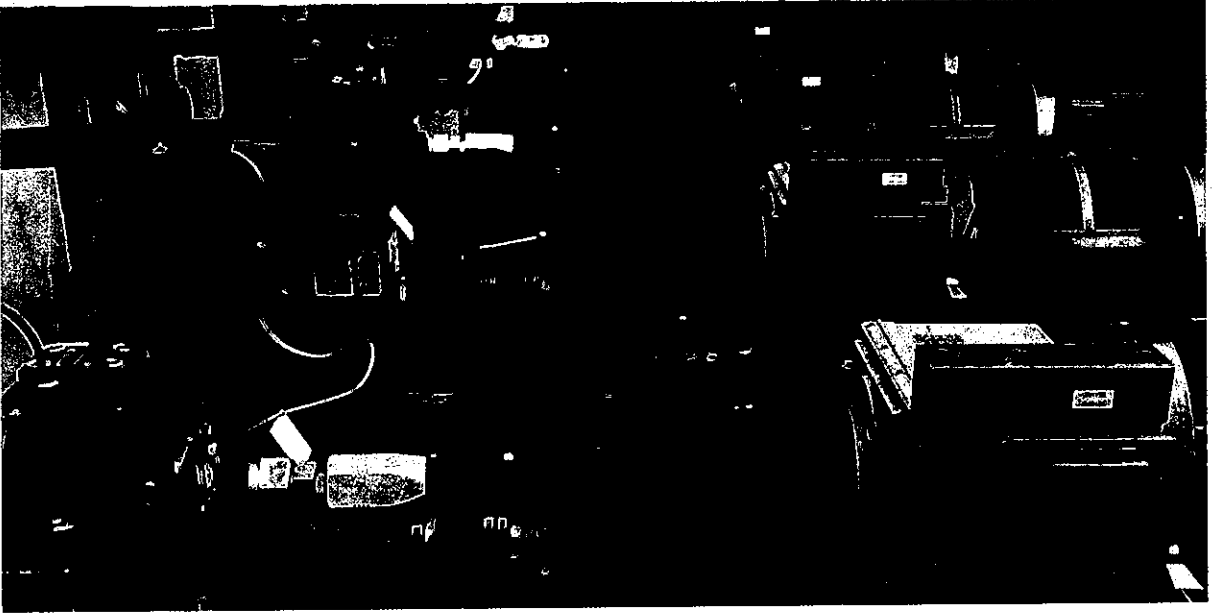


ENDÜSTRİYEL OKULLAR İÇİN

Endüstriyel Hidrolik Kontrol



Peter Rohner



30 01 97
F.B

2711

72

ENDÜSTRİYEL OKULLAR İÇİN

Endüstriyel Hidrolik Kontrol

Peter Rohner

URAMSAL AKIŞKAN DENETİMİ



Millî Eğitim Bakanlığı Yayınları : 2711
Yardımcı ve Kaynak Kitaplar Dizisi : 72

ISBN " 975 - 11 - 0885 - 3

Hükümetimiz ile Dünya Bankası arasında imzalanan Endüstriyel Okullar Projesi çerçevesinde hazırlanan "Endüstriyel Hidrolik Kontrol " adlı kaynak kitap, Millî Eğitim Bakanlığı, Talim ve Terbiye Kurulu Başkanlığının 27/05/1994 gün ve 4151 sayılı kararı ile 40.000 adet bastırılmıştır.

Çeviri - Dizgi - Mizampaj : Üiversal Dil Hizmetleri ve Yayıncılık A.Ş.
Çevirmen : Mak. Müh. Ferit ERFAN
Editör : Yrd. Doç. Ahmet MAHİROĞLU
Baskı Hazırlık - Baskı - Cilt : Evren Ofset Basım Sanayii ve Ticaret A.Ş.



KILAL MARŞI

Korkma! sönmez bu şafaklarda yüzen...
Sönmeden yurdumun üstünde tüten en yüksek...
O benim milletimin yıldızıdır, parlayacak.
O benimdir, o benim milletimindir ancak.

Çatma, kurban olayım, çehreni ey nazlı hilâl!
Kahraman ırkıma bir gül! Ne bu şiddet, bu celâl?
Sana olmaz dökülen kanlarımız sonra helâl...
Hakkıdır, Hakk'a tapan, milletimin istiklâl!

Ben ezelden beridir hür yaşadım, hür yaşarım.
Hangi çılgın bana zincir vuracakmış? Şaşarım!
Kükremiş sel gibiyim, bendimi çiğner, aşarım.
Yırtarım dağları, enginlere sığmam, taşarım.

Garbın âfâkı sarmışsa çelik zırhlı duvar,
Benim iman dolu göğsüm gibi serhaddim var.
Ulusun, korkma! Nasıl böyle bir imanı boğar,
"Medeniyet!" dediğin tek dişi kalmış canavar?

Arkadaş! Yurduma alçakları uğratma, sakın.
Siper et gövdeni, dursun bu hayâsızca akın.
Doğacaktır sana va'dettiği günler Hakk'ın...
Kim bilir, belki yarın, belki yarından da yakın.

Bastığın yerleri "toprak!" diyerek geçme, tanı!
Düşün altındaki binlerce kefensiz yatanı.
Sana gelmiş olsun! İncitme, yazıkur, atanı!
Verme, dünyaları alsan da, bu cennet vatanı.

Kim bu cennet vatanın uğruna olmaz ki fedâ?
Şühedâ fişkıracak toprağı sıksan, şühedâ!
Canı, cananı, bütün varımı alsın da Huda,
Etmesin tek vatanımdan beni dünyada cüdâ.

Ruhumun senden, İlahi, şudur ancak emeli:
Değmesin mabedimin göğsüne nâmahrem eli.
Bu ezanlar-ki şahâdetleri dinin temeli-
Ebedî yurdumun üstünde benim inlemeli.

O zaman vعد ile bin seccde eder- varsa- taşım,
Her certhamdan, İlahi, boğarup kanlı yaşım,
Fişkırır ruh-ı mücerred gibi yerden nâ'şım;
O zaman yükselerek arşa değer belki başım.

Dalgaları sen de şafaklar gibi ey şanlı hilâl!
Olsun artık dökülen kanlarımın hepsi helâl.
Ebediyen sana yok, ırkıma yok izmihlâl:
Hakkıdır, hür yaşamış, bayrağımın hürriyet;
Hakkıdır, Hakk'a tapan, milletimin istiklâl!

Mehmet Âkif ERSOY



ATATÜRK'ÜN GENÇLİĞE HİTABESİ

Ey Türk gençliği! Birinci vazifen, Türk istiklâlini, Türk cumhuriyetini, ilelebet, muhafaza ve müdafaa etmektir.

Mevcudiyetinin ve istikbalinin yegâne temeli budur. Bu temel, senin, en kıymetli hazinendir. İstikbalde dahi, seni, bu hazineden, mahrum etmek isteyecek, dahilî ve haricî, bedhahların olacaktır. Bir gün, istiklâl ve cumhuriyeti müdafaa mecburiyetine düşersen, vazifeye atılmak için, içinde bulunacağın vaziyetin imkân ve şeraitini düşünmeyeceksin! Bu imkân ve şerait, çok nâmûsait bir mahiyette tezahür edebilir. İstiklâl ve cumhuriyetine kastedecek düşmanlar, bütün dünyada emsali görülmemiş bir galibiyetin mümessili olabilirler. Cebren ve hile ile aziz vatanın, bütün kaleleri zapt edilmiş, bütün tersanelerine girilmiş, bütün orduları dağıtılmış ve memleketin her köşesi bilfiil işgal edilmiş olabilir. Bütün bu şeraitten daha elîm ve daha vahim olmak üzere, memleketin dahilinde, iktidara sahip olanlar gaflet ve dalâlet ve hattâ hıyanet içinde bulunabilirler. Hattâ bu iktidar sahipleri şahsî menfaatlerini, müstevlilerin siyasî emelleriyle tevhid edebilirler. Millet, fakr u zaruret içinde harap ve bîtap düşmüş olabilir.

Ey Türk istikbalinin evlâdı! İşte, bu ahval ve şerait içinde dahi, vazifen; Türk istiklâl ve cumhuriyetini kurtarmaktır! Muhtaç olduğun kudret, damarlarındaki asîl kanda, mevcuttur!



Bilgi çağına girerken bütün ülkelerin üzerinde önemle durdukları ve giderek daha fazla kaynak ayırdıkları sektör eğitimidir. Bilim ve teknolojiadaki gelişmelere paralel olarak eğitimde kaliteyi yükseltmek, gençlerimize ileri sanayi toplumunun gerektirdiği bilgi, beceri ve davranışları kazandırmak Millî Eğitimimizin temel amaçlarından biridir.

Ülkemizde; ekonomik, sosyal ve kültürel alanlarda olduğu gibi, sanayi alanında da önemli gelişmeler olmaktadır. Nitelikli insangücü ihtiyacının giderek arttığı ülkemizde meslekî ve teknik eğitim büyük önem kazanmaktadır.

Bu alandaki ihtiyacı karşılayabilmek için; çağdaş bilim ve teknolojik metodları bilen, yorumlayan, kullanan, geliştiren ve alanındaki yeniliklere uyum sağlayan, üretken teknik insangücünün yetiştirilmesi gerekmektedir. Bu konuda, teknik öğretim kurumlarımıza büyük iş düşmektedir.

Bu kurumlarımızdaki öğrencilerin iyi yetişmeleri için devletimiz her türlü desteği sağlamakta ve Hükümetimiz ile Dünya Bankası arasında imzalanan İkraz Anlaşmasıyla yürütülen Endüstriyel Okullar Projesiyle bu okullarımız, çağdaş eğitim imkanlarına kavuşturulmaktadır. Bu okullarımızda çeşitli meslek alanlarında ihtiyaç duyulan 42 adet yabancı teknik ders kitabının tercüme haklarının satın alınması, basım ve dağıtımlarının yapılarak öğrenci ve öğretmenlerimizin istifadesine sunulması, bu proje kapsamında yürütülen faaliyetlerden biridir.

Eğitim ve kültür düzeyleri yüksek, gelişen teknolojiye uyum sağlayabilen toplumlar, geleceğin dünyasının şekillenmesinde önemli rol oynayacaklardır.

Bu ve benzeri çalışmaların ülkemiz için yararlı olmasını diliyorum.

Nevzat AYAZ
Millî Eğitim Bakanı

SUNUŞ

Varlıklarını sürdürmek isteyen toplumlar, kalkınmanın gerektirdiği sayıda nitelikli insangücünü yetiştirmek için eğitime değer vermek ve ona bilimsel ve teknolojik bir nitelik kazandırmak mecburiyetindedirler.

Eğitim, Cumhuriyetin kuruluşundan beri ülkemizde yenileşme aracı olarak görülmüştür. Bugün Eğitim sistemimiz, bilim çağına girilen dünyamızda, toplumumuzun büyüyen ve çeşitlenen ihtiyaçlarına cevap vermede bir takım problemlerle karşı karşıyadır.

Eđitimle ilgili problemlerin çözümünde, yeni yöntemler, teknikler ve araçlar geliştirmek için araştırmalar yapmak, ayrıca daha önce yapılmış araştırmalar sonucu geliştirilen bilgi ve teknolojiyi ülkemize getirmek zorundayız.

Eğitime ayrılacak finansman kaynaklarının sınırlı olması, ülkemizi, genel bütçe dışındaki imkanlardan faydalanmaya zorlamaktadır. Devletimiz bu imkanları araştırmış, mesleki ve teknik öğretim kurumlarımızın bilim ve teknolojiye meydana gelen gelişmelere paralel olarak modernleştirilmesi için Uluslararası İmar ve Kalkınma Bankası (Dünya Bankası - IBRD) ile yapılan ikraş Anlaşmasıyla Endüstriyel Okullar Projesi uygulamaya konulmuştur.

Bu projenin amaçları; Endüstriyel Okulların yeni teknoloji ürünü makina ve teçhizatla donatılarak yenilenmesi, çeşitli meslek alanlarında müfredat programlarının geliştirilmesi, burslar ve yurt dışından danışman temin edilmesi yoluyla öğretmenlerimizin eğitilmesi ve çeşitli meslek alanlarında ders kitaplarının tercüme ve yayın haklarının satın alınarak Eğitim Sistemimize kazandırılmasıdır.

Proje ile belirlenen hedeflere büyük ölçüde ulaşılmıştır. Projenin amaçlarından biri olan çeşitli meslek alanlarında (Hidrolik - Pnömatik, Soğutma ve İklimlendirme, CNC, Döküm, Elektronik, Bilgisayar, PLC ve Metal İşleri) teknik ders kitapları, uzmanlardan kurulu komisyonlarca seçilmiş ve tercüme edilerek yayımlanmıştır.

Büyük kaynak ve emek harcayarak Eğitim Sistemimize kazandırdığımız kitapların öğretmen ve öğrencilerimize faydalı olmasını dilerim.

Salih ÇELİK
Projeler Koordinasyon
Kurulu Başkanı

Ön Söz

Etkin eğitim, her endüstriyel alanın büyümesi ve gelişmesi için anahtar konudur ve hidrolik endüstri alanı için de aynı durum geçerlidir.

Hidrolik ürün tasarımlarının ve kontrol tekniklerinin çeşitliliği, öğrenmeyi karmaşık hale getirmektedir. Bununla beraber, ilk prensiplerin doğru ve açık bir biçimde anlaşılması suretiyle bu sorunlar aşılabilecektir. Bu ders kitabı, pratikte uygulanan sistemler bağlamındaki akışkan statiklerinin belirleyici ilkelerini açıklamak suretiyle, hidrolikler konusunu etkin olarak gözler önüne sermektedir. Kitap; tasarım, devre analizleri ve arıza bulma ve giderme konularında, her ilgi ve anlayış düzeyi için çok önemli olan ayrıntılar üzerinde, en son bilgileri içeren bir kılavuz oluşturmaktadır.

Bu kitap; muhtelif hidrolik aksamın (pompa, valfler, hareketlendiriciler) çalışmasını açıklamasının yanı sıra, münferit üreticilerin tasarım ve geliştirme felsefelerinden farklı ve bağımsız bir yaklaşımla, konuları mantıksal biçimde ele almaktadır.

Her konu; pratik uygulama ayrıntıları, ilgili hesaplamalar, boyut ve tasarım parametreleri ile, anlaşılır bir şekilde işlenmiş ve sunulmuştur.

9'dan 12'ye kadar sıralanan bölümler, sistem aksesuarlarının nasıl uygulandıkları hakkındaki ayrıntıları kapsamakta ve hidrolik akışkanların önemini açıklamaktadır. Bu hususlar çoğunlukla esas aksamın en iyi şekilde seçilmesi için gözden kaçan, hatta göz ardı edilen noktalardır.

Komple sistemler, ilk bölümlerde ele alınan muhtelif materyali bir arada ele alacak şekilde, kitabın son bölümlerinde işlenmiştir.

Bu geniş kapsamlı kitap, hidrolikler konusunda teorik ve pratik öğretim için, çok değerli bir yardımcı olacaktır. Kitap aynı zamanda hidrolikler konusu üzerinde çalışan teknisyen ve mühendisler için, kullanışlı bir bilgi kaynağıdır.

Roy W Park B E (Hons)

Moog Australia Pty Ltd. İşletme Müdürü

Takdim

Eşim Heidi ve çocuklarım Rahel ve Michael'a şükranlarımı sunuyorum. Eğer onların gösterdikleri sabır ve bana sağladıkları destek olmasaydı, bu kitabı asla tamamlayamazdım.

Kıymetli yorum ve açıklamaları için, Royal Melbourne Institute of Technology'nin Akışkan Gücü Bölümü'ne mensup sayın meslekdaşlarım Bill Hogarth Russell Steell, Sid Stribling ve Graham Williams'a ve bilhassa 13'ncü Bölüme (Servo ve oransal valfler) katkıda bulunan Chris Bourne'a teşekkürlerimi sunuyorum. Ayrıca yayınlama konusundaki rehberlik ve organizasyon katılımları için Michael Schoo'ya da şükranlarımı ifade etmek isterim.

Çok değerli mesai dışı saatlerini yaptığım çalışmaya tahsis ederek katılımda bulunan ve esef verici vefatı nedeniyle kitabın tamamlandığını göremeyen, engin deneyim sahibi, bakım ve satış mühendisi sayın Barry Perryman'ı da saygı ile anıyorum.

Kapak resmi *Ölhydraulik + Pneumatik (Zeitschrift für Fluidtechnik)*'ten, sahiplerinin izniyle (Robert Bosch GmbH, Stuttgart, Batı Almanya), Şef Editör Mr. Wilfried Bork'tan alınmıştır.

15'nci Bölüm (Arıza bulma) sayın Castrol Australia Pty Ltd.'nin izinleri ile alınmıştır. Aşağıda anılan materyal, hizalarında gösterilen kurum ve kuruluşlardan sağlanmıştır:

Ek 4, Dönüştürme tablosu	— Applied Measurement Australia Pty Ltd
Şekil 55, 71, 72, 151-153, 155, 156, 169, 173	— Clydemaster Pty Ltd Robert Bosch GmbH, Stuttgart, Batı Almanya namına,
Şekil 134	— Hagglunds Australia
Şekil 65, 67, 68, 79, 120, 121, 136, 138, 139	— Malcolm Moore Pty Ltd Mannesmann Rexroth Lohr A.M., Batı Almanya namına,
Şekil 207	— Moog Australia Pty Ltd
Şekil 66, 137	— P&G Hydraulic Installations (Abex Denison)
Şekil 191-193	— The Shell Co of Australia Ltd

Lütfen Not Ediniz

Bu kitapta kullanılan akışkan basınç renk kodları :



Yüksek basınç veya sistem basıncı



Depoya geri dönüş, pompa giriş basıncı veya en düşük basınç



Azaltılmış basınç



Sistem basıncına eşit gaz basıncı

ÖN SÖZ

Hidrolik sistemler, presleme, çelik tesisleri, genel olarak üretim, zirai makineler, madencilik sanayii, havacılık, uzay teknolojisi, denizaltı araştırmaları, ulaşım, denizcilik teknolojisi ve deniz dibi gaz ve petrol araştırmaları gibi sanayi uygulamalarında kullanılır. Kısaca, bir insanın hidrolik teknolojisinden faydalanmadan geçirdiği bir gün yok gibidir.

Bu etkileyici, zengin ve heyecan verici teknolojinin süregelen büyümesi, akışkan gücün bütün alanlarında uygun olarak yetiştirilmiş ve nitelikli insanlara çeşitli iş imkanları oluşturmaya devam etmektedir: Mühendisler, teknisyenler, tamirciler ve satış servis elemanlarına olan büyük ihtiyacın yanında, lise sonrası mesleki ve yüksek öğretimde Akışkan Gücü konusunda yetişmiş eğitimci konusunda da büyük bir ihtiyaç boşluğu vardır.

Bu kitabın amacı, okuyana Sanayi Hidroliğinin temel prensipleri konusunu anlatmak ve Hidrolik sistemlerin tasarlanması, montajı ve bakımında sıkça karşılaşılan bileşenlere (öğelere) ait bir çalışma bilgisi temin etmektedir. Aynı şekilde, bu kitap, Sanayi Hidrolik Sistemlerin tasarımı, bakımı veya satışı konularından hangisi olursa olsun kendini bu sektör için hazırlayan öğrencileri de hedef almıştır.

Bu kitap; ders kitabı, ayrı bir çalışma kitabı, eğitimci kitabı (Çözümleri de içeren çalışma kitabı) ve 240 adet tepegöz projeksiyon çizimini içeren kapsamlı bir öğrenim ve eğitim paketinin bir parçasıdır.

Öğrenmeyi sağlamak ve canlandırmak için bütün kitap boyunca modern öğretim metod ve prensipleri kullanılmıştır. Temel formülün kullanıldığı hallerde, pembe zemin üzerinde renkli olarak eleman işlevleri tanımlanmış ve basit devrelerin uygulanması ve birbirine bağlantısı gösterilmiştir. Bütün elemanlar (pompalar, valfler, hareketlendiriciler, filtreler, vb.) şekil bölümlerinde ilgili ISO grafik sembolü ile birlikte gösterilmiştir. Herhangi bir hidrolik ders kitabının en karmaşık ve en az anlaşılabilir konusu olan Basınç Kontrol Bölümü, bir anlayış ve inceleme özeti ile toparlanmıştır.

Bazı çalışılan tasarım örnekleri, pompaların, motorların, valflerin, akülerin ve boru sisteminin boyutlandırılmasındaki önemli tasarım kriterlerini göstermek için verilmiştir. Tasarımlar tamamıyla teknisyen seviyesinde tutulmuştur.

Akülerin, boru hatlarının, valf iç sızdırması ve filtreler yolu ile basıncın düşmesinin boyutlandırma ve seçimi açıklamak amacıyla nomogramlar ve hesaplama metodları kullanılmıştır.

Sanayi hidrolik güç devrelerinin sıralaması; mantık pnömatik sıralamalı kontrol sistemleri, elektrikli kademeli tip devreler veya elektronik mikroişlemciler yolu ile sağlanır. Dolayısıyla kitap, yaygın olarak kullanılan kademe kontrol metodlu pnömatik sıralama kontrol bölümü ile toparlanmıştır. Bu metod, elektrik devrelerinin tasarımında da kullanılabilir ve sıralamalı hidrolik devre kontrolüne uygulanmaktadır.

Ek bölüm, uygulanabilir bütün ISO akışkan güç sembollerini, ölçüm birimlerini, temel birimlerin bölüm ve çarpımlarının önüne gelen tanımları, etraflı bir çevirim tablosunu ve 600'ün üzerinde girişi olan indeksi içermektedir.

Peter Rohner

İçindekiler

Ön Söz	
Takdim	
İçindekiler	
1 Hidrolikte fiziksel prensipler	1
2 Yön kontrol valfleri	11
3 Hidrolik pompalar	33
4 Doğrusal hareketlendiriciler (silindirler)	60
5 Basınç kontrolü	73
6 Akış (debi) kontrolü	91
7 Dönel hareketleyiciler (motorlar)	100
8 Akümülatörler	117
9 Depolar	128
10 Akışkan taşıyıcılar ve boru tesisatı	134
11 Filtreler, basınç şalterleri ve basınç göstergeleri (manometreler)	141
12 Hidrolik akışkanlar ve basınç azaltma kontrolü	148
13 Servo ve oransal valfler	157
14 Endüstriyel hidrolik devreler	164
15 Arıza bulma	178
16 Hidrolik güç sistemleri için pnömatik kademe sayacı devresi tasarımı	184
Ekler	
1 Akışkan gücü formülleri	198
2 Endüstriyel hidrolik sembolleri	199
3 Ölçüm birimleri ve sembolleri	203
4 Dönüştürme tablosu	205
İndeks	209

1

Hidrolikte Fiziksel Prensipler

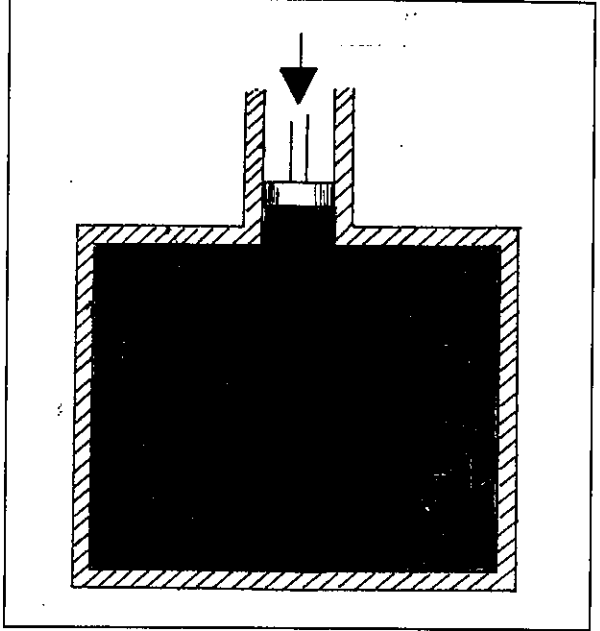
Akışkan güç sistemlerinin işletme, bakım veya tasarımını yapanlar, akışkanların özelliklerini, fiziğini ve değişik ortam koşulları altındaki davranışlarını tam olarak anlamalıdır.

Sıvılar ve gazlar serbestçe akar, bu nedenle her ikisi de, (Latince'de akış anlamına gelen "fluidus" sözcüğünün karşılığı olan) akışkanlar olarak anılırlar.

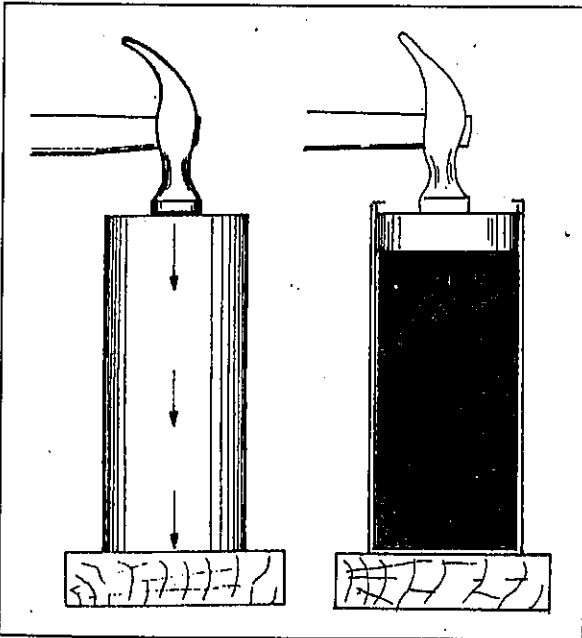
Akışkan, kolaylıkla şekil değiştiren ve girdiği kabın şeklini alan malzeme olarak tanımlanır. Bu durum hem sıvılar hem de gazlar için geçerlidir. Akışkanların karakteristikleri bu kitapta anlatılmıştır.

Akışkanlar ile Kuvvet İletimi

Katı bir cismin bir ucuna örneğin bir çekiçle vurulduğunda, temel darbe kuvveti doğrudan çubuğun diğer ucuna aktarılır. Darbenin yönü, aktarılan büyük kuvvetin yönünü tayin eder. Çubuk ne kadar sert



Şekil 2 Pascal kanunu: Statik ve hapsedilmiş bir akışkana basınç uygulandığında, bu basınç hiçbir kayba uğramadan her yöne doğru eşit olarak aktarılır ve eşit büyüklükteki alanlar ile basınç uygulanan alanla dik açı teşkil edenlere eşit kuvvet olarak etkiler.



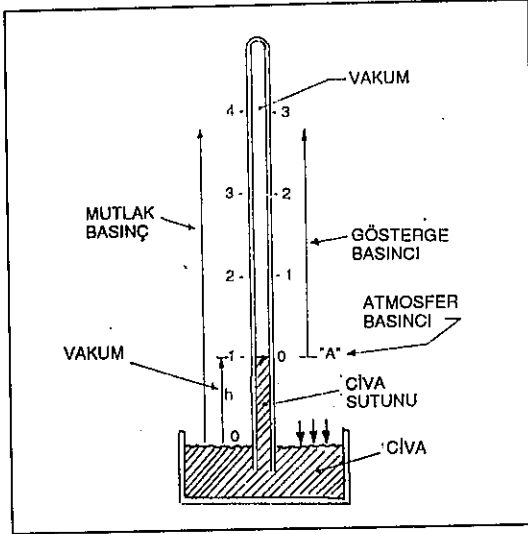
Şekil 1 Katı bir madde üzerinde ve statik bir akışkanda kuvvetin iletimi.

yapıda ise, o kadar az kuvvet kaybı olur veya darbe yönünden farklı açıda daha az kuvvet iletimi oluşur.

Hapsedilmiş bir sıvı sütununun üstüne kuvvet uygulandığında (Şekil 1), bu kuvvet, sütunun diğer karşı ucuna aynen aktarıldığı gibi, hiçbir kayba uğramaksızın, her yönde yanlara, yukarı ve aşağı doğru eşit olarak aktarılır ve eş yüzeyler üzerinde dik açılı eşit bir kuvvetle etki yaratır. Bu fiziksel davranış, Pascal yasası ile belirlenmiştir (Şekil 2). Pascal'ın buluşu güç aktarımı ve kuvvet artırımı için kapalı hacimde hapsedilmiş akışkanların kullanılma yolunu açmıştır.

Atmosfer basıncı

Her gazın bir kütlesi vardır. Havanın ağırlığı atmosfer basıncını oluşturur. Deniz



Şekil 3 Cıvalı barometre. Atmosfer basıncı, açık kaptaki bulunan cıvayı etkileyerek, cıva sütununun vakum borusunda yükselmesine neden olur.

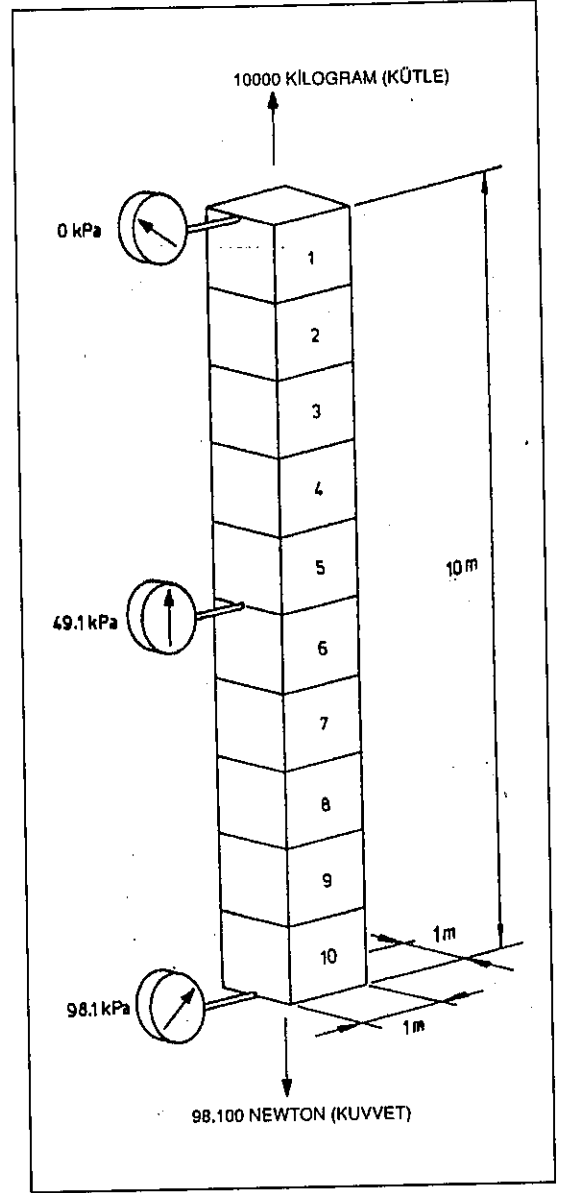
seviyesindeki atmosferik basınç, yaklaşık olarak 101.3 kPa düzeyindedir. Atmosfer basıncı barometre ile ölçülebilir. Toricelli'nin cıvalı barometresi Şekil 3'de görülmektedir. Atmosfer basıncı, cıva kabının açık yüzünü etkileyerek, vakum borusundaki cıva sütununu yükseltir. "h" mesafesi atmosferik basınç ile orantılı olup, bulunan yerin denizden yüksekliğine bağlı olarak değişir.

Vakum basıncı

Normal atmosfer basıncı düzeyinin altındaki basınç vakum basıncı olarak adlandırılır. Vakum basıncı, Şekil 3'de görülen barometre ile ölçülebilir. "A" kalibrasyon göstergesinin altındaki basınç değerleri, vakum basıncını gösterir. Mutlak sıfır basınçta, cıva sütunu üzerinde etkileşim yaratan bir basınç olmayacağından, vakum borusundaki cıva tamamen kaybolacaktır. Bu nedenle, taksimat üzerinde okunan herhangi bir basınç değeri, mutlak basınç veya mutlak basınç düzeyi olarak tanımlanır.

Mutlak basınç ve gösterge basıncı

Hidrolik sistemlerde kullanılan basınç göstergelerinin çoğu, atmosferik basınca göre kalibre edilmiştir. Bu, atmosfer basınç değerinin sıfır basınç olarak alınması ve atmosferik basıncın üstündeki tüm basınç değerlerinin pozitif basınç olarak kabul edilmesi demektir. Bu yapıdaki basınç göstergelerinin çoğu, atmosfer basınç düzeyinin altındaki basınç değerlerini göstermez. Bu tür basınç göstergelerinden alınan basınç değerleri, gösterge basıncı (manometre basıncı), mutlak sıfırdan başlayan basınç göstergelerinden alınan basınç değerleri ise, mutlak basınç olarak adlandırılır (Şekil 3).



Şekil 4 10 m yüksekliğinde ve taban alanı 1 m olan su sütunu 98.100 Newton düzeyinde bir kuvvet oluşturur. Ancak, su sütununun kütlesi, bu miktarın 9.81'de biri düzeyindedir.

Sıvılarda basınç

Statik koşullar altında ve herhangi bir dış kuvvetin bulunmadığı durumlarda akışkan sisteminin herhangi bir noktasındaki basınç, o noktanın üstündeki akışkan sütununun yüksekliği ile orantılıdır (Şekil 4). Toricelli, akışkan tabanındaki (açık depodaki) basıncı "basınç yüksekliği" olarak adlandırmıştır. Bu basıncın Pa cinsinden ifade edilmesi için, yalnızca söz konusu açık depodaki akışkanın özgül ağırlığının ve ağırlığının sağladığı kuvvetin bilinmesine gereksinim vardır. Örneğin; 1 m taban alanı olan, 10 m yüksekliğindeki su sütununun ağırlığı 10.000 kg'dır (suyun özgül ağırlığı, 1000 kg/m³'tür).

Newton yasasına göre, Kuvvet = Kütle × Yerçekimi İvmesi'dir.

Böylece, su sütunu taban yüzeyinde oluşan kuvvetin Newton birimi cinsinden değeri :

$$\text{Kuvvet (N)} = 10\,000 \text{ kg} \times 9.81 = 98\,100 \text{ Newton olur.}$$

Uluslararası Birim sisteminde basınç birimi Pascal'dır. Ancak Pascal çok küçük bir birim olduğundan, endüstriyel ve hareketli hidrolik sistemlerde, "bin" anlamına gelen "kilo" ve "milyon" anlamına gelen "mega" önekleri ile birlikte kullanılır. Avrupa ülkelerinde, basınç birimi olarak "bar" kullanılır. 1 Bar = 1000 Pa. (1 kilopaskal)

Pascal ile Newton birimleri arasındaki ilişki (Şekil 4):

$$1 \text{ Pa} = \frac{1\text{N}}{1\text{m}^2}, \text{ veya Basınç (Pa)} = \frac{\text{Kuvvet (N)}}{\text{Alan (m}^2\text{)}}$$

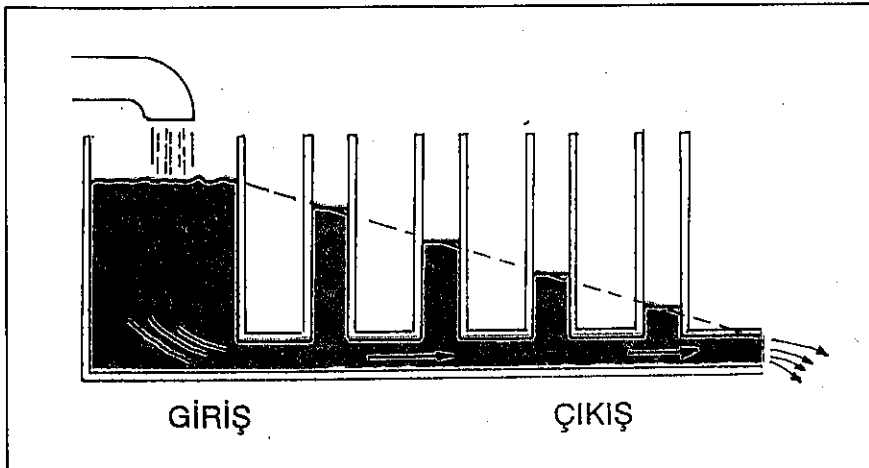
Bu durumda, su sütununun her 1 m'lik derinlik için, su sütununun oluşturduğu basınç 9.81 kPa veya 9810 Pa düzeyinde artıyor denilebilir. Şüphesiz, farklı özgül ağırlığa sahip bir akışkan için, oluşan bu basınç değeri de farklı olacaktır.

Örnek

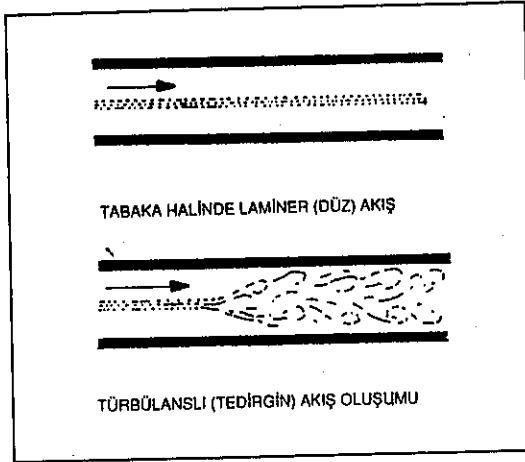
Endüstriyel bir hidrolik sistem pompasına, kavitasyonu önlemek için yüksekte konumlanmış bir depo monte edilmiştir. Bu depo 6 m yüksekliğindeki bir madeni yağ sütununu oluşturmaktadır ve bu madeni yağın özgül ağırlığı, 910 kg/m³'tür.

Pompa giriş ağzında oluşan basıncı hesaplayalım: Kuvvet = 6 × 910 kg × 9.81 = 53 560 Newton

$$\text{Basınç} = \frac{\text{Kuvvet}}{\text{Alan}} = \frac{53\,560 \text{ N}}{1 \text{ m}^2} = 53\,560 \text{ Pa} = 53.56 \text{ kPa}$$



Şekil 5 Borulardaki sürtünme, ısıya ve basınç düşmesine neden olur.



Şekil 6 Boru içindeki akış davranışları.

Akış (debi) ve basınç düşmesi

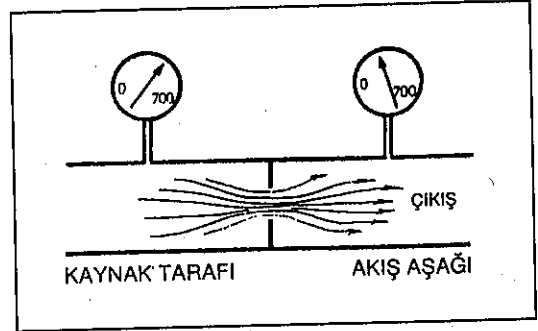
Hidrolik akışkan akarken, dengelenmemiş kuvvet akışkan hareketine neden olur. Bu yüzden, sabit çaplı boru içinden akan hidrolik akışkanın çıkışındaki basınç her zaman giriş (kaynak tarafı) basıncından düşük olacaktır (Şekil 5). Basınç farkı veya basınç düşmesi, boru içindeki sürtünmeye bağlıdır. Böylece basınç farkı olarak ölçülebilen bir kısım hidrolik enerji, sürekli olarak ısı enerjisine dönüşerek, kaybolur. Bu kayıp, Şekil 5'de görülen peşpeşe sıralı düşey basınç boruları biçiminde temsil edilmiştir.

Akışkan akışı (debi)

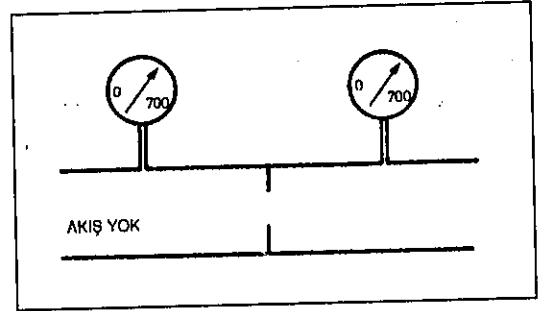
Hidrolik sistemdeki akışkan genellikle basınç altındadır ve sistemin borularını tamamen doldurur. Bu basınç, boru sistemindeki sürtünmeden kaynaklanabileceği gibi, yerçekimi veya akışkan ağırlığından ya da pompa akışına karşı oluşan yüklenme direncinden kaynaklanabilir. Hidrolik akışkan düz borular içerisinden düşük bir hızla akarken, akışkan parçacıkları akış yönüne paralel olarak düzgün hareket edeceğinden, sürtünme kaynaklı ısı kaybı en az olur. Böyle akışlar, Laminer (tabaka halinde) düz akış olarak adlandırılır. Yüksek basınç hızı, boru tesisatındaki keskin büküm ve dirsekler, kaba boru iç yüzeyi vb. olumsuz faktörler, akışta çapraz akımlara neden olurlar ve türbülanslı akım gelişmeye başlar. Türbülanslı akım, sürtünmede önemli artışlara neden olarak basınç düşmesi yaratır ve böylece ısı oluşur (giriş enerjisinde kayıp oluşur). Her ne kadar sürtünmenin tamamen yok edilmesi mümkün değilse de, yukarıda bahsedilen olumsuz faktörlerden kaçınılması veya bu faktörlerin azaltılması ile, sürtünme bir noktaya kadar kontrol altında tutulabilir (Şekil 6).

Kesit daralmalı akış

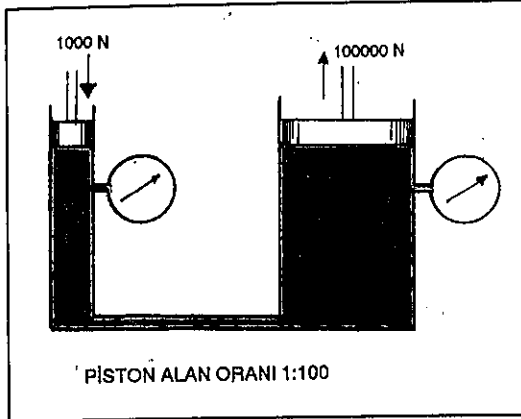
Kesit daralması, içerisinde bulunduğu borudan daha dar bir deliktir. Kesit daralmalarından genellikle akış kontrolü için (Bölüm 6) veya basınç farkı (Bölüm 5) oluşturmak için yararlanılmaktadır. Kesit daralmasından akış olduğunda, daralan kısmın ilerisinde basınç düşmesi olacaktır, bunun da anlamı, çıkış basıncının akış yönünde (Şekil 7) giriş basıncından düşük olmasıdır. Sürtünme (iş) ısıya dönüştüğünden ve bu ısı geri kazanılmadığından, bu basınç kaybı sürekli. Akış durdurul-



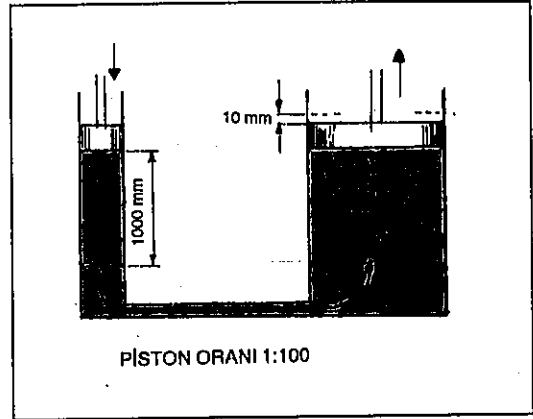
Şekil 7 Kesit daralması sürtünmeye neden olur ve böylece sürekli bir basınç düşmesi yaratır.



Şekil 8 Akışkan akışı olmadıkça, basınç düşme olayı olmaz.



Şekil 9 Hidrolik kolu ile kuvvetin çoğaltılması



Şekil 10 Kuvvetin artırılması mesafe azalmasına gereksinim gösterir.

duğunda, oluşan statik şartlar Pascal Kanuna uyum gösterir ve bu durumda, kesit daralmasının her iki tarafındaki basınç düzeyleri birbirine eşitlenmiş olur (Şekil 8).

Debi ve akış hızı

Akışkan parçacıklarının ölçüm noktasından geçiş hızlarının ortalama değerine, akışkan hızı veya sürati denir. Akışkan hızı birimi metre/saniye (m/sn)'dir. Hidrolik sistem tasarımında, akış hızı dikkatli bir şekilde kontrol edilmeli ve aşırı akış hızının türbülanslı akış yaratacağı ve büyük oranda basınç düşmesine neden olacağı dikkate alınmalıdır.

Debi, ölçüm noktasından birim zamanda geçen akışkan hacmini ifade eder. Debi birimleri litre/saniye (l/sn) veya metreküp/saniye (m³/sn)'dir. (m³/sn birimi daha az kullanılan bir birimdir). Debi, hidrolik hareketlendiricilerin yükü hareket ettirme hızı ile doğrudan ilişkili olup, makina tasarımında tasarım kavramlarını yönlendirmektedir (daha fazla ayrıntı için Bölüm 6'ya bakınız).

Sıvı tarafından iletilen kuvvet

Temel prensiplerden biri olan enerjinin sakınımı kanunu, enerjinin vardan yok ve yoktan var olamayacağını ifade eder. İlk bakışta, Şekil 9'da görülen kuvvet artışı, küçük bir değer büyük bir değere dönüştürüldüğü izlenimini verebilir. Ancak, sağdaki büyük piston, soldaki küçük pistonun süpürdüğü akışkan miktarına göre hareket ettiğinden, bu izlenim yanlıştır. Bu yüzden, kazanılan kuvvet artışına karşılık, piston hareket mesafesinde kayıp söz konusudur (Şekil 10).

Burada açıklanan kuvvet artış kavramı, "hidrolik kol" olarak ta adlandırılır ve temel hidrolik sistemde, enerjinin nasıl iletildiğini göstermek için kullanılır. Hidrolik krikoları, Şekil 11'de görülmektedir.

Örnek

Piston alan oranı 100:1, büyük piston çapı 150 mm ise, büyük pistonun 130 mm yükselmesi için, pompalama pistonunun 400 kere aşağı yukarı hareketine gereksinim gösteren bir pompanın kursunu hesaplayın.

1. Aşama

Büyük pistonun hareketi için gerekli hacim, küçük pistonun pompaladığı hacime eşittir.

$$0.15 \text{ m} \times 0.15 \text{ m} \times 0.7854 \times 0.13 = 0.0022973 \text{ m}^3$$

2. Aşama

$$\begin{aligned} \text{Küçük piston alanı} &= \frac{0.15 \text{ m} \times 0.15 \text{ m} \times 0.7854}{100} \\ &= 0.0001767 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

3. Aşama

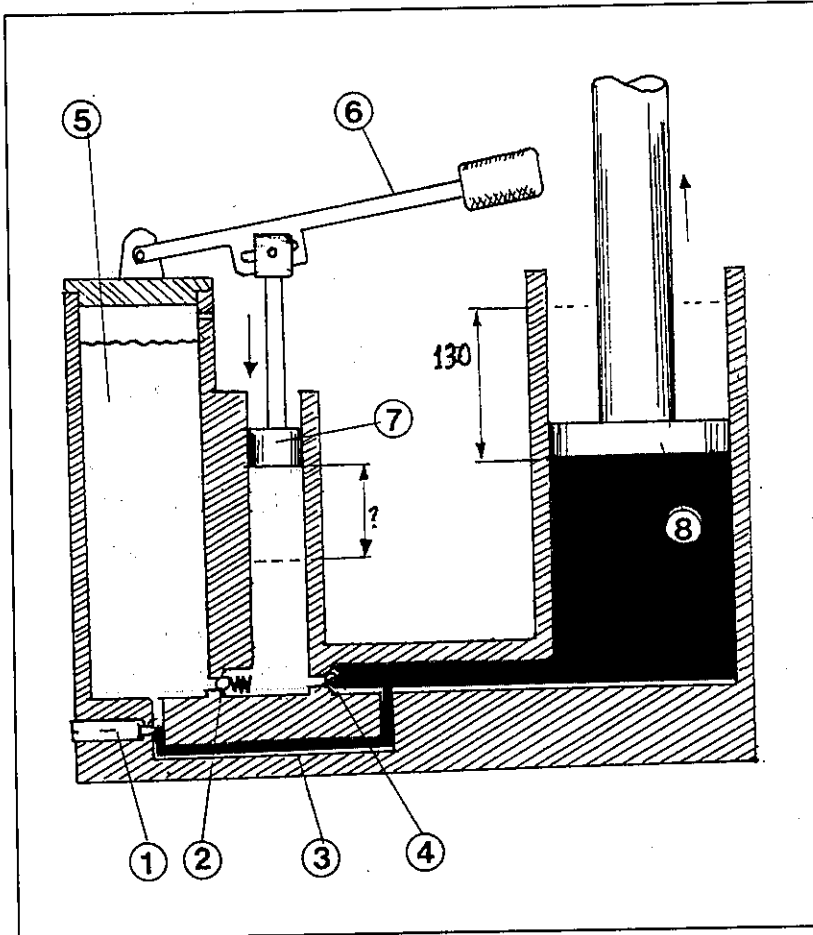
$$\text{Strok boyu} = \frac{\text{Hacim}}{\text{Alan}} \therefore \text{o halde, Toplam strok boyu} = \frac{0.0022973 \text{ m}^3}{0.0001767 \text{ m}^2} = 13 \text{ m}$$

4. Aşama

$$\text{Tek Strok} = \frac{\text{Toplam strok boyu}}{\text{Strok sayısı}} = \frac{13}{400} = 0.0325 \text{ m} = 32.5 \text{ mm}$$

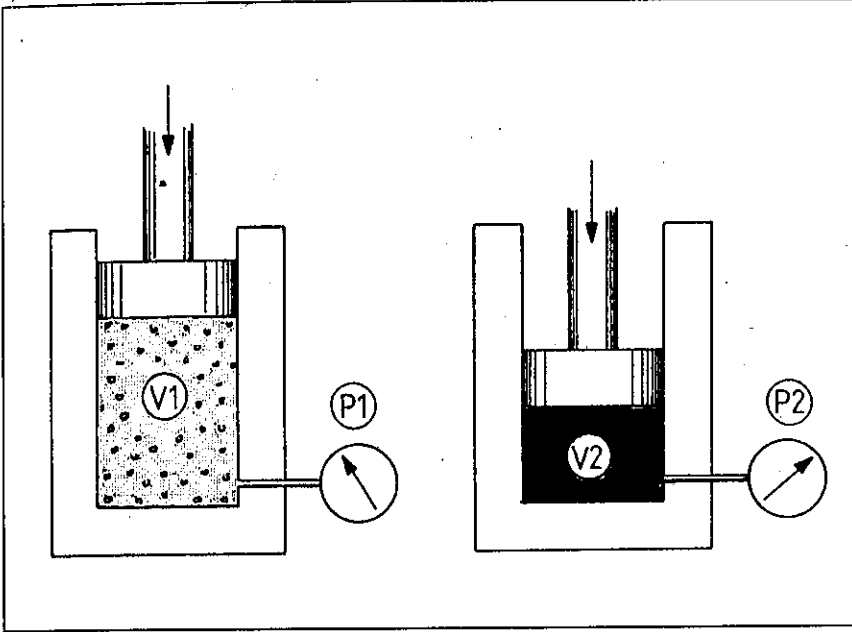
Gaz yasaları

Hidrolik sistemlerde (örneğin akümülatörlerde) gazlar da kullanıldığından, en azından temel gaz davranış özelliklerinin belirtilmesi önemlidir. Robert Boyle, deneylerle ve doğrudan ölçümle, kapalı alandaki bir gazın sıcaklığı sabit tutulurken, bir piston marifeti ile basıncının iki misli artırılması halinde (Şekil 12), gaz hacminin, önceki düzeyinin yarısına indiğini keşfetmiştir.



- ① Tahliye valfi
- ② Çek valf (Tek yönlü valf)
- ③ Dönüş hatı
- ④ Çek valf (Tek yönlü valf)
- ⑤ Akışkan deposu
- ⑥ Pompa kolu
- ⑦ Pompa pistonu
- ⑧ Kaldırma pistonu

Şekil 11 Hidrolik kriko.



Şekil 12 Sıcaklık sabit - hacim azaltılmış.

Basınç düşürüldüğünde (piston geri çekilmişken) hacim tekrar büyür. Böylece Boyle, sabit sıcaklıktaki bir gazın hacmi ile basınç değeri çarpımının aynı (sabit) kaldığı sonucuna varmış ve Boyle Yasasının denklemsel ifadesini bulmuştur:

$$V_1 \times p_1 = V_2 \times p_2 = \text{sabit, veya } \frac{V_1}{V_2} = \frac{p_2}{p_1}$$

Hesaplamalar için, verilen bütün gösterge basınçlarının, mutlak basınca dönüştürüleceği hatırlanmalıdır.

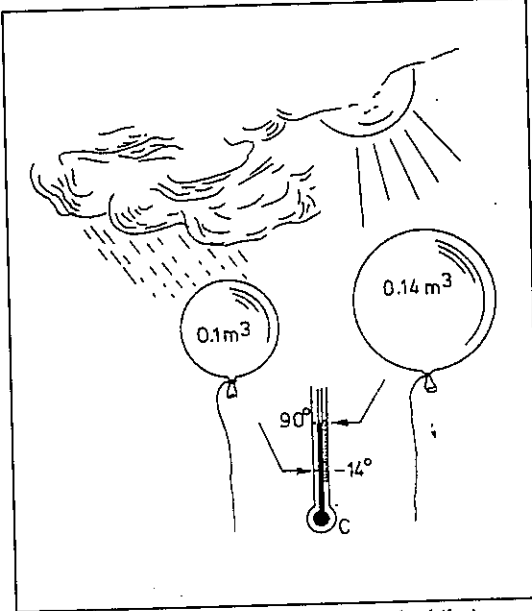
Örnek

Ön yükleme basıncı 900 kPa olan hidrolik sistem akümülatörüne, gaz basıncı 2700 kPa düzeyine yükselinceye kadar akışkan pompalanıyor. Akümülatörün hacmi 0.4 m³ olduğuna göre, akümülatöre ne kadar hidrolik akışkan pompalanmıştır?

$$\begin{aligned} V_1 &= 0.4 \text{ m}^3 & p_1 &= 900 \text{ kPa} + 101.3 \text{ kPa} \\ V_2 &=? & p_2 &= 2700 \text{ kPa} + 101.3 \text{ kPa} \\ \frac{V_1}{V_2} &= \frac{p_2}{p_1} & V_2 &= \frac{p_1 \times V_1}{p_2} \\ V_2 &= \frac{1001.3 \text{ kPa} \times 0.4 \text{ m}^3}{2801.3 \text{ kPa}} = 0.143 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

O halde, basınçlı gaz hacmi 0.143 m³ ve toplam hacim 0.4 m³ olduğuna göre; geriye kalan 0.257 m³ hacim, akışkanla doldurulmuştur.

Teorik olarak bu durum ideal gazlar için geçerlidir. Ancak, yoğunluk, ısı ile değiştiğinden (gazlar, ısınmayla genişler ve soğumayla büzülürler, Şekil 13'e bakınız) pratikte basınç ve hacim ile ilgili küçük farklar olacaktır. (Daha ayrıntılı bilgi Bölüm 8'de verilmiştir).



Şekil 13 Basınç sabit - sıcaklık derecesi yükseltilmiş.

Boyle yasası; sabit sıcaklıkta gaz değişikliklerini tanımlarken, Charles tarafından yapılan deneysel çalışmalar (basınç sabit tutularak, sıcaklık değiştirilmiş ve hacimsel değişme ölçülmüştür) kendisine bir başka gaz yasasını ifade edebilme olanağını vermiştir.

Charles yasası; sabit basınç altında, gaz hacminin sıcaklık değişikliği ile doğru orantı olarak değiştiğini ifade etmektedir. Bu yasanın formül olarak ifadesi:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}, \text{ veya } V_2 = \frac{V_1 \times T_2}{T_1}$$

Bu tip problemlerin çözülmesi için, mutlak sıcaklık ve mutlak basınç değerleri kullanılmalıdır. Kelvin sıcaklık ölçeğinde mutlak sıfır, -273°C 'a eşittir. Yani, $100^\circ \text{C} = 373$ Kelvin sıcaklık birimidir.

Örnek

Gaz hacmi 0.1 m^3 olan bir balon, sabit basınç altında, -14°C sıcaklıktan başlanarak 90°C sıcaklığa kadar ısıtıldığında artan gaz hacmini hesaplayın.

$$V_2 = \frac{V_1 \times T_2}{T_1} = \frac{0.1 \text{ m}^3 \times (90^\circ + 273^\circ)}{(-14^\circ + 273^\circ)} = 0.14 \text{ m}^3 \text{ (şekil 13)}$$

Gay-Lussac yasası, Charles ve Boyle gaz yasalarını tamamlar. GayLussac, gaz basıncının sabit tutulması halinde, hapsedilmiş gaz basıncının, gazın mutlak sıcaklığı ile doğru orantılı olduğunu gözlemiştir. Bu yasanın formül olarak ifadesi:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}, \text{ veya } p_2 = \frac{p_1 \times T_2}{T_1} \text{ (şekil 14)}$$

Boyle, Charles ve Gay-Lussac yasalarının birleşimi, genel gaz yasasını tanımlar:

$$\frac{p_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot V_2}{T_2} \text{ veya } \frac{p \cdot V}{T} = \text{sabit}$$

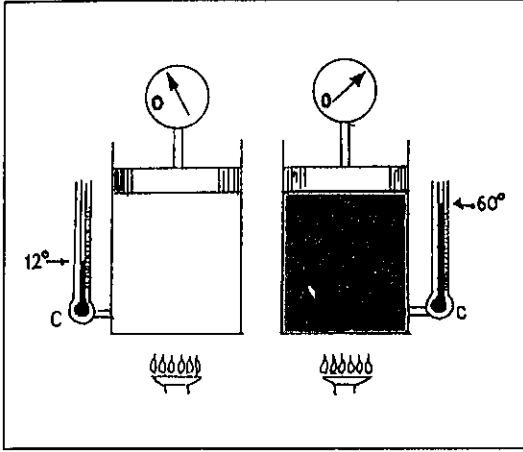
Güç iletimi

İlk hareket ettirici gücün makineye iletilmesi için dört temel yöntem vardır. Bu yöntemler; elektrik, mekanik, hidrolik ve pnömatik olarak sıralanırlar. Bunların her biri, güç ve değiştirilmiş hareket iletimi için kullanılır ve her yöntemin kendine has olanakları ve kısıtlamaları vardır. Güç iletiminde en etkili ve verimli yöntemi bulmak için, bu yöntemlerin bazıları hidrolik sistemlere entegre edilirler.

Hidrolik güç aktarımının üstünlükleri

- İlk hareketleyiciler, pompalar ve hareketlendiriciler gibi, giriş ve çıkış güç değiştiricilerinin (konvertörlerin) sisteme yerleştirilebilme olanağı.
- Düşük düzeyde sürtünme kayıpları ve yüksek düzeyde sistem güvenilirliği ile yüksek verim (yaklaşık olarak %70-%80).

- Tahliye valfleri sayesinde, emniyet ve aşırı yüke karşı korunma.
- Akümülatörde depolanan acil durum enerjisi.
- Çıkış kuvveti, çıkış torku, çıkış hızı ve hareketlendirici konumu kontrolü için sonsuz biçimde değiştirilebilirlik.
- Hidrolik kol marifeti ile sağlanan çok büyük çıkış kuvvetleri ve kuvvetin artırımı.
- Hareketlendiriciyi çalıştırma, durdurma ve tersine çalıştırma aşamalarında, düşük atalet ve kolay şok sönmülmesi.
- Hidrolik sistemler kendinden beslemelidir ve güç, alternatif hareketlendiricilere doğru yönlendirilebilir.



Şekil 14 Hacim sabit - sıcaklık yükseltilmiş.

Güç iletimi kavramı

Güç; belirli bir kuvvetin, belli bir hızda, belli bir yoldaki hareketinin ölçülmesidir. Bu önemli kavramı anlamak için kuvvet teriminin açıklanması gerekir.

Kuvvet, bir hareket oluşturabilen veya bir hareketi değiştirebilen etmen olarak tanımlanabilir. Duran bir cisim, atalet nedeni ile durmak ve hareket halindeki bir cisim, harici bir kuvvet tarafından etkilenmedikçe hareketini aynen devam ettirmek eğilimindedir. Kuvvet, Newton cinsinden ölçülür.

Basınç kavramı da ayrıca açıklanmalıdır. Basınç, birim alandaki kuvvettir ve Pascal birimi ile ifade edilir. Hem kuvvet ve hem de basınç, ön-

celikle birer efor (çaba) değeridir. Kuvvet veya basınç, bir cismin ataletini yenecek miktarda değilse, üzerine kuvvet veya basınç uygulanan cisim hareketsiz kalır.

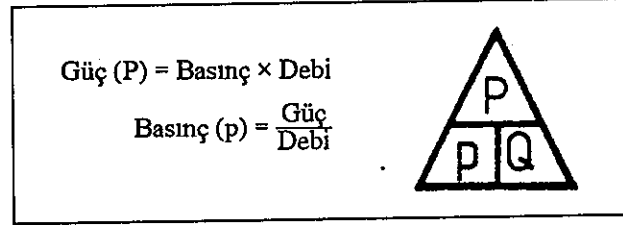
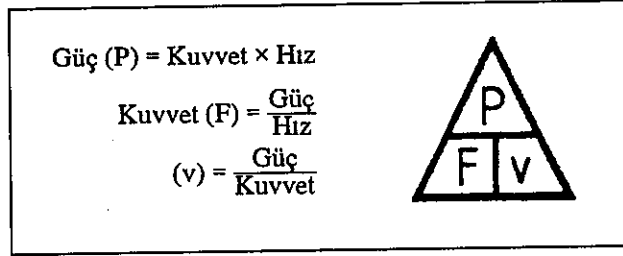
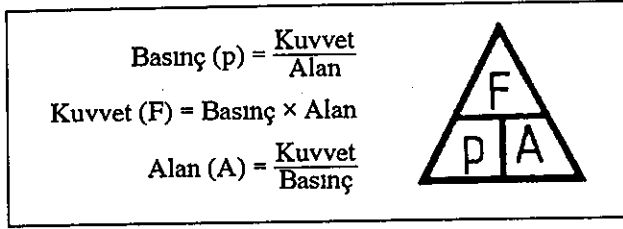
İş, işlev başarma ölçütüdür. Örneğin, hidrolik hareketlendirici pistonu cisim üzerine kuvvet uygular ve cismi belli bir mesafeye kadar hareket ettirir. Bu suretle bir iş başarılmış olur. Bununla beraber iş kavramı zaman faktörünü kapsamaz. Cismi A noktasından B noktasına (8) saniyede götüren bir hidrolik hareketleyicinin yaptığı iş, nesnenin yalnızca (2) saniyede A noktasından B noktasına götürülmesi sureti ile yapılan işin aynıdır. Ancak, (2) saniyede yapılan işin performansı, açık olarak daha üstündür. Performans farklarının açıklanması için, gücün tanımının yapılmasına gereksinim vardır.

Güç, birim zamanda yapılan iştir. Böylece güç, enerjinin işe dönüşüm veya aktarım oranıdır da denilebilir. Güç birimi Watt'dır. Kuvvet, basınç, alan, iş ve güç arasındaki matematiksel ilişkiler Şekil 15'te gösterilmiştir.

Hidrolik sistem temel kavramı

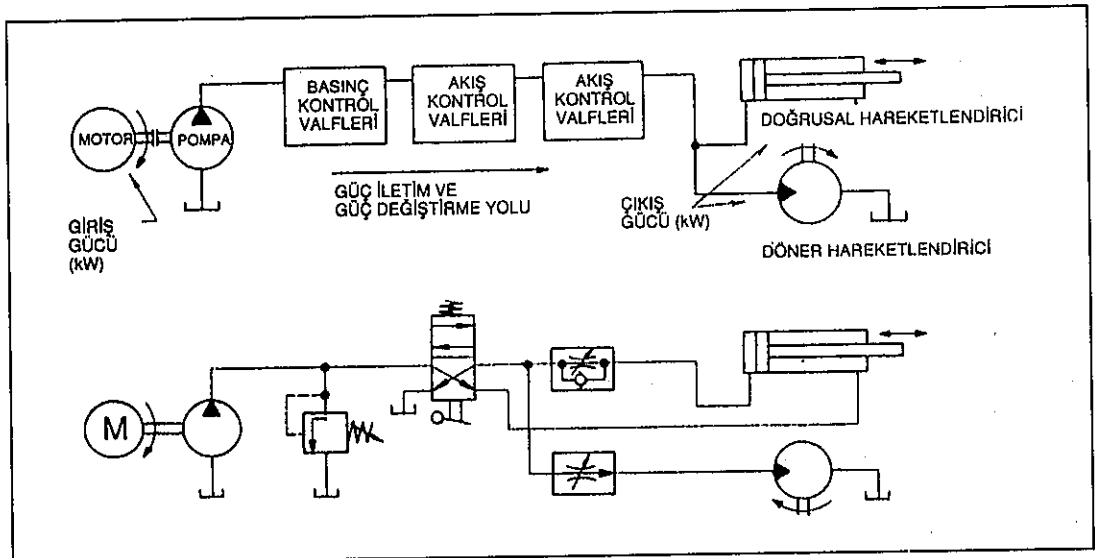
Hidrolik, sıvı basıncı ve akışıyla ilgili mühendislik bilimidir. Hidrolik güç aktarma sistemleri, basınç ve akışın oluşumu, değişimi ve kontrolü ile ilgilidir ve bu sistemler aşağıdaki elemanları da kapsar:

- Pompalar mevcut ilk hareket gücünü, hareketlendiricide hidrolik güce dönüştüren elemanlardır.
- Valfler hareketlendiriciye olan akışkan akış miktarı ile, üretilen gücün düzeyini ve pompa akış yönünü kontrol ederler. Güç değeri, akış ve basınç değerlerinin kontrolü ile belirlenir.
- Hareketlendiriciler (hidrolik silindir ve motorlar) hidrolik gücü, gerekli noktada kullanılabilir mekanik güce dönüştürürler.



Şekil 15 Kuvvet, basınç, alan, iş ve güç ilişkileri.

- Hidrolik akışkanlar güç iletimini ve yağlamayı gerçekleştirir, sızdırmazlığı ve soğutmayı sağlarlar.
- Bağlantı elemanları basınç altındaki akışkana, güç iletkenliği sağlayan ve akışkanın depoya dönüşünü mümkün kılan, muhtelif sistem elemanlarını birleştiren elemanlardır.
- Yağ haznesi uygun kalite ve miktarda akışkan sağlayabildiği gibi, akışkanın soğutulmasını da temin eden elemandır (Şekil 16).



Şekil 16 Temel hidrolik sistem.

2

Yön Kontrol Valfleri

Valfler; serbest bırakma, durdurma ve içinde akan sıvıyı yeniden yönlendirme işlevlerini yerine getirmek için, dışardan kumanda alan (mekanik olarak, akışkan pilot sinyali ile veelektriksel olarak) hidrolik devre elemanlarıdır.

Adlarından da anlaşılabilceği gibi, yön kontrol valfleri özellikle, akışkanın akış yönünü kontrol ederler. Bu valfler; hidrolik devrelerde aşağıdaki kontrol fonksiyonlarını yapmak üzere kullanılır:

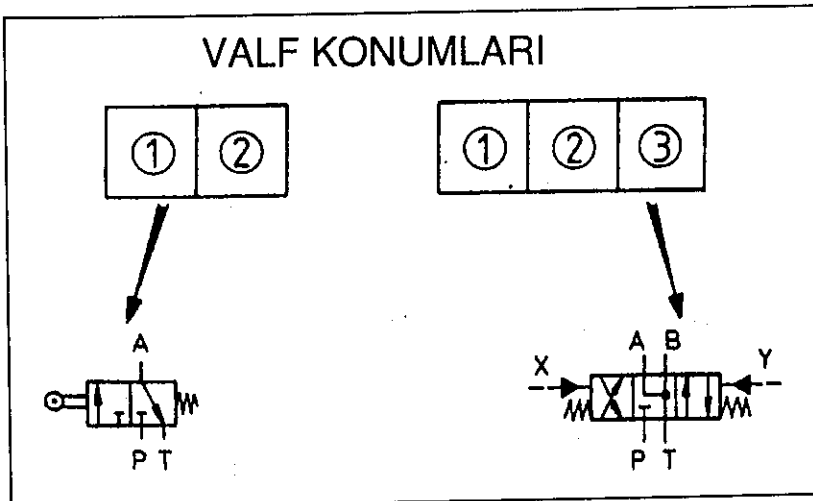
- Hareketlendiricinin hareket yönünü kontrol etmek.
- Farklı kontrol devrelerini seçmek.
- Otomatik mantık (lojik) kontrol fonksiyonlarını yapmak.

Yön kontrol valfleri, tasarım karakteristiklerine göre sınıflandırılırlar:

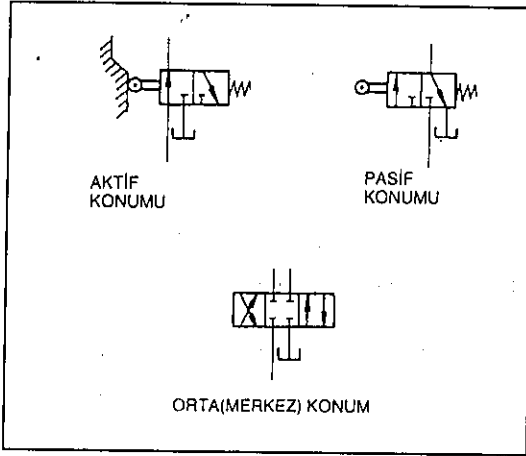
1. Akışkanı yönlendiren valf içi mekanizması (dahili kontrol elemanı). Böyle bir mekanizma; popet, bilya, sürgü, döner tapa veya döner disk biçiminde olabilir.
2. Anahtarlama konumu sayısı (genellikle iki veya üç). Bazı valflerde üçten fazla ve bazı istisnai durumlarda da, altı anahtarlama konumu sağlanmıştır.
3. Bağlantı yerlerinin sayısı (buna yol sayısı da denir). Bu ağızlar, valf mekanizması içindeki kanallara hidrolik basınç hatlarını bağlar ve genellikle içinden geçen akış miktarını düzenlerler.
4. Valfin farklı konumlarına sebep olan uyarı metodları Şekil 25'te gösterilmektedir.

Valf sembolleri

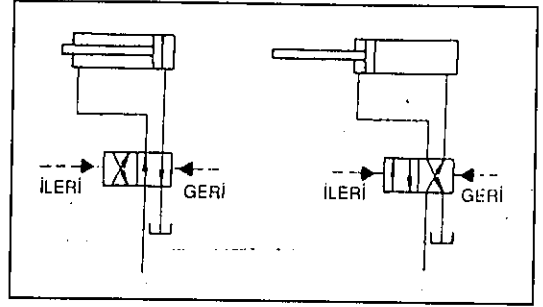
Semboller, akışkan güç elemanlarının ve yön kontrol valflerini ve fonksiyonlarını açıklamak ve çizmek için ideal bir yoldur. Sıklıkla kullanılan valflerin çoğunun özel sembolleri vardır. Uluslararası olarak kabul edilen bir devre çizim yöntemini sağlamak ve korumak için valf sembolleri standart hale getirilmiştir. Bu standart semboller, yalnız özel bir valf sembolünün olmaması veya valfin bir takım standardize olmayan parçalardan oluşması durumu dışında, aynen kullanılmalıdır. Akışkan güç valflerinin bir çoğu, I.S.O (Uluslararası Standartlar Kuruluşu) standartlarına veya



Şekil 17 Kareler, valf konumlarını göstermektedir.



Şekil 18 Valf bağlama metotları.

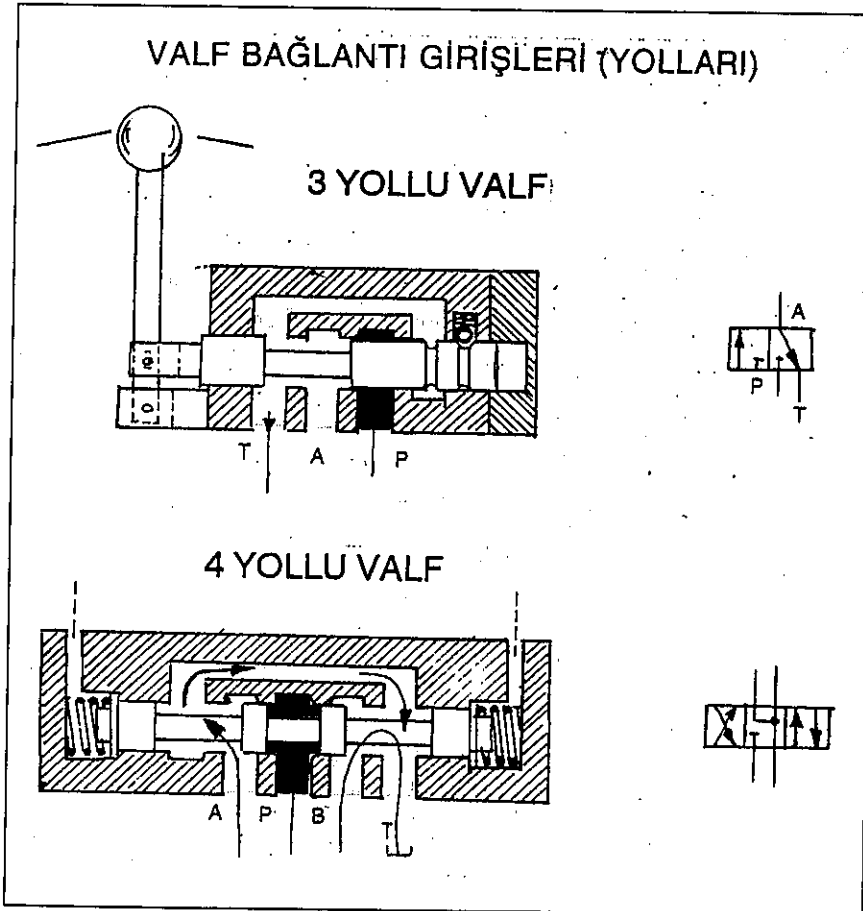


Şekil 19 Silindirin ilk konumuna bağlı akış yolu düzenlenmesi.

C.E.T.O.P (Avrupa Güç Standartları Komitesi) standartlarına göre sembollendirilmiştir.

Valf konumları

Valf tarafından sağlanan her konum için, bazen kutu diye de tanımlanan semboller, kare şeklinde gösterilir. Bunun açıklaması, Şekil 17'de soldaki valf iki konum sağlarken, sağdaki valfin üç konumu sağlanmaktadır. Valf bağlantısız, basınçlandırılmamış ve hareketlendirilmemiş iken, hareketli parçaların (valf mekanizması) aldığı konum, valfin hareketsiz konumu olarak kabul edilir. Çoğu



Şekil 20 Valf bağlantı yerleri.

hidrolik kontrol devrelerindeki tüm valfler, bu hareketsiz konumları ile çizimlenir ve benimsenen uygulama gereği, iki konumlu valf sembolleri normal olarak sağdaki karededir (Şekil 17).

Üç konumlu valflerde, valfin hareketsiz konumu, ortadaki karede olur (buna bazen nötr konum da denir). Bununla beraber, bazı devre tasarımcıları devre diyagramlarında valfleri, "ilk konum" olarak adlandırılan veya hareketli konumlarında çizmeyi benimsemişlerdir. Bu konum, valf, makina ve kollar monte edilip, kamlar veya makine aksamı valfin çalışma elemanı üzerinde baskı uygularken söz konusu olan durumu belirler ve bu durumda valf mekanizması, artık hareketsiz konumda değildir. Bu, standart bir uygulama olmadığından, bütün valflerin, devre diyagramı üzerinde "ilk" konumlarında gösterildiği hususunun belirtilmesi zorunludur. Aynı şekilde, hareketlendirilmiş valflerin her biri bir kamlarla birlikte gösterilmeli ve bütün basınç hatları ile soldaki kareye irtibatlı olacak şekilde çizilmelidir (Şekil 18).

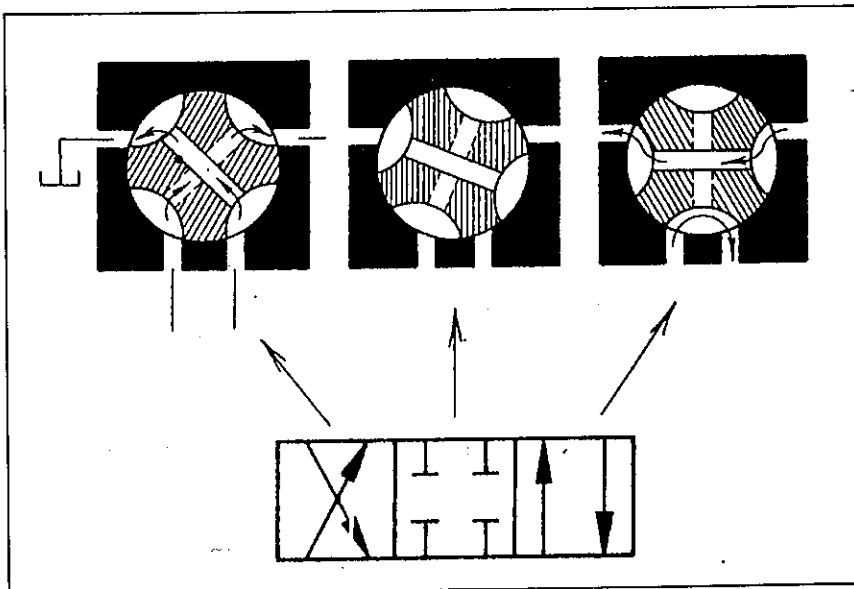
İki konumlu valflerden yaylı olmayan ve her iki konumunu serbestçe seçebilen (iki sabit durumlu) valfler, hareketlendiricinin konumuna göre, akış yolu şeklinde çizilebilirler. Ancak, burada da basınç hatları gene sağ karede olmalıdır (Şekil 19).

Valf yolları (Bağlantı yerleri)

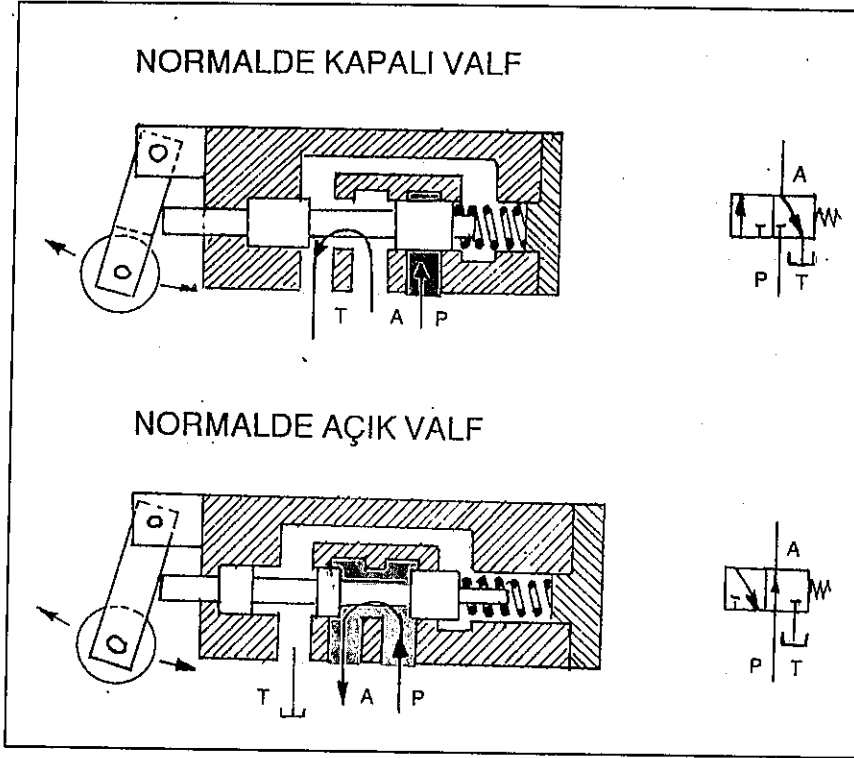
Yön kontrol valfleri, çoğunlukla çalışan yol sayıları ile belirlenir. İki yollu valfler (iki ağızlı valfler), tek hatta akış yolunu açmak ya da kapatmak için kullanılırlar (Şekil 41). Bu durum, iki yollu valfin, açma/kapama valfi olarak nitelendirilmesini gerektirir.

Üç yollu valflerin çalışan üç yolu mevcuttur (Şekil 20). İki giriş ağız ve bir çıkış ağız olan üç yollu bir valf, iki akış hattını bir çıkış hattına gönderen seçici valf olarak kullanılır (Şekil 47). Üç yollu bir valfin iki çıkış ve bir giriş ağızı varsa, o zaman bu valf çıkışlardan hangisinin akış çıkışı olacağını belirleyen seçici veya çevirici valf olarak kullanılabilir.

Dört yollu valfler, çoğunlukla çift etkili silindirlerin veya ters çalışabilen hidrolik motorların kontrolü için kullanılır (Şekil 19). Hatların biri (P), valfi pompaya bağlarken, A ve B ağızları hareketlendiriciye ve T ağızı da ortak dönüş hattını depoya bağlar.



Şekil 21 Döner tip valf mekanizması.



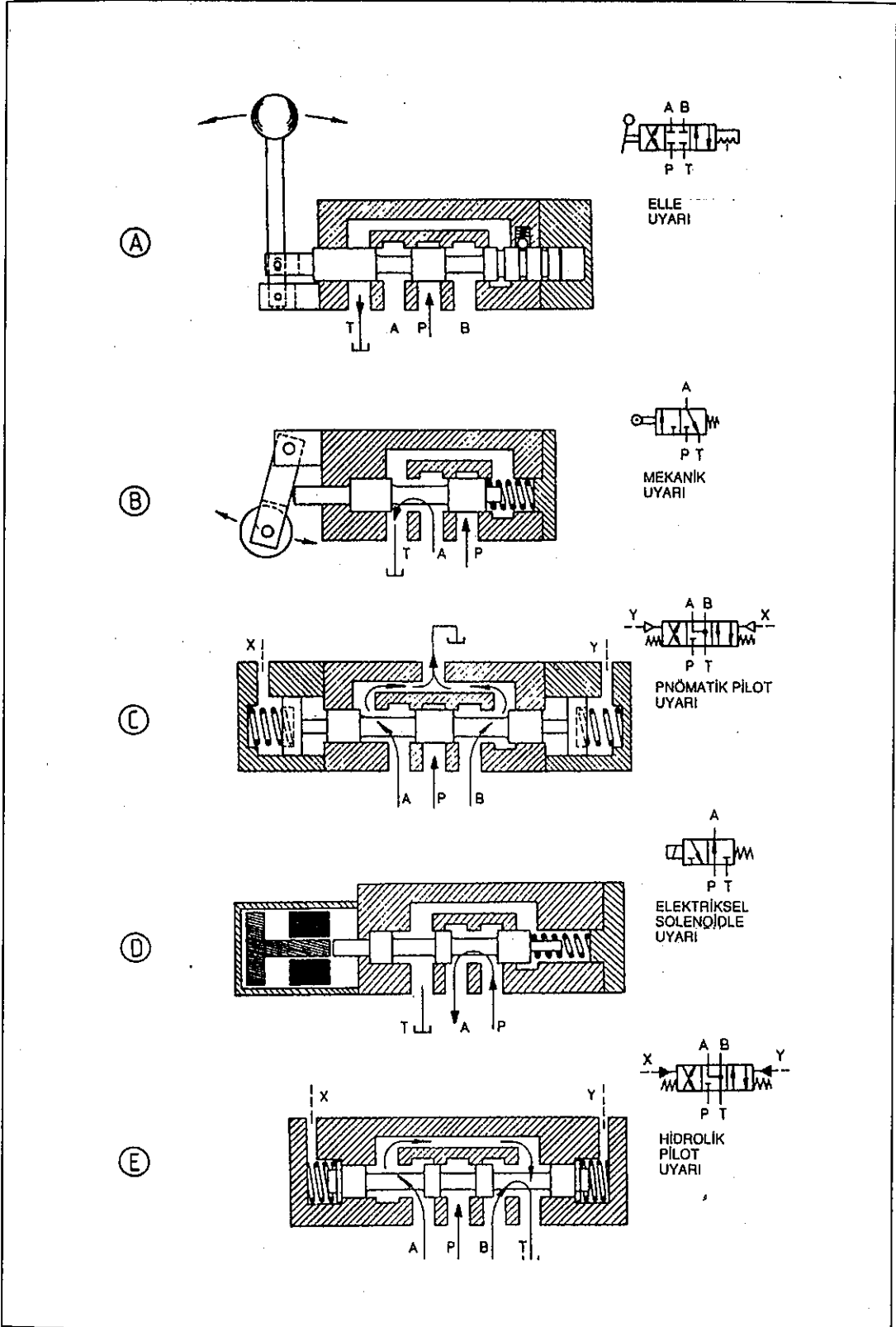
Şekil 22 Normalde kapalı ve normalde açık 3/2'lik yön kontrol valfleri.

SEMBOL	YUVALAR	KONUMLAR	YORUMLAR
	2	2	NK
	2	2	NA
	3	2	NK
	3	2	NA
	4	2	YAY YENİDEN AYARLI İSE
	5	2	
	3	3	TAM KAPALI MERKEZ
	4	3	TAM AÇIK MERKEZ
	4	3	TANDEM MERKEZ
	4	3	TAM AÇIK MERKEZ
	4	3	BASINÇ KAPALI, A VE B DEPOYA

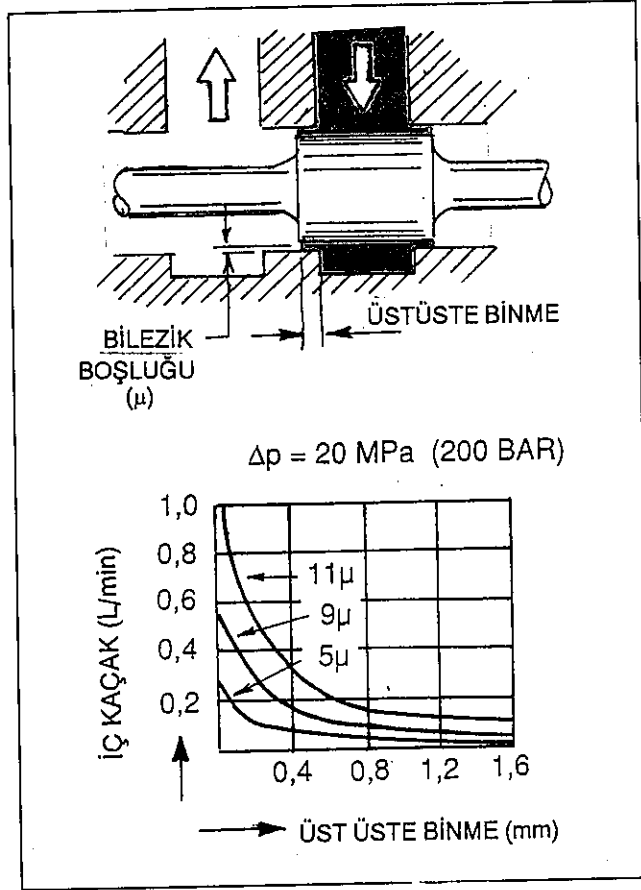
	GENEL		BASINÇ KALDIRILMIŞ
	KOL		BASINÇ UYGULANMIŞ
	BUTON		HİDROLİK UYARI SİNYALİ
	PEDAL		PNÖMÜTİK UYARI SİNYALİ
	KAM MAKARASI		SOLENOİD (ELEKT.)
	PİSTON		ELEKTRO-HİDROLİK UYARI
	YAY		HİDRO-PNÖMATİK UYARI
	TIRNAK		YAY MERKEZLEMELİ

Şekil 24 Çoğunlukla kullanılan valf uyarı yöntemleri (üstte).

Şekil 23 Yaygın olarak kullanılan valfler (solda).



Şekil 25 Sürgülü valflere uygulanan temel valf uyarı yöntemleri.



Şekil 26 Sürgülü valflerde iç sızıntı.

Normalde kapalı ve normalde açık valfler

Bu terimler, genellikle üç yollu valfler için kullanılır. Şekil 22'de (üst) gösterilen iki konumlu ve üç yollu valf, basınç girişi P'den, valf normal konumunda (yay 4) açık valfin çıkışı A'ya doğru akışa izin vermez. Normalde açık valfte ise (Şekil 22, alt), valfin normal konumunda A çıkışına akışa izin verilir. Her iki valf, uyarıldıklarında akış konumları, valf sembolünün sol karesinde gösterilen şekle göre değiştirirler.

Valf uyandırma metotları

Hidrolik valflerle ilgili uyarma terimi, valf mekanizmasının çeşitli hareket ettirilme yöntemleri için kullanılır. Valfler beş temel yöntemle uyarılırlar : elle, mekanik, elektrik, hidrolik veya pnömatik. Makinalarda, bu yöntemlerden biri veya en uygun kontrolü sağlamak için birkaçının birleşimi tatbik edilebilir. Elle (manuel) kontrol yönteminde; levye, buton (düğme) ve pedal gibi el veya ayak kumandalı uyarıcılar kullanılır.

Elektriksel yöntemde, alternatif veya doğru akımla çalışan, hava boşluklu veya yağa daldırılmış solenoidler kullanılır. Bu solenoidler valf mekanizmasını doğrudan doğruya uyarırlar veya hidrolik uyarı sinyali oluşturmak suretiyle, bu sinyalin valf mekanizmasını harekete geçirmesini mümkün kılarlar (Şekil 18).

Valf mekanizması

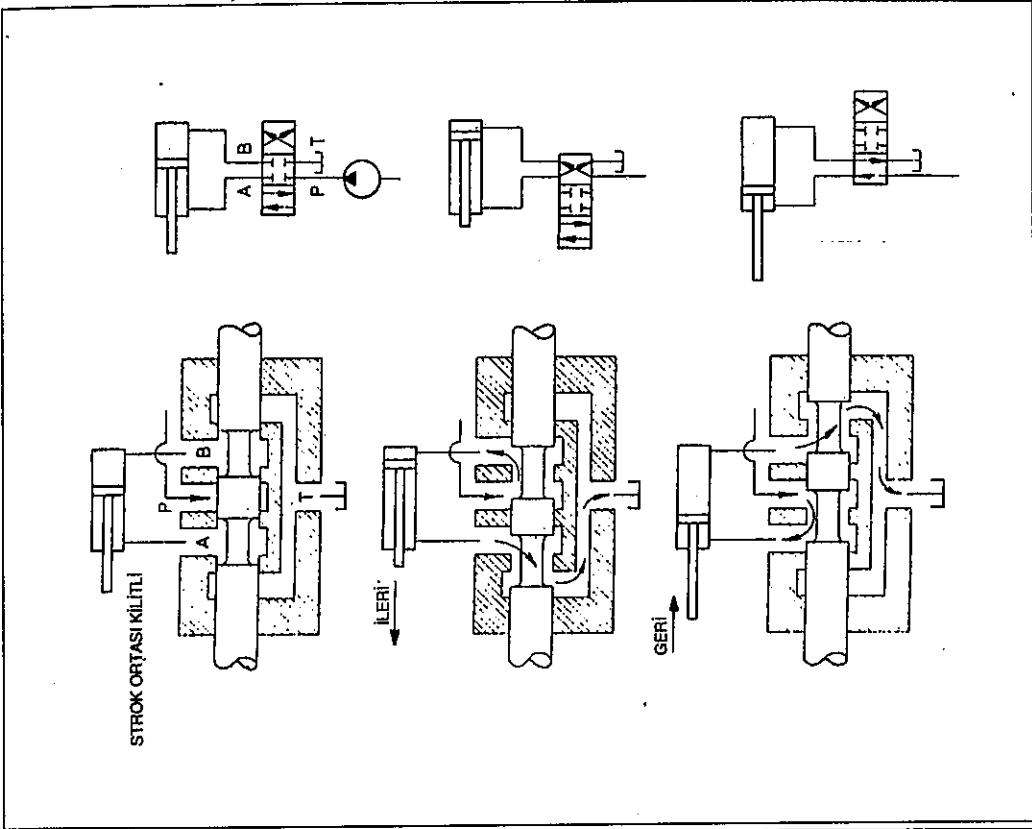
Yön kontrol valfleri, valf gövdesi, valf mekanizması valf pleytinden oluşur. Plakanın ağızları, valfi taşıyıcı hatlarına bağlayan boru rakorlarının bağlanması için dış açılmış şeklindedir. Valf mekanizması, valf gövdesindeki akışkanı seçilmiş çıkış ağızlarına gönderir veya valften geçen akışkanın akışını durdurur.

Dış kumanda sinyalleri (elektriksel, elle kumanda, uyarı basınç) ve iç kumanda sinyalleri (uyarı basınç, yay kuvveti) valf mekanizmasının konumunu değiştirmek için kullanılabilir (Şekil 22 ve 36).

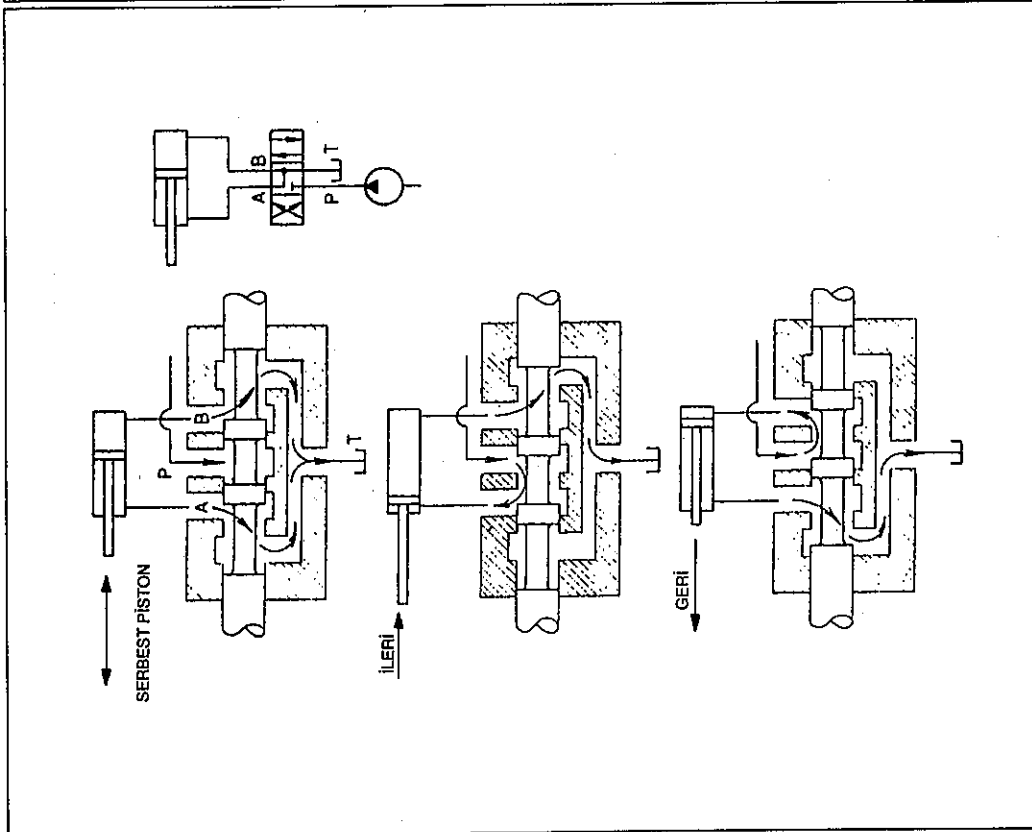
Yön kontrol valflerinde makara, döner disk ve döner çekirdek (Şekil 21) gibi mekanizmalar kullanılır. Çek valf ve mekik valflerde (veya fonksiyon valflerinde) popet ve bilyalar tercih edilen mekanizmalardır (Şekil 40-45).

Yaylı 4 valflerin normal konumda olduğu kabul edilir. Buna göre, bir dış kumanda sinyali, valf mekanizmasını hareketli konuma getirir. Şekil 25'de

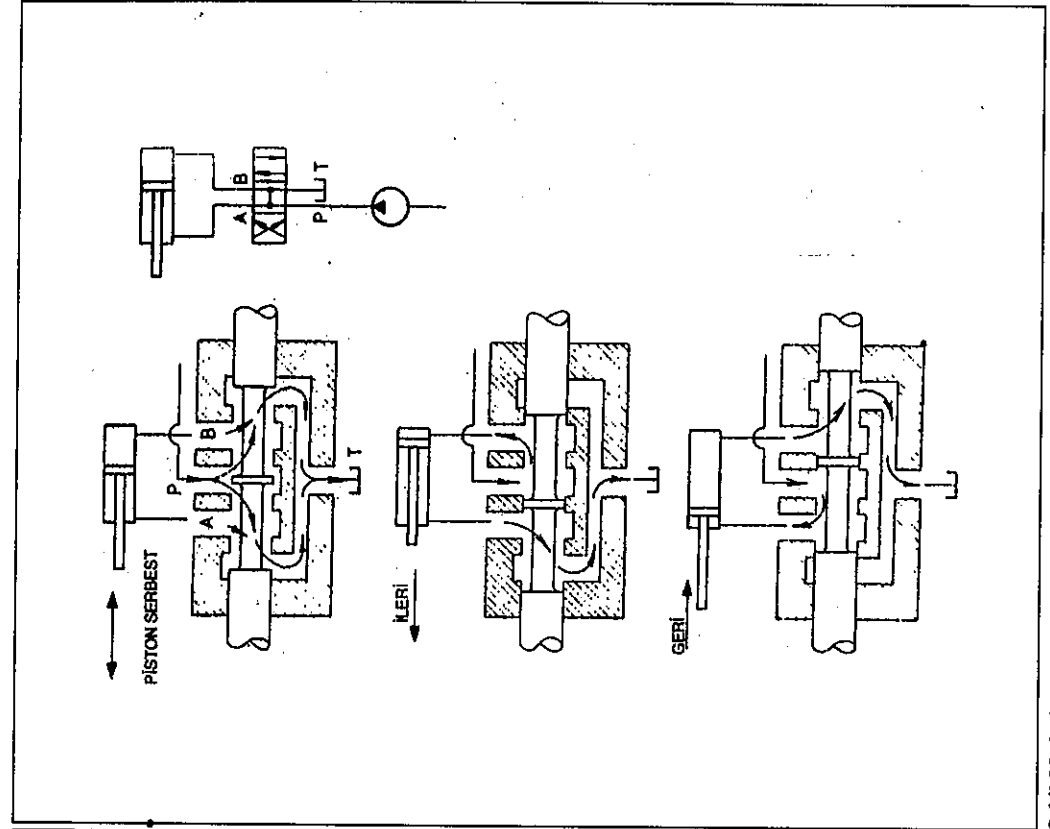
görüldüğü gibi, üç yollu valflerde, valfin normal konumu, yayın merkezleme konumudur.



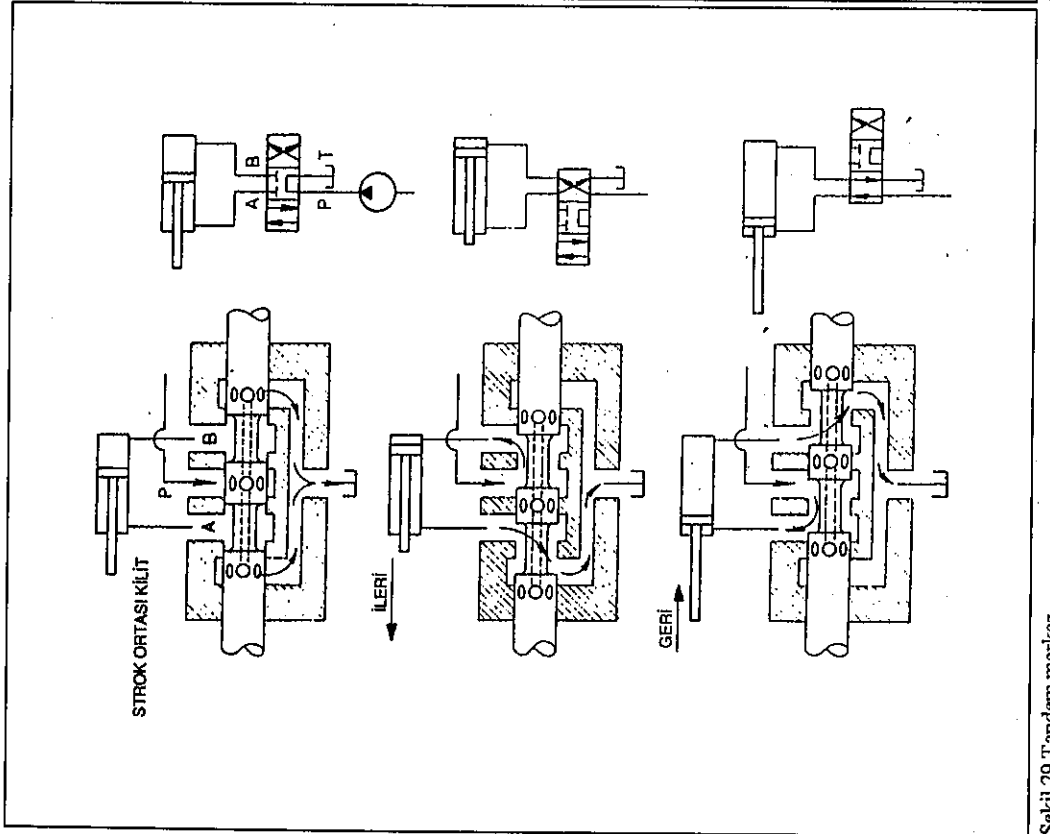
Şekil 28 Tam kapalı merkez.



Şekil 27 Tam açık merkez.



Şekil 30 Serbest merkez.



Şekil 29 Tandem merkez.

Hidrolik ve pnömatik yöntemli çalışan valflerde, akışkan uyarı sinyali, valf mekanizmasını farklı konumuna getiren bir pistonu etkiler (Şekil 25 C ve E).

Yay-etkili valfler

Yay öngerilimli, yay karşı dengeli ve üç konumlu valfler için yay merkezlemeli terimleri, valf mekanizmasını normal konumuna getirmek üzere kullanılan yay uygulamaları ile ilgilidir. Bu yaylar, kumanda sinyali kalktığı anda valfi normal konumuna döndürdüğü için, valfin normal olmayan veya uyarılmış konumunun sürdürülmesi istendiği sürece, bu kumandalar devam ettirilmelidir.

Yay öngerilimsiz valfler dış kontroller ile harekete geçirilirler ve bu yüzden dış kontrol kaldırılır kaldırılmaz, iki uç konum arasında gider gelirler. Bu durumdan kaçınmak için, tırnak mekanizması veya sürtünme yastıkları valfe monte edilebilir (Şekil 25A) veya çevriminin tamamı, iki kontrol sinyallerinden herhangi biri (elektrik, hidrolik veya pnömatik) ile idame ettirilmelidir (Şekil 25E).

Sızdırmazlık ve dahili sızıntı

Makaralı valflerde basınçlı kaviterler, basınçsız kaviterlerden asgari boşluklu segmanlar ile yalıtılır. Bu segman boşluğu makara çevresi ile valf silindiri arasında olup, 5 ila 10 μ arasında değişir. Bu segman boşluğundan geçen dahili sızıntı aşağıdaki faktörlere bağlıdır:

- Segman boşluk toleransı (Şekil 26).
- Hidrolik akışkanın viskozitesi.
- Makara çevresi ile silindir arasındaki bindirmenin uzunluğu (Şekil 26).
- Basınçlı akışkan ile basınçsız kaviterler arasındaki basınç farkı.

Valfin merkezi konumu

Yön kontrol valfinin merkezi konumu, hidrolik devrenin ve hareketlendiricinin özel gereksinimlerini veya koşullarını karşılamak üzere tasarlanmıştır. Değişken devre koşulları sağlamak için, bu valflerde de değişen merkezi koşullar oluşmuştur. Genellikle, valf gövdesi benzer tasarımda olmasına karşın, valf mekanizması değişiklik gösterir (Şekil 27'yi, Şekil 28 ve 30 ile karşılaştırınız).

Tam açık merkez

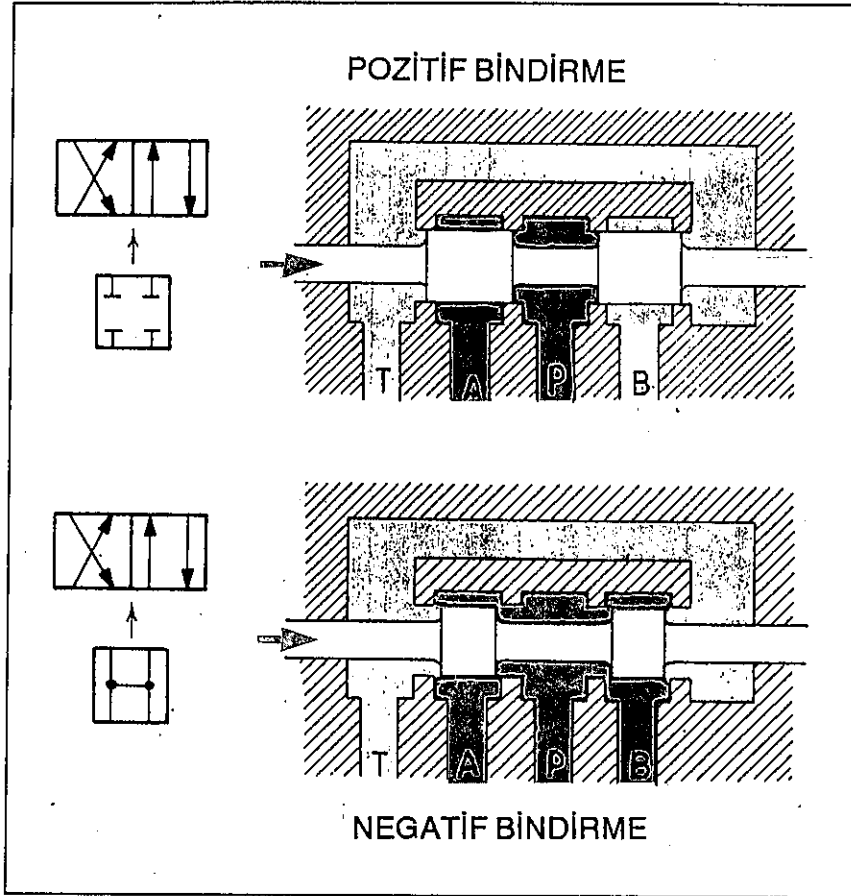
Bu konum, bütün bağlantı yerlerini birleştirir ve pompa akışı düşük basınçta tekrar depoya yönlendirilir. Aynı zamanda, silindir pistonu yüklerle birlikte serbest olarak hareket etmek durumundadır. Bu, pistonun, dış kuvvetlerin sürüklenmesine göre dalgalanabilmesi anlamına gelir (Şekil 27). Açık merkezin olumsuz yönü, aynı pompaya (akış kaynağına) bağlı hareketlendiricilerin, valf merkezlendiğinde, akış desteğinden yoksun kalmalarıdır.

Tam kapalı merkez

Bu konum, bütün bağlantı yerlerini bloke ederek, hareketlendiriciyi kısa bir süre için merkezi konumunda tutabilir. Makaralı valfler dahili olarak sızdırdıklarından, valfin sistem basıncına birkaç dakikadan fazla maruz kalması halinde, hareketlendirici hatlarında basınç yükselmesi oluşacak ve piston kolu ilerleyecektir. Valfler kapalı merkez konumunda iken, akışkanın yeniden yönlendirilmesi sağlanamaz, ama aynı pompaya bağlı diğer hareketlendiricilerin bağımsız çalışmaları mümkün olur (Şekil 28).

Tandem merkez

Bu koşul, yalnız A ve B yollarını bloke ederek, hareketlendiriciyi herhangi bir ara konumunda, yalnız kısa bir süre durdurmak için kullanılır; hareketlendirici hareketi olmayınca, pompa akışının yeniden depoya doğru yönlendirilmesini de sağlar.



Şekil 31 Pozitif ve negatif bindirmeler için farklı sürgüler.

Tandem merkez valf, diğer tandem merkez valflerle seri olarak da bağlanabilir. Böylece hareketlendiriciler tek tek olduğu gibi, bir arada eşzamanlı olarak da çalıştırılabilirler (Şekil 52). Bu düzenleme ile pompa akışı tekrar depoya yönlendirilebilir (tandem merkez valf için Şekil 29'a bakın).

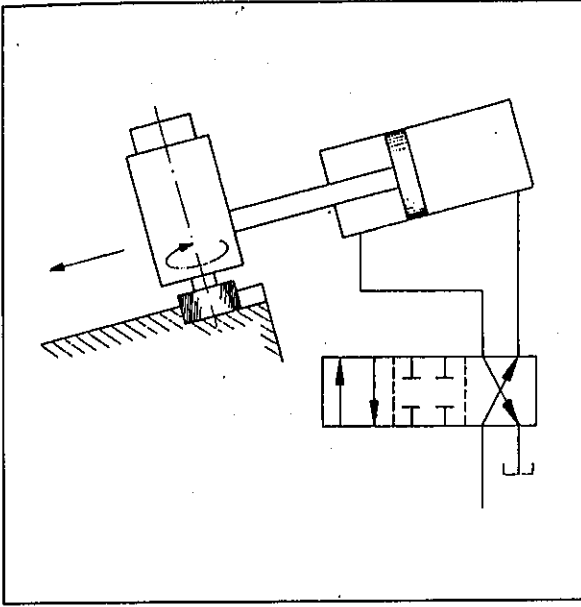
Serbest merkez

Bu koşul, P girişi bloke durumda iken, A ve B yollarını depoya bağlar. Bu koşul, aynı zamanda tam açık merkez koşulunda anlatıldığı gibi, hareketlendiricinin serbest hareketine izin verir. Basınç girişi bloke olduğundan, aynı pompaya bağlı diğer hareketlendiricilerin bağımsız olarak çalışmaları mümkündür (Şekil 30).

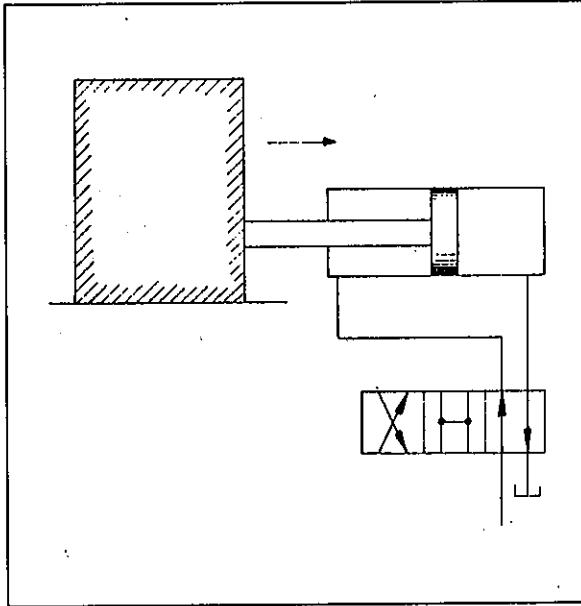
Serbest merkez koşulunun ilave üstünlüğü, hareketlendirici hatlarında A ve B yollarının her ikisinin de depoya boşaltma halinde olmasından ötürü, basınç oluşmamasıdır. Bu ise, serbest merkez valfin bir yükü ara konumda durdurmak için kullanılmasını ve ön uyarılı çek valf'in kendisine bağlanmasını sağlar (devre uygulamalarına bakın, Şekil 43).

Çapraz Konumu

Yalnız iki seçenekli valf konumu olan yön kontrol valfleri, gerçekte özel merkez konumlu üç yollu valflerdir. Bu merkez konumu, geçiş veya çapraz konumu olarak da bilinir. İki konumlu valflerin çoğunda, bu köprü (çapraz) ya tam kapalı veya tam açık koşulludur. Çapraz konumu, kesikli çizgiler arasında gösterilir (Şekil 32) ve devrenin çalışmasında özel koşul arandığında, valf sembolü içine çizilir. Tam kapalı merkez köprü, pozitif sürgü bindirmesi ile başarılıdır (Şekil 31). Kısa bir süre için bütün



Şekil 32 Tam kapalı köprü koşulu (pozitif bindirme).



Şekil 33 Tam açık köprü koşulu (negatif bindirme, boşluk).

valf yolları birbirlerinden tecrit olur. Böylece, silindirlerdeki sistem basıncının, çapraz durumunda düşmesi önlenir. Bununla beraber, tam kapalı merkez, sistemde akan akış miktarına ve anahtarlama zamanına bağlı olarak değişen ve istenmeyen basınç yükselmelerine neden olabilir. Tam açık merkez köprü, negatif sürgü bindirmesi ile sağlanır (buna, bindirmeme, "boşluk kalması" da denir) (Şekil 31). Kısa bir süre için bütün valf ağızları birbirlerine bağlanır. Bu durum, köprüde yumuşak, basınç yükselmez bir anahtarlama oluşması sonucunu sağlar. Ancak, değişik yük koşullarında, istenmeyen silindir hareketleri görülebilir.

Tam kapalı köprü koşulunun, tipik takım tezgahı uygulaması Şekil 32'de gösterilmiştir. Bu uygulamada, tam açık köprü koşulu, valfin konum değişikliği sırasında hareketlendiricinin yük ile aniden aşağı doğru hamle yapacak olması nedeni ile, uygun değildir.

Yüksek kapasiteli yön kontrol valfleri

Yüksek kapasiteli yön kontrol valfinde, sürgüyü hareket ettirmek için gerekli olan kuvvet çok büyük olabilir ve valfin solenoid hareketli valf olması halinde, çok büyük bir solenoidin kullanılması gerekir. Bu nedenle, küçük bir solenoidle veya pnömatik olarak çalışan ana valf, yüksek kapasiteli valfin (yardımcı valf) üstüne monte edilir ve o da hidrolik uyarı sinyallerini, yardımcı valfin sürgü uçlarından birisine doğru yönlendirir.

