

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**RAYLI TAŞITLARDA
YARDIMCI DONANIMLARDA KULLANILAN
HİDROLİK SİSTEMLERİN ETÜDÜ**

Mak.Müh. G. Tankut KOÇAK

**F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Programında
hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. İrfan YAVAŞLIOL

İSTANBUL, 1994

İÇİNDEKİLER

1.	GİRİŞ	1
1.2	Diğer transmisyon metodları ile karşılaştırma	3
2.	HİDROSTATİK POMPALAR	4
2.1	Dönel pomalar	4
2.1.1	Düz dişli pompalar	4
2.1.2	İç dişli pompalar	6
2.1.3	Gerotor pompalar	7
2.1.4	Paletli pompalar	8
2.1.5	Vida pompalar	11
2.2	Eksenel pompalar	11
2.2.1	Radyal pistonlu pompalar	11
2.2.2	Aksial pistonlu pompalar	14
2.2.2.1	Eğik diskli aksial pompalar	15
2.2.2.2	Eğik bloklü aksial pompalar	18
2.2.3	Eksenel pisyonlu makinalarda konstrüksiyon	22
a.	Piston ve pabuçlar	24
b.	Silindir bloğu geometrisi	25
c.	Silindir bloğu ve tahrik flanşı arasındaki senkronizasyon	26
d.	Valf levhası	29
2.2.4	Kayıplar	30
a.	Kayıplar için modeller	34
2.2.5	Dizayn koşulları	37
2.2.6	Seçim faktörleri ve karşılaştırma	38
3.	POMPALARDA KONTROL SİSTEMLERİ	40
3.1	Basınç kompenzasyonu	40
3.2	Orantılı pompa strok kontrolü	41
3.3	Servo pompa kontrolü	43
3.4	Sabit güç kontrolü	44
3.5	Yük duyum kontrolü	46
3.6	Kontrol sistemleri diagramları	48
4.	HİDROSTATİK TRANSMİSYON HST	51
4.1	Motor pompa kombinasyonları	53
4.2	Kapalı devre HST özellikleri	55
4.3	Açık devre HST özellikleri	56
4.4	Çalışma ve karakteristikler	57
4.4.2	HST bağıntılar	59
4.4.3	HST boyutlandırma	63
A -	Raylı taşıtlarda bir uygulama	67
B -	Uygulama 2	85
	Sonuçlar ve öneriler	92
	EK Kullanılan standart semboller	94
	Kaynaklar	100

Çalışmalarımda beni yönlendiren ve teşvik eden değerli hocam Prf. İrfan YAVASLIOL'a ve gönderdiği kaynaklarla yardımcı olan Prf. Russ HENKE 'ye teşekkür ederim.

Özet

Bu çalışmada temel olarak hidrostatik transmisyon HST incelenmiştir. Öncelikle diğer güç iletim metodlarına karşın kullanım sebepleri gözden geçirildikten sonra sistemin en temel bileşeni olan pozitif deplasmanlı pompalar ele alınmıştır. HST pompalarının aynı zamanda motor olarak da çalışabileceği göz önüne alınarak motorlar için ayrı bir başlık açılmamıştır ; farklılıklar belirtilmiştir.

Özellikle en çok kullanılan aksial pistonlu pompalar ise ayrıntılı olarak etüd edilmiştir. Bu amaçla aksial pistonlu pompaların dizayn ve konstrüktif özellikleri, verim ve kayıp modellerine yer verilmiştir. Sonraki adımda da pompalarda kullanılan kontrol sistemleri anlatılmıştır.

Kısım 4 te ise HST için motor pompa kombinasyonları ve devreler , çalışma karakteristikleri ve boyutlandırılmaları incelenmiştir.

En son kısımda, A başlığı altında raylı taşıtlarda bir lokomatifte bir çok transmisyonu aynı anda içeren yardımcı donanımlar için bir örnek etüd edilmiştir.

B başlığında da Hareketini HST ile sağlayan bir taşıtın uygulaması yapılmıştır.

Kaynaklara atıf yapılan yerler kaynak numarası verilerek belirtilmiştir. (k..)

Summary

In this study main subject is hydraustatic transmissions HST. Firstly it was compared to other power transmission methods. Than positive displacement pumps were examined as main components of HST. This type of pumps most likely to HST motors so there is no another part for motors but diffrences were pointed out.

Has widely using area axial piston pumps were detailed examined. For this aim constructions , design , effiencies and lost modelling were shown. After than there are pump control systems.

At part 4, pump and motor combinations, circuits and working charecteristics and dimesioning are taking part for HST.

Last part includes applications. Below A there is an application for a locomotives auxilary parts transmisions.

Below B there is an example vehicle moving by HST.

Parts taking from references are shown k and reference number. (k,..)

1 - Giriş

Akışkan gücü teknolojisi yaklaşık 300 yıl önce 1650 de Pascal kanununun keşfiyle başlar.Basit olarak bu kanuna göre akışkan içindeki basınç her yöne eşit olarak etkir.100 yıl sonra Benoulli akış halindeki sıvının enerjisinin korumu üzerine denklemler buldu.Yaklaşık 100 yıl sonra ise bu bilgiler uygulamaya geçebildi.

1850 deki endüstri devrimiyle İngiltere gelişme gösterdi.Elektiriğin yeterince kullanıma geçmediği o günlerde Londra,Mançester gibi şehirlerde merkezi endüstiriyel hidrolik dağıtım şebekeleri vardı.Büyük buhar makineleri ile tahrik edilen hidrolik su pompaları sayesinde basınçlı su boru hatlarıyla iletilmekte, fabrikalarda temel enerji olarak kullanılmaktaydı . Fakat 19.yüzyılda elektiriğin güncelleşmesiyle akışkan gücü ihmal edildi.

1900 lerde, mekanik sistemlerin güç iletimindeki dezavantajları gibi elektrikli sistemlerin de problemleri ortaya çıktı.Bu sorunların çözümünde akışkan gücü kullanılmaya tekrar yönelildi.Günümüzde uygulama alanının limitsiz olması nedeniyle uzay araçlarına kadar etkin kullanıma girmiştir.Şu andaki bütün makinaların ,aletlerin %90 oranında bu teknolojiyi kullandığını söyleyebiliriz.

· Akışkan gücünün iletimi ve kontrolü basınçlı sıvı yada gaz ile yapılır.Hidrolik bilimi sıvılarda basınç ve akış ile ilgilenir.Konumuz olan hidrostatik bilimi de sıvı basıncı ve iletimini esas almaktadır.Gazlarla ilgili kısım ise pünomatik olarak adlandırılır.

Modern akışkan gücü sistemleri, direk olarak yada merkezi güç sistemleri üzerinden silindirler sıvı motorları gibi iş ünitelerine etkir. Bu bakımdan inşaat mühendisliğinde hidrolik olarak adlandırılan akışkan taşınması ,akışı ,barajlar konularını içermez.

Akademik tanımlama olarak akışkan gücü değişken kuvvetlerin ,mesafe ve hızın esnek, duyarlı, kolay kontrolünü sağlar.Avantajlarını sıraladığımızda,

- 1 - Makinaların kontrolünde esneklik sağlar.
- 2 - Her iki yöne sonsuz değişken hızlarda sabit tork sağlayabilir
- 3 - Elektrik, elektronik mekanik kontrol sistemleri ile rekabet edebilir.
- 4 - Hassastır, kontrole cevap verme süresi kısadır.
- 5 - Küçük kuvvetler büyük kuvvetlerin kontrolü için arttırılabilir.
- 6 - Akışkan yağ olduğu zaman otomatik olarak yağlama işlemide yapılmış olur.
- 7 - Tasarımda serbestlik sağlar.
- 8 - Basittir, montaj ve demontajda sorun çıkmaz.
- 9 - Ekonomik ve verimlidir.
- 10 - Düşünülen ve planlanan performansı sağlarlar
- 11 - Sistemde kullanıma her an hazırdır

1.2 - Diğer Transmisyon Metodları ile Karşılaştırma

Elektrik: Elektrik ile güç iletimi yada kontrol düşük güç seviyelerinde uzun mesafelerde en etkin yöntemdir. Fakat arızaların bulunma zorluğu ve maliyete etkisi vardır. Çalışma limitleri vardır. Kontakların ark yapma durumu ,elektromekanik magnetlerin cevap verme süreleri bu günün ihtiyaçları için yetersizdir.Çevreye zararlı atmosferik atılar salarlar.Ark nedeniyle patlayıcı ortamlar ve yüksek sıcaklık için uygun değildirler.Bir çok sistemde olduğu gibi istenmeyen ısı üretirler.

Mekanik: Mekanik sistemler yükün ve hareketin kısa mesafeli iletimleri için en uygun yöntemdir.Bütün mekanik sistemler güvenilirliklerine karşın, parça çokluğu ,yağlama hız değişiminde zorluk gibi problemleri içerirler. Performansları kısa mesafelerle sınırlıdır.

Akışkan: Bir akışkan güçlü sistem kapalı devre içinde basınçlı akışkan ile enerjiyi çevirir iletir, kontrol eder ve uygular. Bu işlemleri duyarlı ve çabuk cevap vererek yaparlar. En önemli sorun ise kirlenmeleridir.Bu nedenle filtre sistemlerinin düzenli olarak değişimi ve kontrolü gerekir.Contaların ve diğer sızdırmazlık elamanlarının çalışma saatlerine kesinlikle riayet edilmelidir.

Akışkan güçlü sistemler bundan sonra hidrostatik transmisyon sistemleri olarak anılacaktır.Bu sistemler bileşen olarak bundan sonraki inceleme konularımız olacaktır.

2 - Hidrostatik Pompalar

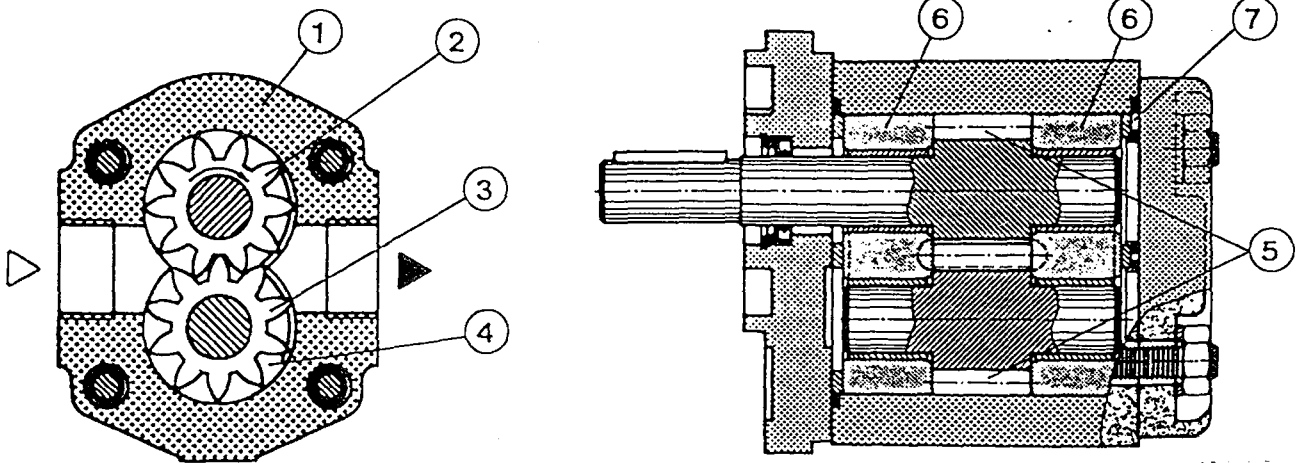
Akışkan güçlü sistemlerde, akışkanın oluşan çalışma direncini, yani sistem basıncını karşılayabilmesi için bir yada daha fazla pompa kullanılır. Pompa ve motorların dizaynında fark yoktur; motorlar pompa tarafından gönderilen akışkan ile hareket elde ederken, pompalarda bunun tersi gerçekleşir. Bu nedenle pompa diye bahsettiğimiz elamanların motor olarak çalışabileceğini düşünülmelidir. Hidrostatik transmisyon olarak adlandırdığımız sistemlerde akışkan olarak petrol esaslı yağ kullanan pozitif deplasmanlı, yani akışkanı sürekli sıkıştıran üniteler kullanılmaktadır.

Pompa tipi olarak dönel ve aksenel şeklinde iki ana guruba ayrılırlar. Dönel pompaların düz dişli, iç dişli, gerotor, paletli ve vida tipleri vardır. Aksenel tipte ise temel olarak radyal pistonlu ve aksiyal pistonlu konstrüksüyonlar temel teşkil eder.

2.1 - Dönel pompalar

2.1.1- Düz dişli pompalar

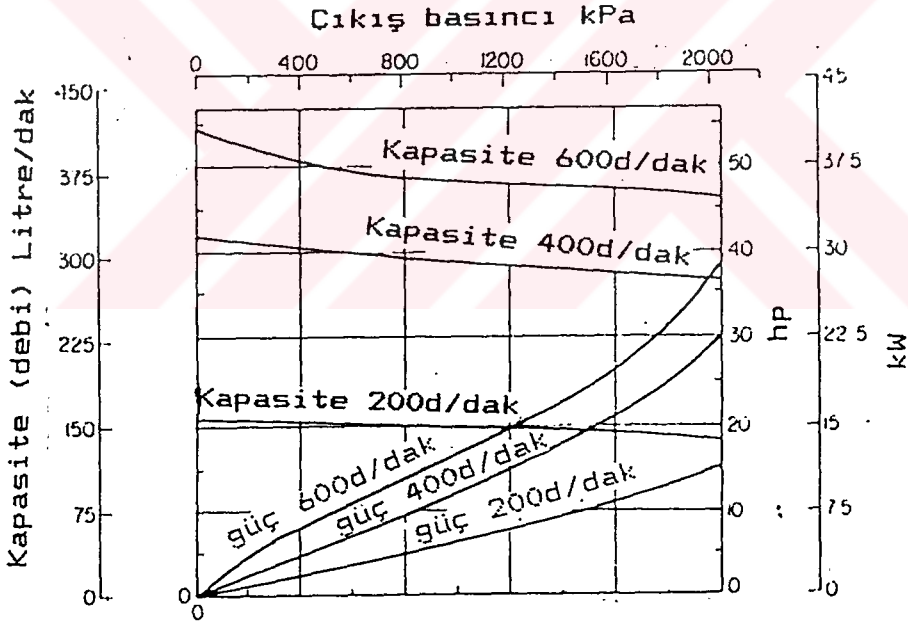
Birbirine eş olarak çalışan iki dişlinin hassas olarak gövdeye (1) kapatılmasıyla oluşmuştur. (Şekil 2.1). Dişlilerden bir tanesi (3) tahrik görevini üstlenir. Bu şekilde emme ve basma tarafları arasında sızdırmazlık sağlanmış olur.



Sekil 2.1

Pompa ilk çalıştığında emiştaki havayı dışarı boşaltarak vakum oluşturduğunda; depodaki yağda atmosfer basıncının etkisiyle bu vakuma doğru zorlanır. Böylece pompa dişlileri ve cidarlar arasındaki yağ dişlilerin dönmeye devam etmesiyle basma kısmına geçmiş olur. Dişliler (5) ile yatak blokları(6) arasındaki yan boşluk sürtünmelerin azalmasını sağlamakla birlikte çalışma basıncının artmasıyla kayıplar üzerinde olumsuz etki gösterir.

Düz dişli pompalar sabit deplasmanlı (bir devirde sevk edilen akışkan miktarı) ünitelerdir. Basılan yağ miktarı sadece shaft hızına bağlıdır. Modern dişli pompalarda 200 bar basınç mertebesine ulaşılabilir.



Sekil 2.2

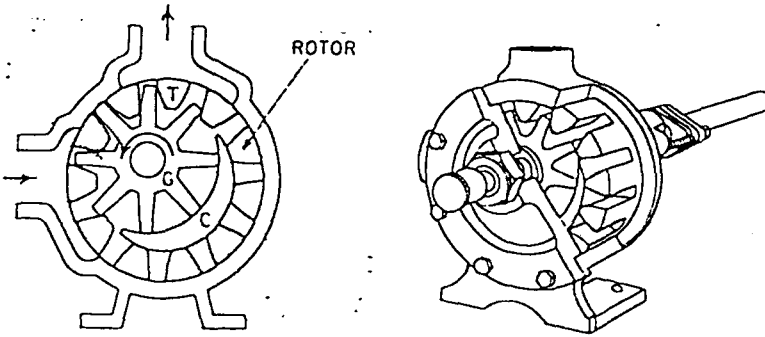
Şekil 2.2 deki karakteristik eğrilere göre herhangi hızda kapasite eğrisi hemen düzdür. Basıncın artmasıyla kapasite hafifçe düşer. Bunun nedeni basma tarafındaki

basınç artımından doğan kaçağın artmasıdır. Basma tarafındaki basınçla pompa kapasitesi arasındaki ilişkiyi gösteren eğri HQ ile ,güç girişi ile kapasite arasındaki ise PQ olarak temsil edilmektedir. Bu eğriler viskozitenin değişmediği durumlarda geçerlidir; viskozite arttığı zaman dişli pompanın kapasitesi azalır.

Eğer pompa çıkışı herhangi nedenle kapanırsa basınç çok yükselir ve hasara yol açar. Bunu önlemek için ya pompanın bir parçası olarak yada basınç, hattında bir basınç rahatlatma valfi bulundurma zorunluluğu vardır. Bu koşul sadece dişli pompalar için değil bütün pompalar ve sistemler içinde geçerlidir. Aynı zamanda bu valfle sistem basıncıda sınırlanarak emniyete alınmıştır.

2.1.2- İç dişli pompalar

Bu tip pompalar şekil 2.3 dış çevrelerinde T dişlisini tutarlar buna rotor adı da verilir ve merkezlenmiş olarak döner. Rotorun içinde eksenden kaçık G dişlisi, rotor dişlisi tarafından tahrik edilir. C ay parçası ise gövdenin diğer tarafından desteklenerek emme ve basma kısımları arasında sızdırmazlık sağlar.

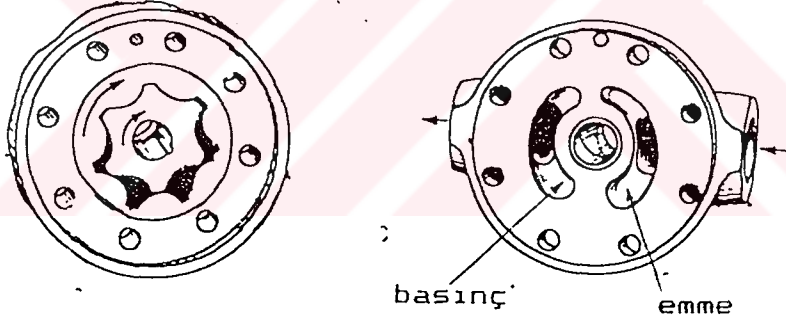


Şekil 2.3

Rotorun T saat yönünün tersine dönmesiyle birlikte G dişlisinin dişleri T nin içinde olarak emme kısmına geçerken vakum oluştururlar. Bunun sonucu olarak yağ dişler arasına dolar. Rotorun dönmeye devamıyla akışkan dişler, ay parçası ve gövde arasında kalır. Akışkan ay parçasının geçilmesinden itibaren basma tarafına gönderilmiş olur.

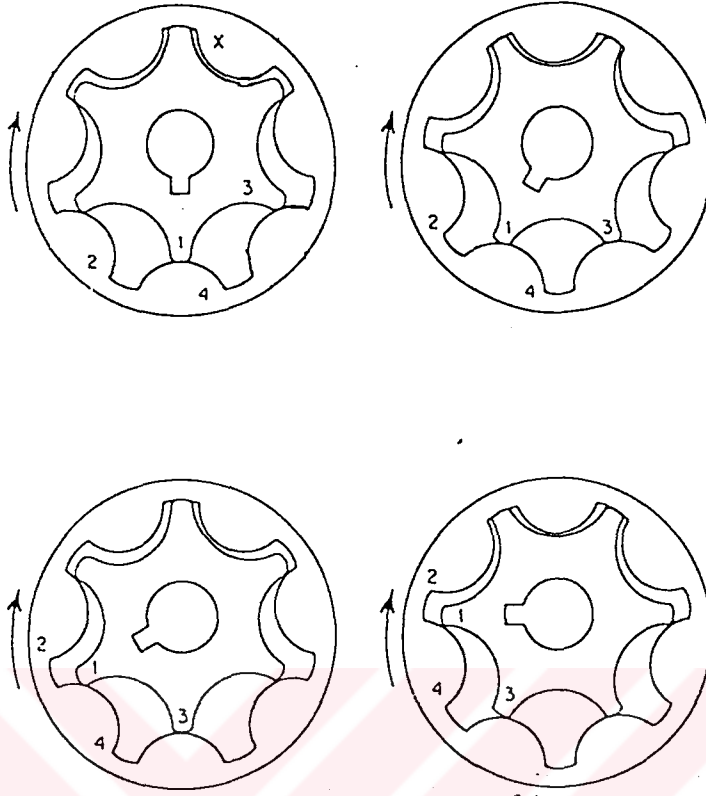
2.1.3- Gerotor pompalar

Bir tür iç dişli pompadır. Bir çift dişli formunda iki dişlisi vardır .Bu iki dişli şekil 2.4 görüldüğü gibi iç içe geçmiştir. İçteki dişli tahrik milinden hareket alır ve dıştaki dişliyi de döndürür.



Sekil 2.4

Şekil 2.5 de görüldüğü gibi iç dişli elamanı dış dişliye göre bir diş eksiktir. Buna karşın dişlilerin formları birbirlerine muntazam olarak geçebilecek şekildedir. Karşılıklı her diş sadece bir noktada X birbirine oturur. Şekilden izlendiği gibi dönüş yönüne göre X in sağ tarafındaki hacimler büyüyecek ve bu kısımdan emme yapılacak , düşeyde X in geçilmesiyle hacimler küçülecek ve tepede X e ulaşınca sıfır olacak sonuçta bu kısımdan

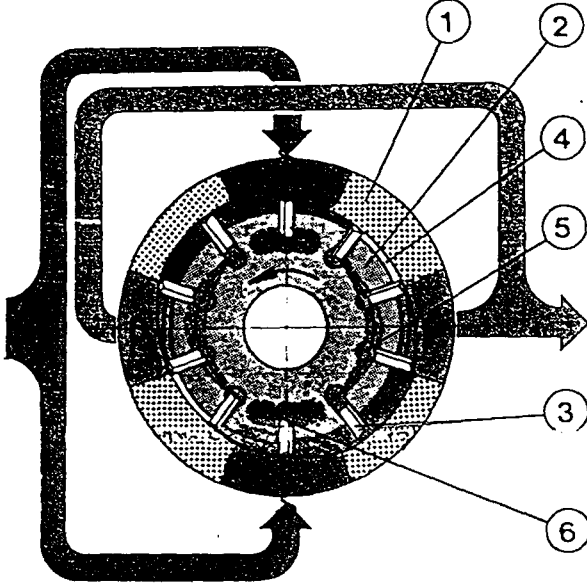


Sekil 2.5

akışkan basılacaktır. Buişlem sırasında dişliler arasında devir farkı doğar. 140 bar ve 400 l/dak değerlerine ulaşabilirler.

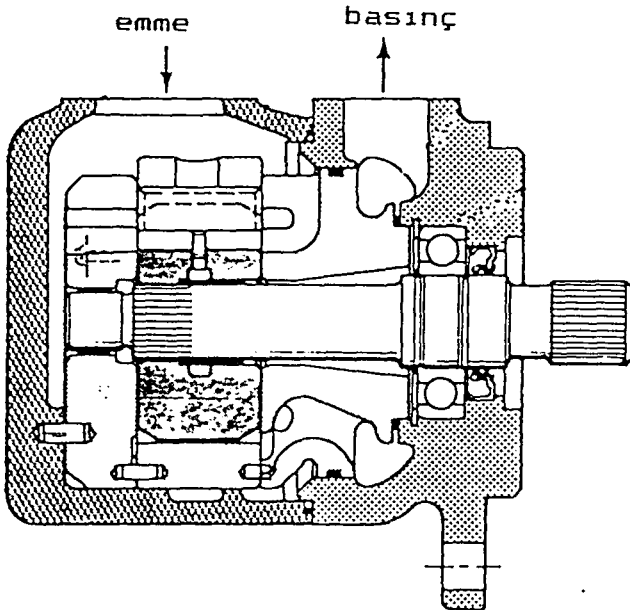
2.1.4- Paletli pompalar

Bu pompalar şekil 2.6 rotorda(2) bulunan ve yuvalarında içeriye ve dışarıya doğru serbestçe hareket edebilen bir çok paletten(3) oluşur. Rotor döndüğü zaman merkezci kuvvet ,yaylar (bazı dizaynlarda paletlerin altında dışarı çıkışı kolaylaştırmak için kullanılır) yada basınçlı sıvının etkisiyle vanalar yuvalarından dışarıya doğru hareket ederler ve pompa gövdesinin(1) iç çapına (kam



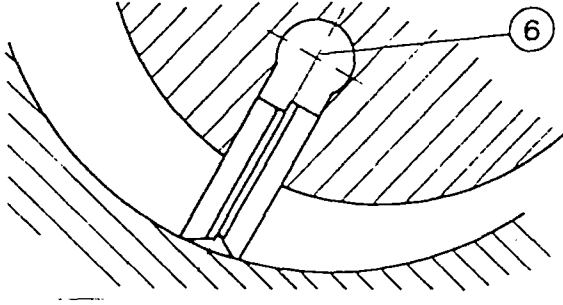
Sekil 2.6

çemberi) (4) dayanırlar. Rotorun dönmesiyle paletler emme kısmından geçerken S iç çaptaki eksantriklik nedeniyle paletlerle gövde arasında yağın dolduğu odacıklar oluşur. Hareketin devamında odacıklar gittikçe küçülür ve P basınç hattına açılırlar. Emme ve basınç hatları karşılıklı iki tanedir; bu sayede tahrik milinin radyal yüklerden arındırılması sağlanmıştır. Şekil 2.7 de yan kesiti görülmüyor.



Şekil 2.7

Paletler de yuvalarında sırt sırta çift olarak yerleştirilerek şekil 2.8 sızdırmazlıkları arttırılmıştır.

