

# BİR ÇATALLI YÜKLEYİCİ İÇİN HİDROSTATİK GÜÇ İLETİM SİSTEMİ TASARIM KRİTERLERİNİN İNCELENMESİ

Akın Oğuz KAPTI<sup>1</sup>, Murat KARABEKTAŞ<sup>2</sup>

**Özet** - Mobil sistemlerin transmisyonu alanında, tahrik motorundan alınan gücün değişken sürüş şartları altındaki araca iletilmesi için düşünülmüş başlıca çözümlerden birisi de, değişken deplasmanlı hidrolik pompa ve motorların kullanımına dayalı olan hidrostatik tahrik yaklaşımıdır. Bu çalışmada, hidrostatik tahrik yönteminin temel tasarım kriterleri incelenmiş ve 5 t. taşıma kapasiteli bir çatallı yükleyicinin transmisyon sistemine uygulanmıştır. Bu incelemenin sonucunda, sadece tahrik motorunun devir sayısı ile tüm çalışma alanının kontrolüne imkan vermesi; tahrik momentini, kesintisiz ve kademesiz olarak, ihtiyaç duyulan çekiş kuvveti ve araç hızı kombinasyonlarına dönüştürebilmesi; kavrama, vites kutusu ve diferansiyel gibi mekanik güç aktarma organlarına olan ihtiyacı ortadan kaldırması, hidrostatik tahrik yönteminin dikkat çekici özellikleri olarak değerlendirilmiştir.

**Anahtar kelimeler** - Hidrostatik tahrik, Değişken deplasmanlı pompa, Devire bağımlı hız kontrolü.

**Abstract** - In the field of mobile transmission, one of the most popular approaches for transmitting the power output from the engine to the vehicle under varying drive conditions is the hydrostatic transmission which is based on the usage of hydraulic pumps and motors with variable displacement. In this study, design criteria of hydrostatic transmission were investigated and it was applied on the transmission system of a fork-lift with a carrying capacity of 5 t. In the consequence of this investigation, keeping the all working area under control with the number of revolution of engine as a single parameter, conversion of the virtually constant torque output from the engine continuously without interrupting traction, and abolition the necessity for mechanical transmission components such as clutch, gear box, differential gear etc. were evaluated as the most valuable properties among the advantages provided by the hydrostatic transmission approach.

**Keywords** - Hydrostatic transmission, Variable displacement pump, DA control.

## 1. GİRİŞ

Endüstriyel hidrolik, güç iletimi alanında mekanik esasa dayalı çözümlere nazaran sağladığı yüksek güç yoğunluğu, iletim ve denetim kolaylığı, bilgisayarla kontrole uygunluk, yüksek konumlandırma hassasiyeti ve enerjinin biriktirilebilmesi gibi avantajları nedeniyle son derece yaygın bir kullanım alanı bulmuştur. Bu kullanım alanlarından birisi de iş makineleri, ekskavatörler ve buldozerler gibi mobil sistemlerdeki hidrostatik tahrik uygulamalarıdır.

Bu çalışmada hidrostatik tahrik yöntemlerinin incelenmesi amaçlanmıştır. Bunun bir uygulaması olarak, tahrik motoru tarafından üretilen gücün tekerleklere diskli kavrama, vites kutusu, kardan mili ve diferansiyel gibi mekanik güç aktarma organlarıyla iletildiği bir çatallı yükleyici için hidrostatik tahrik tasarım kriterleri ele alınmış ve temel devre elemanlarının seçimleri yapılmıştır. Tahrik sistemi bu şekilde dönüştürüldüğünde yukarıda sayılan mekanik güç aktarma organlarına olan gereksinim tamamıyla ortadan kalkmaktadır. Seyir şartlarının gerektirdiği optimum hız ve moment konfigürasyonlarının kademesiz ve otomatik olarak sağlanması mümkün olmaktadır. Tek bir parametreyle, örneğin tahrik motorunun devir sayısı, tüm hareket alanı kontrol edilebilmektedir. Bu yöntem ile tahrik motorunun optimum devirde çalıştırılmasıyla verimliliğin yükseltilmesi ve hidrostatik frenlemeyle yakıt ve balata tasarrufu sağlanması gibi ek avantajlar da elde edilebilmektedir. [1-4]

