



# YÜKSEK HIZLI AĞIR ARAÇLAR İÇİN HİDROSTATİK TRANSMİSYON MODELİ

Ömer ARIDURU  
Emir KUTLUAY

## ÖZET

Bu çalışmada düşük hızlarda (30 km/h) kullanılan, ağır veya hafif araçlarda bulunan Hidrostatik Transmisyon teknolojisinin yüksek hızlı ağır araçlarda kullanılabilirliği ve alt sistem parçalarının teknik özellikleri ile Toplayıcı Dişli Kutusu vasıtasıyla gerçekleştirilecek bu yeni transmisyon modelinin yüksek hızlarda (70km/h) çalışması anlatılmıştır. Çalışmanın devamında, ağır araçlarda ve düşük hızlarda kullanılabilen mevcut Hidrostatik Transmisyon (HMT) sistemlerinin geliştirilerek çok akslı ve yüksek hızlı ağır bir araçta kullanılabilirliği ve bu kullanım için gerekli Toplayıcı Dişli Kutusu Tasarımı ile alt sistem ihtiyacı vurgulanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Hidrostatik, Hidromekanik, Transmisyon, Aks Tahriği, Teker Tahriği.

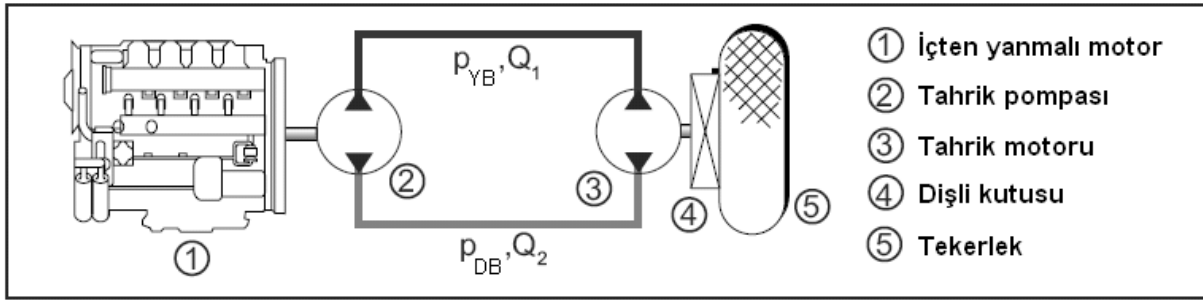
## ABSTRACT

This study describes the use of Hydrostatic Transmission technology which is used in low speed (30 km / h) heavy or light vehicles in high speed heavy vehicles and technical features of subsystem parts and high speed (70 km / h) operation through the Gearbox. Continuing to work, existing Hydrostatic Transmission (HMT) systems, which can be used in heavy vehicles and low speeds, have been developed to emphasize the need for a sub-system with multi-axis and high speed heavy duty vehicle design and the Gearbox Design required for this use.

**Key Words:** Hydrostatics, Hydromechanics, Transmission, Axial Drive, Wheel Drive.

## 1. GİRİŞ

Hidrostatik tahrik sistemleri artık iş makinalarının vazgeçilmez bir parçası olmuştur. Özellikle tahrik devrelerinde kullanılan elemanların hayli yüksek güç yoğunluğunun, kademesiz hidrostatik güç aktarma sistemlerinin sunduğu avantajlar ile birleştirilmesi birçok uygulama için bu tahrik sistemini rakipsiz kılmaktadır. Devre elemanlarının birbirinden bağımsız yerleştirilebilmesi sayesinde olabilecek en uygun araç tasarımları gerçekleştirilebilmektedir. Düşük frenleme kayıpları ve çok çabuk yön değiştirebilme özelliği, içten yanmalı motorun düşük devirlerinde dahi maksimum çeki kuvvetinin sağlanabilmesi ve tüm bunlara ilaveten hayli geniş kademesiz hız ayar aralığı; bu tahrik sistemlerini kullananların takdir ettiği avantajlarından sadece birkaç tanesidir. Mevcut içten yanmalı motor gücünün en iyi şekilde değerlendirilmesi, bahsedilen diğer avantajlar ile birleştirilince; hidrostatik tahrik sistemine sahip araçların yüksek verimliliği ortaya çıkmaktadır.



