



T.C.  
NECMETTİN ERBAKAN ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



**KAPALI DEVRE HİDROSTATİK YÜRÜYÜŞ  
SİSTEMİNE SAHİP BİR TARIM  
MAKİNASININ TASARIMI VE DİNAMİK  
ANALİZİ**

**Veli UYSAL**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Ağustos-2020  
KONYA  
Her Hakkı Saklıdır**

## TEZ KABUL VE ONAYI

Veli UYSAL tarafından hazırlanan “Kapalı Devre Hidrostatik Yürüyüş Sistemine Sahip Bir Tarım Makinasının Tasarımı ve Dinamik Analizi” adlı tez çalışması 31/08/2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

### Jüri Üyeleri

### İmza

#### Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Mustafa TINKIR

.....

#### Üye

Prof. Dr. Faruk ÜNSAÇAR

.....

#### Üye

Doç. Dr. Murat DİLMEÇ

.....

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun ....../.../20.. gün ve ..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. S. Savaş DURDURAN  
FBE Müdürü

## **TEZ BİLDİRİMİ**

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

## **DECLARATION PAGE**

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Veli UYSAL

Tarih: 31/08/2020

## ÖZET

### YÜKSEK LİSANS TEZİ

# KAPALI DEVRE HİDROSTATİK YÜRÜYÜŞ SİSTEMİNE SAHİP BİR TARIM MAKİNASININ TASARIMI VE DİNAMİK ANALİZİ

Veli UYSAL

Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Mustafa TINKIR

2020, 55 Sayfa

Jüri

Dr. Öğr. Üyesi Mustafa TINKIR

Prof. Dr. Faruk ÜNSAÇAR

Doç. Dr. Murat DİLMEÇ

Bu çalışma kapsamında, kapalı devre hidrostatik yürüyüş sistemine sahip bir tarım makinasının tasarımı ve dinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın temel amacı, hidrostatik yürüyüş sistemi kullanarak sistemin verim artırımını ve performans değerlerini göstermektir. Bu tez kapsamında kendi yürür bir silaj makinasının kapalı devre hidrostatik yürüyüş sistemi tasarımı, hız kontrolü ve bunlara ait simülasyon çalışmaları yapılmıştır.

Öncelikle, araç modeli belirlenmiş ve araç özellikleri doğrultusunda hidrolik sistemin tasarımı gerçekleştirilmiştir. Gerekli hidrolik hesaplamalar yapılarak, sistem içerisinde kullanılacak hidrolik elemanlar belirlenmiştir. Daha sonra, aracın hareket denklemleri oluşturulmuş ve Matlab/Simulink ortamında simülasyonları yapılmıştır. Aracın hidrolik sistemin modeli Matlab/Simhydraulics yazılımı kullanılarak tasarlanmıştır. Daha sonra, SolidWorks ortamında oluşturulan aracın katı modeli Matlab/SimMechanics ortamına aktarılmış ve aracın mekanik modeli elde edilmiştir. Hidrolik ve mekanik modeller birleştirilmiş ve tam araç simülasyon modeli oluşturulmuştur. Çalışmanın sonunda ise aracın geri beslemeli oransal-integral (PI) hız kontrolü gerçekleştirilmiştir.

Sonuç olarak tez çalışması kapsamında, aracın kapalı sistem hidrostatik yürüyüş sistemi modeli, araç ilerleme ve hız kontrolü simülasyonları başarılı bir şekilde gerçekleştirilmiş, elde edilen sonuçlar dünyada yaygın bir şekilde kullanılan kendi yürür silaj makineleri sistem parametreleri ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca %98,3 hız kontrolü hassasiyetine yönelik bulgular elde edilmiş, tablo ve grafikler halinde sunulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Kapalı devre hidrostatik yürüyüş sistemi, tarım makinası, dinamik analiz, hız kontrolü, simülasyon

## **ABSTRACT**

### **MS THESIS**

# **DESIGN AND DYNAMIC ANALYSIS OF AN AGRICULTURAL MACHINE WITH CLOSED CIRCUIT HYDROSTATIC DRIVE SYSTEM**

**Veli UYSAL**

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF  
NECMETTİN ERBAKAN UNIVERSITY  
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE / DOCTOR OF PHILOSOPHY  
IN MECHANICAL ENGINEERING**

**Advisor: Assist. Prof. Dr. Mustafa TINKIR**

**2020, 55 Pages**

**Jury**

**Assist. Prof. Dr. Mustafa TINKIR**

**Prof. Dr. Faruk ÜNSAÇAR**

**Assoc. Prof. Dr. Murat DİLMEÇ**

In this study, the design and dynamic analysis of an agricultural machine with a closed-circuit hydrostatic drive system was realized. The main purpose of the study is to show the efficiency increase and performance values of the system by using the hydrostatic drive unit. Within the scope of this thesis, closed circuit hydrostatic drive system design, speed control and simulation studies of a self-propelled forage harvester were carried out.

First of all, the vehicle model was determined and, the hydraulic system was designed in line with the vehicle characteristics. The hydraulic components to be used in the system were determined using the necessary hydraulic calculations. Afterwards, the equation of the motion of the vehicle was created and simulated in Matlab/Simulink environment. The hydraulic system model of the vehicle was designed using Matlab/Simhydraulics software. Then, the solid model of the vehicle created in the SolidWorks environment was imported to the Matlab/SimMechanics environment and the mechanical model of the vehicle was obtained. Hydraulic and mechanical models were combined and a full vehicle simulation model was developed. At the end of the study, feedback proportional-integral (PI) cruise control of the vehicle was performed.

As a result, within the scope of the thesis, closed circuit hydrostatic drive system model of the vehicle, vehicle displacement and velocity control simulations were successfully carried out, and the obtained results were compared with the system parameters of self-propelled forage harvester, which are widely used in the world. In addition, findings regarding 98.3% cruise velocity control accuracy were obtained and presented in tables and graphics.

**Keywords:** Closed circuit hydrostatic drive system, agricultural machine, dynamic analysis, velocity control, simulation.

## ÖNSÖZ

Çalışmalarım sırasında hiçbir yardımı esirgemeyen, her türlü problemimi titizlikle ele alan, değerli hocam Dr. Öğr. Üyesi Mustafa TINKIR' a ve bana büyük emekleri geçen, beni yetiştirip bu konuma ulaşmamı sağlayan aileme sonsuz teşekkür ederim.

Veli UYSAL  
KONYA-2020



# İÇİNDEKİLER

<b>ÖZET .....</b>	<b>iv</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>v</b>
<b>ÖNSÖZ .....</b>	<b>vi</b>
<b>İÇİNDEKİLER.....</b>	<b>vii</b>
<b>SİMGELER VE KISALTMALAR.....</b>	<b>viii</b>
<b>1. GİRİŞ.....</b>	<b>1</b>
<b>2. KAYNAK ARAŞTIRMASI .....</b>	<b>4</b>
<b>3. MATERYAL VE YÖNTEM.....</b>	<b>18</b>
3.1. Kapalı Çevrim Hidrolik Sistemler .....	18
3.2. Hidrostatik Tahrik Sistemi .....	19
3.2.1. Değişken deplasmanlı hidrolik pompalar .....	21
3.2.2. Sabit deplasmanlı hidrolik motorlar .....	23
3.2. Sistemin Matematiksel Modeli .....	24
3.3. PID Kontrol Yapısı .....	26
<b>4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....</b>	<b>28</b>
4.1. Araç Hareket Denkleminin Oluşturulması .....	29
4.2. Hidrolik Sistem Tasarım .....	32
4.3. Hidrolik Sistem Modellemesi ve Kontrolü .....	33
4.3.1. Hidrolik sistemin modellenmesi .....	34
4.3.2. Hidrolik ve mekanik model entegrasyonu .....	39
4.3.3. Araç modeli hız kontrolü .....	42
<b>5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....</b>	<b>50</b>
5.1 Sonuçlar .....	50
5.2 Öneriler .....	51
<b>6. KAYNAKLAR .....</b>	<b>52</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>	<b>55</b>

## SİMGELER VE KISALTMALAR

### Simgeler

R	: Çevrim oranı
P	: Güç
$F_{max}$	: Maksimum kuvvet
$V_{max}$	: Maksimum hız
$P_{dm}$	: Dizel motor gücü
$\eta_T$	: Toplam verim
$\eta_{hm}$	: Hidro motor verimi
$\alpha$	: Tırmanma açısı
f	: Sürtünme katsayısı
G	: Toplam ağırlık
g	: Yerçekimi ivmesi
t	: Zaman
$\omega$	: Açısal hız
T	: Tork
r	: Teker yarıçapı
$n_m$	: Hidromotor devri
$n_{dm}$	: Dizel motor devri
z	: Hidromotor adedi
$n_p$	: Hidrolik Pompa devri
$\Delta P$	: Sistem basıncı
$D_m$	: Hidromotor deplasmanı
$D_p$	: Pompa deplasmanı
$Q_p$	: Pompa debisi
$K_p$	: Oransal kazanç katsayısı
$K_i$	: İntegral kazanç katsayısı
$K_d$	: Türevsel kazanç katsayısı
$\dot{x}$	: Çizgisel hız
$\dot{\theta}$	: Açısal hız
$M_{gövde}$	: Gövde kütlesi
$m_{ön}$	: Toplam ön teker kütlesi
$m_{arka}$	: Toplam arka teker kütlesi

Jön : Ön teker atalet momenti  
Jarka : Arka teker atalet momenti  
u : PID kontrolcüsüne ait giriş/çıkış işlevi

### **Kısaltmalar**

Ek : Kinetik Enerji  
Ep : Potansiyel enerji



## 1. GİRİŞ

Hidrolik sistemler, güç iletimi alanında mekanik sistemlere oranla sağladığı yüksek güç yoğunluğu, konumlandırma hassasiyeti, kontrol kolaylığı gibi avantajları sebebiyle çok yaygın kullanım alanına sahiptir. Bu kullanım alanlarından bir tanesi de hidrostatik tahrik uygulamalarıdır.

Hidrostatik tahrik sistemleri, özellikle mobil hidrolik alanında kullanımı artarak devam eden tahrik sistemi çözümlerinden bir tanesidir. Tahrik sistemlerinde kullanılan elemanların güç yoğunluğunun, hidrostatik tahrik sistemlerinin sağladığı avantajlar ile birleştirilmesi bu sistemi hidrolik uygulamalarında rakipsiz kılmaktadır. Ayrıca, hidrostatik tahrik sistemlerinde bulunan hidrolik elemanların birbirinden bağımsız olarak yerleştirilebilmesi araçlar için tasarım kolaylığı sağlamaktadır. Hidrostatik tahrik uygulamalarının sağladığı diğer avantajlardan bazıları;

- Açık ve kapalı çevrim teknikleri ile gücün optimum şekilde kullanılması ve dağıtılması,
- Hidrostatik frenleme ile kapalı devre tekniğinde torkun geri kazanılabilmesi,
- Yüksek ivmelenme kabiliyeti,
- Dizel motorun optimum seviyede tahriği ile verimliliğin yükseltilmesi

şeklinde sıralanmaktadır.

Ayrıca, hidrolik sistemlerde, kapalı çevrim tekniği de hızlı bir şekilde yaygınlaşmaktadır. Kapalı çevrim hidrolik sistemler, sistemde bulunan hidrolik yağın tanka uğramadan motor ve pompa arasında sürekli akış halinde bulunduğu sistemlerdir. Kapalı devre hidrolik sistemlerde, hidrolik pompa ve hidromotor yüksek basınç ve alçak basınç iş hatları dışında, pompa ve motor gövdesi içerisindeki yağı tanka boşaltan sızıntı hattı bulunmaktadır. Sızıntılardan dolayı oluşan kayıpları gidermesi için sisteme yardımcı olarak eklenen bir şarj pompası tanktaki yağı kapalı devreye sürekli bir şekilde basmaktadır. Bu pompa sistem gerekliliğine göre seçilmektedir.

Kapalı çevrim hidrostatik tahrik sistemlerinde, yüksek basınç tarafındaki basınç, alçak basınç tarafına boşaltım gerçekleştiren basınç emniyet valfleri kullanılarak sınırlandırılmıştır. Hidrolik yağ sürekli olarak çevrim içerisinde kalır. Sadece hidrolik pompa ve motorlardan olan kaçakların giderilmesi gereklidir. Bu telafi yukarıda bahsedilen şarj pompası yardımı ile yapılmaktadır. Şarj pompaları genellikle direkt olarak pompaya bir flanş yardımıyla bağlanmaktadır.

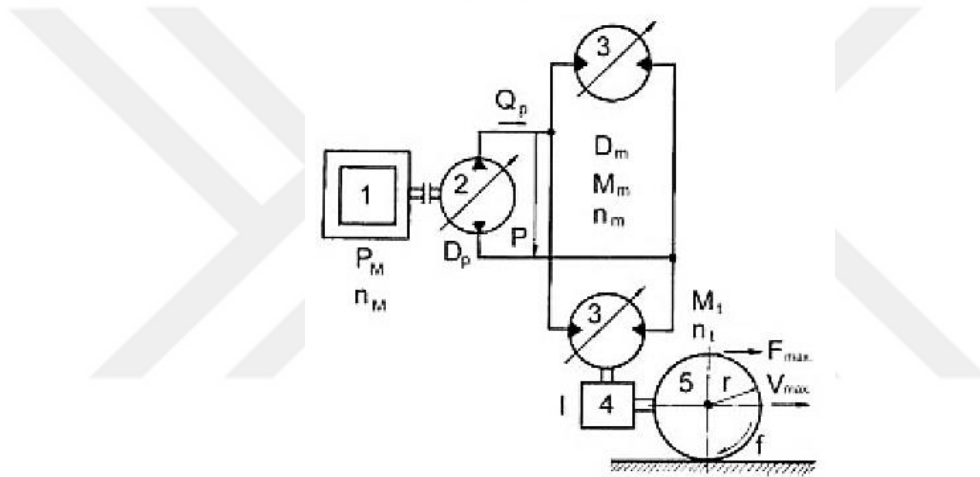


Sistemin hidrolik modeli MATLAB/Simhydraulic programı yardımıyla oluşturulmuştur. Daha sonra, Solidworks programında hazırlanan araç katı modeli MATLAB/Simmechanics ortamına aktarılarak, sistemin mekanik modeli elde edilmiştir. Elde edilen hidrolik ve mekanik model birleştirilmiş ve aracın tam modeli ortaya çıkmıştır. Araç tam modeli, yürüyüş modeli ile birleştirilerek kapalı çevrim hidrostatik yürüyüş sistemine sahip bir tarım makinesinin araç yürüyüş modeli elde edilmiştir. Daha sonra, araç yürüyüş modelinin, sistem geri beslemeli oransal-integral (PI) kontrolü yapılmıştır. Sonuç olarak elde edilen araç yürüyüş modeli simülasyon çıktıları grafikler ile sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar dünyada yaygın bir şekilde kullanılan kendi yürür silaj makineleri sistem parametreleri ile karşılaştırılmıştır. Yapılan tasarım ve elde edilen bulgular tez içerisinde “Araştırma ve Bulgular” başlığı altında sunulmuştur.

Tez çalışması kapsamında yapılan tasarım ve elde edilen sonuçlarla prototip uygulama gerçekleştirilmiştir. Yapılan prototip uygulama bir firmanın ar-ge çalışması kapsamında yapılmış olup, firmanın fikr-i ve sinai hakları doğrultusunda firma adı ve diğer teknik ayrıntılar paylaşılmamıştır.

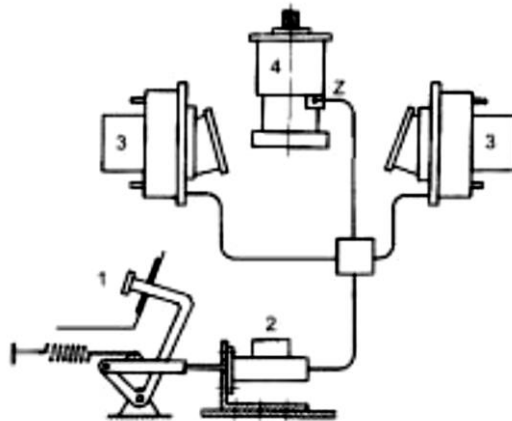
## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Kaptı ve Karabektaş (2005), hidrostatik tahrik yönteminin temel tasarım kriterlerinin incelendiği ve bir çatallı yükleyicinin transmisyon sistemine üzerinde uygulamasının yapıldığı çalışmalarının 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. Oluşturulan hidrolik sistem modeli Şekil 2.1’de gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Kapalı çevrim hidrostatik çevrim (Kaptı ve Karabektaş,2005)

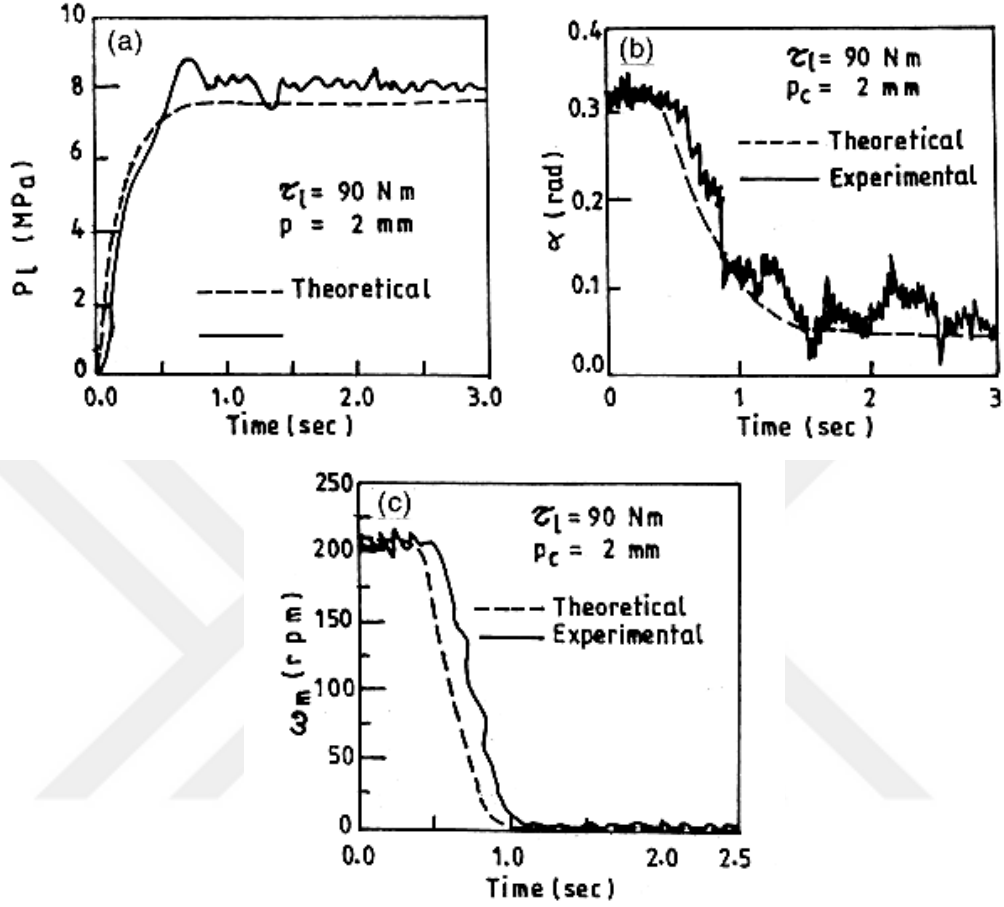
Çalışma kapsamında yapılan hidrostatik sistem frenleme bağlantısı ise Şekil 2.2’de gösterilmiştir.



Şekil 2.2 Frenleme bağlantısı (Kaptı ve Karabektaş,2005)

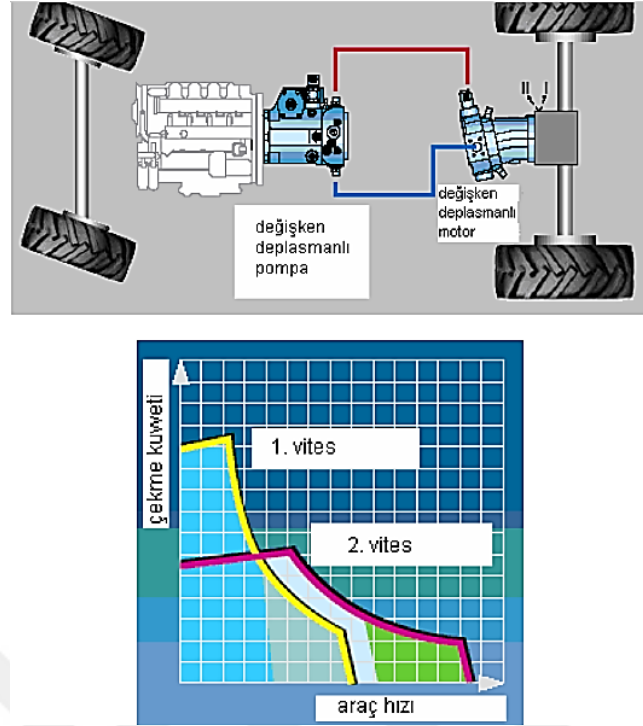


deneysel grafiğinde ve motor çıkış milinin hızındaki karşılık gelen teorik tepkilere kıyasla zaman gecikmeleri gösterilmiştir.



