

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**PALETLİ ARAÇLAR İÇİN OTOMATİK TRANSMİSYONUN
DİNAMİK MODELİ, KAVRAMA PARAMETRE ADAPTASYONU VE
KONTROLÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ali ARI

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Mekatronik Mühendisliği Programı

ŞUBAT 2022

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**PALETLİ ARAÇLAR İÇİN OTOMATİK TRANSMİSYONUN
DİNAMİK MODELİ, KAVRAMA PARAMETRE ADAPTASYONU VE
KONTROLÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Ali ARI
(518171037)**

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Mekatronik Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Yaprak YALÇIN

ŞUBAT 2022

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 518171037 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Ali ARI, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “PALETLİ ARAÇLAR İÇİN OTOMATİK TRANSMİSYONUN DİNAMİK MODELİ, KAVRAMA PARAMETRE ADAPTASYONU VE KONTROLÜ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Yaprak YALÇIN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Yaprak YALÇIN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ali Fuat ERGENÇ
İstanbul Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Janset DAŞDEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 10 Ocak 2022
Savunma Tarihi : 17 Şubat 2022





Aileme, eşime ve kızıma,



ÖNSÖZ

Öncelikle, tez çalışması sürecinde bana yapmış olduğu rehberlikten dolayı hocam Doç. Dr. Yaprak YALÇIN'a teşekkür ederim.

Bu süreçte vermiş oldukları desteklerden dolayı BMC Power Sistem Mühendisliği ekip arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Son olarak, hayatımın her döneminde bana göstermiş oldukları desteklerden dolayı aileme, sınırsız desteği için eşime teşekkür ederim.

Aralık 2021

Ali ARI
(Sistem Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ	xv
ŞEKİL LİSTESİ	xix
ÖZET	xxiii
SUMMARY	xxvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	5
1.2 Literatür Araştırması	6
1.2.1 Paletli askeri araçlarda transmisyon	6
1.2.2 Otomatik transmisyon	7
1.2.3 Sistem modeli	9
1.2.4 Kontrol yöntemleri	10
1.3 Hipotez	13
2. TRANSMİSYON SİSTEM TANIMI	15
2.1 Sistem Tanımı	15
2.1.1 Tork konvertör	16
2.1.2 Hız grubu	17
2.1.3 Hidrolik kontrol sistemi	18
2.2 Sistem Diyagramı	19
2.3 Sistem Simülasyon Ortamı	21
2.4 Sistem Parametreleri	24
3. SİSTEM MODELİ	27
3.1 İçten Yanmalı Motor Modeli	28
3.2 Tork Konvertör Modeli	28
3.3 Transmisyon Modeli	29
3.4 Paletli Araç Modeli	31
4. KAVRAMA PARAMETRE ADAPTASYONU VE KONTROLÜ	33
4.1 Tork Konvertör Türbin Torku Hesaplama	36
4.2 Paletli Araç Yük Hesaplama	37
4.3 Durum Kestiricisi	39
4.4 Parametre Kestirimi	45
4.5 Kavrama Tork Hesaplama	52
4.6 Kavrama Basınç Hesaplama	55
4.7 Mevcut Vites Hesabı	56
4.8 Vites Geçiş Programı	58
4.9 Vites Geçiş Kontrolü	60
4.9.1 Kavrama atama	63

4.9.2 Vites geçişi durumu.....	64
4.9.3 Anlık referans kavrama kayma hızı	65
4.9.4 Anlık açılan kavrama torku	67
4.9.5 Kavrama faz durumları ve geçişleri	68
4.9.5.1 Kavrama faz durumları.....	68
4.9.5.2 Kavrama faz geçişleri.....	70
4.9.6 Geçiş yok fazı.....	78
4.9.7 Hazırlık fazı.....	79
4.9.8 Tork fazı	81
4.9.9 Atalet fazı	87
4.9.9.1 Doğrusal olmayan ileri beslemeli ve doğrusal geri beslemeli kontrolör	91
4.9.9.2 Geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolör.....	96
4.9.9.3 Parametreleri genetik algoritma ile optimize edilmiş PID kontrolör.....	102
4.9.10 Tamamlama fazı.....	111
5. SİMÜLASYON SONUÇLARI.....	113
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	127
KAYNAKLAR.....	129
EKLER	131
ÖZGEÇMİŞ	137

KISALTMALAR

MT	: Manual Transmission (Manuel Transmisyon)
AMT	: Automated Manual Transmission (Otomatize Manuel Transmisyon)
DCT	: Dual Clutch Transmission (Çift Kavramalı Transmisyon)
CVT	: Continuously Variable Transmission (Sürekli Değişken Oranlı Transmisyon)
CDT	: Cross Drive Transmission (Çapraz Tahrikli Transmisyon)
HD	: Halka Dişli
GD	: Güneş Dişli
T	: Taşıyıcı
K	: Kavrama
TKÜ	: Transmisyon Kontrol Ünitesi
TCU	: Transmission Control Unit
MIL	: Model In the Loop (Döngüde Model)
SIL	: Software In the Loop (Döngüde Yazılım)
HIL	: Hardware In the Loop (Döngüde Donanım)
PID	: Proportionl - Integral – Derivative (Oransal-İntegral-Türev)
MBT	: Main Battle Tank (Ana Muharebe Tankı)



SEMBOLLER

A	: Tork Vektörü Katsayı Matrisi
A_f	: Aracın Ön Yüzey Alanı
A_{kx}	: Kavrama Piston Alanı
a	: Hiperbolik Tanjant Fonksiyonunun Ölçeklendirme Faktörü
a_{kx}	: Tork Katsayıları
a_{yog}	: Hava Yoğunluğu
B	: Kontrol Vektörü Katsayı Matrisi
C	: Çıkış Vektörü Katsayı Matrisi
C_d	: Hava Direnci Katsayısı
e_x	: Kayma Hızı Hataları
F	: Uygunluk Fonksiyonu
F_x	: Direnç Kuvvetleri
F₁	: Birinci Planet Dişli Temas Kuvvetleri
F₂	: İkinci Planet Dişli Temas Kuvvetleri
G₁	: Birinci Planet Dişli Güneş Dişli Sayısı
G₂	: İkinci Planet Dişli Güneş Dişli Sayısı
g	: Yer Çekimi İvmesi
H₁	: Birinci Planet Dişli Halka Dişli Sayısı
H₂	: İkinci Planet Dişli Halka Dişli Sayısı
I_x	: Atalet
i_x	: Solenoid Valf Giriş Akımı
i_{sd}	: Son Dişli Oranı
K_f	: Tork Konvertör K-faktörü
K_{sv}	: Solenoid Kazanç Değeri
kp, ki, kd, N	: PID Kontrol Parametreleri
L₁	: Giriş Hızı “Leunberger Observer” Katsayısı
L₂	: Çıkış Hızı “Leunberger Observer” Katsayısı
M	: Atalet ve Dişli Oranlarını İçeren Sistem Matrisi
M_a	: Araç Kütlesi
M_p	: Tepe Aşımı

N_k	: Bilinen Parametreler
N_u	: Bilinmeyen Parametreler
n	: Tork Konvertör Hız Oranı
p_x	: Kavrama Kontrol Basıncı
p_{esik}	: Kavrama Geri Dönüş Yay Kuvveti Basıncı
r_o	: Yol Sürtünme Katsayısı
r_{cer_disli}	: Cer Dişli Yarıçapı
T	: Tork Değişkeni Vektörü
T_x	: Tork
T_d	: Bozucu
T_r	: Yükselme Zamanı
T_s	: Yerleşim Zamanı
t	: Tork Konvertör Tork Oranı
t_{sayac}	: Zaman
t_{hedef}	: Hedef Zaman
u	: Kontrol Girişi
V	: Araç Hızı
w_x	: Açısal Hız
x_d	: Kayma Hızı Yörüngesi
Ω	: İvme Değişkeni Vektörü
Δw_x	: Kavrama Kayma Hızları
μ	: Kavrama Sürtünme Katsayısı
τ	: Bilinmeyen Parameterler Düzeltme Değeri
κ_x	: Geri Adımlama Tabanlı Kontrolör Koşul Parametreleri
τ_{sv}	: Solenoid Valf Zaman Sabiti
γ_x	: Adaptasyon Kazanç Parametreleri

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Vitese karşılık gelen kavrama.	19
Çizelge 2.2 : Sistem parametre ve özellikleri (B.Janarthanan, C.Sujatha, 2012).	24
Çizelge 2.3 : Planet dişli parametreleri (Bai, Maguire, & Peng, 2013).....	25
Çizelge 2.4 : Kavrama parametreleri (Bai, Maguire, & Peng, 2013).....	25
Çizelge 3.1 : İçten yanmalı motor modeli giriş, çıkış ve yerel sinyalleri	28
Çizelge 3.2 : İçten yanmalı motor modeli parametreleri	28
Çizelge 3.3 : Tork konvertör modeli giriş, çıkış ve yerel sinyalleri	29
Çizelge 3.4 : Tork konvertör modeli parametreleri	29
Çizelge 3.5 : Transmisyon modeli giriş, çıkış ve yerel sinyalleri.....	30
Çizelge 3.6 : Transmisyon modeli parametreleri.....	31
Çizelge 3.7 : Paletli araç modeli giriş, çıkış ve yerel sinyalleri.....	32
Çizelge 3.8 : Paletli araç modeli parametreleri.....	32
Çizelge 4.1 : Tork konvertör türbin tork hesaplama alt sistem bloğu giriş, çıkış ve yerel sinyalleri.....	37
Çizelge 4.2 : Tork konvertör türbin tork hesaplama alt sistem bloğu parametreleri .	37
Çizelge 4.3 : Paletli araç yük hesaplama alt sistem bloğu giriş ve çıkış sinyalleri....	39
Çizelge 4.4 : Paletli araç yük hesaplama alt sistem bloğu parametreleri.....	39
Çizelge 4.5 : Estimatör alt sistem bloğu giriş, çıkış ve yerel sinyalleri.....	44
Çizelge 4.6 : Estimatör alt sistem bloğu parametreleri.....	44
Çizelge 4.7 : Parametre adaptasyonu alt sistem bloğu giriş ve çıkış sinyalleri	49
Çizelge 4.8 : Parametre adaptasyonu / Geçiş 1'den 2 alt sistem bloğu giriş ve çıkış sinyalleri.....	50
Çizelge 4.9 : Parametre adaptasyonu / Geçiş 1'den 2 alt sistem bloğu parametreleri	50
Çizelge 4.10 : Parametre adaptasyonu / Geçiş 1'den 2 / N_k1g alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri	51
Çizelge 4.11 : Parametre adaptasyonu / Geçiş 1'den 2 / N_k1g alt sistem bloğu parametreleri	51
Çizelge 4.12 : Parametre adaptasyonu / Geçiş 1'den 2 / N_k24 alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri	52
Çizelge 4.13 : Parametre adaptasyonu / Geçiş 1'den 2 / N_k24 alt sistem bloğu parametreleri	52
Çizelge 4.14 : Kavrama tork hesaplama alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri	54
Çizelge 4.15 : Kavrama tork hesaplama alt sistem bloğu parametreleri	54
Çizelge 4.16 : Kavrama basınç hesaplama alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri	56
Çizelge 4.17 : Kavrama basınç hesaplama alt sistem bloğu parametreleri.....	56
Çizelge 4.18 : Mevcut vites hesabı alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri	57
Çizelge 4.19 : Mevcut vites hesabı / “Enabled Subsystem” alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri.....	57
Çizelge 4.20 : Vites geçiş programı alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri.....	58

Çizelge 4.21 : Vites geçiş programı / İleri alt sistem bloğu giriş, çıkış ve yerel sinyaller	59
Çizelge 4.22 : Vites geçiş programı / İleri alt sistem bloğu parametreleri	60
Çizelge 4.23 : Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri	62
Çizelge 4.24 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama atama alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri	63
Çizelge 4.25 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama atama alt sistem bloğu parametreleri	64
Çizelge 4.26 : Vites geçiş kontrolü / Vites geçişi durumu alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri	65
Çizelge 4.27 : Vites geçiş kontrolü / Anlık referans kayma hızı ve 1`den 2`ye geçiş alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri	66
Çizelge 4.28 : Vites geçiş kontrolü / Anlık açılan kavrama ve 1`den 2`ye geçiş alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri	68
Çizelge 4.29 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz durumları alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri	69
Çizelge 4.30 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri alt sistem bloğu giriş sinyalleri	71
Çizelge 4.31 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri alt sistem bloğu çıkış sinyalleri	72
Çizelge 4.32 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri / Geçiş yok fazından çıkış alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri	73
Çizelge 4.33 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri / Hazırlık fazından çıkış alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri	74
Çizelge 4.34 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri / Tork fazından çıkış alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri	75
Çizelge 4.35 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri / Atalet fazından çıkış alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri	77
Çizelge 4.36 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri / Tamamlama fazından çıkış alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri	78
Çizelge 4.37 : Vites geçiş kontrolü / Geçiş yok fazı ve 1.vites durumu alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri ve parametreleri	79
Çizelge 4.38 : Vites geçiş kontrolü / Hazırlık fazı ve Geçiş 1`den 2 durumu alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri ve parametreleri	81
Çizelge 4.39 : Vites geçiş kontrolü / Tork fazı alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri	83
Çizelge 4.40 : Vites geçiş kontrolü / Tork fazı / Geçiş 1`den 2 alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri	86
Çizelge 4.41 : Vites geçiş kontrolü / Tork fazı / Geçiş 1`den 2 alt sistem bloğu parametreleri	86
Çizelge 4.42 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri	89
Çizelge 4.43 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı / Geçiş 1`den 2 ve Doğrusal olmayan ileri beslemeli ve doğrusal geri beslemeli kontrolör alt sistem bloğu giriş, çıkış ve yerel sinyalleri	94
Çizelge 4.44 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı / Geçiş 1`den 2 / Doğrusal olmayan ileri beslemeli ve doğrusal geri beslemeli kontrolör alt sistem bloğu parametreleri	96
Çizelge 4.45 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı / Geçiş 1`den 2 ve Geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolör alt sistem bloğu giriş, çıkış ve yerel sinyalleri	99

Çizelge 4.46 : Vites geçiş kontrolü / Tork fazı / Geçiş 1`den 2 / Geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolör alt sistem bloğu parametreleri	100
Çizelge 4.47 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı / Geçiş 1`den 2 ve PID kontrolör alt sistem bloğu giriş, çıkış ve yerel sinyalleri	110
Çizelge 4.48 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı / Geçiş 1`den 2 ve PID kontrolör alt sistem bloğu parametreleri.....	110
Çizelge 4.49 : Vites geçiş kontrolü / Tamamlama fazı ve 2.vites durumu alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri ve parametreleri.....	111





ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Transmisyon yok iken çekiş torku ile tekerlek torku talebi arasındaki karşılaştırma (Dong, 2015)	2
Şekil 1.2 : Transmisyon var iken çekiş torku ile tekerlek torku talebi arasındaki karşılaştırma (Dong, 2015)	2
Şekil 1.3 : 1.vitesten 2.viteye geçişte sistem değişkenlerinin temsili diyagramı (Mishra, 2016)	3
Şekil 2.1 : K2 MBT (Ana Muharebe Tankı) için güç grubu entegrasyonu ve kurulumunun gösterimi (Ba, ve diğerleri, 2019)	15
Şekil 2.2 : K2 MBT için transmisyon ana bileşenleri (Ba, ve diğerleri, 2019)	16
Şekil 2.3 : Tork konvertör şematik gösterim (Watechagit, 2004)	16
Şekil 2.4 : Tork konvertör yağ akışı (Bai, Maguire, & Peng, 2013)	17
Şekil 2.5 : Planet dişli seti şematik gösterimi (Dong, 2015)	17
Şekil 2.6 : Sürtünmeli bir kavramanın kesit görünüşü (Bai, Maguire, & Peng, 2013)	18
Şekil 2.7 : Solenoid valf şematik gösterimi (Bai, Maguire, & Peng, 2013)	18
Şekil 2.8 : Sistem diyagramı	20
Şekil 2.9 : Simülasyonun MATLAB/Simulink ortamındaki üst seviye görünümü...	22
Şekil 2.10 : Simülasyon diyagramı	23
Şekil 2.11 : Pedal pozisyonu ve motor devrine bağlı tork haritası (B.Janarthanan, Padmanabhan, & C.Sujatha, 2012)	24
Şekil 2.12 : Hız oranına göre tork oranı ve K-faktörü haritaları (B.Janarthanan, Padmanabhan, & C.Sujatha, 2012)	25
Şekil 3.1 : Plant Model	27
Şekil 3.2 : İçten yanmalı motor modeli	28
Şekil 3.3 : Tork konvertör modeli	29
Şekil 3.4 : Transmisyon modeli	30
Şekil 3.5 : Paletli araç modeli	32
Şekil 4.1 : Kontrol Modeli	35
Şekil 4.2 : Tork konvertör türbin tork hesaplama	36
Şekil 4.3 : Paletli araç yük hesaplama	38
Şekil 4.4 : Sistem hız grubu serbest cisim diyagramı (Bai, Maguire, & Peng, 2013)	40
Şekil 4.5 : Estimatör	43
Şekil 4.6 : Parametre kestirimi	48
Şekil 4.7 : Parametre kestirimi / Geçiş 1'den 2	49
Şekil 4.8 : Parametre kestirimi / Geçiş 1'den 2 / N_{k1g}	51
Şekil 4.9 : Parametre kestirimi / Geçiş 1'den 2 / N_{k24}	51
Şekil 4.10 : Kavrama tork hesaplama	53
Şekil 4.11 : Tanh fonksiyon modeli grafiği	54
Şekil 4.12 : Solenoid valf basınç-akım grafiği (Choi & Hong, 2015)	55
Şekil 4.13 : Kavrama basınç hesaplama	55
Şekil 4.14 : Mevcut vites hesabı	57

Şekil 4.15 : Mevcut vits hesabı / “Enabled Subsystem”	57
Şekil 4.16 : Vites geçiş programı.....	58
Şekil 4.17 : Vites geçiş programı / İleri alt sistem bloğu.....	59
Şekil 4.18 : Vites geçiş kontrolü.....	61
Şekil 4.19 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama atama.....	63
Şekil 4.20 : Vites geçiş kontrolü / Vites geçiş durumu.....	64
Şekil 4.21 : Vites geçiş kontrolü / Anlık referans kavrama kayma hızı	66
Şekil 4.22 : Vites geçiş kontrolü / Anlık referans kavrama kayma hızı / Geçiş 1`den 2.....	66
Şekil 4.23 : Vites geçiş kontrolü / Anlık açılan kavrama torku.....	67
Şekil 4.24 : Vites geçiş kontrolü / Anlık açılan kavrama torku / Geçiş 1`den 2.....	68
Şekil 4.25 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz durumları	69
Şekil 4.26 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri.....	70
Şekil 4.27 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri / Geçiş yok fazından çıkış	72
Şekil 4.28 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri / Hazırlık fazından çıkış ..	73
Şekil 4.29 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri / Tork fazından çıkış	74
Şekil 4.30 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri / Atalet fazından çıkış	76
Şekil 4.31 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri / Tamamlama fazından çıkış	78
Şekil 4.32 : Vites geçiş kontrolü / Geçiş yok fazı.....	78
Şekil 4.33 : Vites geçiş kontrolü / Geçiş yok fazı / 1.vites durumu.....	79
Şekil 4.34 : Vites geçiş kontrolü / Hazırlık fazı.....	80
Şekil 4.35 : Vites geçiş kontrolü / Hazırlık fazı / Geçiş 1`den 2	80
Şekil 4.36 : Vites geçiş kontrolü / Tork fazı	82
Şekil 4.37 : Kaldıraç benzetimi (Bai, Maguire, & Peng, 2013).....	83
Şekil 4.38 : Paralel planet dişli seti kaldırma benzetimi (Bai, Maguire, & Peng, 2013)	84
Şekil 4.39 : 1.vitsten 2.viteye geçiş için kaldırma benzetimi tork fazı (Bai, Maguire, & Peng, 2013)	84
Şekil 4.40 : Vites geçiş kontrolü / Tork fazı / Geçiş 1`den 2.....	85
Şekil 4.41 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı	88
Şekil 4.42 : 1.vitsten 2.viteye geçiş kaldırma benzetimi hız gösterimi (Bai, Maguire, & Peng, 2013)	89
Şekil 4.43 : 1.vitsten 2.viteye geçiş kaldırma benzetimi atalet fazı.....	90
Şekil 4.44 : Referans kayma hızının zamana bağlı yörünge (Gao B. Z., Chen, Sanada, & Hu, 2011)	90
Şekil 4.45 : Doğrusal olmayan ileri beslemeli-geri beslemeli kontrol blok diyagramı (Gao B. , Chen, Liu, & Sanada, 2010)	93
Şekil 4.46 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı / Geçiş 1`den 2 (Doğrusal olmayan ileri beslemeli ve doğrusal geri beslemeli kontrolör).....	94
Şekil 4.47 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı / Geçiş 1`den 2 / Doğrusal olmayan ileri beslemeli ve doğrusal geri beslemeli kontrolör	95
Şekil 4.48 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı / Geçiş 1`den 2 (Geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolör).....	99
Şekil 4.49 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı / Geçiş 1`den 2 / Geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolör	101
Şekil 4.50 : Genetik programlamadaki fonksiyon ağacı gösterimi (Brunton & Kutz, 2019)	103
Şekil 4.51 : PID kontrol şematiği.....	103
Şekil 4.52 : Transfer fonksiyonu ve “step response” komutu ve sonucu	105

Şekil 4.53 : Sistem basamak cevabı.....	105
Şekil 4.54 : Ziegler Nicholes ile parametre ilk değer tespiti komutu ve sonucu	106
Şekil 4.55 : Ziegler Nichols sistem basamak cevabı ve 10 katı için cevabı	106
Şekil 4.56 : Uygunluk fonksiyonu komutu.....	107
Şekil 4.57 : Genetik algoritma komutu.....	108
Şekil 4.58 : Genetik algoritma en iyi değerlere yakınsama grafiği	108
Şekil 4.59 : Genetik algoritma ile sistem basamak cevabı	109
Şekil 4.60 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı / Geçiş 1`den 2 (PID kontrolör).....	109
Şekil 4.61 : Vites geçiş kontrolü / Tamamlama fazı.....	111
Şekil 4.62 : Vites geçiş kontrolü / Tamamlama fazı / 2.vites durumu	111
Şekil 5.1 : Birinci test durumunun giriş sinyalleri	113
Şekil 5.2 : Birinci test durumunun çıkış sinyalleri	114
Şekil 5.3 : İkinci test durumu giriş sinyalleri.....	114
Şekil 5.4 : İkinci test durumu vites yükseltme kararı ve gerçekleşme çıkış sinyalleri.....	115
Şekil 5.5 : İkinci test durumu giriş ve çıkış hızlarının plant model ve kontrol model çıkış sinyalleri	115
Şekil 5.6 : İkinci test durumu planet dişli ve kavrama kayma hızları.....	116
Şekil 5.7 : İkinci test durumu kavrama atama sinyalleri	116
Şekil 5.8 : İkinci test durumu vites geçiş durum ve kavrama fazı.....	117
Şekil 5.9 : İkinci test durumu akım ve basınç sinyalleri.....	117
Şekil 5.10 : İkinci test durumu paletli araç yük torku, türbin torku, kavrama torku ve transmisyon çıkış torku sinyalleri	118
Şekil 5.11 : Üçüncü test durumu faz geçişlerinin incelenmesi.....	119
Şekil 5.12 : Üçüncü test durumu kavrama tork ve kayma hızları.....	120
Şekil 5.13 : Dördüncü test durumu kontrolörlerin çıkış sinyalleri	121
Şekil 5.14 : Beşinci test durumu aşınma faktörü 0,9 iken sonuçlar.....	122
Şekil 5.15 : Beşinci test durumu aşınma faktörü 0,8 iken sonuçlar.....	122
Şekil 5.16 : Altıncı test durumu Geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolörde güncelleme	124
Şekil 5.17 : Altıncı test durumu PID kontrolörde uygulanan bozucuda güncelleme	125
Şekil A.1 : Motor, tork konvertör ve vites geçiş programı parametreleri.....	132
Şekil A.2 : Kavrama, valf, adaptasyon ve araç parametreleri	133
Şekil A.3 : Planet dişli seti parametreleri	134
Şekil A.4 : Kavrama akım komut parametreleri.....	135



PALETLİ ARAÇLAR İÇİN OTOMATİK TRANSMİSYONUN DİNAMİK MODELİ, KAVRAMA PARAMETRE ADAPTASYONU VE KONTROLÜ

ÖZET

Savunma sektöründe, gelecekteki savaş senaryosu, geleneksel ordular ve devlet dışı aktörler tarafından kullanılan konvansiyonel ve konvansiyonel olmayan savaşa kıyasla büyük bir değişim sürecindedir. Böyle bir senaryoda, oyunun kurallarına etki edecek olan, geçmişten günümüze pek çok güçlü ülkenin kara kuvvetlerinin vazgeçilmezi; ana muharabe tankı, zırhlı personel taşıyıcı vb. yüksek hızlı paletli araçlar olacaktır.

Hareket kabiliyeti ve manevra yetenekleri; alan hakimiyeti, hayatta kalma, operasyon menzili ve taktik hareketlilik açısından yüksek hızlı paletli araçların temel işlevlerindendir. Zorlu arazi şartlarında kullanılan bu araçların, temel işlevlerini karşılayabilmesi için geliştirilen modern güç gruplarında, transmisyon oldukça önemli bir bileşen olarak ele alınmaktadır.

Modern güç gruplarında transmisyon, sürüş dinamiği ve konforu konusunda zorlu talepleri karşılamakta, içten yanmalı motorun verimli bölgelerde çalışmasını sağlayarak yakıt tüketimini azaltmakta ve aracın yüksek hızlara ulaşmasını sağlamaktadır.

Yüksek hızlı paletli araçlar için kullanılan otomatik transmisyonlar, karmaşık entegre mekanik, elektrik, hidrolik ve elektronik sistemlerden oluşmaktadır. Bu tarz farklı disiplinleri içeren sistemlerin kontrolü, gömülü yazılımlar içeren elektronik kontrol üniteleri vasıtasıyla yapılmaktadır. Otomatik transmisyon kontrolü de transmisyon kontrol ünitesi (TKÜ) aracılığı ile sağlanmaktadır.

Karmaşık vites değiştirme işlevlerini yerine getiren TKÜ temel olarak; otomatik transmisyonun ilgili lokasyonlarında bulunan sensörlerden bilgileri alır, bununla birlikte sürücü taleplerini değerlendirir ve kavrama basıncını, elektro-mekanik bir bileşen olan solenoid valfler aracılığı ile hassas bir şekilde kontrol eder.

Vites değiştirme süreçlerinde, kavrama basıncının, sistemin hareket dinamiğine etkisi değerlendirildiğinde; TKÜ içerisinde gömülü bir yazılım olarak bulunacak olan kontrol algoritmaları oldukça büyük bir öneme sahiptir.

Bu tez çalışmasında, paletli araç güç grubu konfigürasyonunda bulunabilecek bir otomatik transmisyonun kontrolü için TKÜ kontrol algoritmaları geliştirilmiş ve MATLAB/Simulink ortamında gerçekleştirilmiştir.

Çalışmada öncelikle, TKÜ kontrol algoritmalarının bulunduğu kontrol modelinin, fonksiyonel olarak doğrulanması için yaygın bir şekilde kullanılan, otomatik transmisyonlarda vites geçiş dinamiklerine etki eden elemanları içeren bir model, MATLAB/Simscape-Simdriveline kütüphaneleri kullanılarak oluşturulmuştur. Bu ve benzeri kütüphaneler vasıtasıyla oluşturulan modeller, kontrol yazılımı geliştirme süreçlerinde, döngüde model (MIL) ve döngüde donanım (HIL) testlerinde, otomatik

transmisyon ve bileşenlerini gerçekçi bir şekilde temsil etmesi için kullanılır ve sistem modeli olarak isimlendirilir.

Sistem model, sürüş ve vites geçiş dinamiklerine etki eden; içten yanmalı motoru, buna bağlı bir tork konvertörü, konvertör çıkışına bağlı ve planet dişli sistemlerinden oluşan bir hız grubunu, bu hız grubu içerisinde bulunan kavramaları çeşitli kombinasyonlar ile basınçlandıran ve bu sayede vites oranı oluşmasını sağlayan hidrolik kontrol sistemini ve transmisyon çıkışına bağlı olan araç dinamiklerini içermektedir. Oluşturulan simülasyon ortamında, gerçek sistemde TKÜ'nin sensörlerden aldığı bilgiler, sistem modelinden TKÜ'ne gelmektedir. Benzer şekilde, TKÜ'nin vites geçişi kontrolü için enerjilendirdiği solenoid valflerin akımları, TKÜ'den sistem modeline gönderilmektedir. Bu şekilde oluşturulan döngü aracılığı ile geliştirilen kontrol algoritmaları için simülasyonlar koşturulmuştur.

Çalışmada tasarlanan TKÜ kontrol yapısı, sürücünün gaz pedalı ve fren pedalı girişleri neticesinde, araç hızına göre, uygun vites geçişini otomatik olarak gerçekleştirebilecek şekilde geliştirilmiştir. Vites değiştirme kararı alındığında, planet dişli sistemlerinden oluşan hız grubu içerisinde bulunan kavramaları, çeşitli kombinasyonlar ile basınçlandırarak talep edilen vitese geçilir. Vites geçiş sürecinde kavrama basıncı, tork kesintisinin ve sarsıntıların önlenmesi için temel 4 fazda oransal olarak kontrol edilir. Bu fazlar; hazırlık fazı, tork fazı, atalet fazı ve tamamlama fazı olarak isimlendirilir.

Vites geçiş fazlarına göre kavrama basıncının kontrol edilebilmesi için kavramalar üzerinde basınç sensörleri bulunan uygulamalar mevcuttur. Örneğin çift kavramalı transmisyonlarda her bir kavrama üzerinde basınç sensörü vardır. Ancak otomatik transmisyonlarda kısıtlı boyut ve montaj zorlukları nedeniyle, kavramalar üzerinde basınç sensörü bulunmaz. Bunun yanında vites geçiş sürecindeki tork kesintisi ve sarsıntıların önlenmesi yaklaşımından da taviz verilemez. Bu gerekçelerden dolayı TKÜ kontrol modeli, vites geçiş sürecinde kavrama fazlarına göre kavrama basıncının kontrol edilebilmesi, uygun tork ve hız hedeflerine ulaşılabilmesi, kavrama parametre adaptasyonlarının sağlanabilmesi amacıyla diferansiyel denklem setinden oluşan dinamik transmisyon modeli içermektedir.

Dinamik transmisyon modeli konseptinde, öncelikle planet dişli sisteminden oluşan hız grubunun dinamik hareket denklemlerini elde etmek için sistemin serbest cisim diyagramı oluşturulur. Lagrange yöntemi ile bu serbest cisim diyagramı üzerinden denklem seti elde edilir. Bu denklem seti, tüm serbest cisimlerin ivme değişkenlerinden oluşan durum değişken vektörü ve tüm kavrama torklarından, harici (tork konvertör türbin, araç yük) torklardan oluşan tork vektörü içermektedir. İlgili serbest cisimlerin atalet değerlerini ve planet dişli sisteminin dişli oranları değerlerini içeren matrisin tersi ile tork vektörünün çarpılması sonucu ivme vektörü elde edilmektedir. Bu ivme değişkenlerinin integrali alınarak TKÜ içerisinde, gerçek sistemde üzerinde sensör bulunmayan hız grubunun elemanlarının hızları elde edilmiş olur. Bir diğer yandan, bu modelden elde edilen hız değerlerinden tork konvertör türbin hızı ve transmisyon çıkış hızı, gerçek sistemde sensörlerle ölçülmektedir. Ölçülemeyen, sensörlerin bulunmadığı hızlarda ölçümleri yapabilenlerin bilgisi kullanılarak Leunberger tabanlı bir gözleyici tasarlanarak kestirilmiştir. Bu sayede sensörden gelen hız bilgisi ile hesaplanan hız bilgisi yakınsandığı için üzerinde sensör bulunmayan hız grubunun elemanlarının hızları da gerçek sisteme yakınsanmış olur.

Bununla eş zamanlı olarak tork vektöründeki tork değerlerinin hesaplanması için tork konvertör türbin torku, araç yük torku, transmisyon kavrama torkları denklemleri kullanılmaktadır. Tork konvertör, motordan aldığı hareketi transmisyon hız grubuna

iletir. Paletli araçta kullanılabilecek bir tork konvertörün hidrodinamik karakteristiğini tanımlayan parametreler kullanılarak tork konvertör türbin torku hesaplanır. Araç yük torku ise, boyuna araç dinamiği hesaplamalarında direnç kuvveti olarak ele alınan yuvarlanma direnci, aerodinamik direnç ve eğim direnci hesaplamaları ile paletli araç dinamiğine uygun olarak elde edilir. Transmisyon kavrama torku, kavramaların sürtünme karakteristiğini yansıtan hiperbolik tanjant fonksiyon modelini, kavrama basıncı ve kavrama kayma hızı değişkenlerini, sürtünme katsayısı, sürtünen yüzey sayısı, kavrama piston alanı ve kavrama plaka yarıçapı gibi kavrama sabit parametrelerini içeren denklem ile hesaplanmaktadır.

Vites geçiş kararı oluştuğunda, istenen bir dişli oranını elde etmek için, bir planet dişli takımının karşılık gelen elemanlarının girişe, çıkışa veya toprağa bağlanması sürtünmeli kavramalar aracılığı ile yapılır. Bu yüzden kavrama torku denkleminde yukarıda değişken olarak bahsedilen kavrama basıncı, kavrama kontrol fazlarına göre uygun tork veya kavrama kayma hızı hedeflerine ulaşabilmek amacıyla kontrol edilmektedir. Kavrama basıncı kontrolü için elektro-mekanik bir bileşen olan solenoid valflerin giriş akımı TKÜ tarafından sağlanmaktadır. Bu oransal valfin dinamikleri, tez çalışmasında birinci dereceden bir sistem olarak basitleştirilmiştir.

Sistemin kontrol girişinin solenoid valf giriş akımı olduğu açıktır. Netice olarak akımdan kavrama basıncına geçiş karakteristiği ve kavrama basıncından kavrama torkuna geçiş karakteristiği karşımıza çıkmaktadır. Bu karakteristikler, dinamik transmisyon modeli denklemlerini göz önüne aldığımızda, durum değişkenlerinin birbiri ile çarpılması, hiperbolik tanjant fonksiyonu içermesi gibi nedenlerden dolayı doğrusal olmayan bir sistemi oluşturur.

Bu tez çalışmasında, doğrusal olmayan sistem modeli dinamik olarak elde edildikten sonra kontrol tasarımları yapılmıştır. Bahsedilen fazlar, MATLAB/Simulink-Stateflow ortamı kullanılarak birer durum olarak tanımlanmıştır. Bu durumlar için birbirleri arasındaki geçiş koşulları tanımlanmıştır. İlgili faz içinde iken bu faza uygun akım değeri kontrol girişi olarak hesaplanarak kavrama basınç hesabına ve plant modele iletilmiştir.

Bu fazlardan, vites oranı değişimi sebebi ile hız senkronizasyonunun gerçekleştiği faz olan atalet fazındaki akım kontrolü için, sistemin doğrusal olmama durumları dikkate alınarak üç farklı kontrolör uygulanmış, sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bu kontrolörler; doğrusal olmayan ileri beslemeli ve doğrusal geri beslemeli kontrolör, geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolör ve parametreleri genetik algoritma ile optimize edilmiş PID kontrolör şeklinde sıralanabilir. Buna ek olarak kavrama aşınma durumları neticesinde değişecek olan sürtünme katsayısının, transmisyon giriş ve çıkış hızı üzerinden tasarlanan bir algoritma ile kestirimi yapılmaktadır. Kestirimi yapılan parametre etkisi kontrolörlere dahil edilerek parametre adaptasyonu sağlanmaktadır.

Sonuç olarak, yüksek hızlı paletli bir aracın otomatik transmisyonunun elektronik kontrol ünitesi kontrol algoritmaları, model tabanlı yaklaşım ile tork kesintisini ve sarsıntıları önlemeyi mümkün kılacak, dayanıklı kontrolör tasarımları ve parametre adaptasyon algoritması içerecek şekilde tasarlanmıştır.



DYNAMIC MODEL, CLUTCH PARAMETER ADAPTATION, AND CONTROL OF AUTOMATIC TRANSMISSION FOR TRACKED VEHICLES

SUMMARY

In the defense sector, the future war scenario is in a process of major change compared to conventional and unconventional warfare used by traditional armies and non-state actors. In such a scenario, it is indispensable for the land forces of many powerful countries from past to present, which will affect the rules of the game; the main battle tank, armored personnel carrier, etc. will be high-speed tracked vehicles.

Mobility and maneuverability; are one of the main functions of high-speed tracked vehicles in terms of area domination, survivability, operational, range and tactical mobility. Transmission is considered as a very important component in modern power packs developed to meet the basic functions of these vehicles used in difficult terrain conditions.

In modern power packs, meets the tough demands on transmission, driving dynamics and comfort, reduces fuel consumption by enabling the internal combustion engine to operate in efficient areas and enables the vehicle to reach high speeds.

Automatic transmissions used for high-speed tracked vehicles consist of complex integrated mechanical, electrical, hydraulic and electronic systems. The control of systems involving such different disciplines is carried out by electronic control units containing embedded software. Automatic transmission control is also provided by the transmission control unit (TCU).

TCU, which performs complex gear shifting functions, basically; It receives information from sensors located at the relevant locations of the automatic transmission, along with it evaluates the driver demands and precisely controls the clutch pressure via solenoid valves, an electromechanical component.

When the effect of clutch pressure on the dynamics of the system is evaluated in gear shifting processes; Control algorithms, which will be found as embedded software in TCU, are of great importance.

In this thesis, TCU control algorithms are developed and implemented in a MATLAB/Simulink environment for the control of an automatic transmission that can be found in a tracked vehicle power pack configuration.

In the study, first of all, a model, which is widely used for the functional verification of the control model with TCU control algorithms, and includes elements that affect gear shift dynamics in automatic transmissions, is created using MATLAB/Simscape-Simdriveline libraries. Models created by this and similar libraries are used in control software development processes, model-in-the-loop (MIL) and hardware-in-the-loop (HIL) tests, to realistically represent automatic transmission and its components, and are called plant models.