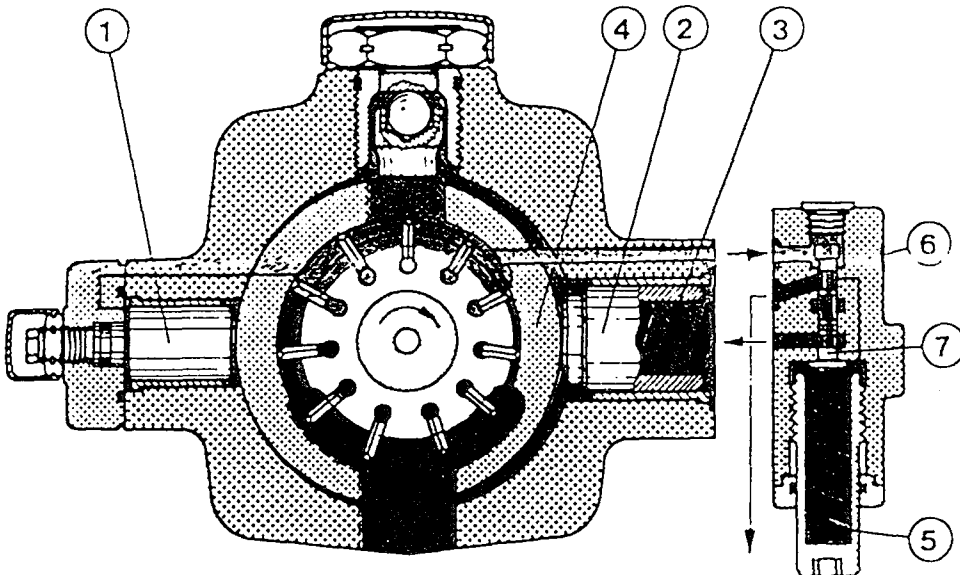


Şekil 2.8

Basınç bölümünde paletler(5) arka taraftan o andaki sistem basıncı ile etkilenir bu da sızdırmazlığı iyi yönde etkiler.Emme tarafında büyük sıkıştırma kuvveti gerekmediğinden paletlerin arka tarafı(6) depo ile bağlantılıdır.İki pompa elamanının aynı mil üzerinde yerleştirilmesiyle çift pompa elde edilebilir.

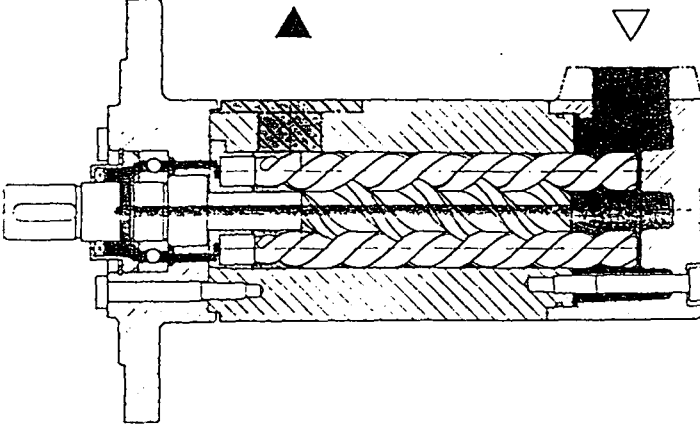
Bu dizaynla 170 bar mertebesine çıkılabilmektedir.Devir sayısı merkezci kuvvetin dokunma noktalarında oluşturduğu sürtünme nedeniyle 2500dev/dak ile sınırlıdır. k5

Paletli pompalarda rotorun eksantirikliğinin değiştirilmesi ile debi değişimi sağlayacak düzenekler kullanılmaktadır.Bu esasa göre çalışan pompa şekil 2.9 da görülmüyor.1 ve 2 eksantirikliği sağlayan sürgüler ayarlanan basınca göre ayar sürgüsü(5) ve kanaları(7) üzerinden 3 yayına karşı çalışır.



Şekil 2.9

2.1.5- Vida pompalar



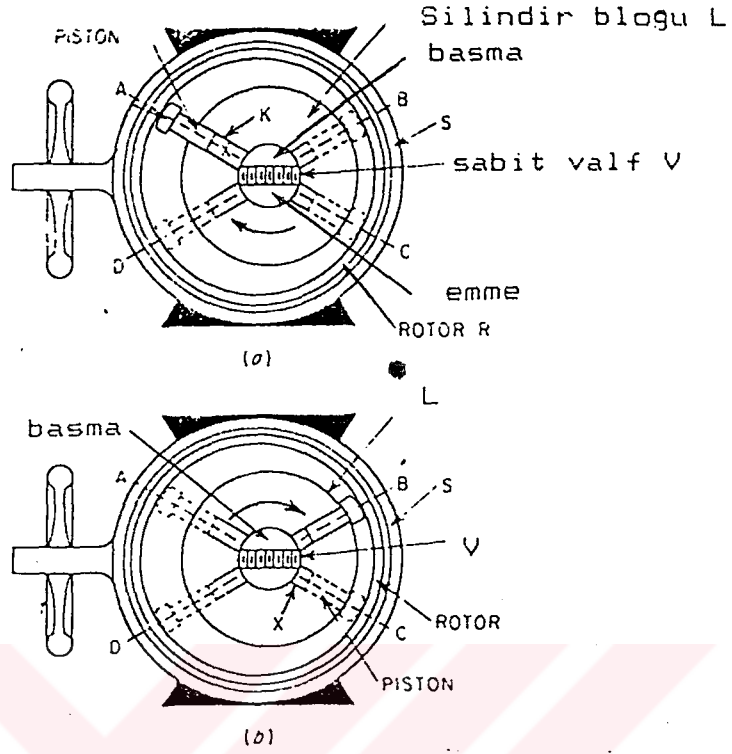
Şekil 2.10

Şekil 2.10 da görüldüğü gibi gövde içerisine yerleştirilmiş iki yada daha çok birbirine bastıran vida dişli milden oluşur. Dişler karşılıklı ve birbirlerine çok yakın olarak çalışırlar. Orta sağ vida pompa mili ile tahrik edilerek dönme hareketini diğer iki sol vidaya iletir. Bu şekilde oluşan kapalı hacimle emiş bölümünden gelen akışkan sürekli yer değiştirerek basınç bölümüne ulaşır. Akış sürekli, eşit ve darbesizdir.

2.2 - Eksenel pompalar

2.2.1 - Radyal pistonlu pompalar

Temel olarak emme basma tulumbalarının prensibiyle çalışan radyal pistonlu pompalarda adındanda anlaşıldığı gibi pistonların yerleşimi tahrik miline diktir. Şekil 2.11 deki radyal pistonlu pompada silindir bloğu L pistonları taşır ve V sabit valfi etrafında döner. Pistonların bastığı sertleştirilmiş reaksiyon çemberi, rotorun içindedir. Kayma bloğu S hareketsizdir; piston başları ve reaksiyon çemberi tarafından oluşturulan sürtünme ile dönen rotora yataklık yapar. Tahrik mili silindir bloğu L ye sondan bağlanmış olup akışkan pompalanması için gerekli gücü sağlar.

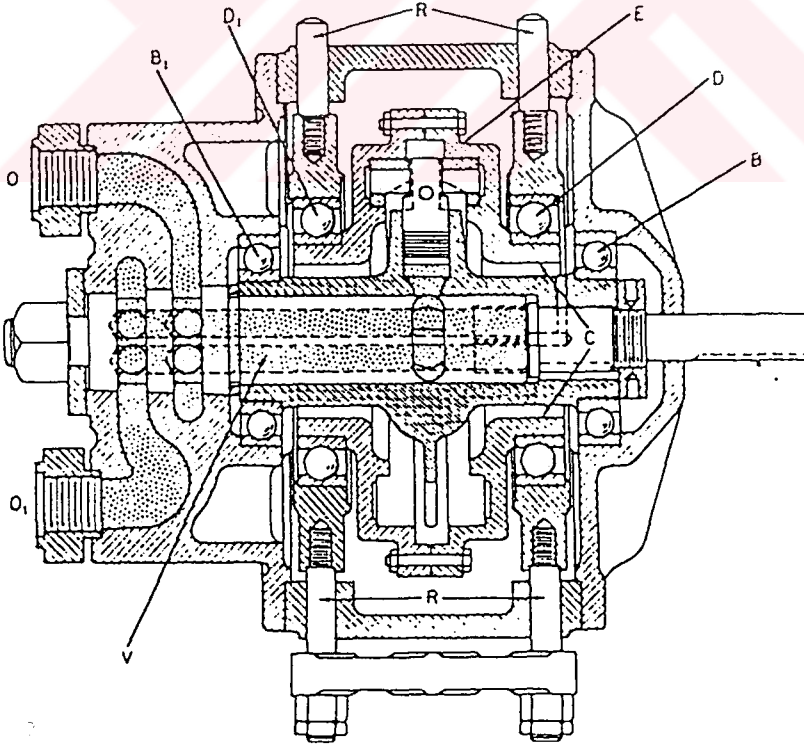


Şekil 2.11

Çalışma durmunda şekil 2.11a da piston A pozisyonundayken K silindirinin x boşluğunda akışkan olduğunu varsayalım; eğer silindir bloğu saat yönünde dönerse B pozisyonuna yaklaşırken piston silindir içine zorlanacaktır. Bu durumda piston akışkanı silindir dışına itecek ve sabit valf V nin üst kısmından basıncı kanala ulaştıracaktır. Şekildende anlaşıldığı gibi rotor ve silindirin eksantirik olarak yerleştirilmesi sayesinde pistonlar radyal hareketlerini yaparlar. Şekil 2.11b de pistonun B pozisyonunda silindirden akışkan boşalmış hali görülüyor. Piston B den C ye sabit valfin kapalı kısmından geçer bu arada pompalama ve emme yapılamaz. Silindir x, emme işlemine C pozisyonunun geçilmesinden sonra başlar ve D pozisyonuna kadar sürdürür. Emme işlemi silindirin merkezciil kuvvet etkisinde dışarı doğru hareketiyle gerçekleşir. Yine

D ve A arasında sabit valfin kapalı kısmından geçildiği için işlem yapılmaz. A dan itibaren silindir basma işlemine geçer ve çevrim tamamlanmış olur. Şekil 11 de çalışma prensibini anlatmak için bir pistonun hareketi incelendi, gerçekte radyal pistonlu üniteler tek numaralı sayılar kadar (7,9,11..) piston içerirler. Bunun sebebi diğer pistonlu hidrolik makinalarda olduğu gibi pistonlardan biri kapatıldığında kalan piston sayısının emme ve basma kısımları için eşit miktarda bölüşülmesi ile bir dengelemenin sağlanmasıdır.

Radyal pistonlu pompanın yapısını daha iyi irdelemek için şekil 2.12 deki enine kesiti inceleyelim. Sabit valf V silindirik geometrili yapıdadır ve üzerinde 4 tane yatay doğrultuda kanal içerir. Bu kanallardan ikisi emme ikisi de basma kısımları ile irtibatlıdır.



Şekil 2.12

Pompanın sol tarafındaki kapak rijit olarak sabit valfi, O ve O1 emme basma portlarını taşır. Silindir bloğu ve kayma bloğu merkezleri karşılıklı konumlarına göre O ve O1 kanalları emme ve basma görevi yapabilirler. B ve B1 rulmanları ise silindir bloğunu desteklerler ve sabit valf V 'nin eksenine göre yer değiştirmemesini sağlar. D ve D1 rulmanları ise R kılavuz çubukları üzerinde hareket ederek konumu ayarlanabilen piston ve rotoru taşırlar. Silindir destekleri arasındaki C boşluğu tahrik mili ile birlikte olan silindirin merkezinin ve piston bağlantılarının yer değiştirmelerine müsaade eder. Şaft tahrik edildiğinde silindir bloğu, pistonlar ve bunları kapsayan E gövdesinde pompalama işlemini sağlamak üzere birlikte hareket ederler. Genellikle piston segmanları yerine pistonlar silindire minimum boşlukta alıştırılırlar; bu sayede sızıntı miktarıda azalmış olur. k4

Radyal pistonlu pompaların bir çok değişik dizaynı mevcuttur ve hepsinde yukarıdaki prensipleri esas alarak çalışırlar. Farklılık, rulman tipleri ve yerleşimi, valf düzenlemeleri, pistonların bastığı yüzeylerin geometrileri gibi mekanik detaylardadır. Silindir iç çapı ve strok çalışma basıncı için bir kriterdir. Örneğin 8mm çap 0.4cm² deplasman ile 630 bar çalışma basıncına ulaşılabilir. k5

2.2.2- Aksial pistonlu pompalar

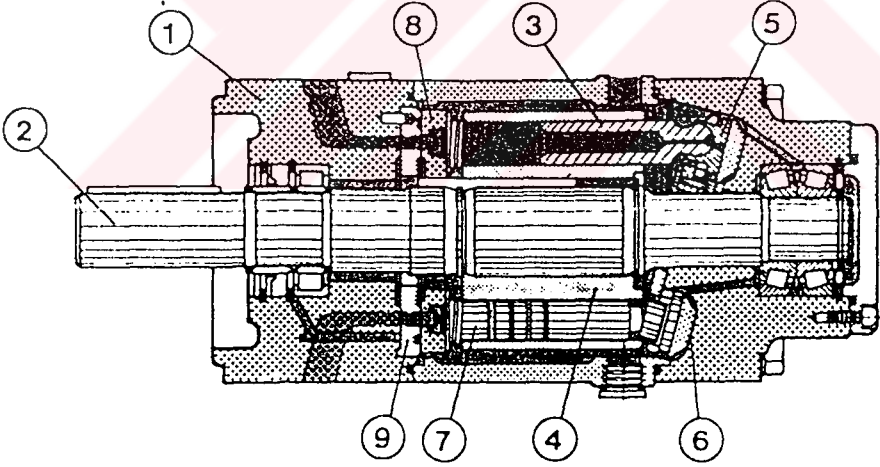
Dönel bir şaftın hareketini aksial olarak hareket eden pistonlara iletme esasına dayanır. Aksial pistonlu pompalar pozitif deplasmanlı pompalar grubunda erişilecek basınç seviyesinin diğer tip pompalarla mukayese edildiğinde çok yüksek olması (500 bar ve üstü) ve konstrüktif düzenlemelerle değişken debi sağlayabilmeleri nedeniyle en

çok kullanılan ünitelerdir. Bu sebeplerden dolayı aksial pistonlu pompalar bu kısımda detaylı bir şekilde irdelenecektir.

Temel olarak eğik diskli (kam levhalı) ve eğik bloklu (eğik eksenli) olarak iki ana gruptadırlar.

2.2.2.1 Eğik diskli aksial pompalar:

Şekil 2.13 de görülen eğik diskli pompada tahrik milinden (2) gelen hareket , sabit eğik disk (5) üzerindeki pistonların (7) , dairesel hareketiyle aksial harekete çevrilir. Eğik yüzey (6) , gövdenin (1) bir parçasıdır. Piston uçları universal mafsal olarak kayma yuvaları (5) içine yataklanmıştır. Akışkan giriş ve çıkışı gövdeyle bağlantılı olan dağıtım plakası (9) üzerindeki böbrek kanalları vasıtasıyla olur.

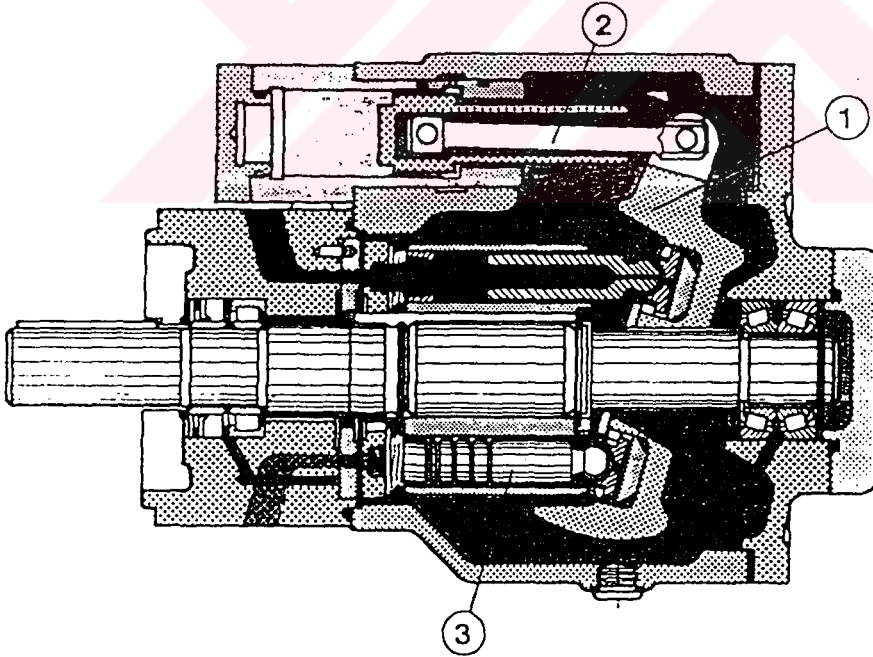


Şekil 2.13

Silindir bloğundan (4) dışarı doğru hareket eden pistonlar denetim kanalı üzerinden depoya bağlantılı olup , akışkan bu kanallardan emilir. Pistonlar diğer denetim kanalı üzerinden basınç bölgesi ile bağlantılırlar ve strok hareketi ile akışkanı silindir içerisine doğru

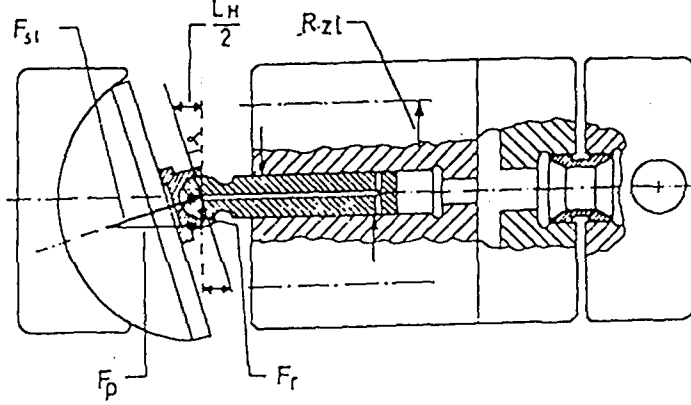
sıkıştırırlar. Emiştren basınç bölgesine ya da basınçtan emiş bölgesine geçen değişim alanında daima bir piston bulunur.

Eğik diskli pompalar değişken debi ihtiyacında karşılayabilirler. Bu amaca örnek şekil 2.14 deki kesitte görölüyor. Debinin değişmesi için disk açısının değişmesi gerektiğinden eğik disk (1) gövdeden çözülmüştür. Ayar mekanizması (2) üzerinden eksene göre 15° açı yapabilir. İletim hacminin büyüklüğü strok değişimine, bu da açının artımına bağlıdır. Diskin orta konumunda yani tahrik miline dik pozisyonda piston stroku ve dolayısıyla debi sıfırdır. Devir sayısı değişmeksizin diskin eğim açısının yönü değiştirilirse akış yönü de darbesiz olarak değişir. Bu şekilde büyük atalet momentlerini tersine çevirmek için çok uygun bir yapı elde edilmiş olur. k6



Sekil 2.14

Eğik diskli sistemde tek bir pistonu ele alarak etkiyen kuvvetleri incelediğimizde Şekil 2.15 Fsl tepki kuvvetinin Fr radyal ve Fp piston kuvvetlerinden oluŐtuđu g3zlenir. k1, k3, k7



Sekil 2.15

Bu bileşenlerin değerleri:

$$F_p = F_{sl} \cdot \cos\beta \quad \text{ve} \quad F_r = F_{sl} \cdot \sin\beta \quad (2.1)$$

Şeklinde dir.

Normal kuvvet Fsl piston kuvvetinden bir miktar daha b3y3kt3r, 3rneğin 18° eğim aÇısında %5 daha fazladır ;bu durumda radyal kuvvet ise piston kuvvetinin yaklaşık %32 sidir.

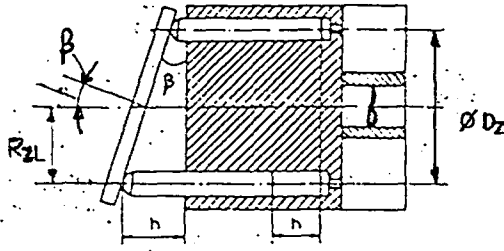
Silindir bloğu 3zerindeki tepki kuvveti gerÇekte kağıt d3zlemine diktir bu sayede oluşan tork Őafta iletilir (motor olarak 3alıŐırken).

Pistonun anlık konumu iÇin:

$$S_p = R_{zl} \cdot \tan\beta \cdot \sin\theta \quad (2.2)$$

verildiğinde; β eğim aÇısı, θ Şaftın d3n3Ő aŐısıdır. Hareket basit harmoniktir. k7

Şekil 2.16 daki kesitten piston stroklarını d3Ő3nd3đ3m3zde:



Şekil 2.16

$$Lh=2R_{2L} \tan\beta \quad (2.3)$$

bulunur. Buradan debiye geçerse; d piston çapı ve Z piston sayısı olmak üzere,

$Q=\pi d^2/4Lh.Z.n$ şeklindedir, Lh değeri yerine koyulursa ve açısal hız $\omega=2\pi n/60$ olarak, $Dz=2.R_{2L}$ ile

$Q=2\pi n/60 \cdot 60/8 d^2.Z.Dz.\tan\beta$ denklemi elde edilir sadeleştirmelerle,

$$Q=7,5 . d^2 Z . \omega . Dz . \tan\beta \quad (2.4)$$

debi denkleminde ulaşılır. Buradan moment,

$$M=\Delta P Q/\omega \quad , \Delta P \text{ giriş ve çıkış basınç farkı}$$

$$M=\Delta P 7,5 d^2 Z Dz \tan\beta \quad (2.5)$$

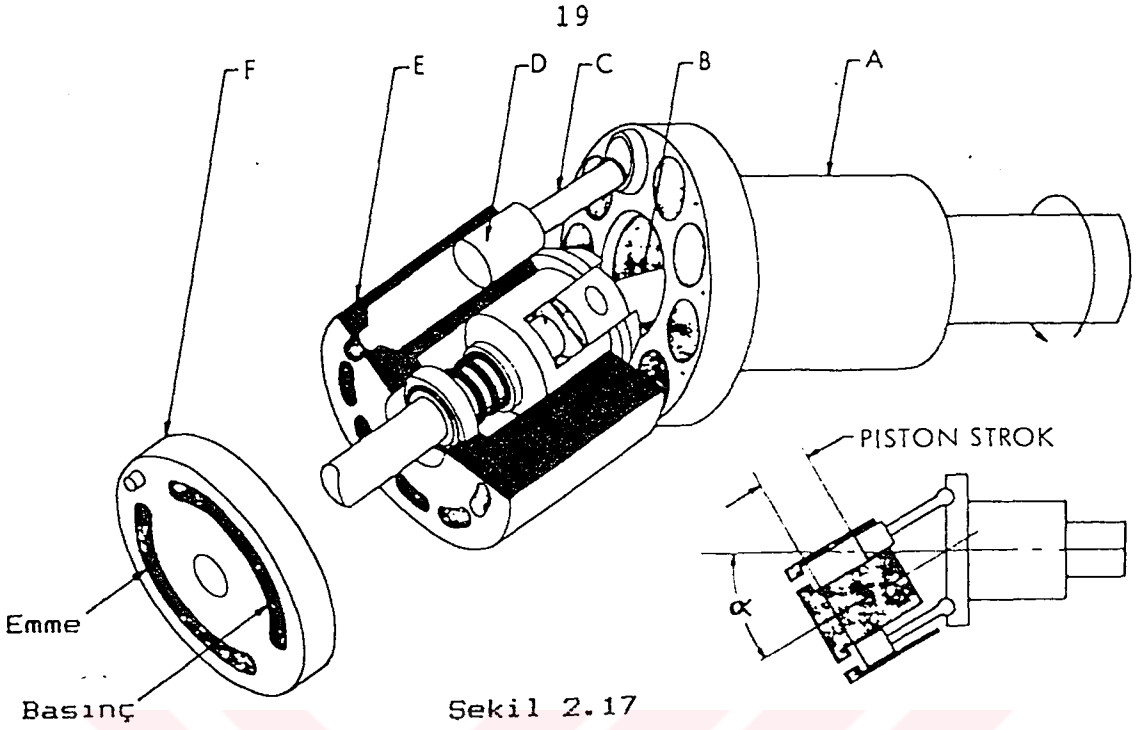
ve güç,

$$N=7,5 . \Delta P Z . d^2 Lh \quad (2.6)$$

şeklindedir

2.2.22- Eğik bloklu aksial pompalar

Silindir bloğu ekseninin tahrik mili ekseni ile şekil.17 de görüldüğü gibi bir açı yapmasıyla dairesel hareketi pistonlara iletirler. Temel parçalar tahrik mili A , universal bağlantı B , bağlantı çubukları C , pistonlar D ve



üzerinde böbrek şekilli bağlantı portlarını içeren silindir bloğu E dir.Hareketsiz valf levhası F silindir bloğuna giren ve çıkan akışkanın kontrolünü sağlar.

Tahrik mili silindir bloğunu üniversal kavrama sayesinde eksenler arasındaki açı ile tahrik edebilmektedir. α açısının küçülmesiyle piston strokları azalır yada açının büyümesiyle stroklar artar.Bu değişim sayesinde pompanın sevk miktarı,yada motor olarak çalışıyorsa devir sayısının istenilen değerlere ayarlanması sağlanabilir.Yarım tur boyunca emme portuyla irtibatlı pistonlar α açısına göre emme yaparlar ve diğer yarım turda basınç kısmından akışkanı sevk ederler.Pompa açısı α nın ters yöne geçmesiyle ve emme ve basınç kanalları görev değiştirirler.Kanalların düzenlenmesi ,silindir bloğunun temas halinde bulunarak üzerinde döndüğü hareketsiz valf levhasıyla sağlanır.Levhanın hareketsiz kalması üzerindeki pim sayesinde dir.Silindir bloğu ile levha arasındaki temas yay kuvveti ile olur.Portlar arasındaki kapalı kısımlarda piston geri hareketi sırasında sızdırmazlık sağlanır.Tek

Şekil 2.19 dan piston stroğu için

$$Lh=2Rf1.\sin\alpha \quad (2.8)$$

değeri ve debi içinde eğik diskli tiptekine benzer işlemlerle

$$Q=\pi d^2/4 .Z.n.2 Rf1 \sin\alpha \text{ dan}$$

$$Q=7.5 d^2Z \omega Dz \sin\alpha \quad (2.9)$$

Moment için:

$$M=\Delta P 7.5 d^2Z \sin\alpha \quad (2.10)$$

ve güç;

$$N=7.5\Delta PZ d^2Lh \quad (2.11)$$

Yukarıdaki formülleri deplasman ve değişebilirliğini düşünerek değişik bir yaklaşımla ;1 rd lık (57°) dönüştteki deplasmanı (birim hareketteki sevk) cinsinden gösterdiğimizizde. k7 :

$$q_t = a q_{t0} \quad q_t \text{ 1 rd daki deplasman}$$

$$q_{t0} \text{ max deplasman } a=1$$

Buna dayanarak debi,

$$Q = \omega q_t = a \omega q_{t0} \quad (2.12)$$

moment,

$$M = P q_t = a P q_{t0} \quad (2.13)$$

güç,

$$N = \omega P q_t = a \omega P q_{t0} \quad (2.14)$$

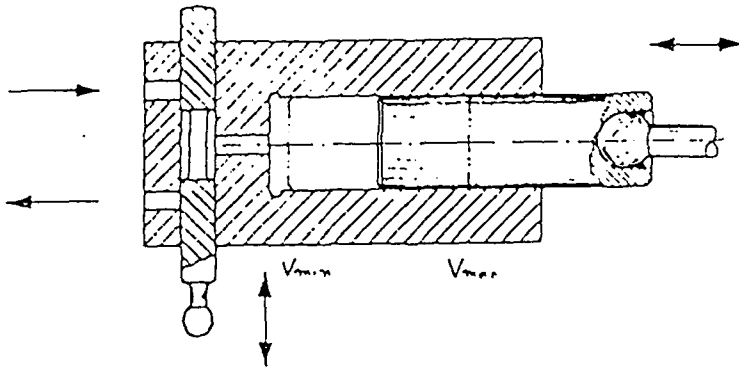
a=1 durumunda max değerler elde edilir. Deplasmanın a=-1,0,1 arasında değişimi ile deplasmanın yönü de değişir;

doğal olarak bu değişim dönüş yönünün değişmesiyle de sağlanabilir.Yada dönüşsüz uygun valf düzenlemeleri de çözüm getirebilir.