Elektriksel kontrollü (solenoid) pilot valfin kesit resmi Şekil 34'tedir. Bu elektriksel kontrollü pilot valf, yön kontrol valfini çalıştırır. Grafik semboller için Şekil 35'e bakın.

Uyarı şok kontrolü

Uyarı çalışmalı yön kontrol valflerinin

yardımcı hidrolik valf piston konumunun değişmesi esnasında, büyük miktarda akışkanın aniden yönünün değiştirilmesi ile basınç şoku oluşabilir. Uyarı şok kontrolü, yardımcı hidrolik valf pistonu konum değiştirme hızının ayarlanması imkanını sağlar. Böylece basınç şokları azaltılır veya yok edilir. İki çekli akış kontrol valfinden oluşan şok kontrol bloku, ana valf ile yardımcı valf arasına "sıkıştırılmıştır" (Şekil 36). Uyarı şok kontrolü, akış kontrol valfinin silindir girişinde veya çıkışında bulunan hidrolik devrede (*giriş veya çıkış uyarı*) yapılabilir.

Ön uyarı (pilot) basınç kaynakları

Şekil 35'deki ön uyarılı (pilot) çalışan yön kontrol valfi ayrıntılı sembolleri, uyarı valf basınç girişinin ya içten bağlantılı olduğu yardımcı valfle sağlandığını ya da uyarı akışının harici bir kaynaktan gelebileceğini göstermektedir. Bazı kontrol durumları, valfin harici uyarı basıncı ile beslenmesini gerekli kılmaktadır. İçten uyarı basıncının çok yüksek, çok alçak veya düzensiz ve güvenilmez olması bu gereksinimi doğurmaktadır. Dıştan basınç girişi gerektiğinde, dahili hat tapa ile kapatılmalı (Şekil 34) ve uyarı akışı valfe başka bir ağızdan, genellikle "X" işaretli ağızdan girmelidir.

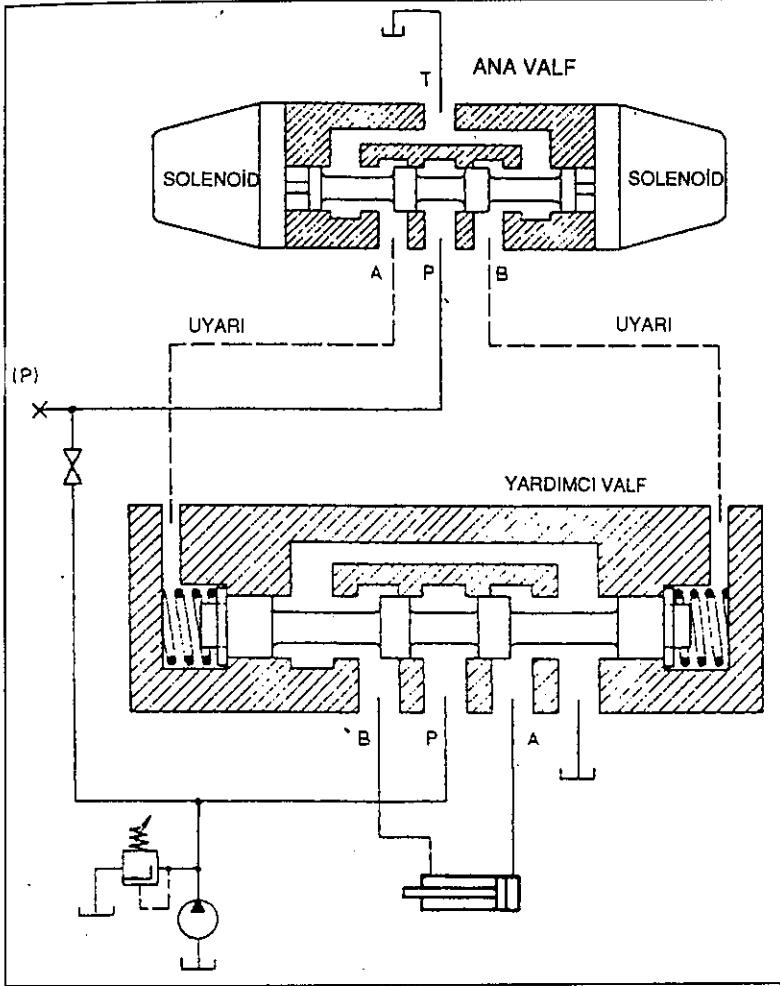
Karşı (geri) basınçlı çek valf

P yollu yardımcı valf kumanda milinin durumuna göre depoya bağlı, ön uyarılı çalışan ve içten uyarı basıncı ile beslenen kontrol valfleri (Şekil 39), yeterince uyarı akışkan basıncını tutacak bir karşı basınçlı çek valf kullanılmasını gerektirirler. Bazı valflerde, valfe monteli, 450 kPa karşı basınçlı bir çek valf bulunur. Bu çek valfler, P yol pasajına Şekil 38 ve 39'da gösterilen düzenleme ile bağlanabilirler (çek valf tanımı ve resimlendirilmesi için Şekil 40'a bakın).

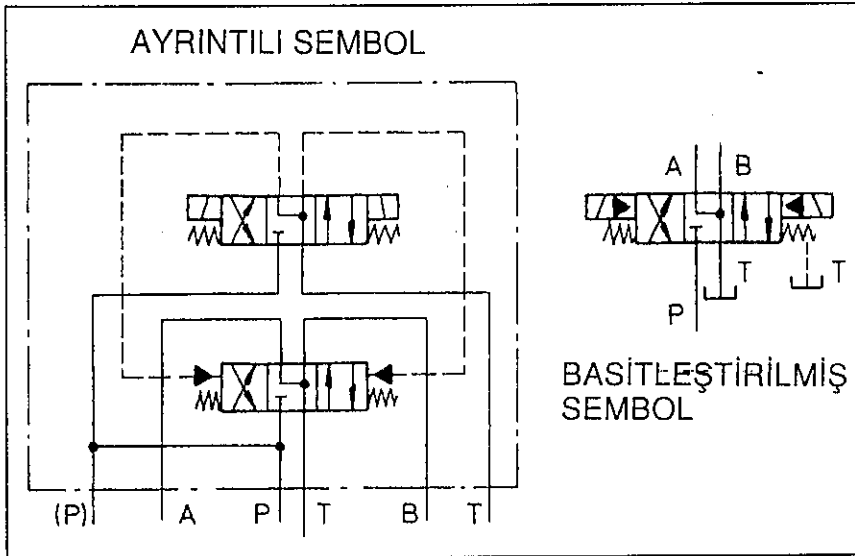
Çek valfler

Çek valfler çok özel tip yön kontrol valfleri olup, akışkanın yalnız bir yöndeki akışına izin verir ve diğer yöndeki akışa engel olur (Şekil 40).

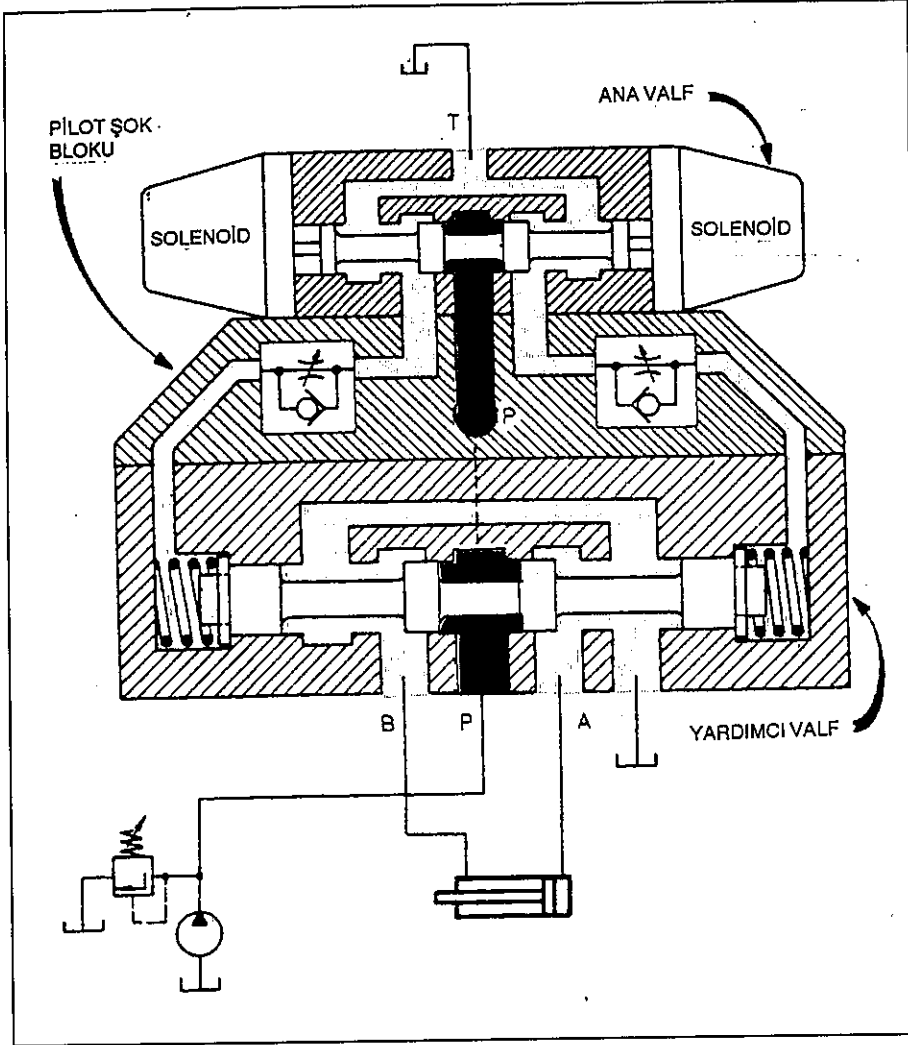
Çek valfin valf mekanizması; daha önce anlatılmış olan hidrolik valf pistonu mekanizmasına göre çok daha iyi sızdırmazlık karakteristikleri olan, valf gövdesine tespit edilmiş bir bilye veya popetten ibarettir. Popet üzerindeki basınç arttığında, popet daha büyük bir kuvvetle yuvasına doğru bastırılır, böylece etkin bir sızdırmazlık temin edilir. Çek valflerin tipik uygulaması Şekil 41'de görülmektedir. Bu uygulamada çek valf, otomobilleri kaldırmak için kullanılan hidrolik krikoda, akışkanın akış yönünü kontrol eder.



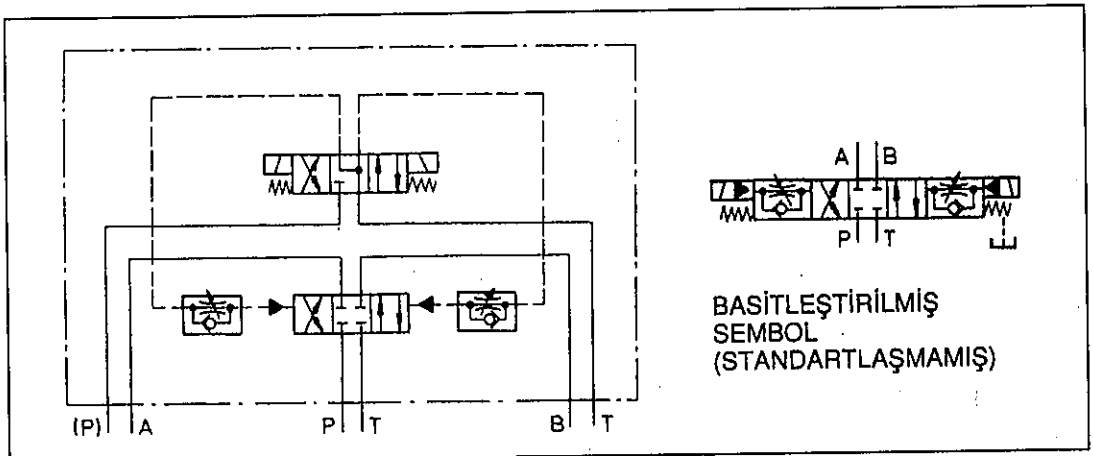
Şekil 34 Elektro-Hidrolik uyarılı valf: ana valf, yardımcı valfin üstünde.



Şekil 35 Elektro-Hidrolik uyarılı valf sembolleri (elektro-pnömatik uyarılı ana valf için de kullanılabilir).

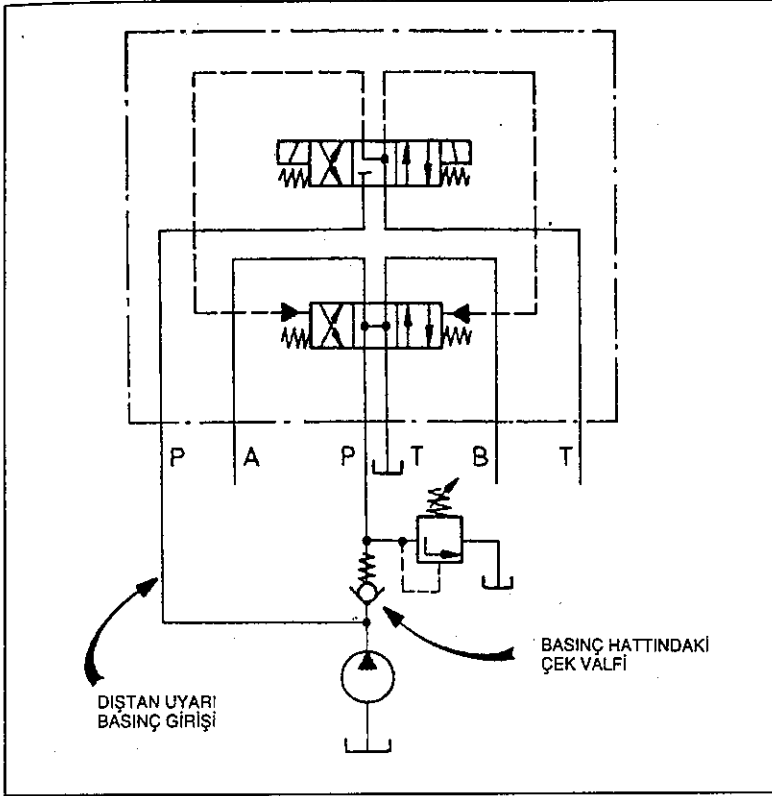


Şekil 36 Hidrolik valf pistonu geçiş hızını düşürmek ve hızı kontrol etmek için, uyarı şok kontrolü.

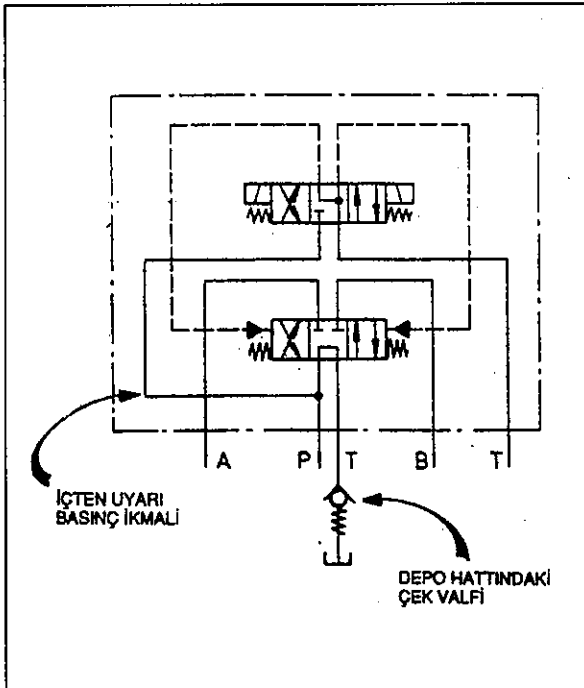


BASİTLEŞTİRİLMİŞ
SEMBOL
(STANDARTLAŞMAMIŞ)

Şekil 37 Şok kontrollü ön uyarı çalışmalı yön kontrol valfinin detaylı sembolü.



Şekil 38 Pompa çalıştığında basınç hattındaki 450 kPa'lık çek valf, ön uyarı basıncını yaratır. Bazı valflerde ön uyarı çek valfi, yön kontrol valfinin gövdesinin üzerindedir.



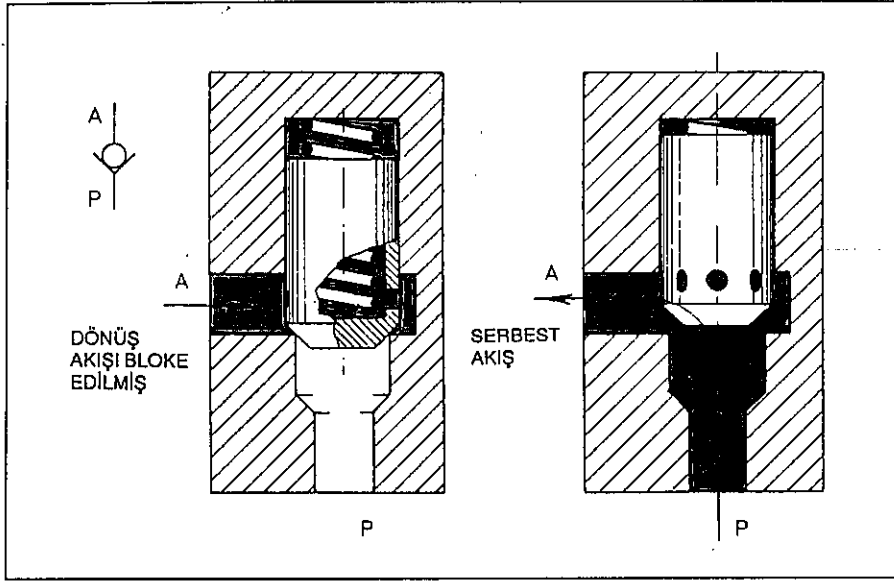
Şekil 39 450 kPa'lık ön uyarı basınç çek valfi ön uyarı basıncını muhafaza eder.

Ön uyarılı çalışan çek valfler

Muhtelif uygulamalarda, çek valften tersine akış kontrolü de gerekir. Ön uyarılı çek valf bu fonksiyonu yerine getirir (Şekil 42). Tipik bir ön uyarılı çek valf uygulaması, Şekil 43'de gösterilmiştir.

Ön uyarılı çek valfler, pistonun her iki tarafındaki boşluklardan birinde hapsedilmiş olan basınçlı akışkanın sızarak, yön kontrol valfi tarafına geçmesini önler. Böylece, piston hidrolik olarak, kendi konumunda sabitleştirilmiş veya kilitlenmiş olur. Piston ileri sinyali aldığı anda, uyarı hattının sol tarafındaki çek valf basınçlandırılır ve popet, yuvasından dışarı doğru itilir. Böylece, pistonun kol tarafındaki akışkan, depoya boşalır.

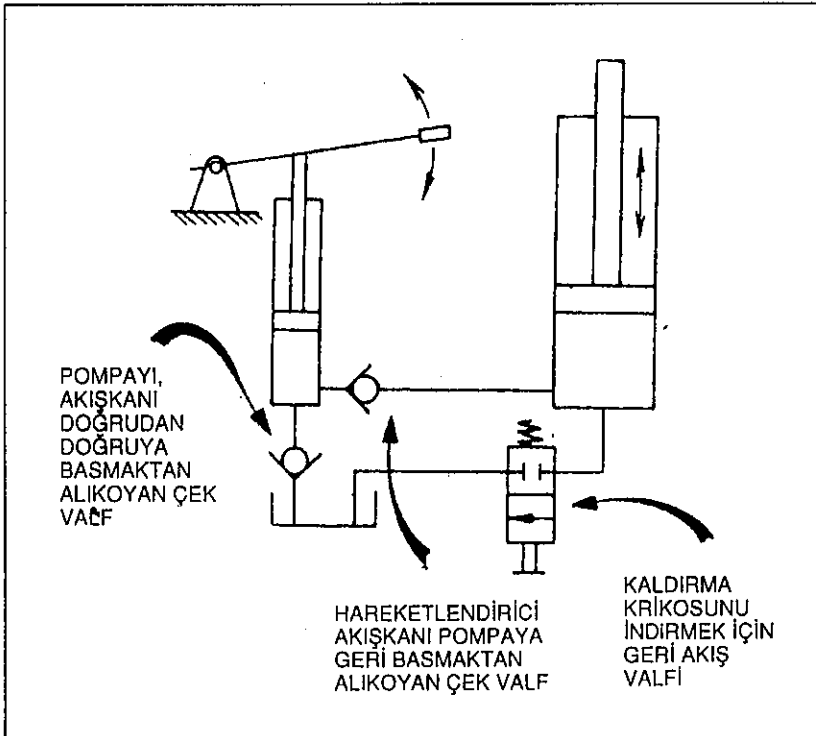
Silindirin geri çekilme fonksiyonu için, sağ taraftaki çek valfle basınçlanma oluşur. Böylece, sağ taraftaki çek valf itilerek açılır ve piston geri çekilebilir.



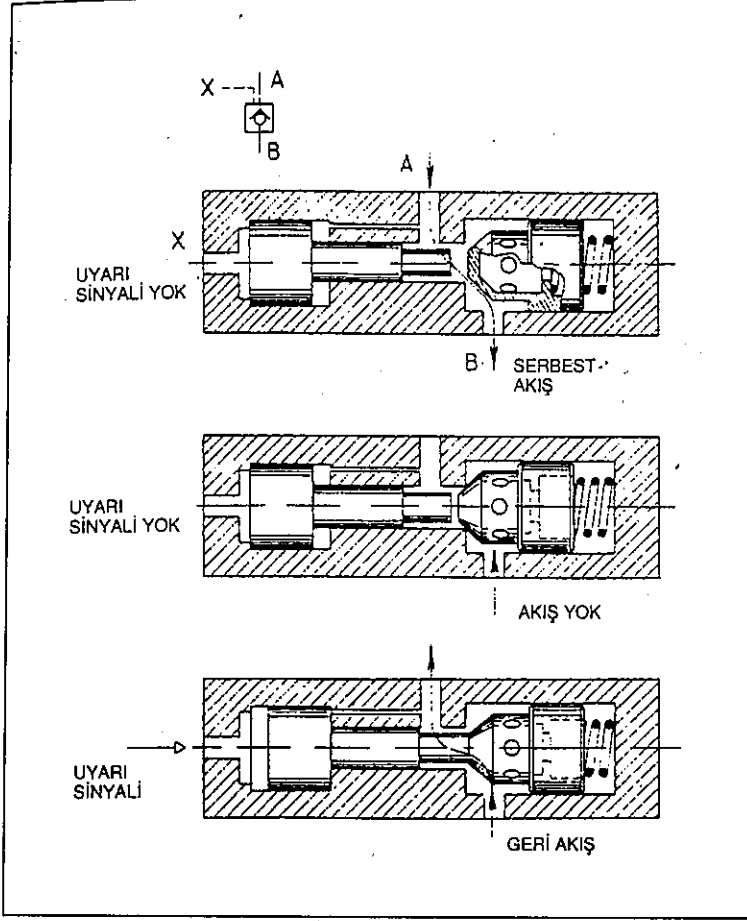
Şekil 40 Popet tipi çek valf.

Basınçlanma ile oluşan ısı veya yük nedeni ile, hapsedilmiş akışkanın basıncının artması durumunda bile, valfin açılabilmesini sağlamak için, çek valfin piston alanının, popet yuvası alanından daha büyük olması gereklidir (Şekil 42). Alanlar arasındaki bu oran, açma oranı olarak anılır ve 1.5:1 ile 7:1 değerleri arasında değişir.

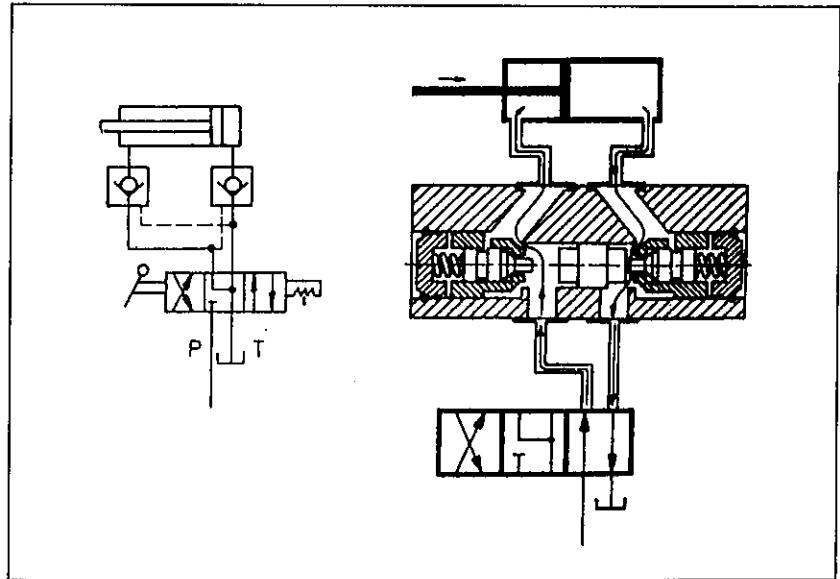
Ön uyarılı çalışan çek valfin özel bir uygulaması ön-doldurma valfidir. Pres silindirinin yaklaşma strokunda hızla ilerlemesine izin vermek üzere, pres silindirini yerçekimi etkisine maruz bırakmak için, ön uyarılı çalışan büyük bir çek valf kullanılır. Dönüş strokunda, ön uyarı, çek valfi açar ve silindir, akışkanı yukarıdaki depoya geri basar (Şekil 44).



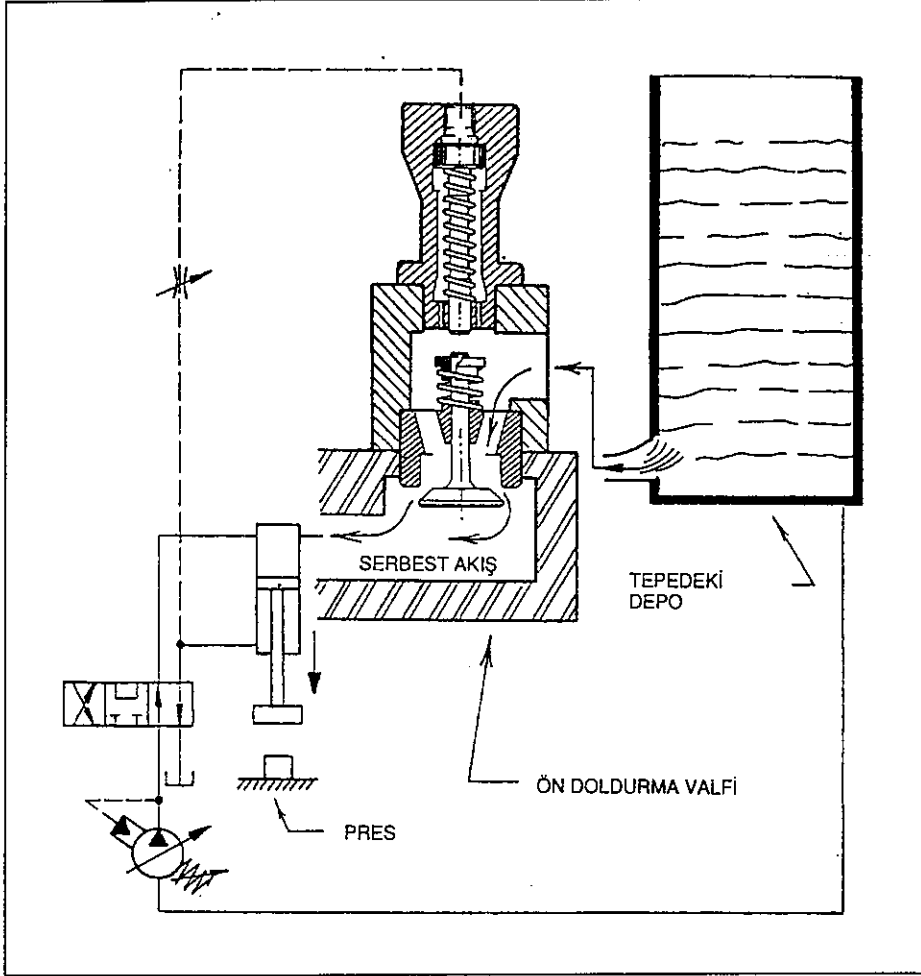
Şekil 41 Kaldırma krikosundaki tipik çek valf uygulaması.



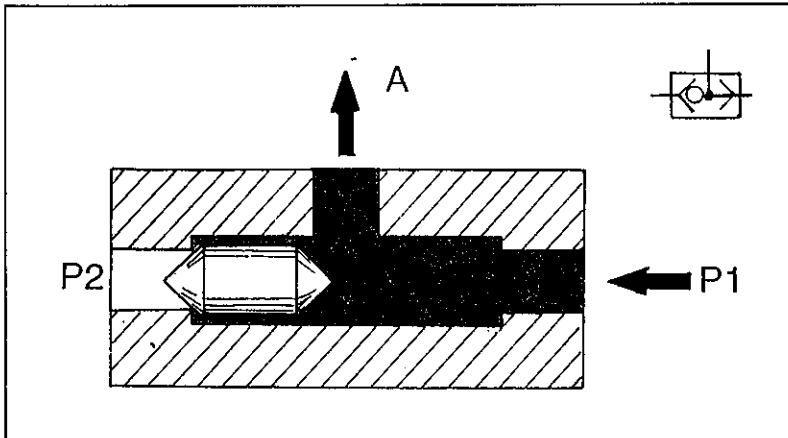
Şekil 42 Ön uyarılı çalışan çek valf.



Şekil 43 Ön uyarılı çalışan çek valfler için tipik uygulama.



Şekil 44 Ön uyarılı çalışan valfin, pres devresinde ön doldurma valfi olarak kullanılması.

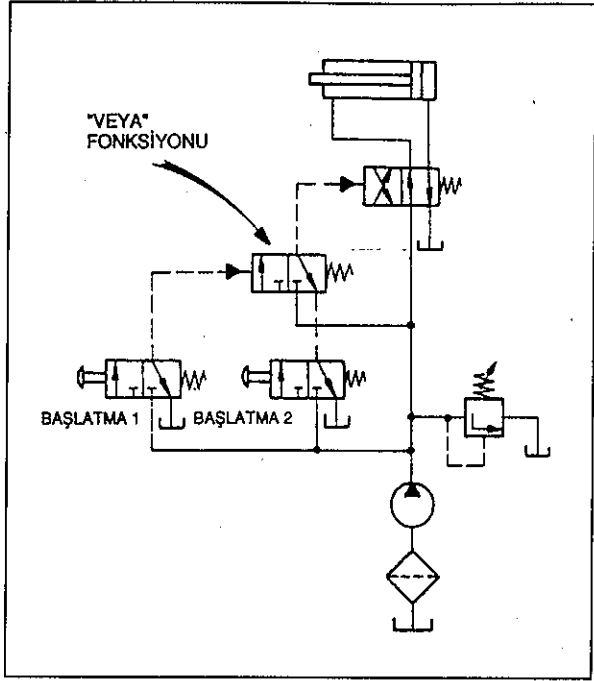


Şekil 45 "veya" fonksiyon valfi (mekik valfi).

"Veya" fonksiyon valfi (mekik valfi)

"Veya" fonksiyon valfi, özel tip bir çek valftir. İki adet valf yatağına karşılık, ya iki uçlu sızdırmaz koni veya sızdırmaz bilye türünden olabilen, yalnızca bir elemanı vardır. "Veya" fonksiyon valfinin iki girişi ve bir çıkışı vardır (Şekil 45). P1 sinyali A çıkışından geçebilirken, P2 girişinden geçiş önlenmiştir. Bunun tersine olarak, P2 sinyali A çıkışından geçebilirken, P1 girişinden geçiş önlenmiştir.

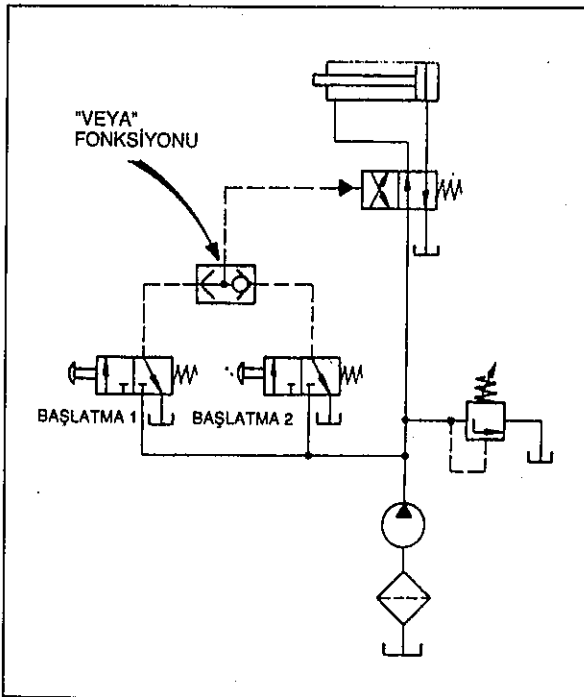
Bazı uygulamalarda "veya" valfi yerine, birbirine yüz yüze dönük iki çek valf kullanılabilir. Ancak, bu durumlarda A çıkışı sinyali, yön kontrol valfini harekete geçirmek için ön-uyarı sinyali gibi kullanılır. Bu uygulama, ön uyarı kaynağına geri boşaltılmadığından, yanlış olacaktır. (Kilitli ön uyarı sinyali için Şekil 50'ye bakın). "Veya" fonksiyon valfleri uygulamaları Şekil 46 ve 47'de gösterilmiştir.



Şekil 47 "Veya" fonksiyonlu iki konumlu üç yollu yön kontrol valfi.

Mantık fonksiyonları için yön kontrol valfleri

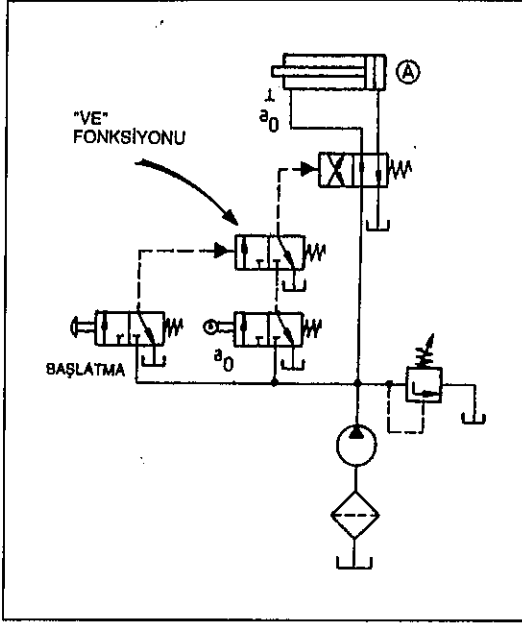
Yön kontrol valfleri, mantık fonksiyonları yerine getirmek için de kullanılabilir. Böyle bir işlev "veya" işlevi olup, Şekil 46 ve 47'de görüldüğü gibi, silindir pistonunu ilerletmek için, sinyali



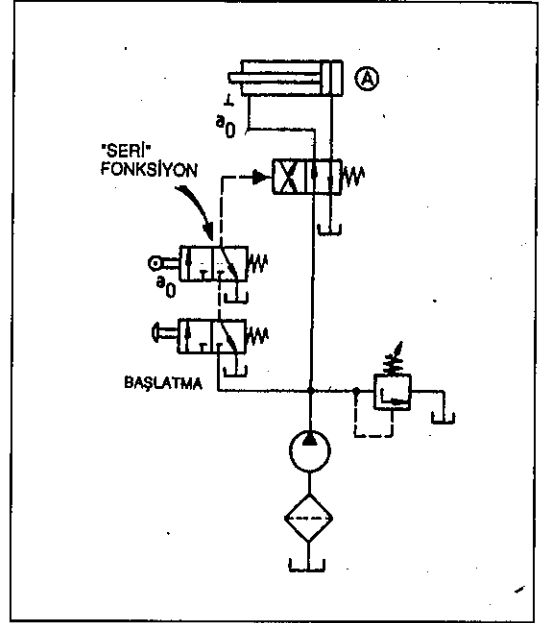
Şekil 46 Mekik valfli "veya" fonksiyonu.

başlangıç 1 buton valfinden, "veya" başlangıç 2 buton valfinden alır. Mekik valf, diğer başlangıç valfinin depo yolundan hidrolik sinyalin boşalmasını (kesilmesini) önler. "Veya" fonksiyonu, iki konumlu üç yollu normalde kapalı ve ön uyarılı çalışan valf ile sağlanabilir (Şekil 47).

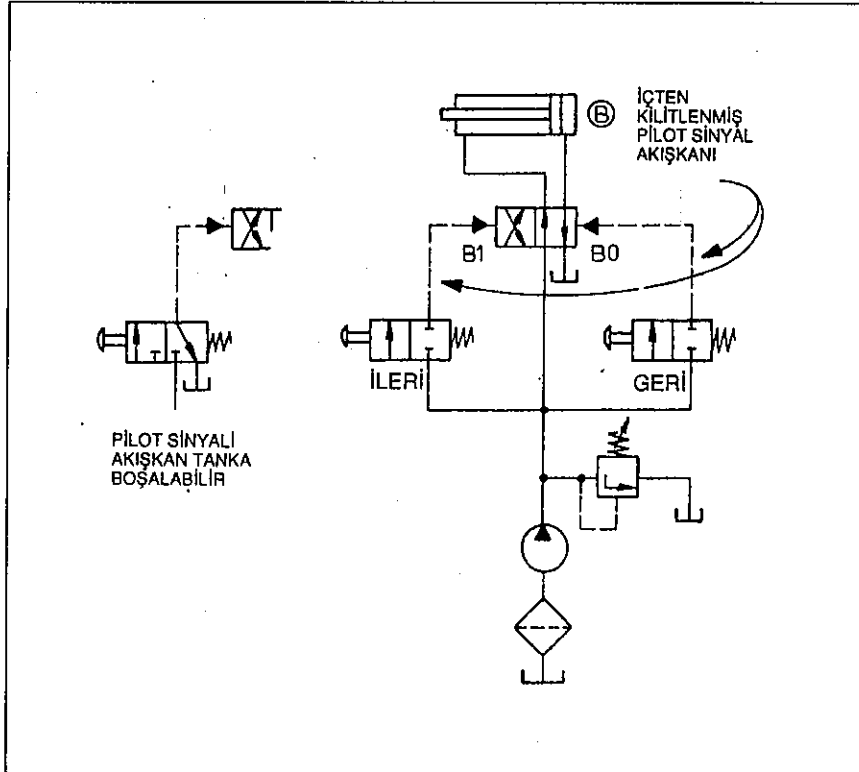
"Ve" fonksiyonu, yön kontrol valfleri ile kolaylıkla sağlanabilen bir başka mantık fonksiyonudur (Şekil 48) "Ve" fonksiyonu sinyal valflerinin Şekil 49'da gösterildiği gibi seri bağlanması ile de sağlanabilir. Başlangıç valfi harekete geçirildiğinde, silindir bir ilerleme sinyali alır, "ve" silindir tam geri durumundadır. Geri çekilme strokunun ucundaki a₀ sınır valfi bu durumun sinyalini verir (Şekil 48 ve 49).



Şekil 48 "Ve" fonksiyonlu yön kontrol valfli.



Şekil 49 Seri düzenlemelerde "ve" fonksiyonu.



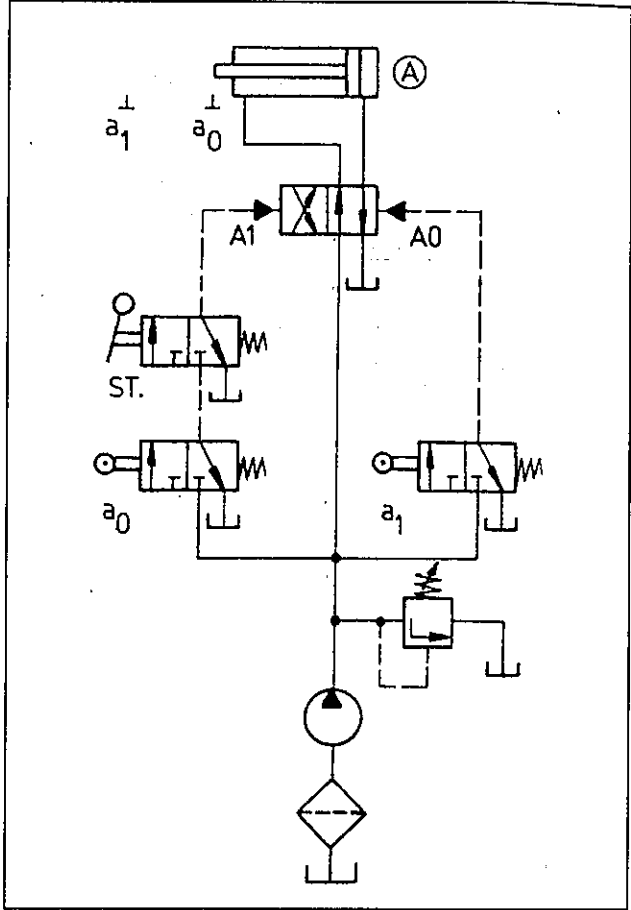
Şekil 50 Uyarı sinyallerinin kilitlemesinin önlenmesi.

Kilitli pilot (ön uyarı) devre sinyalleri

Uyarı sinyalleri, karşıt bir sinyal uygulandığında ve hidrolik valf sürgüsü hareket ettiğinde boşaltma yapabilmelidir (Şekil 50 ve 51). Şekil 50'de gösterilen iki konumlu valflerden sağ taraftaki, hapsedilmiş uyarı sinyalinin boşaltmasına izin vermediğinden, bu valfler uyarı sinyal kontrolü için uygun değildir.

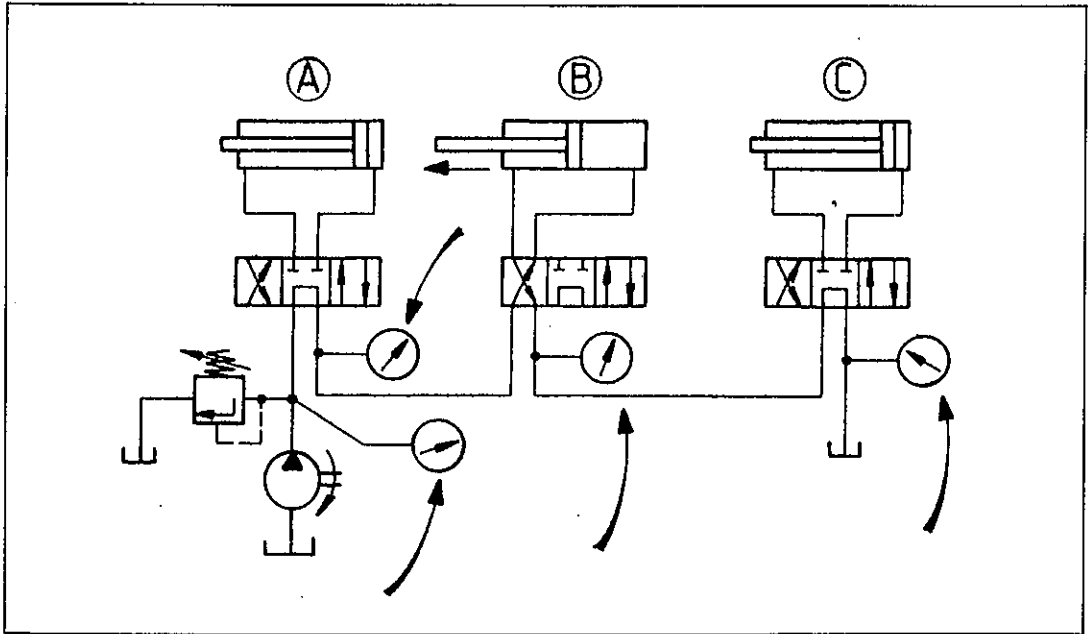
Yön kontrol valfleri ile sıralama kontrolü

Şekil 51'de gösterilen silindir devresinde, piston tam olarak geri çekilir ve başlangıç valfi hareket halinde iken, piston kolu ilerler ("ve" fonksiyonu, sınırlayıcı valf a_0 ve başlangıç valfi tarafından yapılmıştır.) Piston kolu tam olarak ilerlediğinde, geri çekilme sinyali, a_1 sınır valfi tarafından 4/2'lik yön kontrol valfinin paralel konumuna getiril ve piston otomatik olarak geri gelir.



Şekil 51 Hidrolik yön kontrol valfleri ile tam sıralama kontrolü.

Şekil 52 Seri bağlanmış yön kontrol valfleri.



Hidrolik uyarılı çalışan yön kontrol valfleri, dönüş sinyali verilene kadar yalnızca iki konum seçimi yapabilir ve bu konumları, karşıt sinyal verilinceye kadar sürdürür. Bu tip yön kontrol valfleri "yaysız" veya "yaysız kilitli" türden olmalıdır.

Seri bağlı yön kontrol valfleri

Güç devresindeki tandem merkez yön kontrol valfleri ile silindirler, isteğe göre birlikte veya bağımsız olarak çalıştırılabilirler (Şekil 52). Bununla beraber, her tandem merkez valfi yaklaşık 300 kPa gibi çok yüksek basınç düşmesi meydana getirdiğinden, B ve C silindirlerinde basıncın azaldığına dikkat edilmelidir. Bunun anlamı, A silindirinde yön kontrol valfi giriş basıncı 2000 kPa olarak ölçülürken, C silindiri giriş basıncının sadece 1400 kPa'ya düştüğüdür. Ayrıca B ve C silindirlerinin hız ve akış yerdeğiştirmesi yönünden, bir önceki silindire olan bağımlılıkları dikkate alınmalıdır.

3

Hidrolik Pompalar

Pompalama teorisi

Pozitif yerdeğiştirmeli hidrolik pompa, mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye dönüştüren bir araçtır. Motoru (ilk hareket ettirici) tarafından tahrik edildiğinde, pompa temelde iki görevi yerine getirir. Öncelikle, pompa giriş portunda kısmi bir vakum oluşturur. Bu vakum, atmosferik basıncın akışkanı haznedan (depodan) pompaya doğru göndermesini sağlar. İkinci olarak, pompanın mekanik hareketi, bu akışkanı pompalama boşluklarında hapsederek, pompa içinden geçirip hidrolik sisteme basar.

Kavitasyon

Pompa; giriş portuna tam bir vakum çekebildiğinde, akışkanı pompanın içine basabilecek olan, 101.3 kPa (~ 1bar) düzeyinde bir mutlak basınç oluşur. (1. Bölümdeki cıvalı barometrenin çalışması konusuna bakın.) Bununla beraber, pompanın kavitasyon hasarına karşı korunabilmesi için, "ilk hareket" basıncı çok daha düşük olmalıdır.

Hidrolik akışkan içerisinde yaklaşık % 10 (hacimsel olarak) hava çözelmiş halde bulunur. Pompa girişindeki vakum basıncı, akışkanın "buhar" basıncını geçtiğinde, hava erimiş durumdan kurtularak, buhar baloncukları oluşturur. Bu baloncuklar, pompadan geçerler ve çıkış tarafındaki yüksek basınca maruz kaldıklarında, süratle sönüp dağılırlar (süratle çökerler). Bu gibi dağılımlar kavitasyona neden olurlar. Kavitasyon, (keskin çatırdama sesinden tanınabilir), pompa çıkışında erozyona neden olarak, pompanın hizmet ömrünü önemli ölçüde kısaltır. Kavitasyonu önlemek için bazı basit tedbirler :

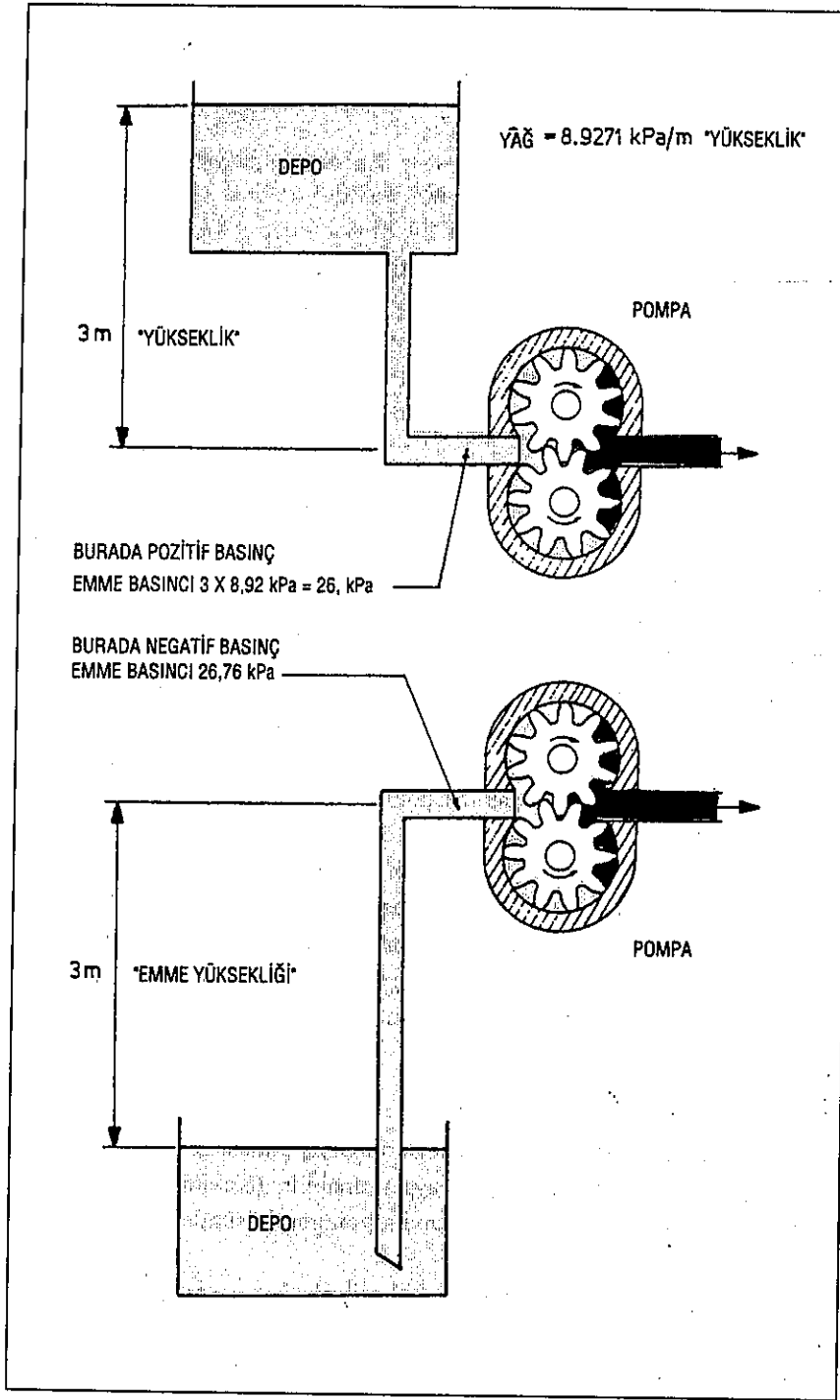
- Yüksekte yer alan depo. Bu konum, pompanın hidrolik akışkan sütunu tarafından pozitif basınçla yüklenmesini ve böylece giriş hattındaki vakum basıncının bertaraf edilmesini sağlar.
- Pompa girişinde emme "yüksekliğini" en az seviyede tutmak, pompa girişindeki boşluk basıncını (emme basıncını) düşük veya en azından buhar basınç düzeyinin (Şekil 53) üstünde tutar.
- Pompa giriş hattı, akış hızını 1m/sn düzeyinin altında tutacak kadar geniş ve en az basınç düşmesine neden olacak kadar da kısa olmalıdır.

Sisteme karışan hava

Bağlantı elemanlarının ve pompa giriş hatlarının yeterince sıkılmamış olması halinde, atmosferik basınçtaki hava, yağ akışı içerisine çekilebilir ve pompaya taşınabilir. (Kavitasyon konusunda belirtilen hava kabarcıkları gibi). Bu hava/yağ karışımı, kavitasyon gürültüsünden farklı, aşırı bir pompa gürültüsüne ve metal erozyonuna neden olur.

Sisteme karışan hava, pompanın çıkışında sıkıştırıldığında, hidrolik akışkan içerisinde dağılmayan, fakat sisteme geçen bir hava yastığı oluşturur. Hidrolik akışkanın, sisteme karışan hava yüzünden köpürmesi, hareketlendirici kontrolünün kaybına ve sistemin aşırı ısınmasına sebep olur. Sisteme hava karışmasını önlemek için bazı basit tedbirler :

- Gevşek boru bağlantıların sıkılması ve pompa giriş hattındaki gözenekli bağlantı elemanlarının değiştirilmesi.
- Türbülansın etkisinden korunmak için, depodaki yağ seviyesinin, giriş seviyesinin oldukça üstünde bulundurulması.



Şekil 53 Değişik Pompa başlama koşulları.

- Dönüş hattından depoya olan girişte, köpürmenin önlenmesi (hidrolik depo yapısına bakın).
- Pompa mili geçesinde pompanın hava almasını önlemek için, iyi bir sızdırmazlığın sağlanması.

Pompalar basınç değil, akış yaratırlar

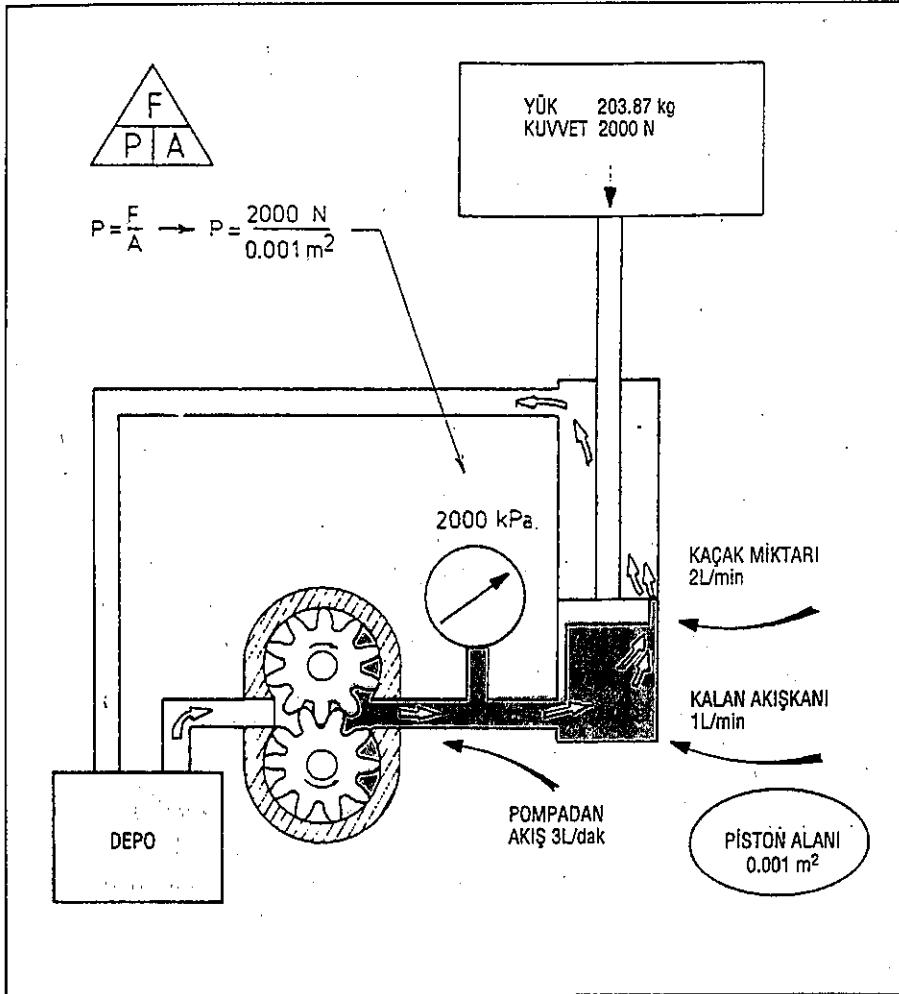
Genellikle pompaların basınç oluşturduğu farzedilmektedir, ancak pompaların asıl amacı, akış gerçekleştirmektir. Basınç, birim alana gelen kuvvet olup, akışa karşı gelen direnç tarafından

oluşturulur. Pompa, basıncın ortaya çıkması için gerekli akışı sağlamak üzere tasarımılanmış bir mekanizmadır. Ancak, kendi akışına karşı bir direnç oluşturamadığından kendi kendine basınç geliştirebilmesi mümkün değildir.

Bu prensibi anlamak için, Şekil 54'te görülen sızdıran silindir, içinde kalan akışkan pistonu kaldırdığı için, bu silindir herhangi bir basınç kaybı oluşturmaz. Pompanın ilettiği tüm akış pistonun kaçak olarak geçerse, yalnız bu durum bir basınç düşmesine neden olabilir. Bununla beraber, pompa akışının 2/3'ü hiçbir iş yapmadan depoya döndükçe, piston kaçığı piston hızını etkiler. Böylece tasarlanan piston hızı da 2/3 azalır (6. Bölümdeki Şekil 124'e, kontrol valfinin hava almasına da bakınız.).

Pompa değerleri

Dayanılabilir en yüksek çalışma basıncı (kPa veya bar), pompa tahrik milinin azami hızındaki (dev/dak) akış debi çıkışı (L/dak) ve pompa milinin her devri için geometrik yerdeğiştirme hacmi, (m³) pompaların nominal değerlendirilmesi için üç temel faktördür. Bu değerler üretici tarafından tespit edilir. Bir süre için bu değerlerin aşılması, pompa ömrünün kılmasına veya pompa ve hidrolik sistemin önemli şekilde hasar görmesine sebep olabilir. Bu nedenle, pompa değerleri, aşağıdaki gibi farklı çalıştırılma koşullarına göre verilmelidir:



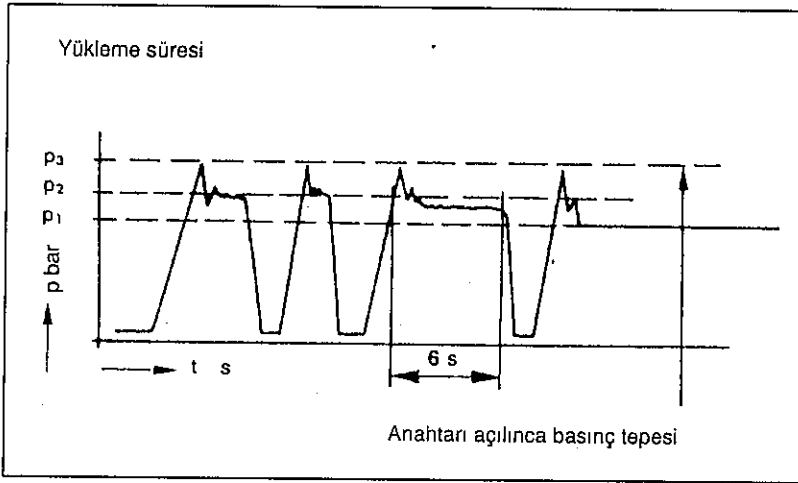
- Sürekli çalışma için en yüksek çıkış basıncı;
- En yüksek kesintili çalışma basıncı;
- Yalnız kısa sıçramalar için, en yüksek sıçrama, tepe basıncı (Şekil 55).

Pompa debisi, yerdeğiştirme pompa milinin her devri için akış çıkışı (L) veya dakikadaki anma akış miktarı (L/dak) olarak ifade edilebilir. Her iki ifade biçimi de, yaygın olarak kullanılmaktadır.

Yerdeğiştirme (buna bazen geometrik yerdeğiştirme denir), pompa mili bir tur dönerken, pompanın naklettiği hidrolik akışkan hacmidir. Pompaların, tasarımına ve hidrolik sistemdeki uygulanma şekline bağlı olarak, sabit veya değişken debili olabilir. Değişken debili pompalardan sağlanan akış, bazı hallerde pompa mili devir yönünü değiştirmeksizin, aksi yöne çevrilebilir (Eğimli bloklu ve eğik eksenli pompalara bakınız, Şekil 66 ve 69).

Pompa seçimi

Pompalar asla deneme yanılma bazında seçilmemelidir. Uygun pompayı seçmeden önce bir dizi önemli faktör belirlenmeli ve seçim bu faktörler göz önünde bulundurularak yapılmalıdır. Bu faktörlerin bazıları şunlardır:



Şekil 55 Pompalar için muhtelif en yüksek basınç değerleri.

- Hareketlendiricilerle yeterli kuvvet çıkışı elde etmek için gereken en yüksek sistem basıncı;
- Sistemde akümülatör kullanılırken, gereken en yüksek (tepe) veya ortalama akış;
- Pompa performansı, çalışma güvenilirliği, kolay bakım, alış fiyatı ve pompa gürültüsü;
- Sistemin çalışma dışı durumlarında, pompa akışının kontrolü, sabit debi, değişken debi.

Karmaşık kontrolleri olan değişken debili pompalar, endüstriyel uygulamalarda giderek daha yaygın bir kullanım alanı kazanmaktadır. Bu pompaların maliyetleri, sabit debili pompa maliyetlerinin on katına kadar çıkabilir. Bununla beraber, giriş gücü maliyeti düşürülür ve sistemin karmaşıklığı giderilebilirse, bu pompanın performans üstünlükleri, yüksek maliyeti dengelemiş olur.

Sabit debili ve değişken debili pompaların karşılaştırılması

Hem sabit ve hem de değişken debili pompalar pozitif yerdeğiştirmeli pompa türleridir.

Sabit debili pompaların pompa milinin her devri için, yer değiştiren akış miktarı sabittir ve değiştirilemez. Bu yüzden, pompa debisinin değiştirilmesi, sadece pompa hızının değiştirilmesi suretiyle yapılabilir. Sanayide genellikle sabit hızlı elektrik motorları, ilk hareket ettirici olarak kullanıldığından, sabit debili pompaların yaygın bir kullanımı yoktur.

Pompa Esasları	Basınç (bar)		Hız (d/dak)		Q _{max} (l/dak)	Basınç Dalgalanması	Gürültü Seviye- si dBa	Toplam verim	Filtrele- me dak.
	p max. den	e	d min	d max					
Dişli	40	100	500	3000	300	darbeli	90	50-80	100
Dişli Hidrostatik. dengelemeli	100	200	500	6000	200	darbeli	90	80-90	50
İçten Dişli (gerotor)	50	70	500	2000	100	düşük darbeli	85	60-80	100
İçten dişli (hilal)	150	300	500	2000	50	düşük darbeli	65	70-90	50
Vidalı	50	140	500	3000	100	darbesiz	75	60-80	50
Kanatlı	50	100	500	3000	100	düşük darbeli	80	65-80	50
Kanatlı, hidrostatik dengelemeli	140	175	500	3000	300	düşük darbeli	85	70-90	50
Değişken kanatlı	40	100	1000	2000	200	düşük darbeli	80	70-80	50
Sabit kanatlı	100	140	500	2000	100	düşük darbeli	80	70-85	50
Kamlı	30	50	-	-	200	düşük darbeli	-	-	-
Eksenel Pistonlu, çarpma plakalı	200	250	200	2000	3000	darbeli	90	80-90	25
Eksenel Pistonlu, eğik eksenli	250	350	200	2000	500	darbeli	90	80-90	25
Radyal pistonlu	350	650	200	2000	100	darbeli	90	80-90	50
Sıralı Pistonlu	350	500	50	1000	300	darbeli	-	-	50

Hidrolik hareketlendiricilerin hız kontrolü için, akış kontrol valflerinden yararlanılabilir (6'ncı Bölüme bakınız). Bununla beraber, akış kontrol valfleri yüksek ısı oluşumuna katkıda bulunabilirler. Sabit debili, pompa devrelerinde, hareketlendiricilerin çalışma esnasında değişken debiye ihtiyacı olması halinde, istenen en yüksek debiyi sağlayabilecek büyüklükte pompa kullanılmalıdır. Daha az debi gereksinimi durumunda, pompanın ürettiği fazla akış, maalesef azami sistem basıncına ayarlı olan tahliye valfi üzerinden "atılmalıdır". Bu işlem, istenmeyen enerjiyi doğrudan doğruya ısı enerjisine dönüştürür. Bu nedenle, sabit debili pompalar yalnızca sabit hız devreli uygulamalarda veya uç yastıklama ve kısa mesafede yük yavaşlatma gibi, hız kontrolünün çok kısa sürdüğü durumlarda kullanılmalıdır.

Bununla beraber, sabit debili pompaların kullanıldığı ve gayet güzel çalıştığı uygulamalar da mevcuttur. Ancak bu tür kullanımlarda da, istenen hız (akış debisine) için kapasite, büyük bir hassasiyetle seçilmelidir.

Pratikte, sabit debili pompanın kullanımı, yalnızca aşağıdaki durumlardan herhangi birisi söz konusu olmadığında yeterli olabilir:

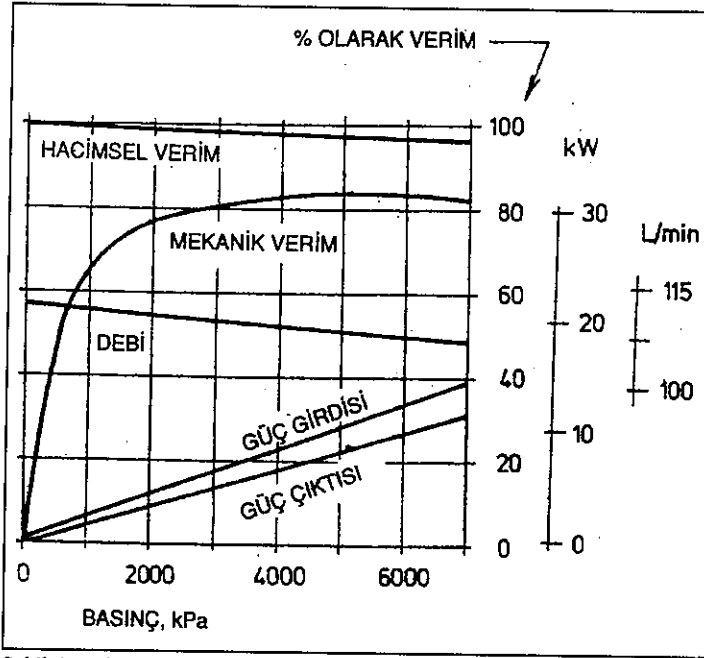
- Çalışması durmuş olan hareketlendiricide, sistem basıncı korunmalıdır.
- Hidrolik devre geniş hız aralığında çalışmaktadır.
- Boşa çalışma dönemlerinde, devre tasarımı sayesinde pompa yapılamamaktadır.
- Çevrimin uzun bir bölümünde, hareketlendirici çok düşük hızlarda çalıştırılmaktadır.

Mevcut enerji kaynaklarının verimli kullanımı, günümüzde en önemli konulardan biri haline gelmiştir. Bundan dolayı, mühendisler dikkatle yeni makinaların ve aletlerin güç gereksinimlerini değerlendirmeye ve enerji gereksinimini mümkün olan en düşük seviyeye indirmeye çalışmaktadırlar.

Enerji tasarruflu değişken debili pompaların kullanılması, hidrolik sistemlerin kendi doğaları gereği verimsiz olduğuna dair şüphelerin ortadan kaldırılmasına önemli oranda katkıda bulunmuştur. Değişken debili pompalar sadece sistemin ihtiyacı olduğu zaman ve miktarda akış sağlar. Değişken debili pompaların sağladığı en önemli üstünlük, hareketlendirici çalışmazken, devrede hareket halinde bulunan yağın ısı yaratmayışıdır. Sabit debili pompanın tahliye işlemi yapıldığında (örneğin tandem merkezli valfle) bile, enerji yalnızca ısıya dönüşür, çünkü yağ hareket halindedir. Öte yandan, değişken debili pompalar, gerektiğinde bu enerjiyi üretecek şekilde kontrol edilebilir. Bu durumda ısı oluşmaz ve enerji boşa harcanmaz. Ayrıca, değişken debili pompalar, akış kontrolüne ve basınç düşürme valflerine olan gereksinimi ortadan kaldırarak veya azaltarak yüksek başlangıç maliyetini dengelemiş olurlar.

Pompa verimi

Teorik olarak, pozitif yerdeğiştirmeli pompalar, her pompa mili devrine karşılık, pompanın geometrik hacmine eşit miktarda hidrolik akışkanın yer değiştirmesini sağlarlar ve bu nedenle bunların akış çıkışı (debisi) pompa milinin hızı ile doğru orantılıdır. Bununla beraber, gerçek çıkış, dahili kaçaklar ve "kaymalar" nedeniyle, teorik debiden daha düşüktür. Hidrolik sistemdeki basınç arttığında, aralık



Şekil 56 Balanslı (dengelenmiş) kanatlı pompa verim ve giriş gücü eğrileri.

boşluklarından ve keçelerden sızan dahili kaçaklar da artar ve bunun sonucunda hacimsel verim azalır (Şekil 56).

Dişli pompaların hacimsel verimleri yaklaşık % 85-96, kanatlı pompaların % 85-93 ve en yüksek verime sahip olan pistonlu pompaların ise % 95-98'dir.

Hacimsel verim (η_v) belirli düzeyde dakikada devir sayısı (dev/dak) ve basınç değeri (p) için dahili kaçak oranını tayin eder. Bütün pompaların, hareket eden iç parçalarının yağlanması için, bir dahili akışa gereksinim vardır. Hacimsel verim aşağıdaki formülle hesaplanır:


$$\text{Hacimsel verim } (\eta_v) = \frac{\text{Gerçek debi} \times 100}{\text{Teorik debi}} (\%)$$

Toplam verim (η_o), pompa hesaplarında sıkça kullanılan bir terimdir ve hacimsel verim (η_v) ile mekanik verimden (η_{hm}) oluşur (Mekanik verim, sürtünme kayıplarını yansıtır; Şekil 56'ya da bakın) Çoğunlukla yüzde olarak ifade edilen toplam verimin hesaplanması için formül:

$$\text{Toplam verim } (\eta_o) = \frac{\text{Çıkış gücü} \times 100}{\text{Giriş gücü}} (\%)$$

Pompa hesaplamaları

Teorik pompa giriş gücünün (P) hesaplanması için temel formül, basit bir üçgen düzenlemesi halinde ifade edilebilir. Toplam verimi (η_o) içeren formül:



$$P = \frac{p \times Q \times 100}{\eta_o}$$

Örnek


4 MPa (p) basınç altında, dakikada 105 litre ileten ($Q = 105 \text{ L/dak}$) pompanın gerekli giriş gücünü (P), kilovat cinsinden bulunuz. Toplam verim (η_o) % 90 olacaktır.

$$\text{Giriş gücü (W)} = \frac{\text{Basınç} \times \text{Debi} \times 100}{\text{Verim}}$$

$$\text{Giriş Gücü (kW)} = \frac{4 \times 10^6 \times 105 \times 100}{10^3 \times 10^3 \times 60 \times 90} = 7.7 \text{ kW}$$

Pompa debisinin (Q) hesaplanmasında kullanılan temel formül, pompa tahrik hızı (n) ve geometrik hacimden (V) (yerdeğiştirme) oluşan basit bir üçgen düzenlemesi halinde ifade edilebilir.

Hacimsel verimi (η_v) içeren formüller:



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

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

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

Örnek

1440 dev/dakika'lık hızla tahrik edilen, saniyede 2 litre akış debisi sağlayan bir pompanın, geometrik yerdeğiştirmesini (Q) bulun. Hacimsel verim (η_v) % 98 olacaktır.

$$\text{Yerdeğiştirme (V)} = \frac{\text{Debi} \times 100}{\text{Devir} \times \text{Verim}}$$

$$\text{Litre cinsinden yerdeğiştirme} = \frac{2 \times 60 \times 100 \times 10^3}{10^3 \times 1440 \times 98} = 0.08503 \text{ L}$$

Örnek

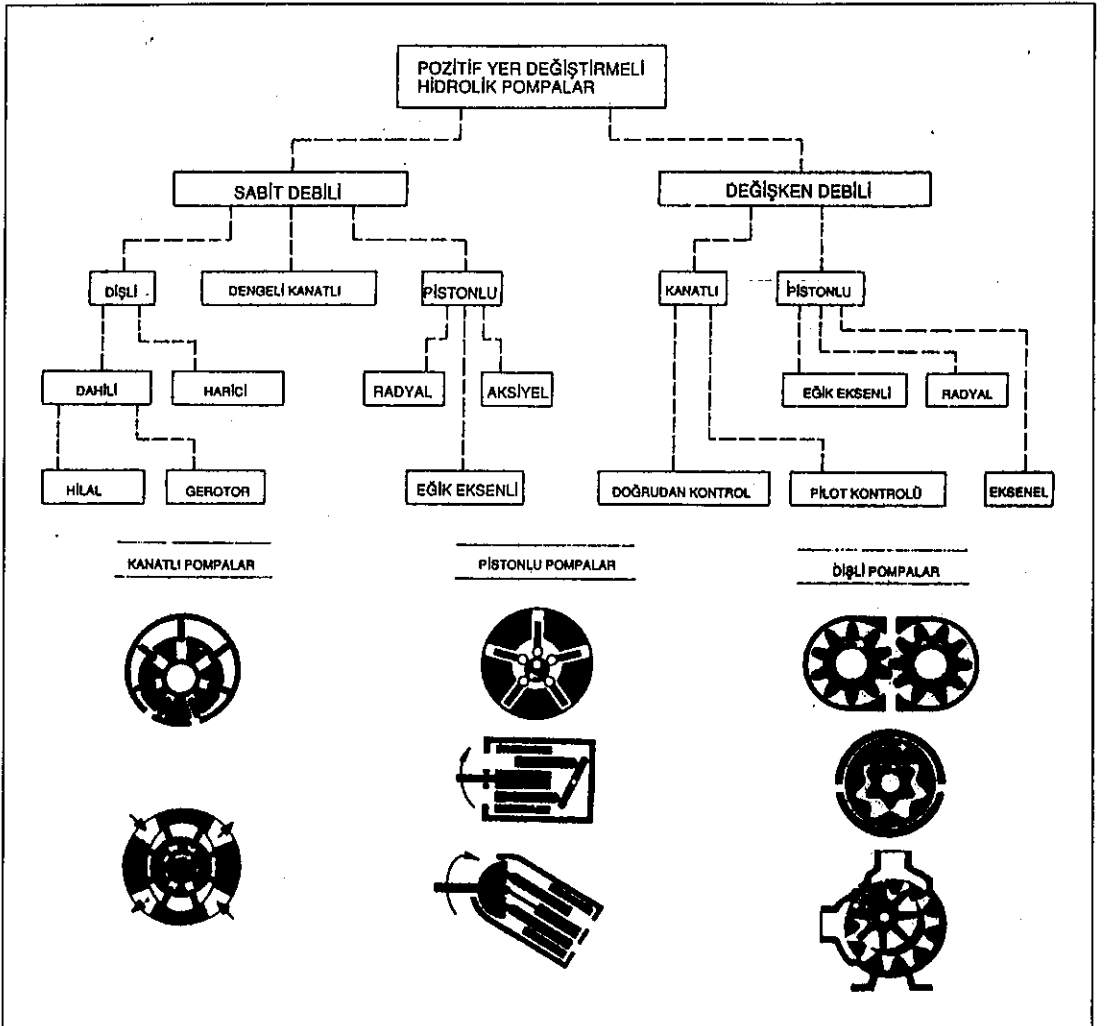
1450 dev/dakika'lık hızla tahrik edilen ve yerdeğiştirmesi 0,6 L olan pompanın, debisini (Q) bulun. Hacimsel verim % 96 olacaktır.

$$\text{Debi (Q)} = \frac{\text{Yerdeğiştirme} \times \text{Devir} \times \text{Verim}}{100}$$

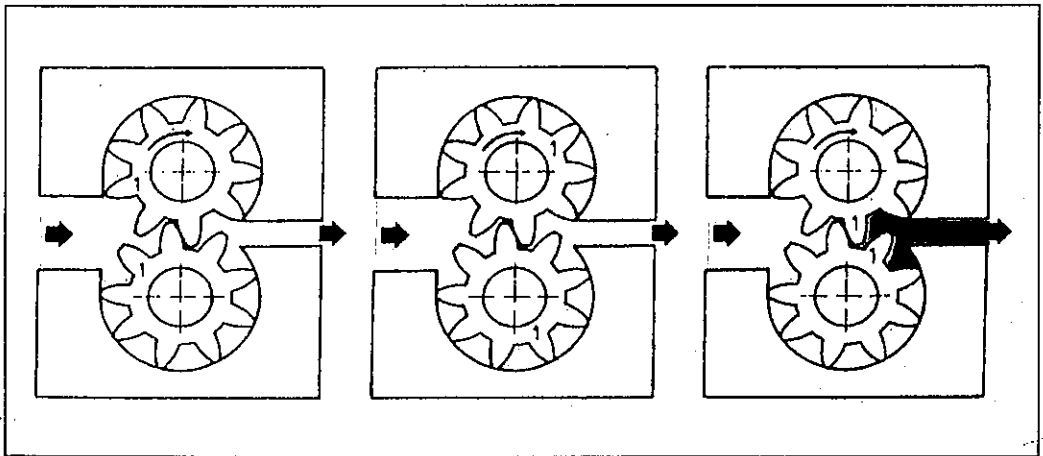
$$\text{Debi (L/san.)} = \frac{0.6 \times 1450 \times 96 \times 10^3}{10^3 \times 60 \times 100} = 13.92 \text{ L/san.}$$

Pompaların sınıflandırılması

Endüstriyel hidrolik pompalar; değişik şekiller, boyutlar ve pompalama mekanizmalarıyla ve daima "pozitif yerdeğiştirmeli" tipte üretilmişlerdir. Bu sonuncu ortak nitelik, çıkışın, girişten tamamen yalıtıldığını belirtir. Bu durumda, teorik olarak pompaya çekilen hidrolik akışkanın tamamı çıkıştan tahliye olmalıdır (Şekil 58). Bununla beraber, akışkanın küçük bir miktarı, aralık boşluklarında ve dahili yağlama kanallarında kaybolur. Bu yüzden, aşınmaya uğramış bir pompa, iyi bakımlı veya



Şekil 57 Pozitif yerdeğiştirmeli endüstriyel ve seyyar (mobil) hidrolik pompaların sınıflandırılması.



Şekil 58 Dıştan dişli pompada akışkan iletimi.

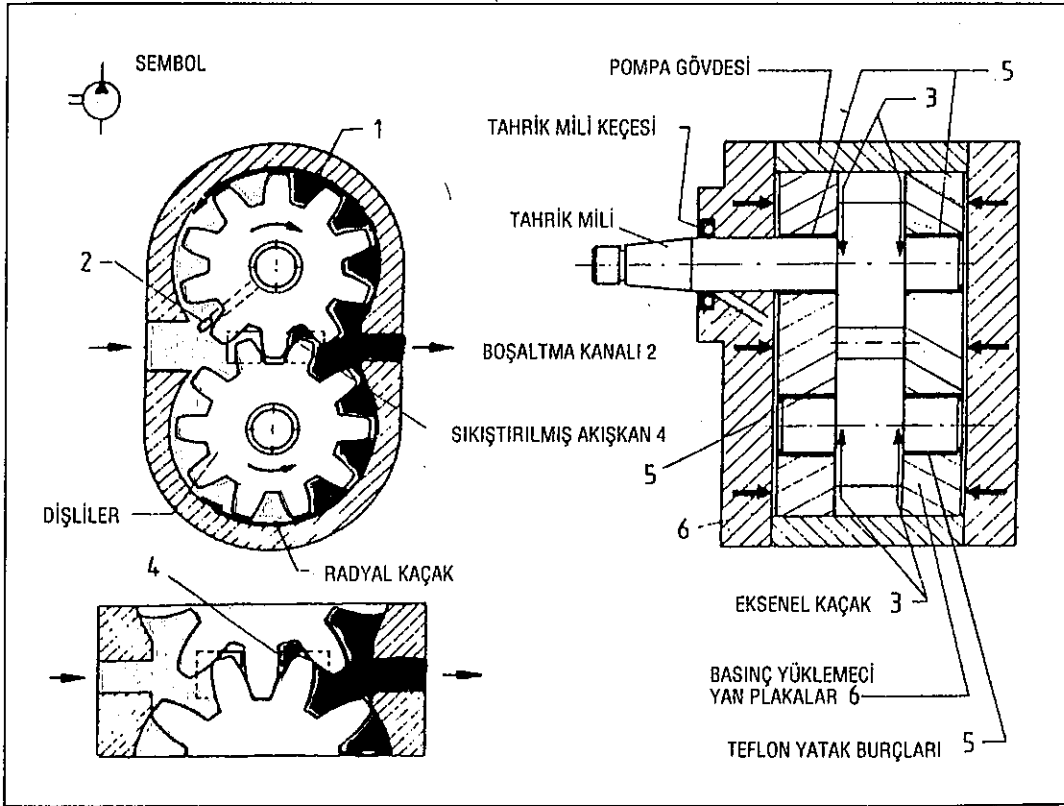
yeni bir pompadan daha düşük bir verim sağlar.

Pozitif yerdeğiştirmeli pompalar (Şekil 57), pompalama mekanizmalarına göre, aşağıdaki gruplara ayrılırlar:

- Dişli pompalar (sabit debili);
- Kanatlı pompalar (sabit veya değişken debili);
- Pistonlu pompalar (sabit veya değişken debili);

Dıştan dişli pompa

Dişli pompa, içinde gayet hassas olarak en az radyal ve aksiyal (eksenel) boşluk oluşturacak şekilde çalışan, bir çift dişli ve bir pompa gövdesinden ibarettir. Bir dişli (tahrik dişlisi) hareket ettirici (motor) ile irtibat halindeki tahrik milisi sayesinde tahrik edilir. Diğer dişli (izleyici dişli) ise, temas halindeki dişleri sayesinde, tahrik dişlisi tarafından hareket ettirilir. İki dişlinin dişleri birbirinden ayrıldığında, pompa girişinden gelen akışkan, döner dişli boşlukları ile pompa gövde duvarı arasında hapsedilmiş olur (Şekil 58). Bu dönme boşlukları; akışkanı pompa gövdesinin duvarları etrafından,



Şekil 59 Dıştan dişli pompa.

pompa çıkışına naklederler, burada geçme halindeki dişliler, akışkanı çıkış ağzından hidrolik sisteme geçmeye zorlarlar. Dişli dişleri arasındaki geçme, pompa giriş ve çıkışı arasındaki sızdırmazlığı mükemmel hale getirir ve böylece nakledilen akışkanın kayma yaratması önlenmiş olur.

Çıkış akışının engellenmesi durumunda, pompa çıkış odasındaki basınç hızla artar ve dişlileri diyagonal (diş çapraz) olarak pompa giriş tarafına doğru zorlar. Böylece, sistem basıncının artması durumunda, bu basınç/kuvvet dengesizliği, daha da büyük oranda olur. Bu dengesizlik, mekanik sürtünmeyi ve iki dişlinin yataklarına binen yükleri artırır. Bu nedenle, üretici tarafından belirtilmiş

olan en yüksek basınç değerlerine sıkı sıkıya uyulmalıdır.

Dönen dişlilerin dış yanından geçen akışkanın aşırı kaçağını önlemek için, yan plâkalar (baskı plakaları) veya yataklama burçları üzerine basınç yüklemelidir. Sistem basıncı ne kadar artarsa, bu plakalar o kadar daha büyük bir kuvvetle, dişlilerin yanları üstüne baskı uygular. Tahrik mili keçesinin arkasında basınç oluşumunu önlemek için, keçenin iç tarafında, kaçağın tahrik mili keçesine geçmesini önleyen ve düşük basınçlı giriş tarafına açılan bir tahliye kanalı vardır. Dişliler çıkış odasında temas halinde dönerken, temastaki dişler arasında sıkışan akışkan bölümünün tahliyesi için, tedbir alınmıştır. Hapsedilmiş akışkanın (sıkıştırılmış akışkanın) pompa çıkışına kanallanması için, yan plakalara tahliye kanalları açılmıştır (Şekil 59).

Hilâl tip içten dişli pompa

Bu pompa; çeşitli hidrolik akışkanlarla, yüksek basınçlı ve az gürültülü çalışması sayesinde, giderek yaygın bir kullanıma alanını hızla ele geçirmektedir. Aynı akış debi koşullarını sağlayan dıştan dişli pompadan daha küçüktür.

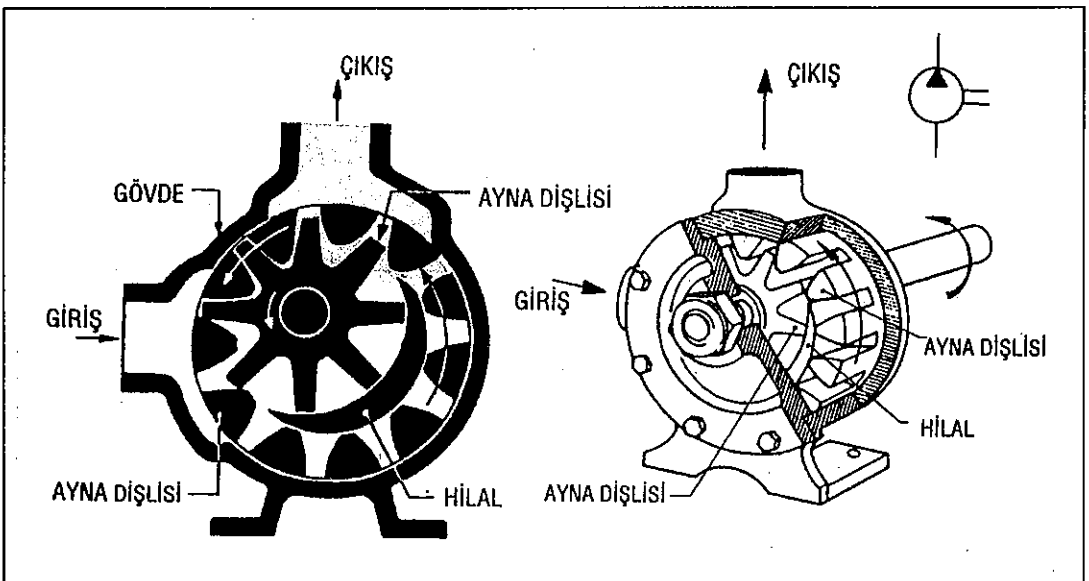
Pompa tahrik mili, pinyon dişliyi; pinyon dişli de, iç ayna dişliyi (rotoru) tahrik ederek döndürür. Dıştan dişli pompalarda olduğu gibi, akışkan dönen diş ve sabit hilalin oluşturduğu boşlukları (kaviteleri) doldurur. Hem dış dişli, hem de pinyon dişli birlikte çalışarak, akışkanı pompanın içinden sevkederler. Hilal, düşük basınçlı pompa girişini, yüksek basınçlı pompa çıkışından ayırır.

Dıştan dişli pompa gibi, hilal dişli pompa da dengesizdir. Bu pompanın yapısından kaynaklanan avantajı, akışkan giriş çıkış alanlarının dıştan dişli pompalarla mukayese edildiğinde çok daha uzun düzenlenmiş olmasıdır.

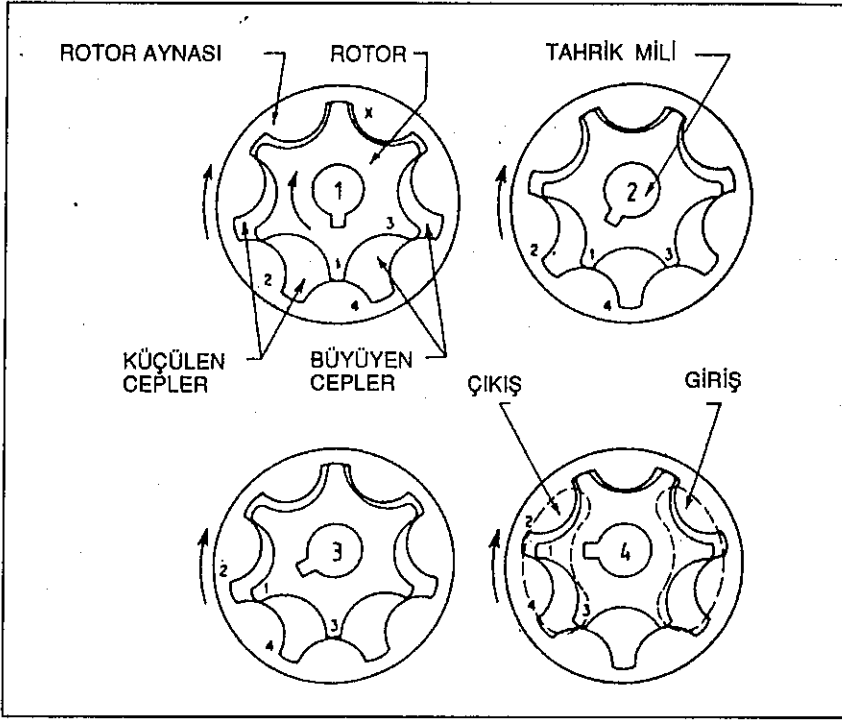
Bu yüzden, yer değiştirme boşluklarını doldurmak için gerekli olan akışkan hızları, önemli oranda azalmıştır. Bu durum, yalnızca gürültüyü azaltmakla kalmaz, aynı zamanda pompanın emme kapasitesini de yükseltir (Şekil 60).

Gerotor tipi içten dişli pompa

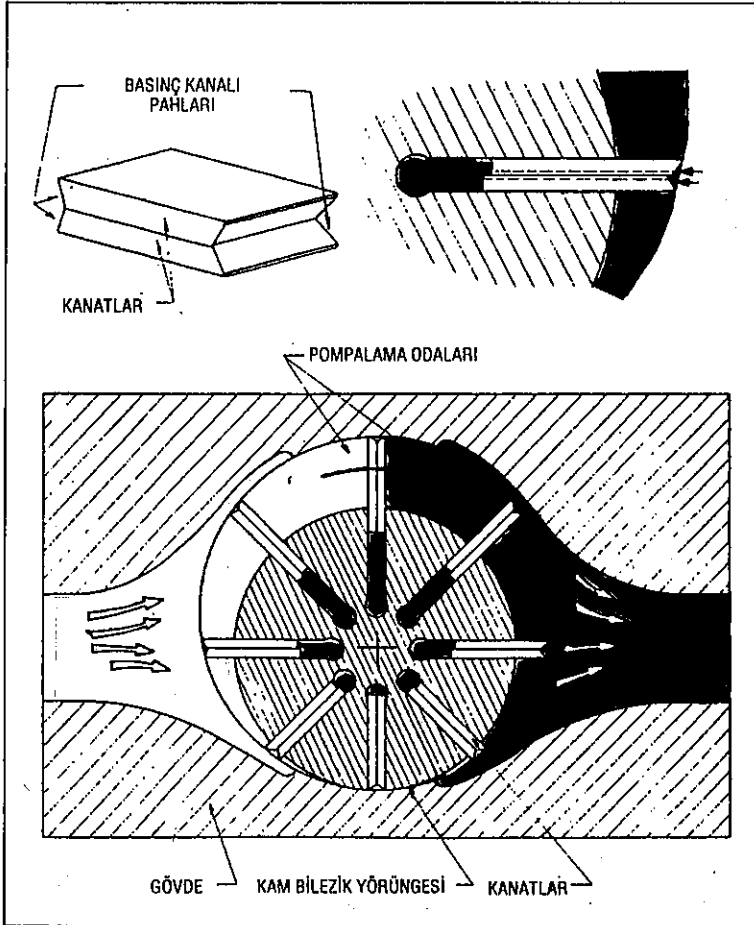
Gerotor pompaların çalışması, hilal tipi pompaların çalışmasına çok büyük bir benzerlik gösterir. Pompa mili aynı zamanda iç rotora kamalıdır ve rotor ile rotor aynası aynı yönde dönerler. İç rotorun,



Şekil 60 Hilal tip içten dişli pompa



Şekil 61 Gerotor tipi iç-ten dişli pompa.



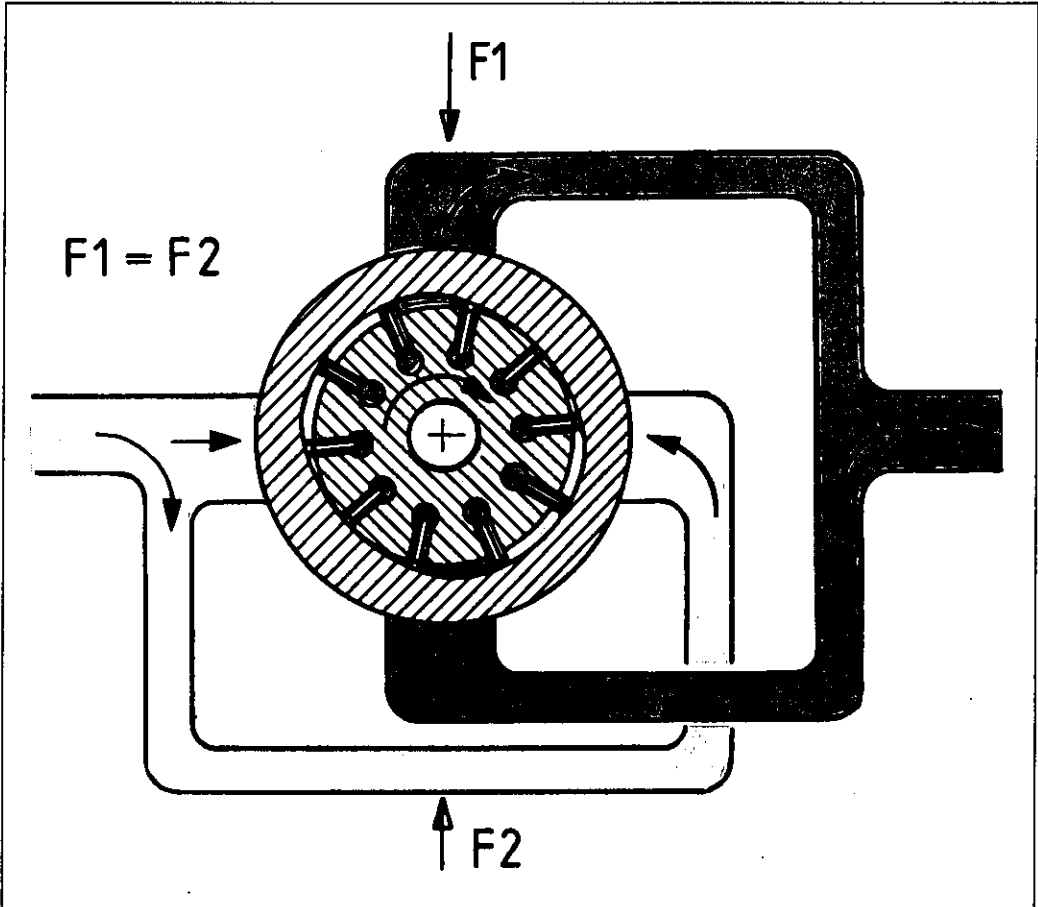
Şekil 62 Kanatlı pompaların çalışma prensibi.

rotor aynasından bir eksik sayıda dişi vardır. Bu düzenleme sayesinde pompalama boşlukları oluşturulmuştur. Rotor saat yönünde dönerken (Şekil 61), pompa boşlukları, X noktasına ulaşıncaya dek yavaş yavaş pompa giriş tarafındaki boşluklar açılır ve sonra çıkış tarafına doğru dönerken, giderek hacimleri azalır. İç rotorun dış uçları, pompalama ceplerini birbirinden ayıracak şekilde, dış rotor aynasına temas ederler.

Sabit debili kanatlı pompa (dengelenmemiş)

Kanatlı pompalarda, eksantrik olarak düzenlenmiş oluklu rotor, oluklara girip çıkabilen kanatlarla birlikte, dairesel kam ringi yörüngede döner. Dönüş sırasında oluşan merkezkaç kuvvet, kanatları sıkı temas haline geçerek izleyecekleri dairesel yörüngeye doğru sürer. Bu kanatlar, rotor ve dairesel yörünge ile birlikte pompalama boşluklarını oluştururlar. Rotor döndüğünde bu boşluklar, akışkanı pompa girişinden, hidrolik sisteme doğru itmek üzere boşlukların azalma gösterdiği pompa çıkışına taşırlar.

Şekil 62'de görülen pompa, basınca maruz bütün pompalama boşlukları rotorun bir yüzünde olduğu için "dengelenmemiştir" ve pompanın öngörülen basınç düzeyinin üstünde çalıştırılması durumunda oluşan ilave yan yük, pompa mil yatağının vaktinden önce aşınmasına neden olabilir. Sistem basıncı, kanat uçlarında en az düzeyde bir kayma oluşumu sağlamak için, kanatların alt tarafına doğru beslenir (Şekil 62).



Şekil 63 Dengelenmiş kanatlı pompanın çalışma prensibi.

Sabit debili kanatlı pompa (dengelenmiş)

Dengelenmiş kanatlı pompalarda, Şekil 62'de görülen dairesel kam yörünge bileziği yerine, eliptik bir yörünge bileziği kullanılmaktadır (Şekil 63). Bu durum, ikişer adet giriş ve çıkış ağzının kullanılmasını mümkün kılar. Merkeze göre karşıt yön konumlu pompa çıkışları, rotor mili yatağındaki radyal basınç yükünü ortadan kaldırır. Bu durumda sağlanan kuvvet dengesi, bu pompanın "dengelenmemiş" pompa türlerine göre, çok daha yüksek basınç sistemlerinde kullanılabilmesine imkan verir.

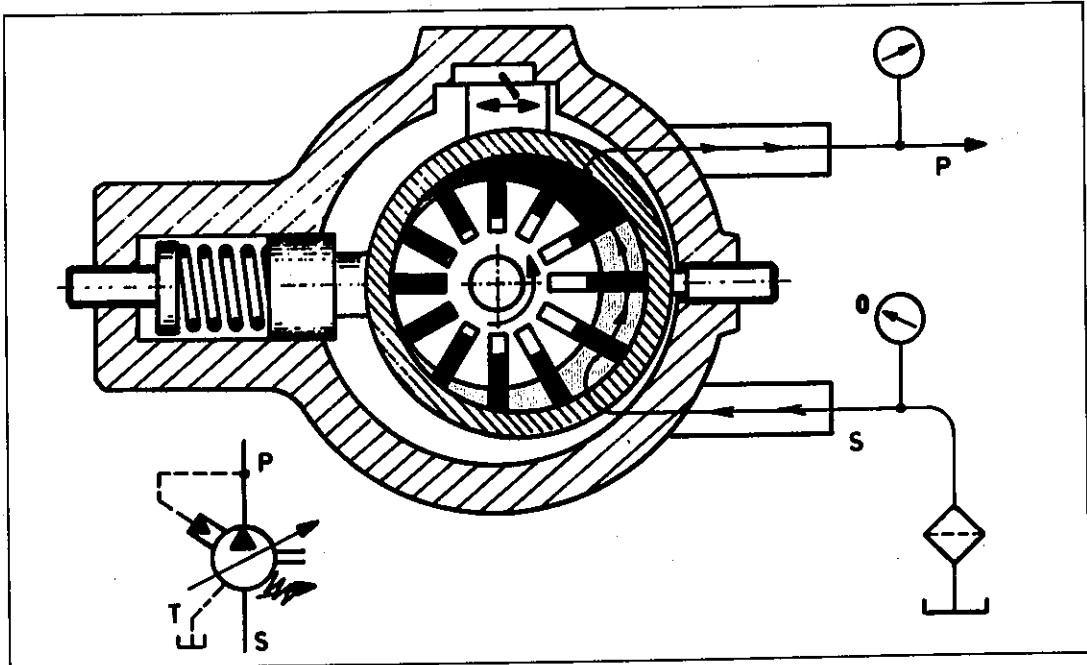
Kanat uçları ile eliptik yörünge muhafazası arasında sızdırmazlık sağlamak için, yüksek basınç çıkışından gelen basınç, kanatların alt tarafına uygulanmaktadır (Şekil 62).

Kanatların çok yüksek temas basıncı, kanat uçları ile eliptik yörünge arasındaki yağ film tabakasının bozulmasına; bu ise, metal metale sürtünmeye ve bunun sonucunda da yıpranmanın artmasına neden olabilir.

Bu yüzden, bazı pompalarda "çift kanat" tabir edilen yapı kullanılır (Şekil 62). İki kanadın uçlarındaki pahlı kenarları bir kanal oluşturur. Bu basınçlı kanal, alt taraflarına basınç uygulanmış iki kanada göre çok az daha küçük baskı kuvveti yaratır. Merkezkaç kuvvete ilave olarak, basıncın neden olduğu kuvvet dengesizliği, kanat ucu ile yörünge muhafazası arasındaki yağ filmi tahrip etmeden, iyi bir sızdırmazlık sağlamak için yeterli bir temas baskısı oluşmasına imkan verir.

Değişken debili kanatlı pompa

Değişken debili kanatlı pompa (aynı zamanda değişken çıkışlı veya değişken hacimli kanatlı pompa olarak da bilinir), akışkanı sabit debili kanatlı pompanın pompalama prensibine göre pompalar. Kuvvetli bir basınç kontrol yayı, hareketli dairesel yörünge bileziğini sağ en uç konuma doğru zorlar (azami eksantrik konumu). Bu azami "fırlatma" konumu ve bu konuma bağlı olarak da bu pompanın pompalama kapasitesi ayarlanabilir. İş yükü direnci kaynaklı basınç, yay kuvvetini karşılar. Sistem basıncı arttığında, yay karşı gelen kuvvet de artar. Yay karşı gelen kuvvetin, yayın kuvvetinden büyük olması halinde, dairesel yörünge bileziği eksantrik konumundan, eş merkezli veya "sıfır" akış



Şekil 64 Değişken debili kanatlı pompanın çalışma prensibi.

konumuna hareket eder. Böylece, tepe basıncına ulaşıldığında, basınç kontrol yayı sayesinde pompanın akış debisi azalır ve yalnızca kaçak akışkan iletilirken, azami sabit sistem basıncı sağlanır. Değişken yerdeğiştirmeli kanatlı pompaların basıncı dengelenmemiştir ve bu yüzden düşük basınçlı hidrolik sistemlerde bu pompaların kullanımı sınırlıdır (Şekil 64).

Pistonlu pompalar

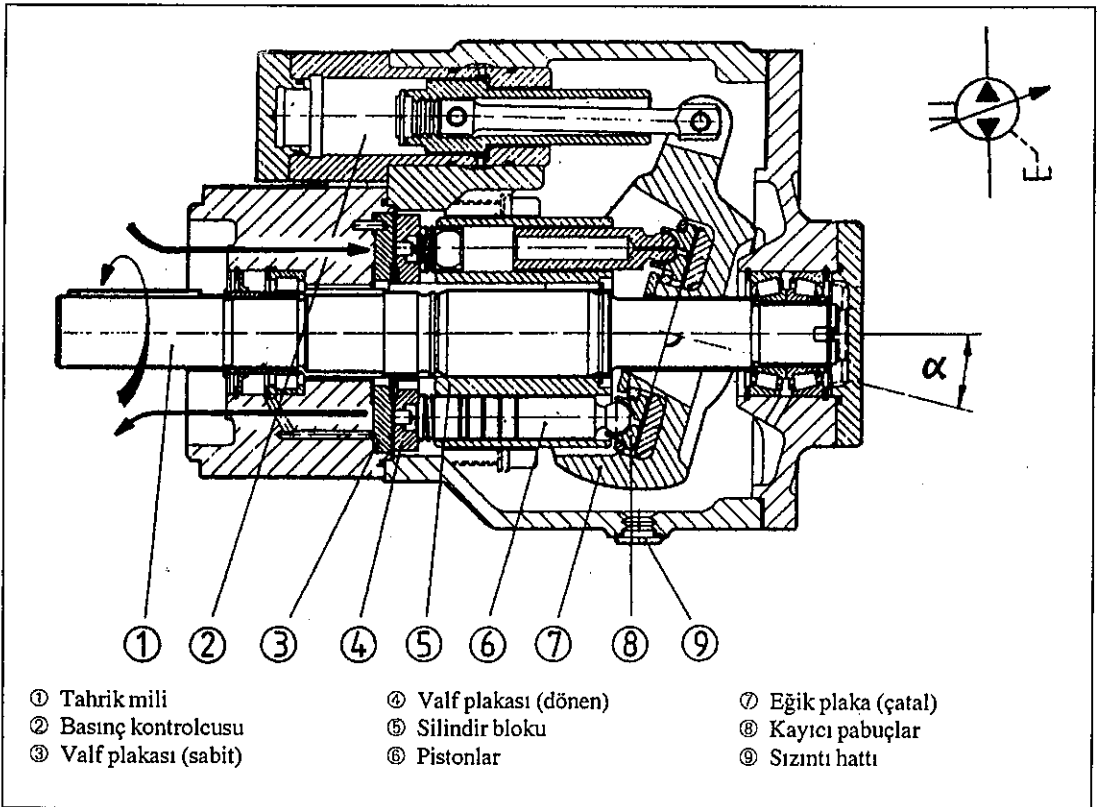
Pistonlu pompalar, endüstriyel ve seyyar hidrolik sistemler için genellikle gerçek yüksek performanslı pompalar olarak kabul edilir. Kanatlı pompalar ve dişli pompalar 15-20 MPa'lık basınç düzeylerine ulaşmaya çalışırken, radyal pistonlu pompalar 65 MPa'lık basınç düzeyine rahatlıkla erişirler. Pistonlu pompalar, düşük basınç koşullarında çok rahat hareket ederler ve modern tasarımları sayesinde, çoğunlukla % 95 veya daha yüksek toplam verim düzeyine rahatlıkla ulaşırlar.

Eğimli bloklü aksel pistonlu pompa (sabit veya değişken debili)

Bu pompalar, pompa muhafazası, sabit veya değişken eğimli konumlu eğim bloku, tahrik mili, dönen pompalama grubu, mil keçesi ve giriş ve çıkış ağızları ile kontrol plakasından oluşur. Tahrik miline freze geçmeli döner pompa grubu, pistonları ile birlikte silindir ihtiva eder.

Silindir bloku dönerken, piston pabuçları (kayıcılar) sabit (dönmeyen) eğimli blok yüzeyini, pistonların ileri geri hareketini sağlayacak şekilde takip eder. Geri çekilen pistonlar ağız yarığını geçtiğinde, akışkan, genişleyen pompalama odalarına çekilir. Silindir bloku daha fazla döndüğünde, pistonlar silindir bloku içine itilir ve çıkış ağız yarığını geçtiklerinde, akışkan, sisteme doğru itilir (Şekil 65).

Pistonların boyut ve sayısı, strok boylarının olduğu gibi, pompanın debisini tayin eder. Strok boyu,



Şekil 65 Eğimli bloklü, değişken debili pistonlu pompa.

genellikle en çok 18 civarında olan eğimli blokun eğim açısına bağlıdır. Sabit debili pompalarda, eğimli blok sıkıca tesbit edilmiştir ve pompa muhafazasının bir bölümünü oluşturur. Değişken debili pompalarda, eğimli blok mafsallı boyunduruğa (döner boyunduruğa) monte edilmiştir. Eğimli blokun eğim açısı arttıkça, silindir stroku da artarak, pompa debisinin artmasını sağlar. Eğimli blokun eğim açısı, elle veya basınç kontrol düzeneği sayesinde veya karmaşık servo kontrol sayesinde ayarlanabilir. Basınç kontrol düzeneği, sabit çıkış basıncı sağlar (Şekil 65 ve 66). Eğimli blok tahrik miline dik konumda olduğunda (sıfır eğimli blok açısı), piston stroku ve teorik olarak da pompa debisi sıfır olur. Eksenel pistonlu pompalarda, her zaman için, gövde tahliye deliğinden tahliye edilmesi gereken bir dahili kaçak birikimi vardır.

Eğik eksenli pistonlu pompa (değişken veya sabit debili)

Eğik eksenli pistonlu pompada, silindir bloku tahrik mili ile açı oluşturacak biçimde dönerek mili tahrik eder. Örnekte, üniversal tahrik mafsali, silindir blokunu tahrik miline öylesine bağlanmıştır ki, tahrik mili ile silindir bloku aynı hızla ve sabit düzlem üzerinde dönerler. Biyel kolları, tahrik mili flanşına bilyeli geçme mafsalla irtibatlandırılmıştır. Böylece, dönen tahrik mili flanşı ile dönen silindir bloku arasındaki aralık değiştikçe, pistonlar kendi silindirleri içerisinde ileri geri hareket ederler (Şekil 67). Üniversal bağlantısına, yalnızca silindir blokunun hızlandırılması ve yavaşlatılması ve akışkan dolu pompa muhafazasında dönen silindir blokunun sürtünme direncinin yenilmesi dışında herhangi bir moment aktarımı için gerek yoktur. Pistonlar, giriş ağız yarığından geçerken, akışkan silindire çekilir ve uzarken de, çıkış ağız yarığından akışkanı hidrolik sisteme doğru iterler. Pompa debisi, eğik eksen açısının değerine göre değişir. Sabit debili pompalarda (Şekil 67) bu açı yaklaşık olarak 25° olacak şekilde ayarlanır. Değişken debili pompalardan (68-70 nolu şekiller) eğim açısı ayarının yapılması için, silindir bloku merkezi eksen çevresinde döndürülebilir. Bazı pompalarla pompa akış yönünün değiştirilmesi bile, açının değiştirilmesi suretiyle yapılabilir. Silindir blok açısı; elle çevirerek, servo kontrol sistemi sayesinde veya basınç kontrol düzeneği sayesinde değiştirilebilir. Şekil 80, böyle bir basınç kontrol düzeneğini göstermektedir.

Baskı bileziği tahrikli, radyal pistonlu pompa (değişken debili)

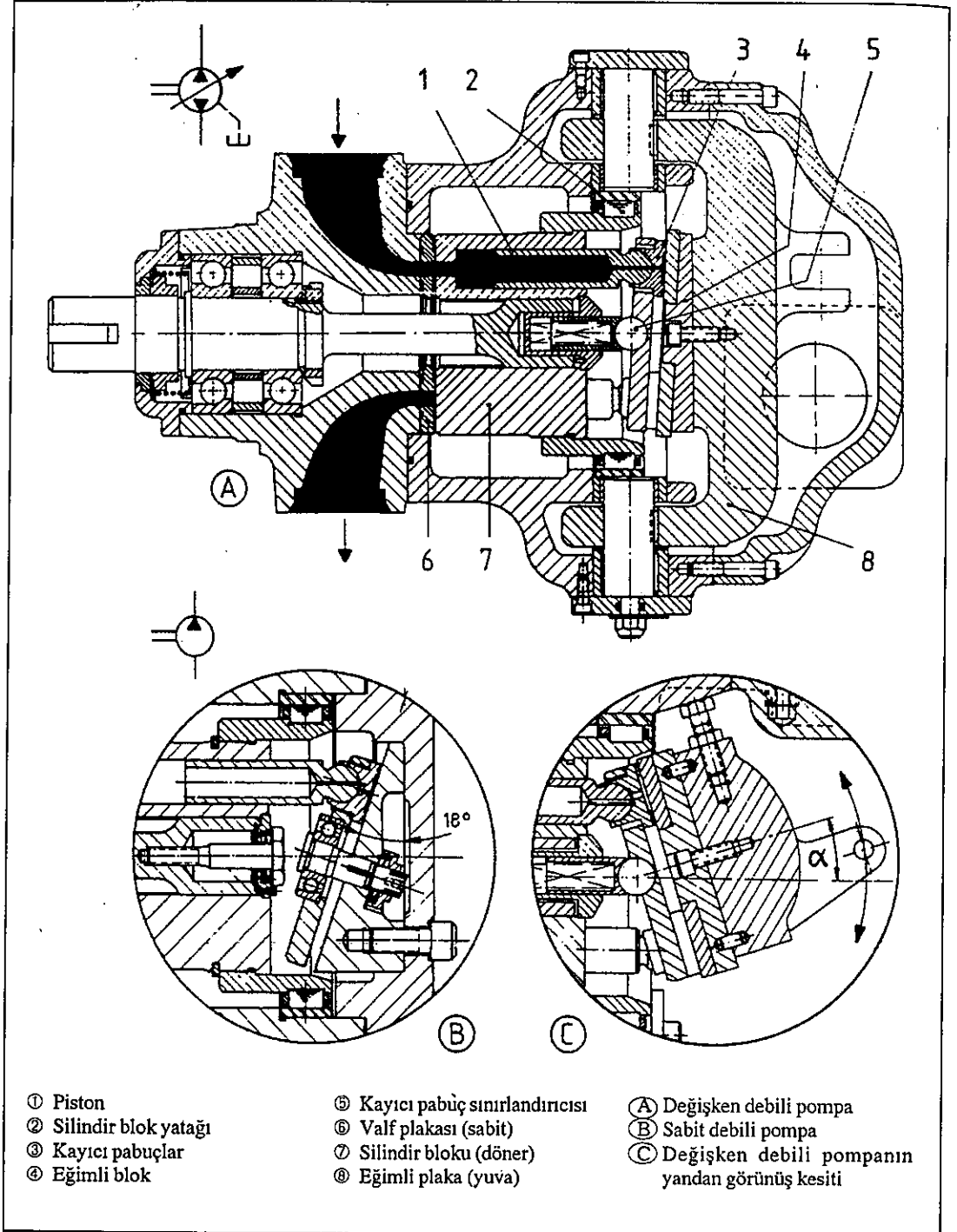
Bu pompanın çalışma prensibi Şekil 71'de gösterilmiştir. Pompanın, sabit enjektör iğnesi (veya valf mili) etrafında dönen, dolap şeklinde bir silindir bloku vardır. Silindir bloku, dönüşüne bağlı olarak ileri geri hareket eden pompalama pistonlarını taşır. Enjektör iğnesinin içinde, pompalama odalarını pompa giriş ve çıkış ağızlarına bağlayan, akışkan giriş ve çıkış kanalları vardır. Piston strokunu ve böylece pompa akış debisini ayarlamak için, kam bileziği (baskı veya reaksiyon halkası) mesnet bloku ile birlikte eksantrik olarak hareket ettirilebilir.