Plant model, which affects the driving and shifting dynamics; It includes an internal combustion engine, a torque converter connected to it, a speed group connected to the converter output and consisting of planetary gear systems, a hydraulic control system that pressurizes the clutches in this speed group with various combinations and thus creates a gear ratio, and vehicle dynamics connected to the transmission output. In the simulation environment created, the information that TCU receives from the sensors in the real system will come to TCU from the plant model. Similarly, the currents of the solenoid valves energized by TCU for gear shift control will be sent from TCU to the plant model. Simulations were run for the control algorithms developed through the loop created in this way.

The TCU control model designed in the study has been developed in such a way that it can automatically perform the appropriate gear shift according to the vehicle speed, the driver's accelerator pedal and brake pedal inputs. When the gear change decision is taken, the desired gear is shifted by pressurizing the clutches in the speed group consisting of planetary gear systems with various combinations. During gear shifting, clutch pressure is proportionally controlled in the main 4 phases to prevent torque interruption and jerks. These phases are; preparation phase, torque phase, inertia phase and completion phase.

There are applications with pressure sensors on the clutches to control the clutch pressure according to the gear shift phases. For example, in dual-clutch transmissions, there is a pressure sensor on each clutch. However, automatic transmissions do not have a pressure sensor on the clutches due to limited size and mounting difficulties. In addition, the approach of preventing torque interruption and jerks in the gear shifting process cannot be compromised. For these reasons, the TCU control model includes a dynamic transmission model consisting of a set of differential equations in order to control the clutch pressure according to the clutch phases during the gear shifting process, to achieve the appropriate torque and speed targets, and to provide clutch parameter adaptations.

In the dynamic transmission model concept, first of all, the free body diagram of the system is created to obtain the dynamic equations of motion of the speed group consisting of the planetary gear system. With the Lagrangian method, the equation set is obtained from this free body diagram. This set of equations includes a state variable vector consisting of acceleration variables of all free bodies and torque vector consisting of all clutch torques, external (torque converter turbine, vehicle load) torques. The acceleration vector is obtained by multiplying the inverse of the matrix containing the inertia values of the related free bodies and the gear ratio values of the planetary gear system with the torque vector. By integrating these acceleration variables, the speeds of the elements of the speed group without sensors in the real system are obtained in TCU. On the other hand, torque converter turbine speed and transmission output speed from the speed values obtained from this model are measured with sensors in the real system. From the plant model representing the real system, these speed values are transmitted to the TCU control model, compared with the speed values calculated in the dynamic model in the control model, and the error with a Leuenberger-based observer is eliminated. In this way, since the speed information comes from the sensor and the calculated speed information estimate, the speeds of the elements of the speed group that do not have a sensor on it estimate to the real system.

Simultaneously, the torque converter turbine torque, vehicle load torque, transmission clutch torque equations are used to calculate the torque values in the torque vector. The torque converter transmits the movement it receives from the engine to the transmission speed group. Torque converter turbine torque is calculated using parameters that define the hydrodynamic characteristics of a torque converter that can be used in a tracked vehicle. The vehicle load torque is obtained with by the tracked vehicle dynamics with the rolling resistance, aerodynamic resistance and slope resistance calculations, which are considered as the drag force in the longitudinal vehicle dynamics calculations. Transmission clutch torque is calculated with an equation that includes the hyperbolic tangent function model reflecting the friction characteristics of clutches, clutch pressure and clutch slip speed variables, clutch constant parameters such as friction coefficient, number of friction surfaces, clutch piston area, and clutch plate radius.

Once the gear shift decision is made, the corresponding elements of a planetary gear set are connected to the input, output or ground via friction clutches to achieve the desired gear ratio. Therefore, the clutch pressure, which is mentioned as a variable in the clutch torque equation above, is controlled to reach the appropriate torque or clutch slip speed targets according to the clutch control phases. The input current of solenoid valves, which is an electro-mechanical component for clutch pressure control, is provided by TCU. The dynamics of this proportional valve are simplified as a first-order system in the thesis.

It is clear that the control input of the system is the solenoid valve input current. As a result, the transition characteristic from current to clutch pressure and transition characteristic from clutch pressure to clutch torque appear. These characteristics, when we consider the dynamic transmission model equations, form a nonlinear system due to reasons such as multiplying the state variables with each other and including a hyperbolic tangent function.

In this thesis, control designs are made after the nonlinear system model is obtained dynamically. The mentioned phases are defined as states using the MATLAB/Simulink-Stateflow environment. For these states, the transition conditions between each other are defined. While in the relevant phase, the current value suitable for this phase is calculated as the control input and transmitted to the clutch pressure calculation and the plant model.

Among these phases, three different controllers are applied for the current control in the inertia phase, which is the phase where speed synchronization occurs due to gear ratio change, considering the nonlinearity of the system, and the results are compared. These controllers; nonlinear forward-linear feedback controller, backstepping-based nonlinear controller and PID controller with parameters optimized by genetic algorithm. In addition, the friction coefficient, which will change as a result of clutch wear conditions, is estimated by an algorithm designed over the transmission input and output speed. Parameter adaptation is provided by including the effect of the estimated parameter in the controllers.

As a result, the electronic control unit control algorithms of the automatic transmission of a high-speed tracked vehicle are designed to include robust controller designs and parameter adaptation algorithms, which will make it possible to prevent torque interruption and jerks with a model-based approach.



1. GİRİŞ

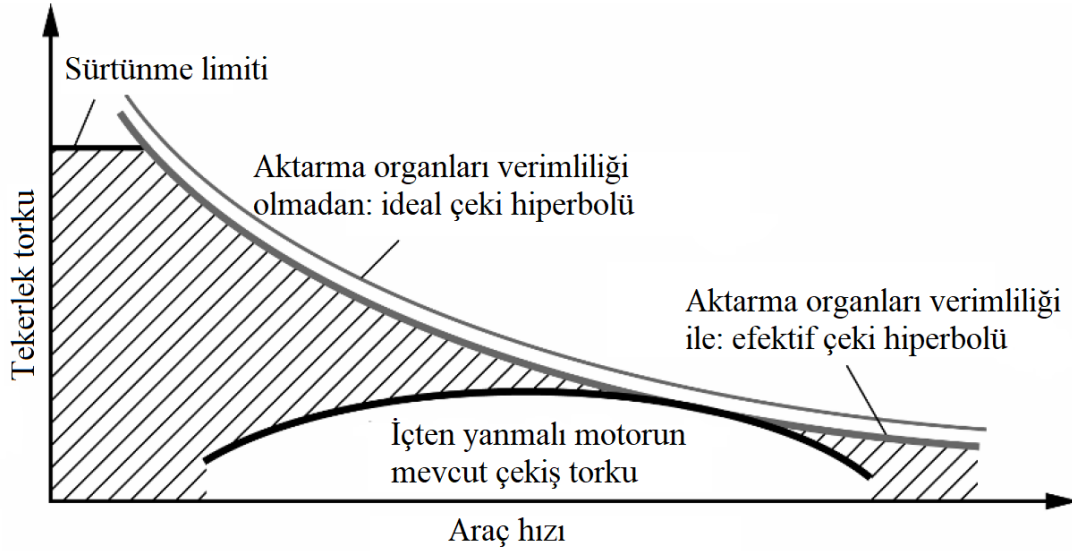
Otomotivde transmisyonların geliştirilmesi; sürüş performansını iyileştirmek, sürüş konforunu ve kullanım kolaylığını artırmak, güvenilirliği ve hizmet ömrünü artırmak, ağırlığı ve kurulum alanını azaltmak, verimlilik seviyelerini yükseltmek, marka imajını oluşturmak, maliyetleri düşürmek, yakıt tüketimi ve kirletici emisyonları azaltmak gibi gereksinimlerden dolayı zorunlu olmuştur. Binek otomobiller, ticari araçlar ve askeri araçlar için pazarlar ve pazar mekanizmaları farklılık göstermekte ve bu gereksinimlere verilen önem de farklılaşmaktadır.

Binek otomobillerde, kişiselleştirilmiş tasarımlara yönelik eğilim, çok sayıda araç sınıfıyla güçlü bir segmentasyon oluşmasında etkili olmuştur. Bu aynı zamanda bireysel çözümler ve rakip konseptlerle transmisyon tasarımları arasında büyük bir çeşitlenmeye yol açmıştır, bu transmisyon çeşitleri manuel transmisyonlar (MT), otomatikleştirilmiş manuel transmisyonlar (AMT), çift kavramalı transmisyonlar (DCT), geleneksel otomatik transmisyonlar (AT), sürekli değişken transmisyonlar (CVT) ve hibrit transmisyonlar (HT)'dir. Ticari araç transmisyonlarında, tek kademeli veya çok kademeli tasarımlı 6 ila 16 vitesli mekanik dişli AMT yaygın olarak tercih edilmektedir.

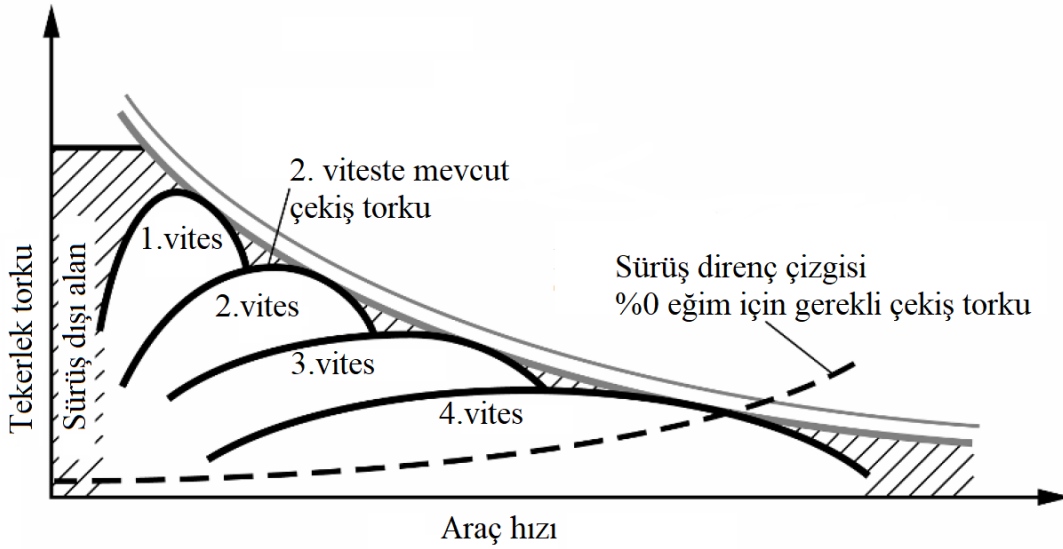
Paletli araçlar söz konusu olduğunda ise, verimli bir dümenleme, frenleme ve otomatik vites değiştirme gibi işlevleri karşılayan çapraz tahrikli transmisyonların (CDT) kullanıldığı görülmektedir. Bu transmisyonlarda otomatik vites değiştirme işlevi, geleneksel otomatik transmisyonlarla (AT) benzerlik göstermektedir. Muharebe koşullarında, manuel transmisyonlara göre operasyonel olarak daha fazla güvenilirlik ve kullanım kolaylığı sağlaması için bu işlev tercih edilmiştir (Merhof & Hackbarth, 1982).

Temel yaklaşım olarak, araçların kullanım durumlarına göre transmisyon tasarımlarında farklılıklar mevcut olsa da, her araç, motor devrini ve motor torkunu araç hızı ve araç yükü ile eşleştirmek için bir transmisyona ihtiyaç duyar. Şekil 1.1, içten yanmalı motorun çıkış torkunun, transmisyon olmadan tekerlek torku talebini

karşılayamayacağını göstermektedir. Taralı alan, çeki hiperbol alanının çoğu bölümünü kaplar ve araç tarafından kullanılamaz bir alan olarak kalmaktadır. Şekil 1.2 ise, 4 vitesli bir transmisyon kullanıldığında kalan taralı alan oranının, yani imkansız sürüş durumlarının oranının önemli ölçüde azaldığını göstermektedir (Dong, 2015).



Şekil 1.1 : Transmisyon yok iken çekiş torku ile tekerlek torku talebi arasındaki karşılaştırma (Dong, 2015)



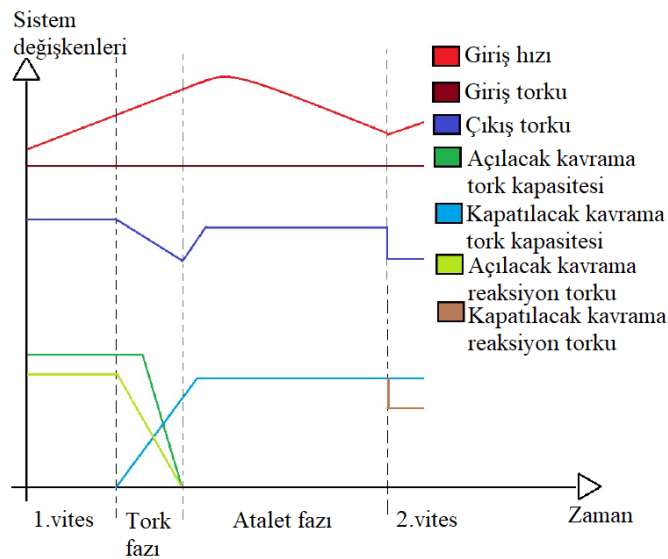
Şekil 1.2 : Transmisyon var iken çekiş torku ile tekerlek torku talebi arasındaki karşılaştırma (Dong, 2015)

Elektrik ve elektronik, eyleyici teknolojisi ve sensör teknolojisi, otomotiv transmisyonları alanındaki birçok yenilikte belirleyici bir rol oynamıştır. Yazılım, transmisyon sistemlerinin birçok işlevinden ve dolayısıyla müşteri taleplerinin çoğundan sorumludur. Otomatik transmisyonlar için kontrolör geliştirme alanındaki

güncel ilgi alanlarından biri kavramadan kavramaya geçişlerde vites değiştirme kalitesinin kontrolüdür. Otomatik transmsiyonlardaki vites değişimleri, transmsiyon boyunca güç akış yolunda bir değişikliği içerir ve iki kavramanın, "kapatılacak" kavrama ve "açılacak" kavrama şeklinde bir hareket etmesi ile bu değişiklik gerçekleşir. "Kavramadan kavramaya" vites değiştirme terimi, vites değiştirme sırasında kapatılan ve açılan kavramaların aktif olarak koordineli bir şekilde kontrol edilmesi gereken bir vites değiştirmeyi ifade eder (Watechagit, 2004).

Kavramadan kavramaya geçişte, vites geçişinin düzgün olması, kapatılan ve açılan kavramaları içeren kontrol eylemleri arasında iyi bir zamanlama koordinasyonu gerektirir. Yanlış koordinasyon, iki kavrama arasında bir kapasite uyumsuzluğuna neden olur ve aşırı motor devrine veya kavramanın takılı kalmasına neden olur. Ek olarak vites değiştirme sırasında oluşabilecek ani tork değişikliğine ve daha sert bir vites değiştirmeye neden olabilir.

Kavramadan kavramaya geçişi kontrol etmenin temel zorluklarını anlamak için, temel mekanizmayı tanımlayarak başlamak gereklidir. Yukarıda bahsedildiği gibi, kavramadan kavramaya geçişlerde iki sürtünmeli kavrama kullanılır, bunlar açılacak bir kavrama ve kapatılacak bir kavramadır. Açılacak kavrama, vites değiştirme sırasında bırakılacak kavramayı temsil eder ve kapatılacak kavrama, vites değiştirme sırasında devreye girecek kavramayı temsil eder. Şekil 1.3, 1.vitesten 2 vitese geçişte ilgili sistem değişkenlerinin tipik zaman grafiğini göstermektedir (Mishra, 2016).



Şekil 1.3 : 1.vitesten 2.vitese geçişte sistem değişkenlerinin temsili diyagramı (Mishra, 2016)

Kavramadan kavramaya geçişler, yk torkunun açılacak olan kavramadan kapatılacak olan kavramaya aktarılmasından (tork fazı) ve giriş - çıkış millerinin hızlarının senkronizasyonundan (atalet fazı) oluşur. Vites yükseltme başlangıcında, transmisyon sistemi 1. vites konfigürasyonundan tork fazına geçer. Tork fazı sırasında, kapatılacak olan kavramanın basıncı rampa fonksiyonu şeklinde yükseltilir ve ilgili kavramanın tork kapasitesi orantılı olarak artar. Koordineli bir şekilde açılacak olan kavramanın basıncı düşürölür ve ilgili kavramanın tork kapasitesi orantılı olarak azalır. Bu da açılacak olan kavramadan kapatılacak olan kavramaya yk torkunun aktarılmasıyla sonuçlanır. Tork fazı ilerledikçe, açılacak olan kavramadaki reaksiyon torku sıfıra yaklaşır, bu da açılacak olan kavramada yk olmadığı anlamına gelir ve ilgili kavrama bırakılmış olur. Bu fazda, kontrolölün ideal çalışması demek, hedef tork değerlerine, uygun zamanda koordineli bir basınç kontrolöl ile ulaşılması demektir. Üretimdeki transmisyon sistemleri, maliyet ve dayanıklılık nedenleriyle tork sensölleri ile donatılmamaktadır, bu da kontrolölün tork fazı sırasında yük aktarımı hakkında gerçek zamanlı duyuşal bilgiye sahip olmadığı anlamına gelir. Tork algılama eksikliği karşısında kapanan ve açılan kavramaların koordinasyonu zordur ve bu çalışmada ele alınan konulardan biridir.

Açılacak olan kavramadaki reaksiyon torku sıfıra ulaştığında, transmisyon sistemi atalet fazına girer. Bu fazda, transmisyon sisteminin giriş ve çıkış millerinin sorunsuz ve hızlı bir hız senkronizasyonunu sağlamak için kapatılacak olan kavrama basıncı kontrol edilir. Ayrıca, kontrolöl, sürtünme elemanlarının uzun ömürlölölüğölü artırmak ve sürtünme kayıplarını azaltmak için uygun bir atalet fazı süresi sağlamalıdır. İki amaç doğası gereği çelişkilidir ve bu da kavramadan kavramaya vites değiştirme kontrolölünde yer alan bir başka temel zorluğu işaret eder. Özellikle, transmisyon sisteminde giriş ve çıkış milinde hız sensölleri bulunsa bile ilgili kavramalarda herhangi bir basınç ve hız sensölölünün bulunmaması bu zorluğu derinleştirmektedir ve bu çalışmada ele alınan konulardan biridir. Giriş ve çıkış mil hızlarının senkronizasyonu tamamlandıktan sonra transmisyon sistemi vites büyölütmenin sonunu işaret eden 2. vites konfigürasyonuna girer.

Modern otomatik transmisyonlarda, yukarıda bahsedilen tipik bir vites değişikliğindeki teknik zorlukların üstesinden gelmek için TKÜ kontrol algoritmalarında yenilikçi yaklaşımlar ortaya koyan çalışmalar yapılmaktadır.

1.1 Tezin Amacı

Paletli askeri araçlarda kullanılan çapraz tahrikli transmisyonlarda, maliyet, dayanıklılık, boyutlar ve montaj zorlukları nedenleri ile tork sensörleri ve basınç sensörleri kullanılmamaktadır. Bu çalışmada, sadece transmisyon hız grubunun giriş ve çıkışında yer alan hız sensörlerini kullanarak, kaliteli ve hassas bir vites geçiş kontrolünün sağlanması amaçlanmaktadır. Bunun için TKÜ kontrol algoritmaları geliştirilmiştir ve MATLAB/Simulink ortamında gerçekleştirilmiştir.

Prototip üretimi tamamlanan transmisyonlar için, araçlarda devreye alınmasından önce dinamometrelerde test edilerek kalibrasyon çalışmaları tamamlanır. Bu çalışmalarda, vites değişikliği işlevini kalibre etmek amacıyla kontrol parametrelerinde en uygun nokta bulunana kadar bu parametreler güncellenir ve ölçümler tekrar tekrar alınır. Doğrusal olmayan bir sistem olan transmisyon sistemi için bu süreç uzun ve oldukça zordur. Bu çalışmada, literatürde sistemin doğrusal olmama durumları dikkate alınarak önerilen doğrusal olmayan ileri beslemeli ve doğrusal geri beslemeli kontrolör ve geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolör denenmiştir. Sahadaki kalibrasyon çalışmalarını kısaltacak ve bilgisayar ortamında kolaylıkla optimize edilebilecek altyapıya sahip olan, parametreleri genetik algoritma ile optimize edilmiş PID kontrolör tasarımı bu çalışma kapsamında önerilmiştir. Bu sayede kalibrasyon süresi kısaltılmış ve kullanılabilirlik artırılmıştır.

Transmisyonların görev çevrimleri içerisinde, sürtümlü kavramaların kullanım yaşam döngülerinde, kavramaların çalışma prensibine göre sürtümlü eleman olmasının gereği olarak zaman içerisinde plakalarda aşınmalar meydana gelmektedir. Bu durum TKÜ kontrol algoritmalarında yer alan modellerde parametrelerin güncellenmesi ve kontrol girişlerinin bu güncellemeye göre çalışmasını gerektirmektedir. Bu nedenle yalnızca transmisyon hız grubunun giriş ve çıkışında yer alan hız sensörlerini kullanarak geliştirilen adaptasyon algoritması kapsamında kavrama parametre kestirimleri yapılmıştır. Bu sayede yaşam döngüsü içerisinde kavramalarda aşınma gerçekleşse bile beklenen kalitede vites değişikliği hedeflenmektedir.

Tüm bu hedeflere ulaşabilmek için önerilen metot ve yaklaşımların uygulanabileceği, mantıklı bir döngü içerisinde koşturup sonuçların incelenebileceği bir simülasyon ortamı oluşturulmuştur.

1.2 Literatür Araştırması

Bu tez çalışmasının amaçlarına ulaşabilmek için oluşturulan simülasyon ortamının kurgusu şu genel başlıklarda yapılan araştırmaların katkısı ile geliştirilmiştir: Paletli askeri araçlarda transmisyon, Otomatik transmisyon, Sistem modeli, Kontrol yöntemleri.

1.2.1 Paletli askeri araçlarda transmisyon

Paletli araçların mekaniği ile ilgili kaynakların sayısı, askeri alan açısından incelendiğinde oldukça azdır. Bu durumun paletli askeri araçların, sayısal olarak binek veya ticari araçlardaki kadar yaygın olmadıklarından ve bazı özelliklerinin gizli tutulmak istenmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir.

Merhof & Hackbarth (1982), otomotiv mühendisliği bakış açısı ile paletli askeri araçların sürüş mekaniğini açıklamış, bu mekaniğe etki eden bileşenlerden palet, içten yanmalı motor, transmisyon gibi bileşenlerden detaylı bahsetmiş ve sahada kullanılan araçlardan örnekler vermiştir. Transmisyonun ilgili alt sistemlerinin çalışma prensipleri anlatılmış ve işlevleri tanımlanmıştır.

Ba, ve diğerleri (2019), K2 MBT (Güney Kore Ana Muharebe Tankı) için geliştirilen transmisyonun dayanıklılık testlerinin sonuçlarını incelemiş ve en kötü koşullarda bağlantı elemanlarının kapasitesi ortaya koyulmuştur ve tasarım açısından güvenlik faktörlerinin tespit edilmesi sağlanmıştır. Paletli askeri bir araç olan K2 MBT'ye özel olarak transmisyonun ilgili alt sistemlerinin dayanıklılık açısından kritik noktaları anlatılmıştır.

B.Janarthanan, Padmanabhan, & C.Sujatha (2012), paletli bir askeri aracın boyuna dinamiklerinin, sert ve yumuşak zemindeki analizi için geliştirdiği simülasyon modelini anlatır. Bu modelde transmisyon dinamik hareketleri yerine yalnızca dişli oranı olarak simülasyon modeline girilmiştir. Çalışma Arjun (Hindistan Ana Muharebe Tankı) aracında kullanılan içten yanmalı motor, transmisyon dişli oranları, tork konvertör hidrodinamik karakteristik parametreleri kullanılarak tamamlanmıştır.

Choi & Hong (2015), otomatik transmisyonda vites değiştirme sürecinde kavramaların basıncını kontrol etmek için kullanılan askeri tip bir solenoid valfin performansı incelenmiştir. Araştırma, bir manyetik alan analiz programı olan Maxwell ve bir

hidrolik analiz programı olan AMESim doğrultusunda yürütülmüştür. Simülasyon sonuçlarının, test sonuçları ile benzer çıktığı gösterilmiştir.

Song, Choi, & Kim (2010), paletli askeri araç transmisyonu kontrolünde görevli bir transmisyon kontrol ünitesinin sahip olması gereken temel işlevler ve bu işlevlerin ilgili donanımlarla arayüzleri ele alınmıştır. Blok diyagramlar yardımı ile soğutma fanı kontrolü, vites geçiş kontrolü, dümenleme ve frenleme kontrolü anlatılmıştır. Fonksiyonların iç detayları verilmeden temel amaçlar ifade edilmiş ve bu fonksiyonlara giren-çıkan sinyallerden bahsedilmiştir.

1.2.2 Otomatik transmisyon

Paletli askeri araçlarda kullanılan çapraz tahrikli transmisyonların vites geçiş mekanizmalarının otomatik transmisyonlar ile aynı yapıya sahip olduğundan bahsedilmiştir. Bu bakış açısı ile otomatik transmisyonlar hakkındaki temel kaynaklar incelenmiştir.

Bai, Maguire, & Peng (2013), otomatik transmisyonların temel mekanizmasını anlatarak başlayan kitap çalışması, otomatik transmisyonların dinamikleri ve kontrolleri konularını ayrıntılı olarak ele almaktadır. İşlenen konular arasında vites değiştirme mekanizması, planet dişli sisteminin dinamik analizi ve hidrolik kontrol sistemlerinin tasarımı yer almaktadır.

Xu, Dong, Liu, & Zhang (2018), makale çalışması, otomotiv transmisyon teknolojisindeki ilerlemeyi gözden geçirmektedir. Bilgisayar destekli programların yardımıyla sürekli olarak yeni transmisyon şemaları geliştirilmektedir. Bu nedenle ilk önce transmisyon şemasının sentezini ve parametre optimizasyonunu tanıtır. Daha sonra geleneksel içten yanmalı motorlu bir aracın transmisyon teknolojisindeki ilerlemesini yeni gereksinimler açısından tartışır; verimliliği arttırmak; gürültü, titreşim ve sertlik teknolojisi; ve değişen strateji ve kontrol teknolojisi.

Dong (2015), doktora tezi çalışmasında 8 ileri otomatik transmisyonun vites değiştirme sürecindeki dinamik davranışlar için simülasyon modeli geliştirilmiştir. Vites değiştirme kalitesini değerlendirmek için objektif kriterler tanımlanmış ve buna göre vites değiştirme stratejileri geliştirilmiştir. Bu stratejileri, açık çevrim ve kapalı çevrim olmak üzere iki kontrolör ile simülasyon ortamında test etmiş ve sonuçları kıyaslamıştır. Açık çevrim kontrolün, kapalı çevrim kontrole göre daha az kalibrasyon parametresine sahip olmasının bunu dayanıklı yaptığı görüşünü savunmaktadır.

Watechagit (2004), doktora tez çalışmasında kademeli bir otomatik transmisiyondaki, vites değiştirme sürecinde kavramaların hidrolik kontrol sistemlerinin hareket dinamiğine etkisini incelemek amaçlanmıştır. Detaylı matematik modeller oluşturulmuş ve model tabanlı kavrama basıncı gözlemleyicileri tasarlanmıştır. Doğrusal olmayan etkiler bu gözlemleyici tasarımlarında dahil edilmiştir. Yapılan tasarımların uygunluğunu araştırmak için test aracında farklı örnekleme frekanslarında gerçek zamanlı olarak uygulanmıştır.

Mishra (2016), doktora tez çalışmasında kavramadan kavramaya geçiş konseptinde kullanılan hidrolik sistem için derecesi azaltılmış bir dinamik gösterim geliştirilmiştir. Kavramadan kavramaya geçişte, vites geçiş kalitesini garanti edecek tork fazı ve atalet fazı kontrolleri, üretimde olan transmisyonlardaki sensörler düşünülerek tasarlanmıştır. Bu durumda transmisyon sisteminin içerdiği sensörler açısından yalnızca hız sensörlerinin kullanılması zorunlu olmuştur.

D'Anna, Govindswamy, & Wolter (2005), otomatik transmisyonlarda planet dişli sistemlerinde vites geçiş sürecindeki değişikliklerin, içten yanmalı motor / transmisyon sistemi üzerine etkileşimini inceler. Bir aracın tepkisini ve geçici girişlere duyarlılığını ölçmek için kullanılan çeşitli vites değiştirme kalitesi metrikleri sunar. Vites geçişleri sırasında, motor tork çıkışını yönetme yaklaşımları tartışılmıştır. Motor/transmisyon arasındaki etkileşimin ve aracın hassasiyetinin, aracın genel olarak algılanan vites değiştirme kalitesi davranışı üzerindeki etkisini göstermek için çeşitli vaka çalışmalarından örnekler verir.

Benford & Leising (1981), otomatik transmisyonlarda yer alan planet dişli sistemlerinin static ve dinamik analizlerini gerçekleştirmek için kullanılan karmaşık matematik işlemleri yerine, yeni ve daha basit bir yöntem olan “kaldıraç benzetimi” önerilmiştir. İlgili noktalara uygulanan giriş, çıkış ve reaksiyon torkları birer ok ile kuvvet olarak temsil edilir ve kolayca eşitlikler oluşturulur.

Devlin, ve diğerleri (2011), kavrama parametrelerinin sürtünme karakteristiği üzerindeki etkilerinin gösterilmesi için, deneysel çıkışlara uygun formüller önermektedir. Bu formüller, donanım tasarımcılarına, sürtünme malzemesi geliştiricilerine, yağ formüle edicilerine ve kontrol kalibratörlerine, çeşitli çalışma koşulları için kavramaların tork kapasitesini ve sürtünme karakteristiği iyileştirmelerinde yardımcı olabilir.

Băţăuş, Maciac, Oprean, & Vasiliu (2011) , gerçek zamanlı simülasyonlarda kullanmak üzere kavramaların sürtünme modellerini ve nasıl uygulanacağını inceler. Bu modeller; Coulomb sürtünme modeli, birleşik Coulomb ve viskoz sürtünme modeli, hiperbolik tanjant fonksiyon modeli, anahtarlı klasik static model, Karnopp modelidir. Uygulama kolaylığı ve gerçekçi sonuç verme durumlarına göre kıyaslama yapar.

1.2.3 Sistem modeli

Elektronik kontrol ünitesi donanım ve yazılım geliştirme sürecinde kritik bir adım, donanım ve yazılım doğrulamasıdır. Bu doğrulamayı gerçekleştirmenin çeşitli yolları vardır. Yaygın olarak kullanılan yöntemlerden biri, güç aktarma sistemi kontrol üniteleri donanım ve yazılımının geliştirilmesi ve doğrulanması için aktarma organı donanımını taklit etmek üzere bir döngü oluşturarak MIL, SIL ve HIL testleri yapmaktır. Bu testlerde modern bir kontrol ünitesinin dış ortamını taklit etmek için ilgili sistemin dinamiğini temsil eden modeller oluşturulur. Bu modeller hakkındaki temel kaynaklar incelenmiştir.

Quan Zheng (2008) , makale çalışması transmisyon kontrol ünitesi kontrol yazılımı doğrulanması için döngüde donanım (HIL) test tezgahı üzerinde 6 vitesli bir otomatik transmisyonun sistem dinamiği modeli geliştirmesini sunar. Bir HIL test ortamında modelleme yöntemi, model doğrulama ve uygulama ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Bir transmisyonun sistem dinamiği modeli geliştirerek, yazılımın versiyondan versiyona beklenen sonuçların doğrulanması için test senaryoları oluşturulmuştur. Bu, özellikle algoritma/yazılım geliştirme katı bir planlamaya sahip olduğunda ve küresel bir çalışma ortamında geliştirme faaliyetlerinin yönetimi yüksek kaliteli ve zamanında test sonuçları gerektirdiğinde önemlidir.

Alexa, Ilie, Marinescu, Vinturis, & Truta (2014), makale çalışmasında otomatik transmisyonun temel bileşenleri, MATLAB/Simscape-Simdriveline kütüphanesi kullanılarak, gerçek çalışma koşullarından belirli koşulların empoze edilmesi ile oluşturulmuştur. Bu kütüphanelerdeki hazır blokların kullanılması sayesinde fiziksel sinyallerin güvenilirliği sorgulanmaz ve uygun bir şekilde kontrol yazılımlarının testleri gerçekleştirilebilir. Hem gerçek zamanlı koşuturulmaya uygunluğu hem de farklı tasarımlara sahip transmisyonların da kolayca modellenebilmesi açısından kullanımı önerilmektedir. Çalışmada, planet dişli seti, kavramalar, giriş ve çıkışlarda

yer alan bileşenlerin ataletleri, tork kaynağı ve buna karşı direnç gösterecek yükler kütüphane blokları ile tasarlanmıştır, sonuçlar incelenmiştir.

1.2.4 Kontrol yöntemleri

Elektronik kontrol, giderek katılaştıran emisyon mevzuatı ve dinamik performans gerekliliklerini karşılamak için otomotiv endüstrisinde temel teknoloji haline gelmiştir. Buna göre, otomotiv elektroniği, yalnızca donanım maliyeti değil, aynı zamanda kontrol yazılımının geliştirme maliyeti de dahil olmak üzere, tüm aracın üretim maliyetinin giderek daha büyük bir bölümünü oluşturmaktadır. Gelişmiş kontrol teorilerinin uygulanması, çeşitli sürüş koşulları ve büyük çevresel değişimler altında kalibrasyon iş yükünü azaltma ve dinamik kontrol performansını iyileştirme potansiyeli nedeniyle çekicidir. Bu açıdan otomatik transmisyon kontrol metot ve yaklaşımları hakkındaki kaynaklar incelenmiştir.

Kevin (Quanzhong) Yan (2008), makale çalışmasında, bir transmisyon kontrol ünitesinin kontrol yazılımının geliştirme aşamalarından bahsetmiş ve süreç yönetim planı ortaya koymuştur. Kontrol yazılımlarının gereksinimlere göre MATLAB/Simulink ve benzeri programlar kullanılarak kural tabanlı bir şekilde geliştirildiğinden ve sonrasında otomatik kod üretilerek kontrol ünitesi donanımına gömülebilecek bir yazılımın elde edildiğinden bahsetmektedir.

Araujo, Falleiros, & Gioria (2020), makale çalışmasında, bir otomatik transmisyonun dinamik davranışlarını ve bileşenlerinin bu davranış üzerindeki etkisini araştırır. Planet dişli seti ve ravinyö dişli düzeni içeren bu transmisyon için, girişleri araç hızı ve gaz pedalı pozisyonu, çıkışı olarak bu durumda seçilmesi gereken vitesin yer aldığı bir vites değiştirme programı içeren model tasarlanmıştır. Bu vites değiştirme programının işlevleri anlatılmıştır.

Cheng, Dong, Yang, & Xu (2015), makale çalışmasında, otomatik bir transmisyonun vites geçiş kontrolü sürecinde yalnızca iki kavramanın basınç kontrolü gerektirmesinden yola çıkılarak çift kavramalı transmisyon (DCT) gibi kontrol edilebilmesine yönelik eşdeğer bir yöntem önerilmiştir. Yöntem dahilinde transmisyonun dinamik modeli kontrol yazılımında kullanılarak vites değiştirme sürecindeki iki kavramaya indirgeme yapılmış ve buna göre kontrol tasarımı geliştirilmiştir.

Choi, Hwang, & Choi (2018), makale çalışmasında, otomatik transmisyon çıkış hattı torkunun tahmini için yeni bir yöntem önermektedir. Kavramadan kavramaya vites değiştirme mekanizmasındaki önceki tork tahmini yöntemleri, genel olarak tek vites değiştirme için geçerlidir. Bu nedenle, her vites değiştirmenin özel tanımlarını ve çoklu vites değiştirmeye karşılık gelen sinyal işlemeyi göz ardı etmektedirler. Söz konusu çalışmada, tüm transmisyonun dinamik modelini temel alan ve herhangi bir vites değiştirmeye uygulanabilen güç aktarma organı tork tahmin edicisi geliştirilmiştir.

Kim, Oh, & Choi (2018), makale çalışmasında, her bir kavrama ve çıkış milinden aynı anda iletilen torku tahmin etmek için çift kavramalı transmisyonlarda (DCT) uygulanabilen uyarlanabilir bir tork gözlemcisi geliştirilmiştir. Önerilen gözlemci, kavrama sürtünme katsayısı, nominal motor torku ve araç yükü gibi parametre belirsizliklerini etkin bir şekilde ele almak için sürüş koşullarına göre çoklu adaptasyon yasalarını kullanır. Ayrıca, gözlemci, azaltılmış sıralı bir aktarma organı modeline dayanan basit ve sezgisel yapısı ile karakterize edilir. Gözlemcinin parametre hatalarına karşı sağlamlığı da dahil olmak üzere tahmin performansı, simülasyon ve test aracında deneylerle değerlendirilmiştir.

Tsutsui, Hisano, Suzuki, Hijikata, & Taguchi (2004), makale çalışmasında, Aisin isimli transmisyon üreticisinin kullanıma sunduğu yeni tip 6 ileri transmisyonun kontrol konsepti anlatılmıştır. Her kavrama için uygun yağ basıncı, motor kontrol ünitesi ile paylaşılan CAN iletişimi yoluyla elde edilen motor torkuna göre hesaplanır. Aslında bu motor torku transmisyon hız grubunun girişine karşılık gelen tork konvertör türbin torku hesabında kullanılır. Tipik vites geçiş fazlarına göre hedeflenen torkların sağlanması için kavrama basınçları kontrol edilmiş olur.