2.2.3 - Eksenel pistonlu makinalarda konstrüksiyon

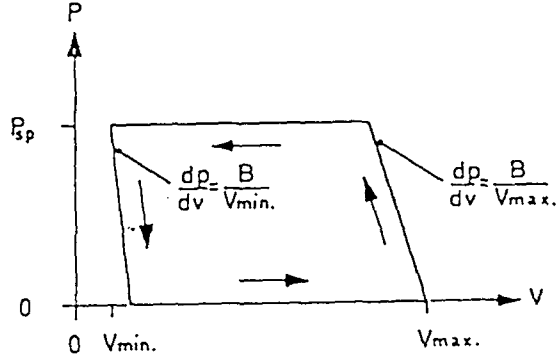
Bir hidrostatik makinanın dizaynında akışkanın sıkıştırılmaz olması ,yağlama kabiliyetinin olduğu ve yüksek basınçlara mukavim olması ve değişik deplasman ihtiyaçlarına cevap verme yeteneği göz önünde tutulur.Yüksek basınç ve düşük debi ihtiyacı (70 bar dan fazla, 10 l/s den az)ancak pozitif deplasmanla sağlanabilir.Genişleme ve sevkte ayrı bağlantı portlarına da gereksinim vardır.

Şekil 2.20 de basit bir silindirin çalışması görülyor sol tarafta emme ve basınç portları ve arada kayarak hareket eden ve silindir kanalını emme yada basma portuna irtibatlıyan kayıcı vardır.



Şekil 2.20

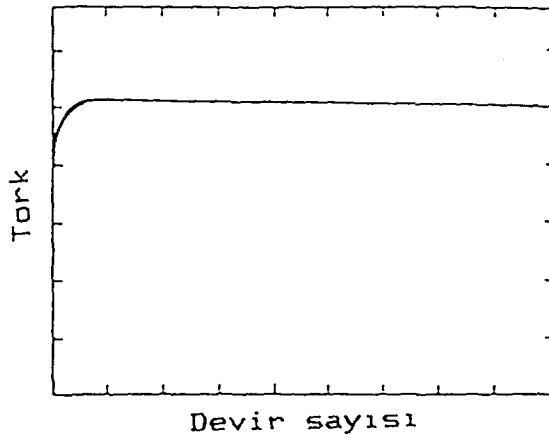
Şekil 2.21 de silindir üzerindeki hacim basınç ilişkisini gösteren çalışma diagramı görülyor.Pompa olarak



Şekil 2.21

çalışırken emme stroku V_{min} den başlar V_{max} a kadar sürer. Bu noktada emme portuyla irtibat kesilir ve silindir içindeki hacim gittikçe küçülür böylece sıkıştırma oranına göre sevk basıncına ulaşıldığında basınç hattı açılır ve piston V_{min} e ulaşınca sevk biter.

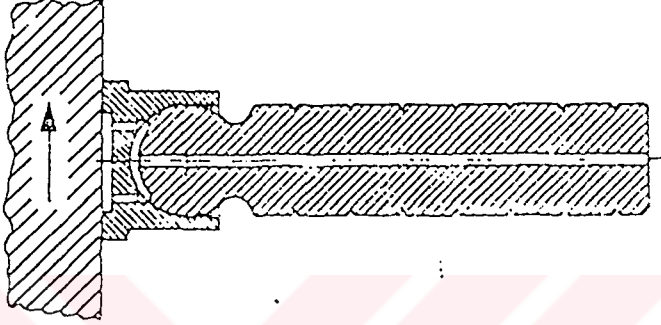
Hidrostatik makina motor olarak çalıştığında diagram ters yönde döner. Motor durumunda deplasman , tork , hız ve verimler; pompa durumunda yine deplasman, basınç , hız ve verimler esastır. Şekil 2.22 de pistonlu hidrolik makinanın motor durumundaki tork eğrisi görülmüyor. k4



Şekil 2.22

a-Piston ve pabuçlar

Bir aksial pistonlu makinanın en temel parçası olan pistonlar Şekil 2.23 de görüldüğü gibi pabucun içine küresel şekilde yerleşmişlerdir. Kanallardan pabucun , piston ve bağlantısının yağlanması sağlanır.



Şekil 2.23

Pabuç, piston alanında çalışma basıncından doğan kuvvetle yüklüdür. Çalışma basıncı aynı zamanda uygulanan basınçtır. ki

$$P_0 A_{\text{top}} = P_{SP} A_p \quad (2.15).$$

P_0 uygulanan basınç , A_{top} toplam alan

P_{SP} yağlama basıncı , A_p piston alanı

$$\text{yük faktörü } \lambda = \frac{A_p}{A_{\text{top}}} \quad (2.16)$$

Basınç düşüşü bu yük faktörü ile ilgili olarak;

$$\Delta P = P_{SP} - P_0 = \frac{(1-\lambda)}{\lambda} P_0 \quad (2.17).$$

Debi ve uygulanan basınç arasında Y_{sl} müsaade edilen sızıntı miktarına (bakınız bölüm 2.2.4. sy 30) bağlı olarak, k_1 k_7

$$\frac{Q}{P_0} = Y_{sl} \frac{\Delta P}{P_0} = Y_{sl} \frac{1-\lambda}{\lambda}$$

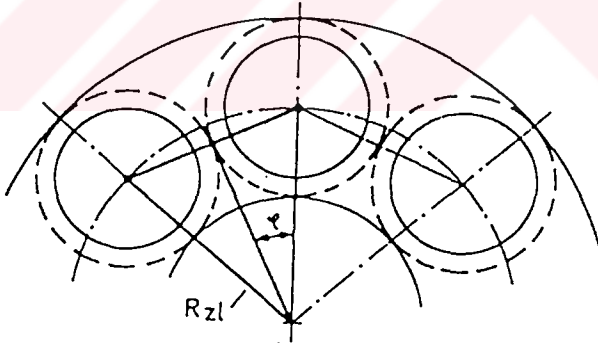
(2.18)

şeklindedir. λ faktörü sadece alana bağlı olup çalışma koşullarından etkilenmez.

Yağlama boşluklarının yüksekliğide ,viskozite,değişken sıcaklık , cidarların ısı transferi , kayma hızına göre belirlenir.Diğer yandan yüksek kayma ve dönme hızlarında kasıntıyı önlemek için boşluk miktarı arttırılmak istenir.

Pabuçtaki yük eğim açısına göre yük faktörünün değişimine sebep olmaktadır; fakat max 17° eğimde %5 değişime sebep olduğundan dikkate alınmaz. k_7 :

b- Silindir bloğu geometrisi



Şekil 2.24

Şekil 2.24 de görülen kesitte R_{zl} ,piston çapı d_p ve Z silindir sayısını düşündüğümüzde ;silindirler arasındaki en ince et kalınlığı iki silindir merkezi arasındaki doğru üzerindedir.Min et kalınlığı δ ise merkezler arasındaki doğrunun uzunluğu : $(1+\delta)d_p$ olur.

Şekilden ;

$$(1+\delta)dp=2R_{z1}\sin\phi \quad (2.19)$$

$$\phi=2\pi/2Z$$

Bu durumda R_{z1} nin değeri:

$$R_{z1}=\frac{(1+\delta)d_p}{2\sin\phi} \quad (2.20)$$

En ince kısımdaki gerilme ise

$$\sigma=P\frac{d_p}{\delta d_p}=\frac{P}{\delta} \quad (2.21)$$

δd_p , silindirler arasındaki en kısa mesafe

Değişken açılı pompada et kalınlığı piston çapının %25 -%33 arasındadır ($\delta= 0.25-.33$). Buna karşı gerilme konsantrasyonu da 3-4 arasındadır.k7

Eğik diskli makinalarda R_{z1} ve merkezler arasındaki uzaklık pabucun çapına göre belirlenir.

Optimum silindir sayısı silindir bloğunun geometrisine bağlıdır.Pompa sevkindeki yada motor durumunda düzenli tork karakteristiği sağlamak için daha önceki kısımlarda da belirtildiği gibi 5,7,9,... gibi tek numaralı sayıda piston içeren dizaynlar kullanılır.

Silindir sayısının artması durumunda:

- 1- Debi dalgalanmaları azalır.
- 2- Valf yüzeylerindeki basınç dağılımı dengelenir.
- 3- Silindir merkezinde $\delta/2$ durmunda daha çok boşluk

oluşur. Böylece üniversal kavrama yada geçme dengeleyici piston kullanımı olanaklı hale gelir..

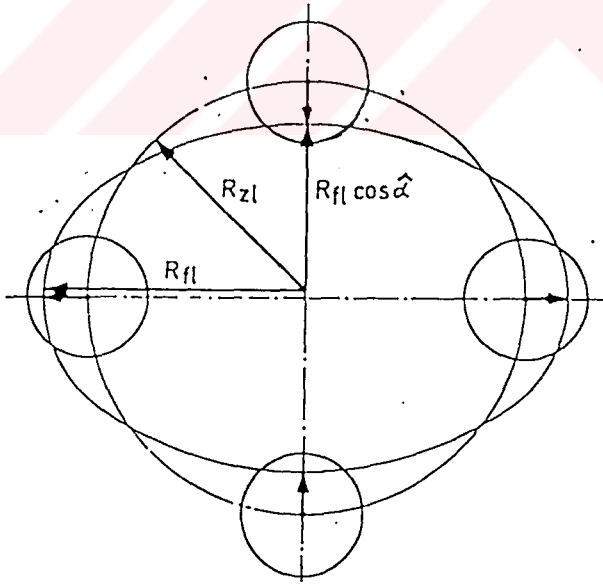
Bu saydıklarımıza karşı dezavantajlar ise:

4- Parça sayısı artar fakat boyutlar küçülür. Özellikle küçük tiplerde maliyet artışı olur.

5- Piston stroku , piston çapına göre daha büyük olur. Ayarlanabilen açık tiplerde piston hızının artması ve bağlantı çubukları ihtiyacı doğar.

c- Silindir bloğu ve tahrik flanşı arasındaki senkronizasyon

Çalışmada herhangi aksama ve hasardan korunmak için bu iki parça arasındaki açı çok iyi senkronize edilmelidir. Senkronizasyon için bağlantı çubuklarının eğimini γ_{CR} ile gösterirsek Şekil 2.25;



Şekil 2.25

$$\gamma_{CF} = R_{f1} / L_{CF} \Delta\theta \quad k7 \quad (2.22)$$

elde edilir.

R_{f1} tahrik flanşındaki küresel yuvaların merkeze uzaklığı.

L_{CF} kürelerin merkezleri arasındaki bağlantı çubuklarının uzunluğu.

$\Delta\theta$ senkronizasyondaki açısal hata.

Senkronizasyon piston gömleği ile bağlantı çubukları arasındaki temas ile sağlanmıştır, şekilden görüldüğü gibi küresel yuvalardan geçen çember eğim açısına göre elips şeklini almaktadır.

Bağlantı çubuklarının silindir eksenine göre eğimleri elipsin çapındaki değişime bağlıdır. 25° lik açı ile %5 çap artışı gerekir (silindir bloğuna göre). Çubukların tahrik flanşına göre $1^\circ - 0.5^\circ$ arasında serbestlikleri vardır. $k1$ $k7$ $k8$

Dezavantajları silindir bloğu ile tahrik flanşı arasındaki uyumsuzluğun bağlantı çubuklarının açısal pozisyonlarından dolayı hassas olmasıdır. Bu nedenle yağlama yoluyla suspansiyon gerekir. Max eğim açısı 28° ile sınırlıdır.

- Universal (kardan) kavrama kullanımı: Normal (tekli) kardan kavramaların hareketlerindeki düzensizlikten dolayı çiftli kavrama kullanma zorunluluğu vardır. Yada homokinetik (sabit hızlı) tip uygundur.

Dezavantaj olarak fiyat, kavramanın kırılabilirliği ve senkronizasyonun çok dikkatli yapılması gereğidir.

- Konik dişli kullanımı: Konik dişlilerle güvenilir ve güçlü bir senkronizasyon sağlanır. Tahrik flanşının merkezine uygulanabilir. En büyük engel ancak belirli açıda çalışabilmesidir, bu nedenle değişken deplasmanlı makinalarda kullanılamazlar.

d- Valf levhası

Şekil 2.17 de F ile gösterilen valf levhası sabit olarak durur ve üzerindeki böbrek şekilli kanallar emme ve basınç hatları ile bağlantı sağlar. Basınç hattından emme hattına geçiş belirli bir tur açısı sonunda başlar. Basınç oluşumu etkileyen faktörler:

1- Silindir ve valf levhası arasındaki boşluklardan sızıntı miktarı

2- Silindirdeki yağın sıkıştırılabilirliği. Büyük basınç artışları yada azalışları gürültü oluşumunu önler ;bu nedenle tur açısı mümkün olduğunca büyük tutulur. Fakat bu durum valf lehası ile piston ölü noktası arasındaki mesafeyi arttırdığından sınırlıdır.

Valf yüzeyleri üzerinde basınç çevresel olarak yayılır ve silindir portları arasındaki dönüş açısıyla değişir bu açıda yarım tur boyunca olduğu için 180° dir. Bu durumdaki doğrusal kuvvet. k7

$$F_a = P_{sp} [A_{cV} + A_{LP} / 2] \quad (2.23)$$

A_{cV} 180° boyunca böbrek kanallarının alanı

A_{LP} boşluk alanı.

Valf yüzeyleri bir çeşit hidrostatik yüzeye benzerler ve pistonlardan gelen kuvvetle silindir bloğuna karşı durur. Valf yüzeylerinin ayrılmaması için dengeleme faktörü β tanımlanır Z sayıda pistonun herbirinin A_p alanına sahip oldukları düşünülürse,

$$\beta = 2(A_{cV} + A_{LP} / 2) / A_p Z \quad (2.24)$$

elde edilir. β değeri 0.8-0.95 arasındadır. Bu faktöre rağmen dengelenmesi gereken kuvvetler böbrek kanallarından mutlaka

diğer bir yataklama elamanına iletilerek taşıtılır.

Sızdırmazlığı sağlamak için yuvarlatma çaplarının silindir bloğuna göre daha büyük seçilmesi ve çevresel genişlemeyi en aza indirmek amacıyla sertleştirilmiş dökme elik yada üzerine elektrolizle ince tabaka bronzla elde edilen yapılar uygundur.

2.2.4 - Kayıplar

Bir hidrostatik makinada sızıntı ve sürtünmeden doğan tork kayıpları söz konusudur. Sızıntı basınç ve viskoziteye bağlı olduğu gibi max deplasmanlarda orantılıdır. Müsaade edilen sızıntı miktarı Y_s yada kayma frekansı olarak ω_s olarak gösterirsek, sızıntı;

$$Q_s = Y_s P = \omega_s q_{t0} \quad (2.25)$$

şeklindedir.

Sızıntı miktarı max deplasmana ve yakalaşık olarak basınçla orantılıdır. Her ikisinde şaft dönüş frekansı ile artar.

Tork kayıpları sürtünme kayıpları ve sıvının makina içindeki doğal basınç kayıplarından oluşur. Sürtünmeden doğan basınç kaybını düşünerek;

$$M_L = P_L (a_1 \omega_1 P) q_{t0} \quad (2.24)$$

olarak moment kaybı elde edilir. Genelde kayıp basınç P_L ortalama 2 bar ile 8 bar arasındadır.

Kayıplarla birlikte efektif değerleri incelediğimizde ,pompalama tork için kayıp değerleri eklenmeli , sızıntı değerleri

çıkarılmalı. Motor durumunda da ters işlem yapılmalıdır.

Pompa için, (2.25)

$$Q_e = a\omega q_{t0} - Y_s \quad P = a\omega q_{t0} - \omega q_{t0}$$

$$M_e = aPq_{t0} + P_L q_{t0}$$

, efektif mekanik ve hidrostatik güç (2.26)

$$P_{me} = \omega M_e = a\omega Pq_{t0} + \omega P_L q_{t0}$$

$$P_{he} = PQ_e = a\omega Pq_{t0} - \omega_s Pq_{t0}$$

şeklindedir.

Motor durumunda yukarıdaki formüllerde + yerine - işareti konulmalıdır.

Verimleri incelersek , volümetrik verim;

$$\eta_v = \frac{Q_e}{Q_i} = 1 - \frac{\omega_s}{a\omega} \quad (2.27)$$

mekanik verim ,

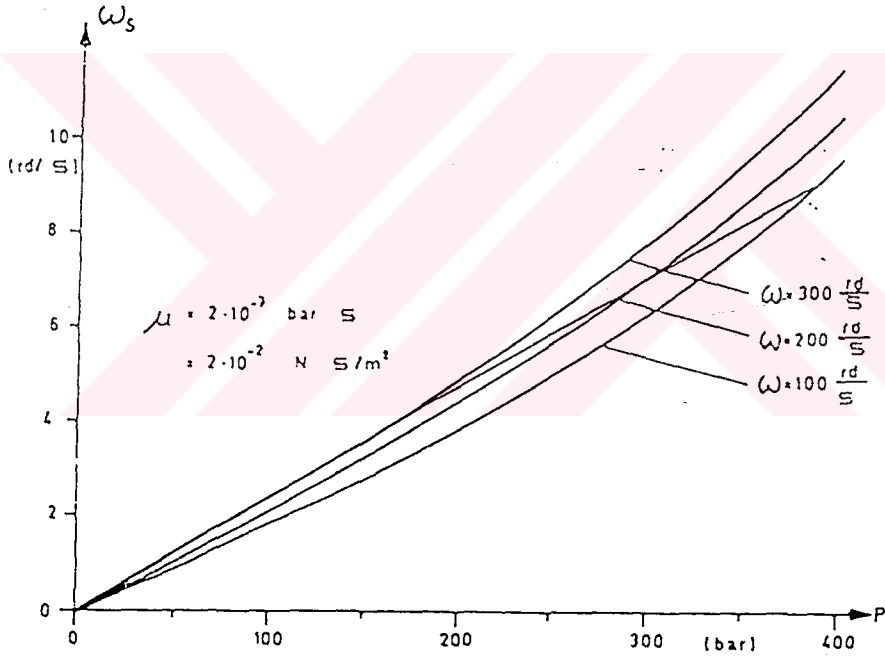
$$\eta_m = \frac{M_i}{M_e} = \frac{aPq_{t0}}{M_e} = \frac{1}{1 + P_L/aP} \quad (2.28)$$

toplam verim;

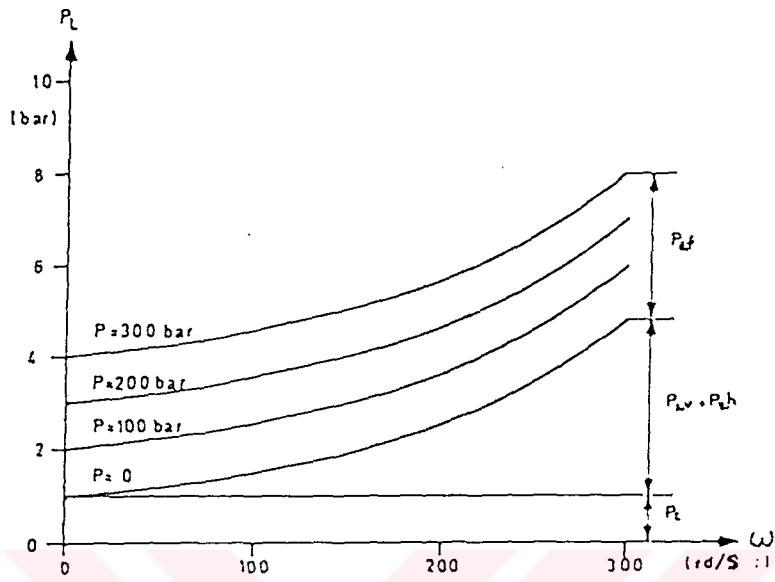
$$\eta_{tot} = \frac{P_{he}}{P_{me}} = \frac{a\omega Pq_{t0} - \omega_s Pq_{t0}}{a\omega Pq_{t0} + \omega Pq_{t0}}$$

$$\eta_{tot} = \frac{1 - \omega_s/a\omega}{1 + P_L/aP} = \eta_v \eta_m \quad (2.29)$$

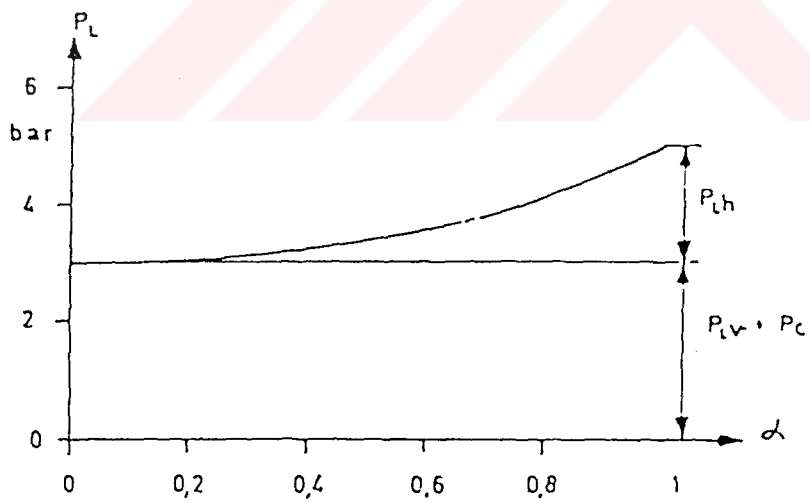
yukarıdaki formüllerde sabit deplasman durumunda $a=1$ örnek olarak şekil 2.26 de görülen grafikte değişik dönüş frekanslarında basınca karşı kayma frekansının değişimi , şekil 2.27 de ise aynı makina için değişik çalışma basınçlarında kayma frekansı ve kayıp basınç ilişkisi gözleniyor.Şekil 2.28 da da kayıp basınç deplasmanın fonksiyonu olarak verilmiştir.



Sekil 2.26



Şekil 2.27



Şekil 2.28

2.2.4.a - Kayıplar için modeller

Bu bölümde 2.12 ve 2.14 denklemlerinden yararlanarak çalışma karakteristiklerinin birbirleriyle ilişkilerini inceleyeceğiz. k7

- Sızıntı:

Eğer boşluk yüksekliği makinanın doğrusal boyutları ile orantılı ise sızıntı deplasmanla orantılı olur. Wilson'a göre ;

$$Q_S = C_S \frac{P}{\mu} Q_{t0}, \quad \omega_S = C_S \frac{P}{\mu} \quad (2.30)$$

şeklindedir.

Görüldüğü gibi Wilson formülünde sızıntı viskoziteye bağlıdır ve akışkanın ataleti göz önüne alınmaz. Schloesser ise bu atalet kuvvetini dikkate almıştır;

$$Q_{ST} = C_{ST} [2P/\rho]^{1/2} \cdot Q_{t0}^{2/3} \quad (2.31)$$

Fakat bu formülde sızıntının basıncın kareköküyle orantılı olması bir çok hidrostatik makinada sağlanamaz. Basıncın etkisi çoğunda doğru orantıdan fazladır. Ayrıca boşluklarda hız düşük olduğundan ve dinamik basınç gözardı edilebilir.

- Tork kayıpları:

tork kayıpları genellikle sürtünmeden doğar.

* Kuru sürtünmeden ;

$$M_f = C_f P Q_{t0} \quad (2.32)$$

C_f kuru sürtünme katsayısı

* Viskoz sürtünme ;

Viskozite ve dönüş frekansı ile orantılıdır.

$$M_v = C_v \mu \omega Q_{t0} \quad (2.33)$$

C_v viskozite katsayısı.

* Sabit sürtünme

Wilson'a göre conta ve segmanlardan doğar:

$$M_c = P_c Q_{t0} \quad (2.34)$$

Schloesser'de atalet kuvvetlerinden doğan terimleride ekleyerek;

$$M_h = C_h \omega^2 \rho Q_{t0}^{5/3} \quad (2.35)$$

şeklinde ki formülasyonu benimser.

Değişik kayıpların birleştirilmesiyle oluşan toplam kayıp daha hassastır. Tablo 1 de değişik modellerin efektif debi ve tork için formülleri verilmiştir. Bu işlem için 2.30 ve 2.35 , 2.20 formüllerine yerleştirilmiştir.

Tablo 2.1

.....

Wilson

$$Q_e = a\omega q_{t0} - C_s \frac{P}{\mu} q_{t0}$$

$$M_e = aPq_{t0} + C_f P q_{t0} + C_v \mu \omega q_{t0} + P_c q_{t0}$$

Schlösser

$$Q_e = a\omega q_{t0} - C_{fp} q_{t0} - C_{st} [2P/\rho]^{1/2} q_{t0}^{2/3}$$

$$M_e = aPq_{t0} + C_f P q_{t0} + C_v \mu \omega q_{t0} + C_h \omega^2 \rho q_{t0}^{5/3}$$

Thoma

$$Q_e = a\omega q_{t0} - C_s \frac{P}{\mu} q_{t0}$$

$$M_e = aPq_{t0} + C_f P q_{t0} + C_v \mu \omega q_{t0} + C_h a^3 \omega^2 \rho q_{t0}^{5/3} + P_c q_{t0}$$

.....

Tablo 2.2 de ise açısai hız ve kayıp basınçın Thoma modelindeki durumları görüliüyor.

Tablo 2.2

$$\omega_s = C_s \frac{P}{\mu}$$

$$P_L = P_{Lf} + P_{Lv} + P_{Lh} + P_c$$

$$P_L = C_f P + C_v \mu \omega + C_h a^3 \omega^2 \rho p_{t0}^{2/3} + P_c$$

Genelde hesaplamalarda grafikler matematik modellere tercih edilmektedir .Fakat teorik temeller için modeller gereklidir.

2.2.5 - Dizayn koşulları

Ekonomik koşullar boyut tip ve basınç seviyesiyle ilişkilidir.Hava araçlarında ise en önemli nokta toplam sistem ağırlığı ve güvenirliktir.Bu durumda yüksek sistem basıncı minimum bileşen ağırlığı koşulu seçilir.Yüksek çalışma basıncı büyük bileşenlerin azalmasını sağlar(daha büyük basınçla daha küçük yüzeyden gerekli güç sağlanabilir). Bu durumda 200 bar üstünde basınç gereklidir.

Krenler , dozerler gibi ağır yük ve koşullarda çalışan makinalarda 140 bar üzeri basınç seviyeleri kullanılır; fiziksel ağırlık temel koşul değildir.Dikkat edilmesi gereken hususlar bileşenlerin kapladığı hacim, akışkan

miktarı ve yüksek basınç altında bileşenlerin komutlara cevap verme (duyarlılık) süreleridir. Bağlantıların kısa olması kayıpları azaltacak , yüksek basınca uygunluk gösterecektir.