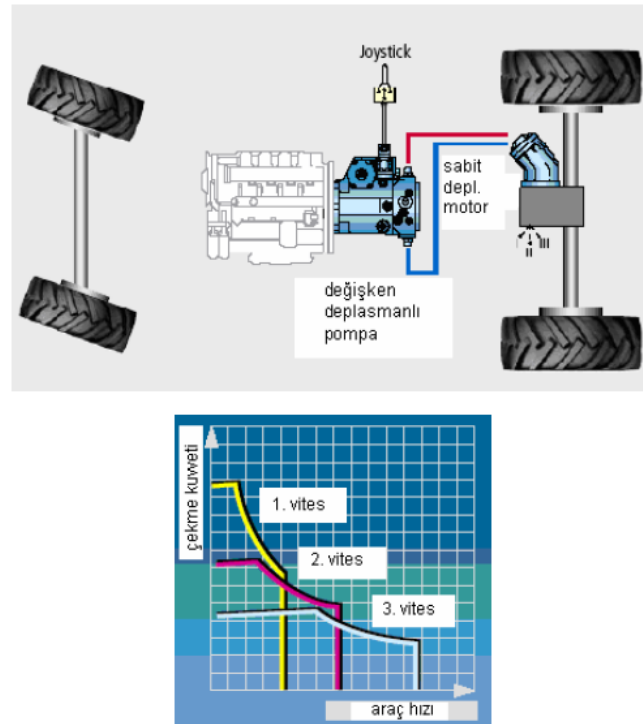
Şekil 2.4 Sistem basıncı, motor hızı ve swashplate açısının deneysel değerleri ile teorik teorik hesapların karşılaştırılması (Dasgupta,1999)

Civan (2005), yaptığı çalışmasında biçerdöver makinalarında kullanılan hidrostatik tahrik sistemi tipleri üzerinde durmuştur. Bu çalışmasında, değişken deplasmanlı ve sabit deplasmanlı hidromotorlu hidrostatik sistemler üzerinde incelemeler gerçekleştirmiştir. Şekil 2.5’de bu çalışmada gerçekleştirilen değişken deplasmanlı hidromotorlu hidrolik sistem uygulaması gösterilmiştir.



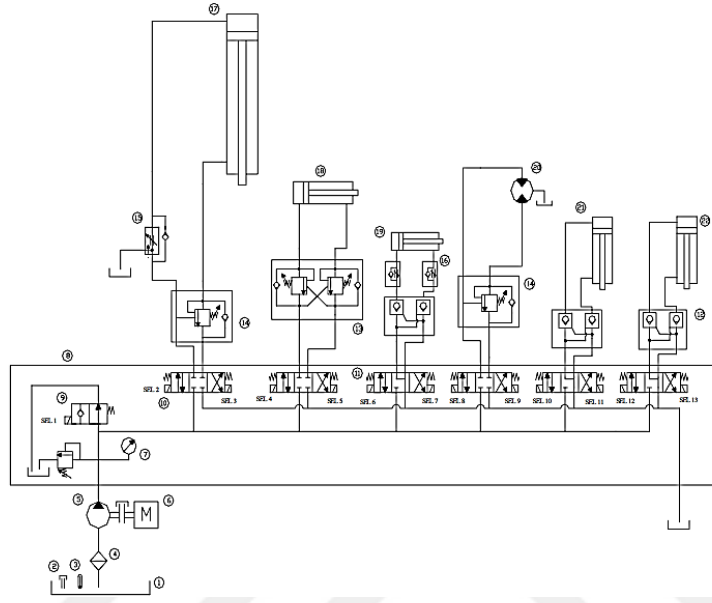
Şekil 2.5 Değişken deplasmanlı hidromotor kullanılan bir hidrolik sistem uygulaması (Civan,2005)

Şekil 2.6'da ise aynı çalışmada bahsedilen sabit hidromotorlu hidrolik sistemlerin şeması ve tahrik grafikleri gösterilmektedir.

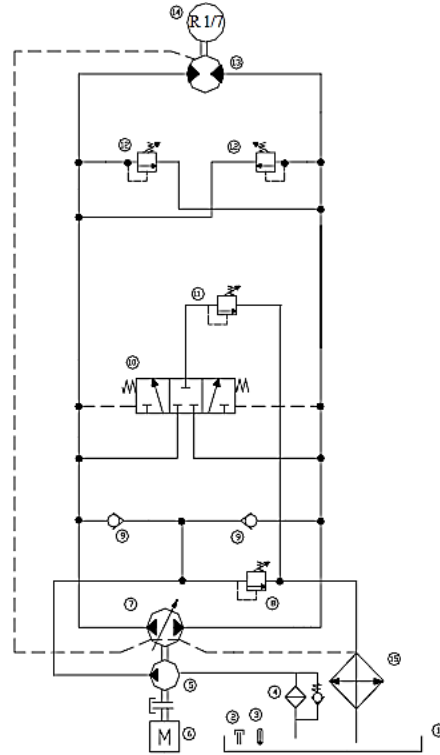


Şekil 2.6 Sabit hidromotorlu hidrolik sistemlerin şeması ve tahrik grafikleri (Civan,2005)

İnce (2005) çalışmasında, açık ve kapalı devre hidrolik sistemle desteklenen çalışmanın, uygulanabilirliğini ve ekonomikliğini belirlemek için iki tür karşılaştırma yapılmıştır. Birinci karşılaştırma, açık ve kapalı devre hidrolik sistemle desteklen sistem ile mekanik zemin etüt sondaj makinası arasındadır. Oluşturulan açık ve kapalı çevrim hidrolik modeller şekil 2.7 ve Şekil 2.8’de sırasıyla gösterilmiştir.



Şekil 2.7 Zemin etüt makinası açık çevrim hidrolik modeli (İnce,2005)



Şekil 2.8 Zemin etüt makinası kapalı çevrim hidrolik modeli (İnce,2005)

Yapılan karşılaştırma sonucunda iki sistem arasındaki fark aşağıdaki Çizelge 2.1’de belirtilmiştir.

**Çizelge 2.1** Açık-kapalı devre hidrolik sistem ve mekanik sistem karşılaştırması

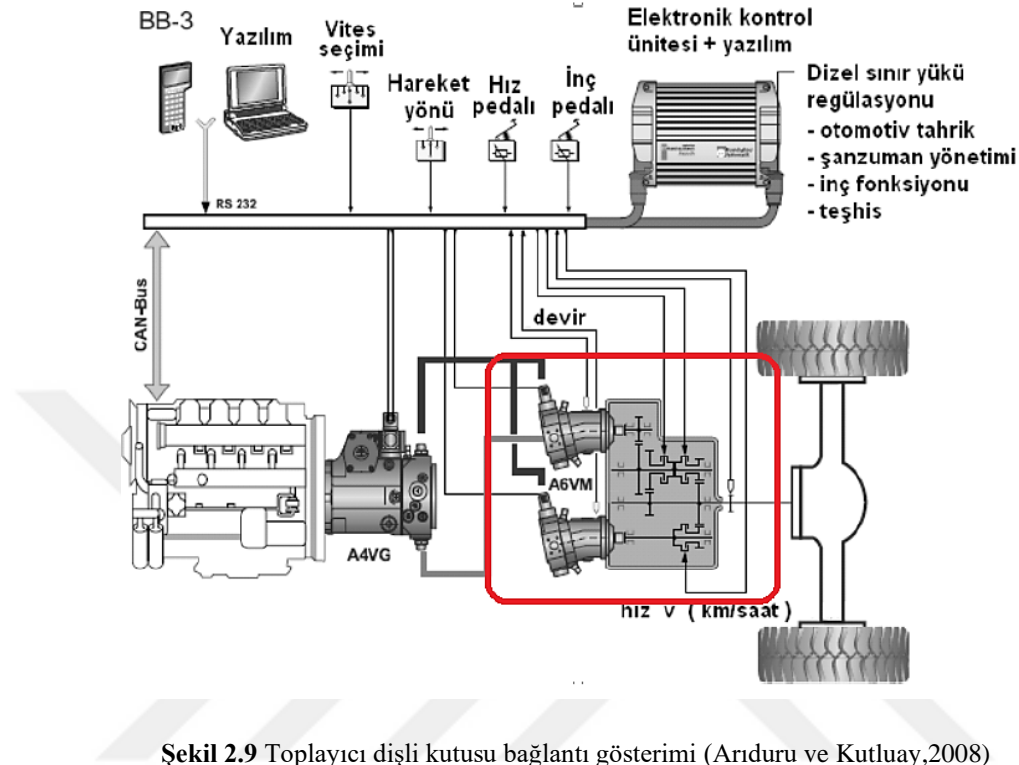
	<u>Açık ve Kapalı Devre Hidrolik Sistem</u>	<u>Mekanik Sistem (Morsetli Eski Tip)</u>
<b>Sondaj Süresi</b>	1 Saat	4 Saat
<b>Dönme Torku</b>	2500 N.m	350 N.m
<b>Çalışan Personel Sayısı</b>	1	3
<b>Dönme Devri</b>	0-280 arası sınırsız devir aralığı	4 (sabit devir)
<b>Matkap İlerleme Boyu</b>	1500 mm	500 mm

Mekanik ve hidrolik sistem karşılaştırmasından sonra ikinci olarak açık ve kapalı devre hidrolik sistemler arasında karşılaştırma gerçekleştirilmiştir. Bu karşılaştırma sonucunda; dönme hareketinde hidromotor yük altında çalışmayı sürdürürken aniden ters yönde döndürülebilmesi ve her iki yönde de değişken hız ve tork sağlaması, daha küçük hidrolik tank kullanılması, frenleme torkunun geri kazanılabilmesi ve tasarımının basit olması gibi avantajlarıyla kapalı devre hidrolik sistemin daha uygulanabilir ve ekonomik olduğu gösterilmiştir.

Zeman, Kemmetmüller, ve Kugi (2015) çalışmalarında, binek aracın hidrostatik tahrik treni için matematiksel bir model geliştirilmiştir. Katkının ana odağı, hidrolik sistemin kendiliğinden beslenen değişken deplasmanlı aksel piston ünitelerinin matematiksel modellenmesidir çünkü bu genel olarak toplam tork kontrolünün performansını belirlemektedir. Karmaşık bir yüksek dereceli dinamik modelden başlayarak, doğrusal olmayan modelin sistematik bir düzen azalması tekil pertürbasyon teorisi ile gerçekleştirilmiştir. Elde edilen modellerin doğruluğu endüstriyel bir test tezgahında ölçüm sonuçlarıyla değerlendirilmiştir.

Arıduru ve Kutluay (2013), yüksek hızlı araçlar için hidrostatik transmisyon modeli üzerine yaptıkları çalışmalarında, 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 gerçekleşecek bu yeni transmisyon modelinin yüksek hızlarda (70km/h) çalışması anlatılmıştır. Aynı zamanda, ağır araçlarda ve düşük hızlarda kullanılabilen mevcut hidrostatik transmisyon 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. Toplayıcı dişli kutusu bağlantısı Şekil 2.9’da gösterilmiştir.



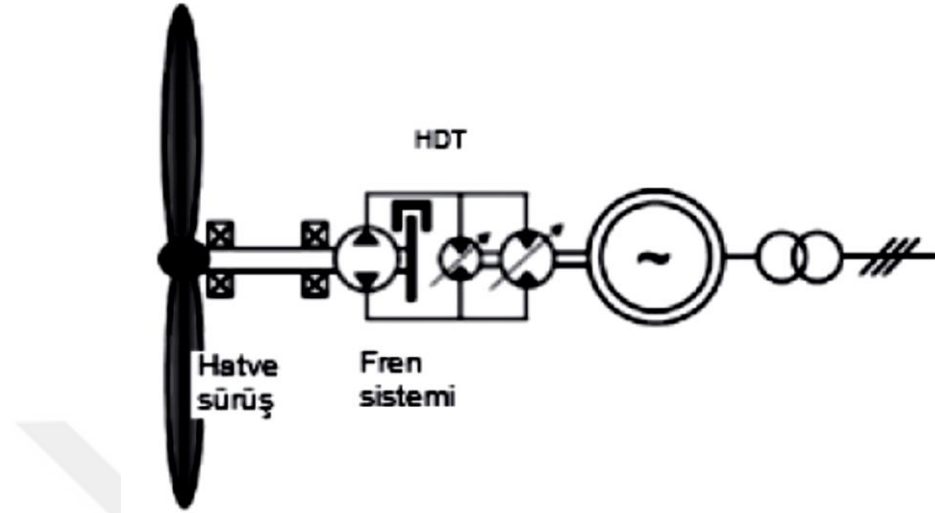
Şekil 2.9 Toplayıcı dişli kutusu bağlantı gösterimi (Arıduru ve Kutluay,2008)

Bu çalışma sonucunda, ağır araçlarda yüksek tork ve yüksek hız elde edilebilmesi için; yüksek tork ve düşük hız değerlerinde radyal pistonlu hidromotor ya da yüksek hız ve düşük tork değerlerinde değişken deplasmanlı aksel pistonlu hidromotor seçimi ile toplayıcı dişli kutusu modeli tasarlanmasının ve bu model ile tork dönüşümü uygulamalarının değerlendirilebileceği belirtilmiştir.

Bostan (2014), çalışmasında, Yenilenebilir enerji kaynaklarından biri olan dalga ve akıntı enerjisi tahrik sistemlerinin yapılarından ve özelliklerinden bahsedilmiştir. Mekanik ve hidrolik güç çıkışları arasında yapılan bir karşılaştırma ile bunların sunduğu verimler ve faydalar vurgulanmıştır. Dalga ve akıntı enerjisi konvertörleri için hidrostatik aktarma organı örnekleri ve bunların özellikleri açıklanmıştır.

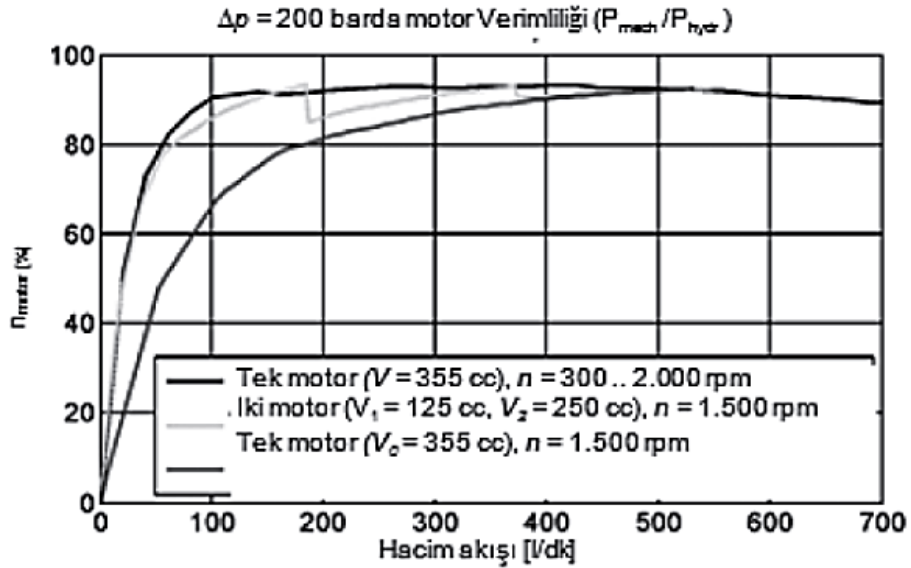
Çalışmada hidrostatik tahrik sisteminin büyük bir kontrol edilebilirlikle birlikte gerekli dayanıklılığı da sunduklarından çok sayıda deniz ve kara uygulamalarında kullanıldığı belirtilmiştir. Aynı zamanda hidrostatik tahrik sistemlerinin, yüksek güç yoğunluğu ve sert koşullar altında çalışan pek çok sektörde kullanılmakta olduğu

belirtilmiştir. Şekil 2.10’da bu çalışma için örnek bir kapalı devre hidrolik sistem gösterilmiştir.



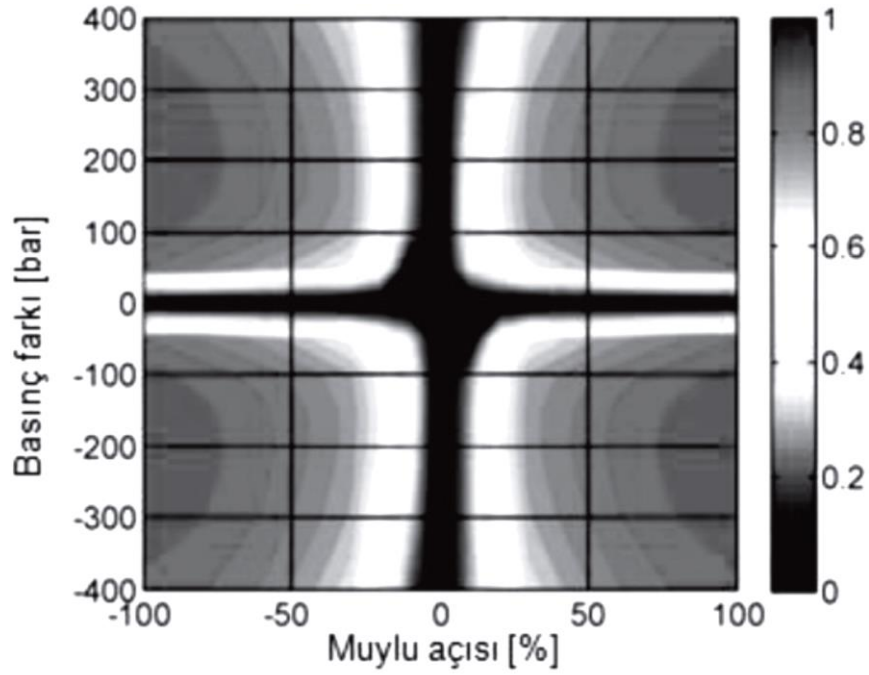
Şekil 2.10 Dalganın ve akıntının enerjisini hidrostatik olarak tahrik eden bir sistem şeması (Bostan,2014)

Ayrıca çalışma kapsamında, hidrolik ünitelerin düzenlenmesi ve işletilmesine bağlı olarak örnek verimlilik haritaları Şekil 2.11’de verilmiştir.



Şekil 2.11 Motor verimliliği grafiği (Bostan,2014)

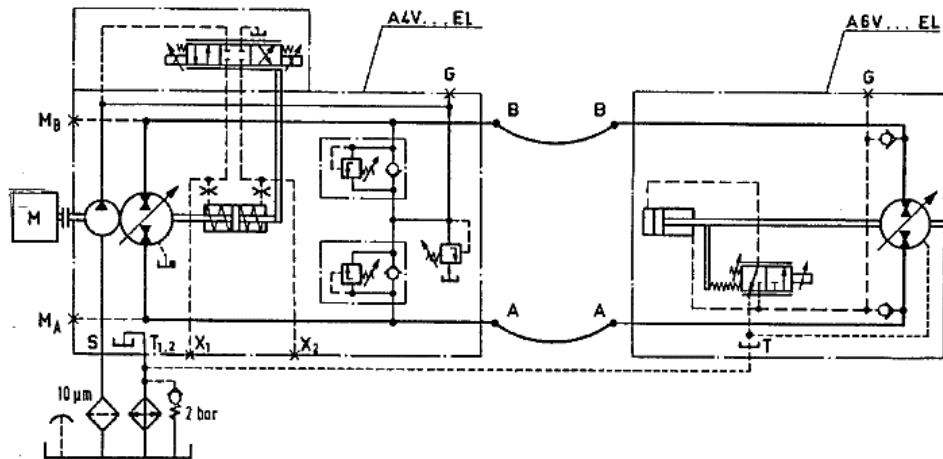
Şekil 2.12 ise bir aksel piston ünitesinin örnek verimlilik haritasını göstermektedir.



Şekil 2.12 Eksenel piston ünitesinin örnek verimlilik haritası (Bostan,2014)

Kumbasar (1999), yaptığı çalışmada, kapalı çevrim hidrolik sistemlerin temel özellikleri, uygulama alanları, riskleri ve avantajları üzerinde durmuştur. Bu çalışmada, hidrostatik tahrik uygulama örnekleri ve tasarım kriterleri incelenmiştir. Günümüzde özellikle iş makinalarında kullanılan hidrostatik tahrik sisteminin temel malzeme seçim kriterleri ele alınmıştır.

Çalışmada, tasarım ve malzeme seçim kriterlerinden bahsedildikten sonra, hidrostatik tahrikle kontrol edilen bir yol silindiri tasarımı gerçekleştirilmiştir. Yapılan tasarımın hidrolik devre şeması Şekil 2.13'de gösterilmektedir.