Zhao & Li (2018), makale çalışmasında, vites değiştirme sürecinin atalet fazı için referans kavrama kayma hızı kontrolü için veriye dayalı öngörülü kontrol yöntemi uygulanmaktadır. Veriye dayalı öngörülü kontrol, alt uzay tanımlamasının, model öngörülü kontrol ile birleştirilmesi sayesinde uygulanmıştır. İlk olarak, altuzay tanımlaması yoluyla vites geçiş işleminin giriş ve çıkış verilerinden öngörü faktörleri oluşturulur ve daha sonra faktörler bir öngörü denklemine uygulanmıştır. Burada transmisyon dinamik modeli önemli bir rol oynar. İkinci olarak, izleme hatası ve giriş artışları hesaba katılarak bir optimizasyon fonksiyonu çıkarılmaktadır. Son olarak, MATLAB programında ikinci dereceden programlama algoritması ile optimal

özmler özlm ve sistemin gelecekteki girişleri elde edilmiştir. Otomatik transmisyonun vites büyütme işlemine bu kontrol algoritması uygulanmıştır, simülasyon sonuçları algoritmanın iyi performans gösterdiğini ve pratik gereksinimleri karşıladığını göstermiştir.

Huang, Zhang, Huang, & Yin (2018), makale çalışmasında, otomatik transmisyonların hız grubunu teşkil eden planet dişli setlerinin farklı düzenleri için kullanılabilecek şekilde genelleştirilmiş matris gösterimi sayesinde otomatik modelleme yöntemi sunulmuştur. Konfigürasyon bilgileri, yani her bir planet dişli arasındaki dahili bağlantı ilişkisi, harici torkların konumu, her bir kavramanın konumu ve kilitleme durumu göz önüne alındığında, bu yöntem kullanıma hazır bir kinetik model verir. Elde edilen model analiz veya kontrol yazılımında kullanılabilir. Ek olarak vites değiştirme sürecinin atalet fazında doğrusal ileri beslemeli-geri beslemeli kontrol önerilmiştir.

Gao B. , Chen, Li, Tian, & Sanada (2012), makale çalışmasında, kavramadan kavramaya vites değiştirmeli aracın vites değiştirme kalitesini tork kesintisini engelleyerek iyileştirmek için, tork fazında gözlemleyici tabanlı ileri beslemeli – geri beslemeli kontrolör önerilmiştir. Gözlemleyici geliştirilirken kapanacak olan kavramanın zamana göre gerçekte oluşan tork değerinden uygun bir koordinasyon sağlayarak açılacak olan kavramanın torku kontrol edilmiştir.

Gao B. , Chen, Liu, & Sanada (2010), makale çalışmasında, kavramadan kavramaya vites değiştirmeli aracın vites değiştirme kalitesini iyileştirmek için, atalet fazında kavrama kayma kontrolü için düzlüğe dayalı doğrusal olmayan bir kontrolör önerilmiştir. Sistemin doğrusal olmama durumları dikkate alınarak doğrusal olmayan bir ileri beslemeli kontrol tasarlanmıştır ve model hatalarını ve bozucuları gidermek için doğrusal bir geri besleme kontrolü verilmiştir. Önerilen kontrol şemasının küçük bir hesaplama talebi vardır ve güç aktarma sisteminin karmaşık doğrusal olmayan özellikleri, orijinal haritalar biçiminde görünür. Tasarlanan kontrolör, kavrama aktatrlerinin zamanla değişen modelini içeren bir AMESim güç aktarma sistemi simülasyon modeli üzerinde test edilmiştir.

Gao B. Z., Chen, Sanada, & Hu (2011), makale çalışmasında, kavramadan kavramaya vites geçişleri olan araçların vites değiştirme kalitesini iyileştirmek amacıyla, kavrama kayma hızı kontrolü için geri adımlama tekniğini kullanan doğrusal olmayan bir

kontrolör tasarlanmıştır. Kararlı hal hataları ve modellenmemiş dinamikler dahil olmak üzere model belirsizlikleri de ilave bozucu girişler olarak kabul edilip, hata dinamiğinin durum kararlılığına gireceği şekilde tasarım yapılmıştır. Tasarlanan kontrolör bir AMESim aktarma organı simülasyon modeli üzerinde test edilmiştir. Mevcut bir doğrusal algoritma ile karşılaştırmalar da verilmiştir.

Kavrama kayma hızı kontrolü için sahadaki kalibrasyon çalışmalarını kısaltacak ve bilgisayar ortamında kolaylıkla optimize edilebilecek altyapıya sahip olan dayanıklı bir PID kontrol tasarımının yapılabilmesi amacıyla aşağıdaki kaynaklar incelenmiştir.

Li & Jiang (2011), makale çalışmasında, PID kontrol parametre ayarlama yöntemlerinden temel yaklaşım olan Ziegler-Nichols metodunun örnek bir sistem üzerinde, MATLAB/Simulink ortamında denenmesi ele alınmıştır.

Kumar (2011), tez çalışmasında, biyolojiden ilham alınan teknikler kullanılarak PID kontrol parametrelerinin optimizasyonları yapılmış ve sonuçlar kıyaslanmıştır. Bu teknikler “Practical Swarm Optimization (PSO)” ve “Bacterial Foraging Optimization (BFO)” teknikleridir. Önerilen maliyet fonksiyonları önemli bir rol oynamaktadır.

Brunton & Kutz (2019), kitabında, veriye dayalı kontrol bölümünde anlatılan genetik algoritma (GA) tekniği, örnek bir sistem üzerinde PID kontrol parametrelerinin optimize edilmesi ile anlatılmıştır. PID parametrelerinden türev katsayısına uygulanan filtre katsayısı da optimize edilen parametrelerden biri olarak ele alınmıştır.

1.3 Hipotez

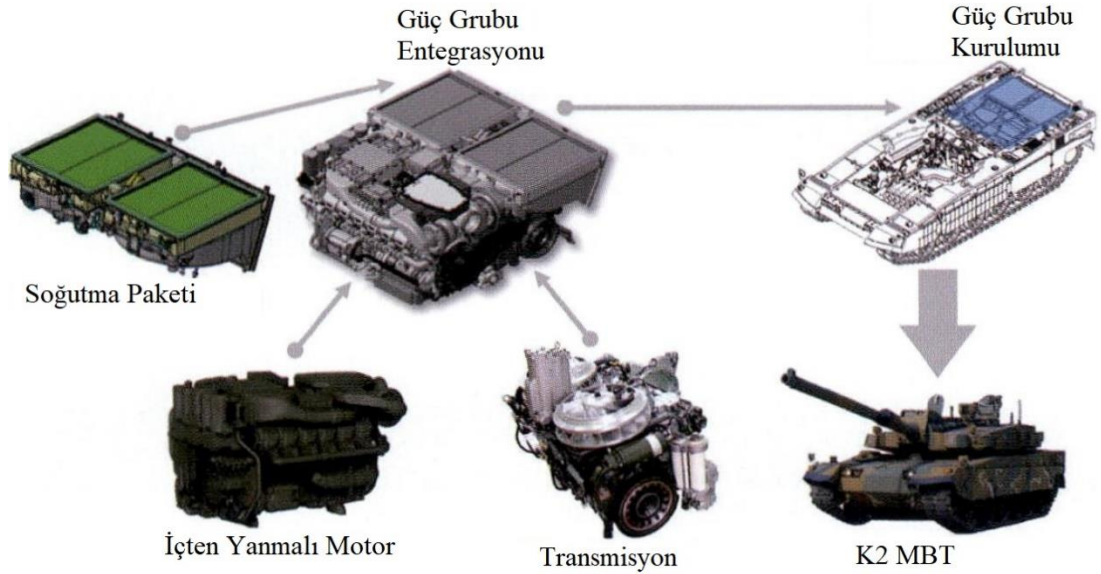
Bu tez çalışmasında, paetli askeri araçlarda kullanılan otomatik transmisyonların vites değiştirme işlevlerini yerine getirecek olan TKÜ kontrol algoritmaları tasarlanmıştır. Bu algoritmalar transmisyonun dinamik modelini içermektedir. İlgili model sayesinde planet dişli sistemindeki kavramalarda herhangi bir hız ve basınç sensörü bulunmadan kontrol için gerekli değişkenler hesaplanabilecektir. Kavramaların doğası gereği aşınması durumunda, transmisyon giriş ve çıkış hızı sensörlerinden alınan bilgileri kullanacak bir adaptasyon algoritması sayesinde kavrama parametrelerinin kestirimi yapılacaktır. Sahadaki kalibrasyon süreçlerini kısaltacak, dayanıklı ve hassas kontrole izin veren ve doğrusal olmayan transmisyon sisteminde kullanılabilen bir PID kontrol tasarımı gerçekleştirilecektir. Mantıklı bir döngü içerisinde bu tasarımları simülasyon ortamında denemek mümkün olacaktır.



2. TRANSMİSYON SİSTEM TANIMI

2.1 Sistem Tanımı

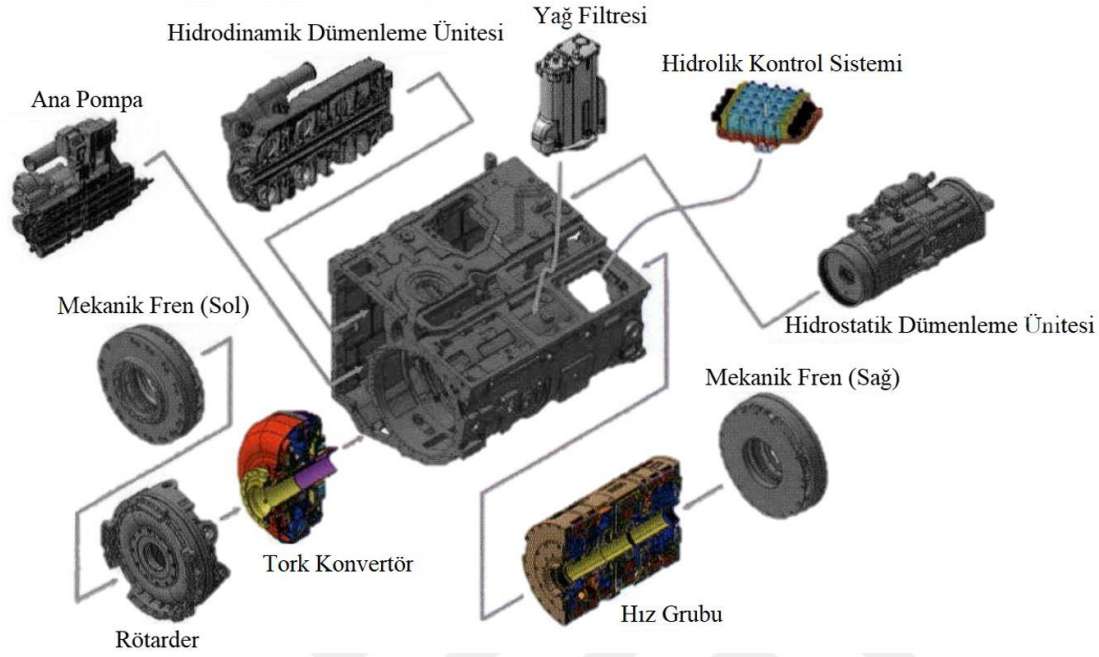
Paletli araçlarda tahrik gücünü sağlayan üniteye güç grubu denir. Güç grubu genellikle içten yanmalı motor, transmisyon ve soğutma paketi olmak üzere alt ana sistemlerden meydana gelmektedir. Araç isterlerine göre güç grubunda bulunan içten yanmalı motorun gücü, transmisyonun vites sayısı ve soğutma paketinin soğutma kapasitesi gibi parametreler belirlenip buna göre entegrasyonu sağlanır. Bu entegrasyon ve kurulumu örnek olması açısından, K2 MBT (Güney Kore Ana Muharebe Tankı) için hazırlanmış olan aşağıdaki şekil incelenebilir (Ba, ve diğerleri, 2019).



Şekil 2.1 : K2 MBT (Ana Muharebe Tankı) için güç grubu entegrasyonu ve kurulumunun gösterimi (Ba, ve diğerleri, 2019)

Ana alt sistemlerden biri olan transmisyon, vites değiştirme işlevinin yanında paletli araçlara özel olarak dümenleme ve frenleme işlevlerine de sahiptir. Bu tez çalışmasında vites değiştirme işlevinin kontrolü incelenecektir. Bu kapsamda içten yanmalı motordan alınan tahrik gücünün paletlere kadar aktarımı düşünülerek bu alt bölümde, transmisyonda aktif rol alan alt bileşenler ve işlevleri tanıtılacaktır. Bu bileşenler; tork konvertör, planet dişli sistemlerinden oluşan ve içerisinde kavramaları

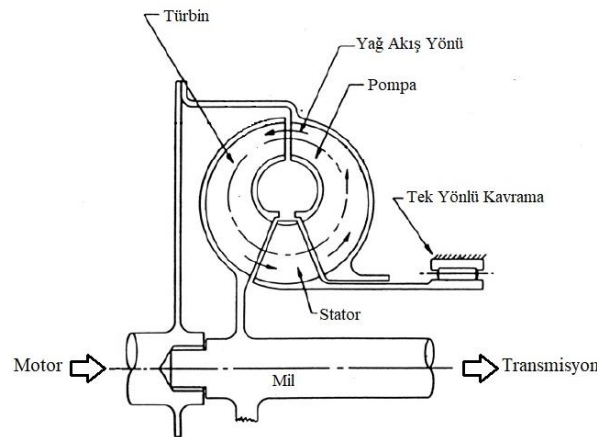
barındıran hız grubu, solenoid valfleri içeren hidrolik kontrol sistemidir. K2 MBT (Güney Kore Ana Muharebe Tankı) için hazırlanmış olan aşağıdaki şekil incelenebilir (Ba, ve diğerleri, 2019).



Şekil 2.2 : K2 MBT için transmisyon ana bileşenleri (Ba, ve diğerleri, 2019)

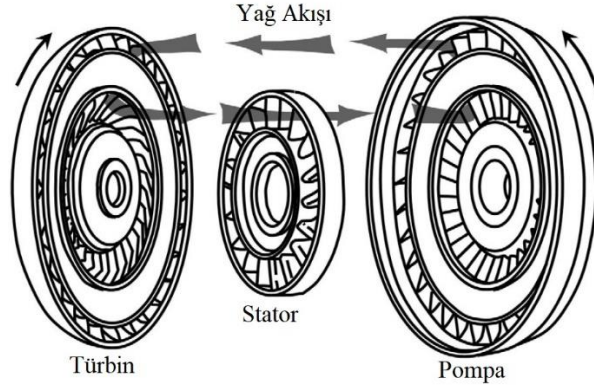
2.1.1 Tork konvertör

İlk bileşen tork konvertördür. Bir tork konvertörünün ana avantajı, motor tork titreşimlerinin aktarma organlarına iletilmeden önce azaltılmasını sağlayan sönümleme özelliğidir. Motora bağlı ve motor tarafından tahrik edilen bir pompa, transmisyon giriş miline bağlı bir türbin ve gövdeye tek yönlü bir kavrama ile bağlanan bir stator olmak üzere üç ana elemandan oluşur. Üç elemanlı tork konvertörünün basit bir şematik gösterimi Şekil 2.3'de verilmektedir.



Şekil 2.3 : Tork konvertör şematik gösterim (Watechagit, 2004)

Tork konvertörün içi, transmisyon yağı ile doldurulur. Pompa, motor mili ile birlikte dönmektedir. Pompadaki kanatlar, gücü motordan şanzımana aktarmak için yağı türbindeki kanatların üzerine iter. Bunun sonucunda motordan aldığı hareketi transmisyona iletir. Şekil 2.4’de yağ akışı gösterilmiştir.

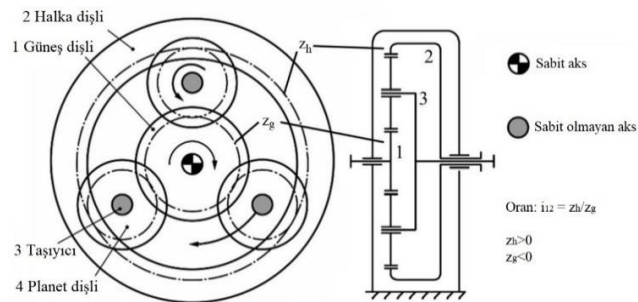


Şekil 2.4 : Tork konvertör yağ akışı (Bai, Maguire, & Peng, 2013)

2.1.2 Hız grubu

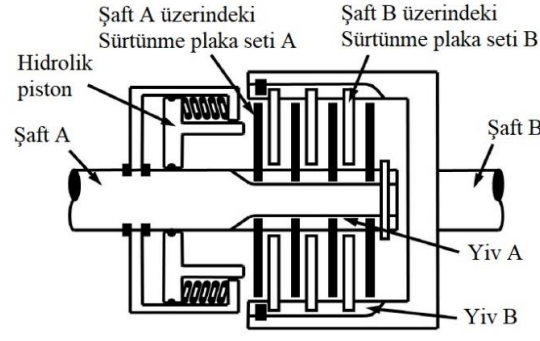
Hız grubu planet dişli sistemlerinden ve hidrolik basınçla kontrol edilen kavramalardan oluşur. İstenen vitese göre farklı kombinasyonlarda kavramalar kapatılarak, planet dişlilerin dönme serbestlik dereceleri değiştirilir ve vites oranı elde edilmiş olur.

Planet dişli seti, bir güneş dişli, bir taşıyıcı, bir halka dişli ve birkaç planet dişliden oluştuğu Şekil 2.5'ten görülebilir. Taşıyıcının planet dişlilerin aksı olduğu üç ortak eksenli mili vardır. Planet dişliler hem ana dingil etrafında hem de kendi dingili üzerinde döner. Tork, her biri üzerinde düşük stres sağlamak için birkaç planet dişli arasında dağıtılır. Bir planet dişli setinin sabit oranı, sadece halka dişli ile güneş dişli arasındaki diş sayısı oranıdır. Halka dişlinin diş sayısı bir iç dişli olduğu için negatif kabul edilir.



Şekil 2.5 : Planet dişli seti şematik gösterimi (Dong, 2015)

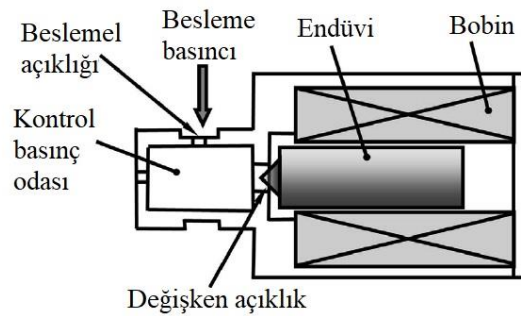
İstenen bir dişli oranını elde etmek için, bir planet dişli takımının karşılık gelen elemanlarının girişe, çıkışa veya toprağa bağlanması gerekir. Otomatik transmisyonlarda bunu başarmak için sürtünmeli kavramalar kullanılır. Şekil 2.6'da, sürtünmeli bir kavramanın kesit görünüşü verilmiştir. Hidrolik piston, iki set sürtünme plakasına bastırır. Sürtünme plakalarının bir seti şaft A üzerine yivlidir ve diğer set şaft B üzerinde yivlidir. Yiv, torku iletirken sürtünme plakalarının aksel olarak hareket etmesine izin verir. Hidrolik silindir ve piston, şaft A ile döner. Hidrolik basınç ve piston alanının çarpımı, iki set sürtünme plakası üzerindeki normal kuvveti belirler ve bu nedenle kavramanın iletilebilir torkunu (tork kapasitesi) belirler (Bai, Maguire, & Peng, 2013).



Şekil 2.6 : Sürtünmeli bir kavramanın kesit görünüşü (Bai, Maguire, & Peng, 2013)

2.1.3 Hidrolik kontrol sistemi

Hidrolik kontrol sistemi temelde üç bölümden oluşur, bunlar yağ pompası, solenoid valfleri içeren hidrolik valf bloğu ve transmisyon yağıdır. Hidrolik valf bloğunda bulunan elektro-mekanik çalışma prensibine sahip solenoid valfler TKÜ için birer eyleyicidirler. TKÜ tarafından oransal olarak iletilen akım çıkışı bu valflerde mekanik harekete yol açar. Bu hareket, transmisyon yağını ilgili kavramaların pistonlarına yönlendirerek basınç kontrolü yapılmasını sağlar.



Şekil 2.7 : Solenoid valf şematik gösterimi (Bai, Maguire, & Peng, 2013)

2.2 Sistem Diyagramı

Bu tez çalışması kapsamında, paletli askeri araç konfigürasyonunda vites geçiş dinamiklerine etki eden bileşenler, boyuna araç dinamiği açısından bir sistem sınırı içerisinde diyagram halinde sunulmuştur.

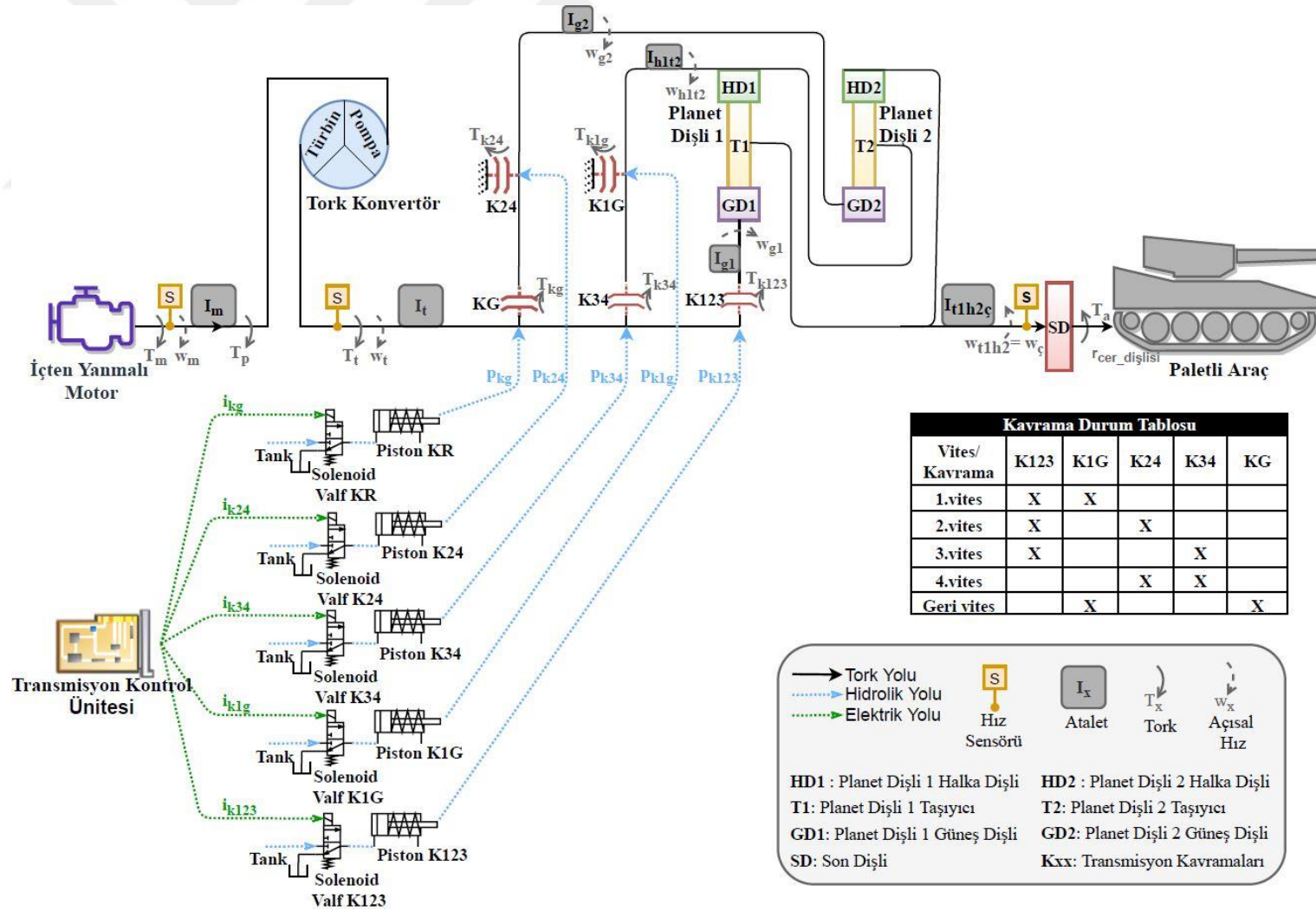
Bu elemanlar, Şekil 2.8`den de anlaşılacağı gibi tipik olarak içten yanmalı motor, buna bağlı bir tork konvertör, konvertör çıkışına bağlı ve planet dişli sistemlerinden oluşan bir hız grubu, bu hız grubu içerisinde bulunan kavramaları çeşitli kombinasyonlar ile basınçlandıran ve bu sayede vites oranı oluşmasını sağlayan hidrolik kontrol sistemi ve transmisyon çıkışına bağlı olan araç dinamikleridir.

Bu diyagramda yer alan transmisyon; 4 vitesli, 5 kavrama içeren, paralel bağlı iki planet dişli setinden oluşan bir hız grubu barındıran jenerik bir transmisyondur. Birinci planet dişli setinin halka dişlisi ikinci planet dişli setinin taşıyıcısına, ikinci planet dişli setinin halka dişlisi birinci planet dişli setinin taşıyıcısına bağlanarak paralel bağlanma düzenini oluşturur.

Diyagramda kavramalar, hangi viteste kapalı konumda tutulması gerekiyorsa o vitesin numarasını “K” harfinin yanına ekleyerek isimlendirilmiştir. Örneğin K123 kavraması, birinci, ikinci ve üçüncü viteslerde kapalı olması gereken kavramadır. K1G kavraması, birinci ve geri viteslerde kapalı olması gereken kavramadır. Sonuç olarak birinci viteste iken K123 ve K1G kavramalarının birlikte kullanımda olduğu isimlerinden anlaşılacaktır. Diyagramda yer alan “Kavrama Durum Tablosu” aynı zamanda Çizelge 2.1`de verilmiştir.

Çizelge 2.1 : Vitese karşılık gelen kavrama.

Vites / Kavrama	K123	K1G	K24	K34	KG
1.vites	X	X			
2.vites	X		X		
3.vites	X			X	
4.vites			X	X	
Geri vites		X			X



Şekil 2.8 : Sistem diyagramı

Her bir kavrama için kavrama basıncını kontrol etmek amacıyla kullanılan solenoid valfler vardır. Bu valfler TKÜ için birer eyleyicidir. Bu valflerin isimlendirmeleri de o kavramaya özel kısaltma ile isimlendirilmiştir. Elektrik yolu için her bir kavrama solenoidine iletilen akımlar yeşil renkli olarak “ i_{xx} ”, hidrolik yolu için her bir kavramaya giden basınçlar mavi renkli olarak “ p_{xx} ” ile gösterilmiştir. Diyagramdan aracılığı ile kavramalar için akımdan basınca ve basınçtan torka giden bir fiziksel durum içerdiği anlaşılabilir.

Diyagramdan anlaşılacağı üzere sistemde altı adet serbest cisim vardır. İlk serbest cisim olan içten yanmalı motor için atalet “ I_m ”, tork “ T_m ” ve açısal hız “ w_m ” ile gösterilmiştir. Fiziksel olarak motor ile tork konvertör pompa kısmı bağlı olduğu için açısal hızları eşittir. İkinci serbest cisim olan tork konvertör türbin shaftı için atalet “ I_t ”, tork “ T_t ” ve açısal hız “ w_t ” ile gösterilmiştir. Üçüncü serbest cisim olan, girişle arasında KG ve toprakla arasında K24 kavraması bulunan, ikinci planet dişlinin güneş dişlisi için atalet “ I_{g2} ” ve açısal hız “ w_{g2} ” ile gösterilmiştir. Dördüncü serbest cisim olan, girişle arasında K34 ve toprakla arasında K1G kavraması bulunan, birinci planet dişlinin halka dişlisi ve ikinci planet dişlinin taşıyıcısı için atalet “ I_{h1t2} ” ve açısal hız “ w_{h1t2} ” ile gösterilmiştir. Beşinci serbest cisim olan, girişle arasında K123 kavraması bulunan birinci planet dişlinin güneş dişlisi için atalet “ I_{g1} ” ve açısal hız “ w_{g1} ” ile gösterilmiştir. Vites geçiş dinamikleri düşünüldüğünde kavrama torklarının etkisi ile açısal hızların değişeceği anlaşılabilir. Altıncı serbest cisim olan, birinci planet dişlinin taşıyıcısı, ikinci planet dişlinin halka dişlisi ve araç tarafının indirgenmiş serbest cisimleri için atalet “ $I_{t1h2ç}$ ”, tork “ T_a ” ve açısal hız “ $w_{t1h2} = w_ç$ ” ile gösterilmiştir. Hareket son dişli oranı sonrasında cer dişlisi ile araç paletlerine aktarılır. Sistemde yer alan hız sensörleri turuncu kutu içerisinde “S” ile gösterilmiştir. Bu sensörler motor hızı “ w_m ”, tork konvertör türbin hızı “ w_t ” ve transmisyon çıkış hızı “ $w_{t1h2} = w_ç$ ” ölçümlerini sürekli olarak yapmaktadır.

2.3 Sistem Simülasyon Ortamı

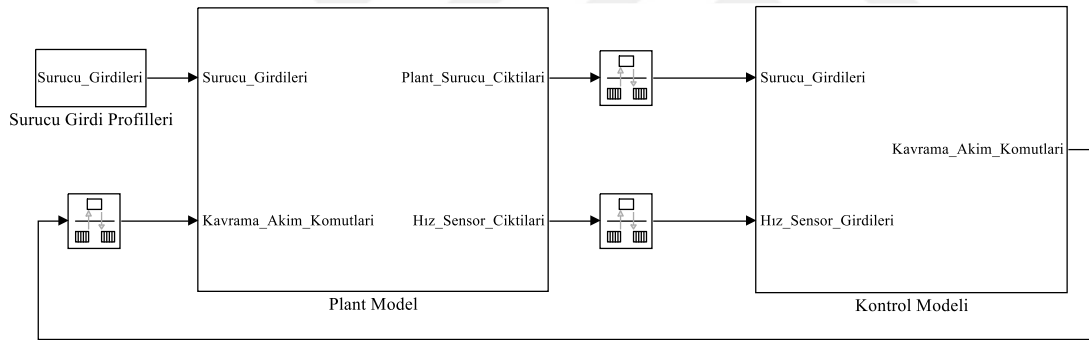
Bu tez çalışmasında, Şekil 2.8’de diyagramı verilen sistem için MATLAB/Simulink ortamı kullanılarak simülasyon oluşturulmuştur. MATLAB/Simulink, sistem dinamiklerini ve algoritmaları simülasyon zamanı içinde, otomatik veya önceden belirlenebilen her bir örnek zaman değerinde hesaplayan farklı tipte çözücüler sunmaktadır. Bu tez çalışmasında Simscape kütüphanesi kullanıldığı için bu seçenek

“otomatik” olarak seçilmiştir. Simülasyon örnek zaman değeri ise uygun çözünürlüğü sağlayacak şekilde “0.001” olarak seçilmiştir. Kaydedilmek istenen girişler, çıkışlar ve yerel sinyaller, MATLAB/Simulink kayıt işlevi sayesinde öncesinde işaretlenerek simülasyon boyunca kayıt edilmiştir.

Çalışmada öncelikle, MATLAB/Simscape-Simdriveline kütüphaneleri kullanılarak, vites geçiş dinamiğine etki eden elemanlar, fiziksel sistemler halinde MATLAB/Simulink ortamında modellenmiştir. Bu model otomatik transmisyon ve bileşenlerini gerçekçi bir şekilde temsil etmesi için kullanılmıştır ve “plant model” olarak isimlendirilmiştir.

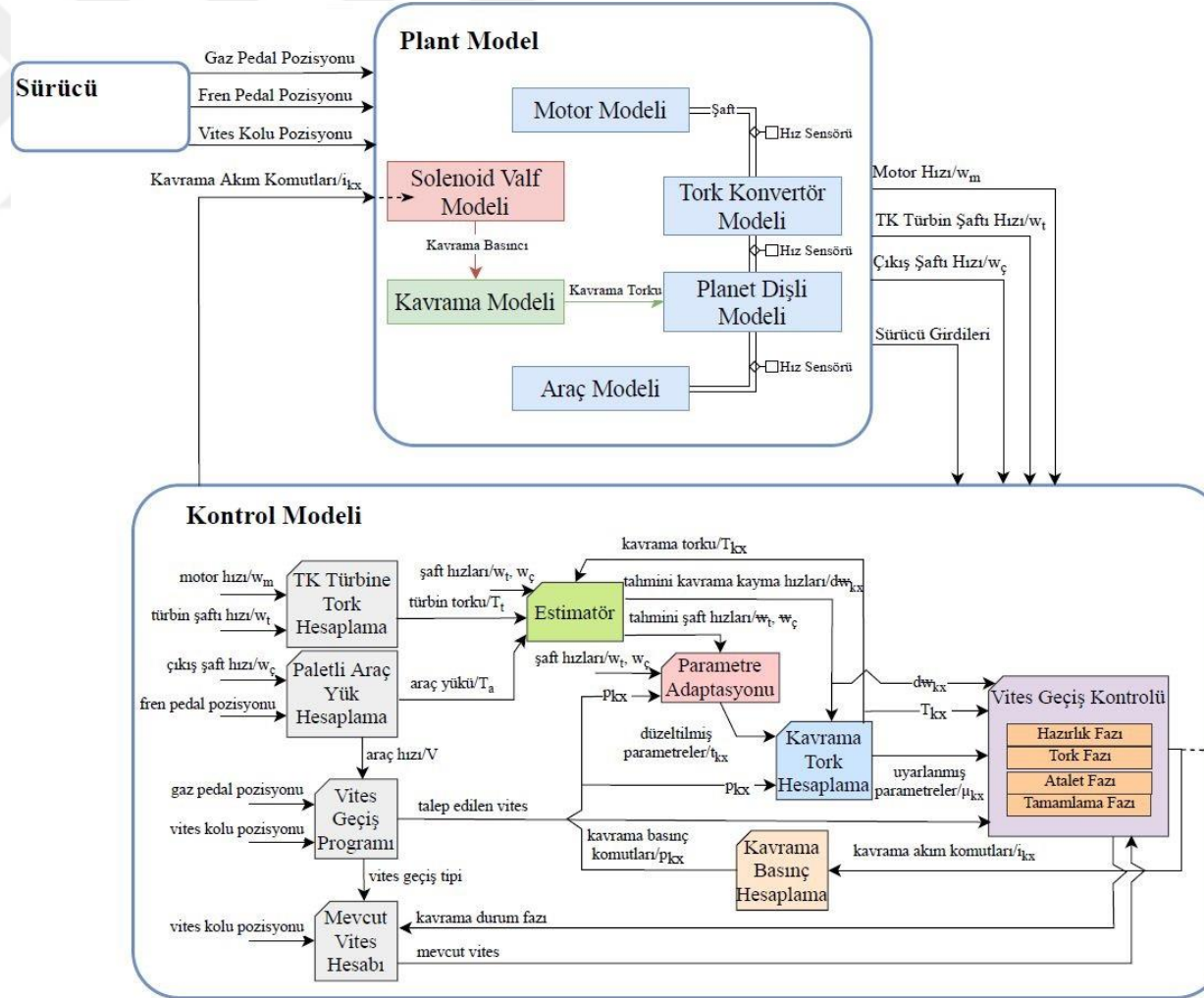
Paletli araç otomatik transmisyonunun kontrolü için kullanılan TKÜ kontrol algoritmaları ise model tabanlı geliştirme yöntemi ile MATLAB/Simulink kullanılarak gerçekleştirilmiştir ve “kontrol modeli” olarak isimlendirilmiştir.

Simülasyonun MATLAB/Simulink ortamındaki üst seviye görünümü Şekil 2.9'daki gibidir.



Şekil 2.9 : Simülasyonun MATLAB/Simulink ortamındaki üst seviye görünümü

Gerçek sistemdeki transmisyon ve dinamiklerine etki eden motor, araç vb. elemanlar fiziksel olarak plant model tarafından temsil edilir, transmisyon kontrol ünitesi kontrol fonksiyonları ise kontrol modeli tarafından temsil edilir. Bu iki modelde oluşan girişler ve çıkışlar birbirine iletilir. Ve sürücü girişlerinin de değerlendirildiği bir döngü oluşturulur. Bu döngünün diyagramı Şekil 2.10'da verilmiştir.



Şekil 2.10 : Simülasyon diyagramı

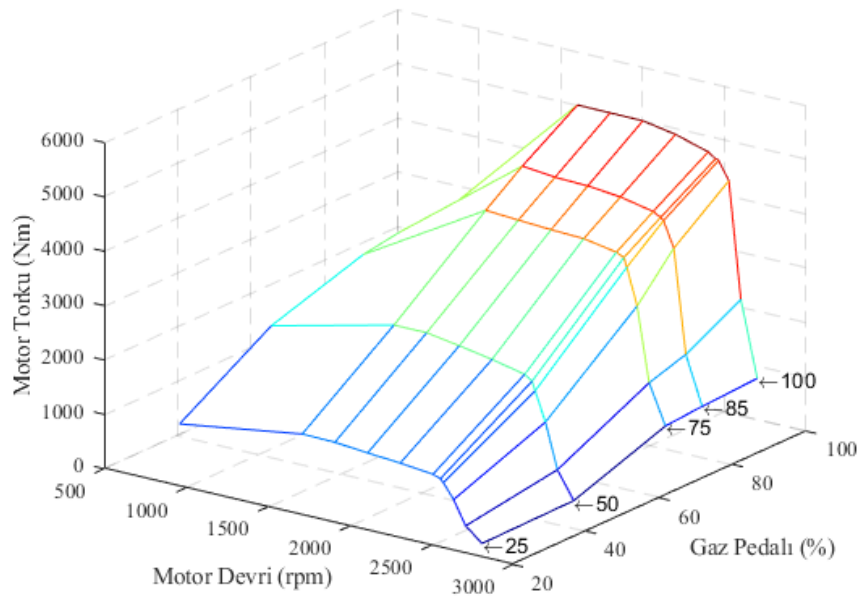
2.4 Sistem Parametreleri

Simülasyonda kullanılmak üzere hem “plant model” hem de “kontrol modeli” için içten yanmalı motor, tork konvertör, planet dişli seti, kavramalar, solenoid valfler ve araç hakkındaki gerekli parametreler literatürdeki kaynaklardan faydalanılarak derlenmiştir. Çizelge 2.2’de genel sistem parametreleri ve özellikleri verilmiştir.

Çizelge 2.2 : Sistem parametre ve özellikleri (B.Janarthanan, Padmanabhan, & C.Sujatha, 2012).