140 bar altındaki sistemler maliyet olarak en ucuz olanlardır. Bu basınç seviyesi için üretilen birçok parça da diğerlerine göre daha ucuzdur. Ayrıca orta ve düşük basınç seviyeleri için kullanılan hortum , flanş , borular ve ilgili parçalar diğer amaçlardaki (kimyasal işlevler, yağlama, sıvı transferi gibi) kullanıldığı için üretimi ve bulunabilirliği fazladır. Çalışma basıncının artmasıyla hortumların esnekliği de azalır.

Sabit deplasmanlı hidromotorların hızları sistem basıncıyla ayarlanır. Değişken deplasmanlı sistemlerde ise daha karmaşık çalışan yapılar vardır ve sonuç olarak da daha pahalıdırlar. Hidrostatik transmisyonunda hareketi sağlayıcı olarak kullanıldıklarında yükün ivmesinin artmasının ve azalmasının sağlanması durumunda değişken deplasmanlı pompa ve motor kombinasyonları yüksek verim sağlar.

Kesintili çalışma koşullarında sabit deplasmanlı pompalar ve motorlar uygun valf seçimi ve düzenlemesiyle ilk maliyetlerini azaltırlar. Karmaşıklığın azaltılmasında sistemlerin seçiminde temel esas olmalıdır.

2.2.6 - Seçim Faktörleri ve karşılaştırma

1. Volumetrik kapasite
(1/dak)... sabit deplasman
(0 dan max deplasman)...değişken deplasman
2. Çalışma hızı (d/dak)

3. Basınç seviyesi
4. Çalışma durumu (sürekli, kesintili yada kontrol tipine göre)
5. Yerleşim ve montaj durumu
6. Şaft boyutu ve tipi
7. Fiyat
8. Kullanılan akışkan
9. Çalışma sıcaklığı
10. Dizayn tipi (dişli, paletli, pistonlu)
11. Boyut ve ağırlık
12. Çalışma koşulları (titreşim, nem ,şok, yük durumu)
13. Çevreye etkileri (ısı yayımı, toz, yağ sızıntısı, gürültü)
14. Pompalar için tahrik durumu (direk kaplin, universal kavrama, kayış kasnak)
15. Emiş (güç) karakteristikleri (atmosferik basınç)

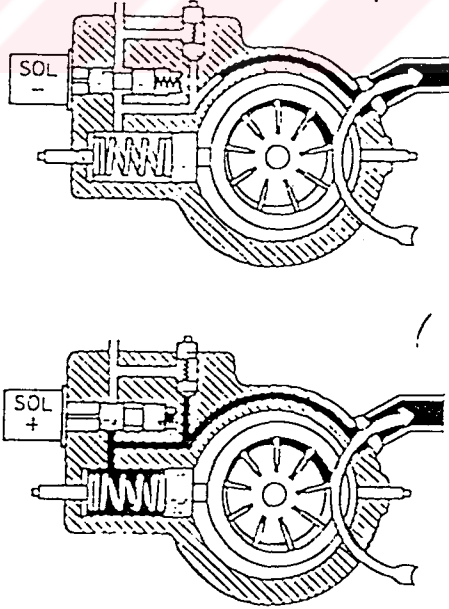
Tablo 2.2.3 Pompa tiplerinin karşılaştırılması kB

POMPA TİPİ	BASINÇ (MPa)	VERİM %	AĞIRLIK Kg/kW	FİYAT \$/kW	HIZ dev/dak
Dış Dişli	14-20	80-90	0,82	3-6	1200-2500
İç Dişli	3,5-14	60-85	0,82	3-6	1200-2500
Paletli	7-14	80-95	0,82	4-22	1200-1800
Aksıal pis.	14-70	90-98	0,41	5-37	1200-3600
Radyal pis.	20-70	85-95	0,57	4-26	1200-1800

3.- Pompalarda kontrol sistemleri

3.1.- Basınç kompenzasyonu

En çok kullanılan yöntemlerden biridir. Debideki $k5, k6, k9$ azalmayı basınç artışı ile karşılamaya yöneliktir. Otomatik hareketle güvenilirliği ve hassaslığı sağlanabilir. Bu amaçla yay kuvveti yada pilot hattı içeren sistemler kullanılabilir. Pilot basıncı ile mekanik yaya ek olarak kuvvet sağlanır. Şekil 3.1 de basınç hattından sağlanan pilot hattı yay yuvasına ulaşarak, az önce bahsedildiği gibi yayı desteklemektedir. Şekilde selenoidin (magnet) enerjisiz durumunda çıkış portu max basınç seviyesi yay gerilimi ile sağlanır. Eğer selenoid enerjilenirse pilot hattı yay yuvasına ulaşır ve basınçlı akışkan yayı destekler. Bu durumda basınç, pilot hattının bağlı olduğu küçük valfin ayarlandığı basınç seviyesine kadar artar.



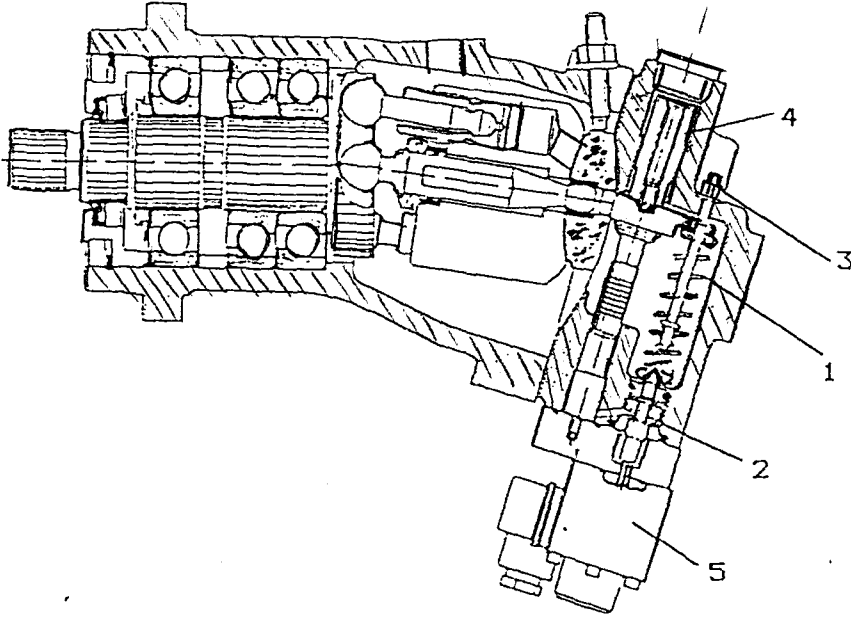
Şekil 3.1

3.2.- Orantılı pompa strok kontrolü

Pompa çıkışındaki max basınç seviyesini kontrol etmek için elektronik orantılı strok sistemi çok idealdir. Bu yöntemde bir mikro işlemci, programlanabilir kontrol edici, bilgisayar sistemi yada uzaktan kumandadan yararlanılabilir.

Orantılı direkt akım selenoidi doğru akım sinyalini bir kuvvet çıkışına çevirir. Tipik bir orantılı selenoid 24V doğru akımla çalışır ve 150mA den 700mA e kadar kuvvet çıkışı sağlayabilir. k5

Şekil 3.2 de pompa kontrolü orantılı selenoidle sağlanan bir sistem kesiti görülmüyor. Pompa 24V kumanda sinyal akımıyla orantılı olarak min ve max deplasman pozisyonları için cevap verir. Eğer sinyal yoksa pompa min. deplasman pozisyonundadır. Bu durumda geri dönüş yay kuvveti ve pozisyon pistonunun küçük yüzeyindeki sistem basıncı sayesinde konum korunur.



Şekil 3.2

Orantılı selenoid(5) enerjilendiğinde pilot pimini(2) iter.Daha önce ayarlanan küçük yay(3) üzerine akımla orantılı olarak pimin ilettiği kuvvet yeterli ise,pilot hattından geçen akışkanla pilot basıncı, pozisyon pistonunun geniş çaplı kısmına ek olarak etkir.Böylece valf levhası açısını arttıracak şekilde hareket ederek max. strok durumuna doğru; yani pompanın eksenleri arasındaki açıyı arttırır.Bu açı değişimi sırasında pistonla bağlantılı olan geri dönüş yayıda sıkışır.Bu yayın sıkışması sonucu uyguladığı kuvvet orantılı selenoidin uyguladığı miktarı aşınca pilot pimi yerine oturacaktır.Böylece pozisyon pistonunun geniş çapının basınç kaynağı ile bağlantısı kesilecek ve akışkan depoya dönecektir.

Konum akışkan akımında değişiklik olmadığı sürece korur.Değişiklik orantılı selenoidin kuvvet çıkışına bağlıdır.Benzer şekilde hidrolik devredeki ayrı bir basınç kontrol borusu ile max kuvvet yada tork kontrol edilirse , çıkışta hareket alınan sistemin hızı ve hareketi kontrol edilebilir.

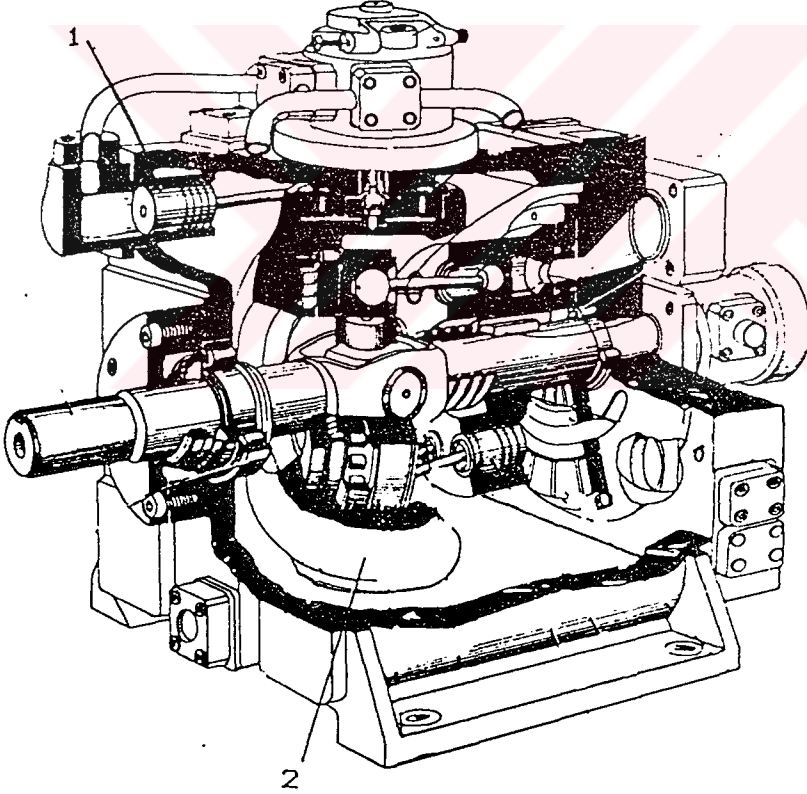
Orantılı selenoidle deplasman ve max. basınç kabiliyetinin birlikte ayarlandığı sistemlerde vardır.Örneğin yük duyum kontrolünde iki orantılı selenoidle ana orifis akımı ve pilot rahatlama(basınç düşürücü) birlikte ayarlanabilir.Bu sayede hidrolik sistemin hız ve kuvvet çıkışı elektronik olarak kontrol edilebilir.

3.3.- Servo pompa kontrolü

Uygun bir valf yapısı ve hidroelektrik yada hidromekanik yöntemlerle çok küçük düzeydeki sinyallerin sistem giriş ve çıkışında alınarak karşılaştırılması

esasına dayanır. Bu karşılaştırma sonucunda sistemin gereken sınırlar ve istekler doğrultusunda kalması için bu küçük düzeydeki sinyaller güçlendirilir ve kumanda işleminde kullanılır.

Şekil 3.3 de değişken deplasmanlı aksial pompa küçük bir servo valfle kumanda edilmektedir. Servo valf pistonuna (1) ulaşan akışkan pompa çıkış debisini eğim kutusunun (2) açısını değiştirerek sağlamaktadır. Pompa her iki yönde değişken deplasman sağlayabilmektedir.



Sekil 3.3

3.4.- Sabit güç kontrolü

Sistemin amacı tahrik alınan ana makinanın max. tork durumunda yada sabit güç durumunda kalmasıdır.

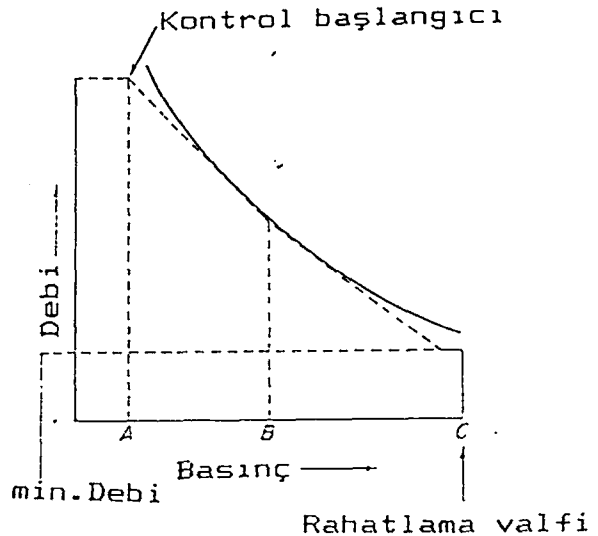
$$P=T.n \quad P \text{ güç[W] , } n \text{ [d/dak]}$$

Olduğu bilindiğine göre yukarıdaki şart için devir sayısına etki etmek gerekir.Yada

Güç= Basınç*debi , olduğundan sabit güç değerinin korunması için çıkış debisi fazla ise basıncın düşürülmesi yada basınç fazla ise debinin artması gerekir.Yük koşullarının değişmesi basınç değişimine sebep olduğundan sabit güç ihtiyacı için sistemde debinin değiştirilmesi gerektiği açıktır.

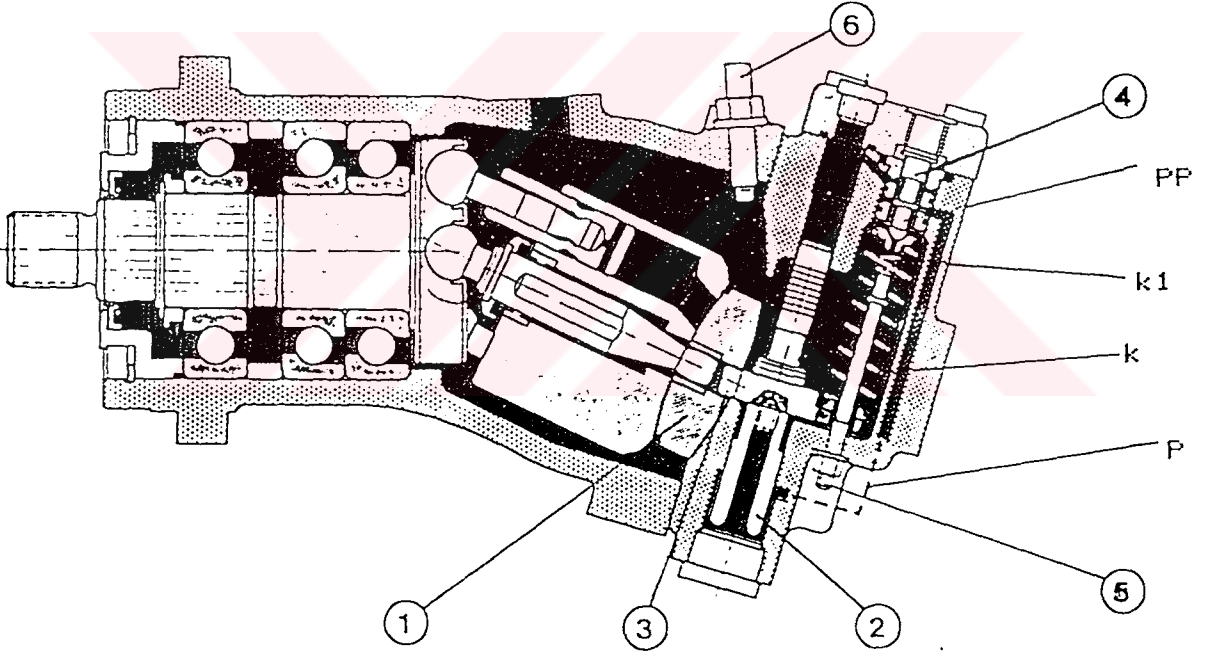
Sabit güç kontrol sisteminde yükten dolayı oluşan basınç değişimleri algılanır ve buna pompa deplasmanı ile cevap verilir.Kontrol sistemi ayarlama ihtiyacı duyulana kadar pompayı max. deplasmanda tutar.Ayarlama boyunca pompa mümkün olan en yüksek basıncı verir.

Şekil 3.4 sabit güç kontrolü durumunda basınç ve debi ilişkisi görülüyor.Kesikli çizgi gerçek diğeri ise teorik değişimi ifade eder.Pompa A noktasına ulaşana kadar max. yer deplasman pozisyonundadır.Basıncın olmadığı durumla A noktası arasındaki kaymanın sebebi pompa kayıplarıdır.Kontrol sisteminin ayarlamaya başlamasıyla basınç A dan B ye yükselirken debi hızlı bir şekilde düşer.B ve C arasında debideki azalma min. değere ulaşana kadar daha yavaştır.



Sekil 3.4

Şekil 3.5 de sabit güç kontrol ünitesi içeren aksial pistonlu pompa, dairesel kayma hattında hareket edebilen ayar merceğinin(1) ayar pistonu(2) den (3) numaralı pim ile aldığı harekete göre pompa açısını 7° ile 25° arasında değiştirmektedir. Normal çalışmada kontrol yayı(k) pompayı max. deplasman pozisyonunda tutar. Sistemde direnç oluştuğunda oluşan basınç ayar pistonunun küçük yüzeyine etkir. Aynı zamanda küçük duyum pistonunda basıncı algılar. Duyum pistonu üzerindeki basınç pilot piminin(pp) ,daha önceden ayar civatası(5) ile ayarlanmış küçük yaya karşı hareketi için yeterli değildir. Bu durumda pozisyon pistonunun geniş yüzeyindeki basınç pilot hattı(p) üzerinden pompa gövdesine döner.



Sekil 3.5

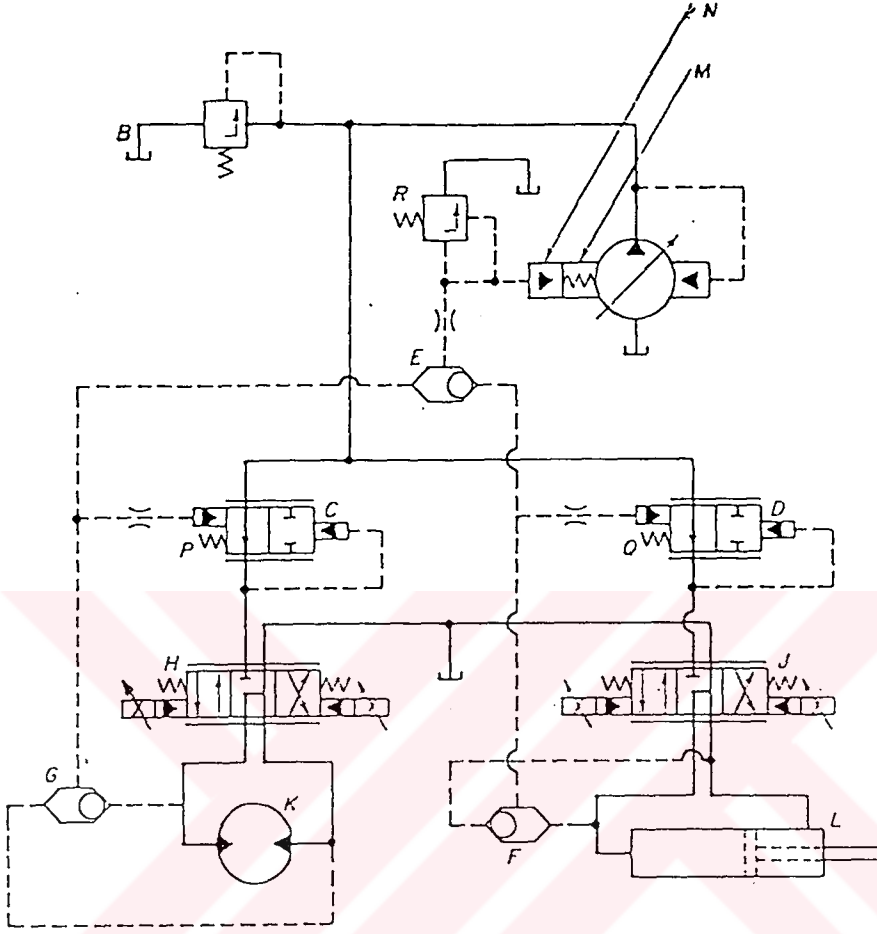
Sistem basıncının istenilen değerin üzerine çıkmasıyla duyum pistonu kontrol çubuğunu iterek pilot piminin konumunu değiştirecek böylece sistem basıncı pozisyon pistonunun geniş yüzeyine etkiyecektir. Geniş yüzeydeki basınç kuvveti daha fazla olacağından pozisyon pistonunun pompa açısının azalması yönünde hareketiyle silindir bloğu

açısı azalacak ve pompa debisinin de azalması sağlanacaktır. Pozisyon pistonunun bu hareketi sırasında kontrol yayı(k) da sıkışacak ve kontrol çubuğu ile duyum pistonuna kuvvet uygulayacaktır. Yay kuvveti ile duyum pistonu arasındaki basınç dengelendiğinde pilot pimi basıncı geniş çaplı pozisyon pistonuna iletacaktır. Bu şekilde debideki azalmada kontrol yayının ayarlandığı denge durumuna kadar devam edecektir. Kontrol yayı pompanın debi basınç eğrisine ek bir basınç oluşturmaktadır. Pompanın yaklaşık %50 strok azalmasından sonra kontrol yayı(k1) sıkışmaya başlar. Böylece pilot piminin konum değiştirmesini sağlayan duyum pistonunun ihtiyaç duyduğu ek basınç sağlanmış olur. Sonuç olarak daha yavaş basınç artışına karşı debi karakteristiği iki kontrol yayının kombine etkisiyle şekil alacaktır.

3.5.- Yük duyum kontrolü

Bu yönteme örnek olarak şekil 3.6 da değişken deplasmanlı pompalar için tipik bir yük duyum devresi k5 verilmiştir. Devrenin aktif durumda kalması için 15 bar değerinden az basınç olmamalıdır. Pilot basıncı bu en küçük basınç değerine eklenir ve bir mekik valf üzerinden beslenir. Bu valf düzeni yüksek basıncı algılar ve düşük basınçları bloke eder.

Örneğin şekilde H ve J valfleri nötr ise motor K'nın silindir hattı ve silindir L depoyla bağlantılıdır. Mekanik valf E pilot basıncına sahip değildir. Karşılıklı C ve D valfleri H ve J valflerine giden akışı Pve Q yaylarına bağlı olarak önler. Bu olay yaklaşık 10 bar civarında gerçekleşir.



Sekil 3.6

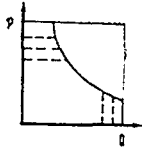
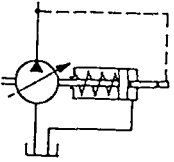
H valfinin enerjilenmesi ile K motoruna akışkan gönderilir. P yayını desteklemek üzere ise basınçlı besleme hattı mekik valf düzenine pilot hattı sağlayacaktır. Akış pompasının (A) max. basınç kontrolü N ye yönelmiştir. Basınç şeklindeki yük direnci C valfinin P yayına ve pompanın N kontrolüne eklenir. Basınç sadece yükten doğan direnç sebebiyle artar. Pompa çıkış basıncı ise yüke min. basınç değerinin eklenmesiyle oluşur. Akış değeri H valfinin kontrolü için yeterli olmalıdır. H valfi selenoidli, pilot hattı ile çalıştırılan oransal bir valftir. Yön ve debiyi

kontrol eder. Valf J de H ile aynı yapıdadır.K motoru belirlenen hızda dönerken J valfi değişir ve L silindirine genişlemesi için yeterince akışkan yollanır.Pilot akımı F ve E mekik valflerinden geçerek A pompası max. basınç kontrolü N ye ulaşır.N nin değeri pilot valf R den ayarlanır.Bu değerdeki basınç D valfinin J ve L silindirine ulaşır.H valfindeki basınç yükü K daki iş yükü ve P yayından oluşur.C valfide H valfine basınç beslemesini sınırlar.

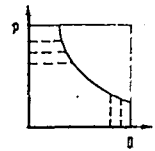
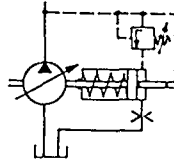
H ve J valfleri paralel bağlanmıştır.Sistemde A valfinin besleme kapasitesine uygun ek valfler kullanılabilir.Mekik sistemi pilot valf R tarafından oluşturulan max. basınç ihtiyacı için gerekli en yüksek basınç değerini hisseder. C ve D kontrol valfleri devredeki yüke ve yay kuvvetine bağlı olarak debiyi ve basıncı kontrol eder. K motorundaki yük silindir hareketini etkilemez.L silindiri motorun fonksiyonlarından izole edilmiştir.A pompası genelde değişken deplasmanlı pistonlu yada paletlidir.

3.6- Kontrol sistemleri diagramları ile aşağıdadır:

LD Doğrudan uyarılı güç regülatörü.
Sembol Diyagram



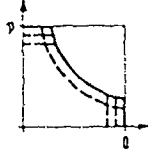
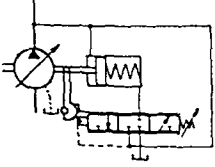
LDD Doğrudan uyarılı basınç sınırlamalı güç regülatörü
Sembol Diyagram



LV Ön uyarılı güç regülatörü

Sembol

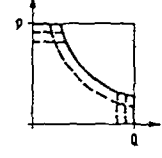
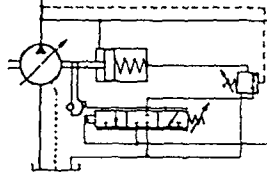
Diyagram



LVD Ön uyarılı, basınç sınırlamalı güç regülatörü

Sembol

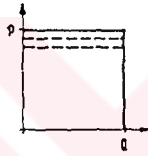
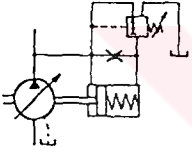
Diyagram



DRA Doğrudan bağlantılı basınç regülatörü

Sembol

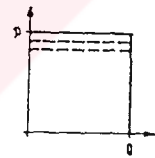
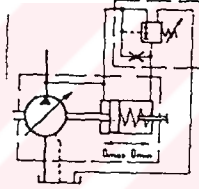
Diyagram



DRH Uzaktan hidrolik uyarılı basınç regülatörü

Sembol

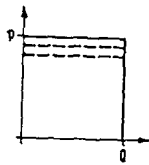
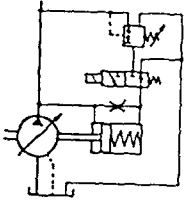
Diyagram



DRL Yük boşaltmalı basınç regülatörü.

