T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AKTARMA ORGANLARINDA KULLANILAN ISLAK KAVRAMALARIN ORANSAL VALF İLE KONTROLÜNÜN MODELLENMESİ, SİMÜLASYONU VE TESTİ

ALİ EVREN YEL

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MEKATRONİK MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MEKATRONİK MÜHENDİSLİĞİ PROGRAMI

DANIŞMAN
PROF. DR. HAYDAR LİVATYALI

İSTANBUL, 2018

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AKTARMA ORGANLARINDA KULLANILAN ISLAK KAVRAMALARIN ORANSAL VALF İLE KONTROLÜNÜN MODELLENMESİ, SİMÜLASYONU VE TESTİ

Ali Evren YEL tarafından hazırlanan tez çalışması 22.06.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Haydar LİVATYALI

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Haydar LİVATYALI

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Dr. Öğr. Üyesi Cüneyt YILMAZ

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Turgut GÜLMEZ

İstanbul Teknik Üniversitesi _____

ÖNSÖZ

Tüm dünyada aktarma organları geliştirilmesi ile ilgili yoğun bir emek ve kaynak ayrıldığı bilinmektedir. Türkiye'de ise bu konuda yapılmış çalışma ne yazık ki yok denecek kadar azdır. Bu yüksek lisans tezinin aktarma organlarının modellenmesi, simülasyonu ve testi konusunda gelecek çalışmalara ışık tutmasını dilerim.

Tez çalışmasının hazırlanmasına en başta hiçbir zaman desteğini esirgemeyen ve motivasyon sağlayan sevgili eşim PINAR YEL'e, annem NURTEN YEL'e, ablam Nesil Hande YILDIRIM ve eşi Utku YILDIRIM'a teşekkürü borç bilirim.

Çalışmanın teknik ve idari yönü için desteğini esirgemeyen TÜMOSAN A.Ş Genel Müdürü Sayın Kurtuluş ÖĞÜN ve çalışma arkadaşlarımdan Sayın Cihat GÜNAY'a şükranlarımı sunarım.

Çalışmanın akademik ve teknik yönden incelenmesi için desteğini hiçbir zaman esirgemeyen tez hocam Sayın Prof. Dr. Haydar LİVATYALI'ya ayrıca şükranlarımı sunarım.

Haziran, 2018

Ali Evren YEL

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ vi
KISALTMA LİSTESİ viiiii
ŞEKİL LİSTESİ ix
ÇİZELGE LİSTESİ xi
ÖZET xii
ABSTRACT xiv
BÖLÜM 1
GİRİŞ 1
1.1 Literatür Özeti 1
1.1.1 Oransal Valf Modellenmesi 1
1.1.2 Testler ve Korelasyon 1
1.1.3 Islak Kavrama Modellenmesi 2
1.1.4 Kontrol Mimarisi 2
1.1.5 Sistem Modeli Kurulması 2
1.2 Tezin Amacı 3
1.3 Hipotez 3
1.4 Güç Aktarma Metodları 4
1.4.1 Kuru Kavramalar 8
1.4.2 Çift Kavramalar 10
1.4.3 Islak Kavramalar 11
BÖLÜM 2
MATEMATİKSEL MODELİN KURULMASI 15
2.1 Matematiksel Modelin Kurulması 15
2.1.1 Mekanik Sistem Modellenmesi 16
2.1.1.1 Islak Kavrama Paketi Modeli 17
2.1.1.2 Kavrama Ünitesi Giriş Çıkış Modeli 25
2.1.2 Hidrolik Sistem Modellenmesi 25
2.1.2.1 Hidrolik Tank 25
2.1.2.2 Pompa Modeli 25
2.1.2.3 Çekvalf 26

2.1.2.4 Basınç Kontrol Valfi 27
2.1.2.5 Basınç Düşürücü Oransal Valf 28
2.1.2.6 Diğer Hidrolik Alt Sistemler Modellenmesi 31
2.1.3 Kontrol Sistem Modellenmesi 31

BÖLÜM 3

SİMÜLASYON 33

3.1 Simülasyon Hazırlığı 33
3.2 Simülasyon Sonuçları 34

BÖLÜM 4

TEST 44

4.1 Metodoloji 44
4.2 Enstrümantasyon 45
4.2.1 Veri Toplama Sistemi 45
4.2.2 Motor Hızı Ölçümü 46
4.2.3 PTO Hızı Ölçümü 46
4.2.4 Yağ Basınç Ölçümleri 47
4.2.5 Yağ Sıcaklık Ölçümleri 48
4.3 Test Sonuçları 48
4.3.1 300Nm Testleri 48
4.3.2 600Nm Testleri 50

BÖLÜM 5

SONUÇ VE ÖNERİLER 54

KAYNAKLAR 56

ÖZGEÇMİŞ 56

SİMGE LİSTESİ

Ai	Buluşma noktası
c	Nitelik indeksi
η_v	Hacimsel Verim
η_m	Mekanik Verim
η_t	Toplam Verim
μ	Sürtünme Katsayısı
r_w	efektif yarıçapı
F_t	kuvvetin tanjatı
M	moment
ω	açısal hız
F_N	normal kuvveti
r_m	ortalama sürtünme yarıçapı
*r*o	dış sürtünme yarıçapı
*r*i	iç sürtünme yarıçapı
*T*C	transfer edilen moment
*F*ax	eksenel kuvvet
z	sürtünme yüzeyi sayısı
q_1	giriş portundaki debi
q_3	çıkış portundaki debi
V_{oil}	Yağ Hacmi
A_P	Piston aktif alanı
v_4	piston hızı
V_{pv0}	ilk piston ölü hacmi
V_{fr}	hacim oranı
P_{ch}	piston basıncı
P_{amb}	atmosfer basıncı

ρ	akışkanın hacimsel yoğunluğunu
r_{level}	yağ seviyesinin merkez mesafeden uzaklığı
R_{pack}	sönüm katsayısı
C_{pack}	kavrama paketinin rijitlik katsayısı
Z	Sönümleme oranı
k	Yay sabiti
n_a	yay sarım sayısı
G	kayma modülü
D	yayın çapı
d	yay kalınlığının çapı
F_{yay}	yay kuvveti
T_{max}	Kavrama paketinin transfer edebileceği en fazla moment değeri
$P_{L,per}$	güç kaybı oranı yüzdesi
x_v	Valfin sürgü konumu
p_{in}	çekvalf giriş basıncı
p_{out}	çekvalfden çıkan basıncı
p_{crack}	çekvalfin açma basıncı
k_{Vyay}	çekvalf içerisinde kullanılan yayın sabiti

KISALTMA LİSTESİ

ATF	Otomatik Transmisyon Yağı / Automatic Transmission Fluid
POG	Güç Mekezli Grafiklendirme/ Power Oriented Graph
PPRV	Basınç Düşürücü Oransal Valf / Proportional Pressure Reducer Valve
PTO	Güç Çıkışı / Power Take Off
PWM	Sinyal Genişlik Modülasyonu / Pulse Width Modulation

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1. 1 Senkromeç kesit görüntüsü 6
Şekil 1. 2 Tork konverter kesit görüntüsü ve çalışma mekanizması..... 7
Şekil 1. 3 Eaton firmasına ait kompakt hidrostatik transmisyon 7
Şekil 1. 4 Basitleştirilmiş aktarma organları modeli 8
Şekil 1. 5 Otomobillerde kullanılan ZF marka tek plakalı kuru tip kavrama..... 9
Şekil 1. 6 Kuru kavramalar için sürtünme katsayısı - yüzey sıcaklığı grafiği 10
Şekil 1. 7 VW DSG şanzıman basitleştirilmiş diyagram 10
Şekil 1. 8 Islak lamelli kavrama ve tambur fren ünitesi 12
Şekil 1. 9 Farklı değişkenlerin(a ve b) bağıl hıza bağlı olarak yağın sıcaklığının sürtünme katsayısına etkisi..... 13
Şekil 1. 10 Bağıl hıza göre malzemelerin sürtünme katsayısının değişim grafiği 14
Şekil 2. 1 Sistem komple modeli..... 16
Şekil 2. 2 Transmisyon kesit görüntüsü, giriş ve çıkış ilişkisi 16
Şekil 2. 3 Basitleştirilmiş ıslak kavrama modeli 17
Şekil 2. 4 Basitleştirilmiş ıslak kavrama ve oransal valf modeli..... 17
Şekil 2. 5 Piston modeli 19
Şekil 2. 6 Islak kavrama kesit görüntüsü ve geometrinin parametreleri 20
Şekil 2. 7 Kavrama ünitesi giriş-çıkış modeli..... 25
Şekil 2. 8 Dişli pompa 26
Şekil 2. 9 Dişli pompanın tahrik dişlisi 26
Şekil 2. 10 Basınç kontrol valfi hidrolik şematik gösterim..... 27
Şekil 2. 11 Basınç kontrol valfi statik ve dinamik tepkisi..... 28
Şekil 2. 12 PPRV hidrolik şematik gösterimi 29
Şekil 2. 13 PPRV 3 boyutlu modeli..... 29
Şekil 2. 14 Eaton EPPV5 valfinin regüle edilen basınç – akım grafiği 30
Şekil 2. 15 PPRV basınç-akım grafiği..... 30
Şekil 2. 16 Diğer hidrolik alt sistemlerin modellenmesi 31
Şekil 2. 17 Farklı zaman rampalarına göre kontrol sinyali grafiği..... 32
Şekil 2. 18 Modülasyon rampası kontrol sinyali..... 32
Şekil 3. 1 Giriş şaftı ve çıkış şaftı hızlarının zamana göre değişimi 35
Şekil 3. 2 Kavrama ve ana hat basıncının zamana göre değişimi 36
Şekil 3. 3 Piston kuvvetinin zamana göre değişimi 36
Şekil 3. 4 Piston içine giren ve çıkan debinin zamana göre değişimi 37
Şekil 3. 5 Pistonun zamana göre deplasmanı..... 37

Şekil 3. 6 Piston içerisinde merkezkaç etkisi ile oluşan kuvvetin zamana göre değişimi 38
Şekil 3. 7 Piston hızının zamana göre değişimi 38
Şekil 3. 8 Piston ivmesinin zamana göre değişimi 39
Şekil 3. 9 Piston geri döndürücü yayın oluşturduğu kuvvetin zamana göre değişimi. 39
Şekil 3. 10 Kavrama paketinin sönüm ve rijitlik katsayısının zamana göre değişimi 40
Şekil 3. 11 Kavrama lamelleri sürtünme katsayısının zamana göre değişimi..... 40
Şekil 3. 12 Soğurulan enerjinin zamana göre değişimi..... 41
Şekil 3. 13 Valf portlarındaki debilerin zamana göre değişimi..... 41
Şekil 3. 14 Valf portlarındaki basıncın zamana göre değişimi 42
Şekil 3. 15 Islak kavrama basıncının sıcaklığa bağlı olarak değişimi..... 43
Şekil 4. 1 Mobil kuyruk dinamometresi bağlantısı 45
Şekil 4. 2 IMC cronoflex veri toplama sistemi 46
Şekil 4. 3 Motor hız sensörü enstrümantasyonu 46
Şekil 4. 4 Kuyruk mili hız sensörü enstrümantasyonu..... 47
Şekil 4. 5 Basınç sensörü enstrümantasyonu 48
Şekil 4. 6 Giriş şaftı ve çıkış şaftı hızları grafiği 49
Şekil 4. 7 Basınç zaman grafiği..... 49
Şekil 4. 8 Yağ sıcaklığı- zaman grafiği 50
Şekil 4. 9 Giriş şaftı ve çıkış şaftı hızları grafiği 51
Şekil 4. 10 Basınç zaman grafiği..... 51
Şekil 4. 11 Yağ sıcaklığı - zaman grafiği..... 52
Şekil 4. 12 Islak kavrama basıncının test ve simülasyon sonuçları karşılaştırması 52
Şekil 4. 13 Ana hat basıcının test ve simülasyon sonuçları karşılaştırması 53

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1. 1 Kavramalarda aktif prensipler 5
Çizelge 2. 1 Sıcaklığa bağlı sürtünme katsayısı..... 24
Çizelge 2. 2 Dişli pompanın test değerleri..... 26
Çizelge 3. 1 Değişkenler 33
Çizelge 4. 1 Test senaryoları..... 44
Çizelge 4. 2 Basınç ölçüm noktaları 47

ÖZET

AKTARMA ORGANLARINDA KULLANILAN ISLAK KAVRAMALARIN ORANSAL VALF İLE KONTROLÜNÜN MODELLENMESİ, SİMÜLASYONU VE TESTİ

Ali Evren YEL

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Haydar LİVATYALI

Islak kavramalar otomotiv endüstrisinde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Temelde otomatik transmisyonlarda, tarım ve iş makinalarında otomatikleştirilmiş fonksiyonlarda ayrıca pek çok aktarma organında yaygın olarak karşımıza çıkmaktadır.

Bu tez çalışmasında ise tarım makinalarında transmisyon içerisinde bulunan ve kuyruk mili olarak bilinen tahriğin devreye alınması için ıslak kavramalardan faydalanılmaktadır. Islak kavramaların kullanılması ile kuyruk milinden daha fazla momentin geçmesi sağlanabilirken aynı zamanda kullanıcıya devreye alıp çıkarmada kolaylık sağlamaktadır.

Bu yüksek lisans tezi ile kuyruk milini devreye alan lamelli ıslak kavramanın ve elektro-hidrolik kontrol sisteminin bir boyutlu matematiksel modellemesi yapılmıştır. Model ile ıslak lamelli kavramanın tepkisi incelenmiştir. Elektro-hidrolik devreye alma ve çıkarma durumları tüm devre elemanlarının modellenmesi gerçekleştirilmiş ve simülasyon sonuçları ile gözlemlenmiştir.

Elektro-hidrolik kontrol kartı ve oransal valfin davranışlarını ölçebilemek için test çalışması yapılmış ve simülasyon sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Testler sırasında farklı noktalardaki basınç, hız, sıcaklık gibi değişkenler veri toplama sistemi ile gerçek zamanlı olarak kayıt altına alınmış ve test sonrası işlenerek analiz edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: ıslak kavrama, oransal valf, ıslak kavramaların simülasyonu, transmisyon hidroliği, aktarma organları, 1D modelleme, PTO, kuyruk mili, traktör, tarım makinaları, transmisyon, şanzıman, gerçek zamanlı veri toplama, lamelli kavrama, sürtünmeli kavrama, hidrolik eyleyiciler, valfler, basınç kontrol

ABSTRACT

MODELLING, SIMULATING AND TESTING OF WET CLUTCH CONTROLLED BY PROPORTIONAL VALVE

Ali Evren YEL

Department of Mechatronic Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Prof. Dr. Haydar LİVATYALI

Recently wet clutches are widely used in the automotive industry. Basicly it is widely anticipated that there is widespread confusion in automated transmissions, and in automated functions on agricultural construction machinery and powertrain components.

In this thesis, wet clutches are utilized for the actuation of the Power Take Off Unit of the agricultural machine transmission systems. The use of wet clutch allows more torque to pass through the PTO shaft while at the same time, making it easier to the user to turn on and off. A one-dimensional mathematical model of the wet clutch and electo-hydraulic control system is performed. The response time were investigated.

Electro-hydraulic actuation cases are modeled, simulated after that responses of all mechanic, hydraulic and control components behaviour were also analyzed.

The Variables; such as pressure, speed, temperature at different points were recorded during the tests in real time with the help of data acquisition system. To be performed post-processing on the results data. Finally, test results are compared with the simulation results.

Keywords: wet clutch, proportional valve, simulation of wet clutch, transmission hydraulics, modelling of powertrains, 1D modelling, PTO, tractor, farm vehicles, transmission, real time data acquisitions

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

1.1.1 Oransal Valf Modellenmesi

Teze konu olan ıslak lamelli kavramaların kontrolü için basınç düşürücü oransal valf kullanılmış ve bu valfler PWM ile kontrol edilmiştir. Elektro hidrolik valflerin modellenerek simüle edilmesi ve daha sonrasında bir test yatağı üzerinde doğrulanması nedeniyle bu konudaki çalışmalar incelenmiştir [1]. Makalede giriş ve çıkış arasındaki eyleyici kavrama sistemi ilişkisi ıslak kavramayı kontrol eden valf ve ıslak kavrama ünitesi akış dinamiği temel alınarak detaylıca modellenmiştir.

Bu tarz sistemlerde özellikle oransal valfin detaylı modellenmesi ve yağ sıcaklığına bağlı viskozitenin çok fazla etkilenmesi nedeniyle davranış oldukça değişmektedir. Bu etkileri göz önüne alınarak modelleme çalışmalarının yapılması esastır [2].

1.1.2 Testler ve Korelasyon

Bizim problemimizde de traktör ilk çalıştırma anınında yağ sıcaklığı ortam sıcaklığı ile aynı iken çalışma şartına, traktörün içten yanmalı motor devrine, traktör ataçman çeşidi gibi etkenlere göre yağ sıcaklığı 110 C'e kadar ulaşabilmekte ve rejime girebilmektedir. Dolayısıyla her yağ sıcaklığında davranışın aynı olması kullanıcı tarafında konforu beraberinde getirecektir. İleri geri elektro hidrolik kontrollü ıslak lamelli mekik sistemindeki konstrüksiyona sahip bir traktörün sıcaklığa bağlı kavrama içerisindeki

basınç düşüşünün incelendiği çalışmada sonuçların testler ile korelasyonu da görülmektedir [3].

1.1.3 Islak Kavrama Modellenmesi

Islak lamelli bir kavramanın basınç kontrol valfi ile devreye alınmasının detaylı matematiksel modellenmesi ve simülasyon sonuçlarının deney sonuçları ile korele edilmesi konusunda özellikle valfin dinamik olarak modellenmesi için detaylı bir araştırma yapılmaktadır [4]. Bunu yaparken yakıt enjeksiyon sistemlerindeki basınç düşürücü kontrol valflerinden esinlenerek ıslak kavrama kontrolüne evirmektedir. "Bond Graph" tekniğine benzer şekilde fakat farklı bir teknik olan POG *(Power Oriented Graph)* metodunu kullanarak sistemi ve valfleri detaylı bir şekilde modellemiştir. Sonuç olarak hızlı ve yavaş dinamik eyeleyici ve valf hareketleri test sonuçları ile korele edilmiş ve valf üzerinde ufak bir mekanik değişikliğin sistem performansına olumlu yönde bir etkisi olduğu ortaya çıkarılmıştır [4].

1.1.4 Kontrol Mimarisi

İleriki çalışmalarda ıslak lamelli kavrama gruplarının devreye alınması sırasındaki davranışın lineer olmaması ve zamana bağlı dinamik bir yapı olması nedeniyle kontrol stratejilerinin derinleştiği görülmektedir [5]. İteratif öğrenen kontrolcülerin (ILC) ve Doğrusal Olmayan Sistemleri Tahmin Eden Kontrolcülerin (NMPC) ıslak lamelli sistemlerin kontrolünde kullanım durumu incelenmiştir. Test düzeneği kurulmuş ve yaklaşımlar bulunan sonuçlar ile birbirleri ile karşılaştırılmıştır [5].

1.1.5 Sistem Modeli Kurulması

Güç iletim metodu olan ıslak lamelli kavramaların traktörlerde, ön yükleyicilerde, kazıcı yükleyicilerde çok sık kullanıldığı görülmektedir. Sistemin kavrama süreleri ileri ve geri hareket için modülasyon rampası optimize edilerek iyileştirilmiştir. Bu iyileştirmenin yapılabilmesi için hem traktörün mekanik parçalarının hem de elektro hidrolik kontrol sisteminin matematiksel modellemesi yapılmıştır. Bu makalenin çıktısının özellikle benzer moment aktarma sistemleri için de kullanılabileceğine vurgu yapılmaktadır [6].

Bir traktör üzerinde tasarım parametrelerinin ıslak lamelli ileri-geri mekik sistemlerine etkilerinin incelendiği makalede vites kalitesinin basınç modülasyonunun birinci derece bir fonksiyonu olduğunu ortaya çıkarmaktadır. Giriş şaftının pik moment ve aktarılan kavrama gücünün traktör hızının artmasıyla arttığı görülmektedir. Geri vites kavramasının ise ileri kavrama grubundan %20 daha hızlı gerçekleşmesi vites geçiş performansı için daha iyi olacağı ön görülmektedir. Traktör ağırlığının kavrama grubunun birim alanının iletebileceği gücü etkilemediği sonucu çıkmaktadır. Kullanılan damper sönümleyici elemanın giriş moment pik değerlerini düşürmediği fakat moment değerinin dalgalanmasının önüne geçtiği tespit edilmektedir. Kısacası, tasarım parametrelerinin benzer sistemler için neleri etkileyebileceği bu makalede göz önüne serilmektedir [7].

1.2 Tezin Amacı

Tezin amacı ıslak kavramalarda kuyruk mili çıkışının en uygun şekilde devreye alınması için elektro hidrolik sistemin tasarımını yapmak ve hesaplar için metodoloji geliştirmektir. Geliştirilen sistemin modellemesini ve simülasyonları yaptıktan sonra test ile doğrulamaları yapılıp simülasyon sonuçları ile karşılaştırmaktır.