**Şekil 1.** Kapalı devre tipi bir hidrostatik tahrik devresinin temel prensibi [1].

Hidrostatik tahrik sistemlerinin yüksek teknolojik standartlarına rağmen, özellikle kullanıcılara daha faydalı, daha kullanışlı sistemler sunabilmek için çeşitli gelişmeler üzerinde yoğun bir şekilde çalışılmaktadır. Bu, enerji maliyetlerinin tırmandığı zamanımızda; sadece gürültü seviyesinin azaltılması ve düşük maliyet ile değil, özellikle yakıt tüketiminin mümkün olan en düşük seviyelere çekilmesi anlamına da gelmektedir. Yaratıcı tasarımlar sayesinde, mevcut ürünleri kullanarak yüksek verimli kapalı devre tipi hidrostatik tahrik sistemlerin nasıl oluşturulabileceği aşağıdaki bazı örnekler ile sunulacaktır. Klasik bir hidrostatik tahrik sistemi aşağıda kısaca açıklanmıştır (Şekil 1). İçten yanmalı motor "1"; mekanik gücü, devir ve moment olarak kullanıma sunmaktadır. Tahrik pompası "2"; bunu hidrolik güce ya da diğer bir deyişle basınç ( $p_{YB}$ ) ve debiye ( $Q_1$ ) dönüştürür. Hidrolik motor "3" ise, bunu tekrar mekanik güce çevirir. Basınç  $p_{YB}$  (Yüksek Basınç) dan,  $p_{AB}$  ye (Alçak Basınç) düşer. Oluşan bu basınç farkına karşılık olarak hidromotorda moment üretilir ve bu moment bir dişli kutusu "4" yardımıyla ( mesela diferansiyel, cer gibi ) tekerlekte çeki kuvveti olarak kullanıma sunulur. Hidromotorun devri ise,  $Q_1$  debisi ve hidromotorun deplasmanı tarafınca belirlenir. Hidrolik motordan pompaya geri dönen  $Q_2$  debisi, hidromotordaki sızıntı miktarı kadar düşüktür. Söz konusu sızıntı yukardaki şemada gösterilmeyen bir şarj sistemi ile sisteme eklenmektedir. Fren yapıldığı sırada, hidromotor "3", tekerlek "5" tarafınca tahrik edilen bir pompaya dönüşür. Sistemin düşük basınç tarafı yüksek basınç tarafı olur ve tahrik pompası "2" üzerinden içten yanmalı motoru iter. Böylelikle fren devresi elemanlarını aşındırmadan içten yanmalı motor üzerinden frenleme (ya da hidrostatik frenleme) yapılır. Diğer bir deyişle her iki yönde de moment aktarımı gerçekleştirilebilmektedir[1].

## 2. HİDROSTATİK TRANSMİSYON TEKNOLOJİSİ KONFIGÜRASYONLARI

Günümüz teknolojisinde kullanılan mevcut hidrostatik teknolojisi iki ana başlıkta toplanabilir.

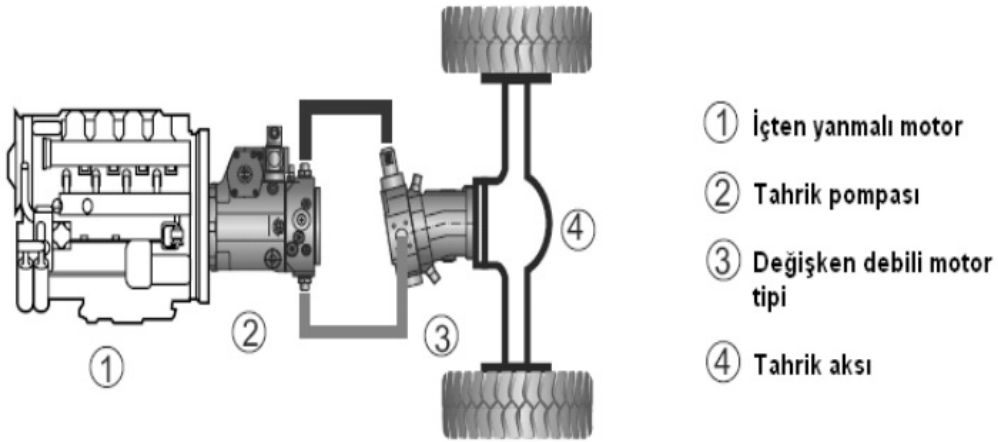
- A. Direct Drive: Aks Tahrikli (Diferansiyel veya Kardan Şaft Bağlantılı) Hidrostatik Sistemler
- B. HydroDrive: Tekerden Tahrikli Hidrostatik Sistemler