Sembol

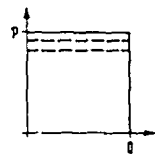
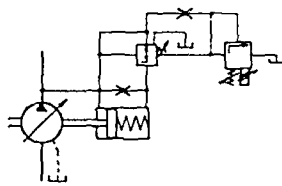
Diyagram



DRE Uzaktan elektrik uyarılı basınç regülatörü

Sembol

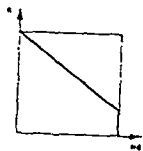
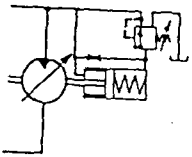
Diyagram



DRM Değişken debili motor basınç regülatörü

Sembol

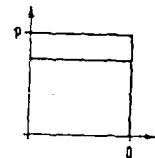
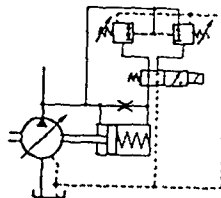
Diyagram



DRZ Çift çalışmalı basınç regülatörü.

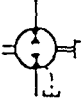
Sembol

Diyagram

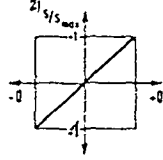


MA El ayarlamalı

Sembol

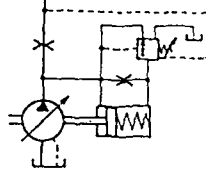


Diyagram

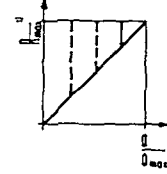


FÖ Akış regülatörü

Sembol

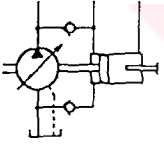


Diyagram

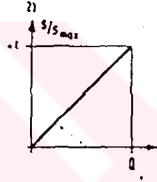


HM Akışa bağlı hidrolik ayarlama

Sembol

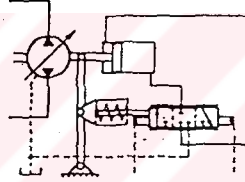


Diyagram

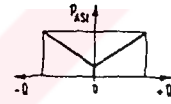


HD Basınca bağlı hidrolik ayarlama

Sembol

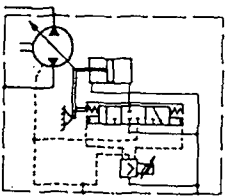


Diyagram

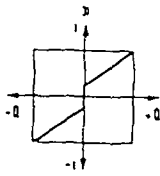


HDS Elektro hidrolik servo ventilli, basınca bağlı hidrolik ayarlama.

Sembol

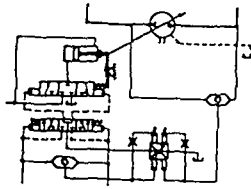


Diyagram

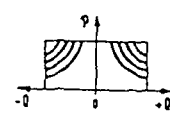


HDL HP Güç sınırlayıcı, basınca bağlı hidrolik ayarlama

Sembol

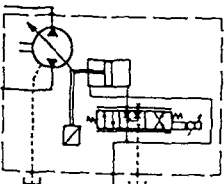


-Diyagram

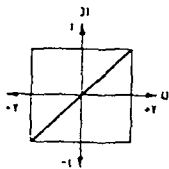


HSR Elektro hidrolik servo kumandalı ve elektrik geri beslemeli basınca bağlı hidrolik ayarlama

Sembol

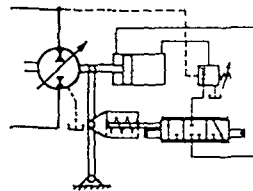


Diyagram

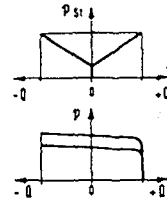


HDM Birbirine geçme etkili, basınca bağlı hidrolik ayarlama.

Sembol

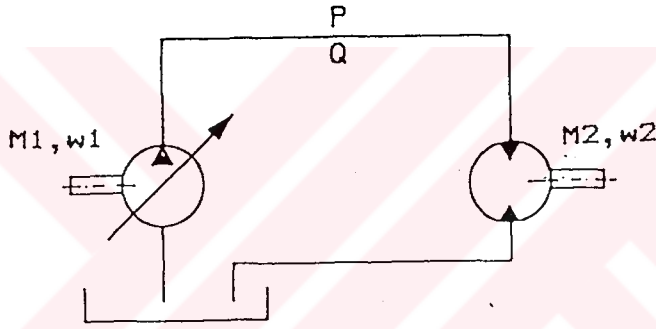


Diyagram



4.- Hidrostatik transmisyon

Hidrostatik transmisyon(HST) bir enerji iletim yöntemidir.Enerji giriş elamanı bir hidrostatik pompa çıkış elamanı ise bir hidrostatik motordur.Şekil 4.1 de temel bir HST sistemi görülmüyor.Sabit hızlı bir tahrik makinasına bağlı olan değişken deplasmanlı pompa ve onun beslediği motordan oluşan sistem elektrik transformatora benzetilebilir.Primer pompa, sekonder ise motor kısmıdır.Aralarındaki akış miktarıda pompa deplasmanına bağlıdır.



Sekil 4.1

HST Tercih sebepleri olarak:

- Çıkış enerjisi akışkanın basınç değişiminden oluşur.
- Her hız seviyesinde çıkış torqu elde edilebilir.
- Kayma eğilimi yoktur.
- Dönüş yönü ani olarak kolaylıkla değiştirilebilir.
- Giriş ve çıkış uzaktan yapılabildiği gibi yakın ve direkt bağlantıda mümkündür.
- Hidromotordan en düşük ve en yüksek hızlar da bile sabit torqu sağlanabilir.

Kapalı devre HST sistemde akışkan sadece sızıntıların karşılanmasıyla çevrim yapar. Şekilden görüldüğü gibi sistem ayrı bir pompa ile sürekli dolu tutulduğundan sızıntıları karşılayacak çok küçük bir depo yeterlidir. Bu küçük depo aynı zamanda filtre ve ısı transfer cihazlarının da üzerinde taşır. Değişken deplasmanlı tersinir tip pompa ile motorun hız ve yön değişimi kontrol edilir.

Transmisyon tipinden bağımsız olarak hidromotorlar iş yapmak için dönme hareketi oluştururlar. Dönme kuvveti yani tork hidromotorun basınç kapasitesine ve geometrik yerleşimine bağlıdır. Bağıntı olarak göstermek istersek:

$$Tork [Nm] = \frac{Basınç [N/m^2] \cdot Deplasman [m^3/devir]}{2\pi} \quad (4.1)$$

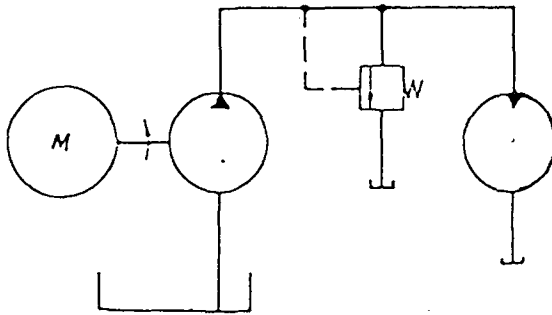
şeklindedir.

4.1- Motor pompa kombinasyonları

HST için bir çok pompa motor kombinasyonu mevcuttur. Bunlar:

a- Sabit deplasman pompa ve motor

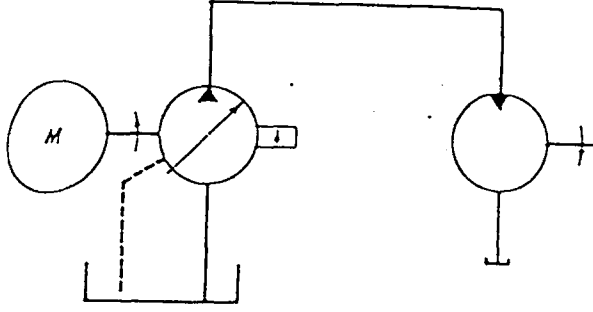
Şekil 4.3. Güç , tork ve hız arasında sabit oran sağlayan sistem için rahatlatma valfinin ayarı tork seviyesini belirler. Sistem ucuz olmasına rağmen sabit deplasmanlı pompa, motoru tam yük durumunda sabit hızda tahrik edecek şekilde seçilmelidir. Bu koşulda uygulamada sınırlılık doğurur.



Şekil 4.3

b- Değişken deplasmanlı pompa ve sabit deplasmanlı motor.

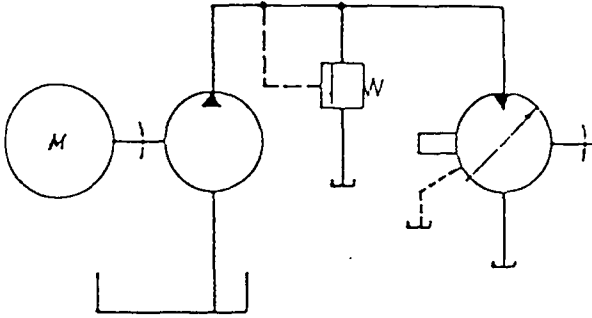
Bu sistem sabit tork sağlar.Şekil 4.4 .Pompa sevki motor hızını ayarlamak üzere değiştirilir fakat tork sabit kalır.Özellikle sabit yüklü sistemler için idealdir.



Şekil 4.4

c- Sabit deplasmanlı pompa ve değişken deplasmanlı motor

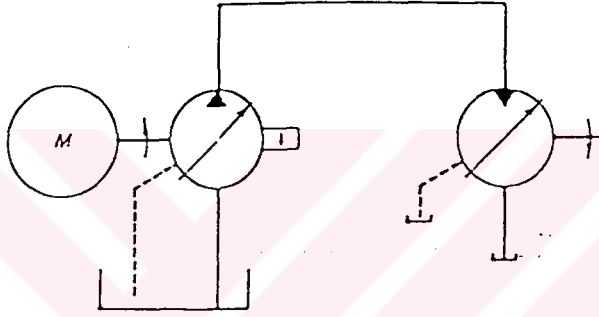
Şekil 4.5. Eğer pompa sevki sabitse ve motor deplasmanı değişkense bu durumda sabit tork ve hız sonucunda sabit güç elde edilir.Motor hızı arttığı zaman torkda azalır ve sabit güç ihtiyacı karşılanmış olur.



Şekil 4.5

d- Değişken deplasmanlı pompa ve
değişken deplasmanlı motor

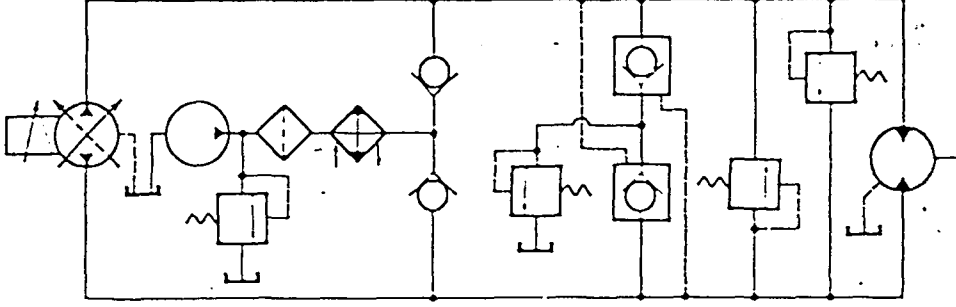
Şekil 4.6.Pompa ve motorun deplasmanının değişebilirliği ile tork ve güç arasında sonsuz oranlar sağlanabilir.Motor deplasmanı en yüksek değerindeyken pompa çıkışını direk olarak değişimi hızı ve güç çıkışını değiştirir ve bu arada tork sabit kalır.Motor deplasmanın ,pompa tam deplasman durumundayken düşürülmesiyle motor hızının max. eğere çıkması sağlanır.Torkda motor hızıyla ters orantılı olarak değişir ve güç ise sabit kalır.



Şekil 4.6

4.2.-Kapalı devre HST özellikleri

Sabit tork sağlayan bir hidrostatik sistemde örnek olarak servo kontrollü değişken deplasmanlı pompanın ,sabit deplasmanlı motoru tahrik ettiği kapalı devre transmisyonu ayrıntılı olarak inceleyelim.Öncelikle kaymadan doğan artık(iş görmeyen) akışkan miktarı bir sızıntı hattı ile motor ve pompa gövdesinden uzaklaştırılması gerekir. Genelde motor ve pompadan gelen sızıntı hatları birleştirilip ısı değiştirgeci üzerinde soğutulduktan sonra depoya döner.Kapalı devre HST için en önemli noktalardan biride bir doldurma pompasının kullanılmasıdır şekil 4.7.Bu pompa genelde ana pompa ile birlikte bir gövdededir. k2



Sekil 4.7

Doldurma pompasının görevlerini sıraladığımızda;

- Pompa ve motor kaymasından doğan kayıp akışkan miktarını sürekli takviye ettiğinden kavitasyonu önler.
- Değişken deplasmanlı üniteler için kontrol akışkanı sağlar.

Doldurma pompası girişinde normalde 10µ filtre bulunur. Doldurma pompasından kontrol hattı üzerinde düşük basınç rahatlama valfi vardır ve uygun çek valf düzenlemeleri ile basınç hattıyla bağlantılıdır. Motor tarafında ise yüksek basınç ve alçak basınç hatları arasında geçiş rahatlama valfleri bulunur. Bu hatlardan birinde basınç yükselmesi arttığında düşük basınçlı olana akışa müsaade ederek motoru korurlar. Bu işlem bir mekik valf vasıtasıyla yüksek basıncın , düşük basınç rahatlama valfine ulaştırılmasıyla da gerçekleştirilebilir.

4.3.- Açık devre HST özellikleri

Açık devrelerde en önemli nokta pompa emiş koşullarıdır. Atmosfer basıncı etkisinde olduklarından devir sayısının yükselmesi ile kavitasyon doğar. Bu nedenle de müsaade edilebilen hız değeri düşük tutulur.

Eğer kavitasyondan dolayı oluşan bu sınırlamadan kurtulmak isteniyorsa kullanılan pompa aşırı doldurmalı olmalıdır. Aşırı doldurma pompası kapalı devre sistemde

bahsedilen doldurma pompasından farklıdır.

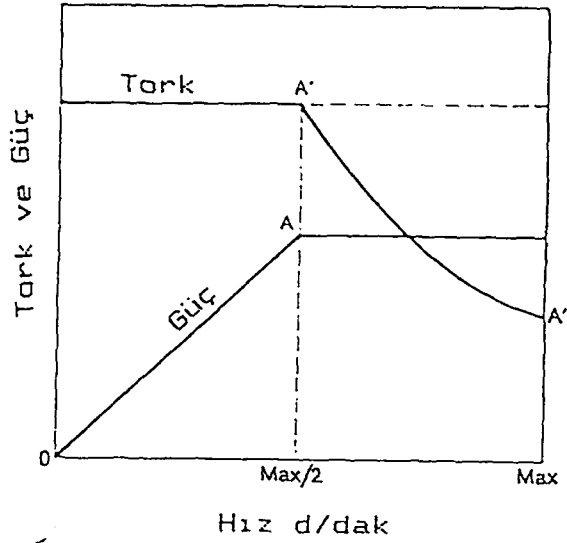
Doldurma pompası ana pompayı besler ve kontrol için gerekli akışkanı sağlar.Fakat bir aşırı doldurma pompası ana pompadan daha büyüktür ve tüm pompa çıkış gücünü içeren akışı; aynı zamanda da kaymadan doğan sızıntı miktarlarınınıda karşılayabilir.Bazı dizaynlarda aşırı doldurma pompası yerine basınçlı depo kullanılır.Bu sistem uygulamada çok hassaslık ve ses izolasyonu gerektirir. Özellikle deponun cidar kalınlıkları ve dayanımı konularında çok ihtiyatlı davranılmalıdır.

Açık sistemdeki en önemli problemlerden biride yükün frenlenmesi sorunudur.Kapalı devre HST de tersinir akışla bu işlem kolaylıkla yapılabilirken açık devrelerde bu işlem daha karmaşıktır.Böyle bir durumda açık sistem pompası bir enerji yutucu olarak çalışır .Eğer sistem yeterli şekilde dizayn edilebilmişse hızın dengelenmesi bu şekilde sağlanabilir.Sorunun temel çözümü ise dinamik frenleme koşullarında kapalı sistemin tercih edilmesidir.k2

4.4.- Çalışma ve karakteristikler

4.4.1- Tork hız oranı

Teorik olarak en yüksek güç debi ve basıncın fonksiyonu olarak iletilir.Bununla birlikte değişken çıkış hızlarında teorik hız , tork/hız oranına bölünür ve gerçek güç çıkışı elde edilir.En yüksek sabit güç en düşük hız durumunda sağlanır.Örneğin şekil 4.8 de en düşük hız güç eğrisi üzerinde A noktasıdır ve en yüksek hızın yarısıdır. Bu durumda tork hız oranıda 2:1 dir.En yüksek güç ise teorik değerın 2 ye bölünmesiyle elde edilir.A' noktasında, çıkış hızı A ya göre tork eğrisi hızın artışıyla düşme eğilimi gösterir.En yüksek çıkış hızı A'' ye kadar düşebilir.k2



Sekil 4.8

Eğer çıkış hızı en yüksek değerinin yarısından küçükse tork en yüksek değerinde sabit kalır. Fakat güç hızla orantılı olarak düşer. A noktasındaki hız kritik hız olarak adlandırılır. Kritik hızın altında güç lineer olarak düşer ve bu aralıkta tork sabittir. Kritik hızın üstünde ise sabit güç sağlamak için tork düşme eğilimindedir. Kritik hız transmisyon bileşenlerinin dinamiğine bağlıdır.

Genel olarak HST karakteristikleri tablo 4.1 de gösterilmiştir

Tablo 4.1

DEPLASMAN		TRANSMİSYON ÇIKIŞI		
Pompa	Motor	Güç	Tork	Hız
Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit
Değişken	Sabit	Değişken	Sabit	Değişken
Sabit	Değişken	Sabit	Değişken	Değişken
Değişken	Değişken	Değişken	Değişken	Değişken

4.4.2- HST bağıntıları

Primer ve sekonder kısımların max. deplasmanda olduğu kayıpsız durumda;

$$Q = a\omega_1 Q_{t0} = \omega_2 Q_0 \quad (4.1)$$

şeklindedir.

Primer ve sekonder kısımdaki basınç aynı ise; tork ilişkisi:

$$P = \frac{M_1}{aQ_{t0}} = \frac{M_2}{Q_0} \quad M_1 = aM_2 \quad (4.2)$$

elde edilir.

Kapalı devredeki efektif basınç farkı frenleme yada ters dönüşte negatif değer alabilir. Eşitliklerdeki a deplasman katsayısı bu nedenle 1,0,-1 arasında değişir. Büyük çıkış frekanslarında ayarlanabilir deplasmanlı motor kullanılması gerekli olur. a1 ve a2 primer (pompa) ve sekonder (motor) deplasman katsayılarını temsil ettiğine göre;

$$a_1\omega_1 Q_{t0} = a_2\omega_2 Q_{t0} \quad \omega_2 = \frac{a_1}{a_2}\omega_1 \quad (4.3)$$

basınçların eşitliğinden ,

$$\frac{M_1}{a_1 Q_{t0}} = \frac{M_2}{a_2 Q_{t0}} \quad M_1 = \frac{a_1}{a_2} M_2 \quad (4,4)$$

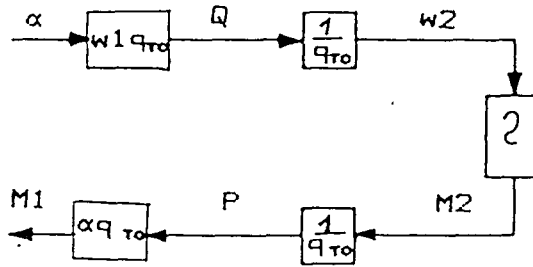
Bir çok primer ve sekonderden oluşan devreler de mümkündür. En çok kullanılan formda iki sekonderin paralel

bağlanması durumunda basınçlar eşit kalır fakat debiler birbirine eklenir. 3 hidrostatik makinanında aynı max. deplasmanda olduğu düşünülerek ve basınç ,debi (4.7) dengelerinden;

$$\omega_2 + \omega_3 = \omega_1 \quad M_2 = M_3 = \frac{M_1}{a} \quad (4.5)$$

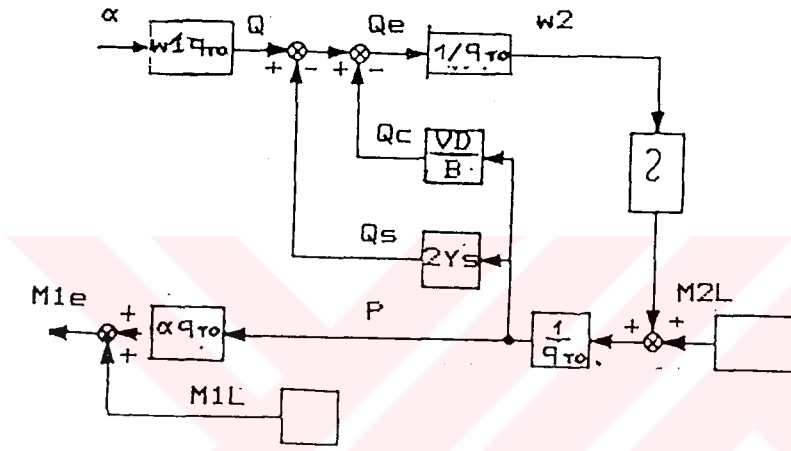
İki yada daha çok sekonder içeren devrelerin seri bağlanması durumunda akış ve çıkış dönüş frekansları primer tarafından sağlanan debiye bağlı olarak eşittir. Her yük durumu için gereken tork ihtiyacı düşünüldüğünde bağlantılı sekonderde bir basınç düşüşü olur. Bu dezavantajlardan dolayı seri bağlı durum pek kullanılmaz fakat yüksek basınçlı sistemlerde yada ani tork gereksinimini karşılamak için uygun olabilirler.

Örnek olarak ayarlanabilir deplasmanda pompa ve sabit deplasmanda motor kullanarak Şekil 4.9 deki blok diagramı göz önüne alalım. Pompa, yani primer deplasman ayarı a , birinci blokta akış miktarı Q_1 ve ikinci blokta çıkış dönüş frekansı ω_2 yi belirler. İki blok arasındaki dikey blokta yük ve tork arasındaki ilişki temsil ediliyor.



şekil 4.9

Şekil 4.10 da kayıplarıda göz önüne alarak düşünürsek; alt blok sağ taraftaki M2L kayıp torqu çalışma basıncından etkilenir. Bu basınç M1L torqu kaybının primerde eklenmesiyle Primeritahrik için gerekli efektif basıncı belirler. Basınç aynı zamanda orta blokta müsaade edilen sızıntı miktarı Y_s kadar Q_s kaybına yol açar. Bu bloktaki 2 çarpanı primer ve sekonderdeki kayıplar toplamı içindir.



Şekil 4.10

Ayrıca şekilde bir blokta sıkıştırılabilirliği Q_e belirliyor. V ana hattaki hacmi, B sıkıştırılabilirlik modülü, D türev operatörü olmak üzere; k7 :

$$Q_c = \frac{V}{B} \frac{dp}{dt} = \frac{V}{B} Dp$$

(4.6)

Akışkanın sıkışabilirliği basınç değişimi ile orantılı olup sadece basınç değişimleri durumunda göz önüne alınabilir.

Sistemde yükün karakteristiklerine göre çıkış shaftının büyük atalet yada moment iletmesi durumunda çıkış durumunda çıkış torkunda ve frekansında ani değişimler olur.

Kayıpların çıkış karakteristiğine etkilerini belirlemek için hidrostatik makinanın max. deplasmanından bağımsız olan ve daha önce tanımlanan kayma frekansı ve kayıp basınç miktarlarından yararlanabiliriz.

2.25 denklemlerinden ve dengeden;

$$\omega_1 a Q_{t0} - \omega_{s1} Q_{t0} = \omega_2 Q_{t0} + \omega_{s2} Q_{t0}$$

$$\omega_2 = a\omega_1 - \omega_{s1} + \omega_{s2} \quad (4.7)$$

ω_{s1} , ω_{s2} primer ve sekonderin kayma frekansları

Tork, primer , sekonder arasındaki ilişki 2.25 den

$$\frac{M_{1e} - PL_1 Q_{t0}}{a Q_{t0}} = \frac{M_{2e} + PL_2 Q_{t0}}{Q_{t0}} \quad (4.8)$$

$$M_{2e} = \frac{M_{1e}}{a} - \frac{PL_1 Q_{t0}}{a} - PL_2 Q_{t0} \quad (4.9)$$

PL_1 , PL_2 kayıp basınçlar.

4.7 ve 4.9 denklemlerinden HST efektif performans kayıpları göz önüne alınarak volümetrik ve mekanik verimler için;

$$\omega_2 = a\omega_1 \eta_v \quad M_{2e} = \frac{M_{1e}}{a} \eta_m$$

$$\eta_v = 1 - \frac{\omega_{s1} + \omega_{s2}}{a\omega_1} \eta_m = 1 - \frac{PL_1 Q_{t0}}{M_{1e}} - \frac{PL_2 Q_{t0}}{M_{1e}/a} \quad (4.10)$$

Deneysel olarak sistem çıkış torku olmaksızın çalıştırılır , kayıplar göz önüne alınmaz.Artan torkla birlikte çıkış frekansındaki düşüş volümetrik verimi ve primerle sekonder torkları arasındaki karşılaştırma ile mekanik verim bulunabilir.

4.4.3 - HST boyutlandırma

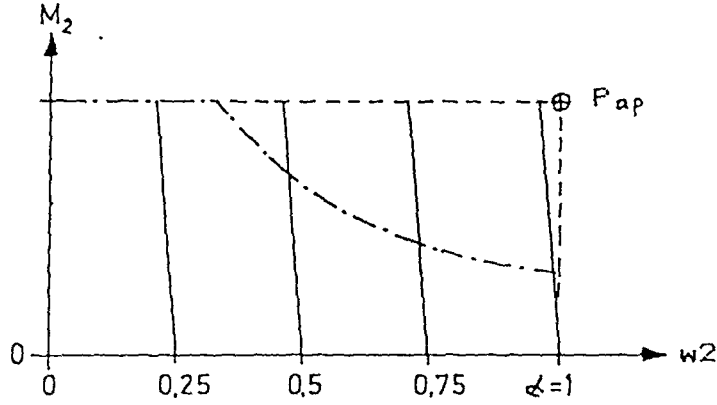
HST çalışmasında boyutlandırma için limitlerin belirlenmesi gerekir.Temel olarak iki tür limit vardır bunlar;

- Makina tarafından hiç bir zaman aşılamayan iç limitler.
- Makina tarafından aşıldığında tehlike doğuran limitler.

İç limitlere örnek olarak HST de değişken deplasmanlı pompa kullanıldığında max. çıkış dönüş frekansı.Aynı zamanda teorik olarak ulaşılabilen bu limitin uygulamada daha düşük değerlerde tehlike doğurması mümkündür.

HST için diğer bir iç limitte müsaade edilen çalışma basıncında mümkün olan torkdur.Primerin deplasman ayarı sırasında bu limit değerlerine göre ayarlama yapması gerekir,hasardan korunmak için kontrol devrelerinde problem olduğu zaman devreye girecek emniyet valfleri kullanılması zorunludur.