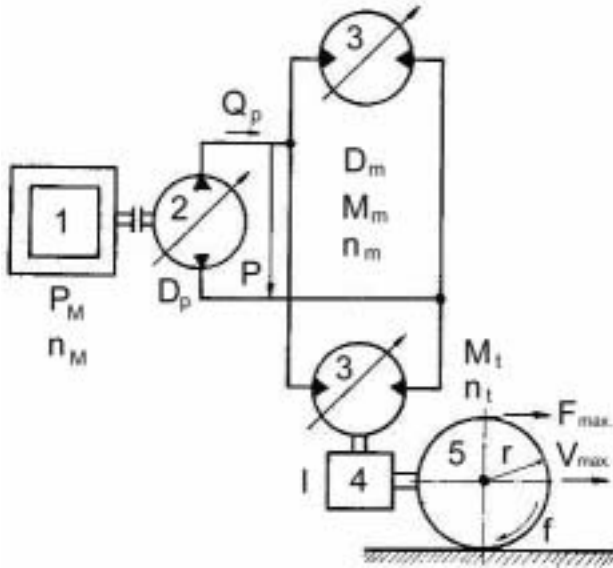
## 2. HİDROSTATİK TAHRİK

Önerilen hidrostatik tahrik sistemi Şekil:1 de şematik olarak gösterilmiştir. Bu sistem, içten yanmalı bir tahrik motoru(1), değişken deplasmanlı pompa (2), iki adet değişken deplasmanlı hidro-motor(3), planet dişlili hız düşürücü (4), tahrik tekerlekleri (5) ve diğer devre donanım elemanlarından oluşmaktadır. Tahrik motorunun gücü, pompa tarafından (basınç x debi) formundaki

<sup>1</sup>Sakarya Üniv., Müh. Fak., Makine Müh. Bölümü, Adapazarı.

<sup>2</sup>Sakarya Üniv., Tek.Eğt.Fak., Makine Eğitimi Bölümü, Adapazarı.

hidrolik güce dönüştürülerek, boru ve hortumlarla hidro-motorlara iletilmekte ve burada yeniden (moment x açısal hız) formundaki mekanik güce dönüştürülerek aracın hareketi sağlanmaktadır. Aracın ileri-geri hareketlerine karşılık gelmek üzere, pompa eğim plakası her iki yönde de açılabilir olabilmektedir. Hidro-motorlar paralel bağlıdır ve pompa ile kapalı devre oluşturacak şekilde çalışmaktadırlar. Hidrolik akışkan büyük oranda boru ve hortum donanımında dolaşmakta olduğundan, küçük bir akışkan deposu yeterli olmaktadır. Pompa ve hidro-motorların değişebilir deplasmanlı olmaları sayesinde çok esnek ve kademesiz bir hız kontrolü mümkün olabilmektedir.



Şekil: 1. Fork-lift için önerilen hidrostatik tahrik tasarımı (1: Tahrik motoru, 2: Değişken deplasmanlı eksenel pistonlu ana pompa, 3: Hidro-motorlar, 4: Planet dişli hız düşürücü, 5: Tahrik tekerleği) [5, 7]

Hesaplamalarda kullanılan semboller ve indisler şu şekilde belirlenmiştir:

a	Aracın ivmesi	m/s <sup>2</sup>
D	Pompa ve hidro-motor deplasmanları	cm <sup>3</sup> /dv
f	Yuvarlanma sürtünme katsayısı	-
F	Çekiş kuvveti	N
g	Yer çekimi ivmesi	m/s <sup>2</sup>
G	Aracın toplam ağırlığı	kN
I	H. motor hız düşürücüsü çevrim oranı	-
M	Moment	Nm
n	Devir sayısı	dv/dk
P	Güç	kW
ΔP	Basınç	bar
Q	Debi	l/dk
r	Tahrik tekerleğinin yarıçapı	m
R	Toplam çevrim faktörü	-
t	En yüksek hıza erişme süresi	s
V	Aracın hızı	km/h
W	Açısal hız	rad/s
z	Hidro-motor adedi	-
α	Yol eğim açısı	-

η Verim

#### İndisler:

1	Birinci seyir hali (F=F <sub>max</sub> )
2	İkinci seyir hali (V=V <sub>max</sub> )
p	Pompa
hd	Hız düşürücü
hm	Hidro-mekanik
m	Hidro-motor
M	Tahrik dizel motoru
max	En yüksek
min	En düşük
t	Tahrik tekerleği
T	Toplam
v	Volümetrik

Hesaplamalarda kullanılan denklemler Rexroth-Hydromatik firmasının mobil transmisyon el kitabından alınarak ve birbirlerinden türetilerek kullanılmışlardır [5]. Sistemin tasarımında dikkate alınacak başlıca kriterlerden birisi toplam çevrim faktörüdür (R). Uygulanacak transmisyonun tipi bu faktörün alacağı değere göre belirlenmektedir. Bu faktör, tüm seyir boyunca oluşacak en yüksek moment ve hız dikkate alınarak belirlenen (M<sub>t</sub>xW<sub>t</sub>) formundaki çıkış gücünün, tahrik motorunun ürettiği güce oranı olarak

$$R = M_t \cdot n_t / 9550 \cdot P_M \cdot \eta_T \quad (1)$$

denklemleri ifade edilir. Bu denklemler

$$M_t = F_{max} \cdot r \quad (2)$$

ve

$$n_t = 1000 \cdot V_{max} / 2 \cdot \pi \cdot r \cdot 60 \quad (3)$$

denklemleri dikkate alınarak düzenlenecek olursa

$$R = F_{max} \cdot V_{max} / 3600 \cdot P_M \cdot \eta_T \quad (4)$$

denklemleri elde edilir. Bu denklemler, toplam çevrim faktörünü; tüm seyir boyunca oluşacak olan en yüksek çekiş kuvvetinin (F<sub>max</sub>), yine tüm seyir boyunca oluşacak olan en yüksek araç hızı (V<sub>max</sub>) ile çarpımının, araç üzerindeki kurulu güce oranı olarak ifade etmektedir. Bu faktörün belirlenmesi için öncelikle aracın gerektireceği en yüksek çekiş kuvveti, sırasıyla sürtünme, yokuş ve ivmelenme dirençlerini içeren