Bu çalışmada standart bir Hidromekanik Transmisyon (HMT) teknolojisine sahip ağır platform aracın bu şanzımanın yerini alabilecek DirectDrive Hidrostatik Transmisyon(HST) tasarımının ön çalışmalarını kapsamaktadır.

### 2.1 Direct Drive -Aks Tahrikli Hidrostatik Sistemler-

Serbest yerleştirilebilme özelliği ile tekerden tahrikli hidrostatik tahrik sistemlerinin kullanımı araçlarda neredeyse rakipsizken, aksdan tahrikli hidrostatik tahrik sistemleri alternatif sistemler ile yoğun bir rekabet içindedir; mesela mekanik şanzımanlı ve hidrodinamik ( tork konvertör ) tahrikli sistemler[1]. Şekil 2'de basit çizimle gösterilmiş aks tahrikli bir sistemin elemanları yer almaktadır. Bu kapalı devre konfigürasyonunda kullanılan hidromotor aks tahriği veya kardan şart (resimde gösterilmemiştir) tahriği ile moment ve hız iletimini tekerleklere iletmektedir. Aynı şekilde frenleme esnasında tekerden gelen ters yönde tork, sisteme tersinir etki yaparak hidromotorun, hidrolik pompa; hidrolik pompanın da

hidromotor gibi çalışmasını sağlayarak, hidrostatik frenleme sağlamaktadır. Bu çalışmanın başlangıç aşamasında mevcut çok akslı araca ait HMT kaldırılarak yerine akuple edilecek Hidrolik Pompa ve Hidrolik Motorlar ile bir HST sistem tasarımı başlatılacaktır.



Şekil 1. Hidrostatik aks tahriği[1].

Tablo 1, ağır platform araçlarda hâlihazırda akuple olan HMT tork ve hız verilerini ayrıca şanzımandan, tekere kadar olan en büyük çevrim oranı için gereken dişli oranlarını vermektedir. (Tork Konvertörü, 1. vites Transfer Kutusu, Diferansiyel Kutusu ve HUB'ın(Planet Dişli) çevrim oranlarını içermektedir.)

Tablo 1 Hidromekanik Transmisyon Teknik Verileri

<b><u>Ağır Platform Araç Transmisyon ve Aktarma Organları</u></b>	<b><u>HMT</u></b>
Maksimum Giriş Gücü, kW	405
Maksimum Tork Kapasitesi, Nm ( $T_{inlet}$ )	2100
Maksimum Giriş Dönme Hızı, min-1 ( $N_t$ )	2200
HMT Maksimum Verim Oranı, % ( $\eta_1$ )	88
HMT Tork Dönüştürme Maksimum Katsayısı, $I_1$	2,1
HMT 1. Vites Oranı : $I_2$	4,4
Transfer Kutusu (TK) 1. devir oranı : $I_3$	1,88
Diferansiyel (Ayna Mahruti Dişli) Oranı : $I_4$	1,925
HUB (Tekerlek planet dişli) Oranı : $I_5$	5,1



## 2.2 Hidromekanik Transmisyon Tork Çıktısı Hesabı

Tablo 1 verileri dikkate alındığında mevcut HMT'nin araca sağladığı maximum tork kuvveti aşağıdaki formülasyon ile bulunabilir, bu formülasyonda aktarma organlarındaki mekanik kayıplar eşit varsayılmış ve 5 adet aktarma organı için (%88<sup>5</sup> = 0.53) olarak hesaplanmıştır.

$$T_{\text{araç}} = T_{\text{inlet}} \times \dot{I}_1 \times \dot{I}_2 \times \dot{I}_3 \times \dot{I}_4 \times \dot{I}_5 \times \eta_1^5 \quad (1)$$

$$= 2100 \times 2.1 \times 4.4 \times 1.88 \times 1.925 \times 5.1 \times 0.53$$

$$= 189000 \text{ Nm}$$

Bulunan bu tork değeri maximum çeki kuvveti hesabı ile karşılaştırılarak, yapılan varsayımlar doğrulanacaktır.