Silindir bloku döndüğünde, merkezkaç kuvvet basınç yükler veya bazen yayların, pistonların kam bileziğinin iç yüzeyini takip etmesini sağlar. Dışta gezen pistonlar, enjektör iğnesinin iç hilalini geçtiklerinde, akışkanı içeri çekerler. Bunun tersine olarak, içte gezen pistonlar da enjektör iğnesinin dış hilalini geçerken, akışkanı sisteme basarlar.

Şekil 72, boydan boya bir mil (veya ekle uzatılmış bir mil) sayesinde tahrik edilen, radyal pistonlu pompa ile tandem bağlantılı dişli pompayı göstermektedir. Bu düzenek, iki bağımsız besleme istenen yerlerde yararlıdır.

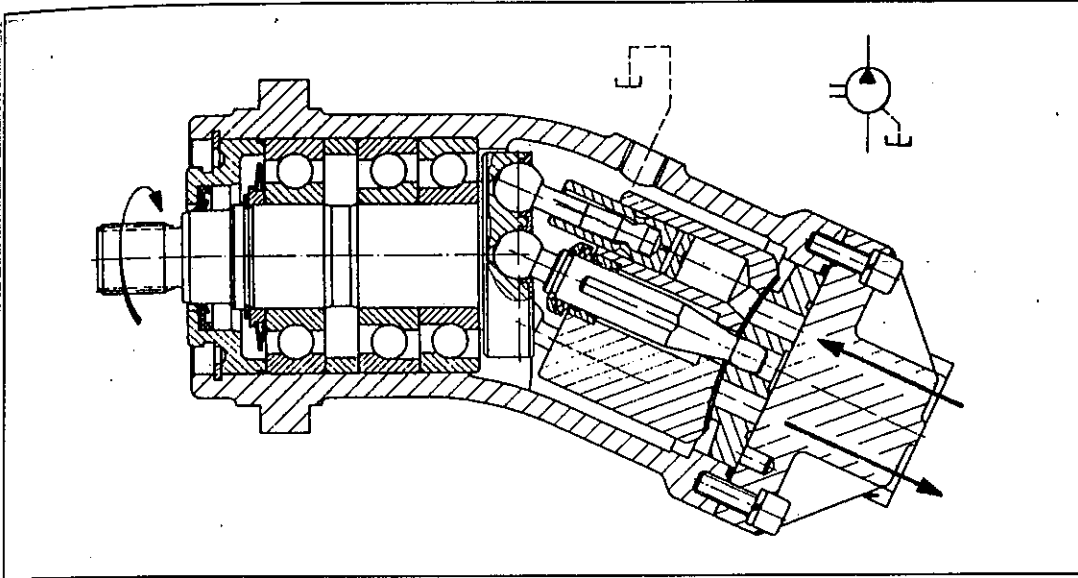
Radyal pistonlu pompa (sabit debili)

Yüksek basınçlı, örneğin 63 MPa basınca kadar uygulamalar için, pistonlar genellikle radyal olarak dışa doğru çalışacak şekilde, eksantrik krank mili ile tahrik edilirler (Şekil 73).



Şekil 66 Eğimli bloklü sabit veya değişken debili, pistonlu pompa.

Silindirlerin dolması, krank milinden gelen akışkanın silindirdeki pistonların kapanmamış ağızlarının girişe izin vermesiyle sağlanır. Pompalama stroku esnasında, her silindirdeki akışkan, düz çek valf tarafından dışarı atılır. Bu pompalarda, üç veya daha fazla silindir olabilir. Silindirlerin çıkışları bileşik olabildiği gibi, ayrı ayrı da (sabit akışlı) olabilir.



Şekil 67 Eğik eksenli sabit debili pistonlu pompa.

Pistonlu pompa ön tedbirleri

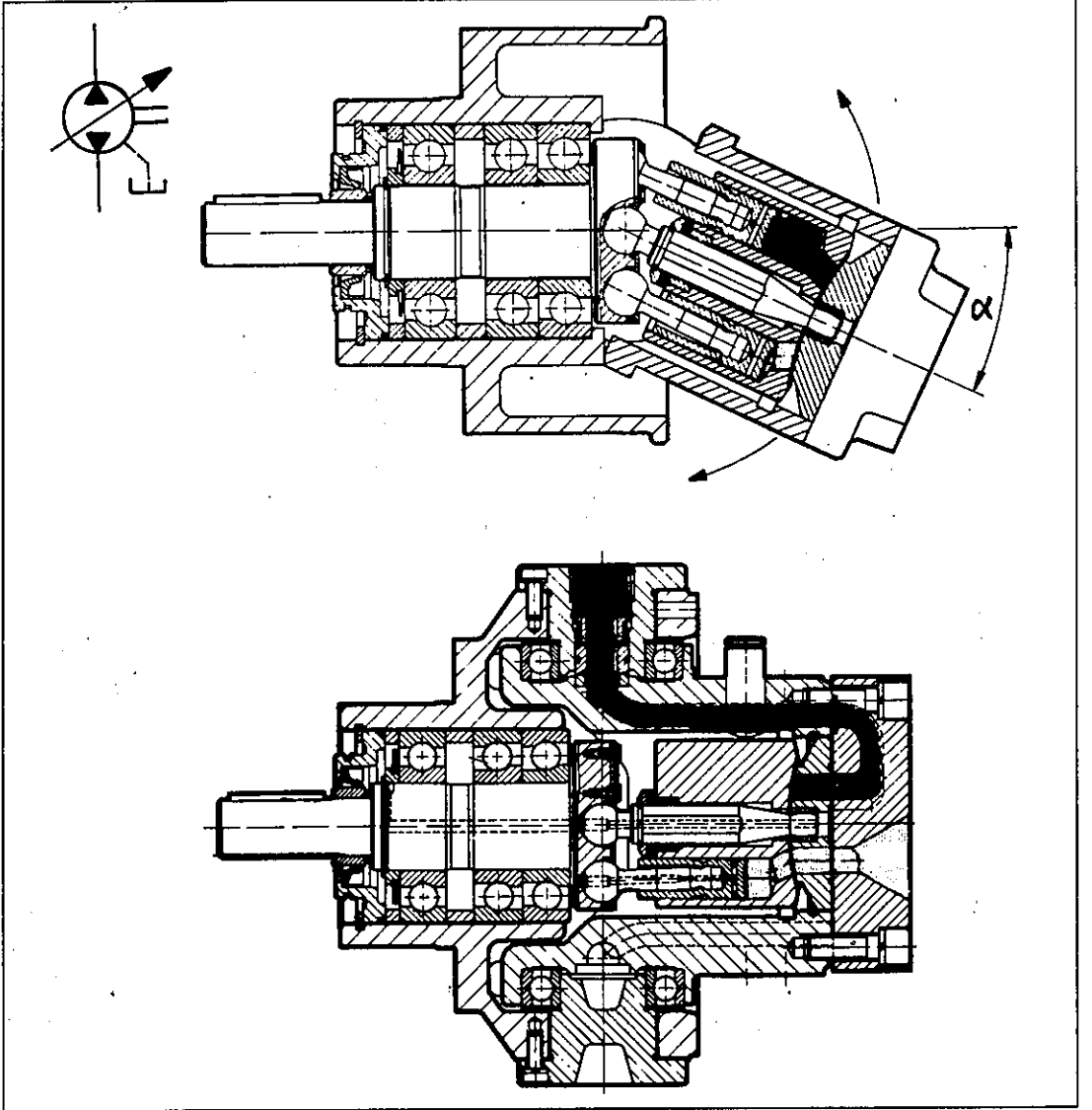
Bütün pompa yağlaması, pompalanan hidrolik akışkan ile sağlandığı için, pistonlu pompalara özel dikkat gösterilmelidir. Pistonlar, silindir bloku, silindirler, valf plakası, kayıcı pabuçlar (yastıklar) ve birbirleri ile temas halinde çalışan bütün aksam, çok hassas olarak işlenmiştir (Şekil 65).

Yüzeylerin kaliteleri ve doğrulukları, pompa koşullarını kontrol eder ve hacimsel verimi belirler. En küçük bir aşındırıcı cisimcik dahi, bu yüzeyleri çizip aşındırabilir ve böylece dahili kaçakları artırabilir ve hatta pompayı tahrip edebilir, bu yüzden çok hassas bir filtreleme işlemi gereklidir.

Pompa yağlaması esasen pompalanan akışkana bağlı olduğu için, dahili kaçak önemli bir amaca hizmet eder. Bu nedenle, pompa gövdesi hidrolik akışkanla dolmadan, pistonlu motorların ilk çalıştırılma işlemine asla teşebbüs edilmemelidir. Bu işleme genellikle "ilk hareket" denir. Her ne kadar bu işlem, pompaya gerçekte pompalama işlevi için bir ilk hareket vermezse de, yatakların ve pompa içindeki aşınma yüzeylerinin ilk yağlamasını sağlar. Karter tahliye tapası, mümkün olabilen en yüksek noktaya yerleştirilmeli ve akışkanın depoya geri kaçması engellenmelidir.

Silindir bloku yüklemesi

Yüksek hacimsel verim sağlamak için, aksenal pistonlu pompalarda, dönen silindir bloku, valf plakası sabit yüzeyine karşılık oluşan basınçla yüklenmelidir. Bununla beraber, silindir bloku ve valf plakası arasında uygun kalınlıkta bir hidrolik yağ film tabakasının oluşması için, bu basınç dikkatli bir şekilde dengelenmelidir. Basınç yüklemesi; piston silindirlerinin yarısının net alanlarının, valf plakasındaki böbrek şeklindeki basınç odası etkili alanından biraz büyük yapılması suretiyle halledilmiş olur. Böylece oluşan kuvvet, silindir blokunu valf plakasına doğru sıkıca bastırır (Şekil 74). Bununla beraber, bu kuvvet iki aksamın daima istenen sıkı teması sürdürecekları hususunu garanti-lemes. Aksenal pompa belirlenmiş basıncının üstündeki bir basınçta, veya çok yüksek basınç tepelerinde çalıştığında, söz konusu iki aksamın arasında açıklık oluşması nadir görülen olaylardan değildir. Bu durum, çiziklere (kanal şeklinde metal erozyonu), ve/veya pompanın bu kritik yüzeylerinde mekanik hasarlar oluşmasına neden olabilir.



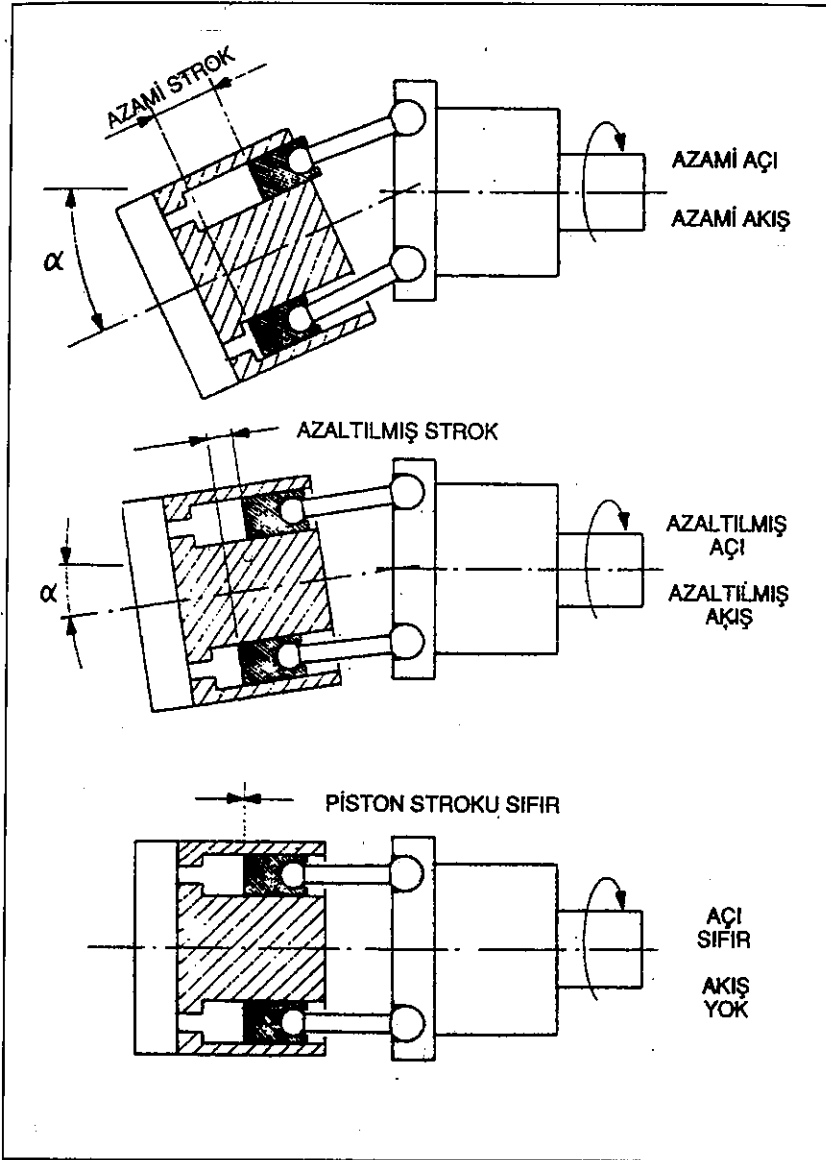
Şekil 68 Eğik eksenli değişken debili pistonlu pompa.

Kayıcı pabuç yatak arızaları

Esas itibarıyla, kayıcı takoz yatak arızalarına neden olan dört zararlı çalışma durumu mevcuttur. Bunlar; yeterince filtre edilmemiş hidrolik akışkanla çalışma, pompa emme girişindeki çok yüksek vakum, çok yüksek karter basıncı ve aşırı pompa mili dönüş hızıdır.

Yetersiz düzeyde filtre edilmiş hidrolik akışkan, birbirleriyle eşleşerek çalışan yüzeylerin normal aşınmasını hızlandırır ve pistonların bilyeli mafsallarındaki kritik yağlama kanallarını tıkar (Şekil 66). Bu kanallar, kayıcı pabuç ile eğimli blok arasında, basınçlı hidrolik akışkanı geçirirler. Kayıcı pabuç, kendisine karşı pistonların baskı kuvvetlerini dengeleyen etkin bir basınçlı alanın temini için tasarlanmıştır. Bu yüzden, bu kanalların tıkanması, kuvvet dengesini önemli oranda azaltacak veya yok edecek ve kayıcı pabuç yatağının çabucak arızalanması kaçınılmaz hale gelecektir.

Yüksek vakumlu emme koşulları bilyeli mafsal yataklarını harap edecektir. Silindirleri düz hizada olan pompalar veya eksenel pistonlu pompalar, diğer hidrolik pompalara göre çok daha iyi giriş koşulları ister. Pistonu, kayıcı pabuca irtibatlandıran bilyeli mafsal yüksek gerilme kuvvetlerine



Şekil 69 Eğik eksenli pistonlu pompanın çalışma prensibi.

dayanamaz. Emme esnasında, durdurucu bilezik, kayıcı pabucu üstüne çekerek pistonun çıkmasını sağlar. Pompanın girişindeki vakum aşırı ise, bronz kayıcı pabuç pistonun bilye ucu tarafından yalnızca çekilip çıkartılır ve yatak alanı tamamen tahrip olana kadar, pompa çalışmaya devam eder. Pompa girişindeki fazla yüklenme veya yükseğe monte edilen depo, bu gibi istenmeyen durumların oluşmasını önleyecektir. Uygun karter tahliye koşullarının sağlanması hususu da çok önemlidir. Aşırı pompa mili dönüş hızına bağlı olarak, pompalama pistonlarının karşılıklı hareketi de aşırı düzeyde hızlanır. Piston kayıcı pabuçları ve bilyeli mafsalların, hızlanma ve yavaşlama kuvvetlerine, pompa tasarım sınırlarının çok ötesinde maruz kaldığını da ayrıca söylemeye gerek yoktur. Oluşan bu kuvvetler, sonunda bilyeli mafsallar ile kayıcı yatak yüzeylerinin elden çıkmasına neden olurlar.

Karterin tahliyesi

Bütün pompaların, pompalama mekanizmaları sızdırır. Basınç kontrollü pompalar ile pistonlu pompalarda daha önemli oranda oluşan bu sızıntı, pompa karterini doldurur ve depoya tekrar geri gönderilmesi gerekir. Basınç kontrollü küçük pompalarda bu sızıntı, dakikada dört litreden, büyük

pompalarda 20 litre veya daha çok miktarlara kadar değişebilir. Karter tahliye tesisatı, yeterli düzeyde tahliye sağlayacak ve karter basıncının 100 kPa düzeyinin oldukça altında bulundurulmasını temin edecek şekilde özenle döşenmelidir. Karter tahliye borusu bu nedenle uygun boyuta sahip olmalı ve daima depodaki asgari akışkan seviyesinin altında kalmalıdır. Karter tahliyesinin doğrudan ve ayrı olarak bağlanması ve ortak dönüş hattına "T" bağlantı ile irtibatlanmaması hususu da önemlidir.

Değişken debili pompaların kontrolü

Debi ve en yüksek sistem basıncı, değişken debili pompaların kontrol edilebilen iki sayısal değeridir. Endüstriyel hidrolik sistemleri de, pompa milinin dakikadaki devir sayısının (dev/dak) sabit olması halinde, debi sabit tutulur veya ayarlanamaz ise (sabit debili pompalarda olduğu gibi), akış debisinin sabit olduğu varsayılır.

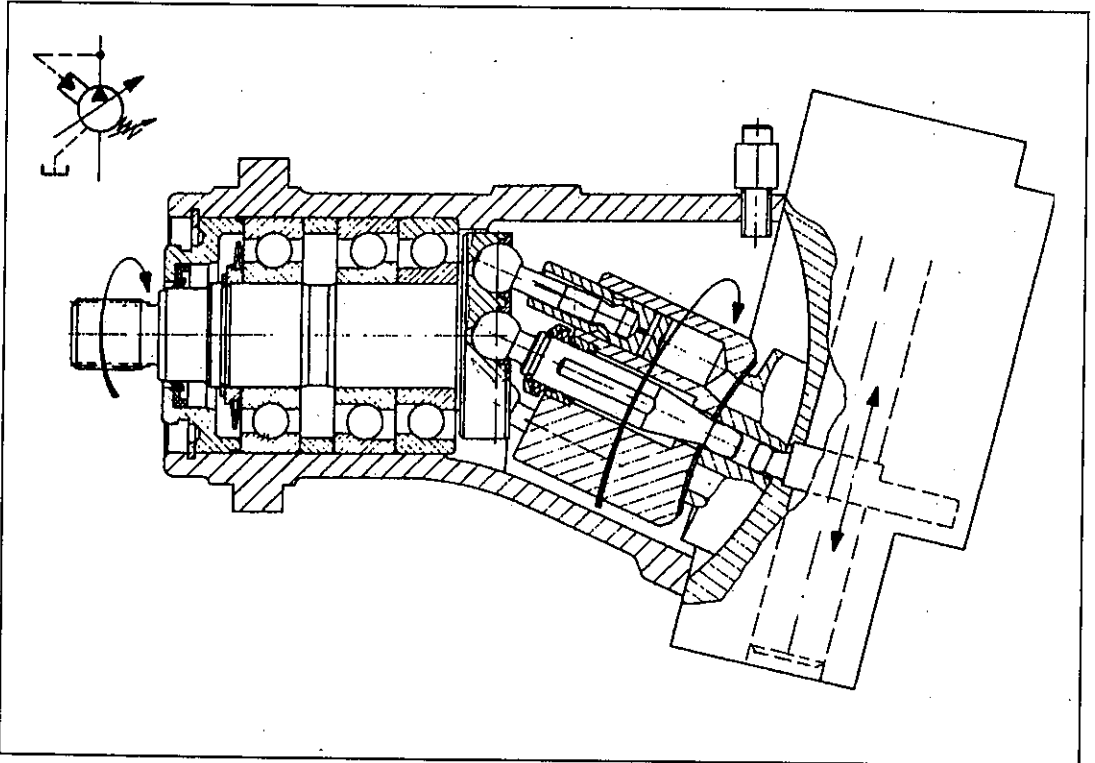
Bazı değişken debili pompalarda, geometrik hacim değişikliği (mL/dev.), eğimli blok açısı veya eğik eksen açısı değiştirilerek, sağlanabilir (Şekil 65 ve 68).

Kanatlı ve radyal pistonlu pompalar için debi değişikliği, kam bileziğinin rotora göre çok veya az eksantrik bir konuma getirilmesi suretiyle elde edilir (Şekil 64 ve 71).

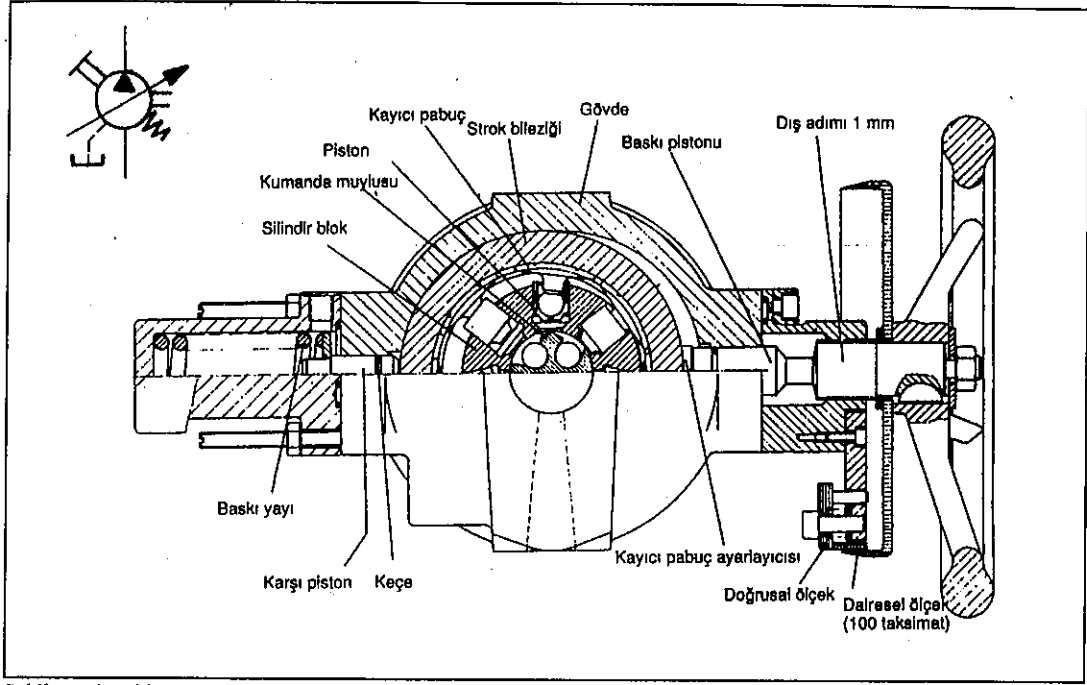
Değişken debili pompalar, azami sistem basıncını temin ve sınırlama için kullanıldığında, kendi ihtiyaçları olan akış debisi, toplam sistemin dahili kaçacağı ile orantılı olacak şekilde, pompa kontrol düzeneği sayesinde otomatik olarak ayarlanır.

Endüstriyel hidrolik sistemlerde, basınç kontrol düzeneklerinin, değişken debili pompalarla irtibatlı kullanımı ağırlık kazanmıştır. Ancak, akış debi seviyelerini bir arada, basınç ve debiyi veya giriş gücü (seyyar sistemlerdeki gibi) ayarlanmasında diğer kontrol düzenekleri kullanılabilir.

Kontrol kazanımı için kullanılan yöntemleri; el çarkları, el kumandalı servo, uzaktan hidrolik kontroller, uzaktan elektrikselsel kontroller ve doğrudan iç hidrolik kontrollerdir. Kontrol mekanizmaları imalatçıdan imalatçıya büyük farklılık göstermektedir (65, 78, 79 ve 80 nolu Şekiller).



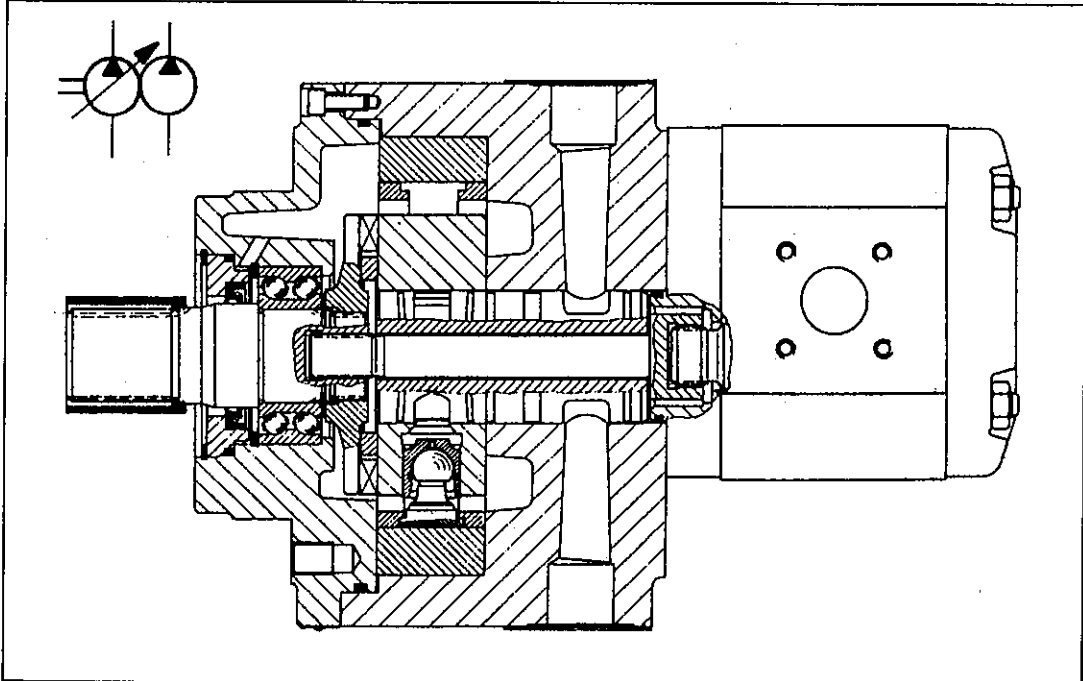
Şekil 70 Basınç kontrol düzeneği ile birlikte eğik eksenli, değişken deplasmanlı pompa.



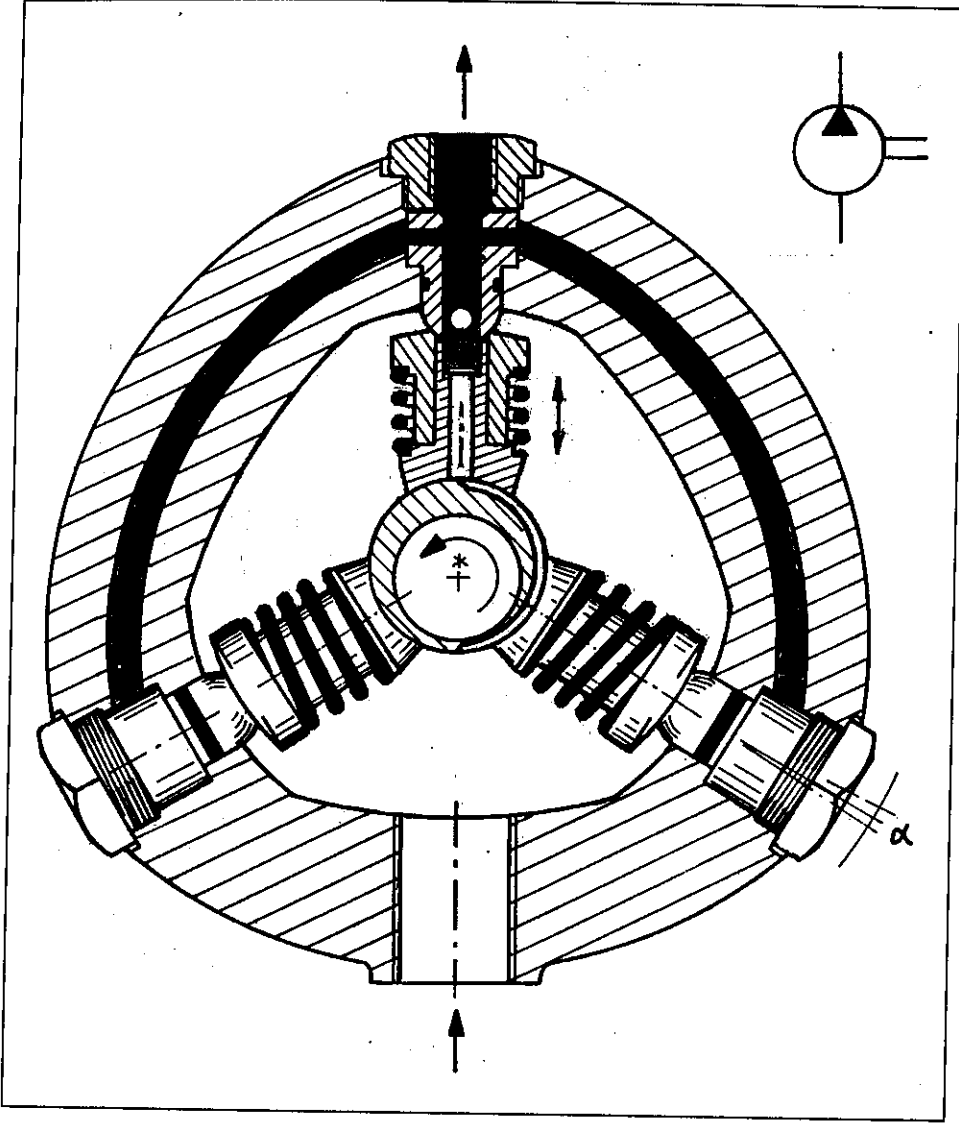
Şekil 71 El çarklı ayarlı radyal pistonlu, değişken debili pompa (baskı bilezikli tip).

Yükte tip pompanın kontrolü

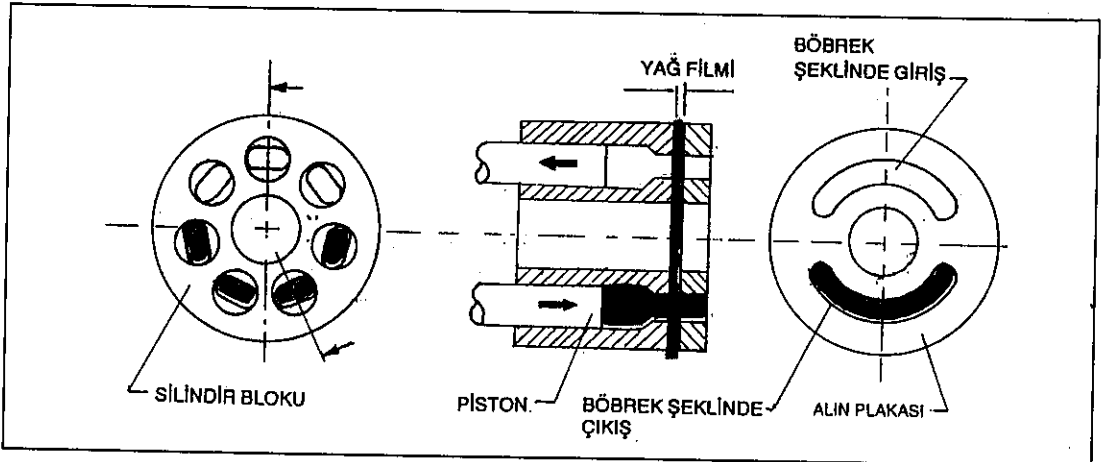
Pompa akışı, hareketlendirici için gerekli akışı kendiliğinden ayarlar. Hareketlendiriciler için her ne kadar akış gerekmezse de, azami sistem basıncına ulaşıldığında, yükte kontrol düzeneği, akışı sıfır düzeyine ayarlayacaktır. Bununla beraber, tam sistem basıncı sağlanacak ve pompadaki veya sistemdeki herhangi bir dahili kaçak (sızma) otomatik olarak telafi edilecektir.



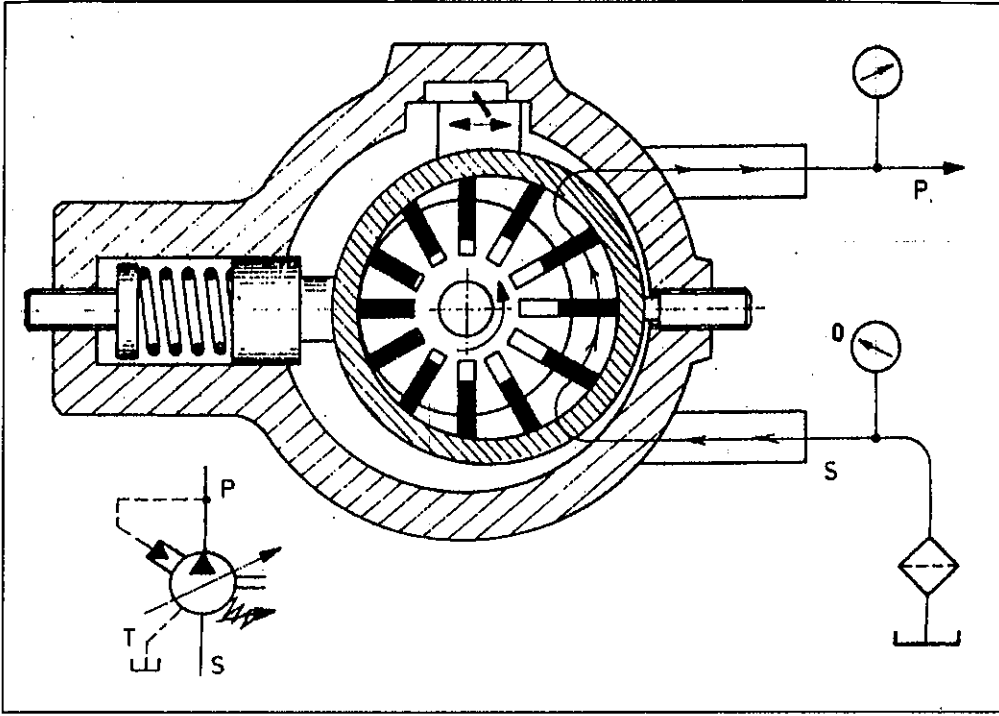
Şekil 72 Tandem bağlantılı yükseltici pompa ile radyal pistonlu pompa (yükseltici pompa dıştan dişli tipdir).



Şekil 73 Radyal pistonlu pompa (kam tahrikli, kendinden başlatmalı tip).



Şekil 74 Pistonlu pompalarda silindir blokunun yüklenmesi.



Şekil 75 Değişken yerdeğiştirmeli kanatlı pompa.

Yükte pompa kontrol düzeneği, Şekil 75'te ve ilgili basınç-akış-güç diyagramı, Şekil 76'da gösterilmiştir. Yükleme şekli azaltma, kontrol yayının karakteristiklerine bağlıdır. Duyarlılık ve tepkiyi değiştirmek için, farklı özellikteki yaylar kullanılabilir. Yük kontrollü pompalar, sistemi ve pompayı korumak için, sistem emniyet valfine gereksinim göstermezler.

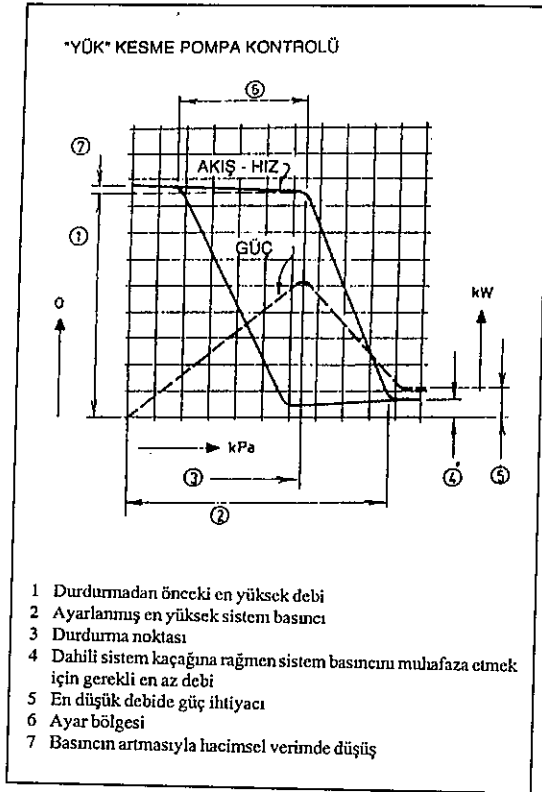
Kademeli tip pompa kontrolleri

Kontrol, istenen basınç değerine ayarlandığında, önceden ayarlanmış basınç seviyesine ulaşılan kadar, pompa azami akışı otomatik olarak verecektir. Daha sonra da, önceden ayarlanmış bu basıncın sürdürülmesini sağlayacaktır. Aynı zamanda, önceden ayarlanmış basıncın sürdürülmesi için gereken güç ve akış değerleri her ne olursa olsun, güç girişi ve akış beslemesi azaltılacaktır. Kalkışlı kontrolün aksine, kademeli kontrol düzeneği, akışı çok ani olarak azaltır (Şekil 76 ve 77'yi karşılaştırın).

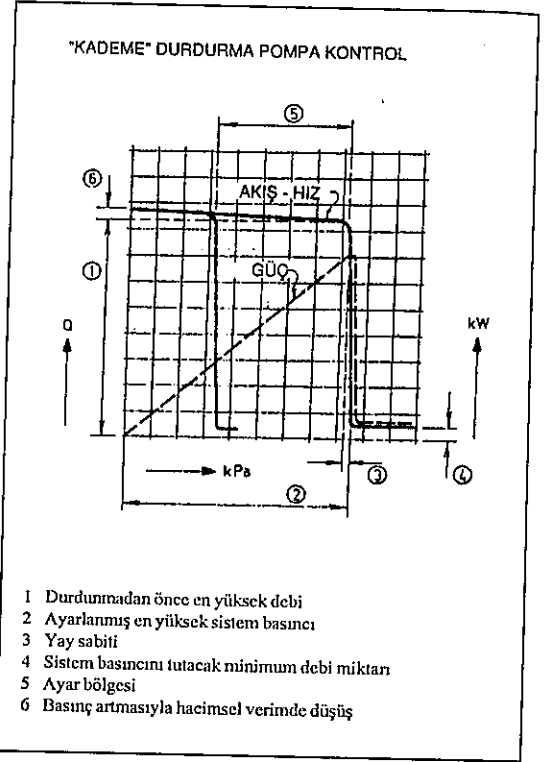
Kademeli tip pompa kontrollü sistemler basınç tahliye valfi ile donatılmalıdır, çünkü Şekil 77'deki örnekte görüldüğü gibi, kademeli tip kontrol düzenekleri, akış talebi aniden düşürüldüğünde, anma ayarından çok yüksek tepe basınçtan kaynaklanan zaman sabitine sahiptirler. Bunlar yağ kirlenmesine çok müsaittirler ve yağ temizliğinin denetimi ve sürdürülmemesi halinde, arızalanabilirler.

Kademeli tip kontrol için kontrol düzenekleri

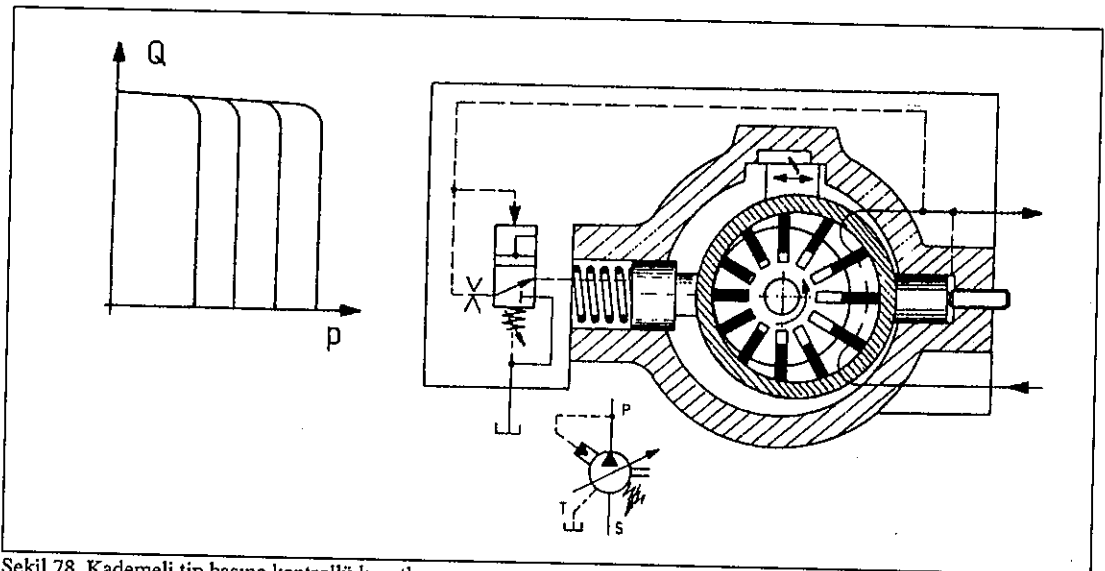
Üç tipik, kademeli tip kontrol düzeneği Şekil 78, 80 ve 81'de gösterilmiştir. Şekil 75'teki kademeli tip kontrol, kanatlı pompanın eksantrik bileziği, iki piston arasında yaklaşık 2:1 alan oranı ile sıkıca tutturulmuştur. Pompa çıkışı sistem basıncı her iki pistonu da etkilemektedir. Azami sistem basınç tespiti, yön kontrol valfinin ayarlanabilir yayıyla yapılır.



Şekil 76 Yükte pompa kontrollü için basınç-debi diyagramı.

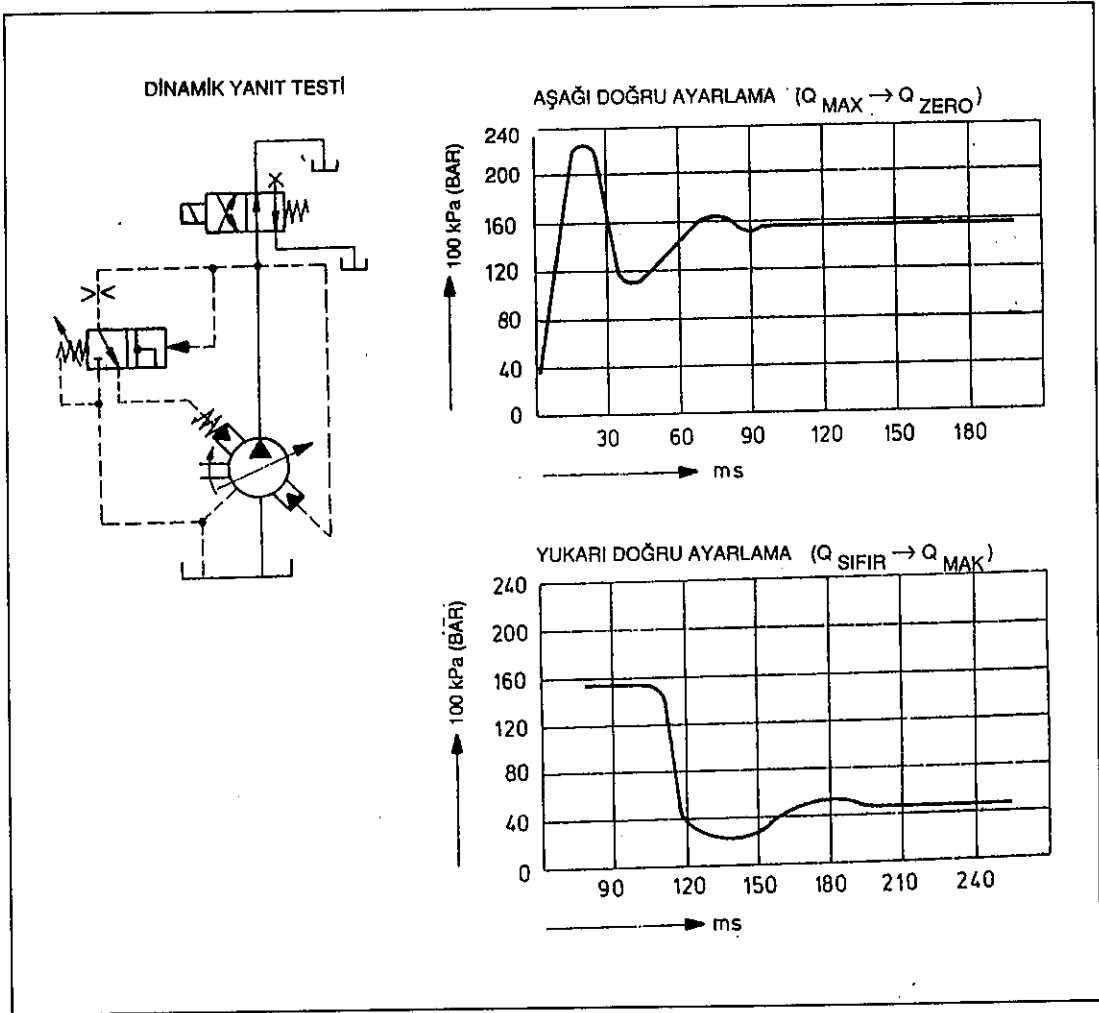


Şekil 77 Kademeli tip pompa kontrollü için basınç-debi diyagramı.

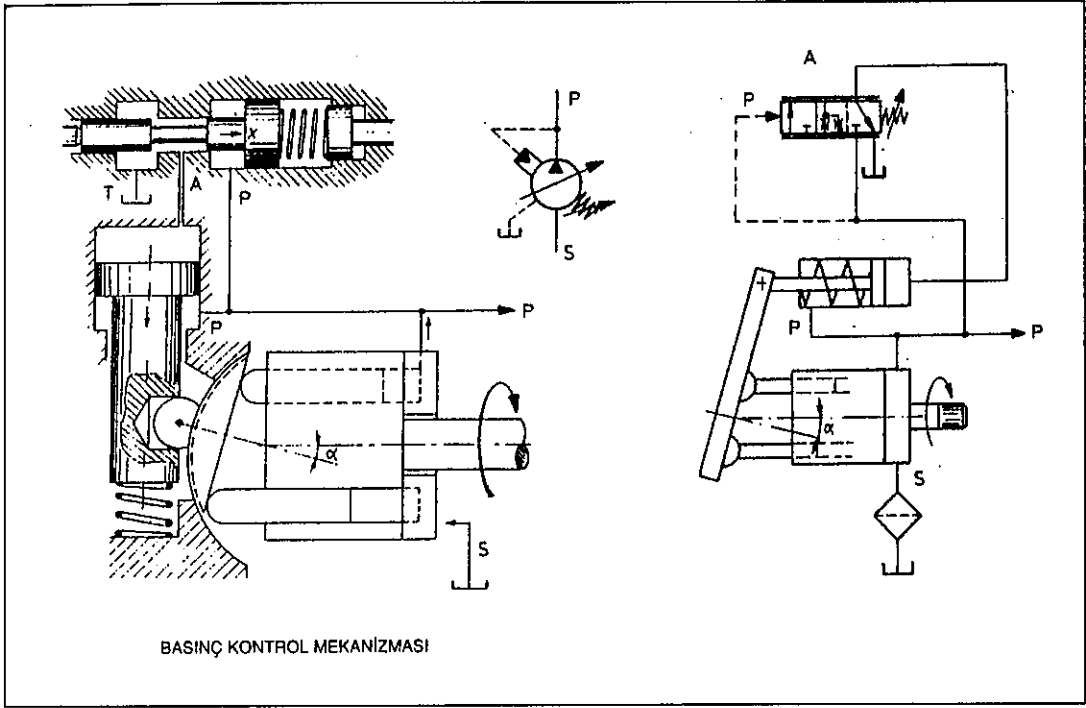


Ön ayar basıncına ulaşıldığında, kontrol valfinin sürgüsü yaya karşı harekete geçer ve büyük piston odası depoya tahliye edilir. Sonra küçük piston, yörünge bileziğini daha eş merkezli (konsantrik) bir konuma doğru (sol tarafa) hareket ettirerek, pompa çıkış debisini, sistemin ihtiyacı olan debi düzeyine düşürür. Sistem basıncı ön ayar basınç değeri düzeyinin altına düşer düşmez, kontrol valfi, yayının önceki konumuna geri gelecektir. Böylece, sistem basıncı, büyük pistonu geri gönderilerek, yörünge bileziği tam akış konumuna doğru itilmiş olur.

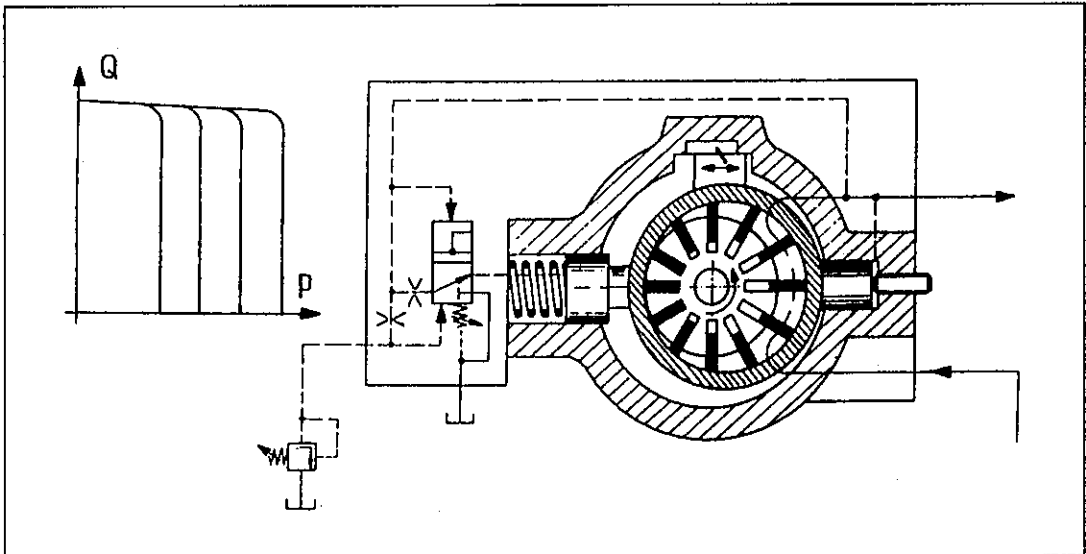
Aşağı doğru ayar (tam akıştan en az akışa), pompa ve sisteme zararlı olabilecek yüksek tepe basınçlarına sebep olabilir. Küçük bir basınç tahliye valfi, böylesi tepeleri yok edecektir. İzin verilebilir azami pompa basıncı için, üretici spesifikasyonlarına bakınız. Pompa için tipik bir dinamik tepki test devresi, yukarıya ve aşağıya doğru ayar için, ilgili grafikleri ile birlikte, Şekil 79'da gösterilmiştir.



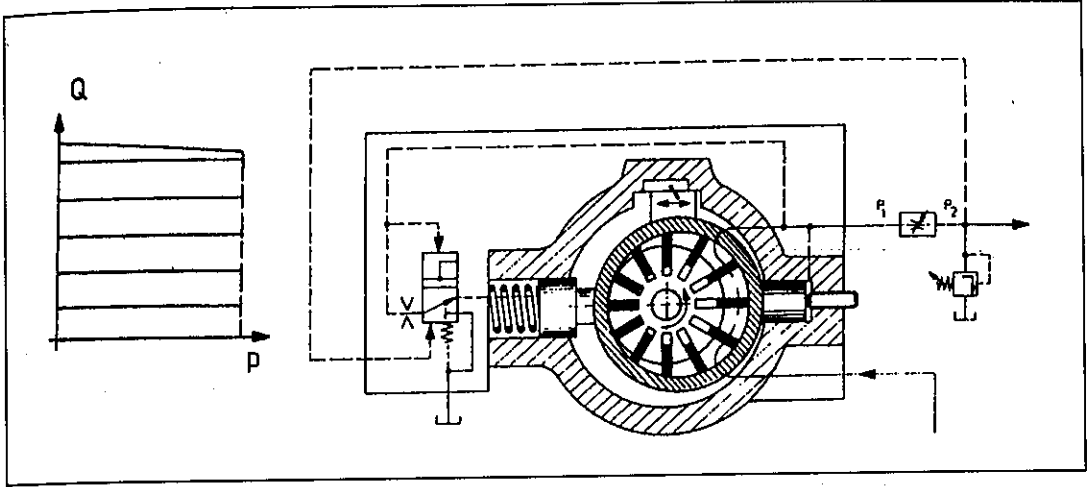
Şekil 79 Basınç kontrollü kanatlı pompaların test devreleri ve bunların basınç zaman ayarlama diyagramları.



Şekil 80 Eğimli bloklü pistonlu pompanın kademeli tip basınç kontrol düzeneği.



Şekil 81 Kademeli tip basınç kontrol düzeneği ve uzaktan azami basınç ayarlı kanatlı pompa.



Şekil 82 Sabit güç kontrollü kanatlı pompa.

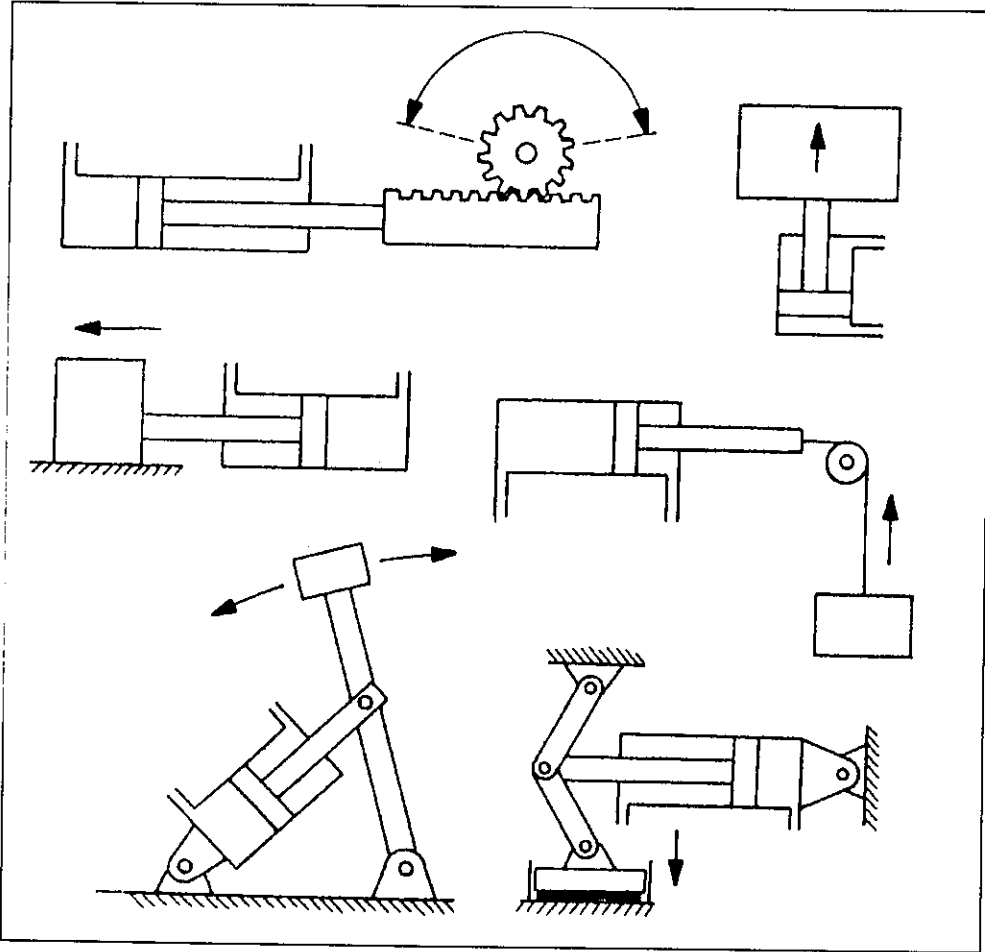
4

Doğrusal Hareketlendiriciler (Silindirler)

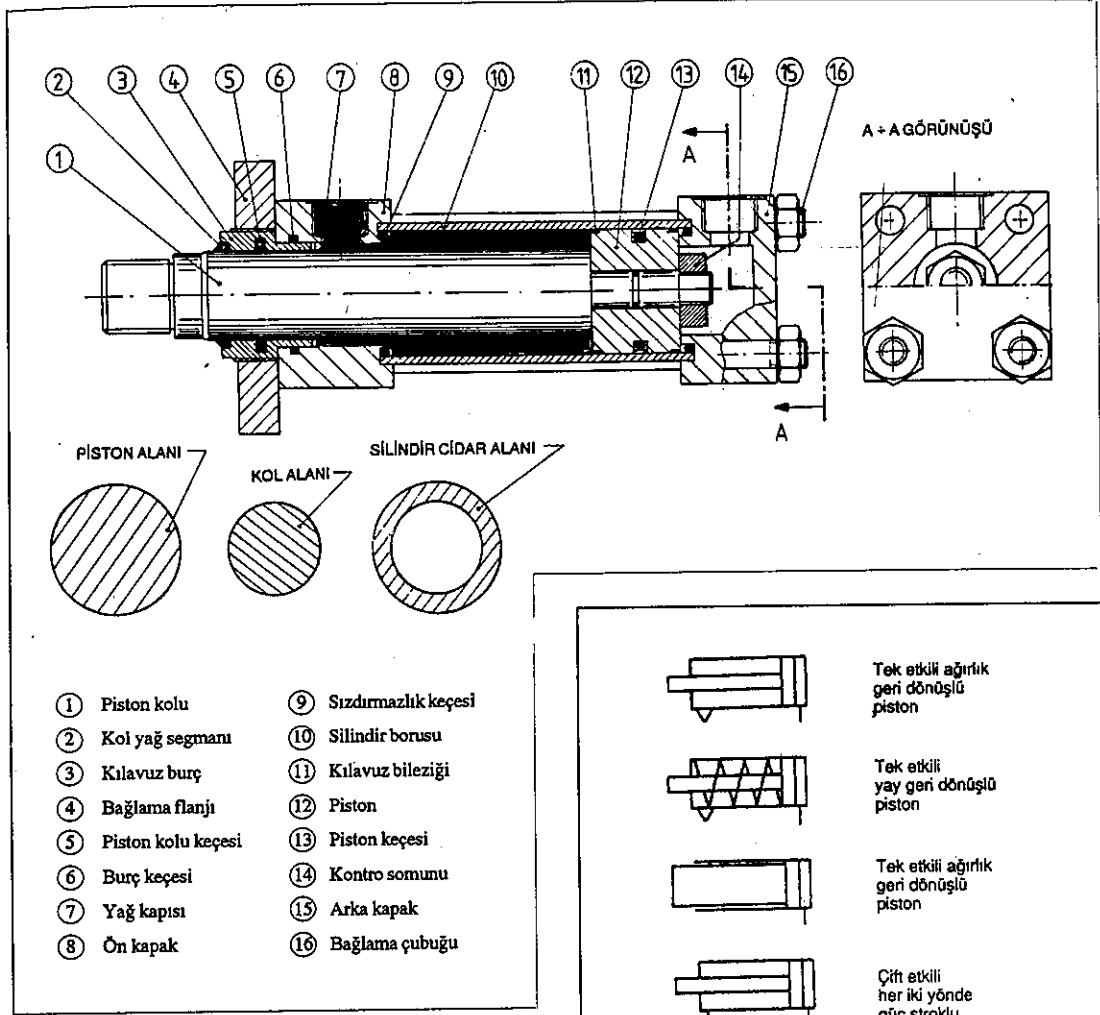
Hidrolik doğrusal hareketlendiriciler, hidrolik gücü, doğrusal mekanik kuvvet veya harekete dönüştürmek için kullanılır. Hareketlendirici, kendi kendine doğrusal hareket oluşturduğu halde, sonuç olarak döner, yarı-döner veya doğrusal ve döner hareket bileşimli çıktılar elde etmek üzere, değişik tiplerde mekanik düzenekler ve aygıtlarla donatılabilir. Daha çok veya daha az kuvvet elde etmek için olduğu gibi, hareket hızını artırmak veya azaltmak için de kollar veya bağlantı aygıtları kullanılabilir (Şekil 83).

Hidrolik doğrusal hareketlendiricilerin ana parçaları, Şekil 84'te gösterilmiştir. Ayrıntılı değişiklikler, ilaveler ve seçimler, temel hareketlendiricilere ilave edilebilir (85, 86, 89 nolu Şekiller).

Doğrusal baskı kuvvetinin oluşumu çok basittir: basınç altındaki akışkan, hareketlendiricinin herhangi bir girişinden verildiğinde, piston alanı etkilenir. Tepki kuvveti daha küçük olursa, piston,



Şekil 83 Doğrusal hareketlendiricilere uygulanan bağlantılar ve yükler.



Şekil 84 Tipik gergi çubuklu tork hareketlendirici (silindir).

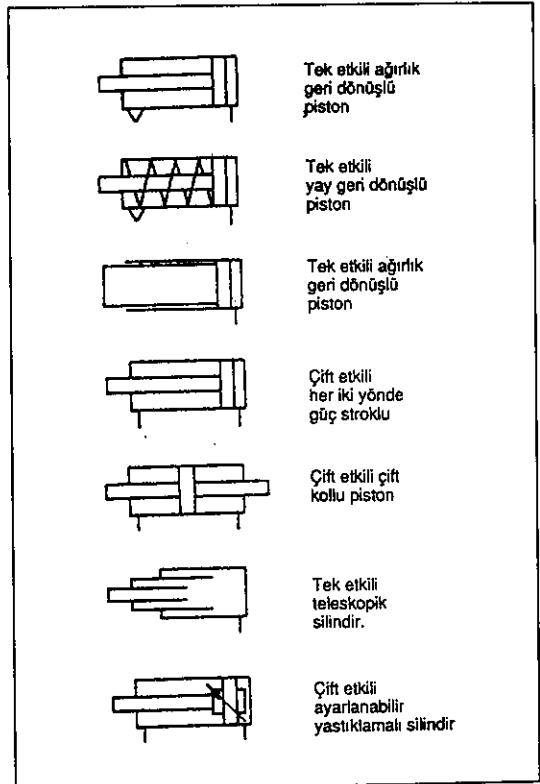
piston kolu ile birlikte doğrusal yönde harekete başlar. Oluşan kuvvet, piston koluna veya hareketlendirici gövdesine, tespit edilebilecek olan yükü hareket ettirmek için kullanılır (Şekil 83). Pistonun kat ettiği hareket mesafesi strok olarak anılır.

Hareketlendirici tipleri

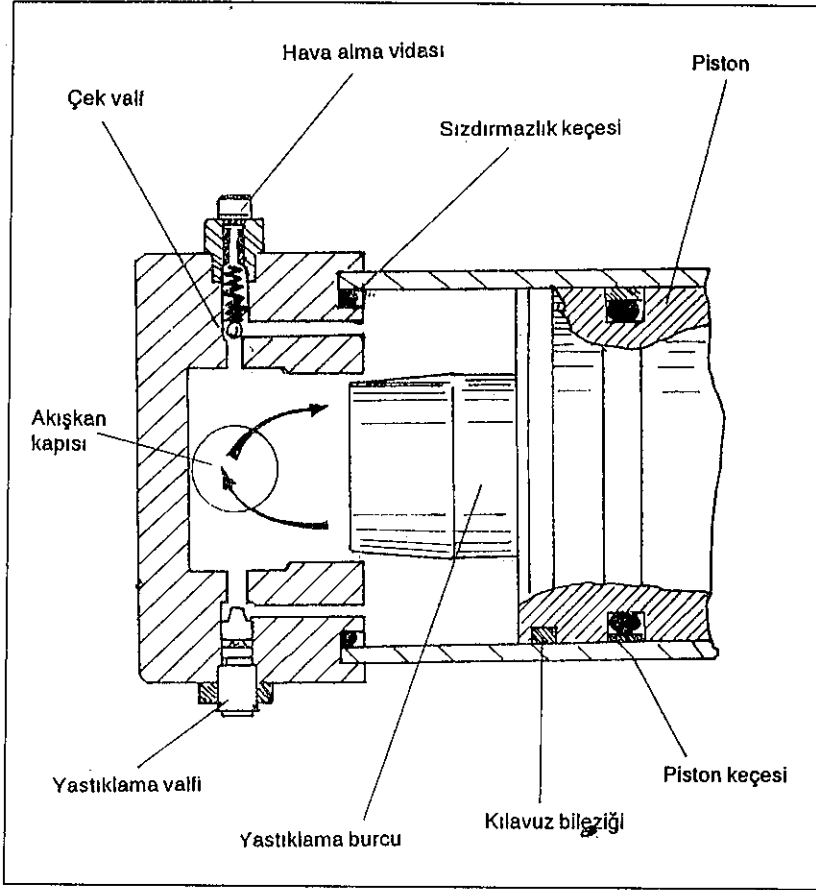
Tek etkili hareketlendiriciler, hidrolik kuvvetin yalnız bir yönde uygulanmasına imkan verirler.

Bu hareketlendiriciler, yükün pistonu başlangıç konumuna getirebilmesi için, normal olarak düşey konumda monte edilir. Hareketlendiricilerin yatay olarak konumlandırılmaları gerektiğinde, pistonun geri çekilmesini sağlamak için gövde içindeki yaylar kullanılır (Şekil 85).

Çift etkili hareketlendiriciler, hidrolik kuvvetin iki yönde uygulanmasına imkan verirler. Bununla



Şekil 85 En çok kullanılan silindirlerin sembolleri.



Şekil 86 Tipik geri konum yastıklamalı düzenleme.

beraber, basınçlı akışkan cidar alanı diye bilinen küçük bir alanı etkilediğinden, geri çekilme stroku, genişleme strokundan daha küçük bir kuvvet geliştirir (Şekil 84).

Çift kollu hareketlendiricilerin, her iki ucunda kolları mevcuttur ve her iki yönde oluşan kuvvetlerin (ileri ve geri çekilme) eşit olması gerektiğinde kullanılırlar. İleri ve geri çekilme için hidrolik akışkan tarafından doldurulacak boşluklar birbirine eşit olduğundan, her iki strok için sonuç piston hızları da birbirine eşit olacaktır. (Piston hızı, hareketlendirici hacminin pompa debisine bölümüne eşittir). Teleskopik hareketlendiriciler, tek veya çift etkili olabilir. Bunların içe geçmiş durumdaki uzunlukları, en uzun kısımlarından yalnızca bir miktar daha uzundur. Gelişen basınç yük ve etkiye maruz piston alanına göre değişir. Böylece, en büyük alana sahip pistonlu kısım önce ilerler. Yük sabit kaldığı sürece, piston alanı giderek azaldığından, her uzayan kısım ile birlikte gerekli basınç da artar. Geri çekilme esnasında işlem tersine döner, yani en küçük piston önce geri çekilir.

Son konum yastıklaması

Yastıklama veya son konum yastıklaması, son strok kısmının duruncaya kadar frenlenmesi veya yavaşlatılmasına dayanır. Yastıklama, belirli bir strok hızının üstündeki hız için esastır. Strok sonunda oluşan darbe nedeniyle serbest kalan kinetik enerji, ön kapak iç kısımlarına monteli, strok tahditdururucuları tarafından sönmelenmelidir. Sönümleyicilerin sönmleme kapasiteleri, üretildikleri materyalin elastikiyet derecesine bağlıdır.

Bu yüzden, piston hızları (v) 0.1 m/dak.'yı geçtiğinde, hidrolik frenleme görevi (geri konum yastıklama) uygulanmalıdır. Şekil 86, geri konum yastıklama arka kapak kesitini göstermektedir.

Hareketlendirici ön kapak yastıklaması da benzer bir yapıdadır.

Piston, konik bir yastıklama burcu ile tesbit edilir. Bu burç, strokun son kısmında ön kapağın deliğine girdiğinde, sonunda tamamen kapayınca kadar ana akışkan çıkışını kapatmaya başlar. Bu akışkan çıkışının ilk kısılması, başlangıç hızının düşmesine neden olur. Geri kalan akışkan, şimdi, yastıklama valfinden çıkmak zorundadır. Yastıklama derecesi ile ikinci kademe hız kontrolü, yastıklama valfi (akış kontrol valfi) ile ayarlanabilir.

İleri konumda önce hızlı ve tam bir frenleme kuvveti temin edebilmek için, sistem bir çek valfle donatılır. Çek valfe ayrıca bir hava alma vidası olabilir (Şekil 86). Bazı üreticiler, istendiği takdirde bu hava alma vidalarını da temin etmektedirler. Hava alma vidaları her zaman en üst noktaya takılmalıdır.

Doğrusal Hareketlendirici Keçeleri

Keçeler, statik ve dinamik uygulamalar olarak gruplandırılmıştır. Statik keçeler, iki sert bağlantılı parça arasına yerleştirilir. Piston kolu ve piston arasındaki, Şekil 87 A ve C'de gösterilen keçeler, statik keçelerdir. Bu keçeler borunun kapağa monte edildiği alandaki birleşme yerinden, bir harici kaçak oluşmasını önlemektedir (Şekil 87 B, C ve D).

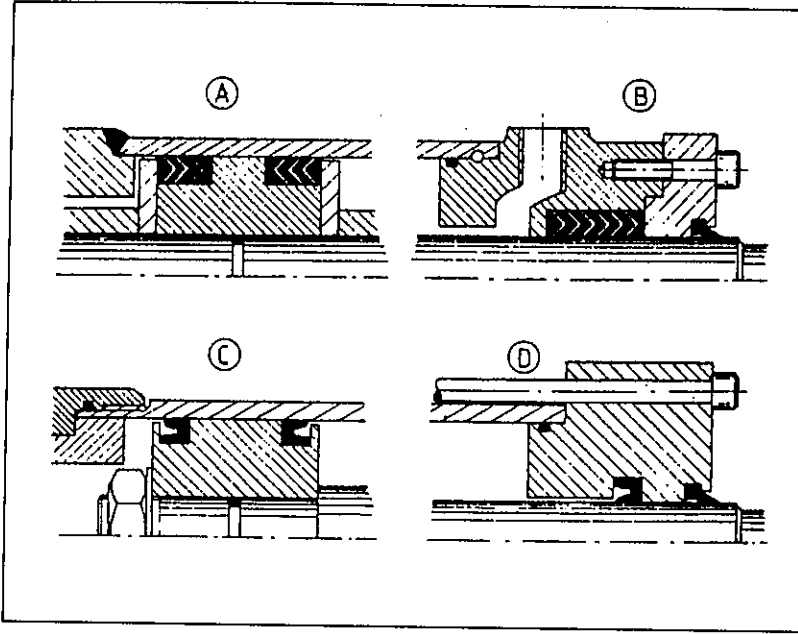
Dinamik keçeler, birbirlerine göre hareketli olan parçalar arasında sızıntı oluşmasını önler. Bu yüzden, dinamik keçeler aşınmaya maruzdurlar, oysa statik keçeler esas itibarıyla aşınmaz niteliktedir. Sabit olan silindir borusu ile hareket eden piston arasındaki keçeler (Şekil 87 A ve C) tipik dinamik keçelerdir ve hareket eden piston kolu ön kapak (silindir kafası) arasındaki boşluktan, akışkanın kaçmasına engel olurlar (Şekil 87 B ve C). Piston kolu yağ segmanı da bir dinamik keçe olarak kabul edilebilir. Piston kolu geri çekilirken, silindirin içerisine doğru kirletici nesnelere emilmesini önler (Şekil 87 B ve D).

O-halka tipi keçeler genellikle statik keçe olarak kullanılır. Dinamik keçeler, basit "V" tipi baskı keçelerinden, karmaşık kalıplanmış bilezik veya "U" tipi keçelerine kadar, büyük çeşitlilik gösterirler. "V" tipi keçeler, (Şekil 87 A ve B) düşük basınç ve alçak hızdaki yumuşak piston hareketleri için fazla uygun olmamakla beraber, yüksek sistem basıncı ve yüksek strok hızları için fevkalade uygundur. "U" tipi keçeler, (Şekil 87 C ve D) sabit piston koşullarında dahi iyi bir sızdırmazlık sağlarlar. "U" tipi ve kayar bilezikli keçeler, çok küçük sürtünme toleranslarının gerekli olduğu uygulamalarda kullanılır. Kayar bilezikli keçe uygulamaları için, piston üzerine kılavuz segmanlar takılmaktadır (Şekil 86).

Çeşitli hidrolik akışkanlar, özel keçe malzemelerini gerektirir. (Keçe malzemesinin sistemde kullanılan akışkana uyumu konusunda silindir üreticilerine müracaat edilmelidir.)

Hareketlendirici yapısı

Hareketlendirici borusu genellikle soğuk çekme dikişsiz çelik boru olup, honlanmış silindir yüzey kalitesi $Ra \leq 1.3 \mu\text{m}$ 'dir. Piston kolları yüksek kaliteli ısı işleme görmüş çelikten yüzey sertleştirilmiş olarak yapılabilir ve bazı uygulamalarda, yüzey sert kromla kaplanabilir. Kol için yüzey kalitesi yaklaşık 0.2 mm.'dir. Endüksiyonlu yüzey sertleştirme, mekanik hasarlara karşı daha etkin bir koruyuculuk sağlayarak, dinamik keçelerin hizmet ömrünü uzatır. Zor şartlarda kullanılacak hareketlendiricilerde piston kolu için, yüksek çekme gerilimli paslanmaz çelik ve aşınmaya dirençli bir yüzey oluşturmak için bazen sert krom kaplama da öngörülebilir. Boru ve kapak birbirine vidalanarak veya kaynaklanarak birleştirilir, ya da bu maksatla bağlama çubukları veya tel tutucuları kullanılabilir (Şekil 87).



Şekil 87 Muhtelif tip keçeler ve boru-kapak birleştirme yöntemleri.

Hareketlendirici arızası

Standart hareketlendiriciler, piston kolu yan yükünü sönmeyecek şekilde tasarlanmamıştır. Bu nedenle silindirler, dikkatle ve doğrulukla monte edilmeli ve yükün hareketlendirici eksenine paralel ve aynı hat üzerinde bulunacak şekilde dikkatli ve doğru bağlanmalıdır (Şekil 88).

Birçok uygulamada, piston kolu kenet demiri veya çatal pimle veya yük yönü değiştiğinde hareketlendirici muylu etrafında serbestçe sallanmasına izin verecek şekilde bağlanmalıdır (Şekil 89D-G). Kol yatağı arızası, genellikle piston kolu tam olarak ilerlediğinde ortaya çıkar. Montaj alanı yeterli ise, gerçekten gerekli olan uzunluktan daha uzun stroklu hareketlendiriciler kullanılmalıdır. Bu düzenleme, piston ile piston mesnet burcu arasında daha uzun bir yataklama boyu sağlar (Şekil 88). Muhtelif hareketlendirici montaj yöntemleri için Şekil 89'a bakınız.

Durdurma boruları

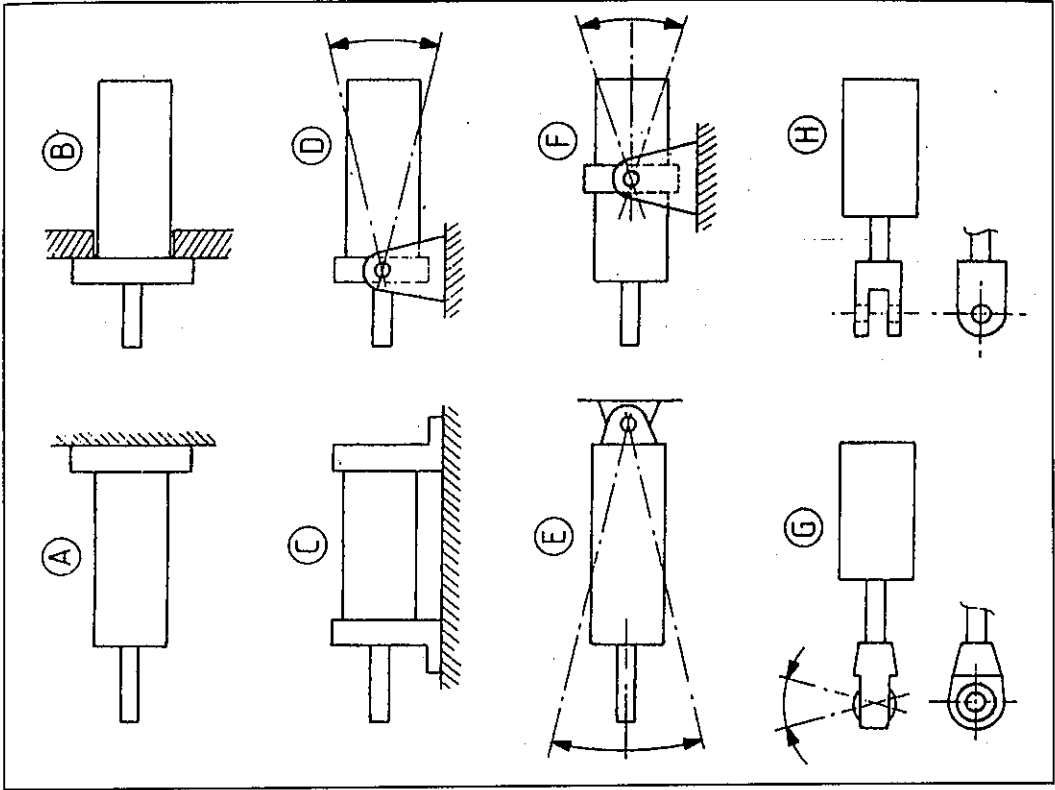
Uzun stroklu hareketlendiriciler veya baş tarafında alttan boşaltma düzeneği bulunan uygulamalarda, durdurma borularının kullanılması önerilmektedir (Şekil 88).

Durdurma borusu, piston koluna, hemen pistonu yakın konumda yerleştirilen bir ara parçadır. Durdurma borusu, kılavuz burç ile piston arasındaki asgari açıklığı artırır ve böylece yan yük daha fazla piston kolu yatağına binmeyecek duruma getirilmiş olur.

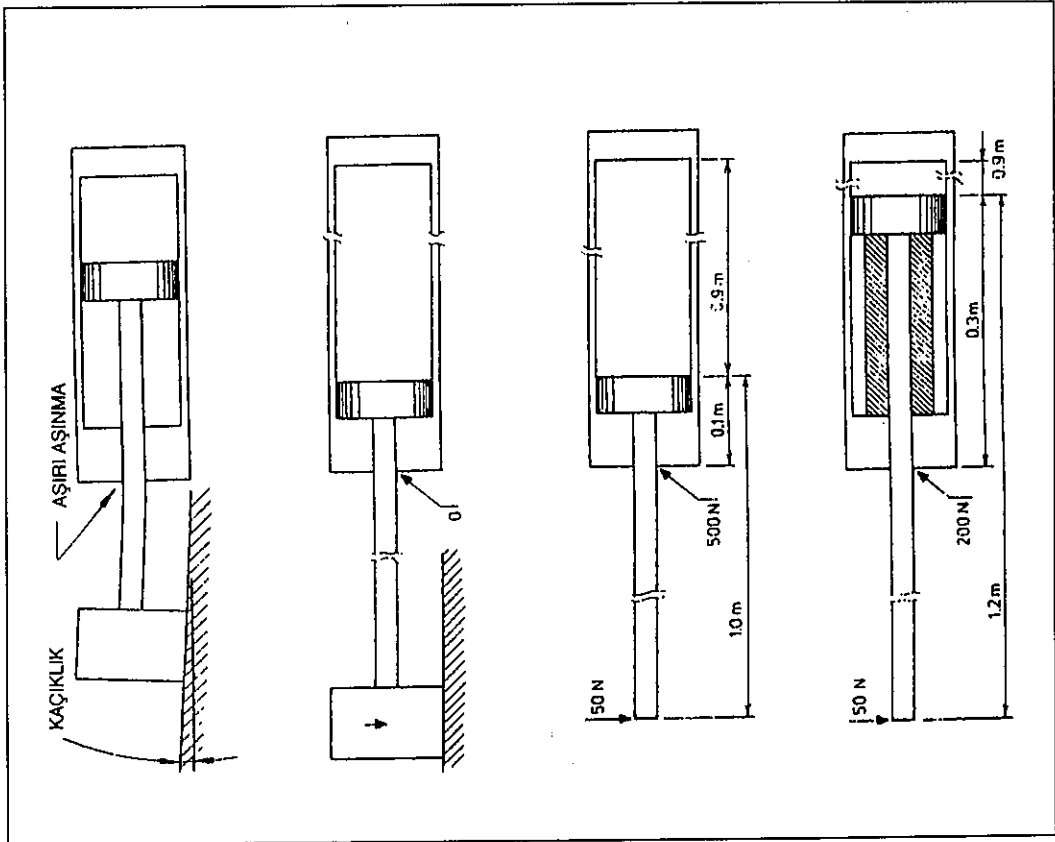
Giriş konumları ve giriş çapı

Kaynaklı hareketlendiricilerin ağız konumları üretim aşaması öncesinde belirtilmelidir, fakat gergi çubuğu tipi bağlantılı hareketlendiricilerde, kapağı veya ön kapağı çevirmek sureti ile konumlar değiştirilebilir. Bu işlemin yapılabilmesi için, gergi çubukları bir taraftan çözülmüş ve diğer uca doğru itilmiş olmalıdır. Bu durumda kapak çevrilebilir ve istenen konum sağlandığında tekrar sabitlenebilir.

Bazı hareketlendiriciler üreticileri, giriş dişlerinin ve giriş standart veya standart üstü ölçülerinin seçilmesine imkan sağlayacak şekilde üretim yaparlar. Muhtelif dişler kullanılabilirse de, çoğunlukla kullanılan giriş dişleri, İngiliz boru diş standardı (B.S.P.), metrik I.S.O. dişi ve Amerikan Ulusal boru dişi (N.P.T.) ölçülerine göre dir.



Şekil 89



Şekil 88

Piston hızı

Birçok hidrolik hareketlendiriciler için izin verilen en yüksek piston hızı 0.5 m/sn.'dir. Piston hızı; boyutları ve hareketlendirici girişlerinin boyutları hareketlendirici veya hareketlendiriciden geçen debiye bağlıdır. Böylece, akış debisi değişken ise, piston hızı kontrol edilebilir (6. Bölüm akış kontrol valfleri'ne bakınız). 0.5 m/sn.'den yüksek piston hızları bazı uygulamalar için gerekli olabilir, ancak dinamik keçelerin ömrü ve ön konum yastıklamasının etkinliği için özel tasarımlar gerekecektir.

Önleyici yük kontrolü

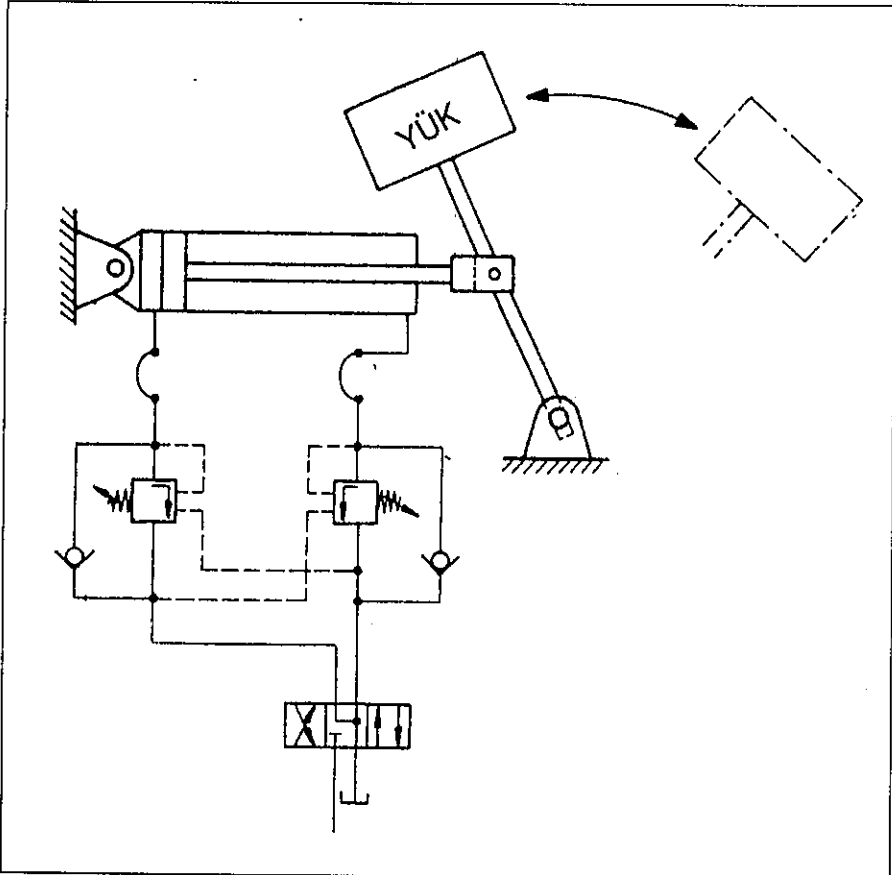
Stroğun belirli dönemlerinde, kuvvetler hareketlendirici sürüklemeye kalkışacağından, hareketlendiricinin kontrolüne özel bir dikkat gösterilmelidir (Şekil 90). Serbest düşme veya kontrolden çıkma durumlarını önlemek için, karşı denge veya fren valfleri (Kısım 5) kullanılabilir. Pozitif (kaymasız) yük tutma kontrolü için ön uyarılı çek valflere ve uygulamalarına (Bölüm 2) bakınız.

Hareketlendiricinin boyutlandırılması

Silindir boyutlarının bağlı olduğu ana kriterler:

- İlerleme ve geri çekilmedeki çıkış kuvveti;
- İlerleme ve geri çekilmedeki piston hızı;
- Hareketlendiricinin mekanik kararlılığı (dengesi).

Çıkış kuvveti Newton (N) cinsinden ifade edilir. Bu kuvvet, geliştirilen sistem basıncı ile etkin piston alanına bağlıdır. Bu kuvvet, bir ölçüde de (küçük), hareketli ve sabit silindir parçaları (piston, keçeler, piston kolu, kılavuz burç ve boru) arasında oluşan sürtünme kaybindan da etkilenmektedir.



Şekil 90 Devirme tertibatı için önleyici yük kontrolü.

Hareketlendiricinin teorik çıkış kuvveti (N), gerekli sistem basıncı (Pa) ve etkin piston alanının hesaplanmasında kullanılan ana formül, basit bir üçgen şeklinde sunulabilir (Şekil 91). F harfi kuvveti, P harfi basıncı ve A harfi piston alanını temsil etmektedir.

Üç faktörün her biri için formüller :

- Kuvvet = Basınç × Alan → $N = Pa \times m^2$
- Basınç = $\frac{\text{Kuvvet}}{\text{Alan}} \rightarrow Pa = \frac{N}{m^2}$
- Alan = $\frac{\text{Kuvvet}}{\text{Basınç}} \rightarrow m^2 = \frac{N}{Pa}$



Şekil 91

Piston alanının hesaplanmasında üç farklı formül kullanılabilir. Bu formüller:

$$\text{Alan} = d^2 \times 0.7854 = \frac{\pi \times d^2}{4} = \pi \times r^2$$

Sürtünme kayıpları hesaba katıldığında, çıkış kuvveti için temel formül:

$$\text{Kuvvet} = \text{Basınç} \times \text{Etkin Alan} \times \frac{\text{Verim}}{100}$$

$$N = \frac{Pa \times m^2 \times \eta_{hm}}{100}$$

Böylece:

$$\text{Kuvvet (İLERLEM)} = \frac{Pa \times d^2 \times 0.7854 \eta_{hm}}{100}$$

Burada:

d_p = piston çapı (m)

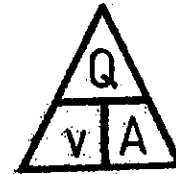
d_r = mil çapı (m) ve

η_{hm} = hidro-mekanik verim (%)

$$\text{Kuvvet (GERİÇEKİLM)} = \frac{Pa \times (d_p^2 - d_r^2) \times 0.7854 \eta_{hm}}{100}$$

Hareketlendiricinin teorik hızı (v), gerekli debi (m^3/sn) veya (Q) ($\frac{m^3}{s}$) ve piston alanının A (m^2) hesaplanmasında kullanılan ana formüller, basit bir üçgenle gösterilebilir (Şekil 92).

- Debi (Q) = Hız × Alan → $\frac{m^3}{s} = \frac{m \times m^2}{s}$
- Hız (v) = $\frac{\text{Debi}}{\text{Alan}} \rightarrow \frac{m}{s} = \frac{m^3/s}{m^2}$
- Alan (A) = $\frac{\text{Debi}}{\text{Hız}} \rightarrow m^2 = \frac{m^3/s}{m/s}$



Şekil 92

Not: Hacim litre veya cm^3 olarak verilebilir, ancak hesaplamalarda esas birim olarak (m^3) kullanılmalıdır.

Örnek

Aşağıdaki özellikler için doğrusal hareketlendiricinin çıkış kuvvetini ve pompa debisini bulunuz:

Piston çapı= 50 mm

Mil çapı= 25 mm

Strok= 600 mm

Piston hızı= 12 mm/s

Verim (η_{hm})= % 95

Basınç= 4000 kPa

$$\text{Kuvvet (iLE)} = \frac{4000 \times 10^3 \times 0.05^2 \times 0.7854 \times 95}{10^3 \times 100} = 7.46 \text{ kN}$$

$$\text{Kuvvet (GÇEK)} = \frac{4000 \times 10^3 \times (0.05^2 - 0.025^2) \times 0.7854 \times 95}{10^3 \times 100} = 5.60 \text{ kN}$$

$$\begin{aligned} \text{Debi (iLE)} &= \frac{0.012 \times 0.05^2 \times 0.7854}{s} \\ &= 0.000024 \text{ m}^3/\text{s} = 0.024 \text{ L/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Debi (GÇEK)} &= \frac{0.012 \times (0.05^2 - 0.025^2) \times 0.7854}{s} \\ &= 0.0000177 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Piston kolu flambajı

Kolon arızası veya piston kolu flambajı, gerekli çıkış kuvvetinde, piston kolu çapı ile bağıntılı silindir strokunun oranları dışında (emniyet) ise meydana gelir. Piston kolu flambajı, "Euler formülü" ile hesaplanır. Burada piston kolu, flambaja maruz kalan eleman olarak alınmıştır (Şekil 93).

$$\text{Euler formülü : } K = \frac{\pi^2 \times E \times I}{S_K^2}$$

Not: Bu koşullarda piston kolu flambaja maruz kalır. En yüksek emniyetli çalışma yükü (Newton):

$$F = \frac{K}{S}$$

K= kritik yük (N)

S_K = flambaj dışı boy (m) (Şekil 93)

S= emniyet katsayısı (genellikle 2.5-3.5)

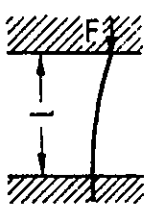
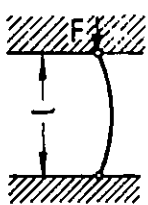
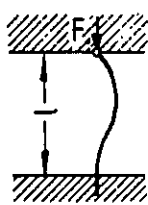

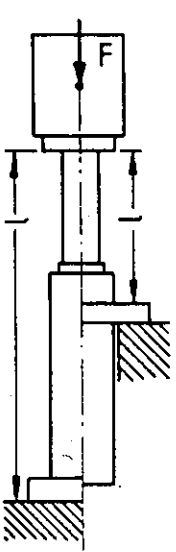
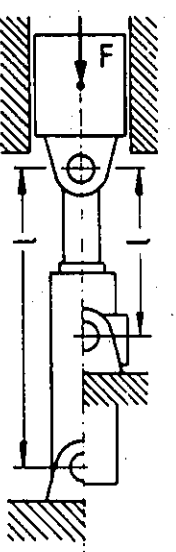
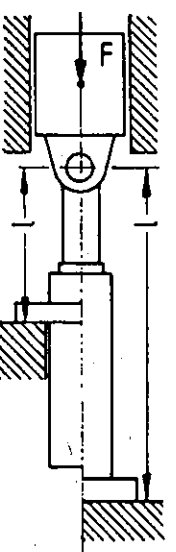
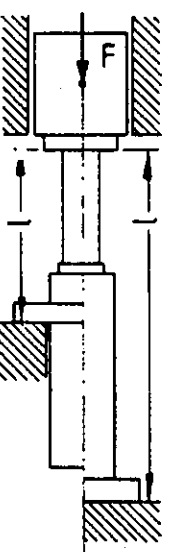
E= elastiklik modülü (Pa) → Çelik için

2.1 x 1010 x 9.80665

F= kuvvet

$$I = \text{atalet momenti (m}^4) \rightarrow \frac{\pi \times d^4}{64}$$

Şekil 93 Gergi çubuğu belverme yükü örnekleri (Euler).

PİSTON KOLU FLAMBAJ YÜKLERİNE ÖRNEKLER (EULER)				
EULER YÜKLEME	1. DURUM	2. DURUM	3. DURUM	4. DURUM
	BİR UÇ SERBEST, DİĞER UÇ SABİT	İKİ UÇ EKLEMLİ VE KILAVUZLU	BİR UÇ KILAVUZLU VE EKLEMLİ, DİĞER UÇ SABİT	İKİ UÇ SABİT VE KILAVUZLU
SERBEST FLAMBAJ BOYU				
	$s_K = 2 \cdot 1$	$s_K = 1$	$s_K = 1 \cdot \sqrt{\frac{1}{2}}$	$s_K = \frac{1}{2}$
HAREKETLENDİRİCİNİN BAĞLANTI DURUMU				

Örnek

Piston çapı= 100 mm

Kol çapı= 50 mm

Strok (L)= 900 mm

 s_K (2'nci hal)= L

$$K = \frac{\pi^2 \times 2.1 \times 10^{10} \times 9.80665 \times \pi \times 0.05^4}{0.9^2 \times 64}$$

$$K = 769847.34 \rightarrow \text{çubuk bel verir.}$$

$$\text{Emniyetli yükleme : } F = \frac{K}{3.5}$$

$$F = \frac{769847.34}{3.5 \times 10^3} = 219.96 \text{ kN (kilo Newton)}$$

Hesaplamayı kolaylaştırmak için, bütün sabitler formülde gruplanarak, emniyetli çalışma yükü formülü basitleştirilebilir :

$$F = \frac{K}{S} \rightarrow F = \frac{\pi^2 \times 2.1 \times 10^{10} \times 9.80665 \pi \times d^4}{S \times S_K^2 \times 64}, \text{veya}$$

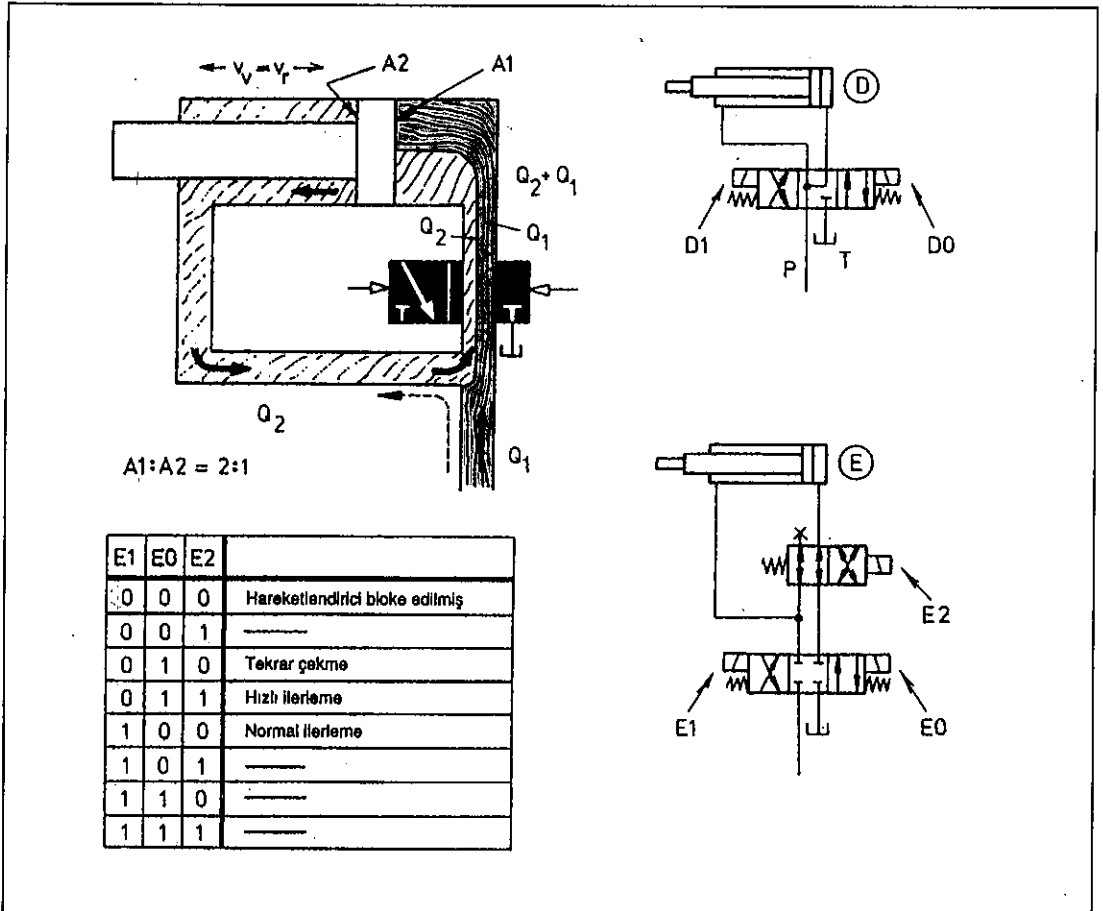
$$F \approx \frac{10^{11} \times d^4}{S \times S_K^2}$$

Hidrolik uygulamalarda kuvvet birimi olarak Newton kullanıldığında, genelde, çok büyük sayılar elde edilir. Bu yüzden, kilo Newton (kN) veya meg Newton (MN) birimlerinin kullanılması önerilir.

Geri besleme hareketlendirici kontrolü (hızlandırılmış silindir kontrolü)

Geri besleme, piston ucundaki hızlı akışkanla, uzayan piston kolu çıkış akışkanı arasında, uygun valfler kullanılması suretiyle başarılır. Bu yolla, normal olarak depoya dönecek olan çıkış akışkanı, pompadan gelen akışkanla birleşerek, piston kolunun artan bir hızla ilerlemesini sağlar.

Tüm piston alanının (A1), toplam hareketlendirici cidar alanına (A2) oranı 2:1 ise, piston kolu eşit hızla ilerleyecek ve geri çekilecektir (Şekil 96). Geri besleme sırasında pistonun iki tarafını da eşit



Şekil 94 Alternatif kontrol yöntemleriyle geri beslemeli silindirin çalışma prensibi.

bir basınç etkilemektedir. Bu nedenle, ilerleme için net kuvvetin şöyle yapılabilir :

Kuvvet (F_{LE}) = $p \times (A_1 - A_2)$, burada $A_1 - A_2$ = kol alanı.

Böylece, ilerleme kuvveti, piston kolu alanı ile sistem basıncının çarpımına eşittir. Benzer bir hesaplama, geri çekme stroku için de yapılabilir. Toplam silindir cidar alanı ve kol alanı (2:1 oranı ile) eşit olduğuna göre, geri çekme kuvveti aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

Kuvvet ($G_{ÇEK}$) = $p \times$ Toplam Alan (kol alanı = toplam alan)

Öyleyse, ilerleme ve geri çekme kuvvetleri birbirine eşittir. 2:1 oranı ile ilerleme sırasında atılan akışkan hacmi, tüm piston alanı (A_1) tarafından oluşturulan hacmin yarısıdır. Bunun için, pompa diğer yarıyı doldurmalıdır. Bu yüzden, geri kazanım hacmi ve pompalanan hacim birbirine eşittir ($V_R = V_P$) ve ilerleme için gereken hacim, aşağıdaki gibidir:

$V_{ILE} = V_R + V_P$, veya $V_{ILE} = V \times 2$.

Buna ilaveten, geri çekilme için gerekli hacim V_R veya $V \times 1$ 'dir. (V_R ve V_P 'nin eşit olduğunu hatırlayınız).

Piston kolu hızı şu formül ile hesap edilir : $V = \frac{Q}{A}$

Burada :

Q = Debiyi A = Etkin piston alanını, V = Hızı (piston) göstermektedir.

Daha önce gösterildiği gibi, ileri hareketteki hacmi, geri çekme hacminin iki katıdır. ($V_{ILE} = V \times 2$; $V_{GÇEK} = V \times 1$; Hacim oranı 2:1). Geri çekilme için akış debisi, pompa akış debisine eşittir. Piston kolu hız formülü kullanılarak, geri çekilme hacmi bulunabilir :

$V_{(GÇEK)} = \frac{Q \times 1}{A \times 1}$ $V_{(ILE)} = \frac{Q \times 2}{(A \times 2)}$ or $V_{ILE} = V_{GÇEK}$

Burada :

$Q \times 1$ = pompa akış debisini

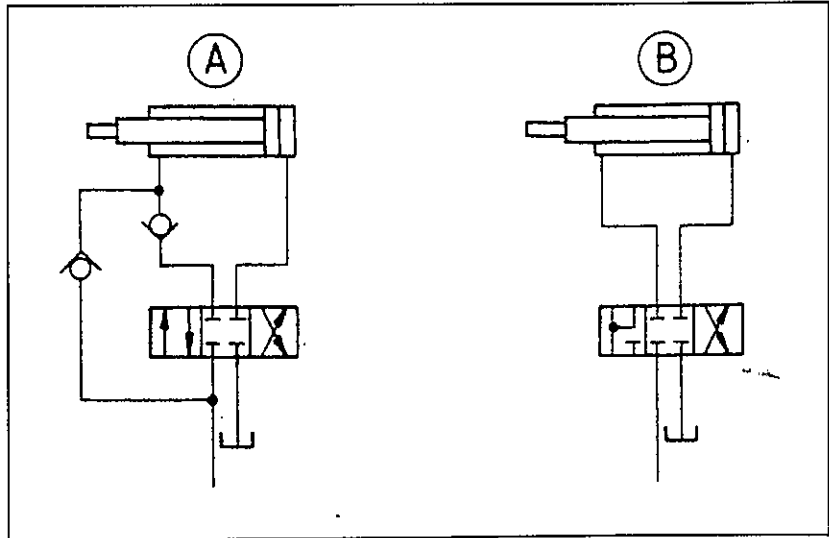
$Q \times 2$ = pompa akış debisi + egzoz akış debisini

$A \times 1$ = toplam silindir cidar alanını

$A \times 2$ = piston alanını

göstermektedir.

Bu nedenle, piston alanı/piston kolu alanı = 2:1 oranlı geri beslemeli kontrol, ilerlemede ve geri çekilmede, eşit hız ve kuvvet oluşturur.



Şekil 95 Geri beslemeli kontrol için devreler.

Şekil 94'teki (D) kontrol devresinde, D1 sinyalinin seçilmesi halinde, hareketlendirici normal hızla ilerler; valflerin merkez konumları (geri beslemeli akış koşulu) seçilirse, hızlı bir şekilde ilerler. D2 sinyali ile, hareketlendirici normal hızla geri çekilir.

Şekil 94'teki çizelge, (E) devresinin mümkün sekiz anahtarlama kombinasyonunun etkilerini açıklar. İkinci, altıncı, yedinci ve sekizinci kombinasyonlar, hareketlendiricinin fonksiyonunu yok eder. Geri beslemeli silindir kontrolü için diğer ilave anahtarlama devreleri, Şekil 95'te tanımlanmıştır.

5

Basınç kontrolü

İlk hareket ettiricinin (genellikle bir elektrik motoru) pompayı tahrik etmesi ve pompa akışına direncin hidrolik basınç geliştirmesi suretiyle hidrolik enerji üretilir. Bu nedenle, devre çalışmama döneminde iken, pompa akışı durdurulmaz veya basınç düşürülmez (devridaim yapılmış) ise hidrolik sistem hasara uğrar. Çalışmama süreci, hareketlendiricinin istem dışı durması veya strok sonuna ulaşması veya devre sıralamasında gecikme dönemlerinde ortaya çıkar.

Hidrolik sistem hasarını, güç israfını ve hidrolik akışkanın aşırı düzeyde ısınmasını önlemek için, devre tasarımcıları, çalışmama dönemi içinde azami sistem basıncını ve pompa akışını kontrol etmek üzere, zekice tasarlanmış sistemler kullanmaktadırlar (Şekil 96).

Basınç kontrol valfleri, hidrolik sistemlerde hareketlendirici veya motor kuvvetini (kuvvet= basınç x alan) kontrol etmek ve muhtelif makinelerin çalışacağı basınç seviyesinin (ön) seçimine karar vermek için kullanılır. Basınç kontrolleri, temel olarak aşağıdaki sistem fonksiyonlarının temini için kullanılır:

1. Hidrolik devrenin veya alt devrenin azami sistem basıncını sınırlamak ve böylece aşırı yük korumasını sağlamak.
2. Sistem basıncının muhafazası gerekli iken (sistem boşaltma), pompa akışının depoya yönlendirilmesini temin etmek.
3. Sistem basıncı oluşmadan (sistem basıncı düşürülürken) pompa akışının depoya yönlendirilmesini temin etmek.
4. Seçilebilir basınç seviyelerinde, akışkanın akışına karşı direnç (karşı denge kuvveti) oluşturmak.
5. Seçilmiş basınç seviyelerinde, akışkan için alternatif akış yolu oluşturmak (basınç sıralaması).
6. Ana devreden daha düşük basınçlı alt devreye geçişte, basınç azaltmak (veya düşürmek).

Basınç kontrol valflerinin tanımı, esas olarak bunlara verilen birçok tanımlayıcı isimden dolayı, genellikle güçtür. Valfin devredeki görevi, genellikle o valfin isimlendirilmesi için esas teşkil eder.

Yukarıda anılan sistem görevlerini yerine getiren valflere, sırası ile aşağıdaki isimler verilir:

1. Basınç tahliye valfi (emniyet valfi) (doğrudan etkili veya ön uyarılı, Şekil 99).
2. Boşaltma (sabit basınç tahliye valfi) (akümülatör durdurma valfi, Şekil 104).
3. Basınç düşürme valfi (Şekil 107).
4. Basınç sıralama valfi ve fren valfi (Şekil 108 ve 109).
5. Basınç sıralama valfleri (doğrudan etkili veya ön uyarılı, Şekil 110).
6. Basınç düşürücü valfler (doğrudan etkili veya ön uyarılı, Şekil 114).

Doğrudan etkili tahliye valfi (Emniyet valfi)

Hidrolik hareketlendirici tarafından hareket ettirilmesi gereken yük, hidrolik pompanın akışkan akışına bir direnç yaratır ve bu direnç arttıkça, sistem basıncı da orantılı olarak artar. Hareketlendirici (hidrolik silindir veya motor) yavaşlama noktasına ulaşırsa, sistem basıncı bir an için öylesine tehlikeli düzeye çıkar ki, hidrolik sistemin zarar görmesi artık kaçınılmaz olur. Bu çok önemli nedenle, hidrolik sistemlerin çoğu, azami müsaade edilebilir sistem basıncını sınırlayan ve ön-ayar basıncına ulaşıldığında, pompa akışının bir kısmını veya tamamını depoya doğru yönlendiren basınç tahliye (basınç emniyet) valfleri ile korunur.

Valfin çalışması

Doğrudan etkili basınç emniyet valfi, Şekil 97'de görüldüğü gibi, valf yuvasına bir yayla sıkıca tutturulmuş bir bilye veya popet'ten ibaret olabilir. Sistem basıncı, popetin basınca maruz alanına karşı etki yapar. Akışkan kuvveti yayın karşı basıncından büyük olunca (basınç X valf yuva alanı), popet yuvasından içeri doğru itilir, emniyet valfi açılır ve akışkan, düşük basınç altında depoya doğru serbest bırakılır. Valfin, akışkanı depoya yönlendirmeye başladığı basınç, "açma basıncı" olarak tanımlanır. Depoya doğru akış arttığında, popet yuvasından daha da fazla içe doğru itilerek, yayın daha fazla sıkışmasına neden olur.

Böylece, valf bütün pompa akışkanını çevirdiğinde, sistem basıncı (tam akış basıncı olarak da tanımlanır) açma basıncının çok üzerinde olabilir. "Tam akış basıncı" ile "açma basıncı" arasındaki fark, "basınç bastırma" olarak tanımlanır (Şekil 98).

Ön uyarılı basınç emniyet valfi

Doğrudan etkili emniyet valflerinin neden olduğu "basınç bastırma" bazı uygulamalarda kabul edilebilir. Bununla beraber bu yöntem, geniş "basınç bastırma" bandı durumunda, valfte kaybolan akışkan nedeni ile, diğer bazı uygulamalarda, önemli giriş gücü kaybına sebep olabilir (Şekil 98). Valf popeti ve yay ataletinden ötürü, valf girişindeki ani basınç artışı, daha önce ayarlanmış olan "tam akış basıncının" çok üstünde bir tepe noktasına ulaşır ve devredeki diğer elemanların müsaade edilir azami basınçlarını aşabilir. Ön uyarılı basınç emniyeti valfi "basınç bastırma" değerini yaklaşık 100-150 kPa düzeyine kadar azaltır ve basınç tepelerini hemen hemen tam olarak yok eder. Böylece, ön uyarılı basınç emniyet valfi, emniyetli ve ekonomik bir çözüm sağlar ve endüstriyel sistemlerde çoğunlukla kullanılan bir türü oluşturur (Şekil 99).

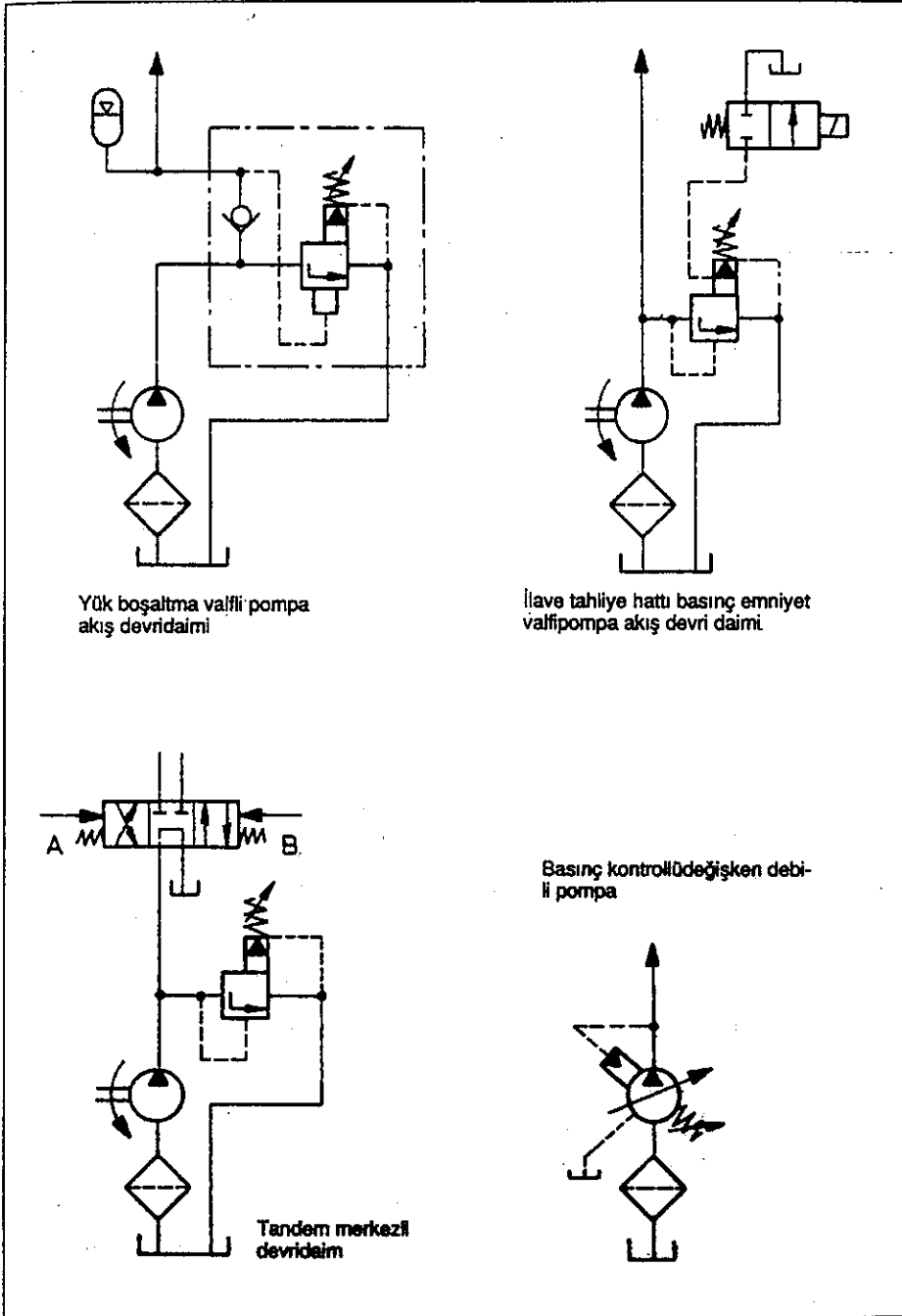
Valfin çalışması

Ön uyarılı basınç emniyet valfi ayar basıncı, ayar vidası (9) ile ayarlanır. Hidrolik sistemdeki basınç, tahliye valfi ayar değerinin altında kaldıkça, (2), (4) ve (6) nolu hücrelerin statik basınçları birbirine eşit olur (Pascal Yasası).