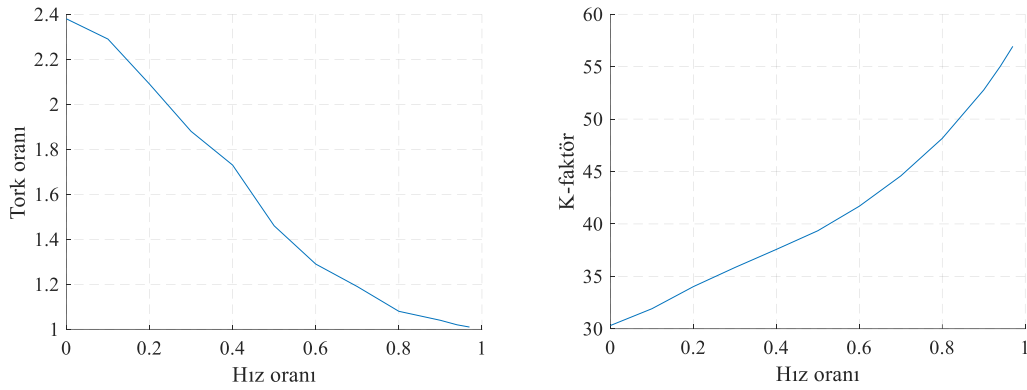
Bileşen	Parametre/Özellik
İçten yanmalı motor	V tip, 10 silindirli, 4 zamanlı, dizel motor
Maksimum tork	5013 Nm @ 1600 rpm
Motor ataleti	8.5 kgm ²
Türbin ataleti	6 kgm ²
Transmisyon	4 vitesli
1.vites oranı	3.06
2.vites oranı	1.6261
3.vites oranı	1
4.vites oranı	0.696
Son dişli oranı	4.667
Araç kütlesi	60 ton
Cer dişli yarı çapı	0.329 m

İçten yanmalı motor parametreleri, gaz pedal pozisyonu ve motor devrine göre motor tork haritası halinde aşağıdaki gibidir.



Şekil 2.11 : Pedal pozisyonu ve motor devrine bağlı tork haritası (B.Janarthanan, Padmanabhan, & C.Sujatha, 2012)

Tork konvertör parametreleri, hız oranına göre tork oranının ve K-faktörünün haritaları halinde aşağıdaki gibi verilir.



Şekil 2.12 : Hız oranına göre tork oranı ve K-faktörü haritaları
(B.Janarthanan, Padmanabhan, & C.Sujatha, 2012)

Planet dişli setlerinin parametreleri, dişli sayıları ve atalet değerleri olarak aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 2.3 : Planet dişli parametreleri (Bai, Maguire, & Peng, 2013)

Bileşen	Parametre
Planet dişli 1 halka dişlisi diş sayısı	2.06
Planet dişli 2 halka dişlisi diş sayısı	2.09
Planet dişli 1 güneş dişlisi diş sayısı	1
Planet dişli 2 güneş dişlisi diş sayısı	1
Planet dişli 1 halka dişlisi ve planet dişli 2 taşıyıcısı için atalet	0.24 kgm ²
Planet dişli 1 güneş dişlisi için atalet	0.12 kgm ²
Planet dişli 2 güneş dişlisi için atalet	0.12 kgm ²

Kavrama parametreleri, sürtünme katsayısı, sürtünen plaka sayısı, kavrama pistonunun alanı, kavrama plakasının yarıçapı ve kavrama basınç eşik değerleri olarak aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 2.4 : Kavrama parametreleri (Bai, Maguire, & Peng, 2013)

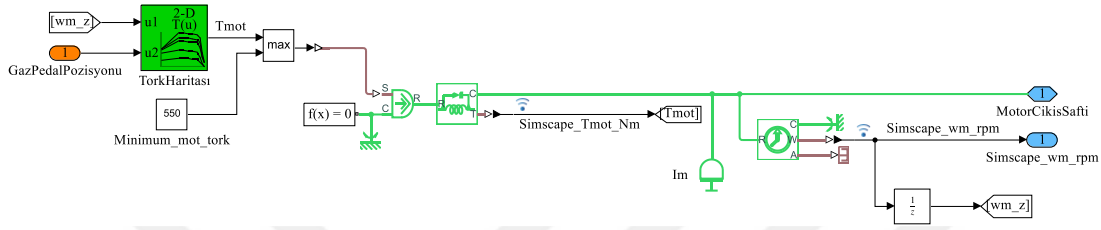
Kavrama	Sürtünme katsayısı	Sürtünen plaka sayısı	Kavrama piston alanı	Kavrama plaka yarıçapı	Kavrama basınç eşik değeri
K123	0.3	7	0.035 m ²	0.11 m	1 bar
K1G	0.3	8	0.028 m ²	0.15 m	1 bar
K24	0.3	4	0.028 m ²	0.15 m	1 bar
K34	0.3	8	0.035 m ²	0.11 m	1 bar
KG	0.3	9	0.032 m ²	0.09 m	1 bar

Solenoid valf parametreleri, birinci dereceden bir sistem açısından zaman sabiti 0.02s ve kazanç değeri 0.015 bar/mA olarak alınmıştır (Gao B. , Chen, Liu, & Sanada, 2010).



3.1 İçten Yanmalı Motor Modeli

İçten yanmalı motor, gaz pedal pozisyonu ve motor hızına bağlı tork haritası aracılığıyla bir tork kaynağı olarak modellenmiştir. İdeal tork kaynağı bloğu kullanılarak fiziksel sinyale dönüştürülen motor torkuna, motor ataleti de bağlanır. Bu sayede motor çıkışında oluşan açısal hız, hız sensörü bloğu ile okunup çıkış olarak verilir. Ayrıca motor çıkış tarafındaki fiziksel sinyal, tork konvertöre gitmek üzere çıkış olarak verilir.



Şekil 3.2 : İçten yanmalı motor modeli

Çizelge 3.1 : İçten yanmalı motor modeli giriş, çıkış ve yerel sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• GazPedalPozisyonu	• Sürücü profilinden gelen giriş sinyali (%)
• MotorCikisSaftı	• Motor modelinde oluşturulan fiziksel çıkış sinyali
• Simscape_wm_rpm	• Gerçek sistemde hız sensöründen elde edilen, simülasyonda motor modelinde oluşturulan motor açısal hızı çıkış sinyali (rpm)
• Simscape_Tmot_Nm	• Motor modelinde oluşturulan motor tork yerel sinyali (Nm)

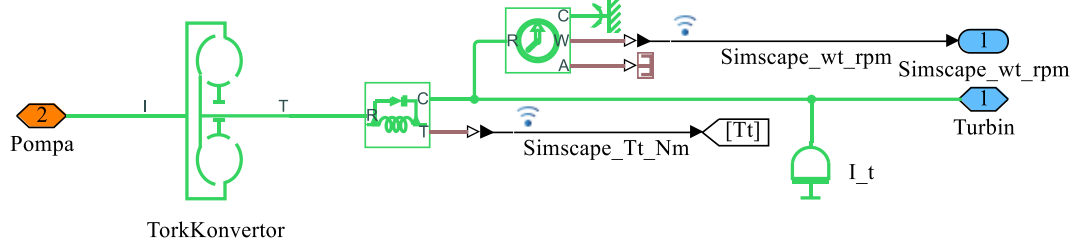
Çizelge 3.2 : İçten yanmalı motor modeli parametreleri

Parametre İsmi	Tanımı
• TorkHaritası (Motor_hizi)	• Motor tork hesabı için kullanılan motor hız eğrisi (rpm)
• TorkHaritası (GazPedalPozisyonu)	• Motor tork hesabı için kullanılan gaz pedal pozisyon eğrisi (%)
• TorkHaritası (Motor_torku)	• Motor tork hesabı için kullanılan motor tork haritası (Nm)
• Im	• Motor ataleti (kgm^2)

3.2 Tork Konvertör Modeli

Tork konvertör, Simdriveline kütüphanesinin sağladığı hazır blok kullanılarak modellenmiştir. Pompa tarafı, motor çıkış şaftına bağlanmıştır. Türbin tarafına tork

konvertör türbin ataleti bağlanmıştır. Bu sayede türbin çıkışında oluşan açısal hız, hız sensörü bloğu ile okunup çıkış olarak verilir. Ayrıca türbin tarafındaki fiziksel sinyal, transmisyon hız grubuna gitmek üzere çıkış olarak verilir.



Şekil 3.3 : Tork konvertör modeli

Çizelge 3.3 : Tork konvertör modeli giriş, çıkış ve yerel sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
- Pompa - Türbin	- Motor modelinden gelen fiziksel giriş sinyali - Tork konvertör modelinde oluşturulan fiziksel çıkış sinyali
Simscape_wt_rpm	Gerçek sistemde hız sensöründen elde edilen, simülasyonda tork konvertör modelinde oluşturulan türbin açısal hızı çıkış sinyali (rpm)
Simscape_Tt_Nm	Tork konvertör modelinde oluşturulan türbin tork yerel sinyali (Nm)

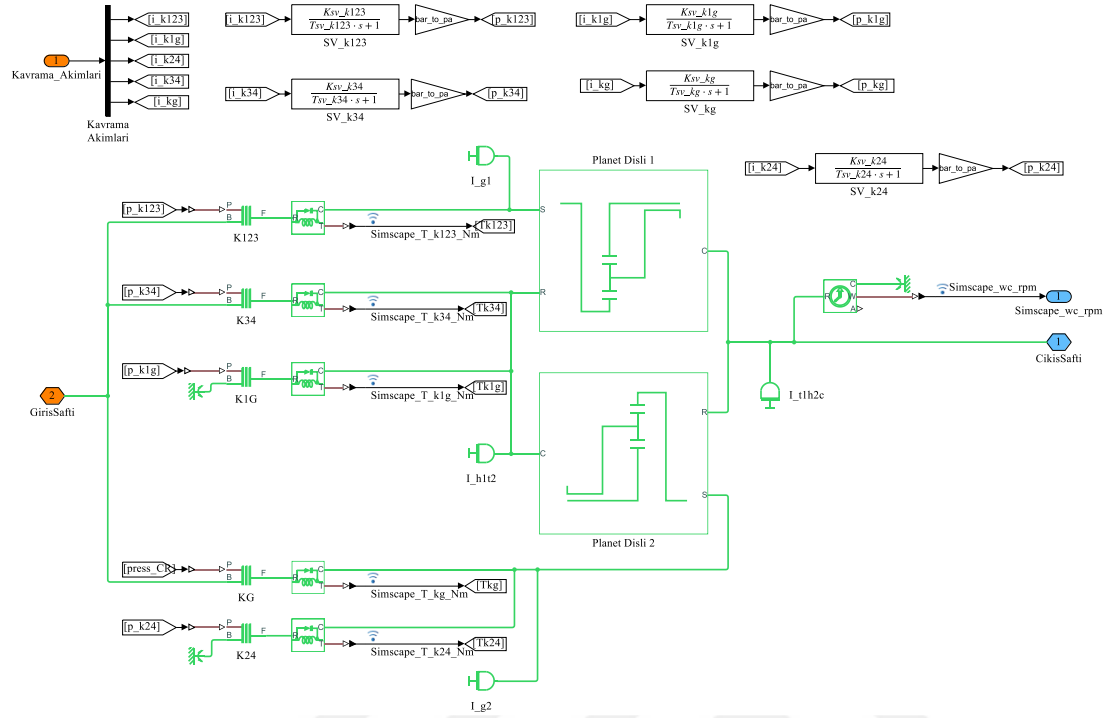
Çizelge 3.4 : Tork konvertör modeli parametreleri

Parametre İsmi	Tanımı
TorkKonvertor (HizOrani)	Tork konvertör hidrodinamik karakteristik hız oranı parametresi
TorkKonvertor (TorkOrani)	Tork konvertör hidrodinamik karakteristik tork oranı parametresi
TorkKonvertor (K_faktor)	Tork konvertör hidrodinamik karakteristik K-faktör parametresi
I_t	Türbin ataleti (kgm^2)

3.3 Transmisyon Modeli

Transmisyon modeli, hız grubunu ve hidrolik kontrol sistemini temsil etmek üzere planet dişli setlerini, kavramaları ve solenoid valfleri içermektedir (Alexa, Ilie, Marinescu, Vinturis, & Truta, 2014). Şekil 2.8'de verilen sistem diyagramındaki düzene uygun olacak şekilde, hazır Simdriveline kütüphanesi planet dişli bloklarının ve kavrama bloklarının fiziksel sinyal bağlantıları yapılmıştır. Yine bu diyagramda belirtilen serbest cisimlerin bağlantısına göre atalet bloğu bağlantıları yapılmıştır. Bu sayede transmisyonun çıkışında oluşan açısal hız, hız sensörü bloğu ile okunup çıkış

olarak verilir. Ayrıca transmisyon çıkış tarafındaki fiziksel sinyal, araç dinamiklerine gitmek üzere çıkış olarak verilir.



Şekil 3.4 : Transmisyon modeli

Çizelge 3.5 : Transmisyon modeli giriş, çıkış ve yerel sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• GirisSafti	• Tork konvertör modelinden gelen fiziksel giriş sinyali
• Kavrama_Akimlari	• TKÜ kontrol modelinde oluşturulan akım komutları giriş sinyali (mA)
• CikisSafti	• Transmisyon modelinde oluşturulan fiziksel çıkış sinyali
• Simscape_wc_rpm	• Gerçek sistemde hız sensöründen elde edilen, simülasyonda transmisyon modelinde oluşturulan çıkış açısal hızı çıkış sinyali (rpm)
• Simscape_T_k123_Nm	• Transmisyon modelinde oluşturulan K123 kavrama torku yerel sinyali (Nm)
• Simscape_T_k34_Nm	• Transmisyon modelinde oluşturulan K34 kavrama torku yerel sinyali (Nm)
• Simscape_T_k1g_Nm	• Transmisyon modelinde oluşturulan K1G kavrama torku yerel sinyali (Nm)
• Simscape_T_kg_Nm	• Transmisyon modelinde oluşturulan KG kavrama torku yerel sinyali (Nm)
• Simscape_T_k24_Nm	• Transmisyon modelinde oluşturulan K24 kavrama torku yerel sinyali (Nm)

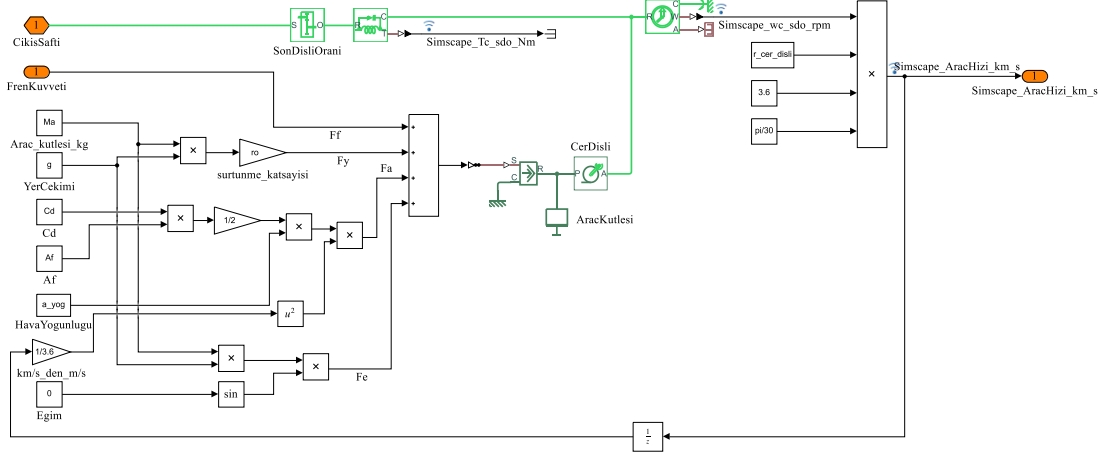
Çizelge 3.6 : Transmisyon modeli parametreleri

Parametre İsmi	Tanımı
• Planet Disli 1 (H1, G1)	• Planet dişli 1 için halka dişli ve güneş dişli oranı
• Planet Disli 2 (H2, G2)	• Planet dişli 2 için halka dişli ve güneş dişli oranı
• I_g1	• Planet dişli 1 güneş dişli için atalet (kgm^2)
• I_g2	• Planet dişli 2 güneş dişli için atalet (kgm^2)
• I_h1t2	• Planet dişli 1 halka dişli, Planet dişli 2 taşıyıcı için atalet (kgm^2)
• I_t1h2c	• Planet dişli 2 halka dişli, Planet dişli 1 taşıyıcı, araç tarafı indirgenen atalet (kgm^2)
• Kxx (Plaka_yaricapi_kxx, Plaka_sayisi_kxx, Piston_alani_kxx, Pik_normal_kxx, Surtunme_katsayisi_kxx, Asinma_faktoru_kxx, Hiz_toleransi_kxx, Basinc_esik_kxx)	• Kavrama plakasının yarıçapı (m), sürtünen plaka sayısı, kavrama pistonunun alanı (m^2), stat,k sürtünme katsayısı, dinamik sürtünme katsayısı, aşınma faktörü, kavrama hız toleransı (rad/s), basınç eşik değeri (Pa)
• SV_kxx (Tsv_kxx, Ksv_kxx)	• Solenoid valf zaman sabiti (s), kazanç değeri (bar/mA)

3.4 Paletli Araç Modeli

Paletli araç modeli, boyuna araç dinamiğini temsil etmek üzere yuvarlanma direnci, aerodinamik direnç ve eğim direnci kuvvetlerinden oluşmaktadır. Yuvarlanma direnci, sürtünme kuvveti, araç kütlesi ve yer çekimi ivmesinin çarpılmasından elde edilmiştir. Aerodinamik direnç, hava yoğunluğu, aracın ön alanı, aerodinamik sürüklenme katsayısı ve araç hızının karesinin çarpımının ikiye bölünmesinden elde edilmiştir. Eğim direnci, eğim açısının sinüsü, yer çekimi ivmesi ve araç kütlesinin çarpımından elde edilmiştir. Bütün bu kuvvetlerle frenleme kuvveti de toplanmıştır, bu sayede fren pedalı da temsil edilmiştir. İdeal kuvvet kaynağı bloğu kullanılarak fiziksel sinyale dönüştürülen direnç kuvvetlerine, araç kütlesi de bağlanmıştır. Fiziksel direnç kuvveti, etkin cer dişli yarıçapı ile işleme alınarak fiziksel yük torku sinyaline dönüştürülmüştür. Transmisyon çıkış şaftından gelen torka son dişli oranı uygulanmıştır ve sonrasına bu yük torku bağlanmıştır. Bu sayede araç hızının elde

edilebileceği açısal hız, hız sensörü bloğu ile okunmuştur, çıkış olarak araç hızı verilmiştir.



Şekil 3.5 : Paletli araç modeli

Çizelge 3.7 : Paletli araç modeli giriş, çıkış ve yerel sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• CikisSafti	• Transmisyon modelinde oluşturulan fiziksel giriş sinyali
• FrenKuvveti	• Sürücü profilinden gelen giriş sinyali (N)
• Simscape_AracHizi_km_s	• Paletli araç modelinde oluşturulan araç hızı çıkış sinyali (km/s)
• Simscape_Tc_sdo_Nm	• Son dişli oranından sonra çıkış şaftında oluşan tork yerel sinyali (Nm)
• Simscape_wc_sdo_rpm	• Son dişli oranından sonra çıkış şaftında oluşan açısal hız yerel sinyali (rpm)

Çizelge 3.8 : Paletli araç modeli parametreleri

Parametre İsmi	Tanımı
• AraçKutlesi (Ma)	• Paletli araç kütlesi (kg)
• YerCekimi (g)	• Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
• ro	• Yol sürtünme katsayısı
• Cd	• Aerodinamik sürüklenme katsayısı
• Af	• Aracın ön alanı (m^2)
• a_yog	• Hava yoğunluğu ($kgf.s^2/m^4$)
• SonDisliOrani (i_sd)	• Son dişli oranı
• CerDisli (r_cer_disli)	• Etkin cer dişli yarıçapı (m)

4. KAVRAMA PARAMETRE ADAPTASYONU VE KONTROLÜ

TKÜ kontrol modeli, sürücü girişleri olan gaz pedalı, fren pedalı ve vites kolu pozisyonu neticesinde, oluşan araç hızına göre, uygun vites geçişini otomatik olarak gerçekleştirebilecek şekilde tasarlanmış ve MATLAB/Simulink ortamında gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan döğü sayesinde Plant modelden de hız sensörü bilgileri TKÜ “kontrol modeli”ne iletilmiştir.

Gaz pedal pozisyonu ve araç hızına göre alınan vites değıştirme kararı neticesinde talep edilen vites bilgisi oluşturulmuştur. Bu bilgiye istinaden, kavramaları, çeşitli kombinasyonlar ile basınçlandırarak vites geçiş süreci başlatılmıştır. Vites geçiş sürecinde kavrama basıncı, tork kesintisinin ve sarsıntıların önlenmesi için temel 4 fazda (hazırlık fazı, tork fazı, atalet fazı ve tamamlama fazı) oransal olarak solenoid valf aracılığı ile kontrol edilmektedir.

Otomatik transmisyonlarda kısıtlı boyut ve montaj zorlukları nedeniyle, kavramalar üzerinde basınç sensörü ve tork sensörü kullanılması tercih edilmez. Ancak bunun yanında vites geçiş sürecindeki tork kesintisi ve sarsıntıların önlenmesi temel bir yaklaşımdır. Bu açıdan TKÜ “kontrol modeli”, vites geçiş sürecinde kavrama fazlarına göre kavrama basıncının kontrol edilebilmesi, uygun tork ve hız hedeflerine ulaşılabilmesi, kavrama parametre adaptasyonlarının sağlanabilmesi amacıyla diferansiyel denklem setinden oluşan dinamik transmisyon modeli içermektedir.

Dinamik transmisyon modeli konseptinde, öncelikle planet dişli sisteminden oluşan hız grubunun dinamik hareket denklemlerini elde etmek için sistemin serbest cisim diyagramı oluşturulmuştur. Lagrange yöntemi ile bu serbest cisim diyagramı üzerinden denklem seti elde edilmiştir. TKÜ “kontrol modeli” içerisinde, gerçek sistemde üzerinde sensör bulunmayan hız grubunun elemanlarının hızları bu denklem seti sayesinde elde edilmiş olur. Bir diğer yandan, bu modelden elde edilen hız değerlerinden tork konvertör türbin hızı ve transmisyon çıkış hızı, gerçek sistemde sensörlerle ölçülmektedir. Gerçek sistemi temsil eden plant modelden, bu hız değerleri TKÜ kontrol modeline iletilerek, kontrol modelindeki dinamik modelde hesaplanan hız değerleri ile kıyaslanıp, Leunberger tabanlı gözlemleyici ile kestirimi yapılan hata

giderilir. Bu sayede sensörden gelen hız bilgisi ile hesaplanan hız bilgisi yakınsandığı için üzerinde sensör bulunmayan hız grubunun elemanlarının hızları da gerçek sisteme yakınsanmış olur.

Bununla eş zamanlı olarak bu denklem setine giriş olan tork değerlerinin hesaplanması için tork konvertör türbin torku, araç yük torku, transmisyon kavrama torkları denklemleri kullanılmıştır. Transmisyon kavrama torku, kavramaların sürtünme karakteristiğini yansıtan hiperbolik tanjant fonksiyon modelini, kavrama basıncı ve kavrama kayma hızı değişkenlerini, sürtünme katsayısı, sürtünen yüzey sayısı, kavrama piston alanı ve kavrama plaka yarıçapı gibi kavrama sabit parametrelerini içeren denklem ile hesaplanmıştır. Kavrama torku denkleminde değişken olarak bahsedilen kavrama basıncı, kavrama fazlarına göre uygun tork veya kavrama kayma hızı hedeflerine ulaşabilmek amacıyla kontrol edilmiştir. Kavrama basıncı kontrolü için solenoid valflerin giriş akımı TKÜ tarafından sağlanmıştır. İlgili faz içinde iken bu faza uygun akım değeri kontrol girişi olarak hesaplanarak kavrama basınç hesabına ve plant modele iletilmiştir. Netice olarak akımdan kavrama basıncına geçiş karakteristiği ve kavrama basıncından kavrama torkuna geçiş karakteristiği karşımıza çıkmaktadır. Bu karakteristikler, dinamik transmisyon modeli denklemlerini göz önüne aldığımızda, durum değişkenlerinin birbiri ile çarpılması, hiperbolik tanjant fonksiyonu içermesi gibi nedenlerden dolayı doğrusal olmayan bir sistemi oluşturur.

Fazlardan, vites oranı değişimi sebebi ile hız senkronizasyonunun gerçekleştiği faz olan atalet fazındaki akım kontrolü için, sistemin doğrusal olmama durumları dikkate alınarak üç farklı kontrolör uygulanmıştır. Bu kontrolörler; doğrusal olmayan ileri beslemeli ve doğrusal geri beslemeli kontrolör, geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolör ve parametreleri genetik algoritma ile optimize edilmiş PID kontrolör şeklinde sıralanabilir. Buna ek olarak kavrama aşınma durumları neticesinde değişecek olan sürtünme katsayısının, transmisyon giriş ve çıkış hızı üzerinden tasarlanan bir algoritma ile kestirimi yapılmıştır. Kestirimi yapılan parametre etkisi kontrolörlere dahil edilerek adaptif kontrol sağlanmıştır.

Bu işlevler Şekil 4.1'den görülebileceği gibi; tork konvertör türbin torku hesaplama, paletli araç yük hesaplama, estimatör, parametre adaptasyonu, kavrama tork hesaplama, kavrama basınç hesaplama, mevcut vites hesabı, vites geçiş programı ve vites geçiş kontrolü olmak üzere alt sistem blokları halinde kontrol modeli içinde tasarlanmıştır.

4.1 Tork Konvertör Türbin Torku Hesaplama

Dinamik transmisyon modelinin yer aldığı “Estimatör” alt sistem bloğuna, tork girişi olması açısından tork konvertörün türbin torku hesaplanmalıdır. Pompa motor mili ile birlikte dönmektedir, bu nedenle motor hızı ve pompa hızı eşittir. Pompadaki kanatlar, gücü motordan transmisyona aktarmak için yağı türbindeki kanatların üzerine iter. Türbin tarafında sensörden ölçülen (plant modelden gelen) hız ile motor (pompa) hızı arasındaki orana bağlı tork oranı ve K-faktör haritaları aracılığı ile türbin torku aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$n = \frac{w_t}{w_m} \quad (4.1)$$

$$t = f(n), K_f = g(n) \quad (4.2)$$

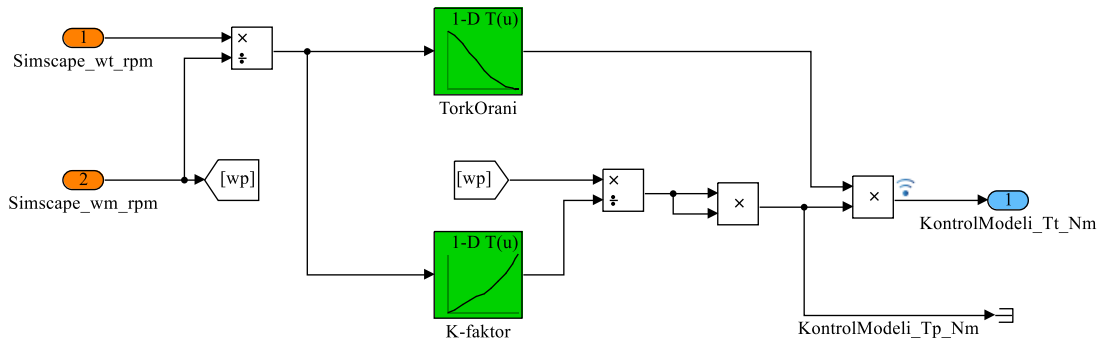
$$T_p = (w_m/K_f)^2 \quad (4.3)$$

$$T_t = t \times T_p \quad (4.4)$$

Denklem 4.1’de türbin hızı ile motor hızı oranı hesaplanmıştır. Denklem 4.2’de tork oranı ve K-faktörün bu hız oranına bağlı fonksiyonlar olduğu ifade edilmiştir. Bu fonksiyonlar Şekil 2.12’deki haritalar şeklinde kontrol modelinde

yer almıştır. Denklem 4.3’de motor hızının K-faktörüne bölünüp karesinin alınması ile pompa torkunun hesaplanmasını gösterir. Hesaplanan pompa torku ile tork oranının çarpılması neticesinde türbin torkunun hesabı denklem 4.4’de yer almıştır.

Şekil 4.2’de bu denklemlerin MATLAB/Simulink’te bu alt sistem bloğundaki tasarımı gösterilmiştir.



Şekil 4.2 : Tork konvertör türbin tork hesaplama

Çizelge 4.1 : Tork konvertör türbin tork hesaplama alt sistem bloğu giriş, çıkış ve yerel sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• Simscape_wt_rpm	• Gerçek sistemde hız sensöründen elde edilen, simülasyonda plant modelden gelen türbin açısal hızı giriş sinyali (rpm)
• Simscape_wm_rpm	• Gerçek sistemde hız sensöründen elde edilen, simülasyonda plant modelden gelen motor açısal hızı giriş sinyali (rpm)
• KontrolModeli_Tt_Nm	• Türbin tork hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan türbin torku çıkış sinyali (Nm)
• KontrolModeli_Tt_Nm	• Türbin tork hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan pompa torku yerel sinyali (Nm)

Çizelge 4.2 : Tork konvertör türbin tork hesaplama alt sistem bloğu parametreleri

Parametre İsmi	Tanımı
• TorkOrani ve K-faktor haritaları (HizOrani)	• Tork konvertör hidrodinamik karakteristik hız oranı parametresi
• TorkOrani haritası (TorkOrani)	• Tork konvertör hidrodinamik karakteristik tork oranı parametresi
• K-faktor haritası (K_faktor)	• Tork konvertör hidrodinamik karakteristik K-faktör parametresi

4.2 Paletli Araç Yük Hesaplama

Dinamik transmisyon modelinin yer aldığı “Estimatör” alt sistem bloğuna, tork girişi olması açısından paletli araç yük torku hesaplanmalıdır. Boyuna araç dinamiğini temsil etmek üzere yuvarlanma direnci, aerodinamik direnç ve eğim direnci kuvvetleri ve araç yük torku aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$F_y = r_o \times M_a \times g \quad (4.5)$$

$$F_a = \frac{1}{2} \times a_{yog} \times V^2 \times A_f \times C_d \quad (4.6)$$

$$F_e = M_a \times g \times \sin \theta_g \quad (4.7)$$

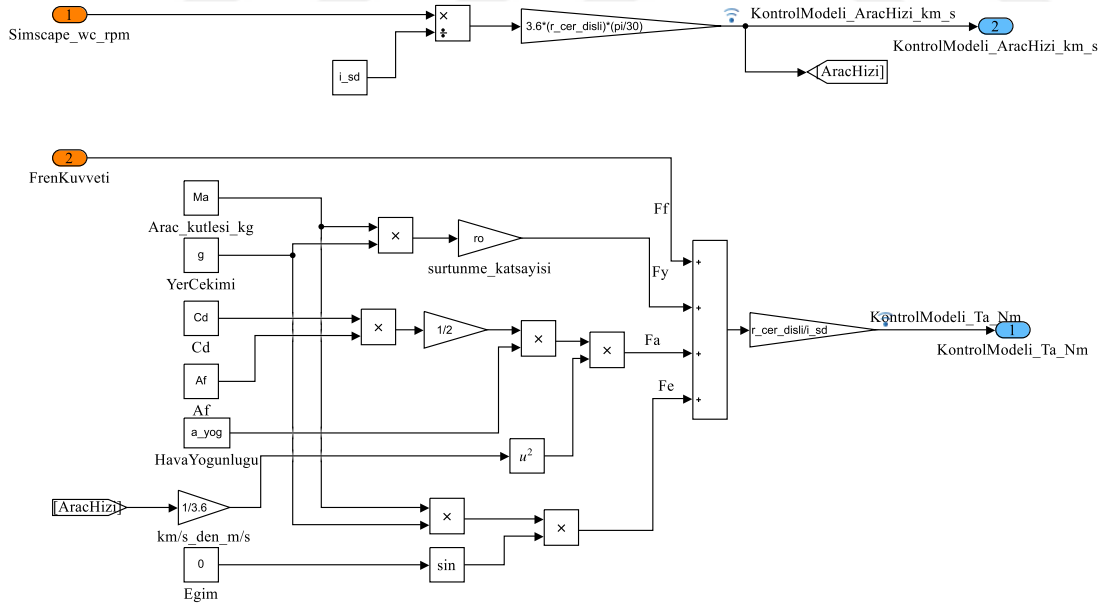
$$T_a = (F_f + F_a + F_e + F_b) \times \frac{r_{cer_disli}}{i_{sd}} \quad (4.8)$$

Yuvarlanma direnci, sürtünme kuvveti, araç kütlesi ve yer çekimi ivmesinin çarpılması ile denklem 4.5'ten elde edilmiştir. Aerodinamik direnç, hava yoğunluğu, aracın ön alanı, aerodinamik sürüklenme katsayısı ve araç hızının karesinin çarpımının ikiye bölünmesi ile denklem 4.6'dan elde edilmiştir. Eğim direnci, eğim açısının sinüsü, yer çekimi ivmesi ve araç kütlesinin çarpımından denklem 4.7'den elde edilmiştir. Bütün bu kuvvetlerle frenleme kuvveti de toplanır, bu sayede fren pedalı da temsil edilmiş olur. Toplam kuvvet, etkin cer dişli yarıçapı ile çarpılıp son dişli oranı ile bölünerek yük torku denklem 4.8 ile hesaplanmıştır.

Paletli araç hızı, bu alt sistem bloğunda aerodinamik direnç kuvveti hesabı için kullanılacağından dolayı hesaplanmıştır. Aynı zamanda bir çıkış sinyali olarak dışarıya verilmiştir. Transmisyon çıkış şaftı açısal hızının son dişli oranına bölünüp etkin cer dişli yarıçapı ile çarpılmasıyla çizgisel hıza geçilmiştir. Bu hız km/s birimine dönüştürülerek araç hızı aşağıdaki gibi denklem 4.9'da hesaplanmıştır.

$$V = \frac{w_c}{i_{sd}} \times 3,6 \times r_{cer_disli} \times \frac{\pi}{30} \quad (4.9)$$

Şekil 4.3'de bu denklemlerin MATLAB/Simulink'te bu alt sistem bloğundaki tasarımı gösterilmiştir.



Şekil 4.3 : Paletli araç yük hesaplama

“Plant model”deki “Paletli araç modeli” ile matematiksel olarak aynı hesaplamaya dayanmaktadır. Ancak “plant model” fiziksel sinyali temsil ederken, bu blok TKÜ “kontrol modeli”ndeki ihtiyaçları karşılamak için kullanılmaktadır.