Şekil 2.13 Yol silindiri hidrolik devre şeması (Kumbasar,1999)

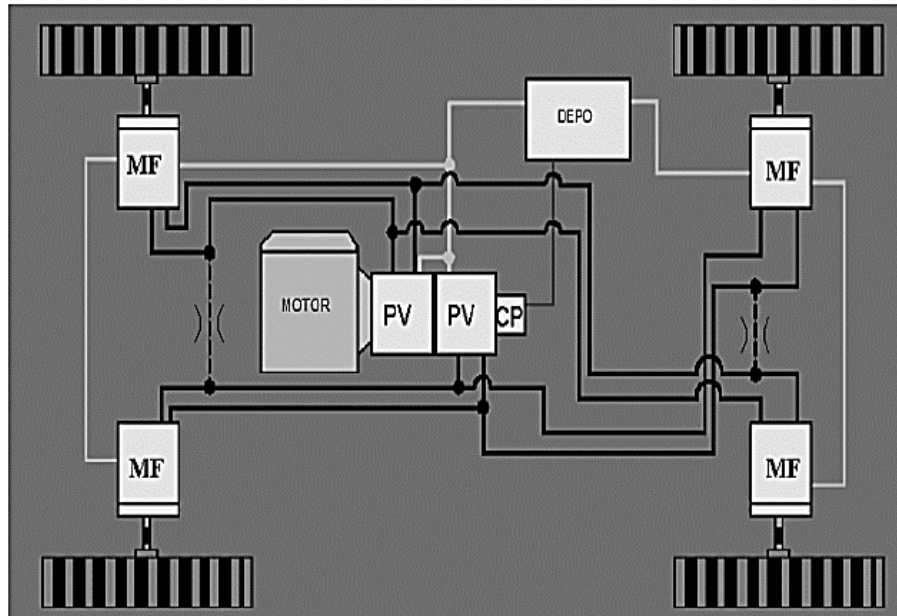
Hidrolik malzeme gerçekleşirken özellikle hidromotor seçiminin önemi üzerinde durulmuş, hidromotorlar için başlama verimliliği faktörlerinin önemi üzerinde durulmuştur. Çalışmada, diğer hidromotor türlerine göre %20 daha fazla başlama verimliliği olan eğik eksenli hidromotorların tercih edilmesi gerektiği vurgulanmıştır.

Aynı zamanda, tasarım kriterleri belirlenirken kontrol tekniği, yağ seçimi, direksiyon sistemi gibi konularında önemi üzerinde durulmuştur.

Canlı (2008), “Kapalı Devre Hidrostatik Transmisyonlar” adlı çalışmasında, Hidrostatik şanzıman sisteminin genel tanımını, çalışma prensibini ve seçim kriterlerini bir örnek üzerinde ele almıştır. Yapılan çalışmada, hidrostatik tahrik uygulamalarından, şarj pompası görevlerinden, araç tahrik şekillerinden, çekici güç kavramından ve sistem için temel hidrolik seçiminden bahsedilmiştir.

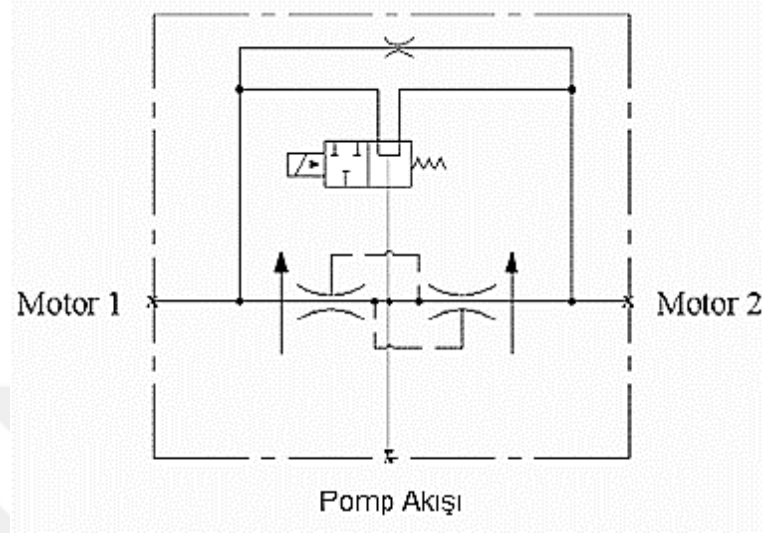
Şarj pompası, iç kaçaıklardan dolayı sistemde oluşan kaybı dengeleyen hidrolik elemandır. Aynı zamanda, servo kontrollü hidrolik pompa ve motorlar için kontrol basıncını sağlamaktadır. Şarj pompasının diğer görevleri ise, pilot basıncını ayarlamak, hidrolik yağın soğumasını sağlamak ve hidrolik yağın sıkıştırılabilirliği ve hortum genişlemesine karşı dengeleme yapmaktır.

Araç tahrik şekilleri çalışmada; iki çeker, dört çeker, iki yönlü ve patinaj kontrollü olarak ele alınmıştır. Şekil 2.14 de araç dört çeker sürüş devresi gösterilmektedir.



Şekil 2.14 Dört çeker sürüş devre şeması (Canlı,2008)

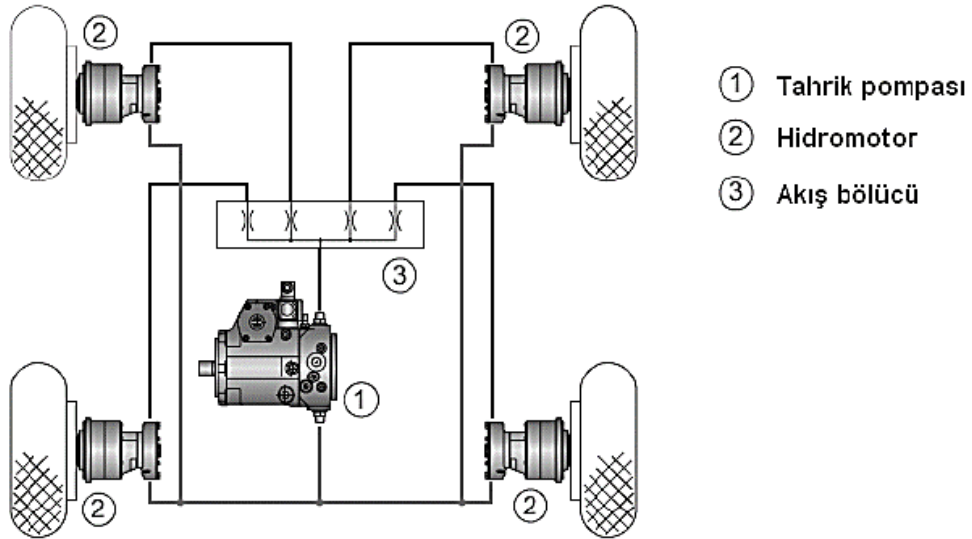
Dört çekerli sürüş devresinde bir selenoid akışın bölünmesini ve birleşmesini sağlamaktadır. Şekil 2.15’de bulunan hidrolik devre şemasında, dört çeker bir devrede akış bölünmesi ve birleşmesi gösterilmiştir.



Şekil 2.15 Dört çeker sürüş devresinde akış bölünmesi ve birleştirilmesi (Canlı,2008)

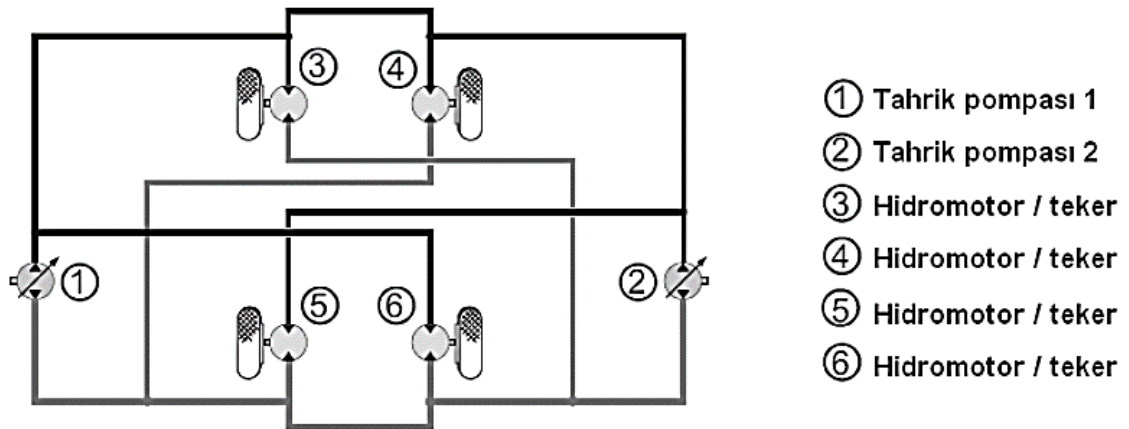
Kaplangı (2008), çalışmasında, hidrostatik tahrikli arazi araçları için yüksek verimli tahrik sistemleri üzerinde durmaktadır. Bu çalışmada, akış bölücüsüz hidrostatik tahrik sistemleri ve hidrostatik aks tahriği üzerinde durulmuştur.

Yapılan çalışmada, mobil hidrolik alanında özellikle iş makinaları uygulamalarında kullanılan paralel bağlantılı hidromotorlardan oluşan tahrik sistemlerinde tekerleklerin boşa dönmesi problemi ile karşılaşıldığı ve buna bir çözüm olarak akış bölücülü hidrostatik tahrik sistemi kullanılması gerektiği önerilmiştir. Akış bölücüsü, hidrolik yağ iletilemeyen hidromotora karşılık; diğer tekere giden yağın akışını kısarak iki tekere de eşit oranda yağ aktarımını ve tekerlerin eşit hızda dönmesini sağlamıştır. Şekil 2.16’da akış bölücülü hidrostatik tahrik uygulaması gösterilmiştir.



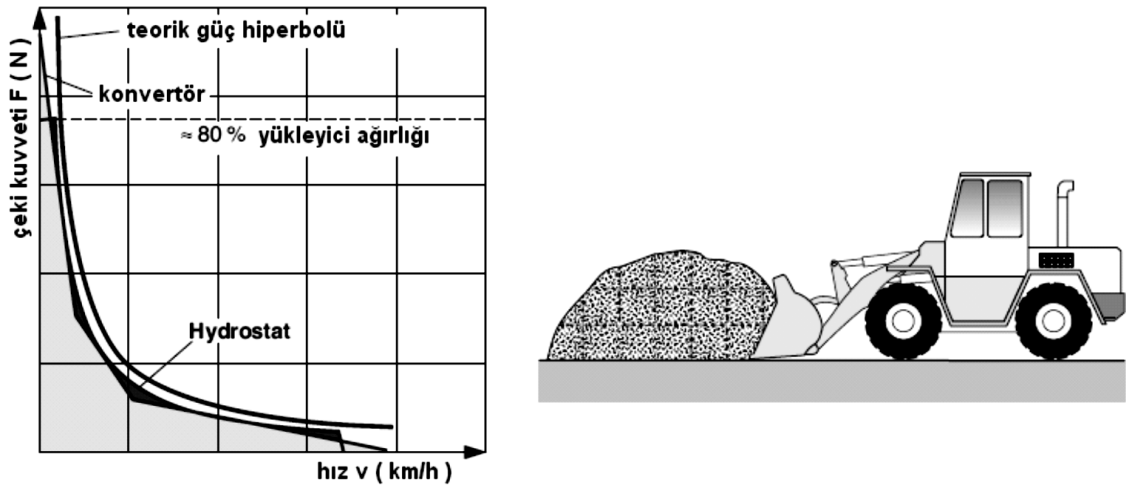
Şekil 2.16 Akış bölüclü hidrostatik tahrik uygulaması (Kaplancı,2008)

Diğer yandan çalışma kapsamında, yüksek araç hızları ve debilerde akış bölücülerin direnç uygulayarak enerji kaybına sebep olduğu belirtilmektedir. Buna çözüm olarak, çift devreli patinaj önleyici sistem tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu sistemde dört çeker hidrostatik tahrik sisteminden bahsedilmiştir. Şekil 2.17’de sistem şeması gösterilmektedir. Bu uygulamada iki motor (3 ve 6) bir pompa (1) tarafından beslenmekte; kalan diğer iki motor (4ve 5) ise ikinci bir pompa (2) ile beslenmektedir. Alçak basınç hatları çapraz bağlanarak 3 ve 6 numaralı motorlardan dönen hidrolik yağ 2 numaralı pompaya yönlendirilmiştir. Bu şekilde sistemde hidromotorlar çiftler olarak senkron olarak çalışmaktadır.



Şekil 2.17 4 teker motorlu, kayman önleyici çift devreli hidrostatik tahrik şeması (Kaplancı,2008)

Tekerden tahrikli sistemlere alternatif olarak hidrostatik aks tahrikli sistemler de araçlarda kullanılmaktadır. Çalışmada hidrostatik ve tork konvertörü tahriği karşılaştırılması yapılmıştır. Bu karşılaştırmada, aks tahrikli hidrostatik sistemlerin verimliliği açık bir şekilde grafiklerle gösterilmiştir. Şekil 2.18’de hidrostatik ve konvertör için çeki gücü/ hız diyagramı karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 2.18 Hidrostatik ve konvertör için çeki gücü/hız diyagramı karşılaştırması (gücün %100’ünün tahrik sistemi tarafınca kullanımı) (Kaplancı,2008)

Çalışmada, maksimum hız ile maksimum çeki kuvveti arasındaki bölgenin tamamı kademesiz olarak geçilmektedir. Maksimum çeki kuvveti, tekerlerin kayma sınırına göre tasarlanmış olup, yükleyicinin ağırlığının %80’ ini karşılamaktadır. Bu tedbir sayesinde molozların içine dalınması sırasında tekerlerin patinaj yapması engellenmektedir.

Değirmencioglu (2014), “Tek Pompa ve Çok Motorlu Kapalı Devre Hidrostatik Sistemlerde Şarj Pompası ve Loop Flushing Debisinin Belirlenmesi” adlı çalışmada, farklı araç çalışma koşulları altında, tek pompa ve çok motorlu kapalı devre hidrostatik sistemlerde gerekli şarj pompası büyüklüğünün ve loop flushing debisinin hesaplanmasındaki esaslar anlatılmaktadır.

Loop flushing debisi, kapalı devre hidrostatik tahrik sistemlerindeki genel yağ eksilmesinin ana unsurudur. Sistem için gerekli şarj pompasının belirlenebilmesi için debinin doğru hesaplanması çok önemli bir faktördür. Loop flushing debisinin hesaplanması için; sistemdeki basınç düşüşü, güç çevrimindeki akış hızı ve güç çevrimi esnasında yağ sıcaklığındaki artış bilinmelidir. Sistem sıcaklıkları ve gerekli loop flushing debisi Çizelge 2.2’de verilmektedir.

Çizelge 2.2 Sistem sıcaklıkları ve gerekli loop flushing debisi

Açıklama	Parametre
En sıcak noktada maksimum sıcaklık	104 °C
Motorun yüksek basınç tarafından gövdeye olan sızıntısı- $Q_{yüksek}$	1.60 lt/dk
Motorun yüksek basınç tarafından gövdeye olan sızıntısındaki sıcaklık değişimi- $\Delta T_{yüksek}$	12.9 °C
Motorun düşük basınç tarafından gövdeye olan sızıntısı- $Q_{düşük}$	0.18 lt/dk
Motorun düşük basınç tarafından gövdeye olan sızıntısındaki sıcaklık değişimi- $\Delta T_{düşük}$	1.3 °C
Motorun loop flushing valfinden geçen debi- $Q_{flush}$ (gerekli)	140 lt/dk
Motorun loop flushing valfinden geçen debi- $Q_{flush}$ (gerçek)	
Motorun gövdesinden çıkan sızıntı debisi- $Q_{gövde}$	16.8 lt/dk
Motorun mekanik verimliliği	%79
Minimum soğutucu kapasitesi	45 kW
Soğutucu debisi- $Q_{soğutucu}$	67.1 lt/dk
Depo sıcaklığı- $T_{depo}$ (kabul)	80 °C
Depo sıcaklığı- $T_{depo}$ (hesaplanan)	79.6 °C
Maksimum çevrim sıcaklığı- $T_{çevrim}$	87.3 °C

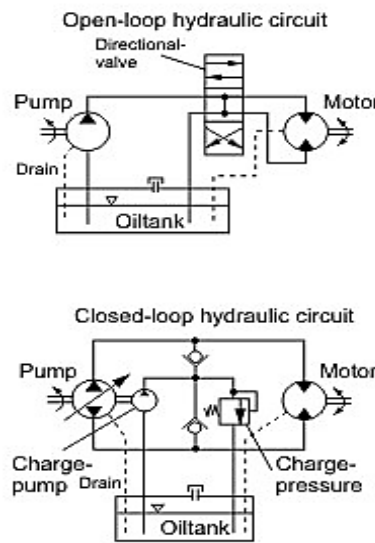
### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

#### 3.1. Kapalı Çevrim Hidrolik Sistemler

Kapalı çevrim hidrolik sistemler, motor dönüşünün doğrudan hidrolik pompa girişine bağlandığı devrelerdir. Devredeki basıncı korumak için sistemlerde alçak basınçlı tarafa soğutulmuş ve filtrelenmiş yağ sağlayan bir şarj pompası bulunur. Kapalı çevrim sistemler genellikle mobil hidrolik alanında hidrostatik şanzımanlar için kullanılmaktadır. Sistem tankının, sadece, şarj pompasını beslemek için gerekli kapasiteye sahip olması yeterlidir.

Kapalı çevrim sistemler, çoğunlukla, yüksek basınçlı pistonlu hidrolik pompalar ve motorlarla kullanılmaktadır. Ayrıca kapalı sistemlerde; daha az sıvı akışı ile daha yüksek basınçlarda çalışabileceğinden daha küçük hidrolik hatlar kullanılabilir. Ayrıca, akışın bir yön kontrol valfi kullanılmadan, ters yöne çevrilebilmesi pahalı olabilen valf bileşenine olan ihtiyacı ortadan kaldırmaktadır. Kapalı çevrim sistemler diğer sistemlere oranla daha fazla kontrol seçeneği ile kontrol kolaylığı sağlayabilmektedir.

Mobil hidrolik araçlarında, kapalı çevrim çalışan bir hidrolik sistem çok büyük bir avantaj sağlamaktadır. Sistemin sade olması ve az yer kaplaması kapalı çevrim sistemlerin bu alanda kullanımını yaygınlaştırmaktadır. Şekil 3.1’de açık çevrim ve kapalı çevrim hidrolik sistem modelleri sırasıyla gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Açık ve kapalı çevrim hidrolik sistem modelleri(<https://technology-articles.com/working-principle-of-hydraulic-system/>)

### 3.2. Hidrostatik Tahrik Sistemi

Hidrostatik tahrik sistemleri; bir elektrik motoru ya da içten yanmalı motor ile tahrik edilen bir hidrolik pompa ve hidrolik motor kullanılarak gücün aktarılması esasına dayanır. Hidrostatik yürüyüş sisteminde araç tekeri bir hidromotora bağlanarak hareket sağlanır. Bu sistemde, hidromotor tekerlekleri dişli kutusu aracılığıyla döndürebildiği gibi; hidromotorun tekerleklere doğrudan bağlanması ile de hareket sağlanabilir. Hidromotordan çıkan akışkanın, pompanın emme hattına gönderildiği hidrolik devreler kapalı devre hidrolik sistemler olarak adlandırılır. Hidrostatik tahrik sistemleri;

- Motorun dönme yönünü değiştirmek,
- Motor hızını değiştirmek,
- Motor çıkışında maksimum momentin elde edilmesi,
- İki veya daha fazla motorun tek pompadan tahrik edilebilmesi,
- İstenen pompa çıkış karakteristiğinin elde edilebilmesi,

gibi gereksinimleri kolayca karşılayabildiği için günümüzde sıklıkla kullanılmaktadır.

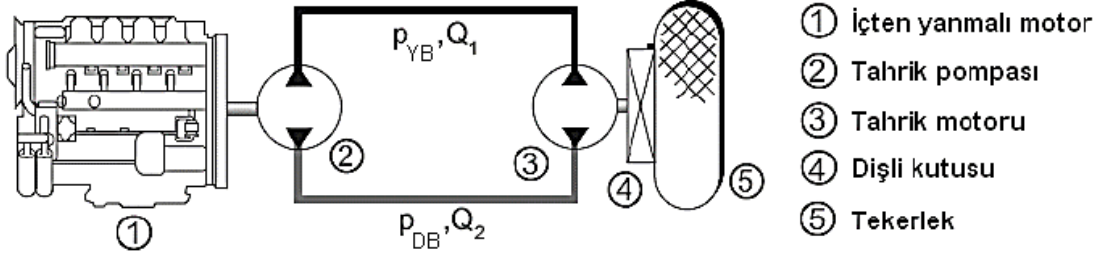
Hidrostatik tahrik sistemleri, değişken çıkış hızı gerektiğinde mükemmel bir güç aktarım aracı olarak kabul edilmektedir. Aynı zamanda hidrostatik tahrik sistemlerinde;

- Elektrik motoru veya içten yanmalı motordan elde edilen gücün makinanın karakteristiklerine uygun şekilde iletilmesi,
- Düşük hızlarda çok yüksek döndürme momenti sağlaması,
- Çok geniş çıkış hızı ve çıkış momenti aralığı olması,
- Hız ve momentin çok kolay kontrol edilebilmesi,
- Yük değişimine çok kısa zamanda cevap verilmesi,
- Nispeten uzak mesafelere yüksek verimle güç iletimi,

gibi konularda avantaj sağlanması diğer alternatif yöntemlere kıyasla kullanım sıklığını arttırmaktadır. Dişli şanzımanlarının aksine, hidrostatik tahrik sistemine sahip araçlar, sürekli bir güç eğrisine sahiptir ve vites değiştirmeden mevcut torku artırabilirler.