Şekil 4.11 de yükün dönüş frekansına karşı tork değeri ve sekonderin 4 ayrı primer deplasmanındaki değerleri sürekli dikey çizgilerle temsil edilmiştir.Dikeylikten hafifçe sapmaların sebebi primer ve sekonderdeki kayıplardır.



Şekil 4.11

Şekilden izlendiği gibi

1- Max çıkış torku ,müsaade edilen basınç ve sekonderin deplasman değeri ile birlikte belirlenir.

2- Sağdaki düşey kesik çizgi yükün max dönüş frekansı olup bir iç çalışma limitidir.

3- Bazı durumlarda ana tahrik makinasından dolayı primerin müsaade edilen tork değeride sınırlıdır.Noktalı kesik çizgi ile gösterilen bu sınır güç limit olarak da adlandırılır.

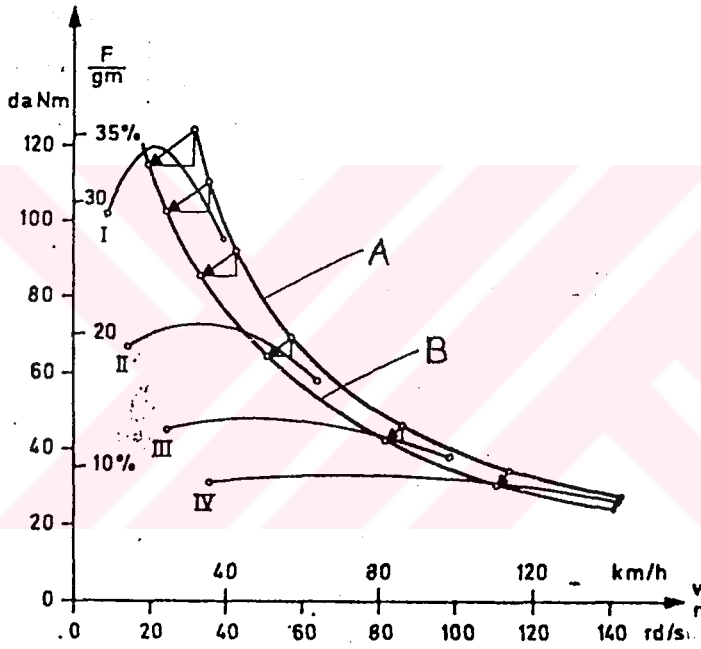
Boyutlandırma ana tahrik makinası gücü max. dönüş frekansı ve tork çıkışına göre yapılır.Bu kombinasyon görünen güç olarak adlandırılır ve

$$P_{ap} = \omega_{\max} M_{\max}$$

(4.11)

şeklindedir.Sekonderle yük arasındaki redüksiyondanda bağımsızdır. k1 k7 k8

Şekil 4.12 de bir otomobil transmisyonu için dönüş frekansı ve tork arasındaki mümkün olan performanslar görülmüyor. Motor tam devrinde ve transmisyon kayıpları ihmal edildiğinde A eğrisi ; kayıplarla birlikte B eğrisi oluşuyor. İki eğri arasındaki oklar kayıp basınç ve kaymadan oluşan değişimi gösteriyor. Şekilden aynı zamanda 4 vitesli mekanik dişli kutulu sistemin aynı motordaki sonuçları da izlenebiliyor. Otomobil 1275 kg , max hız 140 km/h ve motor 66 daNm , 600 rd/saniye frekansında.



Şekil 4.12

Gereken güç miktarı deplasman hacmini dolayısıyla da pompa kütlelerini, boyutlarını ve fiyatını belirler. Eğer bir hidrostatik makina güçsüz bir ana makina ile tahrik ediliyorsa relatif güç kaybı ve ideal dışı verimler oluşur. Bu durum 4.10 eşitliğinde bölü çizgisinin altındaki kısım küçülmesiyle izlenebilir. Yükün görünen gücü ile tahrik makinasının gücü arasında

$\gamma = P_{ap}/P_1$ şeklinde tork katsayısı adı alan bir oran vardır. Ekonomik çalışma ve yukardaki sonuçlara göre bu değer 3-4 arasında olmalıdır. Genelde grafiklerle çeşitli sistem donelerinden uygulanabilirlik katsayısı eldesi ve bu katsayıların karşılaştırılması yöntemi de uygulanır. Kısım U2 de grafik yöntemi uygulanmıştır. k7

HST uygulamasının bir dezavantajı olarak genelde γ oranı ihtiyacının 10-12 arsında değişmesidir. Örneğin kamyonlarda ve otobüslerde görünen güç ihtiyacı 1600-1900 kW dır ve 160 kW civarında tahrik makinası içerirler. Bu durumda büyük hidrostatik makina teçhizatı gerekir, fakat çok büyük güç ve verim kayıpları oluşur. Bu durumdan kurtulmak için mekanik iki hızlı dişli kutususu sekonder ve tekerlek arasına koyulmasıyla ekonomik bir çözüm sağlanabilir.

A - Raylı Taşıtlarda Bir Uygulama

Buraya kadarki kısımlarda hidrostatik sistemleri ve özellikle hidrostatik transmisyonu "HST", temel bileşenlerini inceledik. Bu kısımda incelemelerimize örnek olması amacıyla raylı taşıtlardan bir lokomotifin yardımcı donanımlarında kullanılan hidrostatik sistemi etüd edeceğiz.

Şekil U.1 de orjinal şeması ve şekil U.2 de akış diagramı görülen sistem ana enerjisini 8 silindirli 735 kW gücünde Diesel motordan alan bir lokomotifte kullanılmaktadır. Görevi yardımcı donanımlar olarak adlandırılan generatör ,kompresör ve fanı tahrik etmektir.

Generatör lokonun akülerini şarj etmekte elektrik sistemini beslemekte marş motorlarını çalışmasını sağlamaktadır. Herhangi bir aksaklığında motorun marş yapmasını imkansız hale getirir.

Hayati önem taşıyan hava sisteminin temel elemanı kompresördür. Fren sistemlerinin çalışması için gerekli olduğundan ; herhangi aksaklığında hareket imkanını ortadan kaldırır. Seyir halinde her bakımdan güvenli olmak zorundadır.

Soğutma donanımının en önemli parçası ise soğutma suyu

sıcaklığını kontrol altında tutan fan ve devamındaki radyatör pancurlarıdır.

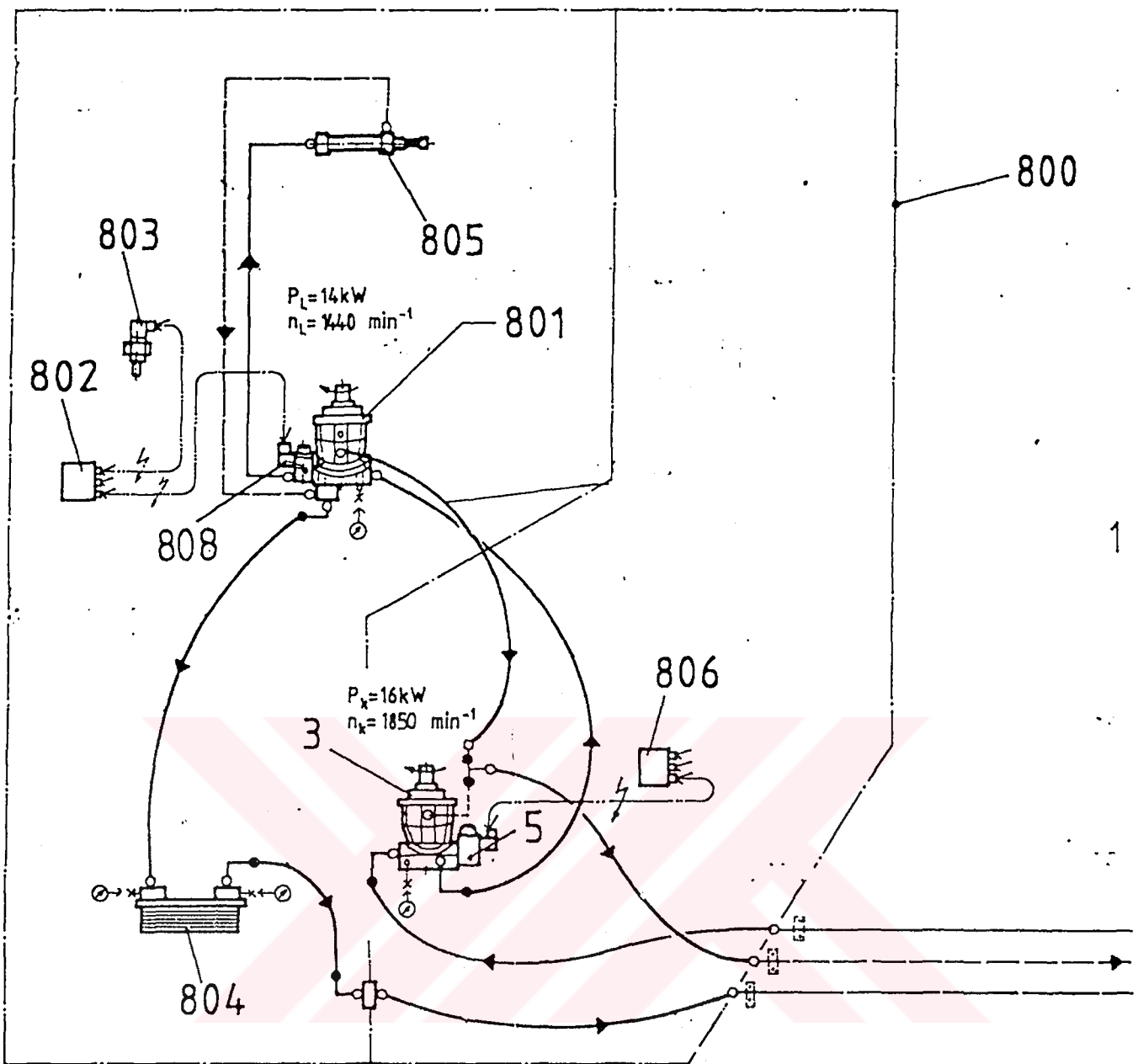
Şemadaki U.1 ve diagramdaki U.2 elamanlar ve numaralandırmaları şöyledir:

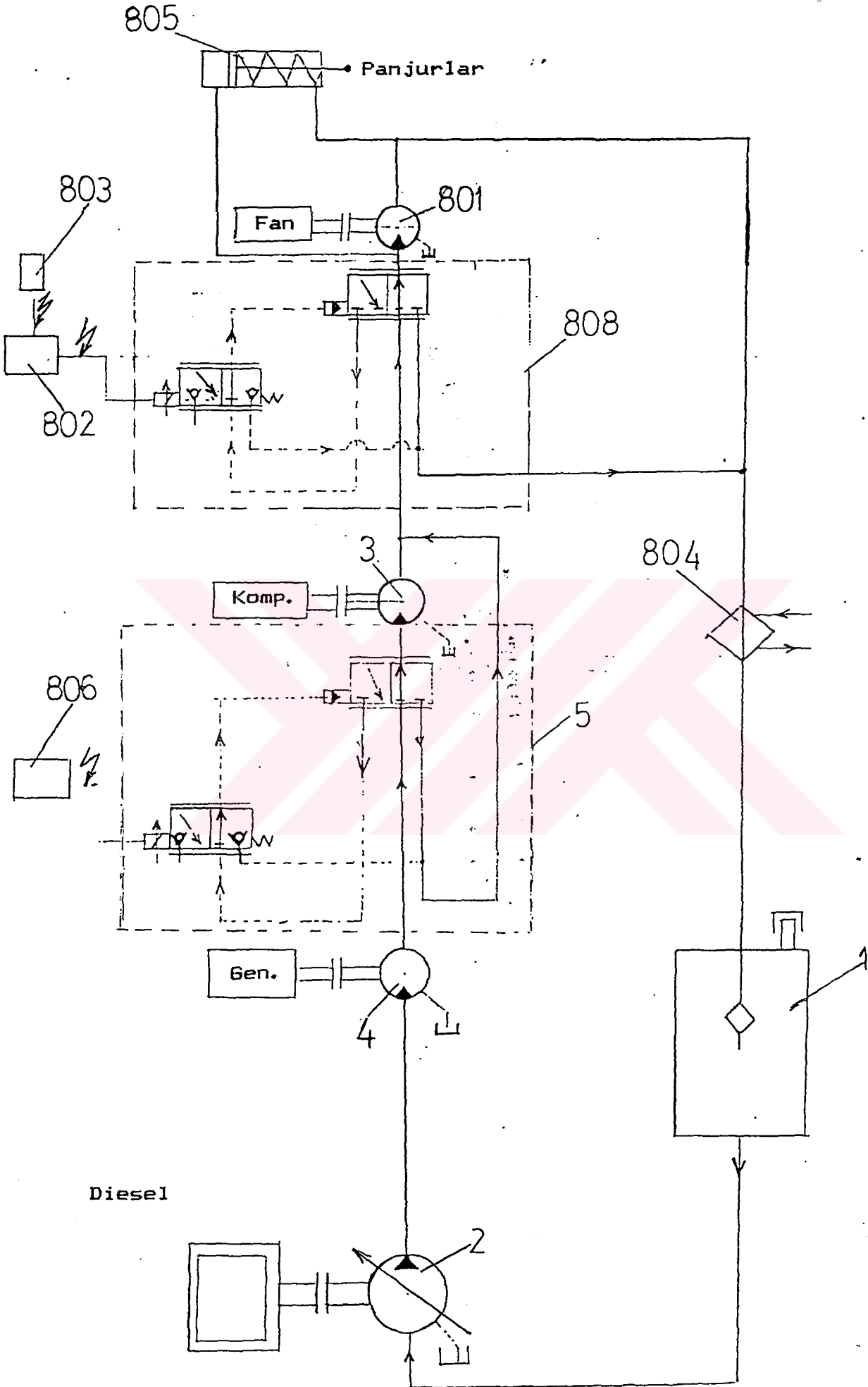
- 1- Yağ deposu
- 2- Hidrostatik pompa
- 3- Kompresör hidromotoru
- 4- Generatör hidromotoru
- 5- Kompresör hidromotoru valf sistemi
- 6- Alçak basınç filtresi

800 ile başlayan numaralar elamanın fan bölümüne yerleştirildiğini belirtir.

- 800 - Fan bölümü
- 801 - Fan hidromotoru
- 802 - Fan hidromotoru regülatörü
- 803 - Sıcaklık algılayıcı
- 804 - Yağ soğutucusu
- 805 - Hidrolik silindir
- 806 - Kompresör hidromotoru regülatörü
- 807 - Genatör vantilatörü konumu
- 808 - Fan hidromotoru valf sistemi

Bütün tahrik bağlantılarında elastik kavrama kullanılmıştır.





Şekil U.2 Sistem sembolik akış diagramı

Kapalı devre HST örneği olan sistem enerjisini Diesel ana mili ile direk bağlantılı olan değişken deplasmanlı aksial pistonlu pompadan(2) alır.Bu tip pompaların yapısı ve kontrol sistemleri ile ilgili ayrıntılar kısım 3 sayfa 40 dadır.Pompanın açısı Diesel motorun devrine bağlı olarak sisteme sabit debiyi sağlamak için 7 ila 25 derece arasında değişebilmektedir.

diesel devri d/d	pompa açısı derece	pompa deplasmanı cm ³
750 rölanti	25	166
1800 max	10	69

Şekil 3

Değişimlerin uç değerleri yukarıda görüldüğü gibi ;devir en az iken açı büyük sonuçta piston strokları büyük ve deplasman büyük,devir en yüksek değerinde açı küçük ve deplasman küçüktür.Böylelikle Diesel motorun devir değişiminden bağımsız olarak sistem için sabit debi ihtiyacı karşılanmış olur.

Uygulamamız için min. 117- 123 l/dak lık debi gerektiği için pompanın açı sınırları bu ihtiyacı karşılayacak şekilde ayarlanmıştır.Bu ayar işlemi son kısımda anlatılmıştır.

Pompa açısının ayarlanması yani debinin sabit değerde tutulması için pompa kapağına Şekil 3.5 deki mekanizma yerleştirilmiştir.Çalışması 3.kısımda sayfa 40 da anlatılan sistemi temel alır.Yüksek basınç bağlantı hattında,ayar yayı ve ayar pistonu üzerinden pompanın

açısının kademesiz olarak ayarlanması için,devir değişimlerinden doğan basınç farklarını algılayan diyafram vardır.

Debi artımındaki basınç farkı,azalma durumundakinden fazladır.Kumanda pistonun birbirinden yüzey alan olarak farklı iki kesiti vardır.Basınç dengesi bozulduğunda, debinin artması(Diesel mot. dev. yüksemesiyle paralel) durumunda bu farklı kesitlerden dolayı kumanda pistonu pompa açısını küçültecek şekilde hareket ederken geri dönüş yayını da sıkıştırır.Ayar işlemi sonunda hidrolik kuvvetle yay kuvveti arasında denge hüküm sürer.

Sistem depo dahil 40 l yağ alır.Depodan 2.5 bar ile gelen yağ önce generatör hidromotoruna (şemada 4) ulaşır.Sistemle yağ bağlantısı kesintisiz olan motor 40° sabit açılı aksial tiptedir.Üzerinde herhangi kontrol elamanı içermemesi nedeniyle, hidrostatik pompa çalıştığı sürece 3500d/dak ile generatör için gerekli olan 6.72kW gücü sağlamaktadır.Debiyi bulmak için;

$$Q=V_g n \eta_v \quad [l] \quad (1)$$

güç için;

$$P=Q \Delta p / \eta_t \quad [kW] \quad (2)$$

moment için;

$$M=\frac{V_g \Delta p \eta_{hm}}{2\pi} \quad [Nm] \quad (3)$$

ifade edilen bu formüller SI sistemi birimlerindedir.Yani

debi $Q[m^3/dak]$, deplasman $V_g [m^3/devir]$

basınç Δp [Pa] , güç P [kW] şeklindedir. Yukarıdaki

formüllerde sonuç birimleri aynı kalmak koşuluyla kataloglarda verilen birimlere göre hesaplama yapmak için;

$$Q = \frac{V_g n}{1000 \eta_v} \quad Q[\text{l/dak}], V_g[\text{cm}^3/\text{dev}] \quad (4)$$

generatör hidromotoru için uygularsak

$$Q_{gen} = \frac{32 * 3500}{1000 * 0.95} = 117.9 \text{ l/dak}$$

Volümetrik, hidromekanik ve toplam verimler :

$$\eta_v = 0.95 \quad \eta_{hm} = 0.82 \quad \eta_t = 0.78$$

(2) den

$$\Delta p = \frac{P * 600}{Q * \eta_t} \quad , P[\text{kW}] \quad , \Delta p[\text{bar}] \quad (5)$$

generatör hidromotorunda;

$$\Delta p_{gen} = \frac{6.72 * 600}{117.9 * 0.78} = 43.84 \text{ bar}$$

Bu durumda moment,

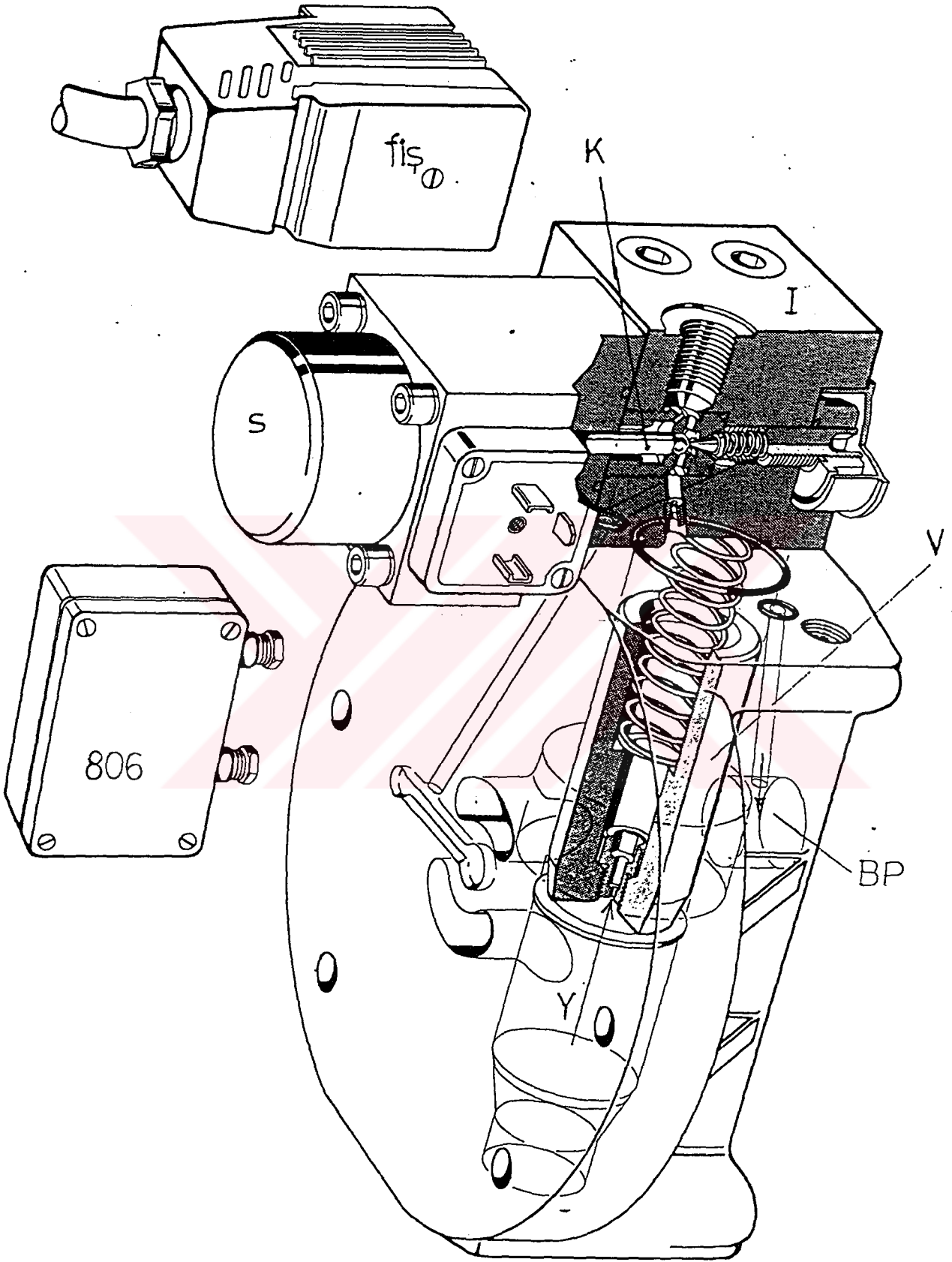
$$M = \frac{1.59 V_g \Delta p}{100} \eta_{hm} \quad [Nm] \quad (6)$$

generatör hidromotorunda;

$$M = \frac{1.59 * 32 * 43.84 * 0.82}{100} = 18.29 Nm$$

Generator hidromotorundan çıkışta yağ kompresör hidromotoruna(3) ulaşır. Bu motorun üzerinde şekil U.3 de görülen valf sistemi vardır. Ana valf(V) motor üzerinde olup by pass hattına bağımlı olarak motorun yağ yollarını kontrol eder. Ön idare valfi(I), ayar magneti(S) ile birlikte motorun bağlantı pleytine yanal olarak flanşla irtibatlandırılmıştır. Magnette 24 V gerilim olduğunda (K) çubuğu bilya ve valf koniğini kaldırdığında kumanda yağı (Y)den (BP) ye akarak ana valf by pass hattını açık tutar. Böylece kompresör hidromotoru çalışmaz. Bu durum 806 numaralı regülatörün kumanda gerilimini kompresörde 10 bar basınç olması yada Diesel motorun marştan sonra 30 saniyelik süre içinde olması nedeniyle magnete yollamasıyla sağlanır. Enerjinin kesilmesiyle valf koniği yerine oturur, yağ ana valf içine girerek by pass hattını kapar ve ana valf silindirini yukarı kaldırır; motor giriş ve çıkış bağlantıları tam açık şekilde devinimine başlar. By pass kapalı yani gerilim sıfır iken kompresör hidromotoru 1850d/dak ile kompresörün 16kW güç ihtiyacını karşılar. Motorun debisi için (4) den;

$$Q_{komp} = \frac{63 * 1850}{1000 * 0.95} = 122.68 l/dak$$



Şekil U.3 Kompresör valf sistemi

(5) den basınç

$$\Delta P_{komp} = \frac{16 \cdot 600}{122.68 \cdot 0.78} = 100.32 \text{ bar}$$

(6) dan moment,

$$M_{komp} = \frac{1.59 \cdot 63 \cdot 100.32 \cdot 0.82}{100} = 82.4 \text{ Nm}$$

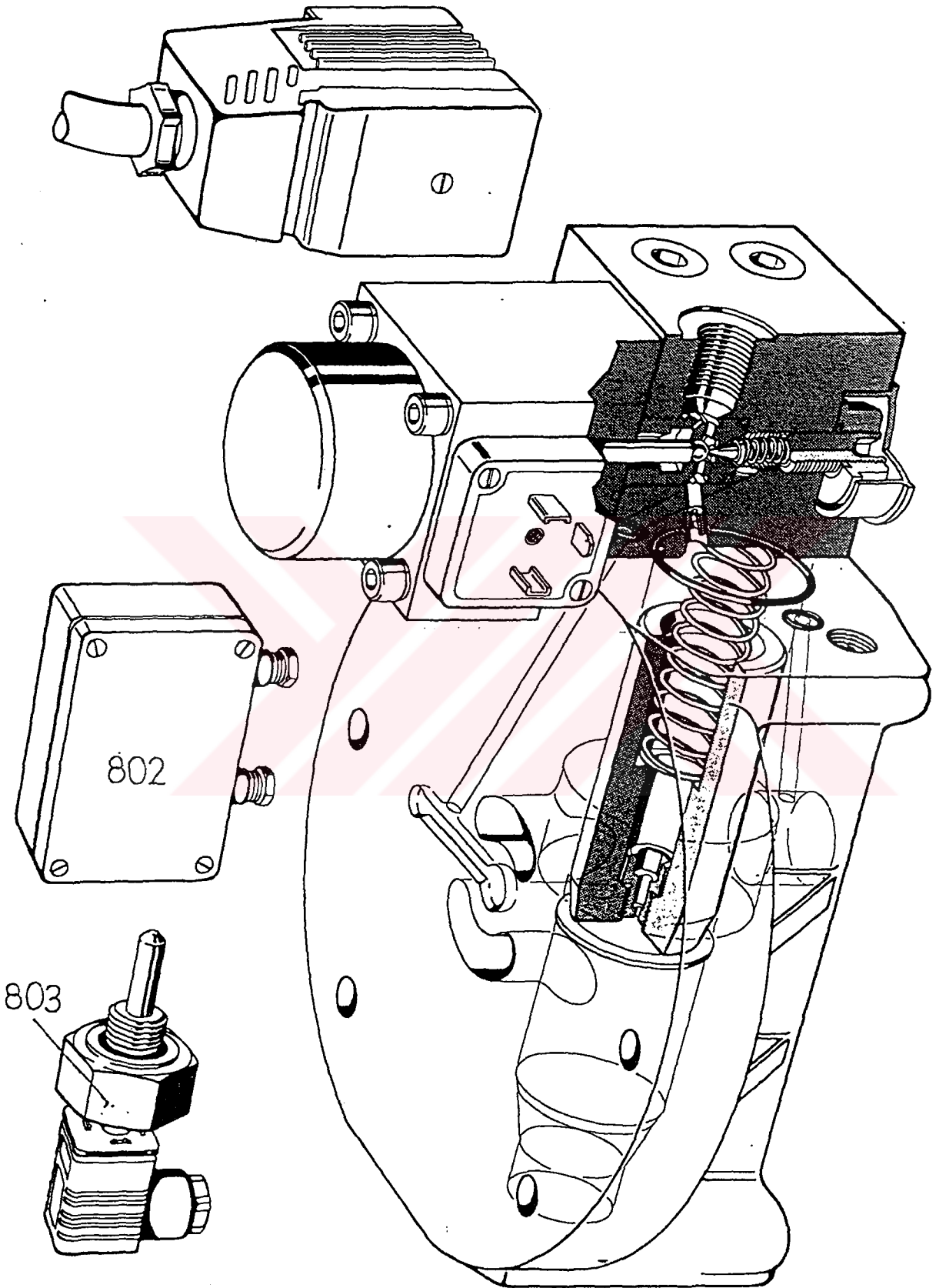
değerleri elde

edilir.