1.3 Hipotez

Traktörlerde özellikle yüksek moment taşıma kapasitesi ve kullanıcıya kolaylık sağlaması nedeniyle son yıllarda ıslak kavramaların kullanıldığı kuyruk milleri transmisyon mimarileri içerisinde görmekteyiz. Islak kavramaların devreye alınması ve çıkarılması farklı yük, farklı transmisyon yağ sıcaklığı, farklı farklı motor moment ve gücü gibi değişkenler tarafından etkilenmektedir. Yağ basıncının devreye alınma ve çıkarılma sırasında kontrol altında olması gerektiği gibi, işletme sırasında da hidrolik sistemin düzgün çalışması gerekmektedir. Elektro hidrolik oransal valf kullanılması ve valfin gerisinde bu basıncın sabit tutulması için basınç emniyet valflerinin birbirlerine uyum içerisinde çalışması gerekmektedir. Oransal valfin ise kararlı bir davranış gösteren bir kontrolcü ile kontrol edilmesi gerekmektedir. Belirlenen değişkenlerin göz ardı edilerek kavrama durumuna geçilmesi halinde kavrama içerisinde bulunan sürtünme elemanlarında hızlı bir şekilde aşınma meydana gelmekte, ömrü azaltmakta ve çok kısa sürelerde arıza durumuna geçmektedir.

Bu tezin ilk kısımlarında traktörlerin kullanım amaçları ve kuyruk milinin traktörler üzerinde hangi amaçlar için kullanıldığı açıklandıktan sonra sistemin devreye alınması için farklı yaklaşımlardan bahsedilecektir.

Sonraki bölümlerde lamelli ıslak kavrama sistemlerinin kullanım alanlarına ve konstrüktif yapıları ve elektro-hidrolik sistemleri detaylı bir şekilde incelenecektir.

Problemimize konu olan ıslak kavramaların modellenmesi için gereken sınır şartlarının belirlenmesi sonrasında 1 boyutlu matematiksel model ile sistem davranışı farklı parametrelere göre incelenecektir.

En uygun devre elde edildikten sonra bu devre belirlenen bir traktör üzerinde denenecektir ve traktör üzerine enstrümantasyon yapılan ölçüm noktalarında basınç sıcaklık, devir gibi veriler gerçek zamanlı kayıt edilip simülasyon sonuçları ile karşılaştırılacaktır.

1.4 Güç Aktarma Metotları

Motorun ürettiği gücün yürüyüş sistemlerine aktarılması ise pek çok metot otomotiv dünyasında kullanılmaktadır. Bu metotlardan biri ve bir kaçı kullanılarak güç transfer edilmekte, moment ve hız değerleri değiştirilerek taşıtın gereksinimleri karşılanmaktadır. Bu bölümde güç aktarım metotları detaylı bir şekilde açıklanacaktır.

Motorun ürettiği dönen hareketin bir yerden diğerine dayanıklı uzun ömürlü ve güvenlikli bir şekilde taşınması için aktif aktarım metotlarından faydalanılır. Bunlar şu şekilde sıralanabilir:

- Pozitif kavrama
- Sürtünmeli kavrama
- Hidrodinamik
- Hidrostatik
- Elektrik

Yukarıda sayılan metotların tümüne otomotiv, tarım ve savunma sanayi araçlarında oldukça sık rastlanmaktadır.

Moment aktarım prensibi temel olarak aynıdır ve moment M olarak gösterilir şu şekilde ifade edilir;

$$M = F_t r_w \tag{1. 1}$$

Burada r_w efektif yarıçapını, kuvvetin tanjatını ise F_t ifade etmektedir.

Dönme hızı ise çevresel hızın efektif çapa bölünmesi ile elde edilir.

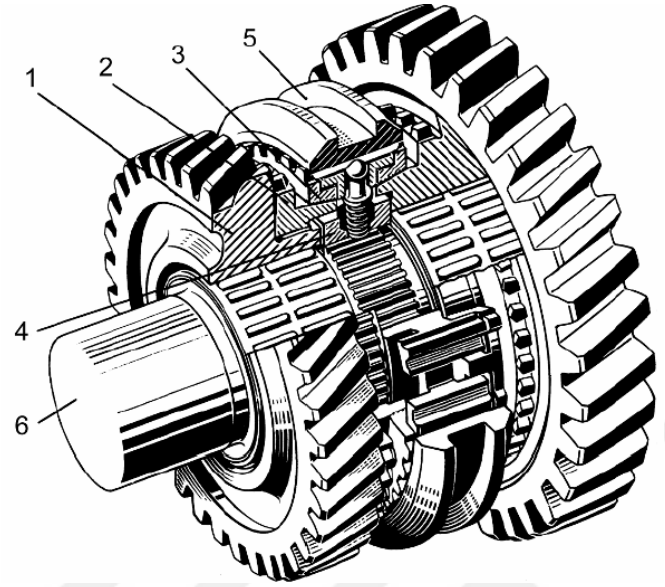
$$\omega = \dot{x}/r_{\dot{w}} \tag{1. 2}$$

Denklem 1. 1'de belirtildiği gibi moment sadece tanjant kuvveti ve efektif yarıçapın fonksiyonudur. Aktif prensip olarak belirtebileceğimiz bu prensip pozitif kavrama, sürtünmeli kavrama, hidrodinamik kavrama, hidrostatik kavrama, elektriksel kavrama olarak bilinmektedir. (Çizelge 1. 1)

Çizelge 1. 1 Kavramalarda aktif prensipler

Aktif Prensip	Tanjant Kuvveti	Örnek
Pozitif Kavrama	İki yüzey arasındaki normal kuvvetin bileşenleri	Kurtağzı kavrama, park kilidi, fleksplate, senkromeç, torsiyon damper
Sürtünmeli Kavrama	İki yüzey arasındaki sürtünme kuvvetinin bileşenleri	Islak kavrama, kuru kavrama, transmiyon frenleri, senkromeç, kilit kavrama
Hidrodinamik	Akışkan ile aktarılan itme kuvvetinin bileşenleri	Tork konverter, Hidrodinamik retarder
Hidrostatik	Yüzeye uygulanan basıncın oluşturduğu kuvvetin bileşenleri	Hidrostatik ünite, sonsuz değişken traktör şanzımanları
Elektrik	Manyetik akının oluşturduğu kuvvetin bileşenleri	Elektromanyetik retarder

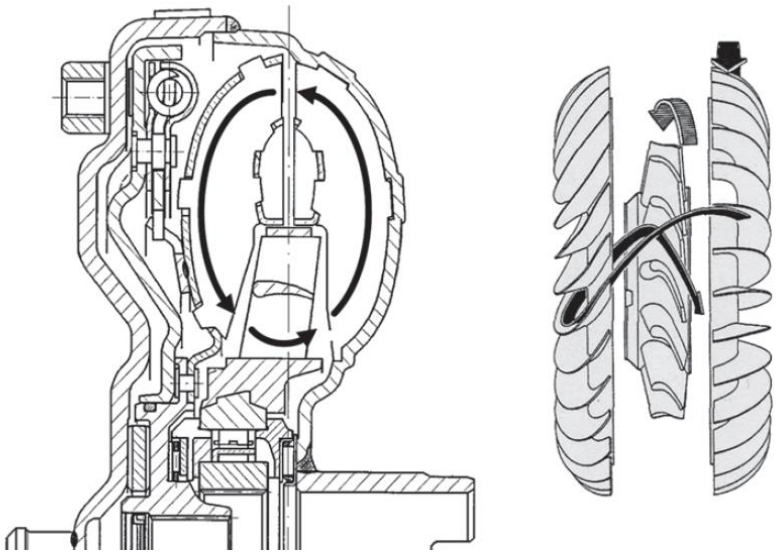
Pozitif kavramalara verilebilecek örneklerden biri senkromeçtir. Yapısında bulunan kurtağzı kavramalar hız eşitlenmesi gerçekleştikten sonra birbirlerine geçerek kilitlenmeyi ve pozitif kavramayı oluştururlar.



Şekil 1. 1 Senkromeç kesit görüntüsü [8]

1 İğne Rulmanlı Avare Dişli, 2 Seçici Diş ve Sürtünme Yüzeyi ile Senkromeç Göbeği, 3 Karşılayan ve Kilitleme Dişlileri ile Senkromeç Halkası, 4 Pozitif Kilitleme Dişlileri ile Seknromeç Gövdesi, 5 Manşon, 6 Şaft

Özellikle yeni nesil aktarma organlarında sıkça kullanılan tork konverterler hidrodinamik kavramalara örnek olarak verilebilir. İçten yanmalı motor tarafında bağlı olan ve hidrodinamaik bir pompa olarak kullanılan çarkın, karşı tarafında bulunan türbin çarkını hidrodinamik etki ile döndürmesi prensibine dayanır. Araç kalkışı sırasında yüksek moment gereksinimi olması nedeniyle momentin artışının sağlanması gerekmektedir. Şekil 1. 2'de görülebileceği gibi bu nedenle pompa ve türbin çarkları arasına stator çarkı yerleştirilmektedir.



Şekil 1. 2 Tork konverter kesit görüntüsü ve çalışma mekanizması [9]

Hidrostatik kavrama prensibine dayanan hidrostatik transmisyonlar özellikle forklift ve kompakt traktörlerde sıkça kullanılmaktadır. Şekil 1. 2 ‘de Eaton firmasına ait kompakt hidrostatik transmisyonu örnek olarak verilmektedir.



Şekil 1. 3 Eaton firmasına ait kompakt hidrostatik transmisyon

Kavramalar, en yaygın bilinen kullanım şekli iki farklı şaftın birbirine bağlanması için kullanılmasıdır. Moment bu şekilde ilk şafttan diğerine aktarılmaktadır.

En bilinen türü kuru kavramalardır. Bu tür kavramalar en çok manuel vitesli araçlarda kullanılır. Temelde iki ana fonksiyonu yerine getirmek için kullanılır. Birincisi pek çoğumuzun bildiği gibi otomobillerde kullanıldığı şekli ile şoför tarafından kontrol edilen ve aracın motor ile bağlantısını sağlayan mekanizmadır, aracın kalkışını sağlamak üzere

kullanılır. Diğer kullanım amacı ise vitesler arasındaki geçiş sırasında motorun aktarma organları ile bağlantısını kesmektir.

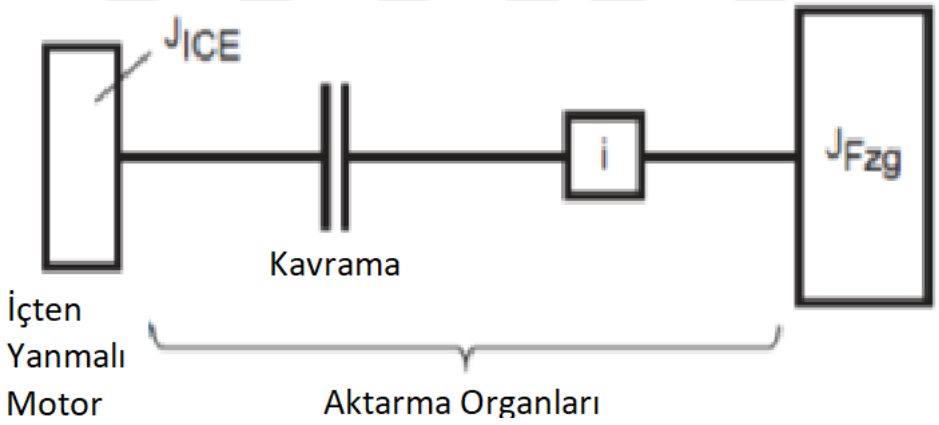
Moment sürtünme yüzeyleri ile aktarılır ve şu şekilde ifade edilir.

$$M_K = \mu F_N r_m \quad (1.\ 3)$$

Burada μ, sürtünme katsayısını , F_N normal kuvveti ve r_m ise sürtünme yarçapını belirtmektedir. Sürtünmeli kavramalarda kavrama anında oluşan kayma değeri nedeniyle güç her zaman hızlı dönen şafttan yavaş dönen şafta doğru akacaktır.

Uygulanan moment değeri ve birbirine bağlanacak şaftlar üzerine düşürülmüş atalet momentleri kavramanın davranışını büyük ölçüde değiştirir.

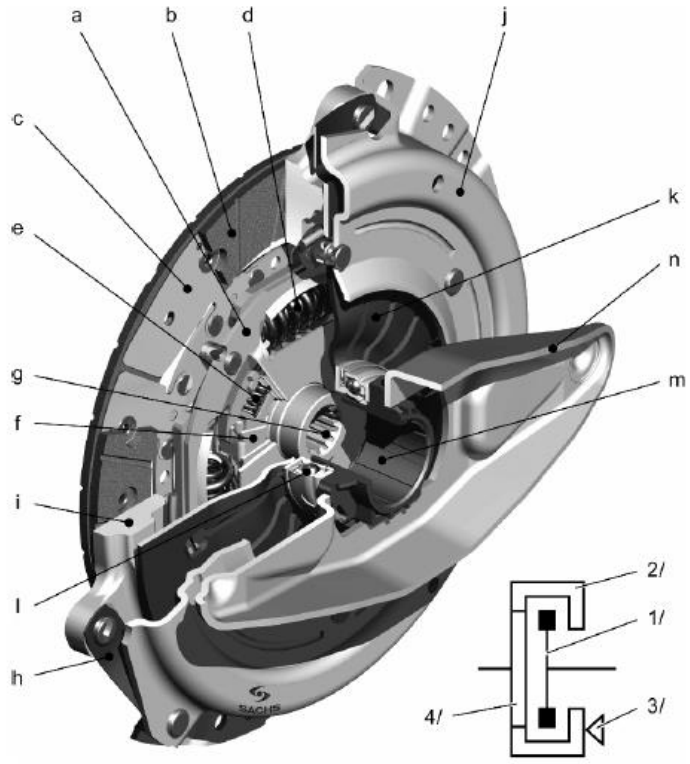
Basitleştirilmiş tek çevrim oranlı güç aktarma sistemi modeli Şekil 1. 4'de gösterilmektedir. İçten yanmalı motor tarafında dönen parçaların atalet momentleri (krank şaft, volan vb.) J_{ice} ile araç tarafında dönen parçaların atalet momentleri ise J_{Fzg} ile ifade edilmektedir.



Şekil 1. 4 Basitleştirilmiş aktarma organları modeli

1.4.1 Kuru Kavramalar

Kuru kavramalar daha çok otomobil endüstrisinde manuel veya otomatize edilmiş şanzımanlarda karşımıza çıkmaktadır.



Şekil 1. 5 Otomobillerde kullanılan ZF marka tek plakalı kuru tip kavrama [8]

1l Kavrama plakası komplesi: a sürüş plakası, b sürtünme balatası, c yumuşatma yayı, d burulma yayı, burulma yayı (rölanti), f sürtünme aleti, g göbek,

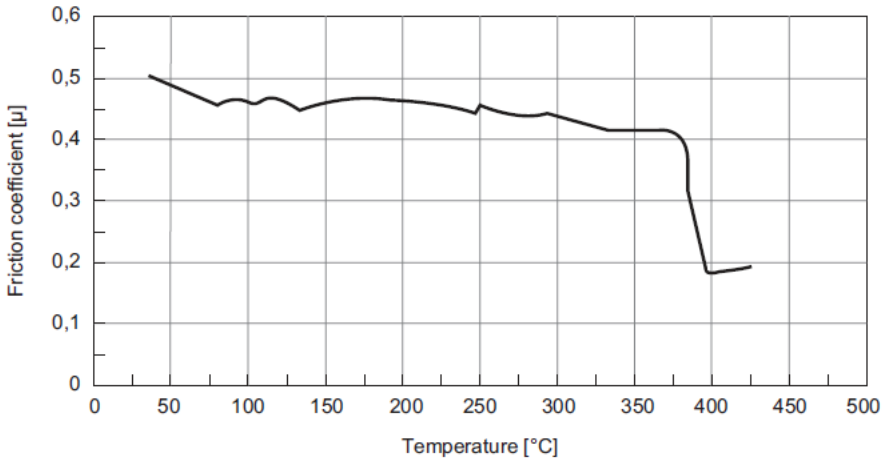
2l baskı plakası komplesi: h geri düz yay, i baskı plakası, j baskı plakası gövdesi, k diyafram yay

3l kavrama eyleyicisi: l göbek rulmanı, m kayıcı manşon, n kavrama mekanik kolu,

4l volan

Kuru kavramalar genellikle basit mekanizması ve kuru çalışması nedeniyle sürtünme katsayısının yüksek olması nedeniyle çokça tercih edilmektedir.

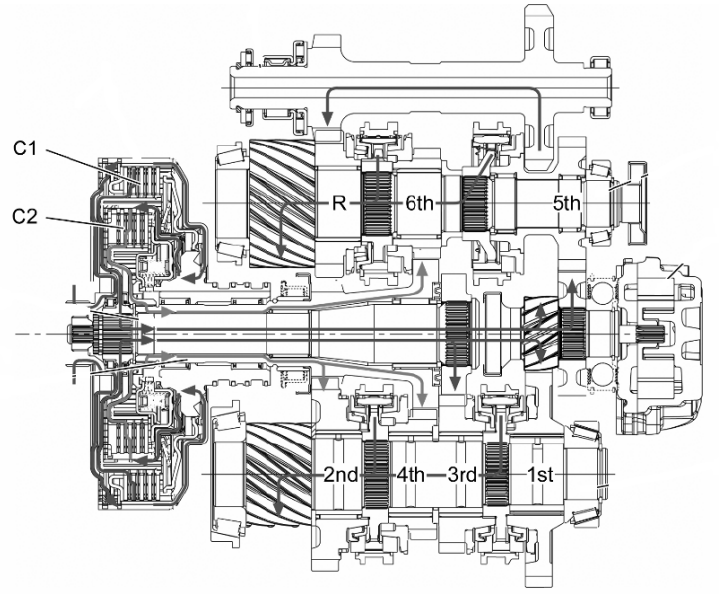
Kuru kavramaların bazı dezavantajları da vardır. Bunlardan en temeli sıcaklığa bağlı sürtünme katsayısını ciddi bir şekilde düşmesidir. Aracın kalkışı ve vites değiştirme sırasında ortaya çıkan kinetik enerji ısıya dönüşür. Bu durumda sürtünme malzemesi ısınır ve karakteristiği değişir. Şekil 1. 6'da sıcaklığa bağlı sürtünme katsayısı değişimi görülmektedir.



Şekil 1. 6 Kuru kavramalar için sürtünme katsayısı-yüzey sıcaklığı grafiği [9]

1.4.2 Çift Kavramalar

İki farklı şaftın moment sağlayıcı motora bağlanarak farklı vitesler farklı kavramalar ile aktif edilmesi prensibine dayanır. Piyasada en çok VW markasının DSG modeli transmisyonlarında yaygın olarak bilinir ve kullanılır. Çift kavramalar kuru türde olduğu gibi ıslak olarak kullanıldığı görülmektedir. Vites geçişlerinin konforlu bir şekilde gerçekleştirilebilmesi en önemli özelliklerinden biridir. Bir diğer artısı ise vites geçiş sürelerinin çok iyi olması nedeniyle spor sürüşe uygun kullanım sunmasıdır.



Şekil 1.7 VW DSG şanzıman basitleştirilmiş diyagram [8]

1.4.3 Islak Kavramalar

Daha çok kullanımları lamelli ve çok katmanlı olmaktadır. Sürtünme yüzeyi toplan alanı lamel sayısı artırılarak artırılır ve neticede aktarılacak moment değeri de artırılmış olur. Devreye alma ve çıkarma durumlarında konfor seviyesi yüksektir ve darbesiz bir şekilde devreye alınabilirler. Sürtünmeli olarak çalışır ve sürtünme yüzey sayısının fazla olması ve yağ içerisinde çalışması nedeniyle uzun ömürlüdürler.

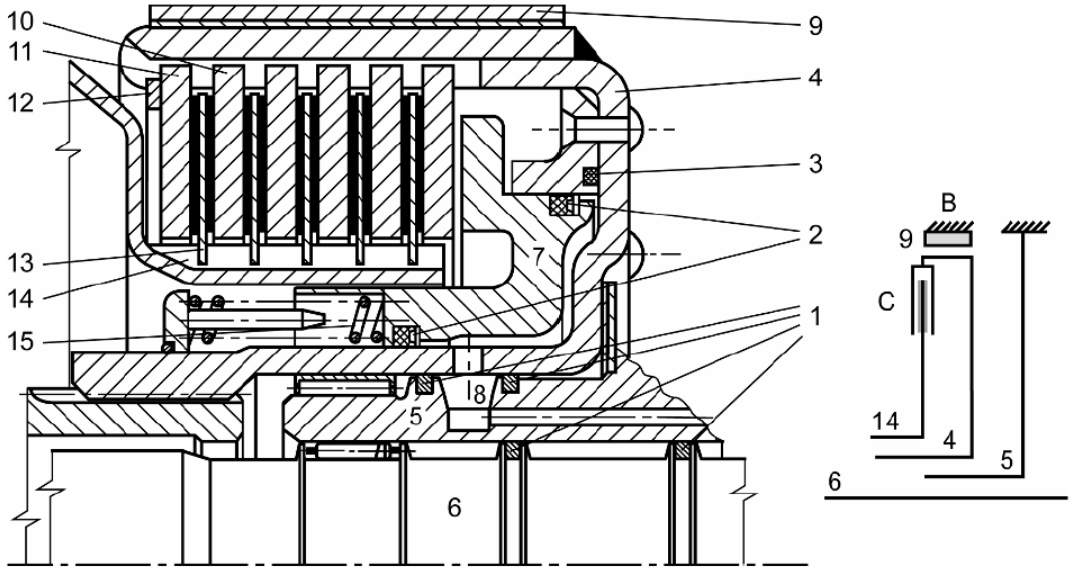
Bu yüksek lisans tezinin konusu olan ıslak kavramalar özellikle son 30 senede çokça güç aktarma sistemlerinde kullanılmaktadır.

Islak kavramaların çok geniş kullanım alanları mevcuttur. Başlıca kullanım alanları aşağıdaki gibidir.