Temel hidrostatik sistemler pompa, motor ve gerekli tüm kontrolleri basit bir şekilde bir arada içerir. Bu sistem, hız, tork ve gücün kademesiz ayarlanması gibi geleneksel bir hidrolik sistemin tüm avantajlarını sağlamaktadır; ayrıca yumuşak ve kontrol edilebilir hızlanma, hasar görmeden durma yeteneği gibi avantajlar da sağlamaktadır.

Aşağıda gösterilen Şekil 3.2'de kapalı çevrim bir hidrostatik tahrik sisteminin temel prensibi gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Kapalı çevrim hidrostatik tahrik sistemi modeli (Kaplancı,2008)

Gösterilen Şekil 3.2’de, Pompa tahriği için içten yanmalı motor kullanılmıştır. İçten yanmalı motor; mekanik gücü, devir ve moment olarak kullanıma sunmaktadır. Hidrolik pompa; bu mekanik gücü hidrolik güce ya da diğer bir deyişle basınç ve debiye dönüştürür. Elde edilen hidrolik güç, hidrolik motor vasıtasıyla tekrar mekanik güce dönüştürülür. Bu sırada basınç düşer ve oluşan bu basınç farkına karşılık olarak hidromotorda moment üretilir. Üretilen moment bir dişli kutusu yardımıyla tekerlekte çeki kuvveti olarak kullanıma sunulur. Hidromotorun devri ise,  $Q_1$  debisi ve hidromotorun deplasmanı tarafından belirlenir. Hidrolik motordan pompaya geri dönen  $Q_2$  debisi, hidromotordaki sızıntı miktarı kadar düşüktür. Söz konusu sızıntı yukarıdaki şemada gösterilmeyen bir şarj sistemi ile sisteme eklenmektedir. Fren yapıldığı sırada, hidromotor, tekerlek tarafından tahrik edilen bir pompaya dönüşür. Sistemin düşük basınç tarafı yüksek basınç tarafı olur ve tahrik pompası üzerinden içten yanmalı motoru iter. Böylelikle hidrostatik frenleme yapılmış olur. (Kaplancı,2008)

Hidrostatik tahrik sistemlerinin tasarımı gerçekleştirilirken dikkate alınacak en önemli özellik toplam çevrim faktörüdür(R). Toplam çevrim faktörü; araç hareketi sırasında oluşacak en yüksek kuvvetin, aracın en yüksek hızı ile çarpımının kurulu güce oranından elde edilir. (Kaplancı,2008)

Çevrim faktörünün hesaplanması Denklem 3.1 de gösterilmiştir.

$$R = \frac{F_{\max} \cdot V_{\max}}{3600 \cdot P_{dm} \cdot \eta_T} \quad (3.1)$$

Bu denklemde;  $F_{\max}$  maksimum kuvveti,  $V_{\max}$  maksimum hızı,  $P_{dm}$  hidrolik sisteme iletilen gücü ve  $\eta_T$  toplam verimi ifade etmektedir.

Elde edilen çevrim faktörü hidrostatik yürüyüş sisteminde temel malzemelerin seçimi için değerlendirilmesi gereken önemli bir faktördür.

Çevrim faktörü değerinin;

- $R \leq 3,5$  olduğu durumda hareket değişken deplasmanlı bir hidrolik pompa ve sabit deplasmanlı bir hidrolik motor ile,
- $3 \geq R \geq 9$  aralığında değişken deplasmanlı hidrolik pompa ve değişken deplasmanlı hidrolik motor ile,
- $R > 9$  ise değişken deplasmanlı hidrolik motora ilave olarak, değişik hız ve çekme kuvveti kademelerini sağlayan dişli kutusu veya çoklu kavramalı sistemlerin kullanılması gerekmektedir.(Kaplancı,2008)

Çevrim faktörü ile ilgili verilen bu değer aralıkları, yapılan uygulamalar ve pratik çalışmalar yoluyla elde edilen verilerden çıkarılmış bilgilerdir.

Denklem 3.1 de bulunan maksimum kuvvet değeri ( $F_{max}$ ), Denklem 3.2 de gösterilen aracın hareketi sırasında oluşacak, sürtünme, yokuş ve ivmelenme dirençlerini içeren bir denklem yardımıyla hesaplanır.

$$F_{max} = G.(f . \cos\alpha + \sin\alpha + \frac{V_{max}}{g.t} ) \quad (3.2)$$

Bu denklemde; G araç ağırlığı, f sürtünme katsayısı,  $\alpha$  tırmanma açısı ve t ivmelenme süresi olarak gösterilmiştir.

Bu tez çalışmasına konu olan kapalı devre hidrostatik yürüyüş sistemine sahip tarım makinesinin hidrolik tasarımı gerçekleştirilirken değişken deplasmanlı bir pompa ve sabit deplasmanlı iki adet hidrolik motor kullanılmıştır.

### 3.2.1. Değişken deplasmanlı hidrolik pompalar

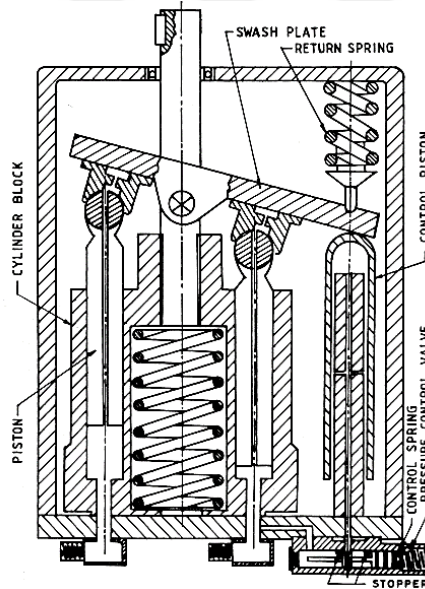
Hidrolik pompalar; bir elektrik motoru ya da içten yanmalı motor yardımıyla tahrik edilerek, mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye dönüştüren mekanizmalardır. Hidrolik pompaların her dönüş turunda içerisinde artan ve azalan hacim odacıkları oluşur. Pompa, artan ve azalan hacim farklılıkları sayesinde bir yandan yağ emerken diğer yandan yağ basma işlemini gerçekleştirir. Hidrolik pompanın bir tam devir döndüğünde emip bastığı yağ miktarına pompa deplasmanı denir.

Hidrolik pompalar, sabit ve değişken deplasmanlı pompalar olmak üzere ikiye ayrılırlar. Sabit deplasmanlı bir pompada emilen ve basılan yağ hacmi her bir devirde aynıdır. Buna karşılık, değişken deplasmanlı pompalarda emilen ya da basılan yağ hacmi istenilen ölçüde değiştirilebilir. Ayrıca değişken deplasmanlı pompalar manuel kontrol gerektirmez. Dolayısıyla, değişken deplasmanlı pompaların enerji verimliliği sabit deplasmanlı pompalara kıyasla daha fazladır. Değişken deplasmanlı pompalar kendi

içerisinde pistonlu değişken deplasmanlı pompalar ve paletli değişken deplasmanlı pompalar olmak üzere ikiye ayrılmaktadır.

Pistonlu değişken deplasmanlı hidrolik pompalar, yüksek verimlilik sağlaması, yüksek basınçta kullanım kolaylığı oluşturması ve çeşitli kontrol tipleri uygulanabilmesi gibi avantajlar sağlamaktadır. Mobil hidrolik çalışmaları bu özelliklerden dolayı pistonlu değişken deplasmanlı pompalar sıklıkla kullanılmaktadır. Eksenel pistonlu hidrolik pompalar ise giriş milinin dönme hareketini pistonun eksenel ileri geri hareketine dönüştüren pompalardır.

Bu tez çalışması kapsamında hidrolik sistem tasarımı gerçekleştirilirken eksenel pistonlu değişken deplasmanlı hidrolik pompa kullanılmıştır. Şekil 3.3'de eksenel pistonlu değişken deplasmanlı pompa örneği görülmektedir.



Şekil 3.3 Eksenel pistonlu değişken deplasmanlı pompa (Dasgupta,1999)

Hidrolik sistem tasarımı gerçekleştirilirken pompa seçiminde pompa debisi ve pompa deplasmanı hesabı önem kazanmaktadır. Pompa deplasmanı ( $D_p$ ) hesabı için kullanılan denklem 3.3 de gösterilmiştir.

$$D_p = \frac{167 \times F_{\max} \times V_{\max}}{\Delta P \times n_p \times \eta_T \times R} \quad (3.3)$$

Bu denklemde;  $\Delta P$  sistem basıncını,  $n_p$  pompa devrini,  $\eta_T$  ise toplam verimi ifade etmektedir.

Pompa deplasmanı Denklem 3.3 de gösterildiği gibi hesaplandıktan sonra, pompa debisi ( $Q_p$ ) için Denklem 3.4 kullanılmıştır.

$$Q_p = D_p \times n_p \times 10^{-3} \quad (3.4)$$

### 3.2.2. Sabit deplasmanlı hidrolik motorlar

Hidromotorlar; hidrolik pompanın ürettiği akışkan enerjisini, dairesel harekete dönüştüren yani mekanik enerjiye çeviren hidrolik sistem elemanlarıdır. Bu şekilde bakıldığında hidromotorlar, hidrolik pompaların tersi yönünde bir prensip çalışmaktadır. Hidromotorlar sayesinde, yüksek basınçlardaki akışkan enerjisinden büyük momentler elde edilebilmektedir. Hidromotorlar, küçük hacimlerden büyük momentler sağlayabildiklerinden dolayı; güç gerektiren ve dairesel hareketlerle çalışan, tarım makineleri, iş makineleri gibi mobil hidroliğin kullanıldığı makinelerde sıklıkla kullanılmaktadır.

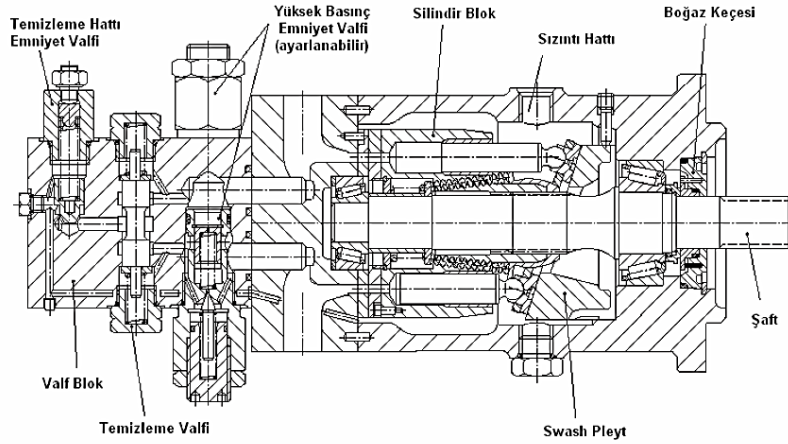
Hidrolik sistemlerde, hidrolik motorlar sayesinde kademesiz hız ayarı yapılabilmektedir. Ayrıca hidromotorların sağladığı diğer avantajlar; dönüş yönünün değiştirilebilir olması ve hareket halindeyken kademesiz hız ayarı yapılabilmesidir.

Hidrolik motorlar, sabit deplasmanlı ve değişken deplasmanlı hidrolik motorlar olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Sabit deplasmanlı motorlar, sabit bir giriş akışı sağlar ve torku sabit tutarak yükü sabit bir hızda sürer. Değişken deplasmanlı motorlarda ise motor deplasmanı kontrol edilerek değişen hız ve tork çıktıları sağlanır.

Hidrolik motorlar aynı zamanda kendi içerisinde, dişli hidrolik motorlar, paletli hidrolik motorlar ve pistonlu hidrolik motorlar olmak üzere üçe ayrılmaktadır.

Pistonlu hidrolik motorlar, basıncın motor milinde döndürme etkisi prensibine göre çalışmaktadır. Pistonlu hidrolik motorların çalışma debileri, düşük hızlarda bile oldukça yüksektir. Bu motorlar, yüksek çalışma hızları sağlayabilmektedir ve diğer türlere göre daha uzun bir çalışma ömrüne sahiptir. Aynı zamanda, yüksek tork ve yüksek verimlilik sağlaması pistonlu hidrolik pompaların diğer avantajlarındanır.

Bu tez çalışmasında, hidrolik sistem tasarımı gerçekleştirilirken, sabit deplasmanlı aksenal pistonlu bir hidrolik motor kullanılmıştır. Şekil 3.4'de bir aksenal pistonlu hidrolik motor örneği gösterilmiştir.



Şekil 3.4 Eksenel pistonlu hidromotor (İnce,2005)

Hidrolik motor tasarımı gerçekleştirilirken, hidrolik deplasman hesabı kullanılmalıdır. Aynı zamanda motor devri belirlenmelidir.

Motor devri hesabı yapılırken araç maksimum hızı, kullanılan dişli kutusu çevrim oranı ve araç teker yarıçapı bilinmelidir. Motor devri hesabı ( $n_m$ ) için kullanılan denklem, denklem 3.5 de gösterilmiştir.

$$n_m = \frac{2,65 \times i \times V_{max}}{R} \quad (3.5)$$

Bu denklemde;  $i$  redüktör çevrim oranını,  $R$  teker yarıçapını ifade etmektedir.

Hidromotor devri hesaplandıktan sonra motor deplasmanı ( $D_m$ ) Denklem 3.6'da gösterildiği gibi hesaplanmıştır.

$$D_m = \frac{167 \times F_{max} \times V_{max}}{\Delta P \times n_m \times \eta_{hm} \times z} \quad (3.6)$$

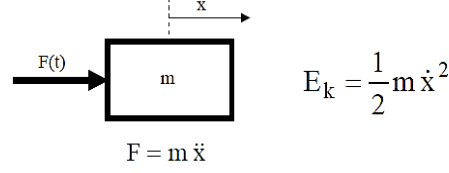
Bu ifadede;  $n_m$  hidromotor devrini,  $\eta_{hm}$  hidromotor verimini, ve  $z$  hidromotor adedini ifade etmektedir.

### 3.2. Sistemin Matematiksel Modeli

Dinamik problemlerin çözümünde iki temel yaklaşım kullanılmaktadır. Bu yaklaşımlardan ilki Hamilton prensibi adı verilen dolaylı bir yaklaşımdır. Diğer bir yaklaşım ise Newton kanunu'nun doğrudan uygulanması yöntemidir. Newton kanunu ve Hamilton prensibi birbirinin yerini karşılayabilen yani birinin diğeri yerine kullanılabilirdiği yöntemlerdir.

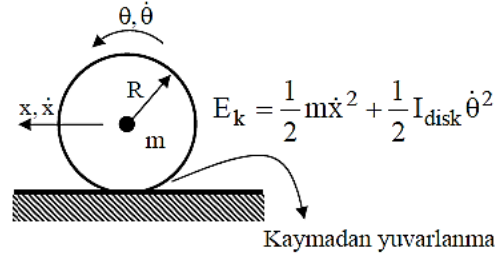
Atalet elemanları, kinetik enerji depolayan elemanlardır ve bu elemanlar dönme ve öteleme hareketlerini ayrı ayrı yapabilecekleri gibi, bu hareketleri birlikte de

gerçekleştirebilirler. Şekil 3.5’de bir atalet elemanına ait kinetik enerji denklemi verilmiştir.



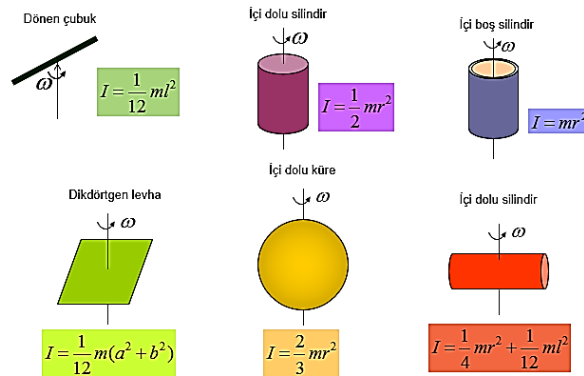
Şekil 3.5 Bir atalet elemanını ait kinetik enerji denklemi

Disk tipi yapıların ya da içi boş silindirin kütle atalet momentleri silindir kütlesine ve yarıçapına bağlı olarak yazılabilir. Bu tip silindirler belirli bir eksen etrafında hem dönme hem öteleme hareketi yapabilirler. Bu durumda silindirin kütle atalet momenti ile birlikte kütlesinin de dikkate alınması gerekmektedir. Şekil 3.6’da kaymadan yuvarlanma gerçekleştiren bir disk tipi yapının hareketi ve kinetik enerji denklemi gösterilmiştir.



Şekil 3.6 Kaymadan ilerleme hareketi yapan disk tipi bir yapının kinetik enerjisi

Bazı yapıların atalet momenti formülleri ise şekil 3.7’de gösterilmiştir.



Şekil 3.7 Bazı yapıların atalet momenti formülleri (<https://www.fizik.net.tr/site/eylemsizlik-moment/>)

Hidrostatik tahrik sisteminin temel amacı, hidrolik sistem kullanılarak mekanik giriş gücünü yine mekanik çıkış gücüne aktarmaktır. Bu tez kapsamında, hidrostatik yürüyüş sistemine sahip aracın hareket denklemi oluşturulurken tork ve hız ilişkisi aşağıda gösterilen Denklem 3.7'ye göre elde edilmiştir.

$$P = T \times \dot{\theta} \quad (3.7)$$

### 3.3. PID Kontrol Yapısı

PID; oransal(proportional), integral(integral) ve türevsel(derivative) terimlerini içeren bir denetim biçimidir. PID denetleyiciler, endüstriyel uygulamalarda sıklıkla kullanılmaktadır. Bir PID denetleyici sistem çıkışından geri besleme olarak bu geri beslemeyi giriş sinyali ile karşılaştırır. Bu karşılaştırma farkından bir hata oluşur ve oluşan hata PID denetleyici tarafından en aza indirgenmeye çalışılır. Bu şekilde hata en aza indirgenene kadar sistemden sürekli geri besleme alınır ve PID etkisini sistem çıkışına göndererek hata azaltılır. PID denetleyicisine ait giriş/çıkış işlevi;

$$u = K_p e + K_i \int edt + K_d \frac{de}{dt} \quad (3.8)$$

şeklinde ifade edilir. Sistem kontrolünde kullanılan PI kontrolcüsüne ait giriş/çıkış işlevi ise;

$$u = K_p e + K_i \int edt \quad (3.9)$$

şeklinde ifade edilmiştir.

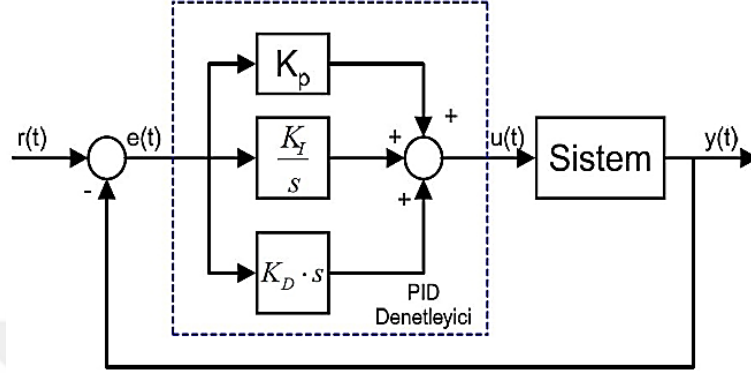
Oransal kontrol (P), uygulanması en kolay geri beslemeli kontrol sistemdir. Bu kontrolde hata sinyali ile denetleyicinin sinyali çarpılır. Oransal kontrol katsayısı( $K_p$ ) arttırılırsa, sistemin parametre değişikliklerine karşı duyarlılığı azalır ve sistemin cevap hızı artar.

İntegral (I), eğri altında kalan alanların toplamı anlamına gelmektedir. PID kontrolde, giriş sinyali gönderilir ve geri beslemeden hata sinyali alınır. İntegral ile bu iki sinyal arasındaki alan toplanır. İntegral kontrol elemanının kullanımındaki asıl amaç daimi rejim hatasını sıfır yapmaktır.

Türevsel (D) kontrol de ise sistemde oluşan hatanın zamana bağlı değişimi hesaplanmaktadır. Türevsel kontrol, hata değişim hızına bağlı olduğu için hiçbir zaman tek başına kullanılamamaktadır. Türevsel kontrol sistemin kararlılığını iyileştirir ve sistemin cevap hızını arttırır.

PID kontrol üç temel kontrol sisteminin üstünlüklerini tek bir birim içinde birleştiren bir kontrol sistemidir. İntegral kontrol, sistemde ortaya çıkabilecek kalıcı

durum hatasını sıfırlarken türev kontrol de, yalnızca PI kontrolü kullanılması haline göre sistemin aynı bağıl kararlılığı için cevap hızını artırır. Buna göre PID kontrol sistemi, sistemde sıfır kalıcı durum hatası olan hızlı bir cevap sağlar. Şekil 3.8’de PID kontrol yapısı gösterilmektedir.