Sistem basıncı, pilot popeti (7) yuvasından iterek sürececek düzeye çıktığında ("açma basıncı"), akışkan, çok düşük basınç altında, dahili tahliyeden (12) depoya akmaya başlar. Kesit daraltıcıdaki (3) basınç düşmesinden (Δp) kaynaklanan basınç dengesizliği, valf pistonunu (11) yukarı doğru iter. Bu durum piston yayını (10) bastırır ve depo ağzını (T) açar, böylece basınçtaki daha fazla artış önlenir. Valf akışındaki artış, pistonu yuvasından yukarı doğru kaldırır; ancak bu, yalnız çok zayıf yayları bastırabilir ve çok küçük bir "basınç bastırma" etkisi oluşturabilir. Sistem basıncı tahliye valfi, popet (7) açma basıncının altına düştüğünde, akışkan pilot tahliye valfini geçer ve orifis (3) durur ve basınç farkı (Δp) yok olur. Böylece yay (10) tekrar pistonu (11) oturur ve (P)'den (T)'ye tahliye akışı durur (Şekil 99).

İlave tahliye hatlı ön uyarılı basınç emniyet valfi

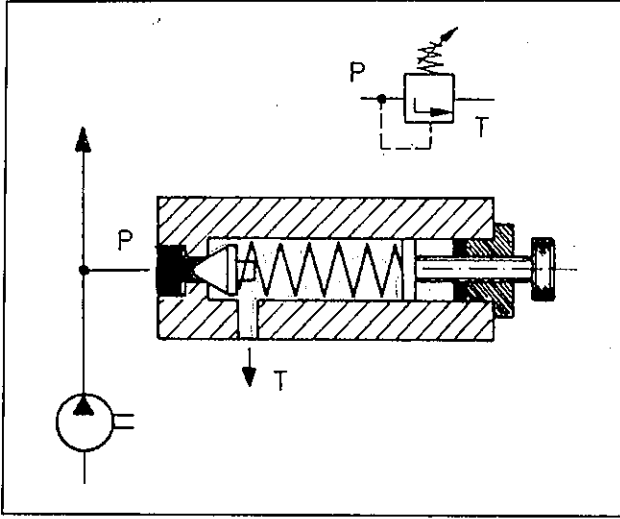
Ön uyarılı basınç emniyet valfi, pilot (ön-uyarı) tahliye valf yayını basılı durumda tutmak için, tahliye fonksiyonu sırasında oluşacak bir basıncı gerektirir; böylece, iş pompa tarafından yapılır. Tahliye sürgüsünün ilerlemesi aşamasında akışkanı serbest bırakması istenirse, o sürede oluşan iş, önemli miktarda pompa giriş gücü kaybına neden olabilir ve -hepsinden kötüsü- hidrolik akışkanda oluşan ısı yükselmesi, akışkanın bozulmasına yol açar. İlave tahliye hatlı ön uyarılı basınç emniyet valfi bu sorunlar için ideal bir çözüm sağlamaktadır.



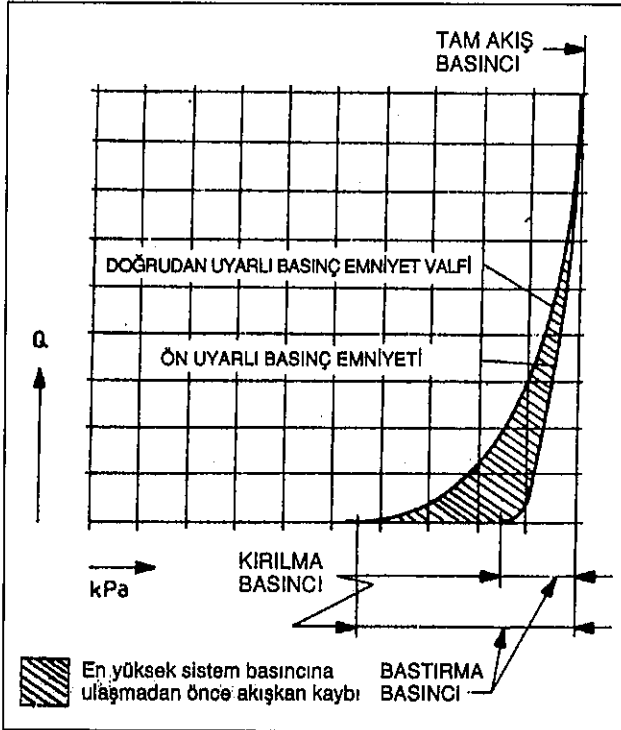
Şekil 96 Azami sistem basıncının kontrolü ve hareketsiz süreçlerde pompa akışının ayarlanması için, yaygın olarak kullanılan dört sistem.

Valfin çalışması

İlave tahliye ağız tapası (5) açılır ve çıkış (V), havalandırma valfi buraya bağlanır (Şekil 99 ve 100). Basınç altındaki akışkan, ilave tahliye valfi açıldıktan sonra depoya akar. Bu durumda akış, pistonu (11) dengesizleştiren, gerekli basınç düşmesini orifis (3)'te oluşturur ve pompa akışının depoya doğru çevrilme yolunu açar. Tahliye sırasında oluşan basınç, yalnızca orifis (3)'teki basınç düşmesi kadar (yaklaşık 150-500 kPa) olduğundan, bu sürede kullanılan güç, en az ve oluşan ısı da ihmal edilebilir düzeyde olacaktır.



Şekil 97 Doğrudan etkili basınç emniyet valfi.



Şekil 98 Kombine ve basit tahliye valflerinin mukayeseli basınç-akış tahliye davranışlarını gösteren Q-P grafiği.

çenek sayısı dörtle sınırlandırılmıştır.

Boşaltma valfi (akümülatör doldurma "şarj" valfi)

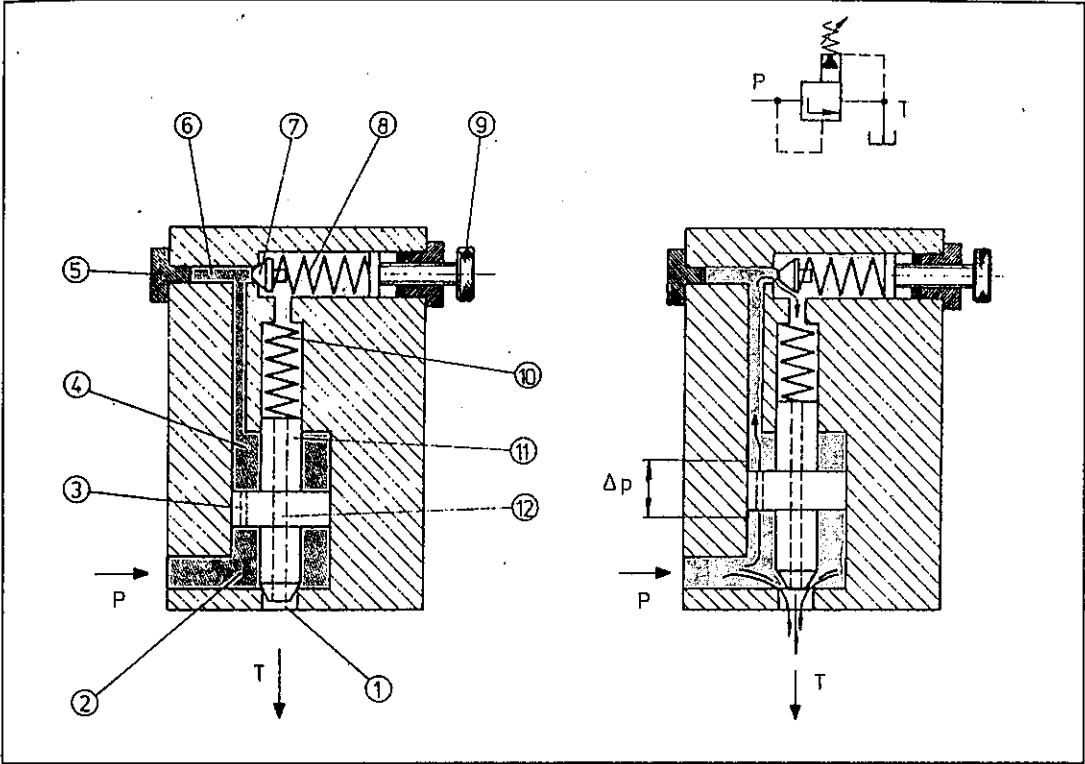
Boşaltma valfi (aynı zamanda akümülatör doldurma valfi veya diferansiyel boşaltma valfi diye de

İlave tahliye görevi, devre sıralamasındaki durma süreçleri esnasında, oluşmuş pompa basıncını düşürmek için kullanılır. Tahliye valfi elektrik veya pnömatik sinyalle kontrol edilebilir ve bazı üreticilerin ürünlerinde, gereksiz teferruatı azaltmak ve tesisat masrafını en aza indirmek için, bu sinyal doğrudan doğruya ön uyarılı basınç emniyet valfi üzerinden alınacak şekilde düzenleme yapılmıştır.

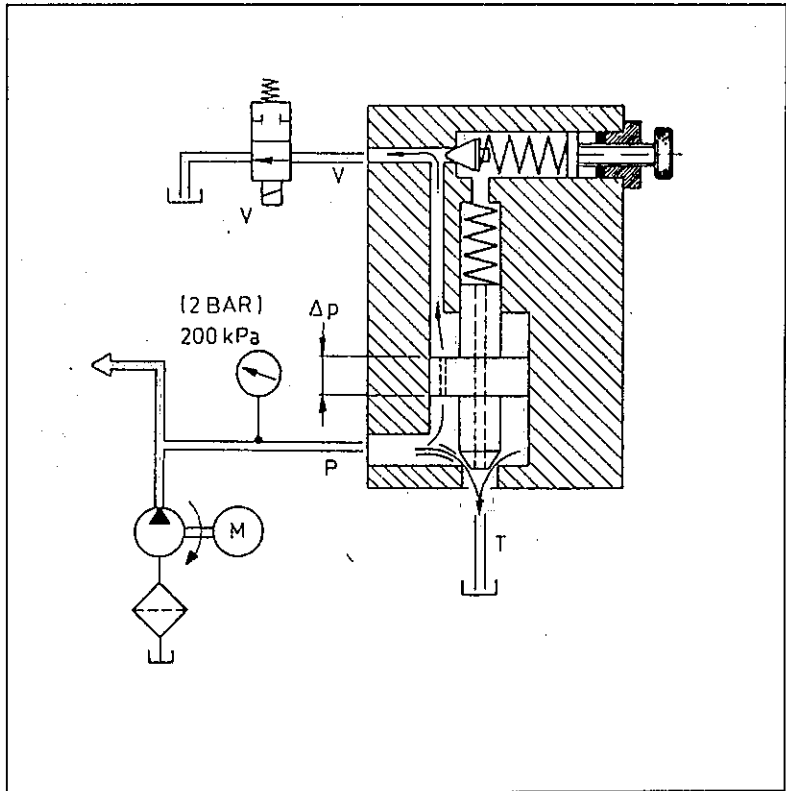
Uzaktan basınç kontrolü

Şekil 101'de gösterildiği gibi, ön uyarılı basınç emniyet valfi, uzaktan basınç seçimini sağlamak için, harici bir yerden de kontrol edilebilir. Doğrudan etkili basınç emniyet valfi (veya ön uyarılı basınç emniyet valfi), ön uyarılı basınç emniyet valfinin havalandırma ağzı V'ye bağlanır. Böylece, doğrudan uyarılı basınç emniyet valfi, sıfır basınçtan ön uyarılı basınç emniyet valfinin ayar basıncına kadar, kademesiz basınç seçimi sağlar.

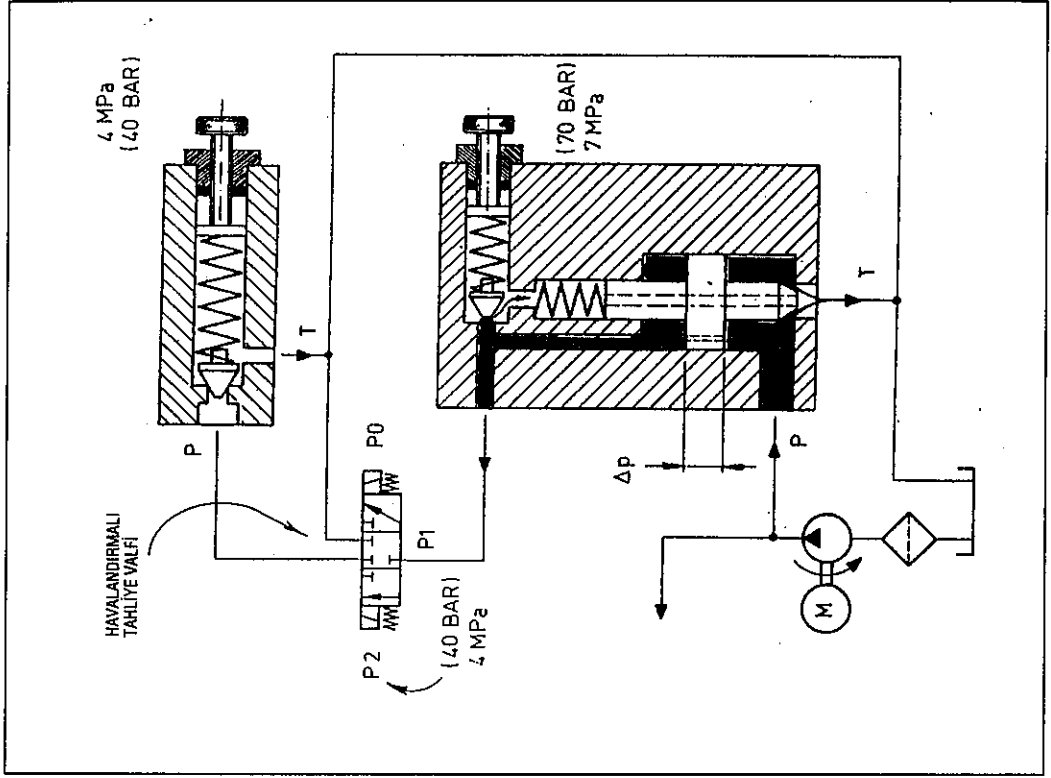
Üç konumlu (kapalı merkez) yön kontrol valfi ile üç farklı basınç seçilebilir (Şekil 102 ve 103). P2 sinyali 40 bar (4 MPa) basıncı seçer. Bu basınç, uzaktan kontrol edilebilir, kademesiz kontrol edilebilir veya önceden sabitlenebilir. PO sinyali, ön uyarılı basınç emniyet valfinin ilave kanalını seçer (Şekil 101'deki uygulama ile özdeş). İki sinyalin de mevcut olmaması halinde, valf merkezleme yayları, ön uyarılı basınç emniyet valfi, azami sistem basıncı olan P1'i seçer. Çeşitli çok yönlü diye tanımlanan basınç kontrolleri için kombinasyonlar oluşturulabildiği halde, pratikte genellikle ayar basınç se-



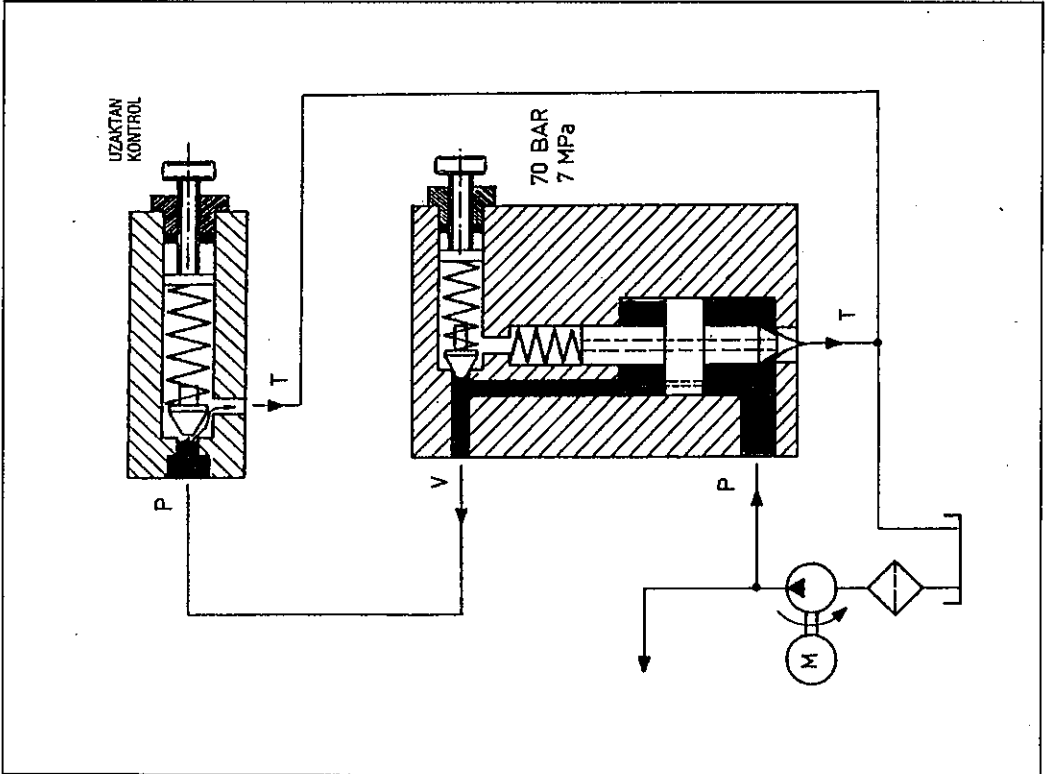
Şekil 99 Ön uyarılı basınç emniyet valfi.



Şekil 100 Tahliye emniyet valfi: Sistem basıncı hemen hemen sıfır (200 kPa) ve basınç düşürme sırasında pompa giriş gücü asgari düzeyde.



Şekil 102 Çoklu basınç kontrolü.



Şekil 101 Uzaktan basınç kontrolü: doğrudan uyarılı basınç emniyet valfi yerine, aynı zamanda bir kombine basınç emniyet valfi kullanılabilir..

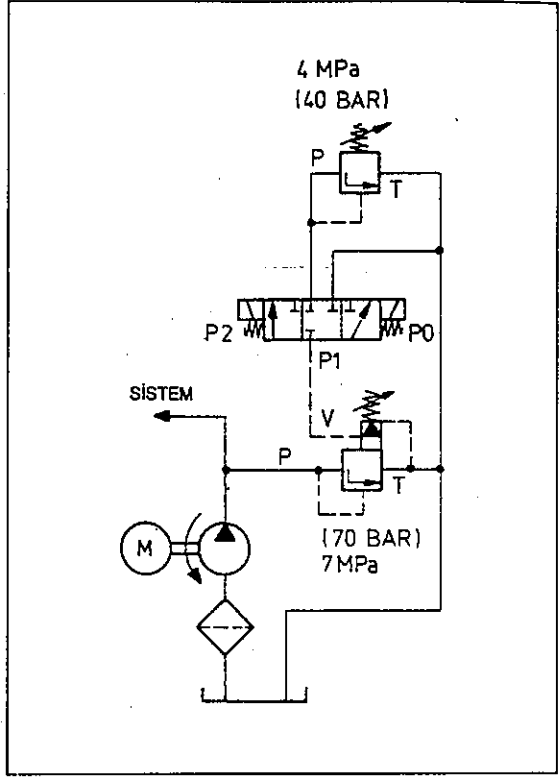
tanımlanır) tasarımı itibarıyla, ön uyarılı basınç emniyet valfi ile sıkıca ilgilidir. (Şekil 99 ve 104'ü karşılaştırın). Bu valf, aşağıdaki anahtarlama ve basınç kontrol işlevlerini yerine getirmek için kullanılır:

- Azami sistem basıncını sınırlamak;
- Akümülatörü azami sistem basıncında doldurmak ve akümülatörde gerekli çalışma hacmi ve basıncını sağlamak;
- İstenen akümülatör basıncına ulaşıldığında, pompayı boşaltmak (yani silindirlere gerekli sistem basıncını sağlamak).

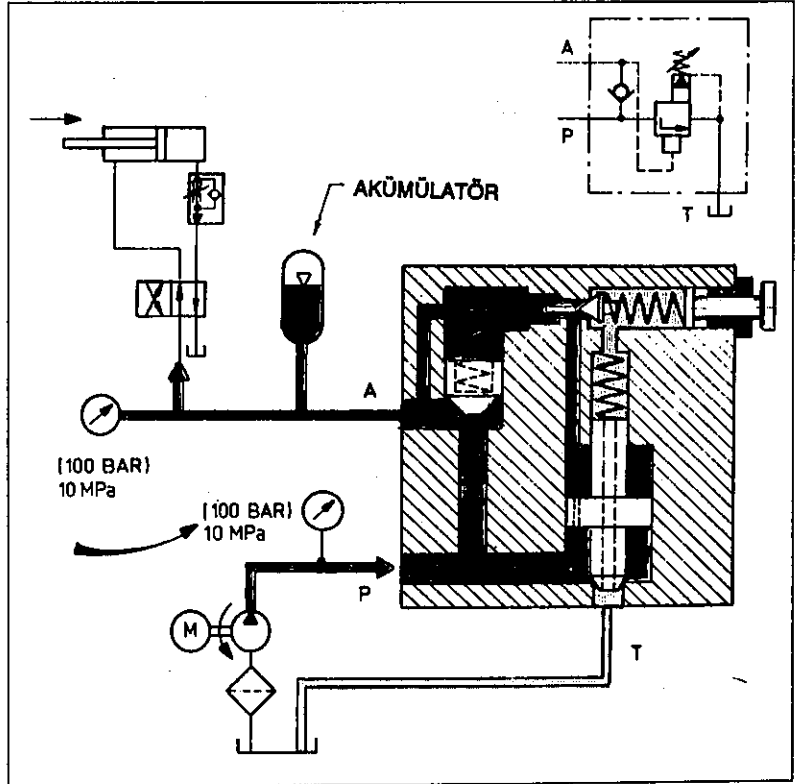
Valfin çalışması

Şekil 104, akümülatör dolduğunda ve pompa akışı sisteme yönlendirdiğinde oluşan akış koşullarını göstermektedir.

Akümülatörde ve silindirde, ayarlanmış azami sistem basıncına ulaşıldığında, pilot (ön-uyarı) tahliye valf popeti ile ana valf pistonu açılır ve pompa akışı çok düşük basınçla depoya doğru yönlendirilir. (Valf çalışmasının kapsamlı anlatımı için kombine basınç emniyet valfine bakın). Akümülatör devresinde-



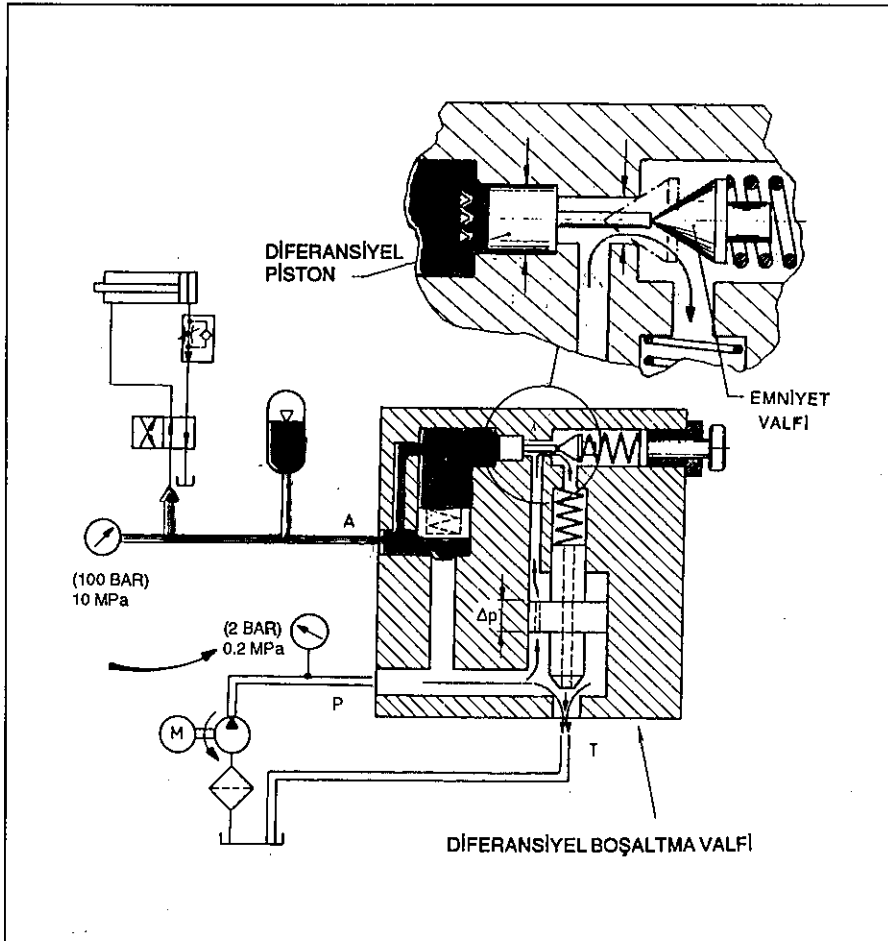
Şekil 103 Çoklu basınç kontrolü grafik sembol devresi.



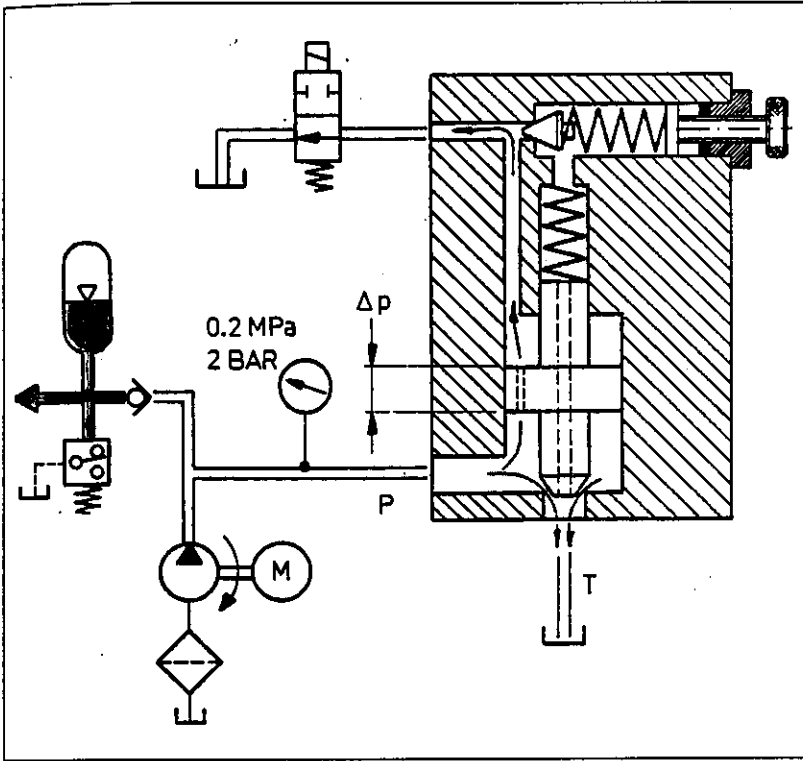
Şekil 104 Akümülatör doldurma konumunda boşaltma valfi. Tank portunun (T) kapalı durumda olduğuna ve pompa akışının sisteme ve akümülatöre doğru yöneltildiğine dikkat edin. Pilot (ön uyarı) tahliye valfi kapalıdır ve çek valf açılmaya zorlanmaktadır.

ki daha yüksek basınçtan ötürü, çek valf kapanır ve dolu akümülatör, silindirlerin basıncını sürdürür. Valf, pompa akışını tahliye ederken, pilot popeti önündeki basınç pratik olarak sıfırdır. Pilot valf ve ana valf pistonu bu yüzden derhal yerine oturur; ancak, bu durumda çek valf üzerinden gelen akümülatörün sistem basıncı, diferansiyel pistonu üzerinden kısa devre yaparak (by-pass) geçer (Şekil 105). Bu basınçlı piston, pilot popetini tamamen yuvasından dışarı zorlar ve popeti, akümülatör basıncı, boşaltma valfinden ayarlanan azami sistem basıncının (akümülatör doldurma basıncı) % 85 değerine düşene kadar açık tutar. Akümülatör basıncı; sistem kaçaklarından doğan hacimsel kayıplar, silindir hareketleri veya valf hidrolik silindiri ve keçelerdeki iç kaçaklar nedeni ile düşer. Diferansiyel pistonunun sol tarafı, basınca maruz pilot popet alanından yaklaşık % 15 oranında daha büyük bir dairesel alana sahiptir (Şekil 105'teki büyütülmüş şeklin çap gösterimine bakınız). Böylece, sistem basıncının, ilk azami sistem basıncının % 85'inden daha aşağı düşmesi halinde, pilot popeti yerine oturacak ve ana valf pistonu, ağız P'den ağız T'ye olan pompa akışını kesecektir. A ağızına yeniden yönlendirilen pompa akışı, bu durumda çek valfi açacak ve akış, sisteme ve akümülatöre geri dönecektir. Doldurma çevrimi böylece tekrarlanarak sürecektir.

Silindirlerin sistem basıncı, pompa akışının depoya aktarılması esnasında (asgari güç sarfiyatı ile) sağlanıyorsa da, dalgalı sistem basıncı (yaklaşık % 100 ile % 85 arasında), bazı endüstriyel uygulamalar için bir olumsuzluk oluşturabilir. Bu durumda, başka bir sistem boşaltma yöntemi seçilmelidir (Değişken Debili Pompalar, Bölüm 3'e bakınız). Boşaltma valfleri, yüksek-alçak basınç devrelerinde de, düşük basınçlı pompaları (Bölüm 11) devreye sokmak ve devreden çıkarmak için kullanılabilir.



Şekil 105 Pompa-
nın boşaltılma konu-
munda boşaltma
valfi. Tank portunun
(T) açık durumda
olduğuna ve ön
uyarı (pilot) emniyet
valfi popetinin
diferansiyel piston
üzerinde etkileşim
yaranan sistem ba-
sıncı ile açılmaya
zorlandığında dik-
kat ediniz. Çek valf
kapalı durumdadır
(aynı zamanda bü-
yütülmüş olan res-
mine bakınız ve ba-
sıncı göstergesinden
alınan değerleri bir
önceki resimde
gösterilen değerlerle
mukayese ediniz.



Şekil 106 Akümülatör ve elektrikli basınç anahtarlı doldurma çevrimini tanımlayan, pompa boşaltma devresi.

Akümülatör ve elektrik kontrolü ile pompanın boşaltılması

Burada anlatılan akümülatör devresinin anahtarlama ve basınç kontrol görevleri, boşaltma valfi devresi ile sağlanan görevlerle özdeştir. Elektrikli basınç anahtarı ile harekete geçirilen normalde açık yön kontrol valfi, ön uyarılı basınç emniyet valfinden yapılan tahliye veya hava alma işlevi için kullanılır (Şekil 106).

Doldurma işlemi

Basınç anahtarının iki mikro anahtarı, düşük sistem basıncında tahliye valfinin enerjilendirilmesi ve ön uyarılı emniyet valfinin artık depoya boşaltılmamasını sağlayacak (hava alma açık) şekilde, içeriden elektrik rölesine bağlanmıştır. Bu durumda pompa akışı, çek valf üzerinden tahliye valfinden akümülatöre geçer.

Boşaltma işlemi

Sistem içindeki ve akümülatördeki basınç, basınç anahtarının ayarlanmış basıncına ulaştığında, tahliye valf solenoidi enerjisiz hale gelir (akımı kesilir) ve ön uyarılı emniyet valfi tanka tahliye sağlar. Çek valf, akışkanın akümülatörden pompaya akışını önlemek üzere kapanır. Böylece sistem basıncı sağlanır ve pompa akışı depoya yönlendirilerek boşaltılır (Şekil 106'ya bakınız; ayrıca, Şekil 100 ve 104 ile karşılaştırınız).

Basınç düşürme valfi

Basınç düşürme valfi genellikle ikili pompa devrelerinde kullanılır (Şekil 107). Silindir çapraz duruma gelirken, iki pompanın akışkanı, daha fazla bir hız kazanmak üzere birleşir. Yüksek hız artık gerekmediğinde, veya sistem basıncı, birleşik pompa akışı ilk hareket ettiricinin giriş gücünü aşma noktasına çıktığında, pompa daha hızlı bir akışla depoya boşalır.

Düşük basınçta çalışma

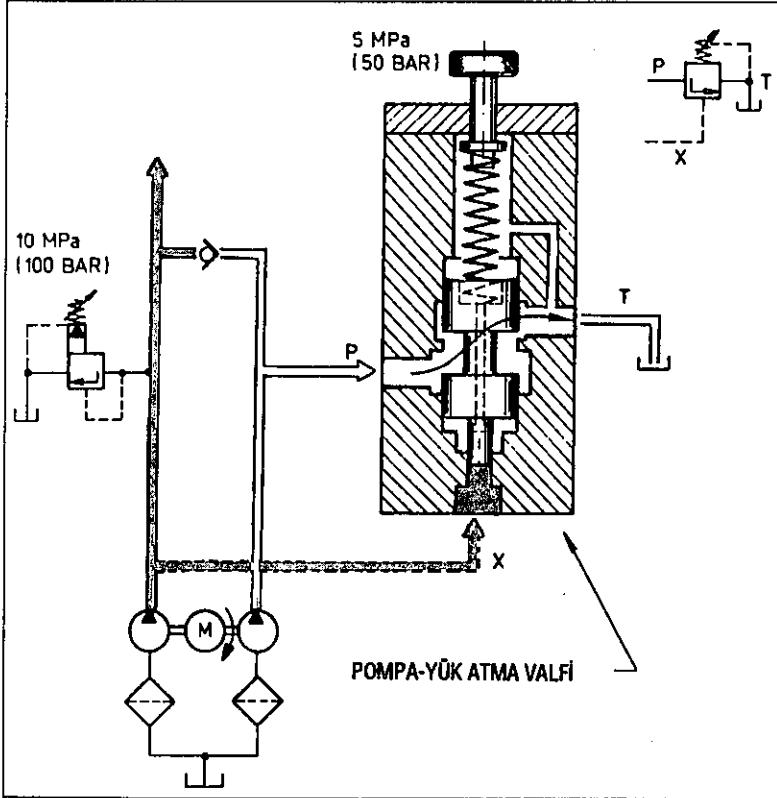
Bu koşulda basınç düşürme valfi kapanır. Büyük hacimli pompa akışı çek valften geçer ve küçük hacimli pompa akışı ile birleşir (sol taraftaki pompa). Bu hal, sistemdeki basınç, basınç düşürme valfi ayar basıncının altına düşüncüye kadar devam eder.

Yüksek basınçta çalışma

Şekil 107, basınç düşürme valfini, açık durumda büyük hacimli pompa ile akışı depoya devrederken göstermektedir. Çek valf kapalıdır, bu suretle, küçük hacimli pompa akışının depoya boşalması önlenmiştir. Bu durumda her iki pompanın birden yüksek basınçta çalışmasına göre çok daha az bir güç kullanılmış olur ($\text{güç} = \text{basınç} \times \text{debi}$). Hareketlendiricinin hareketi durduğunda, yüksek basınçlı ve düşük hacimli pompa akışı, sistem tahliye valfi üzerinden boşaltılır.

Valfin çalışması

Basınç düşürme valfi; doğrudan etkili, hidrolik valf pistonu ayarlanabilir bir yay tarafından kapalı tutulan ve uzaktan kumanda edilebilen bir piston valfidir. X girişindeki pilot basıncı ayar basıncını geçtiğinde, hidrolik valf pistonu yükselir ve birinci girişten ikinci girişe doğru akış izlenir (Şekil 107). Delikli hidrolik valf pistonu; dahili kaçığa (piston dışına çıkış), yay bölgesine, daha sonra ikinci çıkışa ve oradan da depoya boşalmaya imkan sağlar.



Şekil 107 "Yüksek-alçak" devresindeki yüksek hacim, alçak basınç pompasını kontrol eden basınç düşürme valfi.

Karşı denge valfi (geri basınçlı valf)

Karşı denge valfi, düşey hareket eden pistonun alt tarafına, alçalma sırasında yerçekimi nedeni ile asılı yükün serbest düşmesini önlemek üzere, karşı basınç veya yastıklama basıncı oluşturmak için uygulanır (Şekil 108). Bu karşı tepki veya karşı basınç görevi, valfe adını vermiştir.

Valfin çalışması (indirme)

Karşı denge valfi ayar basıncı, yükün serbest düşmesini önlemek için gereken basıncın çok az üstündedir. A hattındaki karşı basınçtan dolayı, silindir pistonu, yük indirilirken aşağı doğru zorlanmaktadır. Bu durum, yaya karşı hidrolik pistonu kaldıran A hattındaki basıncın artmasına neden olarak, çıkış akışının A hattından yön kontrol valfine ve oradan da depoya boşalmasını sağlar. Yay kontrollü boşaltma orifisi, pistonun tüm aşağı doğru hareketi sırasında, A hattında geri basınç sağlar (Şekil 108 indirilmiş yükü göstermektedir).

Valfin çalışması (kaldırma)

Valf normalde kapalı olduğu için, ters serbest akışlı çek valf olmaksızın, ters yönde akış (B ağzından A ağzına) görülemez. Yük tekrar yükseldiğinde, dahili çek valf silindirin geri çekilmesi için çıkışa izin vermek üzere açılır.

Valfin çalışması (süspansiyon)

Yük askıda tutulduğunda, valf kapalı kalır. Bundan dolayı, ayar basıncı, yükten dolayı oluşan basınçtan biraz daha yüksek olmalıdır. Sürgülü valfler, basınç altında dahili sızdırma yapmaya eğilimlidir. Bu durum, yükün bir süre için askıda tutulması gerektiğinde, karşı denge valfine ilaveten, bir pilot çalışmalı çek valf kullanımını tavsiye edilir (Şekil 108).

Fren valfi

Fren valfi, karşı denge valfi ile yakından ilgili olup, hidrolik motorun tank hattına takıldığında aşağıdaki görevleri yerine getirir :

- Motor miline aşırı dönme yükü uygulandığında, hidrolik motorun aşırı hızlanmasını önler.
- Yavaşlama sırasında aşırı basınç oluşumunu önler ve ivme azalmasını kontrol eder.

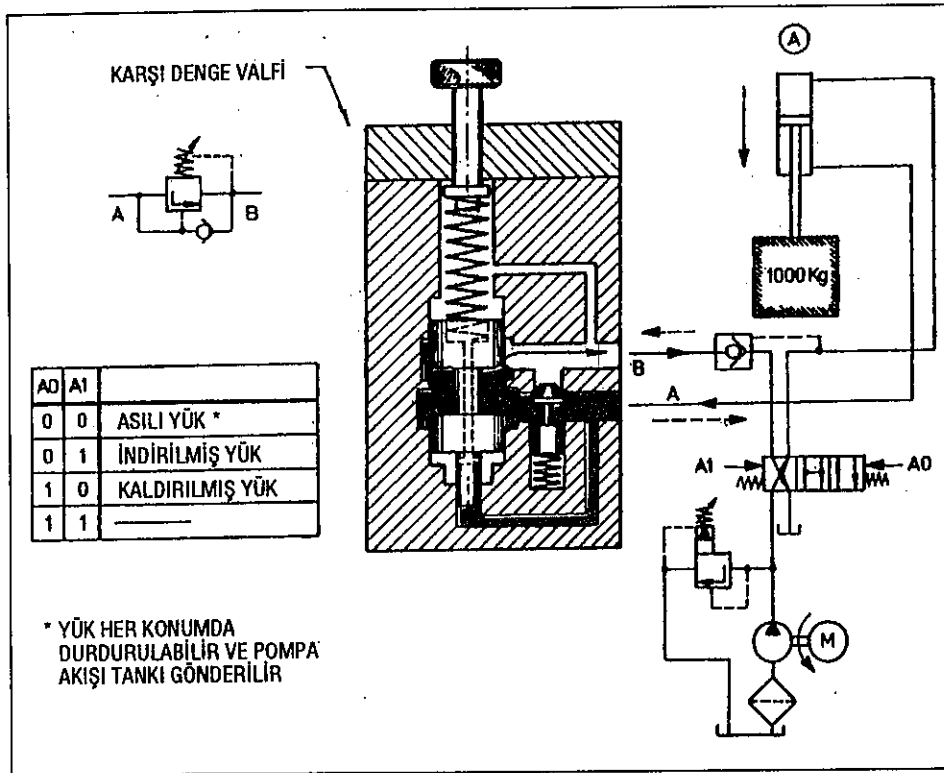
Valfin çalışması

Hızlanma sırasında motor torku en üst değerindedir ve bu yüzden motor girişindeki sistem basıncı da en üst değerindedir. X girişinde gelen ve büyük hidrolik valf pistonunu etkileyen çalışma basıncı sağlanması için, fren valfi pistonu tam açılmaya zorlanır, bu durumda motorun tank akışı kısıtlanmaz. X basınç hattından etkilenen büyük sürgünün yüzey alanının motor tank basıncından etkilenen dahili bağlantılı frenleme pistonunun alanına oranı 8:1'dir. Çalışma hızında, X hattında oluşan yük basıncı, fren valfini, dış kuvvetler motoru aşırı hızlanmaya doğru zorlamadıkça, hemen hemen tam olarak açık tutacaktır. Bu durum olursa, motor giriş hattı ile büyük sürgü alanı altındaki basınç düşer, yay kuvveti valf içindeki geri basıncı artıran motor boşaltma orifisini küçültür ve motor yavaşlar. Bu ise, sırası ile düşürülmüş, boşaltma orifisi ile motor arasındaki basıncı artırdığı gibi, dahili basınç hattından frenleme pistonuna olan basıncı da artırarak, valfin istenen ölçüm konumunda dengelenmesi suretiyle, sabit motor hızını sağlar (Şekil 109).

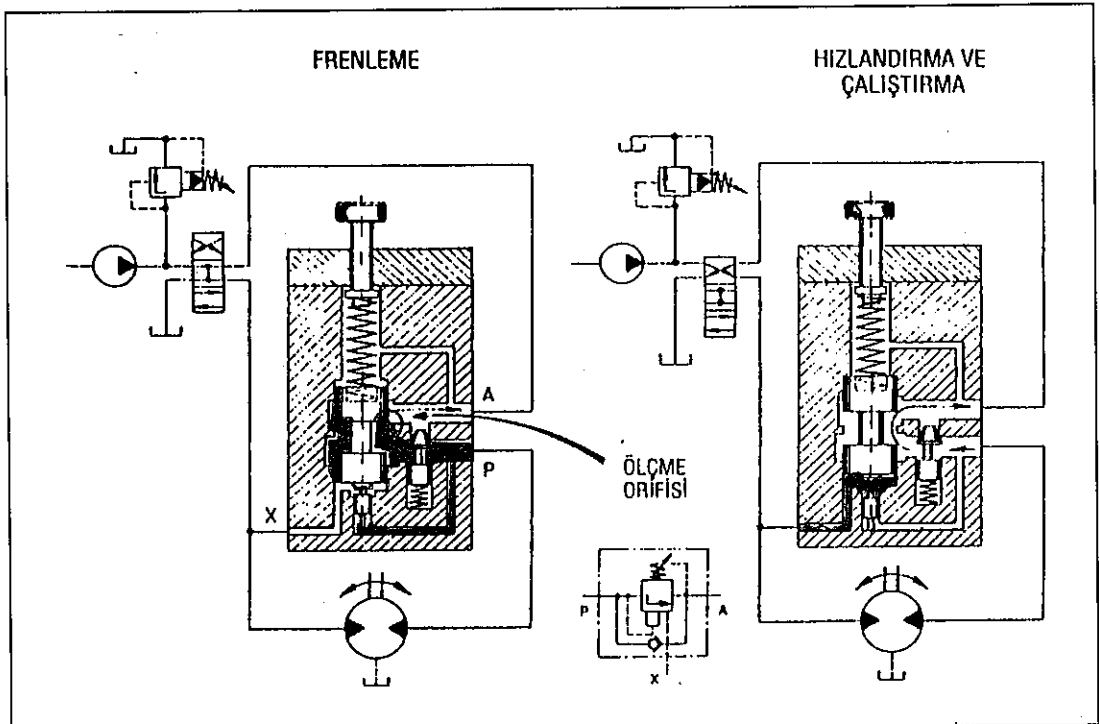
Frenleme sırasında (yön kontrol valfi merkez konumunda iken), yük ataleti motorun dönmeye devam etmesine sebep olur. Böylece motor, akışkanı depodan çekip frenleme valfine geri döndüren bir pompa haline gelir. Bu durum oluştuğunda, dış kuvvetler nedeni ile, fren valfi aşırı hızlanma durumundaki gibi çalışır. Yay ve frenleme piston kuvveti arasında dengelenmiş hidrolik valf pistonu, tedricen boşaltma orifisini küçültür motoru durdurur. Normal olarak ters akışlı çek valf, motorun ters yönde dönmesine olanak sağlamak için kullanılır.

Sıralama valfi (tek kademeli)

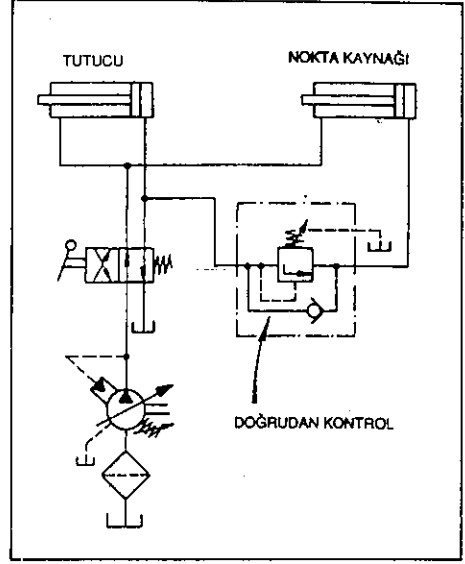
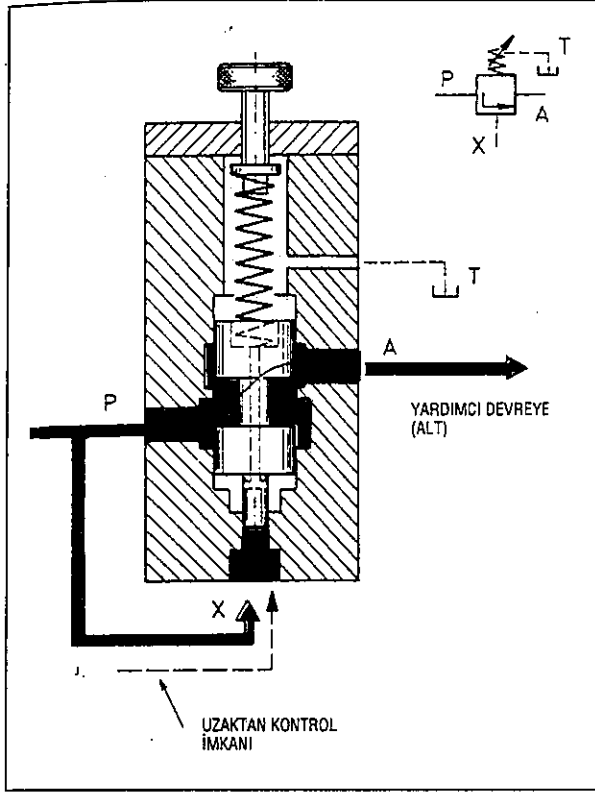
Sıralama valfi tasarım ve görev olarak emniyet valfi ile sıkıca ilgilidir. Ana devredeki basınç,



Şekil 108 Dengelemeli valf devresi. Görev tablosu; yükseltme, alçaltma ve yük asılmaları için gereken yön kontrol valfi ön-uyarı sinyallerini göstermektedir.



Şekil 109



Şekil 111 Kenetlenme ve nokta kaynağı devresi. Sıralama valfi direkt kontrollüdür. Devre; önceden ayarlanan kenetlenme basıncına erişilir erişilmez, ikinci sıralama safhası (nokta kaynağı) için gerekli basıncı temin etmektedir.

Şekil 110 Direkt hareketli sıralama valfi.

sıralama valfinin ayar düzeyine ulaştığında, hidrolik akışkanın alt devreye akmasına izin verir. Tipik bir uygulama, tespit ve nokta kaynağı devresidir (Şekil 111). İlk önce tespit etme hareketlendirici uzamalı ve iş parçası tespit edildiği anda da punta kaynak başlığı hareketlendiricisi ilerlemelidir. Her iki hareketlendiricinin de aynı anda geri çekilmesine izin verilmiştir. İsteğe bağlı geri akış çek valfi, normal olarak valfin, yön kontrol valfi ile hareketlendiricinin arasında çalışması istendiğinde kullanılır.

Valfin çalışması

Tek kademeli, sürgülü sıralama valfi, normalde kapalı bir valftir. X noktasındaki uyarı basıncı, ayar basıncını aştığında, sürgü yaya karşı yükselir ve akışkan P girişinden A ağzına doğru akar. Sürgüden tanka geri boşalmasında, dahili akışkan kaçağına izin vermek için valfin haricen boşaltılması gerekir (Şekil 110).

Dönüş akışı istenmesi halinde, sıralama valflerinin geri akış çek valf kullanması gerektiği unutulmamalıdır. Tek kademeli tahliye valflerine aynı zamanda uzaktan da kumanda edilebilir (Şekil 110 ve 112) ve bütün sıralama valfleri, ikincil hat basınçlı alt devreye egemen olduğu için, haricen boşaltılmalıdır.

Sıralama valfi (iki kademeli veya birleşik)

Valfin çalışması

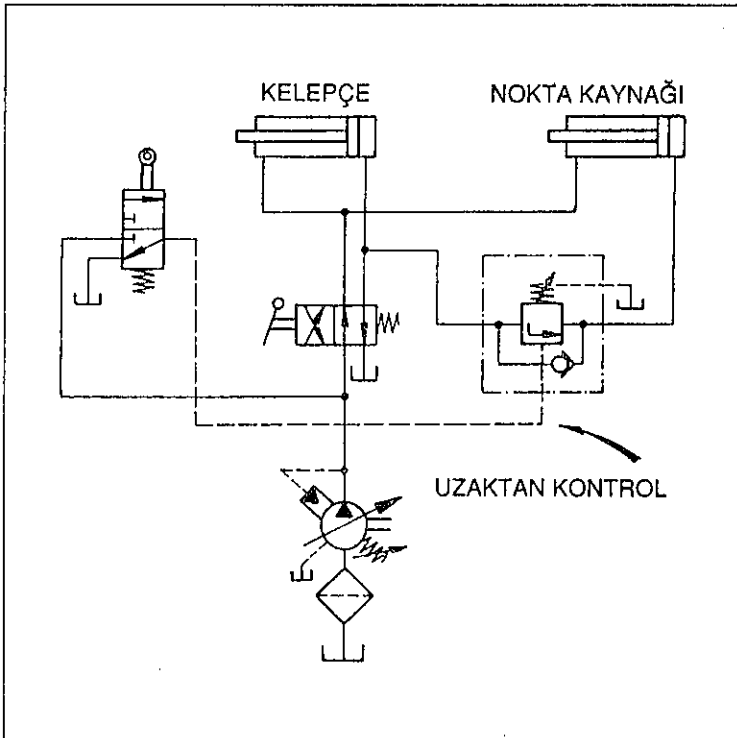
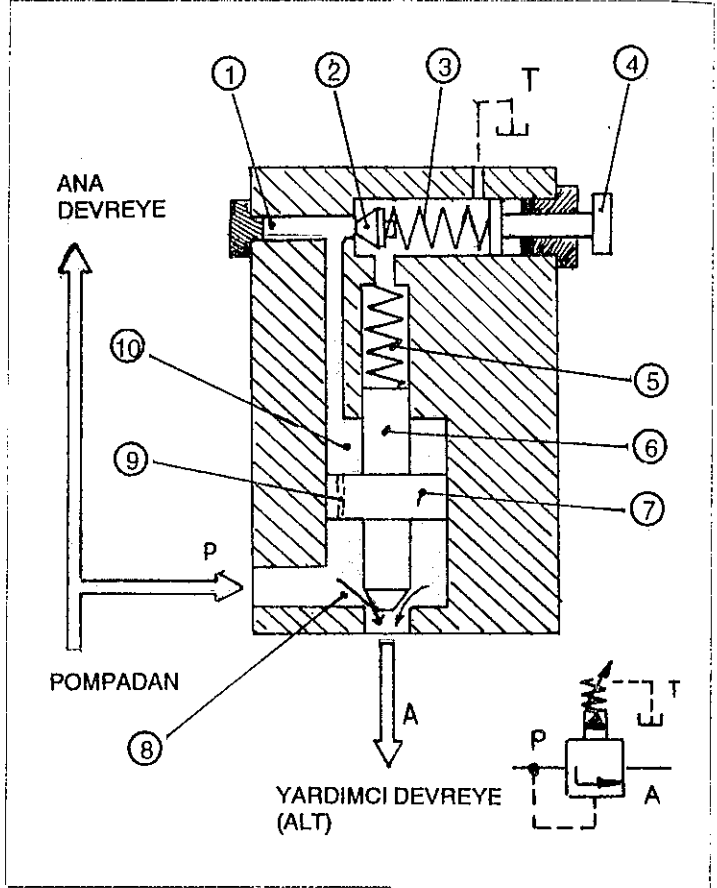
Akışkan, makinenin görevinin ilk basamağını yerine getirmek için, herhangi bir kısıtlamatsız ana devreye akar. Ana devre basıncı, sıralama valfinin ayar basıncına ulaştığında, uyarı popeti (2) yuvasından çıkmaya zorlanır ve akışkan depo yönünde akmaya başlar. Orifisdeki (9) basınç düşmesi

(Δp) nedeni ile oluşan basınç dengesizliği, 6 nolu pistonu yukarı doğru zorlar ve akışkan daha sonra alt devreye akabilir (Şekil 113).

Ön uyarılı basınç düşürme valfi

Bazı akışkan güç sistemlerinde alt devrelerin ana sistemden daha düşük basınçta çalışması istenir (ve sıkça gerekir). Basınç düşürücü valfler bu amaçla kullanılır. Normalde kapalı olan, daha önce anlatılan basınç kontrol valflerinin aksine, basınç düşürücü valf normalde açıktır.

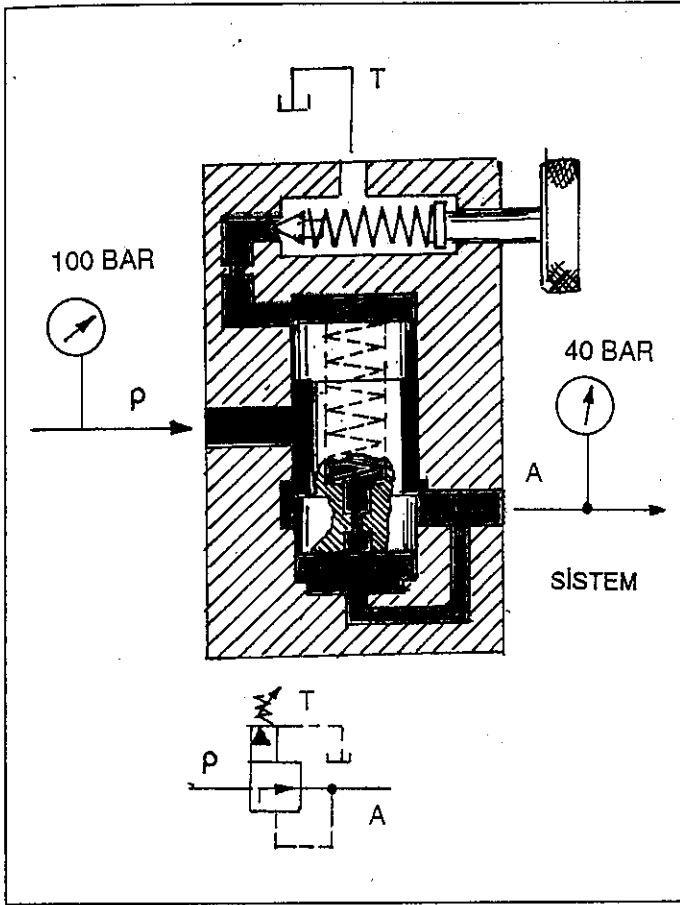
Bu valfin temel görevi, sabit akış aşağı basıncını (alt devre basıncı), ana devredeki basınç dalgalanmasına bakmaksızın temin etmek ve sınırlamaktır (Şekil 114).



- | | |
|----------------|------------------|
| ① Oda | ⑥ Piston |
| ② Pilot popeti | ⑦ Piston bölgesi |
| ③ Popet yayı | ⑧ Oda |
| ④ Ayar vidası | ⑨ Orifis |
| ⑤ Piston yayı | ⑩ Oda |

Şekil 113 Ön uyarılı çalıştırılabilir sıralama valfi (birleşik tip).

Şekil 112 Kenetlenme ve nokta kaynağı devresi. Sıralama valfi uzaktan kumandalı türdendir. Böylece devre, ikinci sıralama safhası ("ve" fonksiyonu) için hem basınç, hem de konum sıralaması temin etmektedir.

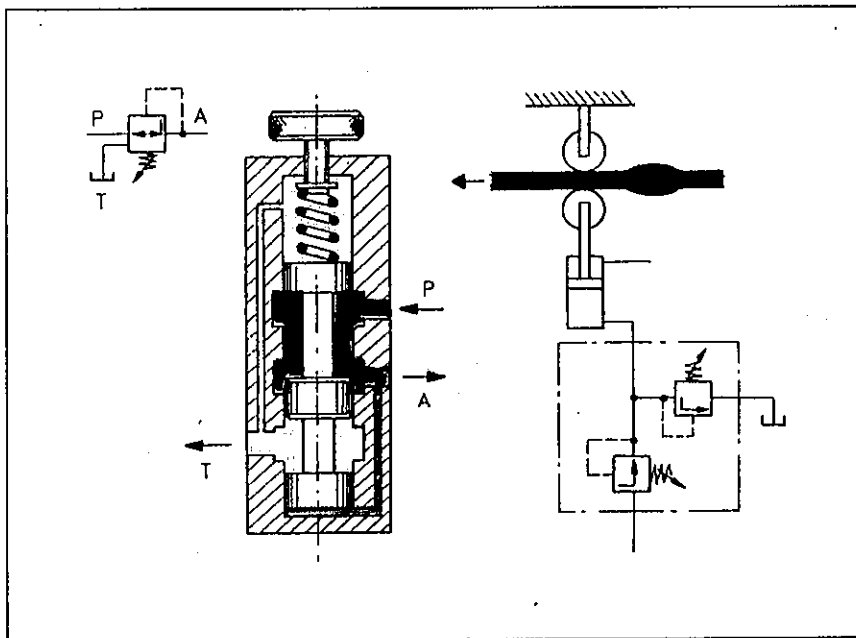


Şekil 114 Ön uyarılı basınç düşürme valfi.

Valfin çalışması

İstenen akış aşağı basınç (üst devre basıncı), pilot tahliye valfi ile ayarlanır ve sabitlenir. Valf çalışma basıncının altında valf sürgüsü, hafif yay ve P'den A'ya hiç kısıtlamasız geçen akışkan tarafından tamamen açık tutulur. Alt devre basıncına eşit statik basınç, valf sürgüsünün altında, valf sürgüsünün içinde ve pilot tahliye valfinin önünde mevcuttur.

Alt devre basıncı arttığında ve valfin ayar seviyesine ulaştığında, pilot valf açılacaktır ve depoya tahliye akışı olacaktır. Bu ise, valf sürgüsü içindeki dahili orifiste basınç düşmesine (Δp) sebep olur ve orifis altındaki daha yüksek basınç, hidrolik silindiri yukarı ve yaya karşı zorlar. Bu sebeple sürgü, yukarı etkileyen orifis altındaki daha yüksek basınç ve orifis üstündeki düşük basınç ile, aşağı etkileyen küçük yay arasında dengede kalacaktır.



Şekil 115 Doğrudan uyarılı basınç düşürme valfi.

Bu şekilde sürgü, P ağzından A ağzına akış geçidini azaltır veya açar ve alt devrede sabit basınç oluşturarak sınırlar. Alt devrede akış istenmediğinde, valf kısmen açık kalacak ve 0.6-1.2 l/dak. akışkan, pilot valften depoya devamlı olarak akacaktır.

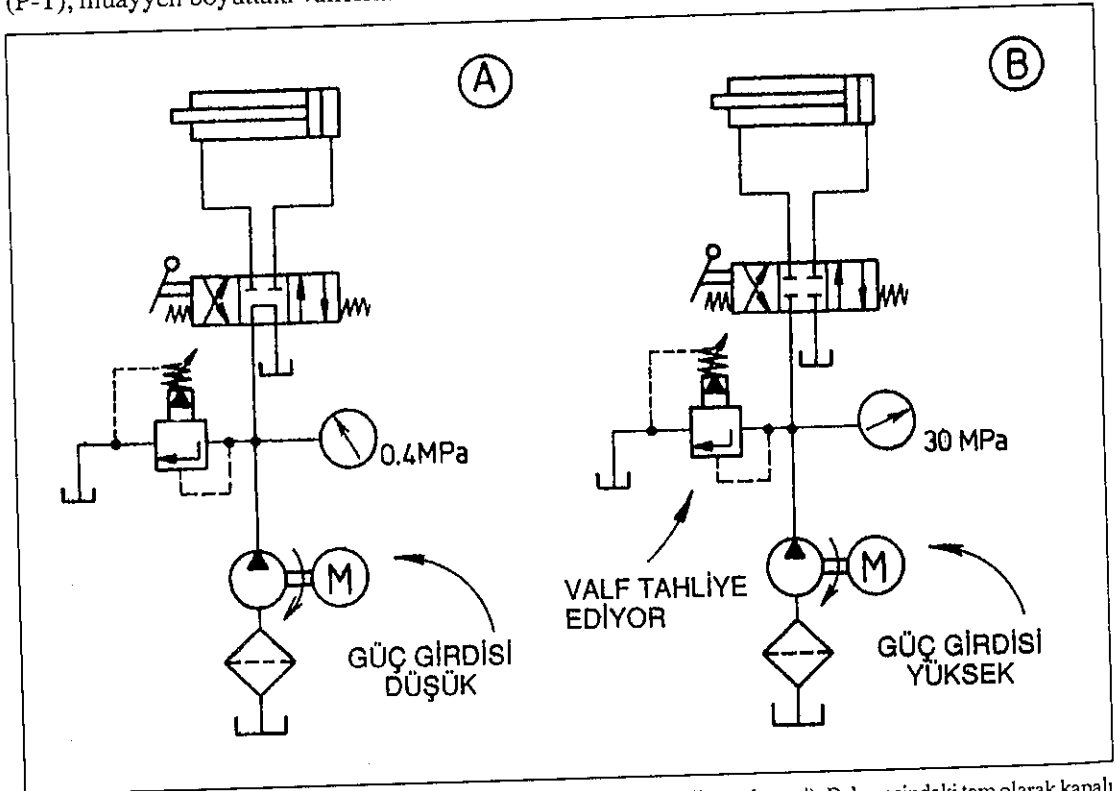
Valften serbest geri akış, yalnız alt devre basıncının valf ayar basıncı altında olması halinde mümkündür. Basınç, valf ayar basıncını geçerse, valf kapanacak, böylece ters akış imkansız olacaktır. Bu nedenle, basınç düşürücü valfler, serbest geri akış için çek valf ile donatılırlar.

Doğrusal hareketlendiriciyi etkileyen harici kuvvetler, basınç düşürücü valf ile hareketlendirici arasındaki basıncı artıracaktır. Bu yüzden bazı sistemlerde, harici kuvvetlere bakmaksızın sabit akış aşağı basınç temini için, sistemden fazla akışkanın depoya tahliyesi arzu edilir. Şekil 115'te görülen basınç düşürücü valf bu görevi, ancak sınırlı debi (0.6-1.2 l/dak.) için yerine getirir.

Yön kontrol valfi ile pompa boşaltma kontrolü

Hareketlendiricilerin çalışmadığı sürelerde pompa akış kontrolünün çok basit ve masrafsız yapılmasının yolu, açık-merkez veya tandem merkez tipi yön kontrol valfi kullanmaktır. Örneğin; tandem merkezli valfin nötr olarak bloke edilmiş iki hareketlendirici girişi vardır ve pompa nisbeten düşük basınç altında depoya boşaltılmıştır.

Bu devrenin, sistemi aşırı yükten korumak ve azami sistem basıncını sınırlamak için, basınç emniyet valfine ihtiyacı vardır. Fakat, çalışmama sürelerinde, pompa akışının tahliye valfine aktarıldığı kapalı merkez sistemle karşılaştırıldığında, (Şekil 116'daki devreleri karşılaştırın) tandem-merkezli devre, kesinlikle gücü tasarruf eder (iki sistemdeki basınç monometrelerini karşılaştırın) ve akışkanda oluşan ısı asgari düzeyde olur. Buna rağmen, tandem-merkezli valflerin pek çoğunun akış debisi (P-T), muayyen boyuttaki valflerin normal azami debisinin yalnızca % 50'si kadardır.

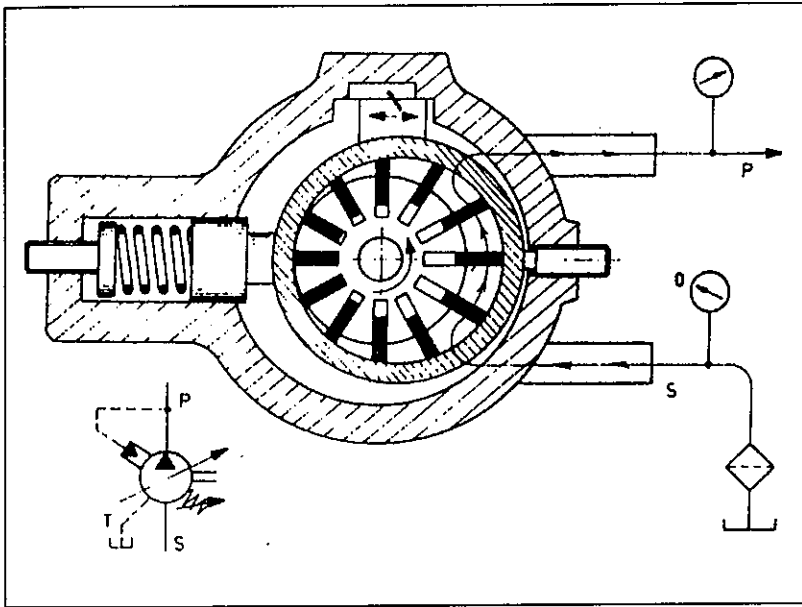


Şekil 116 Tandem merkez yön kontrol valfli, pompa yükten kurtulma kontrollü (A devresi). B devresindeki tam olarak kapalı yön kontrol valfi, pompanın yükten kurtulmasını sağlamamaktadır; bunun anlamı da, pompanın 30 mPa'da, tahliye valfine karşı zorlanarak çalışması demektir.

Azami sistem basıncının pompa ile kontrolü

Değişken debili, basınç kontrollü pompalar, azami sistem basıncını kontrol etmek ve pompa giriş gücünü korumak için kullanılır. Böyle pompalar debilerini (l/dak.), sistem gereksinimine uygun olarak, otomatik olarak ayarlarlar. Böylece devrenin durma kademelerinde akış kesinlikle durdurulur ve hareketlendiricilere basınç sağlanır (Şekil 117 ve 118). "Kademeli tip" kontrollü pompalarda, pompayı ve sistemi korumak için ilaveten sistem tahliye valfine gerek vardır; fakat, "yükte" kontrollü pompalar (Şekil 117), tahliye valfi olmaksızın da emniyetle çalışırlar.

Değişken debili basınç kontrollü pompalar ile sistem basıncının kontrolünün; sistem basıncının korunması, asgari güç kullanımı, yön kontrol valflerine sabit pilot basıncı, asgari ısı oluşumu, kontrol elemanlarının azlığı vb. birtakım önemli üstünlükleri vardır. Bununla beraber, ilk satın alma maliyeti, sabit debili pompa maliyetinden yüksektir.



Şekil 117 Yükte basınç kontrollü, değişken debili, basınç kontrollü pompa.

Kontrol biçimi ile kontrol fonksiyonu ilgili ise, uygun yerlere "Evet" işareti koyulmuştur.

* Yalnız düşük basınçlı pompalar için.

SAĞLANAN KONTROL FONKSİYONU	Kontrol biçimi (valf)											
	Sistem emniyet valfi (kombine veya basit tip)	İlave kanatlı ön uyarılı emniyet valfi ile pompa basıncı düşürülmüş	Tandem veya açık merkez yön kontrol valfi ile pompa basıncı düşürülmüş	Basınç düşürücü valf ile pompa basıncı düşürülmüş	Akümülatörü diferansiyel alan boşaltma valfi	Basınç anahtar, akümülatör ve havalandırılmış tahliye valfi ile boşaltma	Değişken deplasmanlı, basınç kontrollü pompa	Basınç düşürücü valf	Basınç sıralama valfi	Karşı denge valfi	Fren valfi	
Aşırı yüklemekten koruma	Evet	Evet		Evet*	Evet	Evet	Evet					
Pompa giriş gücünü muhafaza, sistemin aşırı ısınmasını önleme		Evet	Evet	Evet	Evet	Evet	Evet					
Pompa boşalmışken, sistem basıncını tutma					Evet	Evet	Evet					
Hareketlendirici çıkış kuvvetini ve motor torkunu sınırlama	Evet	Evet			Evet	Evet	Evet	Evet				
Hareketlendirici çalışma sırasını kontrol									Evet			
Hareketlendirici dinamik frenleme kontrolü										Evet	Evet	
Düşey yük besleme										Evet		
	Pompa kontrolü					Hareketlendirici kontrolü						

Şekil 118 Basınç kontrolleri özeti.

6

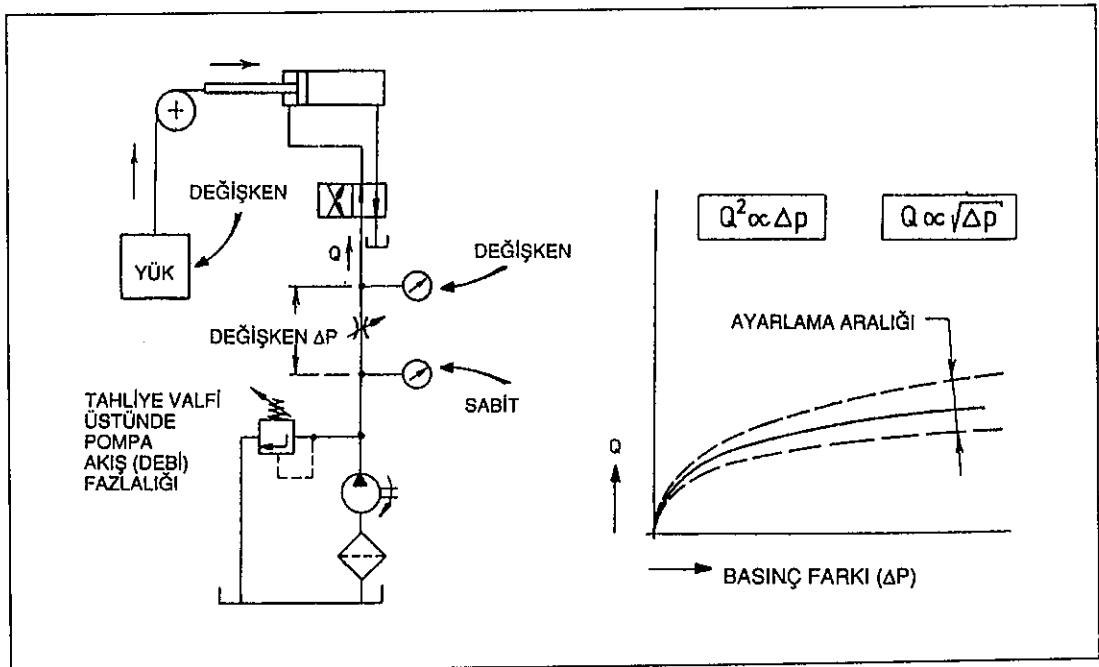
Akış Kontrolü

Akış kontrol valfleri, hidrolik sistemlerin bir bölümü ile diğer bölümü arasındaki akışın debisini kontrol için kullanılırlar. Akış kontrol düzenekleri, aşağıda belirlenen kontrol işlevlerinden birisini veya birden fazlasını yerine getirir :

- Doğrusal hareketlendiricilerin (aktüatörlerin) ve hidrolik motorların azami hızlarının sınırlandırılması ($\frac{\text{akış debisi}}{\text{piston alanı}} = \text{pistonun hızı}$);
- Kendilerine doğru olan akışı kontrol etmek suretiyle, alt devrelerin sağlayacağı azami gücün sınırlandırılması (güç= akış debisi x basınç);
- Pompa debisini devrenin muhtelif kollarına orantılı olarak dağıtmak ve ayarlamak. Hidrolik basınç hattındaki kısmen kapalı bir meme veya bir kontrol valfi, pompanın sağladığı akışa karşı bir direnç oluşturur. Bu direnç söz konusu girişin kaynak yönündeki basıncını, basınç tahliye valfinin ayarlanmış olduğu düzeye kadar yükseltir ve hiçbir aşırı pompa akışı, basınç tahliye valfi üzerinden depoya geçiş yapamaz (Şekil 119).

Akış kontrol düzeneklerinin işlev ve çalışma biçimlerini anlamak için, debisini (Q) belirleyen faktörlerin bilinmesine gereksinim vardır. Bu faktörler aşağıda yer almaktadır:

- söz konusu girişin yatay kesit alanı (mm²);
- söz konusu girişin kesit alanının biçimi (yuvarlak, kare, üçgen);



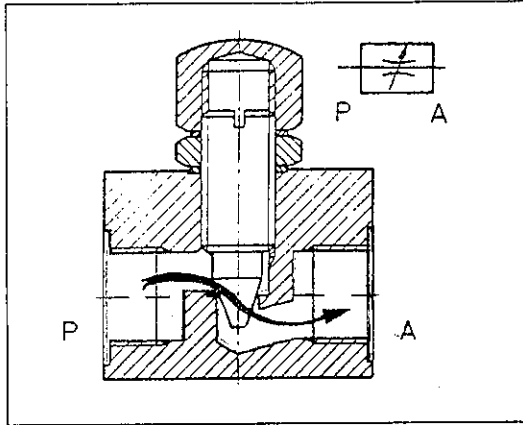
Şekil 119 Basit kısıtlayıcı tip akış kontrol valfleri, yalnızca giriş boyunca basınç farkının (Δp) kabul edilebilir ölçüde sabit olduğu durumlarda kullanılır.

- kısıtlama alanının uzunluğu (Şekil 122) ;
- söz konusu giriş boyunca oluşan diferansiyel basınç (basınç farkı) (Δp) ;
- akışkanın viskozite derecesi (cSt , sıcaklık derecesine göre değişken olarak).

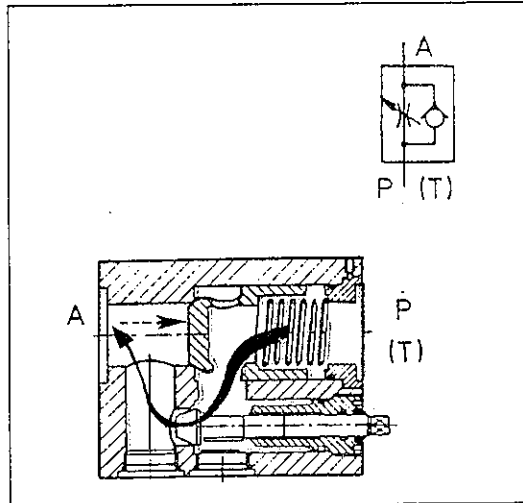
Böylece, belirli bir giriş üzerindeki akış debisine hakim olan kural, yaklaşık biçimde, $Q^2 \propto \Delta p$ 'dir, şeklinde ifade edilebilir. Bu durum, girişten kaynağa veya aksi yöndeki basınç değişimleri, Δp basınç farkındaki ve dolayısıyla girişteki akış miktarı değişmelerini ifade eder. Akış kontrolünün kaynağa doğru basıncı, normal olarak sistem basınç tahliye valfi ve/veya değişken debili pompa üzerindeki basınç kontrolörü sayesinde, sabit düzeyde tutulur. Bu nedenle; basınç farkı (Δp) değişiklikleri, hareketleyici üzerindeki değişken yük kuvvetlerinin sonucu olarak, yalnızca kaynağın aksi yönündeki basınç dalgalanmalarından kaynaklanır (Şekil 119).

Basit kısma valfi (değişken kısma valfi)

Değişken kısma akış kontrolleri (Şekil 120), hareketlendiricinin kontrollü hızının kritik olmadığı devrelerde ve hareketlendirici yükünün buna göre değişkenlik gösterdiği ve böylece akışkanın viskozite derecesinin değişmesine göre etkileşime uğradığı devrelerde kullanılır.

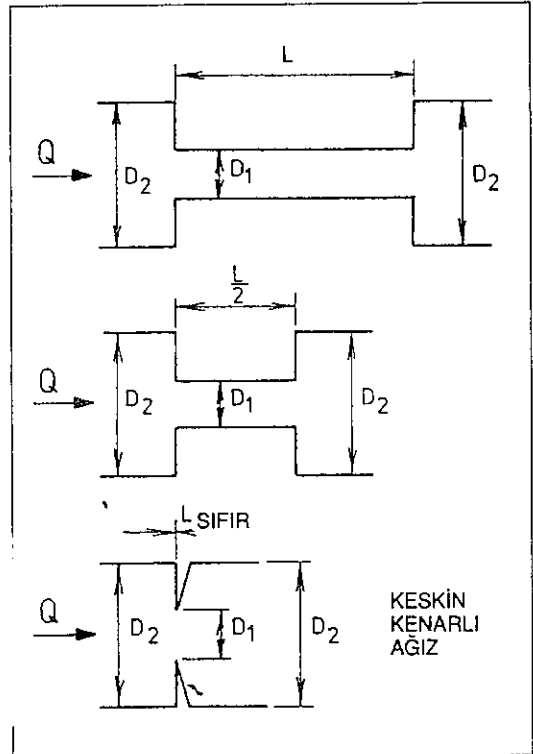


Şekil 120 Basit kısma valfi.

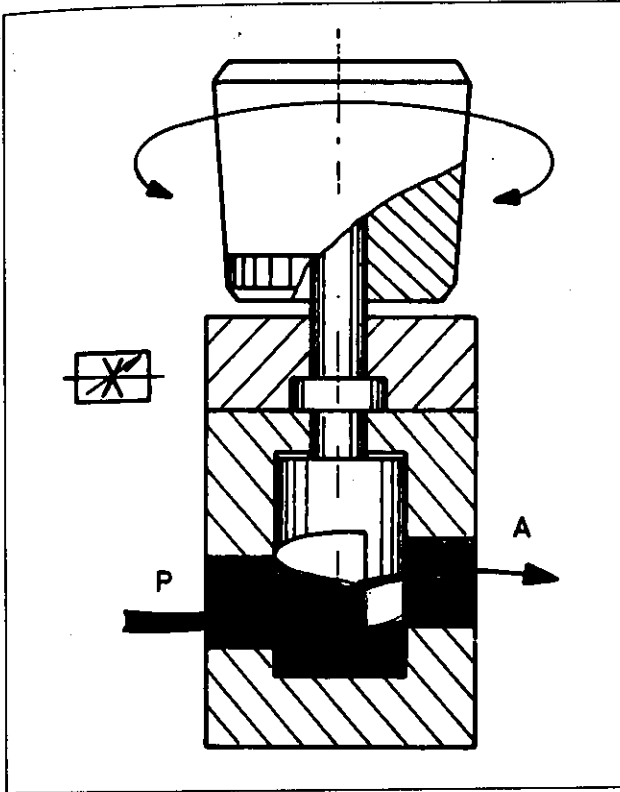


Şekil 121 Çekli akış kısma valfi.

Bu valfler genelde bir valf gövdesi ve bir ince ayar için kısma vidasından oluşurlar. Yalnız bir hareketleyici yönünde akış kontrolüne gereksinim olduğunda, aksi yöndeki serbest akış için bir tek yönlü valfin (çek valf) kullanılması esastır. Bazı kısıtlayıcı tip akış kontrol düzeneklerinde, serbest akışlı tek yönlü valfler bulunmaktadır (Şekil 121).



Şekil 122 Keskin kenarlı ağız, akışkanın ısı derecesindeki değişikliklere karşı daha az duyarlıdır.



Şekil 123 Sıcaklık dengelemeli akış kontrol valfi.

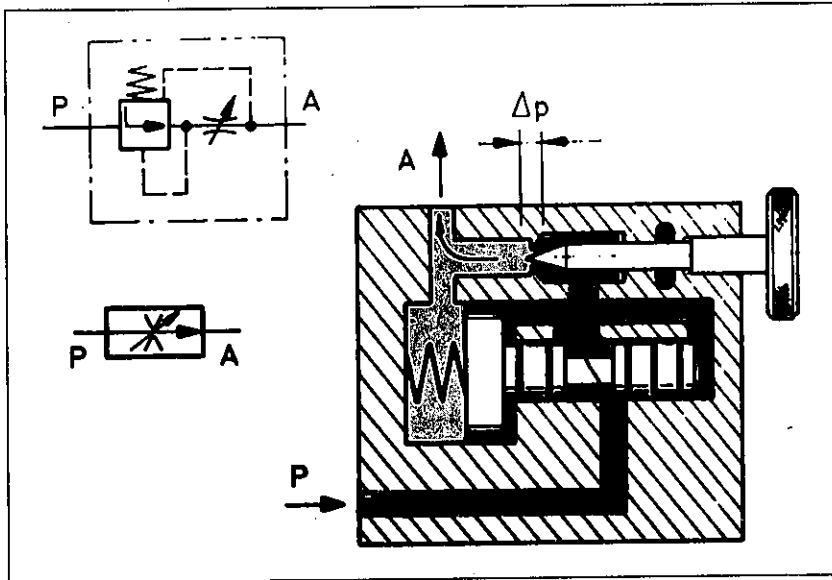
tünme de azalmış olacaktır.

Bununla beraber, kısma alanının uzunluğu azaldıkça, ağız sıcaklık (viskozite) değişikliklerine karşı daha az duyarlı olacaktır. Bu düşünce doğrultusunda, "sıfır" uzunluktaki bir kısma alanı, içerisinden geçen akış üzerinde hiçbir etki yaratmaz. Teknolojik olarak böyle bir tasarımın gerçekleştirilmesine olanak yoktur. Ancak, "keskin kenarlı" olarak nitelendirilen kısma alanları, ısıya karşı hemen hemen

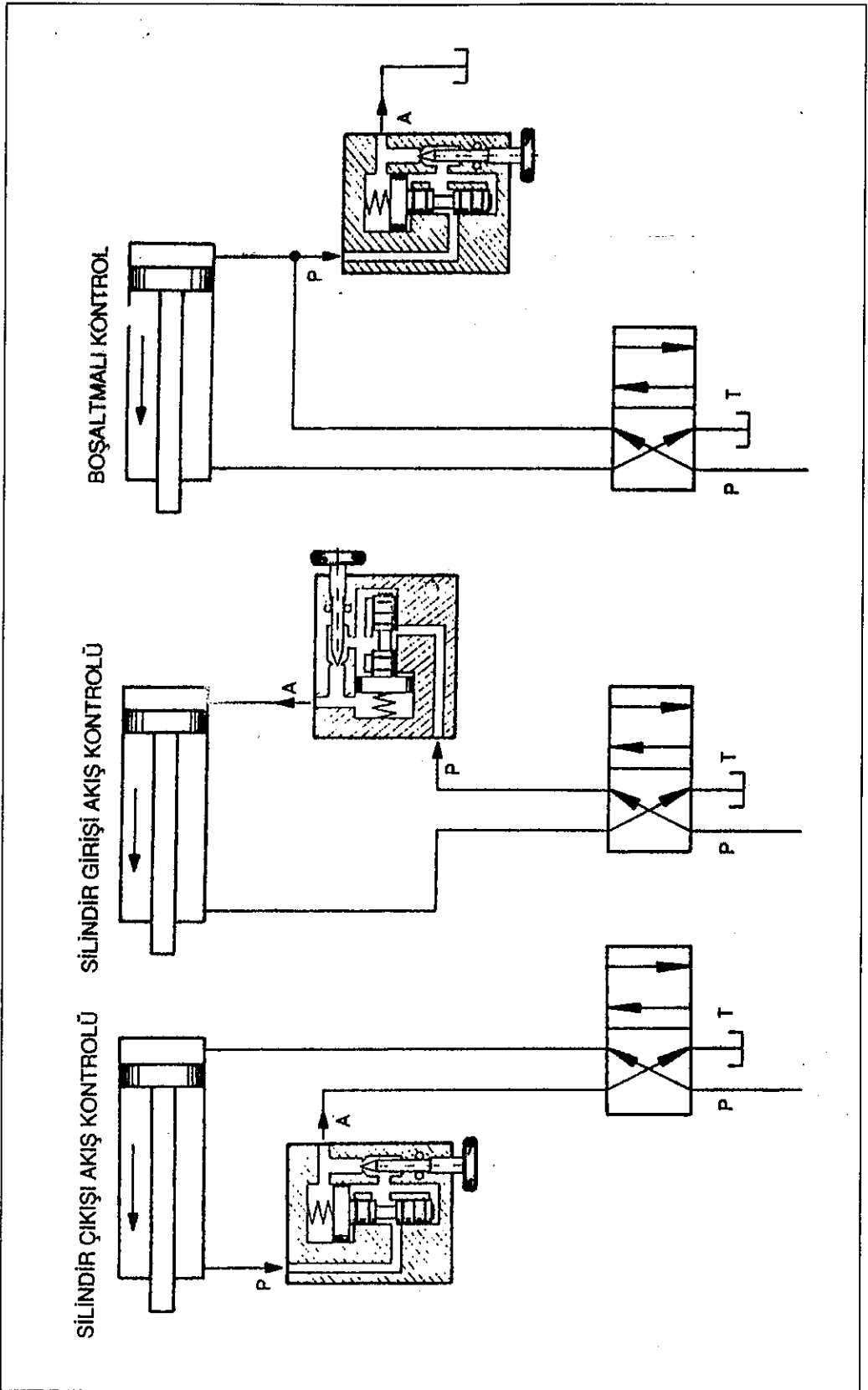
Sıcaklık dengelemeli akış kontrol valfi

Hidrolik sistemlerin çoğunda, tatminkar bir performans düzeyinin sağlanması için, akışkanın ısı derecesindeki dalgalanmalara karşı duyarsızlık zorunludur. Akışkanın ısı derecesi viskozitesini etkiler ve belirli bir girişte basınç düşmesine neden olur. Bu durum, Şekil 122'de temsil edilmiştir.

İnce ve uzun alan, akışkan moleküllerinin birbirleri ile ve ince borunun iç çeperleri ile sürtünmelerinin artmasına neden olan, akış kısıtlayıcı bir ağız göstermektedir. Gerek akışkan bünyesinde, gerekse akışkanla ağız iç çeperleri arasında oluşan bu sürtünme, hareket halindeki akışkanda bir enerji kaybı yaratmaktadır. Bu enerji kaybı, bir basınç düşmesi ve bir ısı yükselmesine neden olur. Sürtünme olayı doğrudan doğruya akışı kısma alanının uzunluğuna bağlıdır. Kısma alanının uzunluğunun azaltılması halinde, sür-



Şekil 124 Basınç dengelemeli akış kontrol valfi.



Şekil 125 Kısırlayıcı tip valflerle akış kontrol yöntemleri.

duyarsızdırlar ve akış şapması, 20-70° C sıcaklık derecesi koşullarında % 1-1 1/2'den küçük düzeydedir.

Sıcaklık dengelemeli bir akış kontrol valfi (kısmı valfi) Şekil 123'te görülmektedir.

Basınç dengelemeli akış kontrol valfi

Diferansiyel basınç (Δp) bağlamında, etkin ve sürekli bir akış debisi kontrolüne gereksinim olan durumlarda, basınç dengelemeli akış kontrol yönteminden yararlanılabilir. Basınç dengelemesi, valf içerisinden geçen akışkanın debisinin (Q), kaynak tarafındaki veya aksi yöndeki olası basınç değişimleri karşısında bile, sabit düzeyin sürdürülmesine imkan sağlar.

Valfin çalışması

Akış, basınç dengeleme girişi ve daha sonra da kontrol girişi vasıtasıyla P'den geçerek valfin A kısmından çıkar. Basınç dengelemesi, kontrol besleme girişleri seri olarak irtibatlı olan, kaynak tarafında yer almış, değişken basınç konumlu (dengeleme memesi) bir girişin kullanılması ilkesine dayanmaktadır (Şekil 124).

Hassas olarak eşit alanlara sahip olan basınç dengeleyici sürgünün uçları, hidrolik olarak kontrol ağzının girişi ve çıkışlarına bağlanmıştır. Böylece, statik (durağan) koşullarda hidrolik kuvvetler basınç dengeleyici sürgüyü dengeli konumda tutar, ancak öngörülmesi baskı yayı bu mili sağ uca doğru itmek suretiyle, dengeleme ağzının tam olarak açık tutulmasını sağlar.

Akış şartlarında, öngörülmesi baskı yayının kuvvetinden daha az düzeyde bulunan bir basınç düşmesi (Δp), dengeleme ağzını küçültecektir. Kontrol ağzının her iki tarafında oluşabilecek herhangi bir basınç değişikliği, kontrol ağzının mukabil tarafında herhangi bir mukabil basınç ortamı olmaksızın, basınç dengeleyici sürgüyü (hidrostat) hareket ettirecektir. Böylece, kontrol girişi boyunca sabit bir basınç farkı (Δp) sürekli olarak sağlanacaktır. Bu sayede, valf önceden ayarlanan debinin, kontrol girişi boyunca sabit düzeyde tutulmasını gerçekleştirebilecektir.

Sınırlayıcı (kısıtlayıcı) valfler için debi kontrol yöntemleri

Hareketlendirici hızının ayarlanması için akış kontrol valfleri kullanıldığında, genellikle üç temel yöntem uygulanmaktadır. Bu yöntemler; "silindir dışı, silindir içi ve boşaltmalı" kontrollerinden ibarettir. 120'den 124'e kadarki şekillerde görülen kısıtlayıcı tip valfler, her üç akış kontrol yöntemi için kullanılabilir (Şekil 125).

Silindir içi ve silindir dışı akış kontrol hidrolik devrelerinde, silindir hızının kontrol altına alınması için kullanılan olağan bir yöntem, yön kontrol valfi ile bu valfin yan plakası arasına monte edilen, "sandviç" tipi kısıtlama valflerinden yararlanmaktır. Bu tip kısıtlama valfleri dengelemesiz olup, sadece akışkan koşullarının büyük ölçüde değişim göstermesi durumunda yaklaşık bir kontrol sağlar. Bu valfler, bir tek gövde içerisinde birleştirilen çiftli uygulamalar halinde, serbest akışlı çek valfler ile birlikte kullanılırlar.

Silindir dışı akış kontrolü

Bu tür hız kontrol yöntemi çok hassastır ve serbest düşme durumundaki yük için veya yük kontrol edilemez duruma eğilim gösterdiğinde ve yükün durdurulma gereksinimi olduğunda ("kontROLSÜZ durum") kullanılır.

Akış kontrol valfi hareketlendirici ile yön kontrol valfi arasında yer alır ve hareketlendiriciden çıkan akışkanın kontrol altına alınmasına imkan sağlar. Her bir hareketlendiricinin strok kontrolünün yapılması söz konusu olduğu takdirde valf, yön kontrol valfinin depoya doğru olan hattı üzerine yerleştirilebilir. Ancak, büyük boyutlu piston kolları olan hareketlendiriciler kullanıldığında, yön

kontrol valfi T akışının ayar düzeyini aşan basınç yoğunlaşmalarından kaçınılması gerekir. Sadece bir strok hızının kontrol altına alınacağı durumda, ters yön çek valfinin hızlı bir şekilde kısılmasına gereksinim vardır.

Bir olumsuzluk olarak söz edilmesi gereken husus, akış kontrol valfinden geçemeyen fazla akışkanın sistem tahliye valfi üzerinden atılacağıdır.

Silindir girişi akış kontrolü

Bu tür bir hız kontrol yöntemi de çok hassastır ve hareketlendirici üzerindeki yükün sürekli biçimde strok'a karşı direnç gösterdiği durumda ("kontROLSÜZ" olmayan durum) kullanılır.

Akış kontrol valfi hareketlendiricinin besleme hattı üzerinde, sadece bir strokun kontrolünün yapılacağı durumlarda kullanılır. Hızlı geri çekilme sağlamak için, ters yönlü serbest akışlı tek yönlü valfin kullanılması gerekir. Her iki hareketlendiricinin hız kontrollerinin yapılması durumunda akış kontrol valfinin pompa ile yön kontrol valfi arasına yerleştirilmesi gerekir. Bununla beraber, strok hızları bu şekilde ayrı ayrı ayarlanamaz.

Burada da, aşırı düzeydeki pompa debisi sistem basınç tahliye valfi üzerinden boşaltılır.

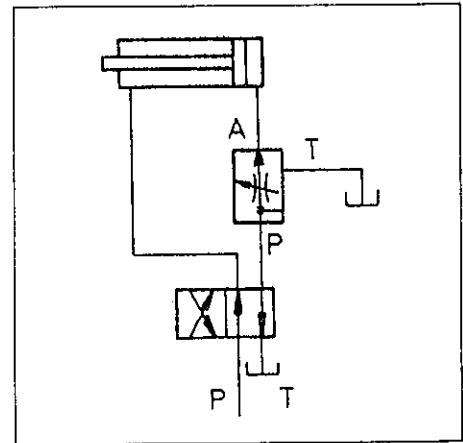
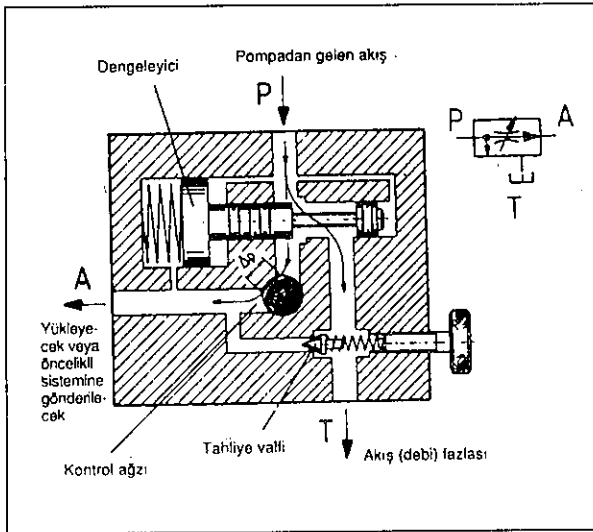
Hava/yağ boşaltmalı kontrol

Bu hız kontrol yöntemi, güç tasarrufu üstünlüğüne sahip olup, pompa daima iş yükünün gerektirdiği basınçta çalışır ve fazla akışkan tahliye valfi üzerinden atılmadan akış kontrol valfinden tanka döner. Bu yöntem, ayarlanan akış miktarının depoya geçmesi ve kalan akışkanın hareketlendiriciye yönlmesi nedeni ile, hareketlendirici içi akış kontrol yöntemi gibi etkin değildir. Bu durum hareketlendiricinin hızını, pompanın değişken besleme debisine bağlı bırakmaktadır.

Hava/yağ boşaltmalı kontrolde ters yönlü serbest akış çek valfine gerek yoktur. Bu arada, hava/yağ boşaltma yöntemi ile yapılan akış miktarı kontrolünün, "kontrol dışı" yük durumları için uygun olmadığının belirtilmesinde yarar görülmektedir.

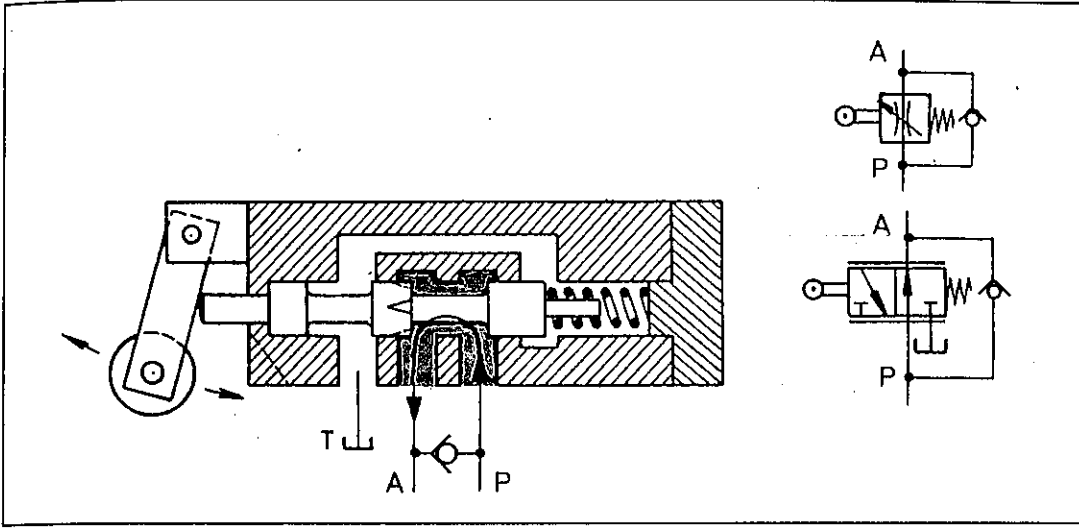
Baypas debi kontrol valfi

Bu valf, hareketlendiriciye doğru yönelen akış miktarını kontrol eder ve herhangi bir aşırı miktarı (fazlalık) depoya yöneltir (Şekil 126 ve 127). Sistem içerisinde bulunan basınç tahliye valfi, baypas valfinin tamamlayıcı bir aksamı olarak işlev görür ve meydana gelecek aşırı iş yükü basıncına karşı aşırı yük koruması sağlar.

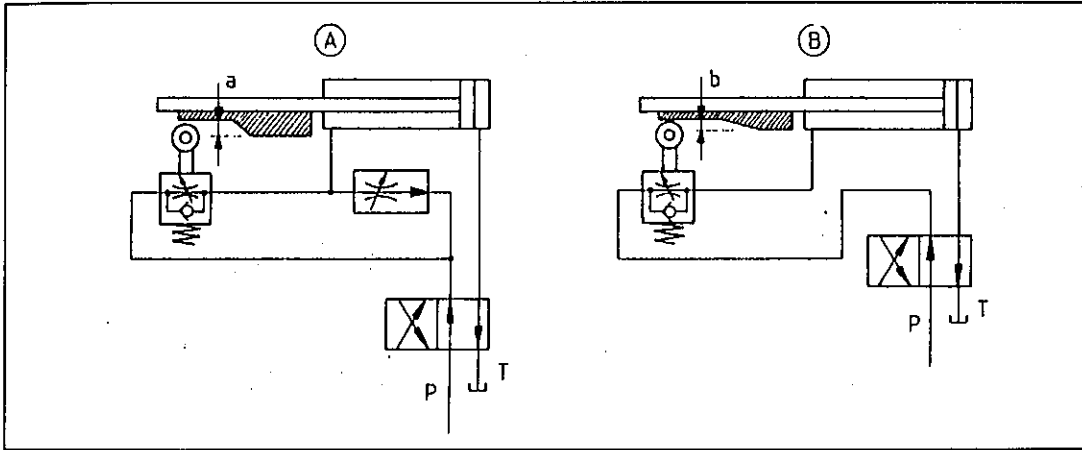


Şekil 127 Hareketlendirici girişindeki baypas akış kontrol valfi uygulaması (üst).

Şekil 126 Baypas akış kontrol valfi (sol).



Şekil 128A Yavaşlatma (hız azaltma) valfi (normal olarak açık).



Şekil 128B Yavaşlatma (hız azaltma) valflerinin uygulamaları.

Valfin çalışması

Bu valf, Şekil 124'te görülen basınç dengeleme valfinin çalışma prensiplerine benzer şekilde çalışır, ancak dengeleyici (T) depo hattını, kontrol ağızı boyunca oluşan basınç farkı (Δp) baskı yayının sağladığı basınçtan az olduğu sürece, kapalı tutar.

Pompanın aşırı debisine bağlı olarak, P girişindeki basınç yükseldiğinde, dengeleyici sola doğru hareket eder. Bu sayede, pompadan kaynaklanan herhangi bir fazla akış, depoya yönlendirilmiş olur. Böylece, valf kontrollü bir basınç farkı (Δp) ve bu nedenle de P'den A'ya doğru kontrollü bir akış sağlar.

Sistem için birinci derecede önemli olan aşırı yükten koruma, aynı zamanda dengeleyici üstündeki basıncı sınırlandıran basit bir basınç tahliye valfi sayesinde gerçekleştirilir. Böylece, bu valf daha çok, bir birleşik basınç tahliye valfi gibi işlev görür.

Valf uygulaması

Baypas kontrol valfi yalnızca silindir girişindeki akış kontrol uygulaması tasarımında kullanılmalıdır. Silindir çıkışındaki kontrol uygulaması tasarımında kullanılması durumunda, silindirden çıkan

herhangi bir aşırı yağ (boşaltma), hiçbir kısıntıya tabi olmaksızın depoya akacaktır. Bu durum yükün "kontrol dışı" kalması sonucunu yaratır.

Dengeleyicinin makara dengesini bozacağından ve basınç diferansiyeli ile A ağzına doğru olan akış dengesini etkileyeceğinden, depo ağzı herhangi bir basınç yükselmesi durumuna maruz bırakılmamalıdır.

Fazla akış, çalışma yükü basıncı altında depoya aktarıldığı ve tahliye valfinden atılmadığı sürece, baypas akış kontrol valfi pompanın giriş gücünü muhafaza eder.

Yavaşlatma valfi (kamla akış kontrolü)

Yavaşlatma valfleri, hareketlendirici strokunun belirli bazı dönemlerinde, piston hızının kontrol altına alınması için kullanılır. Valf, kam vasıtasıyla kontrol edilir ve kamın şekline bağlı olarak hareketlendirici hızını artırır ve azaltır. Normalde açık konumlu valf, kam pistonu serbest bıraktığında debiyi azaltır ve normalde kapalı konumda olan valf, pistonun serbest kalma durumu artış gösterdiğinde, valfteki debiyi artırır (Şekil 128 A ve B).

Yavaşlatma valfi üreticilerinin çoğunluğu, valf gövdesinin içerisine bir serbest akış çek valfi yerleştirmektedir. Bu, pistonun hızlı bir şekilde geri çekilmesini sağlamaktadır (Şekil 128 B). Şekil 128 B'deki A devresinde, kamın (a) konumu, akış kontrol ağzını tamamen kapatmaktadır. Böylece son strok boyu için akış miktarı, sınırlayıcı tip akış kontrol valfi tarafından ölçülür. Bu son düzenleme genellikle, ters serbest akış valfleri ile beraber birincil ve ikincil hız düşürücü iki kontrol valfinden birini ve kam-çalıştırıcı makarayı içeren tek bir valf gövdesi halinde bulunabilir.

Şekil 128 B'deki B devresinde, ağzın küçültülmesi ve böylece son strok uzunluğu için piston hızının azaltılması, kamı basamak yüksekliğine göre (b kademesi) değişmektedir. Birçok hız kademesine gereksinim olan durumlarda, kamın biçimi bu işlevin gerçekleştirilmesine elverişli olarak tasarımlanır ve böylece strok uzunluğu bağlamında hız değişiklikleri gerçekleştirilir.

Akış bölücü valfler

Pompadan gelen akışın iki eşit bölüm veya böyle bir uygulama mümkünse eşit olmayan iki bölüm halinde ayrılmasını (bölünmesi) sağlamak için, akış bölücü valfler kullanılır. Akış çıkışlarındaki yük dalgalanmaları dikkate alınmaksızın, akış miktarı sabit tutulur.

Valfin çalışması

Pompadan gelen giriş akışı, kendi çıkışları ile tamamen uyumlu iki ağız üzerinden geçer. Eğer bir çıkışa doğru akış artış eğilimi gösterirse, makara boyunca oluşan büyük basınç düşüşü (Δp) makaranın kaymasına ve böylece çıkışı kısarak, akışın amaçlanan debide olmasına sebep olacaktır.

Valf uygulaması

Akış dağıtıcıları aynı zamanda, silindir çıkışında akış kontrol uygulamasının tercih edildiği yerlerle, akış birleştirici olarak da kullanılırlar. Bu durumda, valf ile silindirin veya motorların çıkış tarafına monte edilirler.

Önemli husus

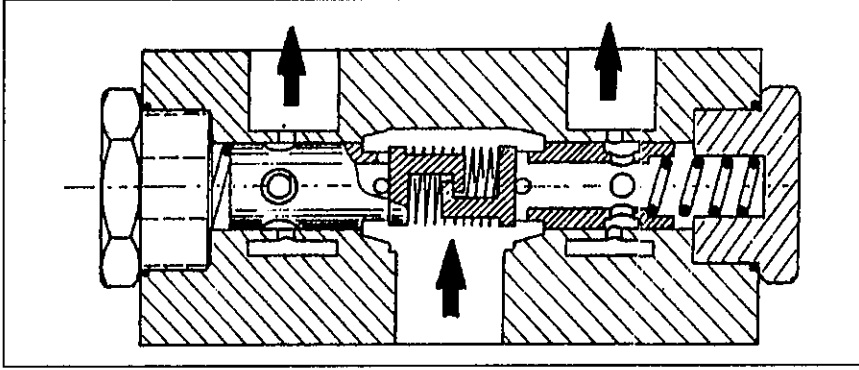
Akış bölücü valflerin hassasiyeti ve sağladığı akış düzeyi sınırlıdır ve uygun olmayan uygulamalarda kullanılmalarından kaçınmaya dikkat gösterilmelidir.

İki doğrusal hareketlendiricinin eş zamanlılığı yapılırken, hareketlendiricilerin mekanik stop durumuna karşı yeniden düzenlenmeleri yapılmaksızın, akış bölücü valfte herhangi bir birikimsel işlev kusurunun ortaya çıkabileceği hususu dikkatten uzak tutulmamalıdır. Bu durumun ötesinde, sadece servo valflerin kullanımını uygun eşzamanlılığı sağlayabilir.

Öncelikli akış bölücü valfi (öncelikli akış kontrol valfi)

Öncelikli akış bölücü, seyyar hareketli donanım üzerindeki servo-direksiyon veya servo-fren düzeneğinde kullanılır. Örneğin, değişken giriş akışı pompadan tahrikli olarak rölantide çalışan bir dizel motoruna yöneltildiğinde, sabit bir akış debisinde ayrılır (öncelikli olarak) ve akış fazlası başka işlevler için kullanılabilir. Öncelikli akış servo-direksiyon sistemini besler, akış fazlası ise makine ile ilgili diğer işlemlerin beslenmesi için kullanılır.

Bazı pompa üreticileri, öncelikli akış dağıtıcısını pompa yuvasının içerisine monte edilecek şekilde tasarlamışlardır.



Şekil 129 Akış dağıtıcı valf bölücü.

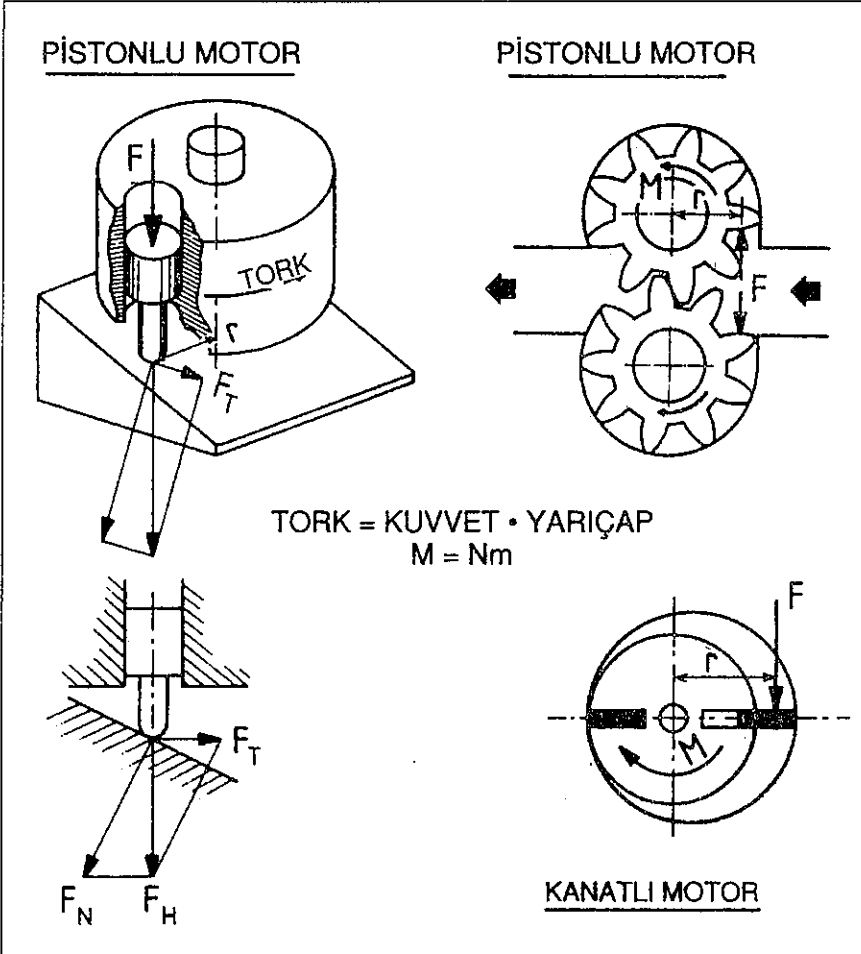
7

Hidrolik Motorlar

Hidrolik motorlar, hidrolik enerjiyi torka ve sonuç olarak güce dönüştürürler. Motorlar, yapıları yönünden hidrolik pompalarla büyük bir benzeşim gösterirler. Gerçekte, pompaların pek çoğu, aynı zamanda motor olarak da kullanılmaktadır. Pompaların gerçekleştirdiği gibi, sisteme akışkan basmak yerine, motorlar tork geliştirmek ve sürekli dönme hareketi sağlayacak şekilde üzerlerinden geçirilen akışkan sayesinde hareketlenirler.

Hidrolik motorların birçok ortak tasarım nitelikleri vardır:

- Her tasarım tipinde, bir basınç farkına (Δp) maruz bırakılan bir tahrik yüzey alanı (A) olmalıdır. Kanatlı ve dişli motorlarda, bu alan dikdörtgen şeklindedir. Radyal ve aksiyal (eksenel) pistonlu motorlarda bu alan daire şeklindedir (Şekil 130).
- Her tasarım tipinde, basınca maruz kalan yüzey (A), mekanik olarak motor çıkış miline bağlanmış olmalıdır.
- Akışkan giriş ve çıkışı, sürekli dönme hareketi sağlayacak şekilde zamanlamalı ağız düzenlemeleri ile gerçekleştirilmelidir.



Şekil 130 Hidrolik motorlarda tork gelişimi.

Motorun azami verimi, basınca maruz alanların büyük kuvvetlere karşı dayanımları, yüksek basınç girişini alçak basınç çıkışından yalıtın hareketli parçaların iç kaçak karakteristikleri ve basınç etkisine maruz hareketli alanları, motor miline bağlayan mekanizmanın işlevselliği ile belirlenmektedir (Şekil 130 ve 137). Bu azami verim, motor tasarım türüne göre çok büyük değişiklikler gösterir ve basınç, akış, moment, çıkış hızı, hacimsel ve mekanik etkinlik, ömür ve fiziksel şekiller bağlamında ifade edilmektedir.

Tork

Tork (M), Newton metre (Nm) cinsinden verilen, çevirme veya döndürme momenti olarak tanımlanabilir. Tork, sistem basıncının ve sağlanan kaldırma değerinin fonksiyonudur. Kaldırma değeri, tahrik milinin merkezinden, basınca maruz bırakılan alanın merkezine doğru ölçülür. "Çalıştırma torku", yükü durağan konumdan hareketli konuma getirmek için gereken döndürme torkunu ifade eder. Bu torkun değeri genel olarak "döndürme torku"ndan daha büyüktür. Döndürme torku, ilk çalıştırma işlemi sağlandıktan sonra, yükün döndürülmesi için gerekli olan torku ifade etmektedir (Şekil 130).

Motor yerdeğiştirme hacmi (geometrik hacim)

Motor yerdeğiştirme hacmi (V), motor çıkış miline bir devir yaptırabilmek için gereken akışkan hacmidir. Motor yerdeğiştirme hacmi (bazen geometrik hacim de denmektedir), devir başına cm^3 (veya mL) olarak ölçümlenmektedir.

Hidrolik motorlar sabit veya değişken yerdeğiştirme hacimli olacak şekilde üretilmektedir. Sabit yerdeğiştirme hacimli motorlar, sabit bir tork ve değiştirilebilir hız elde edilebilmesine imkan sağlarlar. Hız, motora olan akış girişinin miktarı ile değişir. Değişken yerdeğiştirme hacimli motorlar, değişken tork ve değişken hızlar sağlar. Sabit akış girişi ve sabit çalışma basıncı ile, tork ve hız arasındaki oran, yükte ilgili talepleri karşılamak üzere, sonsuz olarak değiştirilebilir.

Motor hızı (dönme sayıları)

Motor hızı (n), motor yerdeğiştirme hacminin ve motora giren akışın (debi) fonksiyonudur. Motor hızı dakikada devir (d./dk.) olarak ifade edilir. Hidrolik motorlar en etkin hızları düzeyinde çalıştırılmalıdır.

Sistem arızası motorun aşırı hız yapmasına ve böylece aşınmanın artmasına, veya bazı durumlarda da, toplam arıza oluşmasına neden olabilirler. Azami motor hızı, motorun hasara uğramaksızın ve güvenli olarak çalışabileceği hızdır. Asgari motor hızı, motorun kesintisiz, güvenilir ve sürekli bir mil dönmesi ile elde edilen hızdır (Azami ve asgari d/dk. değerleri için, üretici spesifikasyonlarına bakın).

