

HİDROSTATİK TAHRİK VE KAPALI DEVRELERDE TASARIM KRİTERLERİ

M. Semih KUMBASAR

ÖZET

Bu çalışmada, kapalı devrelerin temel özellikleri, avantajları, riskleri ve uygulama alanları özetlenmiştir. Bildiride, hidrostatik tahriğin tasarım kriterleri, uygulama örnekleri, pratik yaklaşımlar temelinde incelenecektir. Ülkemizde yaygın uygulama alanı bulamayan, ancak gelişen teknoloji ve verimliliğe verilen önemin artmasıyla birlikte başta iş makinaları olmak üzere bir çok alanda rakipsiz olan hidroliğin bu önemli dalında, temel komponentlerin seçim kriterleri ele alınacaktır.

GİRİŞ

Hidrolik sistemlerde kapalı devre tekniği günümüzün en hızlı ve yaygın gelişen teknoloji dallarından biridir. Özellikle mobil hidrolik uygulamalarında çok büyük bir ağırlığı olan bu teknoloji, kontrol sistemlerinin çeşitliliği ve karmaşıklığı ile sektörümüzün teknik açıdan en gelişmiş alanıdır demek fazla abartı olmaz.

İş makinaları, reaktörler, vinç ve denizcilik uygulamaları başlıca uygulama teknikleridir. Mobil hidrolikte çok yaygın olarak kullanılan hidrostatik tahrik sisteminin alternatiflerine göre başlıca avantajları şöyle sıralanabilir;

- Tek bir parametre ile, örneğin sistem basıncı, tüm hareket alanının kontrol edilebilmesi, vites değişimi v.b. duraksamaların olmaması,
- Kapalı - açık sarmal kontrol teknikleri ile gücün - yakıtın - yapılan işe ve gereksinime göre optim kullanılması ve dağıtılması,
- Kapalı devre tekniğindeki frenleme torkunun geri kazanılabilmesi, özellikle iş makinalarında hidrostatik frenlemenin kullanılması sayesinde, yakıt, balata v.b. giderlerin neredeyse % 50 azaltılması,
- Kontrollü ve yüksek ivmelenebilme kabiliyeti ve çekim gücü, (uzun lastik ömrü)
- Dizel motorun optimum devirde çalıştırılarak verimliliğin yükseltilmesi, gürültü ve yıpranmanın azaltılabilmesi,

Elbette tüm avantajları bu sayılanlardan ibaret değildir, bunların türevleri olan ve özellikle kontrol teknolojisinin - elektroniğin - bu alandaki uygulama teknikleri geliştikçe, güvenlik, kullanım rahatlığı, büyük güçlerin basit parametrelerle dizginlenmesi gibi bir çok avantajlarda, sayılanların beraberinde elde edilmektedir.

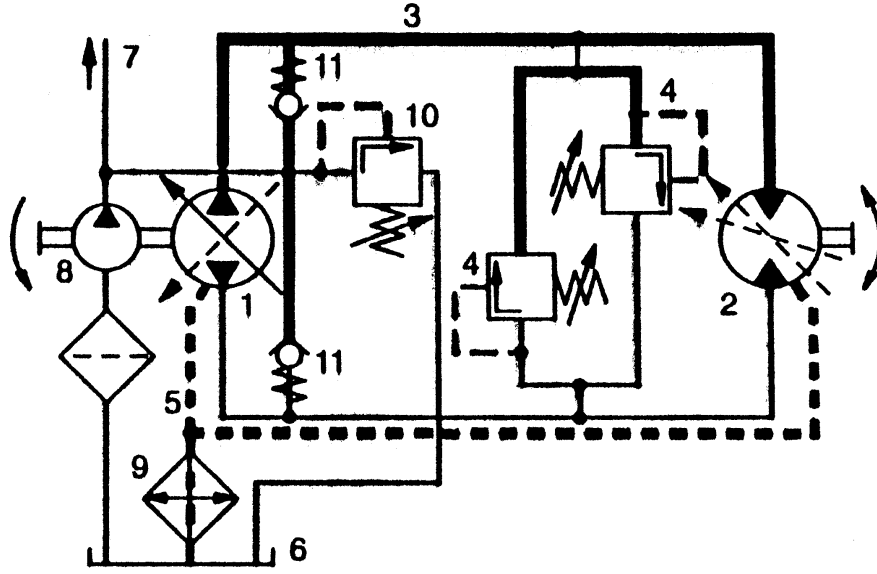
KAPALI DEVRE TEKNİĞİ

Bilindiği üzere kullanıcıdan geri dönen - çoğunlukla hidromotordan- akışkanın, pompanın emme hattına sevk edildiği hidrolik devreler Kapalı Devre Hidrolik Sistemler olarak adlandırılır.