Şekil 3.1 PID kontrol yapısı(<https://www.elektrikport.com/teknik-kutuphane/pid-denetleyiciler/11787#ad-image-0>)

#### 4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Yapılan çalışmada ilk olarak araç hareket denklemi oluşturulmuş daha sonra hidrolik tasarımı gerçekleştirilecek araç modeli belirlenmiş ve hidrolik tasarım gerçekleştirilmiştir. Araç katı modeli Solidworks ortamından MATLAB/Simmechanics ortamına aktarılarak mekanik model elde edilmiştir. Hidrolik sistem tasarımı MATLAB/Simhydraulics arayüzünde tasarlanmış ve araç tam modeli için MATLAB/Simmechanics-Simhydraulics bağlantısı yapılmıştır. Oluşturulan tam araç modelinin PI kontrolü yapılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Oluşturulacak sistemde, önden çekiş bir hidrostatik tahrik tasarımı yapılmıştır. Kullanılan hidromotorlar bir redüktör ile doğrudan araç tekerlerine bağlanarak yürüyüş hareketi sağlanmıştır. Analizler gerçekleştirilirken iki adet hareket simülasyonu oluşturulmuş ve bu simülasyonlar üzerinden sistemin kontrolü ve hareket analizi gerçekleştirilmiştir.

Araç özellikleri;

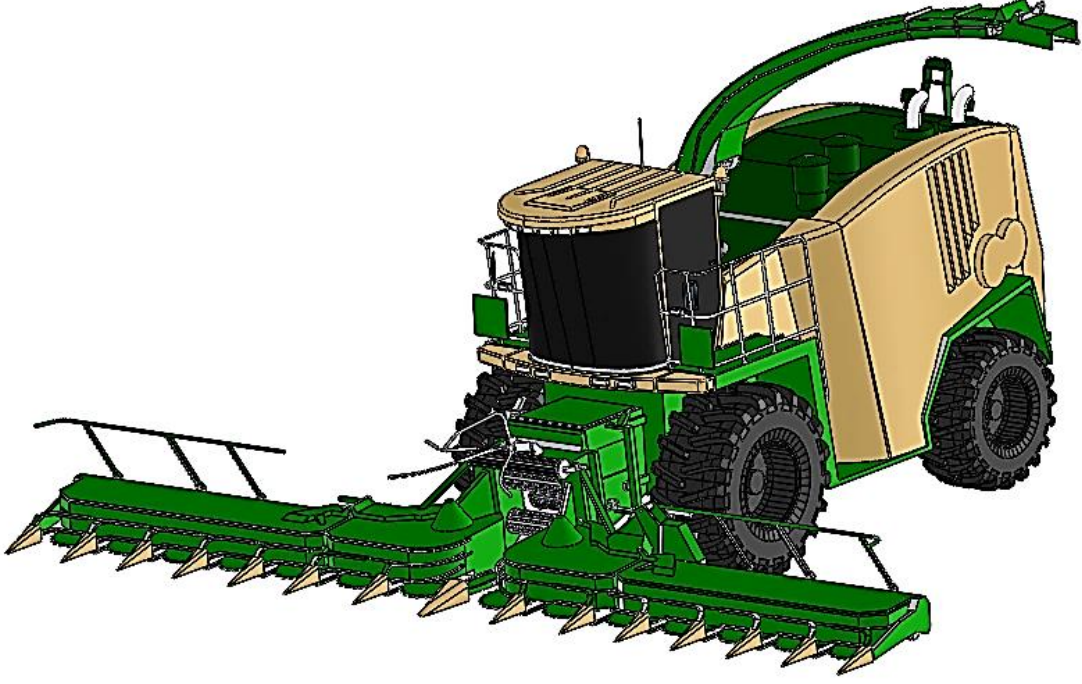
Toplam araç ağırlığı	: 12000 kg
Tahrik motoru devri	: 2200 dev/dk
Maksimum hız	: 30 km/h
Tırmanma açısı	: 20°
Sürtünme katsayısı	: 0.08
İvmelenme (en yüksek hıza ulaşma)	: 10 sn
Ön Teker	: 800/70R32 (Çap = 2000 mm)
Arka Teker	: 600/65R28 (Çap = 1500 mm)

**Çizelge 4.1** Verim değerleri

	<b>Pompa</b>	<b>Hidrolik Motor</b>
<b>Volumetrik Verim</b>	0.90	0.94
<b>Hidro-mekanik Verim</b>	0.91	0.96

Ağırlıktan dolayı tekerlerde %10 çap kaybı olacağı düşünülmüş ve ön teker çapı 1800mm, arka teker çapı 1350mm olarak hesaba katılmıştır.

Şekil 4.1'de Solidworks ortamında araç modeli gösterilmektedir.



Şekil 4.1 Araç modeli

#### 4.1. Araç Hareket Denkleminin Oluşturulması

Hidrostatik yürüyüş sisteminde, hidrolik sistem kullanılarak mekanik giriş gücü yine mekanik çıkış gücü olarak elde edilir. Bu çalışmada, hidrostatik tahrik sistemine sahip aracın yürüyüş modeli oluşturulurken, güç, tork ve açısal hız ilişkisi Denklem 3.7’de yazıldığı şekilde elde edilmiştir. Böylece sisteme tork girdisi yapılarak, istenilen çıkış hızı ayarının yapılması mümkün kılınmıştır. Tork elde edilirken ilk olarak aracın maksimum kuvvet değeri ( $F_{max}$ ) belirlenmelidir. Bu kuvvet; denklem 4.1’de gösterildiği gibi aracın hareketi sırasında oluşacak, sürtünme, yokuş ve ivmelenme dirençlerini içeren bir denklem yardımıyla hesaplanmıştır.

$$F_{max} = G. (f. \cos\alpha + \sin\alpha + \frac{V_{max}}{g.t}) \quad (4.1)$$

Burada araç kütlesi 12000 kg, tırmanma açımız,  $20^\circ$ , sürtünme katsayımız 0.08 ve belirlenen en yüksek hızımız 30 km/h olarak alınmış;

$$F_{max} = 12000 \times 9.81 (0.08 \times \cos 20 + \sin 20 + 30 / (9.81 \times 10 \times 3.6) ) .$$

$$F_{max} = 59112 \text{ N}$$

olarak elde edilmiştir.

Tork ise, Denklem 4.2’de gösterildiği şekilde hesaplanmıştır.

$$T = F_{max} \times R \quad (4.2)$$

$$T = 59112 \times 0.9 = 53200.8 \text{ N.m (Ön tekerlerde oluşan toplam tork)}$$

Tek tekere iletilen tork ise Denklem 4.3'de gösterildiği gibi hesaplanmıştır.

$$T/2 = 53200.8 / 2 = 26600.4 \text{ N.m} \quad (4.3)$$

Hareket denklemi oluşumunda kullanılan araç ön-arka teker çapları ve hız bağıntıları aşağıda gösterildiği gibidir.

$$R = 900 \text{ mm (ön teker yarıçapı)}$$

$$r = 650 \text{ mm (arka teker yarıçapı)}$$

$$y_1 = R \times \Theta_1$$

$$y_2 = 0.75y_1$$

$$\dot{\Theta}_2 = 0.75 \times \dot{\Theta}_1 \quad \text{ve} \quad x = 2 y_1 \text{ ise;}$$

$$\dot{x} = 2 \times R \times \dot{\Theta}_1 \quad \text{ve} \quad \dot{x} = 2 \times R \times \dot{\Theta}_1$$

Toplam araç kütlesi ve sistemin toplam gücü sırasıyla Denklem 4.4 ve 4.5 gösterilen şekilde hesaplanmıştır.

$$M_T = M_{\text{gövde}} + m_{\text{ön}} + m_{\text{arka}} \quad (4.4)$$

$$\frac{d}{dt} (E_k + E_p) = P \quad (4.5)$$

Sistemin potansiyel enerjisi bulunmadığından kinetik enerji toplamı;

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot M_{\text{gövde}} \cdot \dot{x}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{\text{ön}} \cdot \dot{y}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot (J_{\text{ön}}) \cdot \dot{\Theta}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{\text{arka}} \cdot \dot{y}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot (J_{\text{arka}}) \cdot \dot{\Theta}_2^2$$

olarak yazılmıştır.

Burada kullanılan ön ve arka tekerlerin atalet momentleri;

$$(J_{\text{ön}} = m_{\text{ön}} \cdot R^2)$$

$$(J_{\text{arka}} = m_{\text{arka}} \cdot r^2)$$

olarak denklemde yerine yazılmış ve toplam kinetik enerji;

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot M_{\text{gövde}} \cdot \dot{x}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{\text{ön}} \cdot \dot{y}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot (m_{\text{ön}} \cdot R^2) \cdot \dot{\Theta}_1^2 \\ + \frac{1}{2} \cdot m_{\text{arka}} \cdot \dot{y}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot (m_{\text{arka}} \cdot r^2) \cdot \dot{\Theta}_2^2$$

şeklinde elde edilmiştir. Bu ifadede aşağıda gösterilen hız eşitlikleri yerine yazıldığı zaman kinetik enerji;

$$y_2 = 0.75y_1$$

$$\dot{\theta}_2 = 0,75 \times \dot{\theta}_1$$

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot M_{gövde} \cdot (2 \cdot R \cdot \dot{\theta}_1)^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{ön} \cdot (R \cdot \dot{\theta}_1)^2 + \frac{1}{2} \cdot (m_{ön} \cdot R^2) \cdot \dot{\theta}_1^2$$

$$+ \frac{1}{2} \cdot m_{arka} \cdot (0,75 \cdot R \cdot \dot{\theta}_1)^2 + \frac{1}{2} \cdot (m_{arka} \cdot r^2) \cdot (0,75 \cdot \dot{\theta}_1)^2$$

$$E_k = [(2 \cdot M_{gövde} + m_{ön} + 0,28 m_{arka}) \cdot R^2 \cdot \dot{\theta}_1^2 + 0,28 \cdot m_{arka} \cdot r^2 \cdot \dot{\theta}_1^2]$$

olarak bulunmuştur.

Güç, tork ve açısal hız bağlantısı oluşturulduğu durumda sistemin hareket denklemleri aşağıda gösterildiği gibi ifade edilmiştir.

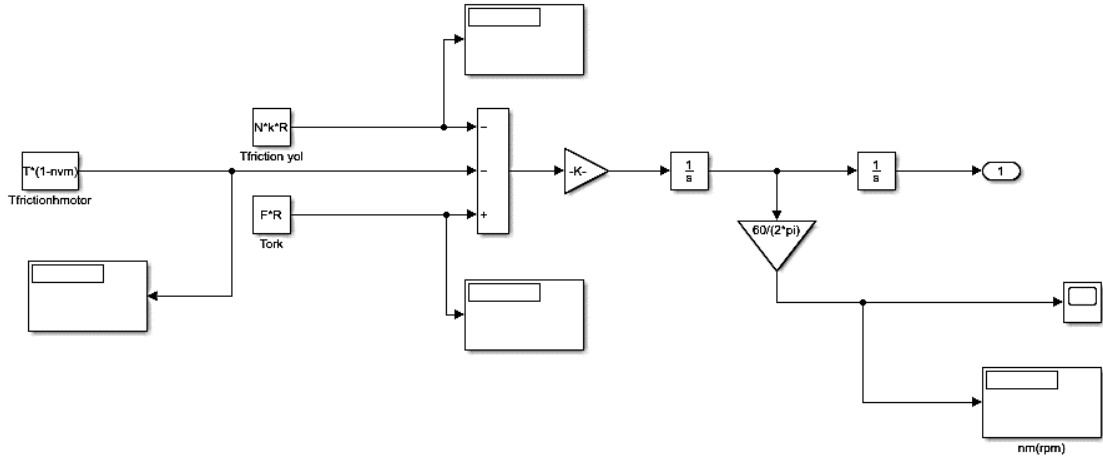
$$\frac{d}{dt}(E_k + E_p) = T \times \dot{\theta}$$

$$\frac{d}{dt} [(2 \cdot M_{gövde} + m_{ön} + 0,28 m_{arka}) \cdot R^2 \cdot \dot{\theta}_1^2 + 0,28 \cdot m_{arka} \cdot r^2 \cdot \dot{\theta}_1^2] = T \times \dot{\theta}$$

$$[2 \cdot (2 \cdot M_{gövde} + m_{ön} + 0,28 m_{arka}) \cdot R^2 \cdot \dot{\theta} \cdot \ddot{\theta} + 0,28 \cdot m_{arka} \cdot r^2 \cdot \dot{\theta} \cdot \ddot{\theta}] = T \times \dot{\theta}$$

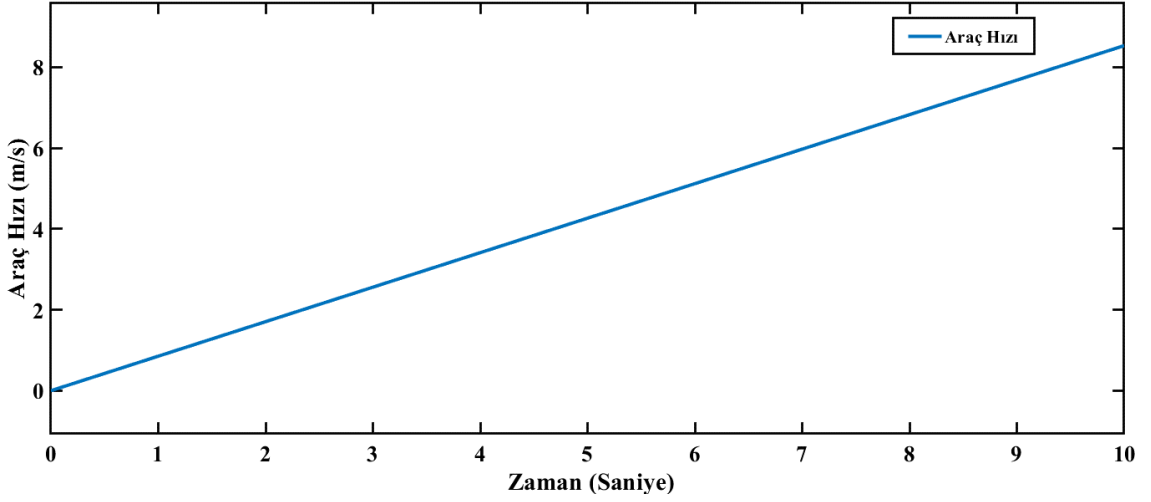
$$[(4 \cdot M_{gövde} + 2 \cdot m_{ön} + 0,56 m_{arka}) \cdot R^2 \cdot \ddot{\theta} + 0,56 \cdot m_{arka} \cdot r^2 \cdot \ddot{\theta}] = T$$

Sistemin hareket denklemleri oluşturulduktan sonra, MATLAB/Simulink ortamında modelleme işlemi gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.2’de sistemin MATLAB/Simulink ortamında oluşturulan yürüyüş modeli gösterilmiştir.



Şekil 4.2 MATLAB/Simulink ortamında oluşturulan matematiksel model

Şekil 4.3’de MATLAB/Simulink ortamında modellenen aracın hız grafiğini gösterilmiştir.



Şekil 4.3 MATLAB/Simulink ortamında modellenen araçın hız grafiği

MATLAB/Simulink modellemesi ile 10 saniyelik bir simülasyon oluşturulmuştur. Elde edilen grafikte aracın 10 saniyede 8.53 m/s (30.7 km/h) hıza ulaştığı görülmektedir. Yapılan hesaplamalarda aracın maksimum hızı 30 km/h ve maksimum hıza ulaşma süresi 10 saniye olarak belirlenmiştir. Böylece simülasyon sonucunda elde edilen grafik aracın yürüyüş modelinin doğruluğunu göstermektedir.

#### 4.2. Hidrolik Sistem Tasarım

Hidrostatik tahrik sistemi tasarımı gerçekleştirilirken sistemin toplam çevrim faktörü (R) belirlenmelidir. Elde edilen toplam çevrim faktörü ile araç için gerekli malzeme seçimi yapılabilmektedir.

Elde edilen maksimum kuvvet değerinden sonra toplam çevrim faktörümüz Denklem 3.1 de gösterildiği gibi;

$$R = \frac{59112 \times 30}{3600 \times 185 \times 0.74}$$

$$R = 3.25$$

olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan çevrim faktörünün hem hidromotor hem de hidrolik pompa için yaklaşık olarak eşit olduğundan ( $R_{\text{motor}} = R_{\text{pompa}}$ ); hidromotor ve hidrolik pompa çevrim faktörleri Denklem 4.5’de gösterildiği gibi hesaplanmıştır.

$$R = R_{\text{motor}} \times R_{\text{pompa}} \quad (4.5)$$

$$R_{\text{motor}} = R_{\text{pompa}} = 1.80$$

Yapılan çevrim faktörü hesabında;  $R < 3,5$  olduğundan, sistem hidrolik tasarımı gerçekleştirilirken, değişken deplasmanlı hidrolik pompa ve sabit deplasmanlı hidrolik motor seçimi yapılmıştır.

Tasarımın bundan sonraki aşamasında hidrolik pompa ve hidrolik motor deplasmanları ve debileri belirlenmiştir. Hidrolik pompa deplasmanı ( $D_p$ ) ve debi ( $Q_p$ ) hesabı sırasıyla Denklem 3.3 ve 3.4'de gösterilmiş olan ifadelerle hesaplanmıştır.

$$D_p = \frac{167 \times 59112 \times 30}{400 \times 2200 \times 0.82 \times 1.80} = 228 \text{ cc}$$

$$Q_p = 228 \times 2200 \times 10^{-3} = 501.6 \text{ lt/dk}$$

Hidrolik pompa hesabı gerçekleştirildikten sonra Denklem 3.6'da verildiği gibi hidromotor deplasmanı ( $D_m$ ) hesaplanmıştır.

$$D_m = \frac{167 \times 59112 \times 30}{400 \times 2650 \times 0.9 \times 2} = 155.2 \text{ cc}$$

Hidromotor ve hidrolik pompa hesaplamaları gerçekleştirildikten sonra hidromotora iletilen tork ve hidromotor devri hesaplanmalıdır. Açısal hız, Denklem 4.6'da gösterildiği gibi hesaplanmıştır.

$$V_{\max} = \omega \times R \quad (4.6)$$

$$30 \times 1000/3600 = \omega \times 0.9$$

$$\omega = 9.25 \text{ rad/s} = 88.42 \text{ dev/dk}$$

Hidromotora iletilen tork değeri hesaplanırken Denklem 4.3'de gösterildiği gibi elde ettiğimiz tek tekerde oluşan tork değeri kullanılmıştır. Sistem için 1/30 çevrim oranında redüktör kullanılmış olup, hidromotora iletilen tork ( $T_m$ ) Denklem 4.7'de gösterildiği gibi hesaplanmıştır.

$$T_m = 26600 / 30 = 886.66 \text{ N.m} \quad (4.7)$$

Hidromotor devri ise denklem 3.5'de gösterildiği gibi;

$$n_m = \frac{2,65 \times 30 \times 30}{0.9} = 2650 \text{ dev/dk}$$

olarak hesaplanmıştır.

### 4.3. Hidrolik Sistem Modellemesi ve Kontrolü

Bu tez kapsamında; araç hidrolik modeli, MATLAB/Simhydraulic arayüzü kullanılarak tasarlanmıştır. Daha sonra Solidworks ortamında oluşturulan araç katı

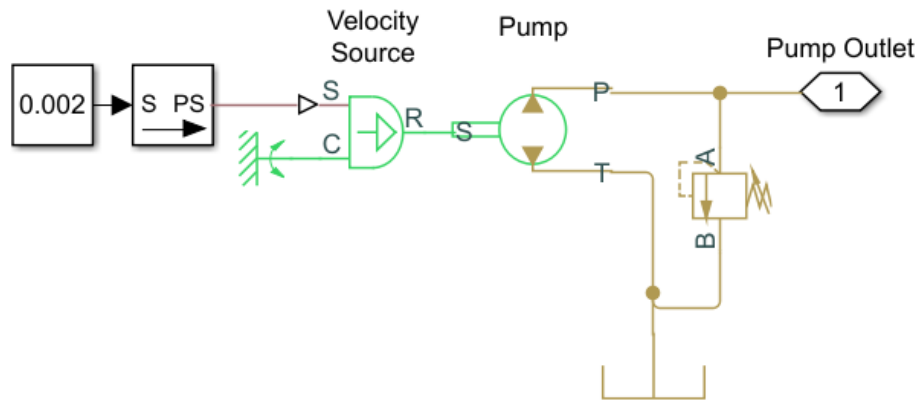


Block Parameters: Variable-Displacement Pump1

Parameters	
Displacement parameterization:	Maximum displacement and control member stroke
Maximum stroke:	0.005 m
Maximum displacement:	228 cm <sup>3</sup> /rev
Leakage and friction parameterization:	Analytical
Nominal shaft angular velocity:	180 rad/s
Nominal pressure gain:	400e5 Pa
Nominal kinematic viscosity:	18 cSt
Nominal fluid density:	900 kg/m <sup>3</sup>
Volumetric efficiency at nominal conditions:	0.92
No-load torque:	0.05 N*m
Friction torque vs. pressure gain coefficient at maximum displacement:	0.6e-6 N*m/Pa
Displacement threshold for pump-motor transition:	0.5 cm <sup>3</sup> /rev


Şekil 4.4 Değişken deplasmanlı pompa parametreleri

Sistemde oluşacak kaçak, sızıntı ve kayıpların giderilmesi için bir şarj pompası sistemi kullanılmıştır. Şarj pompası alt sistemi Şekil 4.5’de gösterilmiştir.