$$F_{max} = G \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha + V_{max} / g \cdot t) \quad (5)$$

denklemleri ile hesaplanmalıdır. Aracın yük taşıma kapasitesi 50 kN, araç ağırlığı 45 kN, aracın en yüksek seyir hızı 20 km/h, en yüksek yol eğim açısı 20°, tekerlek ile yol arasındaki yuvarlanma sürtünme katsayısı 0,025 ve en yüksek hıza erişme süresi 10 s şartları dikkate alınarak, çekiş kuvveti (5) denklemlerinden

$$F_{max} = 95 (0,025 \cdot \cos 20^\circ + \sin 20^\circ + 20 / 9,81 \cdot 10 \cdot 3,6)$$

$$F_{max} = 40,11 \text{ kN}$$

olarak bulunur. Sistemin toplam verimi pompa ve hidro-motorların volümetrik ve hidro-mekanik verimleri ile hidro-motor çıkışındaki iki kademeli planet dişlili hız düşürücüsünün veriminden oluşmaktadır. En yüksek çekiş kuvvetinin ortaya çıktığı birinci seyir hali ve en yüksek araç hızının ortaya çıktığı ikinci seyir hali için firma tarafından önerilen verim değerleri Tablo:1 de verilmiştir [5].

**Tablo 1.** Birinci ve ikinci seyir durumları için ana devre elemanlarının verimleri [5].

Verimler	Seyir Durumları	Pompa	H. motor
$\eta_v$ Volümetrik verim	I. seyir hali ( $F=F_{max}$ )	0,90	0,94
	II. seyir hali ( $V=V_{max}$ )	0,98	0,93
$\eta_{hm}$ Hidro-mekanik verim	I. seyir hali ( $F=F_{max}$ )	0,91	0,96
	II. seyir hali ( $V=V_{max}$ )	0,94	0,92
$\eta_T$ Toplam verim	I. seyir hali ( $F=F_{max}$ )	0,82	0,90
	II. seyir hali ( $V=V_{max}$ )	0,92	0,86
$\eta_{hd}$ : Hız düşürücü verimi		-	0,90

Tablodaki verim değerleri dikkate alınarak toplam verim

$$\eta_T = \eta_{v-p} \cdot \eta_{hm-p} \cdot \eta_{v-m} \cdot \eta_{hm-m} \cdot \eta_{hd} \quad (6)$$

denkleminde

$$\eta_T = 0,98 \cdot 0,94 \cdot 0,93 \cdot 0,92 \cdot 0,90 = 0,71$$

olarak bulunur. Toplam verim değeri ve tahrik dizel motorunun 2500 dv/dk da ürettiği 55 kW güç (4) denkleminde yerlerine yazılarak toplam çevrim faktörü

$$R = 40110.20 / 3600.55.0,71$$

$$R = 5,71$$

olarak bulunur.  $R < 3$  için PV-MF ve  $3 < R < 9$  için PV-MV tipi transmisyon önerilmektedir [5]. Buradaki harflerden P ve M, pompa ve hidro-motoru; F ve V ise, bahse konu elemanın sabit veya değişken deplasmanlı olduğunu ifade etmektedir. Bulunan  $R=5,71$  değeri her iki elemanın da değişken deplasmanlı olmasını gerektirmektedir. Bu değer için pompa ve hidro-motorlar arasında eşit paylaşımı öngörülerek

$$R = R_p \cdot R_m \quad (7)$$

denklemin yazılabilir ve buradan da

$$R_p = R_m = R^{1/2} = 2,39$$

olacağı söylenebilir. Tasarımın bundan sonraki aşamasında pompa ve hidro-motor deplasmanlarının belirlenmesi gerekmektedir. Bunun için

$$P_M = Q_p \cdot \Delta P / 600 \quad (8)$$

ve

$$Q_p = D_p \cdot n_M \cdot 10^{-3} \quad (9)$$

denklemleri (4) denkleminde yerlerine yazılarak

$$D_p = 167 \cdot F_{max} \cdot V_{max} / \Delta P_{max} \cdot n_p \cdot R_p \cdot \eta_T \quad (10)$$

denklemin elde edilir. Sistem basıncı 400 bar olarak dikkate alınarak (10) denkleminde

$$D_p = 167.40110.20 / 400.2500.2,39.0,71$$

$$D_p = 78,95 \text{ cm}^3/dv$$

olarak bulunur. Mobil hidrolik sistemlerde pompanın değişebilir deplasmanlı olması, yüksek akışkan debisi sağlayabilmesi ve yüksek basınçlarda çalışabilmesi gerekmektedir. Bu gereksinimler dikkate alındığında değişebilir deplasmanlı eksenel pistonlu pompanın seçilmesinin uygun olacağı görülmektedir [8]. Hesaplanan deplasman değerine göre A4V.90.DA değişken deplasmanlı eksenel pistonlu pompa seçilmiştir. Bu pompa için pompa deplasmanı, çalışma basıncı, pilot basınç ve toplam çevrim faktörü arasındaki ilişkiyi gösteren diyagram Şekil:2 de verilmiştir.