Kanatlı motorlar (paletli motorlar)

Kanatlı motorlarda tork, tahrik milinin rotor kavramasındaki yivlere girip çıkan dikdörtgen kanatlar üzerinde etkin olan basınçlandırılmış akışkan sayesinde sağlanmaktadır. Motor çalıştığında, kanatlar kam bileziğinin çevresini takip ederek, hidrolik akışkanı basınçlandırılmış giriş tarafından, basınçlandırılmamış çıkış tarafına nakledecek olan kapalı boşluklar oluşturur. Kanatlı motorlardaki kam halkası sürekli olarak kanatlarla temas halinde olacağından ve motor çalıştırma anında merkezkaç kuvvet mevcut olmayacağından, bu kanatlar dönüşü başlatabilmek için, genellikle yaylarla donatılmış olurlar (Şekil 131).

Diğer bazı tasarımlar, kanatları kam bileziğine doğru sağlamca bastırmak için, yaylı veya basınç

beslemeli düzeneklerden yararlanırlar.

Dıştan dişli motorlar

Bazı dişli pompalar aynı zamanda motor gibi kullanılır. Hidrolik akışkan dişlinin haznesine, dişlinin kavrama yaptığı taraftan girer ve dişliyi dönmeye zorlar. Giriş tarafının aksi yönünde, alçak basınç altındaki akışkan bulunmaktadır.

İki yönlü dişli motorlarda, depoya bağlanması gereken bir harici tahliye çıkışı mevcuttur. Tek yönlü motorlar, iç çıkış ağzına tahliye sağlayacak şekilde tasarlanmıştır (Şekil 132).

Motorun yapısı için, Harici Dişli Pompalar bölümüne bakınız.

İçten dişli motorlar

Yörünge motorları, doğrudan kavrama tahrikli gerotor motorları ve hilal dişli motorlar çoğunlukla içten dişli pompalar gibi çalışmaktadır. Yörünge motoru ve doğrudan kavrama tahrikli gerotor motoru, pistonlu motorların ve pistonlu pompaların hacimsel etkinlikleri civarına yaklaşan düzeydeki, yüksek tork ve alçak hız uygulamaları için tasarlanmış ve üretilmişlerdir.

İçten dişli motorların çoğu iki akış yönlü olarak işlev görürler ve bu durumda bir sızıntı tahliyesine gerek vardır. İçten dişli motorların yapısı için, İçten Dişli Pompalar bölümüne bakınız. Dişli motorların tümü sabit yerdeğiştirmeli makinelerdir, sabit tork verirler, fakat giriş akışının değişkenliği ile çıkış hızının değiştirilebilme olanağı mevcuttur.

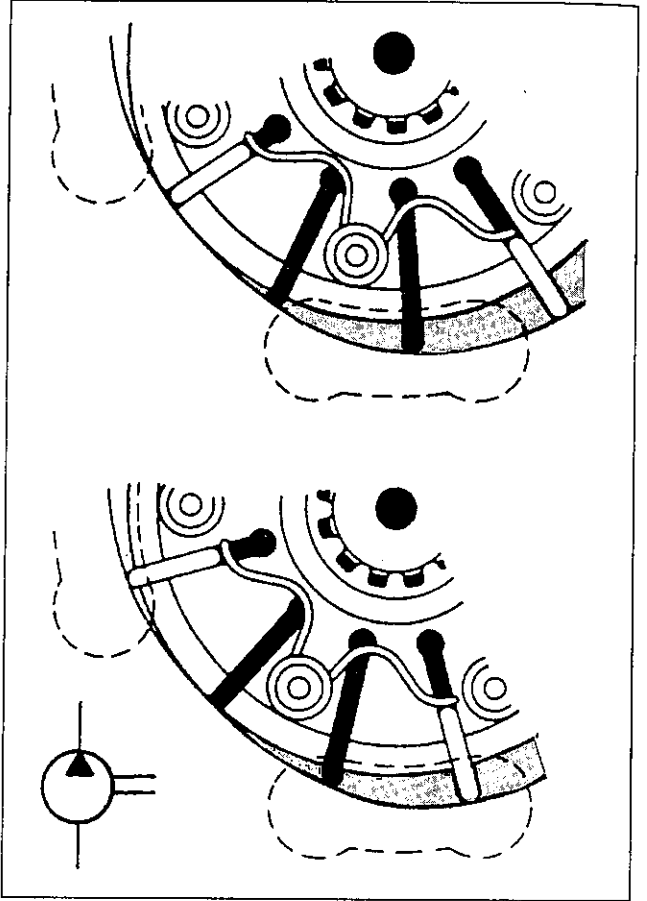
Pistonlu motorlar

Pistonlu motorlar derli toplu yapıdadır, çok yüksek bir tork ve yüksek hız sağlarlar, uzun bir kullanım ömrüne sahiptirler. Eksenel pistonlu motorlar 0.5 devir/dakika hızından 6000 devir/dakika hızına kadar hız düzeylerinde, sabit veya değişken yerdeğiştirme için kararlı tork çıkışı sağlayacak şekilde işlev görebilirler.

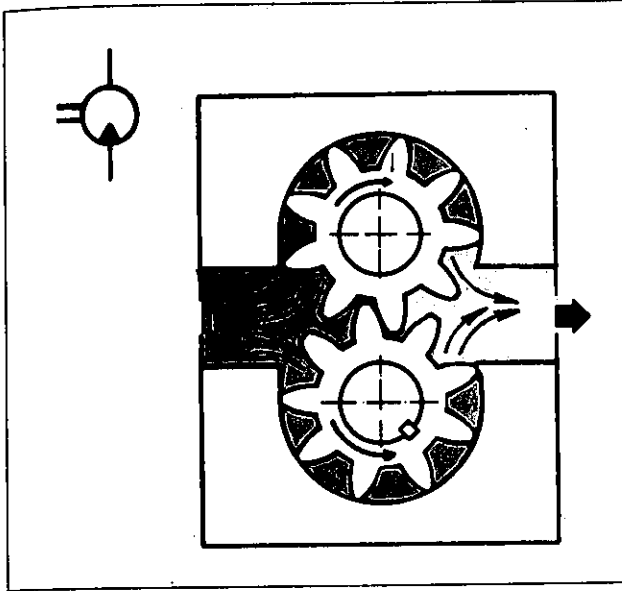
Radyal pistonlu motorlar % 95 düzeyinde toplam verim sağlarlar ve 3000 kW düzeyine kadar güç üretecek ve 14.000 devir/dakikalık maksimum hızları sağlayacak şekilde işlev görebilirler. Bazı büyük motorlar için, 1600 L/dak. düzeyinde bir giriş debisine gereksinim olabilir.

Radyal pistonlu motorlar

Şekil 133'te gösterilen radyal pistonlu motor için, akışkan sıra ile her pistonu, valf pimi (enjektör iğnesi) üzerinden taşır ve dağıtır. Basınca maruz kalan pistonların oluşturduğu kuvvet, piston kolları (biyel) vasıtası ile eksantrik miline intikal ettirilir ve böylece eksantrik mil ve tahrik milinin dönmesi sağlanmış olur. Piston merkezleri ve piston kolları üzerinden işlev gören yüksek basınçlı



Şekil 131 Kanatlar baskı yayları ile kam halkasına doğru bastırılmaktadır.

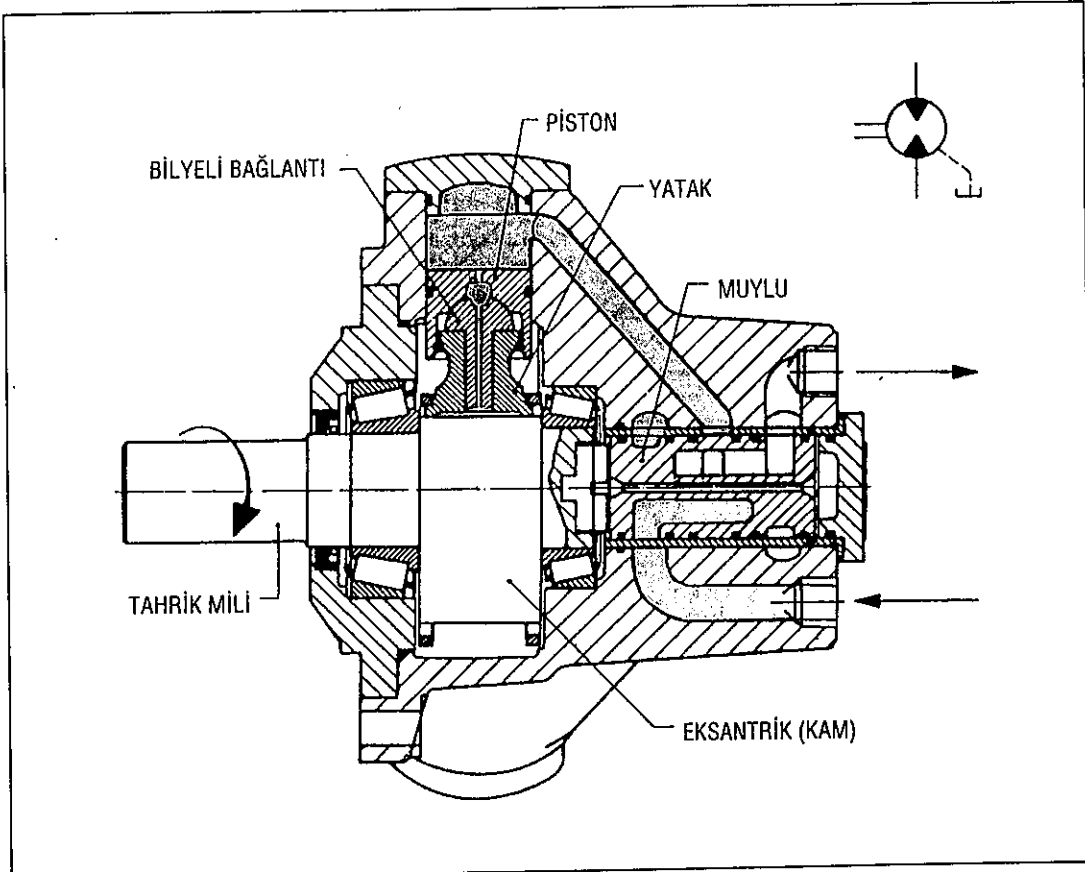


Şekil 132 Dişli motor.

hidrolik akışkan, metalin metale temas düzeyini azaltan bir statik yastık oluşturur ve piston kolu yatağının hidrostatik olarak dengelenmesini sağlar.

Bu motor iki yönlü çalışabilir ve her iki yönde de özdeş tork geliştirir. Motorun karteri dıştan tahliyelidir.

Şekil 134'te gösterilen motorun, pistonların içerisinde karşılıklı olarak çalıştığı, sabit bir silindir bloku vardır. Silindir bloku tarafından kılavuzlanan pistonlar, dönen kam bileziğinin çok çeneli kamları üzerinde çalışan makaralara irtibatlıdır. Kam halkasına irtibatlı dönen valf mili (enjektör iğnesi), sıra ile her pistonu basınçlı akışkanın dağıtımını ve sıra ile her silindir içine tam olarak giren piston konumunda, egzoz akışkanının tahliyesini sağlar. Sabit kenar kılavuzları makaraların



Şekil 133 Sabit silindir bloklü ve döner milli, radyal pistonlu motor.

dönmesine karşı tepki kuvveti oluştururlar ve böylece pistonları teğet kuvvetlerin yükünden kurtarırlar.

Bu tip bir motor, genel olarak hidrolik dengenin sağlanması amacıyla ana yatağı radyal kuvvetlerin etkisinden kurtaran çift sayılı, aksel olarak karşıt konumlu pistonu içerir.

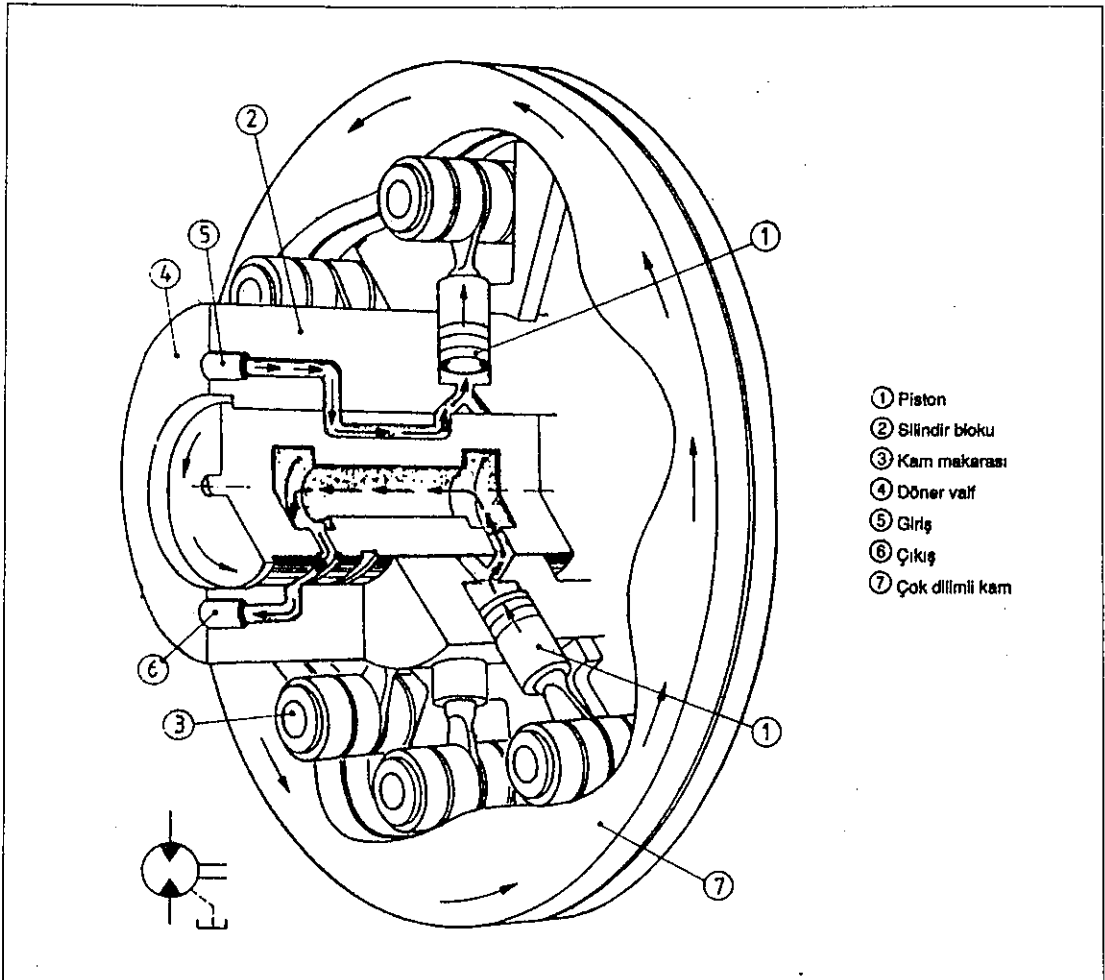
Şekil 134'te gösterilen motor, silindir yuvasını sabit olarak tutan tork kolu ile tahrikli bir düzenek üzerine (bir vinç veya bir makara) monte edilir. Bu motor, çok yüksek bir başlatma torku (başlatıcı tork) ve fevkaleda düşük hızlarda çalışma için tasarlanmıştır (0.5 devir/dakika düzeyinde). Boşta çalıştırılabilir ve iki yönlü çalışır türdendir.

Dönen mil tahrik çıkışı benzeri bir motor, Şekil 135'te görülmektedir.

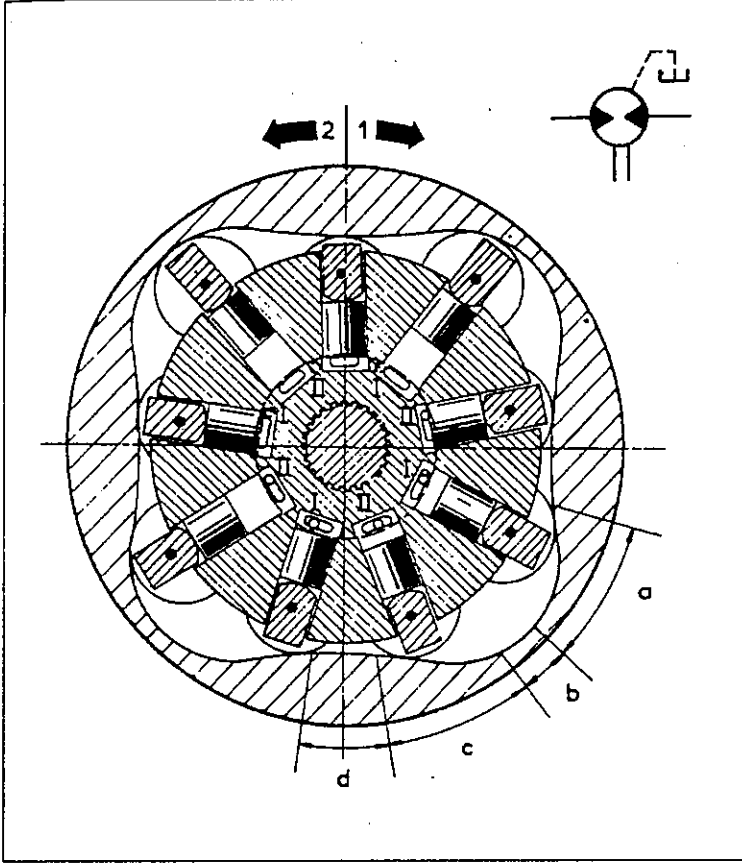
Eksenel pistonlu motorlar

Şekil 136'da görülen aksel pistonlu motor, düşük hızlı ve yüksek torklu bir birim olup, mil vasıtasıyla tahrik çıkışı sağlamaktadır. Hidrolik akışkan valf plakası üzerinden pistonlara basılmaktadır. Rotorlar tahrik milinin kamlarına basmaktadır. Basınçlı pistonlar çok çeneli kamlara doğru bastırılmış olmakla oluşan teğet kuvvetler, hidrolik basıncı dönme hareketine dönüştürmektedir.

Bu motor boş olarak veya çift yönlü çalıştırılabilir. Açık devre uygulamaları için, pistonların kamlarla temasını sağlamak amacıyla, 300-400 kPa düzeyindeki bir ağız basıncının sağlanmasına



Şekil 134 Sabit bloklulu ve döner kam bilezikli, radyal pistonlu motor.



Şekil 135 Tahrir milinden güç çıkışı alan radyal pistonlu motor.

gerek vardır.

Şekil 137'deki aksenal pistonlu motorun, pistonların eğimli bloka karşı oluşturdukları reaksiyon kuvvetleri ile tahrik edilen bir döner piston tamburu vardır. Döner kayıcı pabuçlar hidrostatik olarak dengelidir ve döner yay yüklemeli milleri sayesinde eğimli bloka basmaktadır. Böbrek şeklindeki yarıklar, hidrolik akışkanın karşılıklı olarak çalışan pistonlara giriş ve çıkış yapmasını sağlarlar. Bu motorlar aynı zamanda pompa olarak da kullanılabilir. Sabit yerdeğiştirmelidirler ve her zaman için dıştan boşaltılmaları gerekir.

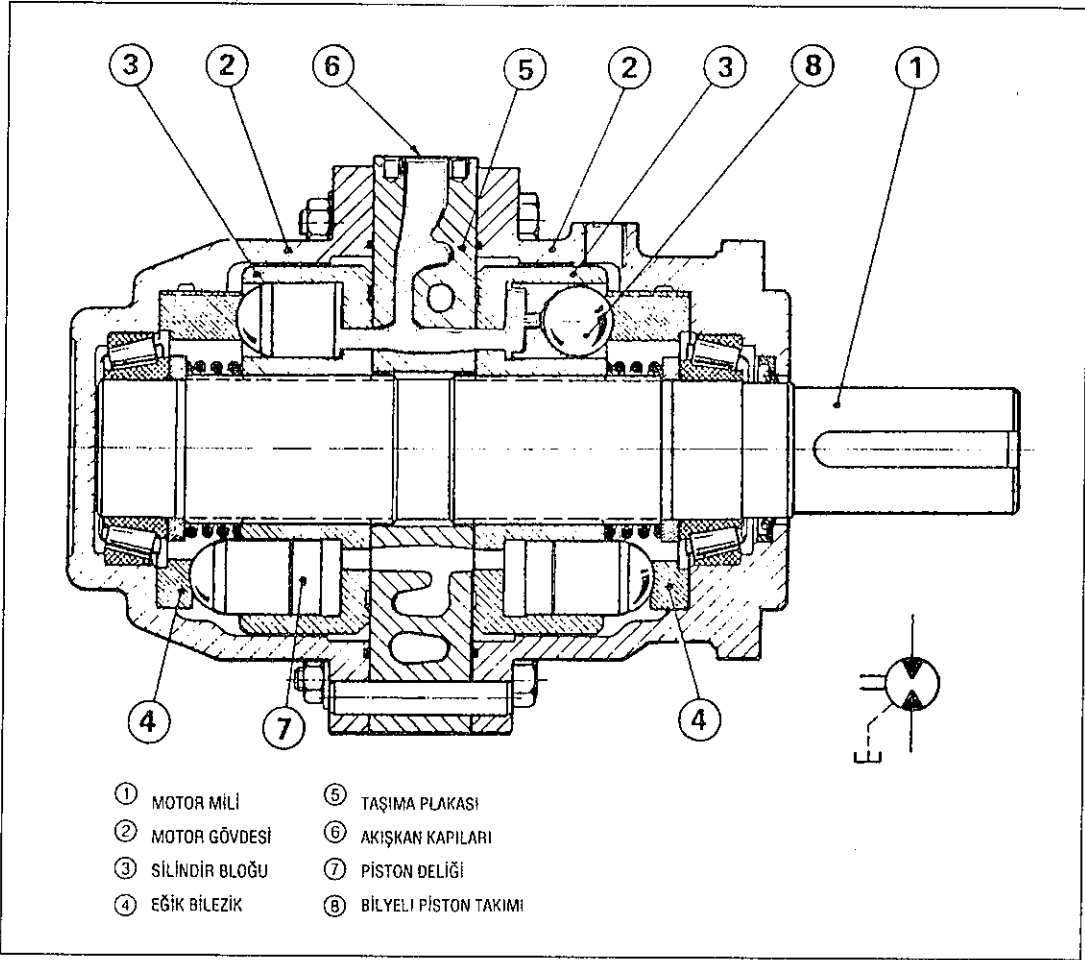
Diğer aksenal pistonlu motorlar, eğik düzlem ve eğik aksenli pompalar için tanımlanan prensibe göre çalışırlar (Bölüm 3, Pompalar). Bu motorlar sabit veya değişken yerdeğiştirmeli olabilirler ve değişken yerdeğiştirmeli pompalarda kullanılan bazı kontrol mekanizmaları, değişken yerdeğiştirmeli motorlarda da kullanılabilir.

Sabit yerdeğiştirmeli eğik aksenli bir motor Şekil 138'de, değişken yerdeğiştirmeli eğik düzlemli aksenal pistonlu bir motor ise Şekil 139'da görülmektedir.

Çıkış dönüsünün yönü, motora yağ akışının giriş/çıkış yönlerini değiştirmek suretiyle değiştirilir. Tork sıfıra düşüp, hız sonsuz olarak artacağından (merkeze ulaşmadan önce aşırı yük nedeni ile stop etmediği takdirde) boyunduruğu veya eğik düzlemi döndürerek motorun dönüş yönünü değiştirmek, pratik bir yöntem değildir.

Karter tahliye bağlantısı

İki yönlü dişlili motorlarda dıştan karter tahliyesi yapılması gereksinimi vardır, tek yönlü motorlarda ise tahliye, dahilen depoya irtibatlı olan alçak basınçlı geri dönüş hattına yapılabilir. Tahliye



Şekil 136 "Carron" bilyeli pistonlu motor.

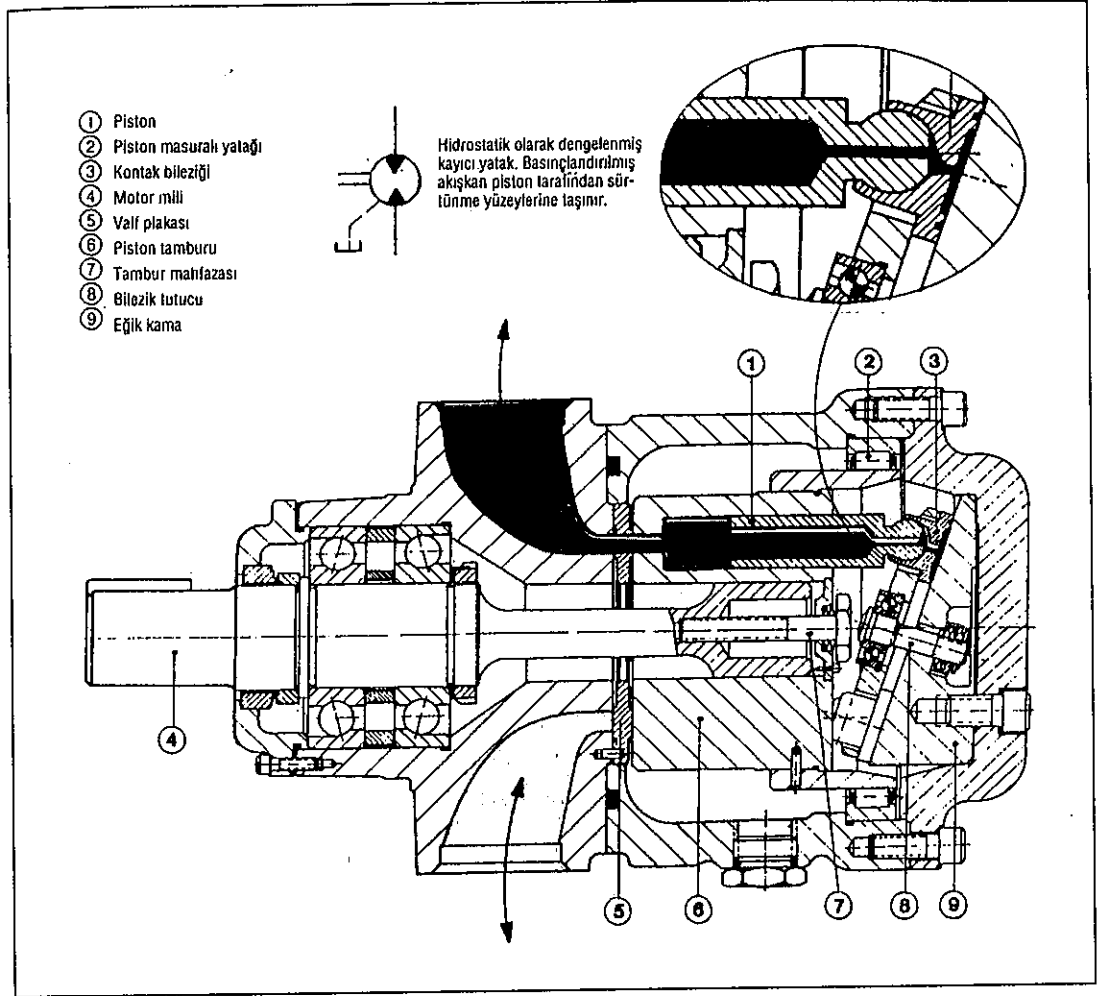
işleminin amacı, sızdırmazlık yüzeylerinden sızan birikmiş kaçak akışkanın boşaltılmasını gerçekleştirmektir. Tahliye işlemi yapılmadığı takdirde, bu akışkan çok geçmeden motor karterinde bir basınç oluşturur ve mil keçesinden dışarıya doğru fışkırır. Bazı iki yönlü dişli motorlar, sızıntı akışkanı alçak basınç ağzına doğru yönelten çek valfler sayesinde (Şekil 141) içten tahliye edilebilirler.

Motor tahliye hatları; şayet geri dönüş hatları basınç şoklarına maruz durumda ise, yön kontrol valflerinin geri dönüş hatlarına irtibatlandırılmamalıdır. Seri olarak bağlı dişli motorlar, Şekil 141'de gösterildiği gibi tahliye işlemine tabi tutulurlar.

Atalet kontrolü

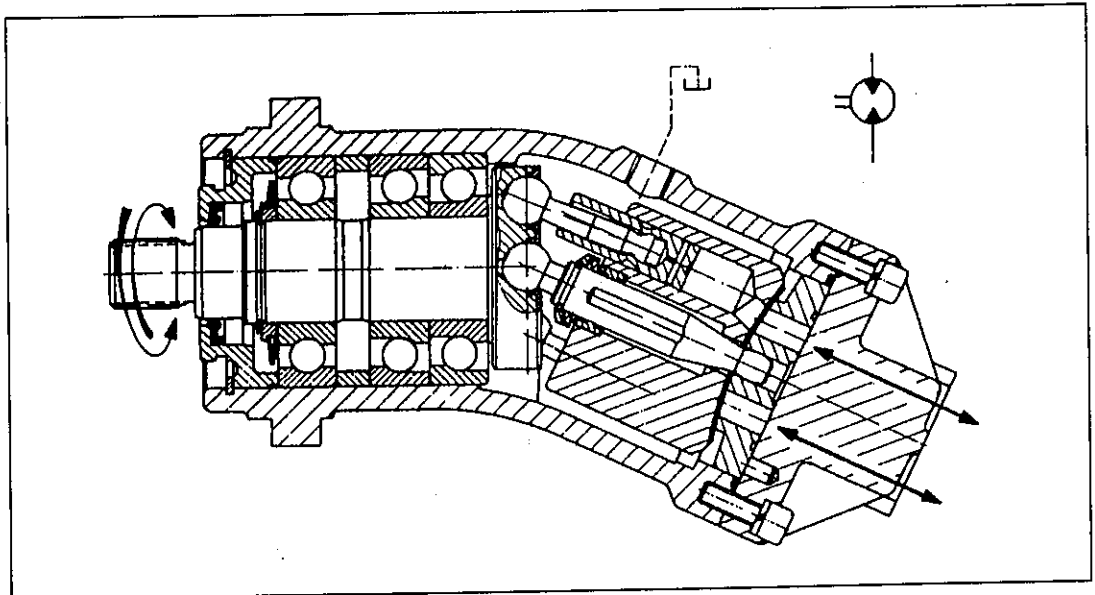
Hidrolik motorların bazı uygulamalarında, çalıştırılma sürecinin belirli bir döneminde motorun boşta çalıştırılmasına gereksinim vardır. Bazılarında boşta çalıştırma, ağızdan ağıza akış dolaşımını oluşturmak için, uygun dış valfler marifeti ile gerçekleştirilmektedir (Şekil 142).

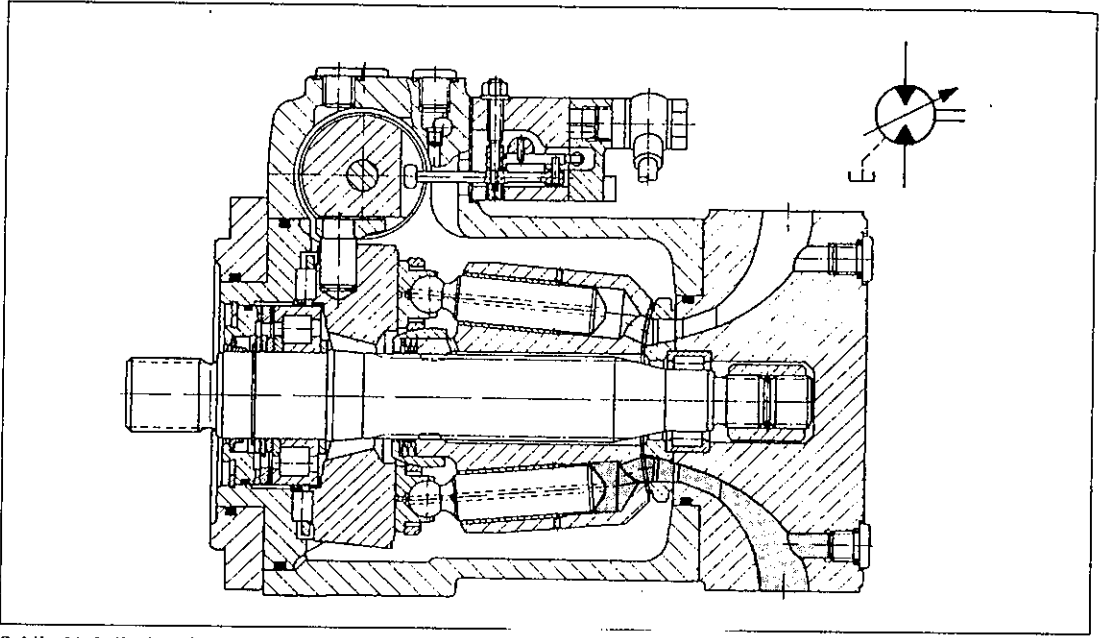
Pistonlu motorlarda avara çalıştırma, hem giriş hem çıkış ağzlarını depoya bağlamak suretiyle, yaklaşık olarak 50-100 kPa düzeyinde bir pozitif karter basıncı sağlayarak yapılabilir. Bu basınç, pistonların kamdan ayrılmasını sağlar. Bu yöntemle, 700 devir/dakika hızına kadar boşta çalıştırma işlemleri gerçekleştirilebilir.



Şekil 137 Hidrostatik dengeli kayıcı pabuçlu eksenel pistonlu motor. Basınçlandırılmış akışkan, piston vasıtasıyla sürtünme yüzeylerine taşınmaktadır (Büyütülmüş şekle bakın).

Şekil 138 Eğik eksenli pistonlu motor (sabit yerdeğiştirmeli).





Şekil 139 Eğik eksenli pistonlu motor (sabit yerdeğiştirmeli).

Şekil 133'te görülen motor, biri sıfır olabilen çift yerdeğiştirmeli olarak kullanılabilir. Bu sayede, 2000 devir/dakika hıza kadar boşta çalışma işlemi gerçekleştirilebilir.

Yavaşlatma kontrolü

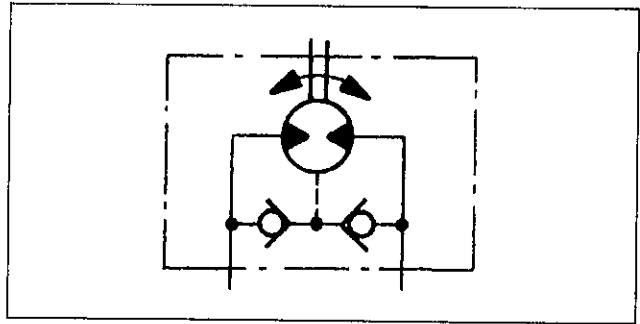
Motor çıkışındaki basıncın ayarlanması suretiyle, motorun yavaşlatılmasının kontrolü sağlanabilir. Bazı uygulamalarda giriş basıncı sağlanırken, çıkış basıncı, motor duruncaya kadar yavaş yavaş düşürülür. Bu yöntemle etkin bir yavaşlatma kontrolü sağlanmış olur.

Diğer uygulamalarda, bir taraftan yön kontrol valfi nötr konuma alınırken, diğer taraftan aynı anda fren valfi, motor çıkış debisi üzerinde bir kısıtlama yaratır. Bu kısıtlama yavaşlatma enerjisini emer. Yavaşlatma işlemi esnasında, motor giriş ağzı akışkan ıknalından yoksun bırakılmamalıdır. Fren valfindeki basınç ayarı, yavaşlatma oranının kontrolünü sağlar (Şekil 143 ve 144).

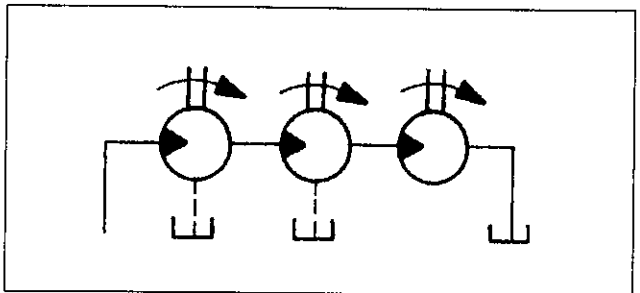
Fren valfinin çalışması, 5. Bölümde Basınç Kontrolleri bahsinde açıklanmıştır.

Motorun ters çalışma kontrolü

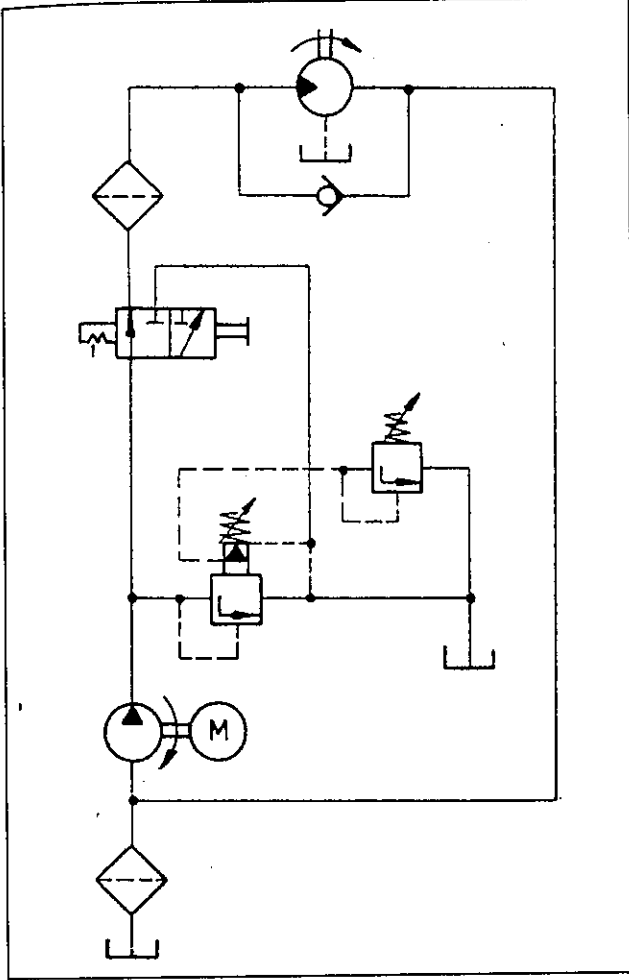
Hidrolik motorların pek çoğu, çift yönlü olarak işlev görmek üzere üretilmiştir (Şekil 137). Bununla birlikte, bazıları da böyle değildir ve her iki taraftan basınca maruz kalmaları halin-



Şekil 140 Dahili tahliyeli iki yönlü dişli motor.



Şekil 141 Seri düzenlemeli dişli motorlar.



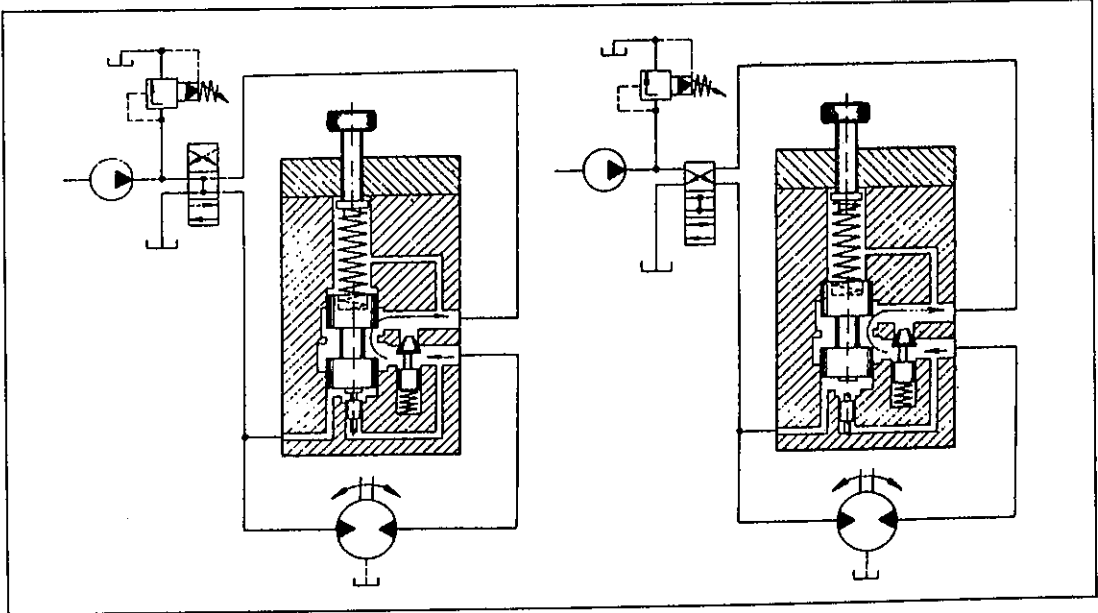
Şekil 142 Avara çalıştırma için ağız-ağıza irtibatlı motor.

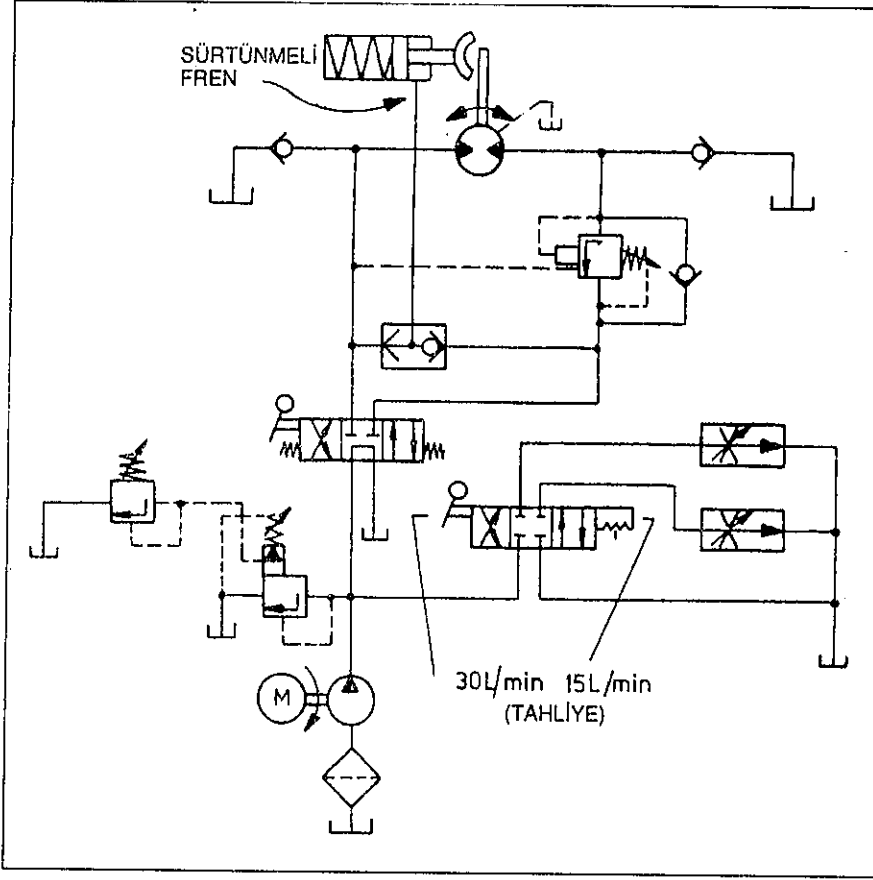
de, derhal veya kısa bir süre sonra, örneğin akış kontrol hidrolik devrelerinde arızalar oluşabilir.

Yüksek bir ataleti tahrik etmekte olan motorun aniden ters çalıştırılması halinde, motorun bir pompa gibi işlev görerek, harekete geçirip ittiği akışkanı, sistem tahliye basıncında bulunan ikmal pompasının ittiği akışkana ilave ettiği bir yavaşlatma süreci oluşur. Bu süreç esnasında, kaviteasyon oluşumunun önlenmesi için, motorun alçak basınç ağzına hidrolik akışkan basılması gerekir (Şekil 148).

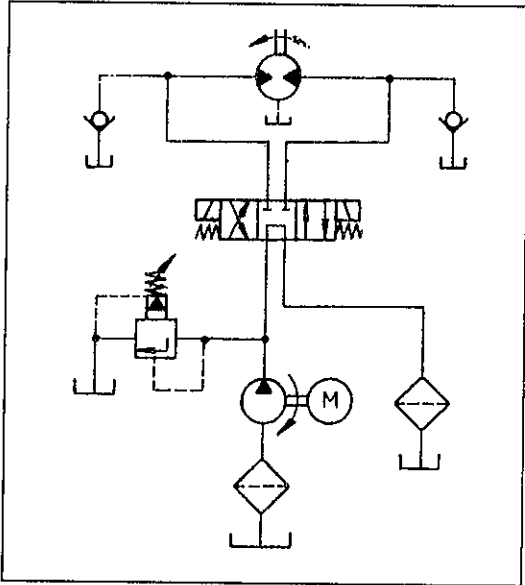
Çapraz geçiş hatlı basınç tahliye valfleri, ani ters çalışma veya ani duruş nedeni ile oluşan basınç şoklarını önlerler. Bu valfler aynı zamanda yüksek ölü ağırlıkların yavaşlatılmasına katılım sağlarlar (Şekil 146 ve 147) ve kaviteasyon oluşumunu önlerler.

Şekil 143 Kontrollü yavaşlatma fren valfli, iki yönlü, motorlu açık devreli tahrik. Alçak basınç ağzı merkezi konumda açık yön kontrol valfi üzerinden, hidrolik akışkanla beslenmektedir (alt).



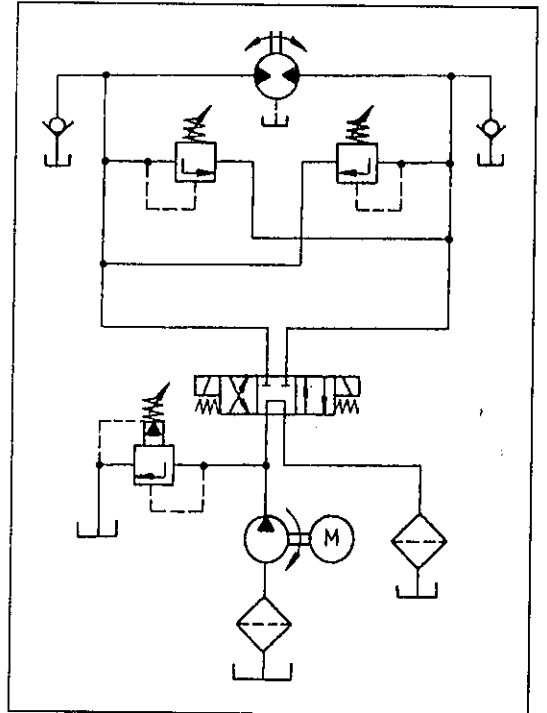


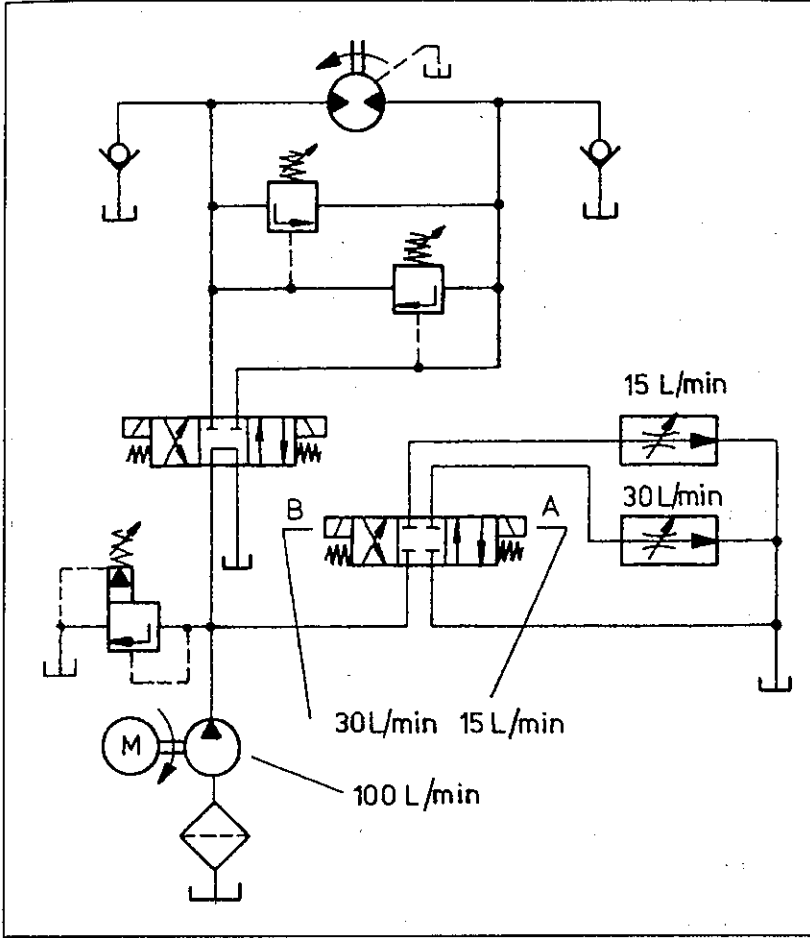
Şekil 144 Üç hız düzeyli, uzaktan tork ve frenleme kontrolü, sürtülmeli frenleme ile yük tutmalı motor devresi.



Şekil 145 Akışkan doldurma ikmal hatlı, iki yönlü motor tahrikli (iist).

Şekil 146 Çapraz hatlı basınç tahliye emniyet valfli, iki yönlü motor tahrikli (sağ).

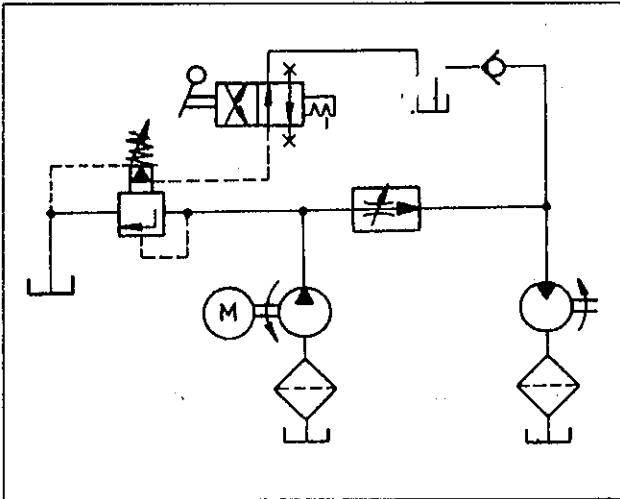




Şekil 147 Motorun ters yönde çalışması aşamasında oluşan basınç şoklarını önleyici, çapraz hatlı basınç tahliye valfli motor devresi.

Önemli yük kontrolü

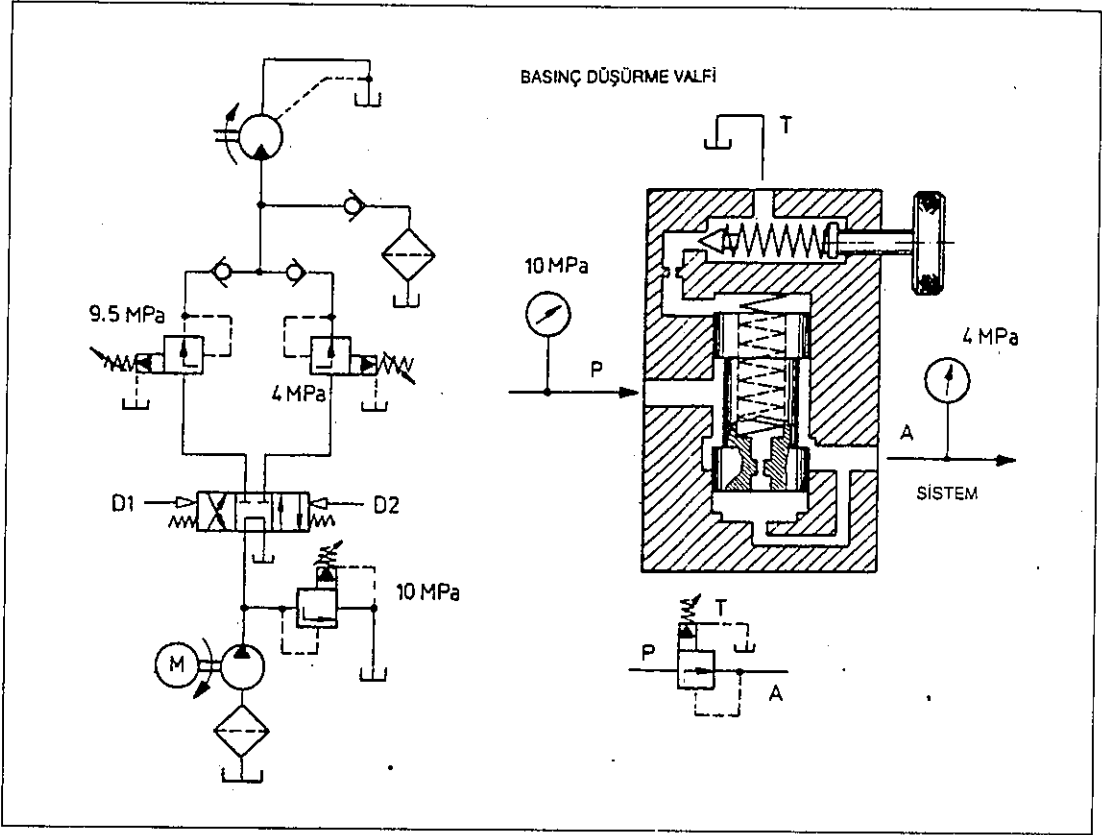
Yük ataletinin, hareketin belirli bir döneminde motoru bir pompa gibi çalışacak şekilde tahrik ettiği veya motorun, stop edildiğinde de, yükü taşımasının gerekli olduğu anlarda motor devrelerine özel



Şekil 148 Silindir için hız kontrol valfli ve kombine tahliye valfli, tek yönlü motor tahriki.

bir dikkat gösterilmesi gerekir. Böylesi koşulları karşılamak için pek çok devre çözümlerinin uygulanması mümkündür. Bazı devrelerde ön uyarı kumandalı çek valfler, diğer bazılarında karşı denge valfleri veya sürtünmeli frenler kullanılarak, yükün taşınması sağlanmaktadır.

Yükün uzunca bir süre taşınacağı koşullarda, motorun tahliye ağzına olan iç sızıntı, küçük düzeyde bir dönel kaymaya sebep olur. Yükün uzun süre taşınacağı durumlarda, mekanik sürtünmeli frenlerden yararlanmak esas çözümü oluşturur.



Şekil 149 Seçmeli tork kontrollü motor devresi.

Yüklerin kontrollü olarak indirilebilmesi için, bir fren valfi ("merkez valfi") kullanılması esastır.

Motor hızının kontrolü

Silindirlerin kontrolü için uygulanan prensipler, aynı zamanda hidrolik motorların kontrolü için de uygulanabilir. Pompa karterinin (mil keçesi boşluğu), alçak basınç ağzına tahliye edildiği tek yönlü tahrik sistemlerinde, silindir çıkışındaki akış kontrollü hız kontrolleri yapmaktan kaçınılmalıdır.

İki yönlü motorlar için, silindir girişinde akış kontrollü hız kontrol valfleri, silindir çıkışında akış kontrollü hız kontrol valfleri veya boşaltma kontrollü hız kontrol düzenekleri kullanılabilir.

Seçime tabi üç hız kademeli bir boşaltma kontrollü hız kontrol devresi, Şekil 147'de gösterilmiştir. "B" solenoid, 3 numaralı hız seçeneğini (85 L/dakika), "A" solenoidi 2 numaralı hız seçeneğini (70 L/dakika) seçmekte olup, solenoid etkileşimi olmaksızın pompadan motora giden 100 L/dakikalık akış, 1 numaralı hız seçeneğini vermektedir. Bu şekilde, her iki yöndeki dönme için, hız kontrol imkanı sağlanmış olmaktadır.

Çapraz hatlı basınç tahliye emniyet valfleri, motorun ters yönde dönme aşamasında basınç şokları oluşmasını önler ve yüklerin dinamik olarak frenlemesine katkı sağlar. İki çapraz hatlı basınç tahliye valfi üzerinden, ağızdan ağıza olan irtibat sayesinde, alçak basınç ağzına doğru akışkan sirkülasyonu oluşur ve böylece kavtasyon oluşumu bertaraf edilmiş olur. Tipik bir silindir girişinde hız kontrol devresi, Şekil 148'de görülmektedir.

Motorun tork kontrolü

Motor devresindeki basıncın değişken olması durumunda, motorun geliştirdiği torkun kontrol edilebilmesi ve değiştirilebilmesi mümkün olur. Şekil 149'da, seçime tabi iki azami tork düzeyli bir açık devreli tahrik görülmektedir. Azami sistem basıncı, sistem basınç emniyet valfinin ayarlanması suretiyle sınırlandırılmaktadır. İki alternatif tali-basınç kol hattında bulunan basınç düşürme valfleri basınç düzeyinin sınırlandırılmasını ve böylece torkun seçilen düzeylere getirilmesini sağlar. Dolurma hattı, frenleme aşamasında giriş ağzındaki akışın sağlanmasına imkan verir.

Motorun boyutlandırılması

Motor uygulaması, genel olarak asgari bir güç çıkışı ve asgari bir motor hızı düzeyine gereksinim gösterir; buna rağmen bazı uygulamalarda, hem motor hızı hem de tork, bir yandan geçerli koşullara uyum sağlayacak şekilde değiştirilebilirken, diğer yandan da tork çıkışı sabit olarak sürdürülür. Böyle uygulamalarda, arzu edilen azami çalışma basıncı ile birlikte götürülen, olası hız ve moment düzeyi, muhtelif boyutlardaki motorların kullanılabilirliğinin göstergesini oluşturur.

Motorun boyutlandırılmasına esas teşkil eden bazı faktörler aşağıda sıralanmıştır:

- gerekli olan azami tork (Nm) ;
- azami devir sayısı (devir/dakika) ;
- azami çalışma basıncı (kPa) ;
- devir başına yerdeğiştirme hacmi (cm³/devir veya ml/devir);
- en etkin devir sayısı (devir/dakika).

Azami kapasitesinin altındaki bir motor çalışması, çalışma kapasitesi kaybına oranla daha uzun bir hizmet ömrü sağlayacaktır.

Motor verimi; hacimsel verim, mekanik verim ve toplam verim olarak ayrılmakta ve bu verimler yüzdeli oranlar halinde gösterilmektedir.

Hacimsel etkinlik; motorun iş yapmadığı dönem içerisinde, oluşan dahili kayma ile belirlenmektedir.

Hacimsel kayıplar, sistem basıncındaki yükselmelerle doğru orantılı bir artış gösterirler. Ancak, pompa devirlerinde oluşan değişiklikler, pratikte içten kaymaya neden oluşturmazlar.

Hacimsel etkinlik (η_v) hesaplama formülü:

$$\eta_v = \frac{\text{Teorik debi} \times 100}{\text{Fiili debi} \times 1} \text{ , dir.}$$

Mekanik verim (veya hidro-mekanik verim), motorun çalıştığı koşullardaki basınç ve devri ile belirlenmektedir. Motorların çoğu, yüksek basınç ve düşük devir adedi koşulları altında, yüksek düzeyde mekanik verim kayıpları gösterirler.

Mekanik verimin (η_{hm}) şudur :

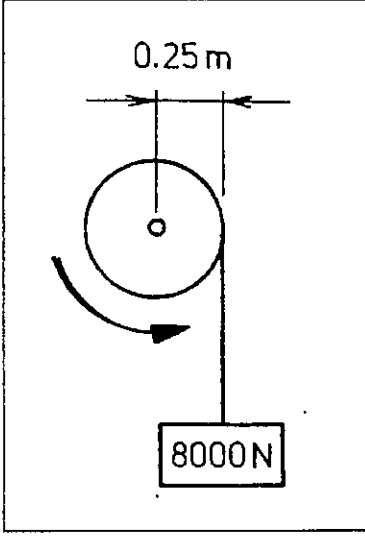
$$\eta_{hm} = \frac{\text{Fiili Çıkış Momenti} \times 100}{\text{Teorik Çıkış Momenti} \times 1} \text{ , dir.}$$

Toplam verim, hidrolik motorun güç çıkışının hesaplanması için kullanılır ve hacimsel ve mekanik verimlerin çarpımıyla ifade edilir:

$$\eta_o = \frac{\eta_v \times \eta_{hm}}{100}$$

Genel tork hesaplamaları

Tork, "Newton metre" (Nm) olarak ifade edilen dönme veya çevirme momentini ifade ederken, Watt (W) olarak ifade edilen birim zamandaki tork döndürme gücüdür.



Şekil 150

Tork (M) = Kuvvet × Radyal Mesafe olarak belirlenir.

Tork = N × m 'dir.

$$\begin{aligned} \text{Döndürücü Güç (P)} &= \frac{\text{Moment}}{\text{Zaman süreci}} \\ &= \frac{2 \times \pi \times n \times M}{60} \end{aligned}$$

Örnek

Aşağıda verilen spesifikasyonlara göre bir halat tamburunu tahrik etmek için gereken motor torkunu hesaplayın.

Yükün kütlesi = 800 kg → ≈ 8000 N

Halat tamburunun çapı = 500 mm

1 kg × g = 9.81 N

Çözüm:

$$\frac{8000 \times 0.5}{10^3 \times 2} = 2 \text{ kNm}$$

Hidrolik motor hesaplamaları

Motorun elastik öğeleri olmadığını ve kayıpsız olarak çalıştığını (verimlilik % 100) varsayarak, bir mil devri (n) için yerdeğiştirme hacminin (V) hesaplanması:

$$V = \frac{Q \times 60}{n}, \text{ veya } V = A \times \pi \times d$$

burada "A" her devir için toplam basınca maruz kalan alanı ve "d" bu alanın merkezinin ortalama çapını ifade etmektedir.

Bir zaman biriminde (n) devir sağlamak için gereken akış debisinin (Q) hesaplanması için:

$$Q = \frac{V \times n}{60}, \text{ veya } Q = V \times n \text{ saniyede devir olarak verilmiş ise}$$

Motorun çıkış torku (M), yerdeğiştirme hacmi (V) ve yükün neden olduğu basınç ile (Δp) orantılıdır. Bu ilişki aşağıdaki denklemden türetilir :

$$M = A \times \Delta p \times \frac{d}{2} \rightarrow \text{Tork} = \text{Kuvvet} \times \text{Radyal Mesafe}$$

Eğer yerdeğiştirme hacmi (V) için formül (A) alanına göre çözümlenir ve (M) tork değeri için formül geliştirilirse, motor torku şöyle ifade edilebilir :

$$M = \frac{V \times \Delta p}{2 \times \pi} \rightarrow M = \frac{V \times \Delta p \times d}{\pi \times d \times 2}$$

Motor devri (n) formülü, gerekli debi (Q) formülünün yerdeğiştirmesiyle türetilir :

$$n = \frac{Q}{V} \text{ (saniyede devir } n \text{ olarak verir)}$$

Hidrolik motorların güç çıkışının hesaplanması, yükün hareket ettirilmesi için gereken basınç ve debiden yararlanarak yapılır. Güç çıkışının (P) hesaplanma formülü ("n" dakikada devir sayısı olarak verilmiştir.)

$$P = \Delta p \times Q, \text{ veya } P = \frac{2 \times \pi \times n \times M}{60} \text{ olur.}$$

Kesin ve faydalı motor değerlerinin hesaplanması için, "motor boyutlandırması" konusunda açıklanan motor kayıplarının hesaplamalara dahil edilmesi gerekir. Hacimsel verimi (η_v) de hesaba katan ve gerekli motor akış debisini hesaplamak için yararlanılan formül :

$$Q = \frac{V \times n \times 100}{60 \times \eta_v} \text{ (}\eta_v \text{ yüzdeleri oran olarak ifade edilecek şekilde)}$$

olur.

Mekanik verimi (η_{hm}) hesaba katarak, oluşan torkun hesaplanması için formül :

$$M = \frac{V \times \Delta p \times \eta_{hm}}{2 \times \pi \times 100} \text{ (}\eta_{hm} \text{ yüzdeleri oran olarak ifade edilecek şekilde)}$$

Hacimsel verimi (η_v) hesaba katarak, motor devirlerinin (hızın) hesaplanması için formül :

$$n = \frac{Q \times \eta_v}{V \times 100} \text{ (}\eta_v \text{ yüzdeleri oran olarak ifade edilecek şekilde)}$$

olur.

Toplam verimi (η_o) hesaba katarak, hidrolik motor güç çıkışının hesaplanması için formül :

$$P = \frac{2 \times \pi \times n \times M \times \eta_o}{60 \times 100} \text{ (}\eta_o \text{ yüzdeleri oran olarak ifade edilecek şekilde) olur.}$$

Açıklamalar ve ilgili birimler

A= alan (m^2)

d= çap (m)

F= kuvvet (N)

M= tork (Nm)

m= metre (m)

N= Newton (N)

n= dakikada devir sayısı (devir/dakika)

P= güç (Watt)

p= basınç (Bar) (Pa)

Δp = basınç farkı (diferansiyel basınç) (Pa)

Q= debi (m^3 /saniye)

r= yarıçap (m)

s= saniye (sn)

V= hacim (m^3) (cm^3) (mL)

W= Watt (W)

η_v = hacimsel verim (%)

η_{hm} = hidro-mekanik verim (%)

η_o = toplam verim (%)

π = çember sabiti (3.1416)

Örnek

Şekil 150'de görülen vinç, direkt tahrikli (dişli kutusu kavrama sistemi olmaksızın) bir hidrolik motorla çalıştırılmaktadır. kW cinsinden güç çıkışını, gerekli motor devrini ve L/dakika cinsinden akış debisini hesaplayın.

Yük, 30 saniyede 157 metre yüksekliğe kaldırılacaktır. Motorun süpürme hacmi 0.74 litredir ve çalışma basıncı 20 MPa'dır. Verimler : toplam $\eta_o = \% 85$, hacimsel $\eta_v = \% 90$ ve vinç = $\% 100$ 'dür.

$$\text{Gerekli devir} = \frac{157 \times 60}{0.5 \times \pi \times 30} = 199.89 \text{ (200) devir/dakika}$$

$$\begin{aligned} \text{Debi (Q)} &= \frac{V \times n \times 100}{60 \times \eta_v} \\ &= \frac{0.74 \times 200 \times 100 \times 10^3 \times 60}{10^3 \times 60 \times 90} \\ &= 164.4 \text{ L/dak} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Güç çıkışı (P)} &= \frac{2 \times \pi \times n \times M \eta_o}{60 \times 100} \\ &= \frac{2 \times 3.1416 \times 200 \times 2 \times 10^3 \times 85}{60 \times 10^3 \times 100} \\ &= 35.60 \text{ kW} \end{aligned}$$

8

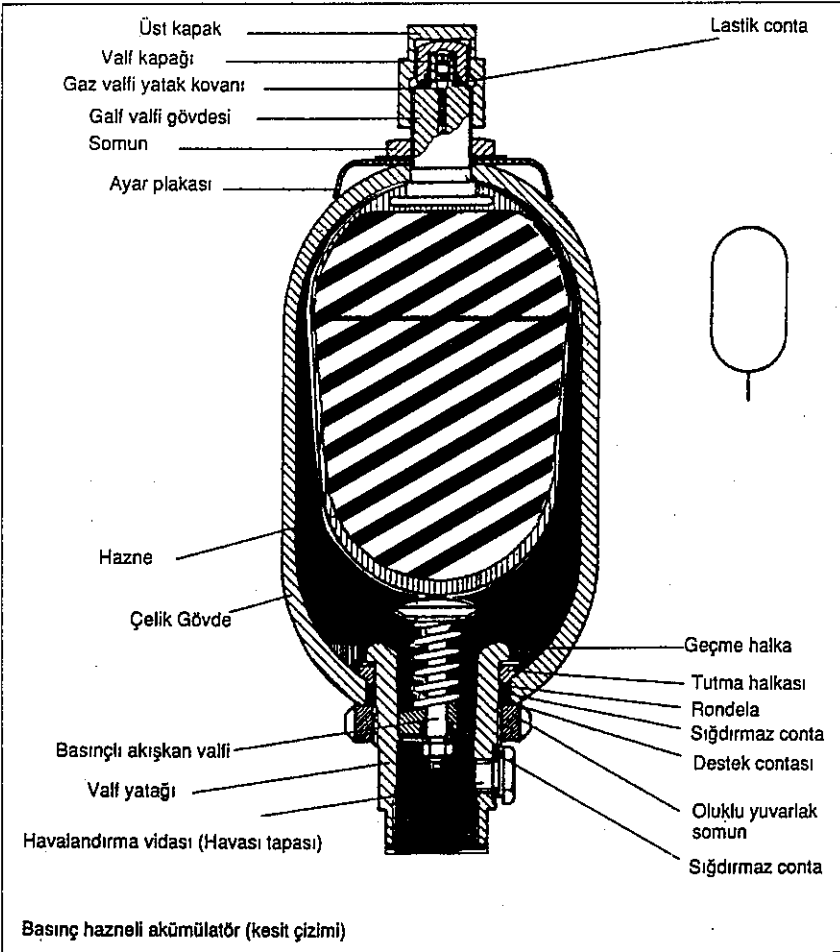
Akümülatörler

Hidrolik sistemlerde, bazı durumlarda hidrolik akışkanın, arzu edilen belirli bir basınç altında sisteme verilmek üzere, muhafaza edilmesi gereksinimi vardır. Gazların aksine, sıvılar kendiliğinden fışırma veya püskürme oluşturacak şekilde, yeterince sıkıştırılmazlar. Hidrolik akümülatör, sıkıştırılması mümkün olmayan sıvıya bir harici basınç uygulamak suretiyle bu soruna belirli bir çözüm getirmektedir.

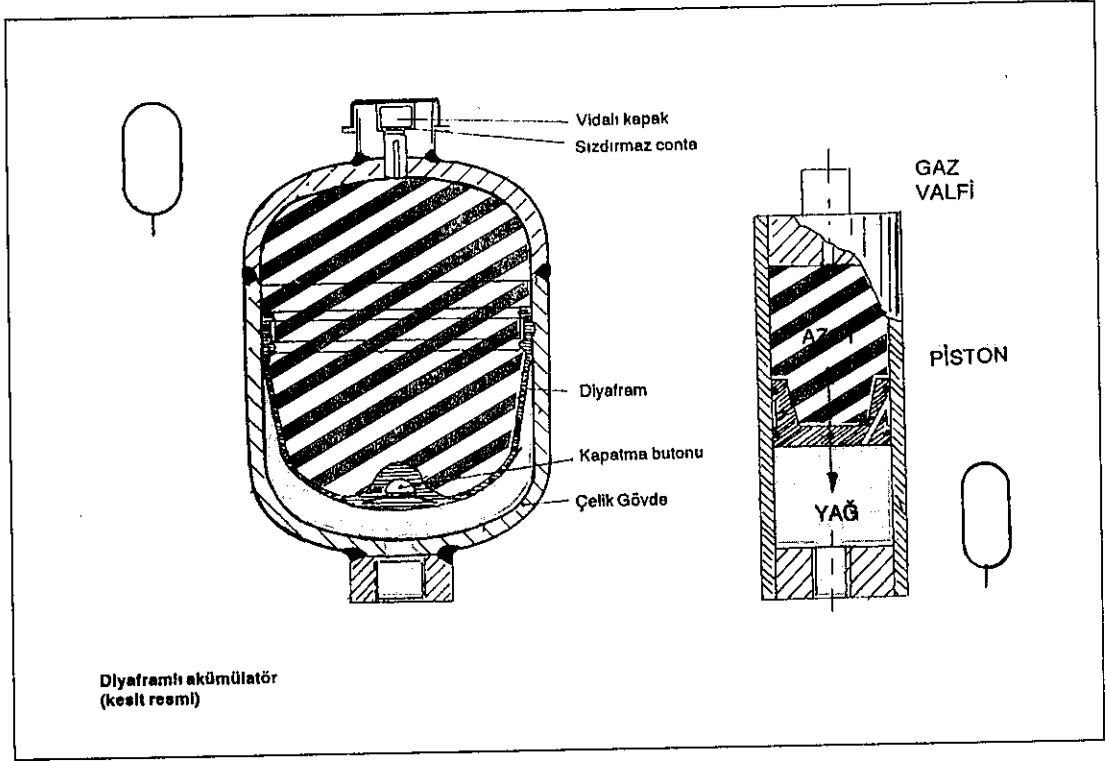
Akışkana basınç uygulamak ve akışkanı akümülatörlerden hidrolik sisteme ve nihayet hareketlendiricilere sevk etmek için çeşitli yöntemlerden istifade edilmektedir. Ağırlık yüklü akümülatörler yerçekimini, yay yüklü akümülatörler yayın elastikliğini, gaz depolanmış akümülatörler de nitrojen (azot) gazının sıkıştırılabilirliğini kullanarak hidrolik akışkan üzerinde kuvvet uygularlar (Şekil 151).

Gaz yüklü akümülatörler, ağırlık yüklü ve yay yüklü akümülatörlere göre, daha yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak ağırlık yüklü akümülatörler, akışkan üzerinde uygulanmakta olan kuvvetin daima sabit düzeyde olması imkânını, akışkan odacığının doluluk düzeyine bağlı olmaksızın sağlamaktadır.

Halen kullanılmakta olan hidrolik sistemlerin pek çoğu, bir veya birden çok akümülatörle donatılmış bulunmaktadır. Hidrolik sistemlerde, hidrolik akışkanın basınç altında depolanması, birçok amaca



Şekil 151 Basınç hazneli akümülatör.



Şekil 152 Diyaframlı akümülatör.

yöneliktir. Bu amaçların en yaygın olanları aşağıda sıralanmış bulunmaktadır:

- pompa çıkışına destek sağlanması
- sistem basıncının sağlanması
- acil durum güç kaynağı
- şokların emilmesi
- gürültünün giderilmesi
- ısı genleşmesinin emilmesi

Gaz yüklü akümülatörler

Hazneli akümülatörler kuru azot gazı ile ön doldurulmalıdır. Ön doldurma basıncı, haznenin (kesicinin) çelik gövdenin içini tamamen doldurması sonucunu verecek ve basınç akışkan valfini kapatacaktır. Hidrolik sistem basıncı balonun p1 ön doldurma basıncının düzeyine erişir erişmez, akışkan valfi açılacak ve yükselen sistem basıncı akışkanı akümülatörün içerisine doğru itecektir. Sistemin basıncının müteakip artışları, balonun tekrar sıkıştırılmasını ve çelik gövde içerisine daha çok hidrolik akışkan sıkıştırılmasını sağlayacaktır.

Balonun sıkıştırılabilir gazla doldurulurken, hidrolik akışkanın sıkıştırılamaz olduğunu hatırlayınız. Gaz sıkıştırıldığında, basıncı artacak ve sistem basıncı eşitlenecektir. Böylece, akümülatör içerisine sıvının akışı, yalnızca sistem basıncı, gazın basıncını aşınca olacaktır. Bunun aksine olarak, yalnızca sistem basıncı, gaz basıncının altına düşünce, akümülatörün dışına doğru sıvı akışı olacaktır. Sistemin akış gereksinimi düşük veya sistem statik durumda olduğunda, akümülatör şarj olacak veya dolacaktır. Sistemin akış gereksinimi yüksek veya sistem dinamik durumda olduğunda, akümülatör depolanmış olan sıvıyı serbest bırakarak, sistem akış gereksinimini karşılamak için pompanın işlevine yardımcı olacaktır.

Diğer tür gaz-yüklü akümülatörlerde, gaz ve hidrolik akışkanın birbirlerinden ayrılması için bir piston veya bir diyafram bulunmaktadır (Şekil 152).

Akümülatörlerin boyutlandırılması

Akümülatör tarafından emilecek veya deşarj edilecek belirli bir hidrolik akışkan hacminin (çalışma hacmi) elde edilebilmesi için, nominal akümülatör boyutunun seçilmesi ve hesaplanması çok büyük bir dikkatle yapılmalıdır. Bu akışkan iletimi, önceden belirlenmiş basınç düzeyleri dahilinde cereyan etmelidir. p_1 basıncı, daha önce açıklanmış olan gazın ön-doldurma basıncıdır. p_2 ise hidrolik sistemin güvenli bir biçimde çalışabilmesi için gereken asgari sistem basıncıdır. p_3 basıncı, sistem tahliye valfi sayesinde kontrol edilen ve sınırlandırılan, azami sistem basıncıdır. Her üç basınç düzeyi, Şekil 153'te gösterilmiştir.

Çelik gövdede en küçük bir hidrolik akışkan hacminin geri kalmasını sağlamak ve gaz balonun korumak amacı ile, ön-doldurma basıncı normal olarak asgari sistem basıncının bir parça altında tutulmuştur ($p_1 < p_2$). Gaz ön-doldurma basıncı, sistem uygulamasına göre değişir, ancak bazı temel esaslar aşağıda verilmiştir:

- ilave pompa beslemesi (depolama) - p_1 , p_2 'nin % 90'ıdır;
- şok giderme - p_1 , p_2 'nin % 60'ıdır;
- acil güç kaynağı - p_1 , p_2 'ye eşittir;
- devamlı hareketleme - p_1 , p_3 'ün % 70'idir.

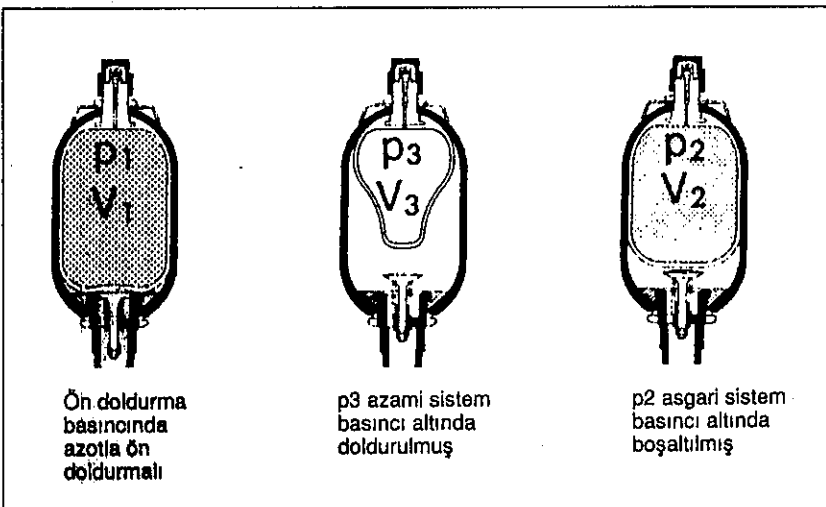
Gaz yüklü akümülatörler esas olarak Boyle Yasası ilkeleri ile çalışırlar (Şekil 154).

$$p_1 \times v_1 = p_2 \times V_2 = p_3 \times V_3$$

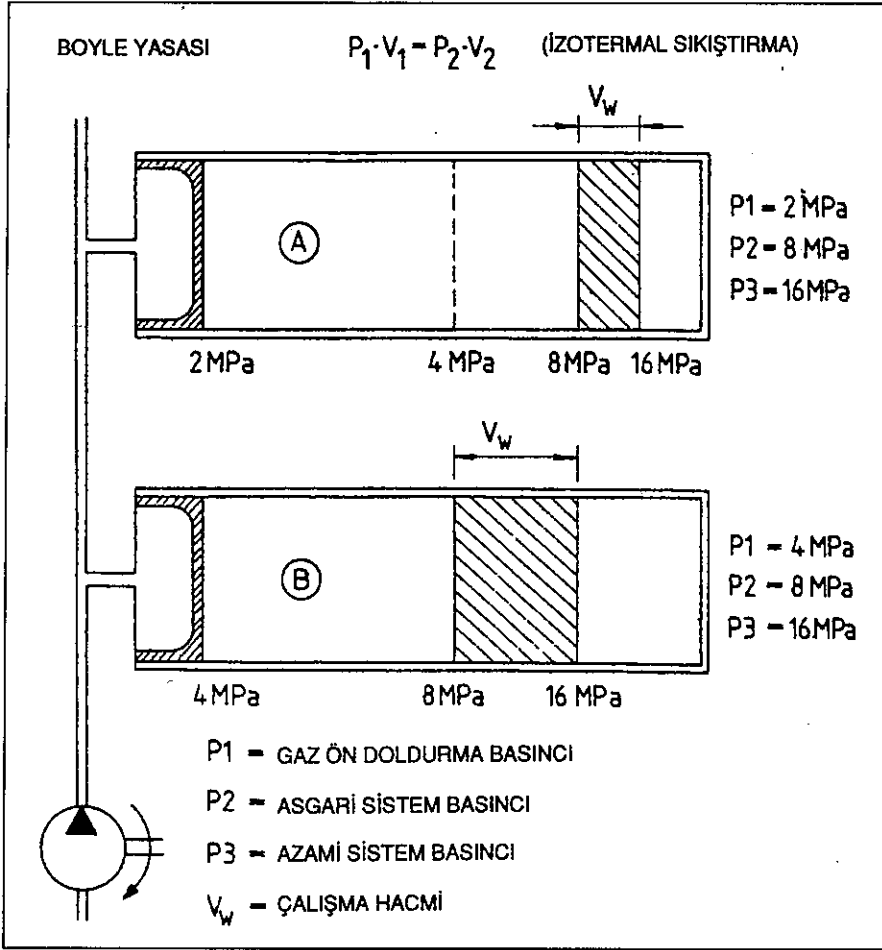
Bununla birlikte, izotermal hesaplama, yalnızca sıkışmadan oluşan ısının dağılması için yeterli zaman bırakacak şekilde, kesedeki gazın sıkışma veya genişleme işleminin, sabit gaz sıcaklığında yavaşça oluşması durumunda doğrudur. Ayırıcı balon, hızlı ısı iletimine engel olan özelliklere sahip sentetik lastikten yapılmıştır. Balonlu ve pistonlu tip akümülatörlerin uygun balon boyutlarının hesaplanması için, adyabatik hesaplamaların veya adyabatik güç karakteristik eğrilerinin kullanılması önerilir.

Akümülatör hesaplamaları

Depolama sorunları; "Hangi boyutlardaki bir akümülatör, seçilmiş iki basınç düzeyi arasında, önceden belirlenmiş miktardaki sıvıyı (V_w veya Çalışma Hacmi) tutacaktır?" şeklindeki basit soruya



Şekil 153 Balon tipi akümülatörde hacim değişikliği.



Şekil 154 Pistonlu akümülatörde hacim değişiklikleri.

indirgenebilir.

Örnek

10.4 MPa (104 bar) ve 20.7 MPa'lık (207 bar) basınç düzeyleri arasında, 4.1 litre hidrolik akışkan depolamak için, uygun akümülatör boyutunu (V_1) hesaplayın. Bu hesaplama için, izotermal basınç değişikliği olmayan adiabatik basınç değişimini kullanın. Gösterge basıncını mutlak basınca dönüştürmenin, hesaplanan akümülatör boyutunu pek az etkilediğini varsayarak, aşağıdaki formülden yararlanılabilir:

$$V_1 = \frac{\left(\frac{p_3}{p_1}\right)^{\frac{1}{1.4}} \times V_w}{\left(\frac{p_3}{p_1}\right)^{\frac{1}{1.4}} - 1}$$

Bu denklem :

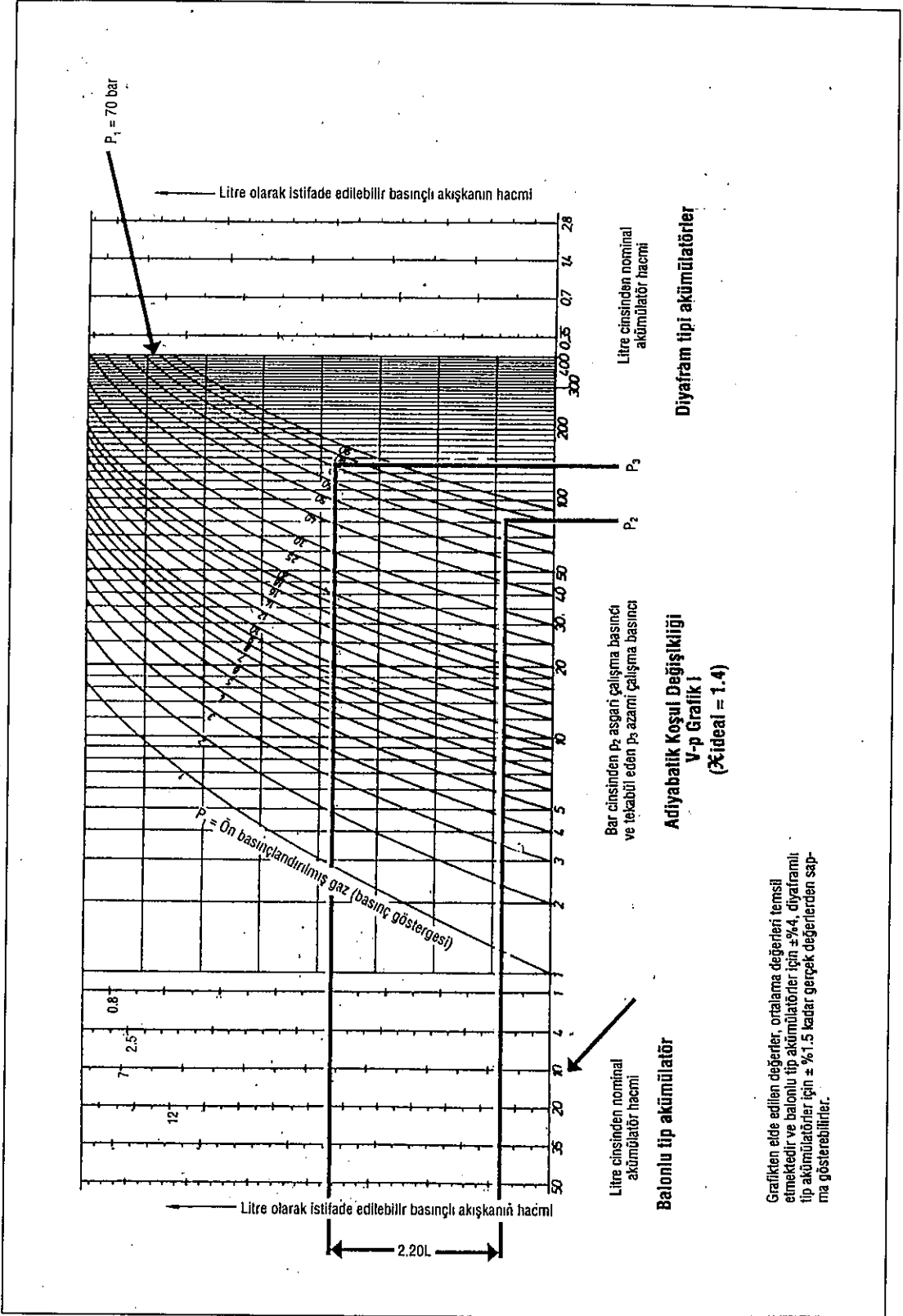
$$p_1 \times V_1^{1.4} = p_2 \times V_2^{1.4} = p_3 \times V_3^{1.4}, \text{ten}$$

ve

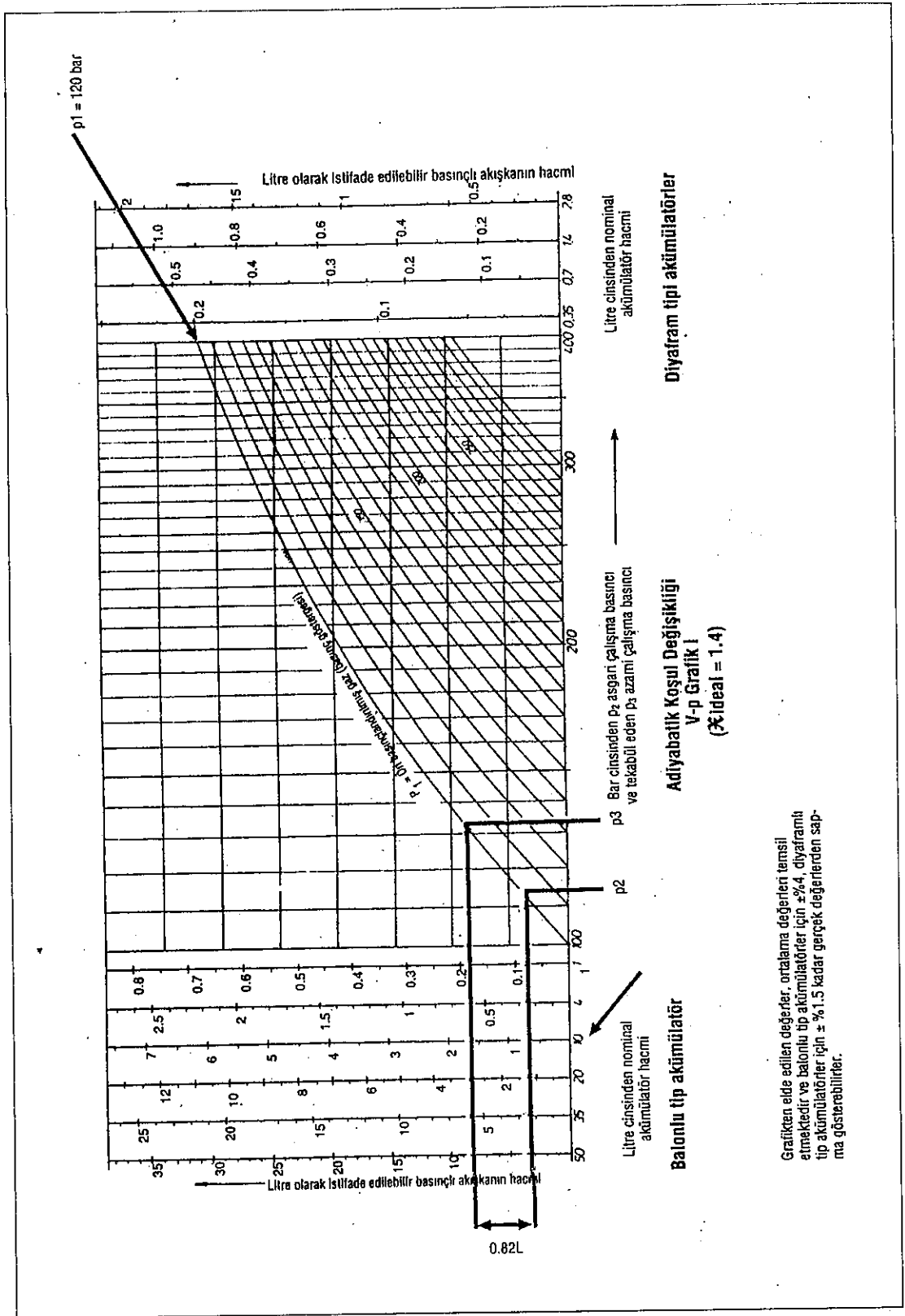
$$V_w = V_2 - V_3$$

ilişkilerinden türemiştir.

Gövde içerisinde en az miktarda basınçlandırılmış akışkan kalmasını sağlamak için, gazın ön-doldurma basıncı (p_1), asgari sistem basıncının (p_2) % 90'ı olacak şekilde ayarlanmalıdır (akümülatörlerin boyutlandırılması konusunun, temel esaslar paragrafına bakınız).



Şekil 155 Akümülatör boyutlama hesaplaması için karakteristik eğrileri.



Şekil 156 Akümülatör boyutlama hesaplaması için karakteristik eğrileri.

Grafikten elde edilen değerler, ortalama değerleri temsil etmektedir ve balonlu tip akümülatörler için $\pm \%4$, diyaframli tip akümülatörler için $\pm \%1.5$ kadar gerçek değerlerden sapma gösterebilirler.

$$p1 = \frac{p2 \times 90}{100} = 9.36 \text{ MPa}$$

$$p2 = 10.4 \text{ MPa}$$

$$p3 = 20.7 \text{ MPa}$$

$$V_w = 4.1$$

$$V1 = \frac{\left(\frac{20.7}{9.36}\right)^{\frac{1}{1.4}} \times 4.1}{\left(\frac{20.7}{10.4}\right)^{\frac{1}{1.4}}} = \frac{7.22760}{0.63503} = 11.38 \text{ L}$$

Akümülatör boyutlandırmasını kolaylaştırmak için, üreticiler tarafından boyutlandırma tabloları, grafikler veya eğriler temin edilmektedir (Şekil 155 ve 156'ya bakın). Bu yardımcı grafikler adiyabatik koşul değişikliği temelinde dayanmaktadır ve akümülatör boyutlandırması ile ilgili sorunların pek çoğu için yeterli çözüm sağlamaktadır.

Akümülatör uygulaması

Şekil 157'de ana hatları ile belirlenmiş olduğu gibi, iki adet çift etkili hidrolik silindir ve bir hidrolik motorun, sıralamalı olarak çalışmasına gereksinim vardır. Gerekli pompa ve akümülatör boyutları nedir?

Teknik Özellikler

Azami sistem basıncı $p3 = 14 \text{ MPa}$ (140 bar)

Asgari sistem basıncı $p2 = 8 \text{ MPa}$ (80 bar)

Gaz ön-doldurma basıncı $p1 = 7 \text{ MPa}$ (70 bar)

$p3 = p4$ 'ün % 85'i.

Pompanın boşaltılmasının kontrolü ve azami sistem basıncını idame ettirmek üzere, akümülatörle birlikte tahliye valflerinin kullanıldığı durumlarda (Şekil 158), tahliye valfinin başlatma (devreye alma) basıncı $p3$ ve kesme (devreden çıkarma) basıncı $p4$ olarak alınmaktadır. Başlatma/kesme arasındaki fark, üreticiden üreticiye değişmekle birlikte, genel olarak bu oran % 12-17 civarındadır.

Çözüm

Pompa ikmalini ortalama akış gereksinimi düzeyinde ve akümülatörü de, tepe (azami) akış dönemlerinde var olan diferansiyel akış gereksinimi düzeyinde tutun. Akümülatör düşük gereksinim dönemlerinde veya makine çevriminin sonunda dolacaktır.

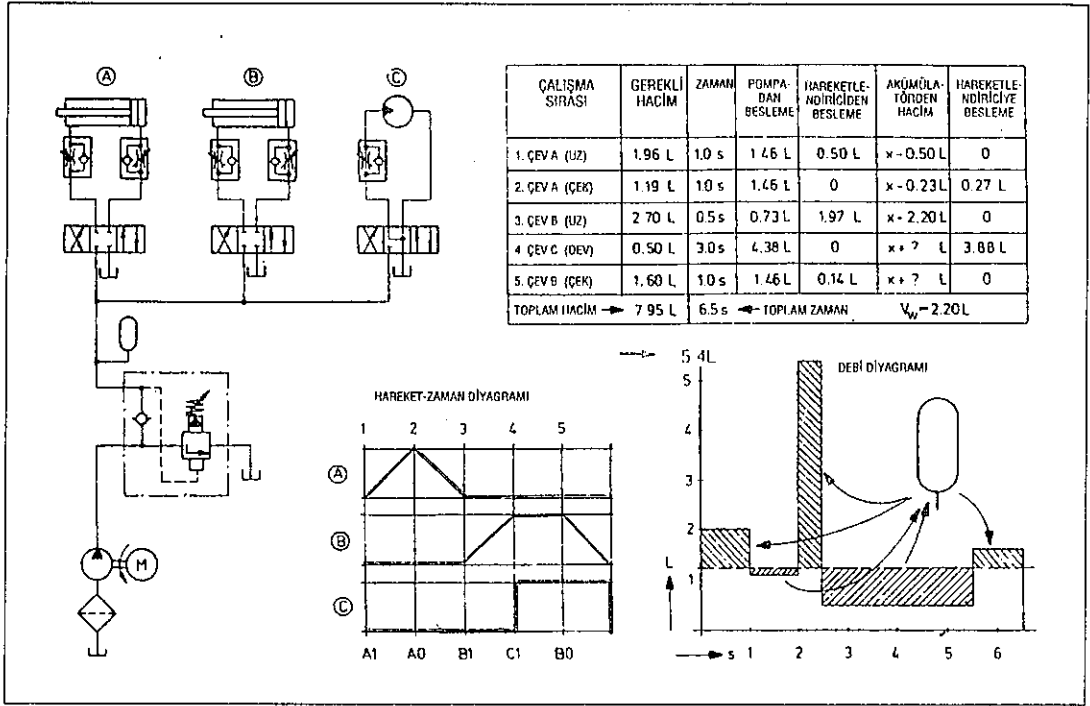
1. Sistemde akümülatör olmadığı takdirde, yaklaşık 8 MPa (80 bar) basınçla, 5.40 L/sn çıkış kapasitesine sahip bir pompaya gereksinim olacaktır (Şekil 157).
2. Sistemde bir akümülatör olduğu takdirde ve % 20 oranında bir sistem (dahili) kaçığına izin verildiğinde, yaklaşık 16.5 MPa (165 bar) basınçla, 1.46 L/sn çıkış kapasitesine sahip bir pompaya gereksinim olacaktır.

$$p4 = \frac{14 \text{ MPa} \times 100}{85} = 16.5 \text{ MPa}$$

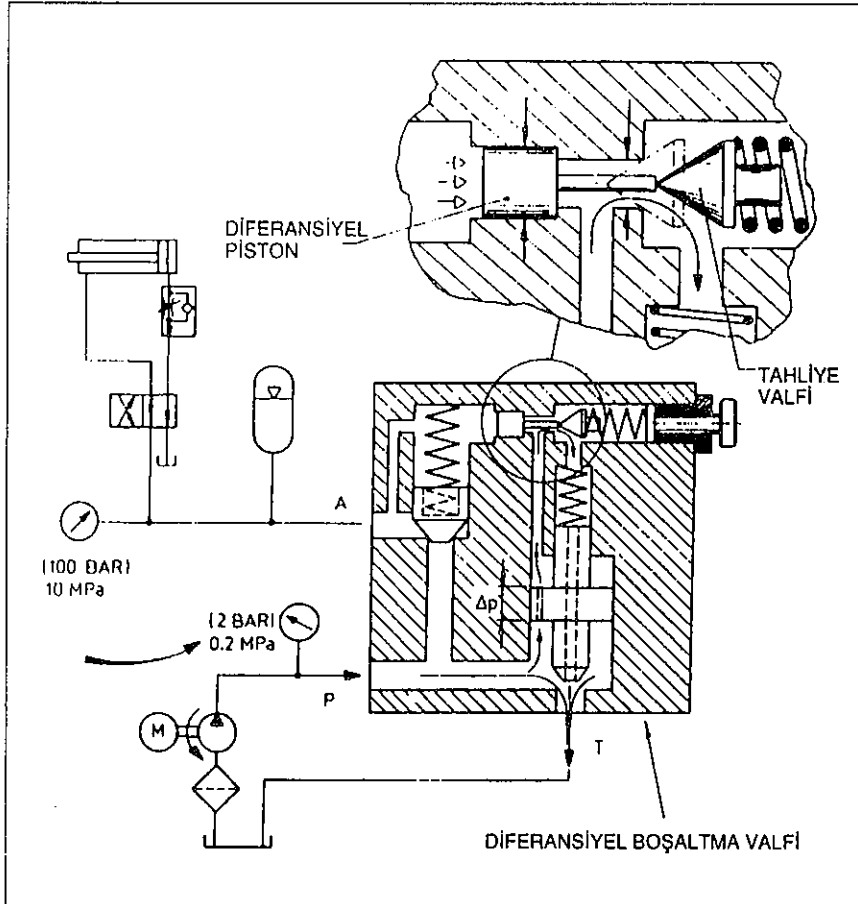
Akış debisi diyagramı ve çalışma sıralaması tablosuna (Şekil 157) göre, ortalama pompa debisi (% 20 oranında iç kaçığına izin verilerek):

$$\frac{\text{Toplam hacim} \times \% 120}{\text{Toplam süre}} = \frac{7.95 \times 1.20}{6.5} = 1.467 \text{ L/sn.}$$

3. Bu küçük pompa Şekil 157'deki akümülatör tablosunun 3'ncü sütunundaki karşılık gelen zaman aralıkları için, tablonun 4'ncü sütununda verilen hacim değerlerinde çıkış verecektir.



Şekil 157 Akümülatör depolama uygulaması.



Şekil 158 Pompanın yükten kurtarma konumunda, yükten kurtarma valfi.

4. İnci sıralama adımının başlangıcında akümülatör X litre hidrolik akışkan depolarsa (Şekil 157'deki dönüşüm-zaman diyagramına ve debi diyagramına bakın), her sıralama adımının sonunda, akümülatör 6ncı sütunda gösterilen azaltılmış toplam hacimleri depolayacaktır.
5. Esasen, depolanan X hacmi asgari depolanan hacimden daha büyükse ($X > 2.20$ L), gerekli diferansiyel hacim (sütun 5), pompa akışına ilave olarak, akümülatör tarafından sağlanacaktır.
6. Pompa, gereksinim olan ortalama debinin biraz daha üzerinde bir debi çıkışı sağladığından, p4 basıncına her erişildiğinde, fazla akış akümülatör tarafından emilecek ve basınç tahliye valfi tahliyeyi (devreden çıkarma suretiyle) sağlayacaktır. Böylece, 4ncü sıralama adımı aşamasında, akümülatör tam olarak yüklenir yüklenmez (p4 basıncı), fazla akış hacmi derhal depoya dönecektir.
7. Garanti edilen asgari sistem basıncı 8 MPa (80 bar) olduğundan, 14 MPa ve 8 MPa basınç düzeyleri arasında, en azından 2.20 L biriktirebilecek (çalışma hacmi) bir akümülatör seçilmelidir.
8. Hareketsizlik veya boşta çalışma devrelerinde, akümülatör azami sistem basıncını veya devreye alma basıncını (p3) devam ettirecek ve akışkan kaybını iç sistem kaçağı ile tamamlayacaktır. Uzun boşta çalışma devrelerinde, tahliye valfi akümülatörü yeniden doldurmak ve akışkan kaybını kaçaktan tamamlamak üzere, birçok kez devreye alma ve devreden çıkarma işlemlerini yapacaktır. Böylece, azami sistem basıncı p3 ve p4 düzeyleri arasında dalgalanacaktır.
9. Akümülatör boyutlama eğrileri sayesinde (Şekil 155 ve 156) doğru ve uygun nominal akümülatör boyutu seçilir. p2 ve p3 basınç düzeyleri, bu uygulama için 70 bar (spesifikasyonlara bakınız) olarak alınan p1 gaz ön-doldurma basıncı eğrisi ile kesişecek şekilde, grafik üzerine çizilmiştir. Yatay hat, p2 ve p3 basınçları arasındaki gerekli çalışma hacmini (Vw) veya depolama hacmini sınırlandırmaktadır. Bu nedenle, 10 L'lik nominal boyuta sahip bir akümülatör, en azından 2.20 L'lik (gerçekte 2.80 L) bir çalışma hacmi sağlayacaktır.

Gaz ön-doldurma basıncının ölçülmesi

Bu işlem, basınç göstergesi üzerindeki sistem basınç değerinin okunması suretiyle gerçekleştirilebilir.

Adım 1: Asgari olarak p2 basınçta, pompa ile sistemi ve entegre akümülatörü doldurun.

Adım 2: Pompayı durdurun ve basınçlandırılmış sistem akışkanını yavaşça sistemden depoya süzölmeye bırakın.

Bu arada, basınç göstergesini izleyin ve sistem basıncı ön doldurma basıncının (p1) değerine indiğinde, basınç akışkan valfi kapanacak (Şekil 151) ve göstergenin ibresi ani olarak sıfır değerine düşecektir. Bu ani düşüşten hemen önce izlenmiş olan değer, ön doldurma basıncının değeridir.

Gaz ön-doldurma basıncı, aynı zamanda, sabit olarak gaz doldurma ağzına monte edilen bir göstergeden veya normal sistemin çalışması esnasında devreden çıkan, sabit olarak monte edilmiş gaz ön-doldurma donanımı üzerindeki göstergeden okunabilir.

Güvenlik önlemleri

Gaz yüklü akümülatörler yalnızca kuru azot gazı ile basınçlandırılabilir. Örneğin, oksijen kullanılması halinde, oksijen hidrolik yağ veya gresle temasa geçtiği anda, büyük bir infilak oluşacaktır.

Hidrolik sistemlerdeki akümülatörler üzerinde herhangi bir işlem yapılmasına girişilmeden önce, basınçlandırılmış hidrolik akışkanın mutlaka basıncının düşürülmesi gerekir.

Gaz keseli akümülatörler, normal olarak gaz doldurma valfi yukarı gelecek şekilde, düşey konumda monte edilirler.

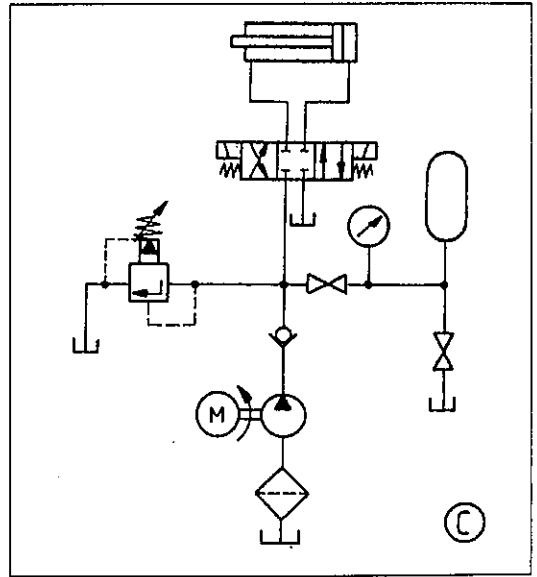
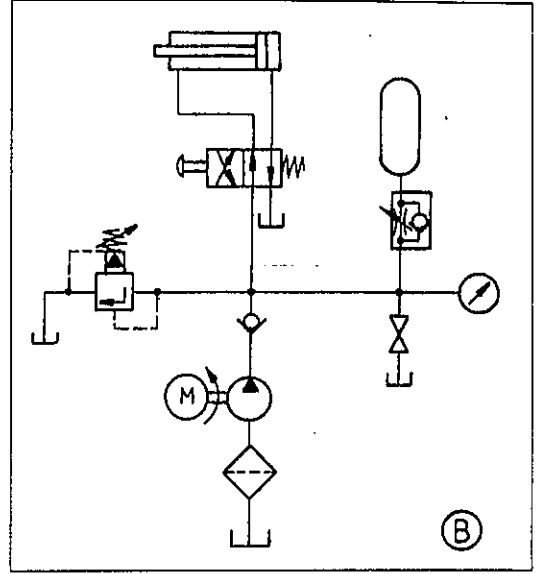
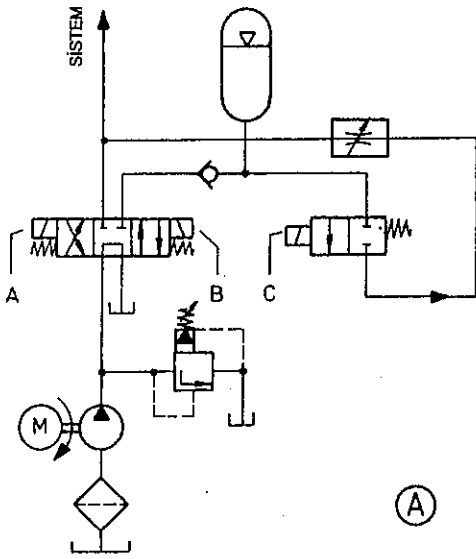
Boru tesisatında vaki olacak bir kopma durumunda oluşacak geri tepmenin etkisi altında, desteklerinden kopmamaları için, akümülatörlerin sağlam bir şekilde tespit edilmiş olmaları gereklidir.

Akümlatörler üzerinde yapılacak olan bakım işlemleri, kesin olarak üretici tarafından verilen talimatlara göre yürütülmelidir.

Akümlatör devreleri

Tahliye valfi pompa akışını geriye doğru depoya saptırırken, akümülatör sistemin basıncını sağlar. Sistem basıncı devreden çıkarma basıncının düzeyine düşer düşmez, tahliye valfi kapanacak ve pompa akışı sisteme doğru yöneltilecektir (ayrıca Şekil 104 ve 105'e bakınız).

A	B	C	
0	0	0	POMPADAN TANKA AKIŞ
0	0	1	SİSTEME DEPOLAMA
0	1	0	SİSTEME POMPALAMA
0	1	1	POMPA VE AKÜMÜLATÖR
1	0	0	AKÜMÜLATÖR ŞARJI
1	0	1	_____
1	1	0	_____
1	1	1	_____



Şekil 159 (A) Tandem merkez pompa basınç düşürme, tipik akümülatör kontrol devresi (B) Basit pompa akışı birikimleme devresi (C) Tipik kesintili çalışmanın giderilme devresi.

9

Depolar

Uygun ve doğru olarak tasarlandıkları ve üretildikleri takdirde, hidrolik akışkan depolarının hidrolik sistemin işlevi ve ekonomik performansı üzerinde çok büyük etkileri vardır. Depo (veya tank) birçok önemli işleve sahiptir :

- Hidrolik sistemden geri dönen akışkanın depolanmasını ve korunmasını sağlar ve hareketlendiricilerdeki birbirine eşit olmayan debi değişikliklerinden kaynaklanan akışkan dalgalanmalarını önleyici bir tampon gibi işlev görür.
- Hareketlendiricilerde ve kontrol valflerinde güç kayıplarından kaynaklanan yüksek harareti dağıtarak düşürür.
- Havanın (köpük veya hava kabarcıkları), hidrolik akışkandan ayrılmasını sağlar.
- Kirleticilerin akışkandan arındırılıp deponun dibine çöktürülmesine imkan verir.

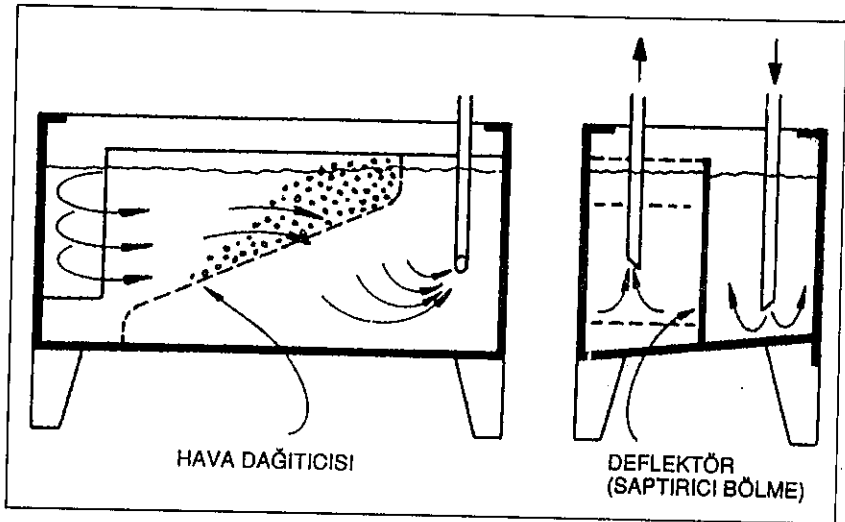
Deponun yapısı

Yukarıda anılan işlevlerin yerine getirilebilmesi için, endüstriyel (sabit) uygulamalarda kullanılan depoların çoğunda, bazı ortak tasarım özellikleri vardır. Depolar, alt kısımlarında zeminden yukarıda bulundurulmalarına imkan sağlayan ayaklarla desteklenecek şekilde, kaynakla birleştirilen çelik sacdan yapılmaktadır. Deponun zeminden yukarıda bulunması, havanın tüm depo duvarları ve tabanı çevresinde dolaşabilmesi sayesinde, arzu edilen düzeyde bir ısı alışverişine imkan sağlar.

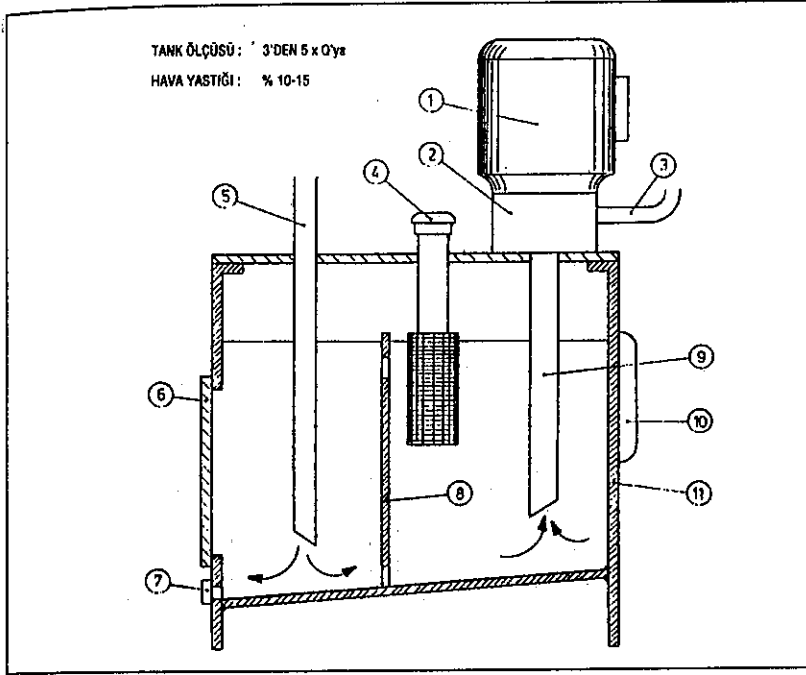
Sabit uygulamalarda, depo aynı zamanda pompa, motor ve ilgili basınç ve yön kontrol valfleri için bir montaj platformu olarak işlev görür. Bu gereksinime uyum gösterebilmesi için, deponun çok sağlam ve bükülmeyen bir yapıda olması ve üst kısmının da düz olması gerekir.