Kompresör hidromotorundan çıkan yağ fan hidromotoruna(801) ulaşır. Fanın çalışması Diesel motor soğutma suyu sıcaklığına bağlı olduğundan ,NTC sıcak iletken direçli bir hararet duyucusu(803) direncinin, yükselen sıcaklıkla değişmesi prensibi ile fan hidromotoru üzerindeki magnete giden gerilimi regülatör(802) ile ayarlar.

Valf sistemi şekil U.4 görüldüğü üzere kompresör hidromotoru için anlatılan sistemle aynıdır. Fakat burada NTC ile magnete gelen gerilim kontrol edilmekte ve bu şekilde yağ yolunun açıklık kapalılık kesiti değiştirilerek fan hidromotoru devrinin kademesiz ayarı yapılmaktadır. Ayarlama, sıcaklığın 342 K ile 352 K aralığında gerilimin 24 V dan 0 Volt a 2V aralıkla değişmesi ile başlangıçta durgun halde olan fan değeri yükselerek sıcaklığa göre 1440 d/dak a ulaşır. Hareket duyucusu NTC motor soğutma suyu devresindedir. Fan hidromotoru 14 kW lık güç ihtiyacını karşılar. Bu motorun debisi ise yine (4) den

$$Q_{fan} = \frac{80 \cdot 1440}{1000 \cdot 0.95} = 121.26 \text{ l/dak}$$



Sekil U.4 Fan valf sistemi

(5) den

$$\Delta p_{fan} = \frac{14 \cdot 600}{121.26 \cdot 0.78} = 89 \text{ bar}$$

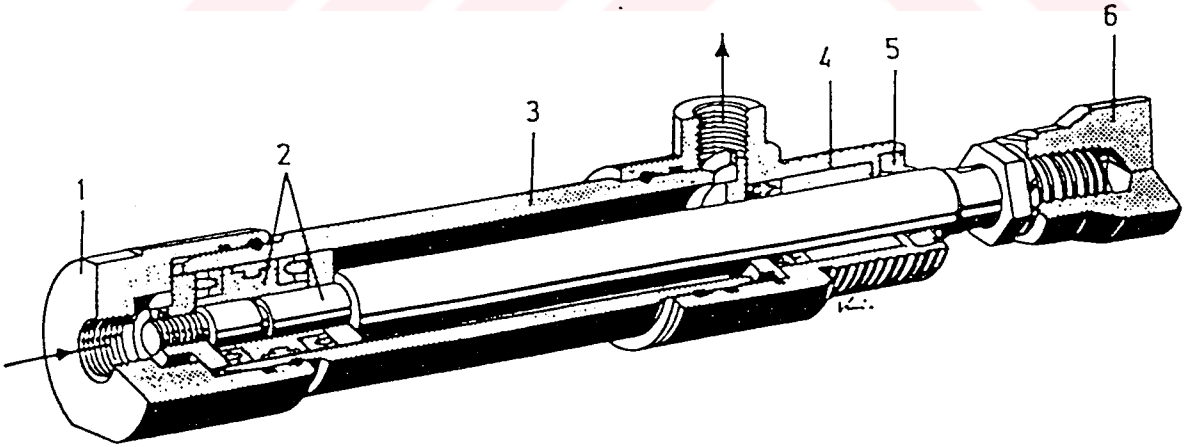
(4) den,

$$M_{fan} = \frac{1.59 \cdot 80 \cdot 89 \cdot 0.82}{100} = 92.8 \text{ Nm}$$

sonuçları elde

edilir.

Fanın çalışmaya başlamasıyla yani by pass hattının kapanmasıyla yağın bir kısmında hidrolik silindire (805) ulaşır ve sıcaklık durumuna göre radyatör pancurları da bu silindir sayesinde açılıp kapanırlar. Kullanılan silindir şekil U.5 de görülmektedir. Toplam ağırlığı 20kg olan pancurların itilmesi için sistemde arta kalan basıncı kullanmaktadır.



Şekil U.5

Şekil 6

- 1- Silindir
- 2- Piston ve piston kolu
- 3- Gövde
- 4- Kılavuz manşon
- 5- Sıyırma halkası
- 6- Çalışma kafası

Sistemdeki motorların hepsi sabit 40° açılı aksial tiptir.

Yukarıdaki sonuçlara göre pompanın sağlaması gereken basınç :

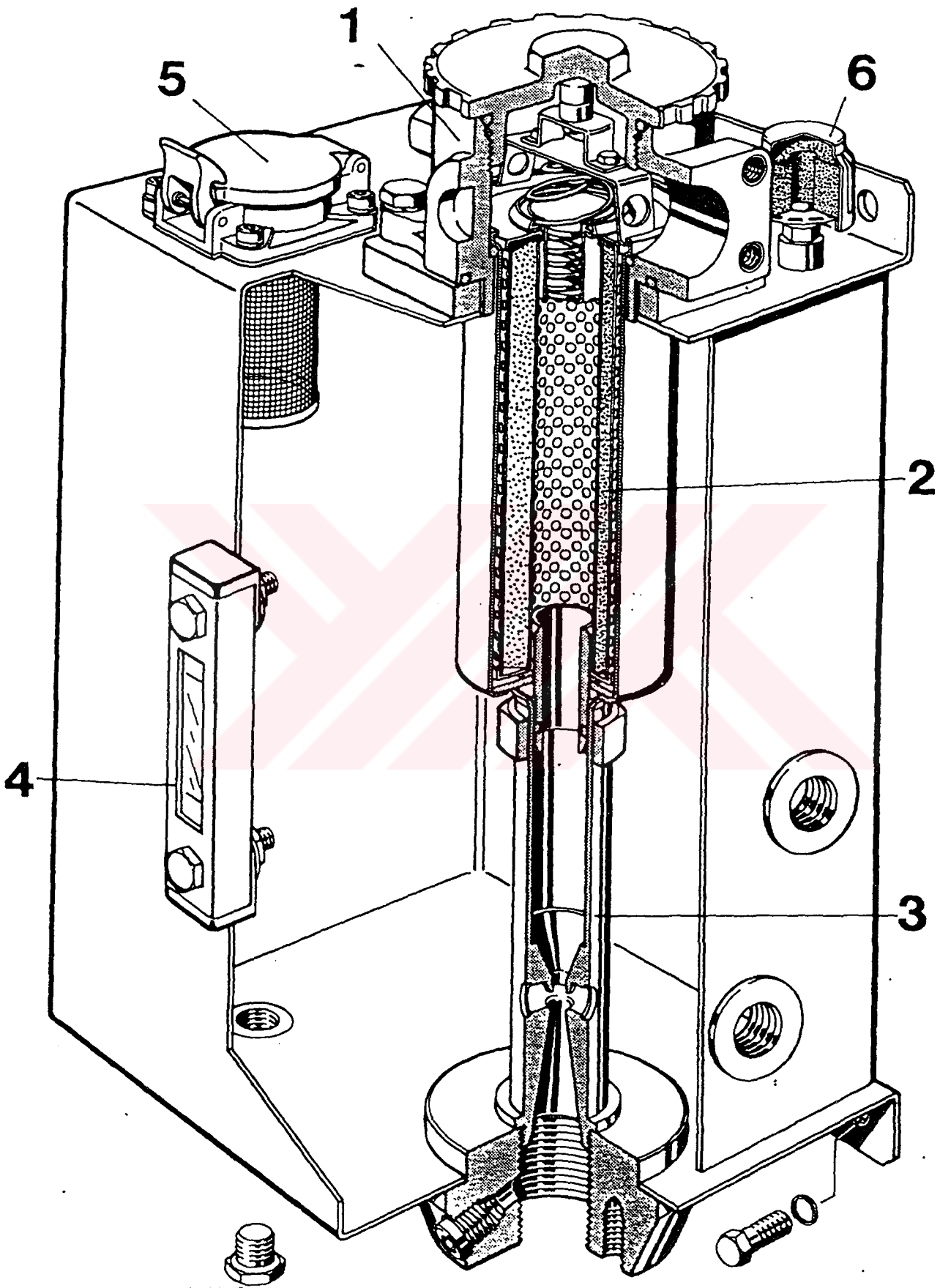
$$\Delta p_t = \Delta p_{gen} + \Delta p_{komp} + \Delta p_{fan} = 43.84 + 100.32 + 89 = 233,16 \text{ bar}$$

Motorların durumu:

<i>Komphidmot.</i>	18kg	63 cm ³ /dev	1850 dev/dak	122.68 l/dak
<i>Fanhidmot.</i>	23kg	80 cm ³ /dev	1440 dev/dak	121,26 l/dak
<i>Gen hid.mot.</i>	9.5kg	32 cm ₃ /dev	3500 dev/dak	117.9 l/dak

Motorların ve pompanın lokomotif üzerinde yerleşimleri Şekil U.7 gösterilmiştir.

Yağ deposu Şekil U.6 her türlü işletme şartlarında hidrolik sistemi beslemektedir. Depoya motor suyu ile soğutulan ısı değiştirgeci (804) üzerinden gelen 5 bar basıncındaki yağ şekildeki (1) numaralı filtre



Sekil U.6 Yag deposu

odasına girer. Geri tepme tertibatı içinde bulunan bu oda çıkışında yağ enjektör yarıklarından depoya geçer, depo içinde basınç sıfırdır.(3) numaralı enjektör yağı 2.5 bar ile sevk eder. Bu sayede sistem içindeki hava alınmış ve kavitasyondan kaçınılmıştır.(4) numara ile yağ seviyesi gözlenebilir.(5) doldurma kapağıdır. Havalandırma (6) numaralı filtre üzerinden yapılır. Filtre odası tabanı zamanla dolar ; parçacıklar depoya karışmadan temizlenebilir.

Yağ deposu içinde bulunan filtre ve alçak basınç filtresi ilk 100 saatlik işletme sırasında ve daha sonra her 3500 saatte yenisiyle değiştirilir. Filtre değişimine paralel olarak senede bir defa yağ değişimi yapılır.

Kullanılabilecek yağın viskozite indeksi min 100 olmalı. max çalışma sıcaklıklarında viskozitesi 2.3 E veya 15 sentistoktan düşük olan yağ cinsi kullanılır. Genelde Diesel motorun yağlamasında kullanılan yağ tatminkar sonuç verir. SAE 10 W 30 yağı değişken mevsim şartları ve yukardaki koşullar için idealdir.

AYAR:

Hidrostatik pompa Diesel motorun ana milinden tahrik edildiğinden devir sayısı Diesel e bağlı olarak değişeceğini biliyoruz.Düşük devirlerde aksial pompa eğim açısını arttırarak , yüksek devirlerde ise eğim açısını küçülterek piston stroklarındaki ayarlama ile sabit debi ihtiyacını karşılamaktadır. Bu işlem bilindiği gibi sayfa 40 da görülen sistem sayesinde yapılmaktadır. Görüldüğü gibi pompanın açısının azalması bir limit vidasıyla sınırlandırılmıştır.

Sisteme bağlı herhangi bir hidromotorun valflerinin tam açık konumunda pompa tarafından yollanan akışkan gücüyle her zaman aynı sabit devirde dönmesi gerektiği dşnldğnde generatör 3500 d/dak ,kompresör 1850 d/dak ,fan 1440 d/dak sabit şartlarını sağlamalıdır. Bu ayarı sistem üzerinden yapmak için :

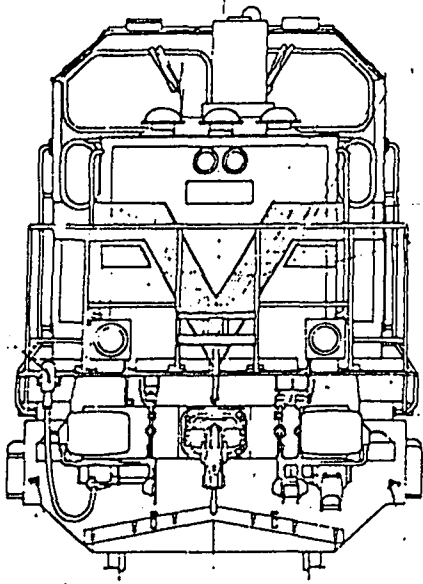
a) Motorların takozlanarak dönmeleri basınç altında durdurularak manometre bağlantısı yapılır.İstlenen basınç değerleri için pompa minimum ve maksimum aı sınırları ayarlanır.

b) Fotosel devir lme cihazı kullanılır. Kompresör yada generatör hidromotorları çıkış millerine devir lcnn reflektörü yapıştırılır (fan hidromotoru sıcaklığa bağlı devreye girdiğinden ayarda esas alınmaz). Bu iki motorun herhangi biri üzerinden tüm sistem ayarlanabilir. İlk basamak olarak Diesel motor relanti devrinde çalıştırılır. Ayarın kompresör hidromotorundan yapılacağı dşnldğnde relanti pozisyonunda devir lme cihazında bu motor için 1850 d/dak şartı sağlanmalıdır. Eğer devir bu değerden yüksekse hidrostatik pompa üzerindeki maksimum aı sınırlayıcı vida sıkılır ve aı küçültülerek devir azaltılır. Yada tam tersi olarak 1850 d/dak dan az ise vida gevşetilerek relantide 1850 d/dak şartı sağlanır. İkinci basamakta Diesel maksimum 1800 d/dak değerinde çalıştırılır. Bu durumda kompresör devrinin hafif bir dalgalanmanın ardından 1850 d/dak yı sağlaması gerekir. Eğer bu sayıdan düşükse pompanın üstündeki ayar yuvası sıkılarak aı büyük tutulur yada gevşetilerek 1850 d/dak ya düşmesi sağlanır. Böylece kompresör hidromotorunda Diesel motorun max ve min devirleri için sabit devir sağlanmış olur. Bunun anlamı hidrostatik pompanın max ve min şartlarında sabit debi koşulunu sağladığıdır. Sistemdeki bütün hidromotorlar sabit 40° açılı olduklarından yukarıdaki sabit debi koşullarının sağlanmasıyla istlenen

dizayn devirlerinde sabit çalışmaları elde edilir.

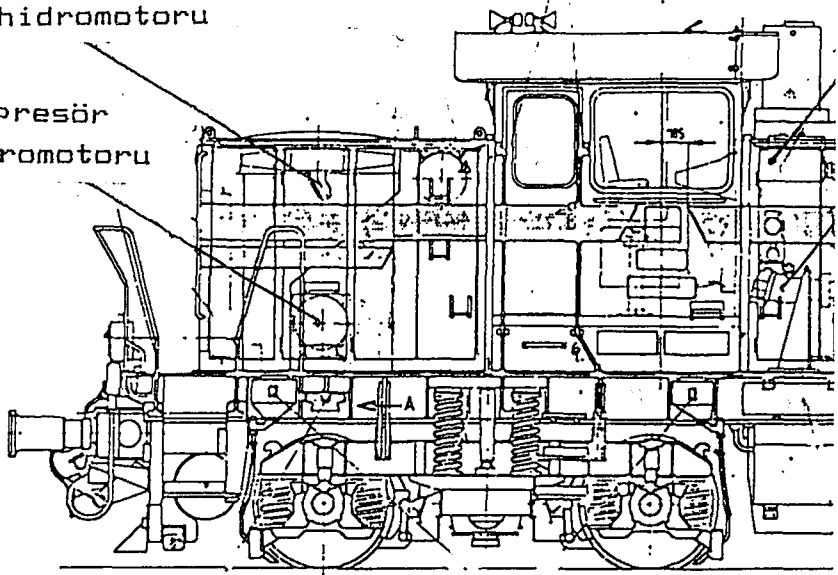
Hidromotorlar sistem montajında devreye bağlanmadan önce mutlaka yağ ile doldurulmaladırlar. Her motor üzerinde iki adet sızıntı hattı bağlantısı içerir; bu hattada her zaman yağ olması gerekir. Bu şartın sağlanması için motor konumlarına göre sızıntı hatlarından biri kullanılır, diğeri kapatılır. Eğer motor yağ deposu seviyesinden aşağıda ise (uygulamadaki sistemimiz gibi) yukarıdaki koşul otomatik olarak sağlanır.



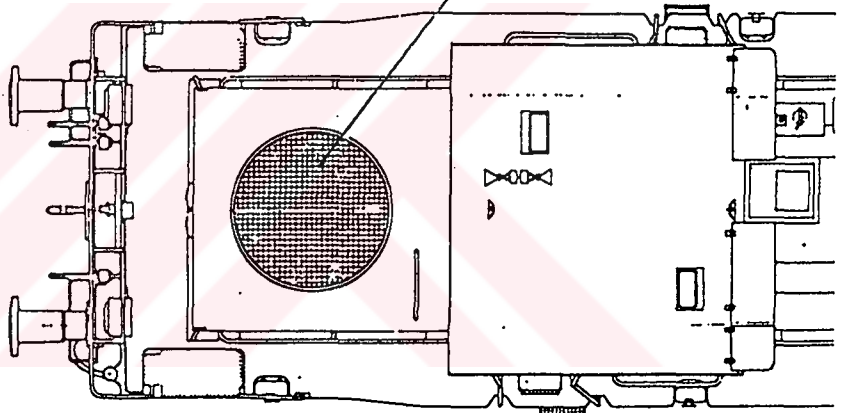


Fan hidromotoru

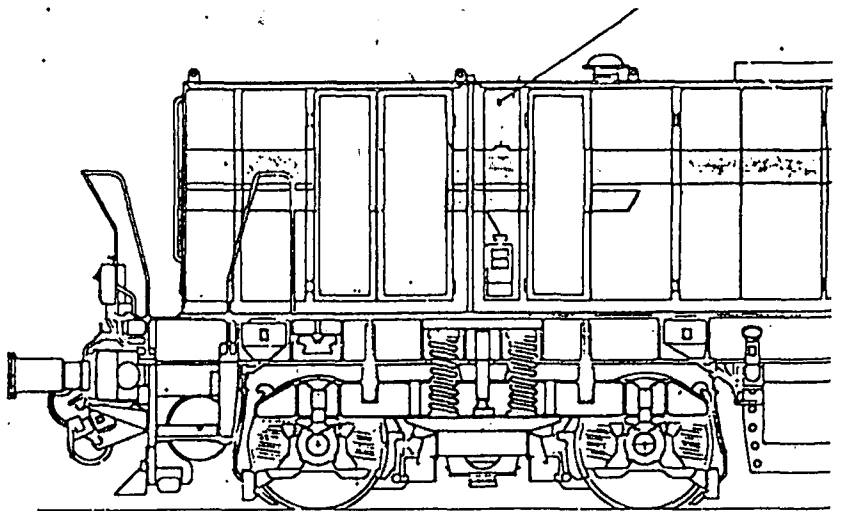
Kompresör hidromotoru



Fan



Genaratör hidromotor

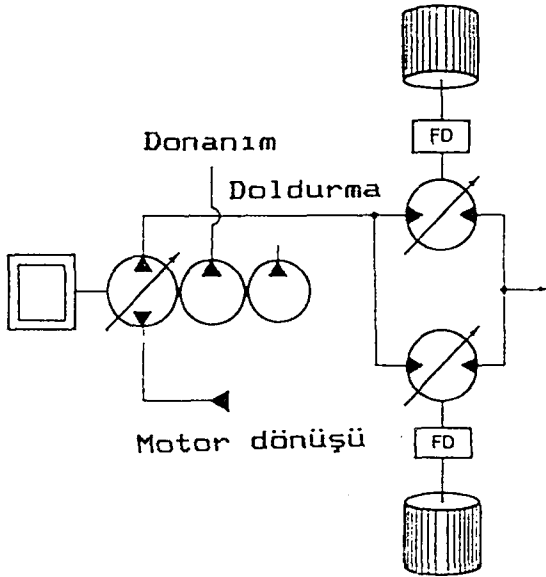


B - Uygulama 2

Bu örnekte ise iki hidrostatik motorun paralel bağlandığı iş makinasının hareketi HST ile sağlanıyor. Motorların biri önde diğeri arkada ve sabit oranlı dişli kutusu ile tahrik ediliyor. Pompa doldurma ve donanım pompalarını bütün olarak içeriyor ; esnek kaplinle motor ana miline bağlı.

Araçla ilgili veriler:

Diesel motor	50 kW , 3000 d/dak
Toplam araç ağırlığı	W=4000 kg
Tahrik oranı	FD=30:1
Tekerlek yarıçapı	R=0.5m
Pompa devri yüksüz	np=3300d/dak
Yüzey yapışma katsayısı	U=0.4
Dönme direnci	Cr=0,005
Max. Çekme eforu	ÇE=1600 daN
Max. Hız	AV=10 km/h



Sekil U2.1

1- Uygulanabilirlik

Transmisyon uygulama katsayısı belirlendikten sonra Şekil U2.1 deki uygulama katsayısı UK ile karşılaştırılır. UK değerinin transmisyon uygulama değerini aşması gerekir.k2

$$\text{ÇE} = W.U = 4000 \cdot 0,4 = 1600 \text{ kg}$$

$$\text{Transmisyon uygulama katsayısı} = \text{ÇE.VA}$$

$$= 1600 \cdot 10 = 16000 \text{ kg km/h}$$

diagram dan 3000 d/dak ile UK 26100 kg km/h olduğu için uygundur.

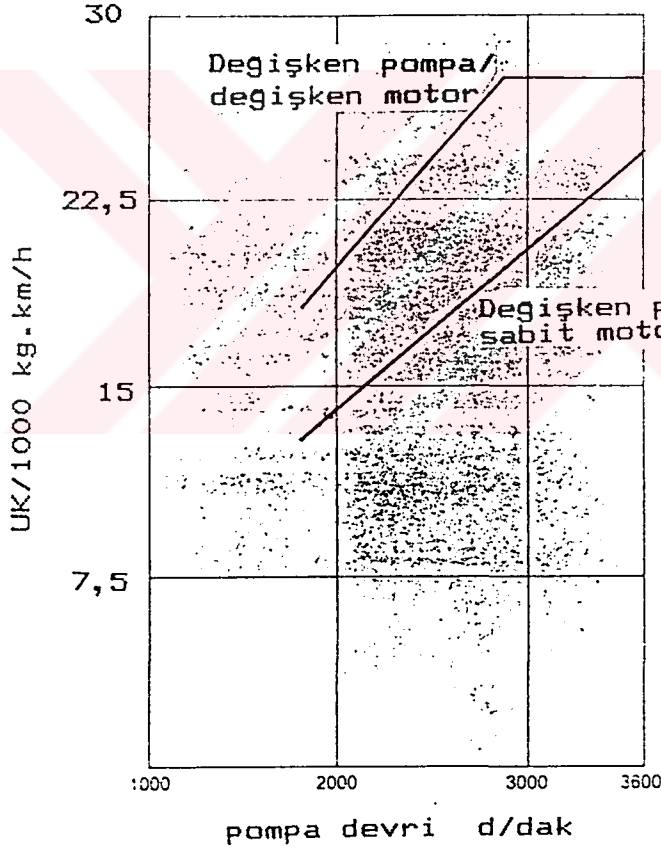


Diagram U2.1

2- Güç oranı

$$N = (\text{giriş gücü} \cdot 1000) / n < 16,8 \text{ olmalı. k2}$$

Doldurma ve diğer kontrol işlemleri için 3 kW giderse

$$N = (50 - 3) \cdot 1000 / 3000 = 15,7 < 16,8 \text{ olduğu için uygun.}$$

Bu iki koşulun sağlanmasına rağmen tahrik oranının ,pompa devrinin ve tekerlek yarıçapının uygunluğu şu anda tam belli değil.

3- Max. Çekme gücü

Motor torkuna karşılık basınç eğrisinin gösterildiği diaram U2.2 de 18° seçildiğinde tork değeri 209Nm dir.

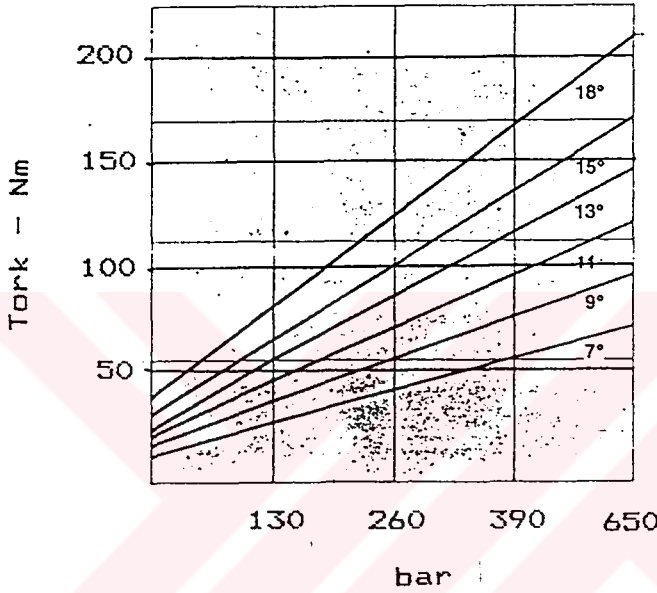


Diagram U2.2

max.ÇE > ÇE.1,04 olmalı. k2

0,04 fazlalık rahatlama valfi için.

$$\text{max.ÇE} = (\text{tork} * \text{FD} * \text{tahrik verimi} * \text{motor sayısı}) / R$$

$$= 209 * 30 * 0,9 * 2 / 0,5 = 2257 \text{ daN}$$

$$2257 > 1596 * 1,04$$

Bu koşulun sağlanmadığı durumlarda tahrik oranı yada tekerlek yarıçapı değiştirilmeli.

4 - Max. araç hızı

$$AV = (\text{nm} * 60 * 2\pi R) / (\text{FD} * \text{motor sayısı})$$

nm motor devir sayısı.