Pompaların yükleme yönüne göre değişen bir yüksek bir de alçak basınçları tarafı vardır.

Yüksek basınç tarafındaki basınç, düşük basınç tarafına boşaltım yapan basınç emniyet valfleri kullanılarak sınırlandırılmıştır. Akışkan sürekli olarak devre içinde kalır. Sadece hidrolik pompa ve motorlardan olan kaçakların (çalışma verilerine bağlı olarak) telafisi gereklidir. Bu (genellikle) direkt olarak pompaya bir flanş aracılığıyla bağlanmış bir besleme pompası kullanılarak yapılır. Bu yardımcı pompa küçük bir tanktan sürekli olarak emdiği yeterli miktarda akışkanı (şarj akışkanı) bir çek valf üzerinden kapalı çevrimli devrelerin alçak basınç tarafına sevk eder.

Açık çevrimli devrede çalıştırılan bu beslenme pompasının veridiği akışkanın, gerek duyulmayan kısmı bir basınç emniyet valfi üzerinden tanka gönderilir. Alçak basınç tarafının sürekli doldurulması nedeniyle, bu pompa yüksek çalışma krakteristiklerine ulaşabilir. Şekil 1' de kapalı devrelerde kullanılan komponentlerin başlıcaları gösterilmektedir.



- | | |
|---|---|
| 1. Hidrolik pompa | 7. Pompa kontrolü için hat |
| 2. Hidrolik motor | 8. Antü-kavitasyon için besleme pompası |
| 3. Debi (Q=değişken) | 9. Filtre, soğutucu v.s. gibi tamamlayıcı elemanlar |
| 4. Aşırı yüklenmeye karşı korumak için basınç emniyet valfi | 10. Besleme basınç emniyet valfi |
| 5. Sızıntı yağ hattı | 11. Çek valf |
| 6. Kaçak yağ hattı için tank | |

Kaçakların giderilmesi ve pompanın kontrolü için bir besleme pompası, kavitasyonu önlemek için çek valfler- besleme ve ana devre için basınç emniyet valfleri ve filtre, soğutucu gibi aksesuarlar konularak hidrolik sistem tamamlanmıştır.

Şekil 1.

HİDROSTATİK TAHRİK

Görüldüğü üzere kapalı devrede, her kullanıcının - büyük çoğunlukla hidrolik motorun - ayrı bir pompası olmak zorundadır. Kimi uygulamalarda paralel çalışan birden fazla hidromotor olur, kısaca kapalı devreler büyük çoğunlukla pompa-hidromotor kombinasyonları ve bunların kontrol sistemlerinden oluşan dairesel hareketin, gücün ve hızın aktarılması, kontrol edilmesi bakımından çeşitli alanlardaki uygulamalarda vazgeçilmez bir tekniktir. Bu özellikleri nedeniyle mobil hidrolik - iş makineleri hidroliği - alanında çok yaygın ve etkin bir teknik olan hidrostatik tahrik sistemlerinin başlıca tasarım kriterlerinin ve parametrelerinin formülasyonuna geçmeden, toplam çevirim oranı (R) tanımını kavramak gerekmektedir.

Toplam çevrim oranı (R) hareketin bütününde oluşan maximum itme/ çekme kuvvetinin (Fmax) yine tüm hareket süresince istenen maximum hızla (V_{max}) olan çarpımının, kurulu güce (P) olan oranıdır.

Yani;