Depoların tabanı, akışkanı tahliye tapasına doğru süzdürebilmek için, meyilli veya ortası çukur yapıdadır (Şekil 160 ve 161). Temizlik ve bakım işlemlerinin yapılabilmesi için, deponun yan taraflarına, sökülebilir büyük plakalar veya yan kapaklar konmuştur.

Bazı küçük depolar, soğutma kanatçıklarına sahip döküm alüminyumdan üretilmektedir. Bu tür depolar, ilk hareketleyici, pompa ve bir sistem basınç tahliye valfi ile birlikte, bir güç birimi halinde piyasaya verilmektedir. Modern güç birimlerinin çoğunda (150 L'nin üstünde), pompa düşey olarak



Şekil 160 Ayırıcı ve hava dağıtıcı depolar. Geri dönüş ve emiş hatları, deflektör marifeti ile birbirinden ayrılmıştır.



Şekil 161 Hidrolik güç ünitesi

- ① Elektrik motoru
- ② Pompa
- ③ Sisteme giriş hattı
- ④ Havalandırma düzeneği
- ⑤ Geri dönüş hattı
- ⑥ Temizlik kapağı
- ⑦ Tahliye tapası
- ⑧ Ayırıcı
- ⑨ Emiş hattı
- ⑩ Akışkan seviye göstergesi
- ⑪ Depo

ve akışkan içerisinde gömülü bulunacak şekilde, destek kapağı ucunun üstüne monte edilmiştir. Bir kaplin sayesinde, pompayı yerinden çıkartma gereksinimi olmaksızın, elektrik motorunun sökülebilmesi mümkündür. Kolayca ulaşılabilmesi ve temizlenebilmesi için, üst yüzey sacı üzerine bir geri dönüş hattı filtresi monte edilmiştir (Şekil 162).

Yüksek konumlu depo

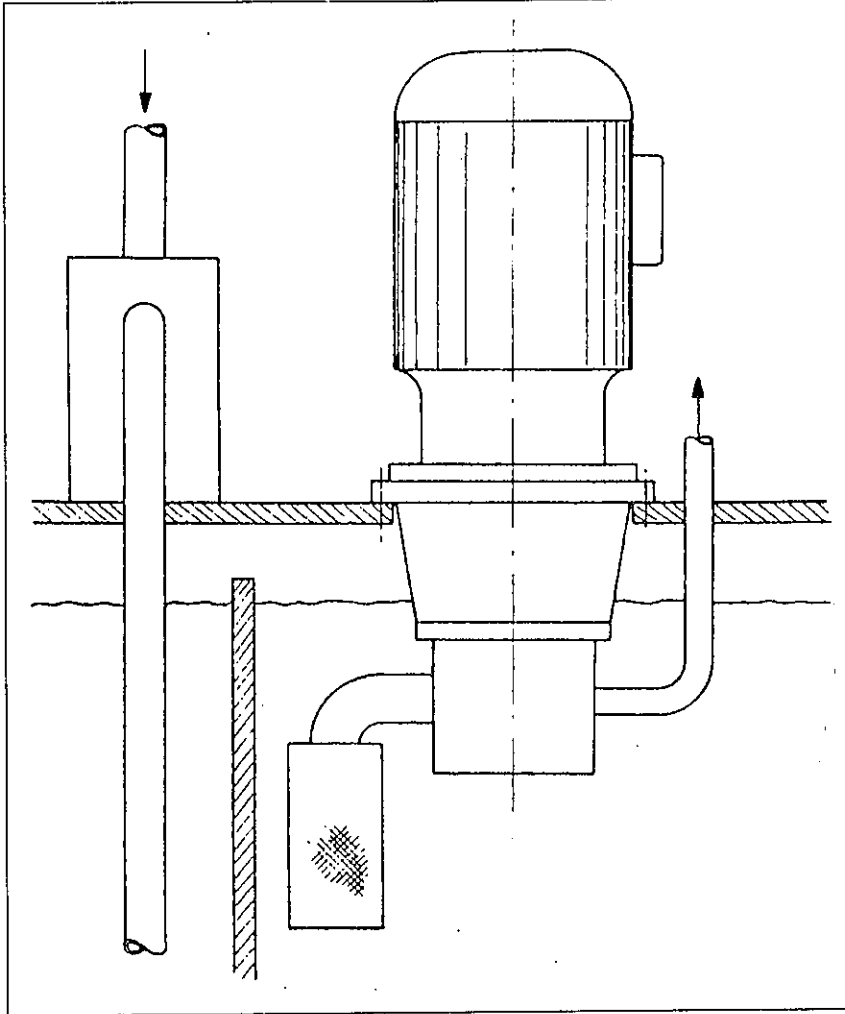
Bazı pres devreleri, makine yapısının üstünde, çok büyük miktarda akışkan stoklanmasını gerektirebilir. Örneğin, yüksek-alçak devreli yüksek yaklaşma hızına sahip ana şahmerdanın yaklaşma stroku, ön doldurma valfi üzerinden yüksek konumlu depo sayesinde sağlanan serbest yerçekimi destekli olup, bu işlem esnasında yardımcı hareketleme silindirleri de, baskı yüzeyini çalışma konumuna getirmektedir (Şekil 212). Gerekli bağlantı hatları ile birlikte bu tür depolar, depoya giren veya depodan çıkan akışkanın yüksek akış hızı nedeni ile meydana gelecek olan ve istenmeyen anaforlanmanın bertaraf edilebilmesi için, çok büyük bir özen ve dikkatle tasarlanmalıdır.

Kirleticilerin alınması

Uygun ve etkin bir filtreleme işlemi uygulansa bile; lif parçacıkları, aşınma talaşları, çapaklar, oksit parçaları, plastik elastomerler, havadan düşen kirleticiler ve silis kumu gibi kirletici parçacıklar, sistemde birikebilir. Filtrelerle tutulamayan böylesi parçacıkların, deponun tabanından tahliye edilebilmelerine imkan olmalıdır. Deponun ortasında, uzunluğuna doğru yerleştirilmiş bir metal levhadan ibaret ayırıcı (Şekil 160), sistemden geri dönen akışkanın devrettirilmesini ve pompa emiş hattının, geri dönüş hattından ayrılmasını sağlamaktadır. Dolaşım halindeki akışkanın yavaş hareketi, ağır kirletici parçacıkların dibe çökmesine imkan vermektedir.

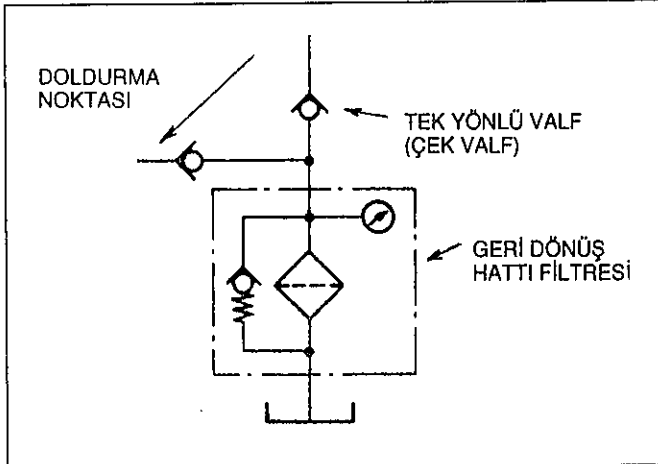
Havanın giderilmesi

Birlikte sürüklenen veya geri dönüş ve tahliye hatlarının kesintili alçak basınçlı akışı nedeni ile oluşan hava kabarcıkları, bazen depodaki akışkanın yüzeyi üzerinde ortaya çıkabilirler. Hava



Şekil 162 Emiş süzgeçli (filtreli) dalgıç pompa.

dağıtıcısı (delikli bir plaka veya kevgir) ve ayırıcı sayesinde yaratılan dolaşım, bu hava kabarcıklarının akışkandan ayrılabilmesine imkan sağlar (Şekil 160).



Şekil 163 Doldurma noktalı ve geri dönüş hattı filtresi üzerinden doldurma hatlı depo.

Nefeslikli doldurma boğazı

Depoda dalgalanmakta olan (akış gereksinim değişiklikleri ve hareketlendiricilerden geri dönen akış sebebiyle ortaya çıkan dalgalanma) akışkan, depo içine ve dışına doğru sürekli bir hava akışı oluşturur. Bu hava akışı, üç amacı gerçekleştirmek için sağlanan havalandırma düzeneği sayesinde geçiş yolu bulmaktadır. Bu havalandırmalı doldurma boğazı, depo içerisine çekilen havanın süzülmesini, depo doldurulurken bir süzgeç düzeneği

sağlanmasını ve deponun içine veya depodan dışarı sürekli olarak hava akımının girip çıkmasını mümkün kılmaktadır. Depoda mevcut hava kütle, pompanın harekete geçirilmesi için daima atmosfer basıncı altında olduğundan, akışkan dalgalanmalarından oluşan hava akımının düzeyine uyum sağlayabilmek için, havalandırma düzeneğinin yeterince geniş bir ağız olmalıdır.

Deponun özellikle tam olarak temiz akışkanla doldurulmasını sağlamak için, geri dönüş hattı üzerindeki ayrı bir doldurma noktasına bir seri sistem ayarlanmış ve havalandırma düzeneği kapatılmıştır. Böylece, akışkan geri dönüş hattından depo içerisine pompalanır (elle veya pompa gücü ile); filtrenin üzerinde yer alan tek yönlü bir valf (çek valf), akışkanın geri dönüş hattına geri kaçmasına engel olur (Şekil 163).

Akışkan ısıısının giderilmesi

Hidrolik sistemde oluşan güç kayıpları, ısı enerjisine dönüşür. Bu ısı oluşumu, hidrolik akışkan, kontrol elemanları, hareketlendiriciler ve depo tarafından emilmektedir. Bu nedenle, sistemin ısı düzeyi, ısı oluşumu ve ısı yayılımı (veya ısı alışverişi) dengeleninceye kadar yükselme gösterecektir. Bu dengelenme noktasındaki sıcaklık derecesi, atalet sıcaklığı olarak adlandırılır.

Ayrı soğutma düzeneği olmayan hidrolik sistemlerde, bu atalet sıcaklığının izin verilebilir azami sistem sıcaklığına eşit veya tercihan bu sıcaklığından daha az olması gereklidir. Depo tarafından dağıtılarak giderilen sıcaklığın düzeyi, doğrudan doğruya aşağıdaki etkenlere bağlıdır:

- ısı alışverişinin gerçekleştiği alanı oluşturan depo dış yüzeylerinin boyutları;
- depodaki hidrolik akışkan miktarı ve depoya üzerinden akışkanın debisi;
- hidrolik akışkanın sıcaklık derecesi ile depo çevresindeki ortamın sıcaklık derecesi arasındaki fark;
- sıcak depo çevresindeki hava dolaşımı.

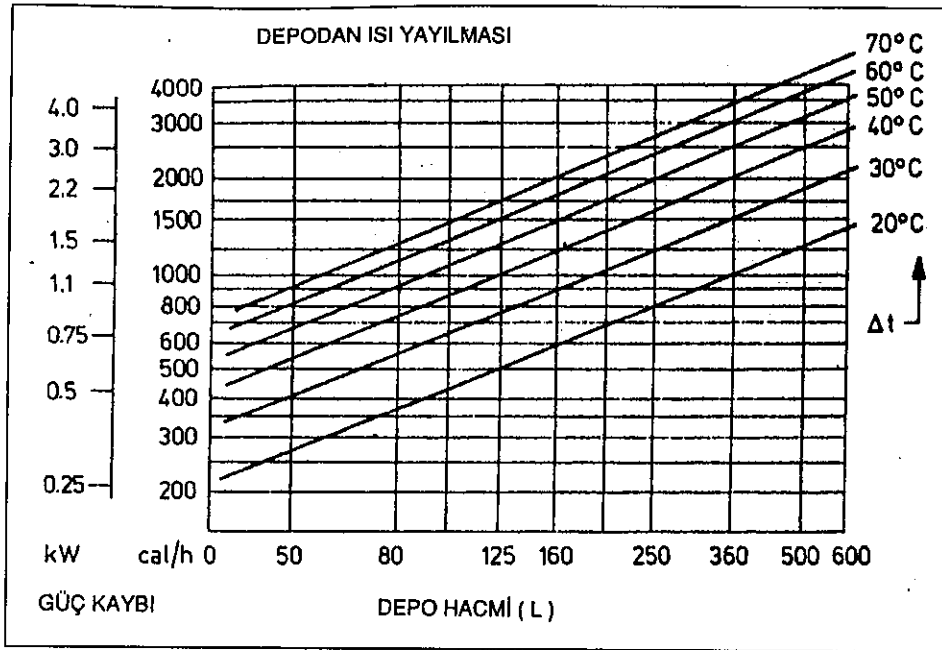
Hidrolik sistemdeki toplam güç kaybı, gerekli soğutmanın düzeyinin belirleyicisidir. Bu güç kaybı (GK) aşağıdaki formülle hesaplanabilir:

$$GK_{\text{TOPLAM}} = GK_{\text{VALFLER}} + GK_{\text{HATLAR}} + GK_{\text{HAREKETLENDİRİCİLER}} \text{ (kW)}$$

Orta düzey bir hidrolik sistemde bu güç kayıpları, pompayı tahrik eden ilk çalıştırıcının güç çıkışının % 20-30'u düzeyinde oluşabilir. Hesaplama işleminin kolaylaştırılması için, Şekil 164'te depo boyutları tablosu verilmiş bulunmaktadır. Güç kaybı (GK) kW cinsinden, Δt sıcaklık farkı $^{\circ}\text{C}$ cinsinden verilmiş ve iyi havalandırılmalı ortamdaki bir donanımın ortalama soğutma kapasitesinin varlığı ön görülmüştür. Δt değeri için en sıcak yaz mevsimi koşulları dikkate alınmalıdır.

Endüstriyel (sabit) sistemlerde genel olarak, yaklaşık L/dakika cinsinden ifade edilen pompa akış debisinin yaklaşık 3 ila 5 katı tutabilecek büyüklükteki depolar kullanılmaktadır. 60 L/dakika düzeyindeki bir akış debisi için 180-300 litre kapasiteye sahip bir depo kullanılması gerekecektir. Δt değeri küçük ve depo çevresindeki hava sirkülasyonu asgari düzeyde olduğu takdirde, en büyük boyutlu deponun kullanılması gerekecektir. Akışkan yüzeyinin üstündeki hava boşluğu (yastık), toplam depo kapasitesinin % 10-15'i kadar olmalıdır (Şekil 161).

Boyutlar tablosu, 10°C 'lik ıslah edilmiş bir Δt değeri ile (doğal veya yapay hava sirkülasyonu sayesinde); depo hacmi, 2,3 kW'lık bir güç kaybı ve 40°C 'lik bir başlangıç Δt değeri, yaklaşık olarak 100 litrelik bir depo kapasitesi ile sağlanabildiğini göstermektedir.



Şekil 164 De-
po boyutları
tablosu.

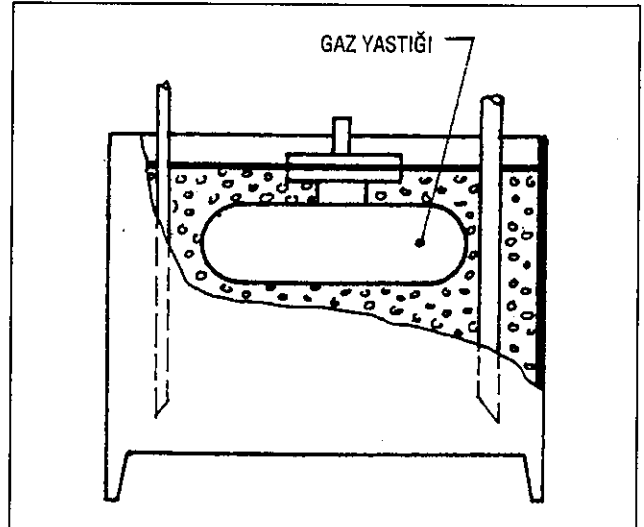
Depo tasarımı için iki önemli düşünce vardır:

- (1) akışkanın seviyesi asla pompa giriş borusu ağzının civarına düşmemelidir (bu durum girdap oluşumuna neden olur ve pompaya hava kaçar; "sürüklenen hava" konusuna bakınız).
- (2) akışkan seviyesinin üzerinde kalan hava boşluk alanı, akışkandan çıkan havanın dağılmasına uygun olmalıdır.

Sızdırmaz depo

Bazı endüstriyel uygulamalarda, depo tam sızdırmaz yapıdadır ve hava yalnızca ayrı bir girişten ayırıcı torbaya giriş yapar. Bu sayede havanın hiçbir zaman hidrolik sıvı ile doğrudan doğruya temas halinde olmaması sağlanır. Depo içerisine; nem, korozyon oluşturucu gaz veya kirletici parçacıkların girmesi önlenmiştir, akışkan temiz ve uzun ömürlü olacak, korozyon azaltılacak ve aksamın hizmet ömrü de uzatılmış olacaktır (Şekil 165).

Torbadan deponun dışına açık bir geçit yerine, torba, sızdırmaz ve basınçlandırılmış durumda olabilir. Böylece, önceden basınçlandırılan akışkan, pompayı doldurarak besler. Bu sayede, kavitasyon ve yan etkileri ile birlikte sürüklenen hava oluşumu (Bölüm 3, Pompalar) önlenmiş olur.



Şekil 165 Ayırıcı torbalı sızdırmaz depo gaz yastığı.

10 Akışkan taşıyıcıları ve boru tesisatı

Akışkan boruları, tüpleri ve hortumları; birçok hidrolik aksamı birbirleri ile irtibatlandırır ve sistem içerisinde akışkanın taşınmasını sağlarlar. Bağlantı elemanları da dahil olmak üzere, bu iletken taşıyıcı hatlarının yalnızca hesaplanmış azami sistem basıncına karşı değil, bunun da ötesinde, sistemde oluşan basınç şoklarına karşı dayanımlı olması gereklidir. Akışkan taşıyıcılarının (tüp, boru veya hortum) ve bağlantı elemanlarının seçimi, öncelikle aşağıdaki faktörlere bağlıdır:

- statik ve dinamik basınç
- debi
- akışkanla uyum
- müdahale imkanı
- titreşim
- kaçağa direnç
- ortam koşulları
- uygulama
- maliyet

Akışkan taşıyıcılarının yatay kesit alanları, aşırı basınç kayıplarına neden olmaksızın, istenen akış debisi ile akışkanın taşınmasına izin verecek ölçüde, yeterince büyük olmalıdır. Paslanmaz çelik borular, öncelikle bükülmez ve yarı-bükülmez taşıyıcı hatlar için kullanılır. Hareketli makine aksamına (motorlu aletler, hareketli vinçler veya zirai donanımla ilgili uygulamalar) veya titreşimin boru tesisatında kaçak oluşumuna neden olabileceği alanlara akışkan taşınması için, esnek hortumlardan yararlanır.

Taşıyıcılar içerisinde akış hızı

Verilen belirli bir süre içerisinde, akışkanın içinden geçmesi gereken akışkan miktarı (debi), seçilecek tüpün, borunun veya esnek hortumun iç çapının belirlenmesi için çok önemli bir faktördür. Gerekli kesit alanı, aşağıdaki formülle hesaplanır:

Dış çap (mm)	Et kalınlığı (mm)	Hesaplanmış azami basınç (bar)
4	1	600
5	1	400
6	1	300
6	2	1200
8	1	228
8	2	686
10	1	172
10	2	458
12	1	137
12	2	343
14	1	128
14	2	309
15	1.5	192
15	2.5	365
16	1.5	177
16	2.5	331
18	1.5	154
18	3	365
20	2	193
20	3	313
22	1.5	122
22	3	273
25	2	147
25	3	230
28	1.5	92
28	3	199
30	2.5	119
30	4	265
35	2	100
35	4	216
38	3	136
38	5	261
42	2	81

Şekil 166

$$A = \frac{Q}{v}, \text{ veya } d = \sqrt{\frac{\text{Akış debisi}}{\text{Akış hızı} \times \frac{\pi}{4}}}$$

$$\text{veya } d = \sqrt{\frac{Q}{v \times 0.7854}}$$

burada,

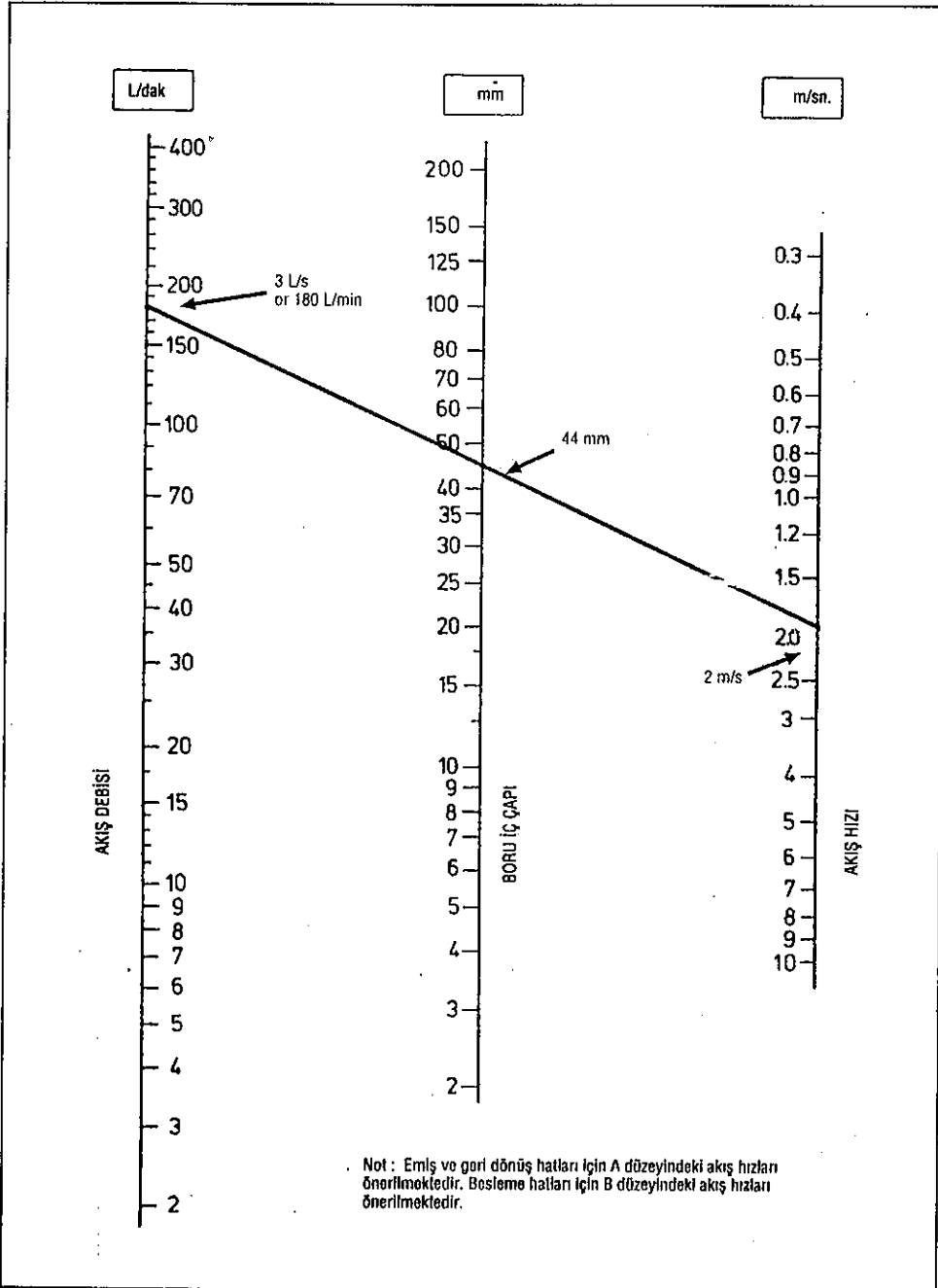
q= debi
a= kesit alanı
v= akışkan hızı

Esas olarak, taşıyıcının çapı iki faktöre bağlıdır:

1. Aşırı basınç tepe değerlerine (şoklar) ulaşıldığında bile, basınç altındaki akışkanı güvenli şekilde taşıyacak olan boruların et kalınlığı (Şekil 166).
2. İstenmeyen basınç düşüşlerine neden olmayacak büyüklükte olması gereken kesit alanı. Bu sözü edilen basınç düşüşleri, iletilen enerjiyi azaltır ve akışkanın aşırı derecede ısınmasına sebep olur.

Örnek

Gerekli akış hızı 2 m/sn ve gerekli debi 3 l/sn olduğuna göre, borunun iç çapını hesaplayın.

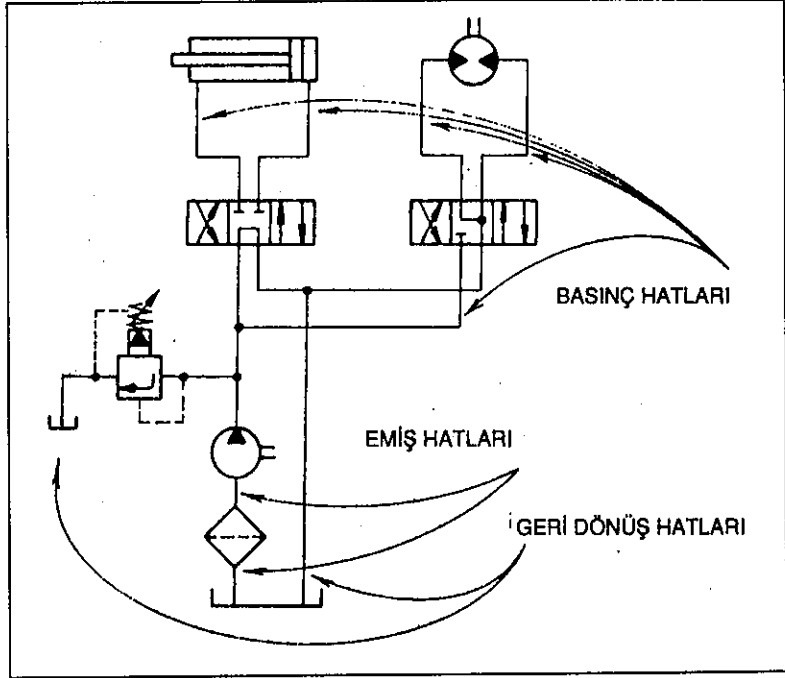


Şekil 167
Debi no-
mogramı.

$$d = \sqrt{\frac{Q}{v \times 0.7854}} = \sqrt{\frac{3}{2 \times 0.7854 \times 10^3}} = 0.044 \text{ m, veya } 44 \text{ mm}$$

Akış debisinin (Q), boru iç çapının (mm) ve akış hızının (m/sn) bulunması için, debi monogramları da kullanılabilir (Şekil 167). Basınç hatları içerisinde türbülanslı akış, geri dönüş veya depo hatları içinde yüksek dönüş basıncı veya pompa girişindeki çok düşük basınç nedeniyle ortaya çıkabilecek olan kaviteasyon olaylarının ortaya çıkmasından kaçınmak için (Şekil 168), aşağıda verilen akış hızlarının üzerine çıkılmaması gerekir :

Şekil 168 Hatların tanımlanması.



Emiş hatları		0.5-1.5 m/sn
Geri dönüş hatları (depoya)		2.0-3.0 m/sn
Basınç hatları	P < 5 MPa	4.0 m/sn
	P= 5-10 MPa	4.0-5.0 m/sn
	P= 10-20 MPa	5.0-6.0 m/sn
	P > 20 MPa	7.0 m/sn

Esnek hortum

Hidrolik sistemlerde kullanılan esnek hortumlar, elastomer malzeme, elyaf ve örgü tel veya bez katmanlarından oluşacak şekilde üretilmektedir. Değişik çap ve basınç ölçülerinde hortumlar mevcuttur ve hortumun en içte bulunan katmanı, sistemde kullanılan akışkan türü ile uyumlu olmalıdır.

Kolaylıkla döşenebilme ve basınç şokları ile makine titreşimlerini sönmülme niteliklerinden dolayı, hidrolik hortumlar yaygın olarak kullanılmaktadır. Hortum tesisatının döşenmesi, boru tesisatının döşenmesine göre, çok daha az beceri gerektirir. Bununla beraber, hortum tesisatı, sağlam boru tesisatlarından çok daha pahalıya mal olur.

Endüstriyel ve seyyar kullanım için üretilen hidrolik hortumlar, S.A.E. spesifikasyonlarına uygundur. En çok kullanılan esnek hidrolik hortum tiplerinden ikisi, tek tel kafes örgülü (S.A.E. 100 R1) ve çift tel kafes örgülü (S.A.E. 100 R2) tipleridir ve basınç dayanımı yönünden birbirlerinden farklıdırlar. Tiplerin her biri, dış elastomer katmanı kalınlığı bağlamında, iki ayrı tasarımda üretilmektedir. Bunlar:

- uç rakora bağlantı yapılmadan önce, tel kafes örgüyü meydana çıkartmak için sıyırılması gereken kalın bir dış katmana sahip olan sıyırılmalı tip (S.A.E. 100 R2A) ve
- uç rakora bağlantı yapılmadan önce, dış katmanın sıyırılmasını gerektirmeyen, sıyırmasız tiptir (S.A.E. 100 R1AT).

Uç rakorları dünyanın her yerinde kullanılan standart diş biçimlerine ve flanşlara uyacak şekilde üretilmektedir. Bunların her bir türü, belirli türden bir hortum için tasarlanmıştır, farklı tür hortumlarda kullanılamazlar. Örneğin, 1/2 inç'lik bir S.A.E. 100 R2A hortumunun rakoru, 1/2 inç'lik bir S.A.E. 100 R2AT hortumuna takılamaz.

Bunlar ayrıca şöyle sınıflandırılır :

- tekrar kullanılabilir olanlar (elverişli durumda oldukları takdirde) ve
- sabit olarak bağlanmış olanlar. Bunlar da kendi aralarında iki alt türe ayrılırlar:
 - ara parçaya sabitlenmiş boru şeklindeki çelik kenet manşonunun, hortumu ara parça ile manşon arasında sıkıştırarak rakora tutturmak üzere boğulduğu, boğmalı tip.
 - ayrı, makinede işlenmiş bir manşonun, hortum ucunu ara parça ile manşon arasında tutturacak şekilde preslendiği, geçme zımbalı tip.

Rakorlar uygun şekilde bağlandığı takdirde, geçme zımbalı tip bağlantıların, eşdeğer tekrar kullanılabilir tip bağlantılara göre üç kat daha uzun bir kullanım ömürleri olduğu kabul edilmektedir.

Hortum türünün seçimi ve basınç dayanım düzeyi

Sistem basıncının, sık sık hesaplanmış ve ayarlanmış düzeyinin yüzde 200 dolaylarına kadar erişen basınç pikleri veya şokları oluşturması nedeniyle, hortum ve boruların bu tepe düzeylere dayanıklı olacak şekilde seçilmeleri gerekir. Genel olarak üreticiler, üç basınç dayanım düzeyi vermektedir:

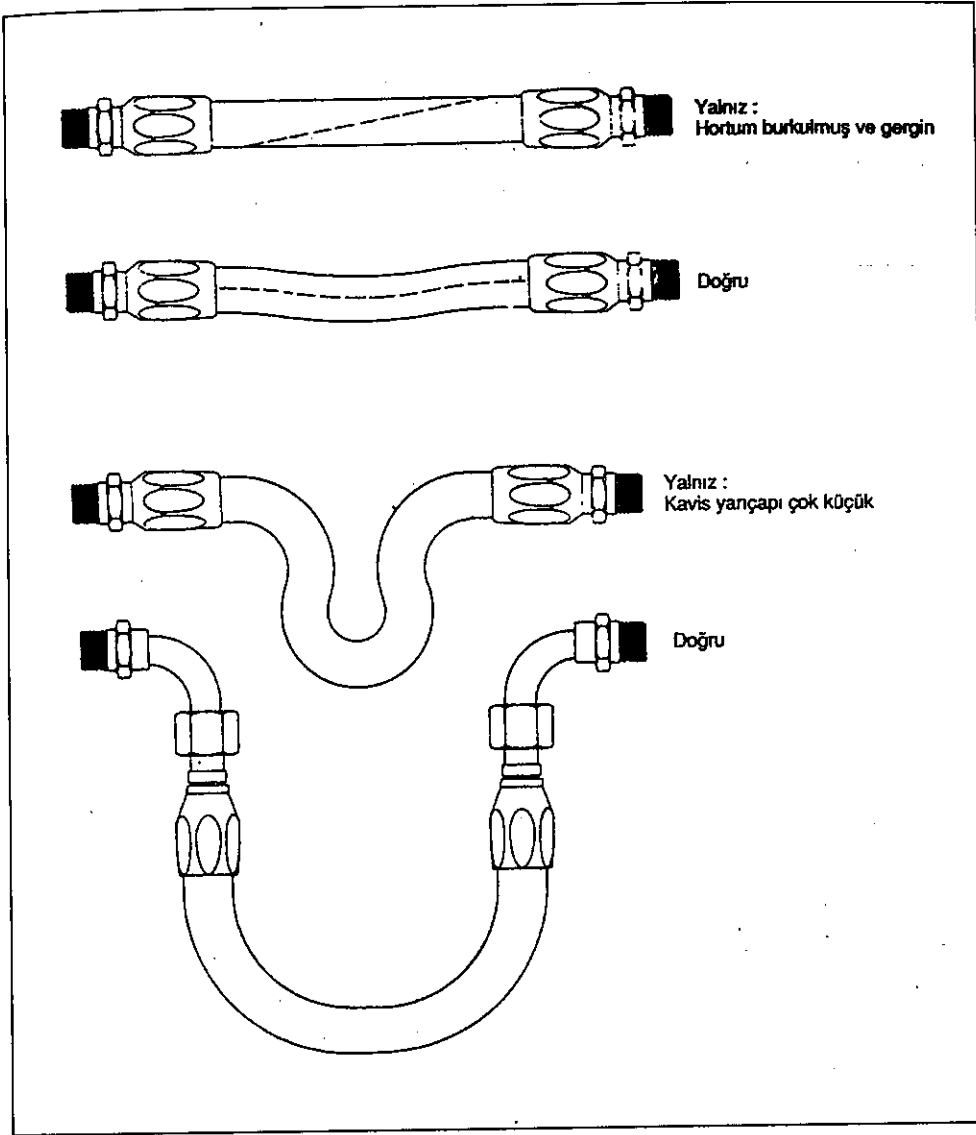
- Hortumun sürekli olarak işlevini yerine getirebilmesi için önerilen azami sistem basıncı (çalışma basıncı).
- Hortumun dayanabilirliğinin garanti edildiği test basıncı.
- Hortumu patlatacak olan patlatma basıncı.

Hidrolik hortumlar için S.A.E.'nin belirlemiş olduğu çalışma basıncı, patlatma basınç düzeyi olarak belirlenen düzeyin yüzde 25'i (veya dörtte biri)'dir. İç çap hesaplamaları için, nomogramı (Şekil 167) veya borular için verilmiş olan formülü kullanın.

Hortum ve boru tesisatlarının döşenmesi

Titreşim yapmaması ve yerinden oynamaması için tesisat, güvenli bir şekilde desteklenmeli ve kelepçelerle tutturulmalı, vida dişlerinden dökülen metal talaşı ve kesici çapaklar, hortumun patlamasını ve hidrolik sistem içerisine fıskırmasını önlemek için, dikkatli bir şekilde temizlenmeli ve bu tür oluşumların tekrarlanması önlenmelidir.

Hortumlar, iç tabakaların takviye edilmesi ve korunması amacıyla, sert bir dış tabakayla kaplanmış olup, bu dış tabakanın zedelenmesinden veya hasara uğratılmasından kaçınılmalıdır. Hortumlar, kıvrılıp burkulmaların önlenmesi için birbirine bağlanan uçlarla, aynı düzlem üzerinde bulunmalıdır. Hortumun görünümü önerilen asgari bolluk düzeyini yansıtmalı ve önerilen bolluk düzeyi asla



Şekil 169
Hortum
tesisat-
larının
döşen-
mesi ile
ilgili yol
gösterici
ana hatlar.

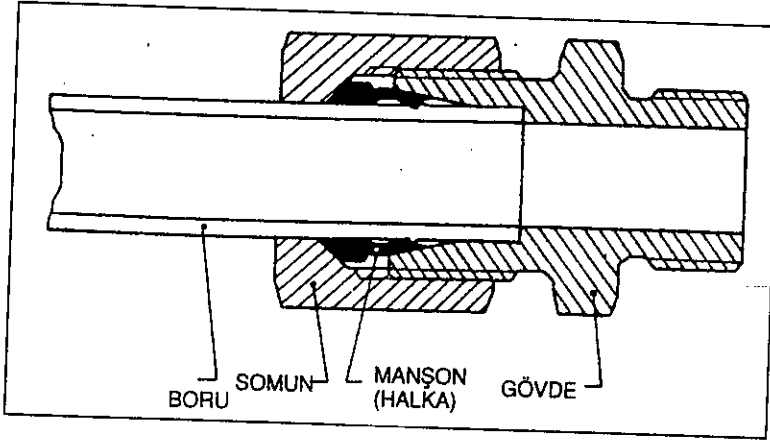
aşılmamalıdır. Tesisatın döşenmesinden önce, üretici özelliklerinin incelenmesinde yarar vardır (Şekil 169).

Rakorlar

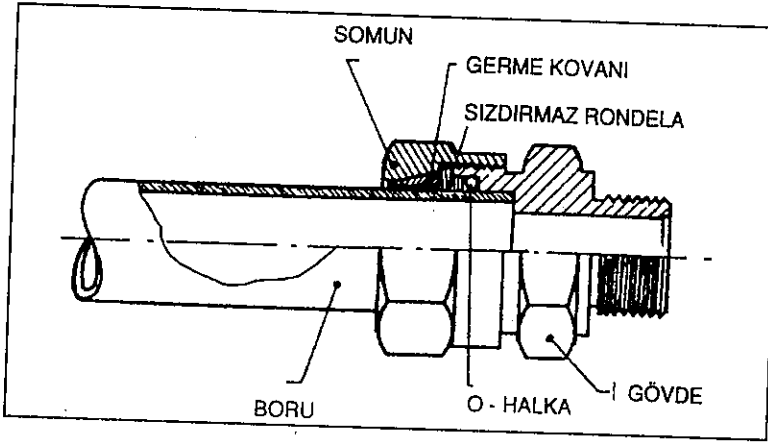
Hidrolik sistemler, nadiren bütünüyle olarak, aynı çaptaki hatlardan oluşurlar. Çoğunlukla boru ve hortumların çapları birbirinden farklıdır ve birbirine bağlanan aksamın giriş flanş dişleri birbirinin aynı değildir. Bu nedenle; çap, diş türü ve rakorların birbirlerine göre farklılıkları, sistem tesisatında rastlanan birçok değişkenin küçük bir bölümünü teşkil eder.

Rakorlar esas olarak belirli bir boyut ve aksam için, mekanik ve hidrolik bağlantı düzeni sağlayan iki ayrı parçadan oluşurlar. Bir hidrolik rakor seçilirken, bazı temel gereksinimler dikkate alınmalıdır:

- Rakor ve aksam gövdesi arasındaki birleşme ve oturma; titreşim, dıştan hor kullanma ve sıcaklık değişiklikleri karşısında bile sağlam olmalıdır.



Şekil 170 Manşonlu veya halkalı tip kompresyon rakoru.



Şekil 171 O-ring contalı rakor.

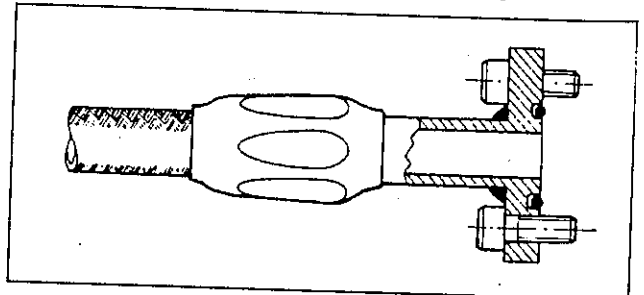
- Boru veya hortum, rakor ve nihayet aksamın gövdesi (pompa, valf veya hareketlendirici) arasındaki hidrolik birleşme, titreşim ve basınç şokları karşısında bile sağlam ve sızdırmaz nitelikte olmalıdır.
- Hatların ilgili aksama irtibatlandırılma kolaylığını sağlamalı, bakım ve yeniden sistem tasarımı için, tekrar kullanılabilirlik niteliğine sahip olmalıdır.

Havşalı rakorların hâlâ yaygın bir kullanım alanı vardır, ancak yerlerini bazı alanlarda sıkıştırma rakorlarına ve O-bilezik contalı rakorlarına bırakmışlardır. Havşalı rakorlarda, borunun havşalı ucu birleştirme konisinin üzerine doğru, bir sıkıştırma halkası gibi sıkıştırılarak veya bir somun sıkılarak, bağlantının sızdırmazlığı sağlanmaktadır.

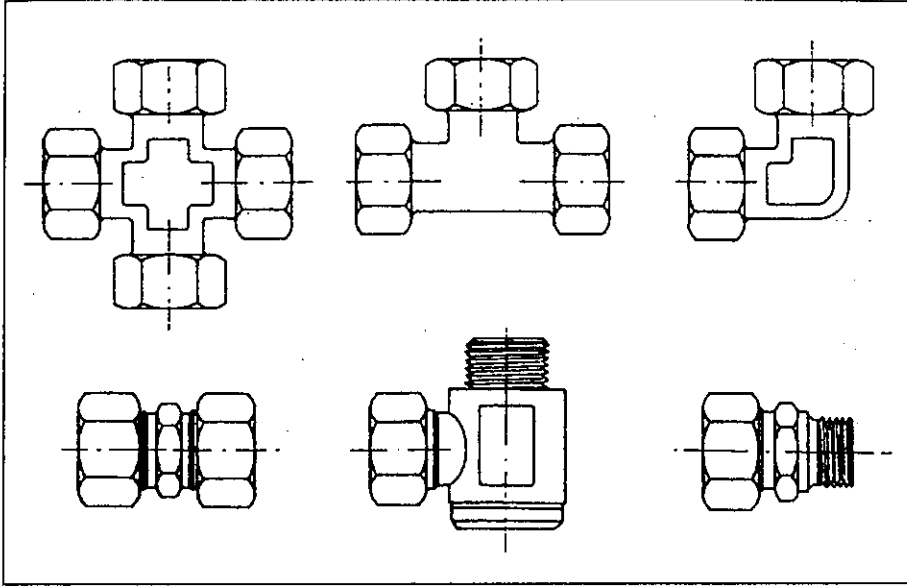
Sıkıştırma rakorlarında, boru üzerine doğru manşon bastırılmakta ve boru yüzeyinde hafif bir bozulma yaratarak, parçalar birbirine yaklaştırılmak suretiyle, sızdırmazlık sağlanmış olmaktadır (Şekil 170).

Borunun uç kısmının sert açık köşeler oluşturma olasılığı havşalı rakorlar kadar yüksek değildir ve uygun sıkıştırma yöntemleri ve özellikleri uygulandığı takdirde, kesin bir sızdırmazlık sağlanmış olur.

O-halka keçeli rakorlar, bir somunun sıkılması sureti ile manşonun boru üstüne sıkıca yaklaştırılması sayesinde



Şekil 172 Esnek hortum için kaynaklı flanş rakor.



Şekil 173 Çeşitli rakor tipleri.

boruyu kavrarlar (Şekil 171).

O-halka, kaçağı kesin olarak önlemektedir. Yanıcı olmayan sentetik hidrolik akışkan sistemlerinde, özel O-halkalar kullanılması gerekir.

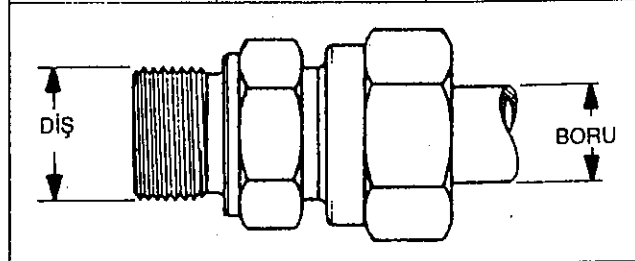
Yüksek basınç sistemlerinde kaynakla yapılmış bağlantılar kullanılabilir. Genellikle boruya bir flanş kaynatılır ve böylece aksama montaj yapılır. Birleşme ve oturma yüzeyleri tam bir düzlük göstermelidir ve birleşme bir O-halka ile sağlanmalıdır. Esnek hortumlarda, flanş, kelepçe bağlantısı ile veya sabit şekilde hortuma tespit edilir (Şekil 172).

Çeşitli rakor tipleri ve boru bağlantı parçaları Şekil 173'te gösterilmiştir.

Delik ve rakor dişleri

Delik ve rakor dişleri standart borularla uyum sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Rakorlar genellikle Standart İngiliz boru dişi (B.S.P.), silindirik veya konik metrik ince dişi ve silindirik veya konik veya standart Amerikan boru dişi (N.P.T.F.) tasarımları ile gelir. Bazı yaygın kullanımlı dişi ölçüleri ve uygun boru çapları, Şekil 174'te verilmiştir.

Boru dış çapı (mm)	Standart İngiliz boru dişi (B.S.P.)	Metrik ince dişi
6	R 1/4"	M 22 x 1,5
8	R 1/4"	M 14 x 1,5
10	R 3/8"	M 16 x 1,5
12	R 3/8"	M 18 x 1,5
14	R 1/2"	M 20 x 1,5
16	R 1/2"	M 22 x 1,5
20	R 3/4"	M 27 x 2
25	R 1"	M 33 x 2
30	R 1 1/4"	M 42 x 2
38	R 1 1/2"	M 48 x 2



Şekil 174 Boru çapı ve eşleştirme rakoru dişleri.

(Manometreler) Filtreler, basınç şalterleri ve basınç göstergeleri

Hidrolik akışkanın filtre edilme işi, hidrolik sistemin işlev ve güvenilirliğinin sürdürülebilmesi yönünden, çok büyük bir öneme sahiptir. Akışkanın kirlenmesi çeşitli kaynaklardan oluşabilir:

- Başlangıç montajı veya daha sonraki bakım işlemleri esnasında, sistem içerisinde kalan, kaynak talaşı ve kaynak parçacık kalıntısı, silikon bant parçaları, yalıtıcı keten lifi ve yalıtıcı madde kalıntıları, boru talaşı ve taşlama çapakları gibi kirleticiler.
- Sistem çalışırken oluşan, aşınma yüzeylerinden kopan parçacıklar, akışkanın oksitlenmesine bağlı olarak ortaya çıkan tortu, lak ve depo içinde oluşan yoğunlaşma neticesinde ortaya çıkan suyun yol açtığı pas gibi öğeleri de kapsayan kirleticiler.
- Dışarıdan sisteme giren (sızan) kirleticiler. Bunlar, ikmal yapılırken kullanılan hatalı yağlar, kirli avadanlık veya kirli durumdaki onarılmış aksam yoluyla sisteme giren kirleticileri de kapsarlar.

Bol miktardaki yüksek basınçlı akışkan, bu kirleticileri sistem içerisinde sürekli olarak sürükleyip durur; veya bunların, pompaların, valflerin, hareketlendiricilerin ve motorların dar aralıklarında birikmelerine ve tıkanma yaratmalarına neden olur. Böylece, bu kirleticilerin filtre edilmemeleri durumunda, sistem kısa sürede durarak işlevini yerine getiremez veya metal kökenli kirleticiler, pompalar, motorlar ve valfleri zamanından önce aşındırarak, iç kaçaklara ve güç kayıplarına sebep olurlar.

Kirleticilerin miktarı ve boyutları

Filtreler, metrenin milyonda biri oranındaki değere eşit, mikrometre (μm) düzeyinde olacak şekilde düzenlenmişlerdir. Hidrolik akışkanlar üzerinde yapılan testler, kirlenme derecesi ile, kirleticilerin miktar ve boyutları arasında yakın bir ilişki olduğunu kanıtlamıştır. S.A.E. standartlarına göre, akışkanın kirlilik derecesi 7 sınıf halinde belirlenmiş olup, en temiz akışkan 0 (sıfır) sınıfına girmektedir (Şekil 175).

Parçacık boyutu (μm)	Sınıfa göre, 100 cm^3 akışkan içerisindeki parçacık sayısı						
	0	1	2	3	4	5	6
5-10	2700	4600	9700	24000	32000	87000	128000
10-25	670	1340	2680	5360	10700	21400	42000
25-50	93	210	380	780	1510	3130	6500
50-100	16	28	56	110	225	430	1000
100-	1	3	5	11	22	41	92

Şekil 175 Akışkan kirlilik düzeyi sınıflandırma tablosu.

Filtreleme (süzme işlemi) değerleri

Mutlak filtreleme değeri

Bu değer, yukarıda açıklanan mikron düzeyine göre yapılmış bir filtreden geçen akışkan içerisindeki parçacıkların % 98 oranında tutulmaları durumunu ifade eder. Örneğin, 40 mikron düzeyine göre

yapılmış bir filtreden geçen akışkan içerisindeki, boyutları 40 mikron veya daha büyük olan parçacıkların % 98'i, filtre tarafından tutulmuş olacaktır. Derinlik tipi filtrelerde, tek bir standart boyutlu delik, gözenek veya ağ gözü söz konusu olmadığından, bunlar nominal değerlerin elde edilmesini mümkün kılarlar, oysa yüzey tipi filtreler mutlak değerlere göre yapılabilirler.

Anma filtreleme değeri

Bu değer, yukarıda açıklanan mikron düzeyine göre yapılan bir filtreden geçen akışkan içerisindeki parçacıkların, % 50-95 oranında tutulmaları durumunu ifade eder. Birçok kez filtreden geçecek olan akışkanın, geçici olarak yukarıda belirtilenden daha büyük boyuttaki tüm parçacıklardan arındırılmış olacağı kabul edilmektedir.

Beta değeri

Beta değeri, filtre elemanlarının işlevsel etkinliğini tanımlayan, uluslararası bir standarttır. Filtre elemanlarının hem girişinden önce ve hem de çıkışından sonra örnekler alınırken, sistemin deposundaki hidrolik akışkanın sürekli biçimde kirlenmesi esasına dayanmaktadır. Kaynak yönündeki parçacıkların, akış yönündeki parçacıklara olan oranı, özel mikrometrik boyutta (μ), beta değerini teşkil etmektedir (Şekil 176). Bu aynı zamanda, filtreleme performansının değerlendirilmesinde kullanılan çok-geçiş yöntemi olarak da adlandırılmaktadır (I.S.O. 4572).

Şekil 177'de tipik filtre serisi gösterilmiştir. 5 mikrometre boyutundaki parçacıklar için beta değerinin 2.4 olması, beklenen verimliliğin % 58.33 düzeyinde olacağı anlamına gelir. Aynı filtre, 15 mikron büyüklüğündeki parçacıkları (β_{15}) 17,4 oranında tutar. Bu, boyutu 15 mikrometre veya

BETA ORANI (β): TANIM

Filtreye giriş yapan akışkan içerisinde mevcut olan ve boyutları (μ) belirli bir büyüklükte olan parçacık sayısının, filtreden çıkış yapan akışkan içerisinde mevcut olan ve boyutları bu verilen değerden daha büyük olan parçacık sayısına oranıdır. Bu kriter, filtrenin parçacık ayırtıcılık kabiliyetini, kesin ve hassas bir biçimde yansıtmaktadır. Yüksek BETA değeri, filtrenin verilen BETA boyutundan büyük boyuta sahip parçacıkları tutma kabiliyetinin yüksek olduğunun göstergesidir.

Örnek: $\beta_{10} = 5.8$

BETA ORAN DEĞERİNİN ELDE EDİLMESİ:

$\frac{\text{kaynak tarafındaki partikül sayısı}}{\text{akış (çıkış) tarafındaki partikül sayısı}} = \text{Beta oranı değeri}$ Örnek : $\frac{36815}{6347} = 5.8$

BETA VERİMİNİN ELDE EDİLMESİ :

$\frac{\text{kaynak tarafındaki parçacık sayısı} - \text{EKSİ akış tarafındaki partikül sayısı}}{\text{kaynak tarafındaki parçacık sayısı}} = \% \text{ ETKİN İŞLEV}$

Örnek: $\frac{36815 - 6347}{36815} = \% 82.76$ VERİMLİ Bu nedenle, $BETA_{\mu} = 5.8$ için, % 82.76 oranında VERİMLİ

BETA ORANI DEĞERLERİNİN VERİMLİLİK TABLOSU :

BETA μ -	1.0 - 0	% Verim	BETA μ -	3.0-66.66	% Verim	BETA μ -	32.0 - 96.875	% Verim
BETA μ -	1.14 - 12.28	% Verim	BETA μ -	4.0 - 75.00	% Verim	BETA μ -	52.2 - 98.084	% Verim
BETA μ -	1.5 - 33.33	% Verim	BETA μ -	5.8 - 82.76	% Verim	BETA μ -	100.0 - 99.0	% Verim
BETA μ -	2.0 - 50.00	% Verim	BETA μ -	1.60 - 93.75	% Verim	BETA μ -	173.0 - 99.42	% Verim
BETA μ -	2.4 - 58.33	% Verim	BETA μ -	17.4 - 94.25	% Verim			

Şekil 176 Genel "beta" eleman filtreleme bilgisi.

daha büyük boyutlu parçacıkların, % 94.25'i filtre tarafından tutulacak demektir.

ELEMAN "SERİLERİ"	β_5	β_{10}	β_{15}	β_{20}	β_{30}
MB	2.4	5.8	17.4	52.2	173.0

Şekil 177 Tipik filtreleme verimi.

Filtre tipleri ve kullanılan malzeme

"Derinlik tipi" filtrelerde, hidrolik akışkan çok tabakalı malzeme arasından geçirilmektedir. Kirleticiler tutulmakta ve filtre malzemesinin içerisine gömülmektedir, çünkü akışkan eğri büğrü bir yol izlemektedir (Şekil 178). Bu filtrelere, emici filtrelere de denir. Derinlik tipi filtrelerde kullanılan filtreleme malzemesi :

- gözenekli ve geçirgen kağıt (işlenmiş ve reçine kaplanmış),
- keçeleştirilmiş ve sıkıştırılmış, uzunluğuna dokulu sentetik elyaf,
- örülü veya hasır şeklinde dokunmuş ve preslenmiş metal elyaf,
- örülü veya hasır şeklinde dokunmuş ve preslenmiş cam elyafı, veya
- metal taneciklerinden oluşan kütle (kartuş ve disk tipi filtre elemanları) olabilir.

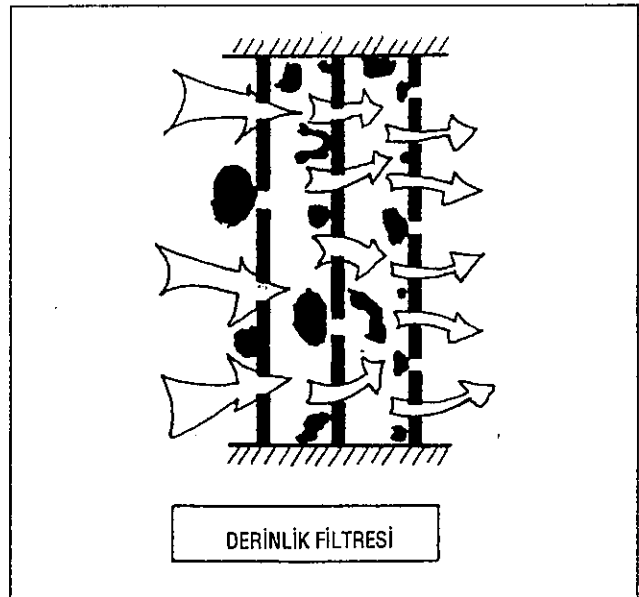
"Yüzey tipi" filtrelerde, hidrolik akışkan düz bir akış yolu takip edecek şekilde, elek dokuma bir katman üzerinden geçer ve ihtiva ettiği kirletici parçacıkları, elek yüzeyinin üzerine bırakır (Şekil 179). Filtre elemanının yüzey boyutunun artırılması için, elek doku çoğunlukla yıldız şeklinde katlanmış yapıda düzenlenir. Yüzey tipi filtrelerde kullanılan filtreleme malzemesi :

- çelik tellerden oluşan elek (dokuma)
- tek flamanlı naylon liflerden oluşan dokuma
- selüloz liflerinden oluşan dokuma veya
- ince aralayıcılarla birbirinden ayrı olarak düzenlenmiş, bir seri metal disk olabilir

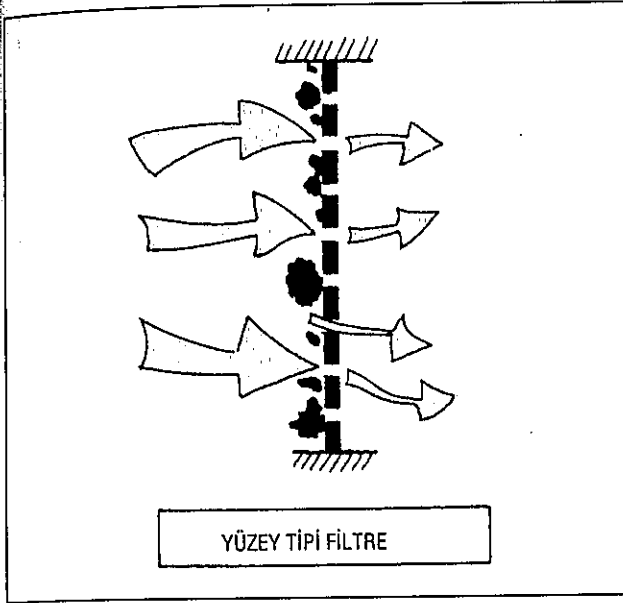
Kağıt filtre elemanlarının temizlenebilme imkanı yoktur ve kirleticiler ile dolduklarında, atılmaları gerekir. Metal, cam ve sentetik elyaf-tan oluşan filtre elemanlarının sökülüp temizlenebilmeleri mümkündür. Bazı filtreler, elektriksel veya mekanik bir gösterge ile, kirleticiler yönünden filtre elemanlarının doyum durumlarını gösterebilen göstergelerle donatılmışlardır. Kural olarak filtre, göstergesiz olarak asla kullanılmamalıdır. Filtrelerin basınç hatları ve geri dönüş hatları daima baypas düzenekli olmalıdır (Şekil 180).

Dönüş hattı filtreleri

Dönüş hattı filtreleri, geri dönüş akışkanını depoya tekrar girmeden önce süzen, alçak basınç türü elemanlardır. Dönüş hattı filtreleri ucuzdur, kulla-



Şekil 178 Derinlik filtresi.

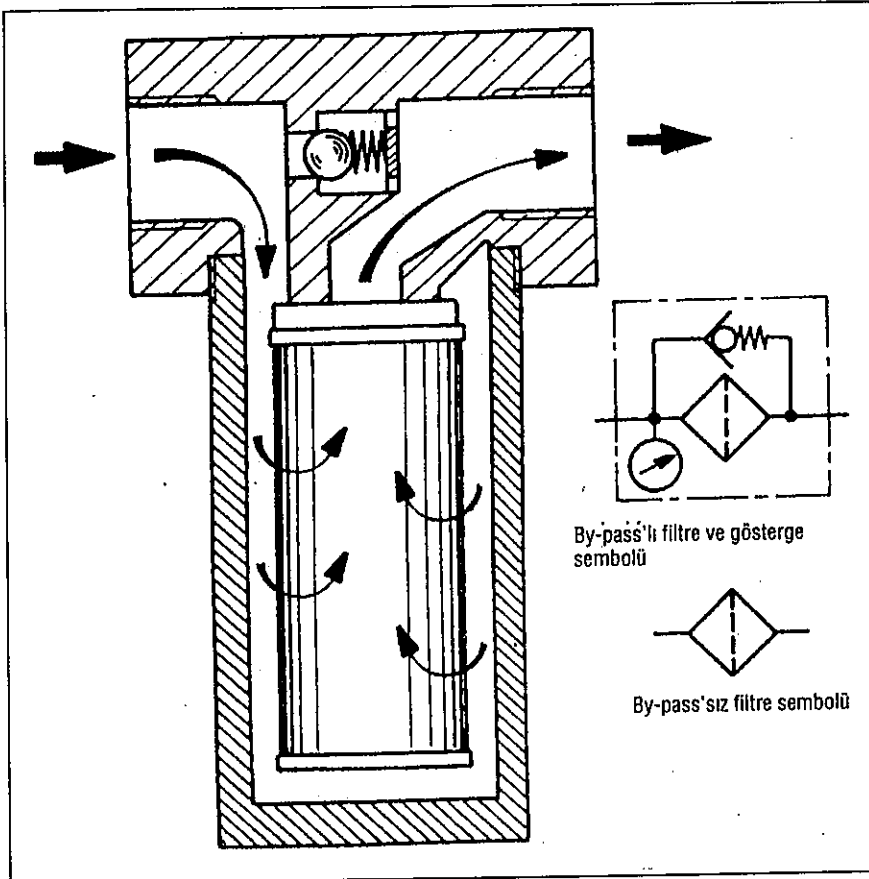


Şekil 179 YüzeY tipi filtre.

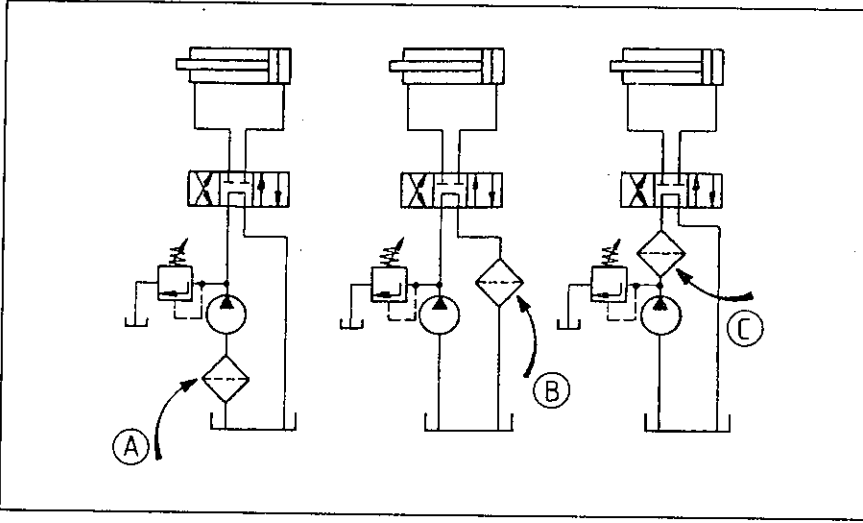
nım ve bakımları bakımından pek az sorun çıkartırlar ve tüm akışkan hacminin süzülmesini sağlarlar. Bu filtrelerin olumsuz yönü, içlerinden sisteme giren temizlenmiş akışkanın değil, yalnızca kirleticileri ihtiva eden geri dönüş akışkanının geçmekte oluşudur. Böylece, kirleticiler, pompaya, valflere ve hareketlendiricilere girebilir (Şekil 181).

Basınç hattı filtreleri

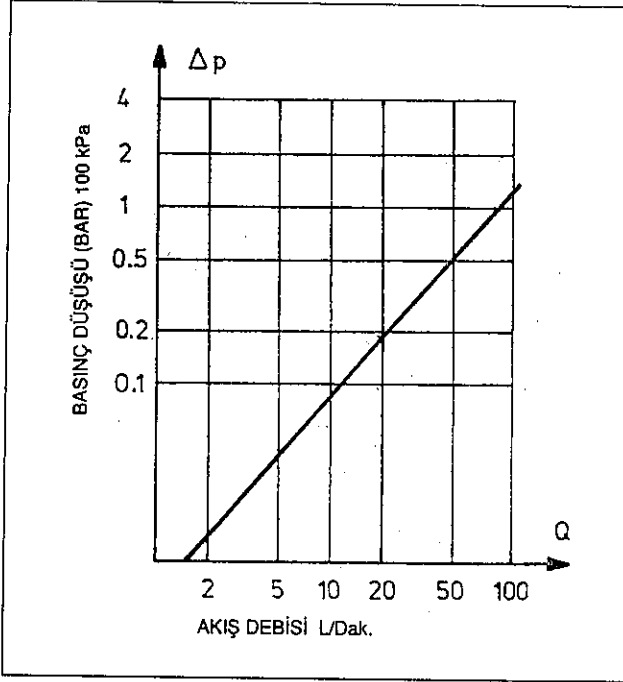
Basınç hattı filtreleri, azami sistem basıncını taşıyacak yapıda ve nitelikte olmalıdırlar; bu nedenle sağlam ve pahalı elemanlardır. Basınç hattı filtreleri, motorların ve valflerin kaynağa doğru yer alan hatları üzerinde, bu anılan aksamı kirleticilerden korurlar. Genel olarak, doğrudan doğruya, korumaları gereken aksamın üzerine monte edilmişlerdir (Şekil 181). Çok güçlü



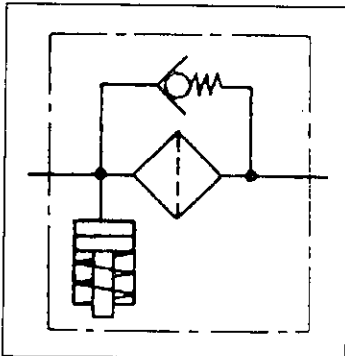
Şekil 180 Baypas'lı veya baypas çek valf-siz filtre.



Şekil 181 (A) Emiş filtresi (B) Dönüş hattı filtresi (C) Basınç hattı filtresi.



Şekil 182 Basınç hattı filtresinin basınç düşüş eğrisi.



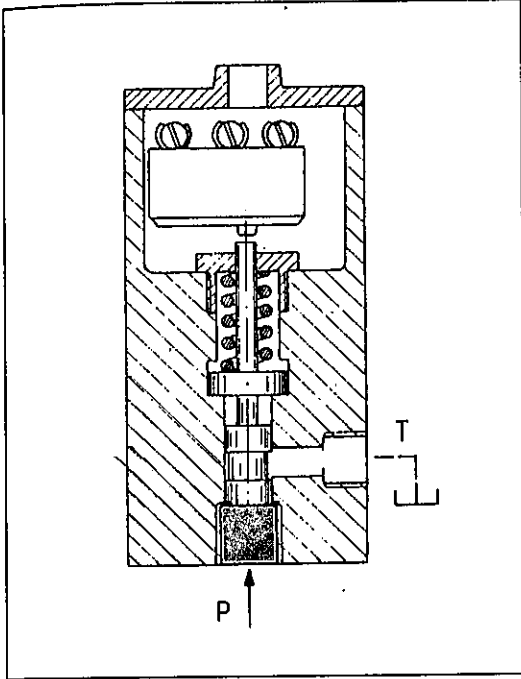
Şekil 183 Baypas'lı dönüş hattı filtresi ve mekanik tıkanma göstergesi sembolü.

elemanlardan oluştuğu için, tıkanma durumunda sistemi kapatacak şekilde, by-pass düzenekleri olmaksızın kullanılabilirler. Bu şekilde kullanıldıklarında, pahalı servo valfleri parçacık tahribatından korurlar.

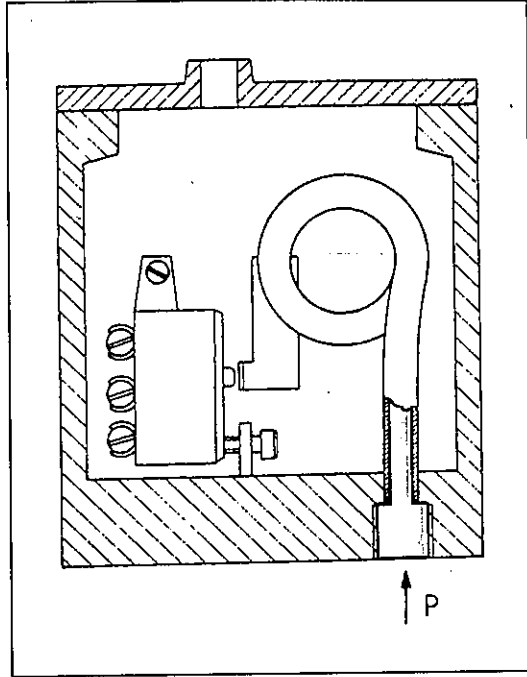
Emiş hattı filtreleri ve süzgeçler

Endüstriyel sistemlerin bazılarında, emiş hattı filtreleri bulunmaktadır. Bunlar pompayı koruyan, düşük filtreleme kabiliyetli filtrelerdir. Deponun içerisine monte edildiklerinden, bunlara kolayca ulaşılamaması, bir mahzur teşkil etmektedir (Şekil 181). Bazı üreticiler, deponun boşaltılma gereksinimi olmaksızın ulaşılabilen, "depo içi" tipi emiş filtreleri sağlamaktadır. 5 veya 10 mikrometre değerlerindeki emiş filtrelerinin bulunabilme imkanı mevcuttur, ancak bu boyutlar fiyatlarının yüksek olması sonucunu getirmektedir.

Filtre değeri azaltılmayan emiş pompaları, yüksek basınç ve kavitasyon nedeni olabilirler. Kavitasyon endişesinden uzak olarak emiş hattının filtrelenmesini sağlamanın bir yolu, manyetik ayırıcı kullanılmasıdır. Bu düzende, en azından, pompa giriş hattı için değer ifade eden düzeyde, metal parçacıkların tutulmasını sağlar.



Şekil 184 Pistonlu tip basınç şalteri.

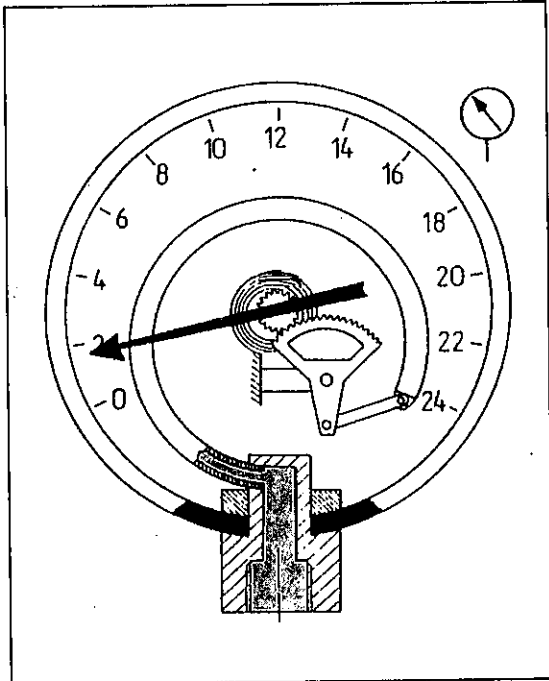


Şekil 185 Bourdon tüp basınç şalteri.

Basınç düşüşü

Filtre seçimini etkileyen önemli bir faktör, filtrenin yarattığı basınç düşüşüdür. Üreticilerin çoğu, belirli bir viskozite değerine sahip olan ve belirli bir akış debisi ile (Q) filtre içerisinden geçen, akışkanın basınç düşüşünü (Δp) gösteren diyagram veya tabloları temin etmektedir. Filtre kirlenme

düzeyindeki veya akışkanın viskozite değerindeki herhangi bir artış, basınç düşüşünün de artmasına neden olacaktır. Bu nedenle, filtrelerin çoğu, basınç düşüşünün artışının, emniyetli filtre akış debisinin ötesindeki bir düzeye erişmesi durumunda açılan, ve üzerlerine monteli olan, debi by-pass düzenekleri ile donatılmışlardır (Şekil 182).

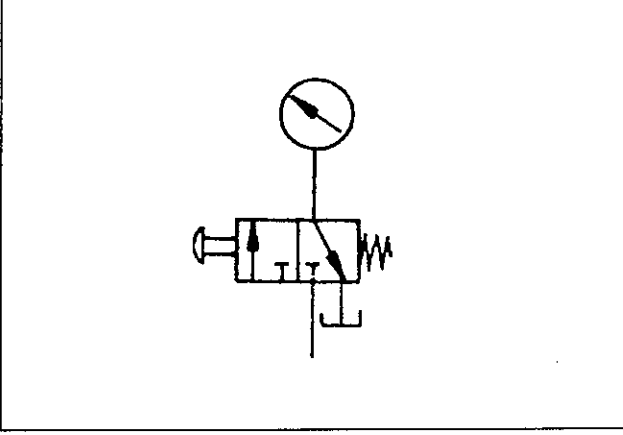


Şekil 186 Bourdon tüp basınç göstergesi.

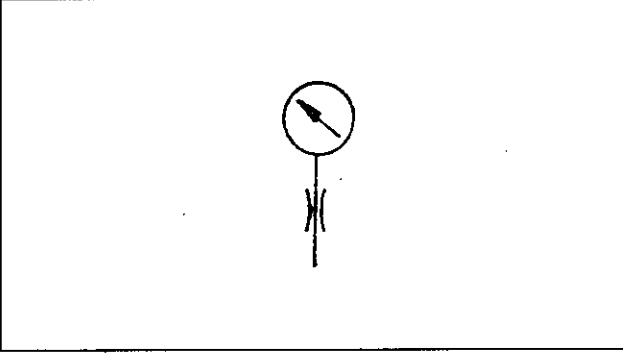
Hidro-elektrik basınç şalterleri

Hidro-elektrik basınç şalterleri, akışkandan algılanan basınç sinyalini, elektrik devresindeki kontaktlarını kapatmak suretiyle elektrik sinyaline dönüştüren ara birim elemanlarıdır. Basınç şalterleri aynı zamanda, basınç-sıralamalı hidrolik fonksiyonlardaki solenoidle çalıştırılan hidrolik valflere kumanda etmek veya hidrolik devredeki basınç düzeylerini denetim altında tutmak için de kullanılırlar. Bu elektrik sinyalleri daha sonra, görüntülü veya sesli uyarı düzeneklerini (lambalar ve ziller) çalıştırmak için kullanılırlar.

Hidrolik basıncın ayarlanabilir bir yayla karşılandığı, piston basınçlı tipik bir şalter, Şekil 184'te görülmektedir. Akışkan basıncı yayın ayar eşliğini aştığında, piston yukarı doğru hareket eder ve elektrik şalterini harekete geçirir.



Şekil 187 İzolatör valfli gösterge.



Şekil 188 Durduruculu gösterge.

Şekil 185'te görülen Bourdon boru basınç şalteridir. Hidrolik basınç, Bourdon-tüp sarmalını etkilemekte ve bunu elektrik şalterinin pistonuna doğru itmektedir. Bourdon-tüp basınç şalterleri, gaz ve basınçlı hava devrelerinde de kullanılabilir (anahtarlama hassasiyet derecesi, ayar düzeninin % 1'inden daha küçüktür).

Basınç göstergeleri (manometreler)

Hidrolik sistemlerde basınç göstergeleri pek çok amaçla kullanılır. Bunlar; basınç kontrol valflerinin basınç ayarlarını düzenlemeye, aksamı ve arıza bulma devrelerini test etmeye, istenen belirli basınç düzeylerinde akümülatörleri doldurmaya ve döner veya doğrusal hareketlendiriciler tarafından üretilen torku belirlemeye yararlar.

Bourdon-boru basıncı göstergesi, en geniş kullanım alanı olan türdür (Şekil 186). Basınç altındaki boru sarmalı, bir dişli mekanizması aracılığıyla ibreyi hareket ettirir. Basınç göstergelerinin,

düzgün zaman aralıkları ile ayar edilmeleri ve hassasiyetlerinin sağlanması ve denetlenmesi için test edilmeleri gerekir. Ayar (kalibrasyon) için master göstergeler veya ayar test cihazları kullanılır.

Basınç göstergelerinin, sistem içerisinde sabit olarak yerleştirilmiş bulunduğu durumlarda, göstergenin işlev dışı bırakılmak istendiği dönemlerde boşaltılmasının sağlanması için, gösterge izolatör valfleri kullanılmalıdır (Şekil 187). Göstergenin sürekli olarak basınç altında bulundurulması gereken durumlarda, gözenekli bir debi kısıtlayıcı eleman olan durdurucu kullanılmalıdır. Bu durdurucu, göstergede titreşim oluşmasını önler ve basınç şoklarına karşı tampon görevi yaparak basınç göstergesinin hizmet ömrünü uzatır (Şekil 188).

Basınç göstergelerinin muhafazaları, genellikle gliserinden ibaret olan, saydam ve temiz bir sıvı ile doldurulmuştur. Bu önlem, göstergelerin hizmet ömrünü artırıp, güvenilirliğini daha da yükseltmekte ve fiyatlarının yüksek olmasının haklı bir nedene dayandığını göstermektedir. Bunların kullanılması önemle önerilir.

12 Hidrolik akışkanlar ve basınç azaltmanın kontrolü

Pascal Kanunu'na göre; statik durumda, sıkıştırılan bir akışkanın basıncı, tüm yönlere doğru ve azalmaya uğramaksızın iletilmekte ve eşit alanlara, eşit bir kuvvetle etki etmektedir. Bu karakteristik, hidrolik akışkana ideal bir enerji iletim ortamı niteliğini kazandırmaktadır. Hidrolik sistemdeki akışkanın bazı işlevleri, aşağıda gösterilmektedir:

- Akışkan, uygulanan bir kuvveti sistemin bir tarafından diğer tarafına iletmelidir.
- Akışkan, iletilen kuvvetin herhangi bir yön veya genlik değişikliğini, derhal yansıtmalıdır.
- Akışkan, pompaların yatakları ve kayıcı yüzeyleri üzerinde, valflerde ve hareketlendiricilerde, uygun ve etkin bir yağlayıcı etki sağlamalıdır.
- Akışkan, sızıntı ve kaçak oluşumuna karşı, hareketli yüzeyler arasındaki açıklıkları kapatabilecek nitelikte, uygun ve etkin bir film tabakası sağlamalıdır.
- Akışkan, sistemin ısını ve kirleticileri, filtrele ve depoya taşınmalıdır.
- Akışkan, sistem aksamını korozyon etkisine karşı koruyacak niteliğe sahip olmalıdır.
- Akışkan, normal olarak temas etmek durumunda bulunduğu hiçbir maddeyle, kimyasal etkileşim oluşturmayacak nitelikte olmalıdır.

Hidrolik akışkanlar bu işlevleri yerine getirmek için, bu anılan niteliklere sahip olmalı ve böylece, çağdaş hidrolik sistemlerin getirdiği taleplere uyum sağlamalıdır.

Viskozite

Gerek akışkanlık niteliğini etkilemesi, gerekse hareketli parçaların yağlanması nedeniyle, viskozite genel olarak hidrolik akışkanın en önemli fiziksel özelliklerinden birisi olarak kabul edilmektedir. Viskozite, hidrolik akışkanın akışa karşı direncini belirler. Akışkan kolayca akabiliyorsa, viskozitesi düşük demektir. Bu durumda akışkanın "ince" olduğu veya düşük kitleli olduğu söylenebilir. Akışkan güçlükle akabiliyorsa, viskozitesi yüksek demektir, bu durumda da akışkanın "kalın" olduğu, veya yüksek kitleli olduğu söylenebilir.

Pratik uygulamalarda, viskozite derecesi seçimi, çoğunlukla pompa üreticisinin belirlediği bir değer kabul edilmesinden ibarettir. Yüksek viskoziteli bir akışkan, pompaların, valflerin ve motorların hareketli parçaları arasındaki boşluk açıklıklarını iyi bir etkinlikle kapatır. Ancak viskozite çok yüksek olursa, aşağıdaki durumlar oluşacaktır:

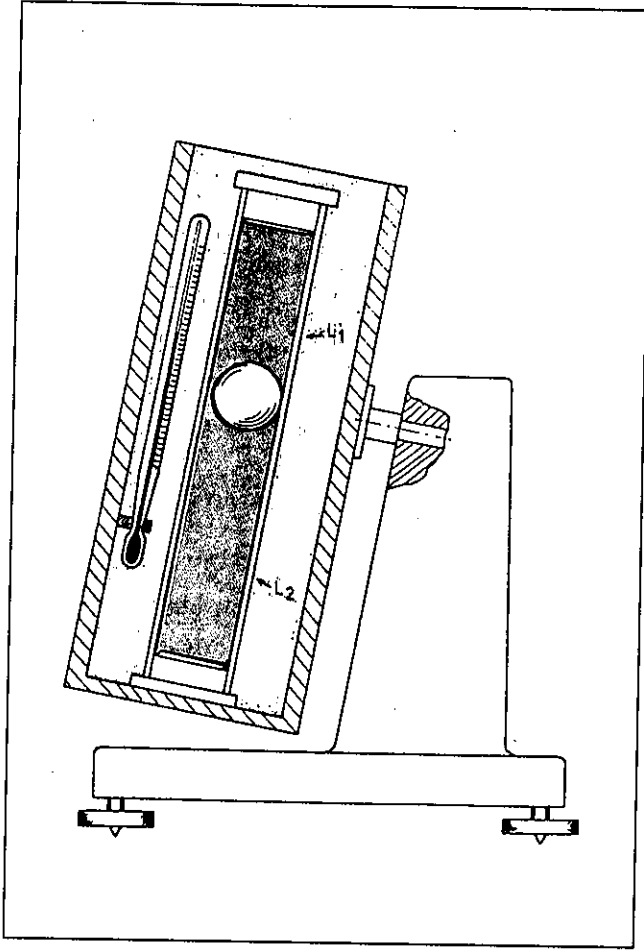
- yavaş bir hareketlendirici hareketi ve pompa kavitasyonu oluşturan, akışa karşı yüksek direnç;
- sürtünme kayıpları nedeniyle oluşan aşırı güç tüketimi;
- akışkan taşıma hatları ve valfler üzerinde oluşan, aşırı basınç düşmesi.

Bu durumun aksine, viskozite çok düşük olduğunda da, aşağıdaki durumlar oluşur:

- aşırı düzeyde iç kaçak kayıpları;
- pompa ve motorların iç aksamının yetersiz düzeyde yağlanmasına bağlı, aşırı düzeyde aşınma;
- pompaların ve motorların işlevsel etkinliğinde bir azalma;
- iç kaçak kayıplarına bağlı, akışkan ısı yükselmesi.

Mutlak viskozite

Mutlak viskozite (μ); deney plakaları arasındaki boşluk söz konusu akışkanla dolu olduğunda, birim



Şekil 189 Düşen bilye tipi viskozimetre.

yüzey alanına sahip bir plakayı, göreceli birim hızla, sabit bir plakadan bir birim mesafeye götürmek için gerekli olan kuvvettir.

Kinematik viskozite

Hidrolik akışkanların seçilmesi için, kinematik viskozite değerinden yararlanılmaktadır. Kinematik viskozite (ν), akışkanın mutlak viskozite değerini, kitle yoğunluğuna bölmek suretiyle elde edilir.

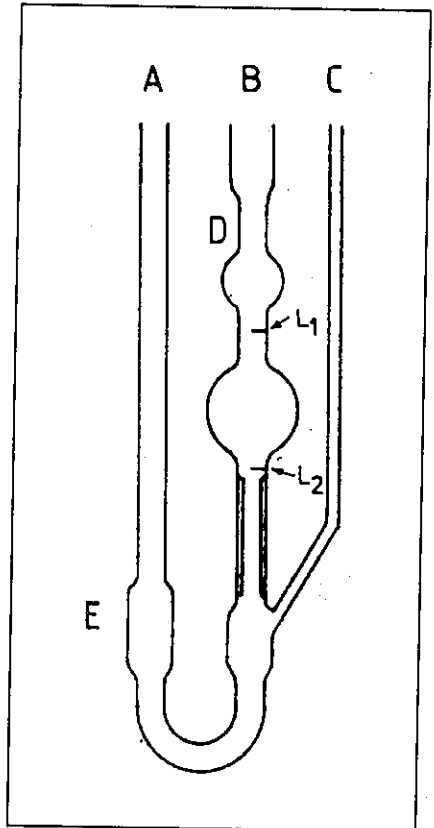
$$\text{Kinematik viskozite } (\nu) = \frac{\text{Mutlak viskozite } (\mu)}{\text{Kitle yoğunluğu } (\rho)}$$

Geleneksel metrik birimler bağlamında ifade edildiği takdirde, kinematik viskozite :

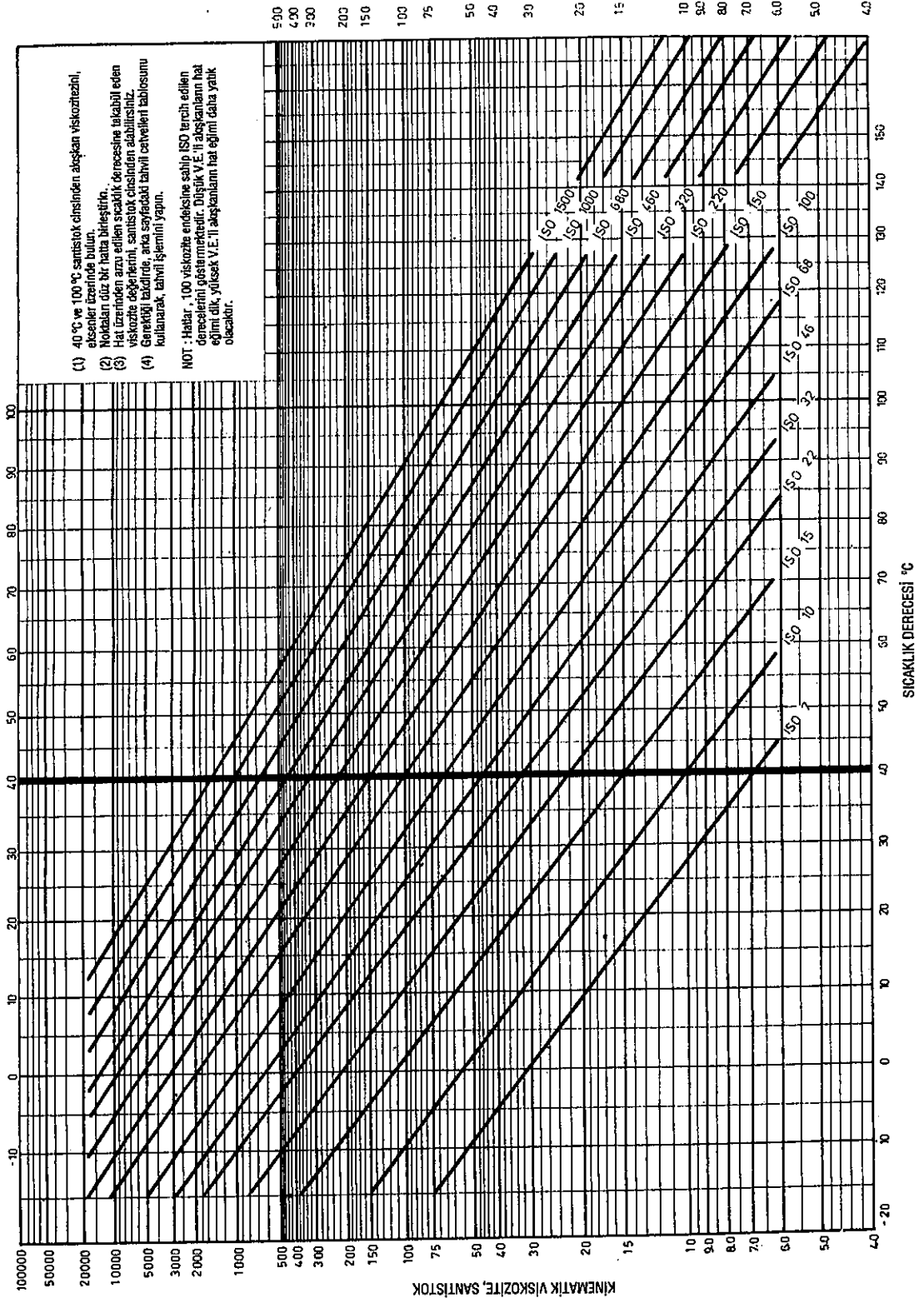
$$\nu = \frac{\text{dyn.sn/cm}^2}{\text{dyn.sn}^2/\text{cm}^4} = \text{cm}^2/\text{sn}, \text{ akışkan dinamikleri alanında}$$

birçok temel katkı sağlayan Sör Gabriel Stokes'dan (1819-1903) sonra, Stok (St) cinsinden belirlenen birim kullanılır.

$\nu = \text{mm}^2/\text{sn}$, santi Stok (cSt) cinsinden kinematik viskozi-



Şekil 190 Kapiller (kılcal) viskozimetre.



Şekli 191 Viskozite/sıcaklık tablosu.

te birimidir.

Viskozite değerinin ölçülmesi için kullanılan viskozimetreler

Hidrolik akışkanların viskozite değerlerinin ölçülmesi için, birçok tip viskozimetre kullanılmaktadır. Çoğunlukla kullanılan iki tip viskozimetre, düşen bilye tipi viskozimetre ve kılcak viskozimetredir. Düşen bilye tipi viskozimetrede, akışkan, iki kalibrasyon çizgisi bulunan, sıcaklık kontrollü bir cam boru içindedir. Bilye akışkan içerisine ağır ağır batacak şekilde serbest bırakılır ve iki kalibrasyon çizgisi arasındaki mesafe boyunca düşmesini tamamlaması gereken süre ölçülerek ve viskozite değeri belirlenir (Şekil 189).

Kılcak viskozimetrede, hidrolik akışkan, A girişinden sıcaklığı kontrol edilen E borusuna doldurulur ve daha sonra, D ampul haznesinin üstünde yer alan C çıkışı kapalı olarak emilir. Daha sonra; A, B ve C girişleri açılır ve düzeyin L1'den L2'ye düşmesi için gereken süre ölçülür. Daha sonra da bu süre, viskozite ile ilişkilendirilir (Şekil 190).

Viskozite indeksi

Viskozite indeksi, belirli bir akışkanın ısı derecesinde meydana gelen bir değişikliğe karşılık, viskozite değeri değişim oranının değişken göstergesidir. Çok geniş bir sıcaklık aralığında nispeten kararlı bir viskozitesi olan bir akışkanın, oldukça kararlı viskozite endeksine sahip olduğu söylenebilir. Hidrolik yağların viskozite indekslerinin 100 mark civarında olması gerekir. Hidrolik yağların pek çoğu, 100'den büyük bir viskozite indeksi sağlamak için, "VE iyileştiricileri" olarak adlandırılan katkıları ihtiva ederler.

Çevre sıcaklığında çok büyük değişiklikler izlenen bölgelerde, viskozite düzeyini sabit tutmak için, akışkan sıcaklık derecesinin değişmesini önlemek amacıyla, akışkanın ısıtılması veya soğutulması, sık rastlanan yaygın bir uygulamadır. Viskozite indeksi ve sıcaklık değişikliği karakteristikleri, Şekil 191'deki tabloda verilmiştir. Standart I.S.O. viskozite sınıflandırması Şekil 192'de ve viskozite dönüşüm cetvelleri, Şekil 193'te verilmiştir.

ISO Viskozite Numarası	40.0 °C'de Orta-Nokta Viskozite (Değeri cSt)	40.0 °C'de Kinematik Viskozite Sınır Değerleri (cSt)	
		En az	En çok
ISO VG 2	2.2	1.98	2.42
ISO VG 3	3.2	2.88	3.52
ISO VG 5	4.6	4.14	5.06
ISO VG 7	6.8	6.12	7.48
ISO VG 10	10	9.00	11.00
ISO VG 15	15	13.50	16.50
ISO VG 22	22	19.80	24.20
ISO VG 32	32	28.80	35.20
ISO VG 46	46	41.40	50.60
ISO VG 68	68	61.20	74.80
ISO VG 100	100	90.00	110.00
ISO VG 150	150	135.00	165.00
ISO VG 220	220	198.00	242.00
ISO VG 320	320	288.00	352.00
ISO VG 460	460	414.00	506.00
ISO VG 680	680	612.00	748.00
ISO VG 1000	1000	900.00	1100.00
ISO VG 1500	1500	1350.00	1650.00

SHELL ürünlerinden birkaç türün numaraları, ISO sınıflandırmasına uymamaktadır. Örneğin 37.78 ve 800 numaraları, standart ISO numaraları ile karşılanamayan bazı önemli viskozite taleplerini karşılamak üzere üretilen türlerin SHELL ISO tip numaralarıdır.

Akma noktası

Akışkanın donduğu (pıhtılaşığı) nokta, akma noktası olarak adlandırılır. Pratik olarak, bütün petrol bazlı hidrolik akışkanlar, birtakım mumlu bileşenler ihtiva ederler. Düşük ısı derecelerinde, bu mumlu bileşenler kristalize olma eğilimi gösterirler ve yağın akışkan kısmını hareketsiz hale getirirler. Soğuk hava koşulları altında çalıştırılacak hidrolik makine donanımları için, akma noktası umulan başlangıç sıcaklık derecesinin 10-15° C kadar altında olmalıdır. Böylece yağın akışkanlığını koruması ve pompa girişini besleyebilmesi sağlanmış olacaktır.

Oksitlenme kararlılığı

Bu özellik, yağın kimyasal olarak bozulmaya karşı direncini ifade etmekte

ve ergimeyen verniklere ve tortulara karşı direncinin ölçülmesini sağlamaktadır. Vernik ve tortu; akışkan taşıyıcı hatları, filtreleri, giriş deliklerini ve süzgeç ızgaralarını tıkmak suretiyle, hidrolik sistemin verimliliğini düşürücü olabilir. Böylesi kirleticilerden sistemin arındırılması da, masrafa ve zaman kaybına neden olur.

Oksitlenme, yağın depoda bulunan havanın ihtiva ettiği oksijenle reaksiyona girmesinin sonucu olarak ortaya çıkan bir olaydır. Yüksek düzeydeki akışkan sıcaklıkları ve aşırı havalandırma ve köpüklenme, birtakım metallerin ve suyun varlığında olduğu gibi, bu olayı hızlandırır. Yüksek kaliteli hidrolik akışkanlar, oksitlenmeyi önemli ölçüde azaltan, oksitlenme önleyicileri ihtiva ederler. Ancak sık sık yapılan yağ değişimleri, düzenli aralıklarla deponun alt kısmından suyun tahliye edilme işlemleri ve aşırı düzeydeki akışkan sıcaklığının önlenmesi, oksitlenme ve oksitlenmenin ciddi yan etkilerini bertaraf etmek için en iyi çözüm tarzıdır.

Yağlayıcılık

Pompalar, motorlar, valfler ve silindirlerin hareketli parçaları arasındaki sürtünmeyi önlemek amacıyla, yüksek kaliteli hidrolik akışkan, üstün bir yağlayıcı niteliğe sahip olmalıdır. Basınç ve hız arttığında ve aralık boşluklarının da fazlaca küçük olması durumunda, akışkanın oluşturduğu film tabakası iyice inceler ve sınır yağlama olarak adlandırılan koşul ortaya çıkmış olur. Bu durumda, akışkanın etkin yağlama niteliği ortadan kalkar, yağ film tabakası yırtılır ve hareketli parçalardaki metal yüzeyler arasında sürtünme oluşur. Bu nedenle, hidrolik akışkanların çoğu, aşınma oranını azaltan ve en aşırı olumsuz koşullar altında bile uygun ve etkin bir yağlama yapılmasını sağlayan, aşınma önleyici katıklar ihtiva ederler. (Örneğin, yüksek performanslı kanatlı pompaların yüksek çalışma basınçlarını dengelemek için, akışkanın bileşimine çinkodifosfat katılmıştır.)

Sudan ayrılabilirlik

Deponun içerisinde, atmosferin yoğunlaşan nemi hidrolik akışkana karışabilir. Bununla beraber, akışkanın iyi bir sudan ayrılabilirlik niteliği varsa, akışkan suyla karışmaya karşı direnç gösterir, bileşime karışan su kolayca ayrılabilir ve deponun alt kısmından tahliye edilmesi mümkün olur. Bu tahliye işlemi, düzenli aralıklarla yapılmalıdır.

Köpüklenme ve hava kapma direnci

Köpüklenme esas itibarıyla bir sistem tasarım sorunudur ve buna göre ele alınmalıdır. Köpüklenmenin çoğunlukla söz konusu olan bazı nedenleri arasında, depodaki akışkan yağ düzeyinin çok düşük olması, pompaya hava kaçağı girmesi, uygun olmayan tasarım nedeniyle akışkanın depoya anafor oluşturacak şekilde geri dönüş yapması ve pompa emiş hattına hava kaçağı girmesi gibi durumlar sayılabilir. Ek bir koruma önlemi olarak, köpüklenmeyi önleyici ve akışkandan hava kabarcıklarının ayrılmasını sağlayıcı katıklar, hidrolik akışkanların bileşimine katılmıştır (ayrıca Bölüm 9'a bakınız).

Ateşe dayanıklı hidrolik yağlar

Petrol esaslı hidrolik akışkanların en belirgin olumsuzluğu, tutuşmaya eğilimli olmalarıdır. Bir hidrolik sistem, yüksek ısı üreten bir donanımın veya hidrolik akışkanı tutuşturabilecek nitelikteki diğer kaynakların civarında tesis edildiği takdirde; sistemde, ateşe dirençli bir hidrolik akışkanın kullanılması, kesin bir zorunluluktur. Ateşe dirençli üç temel akışkan:

- su-glikol karışımları
- su-yağ karışımları
- sentetik akışkanlar

Yağlama yağlarının viskoziteleri, genel olarak viskozite değerinin tespiti için kullanılan araca göre değişecek şekilde, aşağıdaki terimlerden biri veya bir diğeri ile ifade edilir.

Kinematik Santistok cinsinden viskozite (VK.cSt)
Redwood 1 Saniye cinsinden viskozite (RI^m)
Saybolt Universal Saniye cinsinden viskozite (SU^m)
Engler Derece cinsinden viskozite (°E)

Genel olarak uluslararası alanda, santistok biriminin kullanılması eğilimi vardır, ancak daha uzun bir süre farklı birimler arasında dönüştürme gerekli olacaktır.

Viskozite, sınır değerlerinde, kayda değer ölçülerdeki toleransların normal olarak kabul edildiği uygulamalarda, aynı sıcaklık derecesi altında, aşağıdaki cetvellerde verilen değerler, ölçme yöntemlerine göre uygun dönüştürme veya karşılaştırma imkanı sağlamaktadır.

Kinematik (Santistok)	Redwood 1 (Saniye)	Saybolt Universal (Saniye)	Engler (Derece)	Kinematik (Santistok)	Redwood 1 (Saniye)	Saybolt Universal (Saniye)	Engler (Derece)	Kinematik (Santistok)	Redwood 1 (Saniye)	Saybolt Universal (Saniye)	Engler (Derece)
2.0	31	32.6	1.12	33	137	155.2	4.46	104	426	484	13.73
2.5	32	34.4	1.17	34	141	159.7	4.58	106	435	493	13.99
3.0	33	36.0	1.22	35	145	164.3	4.71	108	443	502	14.26
3.5	35	37.6	1.26	36	149	168.8	4.84	110	451	511	14.52
4.0	36	39.1	1.31	37	153	173.3	4.96	112	459	521	14.78
4.5	37	40.7	1.35	38	157	178.0	5.10	114	467	530	15.05
5.0	39	42.3	1.39	39	161	182.4	5.22	116	476	540	15.31
5.5	40	44.0	1.44	40	165	187.0	5.35	118	484	549	15.58
6.0	41	45.6	1.48	41	169	191.5	5.48	120	492	558	15.84
6.5	43	47.2	1.52	42	173	196.0	5.61	122	500	567	16.10
7.0	44	48.8	1.56	43	177	200.5	5.74	124	508	577	16.37
7.5	45	50.4	1.61	44	181	205.0	5.87	126	517	586	16.63
8.0	46	52.1	1.65	45	185	209.8	6.00	128	525	595	16.90
8.5	48	53.8	1.71	46	189	214.5	6.13	130	533	605	17.16
9.0	49	55.5	1.75	47	193	219.0	6.26	132	541	614	17.42
9.5	51	57.2	1.80	48	197	223.7	6.38	134	549	623	17.69
10.0	52	58.9	1.84	49	201	228.3	6.51	136	558	632	17.95
10.5	54	60.7	1.89	50	205	233.0	6.64	138	566	642	18.22
11.0	55	62.4	1.94	51	209	237.5	6.77	140	574	651	18.48
11.5	57	64.2	1.98	52	213	242.2	6.90	142	582	658	18.74
12.0	58	66.0	2.03	53	218	246.8	7.04	144	590	667	19.01
12.5	60	67.9	2.08	54	222	251.5	7.17	146	599	677	19.27
13.0	62	69.8	2.13	55	226	256.0	7.30	148	607	686	19.54
13.5	64	71.7	2.18	56	230	260.7	7.43	150	615	695	19.80
14.0	65	73.6	2.23	57	234	265.3	7.56	152	623	705	20.06
14.5	67	75.5	2.28	58	238	270.0	7.69	154	631	714	20.33
15.0	68	77.4	2.33	59	242	274.7	7.82	156	640	723	20.59
15.5	70	79.3	2.39	60	246	279.2	7.95	158	648	732	20.86
16.0	72	81.3	2.44	61	250	284.0	8.04	160	656	742	21.12
16.5	74	83.3	2.50	62	254	288.5	8.18	164	672	760	21.65
17.0	75	85.3	2.55	63	258	293.6	8.31	168	689	779	22.18
17.5	77	87.4	2.60	64	262	297.7	8.45	172	705	797	22.70
18.0	79	89.4	2.65	65	266	302.4	8.58	176	722	816	23.23
18.5	81	91.5	2.71	66	271	307.0	8.72	180	738	834	23.76
19.0	82	93.6	2.77	67	275	311.7	8.85	184	754	853	24.49
19.5	84	95.7	2.83	68	279	316.3	8.98	188	771	871	24.82
20.0	86	97.8	2.88	69	283	321.0	9.11	192	787	890	25.34
20.5	88	99.9	2.94	70	287	325.5	9.24	196	804	908	25.87
21.0	90	102.0	3.00	72	295	335	9.51	200	820	927	26.40
21.5	92	104.2	3.06	74	303	344	9.77	204	836	946	26.93
22.0	94	106.4	3.11	76	311	353	10.03	208	853	964	27.46
22.5	96	108.5	3.17	78	319	363	10.30	212	869	983	27.98
23.0	97	110.7	3.23	80	328	372	10.56	216	886	1,001	28.51
23.5	99	112.8	3.29	82	336	381	10.82	220	902	1,020	29.04
24.0	101	115.0	3.35	84	344	391	11.09	224	918	1,038	29.57
24.5	103	117.1	3.41	86	352	400	11.35	228	935	1,057	30.10
25.0	105	119.3	3.47	88	360	410	11.62	232	951	1,075	30.62
26	109	124.0	3.59	90	369	419	11.88	236	968	1,094	31.15
27	113	128.5	3.71	92	377	428	12.14				
28	117	133.0	3.83	94	385	438	12.41				
29	121	137.5	3.96	96	393	447	12.67				
30	125	141.7	4.08	98	401	456	12.94				
31	129	146.0	4.21	100	410	465	13.20				
32	133	150.7	4.33	102	418	475	13.46				

Daha yüksek viskozite değerleri için, aşağıdaki faktörler kullanılmalıdır:

RI - 4,10 VK.

SU - 4,635 VK.

E- 132 VK.

Şekil 193 Viskozite dönüştürme tablosu.

Su-glikol karışimli akışkanlar

Su-glikol karışimli akışkanlar, esas olarak üç bileşenden oluşurlar. Bunlar, su (% 40 oranında), glikol ve yüksek moleküler ağırlıklı, suda ergiyebilir glikolden ibarettir. Bir dördüncü bileşen de; korozyon direncini, metal pasiflenmesini ve aşınmaya dayanıklılık ve yağlama niteliklerini, temel oluşum formülüne dahil eden bileşenlerdir. Su-glikol karışımı akışkanlar, üstün düzeyde ateşe dayanıklı akışkanlardır (Şekil 194). Bunlar tutuştuğunda, su kaynarak buharlaşacak ve geri kalan yanacaktır. Ancak; bu durumda bile, kıvılcımlanma anı ile, tutuşma anı arasında kalan süre, oldukça kısadır. Alevlenme oluştuğunda, yanma karakteristikleri, tembel bir düşük çıkışlı alevin oluştuğunu ortaya koyarlar.

Yağda su emülsiyonları

Yağda su türünden olan emülsiyonlar, % 35-40 oranında petrol esaslı yağ ve emülsiyon yapıcı katkı paketinden oluşmaktadır. Her bir su damlası, bir yağ keseciği içerisine hapsedilmiştir ve bu kesecik yüksek ısı dereceli ortamlarda ateş söndürücü buhar oluşturmaktadır. Bununla beraber, bu bileşimler su-glikol karışimli akışkanlar kadar ateşe dayanıklı değildir ve tutuşma eğilimleri petrol esaslı yağlara göre çok daha yüksektir.

Suda yağ emülsiyonları

Suda yağ emülsiyonları, % 5 yağ ve % 95 su (emülsiyon oluşturucu katkılarla birlikte) karışımıdır. Bu tür akışkanların esas olarak toprak altında, kömür madenlerinde kullanılan makineler için uygulanması konusundaki araştırmalar halen sürdürülmektedir. Bunlar sentetik akışkanlara göre daha ucuzdur, ancak hidrolik pompaların ve motorların, tatminkar bir aşınma ömrü için hızları önemli ölçüde düşürülmelidir. Yanma dirençleri fosfat esterlerinininkine yakındır.

Fosfat esterleri (sentetik)

Çoğunlukla "sentetik" veya "düz sentetik" akışkanlar olarak anılan fosfat ester akışkanları, esas olarak triaril fosfat esterlerinden ibarettir. Pastan koruma, metal yorgunluğunu önleme, köpüklenmeyi önleme ve oksitlenmeye karşı dirençlerini artırmak için, katkılar ilave edilir. Her ne kadar çok yüksek sıcaklık ortamlarında yanarlarsa da, tutuşturucu kaynak uzaklaştırıldığında kendiliklerinden sönebilir niteliktedirler ve yanma aşamasında alev oluşturmazlar.

Sentetik yağ karışımları

Bunlar fosfat esterleri ile rafine petrol ürünlerinin karışımından oluşurlar. % 30-50 oranında triaril fosfat esteri, petrol esaslı yağ ve solüsyonun kararlılığını sağlamak üzere ilave edilen birleştirici

	Akışkan Tipi				
	Petrol esaslı yağ	Su/Glikol	Fosfat esteri	Suda yağ	Sentetik yağ
Aleve dayanıklılık	Z	M	İ	O	O
Viskozite sıcaklık özellikleri	İ	M	O	İ	O-İ
Keçe uyumluluğu	İ	M	O	İ	O
Yağlama kalitesi	M	O-İ	M	O-İ	M
İdealin üstündeki sıcaklık aralığı (°C)	65	50	65	50	65
Yağa göre maliyet oranı	1	4	8	1.5	4

Not: M = Mükemmel, İ = İyi, O = Orta, Z = Zayıf

Şekil 194 Hidrolik akışkanların özellikleri.

	Su-glikol	Fosfat esteri ve sentetik yağ karışımları	S/Y emülsiyonları
Boyalar :			
Normal endüstriyel	NC	NC	NC
Epoksi ve Fenolik	C	C	C
Metaller			
Demir	C	C	C
Pirinç, Bakır	C	C	C
Çinko	C	C	C
Alüminyum,	C	C	C
Anot oksitlenmesi	C	C	C
Conta/Keçe	C	C	C
Teflon	C	C	C
Viton	C	C	C
Neopren	C	C	C
Buna "N"	C	C	C
Bütül lastik	C	C	C
E.P. lastik	C	C	C
Silikon lastik	C	C	C

Not : C = Uyumlu NC = Uyumsuz

Şekil 195 Hidrolik sistem malzemeleri ile akışkanların uyumu.

Not : Mineral yağ, su/yağ emülsiyonları gibidir.

ögeden meydana gelirler. Korozyon ve oksitlenmeye karşı direnç sağlamak için, katkıları ilave edilir.

Bunların, yanmaya karşı dirençleri, fosfat esterleri ile petrol esaslı yağların arasında yer alır ve yangın tehlikesinin olmadığı ortamlarda kullanılırlar.

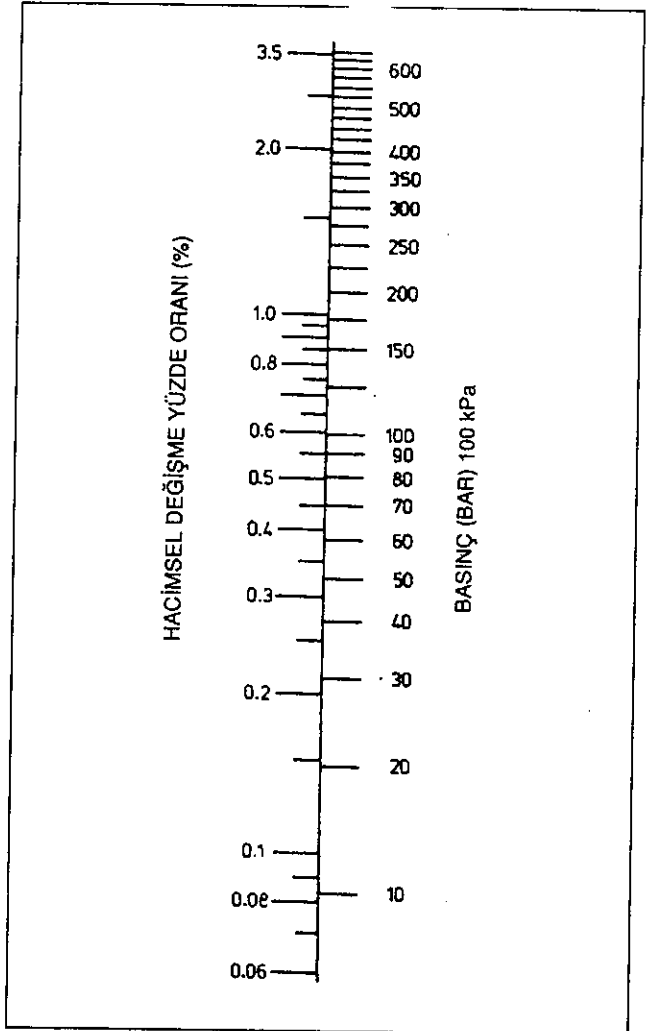
Sistem uyumluluğu

Birçok karmaşık kimyasal maddenin karışımından oluşan, yanmaya karşı dirençli çeşitli akışkanlar, hidrolik sistemde kullanılan maddenin niteliğine göre değişik etkiler gösterirler. Çeşitli malzemelerin yanmaya karşı dirençli akışkanlar karşısındaki tutumlarını gösteren kullanışlı (yararlı), ancak genel nitelikli liste Şekil 195'de verilmiştir.

Akışkan bakımı

Her tür hidrolik akışkan pahalıdır. Akışkanların doğru ve uygun olarak yapılmayan kullanımları, masrafların artmasına neden olabilir. Bazı temel kuralların uygulanması sayesinde, zamandan kazanç sağlanır, sistem hasarları önlenir ve hem akışkanın hem de sistemin kullanım ömrü uzatılmış olur:

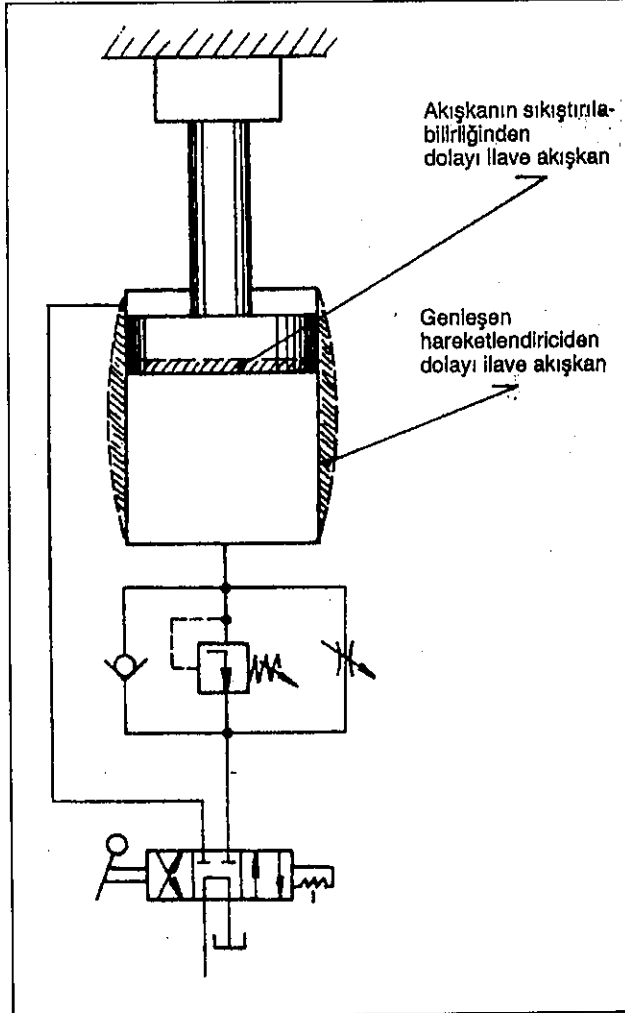
- Hidrolik akışkan ihtiva eden varilleri, yatay olarak istifleyiniz, kuru



Şekil 196 Hidrolik akışkanların sıkıştırılabilirliği.

ve serin bir ortamda (tercihan sundurma altında) depolanmalarını sağlayınız.