- Transmisyonlarda güç/moment aktarılması amacıyla
- Otomotiv, savunma sanayi ve tarım araçlarında
- Motosiklet güç aktarma sistemlerinde
- Endüstride kullanılan tekstil makineleri, ambalaj makinelerinde
- Gemi hareket manevra sistemlerinde

Yağ içerisinde çalışması nedeniyle ıslak kavrama olarak isimlendirilmişlerdir. Islak kavramaların tasarımı sayesinde ısı atımı kolayca yapılabilmektedir. Dolayısıyla kavrama yüzeyindeki sıcaklık kontrol altına alınabilmektedir. Böylelikle sürtünme katsayısı değişimi kuru kavrama ile karşılaştırıldığında çok daha azdır. Fakat yağ içerisinde çalışması nedeniyle sürtünme katsayıları kuru kavramalar ile karşılaştırıldığında çok daha düşüktür.

Aşağıdaki şekilde Mercedes Benz W5A 030 5 Hızlı otomatik vitesli şanzımanına ait çok lamelli ıslak bir kavramanın şematiğini görebilirsiniz [8].



Şekil 1. 8 Islak lamelli kavrama ve tambur fren ünitesi [8]

7 numaralı piston ünitesine giden basınçlı yağ 8 numaralı port içerisinden pistona basılmakta ve 2 numaralı özel keçeler ile hapsedilmektedir. Böylece 7 numaralı piston 10 numaralı çelik plakaya baskı uygulamakta ve tüm lameller basınç ile sıkıştırılmakta ve istenilen moment değer aktarılmaktadır.

Islak kavramaların konstrüksiyonunda şu durumlar dikkate alınması gerekmektedir [10].

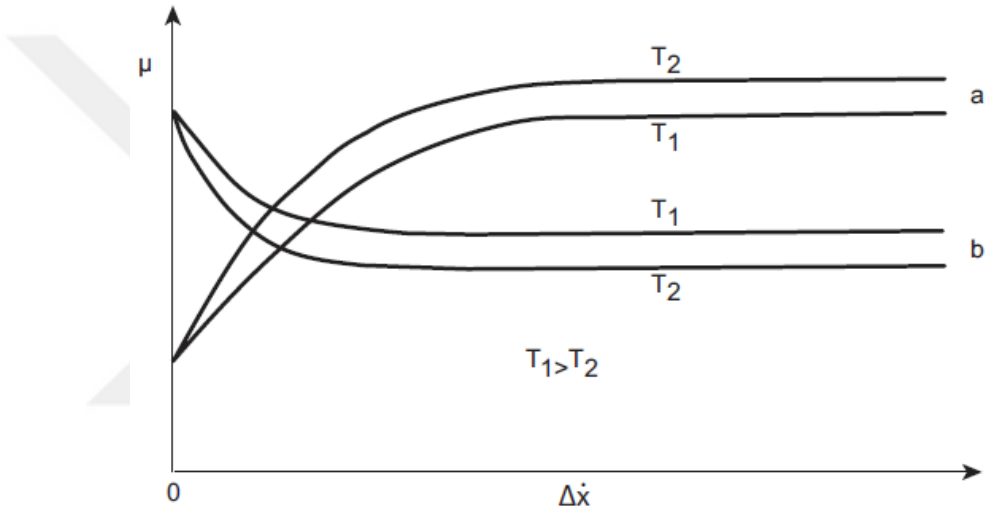
- Sürtünme sırasında çıkan ısının soğurulması için soğutma kanalları veya yağ ile aktif bir soğutma sağlanmalıdır.
- Yağ içerisinde çalıştıkları için lamellerin birbirlerine yapışmasını engellemek için spiral, eğik veya çapraz olukların açılması gerekmektedir.

Kısaca özetlemek gerekirse ıslak kavramaların genel olarak avantajları şu şekildedir [8].

- Düşük atalet momentlerine sahiptirler
- Küçük uygulama hacimleri ihtiyacı vardır
- Yüksek güç/ ağırlık oranı
- Büyük moment kapasitesi
- Modüler olarak transfer edilen moment değerinin artırılabilmesi
- Yüksek sıcaklık kapasitesi

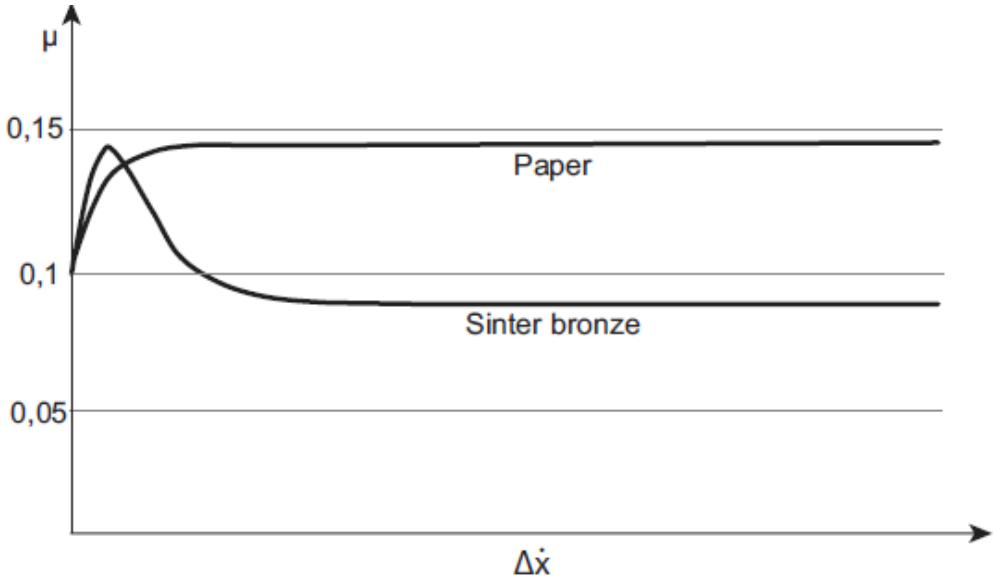
- Yüksek dayanım ve güvenilirlik
- İyi kontrol edilebilirlik

Şekil 1. 9'da gösterildiği gibi sürtünme katsayısı kayma hızına bağlıdır. Ayrıca sürtünme malzemesi, yüzey basınçları ve sıcaklık gibi farklı parametrelerden de pozitif ve negatif gradyan olarak etkilenmektedir. Temelde tasarım sırasında negatif gradyanlar belirlenerek kaçınılması gerekmektedir. "a" ile gösterilen eğride sıcaklık artması durumunda sürtünme katsaysının azalacağı görülmektedir. "b" ile gösterilen eğride ise yüksek sıcaklıklarda sürtünme katsayısının düşük kayma hızlarında daha zayıf bir karakteristiği olduğu görülmektedir [9].



Şekil 1. 9 Farklı değişkenlerin(a ve b) bağıl hıza bağlı olarak yağın sıcaklığının sürtünme katsayısına etkisi [9]

Aynı yağ kullanılarak sürtünme malzemesi değişikliğinin kayma hızına bağlı sürtünme katsayısı üzerindeki etkisini ise Şekil 1. 10'da görebilirsiniz.



Şekil 1.10 Bağıl hıza göre malzemelerin sürtünme katsayısının değişim grafiği [9]

Sinter bronz ve kâğıt temelli malzemeler karşılaştırıldığında kâğıt temelli malzemenin sürtünme katsayısı kayma hızına bağlı olarak artış göstermiş ve performansı düşmeden sabit kalabilmiştir. Sürtünme malzemesini young modülünün malzeme üzerindeki basınç dağılımı üzerinde çok fazla etkisi olduğu açıktır. Aynı zamanda malzeme üzerindeki kayma gerilmesinin, mekanik dayanımı diğer malzemelerde olduğu gibi etkilediği görülmektedir [9].

BÖLÜM 2

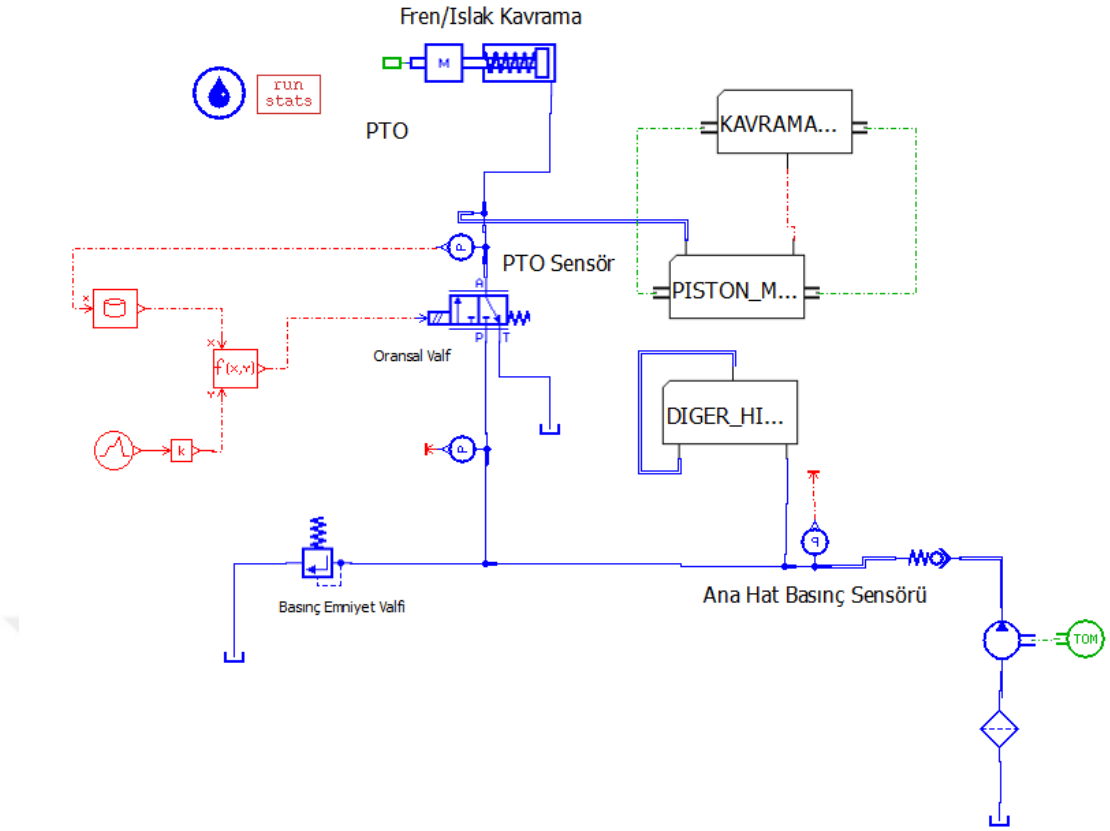
MATEMATİKSEL MODELİN KURULMASI

2.1 Matematiksel Modelin Kurulması

Bu yüksek lisans tezinde farklı disiplinlerin birlikte çalışması gerekeceği için model AMESIM yazılımında kurulmuştur. Basitleştirilmiş bu yazılım ile karmaşık problemler farklı disiplinleri içerse bile kolayca modellenebilmektedir. Hidrolik, mekanik ve kontrol alanlarını barındıran bu problemin çözümü için tüm alt parçalar detaylı bir şekilde modellenmiştir. Zamana bağlı geçici bir şekilde analizler gerçekleştirilmiştir.

Bu yüksek lisans tezi için 1 boyutlu Elektro-Hidrolik matematiksel model kurulmuştur. Basıncın ve debinin zamana bağlı kontrol edilen ıslak kavrama ünitesi içerisine kontrolcünün vermiş olduğu sinyal ile nüfus etmesi modellenmiştir.

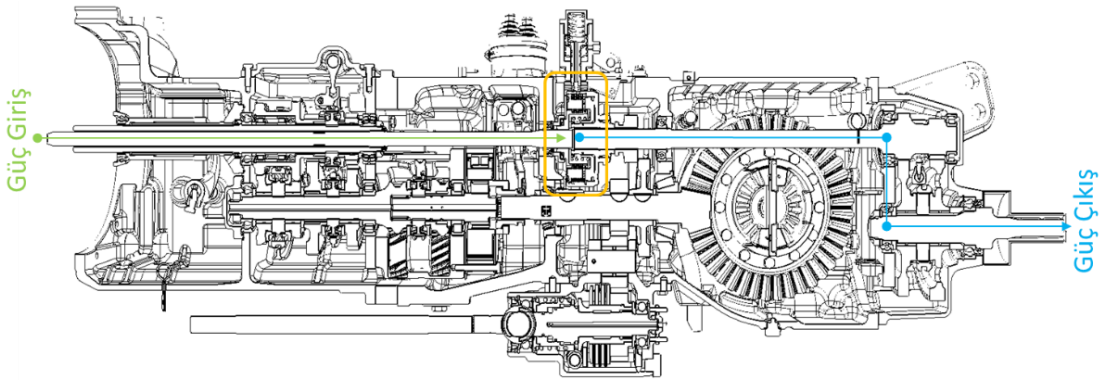
Sistem modeli mekanik, hidrolik ve kontrol alt sisteminden oluşmaktadır. (Şekil 2. 1)



Şekil 2. 1 Sistem komple modeli

2.1.1 Mekanik Sistem Modellenmesi

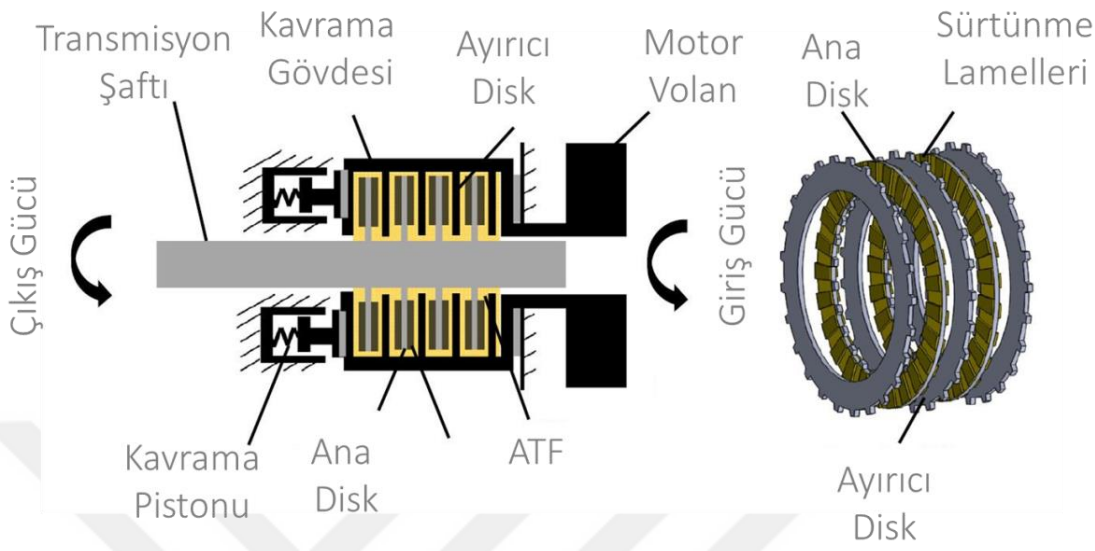
Mekanik sistem şanzıman gövdesi içerisine konumlandırılmaktadır. Şekil 2. 2'de belirtilen kesit resminden görüldüğü gibi giriş gücü ve hızını içten yanmalı motor ile alarak çıkış gücü ve hızını kuyruk miline aktarmaktadır.



Şekil 2. 2 Transmisyon kesit görüntüsü, giriş ve çıkış ilişkisi

Islak kavramanın basitleştirilmiş mekanik modeli ise Şekil 2. 3 'de görüldüğü gibidir. Giriş ve çıkış gücü arasındaki ilişkiyi kuran mekanik ve hidrolik elemanlar; transmisyon şaftı,

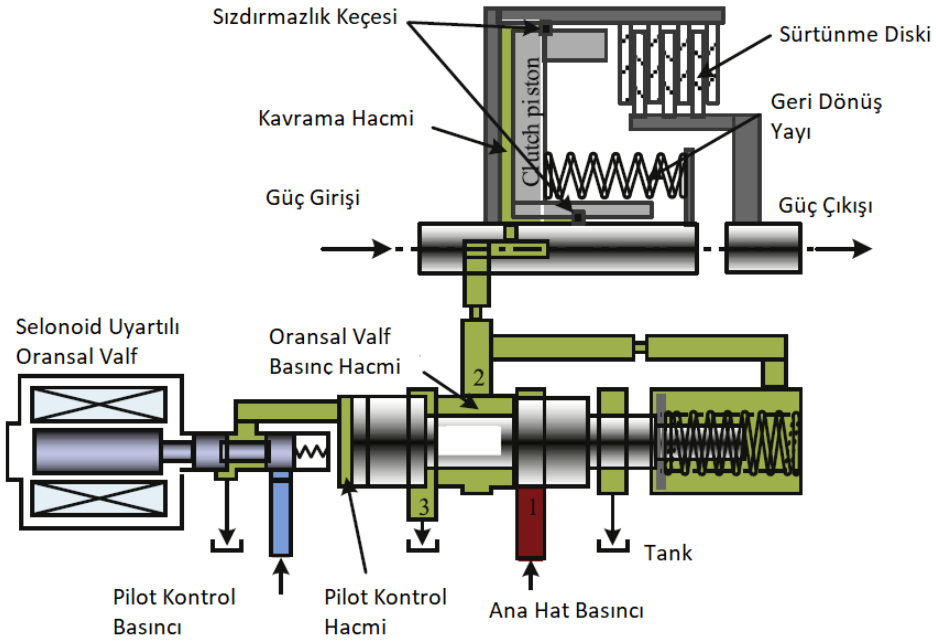
kavrama gövdesi, ayırıcı disk, kavrama pistonu, ana disk, ATF yağı, motor volanıdır. Ana diskin ön ve arka yüzünde ise sürtünme malzemesi kaplanarak sürtünme lameli oluşturulmaktadır.



Şekil 2. 3 Basitleştirilmiş ıslak kavrama modeli

2.1.1.1 Islak Kavrama Paketi Modeli

Islak kavrama basınç altında kavrama durumuna geçen türden bir kavrama olup, modellenmesi için dönen piston, piston içerisindeki sızdırmazlık elemanları, piston kütlesi, pistona karşı çalışan yay, kavrama paketi modellenmesi yapılmıştır.



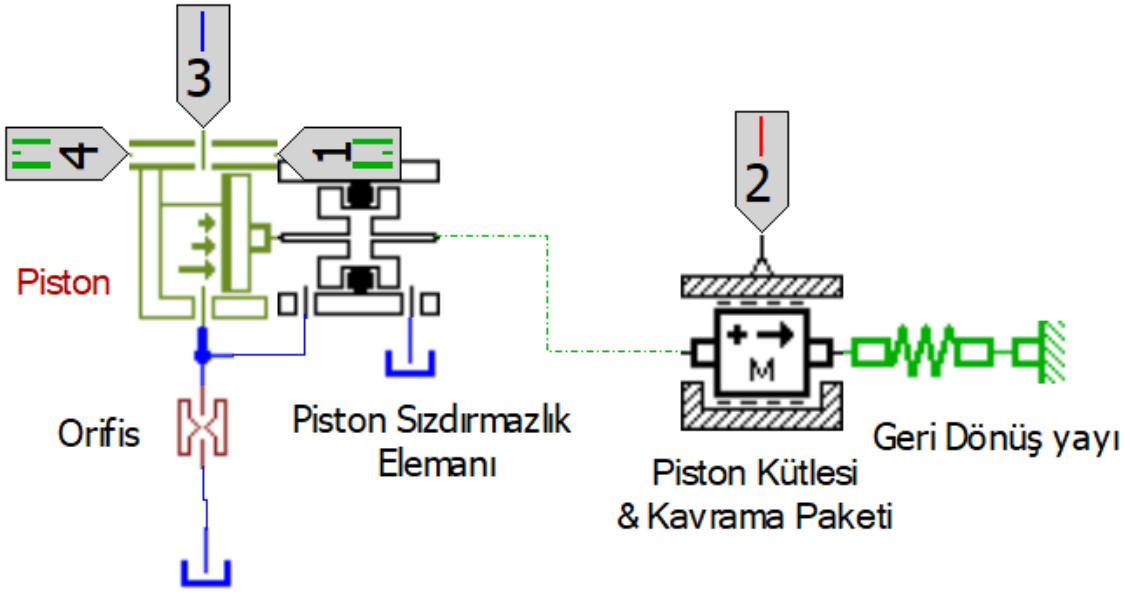
Şekil 2. 4 Basitleştirilmiş ıslak kavrama ve oransal valf modeli

Şekil 2. 4 görüldüğü gibi ana hat basıncı oransal valfin P portuna bağlıdır. Islak kavramalar devre alınmak istendiğinde selenoid valfin bobinine akım PWM sinyali ile gönderilir ve valfin pilot kontrol hacmi yardımı ile kullanıcı çıkışı dediğimiz 2 portuna basıncın geçmesi mümkün olmaktadır. Basınç kavrama hacmine (Piston hacmi) doldurulduktan sonra piston hareket ederek sürtünme disklerini baskı plakalarına sıkıştırır ve kavrama gerçekleşir. Böylece güç girişi güç çıkışına mekanik olarak bağlanmış olur.

Dönen Piston Modeli

Kavrama lamellerini sıkıştırmak için gerekli olan basıncı oluşturduğumuz pistondur. Motor tarafında olduğu için sürekli motor ile aynı hızda dönmektedir. PPRV valfinden gelen basıncın içerisine dolması ile birlikte öncelikle ölü hacmi sonrasında basınçlandırılacak hacim gelen yağ debisi ile dolar sonrasında basınç zamana bağlı bir şekilde artar.