$$R = \frac{F_{max} \cdot V_{max}}{P \cdot \eta_m \cdot \eta_h \cdot 100}$$

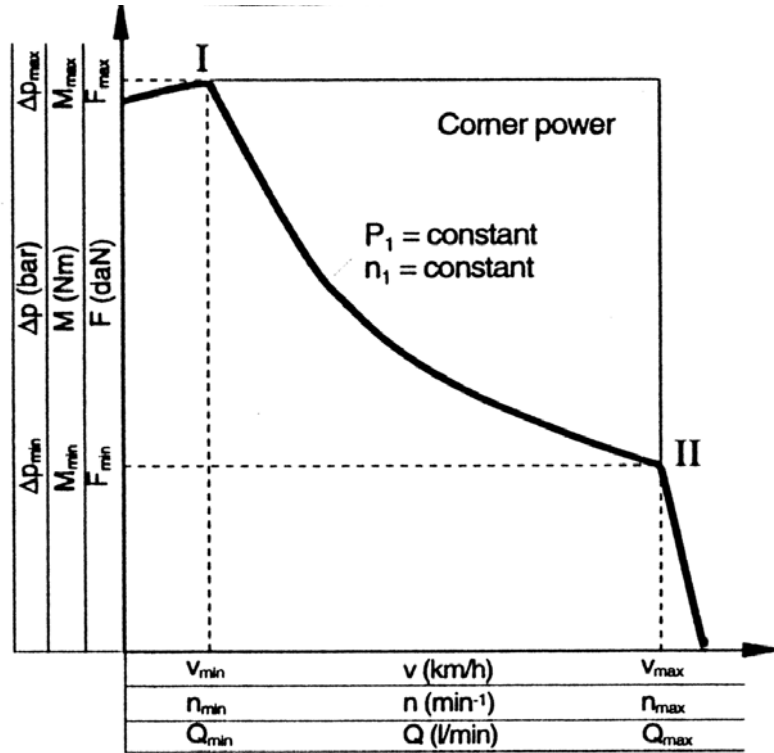
F = dañ

V = m/s

η_m = d.mot. verim

η_h = hid. verim

P = k. güç KW



Şekil 2.

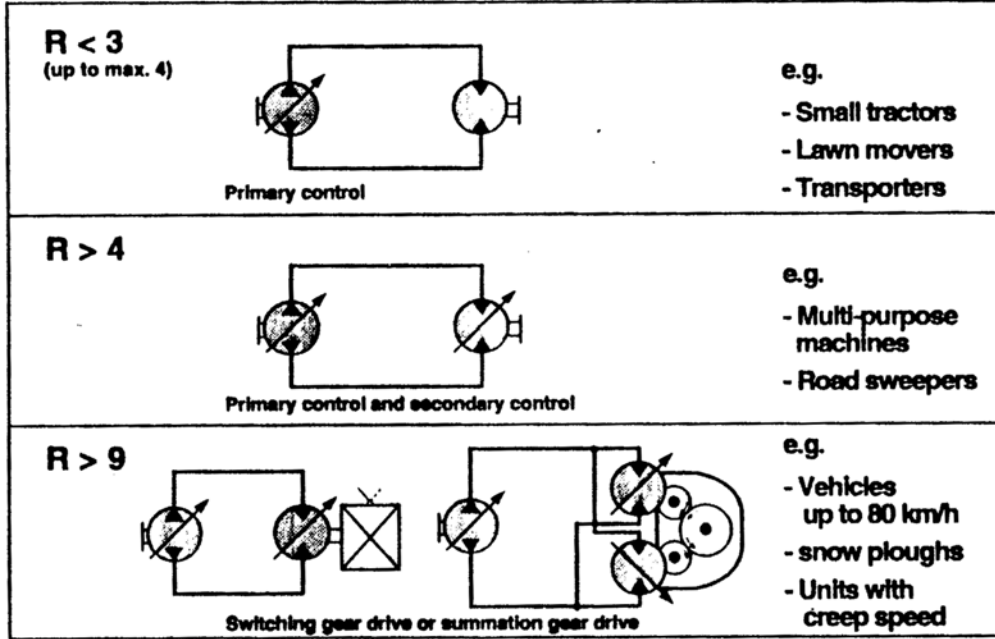
Toplam çevrim oranı (R), hareketi sağlayan gücün üst köşe noktasına olan oranı olarak adlandırılır. Ve hidrostatik tahrikte temel komponentlerin seçiminde değerlendirilmesi gereken başlıca faktörlerdendir.

Şöyle ki;

$R \leq 3,5$ hareketin tümü değişken debili bir pompa ve sabit debili motorla

$3 \geq R \geq 9$ aralığında ise hem pompa hem motor değişken deplasmanlı

$R \leq 9$ ise değişken debili motora ilave olarak değişik hız ve çekme kuvveti kademelerini sağlayan dişli kutusu (vites) veya çok motorlu ve çoklu kavramalı sistemlerin kullanılması gerekmektedir.



Şekil 3.