- Sisteme akışkan ekleme veya akışkan değiştirme işlemi uygulanırken, en üstün düzeyde temizlik sağlayacak önlemleri alınız. Akışkanın doldurulması için temiz kap ve araçlar kullanınız.
- Akışkanı, depoya bir filtre üzerinden geçecek şekilde pompalayınız (Şekil 163) ve akışkanı sık sık ve düzenli olarak kontrol ediniz.
- Geri dönüş hattındaki tek depo doldurma noktası, kendiliğinden sızdırmaz yapıda bir kaplin olacak şekilde düzenleme yapmaya çalışınız.
- Akışkan değiştirme aralıklarını, asla oksitlenme ve akışkan noksanlığı olmayacak şekilde düzenleyiniz (akışkan üreticisine danışınız).
- Her ne pahasına olursa olsun, akışkanın kirlenmesini önleyiniz, daima uygun ve temiz hava ve akışkan filtreleri kullanınız (Bölüm 9 ve 11, Depolar ve Filtreler konularına bakınız).
- Akışkanın aşırı derecede ısınmasını önleyiniz, gerekirse soğutucu donanım kullanınız ve tasarım hatalarının var olup olmadığını araştırınız (pompa basıncının tahliyesi, aşırı direnç, vb.).
- Oluşan kaçakları derhal onararak önleyerek, sistemin bakım işlemleri için, uygun eğitimi almış personelden yararlanınız.
- Akışkan türünü değiştirme işlemine girişmeden önce (yağdan, yanmaya karşı dirençli akışkanlara), aksamın ve keçelerin yeni akışkanla uyumlu olup olmadığını kontrol ediniz (aksam ve akışkan üreticisine danışınız) ve tekrar işletmeye almadan önce, tüm sistemin tam ve uygun olarak doldurulmasını sağlayınız.

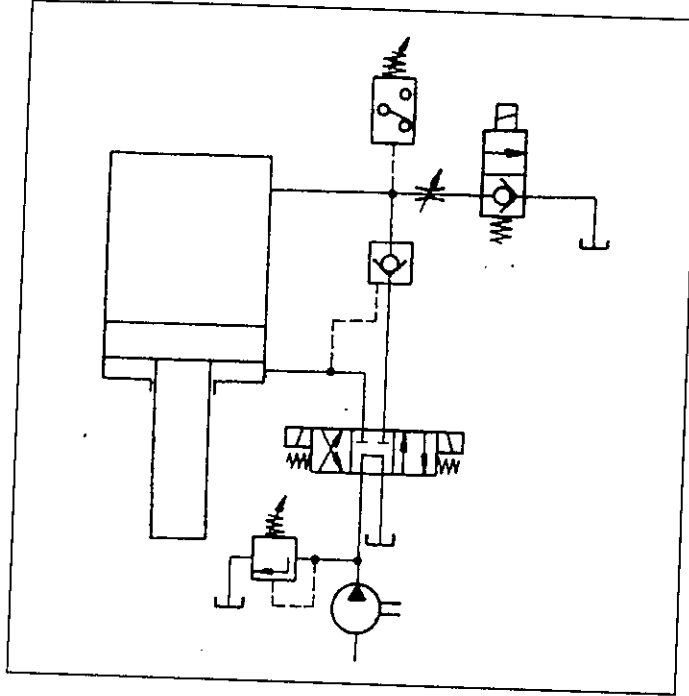


Şekil 197 Basınç azaltma kontrolü.

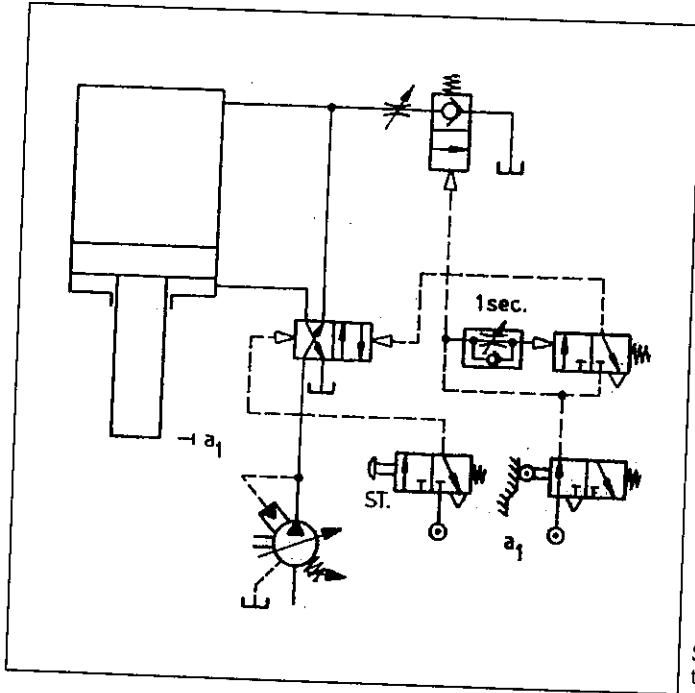
Basınç azaltma kontrolü (kübik elastiklik modülü)

Basınç azaltma, hidrolik sistemde depolanan potansiyel enerjinin yavaş olarak tahliyesi demektir. Potansiyel enerji, baskı altında bulunan veya boşaltılan makine aksamındaki hidrolik akışkanın sıkıştırılabilirlik niteliğinden (kübik elastiklik modülü) veya çalışılan malzemenin elastik niteliğinden dolayı ortaya çıkabilir (Şekil 197). Hidrolik yağlar, her 8 mPa (80 bar) düzeyindeki basınç için, hacim yaklaşık olarak % 0.5 oranında sıkıştırılabilirler (Şekil 196). Basınç uygulanan akışkanın hacimsel değişmesi 160 mL düzeyini aştığında, yüksek basınç şoklarının ve bunların sonucu olarak ortaya çıkabilecek olan sistem hasarlarının önlenmesi için, basınç azaltıcı yavaş tahliye işleminin yapılması

gerekir. Bir otomatik basınç azaltma kontrol devresi, Şekil 197'de görülmektedir. Silindirin pistonu geri çekildiğinde, tanka akış oluşurken basınç azaltıcı valf kapanır ve basınç azaltıcı tahliye, ayarlanabilir çıkış deliğinden belirli bir ölçü ve düzen içerisinde sağlanır. Hareketlendirici içerisindeki ayarlanmış basınç düzeyi oluşur oluşmaz, basınç azaltıcı valf, otomatik olarak açılır ve tanka akışın kübik elastik modülü, basınç azaltıcı valf üzerinden tahliyenin yapılabilmesini sağlar. Diğer iki basınç azaltma kontrol devresi, Şekil 198 ve 199'da görülmektedir.



Şekil 198 Elektriksel kontrollü otomatik basınç azaltıcı kontrol devresi (elektriksel sıralama ve zaman kontrolleri gösterilmemiştir).



Şekil 199 Pnömatik sıralama ve zaman kontrollü otomatik basınç azaltıcı kontrol devresi.

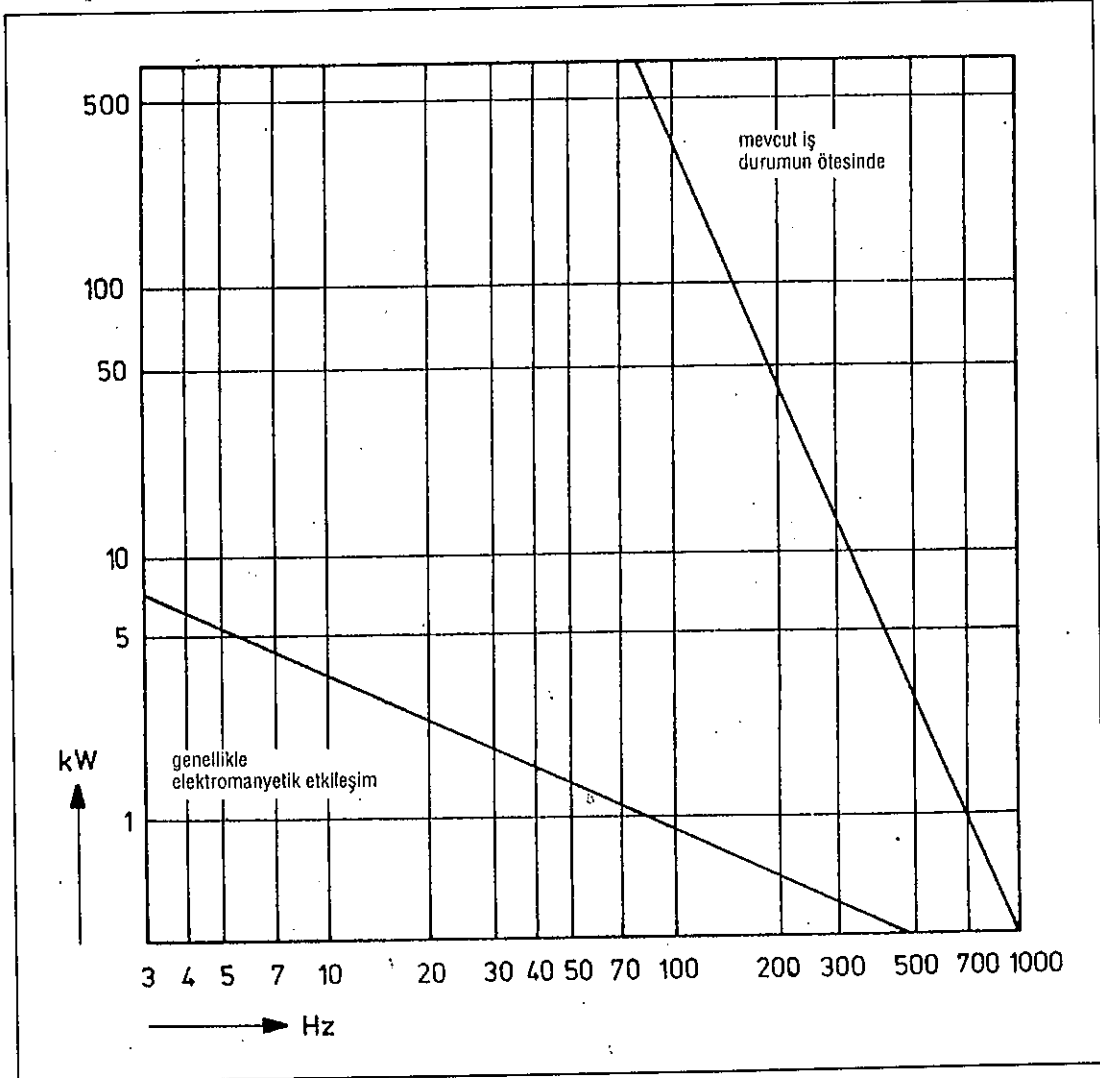
13 Servo ve oransal valfler

Not: Bu bölümde tanımlanan valfler, "endüstriyel" valflerdir. - Diğer tür valfler havacılık ve uzayla ilgili uygulamalarda kullanılanlar gibi, bu kitabın kapsamı dışındadır.

Akışkan güç sistemlerinde, yön, basınç ve debi kontrol valfleri ile aynı fonksiyonları yerine getiren, iki ilave valf serisi vardır (2,5 ve 6ncı Bölümler). Bunlar servo valfler ve oransal valflerdir. Bu iki valfin uygulama amacı, akışkanın gücünün yön, basınç ve akış debisi yönünden kontrol edilmesidir. Bu valfler, bazı uygulamalarda bunların her üçünü birden; diğer bazı uygulamalarda ise yalnızca birini kontrol ederler. Uygulama aralıkları, Şekil 200'deki grafikte gösterilmiştir.

Bu valflerin kullanım amaçlarının tanımlanması güçtür ve bunların normal yön kontrol valflerine göre bazı üstünlükleri vardır. Servo ve oransal valfler ile normal yön kontrol valfleri arasındaki temel fark, servo ve oransal valflerin sistem geri beslemesinin yapıldığı alanlarda kullanılmasıdır.

Oransal olarak anılan valfler serisi, henüz çok yeni bir tasarımıdır. Bunlar; 1970'li yılların başlarında, sistem performans kriterlerinin "servo" sistemlerde olduğu gibi fazlaca yüksek tutulmamış olduğu



Şekil 200 Oransal ve servo valflerin uygulama aralıkları.

endüstriyel uygulamalar için, akışkan gücü endüstrisi alanına girmişlerdir. "Servo valf" kategorisine uyan valfler, yön kontrol valfleri var olduğundan beri mevcuttur. Bununla birlikte, çıkış debisi giriş sinyali ile oranlı olduğundan, servo valfin aynı zamanda bir oransal valf olduğu da açık ve kesindir. Kontrol hassasiyetinin düzeyi ve cevaplama hızı, valfin hassasiyetine ve yapısına göre ve sistemde bulunan aksamın kalitesine göre değişir. Bu valflerden bazılarının hassasiyetleri mikrometrenin kesirleri düzeyindeki toleranslar içinde çok yüksektir ve cevap hızları da 1 milisaniyeden daha kısadır. Ancak spektrumun diğer ucunda yer alan valfler, yalnızca geleneksel yön kontrol valflerinin kalite ve verimine sahiptir.

Yapım ilkeleri

Bu valflerin çok büyük bir kısmında, akışkanın kontrolü için kullanılan esas kontrol elemanı, düz hat üzerinde hareket eden valf kumanda pistonundan ibarettir. Valf pistonunun konumu aşağıdaki yöntemlerle kontrol edilmektedir:

- Bir mekanik veya elektrik düzenekle, piston ucuna doğrudan doğruya kuvvet uygulama.
- Bir mekanik veya elektrik düzenekle kontrol edilen daha küçük bir valften elde edilen akışkan debi kuvvetini, sürgünün ucuna uygulama.

Bu bölümde önce düz hat üzerinde hareket eden valf kumanda pistonu kullanan yapılar ele alınacak, sonra da bu tip pistonu olmayan diğer servo ve oransal valfler.

Mekanik giriş

Bu tür valfte, mekanik giriş, el ile hareket ettirilen bir levye veya makineyle hareket ettirilen bir kam tarafından, valf sürgüsüne aktarılmaktadır.

Genel olarak bu tür yapılarda, valf gövdesi mekanik olarak yüklerle irtibatlıdır ve böylece yükü ve sürgüyü takip eder. İstenen hareket tamamlandığında, sürgü valfi kapatır.

El kumandalı çalıştırma

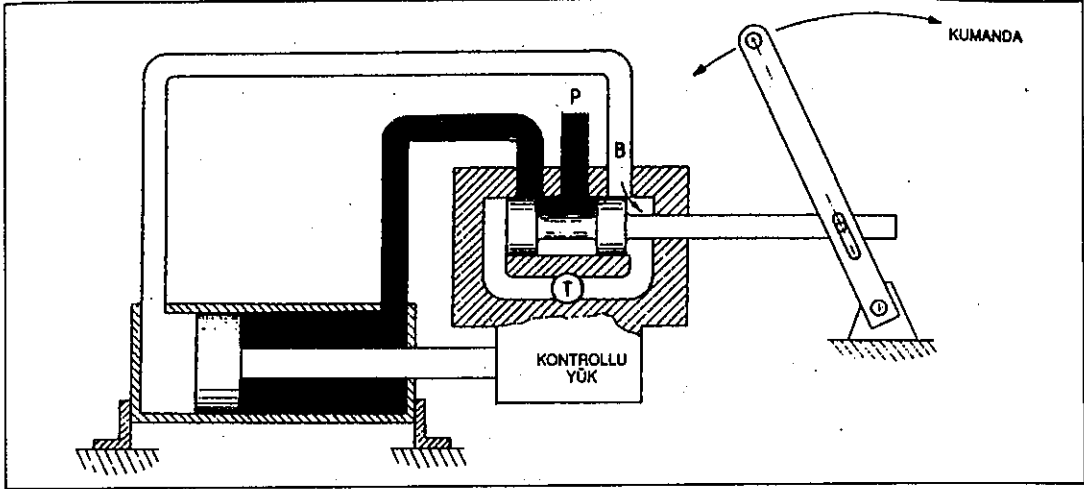
El levyeyle, el ile kontrollü bir valf, Şekil 201'de görülmektedir. Levyenin, örneğin saatin dönme yönündeki hareketi, sürgüyü sağa doğru çekecek, böylece basınç ağzı hareketleme silindirin ucuna ve geri dönüş ağzı da milin ucuna bitişecektir. Bu durumda makina kısmı, valf gövdesini de birlikte çekerek ve böylece akışkan ağızlarının tekrar kapanmasını sağlayarak, pistonla aynı yönde hareket edecektir. Bu durumun sonucu olarak, makine kısmının konumu, daima valf kolunun konumuna oranlı olacaktır. Böylece, el levyesinin kısmi hareketi, hareketleme silindirin oranlı kısmi hareketini sağlayacak ve el levyesinin tam giriş sağlayıcı hareketi, hareketlendiricinin tam strokla hareket etmesini sağlayacaktır.

Makineyle çalıştırma

Bu çalıştırma türünün örneği, Şekil 202 ve 203'te gösterilen, torna tezgahı için kopyalama tertibatıdır.

Yay itici gücü ile yüklü kopyalama ucu, hafifçe ana kalıbın dış yüzeyi üzerine dayanmaktadır ve araba, torna gövdesi boyunca hareket ettikçe mastarı kopya etmektedir. Kopya ucunun profili ile torna kaleminin profili birbirinin aynı olmalı ve kopyanın etkin ve sağlıklı olması için, parçanın üzerindeki en küçük kavis yarıçapından daha büyük olmamalıdır.

Kopyalama ucunun her bir hareketi, bu söz konusu kopyalama ucunun doğrudan olarak bağlı bulunduğu sürgü valfini çalıştırır.

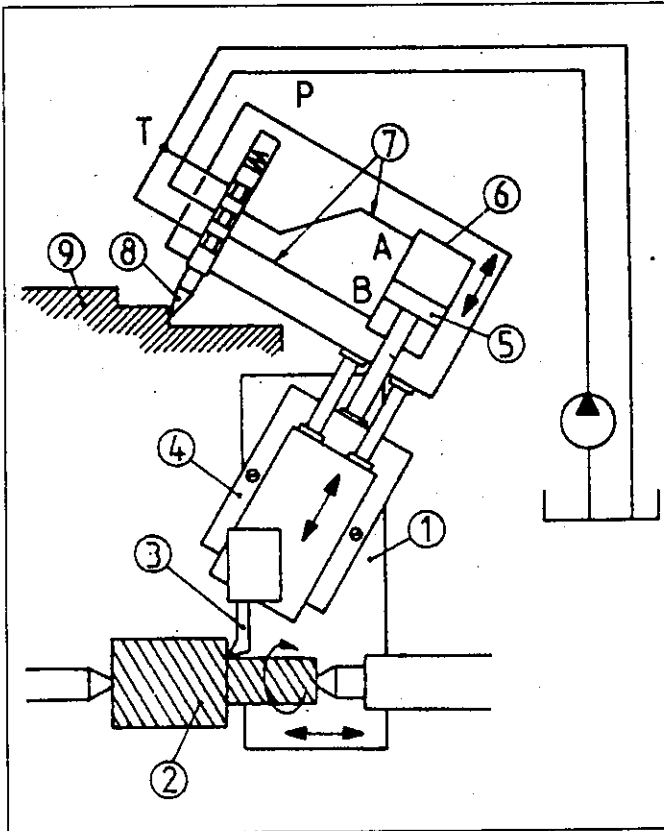


Şekil 201 El kontrollü servo valf (otomotiv güç direksiyonunun benzeri).

Sürgü valfi, pompadan silindire doğru olan yağ akış debisini kontrol eder.

Yağ akış debisi, kopyalama kızağı üzerindeki kesme aleti ile doğrudan doğruya birleştirilmiş olan silindirin hareketlenmesini sağlar. Silindir, sabit durumda kalan sürgüye göre hareketlenmiş olur. Bazı tasarımlarda, hareketlenme yönü sürgü hareket yönünün aksinedir ve bu durumda, silindir sabit konumda kalmaktadır.

Kopya ucu torna eksenine paralel olan yörüngeden sapar sapmaz, piston yağ deliklerini açacaktır. Yağ, A silindir deliğine girecek ve B silindir deliğinden çıkacak, veya valf hareketinin yönü



Şekil 202 Servo kontrollü kopyalama tertibatlı torna tezgahı.

bağlamında, bunun aksi yönünde hareket edecektir.

Bu sayede; silindir, kesme aleti ve piston valfi yatağı; oranlı mesafelerde ve piston valfi ile aynı yönde hareket edeceklerdir.

Hareket, örneğin paralel bir yörüngeyi geçmek üzere, kopyalama ucunun sapmasından durma kadar devam edecektir.

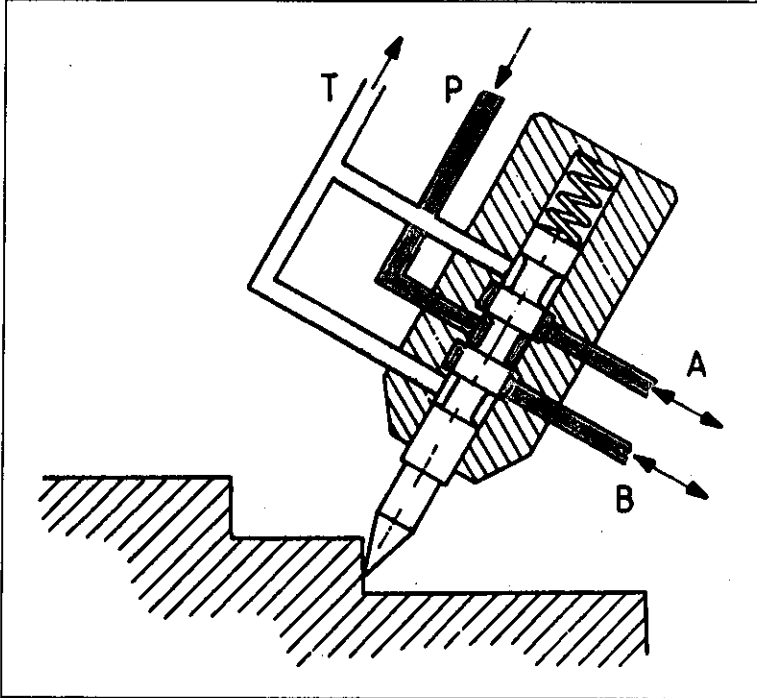
Silindir, piston valfi yuvasını, silindir deliklerinin kapandığı ve böylece yağ akışının silindir içine doğru veya silindirden dışarı doğru kesildiği noktaya kadar taşıdığı anda, hareket duracaktır.

Elektriksel giriş

Oransal solenoid

Bu elektrikli cihaz, kendi bobini üzerinden geçmiş olan elektrik akımına oranlı bir çıkış kuvveti ile, düz bir hat üzerinde hareket eder. Doğrudan hareketlemeli türden

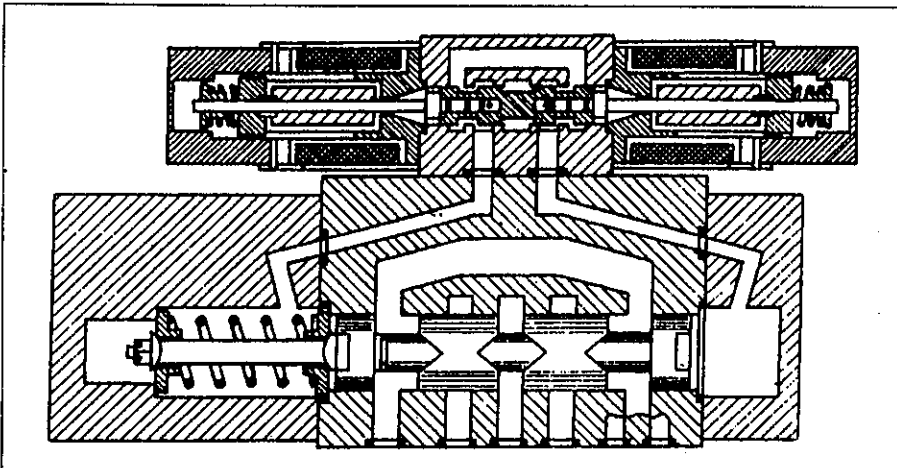
valflerde, bu kuvvet, pistonun ucuna uygulanır ve akış ağızları için gerekli açılmayı sağlayacak şekilde, pistonun hareket ettirilmesine imkan verir. Valf pistonunun hareketi, valf üzerinden geçen akış debisinin oluşturduğu kuvvetlerin direnci ile karşılaşır. Bu kuvvetler akış debisi ile oranlı bir ilişki içerisinde. Esasen, valf pistonunun konumu, pistonu tahrik eden kuvvetin bir fonksiyonudur. Bazı yapılarda, valf pistonunun konumu, belirli bir biçimdeki elektrik dönüştürücüsü ile ölçülmek-



Şekil 203 Doğrudan piston valfine bağlı kopyalama ucu.

tedir. Bu sayede, bir geri besleme sinyalinin elde edilmesi mümkün olur ve döngü de, valf pistonu etrafında kapanabilir.

Çok-kademeli valflerde, olağan bir yaklaşım, valf pistonunun her iki tarafındaki akışkan basınçlarının kontrolü için, bir solenoid kullanılmasıdır. Böylece, sürgü üstünden bir kuvvet dengesizliği yaratılmış olmaktadır. Bu durumda sürgü, kuvvet dengesizliğinin, akış tepki kuvvetleri sayesinde dengeye eriştiği konumda olacak şekilde hareket ettirilmiş olur. Bu şekildeki bir yapıda (Şekil 204), sıfır sinyal girişinde bir merkezleme etkisi yaratmak için, aynı zamanda bir yay kullanılmaktadır. Bir diğer yaklaşım ise, mekanik geri besleme sağlamaktır. Böyle bir örnekte, birinci valf sürgüsüyle



Şekil 204 Oransal valf.

(oransal solenoidlerle konumlandırılmış), esas valf sürgüsü (birinci sürgünün hareketi ile oluşan dengelenmemiş hidrolik kuvvetlerle konumlandırılmış) arasında bir dirsekli yay kullanılmaktadır.

Moment motoru

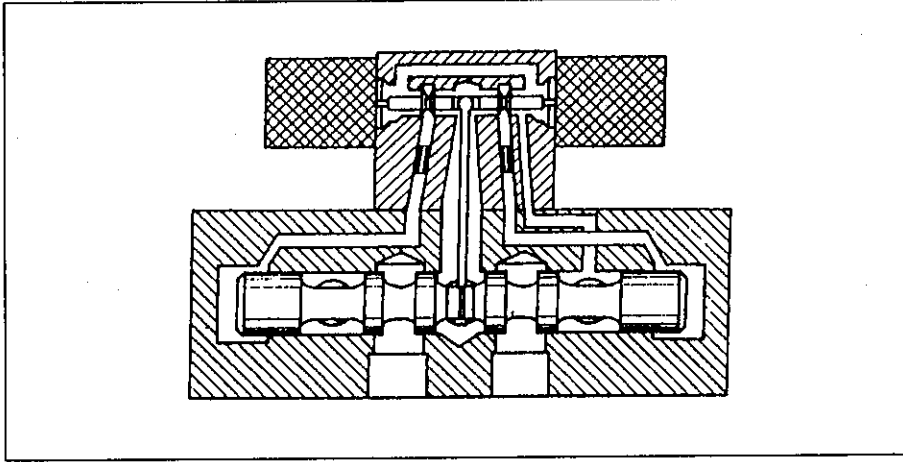
Bu, küçük sapmalı, döner hareketli bir elektrik motorundan ibarettir. Rotorun açılma sapması, motora giriş yapan elektrik akımının düzeyi ile orantılıdır. Bu motorların normal azami sapma açıları, yaklaşık olarak yedi derecedir.

Motorun dönme hareketi, belirli bir krank tasarımı ile (yaygın olarak İskoç boyunduruğu terimi ile anılır) veya milden hareket alan eksantrik valf sürgüsü ile, rotor üzerindeki dayanak düzlemleri sayesinde, valf sürgüsüne iletilmektedir. Küçük düzeyde akış debili valflerde, direkt motordan-valfe tahrik bileşimi yeterlidir. Fakat büyük düzeyde akış debisi olan valflerde; motor, bir ikincil sürgüyü (yardımcı sürgü) tahrik etmek için gerekli hidrolik kuvveti sağlayan, bir birinci kademe valfi (ana valf) tahrik etmektedir.

Şekil 206'da bir direkt sürgü tahriki görülmektedir; Şekilde ayrıca bir elektro-hidrolik valfin, sinyal yükseltici ve yük konumlandırma potansiyometresinden alınan geri besleme sinyali düzeneği olan kapalı döngüye nasıl bağlandığı görülmektedir.

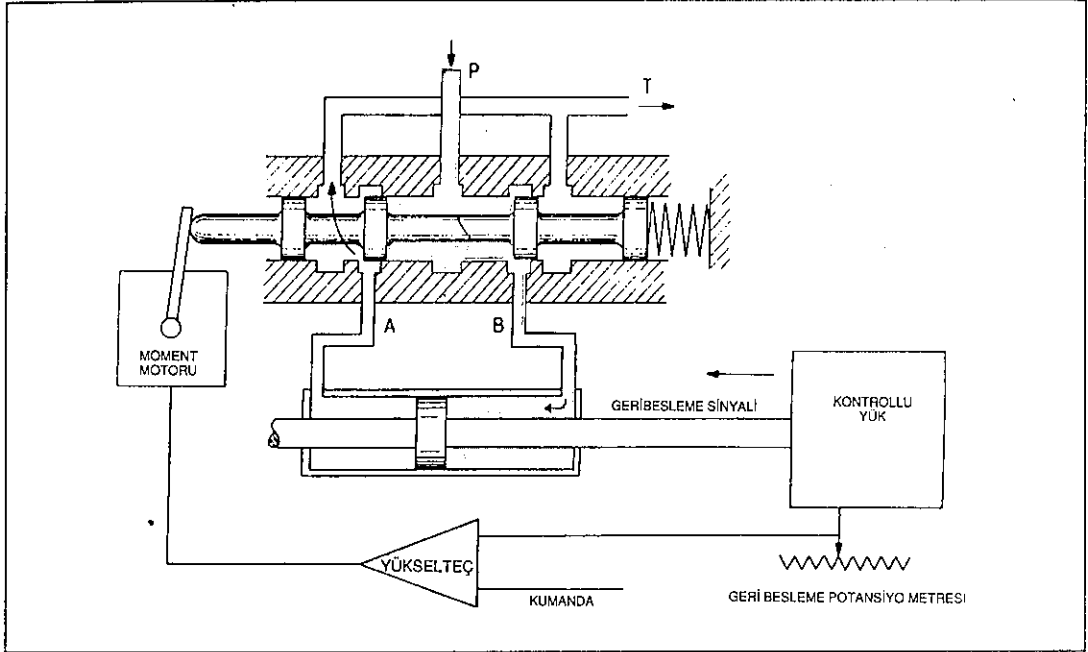
Kuvvet motoru

Bu cihaz, moment motoruna göre daha küçük bir sapması olan, bir elektrik motorundan ibarettir. Bunun normal uygulaması, bir ana valf sürgüsü üzerinde kuvvet dengesizliği yaratarak, bu valf sürgüsünü hareket ettiren, belirli şekle sahip küçük saptırma valfinin tahriki. Akış debisinin



Şekil 205 Oransal valf.

oluşturduğu tepki kuvveti; akış debisiyle orantılı bir direnç oluşturur; böylece, kuvvetler dengesi oluştuğunda, akış debisi, kuvvet motoruna giren elektrik akımının kumanda ettiği değere eşit olur. Eski tasarımlı valflerde, ana sürgüye merkezleme yayları uyarlanıyordu, ancak daha çağdaş tasarımlarda, bu yaylar kaldırılmış ve yerlerine valf sürgüsüne ve kuvvet motoru endüvisine bağlı, geri besleme yayları konulmuştur. Bu valfler genel olarak, çok küçük aralık açıklıklı biçimde ve çok kesin boyutsal hassasiyetle üretilmektedir. Sonuç olarak, bu valfleri besleyen akışkanın, 5 mikrometreden daha hassas düzeyde filtre edilmesi (süzülmesi) çok önem kazanmaktadır. Aynı şekilde, bu yayların düz yüzeyler üzerine, ince bir tamamlayıcı işlemle ve çok sıkı olmayacak şekilde vidalanarak düz bir konumda tutturulmaları da çok önemlidir. Bu valfler çok yüksek bir tepki mekanizması sağlarlar ve uygun işlem yapıldığı takdirde, yüksek kalitede bir kontrol imkanı verirler.



Şekil 206 Geri besleme döngülü moment motoru tek kademe sürgüsü.

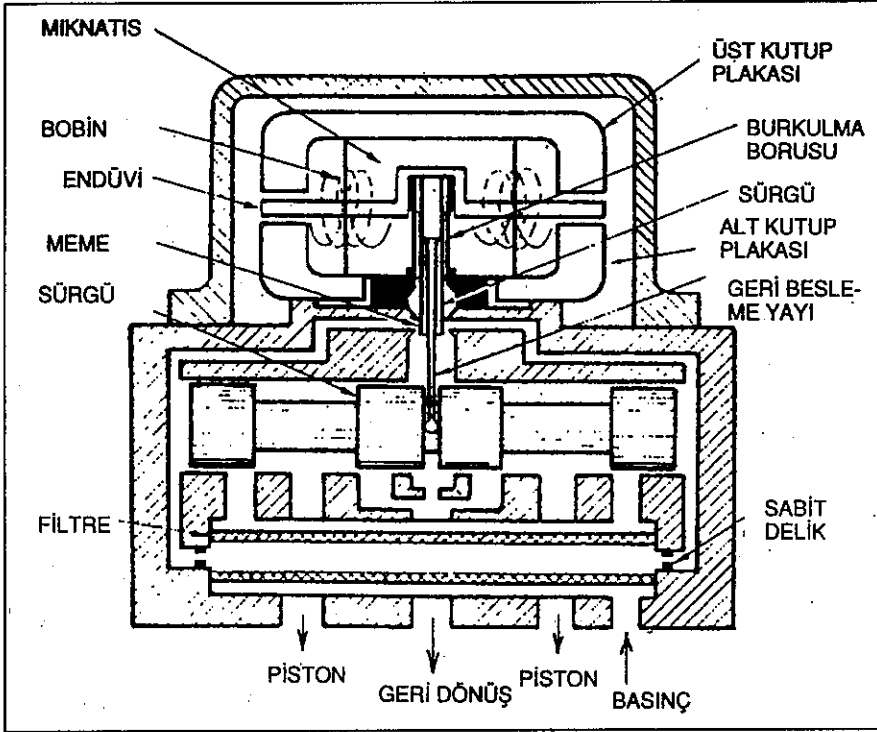
Klapeli valfler

"Klapeli" valfler (Şekil 207 ve 208); Moog tarafından birçok yaygın kullanımlı uyarlamaları (Şekil 207) üretilen ve endüstriyel alanda, genellikle kullanılan türden servo valflerdir.

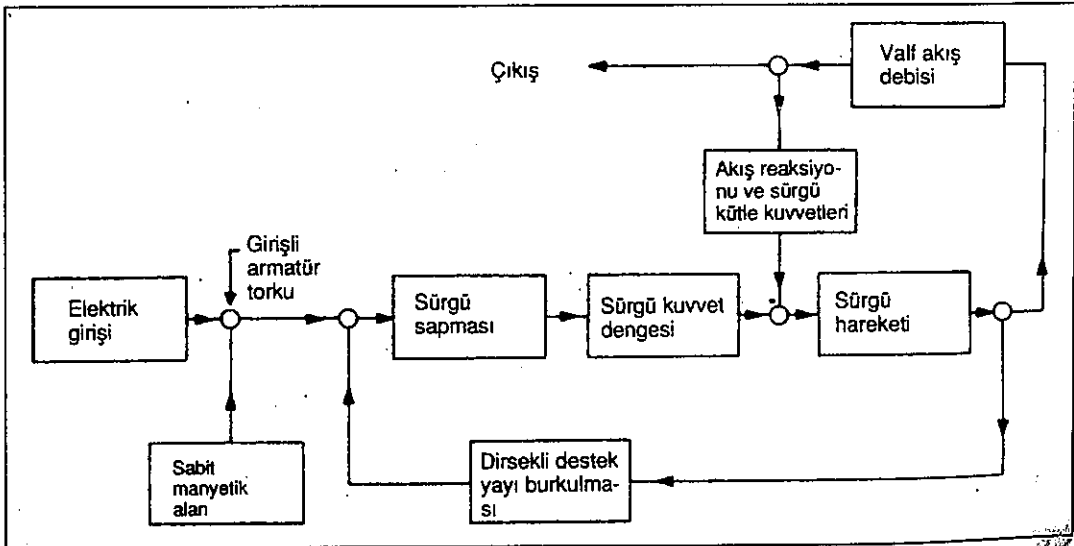
Çalışma

Endüvi, çevrede yer alan üst ve alt kutup plakaları tarafından yaratılan sürekli manyetik alan sayesinde, dengeli bir konumda tutulmaktadır. Bu manyetik alan, armatür bobinleri tarafından yaratılan bir karşı manyetik alan yüzünden, dengesini yitirmiş duruma gelebilir. Bu durumda, dengesini yitirmiş manyetik alan, valf gövdesine saplama tespitli berilyumlu bakır bükülme borusunun tabanı etrafında, endüvinin dönme hareketi yapmasına neden olur. Şekil 207'de görüldüğü gibi, bükülme borusunun iç kısmına, sürgü olarak işlev gören ve dirsekli taşıyıcı yayı içinde bulunduran, bir diğer boru yerleştirilmiştir. Kuvvet motoruna intikal eden elektrik sinyalinin, endüvi üzerinde saat ibresi yönünde bir burkulma yaratacağı varsayılırsa, bu burkulma sürgü borusunun da saat yelkovanı istikametinde burkulması sonucunu doğuracaktır. Burada, bu burkulma hareketlerinin çok küçük kapsamlı olduğunu vurgulamak gerekir. Sürgünün bu dönüşü, klape ve meme iç yüzeyi arasındaki aralık açıklığını sağ rotasyonu, sağ taraftaki memeden gelen sızıntıyı artırarak ve sol taraftan gelen sızıntıyı azaltarak değiştirecektir. Bu memelerin akışkanla beslenmeleri, valf basınç bağlantısına yerleştirilen filtre içerisindeki sabit delikler üzerinden sağlanmaktadır ve memelere giden akışkan taşıyıcı kanal, aynı zamanda esas valfin sürgüsü ile de bağlantılıdır (Şekil 207). Memedeki sızıntı değişikliği, memelerin arkasındaki galeri basıncında da değişiklik yaratmaktadır. Böylece, sağ taraftaki memeden gelen sızıntı arttıkça, sağ galeri basıncı azalmakta ve buna benzer olarak sol taraftaki galeri basıncı artmaktadır. Ortaya çıkan sağa karşı yönelimli kuvvet dengesizliği, sürgünün bu yönde hareket etmesine sebep olmaktadır. Bu sürgü hareketi, sağ taraftaki pistonu, oranlı olarak basınç ağız ile irtibatlandırmakta ve sol taraftaki pistonu geri dönüş ile irtibatlandırmaktadır. Sürgü hareketi aynı zamanda, yaratılan manyetik alana direnç olarak, endüvi üzerine geri etkileşim gösteren dirsekli destek yayı geribeslemesi ile birlikte oluşur. Bu durum, sonuç olarak

klape üzerinde ortaya çıkan saat ibresi yönündeki burkulmayı azaltarak, klapeyi sağa doğru hareket ettirir ve galeri basınçlarını değiştiren meme sızıntılarının yeniden ayarlanmasını sağlar. Akış debi reaksiyonunun net kuvvetleri, endüvi burkulması, dirseklî destek yayı ve galeri basınçları dengesi ve sürgü; giriş elektrik sinyali ile kumanda edilen sürgü konumunda, hareketlerini durdururlar. Şekil 208'deki blok diyagram, düzeltilmesi gereken herhangi bir dış kaynaklı arıza yaratan kapalı valf döngüsünü göstermektedir.



Şekil 207 Sürgülü tip servo valf.



Şekil 208 Sürgülü tip servo valfün çalışmasını gösteren blok diyagramı.

Daha önceki bölümlerde, temel ilkeler ve sistem aksamı ele alınmıştır. Ayrıca, devre yapısı ile ilgili konularda, daha anlaşılır bir biçimde açıklanabilecek nitelikte birçok ilke mevcuttur.

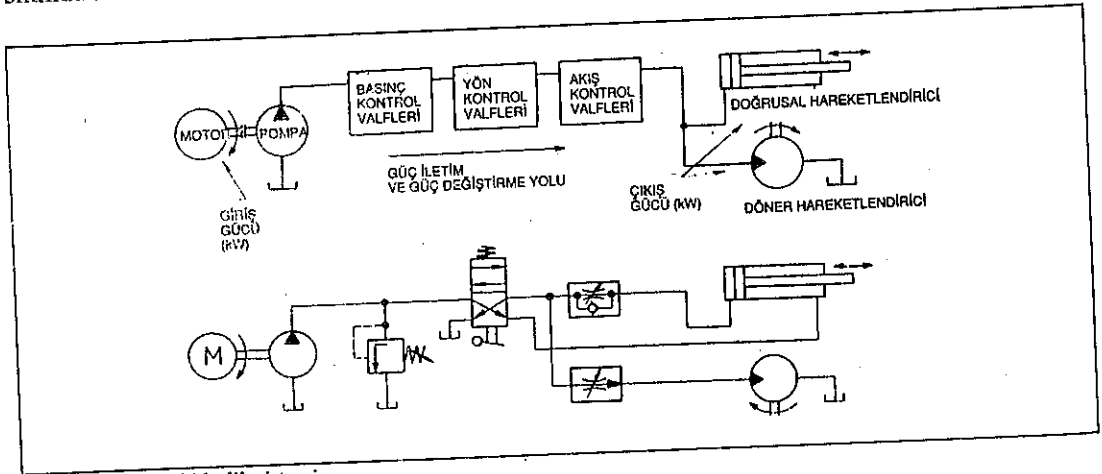
Hidrolik devrelerin tasarımı, ilginç ve karmaşık bir sorumluluktur. Devre tasarımcısı; yalnızca kendi yaratıcı zekasının, aksam ve bu aksamın doğru ve ekonomik birleştirilmesi ile ilgili bilgisinin düzeyi ile sınırlandırılmıştır. Bir devre, arzu edilen biçimdeki hidrolik güç iletiminin sağlanması için birbirleriyle irtibatlandırılmış aksam birleşenlerinden her birinin düzenlenmesi suretiyle oluşturulur (Şekil 209). Bu söz konusu aksamın büyük bir kısmı; kapak plakasının değiştirilmesi, bir adaptör kullanılması veya muhtelif giriş alanlarında valf uyarlanması suretiyle, birçok değişik amaçta kullanılabilir niteliktedir. Akışkan gücü, pratikte bütün mühendislik dallarıyla iç içe olup, güç ve kontrol onun bir parçasıdır.

Bütün bu değişkenlik ve esneklik nitelikleri ile, devre tasarımcısının, bu devreleri kullanacak olan kişilere karşı büyük bir sorumluluğu vardır. Bu nedenle tasarımcı tasarımın ürünü olan devrenin:

- en zıt ve en olağandışı koşullar altında bile, güvenli olarak çalışabilecek şekilde, büyük bir özen ve büyük bir dikkatle tasarlanmış olmasına;
- işlevsel olmasının ve kontrol ve güç aktarımı amaçlarının gerekli özellik değerlerini karşılamasına;
- güç israfına neden olmayan etkin ve ekonomik bir devre olmasına ve hem tasarım hem de donanım uygulaması olarak basit olmasına özen göstermelidir.

Güç tasarruf devreleri

Endüstriyel hidrolik devrelerin pek çoğu silindirin toplam strok değerinin üstündeki bir güç çıkışına gereksinim göstermez. (Bu durum örneğin, enjeksiyonlu kalıp makineleri, presler, hurda balyalama makineleri, vb. için uygulanır). Böyle durumlarda, düşük güç çıkışlı hareketlendirici etkin hareketinin hızını, önceden belirlenen bir basınç düzeyi veya konum sağlanıncaya dek; valfler ve uygun aksam kullanarak yükseltilebilme imkanı vardır. Bu kontrol ayrıca, aynı güç girişinin, yavaş bir piston hızında, otomatik olarak yüksek güç çıkışına dönüştürülebilmesine imkan verecektir. Böylece, pompa çıkış gücü tasarrufu mümkün olur. Aşağıda sıralanan dört yöntem, az bir kuvvetle ve otomatik olarak, yavaş çalışma stroku ile yüksek kuvvet değerine, hızlı yaklaşımla ulaşmak için sıklıkla kullanılmaktadır:



Şekil 209 Temel hidrolik sistemi.

- yüksek-alçak basınçlı çift pompa sistemi
- ön doldurma valfli ve besleme depolu yardımcı hareketlendirici
- sıralamalı ve geri kazanımlı sistem
- değişken debili basınç kontrollü pompa

Güç tasarruf devrelerinin eğrileri, eğri üzerindeki kesişme noktaları, güç/hız koordinatlarına ait olacak şekilde ve eğrinin kendisi de, tasarım amacına bağlı giriş gücünü temsil edecek şekilde çizilebilir.

Örnek

$$\text{Güç (W)} = \text{Kuvvet (N)} \times \text{hız (m/sn)}$$

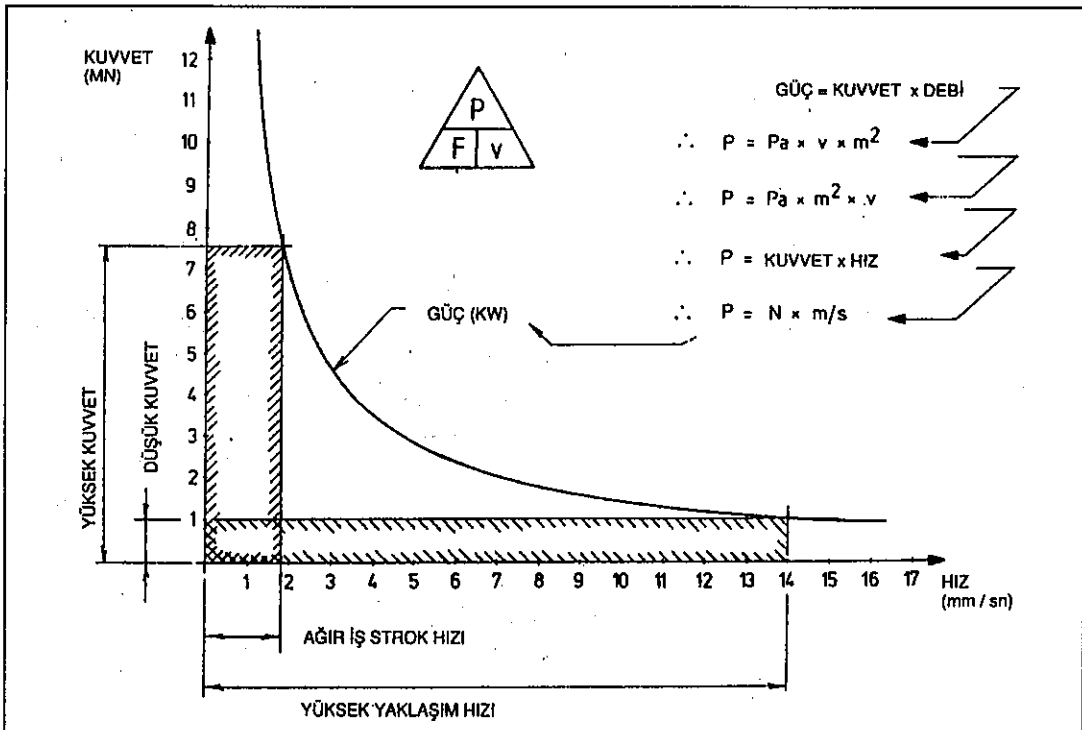
$$\text{Güç (kW)} = \text{MN} \times \text{mm/s, veya mm/sn} = \frac{\text{kW}}{\text{MN}}$$

$$14 \text{ kW} = 7 \text{ MN} \times 2 \text{ mm/sn}$$

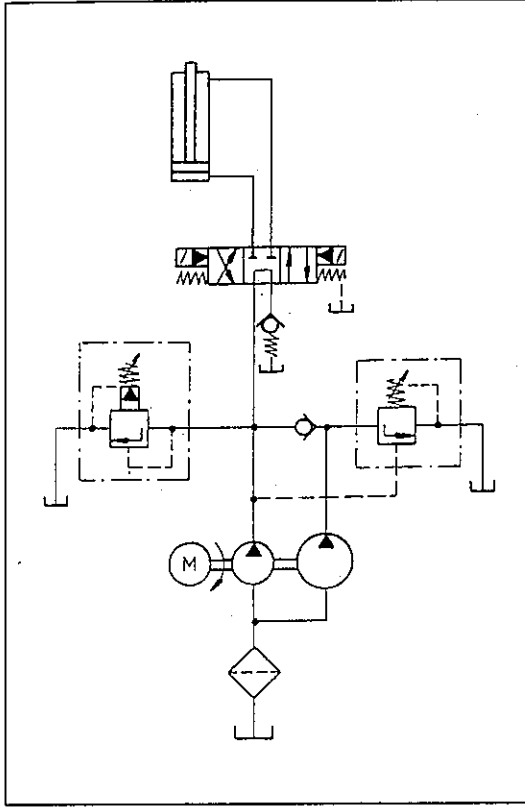
Bunun anlamı; 14 mm/sn düzeyinde yüksek yaklaşım hızı ve 1 MN'luk kuvvet değerindeki bir hareketlendiricinin, 14 kW'lık bir giriş gücüne ihtiyacı olmasıdır. 2 mm/sn'lik düşük çalışma yaklaşım hızı, aynı güç tüketimi için düzenlendiğinde, hareketlendiricinin üreteceği çıkış kuvveti, 7 MN düzeyinde olacaktır. (Güç tasarruf devre uygulamaları, Şekil 211-214'te gösterilmiştir).

Yüksek-alçak basınçlı çift pompa sistemi

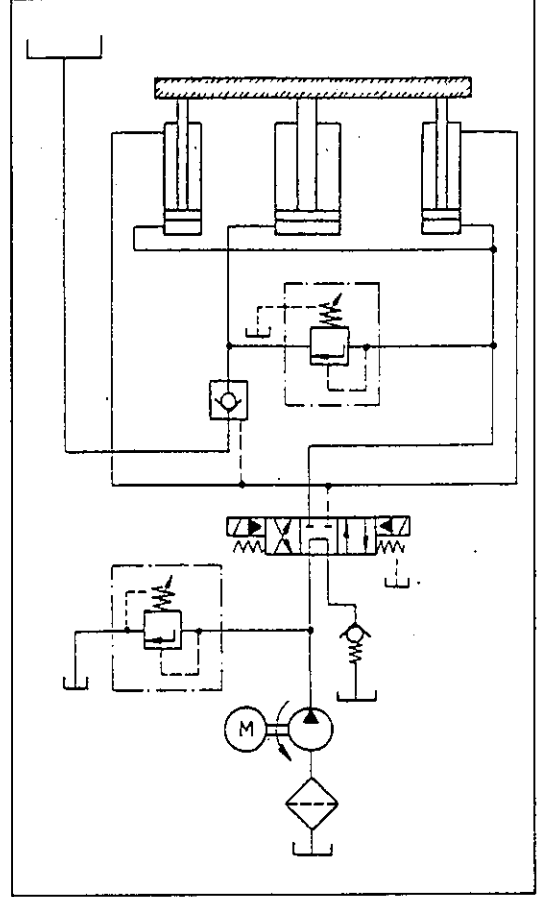
Her iki pompayla tahrik edilerek, hareketlendirici süratli bir şekilde sistem basıncı düzeyine kadar, çalışma yükünün artışı sayesinde yükselerek, basınç düşürme valfinin basınç ayar düzeyini aşar. Bu durumda, yüksek hacimli pompa tanka basınç tahliyesi yapar ve hareketlendirici, yüksek basınç pompası tarafından beslenen çıkış gücü sayesinde çalışır. Toplam güç tüketimi, 14 kW düzeyini aşmamalıdır (Şekil 210). 1 MN'luk kuvvet çıkışı düzeyindeki yüksek yaklaşım hızı, 14 mm/sn'dir. 76 MN'luk kuvvet çıkışı düzeyindeki yavaş çalışma hızı ise, 1.84 mm/sn olur. Azami sistem basıncı,



Şekil 210 Yüksek-alçak kontrol güç eğrisi.



Şekil 211 Çift pompa sistemli yüksek-alçak kontrolü (yukarıda).



Şekil 212 Basınç sıralama valfli, ön-doldurma valfli ve yüksek konumlu depolu, yardımcı hareketlendirici devresi (sağda).

sistem tahliye valfi sayesinde sınırlandırılmıştır. Hareket etkileşimi olmayan süreçlerde, pompaların her ikisi de, tandem merkez yön kontrol valfleri üzerinden, depoya basınç tahliyesi yaparlar (Şekil 211). Hareketlendirici, tam ilerleme durumunun elektriksel olarak sinyallenmesi (ihbarı) üzerine, derhal geri çekilir.

Ön doldurma valfli ve yüksek konumlu depolu yardımcı hareketlendiriciler

Asgari çıkış kuvveti ile hızlı bir yaklaşım, tüm pompa akışını yalnızca iki yardımcı hareketlendiriciye yönleltmek suretiyle gerçekleştirilir. Hızlı ilerleme esnasında; basınç sıralama valfi kapalı konumdadır, ana hareketlendirici, her iki yardımcı hareketlendirici sayesinde açılıp ilerlemiş durumdadır ve ön doldurma valfi üzerinden, besleme tankından gelen hidrolik akışkanla beslenmektedir (Şekil 212).

Yüksek kuvvet çıkışlı yavaş çalışma strokuna otomatik geçiş dönüşümü, hareketlendiricilerin çalışma yükü direncini karşıladıkları anda oluşur ve sistemde yüksek basınç ortamı oluşur. Bu basınç artışı; sıralama valfinin açılmasını ve pompa akışının bu durumda, her üç hareketlendiriciye yönltilmesini sağlar. Toplam piston alanı (her üç pistonun) artışı, kuvvet çıkışını yükseltir ve hareketlendiricilerin hızını düşürür. (Hareketlendirici hızı, debinin piston alanına bölümüne eşittir). Geri çekme stroku için, ön doldurma valfi açılır ve iki yardımcı hareketlendirici, hareketlendiriciyi geri çekerek ana tahliye akışkanını besleme deposuna geri dönmeye zorlar. Hareketsiz süreçlerde, pompa, tandem merkezi yön kontrol valfi üzerinden basınç tahliyesi yapmaktadır.

Sıralamalı kazanımlı sistem

Mil alanına orantılı azaltılmış güçle hızlı yaklaşıma; hareketlendiricinin ilerlemesi esnasında, mil

ucu tahliye akışkanı R hattı tarafından meydana getirildiği ve pompa akışıyla M birleşme noktasında birleştiği zaman ulaşılır. Pistonun hızı, pompanın sağladığı akış artı tam mil ucu tahliye akışının, tam piston alanı ile bölünmesiyle belirlenir (Şekil 213).

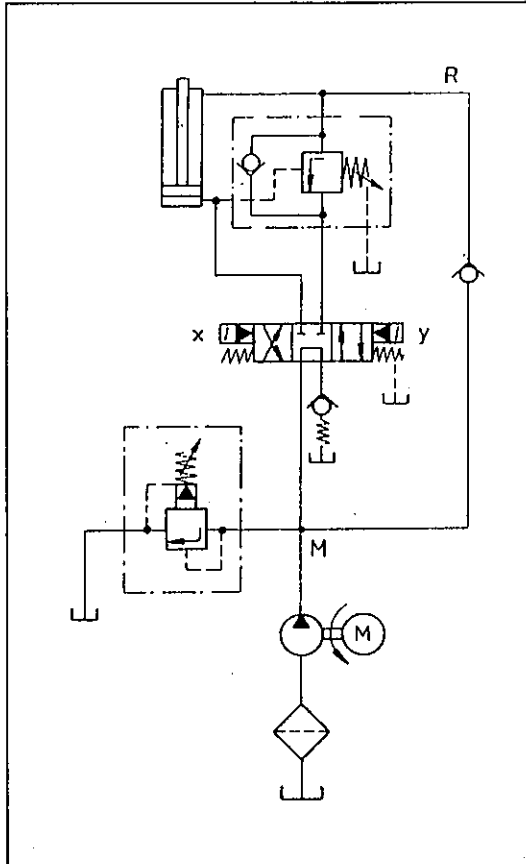
Ağır çalışma strokuna otomatik geçiş; hareketlendiricinin iş yükü direncini karşılaması ve sistemde yüksek basınç ortamı oluşması üzerine, derhal oluşur. Bu yükselen sistem basıncı; sıralama valfinin açılmasını ve mil ucu tahliye akışının, yön kontrol valfi üzerinden tanka doğru yönünün saptırılmasını sağlar. Böylece, piston alanı ile orantılı tam kuvvet ile hız yavaşlar.

Hızlı geri dönüş stroku; X solenoidi seçildiğinde ve pompa akışının yeniden birleşik tek yönlü valf (sıralama valfinde) yoluyla, hareketlendiricinin mil ucuna iletildiği anda elde edilmiş olur. Hareketlendiriciden yön kontrol valfi üzerinden depoya doğru tahliye akışı oluşur ve piston hızı, pompa debisinin toplam silindir cidar alanına bölünmesi ile bulunur (4. Bölüme bakınız).

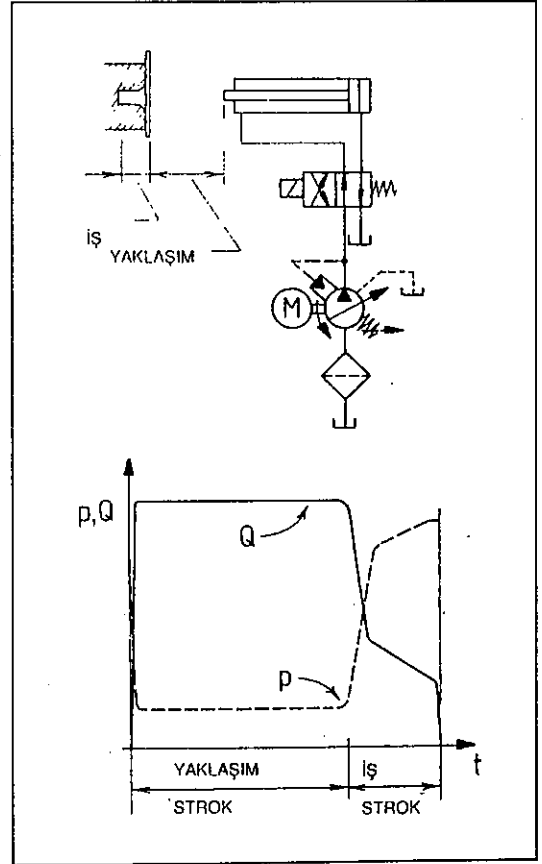
R hattında bulunan tek yönlü valf, hızlı ilerleme aşamasında, mil ucundan itibaren pompanın akışına katılmak üzere, tahliye işlemine izin verir, ancak ağır ilerleme aşamasında, ters akış oluşumunu önler. Tüm piston alanı, piston kolu alanına göre 2/1 oranında olursa, hareketlendirici aynı hızla ilerler ve geri çekilir. (Çabuk yaklaşma hızı geri çekilme hızına eşittir.)

Değişken debili, basınç kontrollü pompa devresi

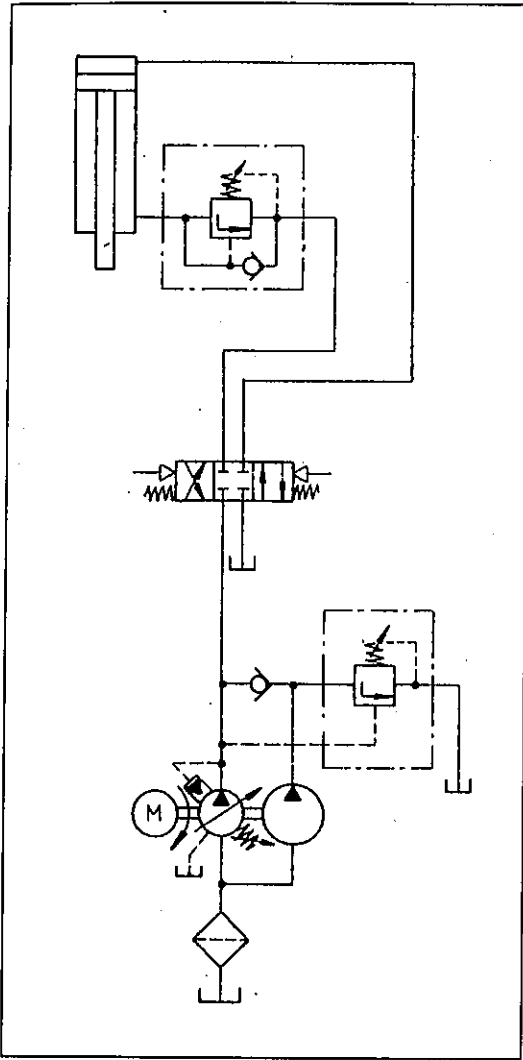
Basınç kontrollü ve değişken debili pompa da yavaş basınçla hızlı yaklaşım ve yüksek basınçla yavaş iş stroku sağlar. Örneğin eğik plakalı tip pompada, yaklaşma strokunda eğim açısı tam pompa akışı sağlayarak maksimum olacaktır (Şekil 214). Basınç kontrol cihazı sistem basıncında bir artış



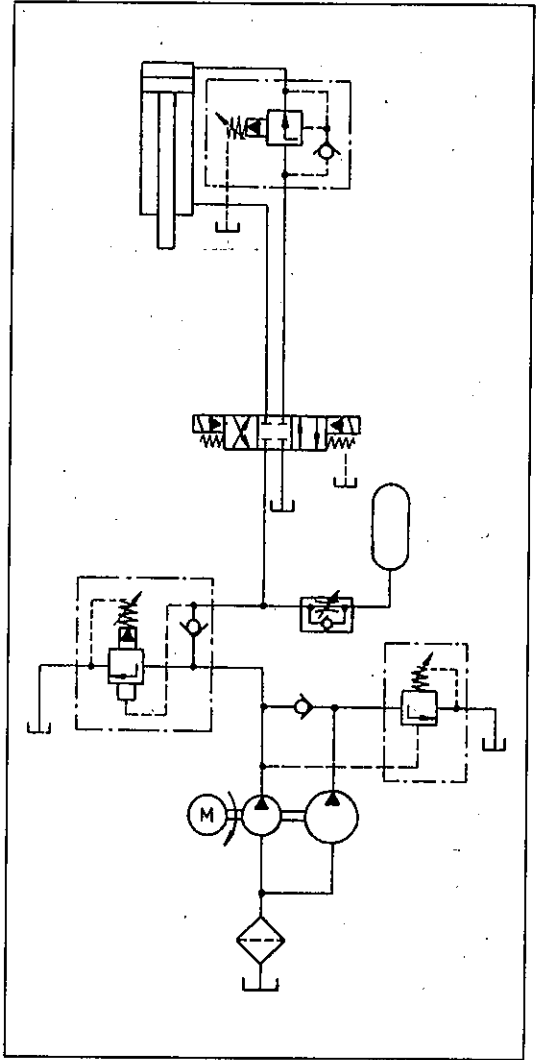
Şekil 213 Sıralamalı geri kazanımlı güç tasarruf sistemi.



Şekil 214 Değişken debili basınç kontrollü pompa, güç tasarruf kontrolü sağlamaktadır.



Şekil 215



Şekil 216

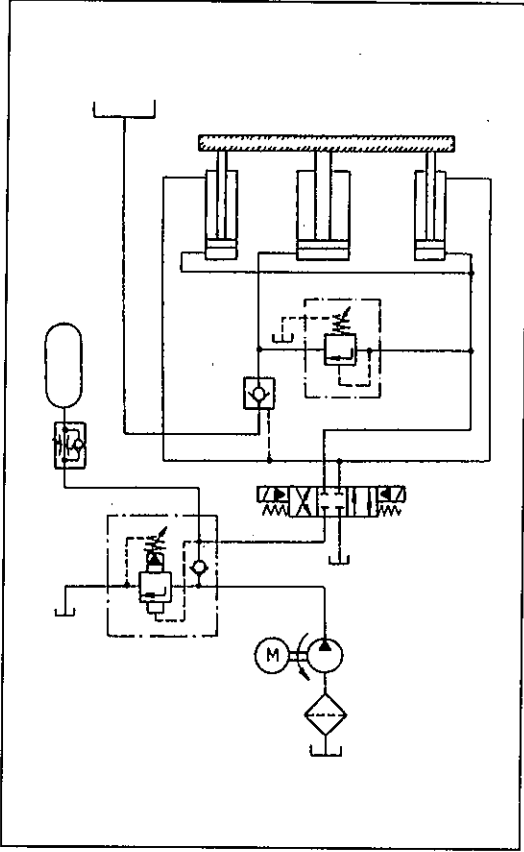
hissettiğinde, eğim açışı otomatik olarak küçülür ve pompa, iş strokunda gerektiği kadar akış sağlar. (Ayrıntılı pompa tanımları için pompalar bahsine bakınız Bölüm 3).

İlave fonksiyonlara sahip güç tasarruf devreleri

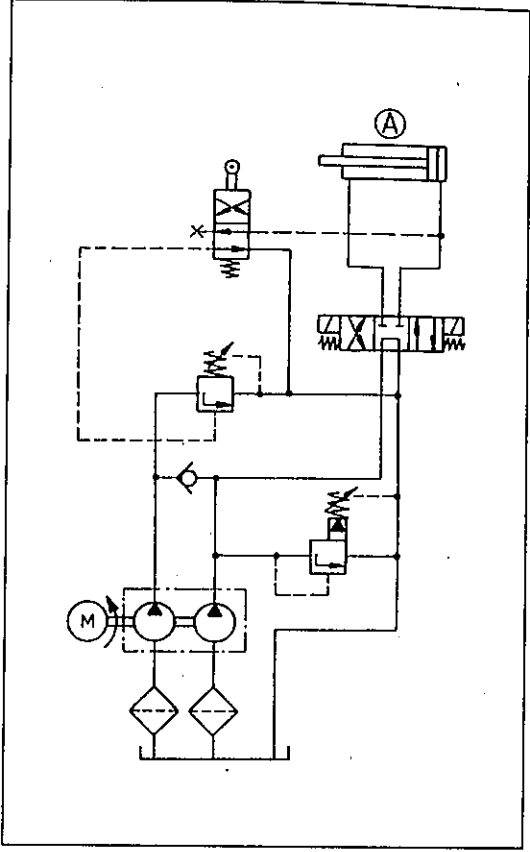
Şekil 217'de gösterilen yardımcı hareketlendirici devresi, boşaltma valfi ve akümülatör sayesinde tutma basıncını sağlar, ancak tutma basıncı devreden çıkarma ve devreye alma basınç düzeyleri arasında dalgalanır. Sabit (değişimle dalgalanmayan) bir tutma basıncını sağlamak için, Şekil 216'da gösterilen çözüm tarzlarının her ikisi de kullanılabilir. Şekil 216'daki devre, diferansiyel tahliye valfi ve basınç azaltma valfi sayesinde sabit bir tutma basıncını sağlar. Şekil 215'teki devre, aynı sonucu sağlamak için, küçük değişken debili bir yüksek basınç pompası kullanmaktadır. Bir karşı dengeleme (frenleme) valfi, yükün serbest düşmeye maruz kalmasını önler.

Konum sıralamalı pompanın yükten kurtarılması

Hızlı yaklaşımdan yavaş çalışma hızına geçiş değişimi, hem Şekil 211-213 ve Şekil 215-217'de gösterildiği gibi basınç sıralamalı, hem de Şekil 218 ve 219'da gösterildiği gibi konum sıralamalı olabilir. Şekil 219'daki devrede, büyük hacimli pompa, ilave yardımcı tahliye valfi sayesinde yükten



Şekil 217 Sistem basıncının idamesi ve pompanın tahliyesi için, basınç tahliye valfi ve akümülatörle donatılmış yardımcı hareketlendirici devresi.



Şekil 218 Uzaktan kontrollü basınç sıralama valfi ile, konum sıralamalı pompa tahliyesi.

kurtarılır. İlave yardımcı tahliye valfi, aynı zamanda alçak basınç pompasını aşırı basınçlanmadan korur. Şekil 218'deki devrede, pompanın yükten kurtarılması için daha az sayıda aksam vardır, ancak uzaktan kontrollü basınç sıralama valfi, alçak basınç büyük hacimli pompayı, yaklaşma stroku esnasında oluşan aşırı basınçtan korumaz.

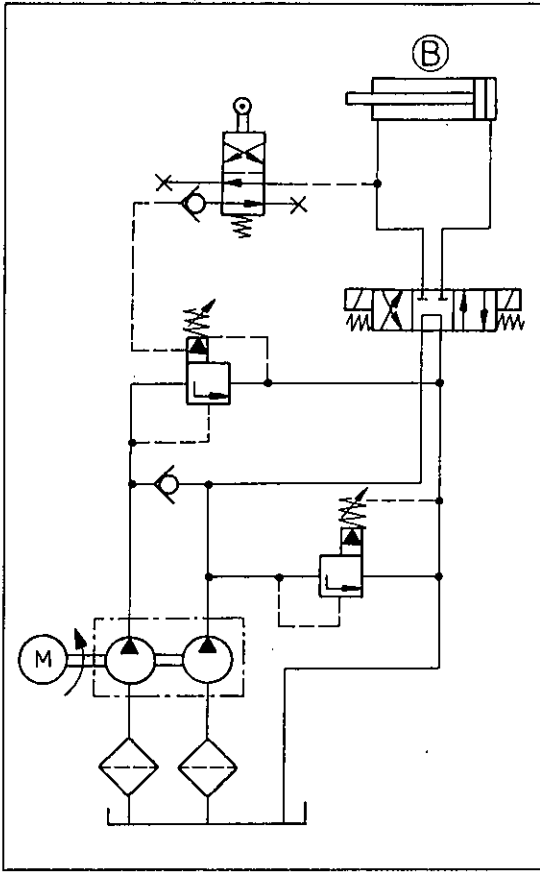
Hidrostatik iletimler (motor devreleri)

Hidrostatik iletim (hidrostatik tahrik) birbirleriyle irtibatlı iki pozitif yer değiştirmeli birim olan, bir hidrolik pompa ve bir hidrolik motorun birleşimidir. Pompa, motordan herhangi bir uzaklıkta yerleştirilmiş olabilir veya her iki birim (pompa ve motor) aynı yuva içerisinde bir araya getirilmiş olabilir.

Hidrostatik iletimler kademesiz olarak çıkış hızının, çıkış torkunun ve çıkış gücünün değişmesini mümkün kılar. Diğer öğeler, dinamik frenleme, yumuşak geri dönüş, düşük atalet, hızlı tepki ve derli toplu tasarımıdır. Şekil 220, sabit veya değişken motor ve pompaların dört muhtemel iletim çıkış karakteristiğini göstermektedir (pompalar ve hidrolik motorlar bölümlerine de bakınız, Bölüm 3 ve 7).

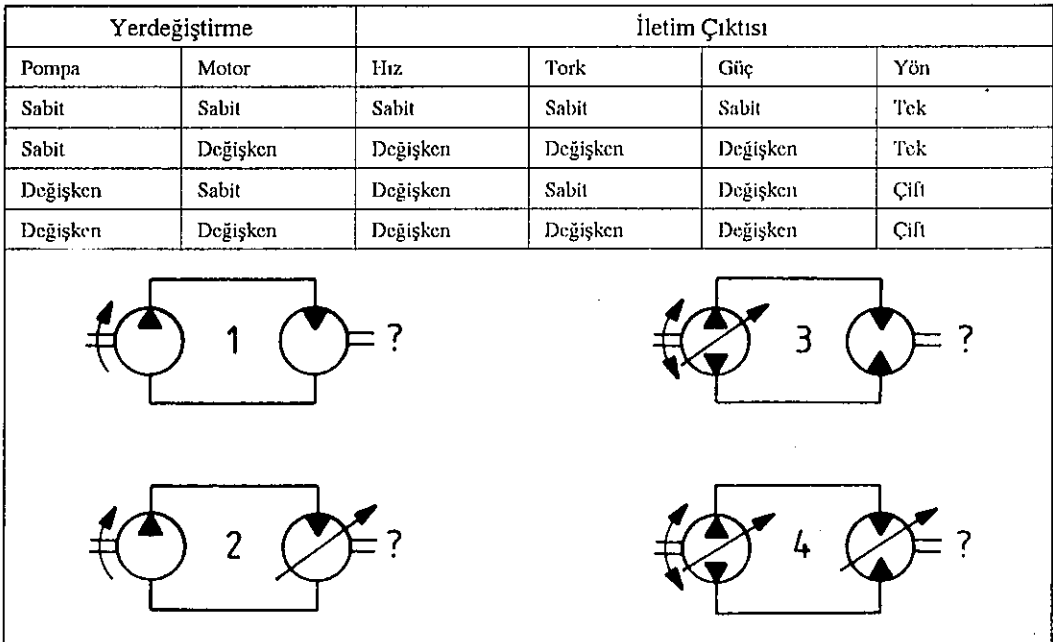
Açık devre hidrostatik iletimler

"Açık devre" tahrik olarak adlandırılan hidrostatik iletimde, hidrolik motorun tahliye akışkanı, tekrar pompa girişine geçmeden önce, depoya geri dönmektedir. Şekil 221, tek yöne dönüşlü bir açık devre hidrolik iletimini göstermektedir. Şekil 222, iki yöne dönüşlü açık devre hidrostatik iletimini

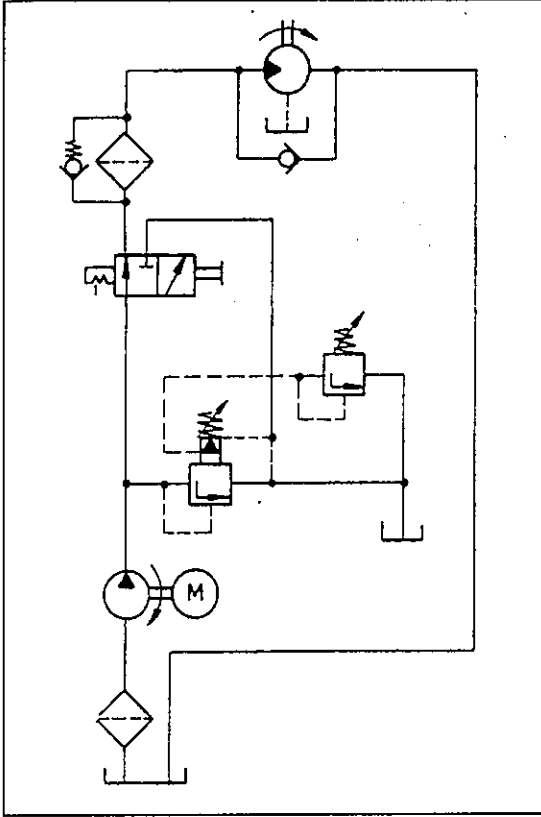


Şekil 219 Ön uyarılı emniyet valfi ile, konum sıralamalı pompanın yükten kurtarılması.

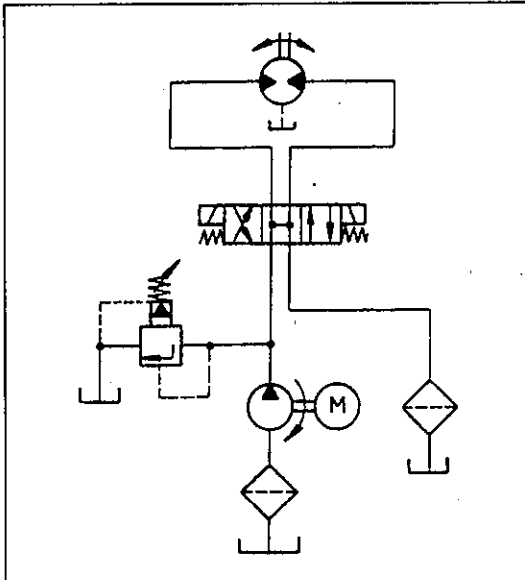
göstermektedir (ters yönde motor tahrikli). Şekil 221'deki devre aynı zamanda uzaktan basınç kontrollü, yön kontrol valfi üzerinden pompa tahliyesi ve tek yönlü valf (çek valf) üzerinden serbest atalet önleme sistemleri ile donatılmıştır. Motor bir yüksek basınç filtresi sayesinde korunmuştur. Şekil 222'deki devrede, pompa tahliyesi açık merkez yön kontrol valfi üzerinden gerçekleştirilmektedir. Çapraz hatlı basınç tahliye valfleri ile donatılmış çift yönlü açık devre tahrik, Şekil 223'te görülmektedir. Bu çapraz hatlı basınç tahliye valfleri, motor ters yönde döndürüldüğünde veya durdurulduğunda, basınç darbelerinin oluşmasını önlemektedir. Tek yönlü açık devre tahrik ve seçmeli tork kontrol sistemi, Şekil 224'de görülmektedir. Tekrar doldurma hattı, frenleme esnasında giriş ağzını beslemektedir ve pompanın tahliyesi, tandem merkez yön kontrol valfi sayesinde gerçekleşmektedir. İki yönlü açık devre tahrik ve fren valfi sistemi, Şekil 225'te görülmektedir. Fren valfi, yön kontrol valfi merkezleştirdiğinde, kontrollü ve ayarlanabilir bir frenleme oluşmasını sağlamaktadır. Yüksek atalet yüklü fren valfleri, frenleme safhasında motorun yüksek devire



Şekil 220 İletim çıktı karakteristikleri.



Şekil 221 Tek yönlü, açık devre hidrostatik iletim.

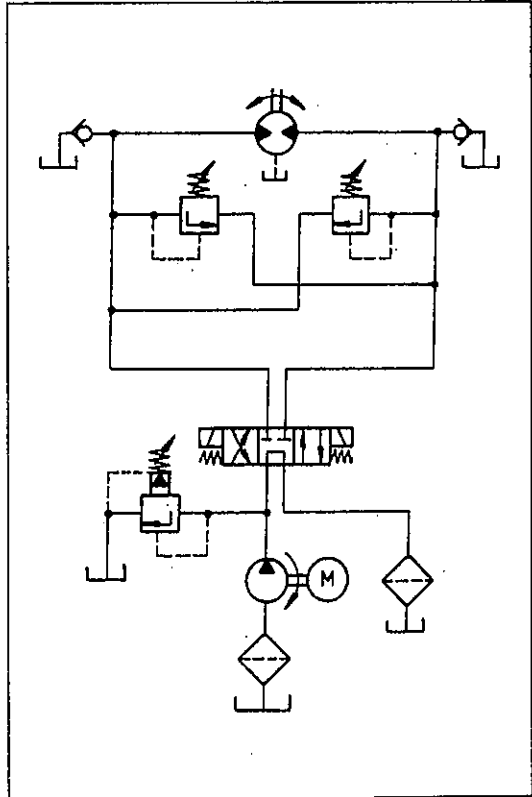


Şekil 222 Geri dönüşlü açık devre (hidrostatik iletim).

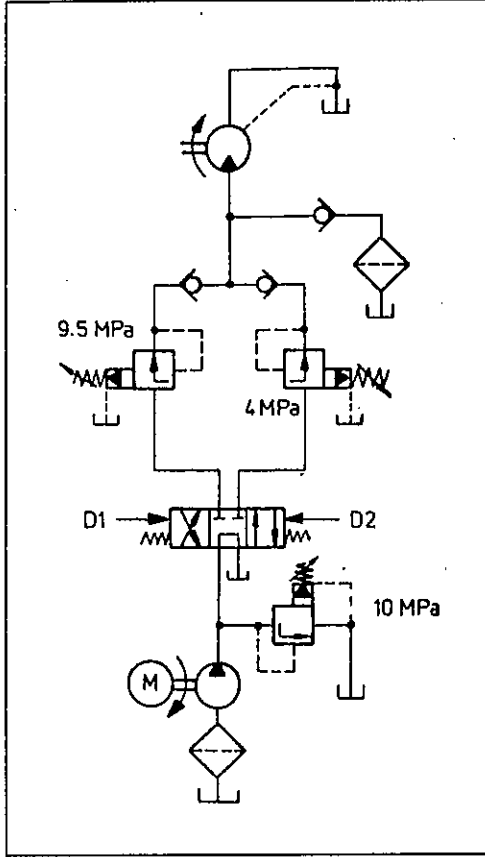
kalkmasını önlemektedir. Üç hız seçenekli ve çapraz hatlı basınç tahliye valfleri ile donatılmış, çift yönlü açık devre tahrik sistemi, Şekil 226'da görülmektedir.

Motor frenleme

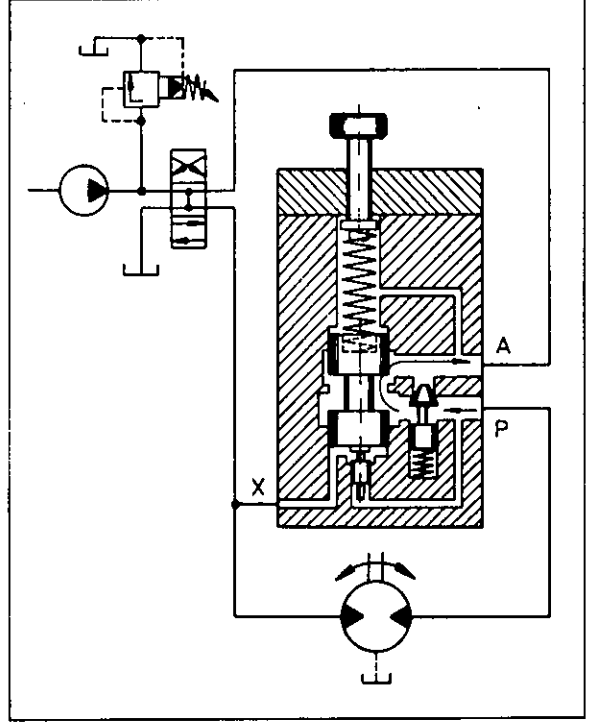
İletim motor miline bağlı ağır bir yük durumunda, yön kontrol valfi merkezlendiğinde veya aniden geri dönüş olduğunda, aşırı bir basınç şoku oluşacaktır. Bu durumun gelişmesinde, motordan çıkışa doğru akışkanı iten bir atalet yükü meydana gelir ve yön kontrol valfi tam olarak geri döndüğünde veya merkezde kapandığında, tahliye akışının gidecek bir yeri kalmaz ve aşırı bir basınç şoku meydana gelir. Böylesi şokların etkisini hafifletmek için, fren valfleri ve şok tahliye valfleri kullanılmaktadır. Şok tahliye valfleri, motorun tahliye hatında yer alan, direkt veya ön uyarılı emniyet valfleridir. Şok tahliye valflerinin, sistem emniyet valflerine göre % 25 oranında daha yük-



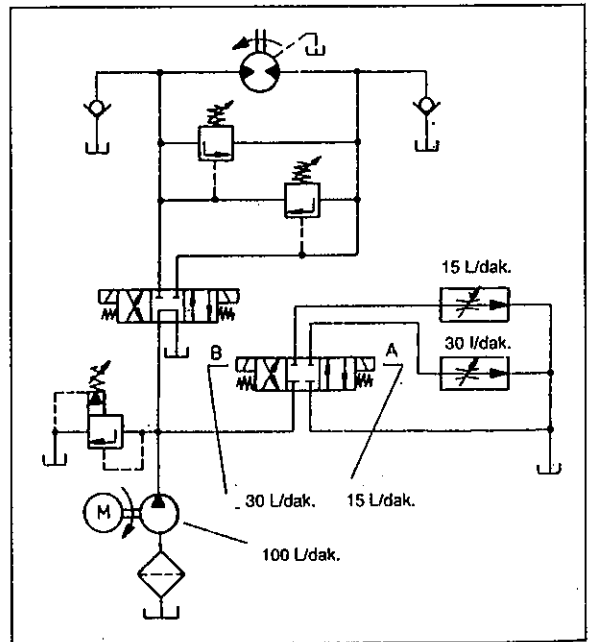
Şekil 223 Geri dönüşlü açık devre tahrik ve çapraz hatlı basınç tahliye valfleri.



Şekil 224 Tek yönlü açık devre tahrik ve seçmeli tork kontrolü (D1/D2).



Şekil 225 Açık devre geri dönüşlü tahrik ve yalnız bir yan için frenleme kontrolü.



Şekil 226 Geri dönüşlü, açık devre tahrik üç hız seçeneği ve motorun geri dönmesi aşamasında oluşacak şokları önleyici çapraz hatlı basınç tahliye valfleri.

sek bir basınç ayarları olmalıdır (Şekil 223).

Fren valfleri, Şekil 225'te gösterildiği gibi, motorun çıkış tarafındaki basınç azaldığında, otomatik olarak dönen yükün hareketini geciktirirler. (Basınç kontrollerine bakınız, Bölüm 5) Bununla beraber, şok tahliye valflerinde bu durum söz konusu değildir. Şok tahliye valfleri, motorun yükünü yalnızca geri dönme hareketi esnasında geciktirirler ve sistemde hasara yol açabilecek basınç şoklarını ortadan kaldırırlar.

Motor dönüşlerinin her iki yönü için şok tahliye valflerinin kullanıldığı çift yönlü iletimler, tahliye valfinden gelen tahliye akışı, basınç hattı üzerinden geçer veya basınç hattına bağlanır (Şekil 223). İlk nazarda, bu "çapraz hatlı" tahliye valflerinin motor girişine iyi bir hidrolik akışkan beslemesi sağladıkları sanılabilir. Bununla beraber, dıştan boşaltılan motorlarda, motorlara akışkan ikmal edilmesine ayrıca gereksinim vardır, çünkü kaçak akışkan kapanmış devreden boşalır ve motorda kavitezyon meydana gelebilir. Akışkanın sisteme ikmal edilmesi, alçak açma basınçlı tek yönlü valflerden (30 kPa veya daha düşük açma basınçlı) yapılıdır. Bu tür tek yönlü valfler, ikmal çek valfleri veya doldurma çek valfleri olarak anılır. (Şekil 223, 224 ve 226).

Kapalı devre hidrostatik iletimler

Günümüzde yapılan hidrostatik tahriklerin pek çoğu, kapalı devre tipidir. Açık devre ile karşılaştırıldığında, bu tipin aşağıdaki üstünlükleri görülür:

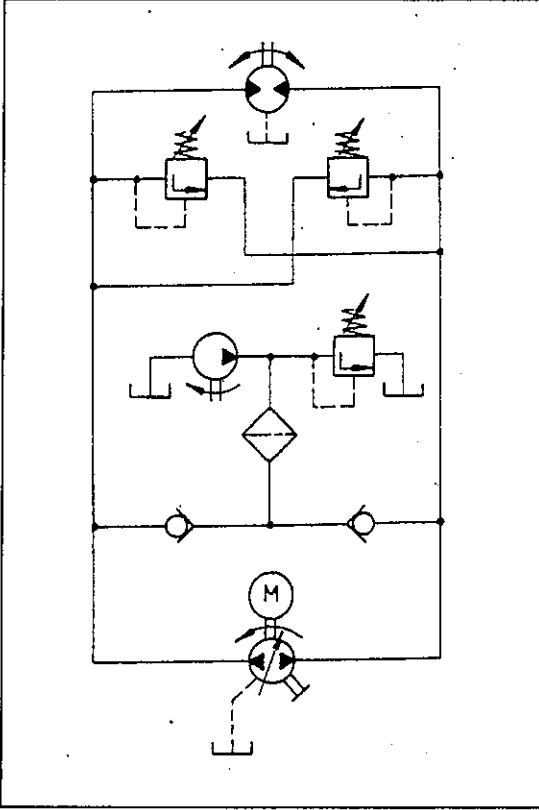
- iletim pompası ve motora pozitif destek;
- motor hız ve yönünün daha etkin surette kontrolü ve
- belirli bir sistem büyüklüğü için, daha küçük bir depo kullanılması.

"Kapalı devre" tahrik biçiminde tasarlanan bir hidrostatik iletimde, hidrolik motorundan gelen tahliye akışkanı, depoya değil, doğrudan doğruya pompa girişine geri dönüş yapar. Böyle bir kapalı devre iletim örneği, Şekil 227'de görülmektedir.

Ticari amaçla yapılan iletimlerde, ikmal akışkanı genellikle sistemin alçak basınç tarafına, iletim pompası ile peş peşe tahrikli ikmal pompası kullanılarak pompalanmaktadır (Şekil 72). Kapalı devre hidrostatik iletimlerin pek çoğunda, iletim pompasının debisi değişkendir ve pompa her iki yön için tasarlanmıştır. (Şekil 227-229)

Eğer kapalı devre hidrostatik iletimdeki hidrolik motor, uzun bir süre için veya kısa, fakat sık zaman aralıkları ile durdurulursa, pompa akışı sistem basınç tahliye valfi üzerine itilmiş olacaktır. Bu durum, akışkanın köpürmesine ve aşırı derecede ısınmasına neden olacaktır. Sıcak akışkan, ısı ve hava tahliye edebileceği depoya geri dönüş yapmadığından (kapalı devre sistemi), kısa zamanda aşırı derecede ısınarak ve bozularak (oksitlenerek), pompada onarılamaz hasar meydana gelecektir. Bu durumu önlemek için kullanılan bazı yöntemler aşağıda sıralanmıştır:

- İlk hareketlendiriciyi (elektrik motoru) durdurarak, motor durduğu takdirde sistemi korumak için devreyi kesen, zaman gecikmeli ve basınç etkileşimli bir şalter (Şekil 228).
- Önceden ayarlı azami basınçta, otomatik olarak debiyi azaltan, "basınç kontrollü kaldırıcı"lı pompalar.
- Kapalı devrenin alçak basınç tarafından, basınç seçmeli tahliye düzeneği. Bu düzeneğe önceden belirli bir akışkan miktarını, dahili bir soğutucu üzerinden depoya saptırır (Şekil 228 ve 229).
- Aşırı ısınmanın depo içerisinde tespiti için sıcaklık anahtarı.



Şekil 227 Geri dönüşlü, kapalı devre hidrostatik iletim ve çapraz hatlı basınç tahliye valfleri.

Yalnız pompa ve motordan gelen kaçak akışkanın, kapalı devrede oluşan ısı ve kirlenmeyi gidermesine güvenmek, yeterli olmayabilir. Sistemin kaçacağını telafi edecek akış kapasitesine fazlası ile sahip olan ikmal pompasından gelen akışkanın tümünü kullanmak amacıyla, hidrolik olarak pilot kontrollü bir taşma valfinden yararlanılmaktadır. Bu sayede, devrenin alçak basınç tarafından, bir soğutucuya geçen akışkanın fazla sıcaklığı ve kirlenmesi giderilmekte ve akışkan tekrar depoya geri dönmektedir. İkmal pompasının tahliye valfi, akışkan iletiminin gerçekleşebilmesi için, taşma devresi tahliye valfinden daha yüksek basınç değerine ayarlanmış olmalıdır.

Yüksek-alçak çiftli pompa sistemi için örnek hesaplama

Düşey monteli tek uçlu çift yön etkileşimli hareketlendiricinin kontrolü için, bir hidrolik sisteme gereksinim vardır.

Devre "yüksek-alçak" kontrol tipi biçiminde tasarlanmış olmalıdır (çiftli pompa, Şekil 211). İş parçası üzerine ulaşan kuvvet çıkışı, 30 dakika süre ile ve azami olarak % 15 dalgalanma ile, sabit düzeyde tutulmalıdır.

1. Hidrolik devreyi çizin ve basınç ayarları yönünden, bütün basınç kontrol valflerinin üzerine basınç değerlerini yazın.
2. Tüm aksamı gereken şekilde boyutlandırın ve her pompanın akış çıkışını, bütün basınç kontrol valflerinin basınç ayarlarını ve hızlı yaklaşma stroku ve ağır iş stroku için, pompa giriş güçlerini belirleyin.

Hızlı yaklaşma strokunun özellikleri :

$$\text{Kuvvet} = 37.5 \text{ kN}$$

$$\text{Hız} = 0.32 \text{ m/sn.}$$

Yavaş iş strokunun özellikleri :

$$\text{Kuvvet} = 100 \text{ kN}$$

$$\text{Hız} = 0.13 \text{ m/sn.}$$

Genel Özellikler :

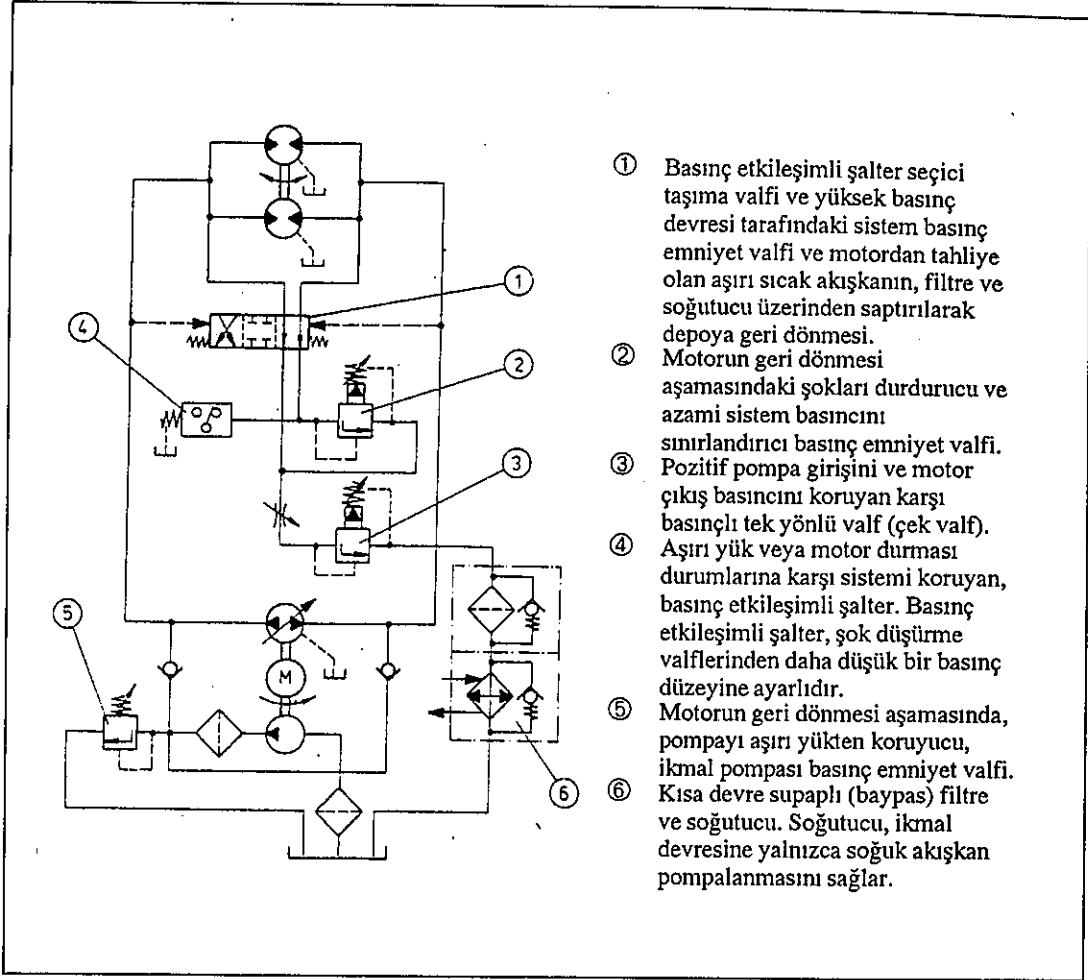
Silindirin çapı : 106 mm

Toplam verim : % 70

Hesaplanan değerlerin % 10 fazlasına göre basınç ayarları

Devre kesmeden devre açmaya $\Delta p = \% 15$

Akümülatörün çalışma hacmi = 0.8 L



- ① Basınç etkileşimli şalter seçici taşıma valfi ve yüksek basınç devresi tarafındaki sistem basınç emniyet valfi ve motordan tahliye olan aşırı sıcak akışkanın, filtre ve soğutucu üzerinden sapıtılarak depoya geri dönmesi.
- ② Motorun geri dönmesi aşamasındaki şokları durdurucu ve azami sistem basıncını sınırlandırıcı basınç emniyet valfi.
- ③ Pozitif pompa girişini ve motor çıkış basıncını koruyan karşı basınçlı tek yönlü valf (çek valf).
- ④ Aşırı yük veya motor durması durumlarına karşı sistemi koruyan, basınç etkileşimli şalter. Basınç etkileşimli şalter, şok düşürme valflerinden daha düşük bir basınç düzeyine ayarlıdır.
- ⑤ Motorun geri dönmesi aşamasında, pompayı aşırı yükten koruyucu, ikmal pompası basınç emniyet valfi.
- ⑥ Kısa devre supaplı (baypas) filtre ve soğutucu. Soğutucu, ikmal devresine yalnızca soğuk akışkan pompalanmasını sağlar.

Şekil 228 Kapalı devre hidrostatik iletim.

Hızlı yaklaşım

$$\text{Debi} = \text{Hız} \times \text{Alan}$$

Bu nedenle her iki pompa için gerekli debi

$$= 0.32 \times 0.106^2 \times 0.7854 \times 1000 = 2.824 \text{ L/sn}$$

$$\text{Basınç} = \frac{\text{Kuvvet}}{\text{Alan}}$$

$$= \frac{37.5 \times 10^3}{0.106^2 \times 0.7854 \times 10 \text{sup}6} = 4.249 \text{ MPa}$$

$$\text{Güç} = \text{Basınç} \times \text{Akış Debiti} \times \text{Verim}$$

$$= \frac{4.249 \times 10^6 \times 2.824 \times 100}{10^3 \times 10^3 \times 70} = 17.14 \text{ kW}$$

Çalışma stroku

$$\text{Yüksek basınç pompasından istenen akış debisi} = 0.13 \times 0.106^2 \times 0.7854 \times 10^3 = 1.147 \text{ L/sn}$$

$$\text{Basınç} = \frac{100 \times 10^3}{0.106^2 \times 0.7854 \times 10^6} = 11.33 \text{ MPa}$$

$$\text{Güç} = \frac{11.33 \times 10^6 \times 1.147 \times 100}{10^3 \times 10^3 \times 70} = 18.57 \text{ kW}$$

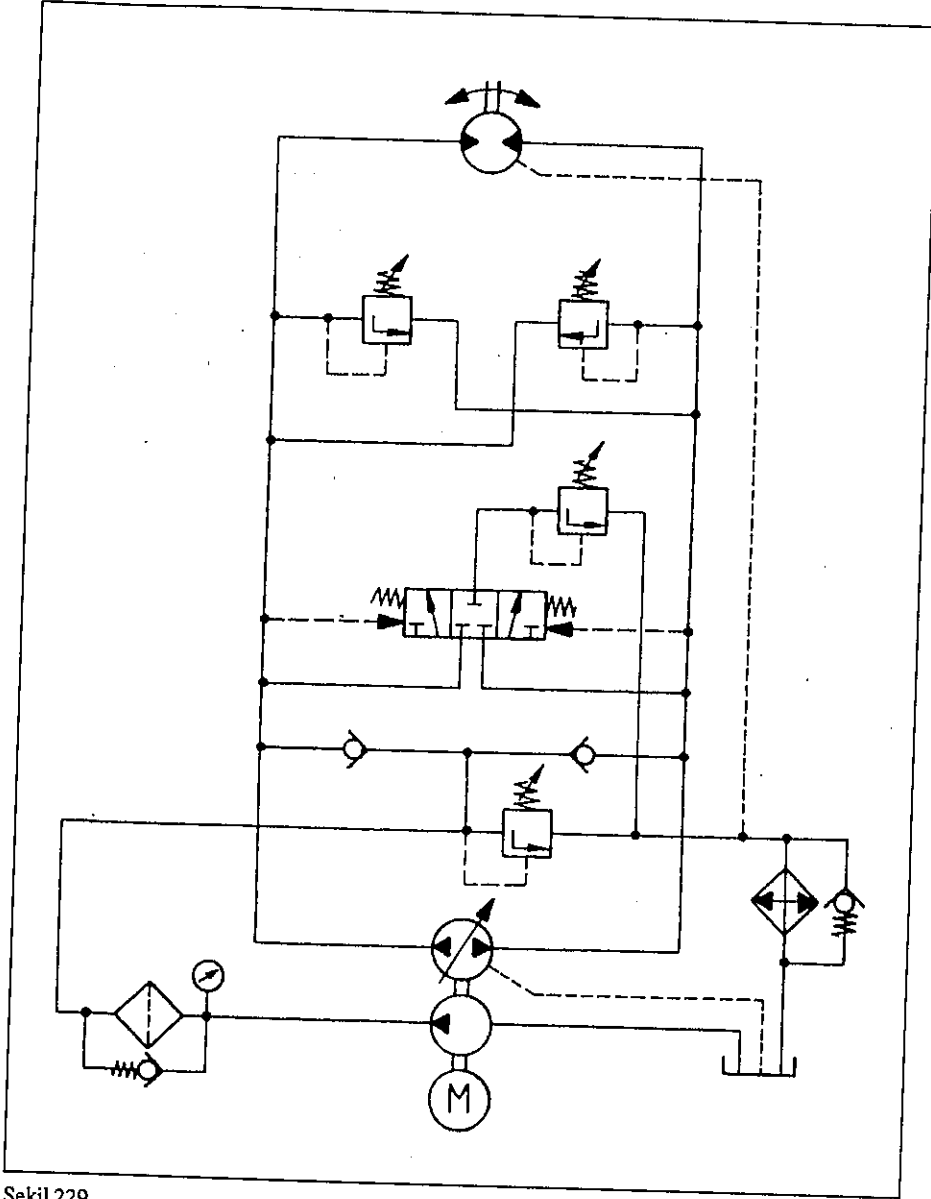
Alçak basınç pompa boyutu

Her bir pompanın akış debisi, eksi yüksek basınç pompası akış debisi = $2.824 - 1.147 = 1.677 \text{ L/sn}$

Valf ayar basınçları

Tahliye valfi = 11.33 MPa (devre kesme basıncı)

Basınç düşürme valfi = $4.25 \text{ MPa} + \% 10 = 4.7 \text{ MPa}$



Şekil 229

Elektrik motoru güç girişi

Güç (AZAMI) + % 15 basınç düşürme valfi için = 21.85 kW

Depo boyutu

3 x akış (AZAMI) = 3 x 2.824 x 60 = 500 L

Akümülatör boyutu

Ön yükleme basıncı = sistem basıncının en az % 90'ı

$p1 = 11.33 \text{ MPa} \times 0.9 = 10.2 \text{ MPa}$ (102 bar)

$p2 = 11.33 \text{ MPa}$ = devre kesme basıncı ($p3$ 'den % 15 daha az)

$p3 = \frac{11.33 \text{ MPa} \times 100}{85} = 13.33 \text{ MPa}$ (133.3 bar)

Hesaplanan parametreler için, akümülatör boyutlama tablosunu kullanarak bulunan uygun akümülatör boyutu 10 litredir (nominal); çalışma hacmi (V_w) yaklaşık olarak 0.95 litredir.

15 Arıza bulma

Not: Hidrolik sistemde mineral yağ dışındaki bir akışkan kullanıldığında, arıza bulma işlemleri için daima aynı akışkan kullanılmalıdır.

Pompa gürültülü çalışıyor.

Sebepler

Sistem hava alıyor.

Giriş yağında hava kabarcıkları var.

Kavitasyon. (Yeterince yağ gelmemesi halinde pompada boşluk oluşması.)

Gevşek veya yıpranmış pompa aksamı.

Tutukluk yapan pompa vanaları, valfler, pistonlar, vb.

Ne yapmalı?

Yağ deposunun normal seviyesine kadar tamamen dolu olduğundan ve deponun yağ çıkış deliğinin, yağın yüzeyinin altında bulunduğundan emin olun. Pompa mili keçesini veya salmastasını, boru ve akışkan taşıyıcı donanımın rakorlarını ve sisteme hava sızıtmasına neden olabilecek diğer ilgili alanların tümünü kontrol ve muayene edin. Giriş tarafında şüphe edilen bir hava girişinin varlığını araştırmanın iyi bir yöntemi, şüpheli alana yağ akıtmaktır. Pompanın gürültüsünün kesilmesi, sızıntıyı bulduğunuzun belirtisidir.

Yağın seviyesi düşükse veya depoya dönüş hattı yağ seviyesinin üstünde yer almakta ise, depodaki yağın içerisinde hava kabarcıkları görünür. Yağın seviyesini ve dönüş hattının konumunu kontrol edin.

Giriş hattında tıkanıklık veya daralmaya bağlı kısıntılı geçiş olup olmadığını, veya depoda tıkalı havalandırma girişi olup olmadığını kontrol edin. Emme hortumunun kaplamasının tel koruyucu takviyesinden ayrılıp ayrılmadığını kontrol edin. Giriş hattındaki süzgeçleri kontrol ediniz. Yağın viskozite derecesi çok yüksek olabilir, yağ üreticisinin önerilerine müracaat edin.

Öncelikle pompa üreticisinin bakım talimatlarını tetkik edin. Görülen her somunu sıkılaştırmak, sızıntıyı durdurmak için bir çözüm yöntemi olmayabilir. Aşınmış contalar ve keçeler olup olmadığını araştırın, gerekiyorsa aşınmış contaları ve keçeleri değiştirin. Parçalarda oluşan aşınmayı genel olarak telafi etmenin yolu yoktur, daima en iyi yöntem, aşınan parçayı değiştirmektir. Yağ, uygun olmayan cins veya kalitede olabilir, üreticisinin önerilerine müracaat edin.

Aksam madeni talaş, lif parçacıkları, vb. nedeni ile tutukluk yapmış olabilir. Böyle bir durum söz konusu ise, ilgili aksamı sökün ve iyice temizleyin. İşleyen yüzeyler üzerinde, ege,

Çok kirli filtre veya süzgeç, çok küçük filtre.

Pompa çok hızlı çalışıyor.

Pompa, tahrik motoru ile aynı ekseninde değil.

Pompa basmıyor

Sebep

Pompa mili yanlış yönde dönüyor.

Giriş tıkalı.

Düşük yağ seviyesi.

Giriş tarafında hava kaçağı.

Pompa mili çok yavaş dönüyor.

zımpara, çelik çekiç, vb. aletler kullanmayın. Lastikler, yapışkanlar, vernikler ve lâklar gibi yağ bozucu ürünleri, tutukluğun nedeni olabilir. Aksama bir çözücüyle iyice temizleyin ve toplamadan önce iyice kurutun. Korozyon veya pas yüzünden tutuk olan aksam, olasılıkla değiştirilmek durumundadır. Yağın bozuşmaya karşı yeterince dirençli olup olmadığını araştırın ve korozyon ve pasa karşı etkin ve uygun önlemler alın.

Etkin ve uygun bir akış temin edebilmek için, filtre ve süzgeçlerin yeterince temiz bulundurulması gereklidir. Filtre kapasitesini kontrol edin. Orijinal filtrenin yerine, daha küçük kapasiteli bir filtre takılıp takılmadığını kontrol edin. Hızlı bir şekilde çamursu tortu oluşumuna neden olmayacak nitelikte, yüksek kaliteli yağ kullanılmasına özen gösterin.

Önerilmiş olan hızı tespit edin. Kasnak ve dişli boyutlarını kontrol edin. Herhangi birisinin, önerilen hızdan daha farklı hıza sahip bir motor monte etmediğinden emin olun.

Eksen kontrolü yapın. Eksen hatası, sıcaklığa bağlı şekil değişiminden kaynaklanabilir.

Ne yapmalı?

Derhal motoru durdurun. Bazı tür pompalar, herhangi bir hasar oluşmaksızın her iki yönde de dönebilirler, ancak diğer bazı tür pompalar yalnızca tek bir yönde dönecek şekilde tasarlanmıştır. Kayışları, kasnakları, dişlileri ve motor bağlantılarını kontrol edin. Trifaze motorlarda giriş kutuplarının ters bağlanması, ters yönde dönme olayının en sık rastlanan sebebinin oluşurur.

Depodan pompaya gelen hattı kontrol ve muayene edin. Filtre ve süzgeçlerin tıkalı olmadığından emin olun.

Yağın depoda önerilen seviyeye kadar dolu olduğundan emin olunuz. Yağ giriş hattı, depodaki yağ seviyesinin altında kalmalıdır.

Pompaya herhangi bir şekilde, az miktarda bile hava kaçağı olursa, pompa gürültü çıkartarak çalışacaktır. Kaçak ihtimalinden şüphe edilen alanlara yağ sürün, çalışmadaki gürültünün kesilmesi, pompanın hava yaptığının belirtisidir.

Bazı pompa türleri çok değişik hızlarda yağ pompalarlar, diğer bazı türlerin ise, gerekli akış debisini sağlayabilmek için, önerilen devir hızlarında dönmeleri gereklidir. Öncelikle pompa üreticisinin önerdiği hızı öğrenin ve pompanın dönme

Yağ çok kalın.

Mekanik arıza (kırık mil, gevşek kaplin, vs.).

Pompanın etrafında kaçak

Sebep

Aşınmış keçe.

Emiş hattında yağın köpüklenmesi.

Aşırı ısınma

Sebep

Yağın viskozite derecesi çok yüksek.

hızını, mümkünse bir hız ölçer ile ölçün. Eğer hız çok düşükse, tahrik motorunda arıza olup olmadığını araştırın.

Yağ çok kalın olduğunda, bazı pompa türleri başlatma durumuna geçemezler. Karşılaştırma yapabilmek için, uygun viskozite derecesine sahip olduğu bilinen bir yağ kullanarak, gayet etkin bir kontrol yapabilmemiz mümkündür. Aynı ısı derecesinde bulunan her iki yağdan birer litrelik miktarı, küçük bir huniden süzölmeye bırakın. Kalın yağ, açıkça belirgin bir gecikmeyle, süzülerek boşalma işini tamamlayabilecektir. Çok kalın yağ, hidrolik sistemlere büyük hasarlar verebilir. Kalın yağı sistemden boşaltın ve yerine uygun viskozite dereceli yağ ikmal yapın.

Mekanik arızanın oluşumundan çok kısa bir süre sonra, kolaylıkla tespit edilebilecek yeni sesler ortaya çıkar. Sistemi sökmek için gereksinim duyarsanız, üreticinin yazılı talimatlarına uygun olarak hareket ediniz.

Ne yapmalı?

Keçe kovanını sıkıştırın veya keçeyi yenisi ile değiştirin. Arıza, yağın içerisinde bulunan aşındırıcı öğelerden kaynaklanabilir. Böyle bir arızadan şüphe ederseniz, aşındırıcı öğelerin sisteme girebilecekleri alanlarda etkin ve titiz bir kontrol yapın.

Her ne kadar gerekli olmasa da, sistemin emiş tarafında hafif bir basınç oluşumu, çoğunlukla iyiye işarettir. Hafif köpüklenme düzeyinin biraz fazla artması halinde, sızıntı olayı baş gösterebilir. Köpüklenme istenmediği takdirde, aksamın düzenlenmesi ona göre yapılabilir. Diğer durumlardaki sızıntıdan endişe etmeyin. Pompayı düzenli aralıklarla silin, ve mümkün olduğu takdirde bir damlama tavasını pompanın altına yerleştirin. Yağın zemine akmasına izin vermeyin.

Ne yapmalı?

Yağlarla ilgili önerilere müracaat edin. Sistemde kullanılmakta olan yağın viskozite derecesinin uygun olduğundan emin değilseniz, en iyisi sistemdeki yağı boşaltmak ve yerine uygun viskozite dereceli yağ koymak olacaktır. Olağandışı ısı koşulları, "çalışma ısısı" için uygun viskozite derecesine sahip yağın, pompa girişinden önce çok ağır kıvamlı (kalın) duruma gelmesine neden olabilir. Bu durumda, daha yüksek viskozite

Çok fazla iç kaçak.

derecesine sahip bir yağ kullanmak, sorunu çözümlenebilir.

Aşınmış ve gevşek keçelerin varlığını araştırın. Üretici önerilerine müracaat edin. Olağandışı çalışma koşulları altında; meydana gelen sıcaklık, tavsiye edilen viskozite derecesindeki yağın, viskozite derecesinin azalmasına neden olacak kadar yükselebilir. Önerilenden daha yüksek viskozite derecesine sahip bir yağ kullanırsanız, çok tedbirli davranın.

Aşırı tahliye basıncı.

Yağın viskozite derecesinin uygun olduğunun saptanması halinde, arıza tahliye valfinin çok yüksek ayarından kaynaklanıyor olabilir; durum böyle ise, yeniden valf ayarı yapın.

Kötü alıştırmış pompa aksamı.

Aksamın uyumunun yetersizliği, olmaması gereken bir sürtünmeye neden olabilir. Aşırı düzeyde sürtünme belirtilerinin varlığını araştırın ve tüm aksamın birbirleriyle uyumlu çalışacak şekilde merkezlenmiş ve hizalanmış olmaları hususunu kontrol edin.

Tıkanmış yağ soğutucusu.

Yağ soğutucusu ile donatılmış olan herhangi bir makinede, normal olarak yükselen sıcaklık derecelerinin, yağ soğutucusunun geçiş kanallarında tıkanıklık varsa, daha da yükselebilecekleri beklenmelidir. Yağ soğutucusunda bir tıkanıklık tespit ederseniz, basınçlı hava ile üfleyerek bu tıkanıklığı açmaya çalışın. Bu yöntemle bir sonuç alamazsanız, çözücü kullanın.

Yetersiz yağ.

Yağ miktarı yetersizse, noksan yağın tamamlanması, sorunun giderilmesini mümkün kılar. Yağ yetersizliği, özellikle yağ soğutucusu ile donatılmamış makinelerde, yağın sıcaklığının artmasına sebep olur. Yağın tam gereken miktarda ikmal edilmiş olduğundan emin olun.

Hatalı hareket

Sebepler

Valfler, pistonlar, vb., tutuk.

Ne yapmalı?

Öncelikle; mil hiza hatası, aşınmış yataklar, vb. mekanik arızaların, şüpheli alanlardaki varlığını araştırın. Sonra; kir, yağ çökelti çamuru, vernik ve lak gibi, yağın bozuşma ürünlerinin varlığını araştırın. Mekanik arızaların giderilmesi için, aksamı değiştirebilirsiniz, ancak bu arızaların çoğunlukla uygun olmayan yağların kullanılmasından kaynaklandığını unutmayın.