Hidro-motor deplasmanını belirlemek üzere araç hızı

$$V_{max} = n_{m-max} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot 60 / 1000 \cdot I \quad (11)$$

şeklinde yazılır ve bu denklem düzenlenerek

$$n_{m-max} = 2,65 \cdot I \cdot V_{max} / r \quad (12)$$

denklemin elde edilir. Tahrik tekerleği yarıçapı 0,45 m olarak seçilmiştir ve planet dişlili hız düşürücü çevrim oranı 29,85 olarak verilmektedir. En yüksek hidro-motor çıkış devri (12) denkleminde

$$n_{m-max} = 2,65 \cdot 29,85 \cdot 20 / 0,45$$

$$n_{m-max} = 3517,7 \text{ dv/dk}$$

ve hidro-motor deplasmanı ise

$$D_m = 167 \cdot F_{max} \cdot V_{max} / P_{max} \cdot n_{m-max} \cdot \eta_{hm-m} \cdot \eta_{hd} \cdot Z \quad (13)$$

denkleminde

$$D_m = 167.40110.20 / 400.3517,7.0,96.0,90.2$$

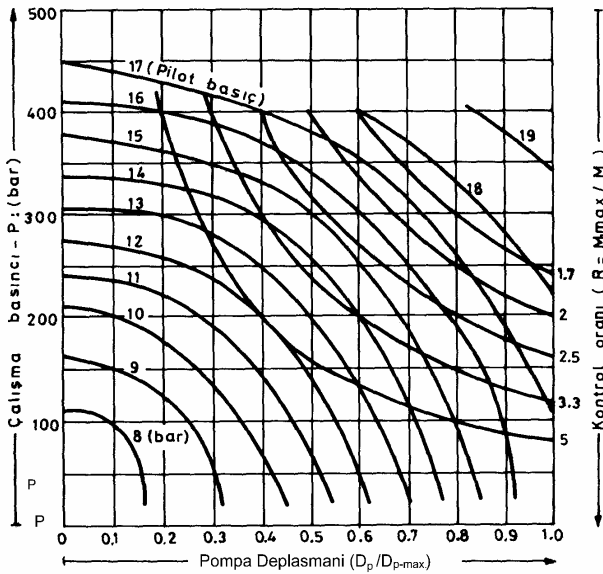
$$D_m = 55,1 \text{ cm}^3/dv$$

olarak hesaplanırlar. Pompa için belirlenen seçim kriterleri hidro-motorlar için de geçerlidir. Hesaplanan deplasman değeri dikkate alınarak A6VM.55.DA değişken deplasmanlı eksenel pistonlu hidro-motor seçilmiş ve tasarım tamamlanmıştır.

### 3. DEVRE ŞEMASI

Hidrostatik tahrik sistemine ait devre şeması Şekil:3 de verilmiştir. Pompa ünitesi; şarj pompası (3), ana pompa (4), devire bağımlı hız kontrol valfi (6), yön denetim valfi (7), pompa deplasmanı ayar organı (8), fren valfi (9), çapraz emniyet valfleri (10), besleme çek-valfleri (11) ve

basınç denetim valfini (12) bünyesinde toplayan komple bir ünitedir. Şarj pompası (3), içten dişli ve sabit deplasmanlı bir pompadır. Görevi devreyi beslemek ve akışkanın filtreler (5, 14) ve soğutucu üzerinden sirkülasyonunu sağlamaktır. Ana pompa (4) ise, eksenel pistonlu, değişken deplasmanlı ve aracın ileri-geri hareketlerine karşılık gelmek üzere  $31^\circ$  lik eğim açısını her iki yöne de verebilen bir pompadır. Her iki pompa da hareketlerini bir elastik kaplin (2) aracılığıyla tahrik motorundan (1) alırlar.



Şekil: 2. Pompa deplasmanı, çalışma basıncı ve toplam çevrim faktörüne göre gerekli pilot basıncı gösteren diyagram ( $n=2000$  dv/dk). [5]

Ana pompa ve hidro-motorların deplasman değişimleri, kesit resmi ve devre şeması Şekil:4 de verilen, devre bağımlı hız kontrol valfiyle (6) sağlanmaktadır. Bu valfin girişindeki orifisin (6.1) şarj pompası debisine göstereceği direnç nedeniyle, sürgüyü (6.2) itmeye çalışan ve değeri tahrik devriyle doğru orantılı olarak değişen  $P_1$  basıncı ve bu basınçtan dolayı  $F_1$  kuvveti oluşacaktır. Orifis sonrasındaki  $P_2$  basıncı, değeri basınç denetim valfi (12) ile belirlenen besleme basıncıdır. Bu basınç sürgüye ters yönde  $F_2$  kuvveti olarak etki etmektedir. Sürgü üzerindeki yağ kanallarının açılmasıyla X kontrol hattından ayar organına gerçekleşen akışkan geçişi  $P_3$  pilot basıncı ortaya çıkarır ve bu basınç sürgü üzerindeki fatura yüzeylerine  $F_3$  kuvveti olarak etki eder.