Yukarıda verilen ölçüler ve formülasyonlar, uygulamalar, pratik sonuçlar olarak tecrübeden doğan değerler olup, uç noktalarda ve kontrol teknolojisinin gelişmesi ile verimli yüksek komponentlerin üretildiğinde dikkate alınarak kademeler arasında birbiri içine küçük geçişler yapılabilir.

Buraya kadar özetlenenlerin ışığında hidrostatik tahrikle kontrol ve sevk edilmesi istenen vibrasyonlu bir yol silindirin devre tasarımında izlenen yöntemi adım adım takip ederek konuyu teori ve pratik bütünlüğü içinde ele alacağız.

Toplam ağırlık : 6500 kg

Tırmanma Kapasitesi = %30
 İş - Yol hızı = 1 - 20 km/saat kademesiz ayarlı
 Kurulu güç = 45 KW x 2400 d/dk
 Vibrasyon gücü = 11 KW
 Tamburu çapı = 1200 mm

Görüldüğü gibi direksiyon, dolum pompası ve vibrasyon sistemi için gerekli güçler çıktıktan sonra hidrostatik tahrik için maximum 30 KW güç kullanılabilir.

Yukarıdaki veriler ışığında Fmax çekme kuvveti aşağıdaki gibi hesaplanır.

| | | |
|------------------|--------------------|------------|
| Tırmanma kuvveti | = 6500 x 0.3 | = 1950 daN |
| Sürtünme direnci | = 6500 x 0.08 | = 520 daN |
| İvmeleme kuvveti | = 6500 x 1 mt/s/10 | = 650 daN |
| TOPLAM | = | 3120 daN |

$$R = \frac{56m/s \cdot 3120}{30 \cdot 0,8 \cdot 0,85 \cdot 100}$$

R'nin pompa ve hidro motorlar arasında eşit paylaşılmasına karar vererek ;

$$R_T = R_P \times R_M$$

$$R_P = R_M = \sqrt{R_T} = \sqrt{8,5} = 2.92 \text{ diye biliriz.}$$

Çevirim oranının hesaplanmasından sonra kullanılması gereken motoru seçmek için izleyeceğimiz yol aşağıdaki gibidir;

$$V = 20 \text{ km/s} = 5.56 \text{ mt/s}$$

$$2 \text{ Tambur çevresi} = 1.2 \times \pi = 3.77 \text{ mt' dir.}$$

$$\Rightarrow 5.56 / 3.77 \cong 90 \text{ d/dk tambur devri}$$

$$2 \text{ Tamburda ihtiyaç duyulan toplam tork} = F_{\max} \times 0.6 = 1872 \text{ daN-m}$$

$\Delta P = 350$ barda 936 daN-m tork değerine sahip, değişken deplasmanlı motor imalat programlarında hemen hemen yok gibidir.

Bu nedenle hidromotor tambur arasına $i = 30$ dişli kutusu koyup

$\max = 2700$ d/dk $\times 31,2$ daN- m tork kapasitesine sahip bir motorla sorunu çözmeye çalışmak daha doğru ve ekonomik olacaktır. Bu durumda şu formülden faydalanabiliriz.

$$2 Q_{\max} = \frac{F_{\max} \times V_{\max}}{\Delta P \cdot \eta_m \cdot \eta_h} = \text{maximum motor devrinde gerekli debi}$$

$$= 6 \times \frac{3120 \times 5,6}{350 \times 0,8 \times 0,85} = 437 \text{ lt/dk}$$

$$2 V = \frac{437 \times 1000}{\eta_{\max} = 2700} = 162 \text{ cm}^3/\text{dev} , \quad V = 81 \text{ cm}^3/\text{dev}$$

Seçim $\max = 80 \text{ cm}^3 /$ değişken deplasmanlı iki motor olacaktır.

Ve $R_M = 2.92$ olduğuna göre pompanın minimum deplasmanı $80/2.92 = 27 \text{ cm}^3 /\text{dev}$ olarak ayarlanacaktır.

Bu arada asfalt ve tambur arasında sürtünme katsayısının maximum %50 olduğu bilinmelidir. -Genellikle %45 olarak değerlendirilir.- Bu durumda yukarıdaki örnek silindirimizde, $W \times 0,5 = 6500 \times 0,5 = 3250$ daN patinaj sınırındır.