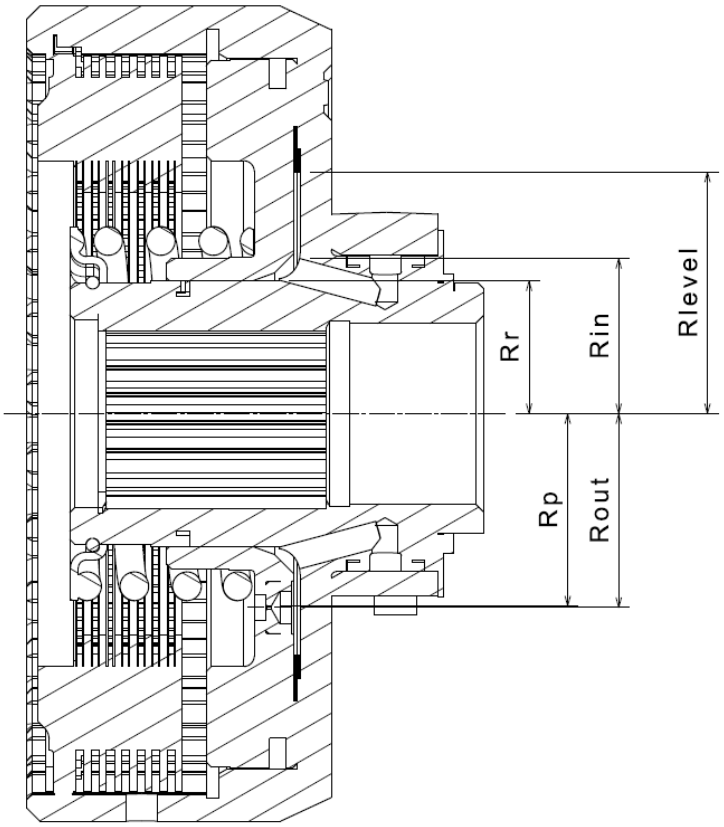
Şekil 2. 5 piston modelini görmekteyiz. 3 numara ile belirtilen yol hidrolik yağın içeriye girdiği ve kavrama basıncını oluşturacak olan yoldur. 1 numaralı yoldan devir çıkar moment girer, 4 numaralı yoldan ise tam tersi devir girer moment çıkar. Islak kavrama içerisinde bulunan yağlama amacıyla kullanılan ve yağın dışarısına müsaade edilen bir boşaltma deliği ise hidrolik kısıcı eleman olarak modellenmektedir. Piston sızdırmazlığı, piston kütlesi ve geri dönüş yayı detaylı bir şekilde modellenmektedir.



Şekil 2. 5 Piston modeli

Piston iç çap ve dış çap bilgileri basınca bağlı olarak piston efektif alanı hesaplanıp kuvvet olarak ıslak kavrama lamelleri üzerine gönderilecektir. Dönen bir hacmin içerisindeki basınçlı akışkanın merkezkaç kuvveti ile piston içerisinde ekstra bir kuvvet olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu değer yaklaşık toplam oluşan kuvvetin yaklaşık %1'ine denk gelmesine rağmen modele ilave edilmesi sonuçların hassasiyeti için önem arz etmektedir.

Piston kesit görüntüsü Şekil 2. 6'te gösterilmektedir. Piston parametreleri katı model üzerinden alınarak 1D modele girilmiştir.



Şekil 2. 6 Islak Kavrama kesit görüntüsü ve geometrinin parametreleri

Piston İçi Hacmin ve Yağ Miktarının Hesaplanması

Pistonun zamana bağlı olarak gelen debiye göre hareket etmesi nedeniyle piston içerisindeki yağ ve pistonun hacmi şu şekilde hesaplanır.

Giriş portundaki debi q_1 ve çıkış portundaki debi q_3 integrali alınır ve ilk durumdaki varsa yağ hacmi ile toplanrak modeli kurulur. Yapılan analiz ve test çalışmalarında ilk anda bulunan yağın miktarı $V_{oil}(0)$, kavramanın ilk devreye alınması sırasında sisteme daha önce basınçlı yağ girmediği için sıfır olarak alınabilir fakat 2.3.4….n. devreye alış sırasında piston içerisinde merkezkaç sonucu hapsolan yağ nedeniyle davranış değişmektedir.

$$V_{oil}(t) = V_{oil}(0) + \int_0^t (q_1 + q_3)\, dt \qquad (2.\ 1)$$

Piston aktif alanı A_P , piston ölü hacmi V_{pv0} ifade etmektedir. Piston hacmi hesaplanırken piston hızı v_4 integre edilerek bulunup ilk durumdaki hacme ilave edilerek bulunur.

$$V_{pv}(t) = V_{pv0} + \int_0^t v_4 . A_P\, dt \qquad (2.\ 2)$$

Hacmin ve yağın miktarının yağ sıkıştırılamaz kabul edilmesi durumunda eşit olduğu durumda piston hacminin tamamıyla yağ ile dolduğu kabul edilir.

Bu durumda V_{pv0} ilk piston ölü hacmi yağ hacminden, $V_{oil}(t)$ küçüktür pistonun hareket etmesi için pistonun toplam hacmi, $V_{pv}(t)$ ise yağ hacminden büyük veya eşit olmalıdır.

$$V_{pv0} \leq V_{oil}(t) \leq V_{pv}(t) \quad (2.\ 3)$$

Hidrolik yağın hacminin piston hacmine bölünmesi ile hacim oranı, $V_{fr}(t)$ hesaplanır. $V_{fr}(t)$ değerinini 1 olması piston hacmi tamamiyle yağ ile dolu olduğunu göstermektedir.

Piston İçi Basıncın Hesaplanması

Piston içerisine giren yağın giriş ve çıkış tarafındaki basınç dengesine bakmak gerekirse, giriş çıkış portlarının radyal mesafe bilgilerinin Şekil 2. 6'da verilmiş olduğu görülmektedir.

Piston hacminde bulunan basıncı P_{ch} ile ifade ederiz. Piston içerisindeki basınç ilk durumada bizim problemimizde çevresindeki basınca çevredeki basınca eşittir. Çevre basıncı ise yağ karteri atmosfere açık olduğu için atmosfer basıncına eşit olacaktır. Hacim oranı, V_{fr} 1(bir) olana kadar piston içerisindeki basınç her zaman için P_{amb} eşit olacaktır.

$$P_{ch} = P_{amb} \quad (2.\ 4)$$

Hacim oranı, V_{fr} =1 olduğu durumda piston hacmi basıncını şu şekilde hesaplarız.

$$\frac{d}{dt}(P_{ch}) = \frac{B(P_{ch}).(q_1+q_3)}{vol} \quad (2.\ 5)$$

Piston içerisindeki merkezkaç kaynaklı basıncı ise şu şekilde hesaplarız. ω pistonun açısal hızı, ρ akışkanın hacimsel yoğunluğunu r_{level} ise yağ seviyesinin merkez mesafeden uzaklığını, yarıçapını belirtmektedir.

$$P_{centri}(r) = \frac{\rho}{2}.(r^2 - r_{level}^2).\omega^2 \quad (2.\ 6)$$

Piston Kuvvetinin Hesaplanması

Piston içerisinde pistonun efektif alanı üzerinde basınç nedeniyle oluşan kuvvet ıslak kavrama lamellerini sıkıştırmak üzere kavrama paketine iletilecektir. Piston kuvveti aşağıdaki şekilde hesaplanır.

Piston içerisindeki yağın miktarı ve konuma göre piston kuvvet hesabı farklı şekillerde yapılabilir. F_p piston kuvvetini, A_P piston alanını simgelemektedir.

Eğer $r_{level} > r_p$;

$$F_p = A_P . P_{ch} \tag{2. 7}$$

Eğer $r_{level} < r_r$;

$$F_p = A_P . P_{ch} + \frac{\pi.\rho}{4} . \omega^2 . (r_p^4 - r_r^4 - 2. r_{level}^2 . (r_p^2 - r_r^2)) \tag{2. 8}$$

İki durumdan herhangi biri de değilse bu durumda;

$$F_p = A_P . P_{ch} + \frac{\pi.\rho}{4} . \omega^2 . (r_p^2 - r_{level}^2)^2 \tag{2. 9}$$

Denklemleri kullanılarak model çözdürülür.

Piston Kütlesinin Kavrama Paketinin Sönüm Karakteristiğine Göre Modellenmesi

Piston içerisinde oluşan basıncın kavrama paketi üzerine kuvvet olarak etkimesinden önce oluşan basınç piston kütlesi modeline aktarılır. Bu kütle sıkıştıracağı paket üzerindeki sertlik ve sönüm katsayısına göre etki göstermektedir.

Piston Kütlesinde oluşan kuvvetin bulunabilmesi için ıslak kavrama paketinin sönüm katsayısı, R_{pack} öncelikle bulunur. Sönümleme oranı z, kavrama paketinin rijitlik katsayısı C_{pack} ile ifade edilmektedir.

$$R_{pack} = 2. Z . \sqrt{C_{pack} . mass} \tag{2. 10}$$

Kütle üzerinde oluşan net kuvvetin hesaplanması için aşağıdaki eşitlikten faydalanırız. Bu yüksek lisans tezinde kütlenin sol tarafına piston basıncı etki ederken sağ tarafına yay kuvveti ve kavrama paketinden gelen kuvvet ve kavrama paketinin sönüm tepkisi kuvveti iletilmektedir. Piston ilerleme hızı v_1 ile ifade edilmektedir.

$$F_{net} = F_{sol} - F_{sağ} - F_{pack} - v_1 . R_{pack} \quad (2.\ 11)$$

Yayın Modellenmesi

Kavrama paketi içerisinde kullanılan yayın görevi basınç kesilmesi durumunda pistonun ilk konuma geri dönmesini sağlamaktır. Geri dönüş hattı üzerindeki geri basınç değerlerinin yüksek olması durumlarına karşı bu yayın sertliğinin optimize edilmesi gerekmektedir. Kullanılan yay spiral yaydır ve k katsayısı şu şekilde hesaplanır.

Sarım sayısını n_a, malzemenin kayma modülünü *G*, yayın çapını *D*, yay kalınlığının çapını *d* , ile ifade edilmektedir.

$$k = \frac{G.d^4}{8D^3 n_a} \quad (2.\ 12)$$

Bulunan *k* katsayısına göre kuvvet F_{yay}, şu şekilde hesaplanmaktadır.

$$F_{yay} = k . x_{comp} \quad (2.\ 13)$$

Kavrama Modeli

Kavrama fiziksel olarak baskı plakaları ve sürtünme lamelerinden (balatalarından) oluşmaktadır. *Couloumb* sürtünme modeline göre sıcaklık değişkenine bağlı olarak kavramanın aktaracağı moment değeri modellenmektedir. Bu modele giriş sinyali piston çıkış kuvveti olarak aktarılmaktadır. Piston da üretilen F_p piston kuvveti giriş parametresi olarak ıslak kavrama paketine normal kuvvet olarak iletilmektedir.

Kavrama paketinin transfer edebileceği en fazla moment değeri, T_{max} denklem xx ile hesaplanmaktadır. μ sürtünme katsayısını , F_{total} toplam etkiyen normal kuvvet değerini, R_{eff} efektif kavrama lamel yarıçapını, np toplam kavrama paketindeki sürtünme yüzey sayısını ifade etmektedir.

$$T_{max} = \mu . F_{total} . R_{eff} . np \quad (2.\ 14)$$

Efektif yarıçap, R_{eff} bulmak için aşağıdaki ifade kullanılır. R_{in} kavrama paketindeki sürtünene yüzeyin iç çapını, R_{out} kavrama paketindeki sürtünene yüzeyin dış çapını ifade etmektedir.

$$R_{eff} = \frac{2}{3} \frac{(R_{in}^3 - R_{out}^3)}{(R_{in}^2 - R_{out}^2)} \quad (2.\ 15)$$

Sürtünme katsayısı μ , sabit alınabileceği gibi aynı zamanda sıcaklığın veya kayma hızının bir fonksiyonu olacak şekilde de tanımlamak mümkündür.

Bu yüksek lisans tezinde sürtünme katsayısı, μ sıcaklık artışının bir fonksiyonu olacak şekilde modellenmiştir. Sıcaklık farkı, dT hesaplanırken mekanik gücün transfer edilirken kayıp miktarı kısaca güç kaybı oranı yüzde olarak $P_{L,per}$ ile belirtilir. Kavramaların açısal hızları ve aktarılan momentin çarpımı, $(T_1(\omega_1 + \omega_3)$ toplam güç kaybını ifade etmektedir. Isı transfer katsayısı, h ile ifade edilmektedir. Kütle, m ve ısıl kapasite faktörü ise C_p ile ifade edilmektedir.

$$dT = \frac{P_{L,per}.(T_1(\omega_1+\omega_3)+h.(20-temp)}{m.C_p} \quad (2.\ 16)$$

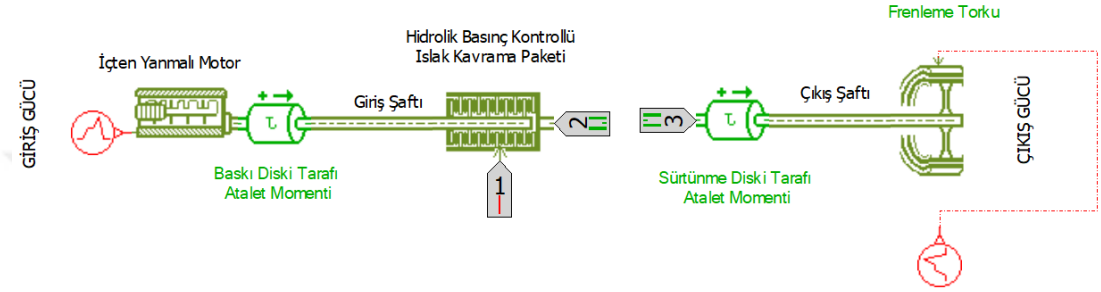
Kullanıcı tarafından her bir sıcaklık değeri için, dinamik sürtünme katsayısı μ Çizelge halinde verilir. Bu yüksek lisans tezinde tanımlanan değerler Çizelge 2. 1 ile ifade edilmektedir.

Çizelge 2. 1 Sıcaklığa bağlı sürtünme katsayısı

Sıcaklık, T	**Sürtünme Katsayısı,** μ
◦**C**	**-**
0	0.2
50	0.35
100	0.45
150	0.38
200	0.35
250	0.34
300	0.38
350	0.60
370	0.15

2.1.1.2 Kavrama Ünitesi Giriş Çıkış Modeli

Şekil 2. 7'de görüldüğü gibi içten yanmalı motorun ürettiği mekanik güç giriş mili vasıtası ile ıslak kavramanın baskı diski tarafına bağlıdır. Sürtünme diski tarafına ise kavrama ünitesinin sürtünme plakaları bağlıdır. Islak kavrama ünitesi basınç ile kontrol edilerek giriş şaft çıkış şaftına mekanik olarak bağlanmaktadır. Çıkış şaftı tarafında motorun farklı yükler altında çalışmasını modelleyebilmek için fren ünitesi sisteme entegre edilmektedir.



Şekil 2.7 Kavrama ünitesi giriş-çıkış modeli

2.1.2 Hidrolik Sistem Modellenmesi

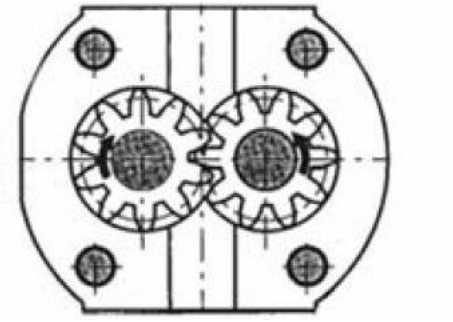
2.1.2.1 Hidrolik Tank

Traktör dişli kutusu içindeki yağ hidrolik kontrol sistemi içerisinde de dolaşmaktadır. Traktör gövdesi dışarıya nefeslik ile bağlı olduğu için yağ karteri içerisindeki basınç, P_{amb} efektif olarak global değişkene atanmakla birlikte 10^{-4} olarak alınmıştır.

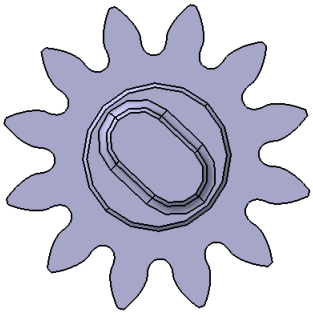
2.1.2.2 Pompa Modeli

Bu yüksek lisans tezinde kullanılan pompa sabit deplasmanlı ve dıştan dişli bir pompadır. Dişli pompaların nominal debisinin bulunması için pompa deplasmanın pompa dişlisinin hızı ile çarpılması gerekmektedir.

$$q_{nom} = \frac{\Delta \, x \, Speed}{1000} \quad [\text{l/dak}] \qquad (2.\ 17)$$



Şekil 2.8 Dişli pompa



Şekil 2. 9 dişli pompanın tahrik dişlisi

Testler sırasında kullanılan dıştan dişli pompanın performans test sonuçları aşağıdaki gibidir.

Çizelge 2. 2 Dişli pompanın test değerleri

Deplasman	cc	8
Devir	d/d	1500
Boştaki Debi @ 30 bar	lt/dak	11,84
Yükteki Debi @176 bar	lt/dak	11,53
Hacimsel Verim, η_v	%	97,38
Mekanik Verim, η_m	%	90,97
Toplam Verim, η_t	%	88,59

2.1.2.3 Çekvalf

Devreyi basınçlandıran ve akışkan sağlayan pompanın güvenliğini almak ve pompanın karşı basınç ile zarar görmesini engellemek için modele çekvalf ilave edilmiştir.

Çekvalfler modellerinken kuvvet dengesi ve debi akışkan debisi dengesi göz önüne alınır. Kuvvet dengesi ile çekvalfin sürgüsünün ne kadar mesafe kat ettiği hesaplanırken, kat ettiği mesafe ile açılan hidrolik kısıcı alanı bulunur ve debi eşitliği hesabı yapılır. Çekvalf içerisindeki kapatma yönünde zorlayan yayın açma basıncının histerisis bir davranış göstermektedir.

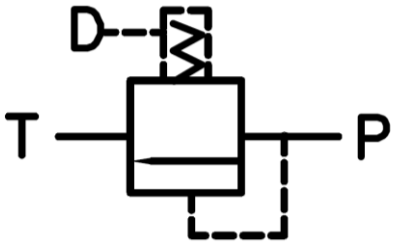
Valfin sürgü konumu, x_v aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır. p_{in} çekvalf giriş basıncını, p_{out}, çekvalfden çıkan basıncı, p_{crack} ise çekvalfin açma basıncını sembolize eder. k_{Vyay} çekvalf içerisinde kullanılan yayın sabitidir.

$$x_v = \frac{p_{in} - p_{out} - p_{crack}}{k_{Vyay}} \quad (2.\ 18)$$

Valfden geçen debinin hesabı için ise aşağıdaki formülden faydalanırız.

2.1.2.4 Basınç Kontrol Valfi

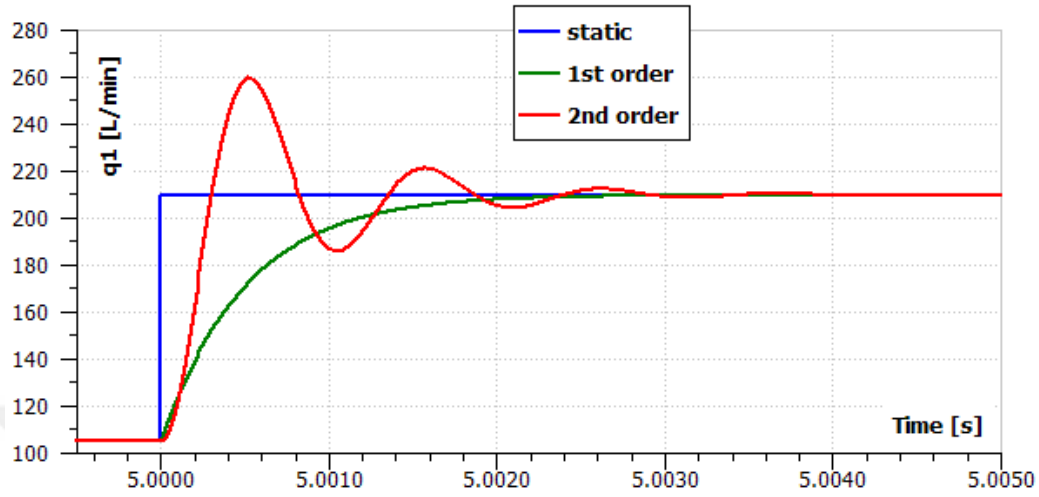
Valfin Görevi hat üzerinde sürekli basıncın kalmasını sağlamaktır. Valfin P portunda ön gerilmiş yay nedeniyle basınçlanmaktadır. P portunda arzu edilen basınca erişildiğinde kullanıcı portu D portunda



Şekil 2.10 Basınç kontrol valfi hidrolik şematik gösterim

Valfin açma dinamiğinin modellenmesi için farklı yaklaşımlar yapılabilmektedir. Statik, 1. dereceden ve 2.dereceden dinamik bir şekilde modellenmesi mümkündür. Şekil 2. 11'de valfin dinamik davranışları görünmektedir. Basınç ve debi arasında birinci dereceden sistem kurgusunda zaman sabiti değişkeninin tanımlanması gerekmektedir. İki dereceden sistem analizi yapılması durumunda ise valfin doğal frekans değeri ve sönümleme oranı girilmelidir. Özellikle düşük frekanslı ve yüksek debinin geçtiği bu tür valflerde analizin ikinci dereceden yapılması önemlidir. Akışkanın basınçlandıran

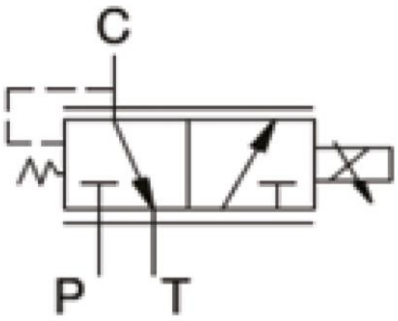
pompanın dönme hızına bağlı olarak valfin kendi doğal frekansı nedeniyle rezonansa girebilir. Bizim sistemimizde debi değeri düşük olacağı için zaman sabiti belirlenerek birinci dereceden sistem ile problem modellenmiştir.