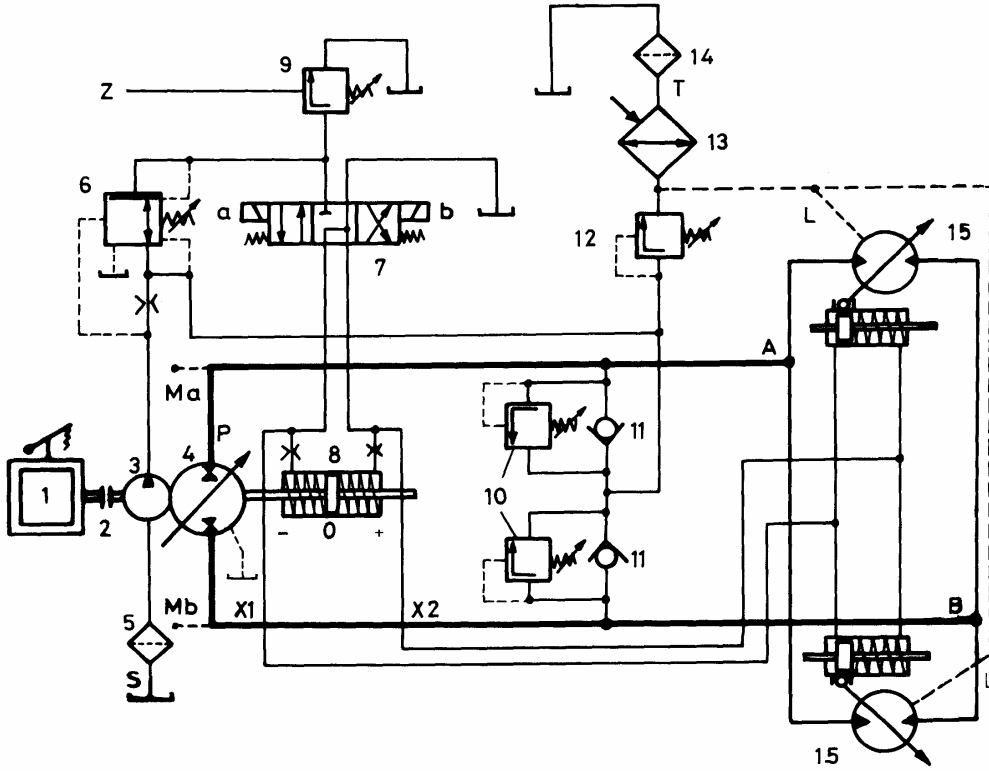
Diğer taraftan,  $P_3$  pilot basıncı,  $X_1$  ve  $X_2$  uyarı hatları üzerinden hidro-motorların ayar organlarında da duyularak, başlangıçta en yüksek durumda olan hidro-motor deplasmanını azaltır. Sonuç olarak, sürgünün konumu ve dolayısıyla pompa ve hidro-motorların deplasmanları,  $F_1$  ve  $F_2+F_3+F_{yay}$  kuvvetleri arasındaki mukayeseye belirlenmektedir.

Tahrik devrinin azalması durumunda  $P_1$  basıncı ve dolayısıyla  $F_1$  kuvveti de azalarak  $F_2+F_3+F_{yay}$  kuvveti karşısında yenik düşer. Sürgünün ters yönde hareket etmesiyle önce yağ kanalları (6.3) kapanır ve hemen ardından ayar organını tanka bağlayan kanallar açılır. Yeni duruma göre sistem denge haline gelinceye kadar pompa deplasmanında azalma ve hidro-motor deplasmanlarında artma gerçekleşir. Araç seyir halinde iken çekiş kuvveti ihtiyacındaki artışlar da aynı mekanizmanın işletilmesiyle karşılanır.