Şekil 4.5 Şarj pompası alt sistemi

Basınç emniyet valfleri, herhangi bir nedenden dolayı oluşabilecek yüksek basıncı sınırlandırarak sistemi çalışma basıncında tutmakla ve yüksek basınçtan korumakla görevli hidrolik elemanlardır. Şekil 4.6’da hidrolik modelde kullanılan basınç emniyet valfi parametreleri gösterilmiştir.

 Block Parameters: Pressure Relief Valve B

**Pressure Relief Valve**

This block represents a hydraulic pressure relief valve as a data sheet-based model. The valve remains closed while pressure at the valve inlet is lower than the valve preset pressure. When the preset pressure is reached, the valve control member is forced off its seat, thus creating a passage between the inlet and outlet. Some fluid is diverted to a tank through this orifice, thus reducing the pressure at the inlet. If this flow rate is not enough and pressure continues to rise, the area is further increased until the control member reaches its maximum.

Connections A and B are hydraulic conserving ports. The block positive direction is from port A to port B.

**Settings**

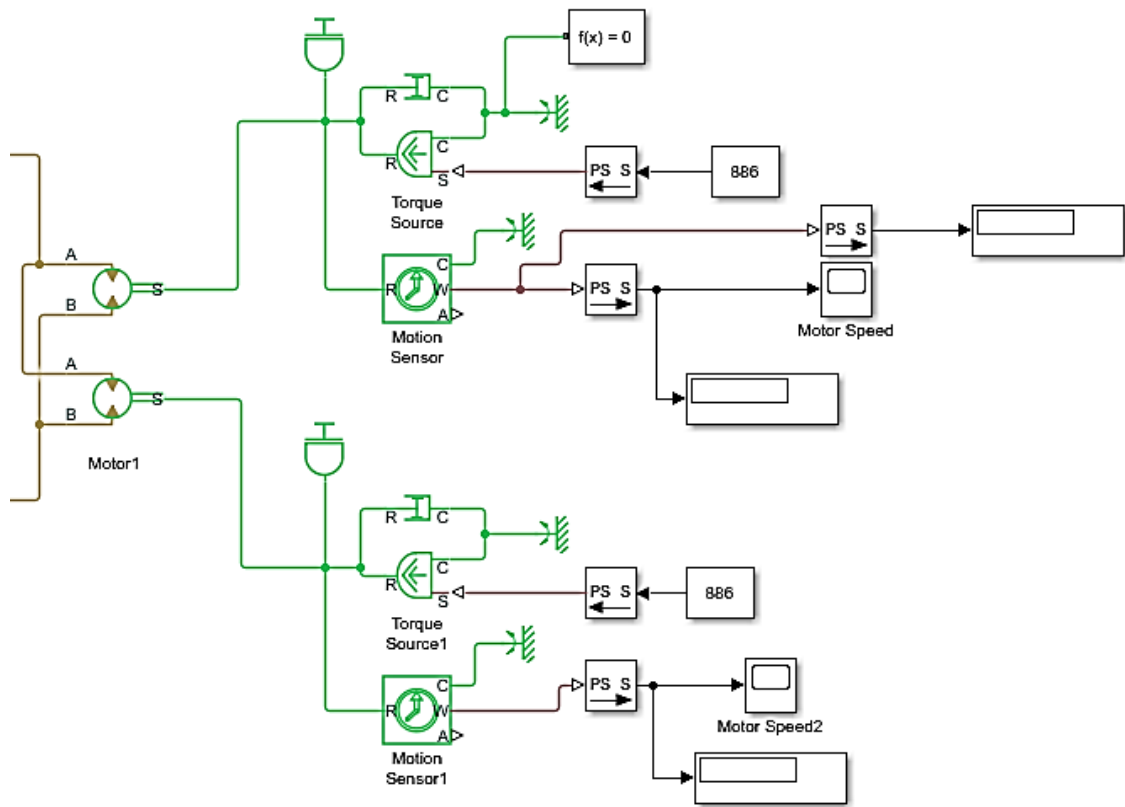
**Parameters**

Opening area parameterization:	Linear area-pressure relationship	
Maximum passage area:	1e-04	m <sup>2</sup>
Valve pressure setting:	400e+05	Pa
Valve regulation range:	3.58e+05	Pa
Flow discharge coefficient:	0.7	
Leakage area:	1e-12	m <sup>2</sup>
Laminar transition specification:	Pressure ratio	
Laminar flow pressure ratio:	0.999	
Opening dynamics:	Do not include valve opening dynamics	

Şekil 4.6 Basınç emniyet valfi parametreleri

Hidromotorlar, hidrolik pompadan çıkan akışkan enerjisini mekanik işe çevirerek hareketi sağlayan hidrolik elemanlardır.

Hidrolik modelleme gerçekleştirilirken hidromotora bir tork girdisi yapılarak sisteme karşı yük oluşturulmuş ve hidromotordan hız çıktısı alınmıştır. Tork kaynağına girdi olarak verilen tork, tasarımda Denklem 4.2’de gösterilen şekilde hesaplanan tork değeridir. Daha sonra hareket sensörü yardımı ile hidromotorun dönüş hızı ölçülmüştür. Hidromotor modellemesi Şekil 4.7’de gösterilmiştir.



Şekil 4.7 Hidromotor ve yük modellenmesi

. Hidromotor parametreleri ise tasarım sırasında elde edilmiş ve bulunarak modele eklenmiştir. Şekil 4.8’de hidromotor parametreleri gösterilmiştir.

Block Parameters: Motor1

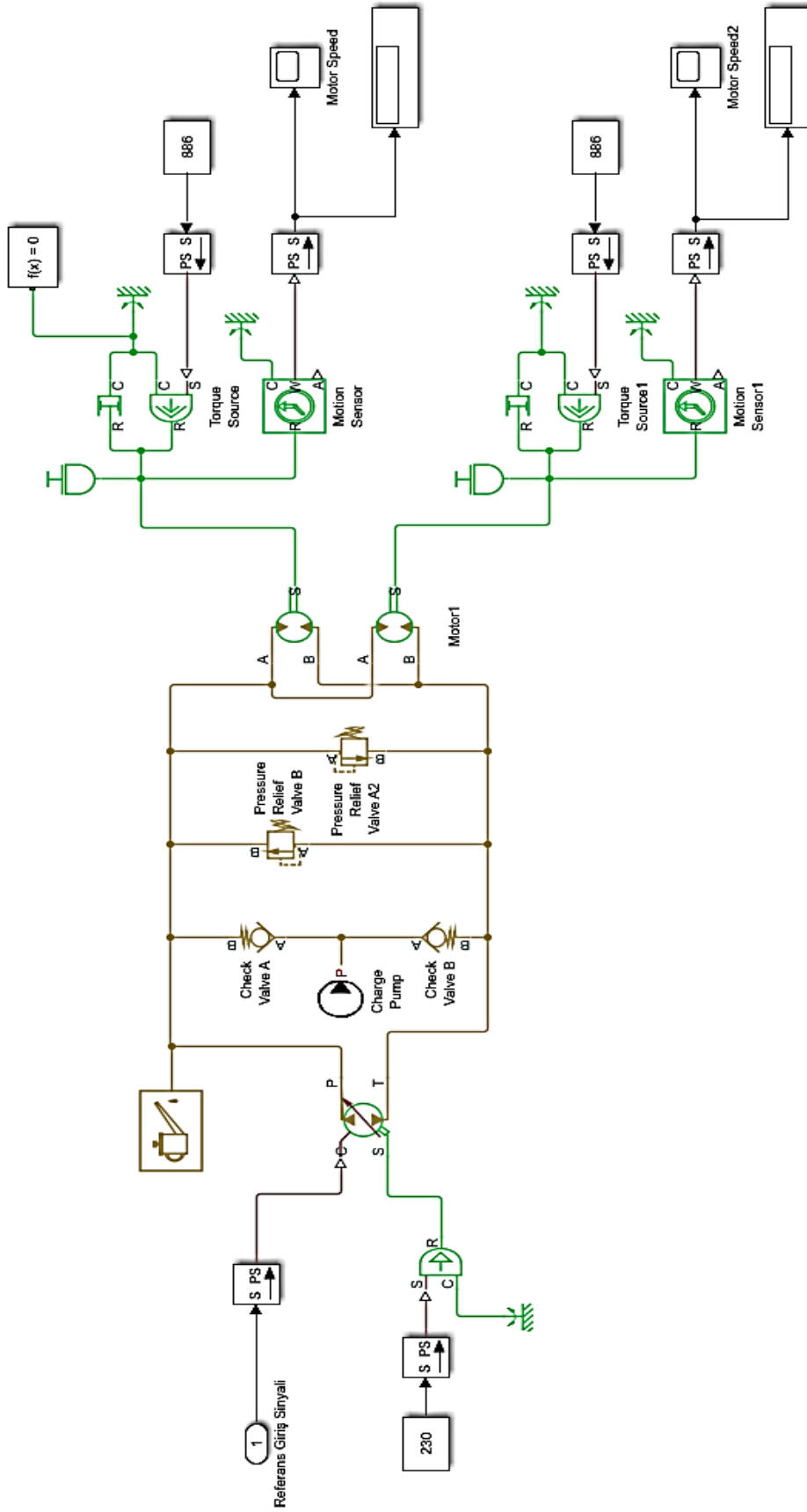
Settings

Parameters

Displacement:	155	cm <sup>3</sup> /rev
Leakage and friction parameterization:	Analytical	
Nominal shaft angular velocity:	188	rad/s
Nominal pressure drop:	10000000	Pa
Nominal kinematic viscosity:	18	cSt
Nominal fluid density:	900	kg/m <sup>3</sup>
Volumetric efficiency at nominal conditions:	0.92	
No-load torque:	0	N*m
Friction torque vs. pressure drop coefficient:	$1*(5e-06)*(1-(0.8)/(0.92))$	N*m/Pa
Check if lower side pressure violating minimum valid condition:	None	

Şekil 4.8 Hidromotor parametreleri

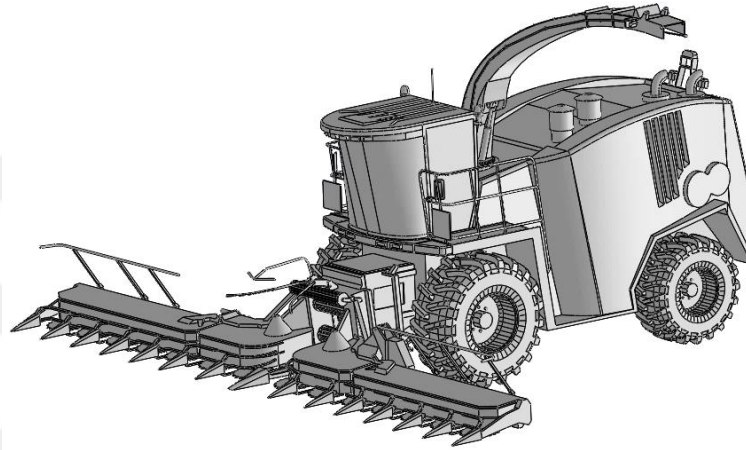
Oluşturulan tam hidrolik model ise aşağıdaki Şekil 4.9’da gösterilmiştir.



Şekil 4.9 Hidrolik Sistem Modeli

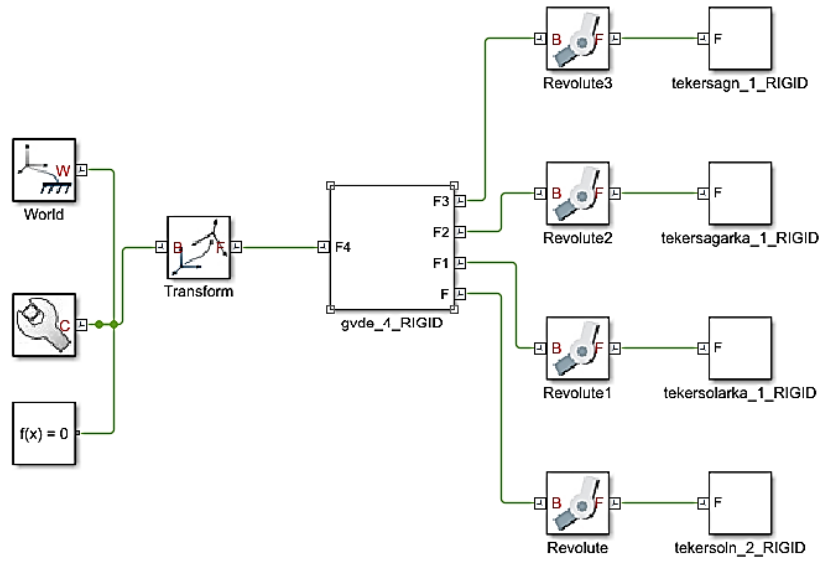
### 4.3.2. Hidrolik ve mekanik model entegrasyonu

Araç katı modeli Solidworks ortamında oluşturulmuştur. Solidworks programında model üzerinde yapılan düzenlemeler ve iyileştirmeler ile araç katı modeli toplam 5 parça (gövde, ön ve arka tekerler) olacak şekile indirgenmiştir. Oluşturulan katı model, programlar arası, Solidwork-MATLAB/Simmechanics bağlantısı kurularak Simmechanics ortamına aktarılmıştır. Şekil 4.10'da sistemin Solidworks ortamında oluşturulan tasarımı verilmiştir.



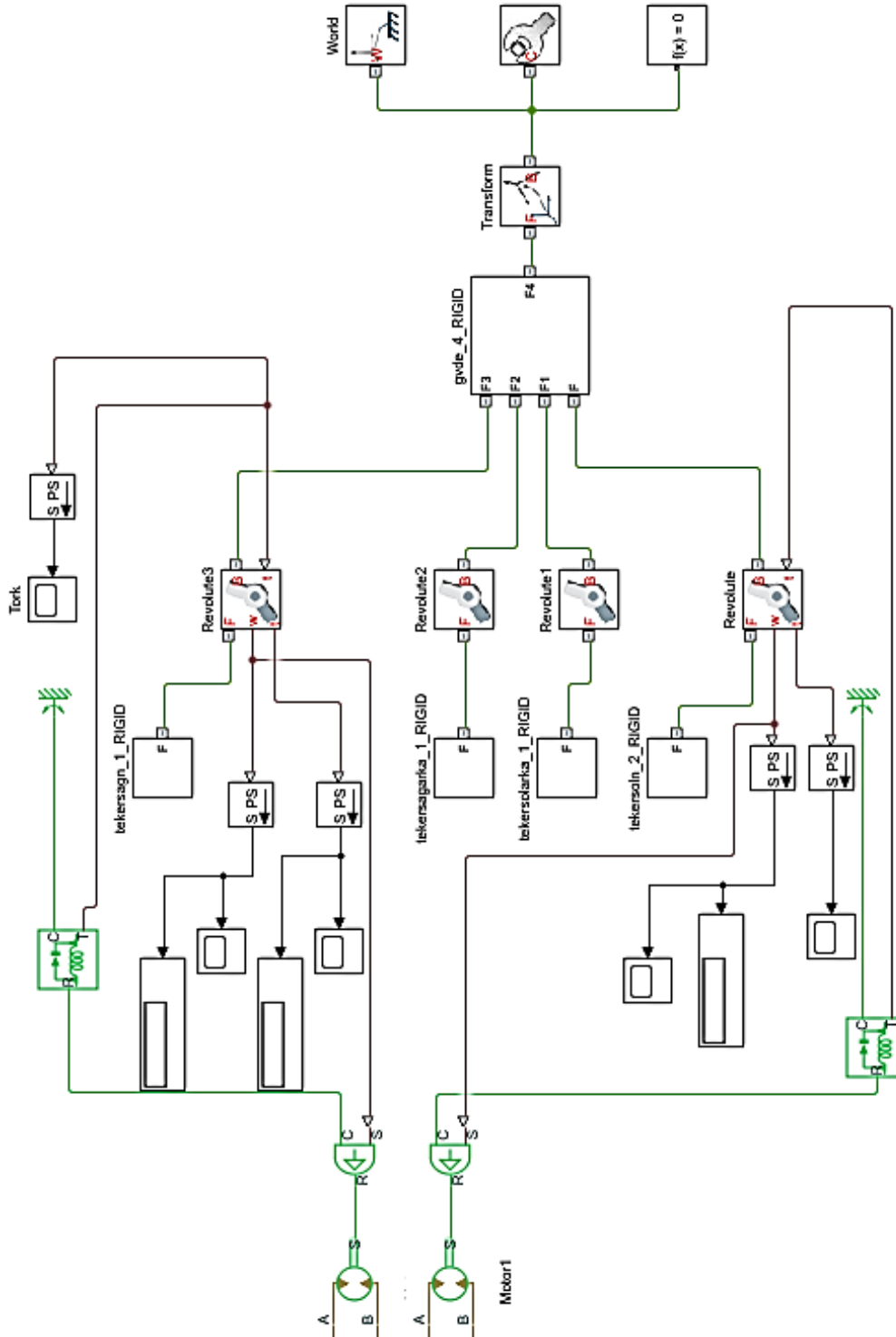
Şekil 4.10 Üç boyutlu tasarım modeli

MATLAB/Simmechanics ortamına aktarılmış araç modeli Şekil 4.11'de verilmiştir.

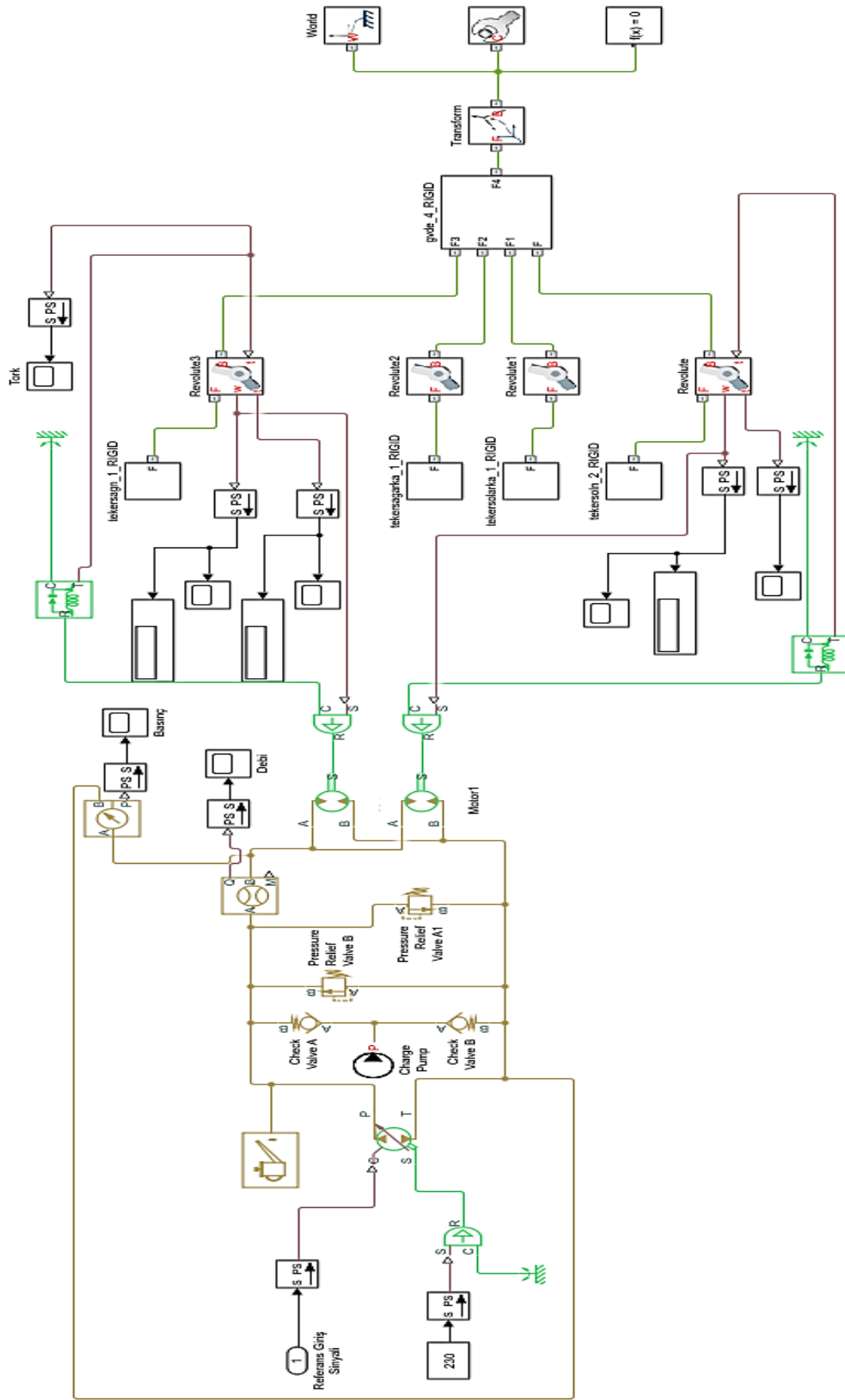


Şekil 4.11 Solidwork ortamında oluşturulan üç boyutlu tasarım modelinin MATLAB/Simmechanics ortamına aktarılmış mekanik modeli

Sistemin mekanik ve hidrolik model entegrasyonu gerçekleştirilirken, hidromotor çıkışına bir açısal hız kaynağı eklenmiştir. Daha sonra hidromotordan alınan açısal hız çıktısı tork sensörü sayesinde sağ ön ve sol ön tekerlere tork girdisi olarak verilmiş ve tekerlerden hız çıktısı alınmıştır. Şekil 4.12’de sistemin mekanik ve hidrolik bağlantısı gösterilmiştir.