Çizelge 4.3 : Paletli araç yük hesaplama alt sistem bloğu giriş ve çıkış sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• Simscape_wc_rpm	• Gerçek sistemde hız sensöründen elde edilen, simülasyonda plant modelden gelen transmisyon çıkış açısal hızı giriş sinyali (rpm)
• FrenKuvveti	• Sürücü profilinden gelen giriş sinyali (N)
• KontrolModeli_AracHizi_km_s	• Paletli araç yük hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan paletli araç hızı çıkış sinyali (km/s)
• KontrolModeli-Ta_Nm	• Paletli araç yük hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan paletli araç yük torku çıkış sinyali (Nm)

Çizelge 4.4 : Paletli araç yük hesaplama alt sistem bloğu parametreleri

Parametre İsmi	Tanımı
• AraçKutlesi (Ma)	• Paletli araç kütlesi (kg)
• YerCekimi (g)	• Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
• ro	• Yol sürtünme katsayısı
• Cd	• Aerodinamik sürüklenme katsayısı
• Af	• Aracın ön alanı (m^2)
• a_yog	• Hava yoğunluğu ($kgf.s^2/m^4$)
• i_sd	• Son dişli oranı
• r_cer_disli	• Etkin cer dişli yarıçapı (m)

4.3 Durum Kestiricisi

Bu alt sistem bloğunda dinamik transmisyon modeli yer almaktadır. Öncelikle planet dişli sisteminden oluşan hız grubunun dinamik hareket denklemlerini elde etmek için sistemin serbest cisim diyagramı Şekil 4.4'teki gibi oluşturulmuştur. Görüldüğü üzere beş serbest cisim tanımlanmıştır. İlk serbest cisim, girişle arasında K123 kavraması bulunan birinci planet dişlinin güneş dişlisi için atalet " I_{g1} " ve açısal hız " w_{g1} " ile denklem 4.10'da gösterilmiştir. İkinci serbest cisim, birinci planet dişlinin taşıyıcısı, ikinci planet dişlinin halka dişlisi ve araç tarafının indirgenmiş serbest cisimleri için atalet " $I_{t1h2ç}$ " ve açısal hız " $w_{t1h2} = w_ç$ " ile denklem 4.11'de gösterilmiştir. Üçüncü serbest cisim, girişle arasında K34 ve toprakla arasında K1G kavraması bulunan, birinci planet dişlinin halka dişlisi ve ikinci planet dişlinin taşıyıcısı için atalet " I_{h1t2} " ve açısal hız " w_{h1t2} " ile denklem 4.12'de gösterilmiştir. Dördüncü serbest cisim, girişle

The diagram illustrates a two-stage energy conversion system. Stage 1 (left) consists of a turbine (T1) and a generator (GD1). Stage 2 (right) consists of a turbine (T2) and a generator (GD2). The system is connected to a power grid (I_t) and a load (I_{g1}, I_{g2}). The diagram shows the flow of energy and the connection to the power grid and load.

$$T_{kl23} - F_l G_l = I_{gl} \dot{\omega}_{gl} \quad (4.10)$$

$$F_l G_l + F_l H_l - F_2 H_2 - T_a = I_{tlh2\zeta} \dot{\omega}_{tlh2} \quad (4.11)$$

$$T_{klg} + T_{k34} - F_1 H_l + F_2 H_2 + F_2 G_2 = I_{hlt2} \dot{\omega}_{hlt2} \quad (4.12)$$

$$T_{k24} + T_{kg} - F_2 G_2 = I_{g2} \dot{\omega}_{g2} \quad (4.13)$$

$$T_t - T_{kl23} - T_{kr} - T_{k34} = I_t \dot{\omega}_t \quad (4.14)$$

$$w_{hlt2}H_l + w_{gl}G_l = w_{t1h2}(H_l + G_l) \quad (4.15)$$

$$w_{t1h2}H_2 + w_{g2}G_2 = w_{h1t2}(H_2 + G_2) \quad (4.16)$$

40

$$M\Omega = BT \quad (4.17)$$

M matrisinin sol üst köşesi, sistemin tüm ataletlerinin ana köşegeninde olduğu beş beş köşegen matristir. Sol alt kısmı, iki hız kısıtlama denklemine karşılık gelen ikiye beş bir matristir. Sağ üst, sol alt matrisin transpozesidir. Sağ alt, ikiye iki sıfır matristir.

$$M = \begin{bmatrix} I_{gl} & 0 & 0 & 0 & 0 & G_1 & 0 \\ 0 & I_{t1h2\zeta} & 0 & 0 & 0 & -(H_1 + G_1) & H_2 \\ 0 & 0 & I_{h1t2} & 0 & 0 & H_1 & -(H_2 + G_2) \\ 0 & 0 & 0 & I_{g2} & 0 & 0 & G_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_t & 0 & 0 \\ G_1 & -(H_1 + G_1) & H_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & H_2 & -(H_2 + G_2) & G_2 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.18)$$

Sütun vektörü Ω , tüm serbest cisimlerin ivme değişkenlerinden ve F1 ve F2 iç kuvvetlerinden oluşan durum değişken vektörüdür.

$$\Omega = \begin{bmatrix} \dot{w}_{g1} \\ \dot{w}_{t1h2} \\ \dot{w}_{h1t2} \\ \dot{w}_{g2} \\ \dot{w}_t \\ F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad (4.19)$$

T vektörü tüm kavrama torklarından ve harici (türbin, araç yük) torklardan oluşur. Matris B, torkun ve ataletin hangi yönde uygulandığını açıklar.

$$T = \begin{bmatrix} T_{k123} \\ T_a \\ T_{k1g} \\ T_{k34} \\ T_{k24} \\ T_{kg} \\ T_t \end{bmatrix} \quad (4.20)$$

$$B = \begin{bmatrix} I & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -I & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I & I & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I & I & 0 \\ -I & 0 & 0 & -I & 0 & -I & I \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.21)$$

Sütun vektörü Ω 'daki tork konvertör türbin ve transmisyon çıkış ivme değişkenleri elde edilmiştir ve hız değişkenlerine geçilmiştir. Bu sayede sensörleri temsil eden “plant model”’den gelen bu hızlar ile dinamik modelden elde edilen hızlar kıyaslanmıştır. Hesaplanan hata “Leunberger Observer” katsayıları ile giderilerek bu hızlar birbirine yakınsanmıştır (Choi, Hwang, & Choi, 2018). Gerçekte üzerinde hız sensörü bulunmayan planet dişlilerin hızları da bu modelle hesaplanmıştır. Sensörden gelen hız bilgisi ile hesaplanan hız bilgisi yakınsandığı için üzerinde sensör bulunmayan hız grubunun elemanlarının hızları da gerçek sisteme yakınsanmış olur. Denklem 4.17’deki M matrisinin tersi alınarak Ω aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\Omega = \text{inv}(M)BT \Rightarrow A = \text{inv}(M)B \Rightarrow \Omega = AT \quad (4.22)$$

$$\begin{aligned} \dot{\hat{w}}_t = & a_{51}T_{kl23} + a_{52}T_a + a_{53}T_{klg} + a_{54}T_{k34} + a_{55}T_{k24} + a_{56}T_{kg} \\ & + a_{57}T_t + L_1(w_t - \hat{w}_t) \end{aligned} \quad (4.23)$$

$$\begin{aligned} \dot{\hat{w}}_{\zeta} = \dot{\hat{w}}_{tlh2} = & a_{21}T_{kl23} + a_{22}T_a + a_{23}T_{klg} + a_{24}T_{k34} + a_{25}T_{k24} + a_{26}T_{kg} \\ & + a_{27}T_t + L_2(w_{\zeta} - \hat{w}_{\zeta}) \end{aligned} \quad (4.24)$$

$$\dot{w}_{gl} = a_{11}T_{kl23} + a_{12}T_a + a_{13}T_{klg} + a_{14}T_{k34} + a_{15}T_{k24} + a_{16}T_{kr} + a_{17}T_t \quad (4.25)$$

$$\dot{w}_{hl2} = a_{31}T_{kl23} + a_{32}T_a + a_{33}T_{klg} + a_{34}T_{k34} + a_{35}T_{k24} + a_{36}T_{kg} + a_{37}T_t \quad (4.26)$$

$$\dot{w}_{g2} = a_{41}T_{kl23} + a_{42}T_a + a_{43}T_{klg} + a_{44}T_{k34} + a_{45}T_{k24} + a_{46}T_{kg} + a_{47}T_t \quad (4.27)$$

Kavrama kayma hızları Şekil 2.8’de verilen bağlantı noktaları düşünülerek hesaplanır.

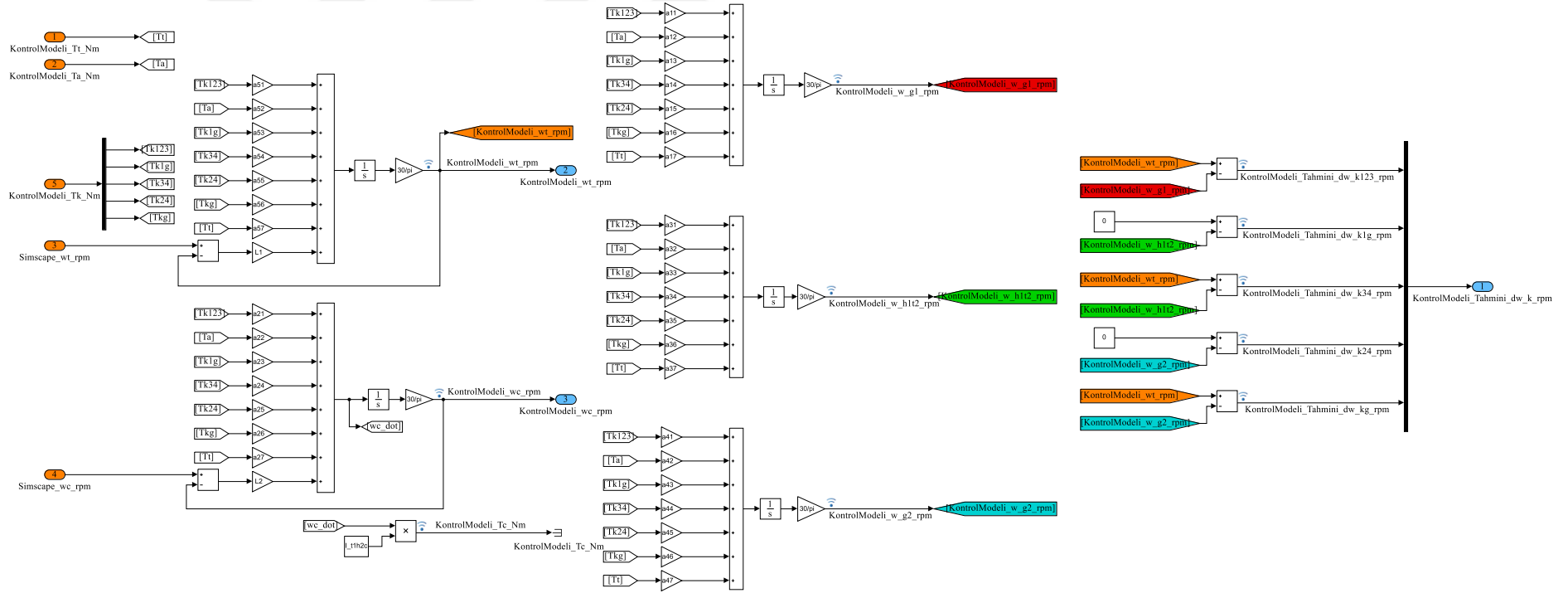
$$\Delta w_{kl23} = w_t - w_{gl} \quad (4.28)$$

$$\Delta w_{klg} = 0 - w_{hl2} \quad (4.29)$$

$$\Delta w_{k34} = w_t - w_{hl2} \quad (4.30)$$

$$\Delta w_{k24} = 0 - w_{g2} \quad (4.31)$$

$$\Delta w_{kg} = w_t - w_{g2} \quad (4.32)$$



Şekil 4.5 : Estimatör

Çizelge 4.5 : Estimatör alt sistem bloğu giriş, çıkış ve yerel sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• KontrolModeli_Tt_Nm	• Türbin tork hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan tork giriş sinyali (Nm)
• KontrolModeli-Ta_Nm	• Paletli araç yük hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan yük torku giriş sinyali (Nm)
• KontrolModeli_Tk_Nm	• Kavrama tork hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan torku giriş sinyali (Nm)
• Simscape_wt_rpm	• Gerçek sistemde hız sensöründen elde edilen, simülasyonda plant modelden gelen türbin şaft açısal hızı giriş sinyali (rpm)
• Simscape_wc_rpm	• Gerçek sistemde hız sensöründen elde edilen, simülasyonda plant modelden gelen transmisyon çıkış açısal hızı giriş sinyali (rpm)
• KontrolModeli_wt_rpm	• Estimatör alt sistem bloğunda dinamik modelden hesaplanan türbin şaft açısal hızı çıkış sinyali (rpm)
• KontrolModeli _wc_rpm	• Estimatör alt sistem bloğunda dinamik modelden hesaplanan transmisyon çıkış açısal hızı çıkış sinyali (rpm)
• KontrolModeli _Tahmini_dw_k_rpm	• Estimatör alt sistem bloğunda dinamik modelden hesaplanan kavrama kayma hızları çıkış sinyali (rpm)
• KontrolModeli_Tc_Nm	• Estimatör alt sistem bloğunda hesaplanan transmisyon çıkış torku yerel sinyali (Nm)

Çizelge 4.6 : Estimatör alt sistem bloğu parametreleri

Parametre İsmi	Tanımı
• Gain (aXX)	• M matrisinin tersi ile B matrisinin çarpımından hesaplanan A matrisinin ilgili satır ve sütun elemanları
• Gain (L1)	• Türbin şaftı açısal hızı yakınsaması için kullanılan Leunberger Observer katsayısı
• Gain (L2)	• Transmisyon çıkış açısal hızı yakınsaması için kullanılan Leunberger Observer katsayısı

4.4 Parametre Kestirimi

Transmisyon kavrama parametreleri, “Kavrama Tork Hesaplama” alt sistem bloğunda, dolayısı ile dinamik transmisyon modelinin yer aldığı “Estimatör” alt sistem bloğunda, “Vites Geçiş Kontrolü” alt sistem bloğunda kullanılmaktadır. Ancak bu parametrelerin kavrama plakalarının aşınmasına göre değişken olmalarından dolayı, TKÜ kontrol modelinde uygun bir şekilde kullanılabilmesi amacıyla uyarlanmaları gerekir (Kim, Oh, & Choi, 2018). Gerçek sistemde, kavramalar üzerinde basınç sensörü bulunmadığı için bu parametrelerdeki değişikliğin, sisteme etkisi giriş ve çıkış mili hızlanması üzerinden algılanabilir. Yani tork konvertör türbin şaftı hızlanması ve transmisyon çıkış şaftı hızlanması kullanılmaktadır.

Bu parametrelerin adaptasyonu, zaten kapalı ve zaten açık olan kavrama için gerekli değildir. Örneğin, 1.vitesten 2.viteye geçiş durumunda, giriş ve çıkış mili hızlanmasına, kapatılacak kavrama K24 ve açılacak kavrama K1G torklarının etkisi olacaktır. Bu yüzden denklem 4.23 ve denklem 4.24 aşağıdaki denklem 4.35 ve denklem 4.36 gibi yazılabilir.

$$w_{in} = w_t = x_1 \quad (4.33)$$

$$w_{out} = w_{\dot{c}} = x_2 \quad (4.34)$$

$$\dot{x}_1 = a_{52}T_a + a_{53}T_{klg} + a_{55}T_{k24} + a_{57}T_t \quad (4.35)$$

$$\dot{x}_2 = a_{22}T_a + a_{23}T_{klg} + a_{25}T_{k24} + a_{27}T_t \quad (4.36)$$

Sürtünmeli kavramalar için kavrama torku aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır (Băţăuş, Maciac, Oprean, & Vasiliu, 2011).

$$T_k = \mu n r A (p_k - p_{esik}) \tanh\left(\frac{\Delta w}{\alpha}\right) \quad (4.37)$$

Burada T_k kavrama torku, μ sürtünme katsayısı, n sürtünme yüzeyinin sayısı, A kavrama pistonunun alanı, r kavrama plakasının yarıçapı, p_k hidrolik kontrol basıncı, $\tanh(\cdot)$ hiperbolik tanjant fonksiyonudur, α hiperbolik tanjant fonksiyonunun ölçeklendirme faktörüdür, Δw kavrama kayma hızıdır ve p_{esik} kavrama geri dönüş yay kuvveti eşik basıncıdır.

Kavrama torku denkleminde, sürtünme katsayısı bilinen μ_k ve bilinmeyen μ_u parametreler olarak ayrılacaktır.

$$T_k = \overbrace{\mu n r A (p_k - p_{esik}) \tanh\left(\frac{\Delta w}{\alpha}\right)}^N = (\mu_k + \mu_u) N \quad (4.38)$$

Ayrıca N ifadesi, sıcaklık ve süreye göre kavrama geri dönüş yay kuvveti değişmesi nedeniyle bilinen N_k ve bilinmeyen N_u parametreler olarak ayrılacaktır.

$$T_k = (\mu_k + \mu_u)(N_k + N_u) = \mu_k N_k + \overbrace{\mu_k N_u + \mu_u N_k + \mu_u N_u}^{\varepsilon} = \mu_k N_k + \varepsilon \quad (4.39)$$

Aşağıda τ ile ifade edilen parametrenin tek bilinmeyen sürtünme katsayısı gibi görüldüğünü, ancak aynı zamanda N 'nin bilinmeyen kısmını da içerdiği açıktır.

$$T_k = \left(\mu_k + \frac{\varepsilon}{N_k}\right) N_k = (\mu_k + \tau) N_k \quad (4.40)$$

Bu çıkarımlar neticesinde 1.vitesten 2.viteye geçiş durumunda, ilgili kavramaların tork denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$T_{k1g} = (\mu_{k1g,k} + \tau_{k1g}) N_{k1g,k} \quad (4.41)$$

$$T_{k24} = (\mu_{k24,k} + \tau_{k24}) N_{k24,k} \quad (4.42)$$

Giriş ve çıkış mili hızlanması “Estimator” denklemleri aşağıdaki gibi düzenlenir:

$$\dot{\hat{x}}_1 = a_{52} T_a + a_{53} \hat{T}_{k1g} + a_{55} \hat{T}_{k24} + a_{57} T_t + L_1 \tilde{x}_1 \quad (4.43)$$

$$\dot{\hat{x}}_2 = a_{22} T_a + a_{23} \hat{T}_{k1g} + a_{25} \hat{T}_{k24} + a_{27} T_t + L_2 \tilde{x}_2 \quad (4.44)$$

Parametre kestirimi kapsamında sürtünme katsayısına eklenecek olan bilinmeyen parametrelerin güncellenme denklemleri aşağıdaki gibidir (Choi, Hwang, & Choi, 2018), (Kim, Oh, & Choi, 2018).

$$\dot{\hat{\tau}}_{k1g} = \gamma_{k1g} (a_{53} \tilde{x}_1 + a_{23} \tilde{x}_2) N_{k1g,k} \quad (4.45)$$

$$\dot{\hat{\tau}}_{k24} = \gamma_{k24} (a_{55} \tilde{x}_1 + a_{25} \tilde{x}_2) N_{k24,k} \quad (4.46)$$

Benzer şekilde diğer vites geçişleri için bilinmeyen parametrelerin denklemleri aşağıdaki gibidir.

2.vitesten 3. vites geçiş durumu:

$$\dot{\hat{\tau}}_{k34} = \gamma_{k34}(a_{54}\tilde{x}_1 + a_{24}\tilde{x}_2)N_{k34,k} \quad (4.47)$$

$$\dot{\hat{\tau}}_{k24} = \gamma_{k24}(a_{55}\tilde{x}_1 + a_{25}\tilde{x}_2)N_{k24,k} \quad (4.48)$$

3.vitesten 4. vites geçiş durumu:

$$\dot{\hat{\tau}}_{k123} = \gamma_{k123}(a_{51}\tilde{x}_1 + a_{21}\tilde{x}_2)N_{k123,k} \quad (4.49)$$

$$\dot{\hat{\tau}}_{k24} = \gamma_{k24}(a_{55}\tilde{x}_1 + a_{25}\tilde{x}_2)N_{k24,k} \quad (4.50)$$

4.vitesten 3. vites geçiş durumu:

$$\dot{\hat{\tau}}_{k123} = \gamma_{k123}(a_{51}\tilde{x}_1 + a_{21}\tilde{x}_2)N_{k123,k} \quad (4.51)$$

$$\dot{\hat{\tau}}_{k24} = \gamma_{k24}(a_{55}\tilde{x}_1 + a_{25}\tilde{x}_2)N_{k24,k} \quad (4.52)$$

3.vitesten 2. vites geçiş durumu:

$$\dot{\hat{\tau}}_{k34} = \gamma_{k34}(a_{54}\tilde{x}_1 + a_{24}\tilde{x}_2)N_{k34,k} \quad (4.53)$$

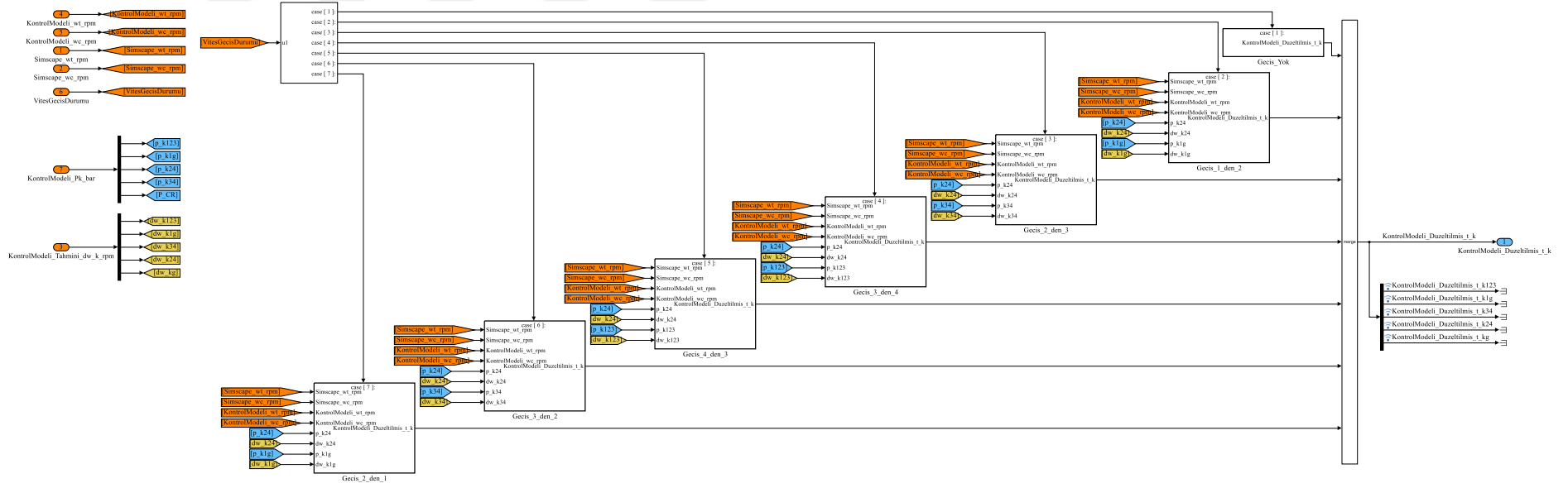
$$\dot{\hat{\tau}}_{k24} = \gamma_{k24}(a_{55}\tilde{x}_1 + a_{25}\tilde{x}_2)N_{k24,k} \quad (4.54)$$

2.vitesten 1. vites geçiş durumu:

$$\dot{\hat{\tau}}_{k1g} = \gamma_{k1g}(a_{53}\tilde{x}_1 + a_{23}\tilde{x}_2)N_{k1g,k} \quad (4.55)$$

$$\dot{\hat{\tau}}_{k24} = \gamma_{k24}(a_{55}\tilde{x}_1 + a_{25}\tilde{x}_2)N_{k24,k} \quad (4.56)$$

Herhangi bir kavramada aşınma var ise giriş ve çıkış mili hızlanmasından faydalanıldığı yukarıdaki denklemlerle ifade edilmişti. Parametre kestirim algoritmasının aşınmada uygun çalışabilmesi için “Estimatör” bloğundaki “Leunberger Observer” katsayılarının çok büyük seçilmemesi gerekir ki aşınmadan kaynaklı oluşan hızlar arasındaki fark algoritmada kullanılabilinsin.



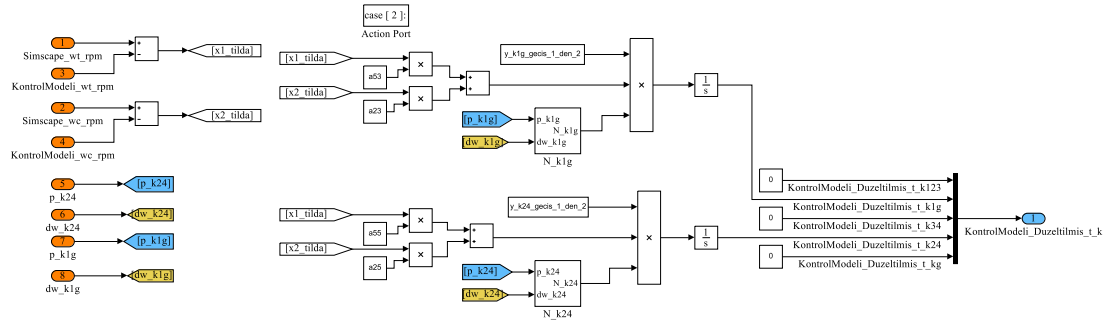
Şekil 4.6 : Parametre kestirimi

Şekil 4.6'dan görüleceği üzere “Switch case” yapısı kullanılarak her bir vites geçiş durumuna özel olarak durumlar ayrılmış ve uyarlanan bilinmeyen parametreler çıkış olarak verilmiştir.

Çizelge 4.7 : Parametre adaptasyonu alt sistem bloğu giriş ve çıkış sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• Simscape_wt_rpm	• Gerçek sistemde hız sensöründen elde edilen, simülasyonda plant modelden gelen türbin şaft açısai hızı giriş sinyali (rpm)
• Simscape_wc_rpm	• Gerçek sistemde hız sensöründen elde edilen, simülasyonda plant modelden gelen transmisyon çıkış açısai hızı giriş sinyali (rpm)
• KontrolModeli_wt_rpm	• Estimatör alt sistem bloğunda dinamik modelden hesaplanan türbin şaft açısai hızı giriş sinyali (rpm)
• KontrolModeli_wc_rpm	• Estimatör alt sistem bloğunda dinamik modelden hesaplanan transmisyon çıkış açısai hızı giriş sinyali (rpm)
• KontrolModeli_Tahmini_dw_k_rpm	• Estimatör alt sistem bloğunda dinamik modelden hesaplanan kavrama kayma hızları giriş sinyali (rpm)
• KontrolModeli_Pk_bar	• Kavrama basınç hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan kavrama kontrol basıncı giriş sinyali (bar)
• VitesGecisDurumu	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda atanan hangi vites geçiş durumunda olduğunu bildiren giriş sinyali (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7)
• KontrolModeli_Duzeltimis_t_k	• Parametre adaptasyonu alt sistem bloğunda hesaplanan kavramaların uyarlanan bilinmeyen parametreleri çıkış sinyali

Şekil 4.7'de 1.vitesten 2.vitese geçiş durumunun tasarımı gösterilmiştir.



Şekil 4.7 : Parametre kestirimi / Geçiş 1'den 2

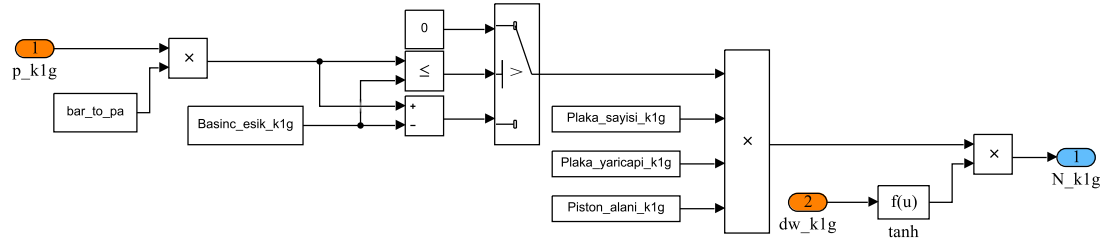
Çizelge 4.8 : Parametre adaptasyonu / Geçiş 1'den 2 alt sistem bloğu giriş ve çıkış sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
- Simscape_wt_rpm - Simscape_wc_rpm - KontrolModeli_wt_rpm - KontrolModeli_wc_rpm - dw_k24 & dw_k1g - p_k24 & p_k1g - KontrolModeli_Duzeltimis_t_k (t_k1g & t_k24)	- Gerçek sistemde hız sensöründen elde edilen, simülasyonda plant modelden gelen türbin şaft açısal hızı giriş sinyali (rpm) - Gerçek sistemde hız sensöründen elde edilen, simülasyonda plant modelden gelen transmisyon çıkış açısal hızı giriş sinyali (rpm) - Estimatör alt sistem bloğunda dinamik modelden hesaplanan türbin şaft açısal hızı giriş sinyali (rpm) - Estimatör alt sistem bloğunda dinamik modelden hesaplanan transmisyon çıkış açısal hızı giriş sinyali (rpm) - Estimatör alt sistem bloğunda dinamik modelden hesaplanan K24 ve K1G kavramalarının kayma hızları giriş sinyali (rpm) - Kavrama basınç hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan K24 ve K1G kavramalarının kontrol basıncı giriş sinyali (bar) - Parametre adaptasyonu alt sistem bloğunda hesaplanan K24 ve K1G kavramalarının uyarlanan bilinmeyen parametreleri çıkış sinyali

Çizelge 4.9 : Parametre adaptasyonu / Geçiş 1'den 2 alt sistem bloğu parametreleri

Parametre İsmi	Tanımı
- Constant (aXX) - y_k1g_gecis_1_den_2 - y_k24_gecis_1_den_2	- M matrisinin tersi ile B matrisinin çarpımından hesaplanan A matrisinin ilgili satır ve sütun elemanları 1'den 2'ye geçiş durumu için K1G kavrama parametresi adaptasyon kazancı 1'den 2'ye geçiş durumu için K24 kavrama parametresi adaptasyon kazancı

Şekil 4.8`de 1.vitesten 2.vitese geçiş durumunda yer alan ve denklem 4.45`teki N ifadesi gösterilmiştir.



Şekil 4.8 : Parametre kestirimi / Geçiş 1`den 2 / N_k1g

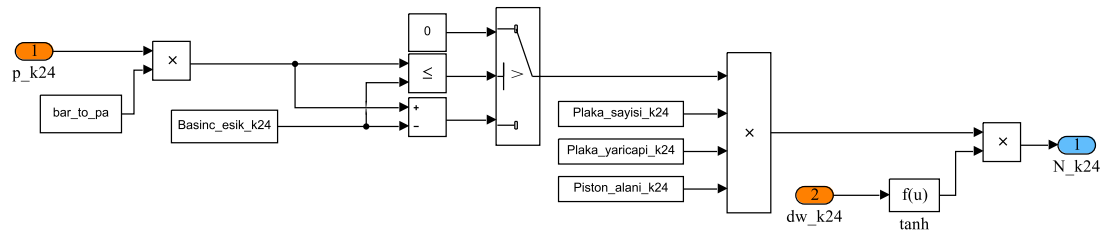
Çizelge 4.10 : Parametre adaptasyonu / Geçiş 1`den 2 / N_k1g alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• dw_k1g	• Estimatör alt sistem bloğunda dinamik modelden hesaplanan K1G kavramalarının kayma hızları giriş sinyali (rpm)
• p_k1g	• Kavrama basınç hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan K1G kavramalarının kontrol basıncı giriş sinyali (bar)
• N_k1g	• Parametre adaptasyonu alt sistem bloğunda hesaplanan K1G kavramalarının bilinen parametreleri çıkış sinyali

Çizelge 4.11 : Parametre adaptasyonu / Geçiş 1`den 2 / N_k1g alt sistem bloğu parametreleri

Parametre İsmi	Tanımı
• bar_to_pa	• Bar biriminden Pa birimine çevirme
• Basinc_esik_k1g	• K1G kavraması geri dönüş yay kuvveti eşik basıncı (Pa)
• Plaka_sayisi_k1g	• K1G sürtünme yüzeyinin sayısı
• Plaka_yaricapi_k1g	• K1G plaka yarıçapı (m)
• Piston_alani_k1g	• K1G piston alanı (m ²)

Şekil 4.9`da 1.vitesten 2.vitese geçiş durumunda yer alan ve denklem 4.46`teki N ifadesi gösterilmiştir.



Şekil 4.9 : Parametre kestirimi / Geçiş 1`den 2 / N_k24

Çizelge 4.12 : Parametre adaptasyonu / Geçiş 1`den 2 / N_k24 alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• dw_k24	• Estimatör alt sistem bloğunda dinamik modelden hesaplanan K24 kavramalarının kayma hızları giriş sinyali (rpm)
• p_k24	• Kavrama basınç hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan K24 kavramalarının kontrol basıncı giriş sinyali (bar)
• N_k24	• Parametre adaptasyonu alt sistem bloğunda hesaplanan K24 kavramalarının bilinen parametreleri çıkış sinyali

Çizelge 4.13 : Parametre adaptasyonu / Geçiş 1`den 2 / N_k24 alt sistem bloğu parametreleri

Parametre İsmi	Tanımı
• bar_to_pa	• Bar biriminden Pa birimine çevirme
• Basinc_esik_k24	• K24 kavraması geri dönüş yay kuvveti eşik basıncı (Pa)
• Plaka_sayisi_k24	• K24 sürtünme yüzeyinin sayısı
• Plaka_yaricapi_k24	• K24 plaka yarıçapı (m)
• Piston_alani_k24	• K24 piston alanı (m ²)

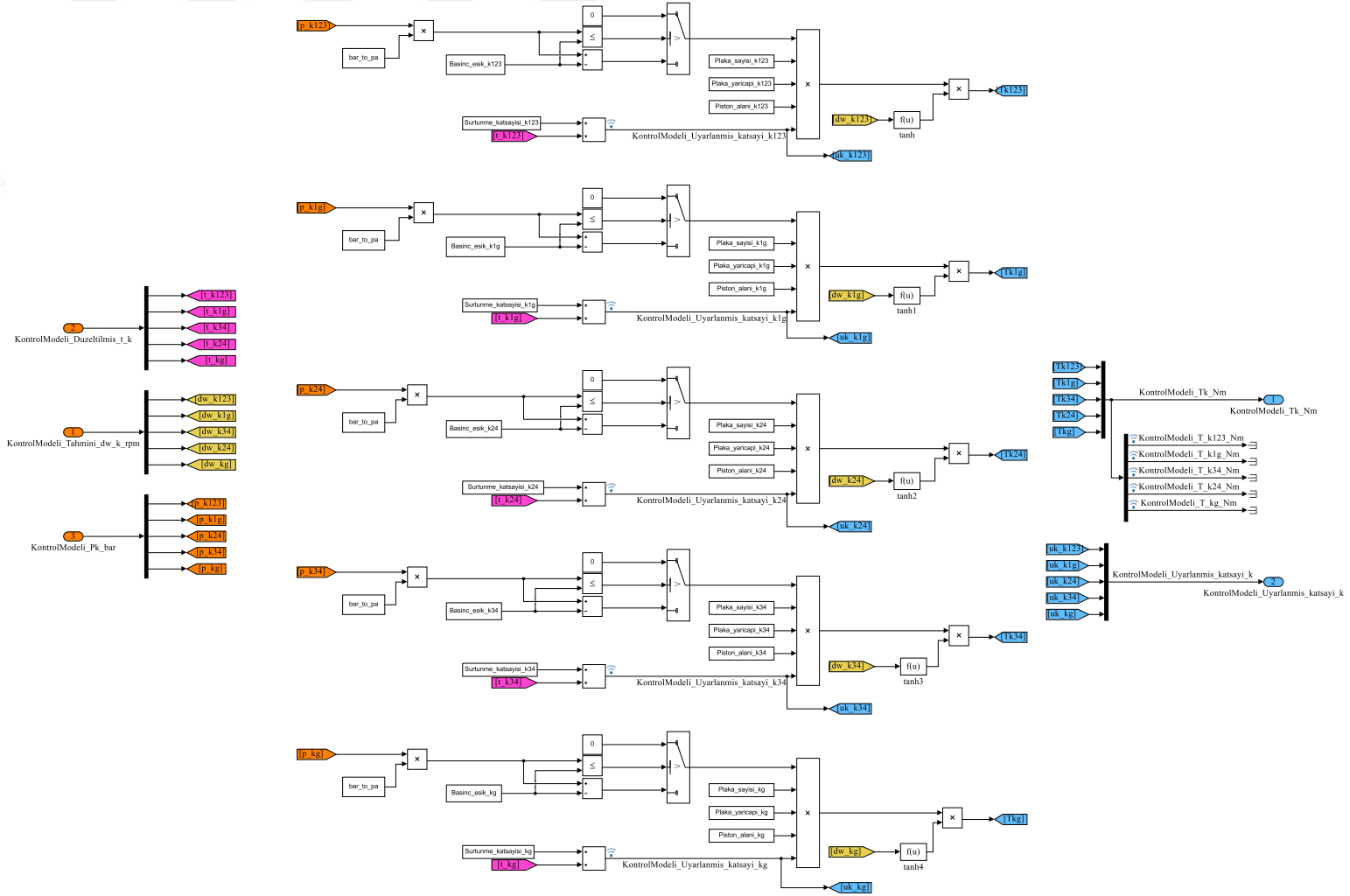
Diğer vites geçiş durumları da 1.vitesten 2.viteye geçiş durumundaki MATLAB/Simulink tasarımlarında gösterildiği gibi denklem 4.47 – denklem 4.56`ya uygun olacak şekilde tasarlanmıştır.

4.5 Kavrama Tork Hesaplama

Bu alt sistem bloğunda hesaplanan kavrama torkları dinamik transmisyon modelinin yer aldığı “Estimatör” alt sistem bloğunda, “Vites Geçiş Kontrolü” alt sistem bloğunda kullanılmaktadır. Denklem 4.37`de verilen kavrama torku hesabı her bir kavrama için bu alt sistem bloğunda yapılır. İlgili denklemde sürtünme katsayısına uyarlanmış bilinmeyen parametrelerin de eklenmesi ile aşağıdaki denklem elde edilir.

$$T_k = (\mu + \tau)nrA(p_k - p_{esik}) \tanh\left(\frac{\Delta w}{\alpha}\right) \quad (4.57)$$

Bu denklem, kavramaların sürtünme karakteristiğini yansıtan hiperbolik tanjant fonksiyon modelini, kavrama basıncı ve kavrama kayma hızı değişkenlerini, sürtünme katsayısı, sürtünen yüzey sayısı, kavrama piston alanı, kavrama plaka yarıçapı gibi kavrama sabit parametrelerini ve uyarlanmış bilinmeyen parametreleri içeren bir denklem haline gelmiştir. Aşağıda kavrama tork hesaplama tasarımı gösterilmiştir.



Şekil 4.10 : Kavrama tork hesaplama

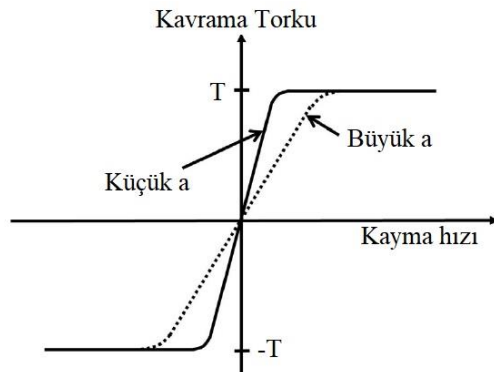
Çizelge 4.14 : Kavrama tork hesaplama alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• KontrolModeli_Duzeltimis_t_k	• Parametre adaptasyonu alt sistem bloğunda hesaplanan kavramaların uyarlanan bilinmeyen parametreleri giriş sinyali
• KontrolModeli_Tahmini_dw_k_rpm	• Estimatör alt sistem bloğunda dinamik modelden hesaplanan kavrama kayma hızları giriş sinyali (rpm)
• KontrolModeli_Pk_bar	• Kavrama basınç hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan kavrama kontrol basıncı giriş sinyali (bar)
• KontrolModeli_Tk_Nm	• Kavrama tork hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan tork çıkış sinyali (Nm)
• KontrolModeli_Uyarlanmis_katsayi_k_rpm	• Kavrama tork hesaplama alt sistem bloğunda uyarlanan bilinmeyen parametreler ile sürtünme katsayısının toplanması ile hesaplanan katsayı çıkış sinyali

Çizelge 4.15 : Kavrama tork hesaplama alt sistem bloğu parametreleri

Parametre İsmi	Tanımı
• bar_to_pa	• Bar biriminden Pa birimine çevirme
• Basinc_esik_kxx	• KXX kavraması geri dönüş yay kuvveti eşik basıncı (Pa)
• Plaka_sayisi_kxx	• KXX sürtünme yüzeyinin sayısı
• Plaka_yaricapi_kxx	• KXX plaka yarıçapı (m)
• Piston_alani_kxx	• KXX piston alanı (m ²)

Kavramaların sürtünme karakteristiğini yansıtan hiperbolik tanjant fonksiyon modelinin grafiği aşağıdaki gibi verilmiştir.