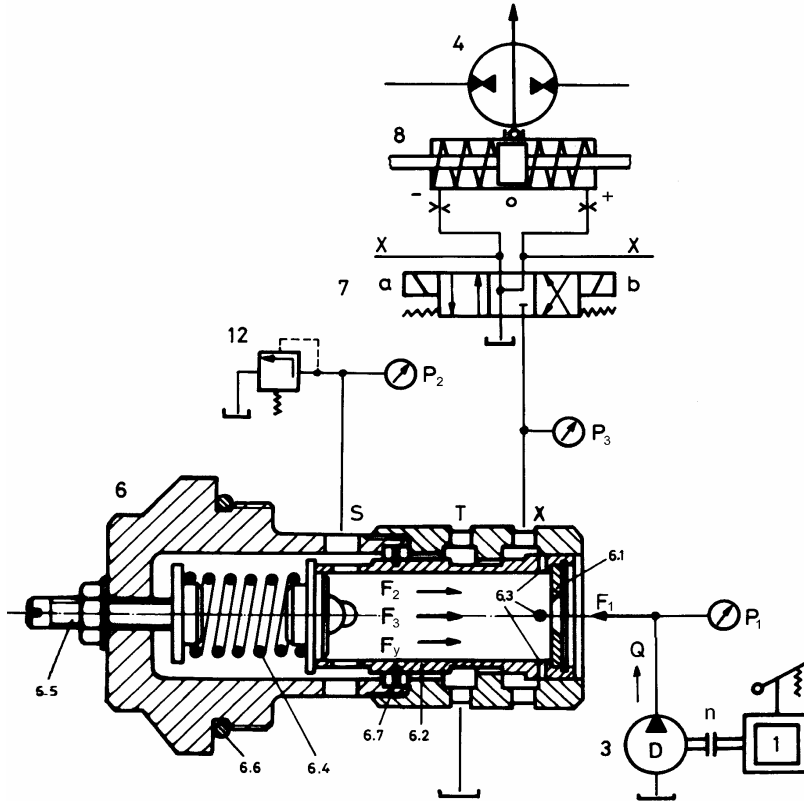
Hız kontrol valfi üzerindeki ayar düzeneği (6.5) ile pompanın rölanti ayarı yapılır. Bu ayarlama işlemi, tahrik motoru rölantide çalışırken oluşacak olan  $F$  kuvvetinin sürgü üzerindeki yağ kanallarını açmaya yetmemesini sağlayacak şekilde yay kuvvetinin ayarlanması şeklindedir.

Yön denetim valfi (7) 4 yollu, 3 konumlu, bobin uyarılı ve yay geri dönüşlü bir valftir. Valfin a ve b konumları aracın ileri ve geri hareketini sağlamaktadır. Bu konumlardan herhangi birisi aktif ise, pompa deplasmanının tahrik devrine bağlı olarak belirli bir değer almasıyla aracın ileri veya geri hareketi gerçekleşir. Valfin orta konumu ise J çekirdeklidir ve boş vites durumuna karşılık gelmektedir. Valf bu konumda iken ayar organının her iki bölmesi de tanka açık olacağından ana pompa deplasmanı sıfırlanmış olur. Tahrik devri ne kadar artırılrsa da ayar organına akışkan geçişi olmayacağı için aracın hareketi mümkün olmaz.

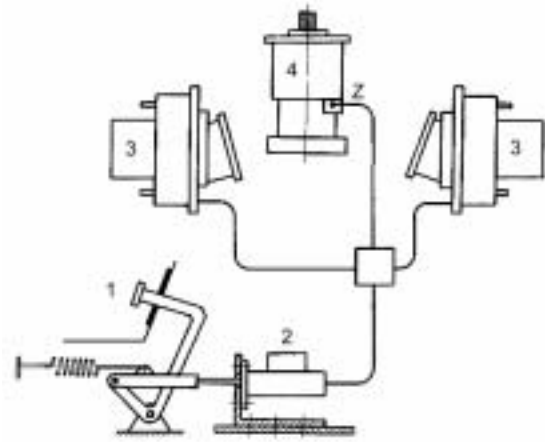
Fren yapıldığında pompanın uyarılarak çekiş kuvvetinin ortadan kaldırılması ve aynı zamanda hidrostatik frenlemenin de devreye alınması gerekmektedir. Bu görevi yerine getirmesi için devreye bir fren valfi (9) eklenmiştir. Fren pedalına basıldığında fren merkez pompasında oluşacak basınç Z uyarı hattı üzerinden fren valfinden duyulur. Ayar organının her iki bölmesi de tank hattına açılır ve deplasmanlar sıfırlanmış olur. Şekil:5 de fren merkez pompasının tahrik sistemiyle olan bağlantısı görülmektedir [7].



Şekil 3. Hidrostatik tahrik devre şeması (1: Tahrik motoru, 2: Elastik kaplin, 3: Şarj pompası, 4: Değişken deplasmanlı eksenel pistonlu ana pompa (A4V.90.DA), 5: Emiş filtresi, 6: Devire bağımlı hız kontrol valfi, 7: Yön denetim valfi, 8: Pompa deplasmanı ayar organı, 9: Fren valfi, 10: Çapraz emniyet valfleri, 11: Besleme çek-valfleri, 12: Basınç denetim valfi, 13: Soğutucu, 14: Dönüş filtresi, 15: Hidro-motorlar (A6VM.55.DA)) [5, 7]



Şekil 4. Devire bağımlı hız kontrol valfi (1: Tahrik motoru, 3: Şarj pompası, 4: Değişken deplasmanlı eksenel pistonlu ana pompa, 6: Devire bağımlı hız kontrol valfi, 6.1: Orifis, 6.2: Sürgü, 6.3: Yağ kanalları, 6.4: Ayar yayı, 6.5: Ayar vidası, 6.6: O-ring, 6.7: Tahdit segmanı). [5, 7]



Şekil: 5. Fren sisteminin hidrostatik tahrik sistemine bağlantısı (1: Fren pedalı, 2: Fren merkez pompası, 3: Hidro-motorlar, 4: Ana pompa, Z: Fren uyarı hattı). [7]