## 2.3 Araç Dinamiği ve Maximum Çeki Kuvveti

Varsayılan senaryoda; 7 farklı hız senaryosu ile 7 farklı rampa açısı değeri ele alınarak Tablo 2 oluşturulmuştur. Hesaplamalarda en kötü durum göz önüne alınmış ve alt limitlere düşürülerek tablo oluşturulmuştur.

**Tablo 2.** Senaryo Özellikleri

S.N	Açıklama	Değer
1	Araç Tipi	Çok Akslı
2	Araç Toplam Ağırlığı	52 Ton
3	Motor Gücü	386 kW
4	Araç Hız Aralığı	0-70km/h
5	Dizel Motor Torku @ 1200 d/d	2237 Nm
6	Tekerlek Yarı Çapı	678 mm
7	Hız Değerleri	70 km/h (19,40m/s) 60 km/h (16,66 m/s) 50 km/h (13,88 m/s) 40 km/h (11,11 m/s) 30 km/h (8,33 m/s) 20 km/h (5,55 m/s) 10 km/h (2,77 m/s)
8	Arazi Eğimi	%60 (30°)/%50 (26,57°) %40 (21,8°)/%30 (16,70°) %20 (11,31°)/%10 (5,71°)/%0 (0°)
9	Azami Hıza (70 km/h) Ulaşma Süresi	150 saniye

$$\text{Tekerlek Yuvarlanma Direnci: } F_t = c_t \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (2)$$

$$\text{Eğime Bağlı Yer Çekimi Kuvveti: } F_e = m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (3)$$

$$\text{Hava Direncine Bağlı Kuvvet: } F_r = 0,5 \cdot c_r \cdot \delta \cdot A_f \cdot V^2 \quad (4)$$

$$\text{İvmelenme Kuvveti: } F_a = m \cdot \frac{dV}{dt} \quad (5)$$



$$\text{Araç Çekiş Kuvveti: } F_{\max} = F_t + F_e + F_r + F_a \quad (6)$$

**Tablo 3.** Çok Akslı Ağır Platform Araç Teknik Özellikleri ve Semboller

Kısaltma	Açıklama	Değer/Birim
$c_t$	Tekerlek Yuvarlanma Direnci	0,03
$m$	Araç Toplam Kütlesi	52.000 kg
$g$	Yerçekimi İvmesi	$9,81m / s^2$
$\alpha$	Yol Eğimi	$30^\circ/26.57^\circ/21.8^\circ/$ $16.70^\circ/11.31^\circ/5.71^\circ/0^\circ$
$c_r$	Hava Sürtünme Katsayısı	0,03
$\delta$	Hava Yoğunluğu	$1,17 \text{ kg} / m^3$
$A_f$	Araç Ön Yüzey Alanı	$5 \text{ m}^2$
$V$	Araç Hızı	$m / s$
$d_{tek.}$	Tekerlek Yarı Çapı	678 mm
$N_s$	Şaft Mili Gerekli Dönme Hızı	rpm

En zor senaryo düşünülerek hesaplamalara başlanmış ve alt hız limitlerine kadar Tablo 4 oluşturulmuştur: Araç %60 eğimli bir satıhta kalkış yapacak ve 150 sn içerisinde 70 km/h (19,5 m/s) hıza ulaşacaktır.

$$\text{Tekerlek Yuvarlanma Direnci: } F_t = c_t \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha \Rightarrow F_t = 0,03 \cdot 52000 \cdot 9,81 \cos 30 = 13253N$$

$$\text{Eğime Bağlı Yer Çekimi Kuvveti: } F_e = m \cdot g \cdot \sin \alpha \Rightarrow F_e = 52000 \cdot 9,81 \cdot \sin 30 = 255060N$$

$$\text{Hava Direncine Bağlı Kuvvet: } F_r = 0,5 \cdot c_r \cdot \delta \cdot A_f \cdot V^2 \Rightarrow F_r = 0,5 \cdot 0,3 \cdot 1,17 \cdot 5 \cdot (19,4)^2 = 330N$$

$$\text{İvmelenme Kuvveti: } F_a = m \cdot \frac{dV}{dt} \Rightarrow F_a = 52000 \cdot 19,4 / 150 = 6725N$$