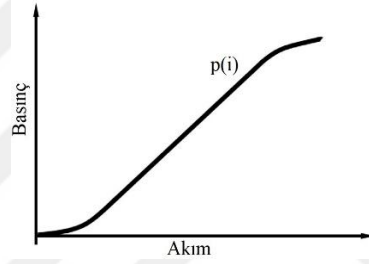
Şekil 4.11 : Tanh fonksiyon modeli grafiği

4.6 Kavrama Basınç Hesaplama

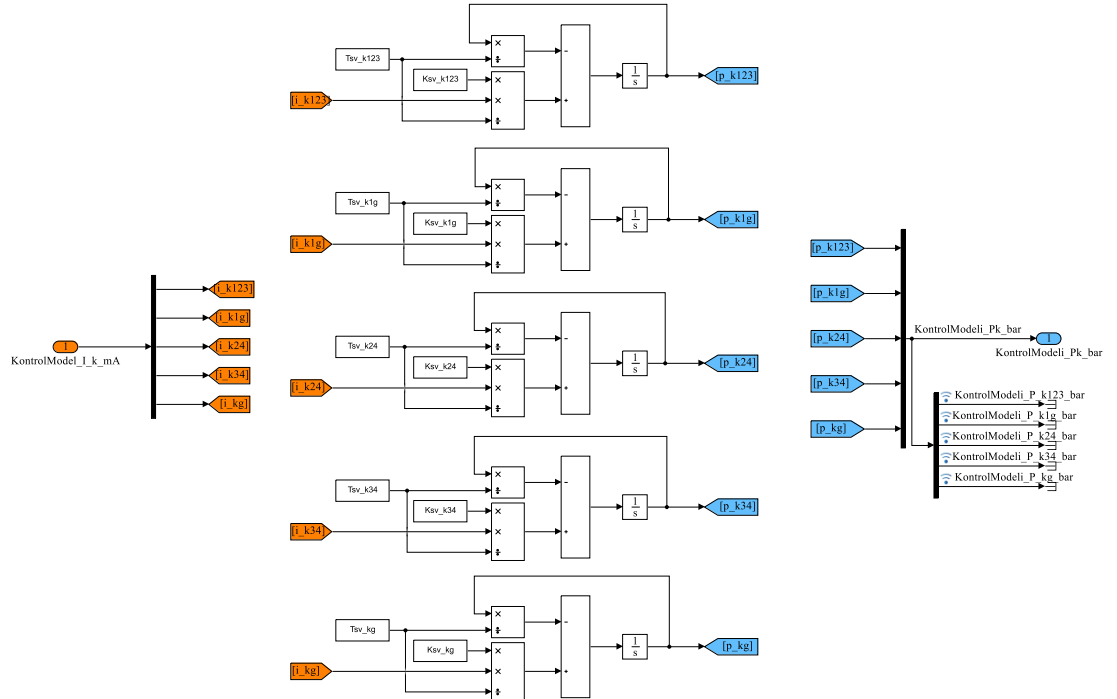
Bu alt sistem bloğunda hesaplanan kavrama basınçları “Kavrama Tork Hesaplama” alt sistem bloğunda ve “Parametre Adaptasyon” alt sistem bloğunda kullanılmaktadır. Hidrolik kontrol basıncı p_k , solenoid valfin giriş akımı tarafından belirlenir. Bu oransal valfin dinamikleri, birinci dereceden bir sistem olarak basitleştirilmiştir (Gao B. , Chen, Liu, & Sanada, 2010).

$$\tau_{sv}\dot{p}_k = -p_k + K_{sv}i \quad (4.58)$$

τ_{sv} , solenoid valfin zaman sabiti, K_{sv} , solenoid valfinin kazanç katsayısı ve i , solenoid valfinin elektrik akımıdır. Şekil 4.12 solenoid valfin basınç – akım karakteristiğini gösteren grafikdir. Şekil 4.13’te kavrama basınç hesaplama tasarımı gösterilmiştir.



Şekil 4.12 : Solenoid valf basınç-akım grafiği (Choi & Hong, 2015)



Şekil 4.13 : Kavrama basınç hesaplama

Çizelge 4.16 : Kavrama basınç hesaplama alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• KontrolModeli_Pk_bar	• Kavrama basınç hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan kavrama kontrol basıncı çıkış sinyali (bar)
• KontrolModeli_I_k_mA	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda hesaplanan akım giriş sinyali (mA)

Çizelge 4.17 : Kavrama basınç hesaplama alt sistem bloğu parametreleri

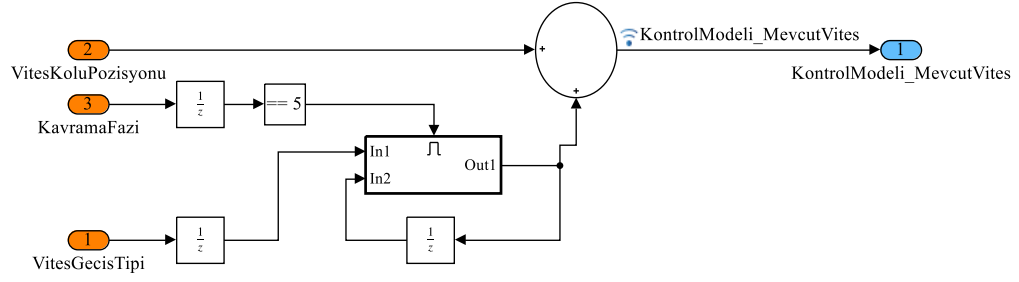
Parametre İsmi	Tanımı
• Tsv_kxx	• KXX kavrama solenoidi valf zaman sabiti (s)
• Ksv_kxx	• KXX kavrama solenoidi kazanç değeri (bar/mA)

4.7 Mevcut Vites Hesabı

Bu alt sistem bloğunda hesaplanan mevcut vites değeri “Vites Geçiş Programı” alt sistem bloğunda ve “Vites Geçiş Kontrolü” alt sistem bloğunda kullanılmaktadır. Anlık aktif olan vitesin hangi vites olduğunun tespit edilmesi için bu hesaba ihtiyaç vardır. Sürücü manevrası gereği vites kolu ileri konumuna getirildiğinde 1.vitesten kalkış olacağı için doğrudan 1.vites ilgili kavramaları basınçlandırılır ve içinde bulunan aktif vites 1.vitesten başlatılır. Sonrasında “Vites Geçiş Programı” alt sistem bloğunda gaz pedalı pozisyonu ve araç hızına göre örneğin 2.vites talep vites olarak hesaplandığında, ilgili kavramalar vites değiştirme fazlarına uygun olarak basınçlandırılır. Bu fazlardan tamamlanma fazına geldiğinde artık içinde bulunan mevcut vites 2.vites olarak atanacaktır. Bu kapsamda aşağıdaki mantık, algoritma olarak MATLAB/Simulink ortamında tasarlanır.

- Eğer vites kolu sürücü tarafından ileri konumuna getirilirse mevcut vites 1.vites olur. (Vites kolu ileri konumu “1” olarak numaralandırılmıştır.)
- Eğer kavrama fazı tamamlama fazına gelirse vites geçiş tipine göre mevcut vitese 1 eklenir veya -1 eklenir veya 0 eklenir. (Tamamlama fazı “5” olarak numaralandırılmıştır. Vites geçiş tipi için; vites yükseltme “1”, vites düşürme “2”, sabit vites “0” olarak numaralandırılmıştır.)

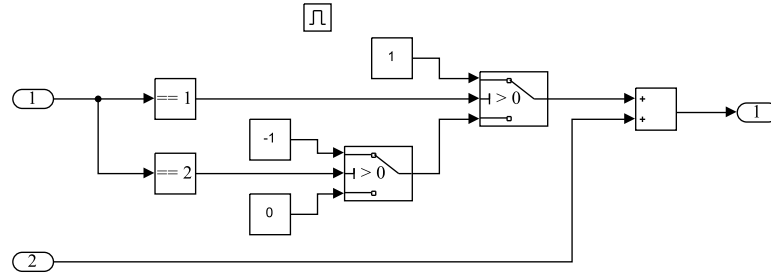
Bu algorithmada “Enabled Subsystem” yapısından faydalanılmıştır. Kavrama fazı ve vites geçiş tipi sinyallerinin bir örnek zaman öncesi, “Algebraic loop” hatasının alınmaması amacıyla giriş olarak kullanılmıştır. Şekil 4.14 ve Şekil 4.15’te mevcut vites hesabı tasarımı gösterilmiştir.



Şekil 4.14 : Mevcut vites hesabı

Çizelge 4.18 : Mevcut vites hesabı alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• VitesKoluPozisyonu	• Sürücü giriş profilinden gelen vites kolu pozisyonu giriş sinyali (-1, 0, 1)
• KavramaFazi	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda atanan kavrama fazi giriş sinyali (1, 2, 3, 4, 5)
• VitesGecisTipi	• Vites geçiş programı alt sistem bloğunda hesaplanan giriş sinyali (0, 1, 2)
• KontrolModeli_MevcutVites	• Mevcut vites hesabı alt sistem bloğunda hesaplanan içinde bulunulan aktif vites çıkış sinyali (1, 2, 3, 4)



Şekil 4.15 : Mevcut vites hesabı / “Enabled Subsystem”

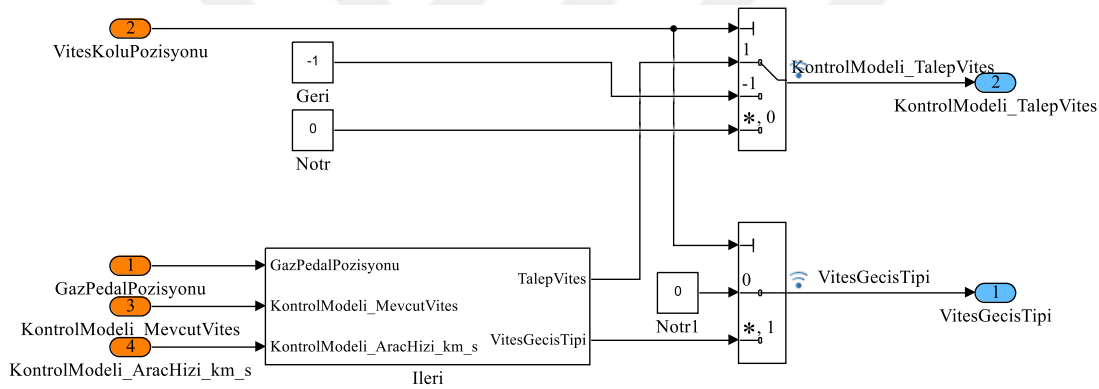
Çizelge 4.19 : Mevcut vites hesabı / “Enabled Subsystem” alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• VitesGecisTipi	• Vites geçiş programı alt sistem bloğunda hesaplanan giriş sinyali (0, 1, 2)
• EnabledSubsystemOut	• Vites geçiş tipine göre mevcut vites eklenecek çıkış sinyali (-1, 0, 1)
• EnabledSubsystemOut_z	• Vites geçiş tipine göre mevcut vites eklenecek çıkış sinyalinin bir örnek zaman öncesi giriş sinyali (-1, 0, 1)

4.8 Vites Geçiş Programı

Bu alt sistem bloğunda hesaplanan vites geçiş tipi değeri “Mevcut Vites Hesabı” alt sistem bloğunda ve yine bu blokta hesaplanan talep vites değeri “Vites Geçiş Kontrolü” alt sistem bloğunda kullanılmaktadır. Bu hesaplamalar aslında, bir programda önceden belirlenmiş vites geçiş noktalarına göre vites değiştirme kararının alınması neticesinde elde edilir. Bu program, içinde bulunulan mevcut viteste belirli bir gaz pedalı pozisyonu için vites yükseltmenin veya düşürmenin gerçekleştirdiği benzersiz bir araç hızını içermektedir (Araujo, Falleiros, & Gioria, 2020).

Bu kapsamda bu alt sistemde vites kolu geri ve nötr pozisyonuna göre talep vites için herhangi bir gaz pedal pozisyonu ve araç hızına bakılmaz. Ancak vites kolu ileri pozisyonu için bir program kullanılmaktadır. Şekil 4.16’da vites geçiş programı tasarımı gösterilmiştir.

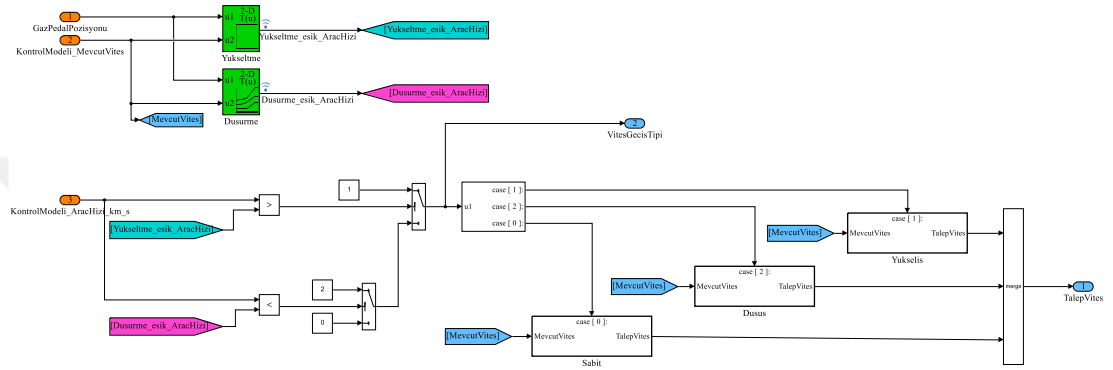


Şekil 4.16 : Vites geçiş programı

Çizelge 4.20 : Vites geçiş programı alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• VitesKoluPozisyonu	• Sürücü giriş profilinden gelen vites kolu pozisyonu giriş sinyali (-1, 0, 1)
• GazPedalPozisyonu	• Sürücü giriş profilinden gelen gaz pedalı pozisyonu giriş sinyali
• KontrolModeli_MevcutVites	• Mevcut vites hesabı alt sistem bloğunda hesaplanan içinde bulunulan aktif vites çıkış sinyali (1, 2, 3, 4)
• KontrolModeli_AracHizi_km_s	• Paletli araç yük hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan paletli araç hızı giriş sinyali (km/s)
• KontrolModeli_TalepVites	• Vites geçiş programı alt sistem bloğunda hesaplanan talep vites çıkış sinyali
• VitesGecisTipi	• Vites geçiş programı alt sistem bloğunda hesaplanan giriş sinyali (0, 1, 2)

Vites kolu ileri pozisyonu için ilgili program Şekil 4.17'deki gibi oluşturulur. İçinde bulunulan mevcut vites ve gaz pedalı pozisyonuna göre vites yükseltme eşik araç hızı değeri ve vites düşürme eşik araç hızı değeri 2 boyutlu 2 adet haritadan hesaplanır. Hesaplanan araç hızı bu iki eşik değerinin arasında ise içinde bulunulan mevcut viteste devam edilir, yani farklı bir talep vites oluşmaz. Eğer araç hızı vites yükseltme eşik değerinden büyük olursa, talep vites değeri içinde bulunulan mevcut vites değerine 1 eklenerek hesaplanır. Eğer araç hızı vites düşürme eşik değerinden küçük olursa, talep vites değeri içinde bulunulan mevcut vites değerinden 1 çıkarılarak hesaplanır.



Şekil 4.17 : Vites geçiş programı / İleri alt sistem bloğu

Çizelge 4.21 : Vites geçiş programı / İleri alt sistem bloğu giriş, çıkış ve yerel sinyaller

Sinyal İsmi	Tanımı
• GazPedalPozisyonu	• Sürücü giriş profilinden gelen gaz pedalı pozisyonu giriş sinyali
• KontrolModeli_MevcutVites	• Mevcut vites hesabı alt sistem bloğunda hesaplanan içinde bulunulan aktif vites çıkış sinyali (1, 2, 3, 4)
• KontrolModeli_AracHizi_kms	• Paletli araç yük hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan paletli araç hızı giriş sinyali (km/s)
• KontrolModeli_TalepVites	• Vites geçiş programı alt sistem bloğunda hesaplanan talep vites çıkış sinyali
• Yukseltme_esik_AracHizi	• Vites geçiş programı alt sistem bloğunda hesaplanan araç hızı vites yükseltme eşik değeri yerel sinyali (km/s)
• Dusurme_esik_AracHizi	• Vites geçiş programı alt sistem bloğunda hesaplanan araç hızı vites düşürme eşik değeri yerel sinyali (km/s)

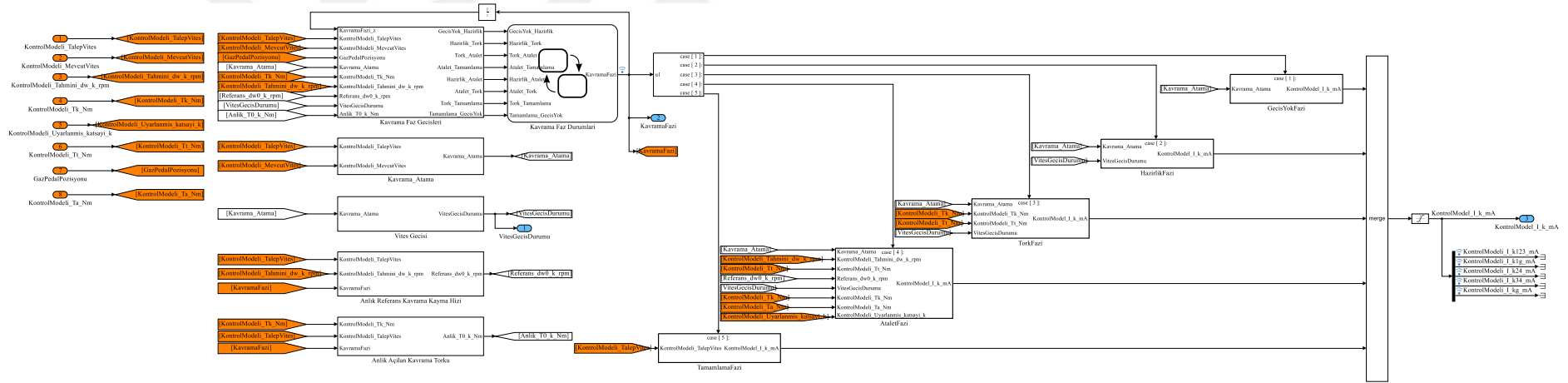
Çizelge 4.22 : Vites geçiş programı / İleri alt sistem bloğu parametreleri

Parametre İsmi	Tanımı
• Yükseltme haritası (VitesSayisi)	• Mevcut vites giriş sinyaline karşılık gelen vites sayısı parametresi
• Yükseltme haritası (Yükseltme_GazPedali)	• Gaz pedası pozisyonu giriş sinyaline karşılık gelen gaz pedalı parametresi
• Yükseltme haritası (Yükseltme_AracHizi)	• Eşik araç hızı çıkışına karşılık gelen araç hızı parametresi
• Dusurme haritası (VitesSayisi)	• Mevcut vites giriş sinyaline karşılık gelen vites sayısı parametresi
• Dusurme haritası (Dusurme_GazPedali)	• Gaz pedası pozisyonu giriş sinyaline karşılık gelen gaz pedalı parametresi
• Dusurme haritası (Dusurme_AracHizi)	• Eşik araç hızı çıkışına karşılık gelen araç hızı parametresi

4.9 Vites Geçiş Kontrolü

Kontrol modeli açısından kontrol algoritmalarını içeren ve vites geçişleri için tork kesintisi ve sarsıntıların önlenmesini sağlayan kritik bir alt sistem bloğudur. Kavrama solenoid valfi giriş akımı bu alt sistem bloğu aracılığı ile elde edilir. Vites geçiş kararının alınmasından sonra ilgili kavramanın geçiş fazlarına göre tasarlanan kontrol algoritmaları sayesinde akım sinyalleri kontrol giriş sinyali olarak kavrama basınç hesaplama alt sistem bloğuna ve plant modele iletilir. Bu sayede ilgili kavramanın faza göre tork veya kayma hızı kontrolü gerçekleştirilir. Bahsedilen fazlar, MATLAB/Simulink-Stateflow ortamı kullanılarak birer durum olarak tanımlanmıştır. Bu durumlar için birbirleri arasındaki geçiş koşulları tanımlanmıştır.

Sonuç olarak akımdan kavrama basıncına geçiş karakteristiği ve kavrama basıncından kavrama torkuna geçiş karakteristiği karşımıza çıkmaktadır. Bu karakteristikler, dinamik transmisyon modeli denklemlerini göz önüne aldığımızda, durum değişkenlerinin birbiri ile çarpılması, hiperbolik tanjant fonksiyonu içermesi gibi nedenlerden dolayı doğrusal olmayan bir sistemi oluşturur. Bu fazlardan, vites oranı değişimi sebebi ile hız senkronizasyonunun gerçekleştiği faz olan atalet fazındaki akım kontrolü için, sistemin doğrusal olmama durumları dikkate alınarak üç farklı kontrolör uygulanmış, sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bu kontrolörler; doğrusal olmayan ileri beslemeli ve doğrusal geri beslemeli kontrolör, geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolör ve parametreleri genetik algoritma ile optimize edilmiş PID kontrolör şeklinde sıralanabilir. Şekil 4.18`da vites geçiş kontrolü MATLAB/Simulink tasarımı gösterilmiştir.



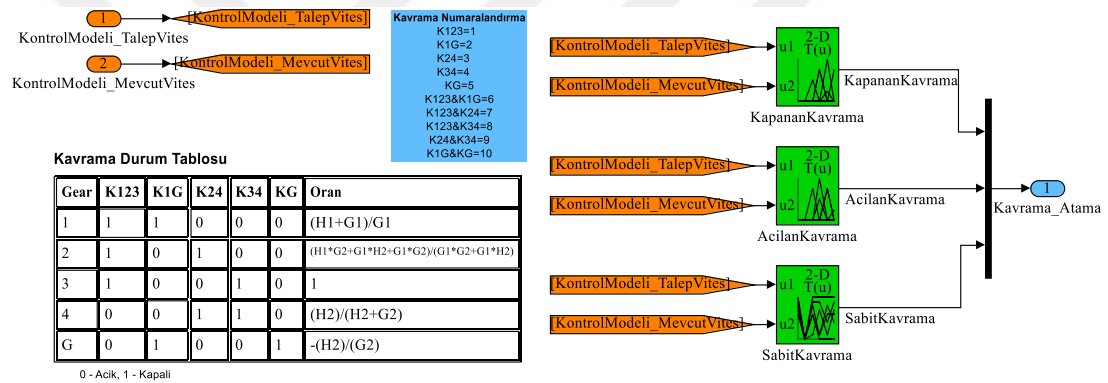
Şekil 4.18 : Vites geçiş kontrolü

Şekil 4.18'den görüleceği üzere “Switch case” yapısı kullanılarak her bir vites geçiş kavrama fazı durumuna özel olarak durumlar ayrılmış ve solenoid valf akımları çıkış olarak verilmiştir.

Çizelge 4.23 : Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• KontrolModeli_TalepVites	• Vites geçiş programı alt sistem bloğunda hesaplanan talep vites giriş sinyali
• KontrolModeli_MevcutVites	• Mevcut vites hesabı alt sistem bloğunda hesaplanan içinde bulunulan aktif vites giriş sinyali
• KontrolModeli_Tahmini_dw_k_rpm	• Estimatör alt sistem bloğunda dinamik modelden hesaplanan kavrama kayma hızları giriş sinyali (rpm)
• KontrolModeli_Tk_Nm	• Kavrama tork hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan tork giriş sinyali (Nm)
• KontrolModeli_Uyarlanmis_katsayi_k_rpm	• Kavrama tork hesaplama alt sistem bloğunda uyarlanan bilinmeyen parametreler ile sürtünme katsayısının toplanması ile hesaplanan katsayı giriş sinyali
• KontrolModeli_Tt_Nm	• Türbin tork hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan tork giriş sinyali (Nm)
• KontrolModeli-Ta_Nm	• Paletli araç yük hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan yük torku giriş sinyali (Nm)
• GazPedalPozisyonu	• Sürücü giriş profilinden gelen gaz pedalı pozisyonu giriş sinyali
• VitesGecisDurumu	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda atanan hangi vites geçiş durumunda olduğunu bildiren çıkış sinyali (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7)
• KavramaFazi	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda atanan kavrama fazi çıkış sinyali (1, 2, 3, 4, 5)
• KontrolModeli_I_k_mA	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda hesaplanan akım çıkış sinyali (mA)

Önceki bölümlerde, içinde bulunulan mevcut vites, gaz pedalı pozisyonu ve araç hızına göre alınan vites değiştirme kararı anlatılmıştı. Bu karara göre kavramları çeşitli kombinasyonlar ile basınçlandırarak talep edilen vitese geçileceği de önceki bölümlerde ifade edilmişti. Çizelge 2.1’de verilen “Kavrama Durum Tablosu” ile transmisyon kavrama yerleşim ve düzenine göre hangi viteste hangi kavramaların aktif olduğu verilmişti. Vites değiştirme işleminin de Şekil 1.3’teki fazlara göre yapılacağı bahsedilmişti. Bu nedenle talep vitese göre hangi kavramanın sabit bir şekilde kapalı kavrama, hangi kavramanın kapatılacak kavrama, hangi kavramanın açılacak kavrama olacağının atanması gerekmektedir. Şekil 4.19’da kavrama atama alt sistem bloğu MATLAB/Simulink tasarımı gösterilmiştir. Önceden numaralandırılan kavramalar için Talep vites ve mevcut vites değerine göre atamalar yapılır.



Şekil 4.19 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama atama

Çizelge 4.24 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama atama alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri

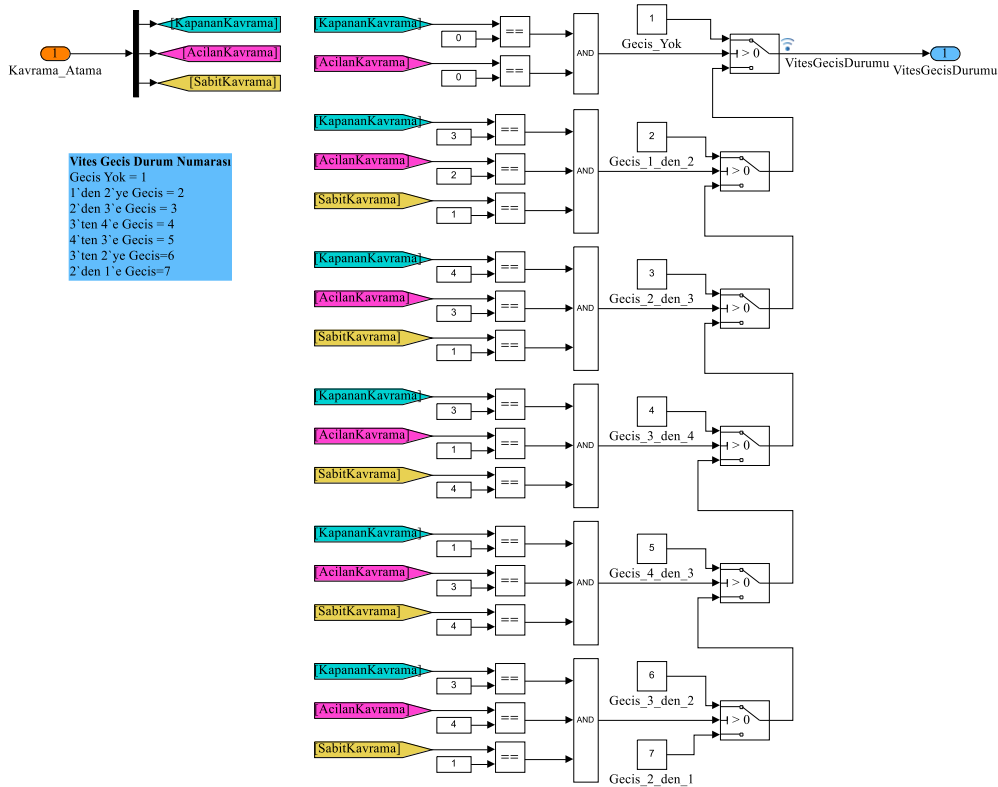
Sinyal İsmi	Tanımı
• KontrolModeli_TalepVites	• Vites geçiş programı alt sistem bloğunda hesaplanan talep vites giriş sinyali
• KontrolModeli_MevcutVites	• Mevcut vites hesabı alt sistem bloğunda hesaplanan içinde bulunulan aktif vites giriş sinyali
• Kavrama_Atama	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda atanan kapanacak, açılacak ve sabit kavrama değerleri çıkış sinyali

Çizelge 4.25 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama atama alt sistem bloğu parametreleri

Parametre İsmi	Tanımı
- KapananKavrama haritası (VitesNumarasi_x2) - KapananKavrama haritası (Kapanan_K) - AcılanKavrama haritası (VitesNumarasi_x2) - AcılanKavrama haritası (Acılan_K) - SabitKavrama haritası (VitesNumarasi_x2) - SabitKavrama haritası (Sabit_K)	- Talep vites ve mevcut vites karşılık gelen vites sayısı - Kapanacak olan kavrama numaraları - Talep vites ve mevcut vites karşılık gelen vites sayısı - Açılacak olan kavrama numaraları - Talep vites ve mevcut vites karşılık gelen vites sayısı - Sabit olan kavrama numaraları

4.9.2 Vites geçişi durumu

Bu alt sistem bloğunda vites geçiş durumunun hangi vitesten hangi viteses yapıldığı bilgisi oluşturulmuştur. Bu durum sinyali oluşturulurken kavrama atama sinyalleri kullanılmıştır. Vites geçiş durumu sinyali “Parametre Adaptasyonu” alt sistem bloğunda ve “Vites Geçiş Kontrolü” ilgili faz alt sistem bloklarında her bir vites geçişine özgü durumları ayırabilmek için kullanılmaktadır. Şekil 4.20’de vites geçişi alt sistem bloğu MATLAB/Simulink tasarımı gösterilmiştir.



Şekil 4.20 : Vites geçiş kontrolü / Vites geçiş durumu

Çizelge 4.26 : Vites geçiş kontrolü / Vites geçişi durumu alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• Kavrama_Atama	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda atanan kapanacak, açılacak ve sabit kavrama değerleri giriş sinyali
• VitesGecisDurumu	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda atanan hangi vites geçiş durumunda olduğunu bildiren çıkış sinyali (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7)

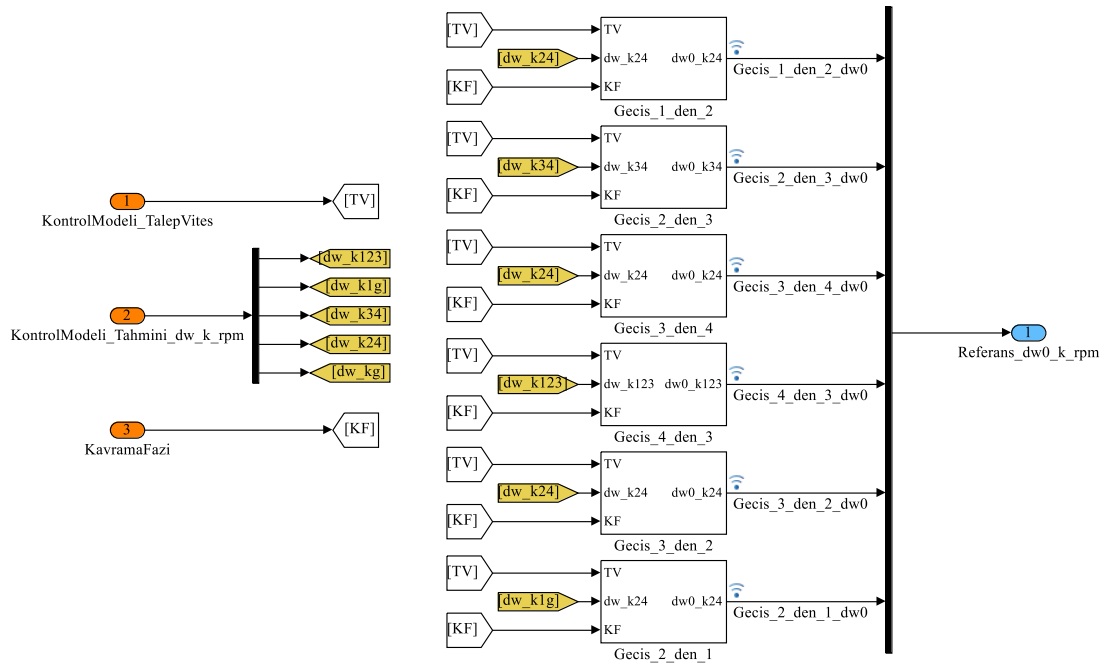
4.9.3 Anlık referans kavrama kayma hızı

Bu alt sistem bloğunda hesaplanan anlık referans kavrama kayma hızı “Kavrama faz geçişleri” alt sistem bloğunda ve “Atalet fazı” alt sistem bloğunda kullanılmaktadır. “Atalet fazı” alt sistem bloğunda, kapanacak olan kavramanın kayma hızı kontrolünde, takibi yapılacak olan referans kayma hızı yörüngesinin ilk değerini atamak amacıyla bu alt sistem bloğu kullanılmıştır. Buna ek olarak “Kavrama faz geçişleri” alt sistem bloğunda “Atalet fazından çıkış” koşulları için referans kayma hızı yörüngesinin ilk değerinin pozitif veya negatif olması önem arz etmektedir, bu amaçla kullanılmıştır. Bu kapsamda aşağıdaki mantık, algoritma olarak MATLAB/Simulink ortamında her bir vites geçişi için tasarlanmıştır.

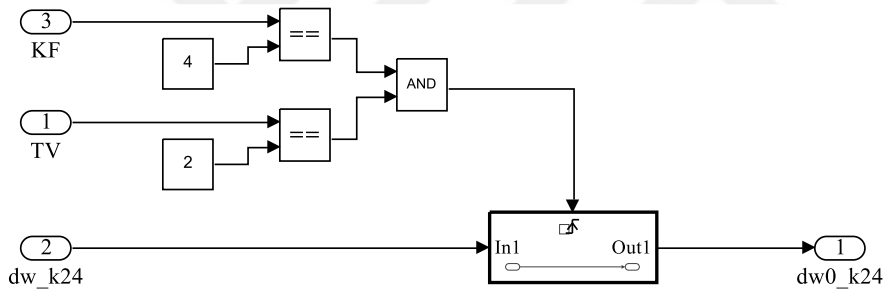
- Eğer kavrama fazı atalet fazı durumunda ise ve talep vites değeri ilgili vites geçiş durumuna karşılık geliyorsa, o vites geçiş durumundaki kapanacak olan kavramanın kayma hızının o andaki değeri çıkış olarak verilir. (Atalet fazı “4” olarak numaralandırılmıştır. Talep vites için; örneğin 1’den 2’ye geçiş durumundaki değeri 2.vites olacaktır. Bu durumda kapanacak olan kavrama K24 olacağı için bu kavramanın kayma hızı giriş olarak alınır.)

Bu algoritmada “Triggered Subsystem” yapısından faydalanılmıştır. Yukarıdaki koşullar oluştuğunda bu alt sistem tetiklenir ve ilgili kayma hızının anlık değeri sabit bir çıkış olarak verilmiş olur.

Şekil 4.21’de anlık referans kavrama kayma hızı alt sistem bloğu MATLAB/Simulink tasarımı gösterilmiştir. Şekil 4.22’de 1.vitesten 2.vitese geçiş için MATLAB/Simulink tasarımı gösterilmiştir. Diğer vites geçiş durumları da 1.vitesten 2.vitese geçiş durumundaki MATLAB/Simulink tasarımlarında gösterildiği gibi tasarlanmıştır.



Şekil 4.21 : Vites geçiş kontrolü / Anlık referans kavrama kayma hızı



Şekil 4.22 : Vites geçiş kontrolü / Anlık referans kavrama kayma hızı / Geçiş 1`den 2

Çizelge 4.27 : Vites geçiş kontrolü / Anlık referans kavrama hızı ve 1`den 2`ye geçiş alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• KontrolModeli_TalepVites (TV)	• Vites geçiş programı alt sistem bloğunda hesaplanan talep vites giriş sinyali
• KontrolModeli_Tahmini_dw_k_rpm	• Estimatör alt sistem bloğunda dinamik modelden hesaplanan kavrama kayma hızları giriş sinyali (rpm)
• KavramaFazi (KF)	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda atanan kavrama fazi giriş sinyali (1, 2, 3, 4, 5)
• Referans_dw0_k_rpm	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda ilgili kavramanın referans kayma hızı yörüngesinin ilk değerini atandığı çıkış sinyali (rpm)

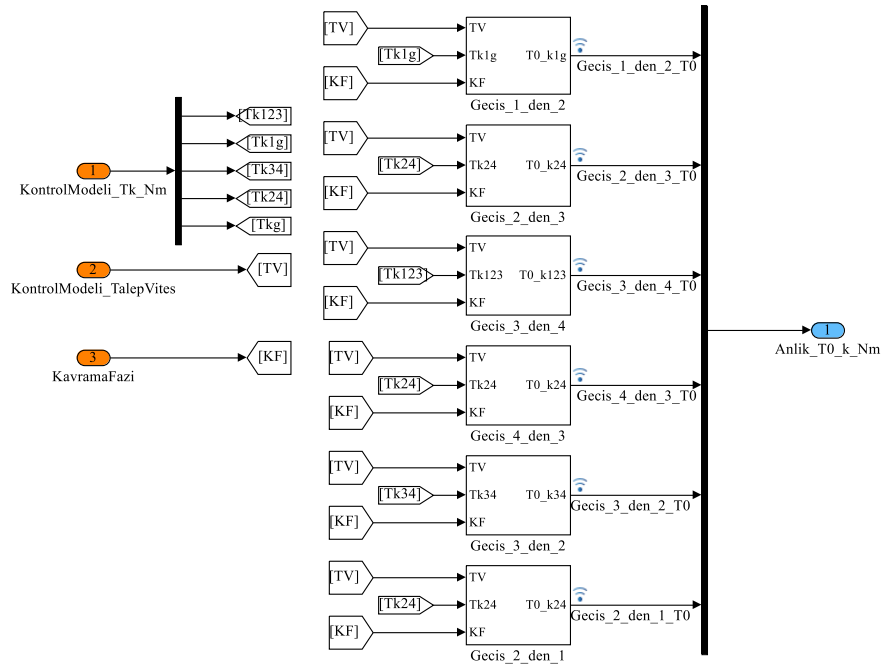
4.9.4 Anlık açılan kavrama torku

Bu alt sistem bloğunda anlık açılan kavrama torku “Kavrama faz geçişleri” alt sistem bloğunda kullanılmaktadır. “Kavrama faz geçişleri” alt sistem bloğunda “Tork fazından çıkış” koşulları için anlık açılan kavrama torku değerinin pozitif veya negatif olması önem arz etmektedir, bu amaçla kullanılmıştır. Bu kapsamda aşağıdaki mantık, algoritma olarak MATLAB/Simulink ortamında her bir vites geçişi için tasarlanmıştır.