Şekil 2. 11 Basınç kontrol valfi statik ve dinamik tepkisi

2.1.2.5 Basınç Düşürücü Oransal Valf

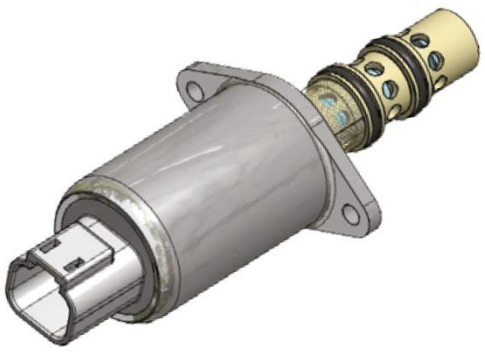
Basınç düşürücü oransal valflerin (PPRV) çeşitli kullanım alanları olmakla birlikte yüke bağlı kontrolün olduğu ve modülasyon rampasının hassas bir şekilde ayarlanması gerektiği uygulamalarda özellikle sık kullanılmaktadır. İçten hidrolik pilot uyartı alan valf basınç kontrolünü kullanıcı tarafındaki basıncı geri valf içerisine besleyerek dinamik bir şekilde yapmaktadır. Islak kavrama uygulamalarında dinamik cevap verebilmesi nedeniyle bizim problemimizde olduğu gibi yüksek pik akımları verilerek hidrolik olarak kontrol edilmeye çalışılan kontrol hacimlerinin hidrolik sıvı ile çok hızlı bir şekilde doldurulması sağlandıktan sonra yumuşak bir şekilde hidrolik basıncın rampalandırılmasını mümkün kılmaktadır.



Şekil 2. 12 PPRV hidrolik şematik gösterimi

Oransal valfin çalışma prensibi detaylı bir şekilde açıklamak gerekirse; selenoid valfe akımın gelmediği durumda P portu kapalıdır ve akışkan C portuna geçişine yol kapatılmıştır. C portundaki akışkan T hattına yani tank hattına serbestçe dönebilmektedir. Elektrik akımı verilmeye başlandığında ve artırıldığında verilen akımın fonksiyonu olacak şekilde valf sürgüsü P portu C portuna yavaş yavaş açmaktadır sürgü açıldıkça oransal bir şekilde basınç değeri de artmaktadır. Sürgü hareket etmeye başladığında T portu kapanmakta ve basınç C portuna sadece iletilmektedir. Valf sürgüsü istenilen basınç değerinde sabit kaldığında kullanıcı tarafındaki pilot basıncı yay tarafına destek olarak selenoid valfin oluşturduğu elektromanyetik kuvvetin tersine kuvvet oluşturur ve valfin dengede kalması sağlanır.

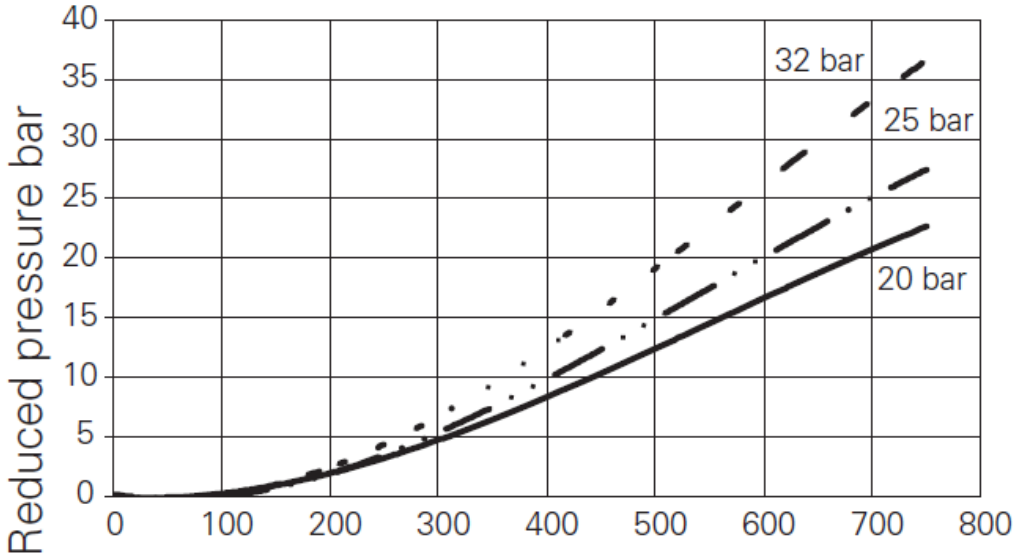
Bu nedenle bu tür valflerin histerisisler, tekrar kabiliyeti son derece iyidir.



Şekil 2.13 PPRV 3 boyutlu modeli

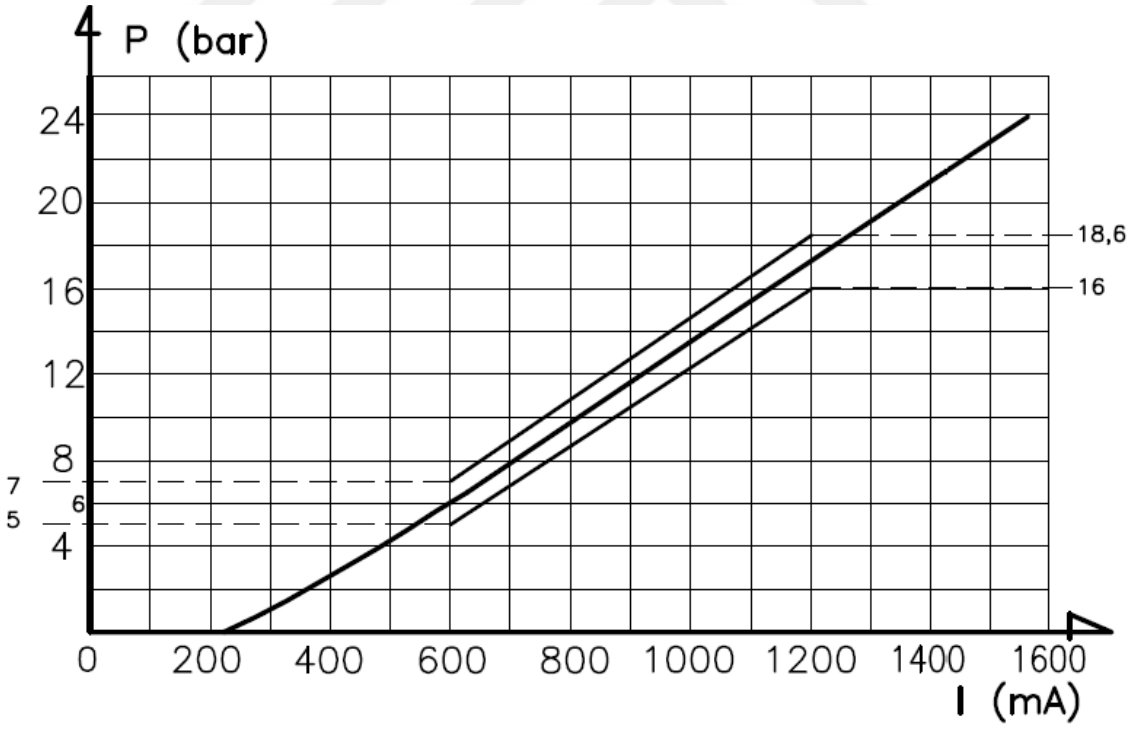
Bu uygulamada selenoid uyartılı bir valf kullanılmıştır. Selenoid valf ise Sinyal Genişlik Modülasyonu (PWM) ile kontrol edilmektedir.

Örnek bir valfin selenoidine uygulanan elektriksel akıma bağlı C portundaki çıkış basıncının grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 2. 14 Eaton EPPV5 valfinin regüle edilen basınç – akım grafiği

Bizim uygulamamızda verilmesi gereken PWM sinyalinin akım karşılığı Şekil 2.15'de gösterildiği gibidir.

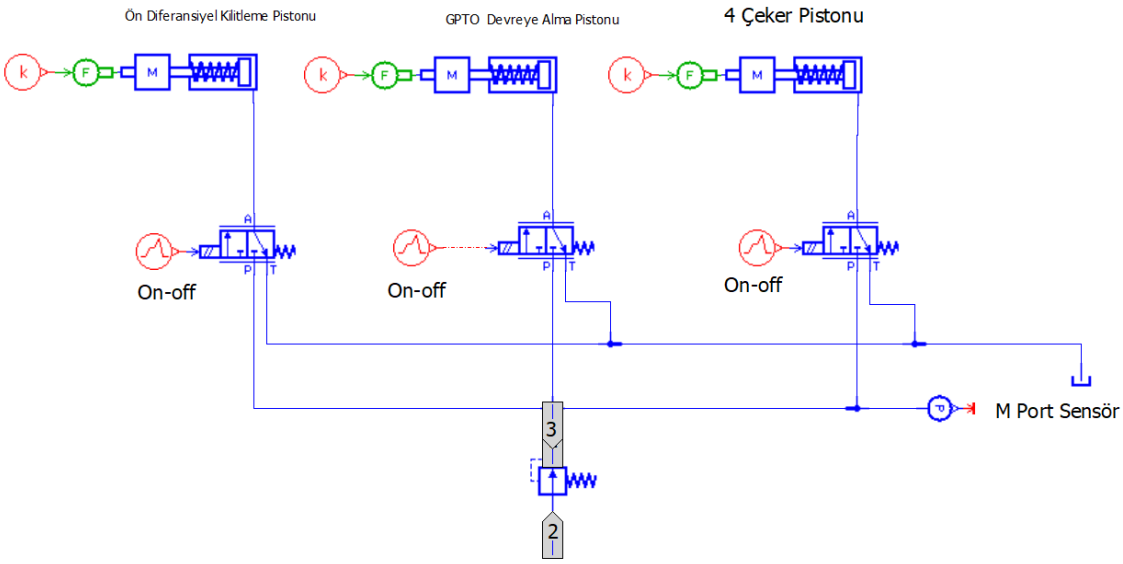


Şekil 2.15 PPRV basınç-akım grafiği

Kullanıcı tarafı C portunda ≈23 bar elde etmek için selenoid valfin 1500mA akım ile kontrol edilmesi gerekmektedir.

2.1.2.6 Diğer Hidrolik Alt Sistemler Modellenmesi

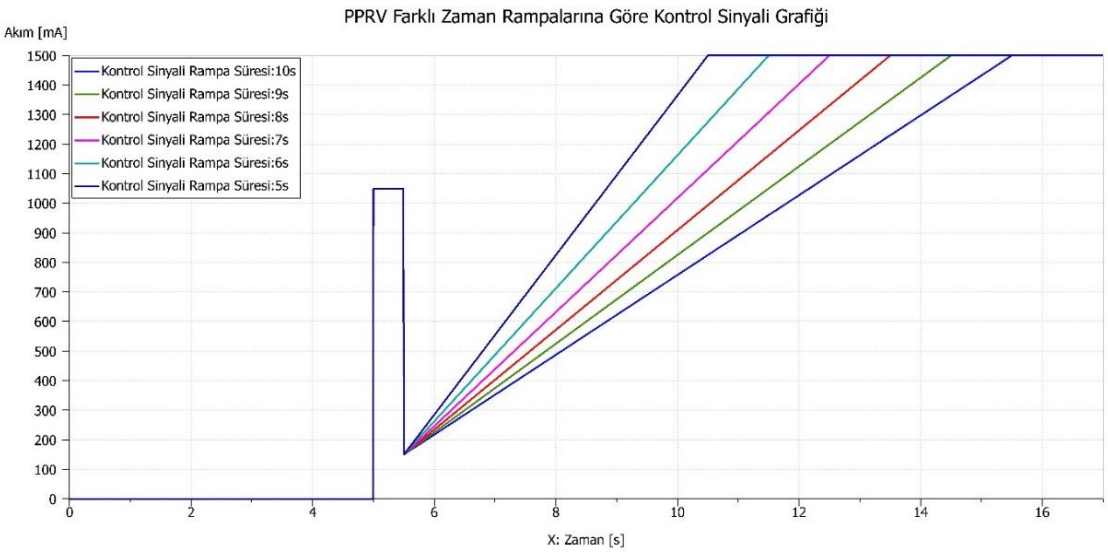
Şekil 2.16'da Islak kavrama ile birlikte 4 çeker, diferansiyel kilidi, GPTO fonksiyonları da aynı hidrolik sistem içerisinde alt sistem olarak ilişkili olduğu için modellendiği görülmektedir. Alt sistemlerin de ayrıca detaylı bir şekilde valfleri, eyleyicileri ve kontrolü modellenmesinin nedeni tüm sistemin tek pompadan basınçlandırılması ve bu yüksek lisans tezi konusu olan Islak kavramanın oransal valf ile kontrolü esnasında sistemin karakteristiğini etkilemekte olmasıdır.



Şekil 2.16 Diğer hidrolik alt sistemlerin modellenmesi

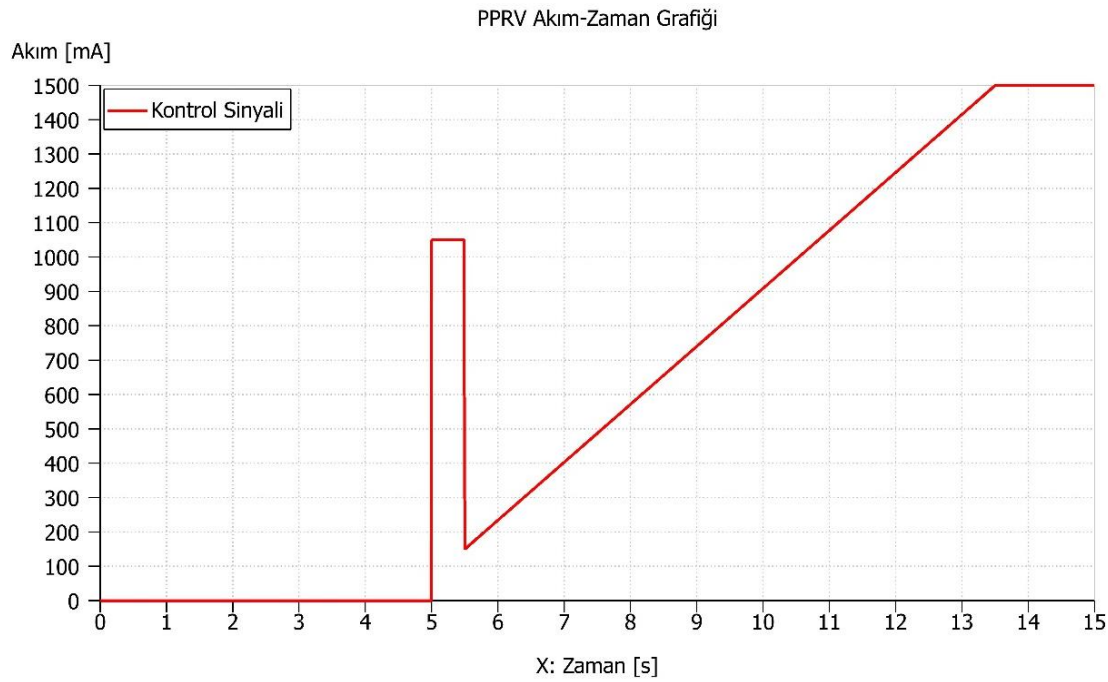
2.1.3 Kontrol Sistem Modellenmesi

Valfin Kontrol edilebilmesi için verilmesi gereken kontrol sinyalinin en uygun rampasının bulunabilmesi için farklı oranlarda optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Kontrol sinyali rampası optimizasyonu konfor seviyesi ve dayanım için optimize edilmesi gereken bir değişkendir. Farklı kontrol sinyalleri uygulanarak ıslak kavrama disklerinin ve plakalarının açısal hızlarının eşitlendiği noktanın konfor ve dayanıma göre optimize edilmesi amaçlanmaktadır. İlk doldurma sinyalinin geldiği an ile sinyal rampasının istenilen akım değerine ulaşması için gereken süre değişken olarak analiz edilmiştir. 5, 6, 7, 8, 9, 10 saniye için sinyal grafikleri Şekil 2. 17'te görüldüğü gibidir.



Şekil 2. 17 Farklı zaman rampalarına göre kontrol sinyali grafiği

Çok disiplinli yapılan analiz sonuçlarına göre Şekil 2. 18'te belirtilen 8 saniyelik sinyal rampası grafiğin kullanılmasının uygun olduğu görülmüştür.



Şekil 2. 18 Modülasyon rampası kontrol sinyali

BÖLÜM 3

SİMÜLASYON

3.1 Simülasyon Hazırlığı

Simülasyonda kullanılan komponenetlerin değişkenlerinin tanımlaması Çizelge 3. 1'de gösterildiği gibidir.

Çizelge 3. 1 Değişkenler

#	Değişken Adı	Değişken Açıklaması	Tip	Birim	Değer
1	Jdisks	Atalet Momenti - Disk Tarafı	Gerçek Sayı	kgm**2	0.1
2	velocity	# pistonun Başlangıç lineer hızı	Gerçek Sayı	m/s	0
3	dratio	Kavrama Paketi Sönüm Oranı	Gerçek Sayı	null	0.25
4	mass	1/3 Geri Dönüş Yayı ile Piston Kütlesi	Gerçek Sayı	kg	0.552
5	leak_as	Kaçak Debisi - Aktif taraf	Gerçek Sayı	L/min	1
6	sti_as	Piston İç Çap Tarafındaki Sızdırmazlık Elemanı Kalınlığı - Aktif Taraf	Gerçek Sayı	mm	2.3
7	sti	İç Çap Tarafındaki Sızdırmazlık Elemanı Kalınlığı	Gerçek Sayı	mm	sti as
8	sto_as	Piston Dış Çap Tarafındaki Sızdırmazlık Elemanı Kalınlığı - Aktif Taraf	Gerçek Sayı	mm	3
9	sto	Dış Çap Tarafındaki Sızdırmazlık Elemanı Kalınlığı	Gerçek Sayı	mm	sto as

Çizelge 3. 1 Değişkenler (Devam)

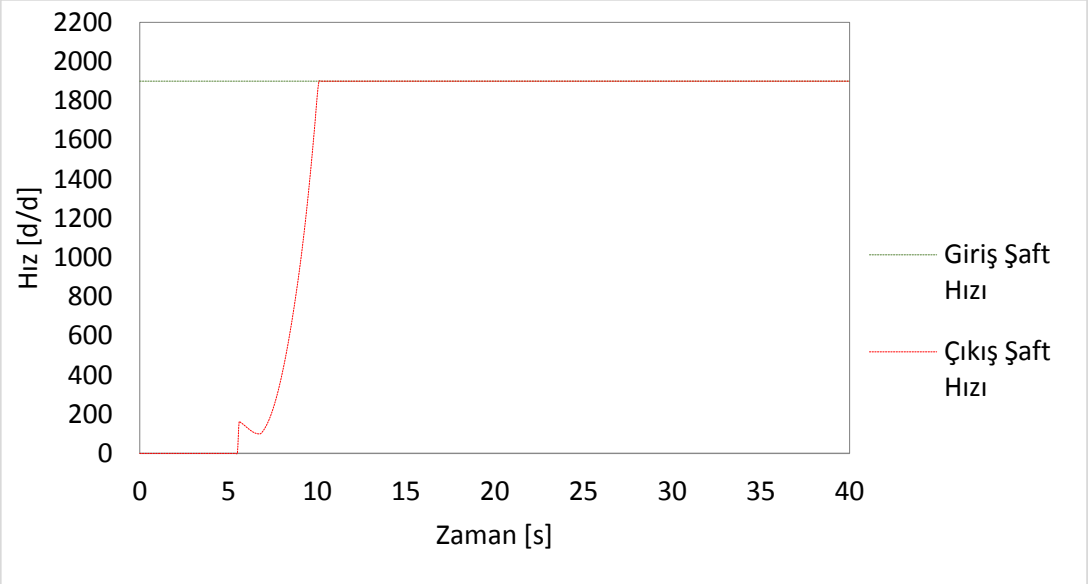
#	Değişken Adı	Değişken Açıklaması	Tip	Birim	Değer
10	findex	Hidrolik Akışkan indeksi	Tam Sayı		0
11	Table_mu1	Piston Hızına Bağlı Sızdırmazlık Elemanı Sürtünme Katsayısı Dosyası	Metin		
12	Table_mu	Piston Hızına Bağlı Sızdırmazlık Elemanı Sürtünme Katsayısı Dosyası	Metin		
13	Table_PackStiffness	Kavrama Paketi Rijitlik Dosyası	Metin		
14	pid_as	Piston İç Çap - Aktif Taraf	Gerçek Sayı	mm	50.825
15	wplates	Port3 Açısal Başlangıç Hız - Plaka Tarafı	Gerçek Sayı	d/d	0
16	wdisks	Port3 Açısal Başlangıç Hız - Disk Tarafı	Gerçek Sayı	d/d	1000
17	pod_as	Piston Dış Çap - Aktif Taraf	Gerçek Sayı	mm	135.38
18	pod	Piston Dış Çap	Gerçek Sayı	mm	pod as
19	pamb	Ortam Basıncı	Gerçek Sayı	bar	0.0001
20	Table_Return Spring	Geri Dönüş Yay Kuvveti Dosyası	Metin		
21	fed_as	Akışkan Giriş Çapı - Aktif Taraf (Opsiyon2)	Gerçek Sayı	mm	60.27
22	Table_Vas	Aktif Taraf Hacmi Dosyası	Metin		