Şekil 4.12 Hidromotor ve üç boyutlu tasarım modelinin birleştirilmesi



**Sekil 4.13** MATLAB/Simmechanics ve MATLAB/Simhydraulics ile sistemin modellenmesi

Şekil 4.13’de gösterilen model; aracın katı modelinin MATLAB/Simmechanics ortamına aktarılarak elde edilen mekanik modeli ile MATLAB/Simhydraulic programında modellenen hidrolik modelinin birleştirilmesiyle elde edilmiş tam araç modelidir. Tam araç modeli oluşturulduktan sonra, MATLAB/Simulink ortamında oluşturulan yürüyüş modeli ile birleştirilerek aracın hidrostatik tahrik sistemi ile yürüyüş modeli elde edilmiştir. Tekerlere iletilen tork değeri, yürüyüş modeline girdi olarak verilerek araç hız çıktısı alınmıştır. Çizelge 4.2’de sistem parametreleri gösterilmiştir.

**Çizelge 4.2** Sistem parametreleri

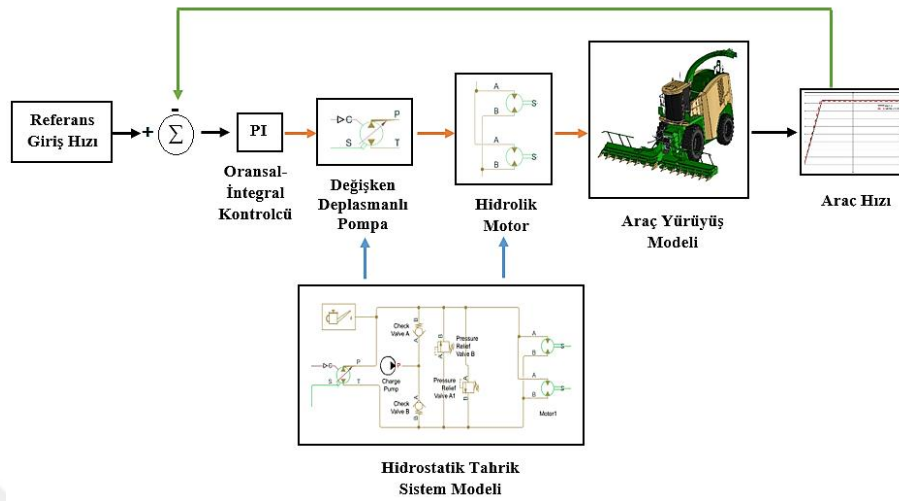
<b>Maksimum Araç Hızı</b>	30 km/h
<b>Hidrolik Sisteme İletilen Tahrik Motoru Gücü</b>	185 kW
<b>Ön Teker Yarıçapı</b>	900 mm
<b>Hidrolik Pompa Deplasmanı</b>	228 cc
<b>Hidrolik Pompa Devri</b>	2200 dev/dk
<b>Basınç Emniyet Valfi Ayar Basıncı</b>	400 bar
<b>Hidrolik Motor Deplasmanı</b>	145 cc
<b>Hidrolik Motor Devri</b>	2650 dev/dk
<b>Maksimum Tork</b>	886 N.m
<b>Tırmanma Kapasitesi</b>	20°
<b>Toprak yol sürtünme katsayısı</b>	0.08

Literatürde bulunan hidrostatik tahrik sistem tasarımlarından farklı olarak, tez kapsamında sistemin mekanik ve hidrolik modellemesi, MATLAB/Simhydraulic ve MATLAB/Simmechanics programları kullanılarak yapılmıştır. Daha sonra sistemin yürüyüş denklemi MATLAB/Simulink ortamında hazırlanarak araç modeliyle birleştirilmiştir. Yapılan çalışmalarla birlikte; hidrostatik tahrik sistemine sahip bir tarım makinasının modellemesi, literatür çalışmalarında yer almayan bir şekilde gerçekleşmiş ve literatüre bu alanda katkı sağlaması öngörülmüştür.

### 4.3.3. Araç modeli hız kontrolü

MATLAB/Simhydraulic ve MATLAB/simmechanics programlarında tasarlanan hidrolik ve mekanik modellerin bağlantısı yapıldıktan sonra, MATLAB/Simulink ortamında oluşturulan aracın yürüyüş modeli sisteme eklenmiştir. Hidromotordan alınan tork çıktısı yürüyüş modeline girdi iletilmektedir. Yürüyüş modelinden hız çıktısı

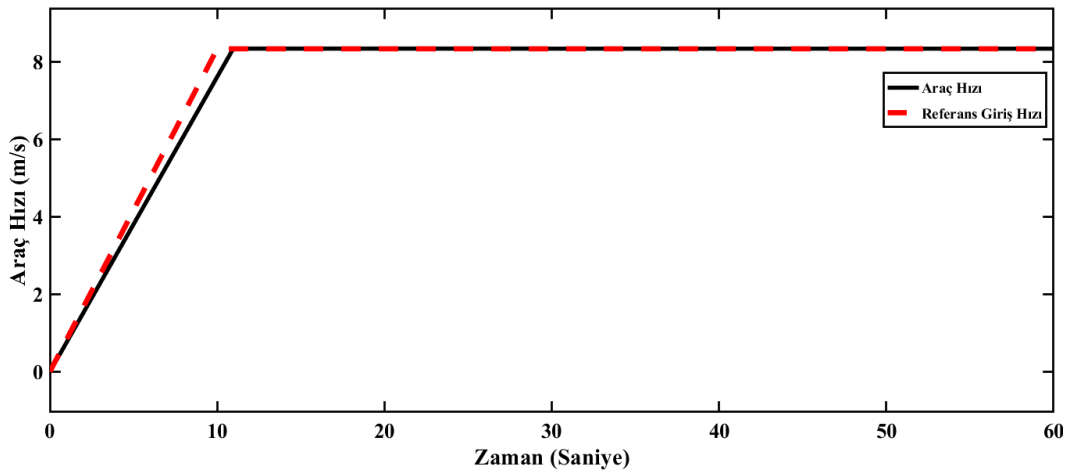
alınarak sistem geri beslemesi ile aracın PI kontrolü gerçekleştirilerek hız kontrolü yapılmıştır. Şekil 4.14’de sistemin PI kontrol modelini gösterilmiştir.



Şekil 4.14 Sistemin PI kontrollü blok diyagramı

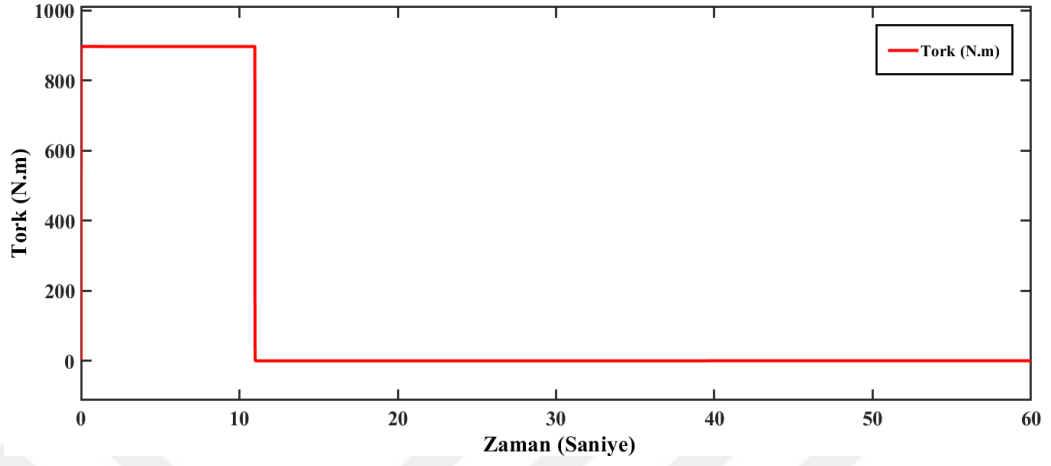
PI kontrol için  $K_p$  ve  $K_i$  değerleri MATLAB Control System Toolbox modülü yardımıyla elde edilmiştir. Aracın hız kontrolü gerçekleştirilirken iki adet simülasyon oluşturulmuş ve bu simülasyonlarda aracın hız kontrolü yapılmıştır.

Oluşturulan ilk simülasyonda; aracın 10 saniyede maksimum hıza ulaşması istenmiş ve daha sonra maksimum hız ile sürüşe devam edilerek 60 saniyelik bir hareket senaryosu oluşturulmuştur. Bu senaryoda sonucunda aracın hız grafiği Şekil 4.15’de gösterildiği gibi elde edilmiştir.

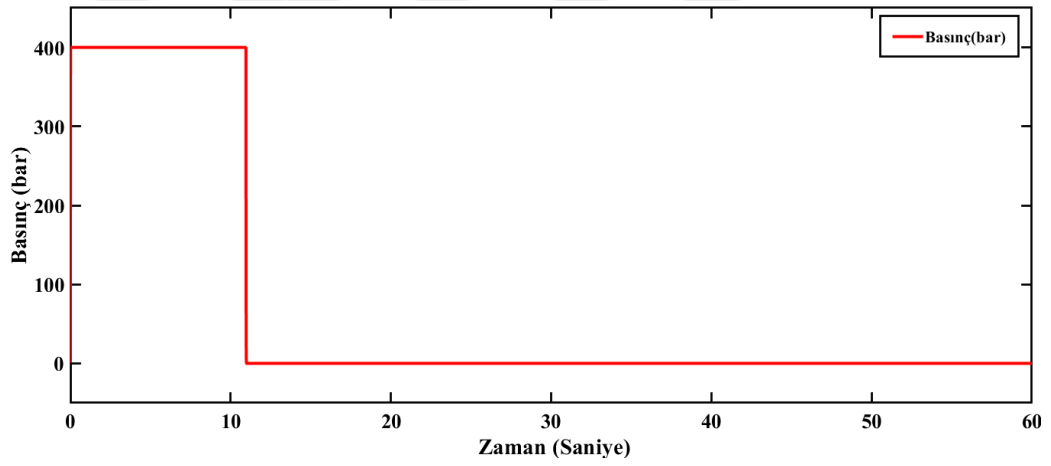


Şekil 4.15 Birinci simülasyon sonucunda PI kontrol araç hız kontrol cevabı

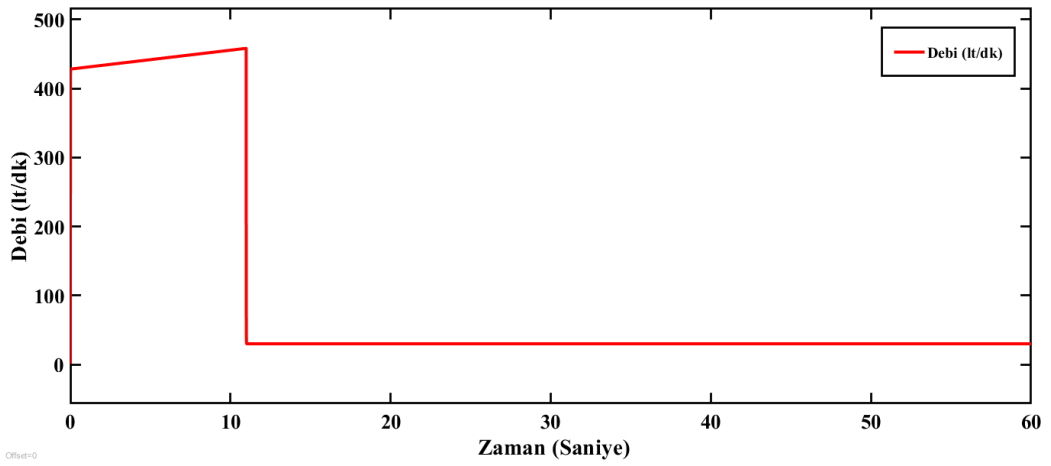
İlk simülasyonda yapılan hız kontrolü sırasında sistemde meydana gelen tork, basınç ve debi grafikleri sırasıyla Şekil 4.16, Şekil 4.17 ve Şekil 4.18’de verilmiştir.



Şekil 4.16 Birinci simülasyon sonucunda PI kontrol tork değişimi

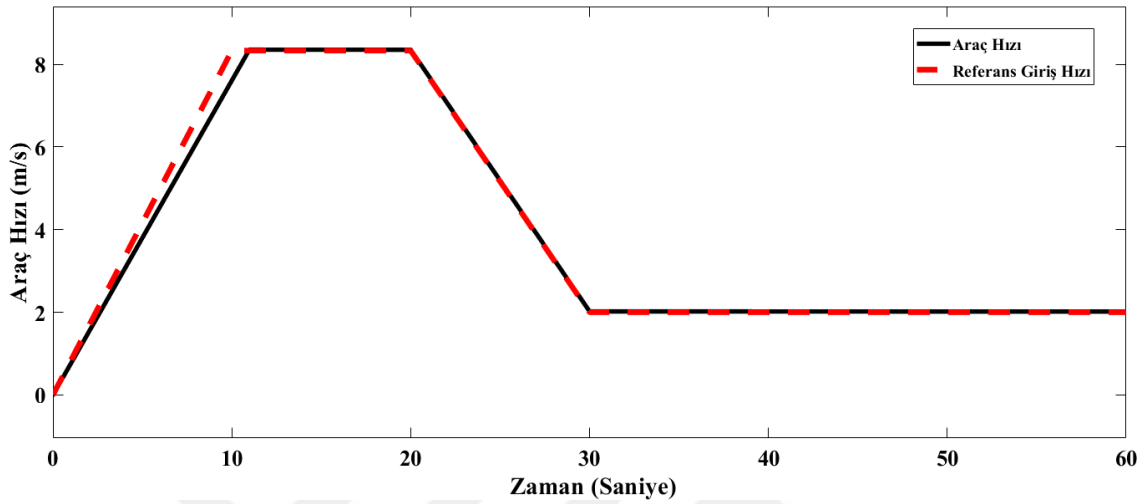


Şekil 4.17 Birinci simülasyon sonucunda PI kontrol basınç değişimi



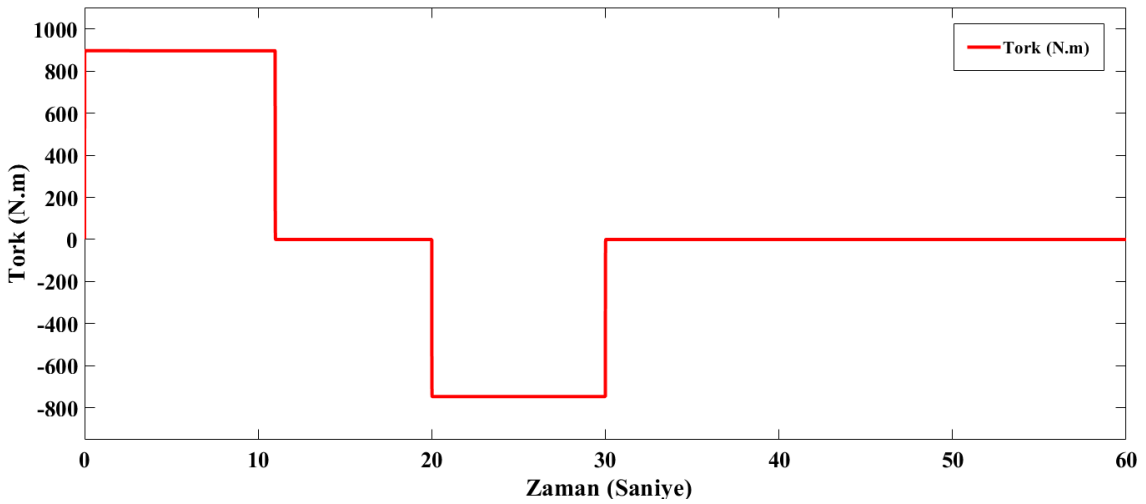
Şekil 4.18 Birinci simülasyon sonucunda PI kontrol debi değişimi

Oluşturulan ikinci simülasyonda ise aracın tekrar 10 saniyede maksimum hıza ulaşması istenmiştir. Daha sonra araç hızı 7 km/h'a düşürülerek sabit hızda hareket etmesi sağlanmış ve aracın hız kontrolü gerçekleştirilmiştir. İkinci simülasyon için aracın hız grafiği Şekil 4.19'da gösterilmiştir.



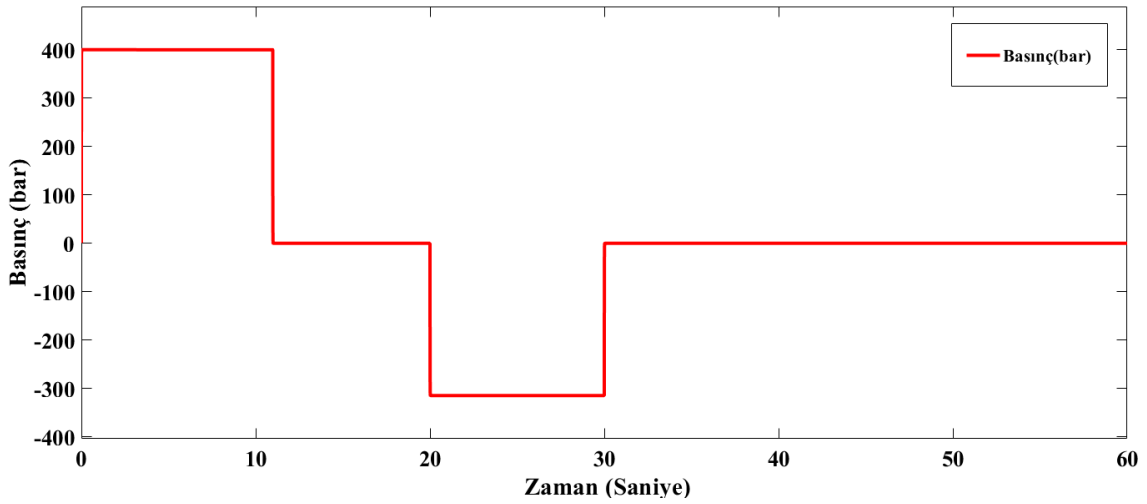
Şekil 4.19 İkinci simülasyon sonucunda PI kontrol araç hız cevabı

İkinci simülasyon sonrasında elde edilen tork grafiği Şekil 4.20'de gösterilmiştir.

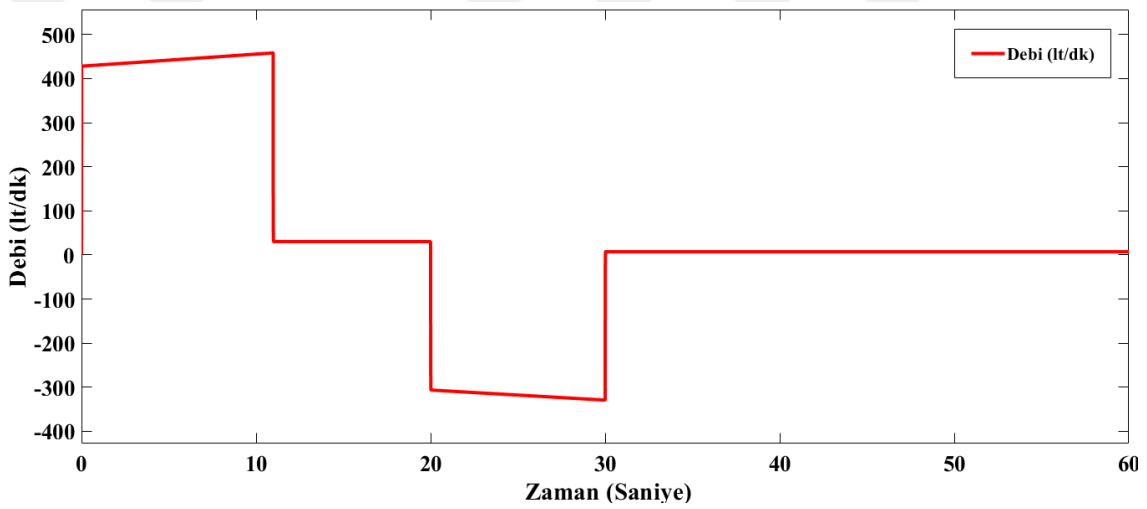


Şekil 4.20 İkinci simülasyon sonucunda PI kontrol tork değişimi

Oluşan basınç ve debi değişim grafikleri ise sırasıyla Şekil 4.21 ve Şekil 4.22'de gösterilmiştir.