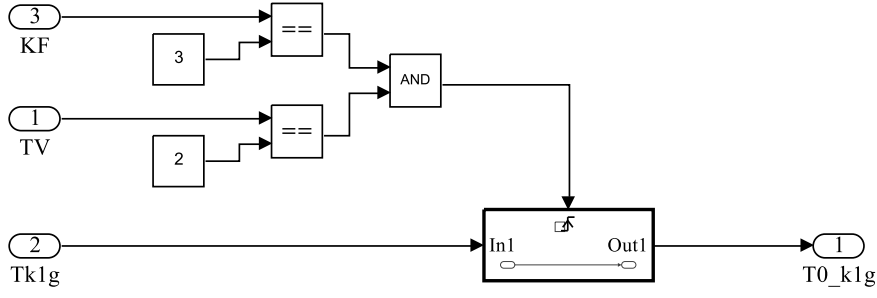
- Eğer kavrama fazı tork fazı durumunda ise ve talep vites değeri ilgili vites geçiş durumuna karşılık geliyorsa, o vites geçiş durumundaki açılacak olan kavrama torkunun o andaki değeri çıkış olarak verilir. (Tork fazı “3” olarak numaralandırılmıştır. Talep vites için; örneğin 1’den 2’ye geçiş durumundaki değeri 2.vites olacaktır. Bu durumda açılacak olan kavrama K1G olacağı için bu kavramanın torku giriş olarak alınır.)

Bu algoritmada “Triggered Subsystem” yapısından faydalanılmıştır. Yukarıdaki koşullar oluştuğunda bu alt sistem tetiklenir ve ilgili kavrama torkunun anlık değeri sabit bir çıkış olarak verilmiş olur.

Şekil 4.23’de anlık açılan kavrama torku alt sistem bloğu MATLAB/Simulink tasarımı gösterilmiştir. Şekil 4.24’de 1.vitesten 2.viteye geçiş için MATLAB/Simulink tasarımı gösterilmiştir. Diğer vites geçiş durumları da 1.vitesten 2.viteye geçiş durumundaki MATLAB/Simulink tasarımlarında gösterildiği gibi tasarlanmıştır.



Şekil 4.23 : Vites geçiş kontrolü / Anlık açılan kavrama torku



Şekil 4.24 : Vites geçiş kontrolü / Anlık açılan kavrama torku / Geçiş 1'den 2

Çizelge 4.28 : Vites geçiş kontrolü / Anlık açılan kavrama ve 1'den 2'ye geçiş alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri

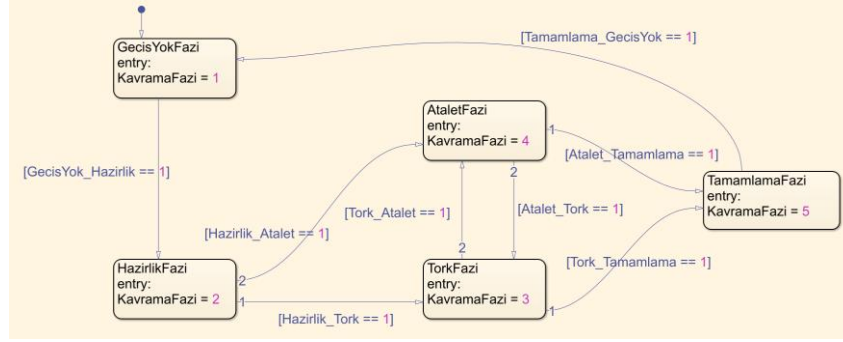
Sinyal İsmi	Tanımı
KontrolModeli_TalepVites (TV)	Vites geçiş programı alt sistem bloğunda hesaplanan talep vites giriş sinyali
KontrolModeli_Tk_Nm	Kavrama tork hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan tork giriş sinyali (Nm)
KavramaFazi (KF)	Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda atanan kavrama fazi giriş sinyali (1, 2, 3, 4, 5)
Anlık_T0_k_Nm	Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda ilgili kavramanın anlık tork değerinin çıkış sinyali (Nm)

4.9.5 Kavrama faz durumları ve geçişleri

Bahsedilen fazlar, MATLAB/Simulink-Stateflow ortamı kullanılarak birer durum olarak tanımlanmıştır. Bu durumlar için birbirleri arasındaki geçiş koşulları tanımlanmıştır. İlgili faz içinde iken bu faza uygun akım değeri kontrol girişi olarak hesaplanarak kavrama basınç hesabına ve plant modele iletilmiştir.

4.9.5.1 Kavrama faz durumları

Herhangi bir vites geçişinin olmadığı durum için “GecisYokFazi” tanımlanmıştır. Ve bu faz, “state machine” başlangıç durumu olarak belirlenmiştir. Daha sonra bir vites değiştirme kararı alındığında hazırlık durumu için “HazirlikFazi” tanımlanmıştır. Kavramalar arası tork aktarımının gerçekleştiği durum “TorkFazi” olarak tanımlanmıştır. Kavrama hız senkronizasyonunun gerçekleştiği durum “AtaletFazi” olarak tanımlanmıştır. Son olarak vites geçişinin tamamlandığı durum “TamamlamaFazi” olarak tanımlanmıştır.



Şekil 4.25 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz durumları

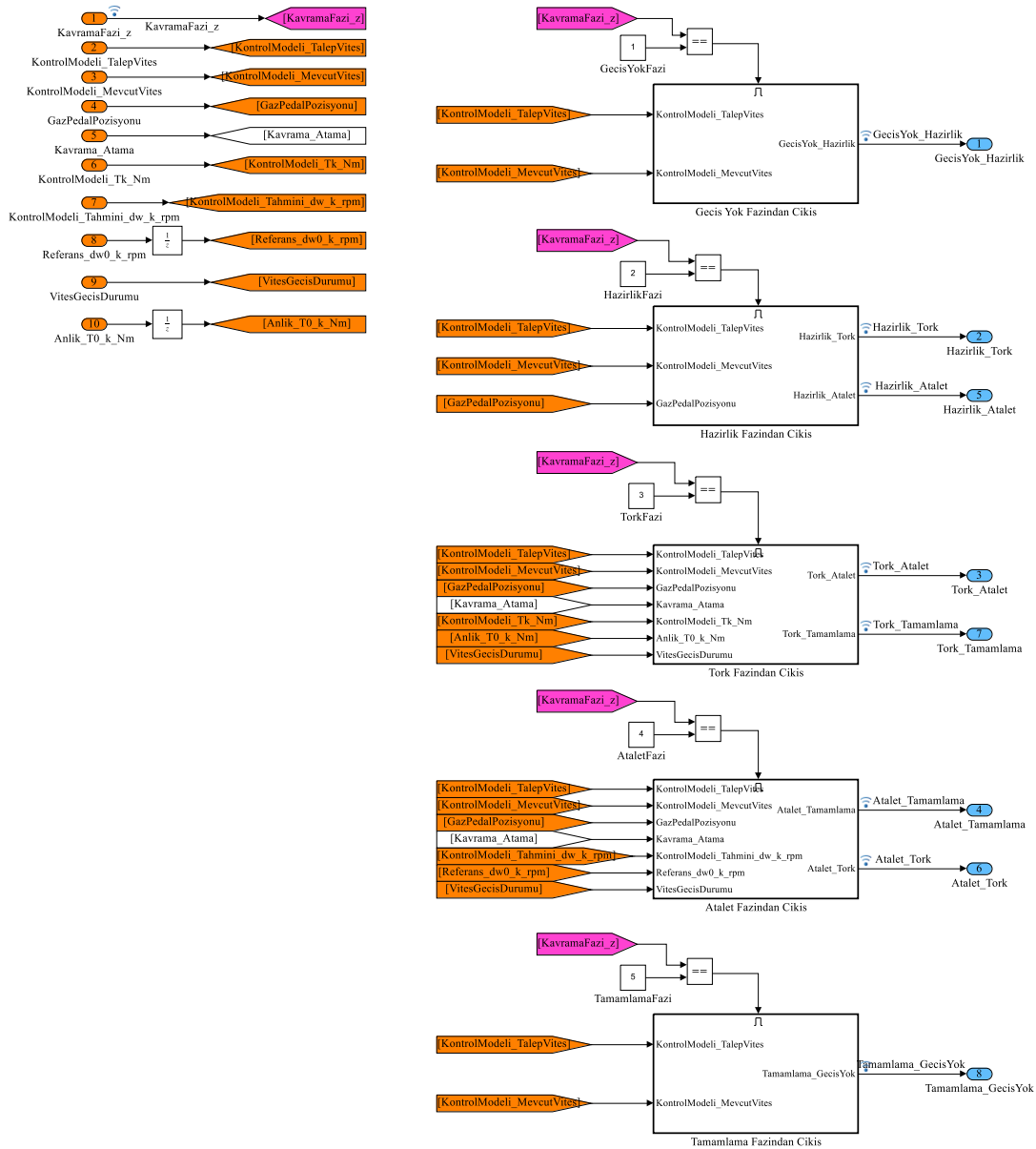
Şekil 4.25’de görüldüğü gibi birer durum olarak tanımlanan fazlar için “KavramaFazi” sinyaline bir numara atanıp çıkış olarak verilmektedir. Durumlar arası geçiş sinyalleri ise geçiş koşullarına göre aktif olup faz değişikliğini sağlamaktadır.

Çizelge 4.29 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz durumları alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• GecisYok_Hazirlik	• Vites geçiş kontrolü kavrama faz geçiş alt sistem bloğunda hesaplanan geçiş yok fazından çıkıp hazırlık fazına giriş sinyali
• Hazirlik_Tork	• Vites geçiş kontrolü kavrama faz geçiş alt sistem bloğunda hesaplanan hazırlık fazından çıkıp tork fazına giriş sinyali
• Hazirlik_Atalet	• Vites geçiş kontrolü kavrama faz geçiş alt sistem bloğunda hesaplanan hazırlık fazından çıkıp atalet fazına giriş sinyali
• Tork_Atalet	• Vites geçiş kontrolü kavrama faz geçiş alt sistem bloğunda hesaplanan tork fazından çıkıp atalet fazına giriş sinyali
• Tork_Tamamlama	• Vites geçiş kontrolü kavrama faz geçiş alt sistem bloğunda hesaplanan tork fazından çıkıp tamamlama fazına giriş sinyali
• Atalet_Tamamlama	• Vites geçiş kontrolü kavrama faz geçiş alt sistem bloğunda hesaplanan atalet fazından çıkıp tamamlama fazına giriş sinyali
• Atalet_Tork	• Vites geçiş kontrolü kavrama faz geçiş alt sistem bloğunda hesaplanan atalet fazından çıkıp tork fazına giriş sinyali
• Tamamlama_GecisYok	• Vites geçiş kontrolü kavrama faz geçiş alt sistem bloğunda hesaplanan tamamlama fazından çıkıp geçiş yok fazına giriş sinyali
• KavramaFazi	• Vites geçiş kontrolü kavrama faz durumları alt sistem bloğunda atanan kavrama fazi çıkış sinyali (1, 2, 3, 4, 5)

4.9.5.2 Kavrama faz geçişleri

Bu alt sistemde her bir faz durumundan çıkış koşulları sinyalleri üretilmektedir. “KavramaFazi” sinyalinin bir örnek zaman öncesi “Enabled Subsystem” yapılarına girerek hangi fazın aktif olduğunu ve hangi fazdan çıkış sinyalinin işlevsel olduğunu bildirir. Başlangıç durumu olarak “GecisYokFazi”nın tanımlandığı ifade edilmişti, bu alt sistem bloğunda da bu sayede ilk önce işlevsel olacak olan “Gecisyok_Hazirlik” sinyali olacaktır. Anlık referans kavrama kayma hızı ve anlık açılan kavrama torku sinyallerinin bir örnek zaman öncesi, “Algebraic loop” hatasının alınmaması amacıyla giriş olarak kullanılmıştır. Şekil 4.26’de kavrama faz geçişleri alt sistem bloğu MATLAB/Simulink tasarımı gösterilmiştir.



Şekil 4.26 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri

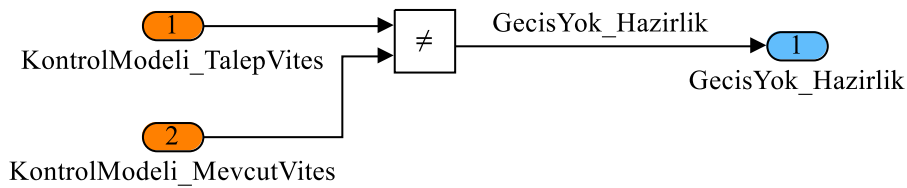
Çizelge 4.30 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri alt sistem bloğu giriş sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
- KavramaFazi_z - KontrolModeli_TalepVites - KontrolModeli_MevcutVites - GazPedalPozisyonu - Kavrama_Atama - KontrolModeli_Tk_Nm - KontrolModeli _Tahmini_dw_k_rpm - Referans_dw0_k_rpm - VitesGecisDurumu - Anlık_T0_k_Nm	- Vites geçiş kontrolü kavrama faz durumları alt sistem bloğunda atanan kavrama fazi bir örnek zaman öncesi giriş sinyali (1, 2, 3, 4, 5) - Vites geçiş programı alt sistem bloğunda hesaplanan talep vites giriş sinyali - Mevcut vites hesabı alt sistem bloğunda hesaplanan içinde bulunulan aktif vites giriş sinyali - Sürücü giriş profilinden gelen gaz pedalı pozisyonu giriş sinyali - Vites geçiş kontrolü kavrama atama alt sistem bloğunda atanan kapanacak, açılacak ve sabit kavrama değerleri giriş sinyali - Kavrama tork hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan tork giriş sinyali (Nm) - Estimatör alt sistem bloğunda dinamik modelden hesaplanan kavrama kayma hızları giriş sinyali (rpm) - Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda ilgili kavramanın referans kayma hızı yörüngesinin ilk değerini atandığı bir örnek zaman öncesi giriş sinyali (rpm) - Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda atanan hangi vites geçiş durumunda olduğunu bildiren giriş sinyali (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7) - Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda ilgili kavramanın anlık tork değerinin bir örnek zaman öncesi giriş sinyali (Nm)

Çizelge 4.31 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri alt sistem bloğu çıkış sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• GecisYok_Hazirlik	• Vites geçiş kontrolü kavrama faz geçiş alt sistem bloğunda hesaplanan geçiş yok fazından çıkıp hazırlık fazına giriş çıkış sinyali
• Hazirlik_Tork	• Vites geçiş kontrolü kavrama faz geçiş alt sistem bloğunda hesaplanan hazırlık fazından çıkıp tork fazına giriş çıkış sinyali
• Hazirlik_Atalet	• Vites geçiş kontrolü kavrama faz geçiş alt sistem bloğunda hesaplanan hazırlık fazından çıkıp atalet fazına giriş çıkış sinyali
• Tork_Atalet	• Vites geçiş kontrolü kavrama faz geçiş alt sistem bloğunda hesaplanan tork fazından çıkıp atalet fazına giriş çıkış sinyali
• Tork_Tamamlama	• Vites geçiş kontrolü kavrama faz geçiş alt sistem bloğunda hesaplanan tork fazından çıkıp tamamlama fazına giriş çıkış sinyali
• Atalet_Tamamlama	• Vites geçiş kontrolü kavrama faz geçiş alt sistem bloğunda hesaplanan atalet fazından çıkıp tamamlama fazına giriş çıkış sinyali
• Atalet_Tork	• Vites geçiş kontrolü kavrama faz geçiş alt sistem bloğunda hesaplanan atalet fazından çıkıp tork fazına giriş çıkış sinyali
• Tamamlama_GecisYok	• Vites geçiş kontrolü kavrama faz geçiş alt sistem bloğunda hesaplanan tamamlama fazından çıkıp geçiş yok fazına giriş çıkış sinyali

Bu alt sistem bloğunda ilk önce işlevsel olacak olan “Gecisyok_Hazirlik” sinyali olacağı ifade edilmişti. Bu kapsamda öncelikle geçiş yok fazından çıkış alt sistem bloğu incelendiğinde; mevcut vites değeri ile talep vites değerinin eşit olmamasının koşul olduğu görülecektir. Bu koşul aslında vites geçiş kararının verildiğini gösterir ve bu fazdan çıkılması gerektiği anlamına gelir.

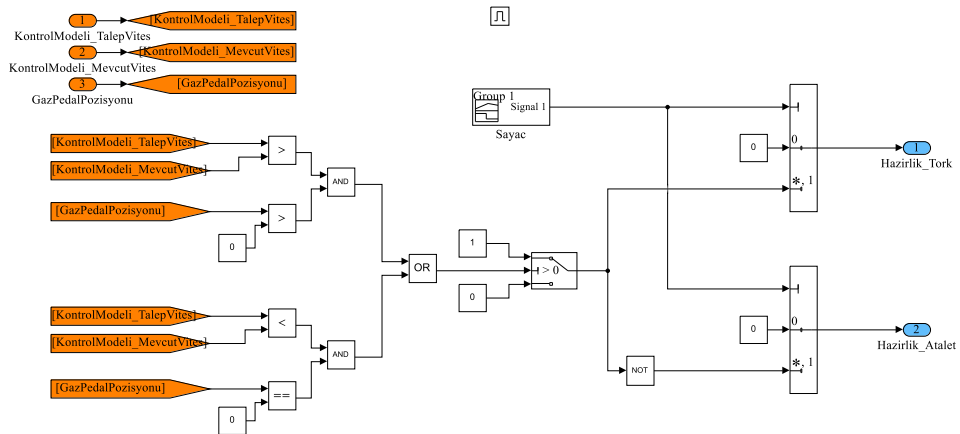


Şekil 4.27 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri / Geçiş yok fazından çıkış

Çizelge 4.32 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri / Geçiş yok fazından çıkış alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• KontrolModeli_TalepVites	• Vites geçiş programı alt sistem bloğunda hesaplanan talep vites giriş sinyali
• KontrolModeli_MevcutVites	• Mevcut vites hesabı alt sistem bloğunda hesaplanan içinde bulunulan aktif vites giriş sinyali
• GecisYok_Hazirlik	• Vites geçiş kontrolü kavrama faz geçiş alt sistem bloğunda hesaplanan geçiş yok fazından çıkıp hazırlık fazına giriş çıkış sinyali

Hazırlık fazında, içinde bulunulan mevcut vitesten farklı bir vites talebi olduğu için vites geçişine hazırlık yapılacaktır. Talep vites değerine göre “Kavrama Atama” alt sistem bloğu ile tespit edilen sabit bir şekilde kapalı kalacak kavrama için maksimum akım, kapatılacak kavrama için kavrama torku oluşturmayacak maksimum akım, açılacak kavrama için maksimum akım değerinin yaklaşık 3’te 2’si bir akım ile enerjilendirme yapılacaktır. Bu enerjilendirmelerin belirli bir süre sabit olarak yapılıp bu fazdan çıkılması gerekmektedir. Bu açıdan hazırlık fazından çıkış alt sistem bloğu incelendiğinde belirli bir sürenin doldurulmasının koşul olduğu görülecektir. Hazırlık fazından çıkıldığında ya tork fazına ya da atalet fazına geçiş için çıkış sinyalleri oluşturulmuştur. Eğer gaz pedalına basılı ise ve vites yükseltme talebi mevcut ise veya gaz pedalı basılı değil ise ve vites düşürme talebi mevcut ise hazırlık fazından tork fazına geçilmelidir. Eğer gaz pedalı basılı değil ise ve vites yükseltme talebi mevcut ise veya gaz pedalına basılı ise ve vites düşürme talebi mevcut ise hazırlık fazından atalet fazına geçilmelidir (Dong, 2015).



Şekil 4.28 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri / Hazırlık fazından çıkış

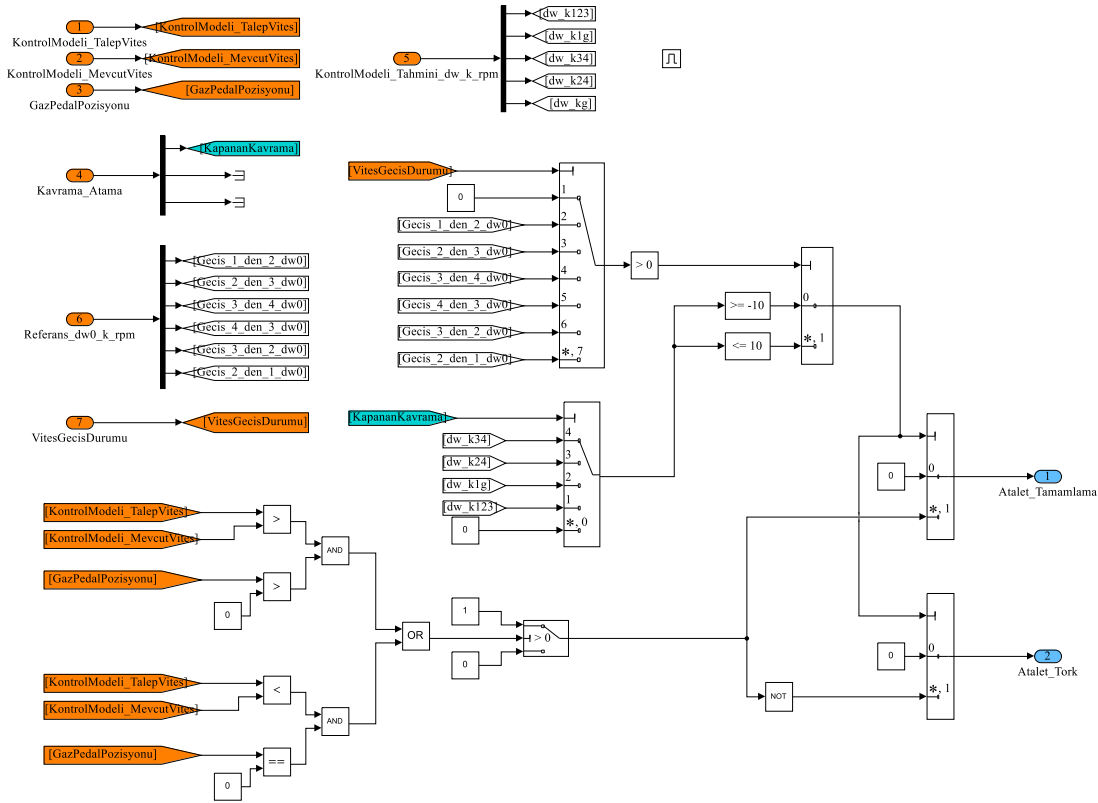
Tork fazından çıkıldığında ya atalet fazına ya da tamamlama fazına geçiş için çıkış sinyalleri oluşturulmuştur. Eğer gaz pedalına basılı ise ve vites yükseltme talebi mevcut ise veya gaz pedalı basılı değil ise ve vites düşürme talebi mevcut ise tork fazından atalet fazına geçilmelidir. Eğer gaz pedalı basılı değil ise ve vites yükseltme talebi mevcut ise veya gaz pedalına basılı ise ve vites düşürme talebi mevcut ise tork fazından tamamlama fazına geçilmelidir (Dong, 2015).

Çizelge 4.34 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri / Tork fazından çıkış alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• KontrolModeli_TalepVites	• Vites geçiş programı alt sistem bloğunda hesaplanan talep vites giriş sinyali
• KontrolModeli_MevcutVites	• Mevcut vites hesabı alt sistem bloğunda hesaplanan içinde bulunulan aktif vites giriş sinyali
• GazPedalPozisyonu	• Sürücü giriş profilinden gelen gaz pedalı pozisyonu giriş sinyali
• Kavrama_Atama	• Vites geçiş kontrolü kavrama atama alt sistem bloğunda atanan kapanacak, açılacak ve sabit kavrama değerleri giriş sinyali
• KontrolModeli_Tk_Nm	• Kavrama tork hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan tork giriş sinyali (Nm)
• Anlık_T0_k_Nm	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda ilgili kavramanın anlık tork değerinin giriş sinyali (Nm)
• VitesGecisDurumu	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda atanan hangi vites geçiş durumunda olduğunu bildiren giriş sinyali (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7)
• Tork_Atalet	• Vites geçiş kontrolü kavrama faz geçiş alt sistem bloğunda hesaplanan tork fazından çıkıp atalet fazına giriş çıkış sinyali
• Tork_Tamamlama	• Vites geçiş kontrolü kavrama faz geçiş alt sistem bloğunda hesaplanan tork fazından çıkıp tamamlama fazına giriş çıkış sinyali

Atalet fazında, kapatılacak kavramanın hız senkronizasyonu ve kaliteli bir vites geçişinin sağlanması için kayma hızının uygun referans profili izlemesi ve bu profil sonun kapatılan kavramanın kayma hızının 0 değerine yaklaşması sağlanır. Bu açıdan atalet fazından çıkış alt sistem bloğu incelendiğinde kapatılan kavramanın kayma hızının 0 değerine yaklaşmasının çıkış koşulu olduğu görülecektir. Vites geçiş durumuna göre ilgili kapatılacak kavramanın anlık referans kayma hız değeri eğer pozitifse kapatılacak kavrama kayma hızının 0'a sağdan, eğer negatifse kapatılacak kavrama kayma hızının 0'a soldan 10 birim yaklaşmasına bakılır.

Şekil 4.30'da kavrama faz geçişleri atalet fazından çıkış alt sistem bloğu MATLAB/Simulink tasarımı gösterilmiştir.



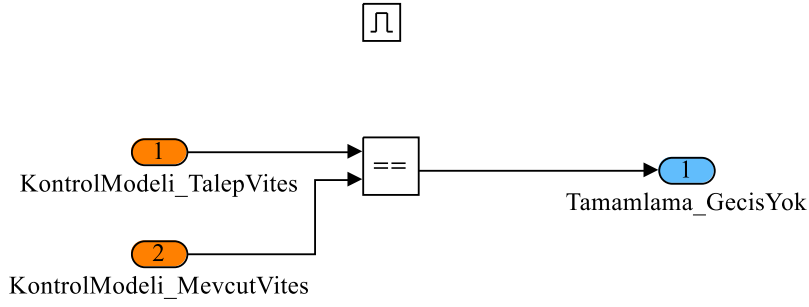
Şekil 4.30 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri / Atalet fazından çıkış

Atalet fazından çıkıldığında ya tamamlama fazına ya da tork fazına geçiş için çıkış sinyalleri oluşturulmuştur. Eğer gaz pedalına basılı ise ve vites yükseltme talebi mevcut ise veya gaz pedalı basılı değil ise ve vites düşürme talebi mevcut ise atalet fazından tamamlama fazına geçilmelidir. Eğer gaz pedalı basılı değil ise ve vites yükseltme talebi mevcut ise veya gaz pedalına basılı ise ve vites düşürme talebi mevcut ise atalet fazından tork fazına geçilmelidir (Dong, 2015).

Çizelge 4.35 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri / Atalet fazından çıkış alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
- KontrolModeli_TalepVites - KontrolModeli_MevcutVites - GazPedalPozisyonu - Kavrama_Atama - KontrolModeli_Tahmini_dw_k_rpm - Referans_dw0_k_rpm - VitesGecisDurumu - Atalet_Tamamlama - Atalet_Tork	- Vites geçiş programı alt sistem bloğunda hesaplanan talep vites giriş sinyali - Mevcut vites hesabı alt sistem bloğunda hesaplanan içinde bulunulan aktif vites giriş sinyali - Sürücü giriş profilinden gelen gaz pedalı pozisyonu giriş sinyali - Vites geçiş kontrolü kavrama atama alt sistem bloğunda atanan kapanacak, açılacak ve sabit kavrama değerleri giriş sinyali - Estimatör alt sistem bloğunda dinamik modelden hesaplanan kavrama kayma hızları giriş sinyali (rpm) - Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda ilgili kavramanın referans kayma hızı yörüngesinin ilk değerini atandığı bir örnek zaman öncesi giriş sinyali (rpm) - Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda atanan hangi vites geçiş durumunda olduğunu bildiren giriş sinyali (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7) - Vites geçiş kontrolü kavrama faz geçiş alt sistem bloğunda hesaplanan atalet fazından çıkıp tamamlama fazına giriş çıkış sinyali - Vites geçiş kontrolü kavrama faz geçiş alt sistem bloğunda hesaplanan atalet fazından çıkıp tork fazına giriş çıkış sinyali

Son olarak tamamlama fazına geçildiğinde artık talep edilen vitesin kavramalarının kapalı olduğu durum oluşturulmuştur. “Mevcut Vites Hesabı” alt sistem bloğunda aktif vitesin hesaplanması ile bir örnek zaman sonra mevcut vites ile talep vites değerleri eşitlenir, bu durum bu fazdan çıkıp geçiş yok fazına girilmesinin koşuludur.



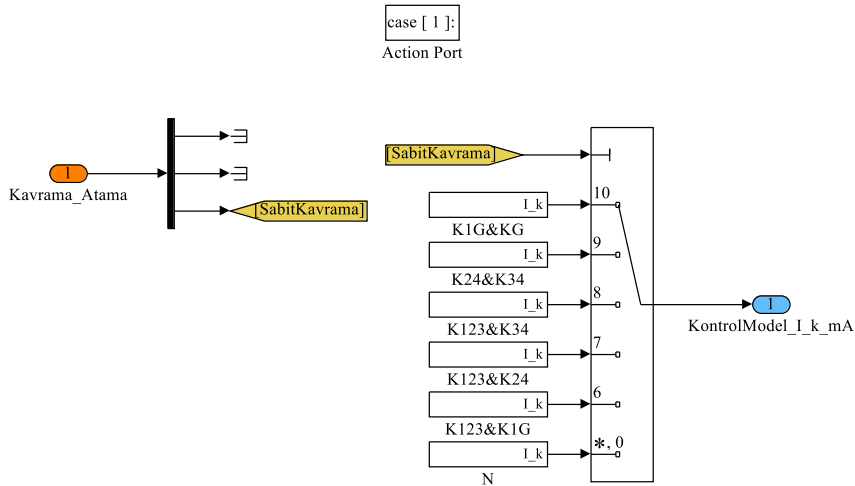
Şekil 4.31 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri / Tamamlama fazından çıkış

Çizelge 4.36 : Vites geçiş kontrolü / Kavrama faz geçişleri / Tamamlama fazından çıkış alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• KontrolModeli_TalepVites	• Vites geçiş programı alt sistem bloğunda hesaplanan talep vites giriş sinyali
• KontrolModeli_MevcutVites	• Mevcut vites hesabı alt sistem bloğunda hesaplanan içinde bulunulan aktif vites giriş sinyali
• Tamamlama_GecisYok	• Vites geçiş kontrolü kavrama faz geçiş alt sistem bloğunda hesaplanan tamamlama fazından çıkıp geçiş yok fazına giriş çıkış sinyali

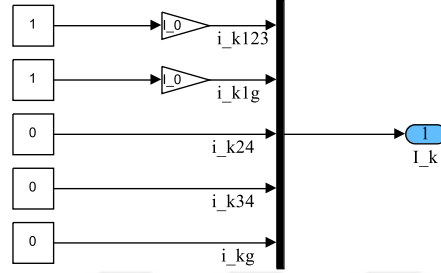
4.9.6 Geçiş yok fazı

Herhangi bir vites geçişinin olmadığı bu durumda, içinde bulunulan mevcut vitesi sağlayan kavramaların solenoidleri maksimum akım ile enerjilendirilmektedir. Bu durumda hangi kavramaların sabit kapalı olacağı daha önceki bölümlerden “Kavrama atama” alt sistem bloğunda anlatılmıştır.



Şekil 4.32 : Vites geçiş kontrolü / Geçiş yok fazı

Örnek olarak Şekil 4.33'te herhangi bir vites geçiş durumu yok iken ve 1.viteste iken K123 ve K1G kavrama solenoidlerinin maksimum akım ile enerjilendirilmesi gösterilmiştir. Çizelge 2.1'de verilen “Kavrama Durum Tablosu” ile transmisyon kavrama yerleşim ve düzenine göre hangi viteste hangi kavramaların aktif olduğu verilmişti, diğer viteslerde de bu tabloya göre ilgili kavrama solenoidleri maksimum akım ile enerjilendirilir.



Şekil 4.33 : Vites geçiş kontrolü / Geçiş yok fazı / 1.vites durumu

Çizelge 4.37 : Vites geçiş kontrolü / Geçiş yok fazı ve 1.vites durumu alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri ve parametreleri

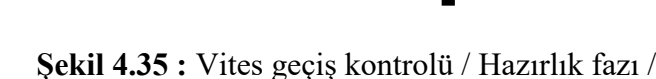
Sinyal İsmi	Tanımı
• Kavrama_Atama	• Vites geçiş kontrolü kavrama atama alt sistem bloğunda atanan kapanacak, açılacak ve sabit kavrama değerleri giriş sinyali
• KontrolModeli_I_k_mA	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda hesaplanan akım çıkış sinyali (mA)
• I_0	• Solenoid valfleri için maksimum akım parametresi (mA)

4.9.7 Hazırlık fazı

Bu fazında, içinde bulunulan mevcut vitesten farklı bir vites talebi olduğu için vites geçişine hazırlık yapılacaktır. Talep vites değerine göre “Kavrama Atama” alt sistem bloğu ile tespit edilen sabit bir şekilde kapalı kalacak kavrama için maksimum akım, kapatılacak kavrama için kavrama torku oluşturmayacak maksimum akım, açılacak kavrama için maksimum akım değerinin yaklaşık 3'te 2'si bir akım ile enerjilendirme yapılacaktır. Kapatılacak kavrama için kavrama torku oluşturmayacak maksimum akım demek; kavrama torku hesaplanan denklem 4.57'de yer alan kavrama geri dönüş yay kuvveti basıncı p_{esik} değerinde bir p_k hidrolik kontrol basıncı oluşturmak için gerekli akım demektir. Bu süreçte kapatılacak kavrama için bir kavrama torku oluşmayacak ancak sonraki fazlar için sistem tepkisinin hızlı oluşması amacıyla



1 **10** **2** **1** **1** **K102**



Çizelge 4.38 : Vites geçiş kontrolü / Hazırlık fazı ve Geçiş 1'den 2 durumu alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri ve parametreleri

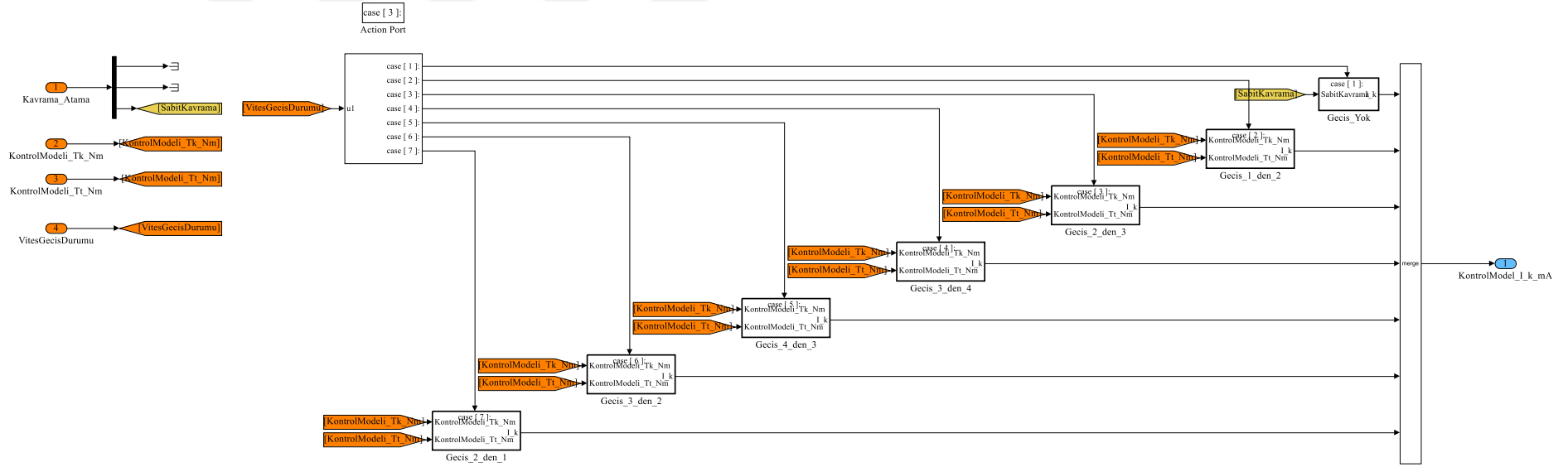
Sinyal İsmi	Tanımı
Kavrama_Atama	Vites geçiş kontrolü kavrama atama alt sistem bloğunda atanan kapanacak, açılacak ve sabit kavrama değerleri giriş sinyali
VitesGecisDurumu	Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda atanan hangi vites geçiş durumunda olduğunu bildiren giriş sinyali (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7)
KontrolModeli_I_k_mA	Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda hesaplanan akım çıkış sinyali (mA)
I_0	Solenoid valfleri için maksimum akım parametresi (mA)
I_k	Kapatılacak kavrama için kavrama torku oluşturmayacak maksimum akım parametresi (mA)

4.9.8 Tork fazı

Vites geçiş esnasında, araç hareketini sağlayan çekiş torkunda kesintinin önlenmesi, sarsıntısız ve düzgün bir geçişin sağlanması için açılacak ve kapanacak olan ilgili kavramalar arasında tork aktarımının uygun bir koordinasyonla gerçekleştirilmesi bu fazda yapılır.

Bu fazda açılacak kavramadan, kapatılacak kavramaya, giriş torkunun aktarılmasının matematiksel ifadesini elde etmek için “kaldıraç benzetimi” yöntemi kullanılmıştır (Benford & Leising, 1981).

Şekil 4.36'dan görüleceği üzere “Switch case” yapısı kullanılarak her bir vites geçiş durumuna özel olarak durumlar ayrılmıştır. Sonrasında her bir vites geçiş durumundaki açılacak ve kapanacak olan ilgili kavrama solenoidlerine, faza uygun akım çıkışları verilmiştir.