#### 4. ÇEKİŞ DİYAGRAMI

Aracın iki çeşit seyir hali vardır. Birinci durumda en yüksek çekiş kuvvetine ihtiyaç duyulmaktadır. Bunu sağlamak üzere pompa deplasmanı azaltılır, hidro-motor deplasmanları ve sistem basıncı ise en yüksek değerine çıkarılır. Araç hızının düşük olacağı bu seyir halinde pompa debisi ve deplasmanı sırasıyla

$$Q_{p1} = 600 \cdot P_M \cdot \eta_{T-p} / \Delta P_{max}$$

$$Q_{p1} = 600 \cdot 55 \cdot 0,82 / 400 = 67,65 \text{ l/dk}$$

ve

$$D_{p1} = Q_{p1} \cdot 10^3 / n_M \cdot \eta_{v-p}$$

$$D_{p1} = 67,65 \cdot 10^3 / 2500 \cdot 0,9 = 30,07 \text{ cm}^3/\text{dv}$$

olacak şekilde en düşük değerlerini alırlar. Hidro-motor deplasmanı ise en yüksek değerinde olacaktır. Bu konfigürasyonda üretilen hidro-motor momenti

$$M_{m1} = 0,0159 \cdot D_{m-max} \cdot \Delta P_{max} \cdot \eta_{hm-m}$$

$$M_{m1} = 0,0159 \cdot 55 \cdot 400 \cdot 0,96 = 335,81 \text{ Nm}$$

ile en yüksek değerine ulaşır. Hidro-motor devri ve araç seyir hızı değerleri

$$N_{m1} = Q_{p1} \cdot \eta_{v-m} \cdot 10^3 / D_{m-max} \cdot Z$$

$$N_{m1} = 67,65 \cdot 0,94 \cdot 10^3 / 55 \cdot 2 = 578,1 \text{ dv/dk}$$

ve

$$V_1 = 0,377 \cdot n_{m1} \cdot r / I$$

$$V_1 = 0,377 \cdot 578,1 \cdot 1,045 / 29,85 = 3,28 \text{ km/h}$$

ile en düşük seviyelerinde ortaya çıkarken, çeliş kuvveti

$$F_1 = F_{max} = M_{m1} \cdot I \cdot \eta_{hd-z} / r$$

$$F_1 = F_{max} = 335,81 \cdot 29,85 \cdot 0,92 / 0,45 = 40096 \text{ N}$$

değeri ile en yüksek seviyesine ulaşır.

İkinci durumda ise çekiş kuvvetine olan ihtiyaç düşük, buna karşılık araç hızı en yüksek seviyededir. Bunu sağlamak üzere pompa deplasmanı en yüksek, hidro-motor deplasmanları ise en düşük seviyelerine getirilirler. İkinci durum için sistem parametrelerinin alacağı değerler de benzer şekilde hesaplanabilirler. Buna göre pompa debisi

$$Q_{p2} = D_{p-max} \cdot n_M \cdot 10^{-3} \cdot \eta_{v-p}$$

$$Q_{p2} = 90 \cdot 2500 \cdot 10^{-3} \cdot 0,98 = 220,5 \text{ l/dk}$$

ile en yüksek değerini alır. Buna karşılık sistem basıncı, hidro-motor deplasmanı ve hidro-motor momenti ise sırasıyla

$$\Delta P_2 = 600 \cdot P_M \cdot \eta_{T-p} / Q_{p2}$$

$$\Delta P_2 = 600 \cdot 55 \cdot 0,92 / 220,5 = 137,7 \text{ bar,}$$

$$D_{m-min} = Q_{p2} \cdot \eta_{v-m} \cdot 10^3 / n_{m-max} \cdot Z$$

$$D_{m-min} = 220,5 \cdot 0,93 \cdot 10^3 / 3517,7 = 29,15 \text{ cm}^3/\text{dv ve}$$

$$M_{m2} = 0,0159 \cdot D_{m-min} \cdot \Delta P_2 \cdot \eta_{hm-m}$$

$$M_{m2} = 0,0159 \cdot 29,15 \cdot 137,7 \cdot 0,92 = 58,72 \text{ Nm}$$

ile en düşük değerlerini alırlar. Bu konfigürasyona göre çekiş kuvveti

$$F_2 = M_{m2} \cdot I \cdot \eta_{hd-z} / r$$

$$F_2 = 58,72 \cdot 29,85 \cdot 0,92 / 0,45 = 7011,12 \text{ N}$$

değeri ile en düşük seviyesinde ortaya çıkar. Araç seyir hızı ise

$$V_2 = V_{max} = 0,377 \cdot n_{m-max} \cdot r / I$$

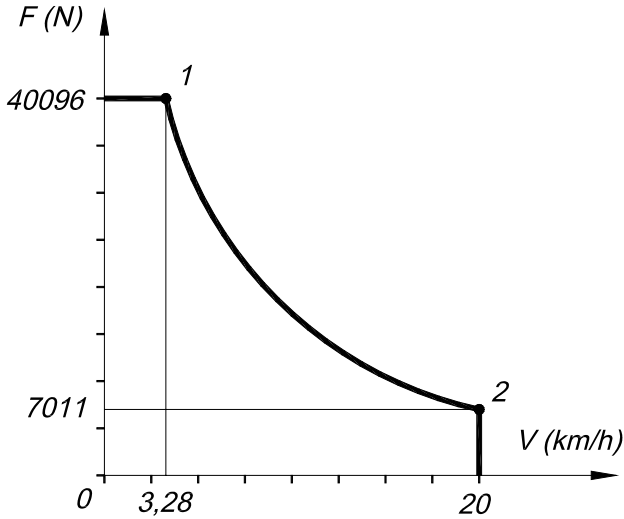
$$V_2 = V_{max} = 0,377 \cdot 3517,7 \cdot 0,45 / 29,85 = 20 \text{ km/h}$$

