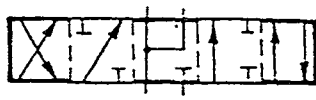
Basınç arttırıcı



B Tipi sürgü
(A kapalı, P → B'ye açık)



C Tipi sürgü
(P → A'ya, B → T'ye açık)



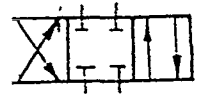
M Tipi Sürgü



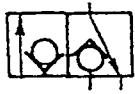
D Tipi sürgü
(P → A'ya, B → T'ye açık)



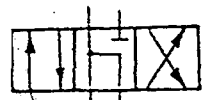
U Tipi
(T kapalı, P → A'ya açık)



E Tipi sürgü
(P, A, B, T kapalı)



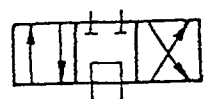
C Tipi
(P kapalı, A → T'ye açık)



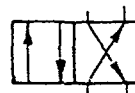
F tipi Sürgü
(B kapalı, P → A, T'ye açık)



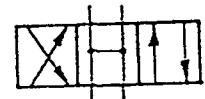
D Tipi
(P → A'ya, B → T'ye açık)



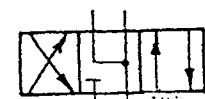
G Tipi sürgü
(A, B kapalı, P → T'ye açık)



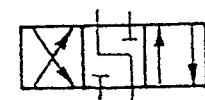
Y Tipi
(P → B'ye, A → T'ye açık)



H Tipi sürgü
(P → A, B, T'ye açık)



J Tipi sürgü
(P kapalı, A, B → T'ye açık)



L Tipi Sürgü
(P, B kapalı, A → T'ye açık)



M Tipi sürgü
(T kapalı, P → A, B'ye açık)



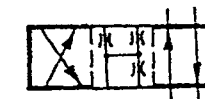
Yay



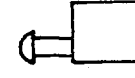
Geçiş konumu ifadesi



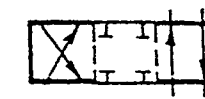
Pim



C Tipi Sürgü



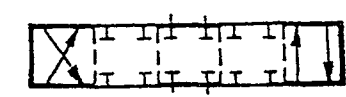
Makara



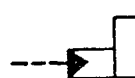
D Tipi Sürgü



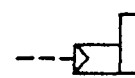
ELLE UYARI



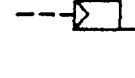
E Tipi Sürgü



Kollu



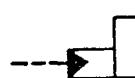
Ayak pedallı



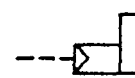
Butonlu

Genel kontrol tipini belirtmeden gösterim.

PILOT UYARI



Hidrolik pilot uyarılı



Pnömatik pilot uyarılı

ELEKTRİK UYARILI

Bobin uyarılı

Elektro-Hidrolik uyarı

Elektro-Pnömatik uyarı

Oransal bobin

Servo bobin

Çekvalf

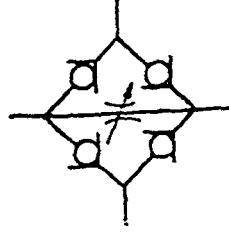
On uyarılı çekvalf

Sızıntı hatlı ön uyarılı çekvalf

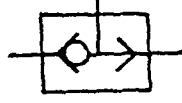
İkiz Çekvalf

Ön doldurma ventili

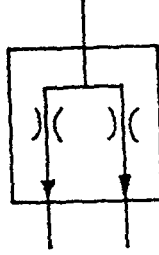
Kartriç ventili



Doğrultucu



Veya ventili



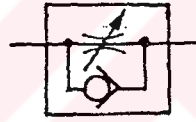
Akış bölücü



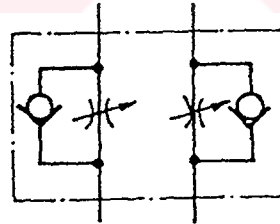
Sabit kısma ventili
(Viskozite'ye bağlı)



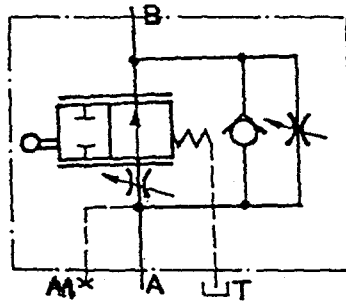
Ayarlanabilir kısma ventili



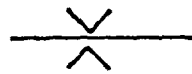
Çekvalfli kısma ventili



Çift çekvalfli kısma ventili



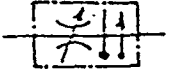
Yavaşlatma ventili



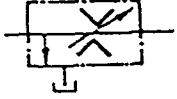
Akış denetim ventili
(Viskozite'den bağımsız)



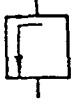
Ayarlanabilir akış denetim ventili



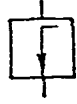
2 yollu akış denetim ventili
(Basınç ve vizkositeden
bağımsız)



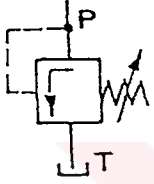
3 yollu akış denetim ventili



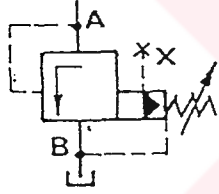
Normalde kapalı hal



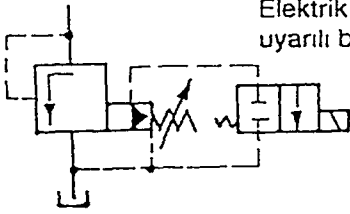
Normalde açık hal



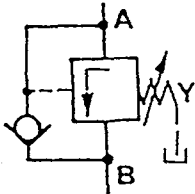
Doğrudan uyarılı basınç
emniyet ventili



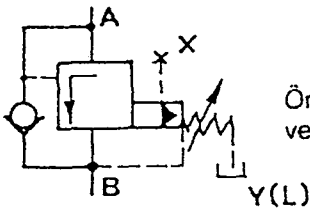
Ön uyarılı basınç emniyet
ventili



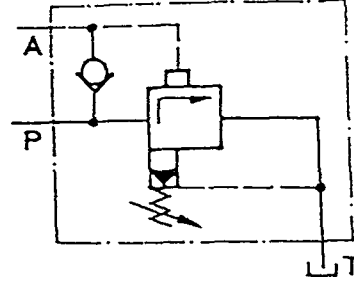
Elektrik uyarı ile boşaltılmalı ön
uyarılı basınç emniyet ventili



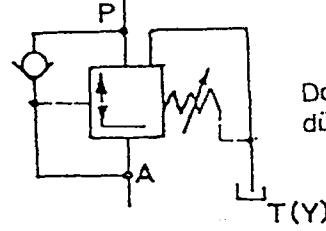
Doğrudan uyarılı basınç
sıralama ventili



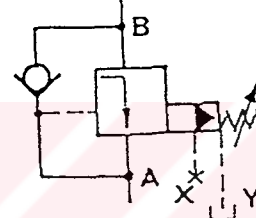
Ön uyarılı basınç sıralama
ventili



Ön uyarılı akü doldurma
ventili



Doğrudan uyarılı basınç
düşürme ventili



Ön uyarılı basınç düşürme
ventili