Araç Maximum Çeki Kuvveti:

$$F_{\max} = F_t + F_e + F_r + F_a \Rightarrow F_{\max} = 13253 + 255060 + 330 + 6725 = 275368N \text{ ' dur.}$$

#### 2.4. Aks Tahrikli (Diferansiyel veya Kardan Şaft Bağlantılı) Hidrostatik Sistem Parametreleri

Toplam çeki kuvveti gereksinimi hesaplandıktan sonra bu kuvvetin teker yarıçapı ile çarpımı sonucu teker milindeki tork kuvveti hesaplanmalıdır.

$$T_{\text{şaft}} = (F_{\max} \times d_{\text{tek}}) = (275368 \times 0,678) = 187000 \text{ Nm} \quad (7)$$

Bu tork değeri ile daha önce HMT'nin tekere ilettiği tork değeri (189000Nm) kıyaslandığında, birbirine çok yakın değerler çıkmaktadır. Kayıplar ve ihmaller düşünüldüğünde değerlerin eşit olduğu varsayımıyla matematiksel modellemenin doğruluğu sağlanmıştır.

Bu adımdan sonra 2 ayrı hesap kriteri oluşturulacaktır;

i. Hidrolik Motorların bağlanacağı diferansiyel giriş şaftındaki tork isteri hesaplanmalıdır. Bu hesaplamada Teker – Diferansiyel arası Toplam Çevrim Oranı  $1.925 \times 5.1 = (i_{\text{top}})$  10 yaklaşık olarak kabul edilmiştir.

$$T_{\text{şaft}} = (F_{\max} \times d_{\text{tek}}) / i_{\text{top}} = 187000 / 10 = 18700Nm \quad (8)$$

Gerekli şaft tork isteri hesaplandıktan sonra 70 km/h hız için gereken şaft hızı hesaplanmalıdır.

$$N = V / 2\pi d \quad (9)$$



$$N = \frac{19.40}{2.3 \cdot 14 \cdot 0.678} \times 60 \times 10 = 2732 \text{ d/d}$$

18700 Nm ve 2732 d/d isteri 70 km/h hızda %60'lık bir yatay tırmanmak için diferansiyel girişine sağlanması gereken tork ve hız isteridir. Bu ister %60'lık bir eğimde 0 km/h hızdan 70 km/h hıza 150 saniye ulaşacak araç için öngörülmüştür, değerlerin bu yüzden yüksek çıktığı unutulmamalıdır. Tasarım esnasında ivmelenme süresi uzatılarak Tablo 4 verileri sola doğru ilerleyebilir. Böylelikle kırmızı bölgeler sarı ve yeşil olacaktır.

Aşağıdaki tabloda diğer hız ve rampa açısı değerlerinde, yukarıdaki senaryoya göre (150 saniyede hızlanma) diferansiyel girişi (şaft mili tahriki) için gereken Tork ve Hız parametreleri oluşturulmuştur. Her durum için araç 0 km/h hız ile harekete başladığı düşünülerek hesaplama yapılmıştır.

ii. Tabloya ek olarak HMT'nin diferansiyel girişine aktarabildiği "Max. Tork Min Hız" ve "Min Tork Max Hız" verileri ile Hidrolik Motor seçimleri yapılacaktır.

$$T_{\text{max (diferansiyel girişi)}} = T_{\text{inlet}} \times I_1 \times I_2 \times I_3 \times \eta_1^3 \quad (10)$$

$$= 2100 \times 2.1 \times 4.4 \times 1.88 \times 0.88^3$$

$$= 24800 \text{ Nm}$$

$$N_{\text{min(differential)}} = N_{t (@1200)} / (I_1 \times I_2 \times I_3)$$

$$= 1200 / (2.1 \times 4.4 \times 1.88)$$

$$= 69 \text{ rpm}$$

$N_{\text{max (diferansiyel girişil)}}$  : Aktarma oranı 1:1 olarak 4. Viteste gerçekleşir. Motor devir hızı kadar iletim olur. Bu senaryoda 70km/h hız için Diferansiyel girişi şaft hızı: 2732 d/d olarak hesaplanmıştır.