Çizelge 3. 1 Değişkenler (Devam)

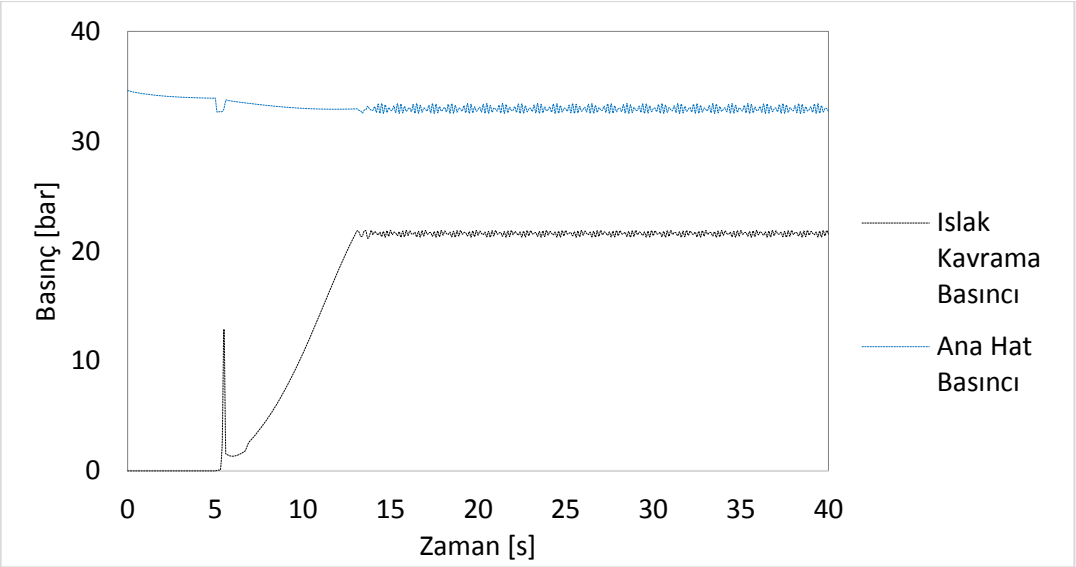
23	J plates	Atalet Momenti - Plaka Tarafı	Gerçek Sayı	kgm**2	0.001+1
24	pid	Piston İç Çapı	Gerçek Sayı	mm	pid as
25	displacement	Piston Başlangıç Lineer Deplasmanı	Gerçek Sayı	mm	0
26	p_as	Başlangıç Baısncı - Aktif Taraf	Gerçek Sayı	bar	0.0001
27	in_speed	Başlagıç Hızı	Gerçek Sayı	d/d	1900
28	in_torque	Başlangıç Momenti	Gerçek Sayı	Nm	300

3.2 Simülasyon Sonuçları

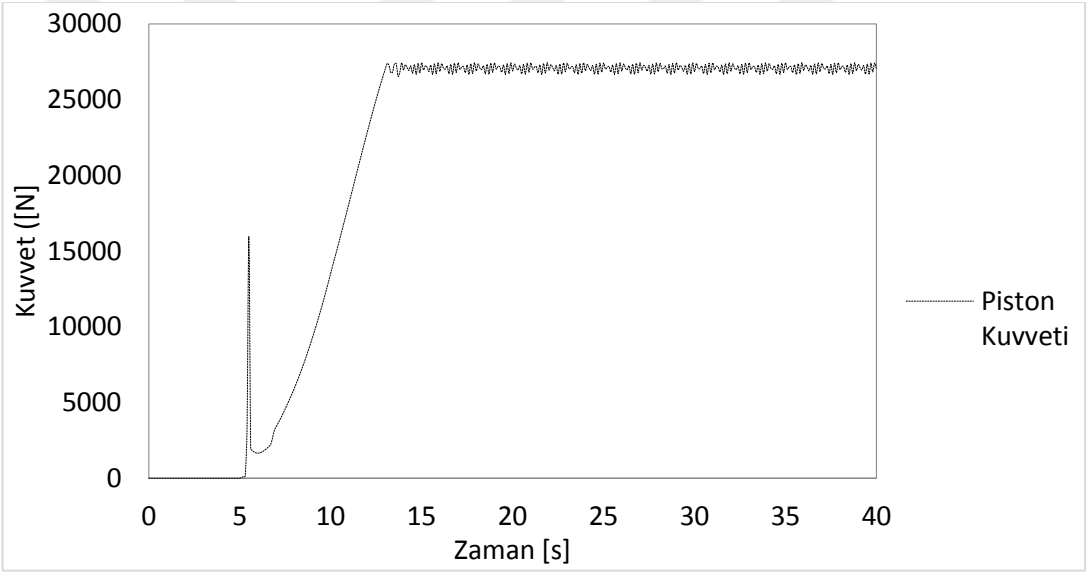
Kurulan model ile simülasyon 40 saniye olarak çözdürülmüştür. Alınan sonuçlar ile giriş çıkış şaft hızları, kavrama ve ana hat basınçları, piston deplasmanı, piston kuvveti, piston hızı, piston ivmesi, piston içerisindeki merkezkaç kuvveti, kavrama içerisindeki ayırıcı yay kuvveti, rijitlik ve sönüm katsayıları, coloumb sürtünme katsayısı, basınç düşürücü oransal valf portlarından çıkan ve giren yağ debisi ve basınç değişimleri, farklı yağ sıcaklığına göre kavrama basınçlarının zamana göre değişimleri takip eden şekillerde gösterilmektedir.



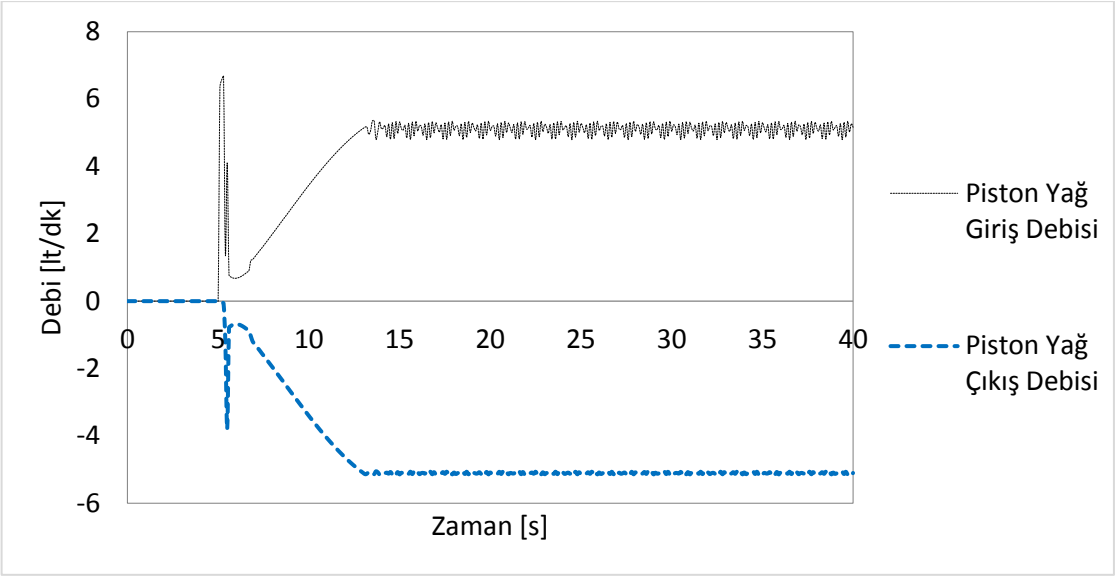
Şekil 3. 1 Giriş şaftı ve çıkış şaftı hızlarının zamana göre değişimi



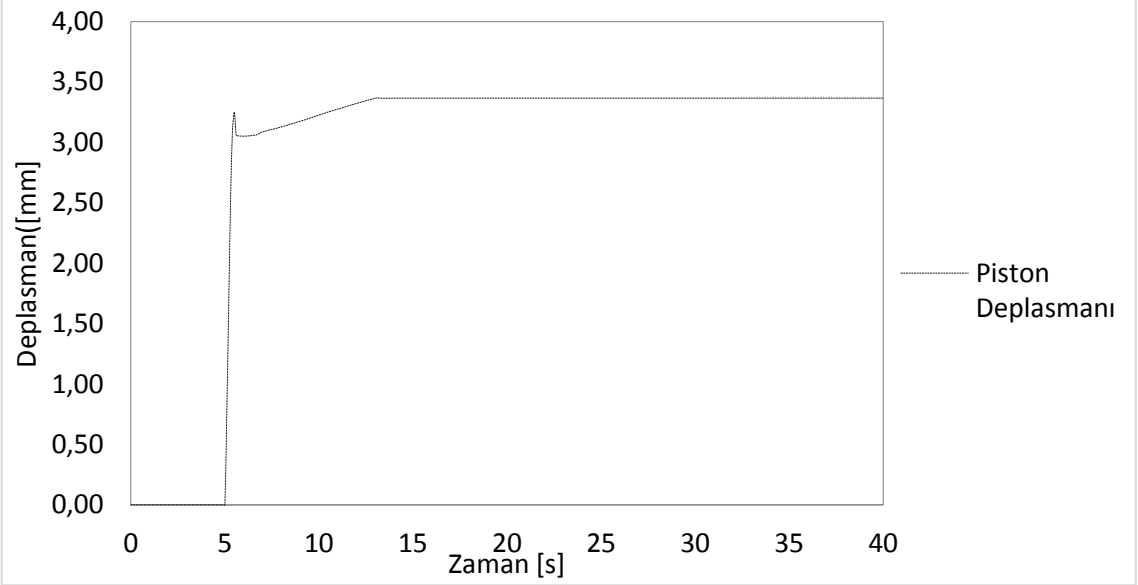
Şekil 3. 2 Kavrama ve ana hat basıncının zamana göre değişimi



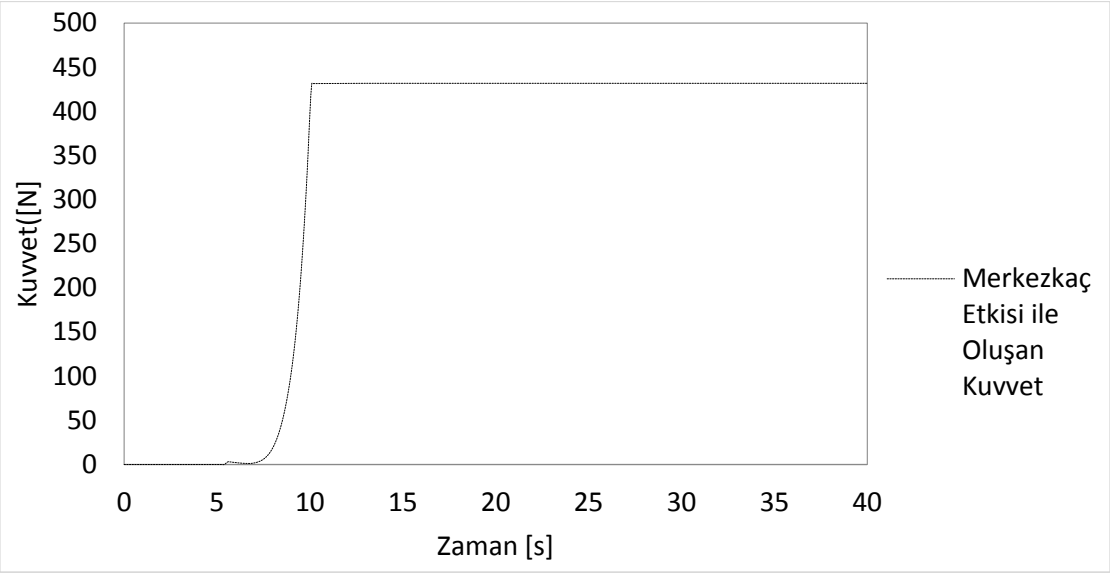
Şekil 3. 3 Piston kuvvetinin zamana göre değişimi



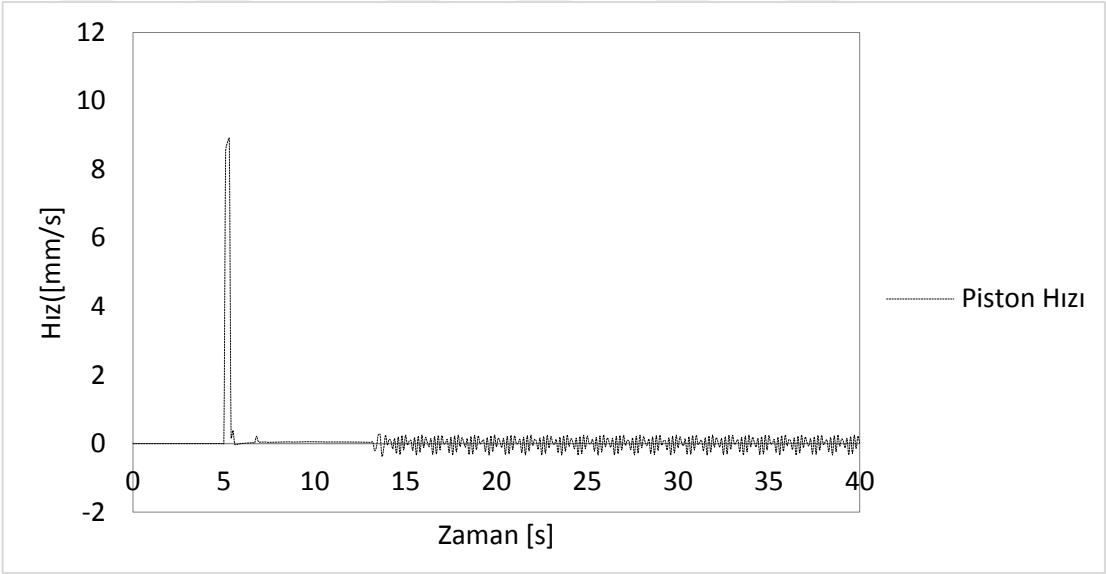
Şekil 3. 4 Piston içine giren ve çıkan debinin zamana göre değişimi



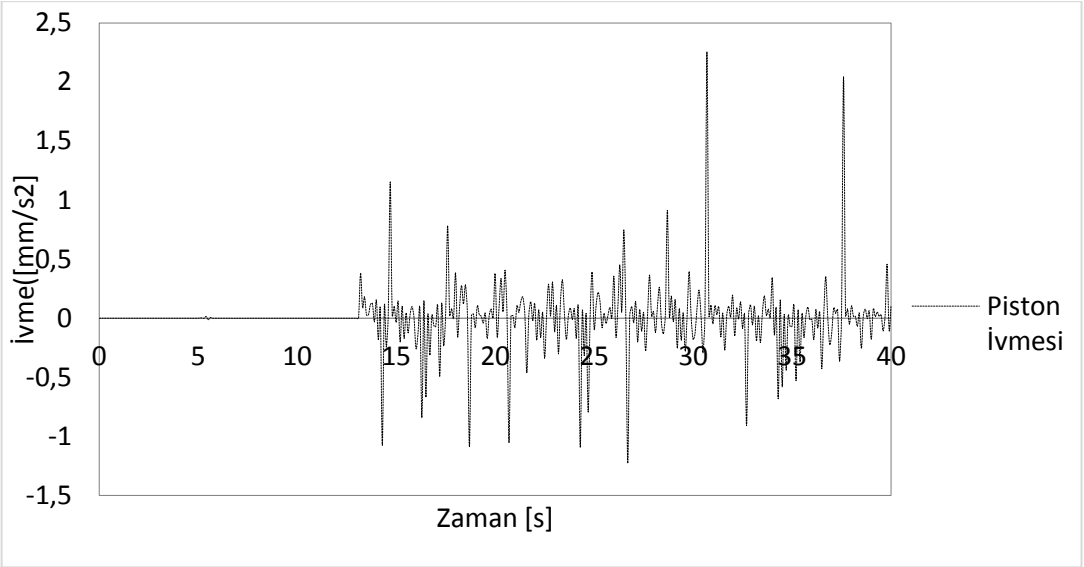
Şekil 3. 5 Pistonun zamana göre deplasmanı



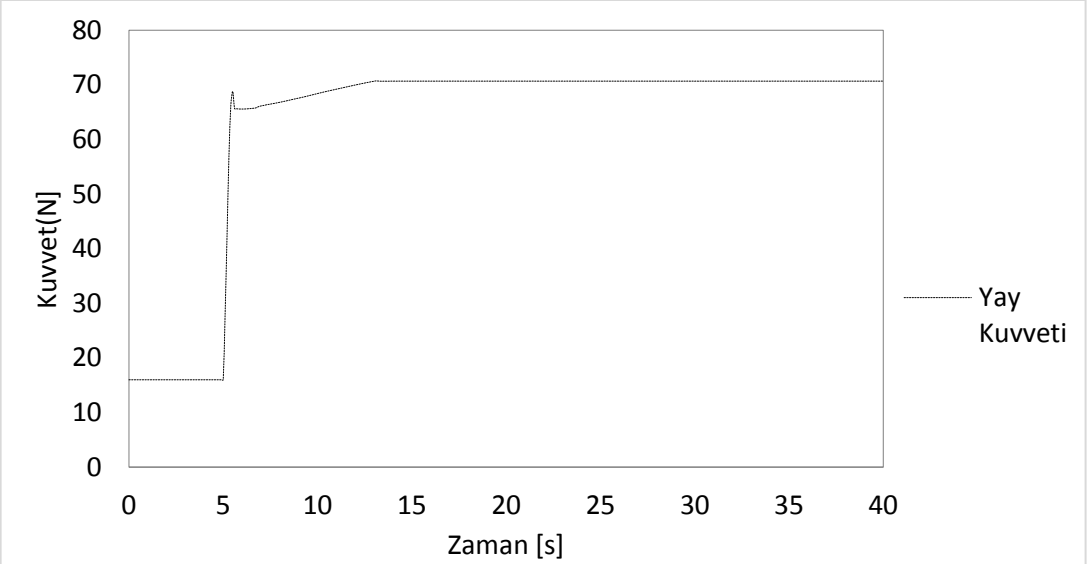
Şekil 3. 6 Piston içerisinde merkezkaç etkisi ile oluşan kuvvetin zamana göre değişimi



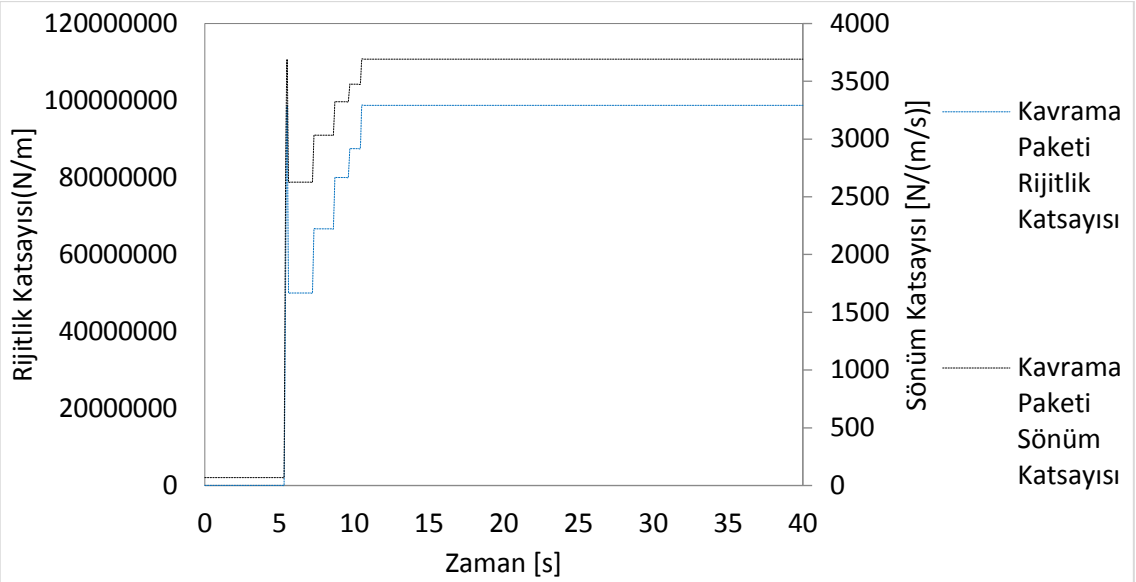
Şekil 3. 7 Piston hızının zamana göre değişimi