Pompa seçimine gelirse aşağıdaki formül kullanılıp;

$$Q_{\text{pompa}(\eta_{\max})} = 6 \times \frac{F_{\max} \times V_{\max}}{\Delta P \cdot \eta_m \cdot \eta_h \cdot R}$$

$$= 6 \times \frac{3120 \times 5,6}{350 \cdot 0,80 \cdot 0,85 \cdot 2,92} = 151 \text{ lt/dk}$$

$$V = \frac{Q \times 1000}{\eta_{\max}} = \frac{151}{2,4} = 63 \text{ cm}^3 / \text{dev} . \text{ Değeri elde edilir.}$$

Ancak, kaçaklar ve dizel motorun zamanla 2400 d/dak'dan düşeceği göz önünde bulundurulsa $71 \text{ cm}^3/\text{deplasmanlı}$ bir pompa seçilmelidir.

Bu durumda tasarımıımız temel elemanları,-pompa ve motor seçilmiş- çekim grafiği oluşmuştur.

$71 \text{ cm}^3 /\text{dev}$ pompa ve $80 \text{ cm}^3 /\text{dev}$ iki motor ile yol silindirine sağlanabilecek hız \times çekme gücü (V-F) grafik ortaya çıkmıştır.

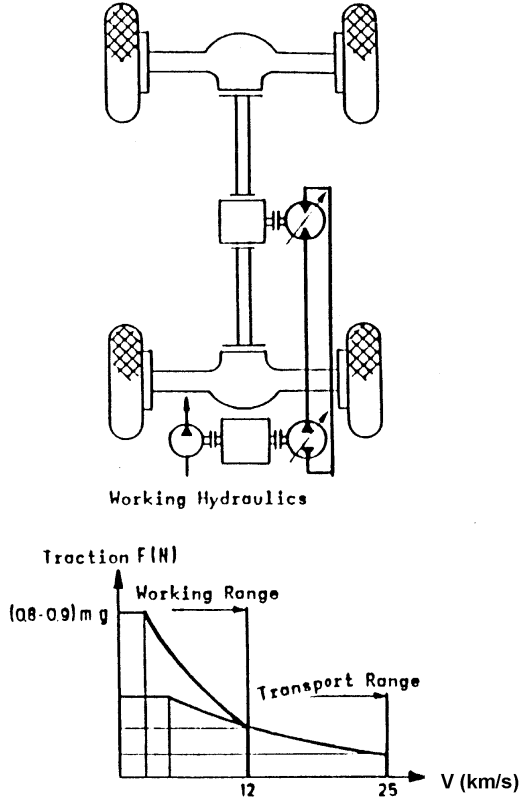


Fig. 1 Mobile transmission with controlled hydraulic pump and hydraulic motor with point-to-point control

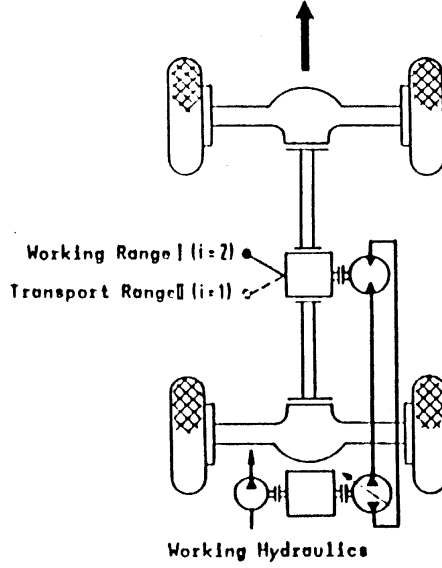
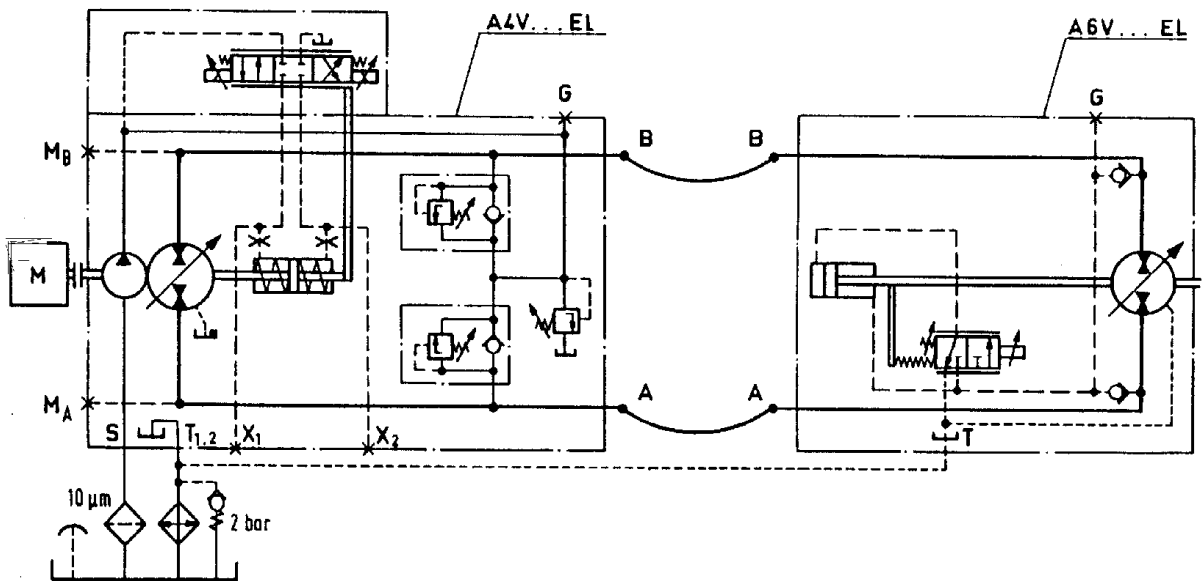