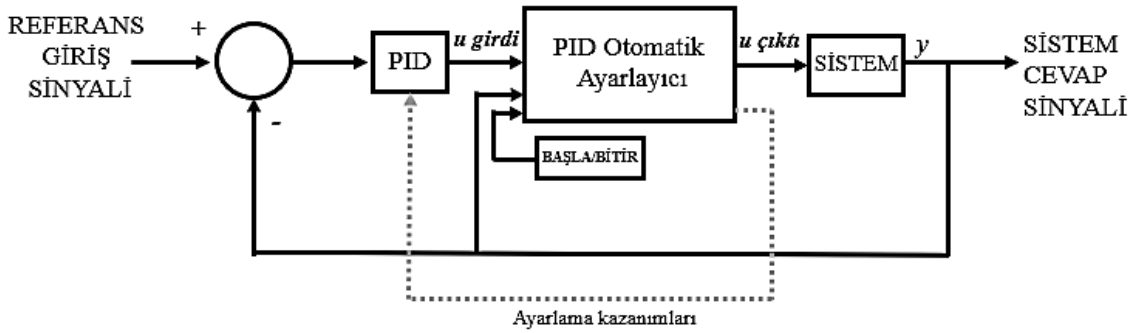
Şekil 4.21 İkinci simülasyon sonucunda PI kontrol basınç değişimi



Şekil 4.22 İkinci simülasyon sonucunda PI kontrol debi değişimi

Araç hız kontrolü gerçekleştirilirken, PI denetleyici tasarımında, kazanç parametreleri optimizasyonu MATLAB/Simulink/Control System Toolbox modülü kullanılarak yapılmıştır. Bu modül yardımıyla kazanç parametrelerini ayarlama işlemi, PID otomatik ayarlayıcı blokları sayesinde gerçekleştirilmiştir.

PID otomatik ayarlayıcı blokları, bir frekans tepkisi tahmin deneyi gerçekleştirerek çalışmaktadır. Bloklar, sisteme test sinyalleri göndererek, tahmini frekans yanıtına göre PID kazançlarını ayarlamaktadır. Şekil 4.23'de verilen şematik diyagram ile genel olarak bir PID otomatik ayar bloğunun bir kontrol sistemine nasıl uygulandığı gösterilmiştir. (Mathworks Documents, 2017)



Şekil 4.23 PID otomatik ayar kontrol şeması

Otomatik ayarlama işlemi başlayana kadar, otomatik ayarlayıcı bloğu kontrol sinyalini doğrudan “u” girişinden “u” çıkışındaki sistem girişine aktarır. Bu durumda, modülün sistem performansı üzerinde hiçbir etkisi olmamaktadır.

Otomatik ayarlama işlemi başladığında, blok, sistem giriş-çıkış verilerini toplamak ve gerçek zamanlı olarak frekans yanıtını tahmin etmek için “u” çıkışına bir test sinyali gönderir.

Test sinyali gönderildikten sonra, blok, PID kazançlarını hesaplamak için tahmini frekans yanıtını kullanmaktadır. Ayarlama algoritması, belirlenen kontrol bant genişliğini ve faz marjını elde ederken performansı ve sağlamlığı dengelemeyi amaçlamaktadır. Otomatik ayarlama bloğu, ayarlanmış kazançları, PID denetleyicisine aktarmak için, mantığı yapılandırabilmekte ve kapalı döngü performansının gerçek zamanlı olarak doğrulanmasına olanak tanımaktadır.

İlk olarak sistemin, oransal-integral-türevsel (PID) kontrolcü tasarımı gerçekleştirilmiş elde edilen kazanç parametreleri ile araç hızında dalgalanmalar meydana gelmiş, istenilen sistem kriterleri sağlanamamıştır. Daha sonra PI kontrolcü tasarımı yapılarak hız kontrolü başarı ile gerçekleştirilmiştir. İlk simülasyon için yapılan optimizasyonda elde edilen kazanç parametreleri,  $K_p=1.53$  ve  $K_i=0.015$  olarak belirlenmiştir. İkinci simülasyon optimizasyonunda ise kazanç parametreleri,  $K_p=1.5067$  ve  $K_i= 0.00867$  olarak elde edilmiştir.

Elde edilen grafiklere görüldüğü gibi, aracın hız kontrolü, PI kontrolcü ile başarıyla gerçekleşmiş; hidrolik ve mekanik sistem birleşiminin uygunluğu, araç model kontrolünün başarısıyla gösterilmiştir.

Oluşturulan ilk simülasyonda elde edilen maksimum tork değeri 880 N.m olarak görülmektedir. Bu değer, sistem modellemesinin, teorik hesaplarla uyumlu olarak sistem limitleri içerisinde kaldığı gözlemlenmektedir. İlk durumda oluşan araç hız

grafiğine bağı olarak maksimum sistem basıncı 400 bar ve maksimum debi 450 lt/dk olarak elde edilmiştir. Bu değerler, sistem limitleri içerisinde kalarak, aracın kontrolünün başarılı bir şekilde gerçekleştiğini göstermektedir.

İkinci simülasyonda ise araç istenilen hız değerinde seyir halindeyken elde edilen tork, basınç ve debi değerleri sunulmuştur. Hareket esnasında oluşan maksimum tork değeri 880 N.m, maksimum sistem basıncı 400 bar ve maksimum debi 450 lt/dk olarak ölçülmüştür. Bu değerlerle birlikte, ilk simülasyonda olduğu gibi, aracın kontrolünün başarılı bir şekilde gerçekleştiği gözlemlenmiştir.

Oluşturulan simülasyonlarda elde edilen başarılı sonuçlar ile birlikte sistem üzerinde farklı PID kontrolcü tasarımları ile birlikte farklı referans giriş sinyalleri verilerek sistemin kontrolünün yapılabileceği gözlemlenmektedir. Maksimum hıza ulaşma süresi 10 saniye olarak belirlenen sistem için yapılan simülasyonlar sonucu elde edilen verilere göre, araç 11 saniyede maksimum hıza ulaşmıştır. Bu veriler doğrultusunda 60 saniye olarak analiz edilen araç kontrolünde %98.3'lük bir kontrol hassasiyeti elde edilmiştir. Simülasyonlar sonunda elde edilen maksimum sistem değerleri ile teorik hesaplamalarla elde edilen ve kullanılan değerler Çizelge 4.3'de gösterilmektedir.

**Çizelge 4.3** Teorik hesaplar ve yapılan analizler sonucunda elde edilen sistem parametreleri

	<b>Teorik Hesaplamalar</b>	<b>Simülasyon Sonuçları</b>
<b>Maksimum Araç Hızı (km/h)</b>	30	29.8
<b>Maksimum tork (N.m)</b>	886	880
<b>Maksimum Basınç (bar)</b>	400	400
<b>Maksimum Debi (lt/dk)</b>	550	450

Dünya üzerinde yaygın olarak kullanılan kendi yürür silaj makineleri sistem parametreleri ve tez kapsamında tasarımı gerçekleştirilen sistemin karşılaştırılması Çizelge 4.4'de gösterilmektedir.

**Çizelge 4.4** Dünya üzerinde yaygın olarak kullanılan kendi yürür silaj makineleri sistem parametreleri ve tez kapsamında tasarımı gerçekleştirilen sistemin parametre karşılaştırılması

	<b>John Deere (8400)</b>	<b>New Holland (FR500)</b>	<b>Class (860)</b>	<b>Tez Kapsamında Gerçekleştirilen Tasarım</b>
<b>Transmisyon Türü</b>	Hidrostatik	Hidrostatik	Hidrostatik	Hidrostatik
<b>Araç Kütlesi</b>	13000 kg	12850 kg	13000kg	12000 kg
<b>Dizel Motor Gücü</b>	369 kW	366 kW	380 kW	360 kW
<b>Motor Devri</b>	2100 d/dk	2000 d/dk	1700 d/dk	2200 d/dk
<b>Maksimum Araç Hızı</b>	30 km/h	40 km/h	40 km/h	30 km/h
<b>Cruise Control</b>	✓	✓	✓	✓

Literatürde üretimi bulunan araçlar örnek alındığında; tez kapsamında tasarımı gerçekleştirilen sistemin analizi sonucunda elde edilen verilerin benzerliği, tasarımın gerçeğe yakınlığını göstermektedir.

## 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

### 5.1 Sonuçlar

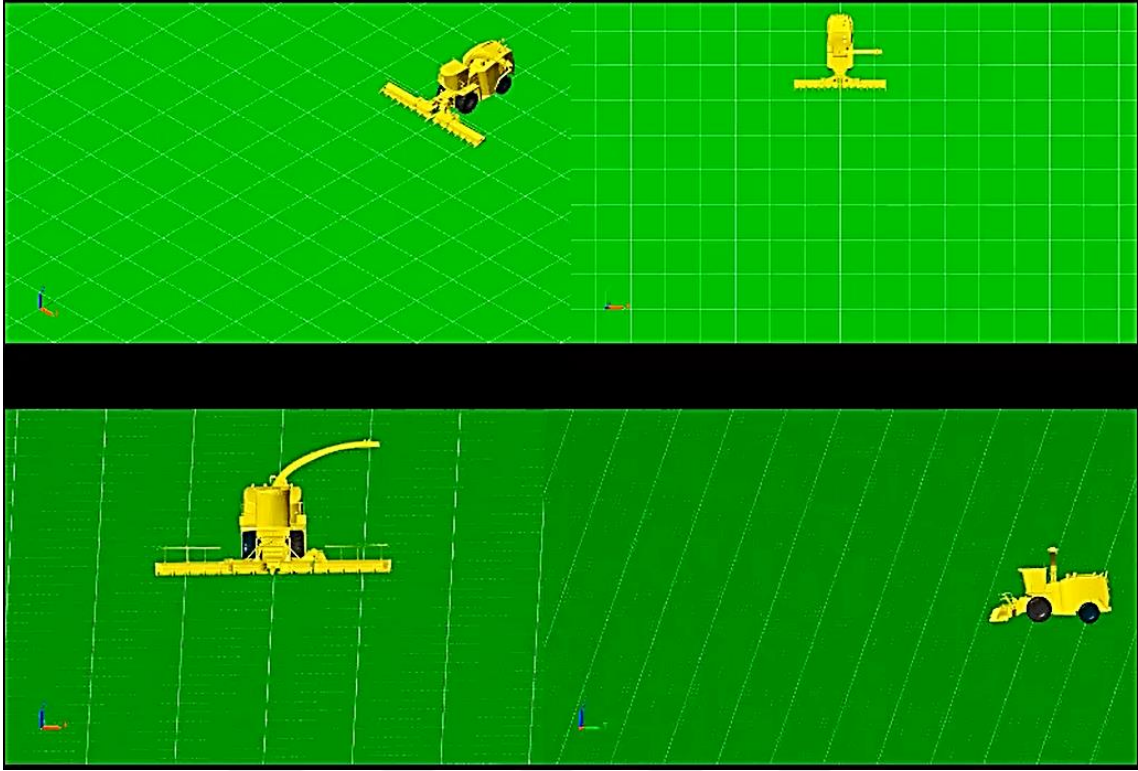
Yapılan tez çalışmasında ilk olarak, kapalı çevrim tekniği, hidrostatik tahrik sistemlerinin çalışma prensibi ve uygulama alanlarından bahsedilmiştir. Daha sonra literatürde yapılan çalışmalar gösterilmiş ve hidrostatik tahrik uygulamalarından örnekler verilmiştir. Çalışmada kapalı çevrim hidrostatik tahrik sistemine sahip bir tarım makinasının tasarımı ve dinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Araç hız kontrolü yapılarak, elde edilen çıktılar grafikler ve tablolar ile sunulmuştur.

Literatür çalışmalarından farklı olarak, sistemin modellenmesi MATLAB/Simhydraulic ve MATLAB/Simmechanics programları kullanılarak yapılmıştır.

Çalışmada ilk olarak aracın yürüyüş denklemi çıkarılmış ve MATLAB/Simulink üzerinde modellenmesi gerçekleştirilerek elde edilen çıktılar grafikler ile sunulmuştur. Hidrolik sistem modeli ise, MATLAB/Simhydraulic programı yardımıyla yapılmıştır. Daha sonra araç katı modeli MATLAB/Simmechanics ortamına aktararak aracın mekanik modeli elde edilmiştir. Elde edilen mekanik ve hidrolik model birleştirilerek tam araç modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan tam araç modeline, yürüyüş modeli eklenerek araç yürüyüş modeli tamamlanmıştır. Araç yürüyüş modeli oluşturulduktan sonra, araç hız kontrolü PI kontrolcü yardımıyla yapılmıştır. Kontrol parametreleri optimizasyonu MATLAB/Simulink/Control System Toolbox modülü yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Hız kontrolü sonucunda elde edilen veriler tablo ve grafikler yardımıyla sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar dünya genelinde yaygın olarak kullanılan kendi yürür silaj makineleri ile karşılaştırılarak sistem modellemesinin doğruluğu gösterilmiştir.

Yapılan simülasyonlar sonucunda %98,3 lük kontrol hassasiyeti elde edilmiştir. Elde edilen veriler doğrultusunda başarılı bir sistem kontrolü gerçekleştirildiği görülmektedir.

Araç modellemesinin, literatür çalışmalarının aksine farklı bir yöntem ile gerçekleştirilmiş olması nedeniyle yapılan çalışmanın literatüre katkı sağlayacağı düşünülmektedir. Şekil 5.1'de MATLAB programı ile gerçekleştirilen araç simülasyonları görülmektedir.



Şekil 5.1 Araç simülasyon görüntüleri

Tez çalışması kapsamında yapılan tasarım ve elde edilen sonuçlarla prototip uygulama gerçekleştirilmiştir. Yapılan prototip uygulama bir firmanın ar-ge çalışması kapsamında yapılmış olup, firmanın fikr-i ve sinai hakları doğrultusunda firma adı ve diğer teknik ayrıntılar paylaşılmamıştır.

## 5.2 Öneriler

Çalışma kapsamında yapılan analiz çalışmaları, benzer araçların tasarım ve hız kontrollerinde kullanılabilir şekildedir. Ayrıca tez kapsamında kullanılan modelleme çalışmaları benzer hidrolik ve mekanik sistemlerin matematiksel olarak modellenmesinde literatüre katkı sağlayabilecek niteliktedir.

## 6. KAYNAKLAR

- Arıduru Ö., Kutluay E., 2013, Yüksek hızlı araçlar için hidrostatik transmisyon modeli, VIII. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, 35-43
- Bostan B., 2014, Yenilenebilir: Akıntı ve dalga enerji üretiminde hidrolik çözümler, Uluslararası Katılımlı VII. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, 377-391
- Caldwell N. J., 2007, Digital displacement hydrostatic transmission system, The University of Edinburgh, Doktora Tezi, 12-16
- Canlı C., 2008, Kapalı devre hidrostatik transmisyonlar, V. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, 73-97
- Civan H. F., 2005, Biçerdöverlerde hidrostatik tahrik, IV. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, 311-320
- Dağdeviren C., Kullukçu A., 2001, Traktörlerde hidrostatik direksiyon sistemi tasarımı, II. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, 347-356
- Dasgupta K., 1999, Analysis of a hydrostatic transmission system using low speed high torque motor, Mechanism and mMachine Theory 35, 1481-1499
- Değirmencioğlu A., 2014, Tek pompa ve çok motorlu kapalı devre hidrostatik sistemlerde şarj pompası ve loop flushing debisinin belirlenmesi, Uluslararası Katılımlı VII. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, 125-137
- Dengiz G. C., Şenel M. C., Koç E., 2014, Endüstriyel beton pompası hidrolik devre tasarımı ve simülasyonu, Uluslararası Katılımlı VII. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, 251-265
- Do H. T., Ahn K. K., 2013, Velocity control of a secondary controlled closed-loop hydrostatic transmission system using an adaptive fuzzy sliding mode controller, Journal of Mechanical Science and Technology 27(3), 875-884
- Ganesh G., Gassert R., Burdet E., Bleuler H., 2004, Dynamics and control of an MRI compatible master-slave system with hydrostatic transmission, International Conference on Robotics and Automations, 1288-1294
- Guan J., 2002-08, Application of open hydrostatic transmission in electric forklift truck, Hoisting and Conveying
- Güner M., Kafadar A., 1998, Tamburlu ve diskli silaj makinalı üzerinde karşılaştırmalı bir araştırma, Tarım Bilimleri Dergisi 4(1), 47-51
- Hamzaoğlu T., 2011, Hidrostatik rejeneratif frenleme sistemi (HRB), VI. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, 439-450

- Ho T. H., Ahn K. K., 2010, Modeling and simulation of hydrostatic transmission system with energy regeneration using hydraulic accumulator, Journal of Mechanical Science and Technology, 1163-1175
- Ho T. H., Ahn K. K., 2012, Design and control of a closed-loop hydraulic energy-regenerative system, Automation and Construction 22, journal homepage: [www.elsevier.com/locate/autcon](http://www.elsevier.com/locate/autcon), 444-458
- İnce M. O., 2005, Zemin etüt sondaj makinalarında açık ve kapalı (hidrostatik) devre hidrolik sistem uygulaması, IV. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, 301-308
- İrdem İ., 2014, Hidrostatik güç iletim sistemi ile yürütülen tier dizel motorlu araçlarda, motor devrinin müsaade edilen hız limiti değerleri üzerine çıkmasının engellenmesi, Uluslararası Katılımlı VII. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, 251-265
- Jiang Z., Yang L., Gao Z., Moan T., 2014, Numerical simulation of a wind turbine with a hydraulic transmission system, 11th Deep Sea Offshore Wind R&D Conference, 44-55
- Kaplangı P., 2008, Hidrostatik tahrikli arazi araçları için yüksek verimli tahrik sistemleri, V. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, 99-112
- Kaptı O., Karabektaş M., 2005, Bir çatallı yükleyici için hidrostatik güç iletim sistemi tasarım kriterlerinin incelenmesi, SAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 9. Cilt 1. Sayı, 15-21
- Kugi A., Schlacher K., Aitzetmüller H., Hirmann G., 2000, Modeling and simulation of a hydrostatic transmission with variable displacement pump, Mathematics and Computers in Simulation 53, 409-414
- Kumar N., Sarkar B. K., Maity S., 2020, Recent development and application of the hydrostatic transmission system, Advances in Mechanical Engineering, 1613-1625
- Kumbasar M. S., 1999, Hidrostatik Tahrik ve kapalı devrelerde tasarım kriterleri, I. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi, 113-119
- Mathworks Documentation, How PID Autotuning Work, [Online], [https://www.mathworks.com/help/slcontrol/ug/how-pid-autotuning-works.html?s\\_tid=srchtitle](https://www.mathworks.com/help/slcontrol/ug/how-pid-autotuning-works.html?s_tid=srchtitle) , [Ziyaret Tarihi: 28 Temmuz 2020]
- Prabhat H., Krishnasamy V., Hande N., Kharpas A., 2019, Modelling and simulation of a closed loop pump hydraulic circuit for neutral pressure variation study, International Conference on Hydraulics and Pneumatics – HERVEX, 94-110
- Wu K., Zhang Q., Hansen A., 2004, Modelling and identification of a hydrostatic transmission hardware-in-the loop simulator, Int. J. Vehicle Design Vol. 34 No.1, 52-64

- Xupeng H., Wenbin S., Hang Z., Yanni Z., Qiao H., Chaohui W., 2020, Research of the hydrostatic transmission for deep-sea current energy converter, *Energy Conversion and Management* 207, journal homepage: [www.elsevier.com/locate/enconman](http://www.elsevier.com/locate/enconman)
- Zeman P., Kemmetmüller W., Kugi A., 2015, Mathematical modeling and analysis of a hydrostatic drive train, *IFAC PapersOnline* 48-1, 508-513
- Zhang J., Mao F., Guo J., 2017, Reserch on straight driving strategy of tracked vehicle equipped with hydrostatic transmission, *2nd International Conference on Robotics and Automation Engineering*, 172-176



## ÖZGEÇMİŞ

### KİŞİSEL BİLGİLER

**Adı Soyadı** : Veli UYSAL  
**Uyruğu** : T.C.  
**Doğum Yeri ve Tarihi** : Selçuklu ve 01.01.1995  
**Telefon** : +90 506 877 1018  
**Faks** : -  
**e-mail** : vuysal@hho.edu.tr

### EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	: Mehmet Hanife Yapıcı A.L., Karatay, Konya	2012
Üniversite	: KTO Karatay Üniversitesi, Karatay, Konya	2017
Yüksek Lisans	: Necmettin Erbakan Üniversitesi, Meram, Konya	-
Doktora	:	

### İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2018-2019	Simya Hidrolik Otomasyon Ltd. Şti	Proje Satış Mühendisi
2019	Milli Savunma Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

### UZMANLIK ALANI

Hidrolik Sistemler, Makine Teorisi, Sistem Modelleme, Dinamik Analiz

### YABANCI DİLLER

İngilizce