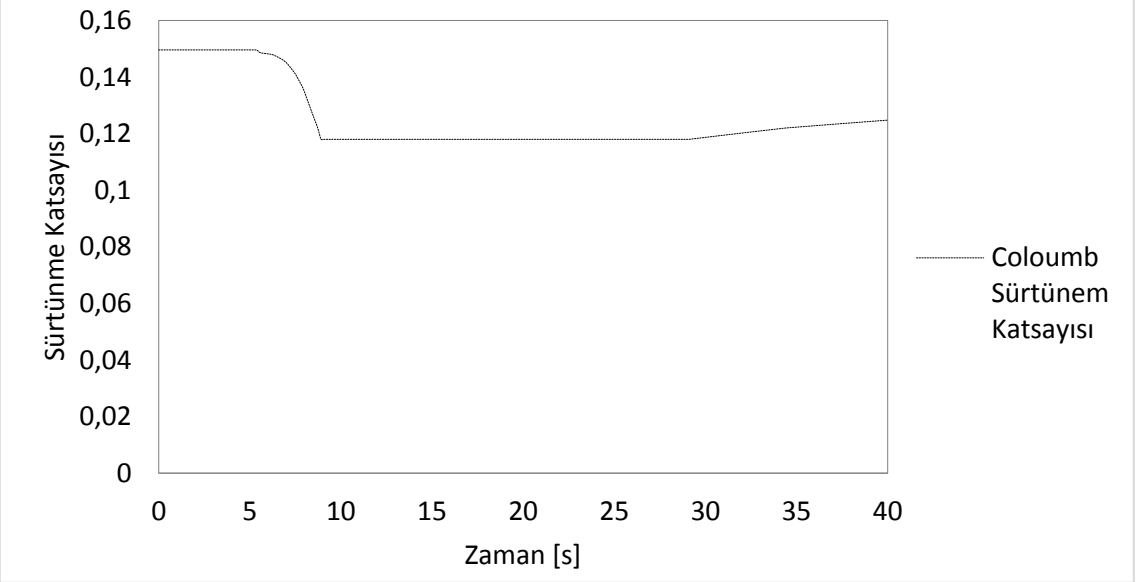
Şekil 3. 8 Piston ivmesinin zamana göre değişimi



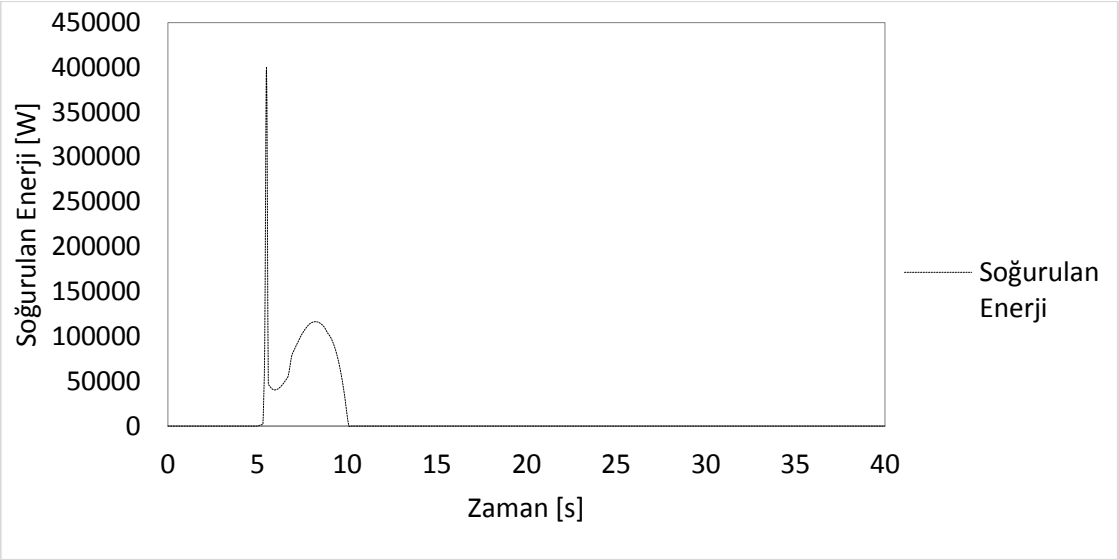
Şekil 3. 9 Piston geri döndürücü yayın oluşturduğu kuvvetin zamana göre değişimi



Şekil 3. 10 Kavrama paketinin sönüm ve rijitlik katsayısının zamana göre değişimi

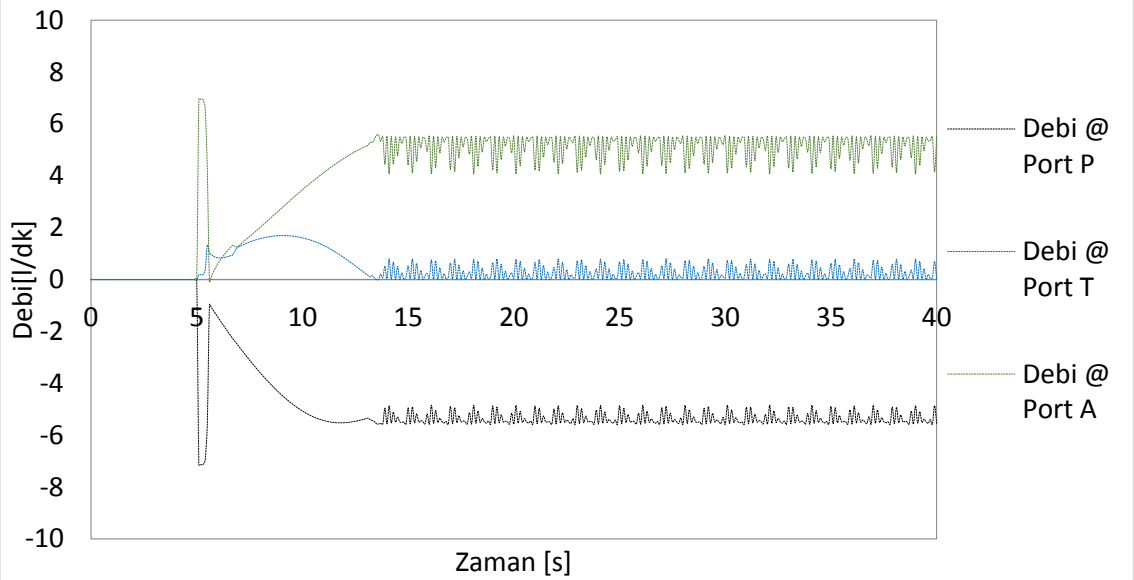


Şekil 3. 11 Kavrama lamelleri sürtünme katsayısının zamana göre değişimi

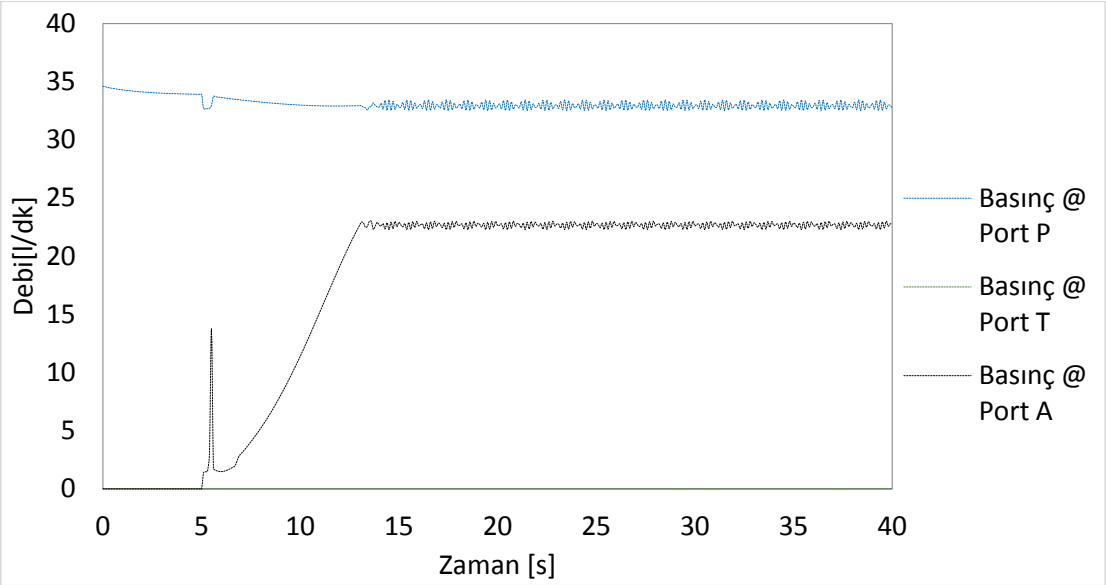


Şekil 3. 12 Soğurulan enerjinin zamana göre değişimi

Oransal valfin basınç, tank ve kullanıcı portlarından geçen akışkanın debisi, basıncı aşağıdaki Şekil 3.13'te gösterildiği gibidir. Debinin tank Portu olan Port T'den basınç regülasyonu sonrası döndüğü görülmektedir. Valfi sürgüsü sürekli PWM sinyali nedeniyle hareket halinde olduğu için debinin de basınç ile aynı karakteristikte salınım yaptığı görülmeketedir. Port A ise kullanıcı yani ıslak kavrama basınç hacmine dolan basıncı göstermektedir. Port P ise basınç portunu göstermektedir.



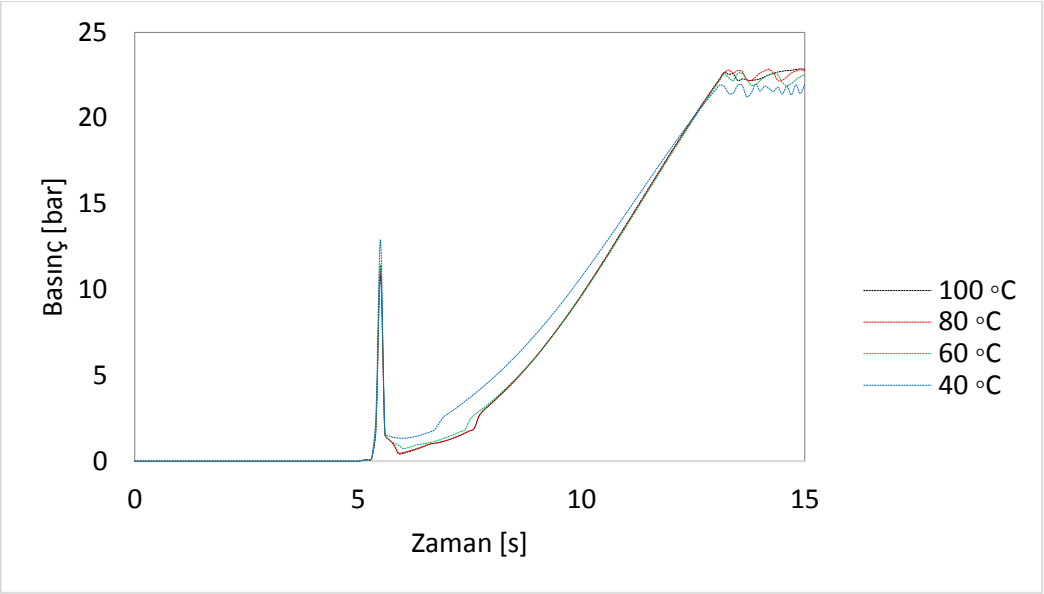
Şekil 3. 13 Valf portlarındaki debilerin zamana göre değişimi



Şekil 3. 14 Valf Portlarındaki basıncın zamana göre değişimi

Şekil 3.14'te görüldüğü gibi tank hattı olan Port T'de basıncın karterin tanka açık olması nedeniyle mutlak basıncı 0 olduğu görülmektedir. Kullanıcı hattındaki basınç ise Port A'daki basınç olarak gösterilmektedir ve modülasyon rampası 5. Saniyede gelen aktif edilme sinyali sonrası artarak rejime oturmaktadır.

Hidrolik sistemde bulunan yağın sıcaklığı hem simülasyonda hem de testlerde 40 santigrat derece olarak alınmaktadır. Sıcaklığın değişmesi durumunda akışkanın viskozitesi ve yoğunluğu değişeceği hidrolik kontrol elemanlarında ve ıslak kavrama paketinde davranış değişikliğinin irdelenmesi amacıyla 100-80-60-40 santigrat derecelerde akışkan sıcaklığı değişken olarak alınarak zamana bağlı piston içi basınca ve piston hızına detaylı bir şekilde bakılmaktadır.



Şekil 3.15 Islak kavrama basıncının sıcaklığa bağlı olarak değişimi

Şekil 3.15'de sıcaklığın artışı ile birlikte rejime oturulan basınç değerinin de arttığı görülmektedir. 40 santigrat derecede 21,5 bar seviyelerinde rejime oturan basıncın 100 santigrat derecede 22,5 bar seviyelerinde rejime oturduğu görülür.

BÖLÜM 4

TEST

4.1 Metodoloji

Islak lamelli kavramanın devreye alınması ve çıkarılması konusundaki hidrolik yağ sıcaklığı giriş şaftı ve çıkış şaftı hızları, hidrolik ana hat basıncı, hidrolik kavrama paketi içerisindeki hidrolik yağın basıncı gözlemlenmesi gereken parametreler olarak belirlenmektedir. Traktörün testler sırasında yüke binmesi için traktör kuyruk dinamometresi ile yüklenerek Çizelge 4. 1'de görülen test senaryoları gerçekleştirilmektedir. (Şekil 4. 1)

Çizelge 4. 1 Test senaryoları

	Test Devri [d/d]	**Test Yükü [Nm]**
Test 1	1900	600
Test2	1900	300



Şekil 4. 1 Mobil kuyruk dinamometresi bağlantısı

4.2 Enstrümantasyon

Ölçüm noktaları ve ölçülecek parametrenin özellikleri belirlendikten sonra enstrümantasyon işlemleri aracın hidrolik ve mekanik komponenetleri üzerinde tamamlanmaktadır.

4.2.1 Veri Toplama Sistemi

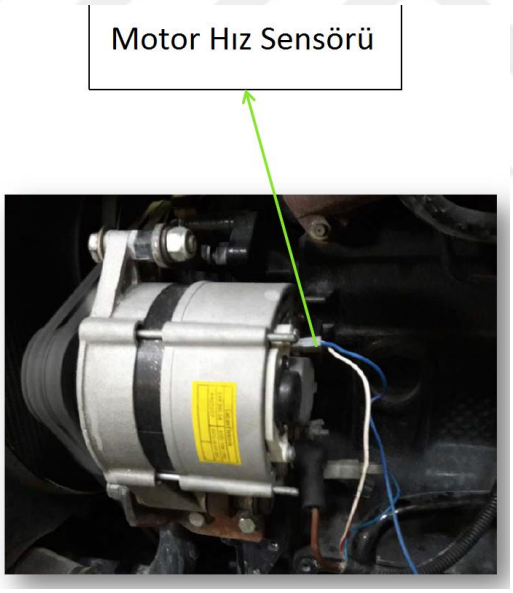
Farklı frenkaslarda toplanması gereken verinin anlık olarak sistemde kaydını sağlayan sistemler veri toplama sistemi olarak adlandırılmaktadır. Kullanılan veri toplama sistemi ile 2 kHz ile 1 Hz arasında değişen frekanstaki veriler toplanabilmektedir.



Şekil 4. 2 IMC Cronoflex veri toplama sistemi

4.2.2 Motor Hızı Ölçümü

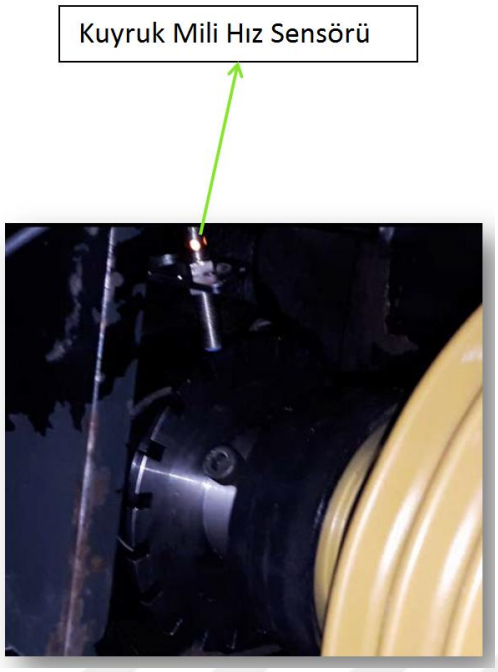
Motor hızı alternatör tarafında dönüş sayısını impuls şeklinde okunarak kayıt altına alınmıştır.



Şekil 4. 3 Motor hız sensörü enstrümantasyonu

4.2.3 PTO Hızı Ölçümü

PTO hızı kuyruk mili hızı olarak da belirtilir. Kuyruk mili hızı kuyruk miline takılan özel geometrili bir dişli yardımıyla hız sensörü ile ölçülür ve impuls değeri dönüştürülerek kayıt altına alınır.



Şekil 4. 4 Kuyruk mili hız sensörü enstrümantasyonu

4.2.4 Yağ Basınç Ölçümleri

3 farklı noktada basınç değeri ölçülerek kayıt edilmektedir. Özet olarak Çizelge 4. 2'de verildiği gibi ana hat basıncı, ıslak kavrama basıncı ve basınç kontrol valfi sonrasındaki regüle edilen basınç değeri ölçülerek kayıt altına alınmaktadır.

Çizelge 4.2 Basınç ölçüm noktaları

Ölçüm Noktası	**Açıklama**
Ölçüm Noktası 1	Ana Hat Basıncı
Ölçüm Noktası 2	Islak Kavrama Basıncı
Ölçüm Noktası 3	Basınç Kontrol Valfi Sonrası Basınç



Şekil 4. 5 Basınç sensörü enstrümantasyonu

4.2.5 Yağ Sıcaklık Ölçümleri

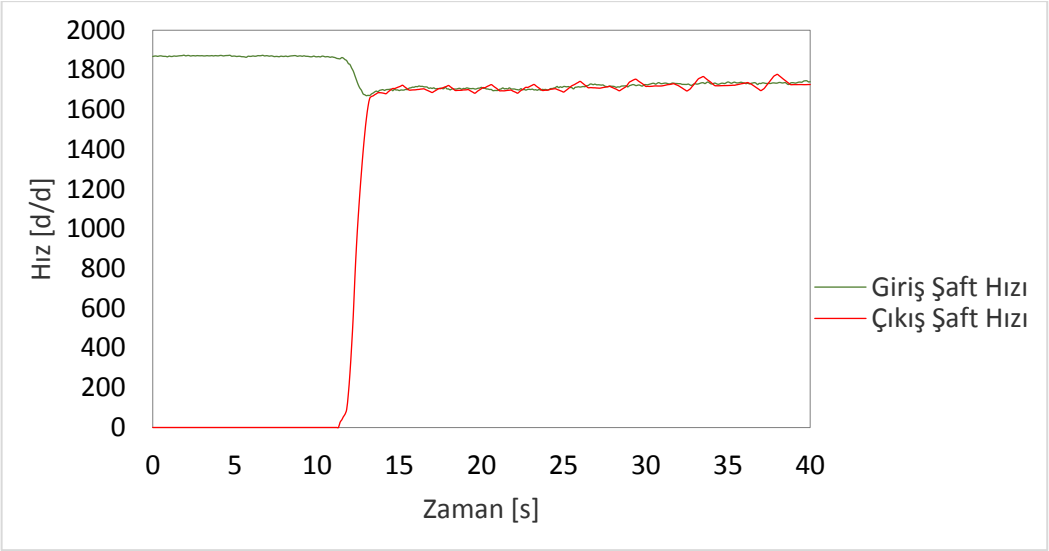
PT-100 sıcaklık sensörü ile transmisyon karteri içerisindeki yağın sıcaklığı ölçülerek kayıt altına alınmaktadır.

4.3 Test Sonuçları

300Nm ve 600Nm yük altında test sonuçları veri toplama sistemi ile kayıt edilmiştir. Kayıt edilen verilen gereken filtre işlemlerinden geçirilerek gürültülerden temizlenerek işlenmiştir.

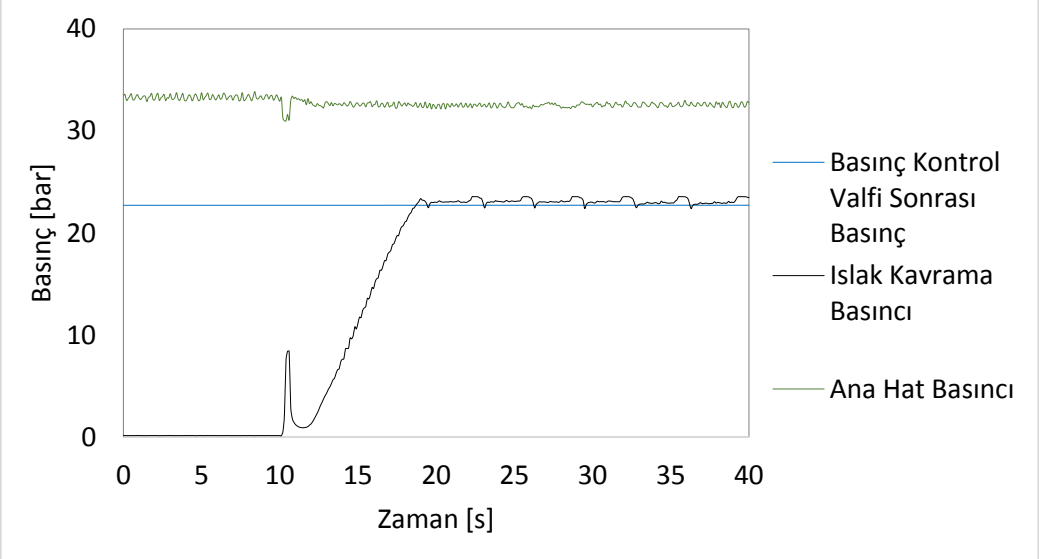
4.3.1 300Nm Testleri

Şekil 4. 6 giriş şaft hızı motor hızı ile aynı olup 1900 devir/dakika hızında dönerek kavramanın gövdesine tahrik vermektedir. Hidrolik basınç kavrama gövdesi içerisinde gönderildiğinde basınç artışı ile birlikte çıkış şaft hızı yükselerek giriş şaft hızına eşitlenmekte giriş şaft hızı ise basınç yükselmesine ve çıkış şaft hızının artması ile içten yanmalı motor yüke bindiği için giriş şaft hızı düştüğü ve 1700 devir/dakika hızında rejime oturduğu görülmektedir.