Fig. 2 Mobile transmission with controlled hydraulic pump, fixed motor and mechanical gear shift for 2 drive ranges

Şekil 4.

Şekilde görüldüğü üzere değişken deplasmanlı motor ile iki vitesli –hızlı- (iş ve yol) sabit motorlu bir uygulamada kuvvet-hız grafiğinin karakteristiğide izlenebilmektedir.

Örnek problemimizdeki uygulamanın hidrolik şeması Şekil 5.'te görülmektedir.



Şekil 5.

Formülasyonlar sonucunda ortaya çıkan küçük farkları pompa motor deplasmanlarının mevcut üretim programına adapte edilmesi, çalışma basıncı ve dişli kutusu oranları ile oynanarak teori-pratik uyumluluğu sağlanmalıdır.

Ayrıca özellikle hidro motorların seçiminde çok titiz olmak gerekmektedir. Başlama verimliliği düşük hidro motorlar (zaman zaman %55'lere vardığı gözlemlenmiştir) çok dramatik sonuçlara yol açarlar. Bu açıdan hidro motorların başlama verimliliği dikkate alınması gereken çok önemli bir faktördür. Yine bu konuda dikkat edilmesi gereken faktör eğik plaka sistemine göre, yapısı gereği, %20 daha yüksek başlama verimliliği olan eğik eksenli motorlar tercih edilmelidir.

Elbetteki tasarım burada sona ermemektedir. Çekim gücü, hız grafiğinin nasıl ve hangi teknikle çizileceğide çok önemlidir. Kontrol tekniği, iklim şartları, yağın seçimi, direksiyon ve vibrasyon sistemi, serilen ham asfaltın kalitesi ve yüksekliği, soğutma kapasitesi ve hatta makinanın boyanması için gereken renk bile bir tasarım konusudur. Karayolları kanunu trafik şartları gibi noktalarda düşünülmesi gereken faktörlerdendir. Zira iş makinalarının çalışma şartları endüstriyel hidrolik gibi kontrollü değildir. Son derece değişken şartlarda işlem yapmak üzere tasarlanmaktadır. Deyim yerindeyse onlar sorunları çözmek ve işi tamamlamak üzere tasarlanmış "komandalardır".

Dolayısıyla değişik şartlarda çalışabilmektedirler. İş güvenliği bakımından yüksek emniyet katsayılarıyla hesap yapmak ve tasarımı çok titiz bir son incelemeden geçirmek gerekmektedir.

KAYNAKÇA

Akışkan Tekniğin Temelleri ve Elemanları (Mannesmann Rexroth Hidropar)
Mannesmann Rexroth Drive and Con. System for Mobil Machineri 1994
Hydrolik Mobile Transmissiyon for Wheeled Loader M.21.1/78

ÖZGEÇMİŞ

1952 Ankara doğumludur. Ankara Fen Lisesi mezunu olup ODTÜ Kimya Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. 1981 yılından beri sektörde bir fiil çalışmakta olup, 1984 yılından itibaren Rexroth Hidropar'da Proje Müdürlüğü ve Bölge Müdürlüğü görevlerinden sonra halen Hidropar İzmir şirketinde Mannesmann Rexroth Ege Bölge mümessilliğini yürütmektedir.