$$P_{\text{dizel motor}} = T_{\text{min}} \times N_{\text{max}} / 9550 \times \eta_1 \text{ ise;} \quad (11)$$

$$T_{\text{min}} = 400 \text{ kW} \times 9550 / 2732 \times 0.88$$

$$= 1230 \text{ Nm}$$

"i" de verilen hesaplamalar ile HMT'nin aracı hangi eğimde ve ne kadar hızda hareket ettirebildiği yeşil ve sarı boyalı alanlar ile belirtilmiş olup Hidrostatik transmisyon ile bu değerler elde edilecek şekilde konfigürasyon seçimi yapılacaktır.

"ii" de verilen hesaplama ile Radyal Pistonlu Hidrolik Motor ve Eksenel Pistonlu Hidrolik Motor seçimi ile iki Motor birden seçilerek; 20000 Nm/ 200 rpm özelliklerinde Radyal Pistonlu ve 2000 Nm / 2000 rpm özelliklerinde Eksenel Pistonlu Hidrolik Motor seçilmelidir.

Örneğin, Şekil 3 ve Şekil 4(CAN-Bus sistemi dahil)'de verilen ve çift hidromotor takılabilen, gerektiğinde çevrim oranı değiştirilebilen bir dişli kutusu ile bu konfigürasyon gerçekleştirilebilir.

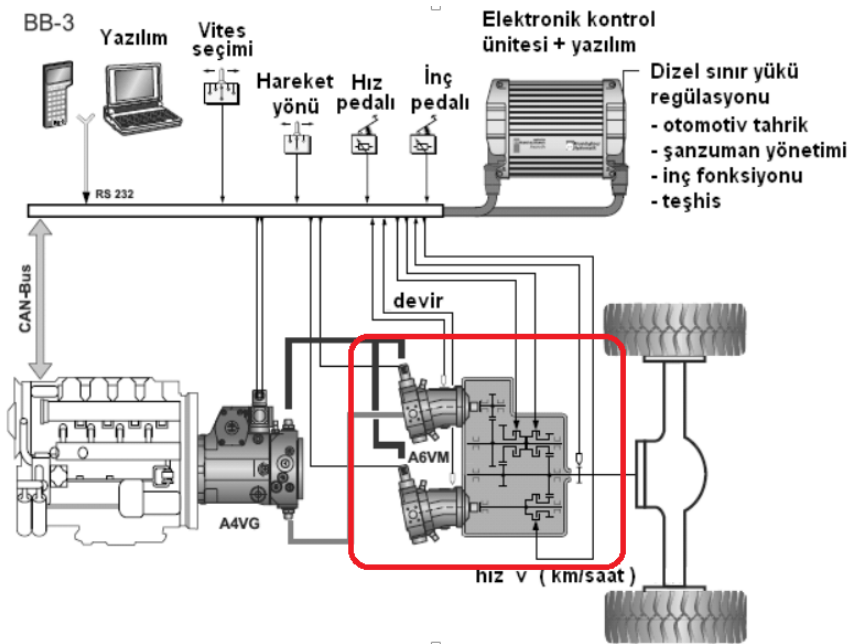
Seçilecek uygun transfer kutusu yardımı ile (Örneğin 1:2 oranında bir TK ile Radyal Pistonlu Motor 10000 Nm ve 400 rpm elde edilebilir) yeşil ve sarı bölgelere yakın değerlerde eş zamanlı olmayacak şekilde Radyal Pistonlu ve Eksenel Pistonlu Motor ayrı ayrı çalıştırılarak araç seyir edebilir. Hidrolik Motor'ların eş zamanlı çalışmama sebebi her bir Hidrolik Motorun 400 kW değerinde olması ve Dizel motorun sadece birini sürebilmesidir. Sarı bölgeli alan bu varsayımın limit noktalarını oluşturmaktadır. Kırmızı bölgeli alan ölü bölgelerdir. Sınır ve ölü bölgelerde performans isterlerini karşılamak için 0km/h hızdan kalkış 150. saniyede hıza ulaşma senaryosu genişletilerek tabloda sola doğru kırmızı bölgelerde de çalışma sağlanabilmektedir.