ile en yüksek seviyesinde ortaya çıkar. Aracın seyir hali bu iki limit durumda ya da bu ikisi arasındaki herhangi bir noktada ortaya çıkabilecektir. Hesaplamalara ait bir özet Tablo:2 de, ve bu değerlere göre çizilen çekiş diyagramı ise Şekil:5 de verilmiştir.

Tablo 2. Birinci ve ikinci seyir durumları için sistem parametrelerinin aldığı değerler.

Sistem Parametreleri	Sembol	Birim	Birinci Durum	İkinci Durum
Çekiş kuvveti	F	N	<b>40096</b>	7011,1
Aracın hızı	V	km/h	3,28	<b>20</b>
Sistem basıncı	$\Delta P$	bar	<b>400</b>	137,7
Pompa debisi	$Q_p$	l/dk	67,65	<b>220,5</b>
H.motor deplasmanı	$D_m$	cm <sup>3</sup> /dv	<b>55</b>	29,15
Pompa deplasmanı	$D_p$	cm <sup>3</sup> /dv	30,07	<b>90</b>

H.motor momentini	$M_m$	Nm	<b>335,81</b>	58,72
H.motor devir sayısı	$n_m$	dv/dk	578,1	<b>3517,7</b>



Şekil: 6. Çekiş diyagramı

## 5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Hidrostatik tahrik yönteminin temel tasarım kriterlerinin incelendiği ve bir çatallı yükleyicinin transmisyon sistemine üzerinde uygulamasının yapıldığı bu çalışma sonucunda; bu yöntemin benimsenmesiyle, sadece tahrik motorunun devir sayısı ile tüm çalışma alanının kontrol edilebildiği, tahrik momentinin kesintisiz ve kademesiz olarak ihtiyaç duyulan çekiş kuvveti ve araç hızı kombinasyonlarına dönüştürülebildiği, kavrama, vites kutusu, kardan mili ve diferansiyel gibi mekanik güç aktarma organlarına olan ihtiyacın ortadan kalktığı belirlenmiştir.

Aşırı yüklenmeden dolayı hızla devir kaybeden bir içten yanmalı motorun yataklarında oluşacak şoklar, nominal ömürlerini tamamlamadan önce yataklama elemanlarında arızaların ortaya çıkmasına sebep olmaktadır. Devire bağımlı hidrostatik tahrik, bu tür şoklar ile motor arasında bir izolatör gibi davranarak motoru aşırı yükün sebep olduğu mekanik şoklardan korur. Seyir sırasında, gerekli çekiş kuvvetinde ortaya çıkan ani artışlar, motor gücünün hız-moment dengesi otomatik olarak ve verimli bir şekilde ayarlanarak karşılanır.

Hidrostatik tahrik yöntemi, araç hızı ve çekiş kuvveti arasındaki, teorik olarak sonsuz sayıdaki farklı kombinasyonun, pompa ve hidro-motor deplasmanlarının tahrik devir sayısına duyarlı bir şekilde tamamen otomatik ve kademesiz olarak kontrol edilmesiyle

sağlandığı, son derece esnek bir transmisyon sistemi olarak değerlendirilmiştir.

## KAYNAKLAR

- [1] P. Kaplangı, *Otomotiv Kontrollü Hidrostatik Güç İletim Sistemi*, Mannesmann-Rexroth Bülteni, shf: 1-6, 1994.
- [2] M. S. Kumbasar, *Hidrostatik Tahrik ve Kapalı Devre Tasarım Kriterleri*, Mannesmann-Rexroth Bülteni, shf: 19-22, 2000.
- [3] A. O. Kaptı, *Hidrolik ve Pnömatik Akışkan Gücü*, Mimar ve Mühendis, shf: 6-9, 13, 1997.
- [4] S. Rinck, *Hydraulic Drive Systems For High-Performance Wheeled Excavators*, Rexroth Information Quarterly, shf: 13-17, 3, 1995.
- [5] *Calculation of Hydromatik Mobile Transmissions*, Handbook For Mobile Transmissions Calculation Details, M 1.1 (E 1/7).
- [6] K. Dasgupta, *Analysis of a Hydrostatic Transmission System Using Low Speed High Torque Motor*, Mechanism and Machine Theory, shf: 1481-1499, 35, 2000.
- [7] A.O. Kaptı, *Hidrostatik Fork-Lift*, Y. Lisans Tezi, Y.T.Ü, 1998.
- [8] A. Schmitt (çv. H. Aykun), *Endüstriyel Hidrolik Eğitimi*, G.L. Rexroth GMBH, Lohr am Main, 1981.