3000 d/dak pompa devri için digram U2.3 de 18° için nm=2750d/dak.

$$AV=(2750*60*2\pi*0,5*0,001)/(30*2)$$

$$=8,6\text{km/h}$$

istenilen değerden küçük

bu durumda iki çözüm vardır.

a-yeni tahrik oranı belirlemek

b-değişken deplasmanlı motorla düzenleme yapmak

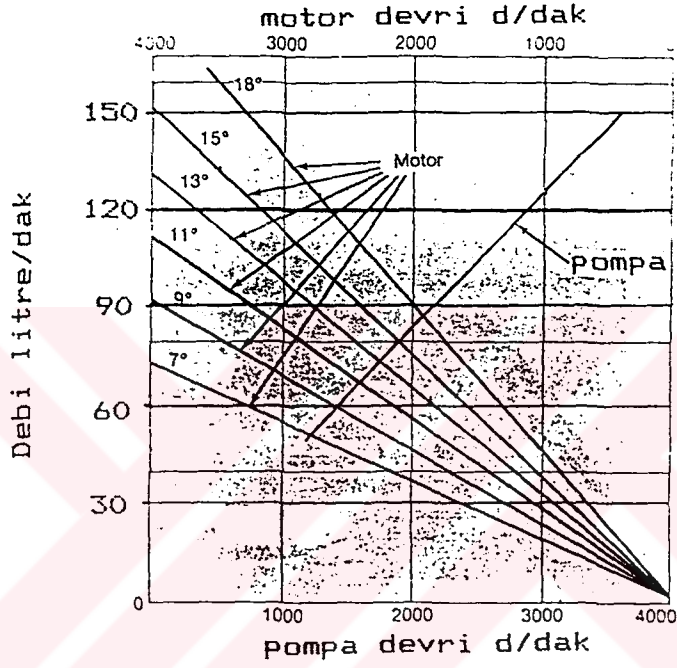


Diagram U2.3

a-Yeni tahrik oranı

Eğer tahrik oranının değiştirilmesi sorun çıkarmıyorsa en kolay ve ucuz yöntemdir.

Yeni tahrik oranı için max.ÇE,

$$\text{max.ÇE} = \text{ÇE} \cdot 1,04 = 1664 \text{ daN}$$

FD = maxÇE * 30 / 2257 (eski değerle yeni değer oranlanarak)

$$FD = 22:1 \quad \text{hızı bu durumda tekrar hesaplırsak;}$$

$$VA = 8,6 * 30 / 22 = 11,7 \quad (\text{yine oranlayarak})$$

istenilen değerden daha yüksek ; genelde bu kabul edilebilir bir durumdur.

b- Eğer tahrik oranı yada hızda değişiklik kabul edilemezse değişken deplasmanlı motor durumu göz önüne alınır. Bu durumdada seçenekler vardır.

i- Değişken deplasmanlı motor - fiyat ve uygulama açısından en ekonomik dizayndır. Bir sabit ve bir değişken deplasmanlı motor kullanılır.

$$\begin{aligned} \text{motor hızını } 10 \text{ km/h araç hızı için hesaplırsak ;} \\ nm = (AV.FD) / (2\pi R * 0,001 * 60) \\ = (10 * 30) / (2\pi * 0,5 * 0,001 * 60) \\ = 1592 \text{ d/dak} \end{aligned}$$

motor deplasmanı q_m , 3000d/dak pompa hızı için diagram U2.3 deki debi hız eğrisinden Q_p 121,2 litre /dak ile

$$\begin{aligned} q_m = Q_p / nm \\ = 121200 / 1592 = 76 \text{ cm}^3 / \text{devir elde edilir.} \end{aligned}$$

Disk eğim açısını hesaplırsak k_2

$$\text{eğim açısı} = \arctan[0,024(q_m \tan 18^\circ)]$$

eğim açısının 7° den küçük olmaması istenir. Küçük olduğu durumlarda tork verimi düşer.

7° için deplasman yukarıdaki formülden $15,7 \text{ cm}^3 / \text{devir}$ dir. En küçük eğim açısında deplasman bu değeri sağlamalıdır.

Bu durumda motor hızı

$$nm = Q_p / q_m = 121200 / 76 = 1595 \text{ devir/dak}$$

ve araç hızı

$$AV = 1595 * 60 * 2\pi * 0,5 * 0,001 / 30 = 10 \text{ km/h uygun.}$$

en küçük deplasmanda max motor hızı ise

$$nm = 121200 / 15,7 = 7719 \text{ d/dak}$$

motor hızının 4000 d/dak değerini aşmaması gerekir. Bu durumda yukarıdaki çalışma koşulları altında motor hızının

limitlendirilmesi gerekir.

ii- Diğer bir yaklaşımda bir sabit ve bir değişken motor kullanımıdır. Özellikle geniş çalışma aralıklarında çok uygundur.

121,2 litre/dak için diagram U2.3 den 18°lik motor eğrisi üzerinden 2700 dev/dak motor hızı bulunur.

$$AV=2700*60*2\pi*0,5*0,001/30=17,3\text{km/h elde edilir.}$$

Dönme direncini düşündüğümüzde

$$RR=W*9,81Cr$$

$$=4000*9,81*0,05=2158N$$

Çekme eforu değerinin bu sayıyı aşması gerekir.

gereken motor torku T_m

$$T_m=(RR.R)/(FD.tahrik\ verimi)$$

$$=(2158*0.5)/(30*0.9)=40Nm$$

diagram U2.2 deki motor tork basınç eğrisinden 40Nm ,18° için 80bar gibi gayet uygun bir basıçta çalışma sağlanabilir.

iii- 17,3km/h saatlik hız kabul edilmezse iki tane değişken deplasmanlı motorun paralel bağlanarak çalıştığı şekil düşünülebilir.

10 km/h lik hız için deplasman $q_m=76\text{cm}^3/\text{devir}$ di. Bu durumda her bir motor için $38\text{cm}^3/\text{devir}$ gerekir.

eğim açısını hesaplarsak

$EA=\arctan[0,024*38*\tan 18^\circ]=16,5^\circ$ bu değer altındaki ve üstündekiler de kontrol edilerek hıza en yakın olanı kullanılır.

Toplam pompa debisi 121,2 litre/dak olduğundan herbir motora 60,6 litre/dak debi iletacaktır.

Diagram U2.3 den 60,6 litre/dak için 15° için

1600 d/dak hız bulunur.

Araç hızı ise

$$VA=1600*60*2\pi*0,5*0,001/30=10,05 \text{ km/h.}$$

Motor hızının yüksüz durumdada kontrol edilmesi gerekir ve değerin bilindiği gibi 4000d/dak yı aşmaması istenir.Araç verilerinden pompanın yüksüz durumda 3300d/dak da çalıştığı ve volümetrik verimin %100 olduğunu düşünerek;diagram U2.3 te pompa debisi 129 litre/dak okunur.

15° duruşlu motor için $q_m=34,36\text{cm}^3/\text{devir}$ bulunur.

$$n_m=q_p.n_p/q_m$$

$$=129000/34,36=3754 \text{ d/dak elde edilir.}$$

Max hızın 4000d/dak değerini aşmaması istendiğinden uygundur.Sonucun bu değeri aşması durumunda hızın sınırlanması yada dizaynda seçimlerde değişiklik yapılması gerekir.Genelde en kolay çözüm son bir redüksiyon için dişli kutusu kullanımıdır.

Örnekte görüldüğü gibi sistem dizayn edilirken birçok faktör birlikte göz önüne alınmalıdır.Değişiklere göre tekrar başa dönüp kontroller yapılmalıdır.Detaylardaki farklılıklara rağmen temel mühendislik yaklaşımı yukarıda olduğu gibidir.

Sonuç ve Öneriler

Akışkan güçlü sistemler enerji iletiminde önemli bir alternatiftir. Diğer metodların yetersiz kaldığı durumlarda özellikle yüksek duyarlılık ,hareket yönü değişimi, düşük hızlarda çok yüksek tork ihtiyacı gibi olanakları sağlamak açısından uygulama için gerçekçi çözümler sunmaktadır.

Sistemlerin kurulması ve uygulanması temel prensipler dahilinde kolaydır. Bakım ve arıza problemleri çok azdır. En önemli problem ise kullanılan yağın filtrasyonudur. Elamanlar çok hassas şekilde birbiri içine yerleşmiş olduğundan çok küçük partiküller sistemin tıkanması yada çalışma bozukluğuna yol açabilirler. Bu sorunla karşılaşmamak için filtrasyona azami dikkat ve periyodik kontrol ile yağ değişimininde titizlikle yapılması gerekir.

Elamanların konstrüksüyonları çok karmaşık olmamasına rağmen malzeme dayanımının ve işlemenin yüksek standartlarda olması arzu edilir. Sistem dizaynında ve elaman seçiminde kayıplarda dikkate alınmalıdır. Kısım 2.2.4.a da kayıp modelleri verilmesine karşın kısım U.2 de görüldüğü üzere üretim yapan firmalarca verilen çözümler deneysel olarak elde edildiğinden daha kullanışlıdır. Ayrıca sıcaklığın sistem verimi üzerinde direkt etkisi vardır. Basıncın yükselmesi ile sıcaklık artışı doğal olarak bir enerji kaybına yol açar. Bu nedenlerle soğutma sistemi elzemdir.

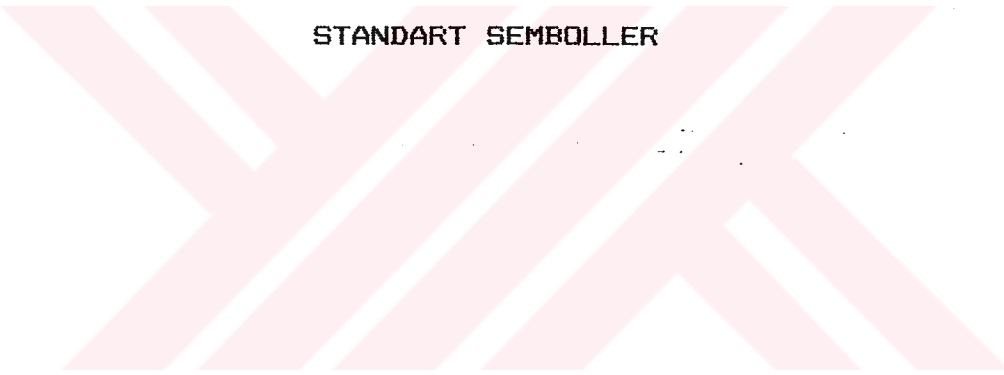
Çalışma basıncı sistem maliyeti için belirleyici özellik taşır. Basıncın artmasıyla bütün elamanların fiyatları da artmaktadır. Bu nedenle devre dizaynı esnasında mümkün olan en düşük basınç mertebesinde sistemi oluşturmak ekonomik açıdan göz önüne alınması gereken en önemli kriterdir.



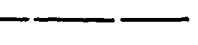

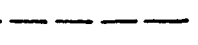





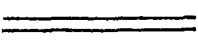



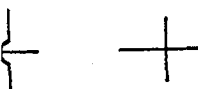

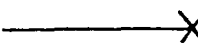
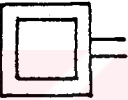
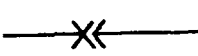

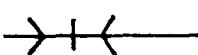
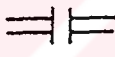
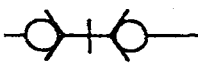


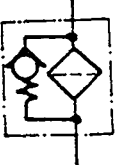

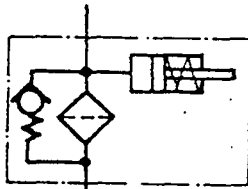

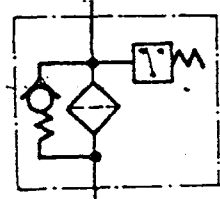

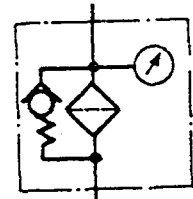

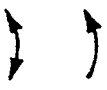



Akışkan güçlü sistemlerde en önemli avantajlarından biride elektronik sistemler ve kontrol elamanlarıyla birlikte çalışabilme kabiliyetleridir. Bu sayede kumanda ve kontrolde esneklik kazanırlar. Amplifikasyon ile küçük sinyaller güçlendirilerek güç akışı düzenlenebilmekte bilgisayar sistemleri ile senkronizasyon sağlanabilmektedir.

Son yıllarda ise mikro elektrik devrelerinin yapıları akışkan sistemlerine uygulanmaktadır. Bu sayede elektrik akımı yerine akışkan akımıyla çalışan yongalar üretilmektedir. Bu sistemlerin uygulamaya geçmesiyle yeni ufuklarda açılacaktır.

EK

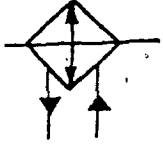
STANDART SEMBOLLER



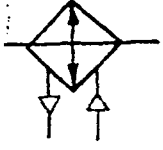
	Akış hattı		Akış ölçer
	Uyarı hattı		Sıcaklık ölçer
	Sızıntı hattı		Basınç anahtarı
	Esnek bağlantı		Depo (Atmosfere açık).
	Elektrik hattı		Boru çıkışı sıvı seviyesinin üstün de
	Çubuk, Mil, Kol		Boru çıkışı sıvı seviyesinin altında.
	Boru hattı bağlantısı		Depo altı çıkış
	Kesişmeyen boru hattı.		Elektrik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



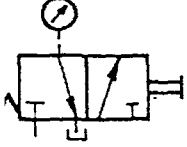
Daldırma ısıtıcı



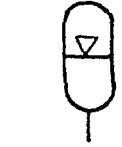
Su-Yağ ısı değiştirgeci



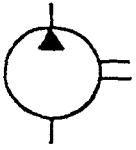
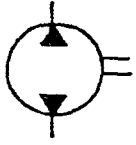
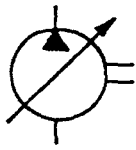
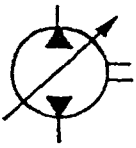
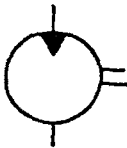
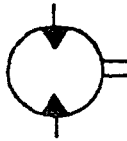
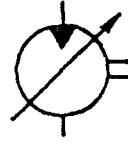
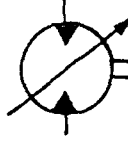
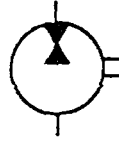
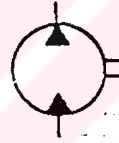
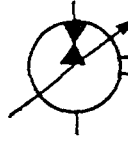
Hava-Yağ ısı değiştirici

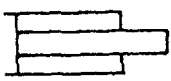

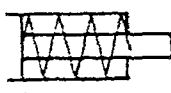
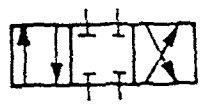
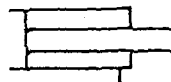
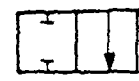




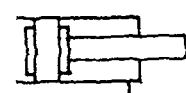
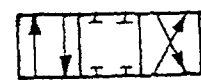
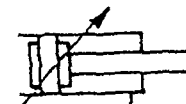
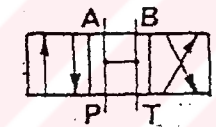
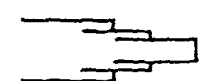
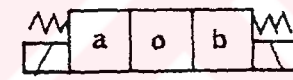
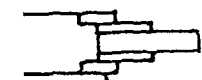
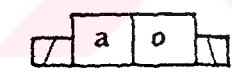
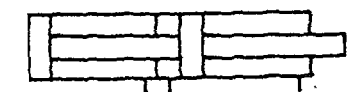
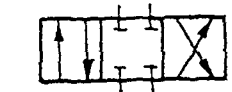








Manometre ventili



Akümülatör

POMPALARTek yöne akışlı
SABİT DEBİLİÇift yöne akışlı
SABİT DEBİLİTek yöne akışlı
DEĞİŞKEN DEBİLİÇift yöne akışlı
DEĞİŞKEN DEBİLİ**MOTORLAR**Tek yöne akışlı
SABİT DEBİLİÇift yöne akışlı
SABİT DEBİLİTek yöne akışlı
DEĞİŞKEN DEBİLİÇift yöne akışlı
DEĞİŞKEN DEBİLİ**POMPA/MOTOR ÜNİTELER**Yağın bir akış yönüne göre
pompa veya motor
SABİT DEBİLİAkış yönü değişmeden pompa
veya motor
SABİT DEBİLİYağın her iki yönde akışında
pompa veya motor
SABİT DEBİLİYağın bir akış yönüne göre
pompa veya motor
DEĞİŞKEN DEBİLİAkış yönü değişmeden pompa
veya motor
DEĞİŞKEN DEBİLİYağın her iki yönde akışında
pompa veya motor
DEĞİŞKEN DEBİLİ

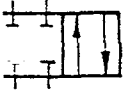
	Tek etkili silindir		Kareler-konum sayısını belirler
	Tek etkili Silindir (Yay geri dönüşlü)		Giriş ve çıkışlar yol sayısını belirler.
	Çift etkili silindir		2/2-2 yollu, 2 konumlu ventill
	Çift etkili, çift millli silindir		3/2-3 yollu, 2 konumlu ventill
	Tek yönde yastıklamalı çift etkili silindir		4/2-4 yollu, 2 konumlu ventill
	İki yönde yastıklamalı çift etkili silindir		4/3-4 yollu, 3 konumlu ventill
	İki yönde ayarlanabilir yastıklamalı çift etkili silindir		P=Pompa hattı A,B= Kullanıcı hatları T=dönüş hattı
	Tek etkili teleskopik silindir		Normal konumlar 0 ile gösterilir. (Ventilin uyarısız ilk konumu)
	Çift etkili teleskopik silindir		Ön uyarılı oransal yön denetim ventili
	Tandem Silindir		Bağlantılar ventillerin normal konumlarına yapılır.
	Basınç arttırıcı		6,3-6 yollu, 3 konumlu ventill
			Oransal ventill: Uyarıya bağlı olarak (Kam, makara, oransal bobin) ara geçiş konumlarında çalışabilirlik
			SÜRGÜ TİPLERİ
			A Tipi sürgü (B kapalı, P → A'ya açık)
			B Tipi sürgü (A kapalı, P → B'ye açık)



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



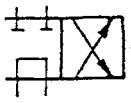
D Tipi sürgü
(P → A'ya, B → T'ye açık)



E Tipi sürgü
(P, A, B, T kapalı)



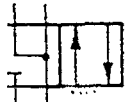
F tipi Sürgü
(B kapalı, P → A, T'ye açık)



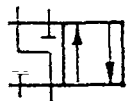
G Tipi sürgü
(A, B kapalı, P → T'ye açık)



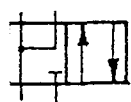
H Tipi sürgü
(P → A, B, T'ye açık)



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



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



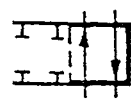
M Tipi sürgü
(T kapalı, P → A, B'ye açık)



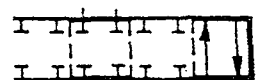
Geçiş konumu ifadesi



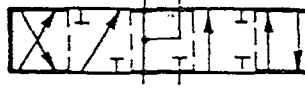
C Tipi Sürgü



D Tipi Sürgü

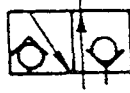


E Tipi Sürgü

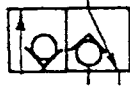


M Tipi Sürgü

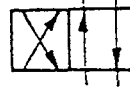
OTURTMALI TİP VENTİLLER



U Tipi
(T kapalı, P → A'ya açık)



C Tipi
(P kapalı, A → T'ye açık)



D Tipi
(P → A'ya, B → T'ye açık)



Y Tipi
(P → B'ye, A → T'ye açık)

UYARI ŞEKİLLERİ

MEKANİK UYARI



Yay



Pim



Makara

ELLE UYARI



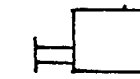
Kollu



Ayak pedallı

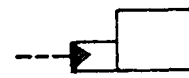


Butonlu

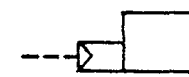


Genel kontrol tipini
belirtmeden gösterim.

PİLOT UYARI



Hidrolik pilot uyarılı



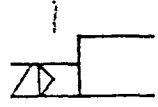
Pnömatik pilot uyarılı

ELEKTRİK UYARILI

Bobin uyarılı



Elektro-Hidrolik uyarı



Elektro-Pnömatik uyarı



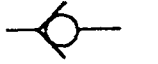
Cransal bobin



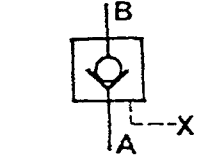
Servo bobin



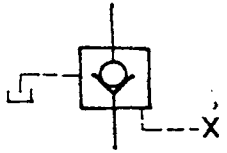
Çekvalf



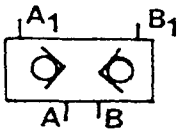
On uyarılı çekvalf



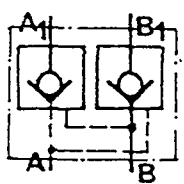
Sızıntı hatlı ön uyarılı çekvalf



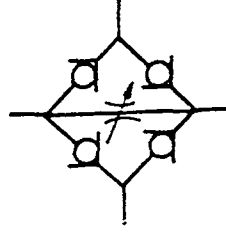
İkiz Çekvalf



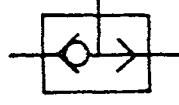
ön doldurma ventili



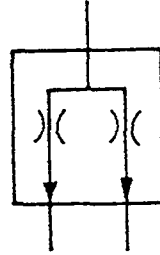
Kartriç ventili



Doğrultucu



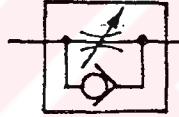
Veya ventili



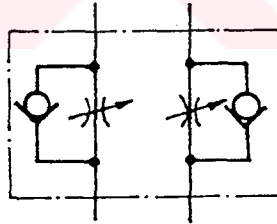
Akış bölücü

Sabit kısma ventili
(Vizkosite'ye bağlı)

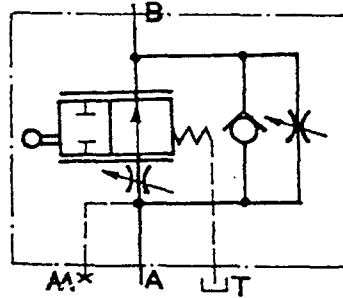
Ayarlanabilir kısma ventili



Çekvalfli kısma ventili

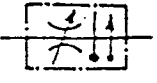


Çift çekvalfli kısma ventili

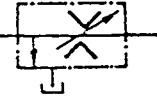


Yavaşlatma ventili

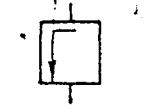
Akış denetim ventili
(Viskosite'den bağımsız)Ayarlanabilir akış denetim
ventili



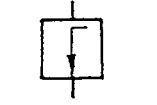
2 yollu akış denetim ventili
(Basınç ve vizkositeden bağımsız)



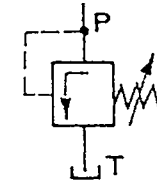
3 yollu akış denetim ventili



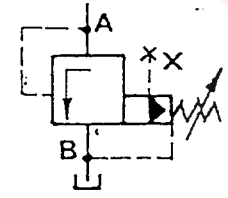
Normalde kapalı hal



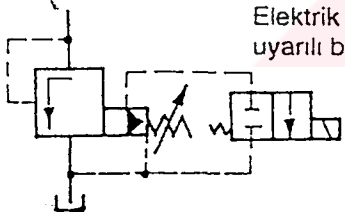
Normalde açık hal



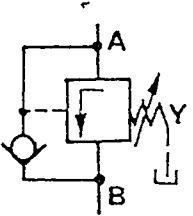
Doğrudan uyarılı basınç emniyet ventili



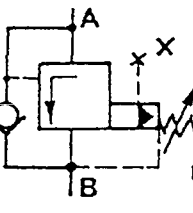
Ön uyarılı basınç emniyet ventili



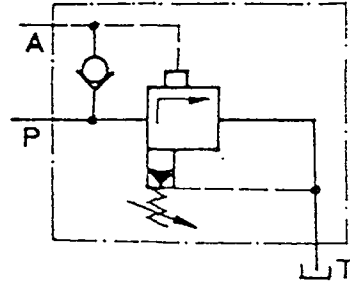
Elektrik uyarı ile boşaltmalı ön uyarılı basınç emniyet ventili



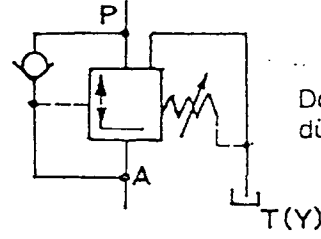
Doğrudan uyarılı basınç sıralama ventili



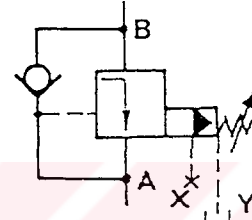
Ön uyarılı basınç sıralama ventili



Ön uyarılı akü doldurma ventili



Doğrudan uyarılı basınç düşürme ventili



Ön uyarılı basınç düşürme ventili

KULLANILAN SEMBOLLER

a	Deplasman katsayısı
Acv	180° boyunca böbrek kanallarının alanı
Asp	Yağlama basıncı
Ap	Piston alanı
Atot	Toplam alan
Alp	Boşluk alanı
AV	Max. hız (araç)
Cf	Kuru sürtünme katsayısı
Cr	Dönme direnci
CST	Schloesser katsayısı
Cv	Viskozite katsayısı
ÇE	Çekme eforu
d	Piston çapı
FD	Tahrik oranı
Fp	Piston kuvveti
Fse	Tepki kuvveti
Fr	Radyal kuvvet
HQ	Basınç pompa kapasitesi ilişkisi
Lh	Piston stroku
M	Moment
ML	Moment kaybı
Mv	Viskoz sürtünme moment kaybı
Mc	Sabit sürtünme moment kaybı
Mh	Atalet moment kaybı
N	Güç
np	Yüksüz durumda pompa devir sayısı
Pap	Görünen güç
Po	Uygulanan basınç

Kaynaklar

- 1 - Geber, H., Hydraulic Pneumatic Power September 1969
Rudiments of Calculation For Axially Acting Pistons and
Flat Lapped Distributor Volumetric Machines
- 2 - Henke, R.W., P.E. 1986 Wisconsin.
Fluid Power Systems & Circuits
Penton Publishing
- 3 - Koç, E., Ünver, E., Mühendis ve Makina sayı 393
Eksenel pistonlu pompaların tasarım ilkeleri ve
performansının teorik olarak incelenmesi
- 4 - Pippenger, J.J., 1984
Industrial Hydraulics
RR. Donley & Sons Company
- 5 - Pippenger, J.J., P.E 1987
Basic Fluid Power second edition
Prentice-Hall, inc Englewood Cliffs, NJ 07632
- 6 - Schmitt, A. 1981
Rexroth Hidropar Endüstriyel Hidrolik Eğitimi
Mannesman Rexroth GmbH
- 7 - Jean U. Thoma, J.U., 1970 Maryland
Modern oilhydraulic engineering
Trade & Technical press LTD
- 8 - William D. Wolansky, W.D. , Naghosian, J. , Henke, R.W.
Fundamentals of fluid power
Houghton Mifflin Company 1990
- 9 - Components of mobil hydraulic
Rexroth 1983

Dzgeçmiş

Dogum tarihi : 15 temmuz 1969 Sivas

Orta öğrenim : Çorum Atatürk Lisesi 1986

Lisans : Yıldız Üniversitesi Makina Mühendisliği
Enerji Makinaları Bölümü 1990

Çalıştığı yer: 1991 ekim den bu yana TCDD