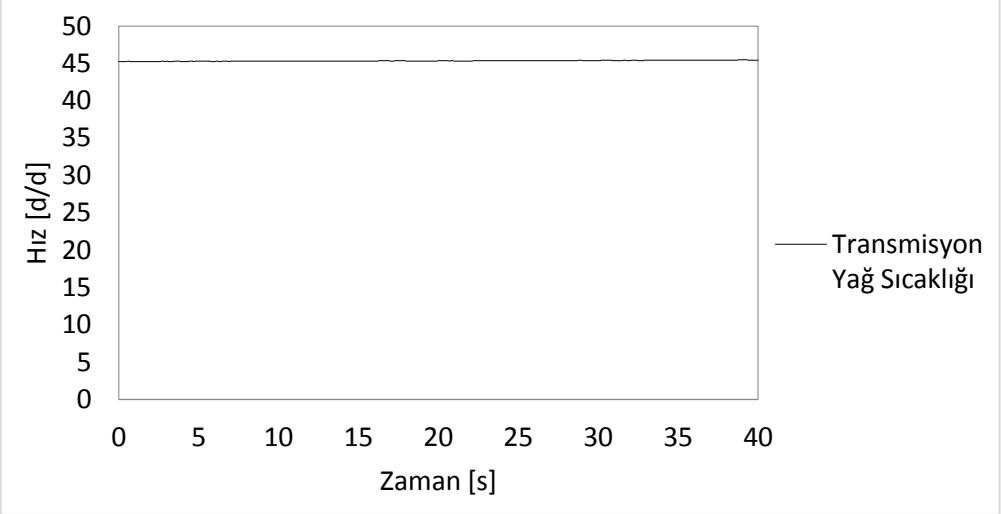
Şekil 4. 6 Giriş şaftı ve çıkış şaftı hızları grafiği

Şekil 4. 7'de ise basınç kontrol valfi sonrası, ıslak kavrama ve ana hat basıncı zamana bağlı olarak görülmektedir. Kontrolcü sinyali gönderdiğinde kavrama gövdesine yağ sevk edilmesi için valf açıldığında 10. saniyede yağın hızlı bir şekilde tüm boş hidrolik yağ hatları, pistonları ve eyleyicileri doldurduğu ve sonrasında hızlı bir şekilde basıncın düştüğü görüldükten sonra atalet kuvvetlerini yenmesi ve ıslak kavramayı konforlu bir şekilde devreye alması için basıncın tekrar yükseldiği görülmektedir. Ana hat basıncı ıslak kavrama kontrolcüsü sinyal verdiğinde basınçlandırılmış yağ için yeni bir hacim oluştuğu için 2barlık anlık bir düşüş yaşandığı görülmektedir.



Şekil 4. 7 Basınç zaman grafiği

Yağ sıcaklığının Şekil 4. 8'de 45 ◦C 'de sabit kaldığı görülmektedir.

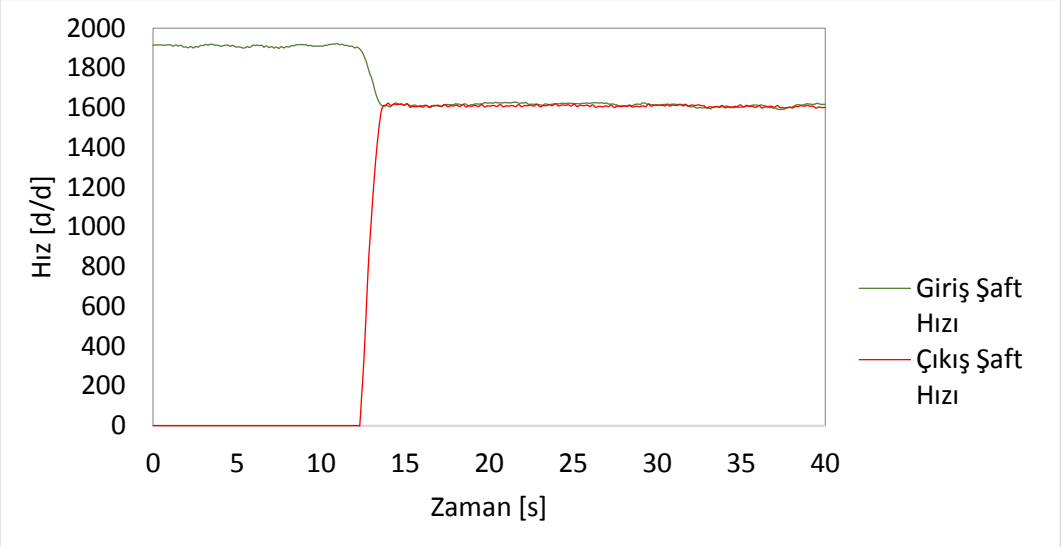


Şekil 4. 8 Yağ sıcaklığı- zaman grafiği

4.3.2 600Nm Testleri

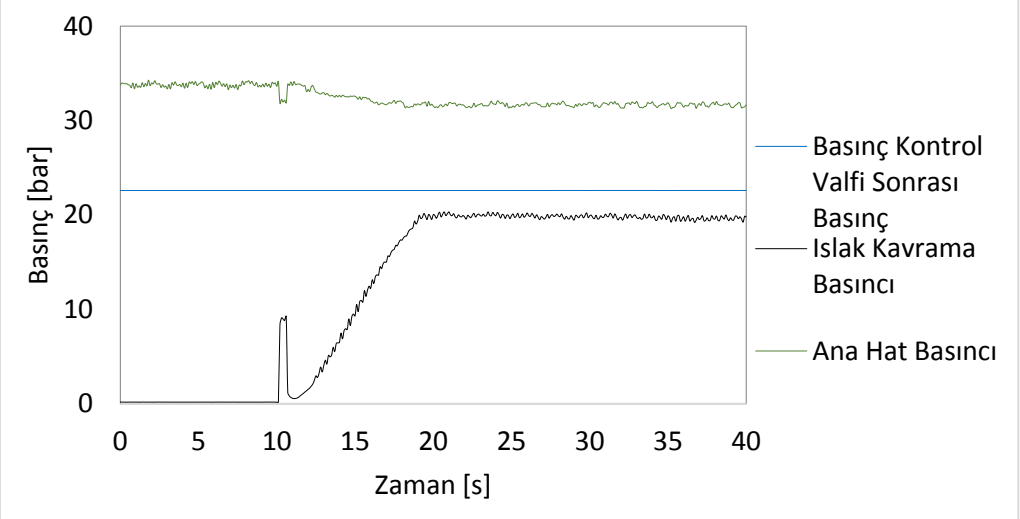
600Nm testleri sırasında 300Nm benzer karakteristikte sonuçlar olduğu görülmektedir.

Şekil 4. 9'da görülebileceği gibi giriş şaft hızı motor hızı ile aynı olup 1900 devir/dakika hızında dönerek kavramanın gövdesine tahrik vermektedir. Hidrolik basınç kavrama gövdesi içerisinde gönderildiğinde basınç artışı ile birlikte çıkış şaft hızı yükselerek giriş şaft hızına eşitlenmekte giriş şaft hızı ise basınç yükselmesine ve çıkış şaft hızının artması ile içten yanmalı motor yüke bindiği için giriş şaft hızı düştüğü ve 1600 devir/dakika hızında rejime oturduğu görülmektedir. 600Nm kuyruk yükü değeri 300Nm'e göre kuyruk mili hızını 100 d/d daha fazla düşürdüğü görülmektedir.



Şekil 4. 9 Giriş şaftı ve çıkış şaftı hızları grafiği

Basınç grafiği 300Nm test sonuçlarına benzer karakteristiktedir. Şekil 4.10'da 10 saniye sinyal verilip oransal valf sürgüsü hareket ederek basıncın karşı tarafa hızlı bir şekilde geçmesini sağladıktan sonra kullanıcı tarafını kapatarak basıncın kontrolcüde programlanan modülasyon rampası ile yükselmesi sağlanmaktadır.



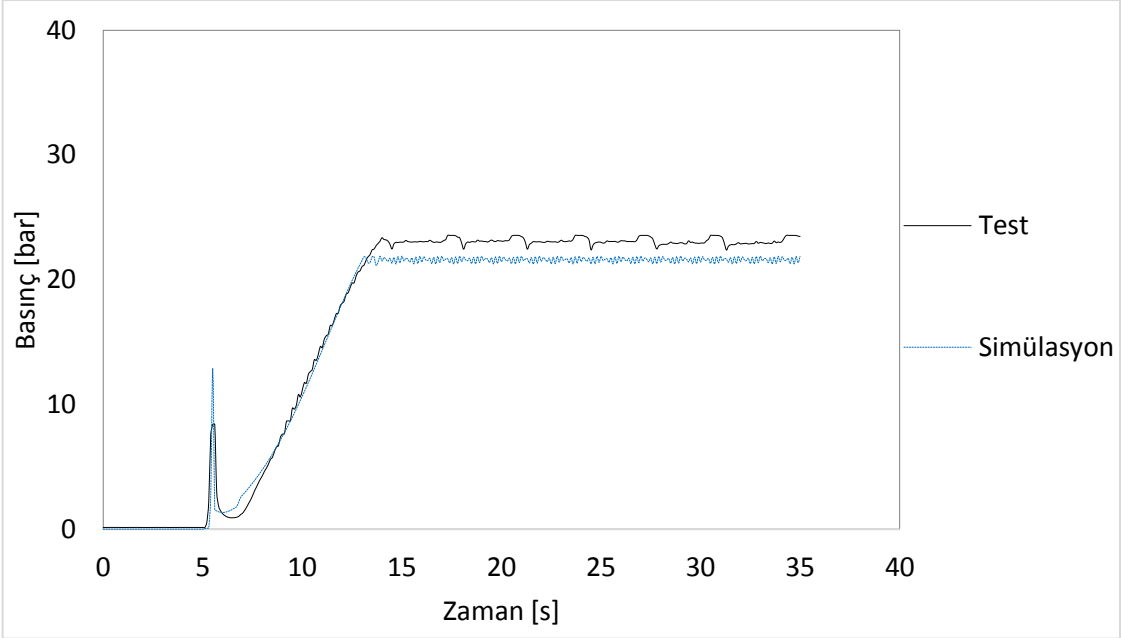
Şekil 4.10 Basınç zaman grafiği

Yağ sıcaklığının Şekil 4. 11'de 36,5 ◦C 'de sabit kaldığı görülmektedir.



Şekil 4.11 Yağ sıcaklığı- zaman grafiği

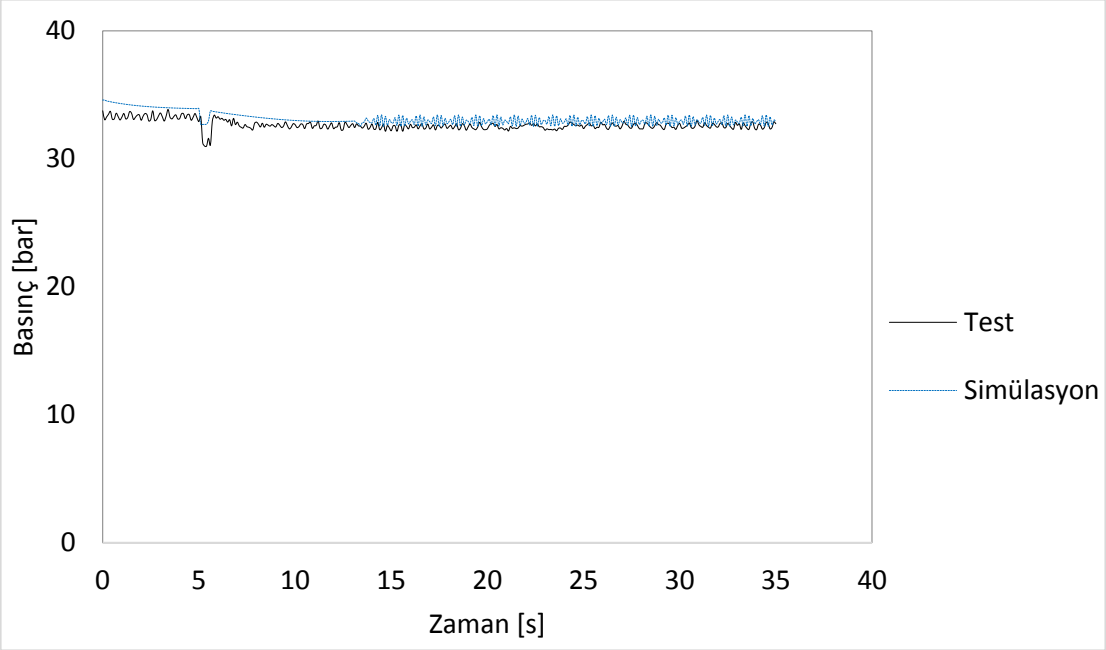
Şekil 4.12 de görüldüğü gibi basınç rampasının test ve simülasyon sonuçları karşılaştırıldığında simülasyon sonucunun tetikleme sonrasından en büyük basınç değerine çıkış eğrisi daha dik bir şekilde gerçekleşmektedir. En büyük basınç değerine ulaşılması test sonucu ile simülasyon sonucu karşılaştırıldığında yaklaşık 3 saniye daha uzun olduğu görülmektedir.



Şekil 4.12 Islak kavrama basıncının test ve simülasyon sonuçları karşılaştırması

Ana hat basıncının sağlanması için basınç emniyet valfinden faydalanılmaktadır. Simülasyon ve test sırasında özellikle yağın ve diğer basınç kaybettiren sistemlerin çok detaylı modellenememesi nedeniyle 3-4 barlık bir fark söz konusudur. Şekil 4.13'de

zamana bağlı olarak farklılık gözlemlenebilmektedir. Oransal valfin devreye girmesi için sinyalin geldiği 5.sn sonrasında ana hat basıncında yeni bir kontrol hacmi olan ıslak kavrama hacmine yağ gönderilmesi nedeniyle aşağıya düşüş trendinin simülasyon ve test sonucunda birbirlerine örtüştüğü görülmektedir.



Şekil 4. 13 Ana hat basıcının test ve simülasyon sonuçları karşılaştırması

BÖLÜM 5

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu yüksek lisans tezinde aktarma organlarından kullanılan ıslak kavramaların oransal valf ile kontrolünün fiziksel olarak nasıl çalıştığı, hesaplamaların yapılması için bir boyutlu matematiksel modelin kurulması, kurulan model ile simülasyon sonuçlarının alınması ve raporlaması sonrasında ise gerçek bir traktör üzerinde enstrümantasyon yapılarak test değerlerinin kayıt edilerek işlemden geçirilmesi anlatılmaktadır. Sonucunda ise test değerleri ve simülasyon sonuçları karşılaştırılarak modelin doğruluğu tartışılmaktadır.

Traktör üzerinde ölçülmesi pek mümkün olmayan veya doğru ölçümü zahmetli olan piston hızı ölçümü, giriş çıkış yağ debisi ölçümü gibi değişkenler sadece simülasyon sonuçları alınarak yorumlanmaktadır. Gelecek çalışmalarda test ve simülasyon korelasyonuna bu değişkenlerde katılarak modelin doğruluğunun artırılması amaçlanmaktadır.

Bütün bunlara ek olarak amaçlanan modülasyon rampasına bağlı basınç artışının bundan sonraki aktarma organları, ıslak kavrama ve kontrolcü kombinasyonlarında çok daha az test yaparak korelasyon yapılan model üzerindeki parametreleri kullanarak tasarlamayı bu ç yüksek lisans tezi mümkün kılmaktadır.

Traktör üzerindeki test sırasında kuyruk mili tarafındaki yük dinamometresinde içten yanmalı motorun yüke bağlı olarak devir kayıp etmesi detaylı bir içten yanmalı motor ve yanma modeli gerektireceği için bu yüksek lisans tezi kapsamına dâhil edilmemiştir.

Gelecek çalışmalarda motorun da modelinin kurulması ile çıkış frenleme gücüne bağlı motorun kayıp edeceği devir hesaplanarak haritalandırılabilir. Hidrolik pompaların İçten yanmalı motor tarafından tahrik edilmesi ve devir kaybına bağlı olarak hidrolik debinin düşmesi tüm elektro hidrolik kontrol sistemine etkilemektedir. Bu etkinin simülasyon ve gerçek test sırasındaki korelasyon sırasında en aza indirgenebilmesi için motor modelinin çalışmaya ilave edilmesi daha hassas sonuçlar alınmasına imkan tanıyacağı düşünülmektedir.

Hidrolik hatların ve rotalamaların basınç düşüm değerlerinin gerçek bir çalışma ile simülasyon arasında farklılık göstermesi mümkündür. Bunu en aza indirebilmek için tüm akışkan dağıtım sisteminin boru, hortum, rakor gibi elemanlarının kesit ve geometri detayları ile simülasyona anlatılması simülasyon sonuçlarının hassasiyetini artıracaktır.

Elektro–hidrolik kontrol konusunda Dither frekansı elektronik kart tarafından sağlanmakta ve sistemin uzun süreli çalışmaları sırasında valfin tetiklenmesi valf güvenirliği için çok ciddi önem arz etmektedir. Detaylı bir kontrolcü modeli ve oransal valf modelinin sisteme ilave edilmesi ile kaçak değerleri, histerisisleri, valf tepki süreleri, valfin güvenilirlik analizleri detaylı bir şekilde yapılabilmektedir. Gelecek çalışmalarda bu detaylar modele ilave edilmesi mümkündür.

Sonuç olarak, Bu yüksek lisans tezinde bir transmisyonun üzerindeki tüm hidrolik ve elektro hidrolik sistemlerin modellenmiş ve modellenen komponenetler simülasyon tarafında detaylı bir şekilde incelenmiştir. Test aşamasında ise ölçülebilen değerler için traktör üzerine enstrümantasyon yapılmış ve değerler veri toplama sistemi ile kayıt edildikten sonra işleme tabi tutulmuştur. Çalışmanın amacı simülasyon ve test arasındaki korelasyonu göstermek ve bundan sonraki çalışmalara ışık tutmak maksadıyla test etmeden detaylı matematiksel modeller kurgulanarak istenilen tasarım çıktılarına ulaşılmasını sağlamaktır.

KAYNAKLAR

[1] Balau, A.E., Caruntu, C.F. ve Lazar, C. (2011) "Simulation and Control of an Electro-hydraulic Actuated Clutch", Mechanical Systems and Signal Processsing, 25:1911-1922.

[2] Meng, F., Chen,H., Zhang, T. ve Zhu, X. (2015). "Clutch Fill Control of an Automatic Transmission for Heavy-duty Vehicle Applications", Mechanical Systems and Signal Processsing, 64-65:16-28.

[3] Park, Y.N., Kim, D.C. ve Park, S.J. (2014). "Delayed Operation Characteristics of Power Shuttle According to Hydraulic Oil Temperature in the Hydraulic Circuit of Agricultural Tractor", Journal of Biosystems Engineering, 40:95-101.

[4] Morselli, R., Zanasi, R., Sereni, E., Bedogni, E. ve E.Sedoni. "Modeling and Control of Wet Clutches by Pressure Control Valves", http://www.dii.unimo.it/~zanasi/didattica/Veicolo_OLD/wet_clutch_1aac.pdf, 11 Mart 2018.

[5] Dutta,A., Depraetere,B., Ionescu, C., Pinte, G., Swevers, J. ve Keyser, R.D. (2013). "Comparison of Two-level NMPC and ILC Strategies for Wet-clutch Control", Control Engineering Practice, 22:114-124.

[6] Raikwar, S., Tewari, V.K., Mukhopadhyay, S., Verma, R.B. ve Rao, M.S. (2015). "Simulation of Components of a Power Shuttle Transmission System for an Agricultural Tractor" Computers and Electronics in Agriculture, 114:114-124.

[7] Kim, D.C., Kim, K.U., Park, Y. J. ve Huh, J.Y. (2006). "Analysis of Shifting Performance of Power Shuttle Transmission", Journal of Terramechanics, 44:111-112.

[8] Naunheimer, H., Bertsche, B., Ryborz, J. ve Novak, W. (2011). Automtive Transmissions, Second Editions, Springer-Verlag, Berlin.

[9] Fischer, R., Küçükay, F., Jürgens, G., Najork, R. ve Pollak, B. (2015). The Automotive Transmission Book, Springer, Switzerland.

[10] Kutay, G. (2011). Sürtünmeli Kavramalar, İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Ali Evren YEL

Doğum Tarihi ve Yeri :16.11.1986 / Eminönü

Yabancı Dili :İngilizce

E-posta :alievrenyel@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Mektronik Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2018
Lisans	Gemi İnşaat Mühendisi	İstanbul Teknik Üniversitesi	2010
Lise	Sayısal	Bahçelievler Anadolu Lisesi	2005

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2015	Tümosan A.Ş.	Transmisyon Mühendislik Şefi
2013	AVL	Uzman Tasarım Mühendisi
2011	Otokar A.Ş.	Aktarma Organları Mühendisi

YAYINLARI

Bildiri

1. Yel, A.E. ve Livatyalı, H. (2018). "1D Modelling And Simulating Of Wet Clutch For Transmission Controlled By Proportional Valve", The International Conference on Material Science, Mechanical and Automotive Engineerings and Technology, 10-12 Nisan 2018, İzmir.

Proje

1. Tekerlekli Kara Araçları İçin 8 İleri 1 Geri (8+1) Manuel Şanzımanın Tasarımı ve Prototip Üretimi, TÜBİTAK / Tümosan Motor ve Traktör A.Ş. 2016-2018.
2. Çok Maksatlı Araç Platformu İçin Tork Konvertörlü, Hidrolik, Tam Otomatik Transmisyonun Geliştirilmesi, TÜBİTAK / Tümosan Motor ve Traktör A.Ş. 2017-2020.
3. Milli Entegre Taktik Tekerlekli Hafif Zırhlı Araç Projesi , TÜBİTAK / Tümosan Motor ve Traktör A.Ş. 2017-2020.