**Tablo 4.** Hidromekanik Transmisyon ile Tüm Senaryolarda Tork – Hız Tablosu

Hız(km/h)	Rampa Açısı (%) Araç	60	50	40	30	20	10	0
70		18 000 Nm 2732 d/d	16250 Nm 2732 d/d	13750 Nm 2732 d/d	10950 Nm 2732 d/d	7950 Nm 2732 d/d	4750 Nm 2732 d/d	1450 Nm 2732 d/d 414kW
60		17850 Nm 2346 d/d	16160 Nm 2346 d/d	13650 Nm 2346 d/d	10905 Nm 2346 d/d	7890 Nm 2346 d/d	4690 Nm 2346 d/d	1390 Nm 2346 d/d
50		17810 Nm 1954 d/d	16100 Nm 1954 d/d	13600 Nm 1954 d/d	10800 Nm 1954 d/d	7800 Nm 1954 d/d	4600 Nm 1954 d/d	1300 Nm 1954 d/d
40		17750 Nm 1564 d/d	16025 Nm 1564 d/d	13530 Nm 1564 d/d	10770 Nm 1564 d/d	7750 Nm 1564 d/d	4560 Nm 1564 d/d	1200 Nm 1564 d/d
30		17680 Nm 1173 d/d	15960 Nm 1173 d/d	13460 Nm 1173 d/d	10700 Nm 1173 d/d	7690 Nm 1173 d/d	4500 Nm 1173 d/d 552 kW	1190Nm 1173 d/d
20		17620 Nm 781 d/d	15890 Nm 781 d/d	13400 Nm 781 d/d	10640 Nm 781 d/d	7620 Nm 781 d/d 623kW	4430 Nm 781 d/d	1120 Nm 781 d/d
10		17555 Nm 390d/d	15830 Nm 390d/d	13340 Nm 390d/d 544kW	10575 Nm 390d/d	7560 Nm 390d/d	4360 Nm 390d/d	1060 Nm 390d/d



Şekil 3. Çevrim oranı değiştirilebilir, toplayıcı tip dişli kutusu[1].



Şekil 4. Üç vitesli toplayıcı dişli kutusu[1].

### 3. SONUÇ

Bu raporda Hidrostatik Tahrik Teknolojisi'nin yüksek hızlarda seyir eden ağır araçlarda kullanımı için konfigürasyon önerisi sunulmuştur. Günümüz uygulamalarında ağır araçlarda yüksek tork ve yüksek hız elde edilebilmesi için; yüksek torkta ve düşük hızda Radial Pistonlu Hidrolik Motor ve yüksek hız ve düşük torkta Değişken Deplasmanlı ve Eksenel Pistonlu Hidrolik Motor seçimi ile toplayıcı dişli kutusu modeli tasarlanıp (Şekil 4 devresi gibi) bu model ile tork dönüşümü uygulamaları değerlendirilmelidir.





## KAYNAKLAR

- [1] KAPLANGI, P., “Hidrostatik Tahrikli Arazi Araçları İçin Yüksek Verimli Tahrik Sistemleri”, V. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, 2008
- [2] WATSON, B., “Mobile Equipment Hydraulics A Systems and Troubleshooting Approach Modern Diesel Technology”, Delmar, Cengage Learning, 2011

## ÖZGEÇMİŞ

### Ömer ARIDURU

1988 yılında Ankara’da doğumludur. 2012 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü’nü bitirmiştir. Aynı yıl özel bir şirkette araç tasarım mühendisi olarak işe başlamıştır. Askerlik görevini 2013 yılında Hava Kuvvetleri’nde kısa dönem olarak yapmıştır. 2013 yılından itibaren Roketsan A.Ş.’de Üretim ve Test Mühendisi olarak görev yapmaktadır. Hacettepe Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü’nde Otomotiv Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans yapmaktadır.

### Emir KUTLUAY

2004 yılında Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü’nden lisans derecesini, 2007 yılında Yüksek Lisans derecesini almıştır. Doktora çalışmasını 2012 yılında TU Darmstadt Otomotiv Enstitüsü’nde (FZD) tamamlamıştır. Halen Hacettepe Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü Otomotiv Anabilim Dalı’nda öğretim üyesi olarak görev yapmaktadır. Sürücü destek sistemleri, araç dinamiği ve otomatik kontrol konularında araştırmalarını sürdürmektedir.