Makineye yol verildiğinde (ilk çalıştırma) devir düşüklüğü.

Devir düşüklüğü, çoğunlukla başlatma sıcaklık derecesinde, yağın çok ağır kıvamlı (kalın) olmasından kaynaklanır. Birkaç dakika bu şekilde çalıştırarak, durumu geçiştirebilmeniz mümkün olursa, yağ tatmin edici çalışma düzenini sağlayacak düzeyde inceleyebilir. Ancak, yağ buna rağmen incelmiyorsa veya dış ortam sıcaklık derecesi göreceli olarak düşükse, daha

düşük akma noktasına, daha hafif viskoziteye veya belki daha yüksek V.E. değerine sahip yağları kullanmaya yönebilirsiniz. Böylesi normal dışı çalışma koşullarında, bazı hallerde yağın ön-ısıtması için, daldırma tipi yağ ısıtıcıları kullanılabilir.

Düşük sistem basıncı

Devre üzerine monte edilebilir türden bir hidrolik test aygıtının kullanılması mümkünse, bu aygıt tahliye valfi ile sistem arasına monte edilmelidir. Bu sayede; sistemin tahliye valfinin ayarlanabilmesi için, değişik basınç değerlerinde, pompanın akış debisinin ölçülmesi mümkün olacaktır. Elde edilen ölçüm sonuçları, önerilen uygun değerlerle karşılaştırılmalıdır.

Sebebi

Açık durumda tutuk tahliye valfi.

Tahliye valfi açık durumda bloke olmuş.

Sistemde kaçak.

Kırık, aşınmış veya tutuk pompa aksamı.

Ne yapmalı?

Tahliye valfinin ayarı çok düşük tutulmuşsa; yağ, pompadan tahliye valfine ve oradan da, esas olarak ulaşması gereken alanlara ulaşma imkanı bulamadan, tekrar yağ deposuna geri döner. Tahliye valfi ayarının kontrol edilebilmesi için, tahliye valfinin ilerisinde kalan hattı kapatın ve bir basınç ölçer ile sistem hat basıncını ölçün.

Valfte pislik veya yağ çökelti çamuru olup olmadığını araştırın. Valf herhangi bir şekilde kirli durumda ise, valfi söküp iyice temizleyin. Tutuk bir valf, sistemde kirli veya bozmuş bir yağın varlığının göstergesi olabilir. Bu nedenle, sistemdeki yağın bozuşmaya karşı yeterli dirence sahip olduğundan emin olun.

Kaçak olup olmadığını tespit etmek için tüm sistemi muayene edin. Açıktaki tüm önemli kaçaklar kolaylıkla tespit edilebilir, ancak kaçaklar çoğunlukla gözden saklı alanlardadır. Kaçak testi için uygulanacak rutin bir yöntem, tahliye hattı üzerine ve pompanın hemen yakın civarına bir basınç ölçer yerleştirmek ve adım adım devrenin ilerideki kısımlarını kapatmaktır. Basınç ölçer kadranında basınç değerinin düşmesi, kaçağın kapatılan nokta ile basınç ölçer arasında bulunduğu gös-tergesidir.

Bir basınç ölçer yerleştirin ve sistemi, hemen tahliye valfinin önceki kısmında kapatınız. Kayda değer bir basınç yükselmesi izlenmiyorsa ve tahliye valfi düzgün görev yapıyorsa, pompa da mekanik bir arıza olup olmadığını araştırın. Aşınmış ve kırık aksamı değiştirin.

Kontrol valf ayarının yanlış yapılması; yağın "kısa devre" yaparak depoya dönmesi.

Eğer açık merkez yön kontrol valfleri; istem dışı nötr konuma gelirse, yağ, ulaşması gereken kullanım alanlarına ulaşmadan, hiçbir dirençle karşılaşmaksızın tekrar yağ deposuna geri dönecek ve çok küçük bir basınç yükselmesi izlenebilecektir. Bu arızanın, kullanım ömrü sona ermiş kontrol valfi pistonlarından veya silindirlerinden kaynaklanması mümkündür. Aşınmış aksamı değiştirin.

16 Hidrolik güç sistemleri için pnömatik kademe sayacı devresi tasarımı

Pnömatik uygulama mühendislerinin bugüne kadar, nispeten çok sayıda art arda gelen işlem sıralı endüstriyel çağdaş hidrolik sistemleri neredeyse tamamen gözardı etmiş olmaları şaşırtıcı ve hatta bir dereceye kadar esef vericidir. Uzun bir süredir, pnömatik ön uyarı hareketlendirmeli hidrolik yön kontrol valflerinin piyasadan rahatlıkla sağlanabiliyor olmasına rağmen, bu durum söz konusudur. Olay esas itibarıyla, akışkan gücü eğitim ve öğretim programlarının yetersizliği olarak mütalaa edilebilir. Pnömatik devre tasarımcısı; kendi devre kontrol alanında az veya çok hakimiyet sahibidir, ancak şimdiye kadar pnömatik kontrolleri hidrolik kontrollerle birleştirme bilgisini kazanmak hususunda oldukça sıkıntı çekmiştir.

Diğer taraftan, hidrolik uygulama mühendisi veya devre tasarımcısı da övgüyü hak etmemektedir. Kural olarak tasarımcı, kendi sistemlerini, teknik özelliklerle belirlenen kuvvet, hız ve güç koşullarına göre tasarlar ve geri kalan sıralama kontrol konuları ile uğraşp didinmeyi elektrik mühendisine bırakır. Bu düşünce biçimine bir son verilmeli ve pnömatik kontrol mantığı sıralamalı ve birleştirmeli hidrolik güç sistemleri, ideal bir pnömatik kontrol alternatifi olarak ön plana çıkartılmalıdır.

Sebepler şöylece sıralanabilir:

- Pnömatik ön uyarı hareketlendirmeli yön kontrol valflerinin kullanım ömrü, solenoid valflerinden çok daha uzundur. "Yanma", solenoidlerin sık görülen bir sorunudur ve yenilenmeleri de, kayıp üretim ve solenoid değiştirme maliyetlerinin yüksek olması yüzünden, oldukça pahalıya mal olmaktadır.
- Pnömatik ön uyarı hareketlendirmeli valflerin tepki süresi 5-10 milisaniyedir, oysa benzeri solenoid valflerinki yalnızca 30-50 milisaniye düzeyine kadar çıkabilmektedir.
- Pnömatik kontrol devrelerinde infilak ve yangın tehlikesi yoktur ve uygulamaların çoğunda, pnömatik makine kontrolü toplam paket olarak, solenoidler ve kontaktör rölelerle donatılan elektrik devrelerine göre, % 20-30 daha ucuzdur.
- Pnömatik tesisatlar için kablo boruları veya kanallarına gereksinim yoktur ve pnömatik valflerin devre alınması için kullanılan pratik etkili bağlantılar, iş gücü maliyetini en aza indirmiştir.
- Pnömatik aksam üreticilerinin pek çoğu, özel olarak iş özelliklerine uyum sağlayacak şekilde tasarlanan ve imal edilen komple kontrol setleri sağlamaktadır. Valflerin tümü, bir kontrol kabini içerisinde temiz ve düzgün şekilde düzenlenmiştir. Parça listeleri, devre şemaları ve işletme kılavuzları, genel olarak bu tip setlerle birlikte verilmektedir.
- Günümüzde kontaklı algılayıcılar, ara birim elemanları, yüksek hızlı pnömatik sayaç elemanları ve birleşik mantık modülleri de dahil olmak üzere, kullanılan çeşitli dayanıklı açma/kapama aksamı, pek çok endüstriyel hidrolik sistemde pnömatik kontrol donanımının en iyi seçim olarak kabul edilmesini sağlamaktadır.
- Pnömatik kontrol devrelerinin tasarımı, tesis edilmesi ve bakımı, özel ehliyetli teknisyenlere gereksinim göstermez. Hidrolik devrenin bakım hizmetini veren personel, aynı zamanda pnömatik kontrol devresinin bakım ve hizmetleri için de kullanılabilir. Böylece sınırlayıcı sorunlar da ortadan kaldırılmış olur.

Pnömatik devre tasarımcıları, hidrolik sistemler hakkında neleri bilmelidir

Pnömatik sistemlerin aksine, endüstriyel hidrolik güç sistemleri devamlı surette güç tüketirler. İlk

hareketlendirici, pompayı tahrik etme işlevini sürdürdüğü sürece, hidrolik enerji üretilir ve hidrolik sistemde pompa debisine direnç teşkil edecek surette bir basınç gelişir. Bu pompa debisi, hidrolik güçle tahrik edilen makinelerin aktif olmadıkları süreler içerisinde, durdurulmaz veya tanka geri döndürülemezse, hidrolik sistem hasar görebilir. Makinelerin aktif olmadığı dönemler; hareketlendiricinin durdurulduğu veya kontrol sıralamasının sonuna erişildiği durumları veya kontrol sıralaması içerisindeki zaman gecikmesi sürelerini ifade ederler. Gücün israf edilmesini, akışkan sıcaklık derecesinin aşırı bir düzeye yükselmesini ve bunun sonucu olarak sistemin hasara uğramasını önlemek için, hidrolik kontrol devre tasarımcıları, Şekil 230' da gösterilen pompa debi kontrol yöntemlerinden birisini kullanırlar. Böylesi güç tasarruflu hidrolik sistemlerde, makinelerin aktif olmadığı dönemlerde azami basıncın sabit düzeyde sürdürülmesi veya düşürülmesi arasındaki fark gözönünde bulundurulmalıdır :

- sabit düzeyde sürdürülür. (Silindirlerdeki basınç aynı düzeyde tutulmaya devam edilir, Şekil 230 a ve d.);
- düşürülür. (Sistem basıncı sıfıra düşürülür, Şekil 230 b ve c.)

Her iki durumda da, pompa debisi durdurulmuş veya depoya geri dönüşü sağlanmıştır ve pompanın güç girişi hemen hemen sıfırdır. Şekil 230 a ve d'deki kontrol sistemlerinde, pompanın debisi ve sistemin basıncı otomatik olarak kontrol edilmektedir ve bu nedenle pnömatik sıralama kontrolü ile entegrasyon (bütünleşme) gereksinimi yoktur. Şekil 230 b ve c'deki kontrol sistemleri, yön kontrol valfleri ile çalışırlar ve bu nedenle pnömatik sıralama kontrolü ile bütünleşme gereksinimi mevcuttur.

Üç konumlu valfler

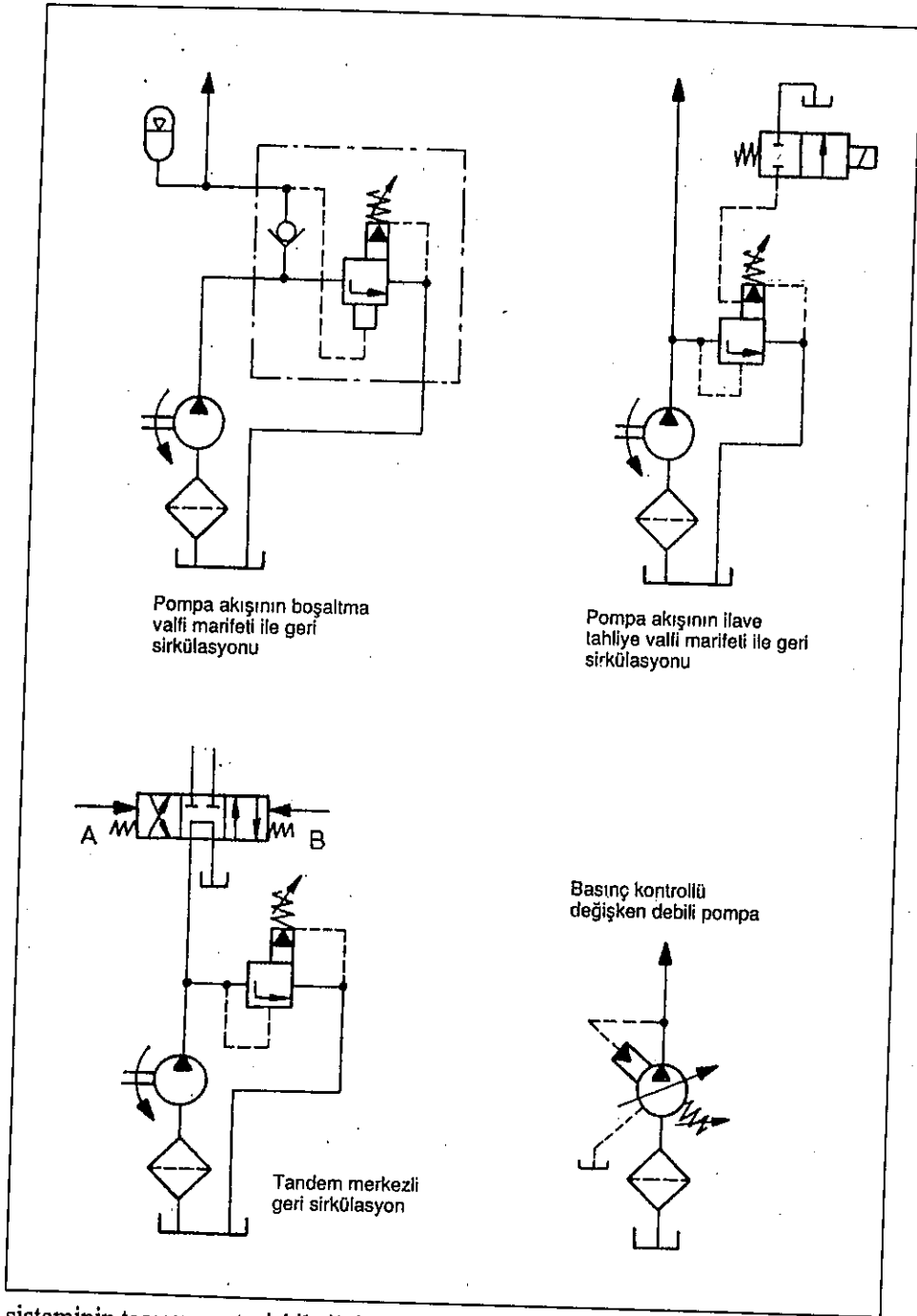
Üç konumlu pilot kumandalı valfler, yalnızca her iki pilot sinyalin mevcut olmadığı merkezi konumu seçebilirler. Bu nedenle her üç valf, pilot sinyaller kaybolduğunda, merkezi konumu otomatik olarak seçeceklerdir. Bu nedenle böylesi hidrolik yön kontrol valflerine (üç konumlu) kumanda etme olanağı sağlayan pnömatik pilot sinyaller, hidrolik devrenin zorlayıcı taleplerine uyum sağlamak için, dikkatle zamanlama işlemine tabi tutulmalı ve kesin bir süre içinde işlev görecektir şekilde düzenlenmiş olmalıdır (Şekil 243-245'e bakınız).

Kademe sayacı yöntemi ile tasarlanmış pnömatik sıralama kontrol sistemleri, bir sonraki sıralama kademesi başlatılır başlatılmaz, pilot sinyalleri iptal ederler. Pilot kumandalı üç konumlu hidrolik valfleri kontrol etmek üzere, kademe sayacı sistemlerinin kullanıldığı yerlerde, pnömatik pilotu tutmak amacı ile ilave hafızalı valflerin kullanılmasına gereksinim vardır ve söz konusu hafızaya alınmış pilot sinyallerin iptali, aksi yöndeki pilot sinyal belirginleşinceye veya yön kontrol valfinin merkezi konumunun seçim durumu oluşuncaya kadar, meydana gelmemelidir (Şekil 243).

Endüstriyel hidrolik sistemlerde (özellikle takım tezgahlarının kontrol devrelerinde), üç konumlu yön kontrol valflerinin kullanılmasına özellikle gereksinim vardır. Bu nedenle hidrolik ve pnömatik sistemleri başarılı bir biçimde birbirine uyandırabilen ve kaynaştırabilen için, pnömatik sistem tasarımcıları en azından çoğunlukla ve yaygın olarak kullanılan basınç ve akış kontrol valflerinin fonksiyonları ve çalışmaları konusunda bazı bilgiler edinmelidirler.

Dönüşüm-zaman diyagramı (kademe-hareket diyagramı)

Dönüşüm-zaman diyagramı, doğrusal akışkan güç hareketlendiricilerinin çalıştığı hareket sıralamasının (kademe sıralaması) basit ve kolaylıkla anlaşılacak şekilde grafik gösterim biçimidir. Makine tasarımcısı hareket sıralamasını belirler ve yol-zaman diyagramını çizer, böylece toplam kontrol



Şekil 230 Sistem basıncının ve pompa tahliyesinin kontrol yöntemleri.

sisteminin tasarım ve tesisi ile ilgili bütün aksam arasında, karşılıklı münasebet ve tasarım bazında bir veri oluşturur.

Dönüşüm-zaman diyagramı düzenlenirken, aşağıdaki hususlar göz önünde tutulmalıdır:

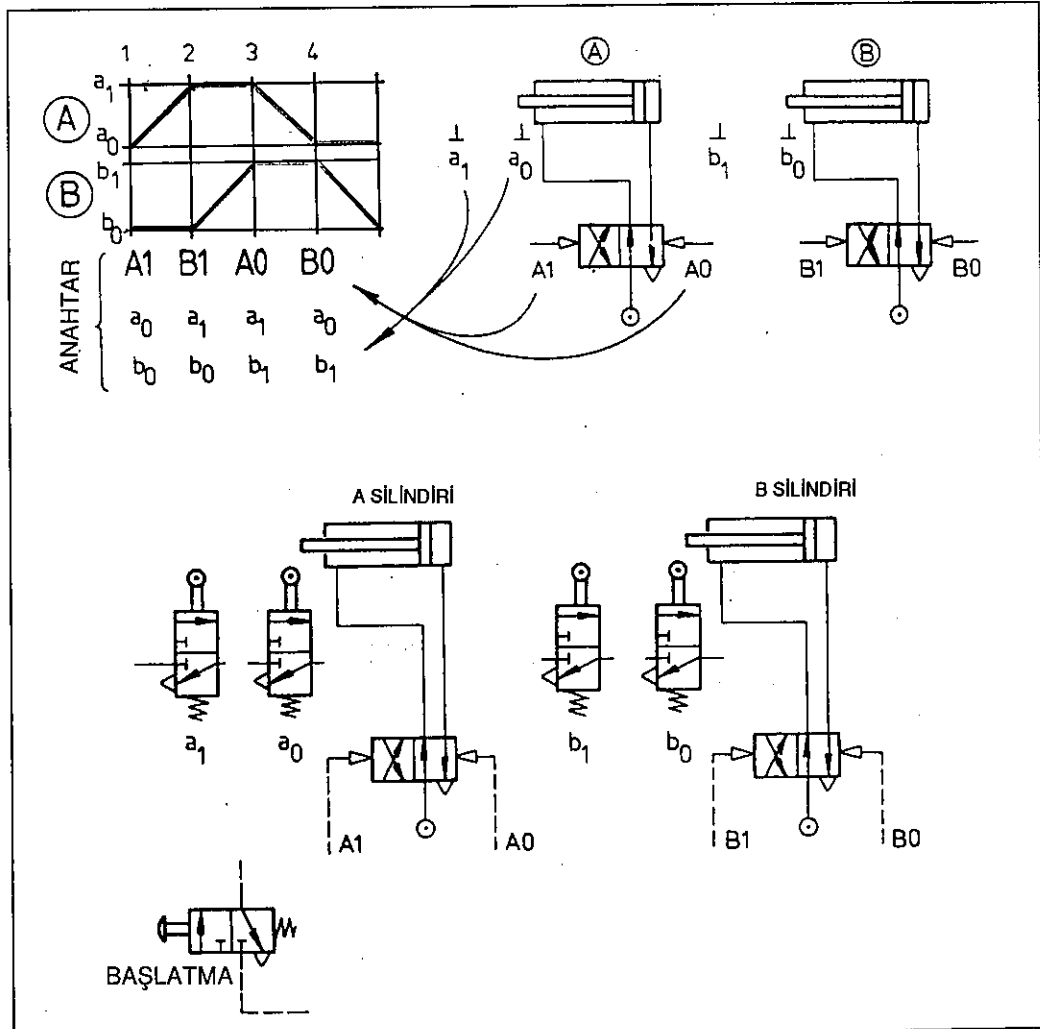
- Kademe kumandaları düşey çizgilerle (zaman çizgileri), silindirlerin yön ve hız değerleri ise eğik çizgilerle gösterilir (Şekil 231).
- Sıralama kademelerinin numaraları, kademe kumanda çizgilerinin üstüne yazılır. Zaman gecikme süreleri T harfi ile gösterilir (Şekil 231) ve strok uzunluğu, makinenin sıralaması üzerinde

etkili olmadığından, eşit olarak kabul edilir.

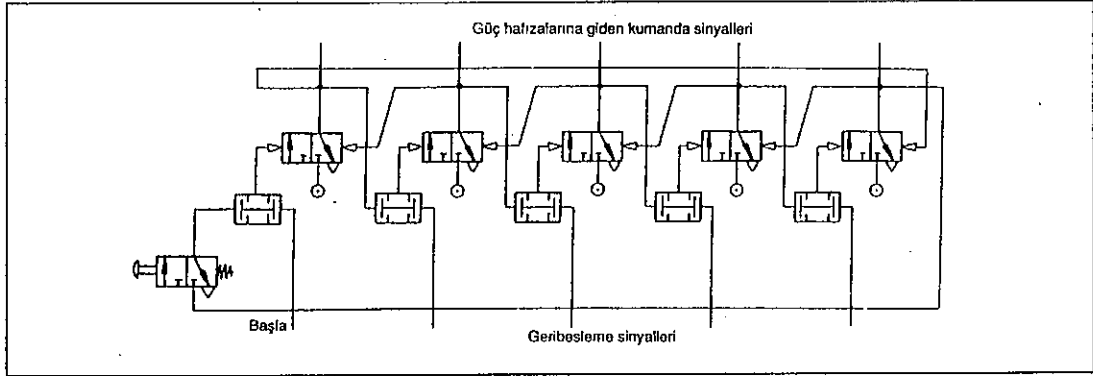
- Yatay çizgiler strok limitlerini gösterir ve strok ucunda yer alan limit valflerini temsil eden harflerle işaretlenir (konum sıralaması).
- Devre ve sinyal işaretlemesi ikili (biner) sisteme dayanır, buna göre silindir işlevi mantık 1 ve geri çekilme mantık 0 ifadeleri ile işaretlenmiştir. Örneğin, A1 sinyal kumandası, A silindirin ilerlemesine sebep olur. a₁ sınır valfi bu ilerlemeyi teyit eder. A0 sinyal kumandası A silindirin geri çekilmesini sağlar ve a₀ sınır valfi geribeslemesi bu hareket süresinin tamamlanmış olduğunu teyit eder.

Kademe sayacı devre tasarımı

Kademe sayacı devresi, her sıralama kademesine (dönüşüm-zaman diyagramında tanımlanan) bir modülün yerleştirildiği, bir bütünleşme devre blokları veya modülleri zincirinden ibaret, bir modüler devre tasarımı kavramına dayanır. Kademe sayacının (bazen kayma yazıcısı veya kademe sıralayıcı olarak adlandırılır) basitliği, modüllerinin yapısından ve bu modüllerin bir sıralama zincirine entegre edilmiş olmasından kaynaklanmaktadır (Şekil 232). Her modül bir "hafıza" valfi ve bir önceden uyarılmış "ve" fonksiyon valfinden oluşmaktadır. "Ve" fonksiyonunun işlev kazanması için gerekli



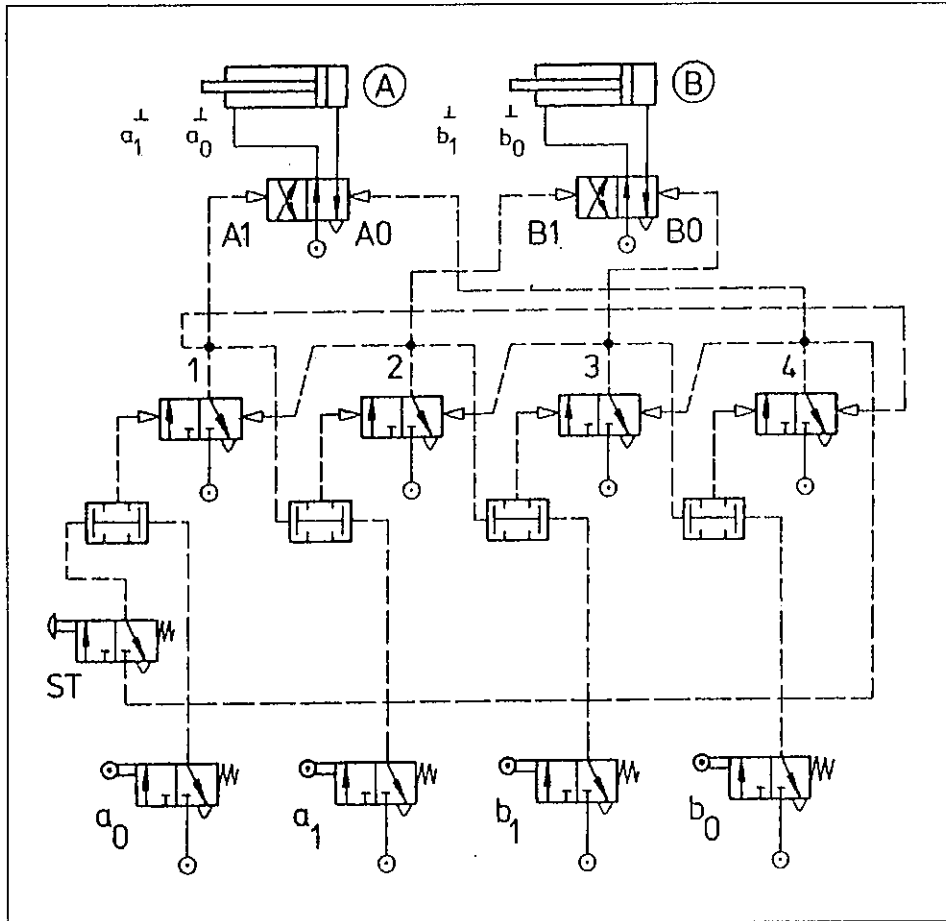
Şekil 231 Çapraz-zaman diyagramı ve devre işaretlemeleri.



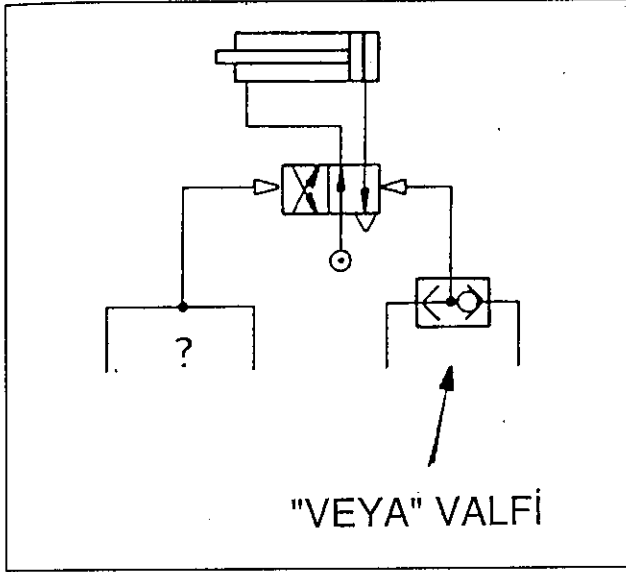
Şekil 232 Entegre kademe sayacı modülleri zinciri.

olan iki sinyal, önceki sıralama kademesinin tamamlanmış olduğunu teyit eden geri besleme sinyali ile önceki kademe sayacı modülünün hafıza valfinden alınan hazırlık sinyalinden ibarettir. "Ve" fonksiyonu, hafızayı "açık" konuma getirir. Hafızanın üç işlevi yerine getirmesi gerekir: Silindirleri işleve sokma veya geri çekme sinyal kumandası ile, güç hafıza valflerini (yön kontrol valfleri) sağlar; önceki kademe sayacı modülündeki hafıza valfini tekrar ayarlar; ve hazırlık sinyali ile, zincire bir sonraki kademe sayacı modülünü sokar.

Sıralama programı tamamlandıktan sonra, zincirdeki son modül, ilk modül son modülü yeniden ayarlayıncaya kadar (yeni döngü için başlatma sinyalinin verilmesinden sonra), ayarlı durumda



Şekil 233 Tam bir kademe sayacı kontrol devresi.



Şekil 234

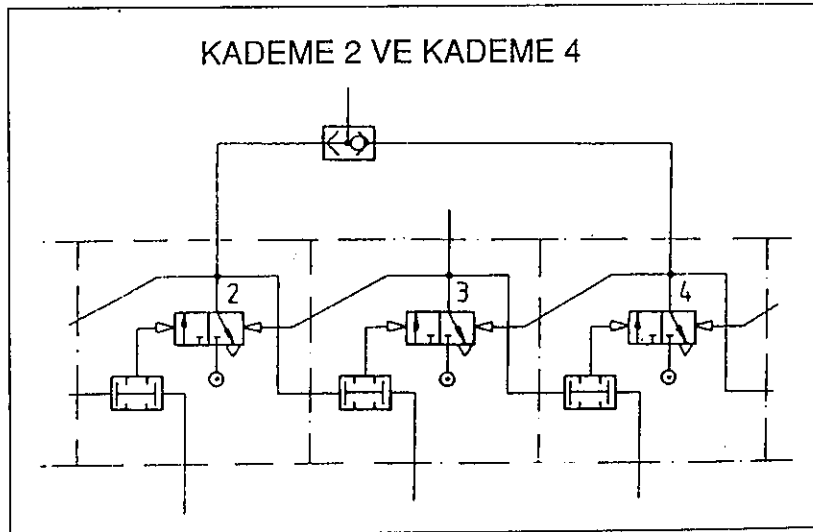
ucunda yer alan valf üzerinden çıkarlar. Bu durum Şekil 234 ve 235'te gösterilmiş olup, devre uygulaması Şekil 236'da verilmiştir.

Eşzamanlı (simültane) hareketlendirici hareketleri

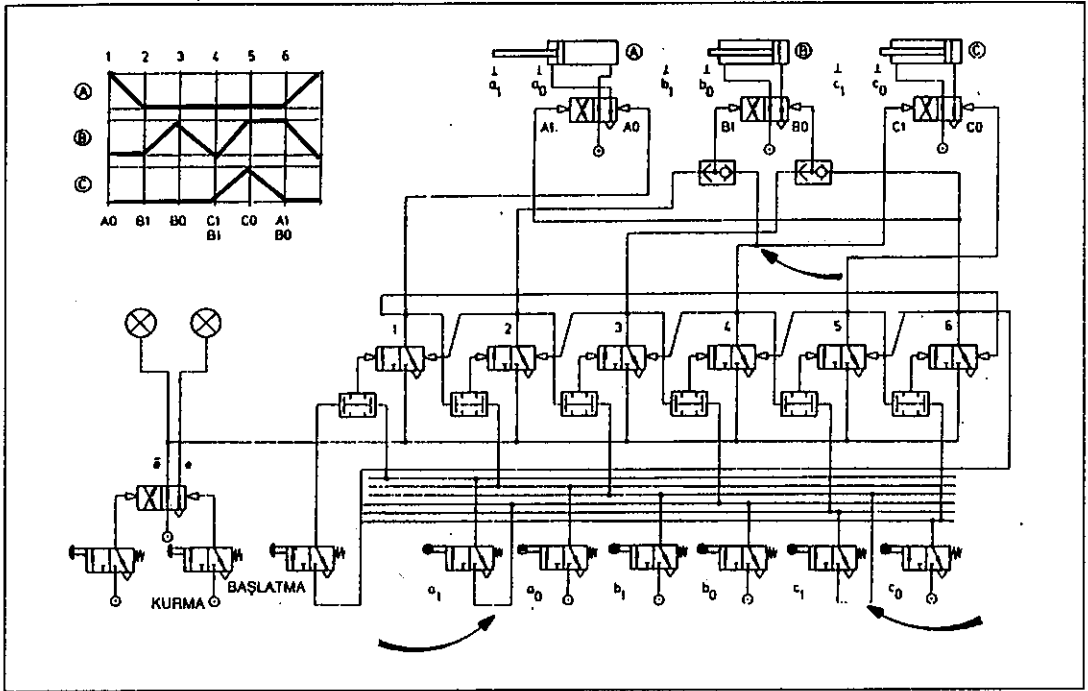
Bir sıralama kademe modülünün birden çok silindire kumanda etmesi durumunda (iki veya daha çok silindirden eşzamanlı dönüşüm), özel kademe sayacı modülünden gelen çıkış sinyali basitçe dallanır (Şekil 236'daki oklara bakın) ve eşzamanlı hareketle ilgili güç hafızalarının sinyal kapıları ile birleşir. Eşzamanlı silindir hareketleri kademesinden önce gelen son sıralama kademesi, bütün bu hareketler teyit edilinceye kadar anahtarlama işlemini yapmamalıdır. Bu işlem "ve" fonksiyon valfleri ile, veya mümkün olan durumlarda, seri düzenindeki özel sınır valflerine irtibatlanarak gerçekleştirilir (Şekil 236'daki oklara, Şekil 237'deki ilave "ve" valfine ve Şekil 238'deki dönüşüm-zaman diyagramına bakınız).

Üç konumlu valfler için zaman-gecikmeli sıralama

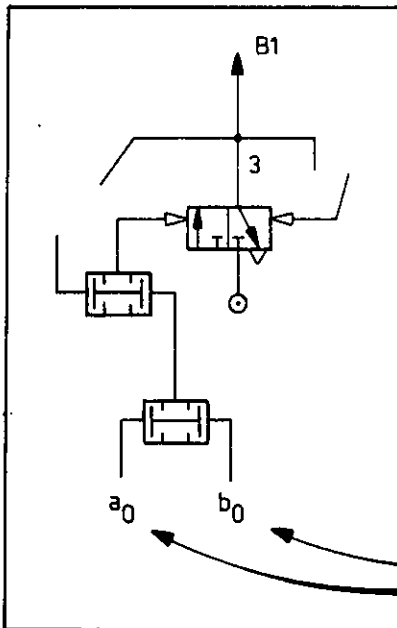
Üç konumlu valfler için zaman-gecikmeli sıralamalı tezgah devrelerinde çoğunlukla rastlanır.



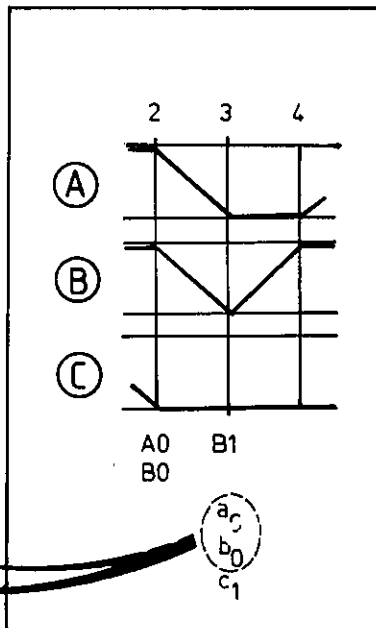
Şekil 235



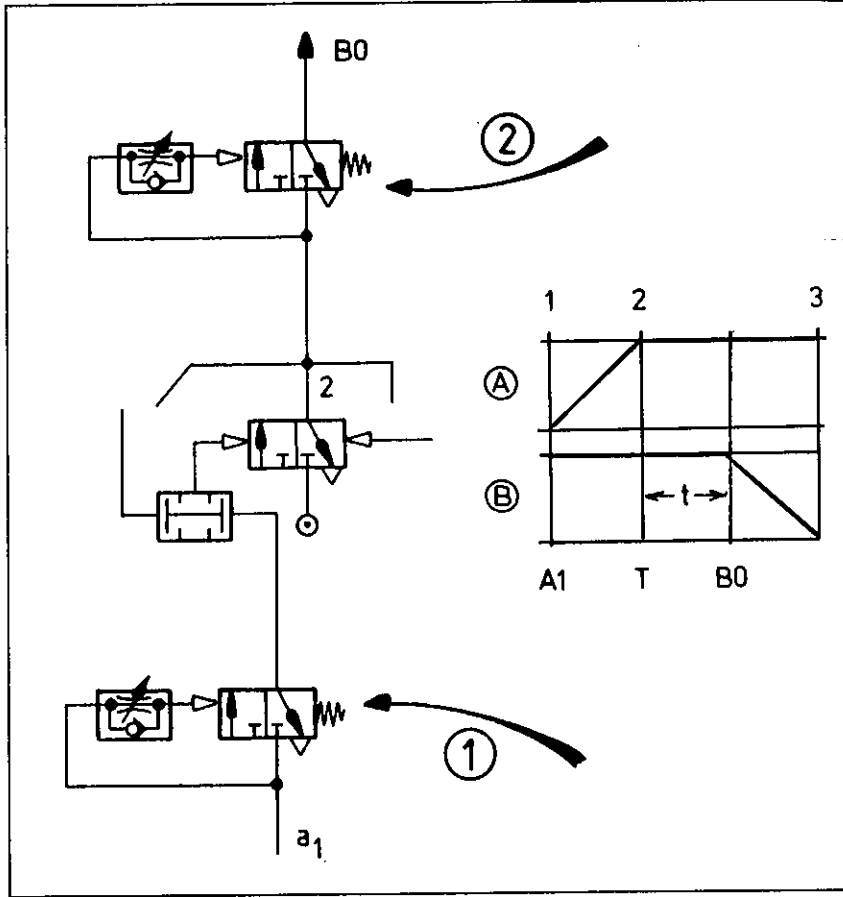
Şekil 236 4 ve 5inci kademelerdeki eşzamanlı hareketlendirici hareketleri ile sıralama kontrolü.



Şekil 237 Eşzamanlı hareketlendirici hareketinden sonra sınır valfi sinyallerinin çok kademeli teyidi.



Şekil 238 Anahtar, çok kademeli teyidi göstermektedir.



Şekil 239 Zamanlayıcının yerleştirilme seçenekleri.

Pnömatik zamanlayıcı, kademe sayacı modülünü yöneten teyit sinyal-hattına (Şekil 239'daki oklara bakınız) veya yön kontrol valflerini yöneten anahtarlama hattına yerleştirilebilir.

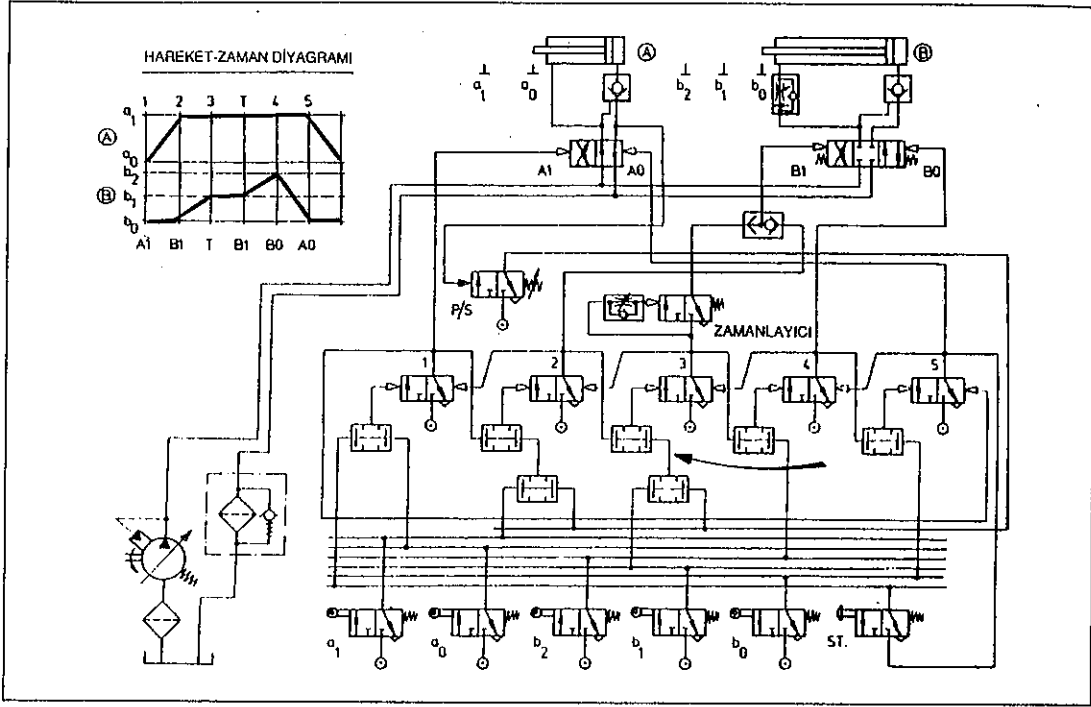
Zamanlayıcının anahtarlama hattına yerleştirilmesi durumunda, yalnızca yön kontrol valfinin anahtarlanması geciktirilmiş, ancak bir önceki kademe sayacı modülündeki sıfırlama geciktirilmemiş olur. Zamanlayıcı teyit sinyali hattına yerleştirildiğinde, hem yön kontrol valfinin anahtarlama işlevi, hem de kademe sayacı modülünün anahtarlama işlevi geciktirilmiş olur. Bu nedenle, pnömatik devre tasarımcıları, hem istenen işlev biçimine göre zamanlayıcı konumlarını değerlendirmek, hem de devre uygulaması için uygun olan konumu seçmek durumundadır.

Örnek devre - 1

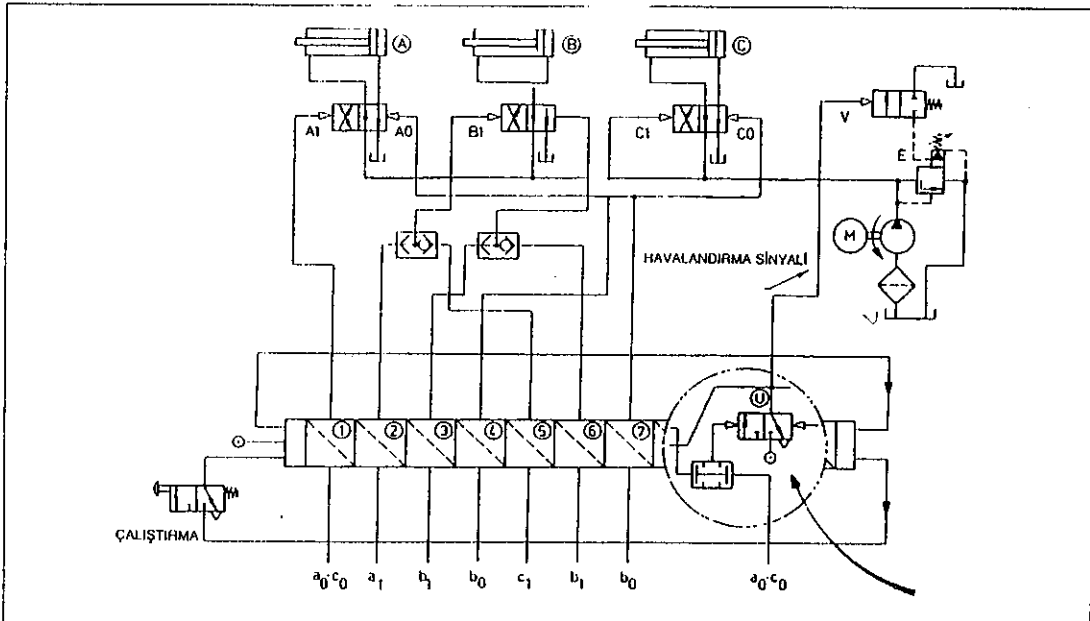
İki hidrolik silindire entegre edilmiş pnömatik kademe sayacı kontrolü. Pnömatik zamanlayıcının yerleştirilmesi hatalı olduğu takdirde (okla gösterilen konumda), B silindiri bu sınır valfinin işlev sınırını, 3ncü sıralama kademesinin bitiminde aşacaktır (Şekil 240).

Örnek devre - 2

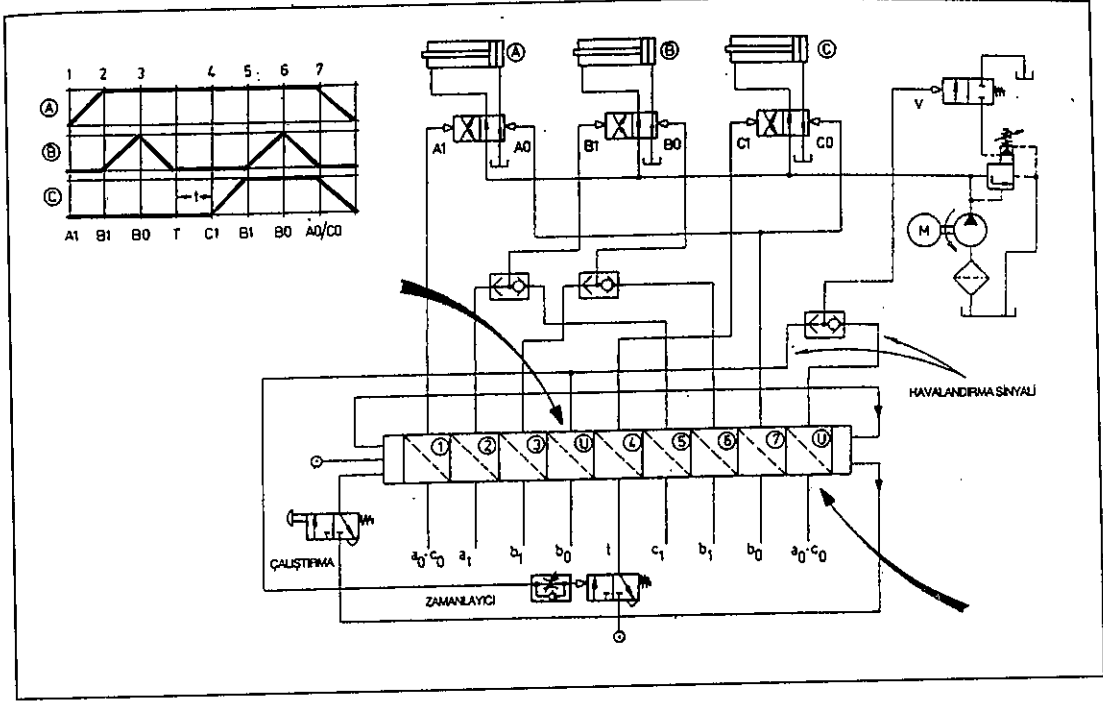
Tespit için A silindiri, matkapla delme için B silindiri ve tezgah tablasının dengelenmesi için C silindirinden oluşan takım tezgahı. A1-B1-B0-C1-B1-B0-CO/AO, şeklindeki sıralaması, bir pnömatik kademe sayacı devresi ile kontrol edilmektedir (Şekil 241). Bir ilave tahliyelili ön uyarılı emniyet valfi, devir sürecinin sonunda, basınç düşürme işlevinin kontrolünü sağlamaktadır. İlave bir kademe sayacı modülü, 7nci sıralama kademesi a_{6,c0} sinyali ile teyit edilir edilmez oluşan pompa



Şekil 240 Örnek devre-1.



Şekil 241 Örnek devre-2: Kademe sayıcı modüller mantık modülleri ile temsil edilmektedir, ancak son modül daire içinde (büyütülmüş olarak) sembolik valf düzenini göstermektedir.



Şekil 242 Örnek devre-3.

basınç düşürme işlevini kontrol etmektedir. (Şekil 241'deki oka bakınız). İnci sıralama kademesini anahtarlama suretiyle, 8'nci kademe sayacı modülü pompa çıkış debisinin tekrar sistem içerisine yönltilmesini sağlamaktadır.

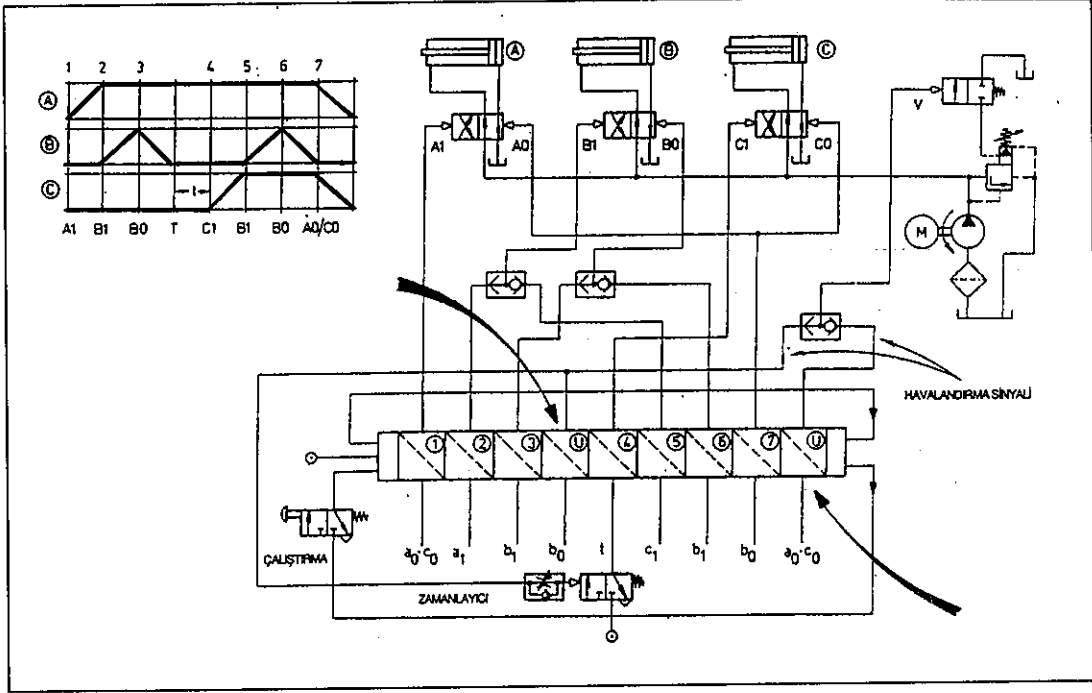
Örnek devre - 3

Şekil 241'de gösterilen kontrol devresine, bir zaman geciktirme fazı ilave edilmiştir. Bu durumda makinenin sıralaması, A1-B1-B0T-B1-B0-C0/A0 sırasını takip etmektedir. Daha önce açıklanmış olduğu gibi, sabit debili hidrolik pompaların her hareketsiz döneminde (devir sonunda veya gecikme süreçlerinde), pompa basınç tahliye işleminin yapılmasına gereksinim vardır. Bu örnekteki pompa basınç tahliyesi, 3'ncü sıralama kademesinin sonunda (zaman gecikmesi süreci) ve 7'nci sıralama kademesinin sonunda (devir sonu) istenmektedir.

Basit ve ekonomik bir anahtarlama çözümü, 3'ncü ve 4'ncü modüller arasında (Şekil 242'deki oka bakınız), ilave bir kademe sayacı modülü yerleştirmek suretiyle getirilmiştir. Bu modül, 3'ncü sıralama kademesi tamamlanır tamamlanmaz, pompanın basınç tahliye işleminin anahtarlama işlemini gerçekleştirir ve aynı zamanda pnömomatik zamanlayıcıyı da çalıştırır. Zamanlayıcı (anahtarlama olmadan sonra), anahtarlama zaman U kademe sayacı modülü tekrar ayarlayan 4'ncü kademe sayacı modülünün teyit sinyalini verir ve pompa akış debisi yeniden sistemin içerisine yönltilir.

Örnek devre - 4

Kontrol sorunu, basınç tahliye yöntemi hariç olmak üzere, aynen örnek 2'deki devre gibidir. Burada, pompa basınç tahliyesi, A hareketlendiricisi tandem merkez valfinin merkezi konumuna anahtarlama suretiyle gerçekleştirilmektedir. A1 pilot sinyalinin zamanından önce iptal edilmesini bertaraf etmek için, bir hafıza valfi ilave edilmiştir. 7'nci sıralama kademesi hafızayı iptal eder, böylece A1 sinyali C0 sinyali ile birlikte karşı etkili A0 sinyalini anahtarlar. Bu hafıza valfi olmaksızın, 2'nci



Şekil 242 Örnek devre-3.

basınç düşürme işlevini kontrol etmektedir. (Şekil 241'deki oka bakınız). İnci sıralama kademesini anahtarlamak suretiyle, 8'nci kademe sayacı modülü pompa çıkış debisinin tekrar sistem içerisine yönltilmesini sağlamaktadır.

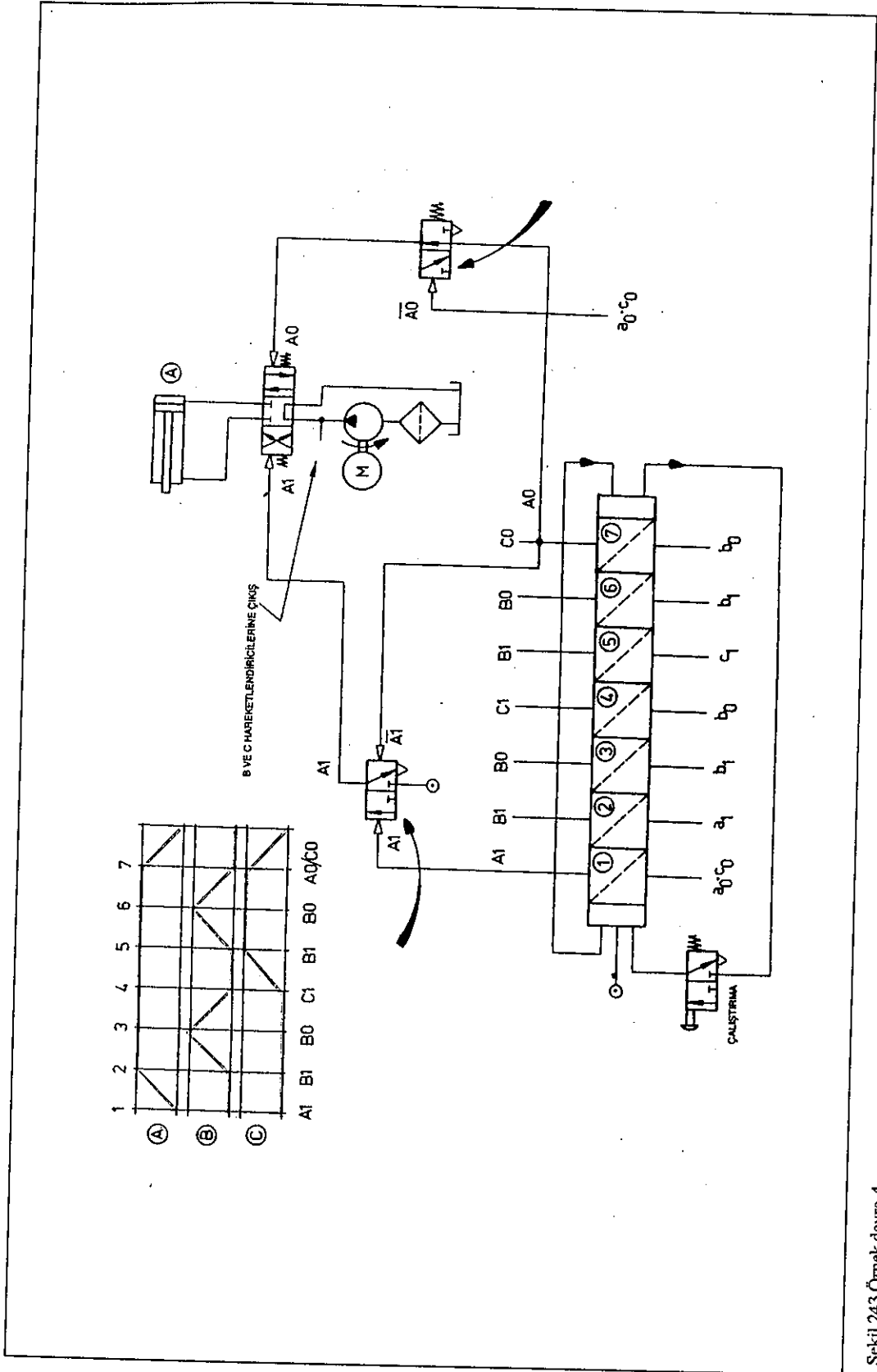
Örnek devre - 3

Şekil 241'de gösterilen kontrol devresine, bir zaman geciktirme fazı ilave edilmiştir. Bu durumda makinenin sıralaması, A1-B1-B0T-B1-B0-C0/A0 sırasını takip etmektedir. Daha önce açıklanmış olduğu gibi, sabit debili hidrolik pompaların her hareketsiz döneminde (devir sonunda veya gecikme süreçlerinde), pompa basınç tahliye işleminin yapılmasına gereksinim vardır. Bu örnekteki pompa basınç tahliyesi, 3ncü sıralama kademesinin sonunda (zaman gecikmesi süreci) ve 7nci sıralama kademesinin sonunda (devir sonu) istenmektedir.

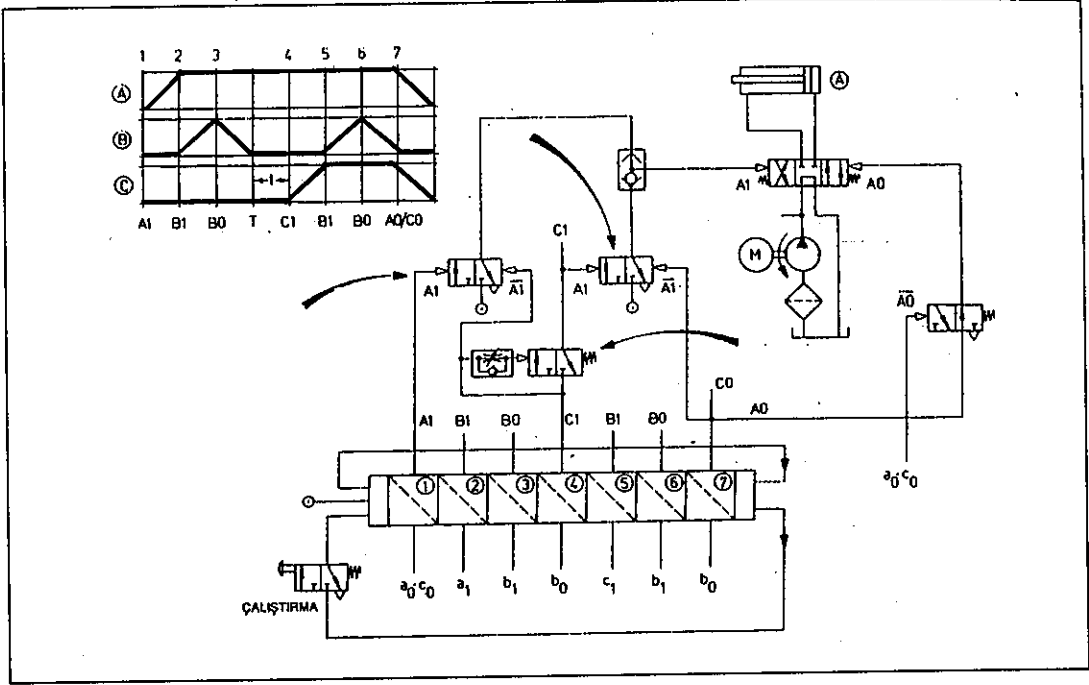
Basit ve ekonomik bir anahtarlama çözümü, 3'ncü ve 4'ncü modüller arasında (Şekil 242'deki oka bakınız), ilave bir kademe sayacı modülü yerleştirmek suretiyle getirilmiş olmaktadır. Bu modül, 3'ncü sıralama kademesi tamamlanır tamamlanmaz, pompanın basınç tahliye işleminin anahtarlama işlemini gerçekleştirir ve aynı zamanda pnömomatik zamanlayıcıyı da çalıştırır. Zamanlayıcı (anahtarlama işlemi tamamlandıktan sonra), anahtarlama işlemi zaman U kademe sayacı modülü tekrar ayarlayan 4'ncü kademe sayacı modülünün teyit sinyalini verir ve pompa akış debisi yeniden sistemin içerisine yönltilir.

Örnek devre - 4

Kontrol sorunu, basınç tahliye yöntemi hariç olmak üzere, aynen örnek 2'deki devre gibidir. Burada, pompa basınç tahliyesi, A hareketlendiricisi tandem merkez valfinin merkezi konumuna anahtarlama suretiyle gerçekleştirilmektedir. A1 pilot sinyalinin zamanından önce iptal edilmesini bertaraf etmek için, bir hafıza valfi ilave edilmiştir. 7nci sıralama kademesi hafızayı iptal eder, böylece A1 sinyali C0 sinyali ile birlikte karşı etkili A0 sinyalini anahtarlar. Bu hafıza valfi olmaksızın, 2nci



Şekil 243 Örnek devre-4.



Şekil 244 Örnek devre-5.

kademe sayacı modülü daha 1'nci kademe sayacı modülünü tekrar ayarlar ayarlamaz, yön kontrol valfi üzerindeki A1 sinyali kaybolur. Böylece üç konumlu valf merkezlenmeye bırakılır ve pompa basıncı tanka tahliye edilir. Son kademe modülünün kendi kendini yeniden ayarladığı kademe sayacı türlerinde, bu durdurma valfine gereksinim yoktur (Şekil 243'e bakınız).

Örnek devre - 5

Bu kontrol sorunu, 3'ncü örnek devredekinin aynısıdır. Bununla beraber, pompa basınç tahliyesi bir tandem merkez valfi marifeti ile gerçekleştirilmekte ve 3 ve 7'nci sıralama kademelerinin sonunda oluşturulmaktadır. Bu durum A1 sinyalinin, 1'nci kademeden başlangıcından, 7'nci kademeden sonuna kadar sürdürülmesini, ancak pompa tahliyesinin gerçekleşeceği 3'ncü kademeden sonundaki zaman gecikmesi esnasında kesilmesini gerektirmektedir (Şekil 244'e bakın).

Bu devrenin anahtarlama denklemleri:

A1= kademe 1 + kademe 4

A0= kademe 7 . a₀. c₀ (durdurma)

Kademe modülü 1= a₀. c₀. başlatma

Kademe modülü 2= a₁

Kademe modülü 3= b₁

Kademe modülü 4= b₀

Kademe modülü 5= c₁

Kademe modülü 6= b₁

Kademe modülü 7= b₀

B1= kademe 2 + kademe 5

B0= kademe 3 + kademe 6

C1= kademe 4 . zamanlayıcı

C0= kademe 7

Hafıza 1 (ayar) = kademe 1
Hafıza 1 (yeniden ayar) = kademe 4 (basınç düşürme)
Hafıza 2 (ayar) = kademe 4. zamanlayıcı
Hafıza 2 (yeniden ayar) = kademe 7 (basınç düşürücü)

Örnek devre - 6

Tek bir geçişte, freze tezgahı bir alüminyum döküm blokun üç yüzeyini birden işlemektedir. Bütün işleme işlevleri hidrolik güçle gerçekleştirilmekte ve bütün sıralama kademeleri pnömatik kontrol-
lüdür.

İş çevrimleri

Sıralama programı, Şekil 245'in dönüşüm-zaman diyagramında gösterilmiştir. Freze tezgahının her üç başlığının kavrama/frenleri pnömatik tahriklidir, ancak bu devrede yalnız bir birim gösterilmiştir. Kavrama, freze çakıların devreye koyar veya devreden çıkartır ve sürekli olarak dönen her üç elektrik motoru da, pnömatik olarak açılıp, kapatılan elektrik şalterleri ile, durdurulup çalıştırılacak şekilde anahtarlanır (Şekil 245'e bakınız).

A silindiri işlenecek parçayı tezgah üzerinde tespit eder ve C kilitleme silindiri hidrolik tahrikli tezgah tablasının kaymasını engeller. B silindirleri her üç freze başlığını kendi sabit sınır durdurularına doğru hareket ettirir ve hidrolik motoru tezgahı çalıştırır. Tezgah, sınır valfi d_2 'ye ulaşmaya kadar hızlı ön hızla (G3) frezeleme konumuna yaklaşır. Daha sonra yavaş frezeleme hızı (G1) ile, d_3 konumuna geçer. Frezeleme işlemi tamamlandıktan sonra, tezgah tekrar hızlı olarak (G3) d_1 konumuna geri döner ve sistemde şok darbelerin oluşmasını önlemek için alçak hıza (G2) geçer.

Güvenlik önlemleri

Hidrolik veya pnömatik sistem arızası olduğu takdirde, tespitleme basıncı akümülatörler sayesinde devam ettirilecektir. Her üç freze başlığı otomatik olarak b_0 konumuna geri çekilecek ve kavrama/fren silindirleri, başlıkları tahrikten ayıracak ve freze çakılarını tedricen frenleyerek durduracaktır.

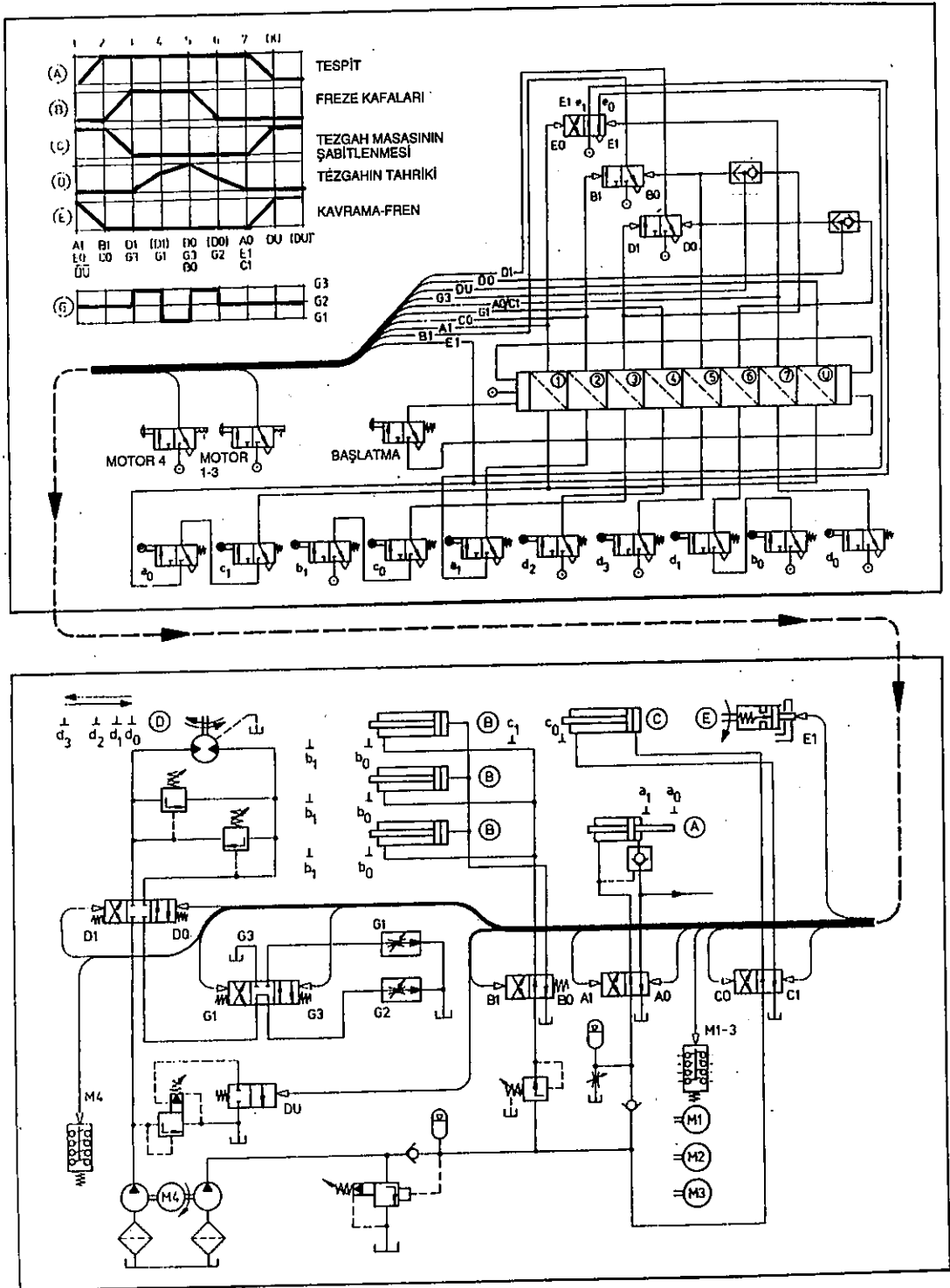
Pnömatik devre

Hafıza E, iki fonksiyonu yerine getirmektedir. Kavrama/fren için yön kontrol valfi olarak işlev görmekte (E1 sinyali) ve teyit sinyallerini (e_1 ve e_0) kademe sayacı devresine göndermektedir. B1 sinyali hafızaya alınmalıdır, çünkü B silindirlerini kontrol eden yön kontrol valfi, hafızalı bir valf değildir ve ilave hafıza olmaksızın, 3'ncü kademe modülü 2'nci kademe modülünün yeniden ayarlamasını yaptığında freze başlıkları geri çekilmezler.

D1 sinyalinin zamanından önce iptal edilmesini önlemek için, bir diğer hafızaya gereksinim vardır. Bu hafıza D1 sinyalini, tezgahın aksi yöndeki işlevi (5'nci kademe) için, D0 sinyalinin ortaya çıkması gereken ana kadar sürdürür. D0 sinyali, "veya" fonksiyon valfi üzerinden, 5 ve 6'nci kademe modülleri tarafından sürdürülür. İki uç sinyal, G3 ve G1, 3'ncü ve 6'nci kademeler arasında birbirlerini takip ederek değişirler ve bu nedenle ilave hafızalı valfe gereksinim kalmaz.

Hidrolik devre

Çiftli pompa, sistemi iki farklı debi oranı ile besler. Freze başlığının hareketleri için gereken sistem basıncı azaltılmıştır. Basınç tahliye valfi sağ taraftaki pompanın azami sistem basıncını kontrol eder ve hareket olmayan sürelerde pompanın basınç tahliye işlevini gerçekleştirir. İlave kurallı ön uyarılı basınç emniyet valfi, sol taraftaki pompanın basıncını sınırlandırır ve akış gerekmeyen süreçlerde, pompanın basınç tahliye işlevini gerçekleştirir.



Şekil 245 Örnek devre-6 (freze tezgahı).

Ekler

1 Akışkan güç formülleri

	Semboller	Uygun SI birimleri	Yaygın olarak kullanılan birimler
Pompa	$p = \frac{p \times Q \times 100}{\eta_o}$ $V = \frac{Q \times 100}{n \times \eta_v}$ $Q = \frac{n \times V \times \eta_v}{100}$ $n = \frac{Q \times 100}{V \times \eta_v}$	$W = \frac{Pa \times m^3 / s \times 100}{\eta_o}$ $m^3 = \frac{m^3 / s \times 100}{n / s \times \eta_v}$ $m^3 / s = \frac{n / s \times m^3 \times \eta_v}{100}$ $n / s = \frac{m^3 / s \times 100}{m^3 \times \eta_v}$	$kW = \frac{MPa \times L / min \times 100}{60 \times \eta_o}$ $mL = \frac{L / min \times 10^5}{rpm \times \eta_v}$ $L / min = \frac{rpm \times mL \times \eta_v}{10^5}$ $rpm = \frac{L / min \times 10^5}{mL \times \eta_v}$
Motor	$P = \frac{2 \times \pi \times n \times M \times \eta_o}{100}$ $Q = \frac{V \times n \times 100}{\eta_v}$ $n = \frac{Q \times \eta_v}{V \times 100}$ $V = \frac{Q \times \eta_v}{n \times 100}$	$W = \frac{6.28 \times n / s \times Nm \times \eta_o}{100}$ $m^3 / s = \frac{m^3 \times n / s \times 100}{\eta_v}$ $n / s = \frac{m^3 / s \times \eta_v}{n / s \times 100}$ $m^3 = \frac{m^3 / s \times \eta_v}{n / s \times 100}$	$kW = \frac{6.28 \times rpm \times Nm \times \eta_o}{10^3 \times 60}$ $L / min = \frac{mL \times rpm}{10 \times \eta_v}$ $rpm = \frac{L / min \times \eta_v \times 10}{rpm}$ $mL = \frac{L / min \times \eta_v \times 10}{rpm}$
Silindir	$F_{Uz} = \frac{p \times A \times \eta_{hm}}{100}$ $F_{Çek} = \frac{p \times A \times \eta_{hm}}{100}$ $P = \frac{F \times 100}{A \times \eta_{hm}}$ $Q = v \times A \quad A = \frac{Q}{v}$ $v = \frac{Q}{A}$ $P = \frac{p \times Q \times \eta_{hm}}{100}$ $V = A \times S$	$N = \frac{Pa \times d^2 \times \pi \times \eta_{hm}}{4 \times 100}$ $N = \frac{Pa \times (d_p^2 - d_r^2) \times \pi \times \eta_{hm}}{4 \times 100}$ $m^3 / s = m / s \times m^2$ $m / s = \frac{m^3 / s}{m^2}$ $W = \frac{Pa \times m^3 / s \times \eta_{hm}}{100}$ $m^3 = d^2 \times 0.7854 \times m$	$kN = \frac{MPa \times mm^2 \times 0.7854 \times \eta_{hm}}{10^5}$ $kN = \frac{MPa \times mm^2 \times 0.7854 \times \eta_{hm}}{10^5}$ $L / min = \frac{mm / s \times mm^2 \times 0.7854 \times 60}{10^6}$ $mm / s = \frac{L / min \times 10^6}{mm^2 \times 0.7854 \times 60}$ $kW = \frac{MPa \times L / min \times \eta_{hm}}{60 \times 100}$ $L = \frac{mm^2 \times 0.7854 \times mm}{10^6}$
Boru çapı	$d = \sqrt{\frac{Q}{v \times 0.7854}}$	$m = \sqrt{\frac{m^3 / s}{m / s \times 0.7854}}$	$mm = \sqrt{\frac{L / min}{m / s \times 0.7854 \times 10^3 \times 60}}$
Depo hacmi	$V = 3 \times Q$	$m^3 = m^3 / s \times 60 \times 3$	$L = 3 \times L / min$

2 Endüstriyel hidrolik semboller

Bu semboller için uluslararası I.S.O. 1219 hidrolik güç sembolleri esas alınmıştır. Sadece en çok kullanılan semboller dahil edilmiştir.

Uygun temel semboller birleştirilerek, her akışkan güç elemanı için birleşik semboller tasarlanabilir.

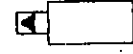
Pompalar, motorlar ve tahrikler

	Sabit	Değişken		
Tek yönlü pompa			Çift etkili hareketlendirici	
Çift yönlü pompa			Diferansiyel hareketlendirici	
Tek yönlü motor			Çift hareketlendirici	
Çift yönlü motor			İki yöne ayarlanabilir yastıklamalı çift etkili hareketlendirici	
Tek yönlü ters akışlı pompa/motor			İki yönde sabit yastıklamalı çift etkili hareketlendirici	
Tek yönlü ve akışlı pompa/motor			Teleskobik, tek etkili hareketlendirici	
Çift yönlü ve akışlı pompa/motor			Teleskobik, çift etkili hareketlendirici	
Hidrostatik tahrik, ayrı sistem tipi			Basınç arttırıcı (yükseltici)	
Birleşik geri dönüş çıkışlı hidrostatik tahrik birimi				
Döner hareketlendirici				
Doğrusal Hareketlendiriciler			Valf uyarı yöntemleri	
Tek etkili (yük, pistonu geri getirir)			Genel elle uyarı	
Tek etkili hareketlendirici (yük, pistonu geri getirir)			Kollu (döner veya doğrusal)	
Tek etkili hareketlendirici			Butonlu	
			Ayak pedallı	
			Makaralı	
			Pimli	
			Yaylı	

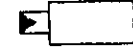
Tetikli



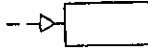
Basınç tahliye



Basınç uygulanmış



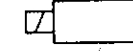
Pnömatik uyarılı



Hidrolik uyarılı



Solenooid



Solenooid/hidrolik uyarılı



Pnömatik/hidrolik uyarılı



Yay merkezlemeli

**Yön kontrol valfleri**

İki konumlu yön kontrol valfi



Üç konumlu yön kontrol valfi



Geçiş konumları önemli yön kontrol valfleri



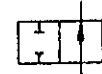
İki kesik ve sonsuz sayıda kısma konumlu valf



Üç kesik ve sonsuz sayıda kısma konumlu valf



İki konumlu, iki yöllü valf



İki konumlu, üç yöllü valf



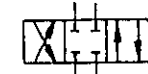
İki konumlu, dört yöllü valf



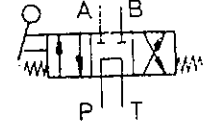
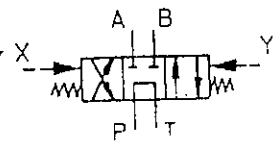
İki konumlu, beş yöllü valf



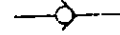
Kapalı merkezli üç konumlu, dört yöllü valf



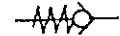
Valf giriş çıkış dedikleri
Çalışma hatları A,B
Pilot hatlar X,Y
Basınç hattı P
Depo hattı T



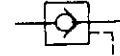
Çek valf



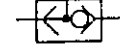
Yaylı çek valf



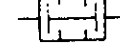
Ön uyarılı çek valf



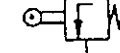
"VEYA" valfi



"VE" valfi



Kısma valfi



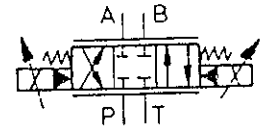
Kısma valfi

**Servo ve oransal valf**

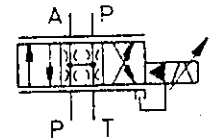
Oransal kontrollü basınç emniyet valfi (en yüksek tam basınç sınırlamalı)



Pilot kumandalı oransal yön kontrol valfi

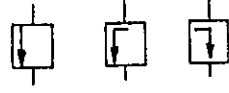


Mekanik geri beslemeli, standart bindirmeli ve hidrolik sıfırlanmış 4-yönlü servo valf

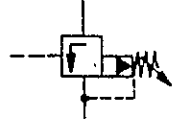


Basınç kontrolleri

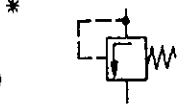
Normalde açık veya kapalı kısma orifisi (isteğe bağlı)



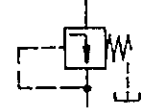
Basınç düşme valfi (Ayarlanabilir)



Basınç emniyet valfi (sabit)



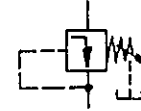
Basınç düşürme valfi (sabit)



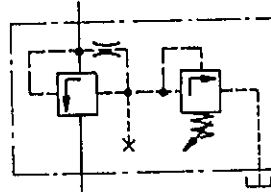
Basınç emniyet valfi (ayarlanabilir)



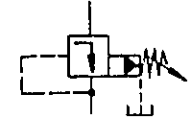
Basınç düşürme valfi (ayarlanabilir)



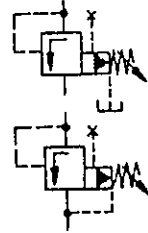
Dıştan tahliyeli basınç emniyet valfinin detaylı sembolü



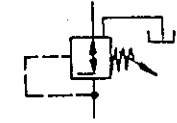
Pilot kumandalı Basınç düşürme valfi



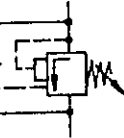
Pilot kontrollü basınç tahliye valfinin ayrıntılı sembolü (Dıştan tahliyeli basınç emniyet valfi)



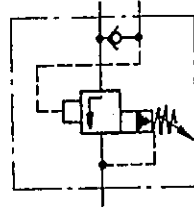
Üç yollu basınç düşürme valfi



İçten tahliyeli basınç emniyet valfi



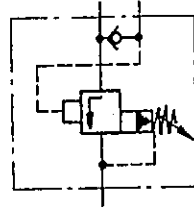
Fren valfi

**Akış kontrolleri**

Viskoziteden etkilenmeyen (hassas) kısma valfi



Boşaltma valfi (akümülatör doldurma valfi)



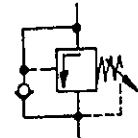
Kısma valfi (sabit)



Kısma valfi (ayarlanabilir)



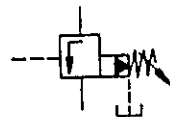
Karşı denge valfi (geri basınç valfi)



Basınç ve sıcaklık dengelenmiş akış kontrol valfi



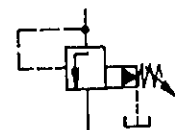
Uzaktan kontrollü sıralama valfi (dış pilot)



Çekli ayarlanabilir akış kontrol valfi



Doğrudan kontrollü sıralama valfi (iç pilot)















Basınç duyarlı uç yollu akış kontrol valfi





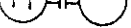













Akış bölücü



Akışkan tesisatı ve depolama

Basınç kaynağı	
Çalışma hattı, dönüş hattı, besleme hattı	
Pilot kontrol hattı	
Tahliye hattı	
Kapama hattı	
Esnek hat	
Elektrik hattı	
Boru bağlantıları	
Çapraz boru hattı (bağlantısız)	
Havalandırma	
Sıvı seviyesinin altından girişli depo	
Sıvı seviyesinin üstünden girişli depo	

Çeşitli semboller

Elektrik motoru	
İçten yanmalı motor	
Pompa ve tahrik birleştirmeli elektrik motoru	
Tıkalı hat	
Sökülü kapalı hat	
Çabuk bağlama kaplini	
Döner bağlantı	
Akümülatör	
Filtre, süzgeç	
Soğutucu hatlarıyla soğutucu	
Isıtıcı	
Basınç göstergesi	
Akış göstergesi	
Termometre	
Basınç anahtarı (elektrikli)	
Kapama valfi	

3

Ölçüm birimleri ve sembolleri

Mekanik salınımlar genel olarak birim zamandaki çevrim şeklinde, dönme frekansı ise birim zamandaki devir şeklinde ifade edilir. "Çevrim" ve "devir" birim olmadıklarından, uluslararası kabul edilmiş sembolleri yoktur. Bununla beraber, Türkçede genellikle dev/d (dakikada devir) ve çev/d (dakikada çevrim) şeklinde kısaltılmış olarak ifade edilirler.

Basınç birimi olarak bar ve Pascal'a aynı değer verilmiştir. Amerikan ve Avustralyalı akışkan gücü sanayicileri hâlâ bir birimin seçiminde anlaşamamışlardır. Bununla beraber, Pascal SI basınç birimidir. Böylece, genel olarak endüstride katları için kiloPascal (kPa= ve MegaPascal (MPa) ve 100 kPa'ya eşit olan bar kullanılmaktadır. Avrupalı akışkan gücü sanayicileri çoğunlukla birim olarak bar'ı tercih etmekte ve Avrupa ülkelerinden temin edilen cihaz ve ürün bilgilerinde basınç değerleri bar olarak verilmektedir.

Bu kitapta kullanılan semboller (temel birimler)

Miktar	Sembol	SI birimi	Diğer tanınmış birimler
Alan	A	m ²	mm ² , km ² , cm ²
İvme	a	m/sn ²	
Yerdeğiştirme	V	m ³	mL, cm ³
Debi	Q	m ³ /sn	U/dak
Kuvvet	F	N	kN, MN
Frekans	f	Hz	1/sn
Daire sabiti	π	3.1416	
Uzunluk	l	m	mm, cm, km
Kütle	m	kg	
Moment	M	Nm	kNm, MNm
Güç	P	W	kW, MW
Basınç	p	Pa	kPa, MPa, BAR
Yarıçap	r	m	mm, cm
Devir	n	1/sn	1/dak
Sıcaklık	T	K	°C
Tork	M	Nm	kNm, MNm
Hız	v	m/sn	m/dak, km/saat
Zaman	t	sn	ms, min, h, d
Viskozite (DİN)	η	Pa.s	$\frac{N.sn}{m^2}$
Viskozite (KN)	v	m ² /sn	mm ² /sn = 1cSt
Hacim	V	m ³	mL, cm ³
İş	W	J	kJ, mJ

Temel birimlerin kesirleri ve katları için ön ekler

Kesir	Ön Ek	Sembol
10^{-18}	atto	a
10^{-15}	femto	f
10^{-12}	pico	p
10^{-9}	nano	n
10^{-6}	micro	μ
10^{-3}	milli	m
10^{-2}	centi	c
10^{-1}	deci	d
Katı	Ön Ek	Sembol
10^1	deca	da
10^2	hecto	h
10^3	kilo	k
10^6	mega	M
10^9	giga	G
10^{12}	tera	T

Temel birimlerin kesirleri ve katlarının kullanımına örnekler
* Avrupa'da kullanılan birimler

Kes./Kat	Sembol	Pa	m	L	N	W
10^{-3}	m		mm	mL		mW
10^{-2}	c		cm			
10^{-1}	d		dm*	dL*		
10^1	da				daN*	
10^2	h			hL		
10^3	k	kPa	km			kW
10^6	M	MPa			MN	MW

4 Dönüştürme Tablosu

Noktalar SI birimlerini gösterir.

DÖNÜŞTÜRMEK ————— İÇİN ————— ÇARPINIZ

KUVVET

10 ⁵	din	nevton (N)	10 ⁵
0.10197	kilogram-kuvvet (kgf)	• nevton (N)	9.806650
7.233	poundal (pdl)	nevton (N)	0.1383
0.2248	libre-kuvvet (lbf)	nevton (N)	4.448
2.2046	libre-kuvvet (lbf)	kilogram-kuvvet (kgf)	0.4536
0.1004	ton-kuvvet (UK)	kilonevton (kN)	9.964
32.174	poundal (pdl)	libre-kuvvet (lbf)	0.0311
1.000	kilolibre (kp)	kilogram-kuvvet (kgf)	1.000

TORK

0.7376	libre-kuvvet ayak (lbf ft)	• nevton metre (Nm)	1.356
0.1020	kilogram-kuvvet metre (kgfm)	nevton metre (Nm)	9.807
8.851	libre-inç (lb-in)	nevton metre (Nm)	0.1130
1.39x10 ⁻³	Ons inç (oz in)	gram-kuvvet santimetre (gf cm)	72.01

BASINÇ ve GERİLİM

9.869X10 ⁻³	atmosfer (atm)	kilopaskal (kPa)	101.30
0.1450	libre-kuvvet/in ² (psi)	kilopaskal (kPa)	6.89476
0.01020	kilogram kuvvet/cm ² (kgf/cm ²)	kilopaskal (kPa)	98.0665
0.06804	atmosfer (atm)	libre-kuvvet/in ² (psi)	14.70
20.89	libre-kuvvet/ft ² (lbf/ft ²)	kilopaskal (kPa)	0.04788
0.01	bar	• kilopaskal (kPa)	100
10.000	milibar (mbar)	kilopaskal (kPa)	0.1000
33.86	milibar (mbar)	inç-civa (in Hg)	0.02953
68.95	milibar (mbar)	libre-kuvvet/in ² (psi)	0.01450
7.501	torr veya mm civa (mm Hg)	kilopaskal (kPa)	0.1333
0.2953	inç civa (inHg)	kilopaskal (kPa)	3.386
760.0	torr veya mm civa (mm Hg)	atmosfer (atm)	1.316x10 ⁻³
4.015	inç su (in H ₂ O)	kilopaskal (kPa)	0.2491
13.60	inç su (in H ₂ O)	inç-civa (in Hg)	0.07355
1.000	nevton/metre ² (N/m ²)	• Paskal (Pa)	1.000
0.0648	ton-kuvvet (UK)/in ²	megapaskal (mPa)	15.44
6.895x10	megapaskal (mPa)	libre-kuvvet/in ² (psi)	145.0

YOĞUNLUK

0.062428	libre/ayak (lb/ft ³)	kilogram/metre ³ (kg/m ³)	16.0185
0.010022	libre/galon (UK)	kilogram/metre ³ (kg/m ³)	99.776
10 ⁻³	gram/santimetre ³ (g/cm ³)	• kilogram/metre ³ (kg/m ³)	1000
7.5248x10 ⁻⁴	ton/yarad ³	kilogram/metre ³ (kg/m ³)	1328.94
0.160544	libre/gal (UK)	libre/ayak ³ (lb/ft ³)	6.22884

ENERJİ, İŞ VE ISI

107	erg	jul (J)	10 ⁻⁷
0.7376	ayak libre-kuvvet (ft-lbf)	• jul (j)	1.3558
0.2388	kalori (cal)	jul (J)	4.1868
0.1020	kilogram-kuvvet metre (kgf m)	jul (J)	9.8066

ÇARPINIZ ————— İÇİN ————— DÖNÜŞTÜRMEK

DÖNÜŞTÜRMEK		İÇİN	ÇARPINIZ
9.478X10 ⁻⁴	İngiliz ısı birimi (Btu)	jul (j)	1055.1
0.3725	Beygir gücü saat (hps)	megajul (MJ)	2.6845
1.3410	Beygir gücü saat (hps)	kilovat saat (kW-s)	0.7457
0.2778	Kilovat saat (kW-s)	• megajul (MJ)	3.600
3412.1	İngiliz ısı birimi (Btu)	kilovat saat (kW-s)	2.931x10 ⁴
9.478X10 ⁻³	term	megajul (MJ)	

KÜTLE

0.035274	ons (oz)	gram (g)	28.3495
2.20462	libre (lb)	• kilogram (kg)	0.453592
1.10231	ton US (kusa ton)	ton (t)	0.907185
0.984207	ton UK (uzun ton)	ton (t)	1.01605
19.6841	yüz ağırlık (cwt)	ton (t)	0.05080
1.429X10 ⁻⁴	libre (lb)	gren	7000
0.03108	slug	libre (lb)	32.174
0.01	kental	kilogram (kg)	100
0.001	kip	libre (lb)	1000
5.0	karat	gram (gr)	0.200

UZUNLUK

0.0393701	inç (in)	milimetre (mm)	25.40
3.28084	ayak (ft)	metre (m)	0.3048
1.09361	yarda (yd)	• metre (m)	0.914400
0.621371	mil	kilometre (km)	1.60934
0.0497	çeyn	metre (m)	20.1168
4.97	link	metre (m)	0.21168
0.5468	fatom	metre (m)	1.8288
39.370	tu veya mil	milimetre (mm)	0.025440
0.001	milimetre (mm)	mikron (µm)	1000
1010	angstrom (a)	metre (m)	10-10
1.644X10 ⁻⁴	deniz mili UK	ayak (ft)	6080
5.396X10 ⁻⁴	deniz mili UK	metre (m)	1853.2
5.399X10 ⁻⁴	uluslararası deniz mili	metre (m)	1852.00
1.894X10 ⁻⁴	mil	ayak (ft)	5280

ALAN

2.471	acre	hektar	0.4047
2.066X10 ⁻⁴	acre	yarda kare (yd ²)	4840
2.471X10 ⁻⁴	acre	metre kare (m ²)	4047
1.973X10 ³	dairesel mil	milimetre kare (mm ²)	5.067x10-
1.2732	dairesel mil	mil kare	40.7854
0.1550	inç kare (in ²)	santimetre kare (cm ²)	6.4516
10.764	ayak kare (ft ²)	• metre kare (m ²)	0.09290
1.562X10 ⁻³	mil kare	acre	640
3.861X10 ⁻³	mil kare	hektar (ha)	259.0

HACİM

0.2200	galon (UK)	litre (l)	4.546
0.2642	galon (US)	litre (l)	3.785
0.0238	barel (US)	galon (US)	42
0.03532	ayak küb (ft ³)	litre (l)	28.32
0.1605	ayak küb (ft ³)	galon (UK)	6.229

ÇARPINIZ ← İÇİN → DÖNÜŞTÜRMEK

DÖNÜŞTÜRMEK		İÇİN	ÇARPINIZ
35.31	ayak küp (ft ³)	• metre küp (m ³)	0.02832
1.308	yarda küp (yd ³)	metre küp (m ³)	0.76456
0.061026	inç küp (in ³)	santimetre küp (cm ³) veya mililitre (ml)	16.39
0.0352	sıvı onsu (fl oz)	mililitre (ml)	28.41
1.76X10 ⁻³	pint (UK) (pt)	mililitre (ml)	568.2
1X10 ⁻³	litre (l)	mililitre (ml)	1000
1X10 ⁻³	metre küp (m ³)	litre (l)	1000

HIZ

0.0393701	inç/saniye (in/sn)	santimetre/san. (cm/sn)	2.540
3.28084	ayak/saniye (ft/sn)	• metre/san (m/sn)	0.304800
1.9685	ayak/dakika (ft/dk)	santimetre/san. (cm/sn)	0.5080
0.621371	mil/saat (mil/s)	kilometre/saat (km/s)	1.609344
2.23694	mil/saat (mil/s)	metre/san (m/sn)	0.44704
0.5397	knot (UK)	kilometre/saat (km/s)	1.853
0.5400	uluslararası knot	kilometre/saat (km/s)	1.852

İVME

3.28084	inç/san. (in/sn)	metre/san ² (m/sn ²)	0.304800
0.10197	yerçekimi ivmesi (g)	• metre/san ² (m/sn ²)	9.860650

GÜÇ VE ISI AKIŞ MİKTARI

3.4121	İngiliz ısı birimi/saat (Btu/s)	vat (W)	0.2931
0.8598	kilokalori/saat (kcal/s)	• vat (W)	1.163
0.7376	ayaklibre-kuvvet/san. (ft-lbf/sn)	vat (W)	1.3558
0.1020	kilogram-kuvvet metre/san. (kgf-m/s)	vat (W)	9.807
1.360	Metrik BG	kilovat (kW)	0.7355
1.3410	Beygir Gücü (BG)	kilovat (kW)	0.7457
7.457x10 ⁻⁴	Megavat (MW)	beygir gücü (BG)	1341
0.2843	ton soğutma	kilovat (kW)	3.517
8.333x10 ⁻⁵	ton soğutma	İngiliz ısı birimi/saat (Btu/s)	12000
1.000	Jul/san. (J/sn)	vat (W)	1.000
1.818x10 ⁻³	Beygir gücü (bG)	ayaklibre-kuvvet/san. (ft-lbf/sn)	550

AYDINLATMA

0.0929	ayak mum	lüks	10.764
0.0929	lümen/ayak ² (Pm/ft ²)	lüks	10.754
0.0929	mum/ayak kare (mum/ft ²)	• mum/metre kare (mum/m ²)	10.754

AÇI ÖLÇME

57.296	derece (...°)	radyan (rad)	0.017453
9.5493	dakikada devir (d/dk)	radyan/san. (rad/sn)	0.10472

ELEKTROMAGNETİK

2.778x10 ⁻⁴	amper saat (As)	kulomb (C)	3600
10 ⁻⁴	gaus	veber/metre kare (Wb/m ²)	10 ⁻⁴
2.5407	mikrohm/cm ³	mikrohm/in ³	0.3937
10 ⁵	gamma	gaus	10 ⁻⁵

ÇARPINIZ ← İÇİN → DÖNÜŞTÜRMEK

DÖNÜŞTÜRMEK İÇİN ÇARPINIZ

KİNEMATİK VİSKOZİTE

10^6	santistok	metre kare/sn (m^2/sn)	10^{-6}
10.764	ayak kare/sn	metre kare/sn (m^2/sn)	0.09290
10^6	milimetre kare/sn	metre kare/sn (m^2/sn)	10^{-6}
10^4	stok (st) (cm^2/sn)	metre kare/sn (m^2/sn)	10^{-4}

DİNAMİK VİSKOZİTE

10^3	santipois (cp)	Paskal san. (Pa-sn)	10^{-3}
2.419	libre/ft-s (lb/ft-s)	santipois (cP)	0.4134
0.02089	libre-kuvvet sn/ft ² (lb-sn/ft ²)	paskal san. (Pa-sn)	47.88
1.000	gram/metre sn (g/m-sn)	santipois (cP)	1.000

ISI İLETİMİ

0.1761	Btu/ft ² -s°F	vat/metre ² K ($W/m^2 - K$)	5.678
6.933	Btu-in/ft ² -s°F	vat/metre K ($W/m-K$)	0.1442
2.388×10^{-4}	Btu/lb-°F	jul/kilogram K ($J/kg-K$)	4186.8
4.299×10^{-4}	Btu/lb	jul/kilogram (J/kg)	2326
2.388×10^{-4}	kilokalori/kg	jul/kilogram (j/kg)	4187

SES SEVİYESİ

0.1151	neper	desibel (Db)	8.686
--------	-------	--------------	-------

ÇARPINIZ İÇİN DÖNÜŞTÜRMEK

FİZİKSEL SABİTELER

3.141593	π
2.718282	e
2.302585	$\log_e 10$

İndeks

- Açık devreli iletim 170
Açık merkezli D.C.V. 17, 19
Açık merkezli geçiş 20, 21
Akış
kontrol uygulaması 91
kontrol metotları 94, 95
kontrol valfleri 92, 93, 95
tanımlama 3
bölücüler 98,99
basınç düşümü, ve 4
türbülanslı 5
hız, hesaplamalar 134-137
hız, tanımı 5
Akışkan taşıyıcı
tipleri 134, 137
malzemesi 137
ölçüsü 134-137
Akışkan (sıvı)
sistem performansına etkisi 156
uygunluk 151-153
tarifi 1
ateşe dayanıklılık 155
bakımı 155-156
mineral tabanlı 155
özellikleri 148
deposu 128
Akışkanın kirlenmesi 37, 49, 51, 128
129, 132
Akma noktası 151
Akümülatör
şokları emme 117
adiyatabatik çalıştırma, 121,123
uygulamalar 7,75-79, 81, 117, 123, 127,
169, 170, 199
hesaplamalar 7,120-124,178
doldurma 119
doldurma devreleri 127
ön doldurma kontrolü 125
boşalma kontrolü 127
sökme ve tamir 125
patlama 125
gaz doldurma 118
montaj 125
sistem basıncını sağlama 126
ön doldurma 118, 119, 125
pompa basınç düşürme devresi 81,82
pompa boşaltma devresi 76, 77, 124,
125, 169, 170
güvenlik önlemleri 125
grafiklerle boyutlandırma 121, 123
tipleri 117, 118
kullanılabilir sıvı hacmi 120-122
Akümülatör doldurma valfi 79, 80
Akümülatörlerin patlaması 126
Alan dairesel
hesaplama 68, 69, 134
orifis 4, 80, 91
oran 5
Arıza aramada kaçaklar 180
Atalet, momenti 68
Atalet kontrolü 106, 109
Ateşe dayanıklı akışkanlar 150
Atmosfer
pompa girişim doldurma 33, 34
basınç ölçme 2, 3, 4, 145, 146, 147
standart 1
Bağlantı elemanları 138, 140
Bağlayıcılar 136, 140
Bar 3, 205
Barometre 2
Basit kısıtlayıcı 92
Basit tahliye valfi 73
Basınç
mutlak 2
atmosferik 1, 2
pompa ile kontrol 91, 92
tahliye valfi ile kontrol 73
kırılma 74, 76
tanımı 2, 3
orifiste düşüş 4, 91, 92
tam akışta 74, 76
tutma 76, 79-82
vakum 2, 33, 34
Basınç
dengelenmiş akış kontrolü 93, 95
kontrol devreleri 74, 75
kontrollü pompalar 52, 53, 55, 56, 58, 59
göstergesi 146, 147
hat filtresi 143-145
düşürme valfi 86, 87
tahliye valfleri 73, 74, 76 77
sıralama valfleri 85, 86
anahtarı 146, 147
Basınç azaltma, belirlenmiş 155
Basınç azaltma kontrol devresi 156
Basınç düşürme valf devresi 82, 83, 167-169

Basınç düşürme valfi 69, 70
 Basınç ölçme göstergeleri 146, 147
 Beta kademesi 141, 142
 Birleşik valf
 basınç tahliye 73, 76
 basınç düşürme 86, 87
 basınç sıralama 86
 Boru boyutlandırma 134-137
 Boru tesisatı 137, 138
 Boyle kanunu 5, 7, 120
 Boşaltma metotları 76, 79-82
 Boşaltma valfi 76, 79
 Bourdon tüpü 146
 Bypass
 akış kontrol metodu 98
 akış kontrol valfi 96
 filtrede 143, 144

 Charles kanunu 8
 C.E.T.O.P standartları 12

 Çalıştırma torku 101, 102
 Çapraz hatlı tahliye valfi 108-111, 172-176
 Çapraz-zaman diyagramı 186-188
 Çek valf
 uygulamalar 25-28, 62, 66, 81
 artık pilot basıncı için 22, 25
 mekanizması 26
 pilot kumandalı 25
 Çift etkili doğrusal hareketlendirici 61
 Çift pompa sistemleri 81, 82, 169, 170

 Dahili sızıntı 19, 38, 39, 105, 106, 111
 Dengeli kanatlı pompa 37, 45
 Değişken debili motor 101
 Değişken debili pompa 36, 37
 Depolar
 yapısı 128, 129, 132
 üst 129
 amacı 128-130
 sızdırmaz 133
 boyutlandırma 132
 Derinlik filtresi 178
 Devreler
 akümülatör 76, 79-81
 basınç azaltma kontrolü 156
 hidrostatik tahrik 172-178
 yük tutma kontrolü, 26,27,110
 revizyonda yük kontrolü 109
 pnömatik kontrol 189, 191
 pnömatik hidrolik kontrol 193-198

güç tasarruf kontrolü 75, 167, 168-170
 basınç kontrolü 77, 78
 basınç şokunun giderilmesi 110
 pompa basıncını düşürme 88
 pompa boşaltma 75, 80, 81
 geri kazanım kontrolü 168
 çalışma yükünün kontrolü 84
 sıralama kontrolü 83, 85
 hız kontrolü 94, 97, 110, 111
 hız seçimi 110, 173
 tork kontrolü 112
 tork seçimi 112
 Dıştan dişli motorlar 102
 Diferansiyel alan boşaltma valfi 79, 80
 Dinamik keçeler 62, 63
 Dişli motorlar 102, 103
 Dişli pompa
 içten 37, 40, 42
 dıştan 37, 40, 41
 Dolma noktası 130
 Doğrudan etkili tahliye valfi 73, 75
 Doğrusal hareketlendirici
 bkz. hareketlendirici, doğrusal
 Dönüş hattı filtresi 144, 146
 U halka keçeler 64
 Durdurucu 146, 147
 Düzensiz hareket 181
 D.C.V'de kaçak kayıpları 16

 Eksenel pistonlu motorlar 104-108
 Eksenel pistonlu pompalar 37, 40, 46
 Elektrik kontrollü pompa
 boşaltma 80, 81
 Elektrohidrolik servo valfler 158, 160-164
 Emme, basınç şoku,
 akümülatör 117
 devreler 110, 111, 134, 158
 boru tesisatı 136, 147
 pompalar 34, 35
 valfler 108, 110, 111
 Emniyet tedbirleri 125, 126
 Emülsiyon 154
 En yüksek sistem basıncı kontrolü
 tahliye valfi ile 73-75
 değişken debili pompa ile 52, 55, 56, 58,
 75, 88-90
 Endüstriyel hidrolik devreler, bkz. devreler
 Enerji
 kinetik 62
 Enerjinin korunumu 4,5
 Eşzamanlı hareketlendirici hareketi
 hareket zamanı diyagramı 190, 191
 teyit sinyalleri 191

Filtre

- mutlak değeri 141
- beta değeri 141, 142
- kirleticiler 141
- elemanlar 142-144
- yeri 143, 144
- nominal değeri 142
- basınç düşüşü 146
- tipleri 143, 144

Filtreleme 141

Fosfat esterleri 154

Fren valfi 83, 84

Frenleme devreleri 84, 109, 110, 173

Gay Lussac Yasası 6,7

Gaz hesaplamaları 5,8

Gaz ön doldurma basıncı 120, 121, 125

Gaz tipi akümülatörler 117, 118

Gazın sıkıştırılabilirliği 7, 8, 118

Geri basınç çek valfi 22, 23, 25, 26

Geri basınçlı valf 82

Geribesleme 162-164

Geribesleme kontrolü 70, 72, 167, 168

Gösterge basıncı 2

Güç

hesaplamaları 41, 114, 115

tanımı 8, 9

tasarruf devreleri 166-168

iletim kavramı 9

iletim metotları 8, 9

Gürültülü pompa 33, 179

Hacim, akümülatör 119, 120

Hacimsel verim 38

Hafıza valfi 189

Hareketlendirici, doğrusal

hesaplamalar 68, 69

yapısı 60, 64

yastıklama 62

arıza 65, 69

kuvvet kontrolü 66-68, 73

bağlanması 60, 65

geri kazanım kontrolü 65-71, 167, 168

kol flambajı 68, 69

boyutlandırma 66-69

hız kontrolü 66, 91-99

durdurma boruları 64, 65

semboller 61, 200

Pompalar

Harici dişli pompalar 37, 40, 41

İlave kanallı akış kontrolü 94-96-, 173

Hava alma vidası, 62

Hava kabarcıkları 33, 120, 179

Havalandırma 33, 128, 129, 153, 179

Havalandırma filtresi 130

Havalandırılmalı tahliye valfi 74

Havşalı bağlantı elemanları 138

Hesaplamalar

akümülatör 119-127, 179

alan 67, 134

verim 38, 113

debi 67, 68, 116

kuvvet 67, 68

gaz 7, 8

doğrusal hareketlendirici 67-70

motor 114-116

boru çapı 134, 135

piston kolu flambajı 67-70

güç 39, 40, 116, 176, 177

basınç 67, 175

pompa 38, 39

depo 132, 133, 178

hız 67, 115

tork 114

Hidrolik güç iletimi 165

Hidrolik kaldırma 4,5

Hidrolik sistem kavramı 165

Hidrolik sistemler, üstünlükleri 1,7

Hidrolik yağın sıkıştırılabilirliği 155, 156

Hidrostatik 95

Hidrostatik tahrik (iletim) 170-172, 174

Hilal tip dişli pompa 42

Hız düşürme valfi 97, 98

Hız kontrol devreleri 97, 111, 173

Hız kontrol metotları 94, 96

Hızın çıkışta kontrolü 94, 96

Hızın girişte kontrolü 94, 96

Isı geliştirmek 3, 76, 130, 148

Isı iletimi 130, 131

I.S.O. standartları 12

İçten dişli motor 102

İki kararlı valf 12

İkili valf 44

İlk hareket 33, 49

Jikle kontrol 22, 24

Kademe sayıcı modülü 188-190, 192

Kademeli basınç kontrol devresi 77, 78

Kalkış kontrolü 53, 54

Kanatlı (paletli) motorlar 101, 102
 Kanatlı (paletli) pompalar 37, 43, 45, 46,
 Kapalı devre tanımı 174
 Karşı denge valfi 66, 84
 Katkı maddeleri 149, 151-154
 Kavitasyon
 motorlarda 108
 pompalarda 33, 179
 belirtisi 33, 179
 Kaydırmalı sayaç devre tasarımı 188, 189
 Kayıcı pabuç arızası 50, 51
 Kelvin 7, 8
 Kırılma basıncı 73-76
 Kısma valfi 92
 Kol flambajı 68-70
 Kontrolü
 doğrusal hareketlendirici
 hızının 67, 91-99
 motor hızının 109-113, 173
 motor torkunun 113, 114, 173
 debi 91, 92
 sistem basıncının 55, 56, 75-79, 89
 Konum sıralamalı pompa
 basınç düşürme 168-171
 Köpüklenme 153
 Kuvvet
 hesapları 67, 68, 175-177
 tanımı 1,2
 artırılması 5
 sıvı tarafından iletimi 5
 Kuvvet iletimi 1,4
 Kübik elastiklik modülü 156, 157
 Kütle 2

Laminer akış 4

Mantık devresi tasarımı 185, 186, 188, 189
 Mantık fonksiyonları 29
 Mekik kanat 28, 29
 Merkez şartı 14-22
 Merkezi kapalı geçiş (köprü) 20, 21
 Merkezi kapalı valf 17
 Mikrometre değeri 141
 Mineral esaslı yağ 154
 Motor hızı 101
 Motorlar (döner hareketlendirici)
 eksenel piston 104, 105
 karter tahliyesi 105, 106
 hesaplamaları 114-116
 yavaşlatma kontrolü 108
 yerdeğiştirme 101

dıştan dişli 102
 atalet kontrolü 106, 107
 içten dişli 102
 önemli yük kontrolü 111, 112
 pistonlu tip 102-104
 radyal pistonlu 102-104
 ters çalışma kontrolü 108, 109
 boyutlandırma 113
 hız kontrolü 110, 112
 tork kontrolü 113
 torku 112, 114
 kanatlı 100, 101

Motorlarda hız düşürme kontrolü 108-110,
 173

Motorlarda kaçak 104-106

Mutlak,

 filtreleme değeri 141
 basınç 3, 7, 123
 sıcaklık 8
 viskozite 148

Newton 2,3,4

Normalde açık D.C.V. 16

Normalde kapalı D.C.V. 16

Oksitlenme, etkileri 182, 183

Oksitlenme kararlılığı 151, 152

Oransal kontrol valfleri 158, 162

Orifis

 geçen debi 4
 bileşik tahliye valfinde 75, 77
 basınç düşürme valfinde 87
 keskin kenarlı 92, 95

Önleyici yük kontrolü 66, 109-112

Parlama noktası 154

Pascal kanunu 1, 74, 75

Pilot

 ayar kontrolü 22, 24
 kumandalı çek valf 27, 28
 kumandalı çek valf devreleri 27, 167,
 170
 basınç kaynakları 22, 25
 sinyal 14

Pilot sinyalinin kilitlemesi 31

Piston, bkz. hareketlendirici

Piston

 pompa 37, 45-47
 pompa, önlemler 49-51
 kol flambajı 68-70
 hızı 62, 63, 66, 67

Pnömatik devre tasarım metodu 188-190
Pnömatik sistemler, üstünlükleri 185, 186
Pompa

eksenel pistonlu 37,
dengeli kanatlı 37, 44
eğik eksen pistonlu 37, 47
yükseltici 53
hesaplamalar 39, 40
gövdenin tahliyesi 51, 52
kavitasyon 33
sınıflama 39
kontrol mekanizmaları 55, 57, 58
hilal tip dişli 37, 42
tanımı 33
verimi 38
dıştan dişli 37, 41
arızası 50, 51
sabit debili pistonlu 37
sabit debili kanatlı 31, 43-45
gerotor dişli 37, 42
girdi şartları 33
içten dişli 37, 42
pistonlu 37, 46
radyal pistonlu 37, 47
çalışma aralığı 34, 51
seçimi 36, 37
eğik plakalı pistonlu 37, 47
değişken debili pistonlu 37, 46
değişken debili kanatlı 37, 47

Pompalarda kaçak 38
Pompalarda yağlama 37, 50, 51
Pompalarda yatak arızası 50, 51
Potansiyel enerji 155, 156
Potansiyometre 163

Radyal pistonlu motor 102-104
Radyal pistonlu pompa 47, 53, 54

Sabit debili pompalar 38, 40-42, 44-45
Sabit debili motorlar 101-104
Sabit güç kontrolü 165, 168
Saptırıcı plaka 128, 129
Seri fonksiyon 30, 31
Servo kontrol kavramı 160-161
Servo valf için mekanik girdi 159
Silindir blok yüklemesi 49, 50, 54
Silindirler, bkz. hareketlendirici, doğrusal
Sisteme karışan hava 33, 179
Sistemin aşırı ısınması 181
Sıcaklık hesaplamaları 7-9

Sıralama

valfi 83, 85, 86
kontrolü 29, 31, 85, 86, 186-188
geri besleme sistemli 167, 168

Sıralama devresi tasarımı 186-188
Sızdırmaz depo 133
Sızdırmazlık elemanları 62-64, 148, 154-156
Soğutucular 130-133
Statik basınç 1,2
Suda yağ emülsiyonu 154
Sudan arındırılabilirlik 153
Sürgü valf mekanizması 13, 15, 16
Sürgülü valf 163, 164

Tahliye kabı

motorlarda, 104, 108, 109
pompalarda 48, 174
basınç 174

Tahliye valfi

birleşik 74-77
basit 73
havalandırmalı 74, 77

Tam akış basıncı 73, 76

Tandem merkezli valf 18-20, 31

Tank bkz. depo

Taşma valfi 175-179

Teleskopik hareketlendirici 61-63

Ters serbest akışlı çek valf 83, 85-89,
92, 96

Toplam alan 61, 68, 70, 71

Tork

hesaplamalar 113-115
kontrolü 111, 112, 173
tanımı 101
motoru 162

Tüp-tipi boru ölçüleri 134, 135

Tüp-tipi boru tesisatı 134, 138

Uygunluk 155, 156

Uzaktan basınç kontrolü 76, 78

Vakum basıncı 2, 33

Valf boşlukları 19, 148, 182

Valf yağ giriş dişleri 140

Valfler

fren 83
dengelenmiş akış kontrol 95
bileşik tahliye 74
karşı dengeli 82

ÖĞRETMEN MARŞI

Alnımızda bilgilerden bir çelenk,
Nura doğru can atan Türk genciyiz.
Yeryüzünde yoktur, olmaz Türk'e denk;
Korku bilmez soyumuz.

Şanlı yurdum, her bucağın şanla dolsun;
Yurdum, seni yüceltmeye andlar olsun.

Candan açtık cehle karşı bir savaş,
Ey bu yolda and içen genç arkadaş!
Öğren, öğret halka hakkı, gürle coş;
Durma durma koş.

Şanlı yurdum, her bucağın şanla dolsun;
Yurdum, seni yüceltmeye andlar olsun.

İsmail Hikmet ERTAYLAN

Satış fiyatı: 48.000 Lira
KDV: 480 Lira
KDV'li SATIŞ FİYATI: 48.480 Lira

TOPTAN SATIŞ

İstanbul Devlet Kitapları Müdürlüğü, Adana, Anı, Erzurum, Elazığ,
Erzurum, İzmir, Samsun, Sivas, Trabzon , Van ve Zonguldak
Bölge Şeflikleri.

70000

PERAKENDE SATIŞ

Millî Eğitim Yayınları ve Bakanlık yayınları satıcısı kitapçılar.