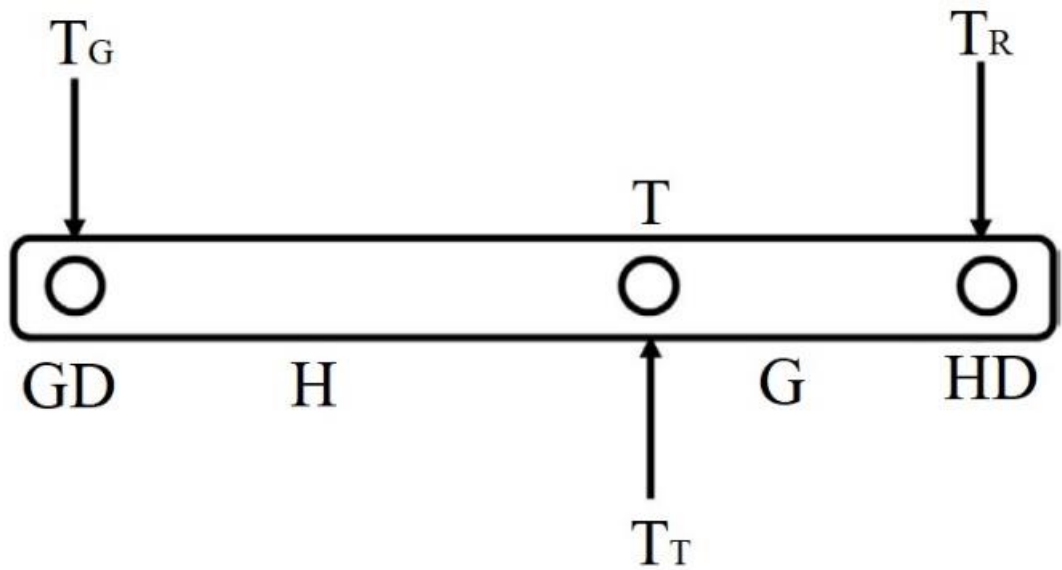


Şekil 4.36 : Vites geçiş kontrolü / Tork fazı

Çizelge 4.39 : Vites geçiş kontrolü / Tork fazı alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri

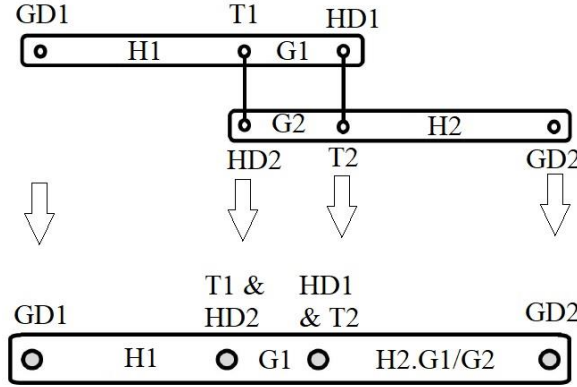
Sinyal İsmi	Tanımı
• Kavrama_Atama	• Vites geçiş kontrolü kavrama atama alt sistem bloğunda atanan kapanacak, açılacak ve sabit kavrama değerleri giriş sinyali
• VitesGecisDurumu	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda atanan hangi vites geçiş durumunda olduğunu bildiren giriş sinyali (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7)
• KontrolModeli_Tk_Nm	• Kavrama tork hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan tork giriş sinyali (Nm)
• KontrolModeli_Tt_Nm	• Türbin tork hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan tork giriş sinyali (Nm)
• KontrolModeli_I_k_mA	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda hesaplanan akım çıkış sinyali (mA)

Şekil 4.37’de gösterilen bir “kaldıraç”, basit bir planet dişli setini temsil etmek için kullanılmıştır. Bir planet dişli setini benzetmek için bir kaldıraç kullanılmasının nedeni, bir planet dişli setinin hız kısıtlama denkleminin ve tork denklemlerinin kaldıraç analoji dünyasında korunmasıdır. Kaldıraçın her bir bölümünün uzunluğu, üzerinde etiketlendiği gibi “güneş” ve “halka” dişlilerin yarıçapına (veya diş sayısına) karşılık gelir. GD, HD ve T etiketli üç düğüm ise sırasıyla “güneş” dişlisini, “halka” dişlisini ve “taşıyıcı”yı temsil eder.



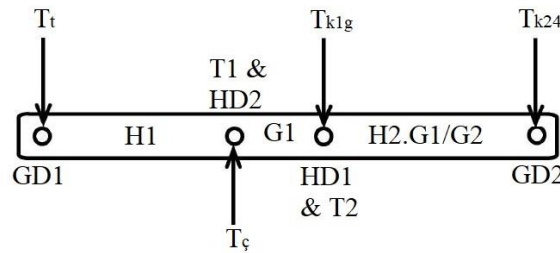
Şekil 4.37 : Kaldıraç benzetimi (Bai, Maguire, & Peng, 2013)

Bu tez çalışmasında kullanılan 4 vitesli transmisyon Şekil 2.8'deki diyagramda gösterildiği üzere 2 adet paralel planet dişli setinden oluşmaktadır. Bu yapı kaldıraç benzetiminde aşağıdaki gibi temsil edilebilir.



Şekil 4.38 : Paralel planet dişli seti kaldıraç benzetimi (Bai, Maguire, & Peng, 2013)

Bu benzetimi kullanılarak 1.vitesten 2.vitese geçiş durumundaki tork eşitliği benzetimi örnek olarak aşağıdaki gibi oluşturulmuştur. Çizelge 2.1'de verilen “Kavrama Durum Tablosu”na göre, kapatılacak kavrama K24, açılacak kavrama K1G olacaktır.



Şekil 4.39 : 1.vitsten 2.vitese geçiş için kaldıraç benzetimi tork fazı (Bai, Maguire, & Peng, 2013)

Şekil 4.39'daki benzetimin matematiksel ifadesi denklem 4.59'deki gibidir. Bu denklemden yola çıkılarak kavrama kontrolü yapabilmek için açık çevrim kontrol tercih edilmiştir (Gao B. , Chen, Li, Tian, & Sanada, 2012). Denklemdaki tork eşitliğine göre 2.vitesteki durum düşünüldüğünde K1G kavrama torku sıfır olacaktır (denklem 4.60). K24 kavrama torku ise denklem 4.61'de elde edilen oranla giriş torkunu taşıyacaktır. K24 kavraması, dinamik olarak taşıyacağı bu torka, tork fazında zamana bağlı bir “ramp” fonksiyonu ile solenoidine akım verilerek ulaştırılacaktır (denklem 4.62 ve denklem 4.63). Gerekli olan akım değerine ulaşırken kavrama tork hesaplama (denklem 4.57) ve kavrama basınç hesaplama (denklem 4.58) denklemleri kullanılmıştır.

$$T_l H_l = T_{klg} G_l + T_{k24} (G_l + \frac{H_2 G_l}{G_2}) \quad (4.59)$$

$$T_l H_l = 0 G_l + T_{k24_{hedef}} (G_l + \frac{H_2 G_l}{G_2}) \quad (4.60)$$

$$T_{k24_{hedef}} = T_l (\frac{H_l G_2}{G_l H_2 + G_l G_2}) \quad (4.61)$$

$$p_{k24_{hedef}} = k_{ramp}(t) + p_{esik} = \frac{T_{k24_{hedef}}}{\mu_{k24} n_{k24} r_{k24} A_{k24}} \times \frac{t_{sayac}}{t_{hedef}} + p_{esik} \quad (4.62)$$

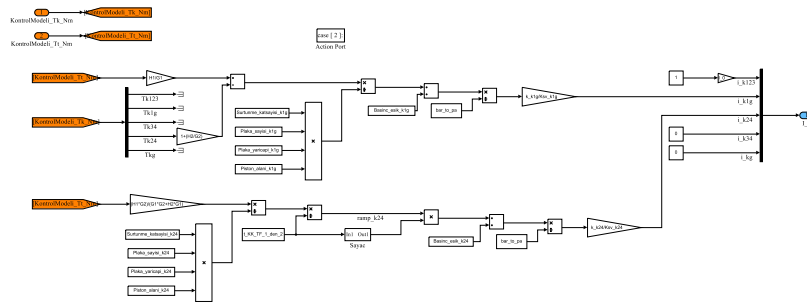
$$u_{k24} = i_{k24} = \frac{p_{k24_{hedef}}}{10^5} \times \frac{k_{k24}}{K_{sv_k24}} \quad (4.63)$$

Bu akım sinyali kavrama basınç hesaplama alt sistem bloğuna iletilir ve kavrama basıncı hesaplanır. Ardından bu basınç sinyali kavrama tork hesaplama alt sistem bloğuna gider ve kavrama kayma hızı da kullanılarak kavrama torku canlı bir sinyal olarak hesaplanır. “Ramp” fonksiyonu ile artırılan bu torka karşılık, K1G kavrama torku kaldırmaç benzetiminden elde edilen tork eşitliğinden (denklem 4.59) faydalanılarak azaltılmalıdır. Bu eşitlikte K1G kavrama torku yalnız bırakılarak, gerekli solenoid akım değerine ulaştırılır. Burada k_{k1g} 1’den büyük bir katsayı olarak seçilir ve açılacak kavramanın torkunun sıfıra ulaşmadan önce istenmeyen kavrama kaymalarını önler (Gao B. , Chen, Li, Tian, & Sanada, 2012).

$$T_{klg_{hedef}} = T_l \frac{H_l}{G_l} - T_{k24_{canlı}} (1 + \frac{H_2}{G_2}) \quad (4.64)$$

$$p_{klg_{hedef}} = \frac{T_{klg_{hedef}}}{\mu_{klg} n_{klg} r_{klg} A_{klg}} + p_{esik} \quad (4.65)$$

$$u_{k1g} = i_{k1g} = \frac{p_{klg_{hedef}}}{10^5} \times \frac{k_{k1g}}{K_{sv_k1g}} \quad (4.66)$$



Şekil 4.40 : Vites geçiş kontrolü / Tork fazı / Geçiş 1’den 2

Şekil 4.40'ta 1.vitesten 2.vitese geçiş durumunun yukarıdaki denklemlere göre MATLAB/Simulink tasarımı gösterilmiştir.

Çizelge 4.40 : Vites geçiş kontrolü / Tork fazı / Geçiş 1`den 2 alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• KontrolModeli_Tk_Nm	• Kavrama tork hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan tork giriş sinyali (Nm)
• KontrolModeli_Tt_Nm	• Türbin tork hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan tork giriş sinyali (Nm)
• KontrolModeli_I_k_mA	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda hesaplanan akım çıkış sinyali (mA)

Çizelge 4.41 : Vites geçiş kontrolü / Tork fazı / Geçiş 1`den 2 alt sistem bloğu parametreleri

Parametre İsmi	Tanımı
• bar_to_pa	• Bar biriminden Pa birimine çevirme
• Basinc_esik_k1g	• K1G kavraması geri dönüş yay kuvveti eşik basıncı (Pa)
• Plaka_sayisi_k1g	• K1G sürtünme yüzeyinin sayısı
• Plaka_yaricapi_k1g	• K1G plaka yarıçapı (m)
• Piston_alani_k1g	• K1G piston alanı (m ²)
• Surtunme_katsayisi_k1g	• K1G sürtünme katsayısı
• Basinc_esik_k24	• K24 kavraması geri dönüş yay kuvveti eşik basıncı (Pa)
• Plaka_sayisi_k24	• K24 sürtünme yüzeyinin sayısı
• Plaka_yaricapi_k24	• K24 plaka yarıçapı (m)
• Piston_alani_k24	• K24 piston alanı (m ²)
• Surtunme_katsayisi_k24	• K24 sürtünme katsayısı
• T_KK_TF_1_den_2	• Geçiş 1`den 2 için kapanan kavramanın hedef torka ulaşma süresi

Diğer vites geçiş durumları da 1.vitesten 2.vitese geçiş durumundaki MATLAB/Simulink tasarımında gösterildiği gibi kendi durumlarının kaldıraçlarından elde edilen denklem 4.67 – denklem 4.76`ya uygun olacak şekilde tasarlanmıştır.

2.vitesten 3. vitese geçiş durumu:

$$T_{k34_{hedef}} = T_t \left(\frac{H_1}{H_1 + G_1} \right) \quad (4.67)$$

$$T_{k24_{hedef}} = T_t \left(\frac{H_1 G_2}{G_1 G_2 + H_2 G_1} \right) - T_{k34_{canli}} \left(\frac{H_1 G_2 + G_1 G_2}{G_1 G_2 + H_2 G_1} \right) \quad (4.68)$$

3.vitesten 4. vitese geçiş durumu:

$$T_{k24_{hedef}} = T_t \left(\frac{G_2}{G_2 + H_2} \right) \quad (4.69)$$

$$T_{k123_{hedef}} = T_t \left(\frac{G_1}{G_1 + H_1} \right) - T_{k24_{canlı}} \left(\frac{H_2 G_1 + G_1 G_2}{H_1 G_2 + G_1 G_2} \right) \quad (4.70)$$

4.vitesten 3. vitese geçiş durumu:

$$T_{k123_{hedef}} = T_t \left(\frac{G_1}{G_1 + H_1} \right) \quad (4.71)$$

$$T_{k24_{hedef}} = T_t \left(\frac{G_1 G_2}{G_1 G_2 + H_2 G_1} \right) - T_{k123_{canlı}} \left(\frac{H_1 G_2 + G_1 G_2}{H_2 G_1 + G_1 G_2} \right) \quad (4.72)$$

3.vitesten 2. vitese geçiş durumu:

$$T_{k24_{hedef}} = T_t \left(\frac{H_1 G_2}{H_2 G_1 + G_1 G_2} \right) \quad (4.73)$$

$$T_{k34_{hedef}} = T_t \left(\frac{H_1}{G_1 + H_1} \right) - T_{k24_{canlı}} \left(\frac{H_2 G_1 + G_1 G_2}{H_1 G_2 + G_1 G_2} \right) \quad (4.74)$$

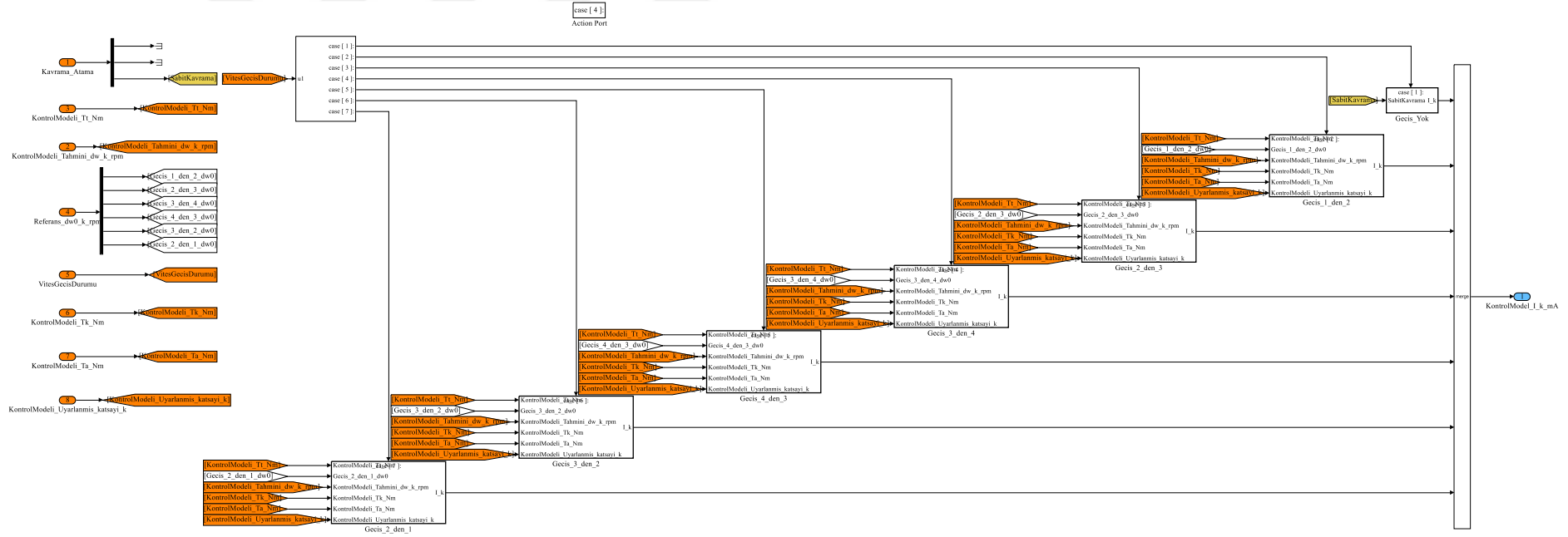
2.vitesten 1. vitese geçiş durumu:

$$T_{k1g_{hedef}} = T_t \left(\frac{H_1}{G_1} \right) \quad (4.75)$$

$$T_{k24_{hedef}} = T_t \left(\frac{H_1 G_2}{G_1 G_2 + H_2 G_1} \right) - T_{k1g_{hedef}} \left(\frac{G_1 G_2}{G_1 G_2 + H_2 G_1} \right) \quad (4.76)$$

4.9.9 Atalet fazı

İçinde bulunulan mevcut vitesten talep edilen vitese geçildiğinde mekanik olarak dişli oranının değiştiği önceki bölümlerde ifade edilmişti. Bu değişiklik sayesinde motor hızlarının verimli bölgelerde kalması ve istenen araç hızlarına ulaşılması sağlanır. Bu oran değişikliği, transmisyon giriş hızını ve ilgili kavramaların kayma hızını değiştirecektir. Vites geçiş kalitesi ve optimum zamanda bu hız senkronizasyonunun sağlanması için kontrol tasarımları geliştirilmiştir. Şekil 4.41`den görüleceği üzere “Switch case” yapısı kullanılarak her bir vites geçiş durumuna özel olarak durumlar ayrılmıştır. Sonrasında her bir vites geçiş durumundaki açılacak ve kapanacak olan ilgili kavrama solenoidlerine, faza uygun akım çıkışları verilmiştir.

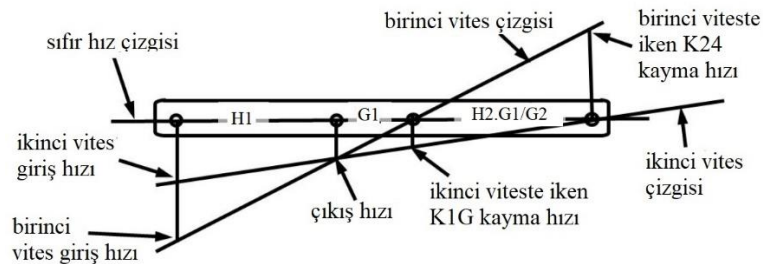


Şekil 4.41 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı

Çizelge 4.42 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri

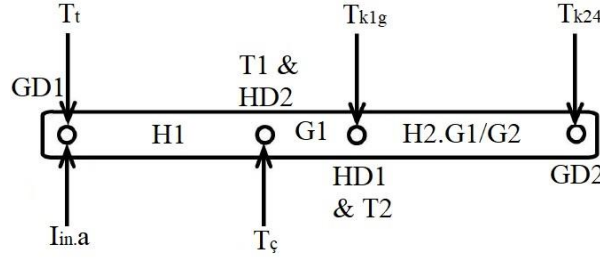
Sinyal İsmi	Tanımı
• Kavrama_Atama	• Vites geçiş kontrolü kavrama atama alt sistem bloğunda atanan kapanacak, açılacak ve sabit kavrama değerleri giriş sinyali
• VitesGecisDurumu	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda atanan hangi vites geçiş durumunda olduğunu bildiren giriş sinyali (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7)
• KontrolModeli_Tk_Nm	• Kavrama tork hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan tork giriş sinyali (Nm)
• KontrolModeli_Tt_Nm	• Türbin tork hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan tork giriş sinyali (Nm)
• KontrolModeli-Ta_Nm	• Paletli araç yük hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan yük torku giriş sinyali (Nm)
• KontrolModeli_Tahmini_dw_k_rpm	• Estimatör alt sistem bloğunda dinamik modelden hesaplanan kavrama kayma hızları giriş sinyali (rpm)
• Referans_dw0_k_rpm	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda ilgili kavramanın referans kayma hızı yörüngesinin ilk değerini atandığı giriş sinyali (rpm)
• KontrolModeli_Uyarlanmis_katsayi_k	• Kavrama tork hesaplama alt sistem bloğunda uyarlanan bilinmeyen parametreler ile sürtünme katsayısının toplanması ile hesaplanan katsayı giriş sinyali
• KontrolModeli_I_k_mA	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda hesaplanan akım çıkış sinyali (mA)

Oran değişikliği aşağıdaki 1.vitesten 2.viteye geçiş için hazırlanan kaldıraç benzetiminde gösterildiği gibi transmisyon giriş hızını ve ilgili kavrmaların kayma hızlarını değiştirecektir.



Şekil 4.42 : 1.vitesten 2.viteye geçiş kaldıraç benzetimi hız gösterimi (Bai, Maguire, & Peng, 2013)

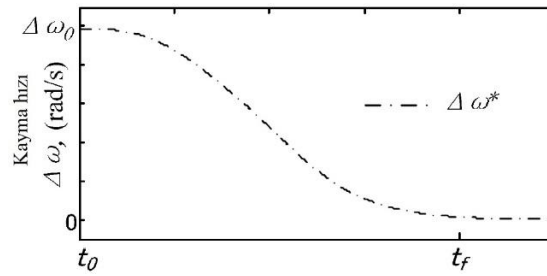
Tüm hız değıştiren ataletlerin giriş noktasında indirgenmesi ile “atalet torku” temsili olarak aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. Bu atalet torku vites değıştirme kalitesini etkilemektedir.



Şekil 4.43 : 1.vitesten 2.vitese geçiş kaldıraç benzetimi atalet fazı

Bu etkiyi kontrol etmek için atalet fazında iken motor hızını kesintiye uğratmak seçeneklerden biridir (Tsutsui, Hisano, Suzuki, Hijikata, & Taguchi, 2004).

Bir diğer seçenek de kavramanın kayma hızı kontrolüdür. Kavrama kayma hızının, kavrama anında kontrollü bir şekilde azaltılması ve sonunda sıfırlanması gerekmektedir. Bu işlemin çok hızlı olması vites değışiminin sürücü tarafından hissedilmesine sebep olmakta, çok yavaş olması ise kavrama yüzey sıcaklıklarını aşırı artırmakta ve aracın hızlanma performansının kötü olmasına sebep olmaktadır. Bu amaçla, vites değışim esnasında bu fazda aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi zamana göre tanımlanmış bir profili izlemesi hedeflenmektedir (Zhao & Li, 2018), (Huang, Zhang, Huang, & Yin, 2018).



Şekil 4.44 : Referans kayma hızının zamana bağlı yörünge (Gao B. Z., Chen, Sanada, & Hu, 2011)

Şekil 4.44'de gösterilen referans yörüngeyi (x_{1d}) tanımlamak için aşağıdaki 3.dereceden polinom denklemlerinden faydalanılmıştır (Gao B. , Chen, Liu, & Sanada, 2010).

$$x_{1d}(t_0) = \Delta w_0 \quad (4.77)$$

$$x_{1d}(t_f - t_0) = 0 \quad (4.78)$$

$$x_{1d}(t) = \frac{2\Delta w_0}{(t_f - t_0)^3} (t - t_0)^3 - \frac{3\Delta w_0}{(t_f - t_0)^2} (t - t_0)^2 + \Delta w_0 \quad (4.79)$$

$$\dot{x}_{1d}(t) = \frac{6\Delta w_0}{(t_f - t_0)^3} (t - t_0)^2 - \frac{6\Delta w_0}{(t_f - t_0)^2} (t - t_0) \quad (4.80)$$

Dinamik transmisyon modeli denklemlerini göz önüne aldığımızda, durum değişkenlerinin birbiri ile çarpılması, hiperbolik tanjant fonksiyonu içermesi gibi nedenlerden dolayı doğrusal olmayan bir sistemi oluşturduğundan bahsedilmiştir. Vites oranı değişimi sebebi ile hız senkronizasyonunun gerçekleştiği faz olan atalet fazındaki akım kontrolü için, sistemin doğrusal olmama durumları dikkate alınarak üç farklı kontrolör uygulanmış, sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bu kontrolörler; doğrusal olmayan ileri beslemeli ve doğrusal geri beslemeli kontrolör, geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolör ve parametreleri genetik algoritma ile optimize edilmiş PID kontrolör şeklinde sıralanabilir. Sonrasında parametre adaptasyonu alt sistem bloğunda elde edilen, uyarlanan sürtünme katsayılarının, kontrolörler üzerine etkileri de bir vites geçişi baz alınarak incelenmiştir.

4.9.9.1 Doğrusal olmayan ileri beslemeli ve doğrusal geri beslemeli kontrolör

Literatürde Gao B. ve dig. (2010) tarafından sistemin doğrusal olmama durumları dikkate alınarak doğrusal olmayan bir ileri beslemeli kontrol tasarımı ve model hatalarını ve bozucuları gidermek için doğrusal bir geri besleme kontrolü önerilmiştir.

Bu bölümde yukarıda belirtilen çalışmadaki yöntem tezde ele alınan paletli araçlar için uyarlanmıştır. Kontrol edilmek istenen durum değişkenlerinin ifadesi 1.vitesten 2.viteye geçişi temsil edecek şekilde aşağıdaki gibi oluşturulmuştur. Bu geçişte kapatılacak kavrama K24 için denklem 4.31`de hesaplanan kayma hızı Δw_{k24} değerine x_1 , kontrol basıncı p_{k24} değerinin normalizasyon için binde birine de x_2 denecektir.

$$x_1 = \Delta w_{k24} = 0 - w_{g2} = -w_{g2} \quad (4.81)$$

$$x_2 = p_{k24} / 1000 \quad (4.82)$$

K24 kavramasının kayma hızı, GD2 açısal hızının negatifine eşittir (denklem 4.27).

$$\dot{w}_{g2} = a_{41}T_{kl23} + a_{42}T_a + a_{43}T_{klg} + a_{44}T_{k34} + a_{45}T_{k24} + a_{46}T_{kg} + a_{47}T_t \quad (4.83)$$

1.vitesten 2.vitese geçiş durumunda bu denklemde hali hazırda açık olan K1G, KG, K34 kavramalarının bir etkisi olmayacaktır.

$$\dot{x}_1 = \overbrace{-a_{45}\mu_{k24}n_{k24}r_{k24}A_{k24}}^{a_1} \overbrace{\dot{p}_{k24}}^{x_2} \tanh\left(\frac{\overbrace{\Delta w_{k24}}^{x_1}}{\alpha}\right) \quad (4.84)$$

$$+ \overbrace{a_{45}\mu_{k24}n_{k24}r_{k24}A_{k24}p_{esik}}^f \tanh\left(\frac{\Delta w_{k24}}{\alpha}\right) - a_{41}T_{kl23} - a_{42}T_a - a_{47}T_t$$

Hidrolik kontrol basıncı p_{k24} değerinin, solenoid valfinin giriş akımı tarafından belirlendiği denklem daha önce “Kavrama Basınç Hesaplama” alt sistem bloğunda ifade edilmişti.

$$\tau_{sv_k24} \overbrace{\dot{p}_{k24}}^{x_2} = - \overbrace{p_{k24}}^{x_2} + K_{sv_k24} \overbrace{\dot{t}_{k24}}^u \quad (4.85)$$

Netice olarak kontrol odaklı denklem, x_1 ve x_2 sırasıyla, kavrama kayma hızını ve hidrolik yağ basıncının 1000'e bölünmüş değerini, u kontrol giriş sinyalini içerecek şekilde aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$\dot{x}_1 = a_1 \tanh(x_1) x_2 + f(x_1, w_m, w_t) \quad (4.86)$$

$$\dot{x}_2 = a_2 x_2 + b_{22} u \quad (4.87)$$

$$a_1 = a_{45}\mu_{k24}n_{k24}r_{k24}A_{k24} \times 1000 \times (-1) \quad (4.88)$$

$$a_2 = - \frac{1}{\tau_{sv_k24}} \quad (4.89)$$

$$f(x_1, w_m, w_t) = a_{45}\mu_{k24}n_{k24}r_{k24}A_{k24}p_{esik} \tanh\left(\frac{\Delta w_{k24}}{\alpha}\right) - a_{41}T_{kl23} - a_{42}T_{ve} - a_{47}T_t \quad (4.90)$$

$$b_{22} = \frac{K_{sv_k24}}{\tau_{sv_k24} \times 1000} \quad (4.91)$$

Kontrol amacı, x_1 'in belirli bir düzgün x_{1d} yörüngesini izlemektir. İleri beslemeli kontrol yasasının türetilmesi için aşağıdaki denklemler oluşturulmuştur.

$$y = x_1 \quad (4.92)$$

$$\dot{y} = a_1 \tanh(x_1) x_2 + f(x_1, w_m, w_t) \quad (4.93)$$

$$\ddot{y} = a_1 \tanh'(x_1) x_2 + a_1 \tanh(x_1) (a_2 x_2 + b_{22} u) + f'(x_1, w_m, w_t) \quad (4.94)$$

Sistemin bağıl derecesi, sistem sırasına eşittir; bu, kavrama sisteminin “düz (flat)” olduğu ve y ifadesinin “düz” çıkış olduğu anlamına gelir. İstenen sistem çıkışını y_d bunun zaman türevlerini eklemek, doğrusal olmayan ileri besleme kontrolünü (nonlinear feedforward) verir.

$$x_{1d} = y_d \quad (4.95)$$

$$x_{2d} = \frac{\dot{y}_d - f(y_d, w_m, w_t)}{a_1 \tanh(y_d)} \quad (4.96)$$

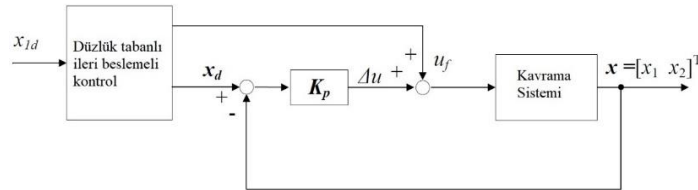
$$u_f = \frac{\dot{x}_{2d} - a_2 x_2}{b_{22}} \quad (4.97)$$

“Düzlük tabanlı (flatness based)” kontrol, iki serbestlik dereceli kontrol yapısında basit doğrusal geri besleme parçasının kullanılmasına izin verir. Burada, bir P kontrolörü benimsenmiştir ve tüm kontrolörün yapısı Şekil 4.45'te gösterilmiştir.

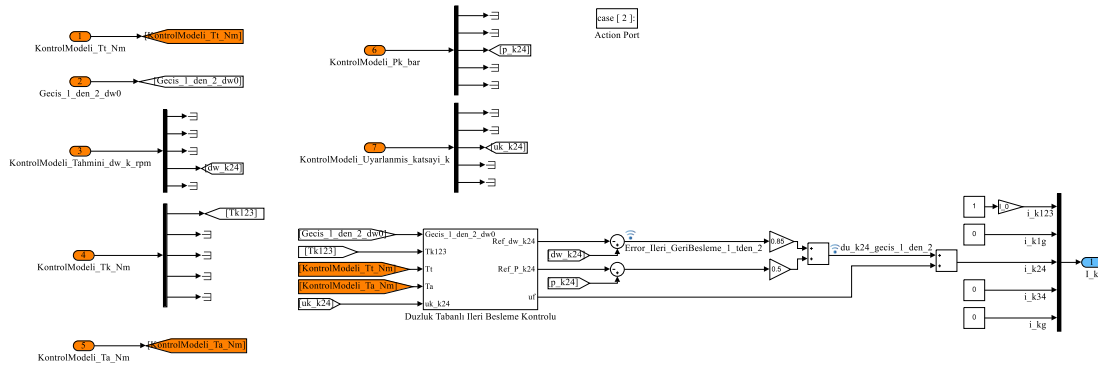
$$\Delta u = K_{p1} e_1 + K_{p2} e_2 \quad (4.98)$$

$$e_1 = x_1 - x_{1d} \quad (4.99)$$

$$e_2 = x_2 - x_{2d} \quad (4.100)$$



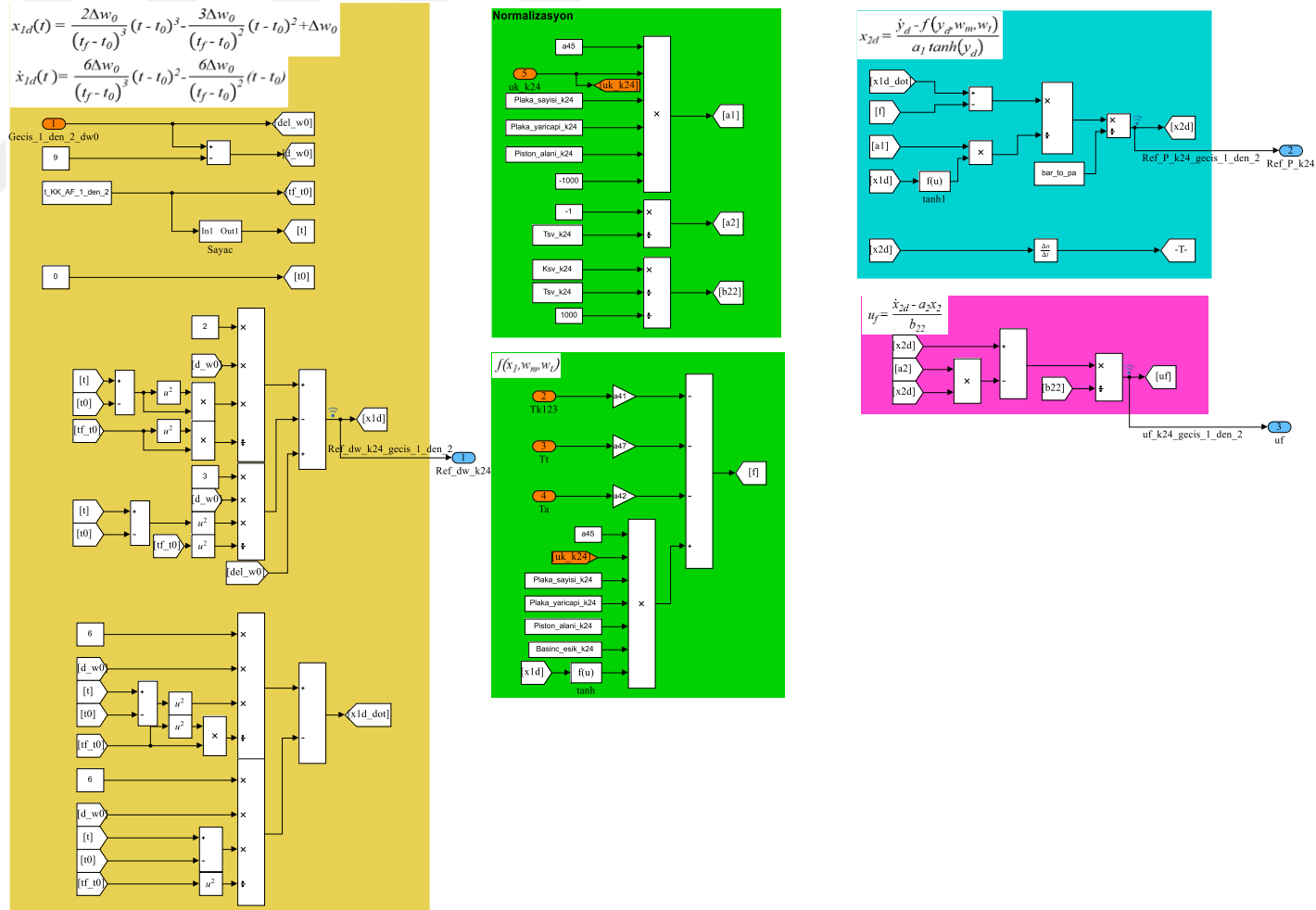
Şekil 4.45 : Doğrusal olmayan ileri beslemeli-geri beslemeli kontrol blok diyagramı (Gao B. , Chen, Liu, & Sanada, 2010)



Şekil 4.46 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı / Geçiş 1'den 2
(Doğrusal olmayan ileri beslemeli ve doğrusal geri beslemeli kontrolör)

Çizelge 4.43 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı / Geçiş 1'den 2 ve Doğrusal olmayan ileri beslemeli ve doğrusal geri beslemeli kontrolör alt sistem bloğu giriş, çıkış ve yerel sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
• KontrolModeli_Tk_Nm	• Kavrama tork hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan tork giriş sinyali (Nm)
• KontrolModeli_Tt_Nm	• Türbin tork hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan tork giriş sinyali (Nm)
• KontrolModeli_Tahmini_dw_k_rpm	• Estimatör alt sistem bloğunda dinamik modelden hesaplanan kavrama kayma hızları giriş sinyali (rpm)
• Gecis_1_den_2_dw0	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda ilgili kavramanın referans kayma hızı yörüngesinin ilk değerini atandığı giriş sinyali (rpm)
• KontrolModeli-Ta_Nm	• Paletli araç yük hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan yük torku giriş sinyali (Nm)
• KontrolModeli_Uyarlanmis_katsayi_k	• Kavrama tork hesaplama alt sistem bloğunda uyarlanan bilinmeyen parametreler ile sürtünme katsayısının toplanması ile hesaplanan katsayı giriş sinyali
• KontrolModeli_Pk_bar	• Kavrama basınç hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan kavrama kontrol basıncı giriş sinyali (bar)
• KontrolModeli_I_k_mA	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda hesaplanan akım çıkış sinyali (mA)
• Ref_dw_k24_gecis_1_den_2	• Referans kayma hızı yörüngesi yerel sinyali (rpm)
• Error_Ileri_GeriBesleme_1_den_2	• Referans ile kavrama kayma hızı arasındaki fark yerel sinyali (rpm)



Şekil 4.47 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı / Geçiş 1`den 2 / Doğrusal olmayan ileri beslemeli ve doğrusal geri beslemeli kontrolör

Çizelge 4.44 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı / Geçiş 1`den 2 / Doğrusal olmayan ileri beslemeli ve doğrusal geri beslemeli kontrolör alt sistem bloğu parametreleri

Parametre İsmi	Tanımı
• bar_to_pa	• Bar biriminden Pa birimine çevirme
• Basinc_esik_k24	• K24 kavraması geri dönüş yay kuvveti eşik basıncı (Pa)
• Plaka_sayisi_k24	• K24 sürtünme yüzeyinin sayısı
• Plaka_yaricapi_k24	• K24 plaka yarıçapı (m)
• Piston_alani_k24	• K24 piston alanı (m ²)
• T_KK_AF_1_den_2	• Geçiş 1`den 2 için kapanan kavramanın hedef kayma hızına ulaşma süresi
• Tsv_k24	• K24 kavrama solenoidi valf zaman sabiti (s)
• Ksv_k24	• K24 kavrama solenoidi kazanç değeri (bar/mA)

4.9.9.2 Geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolör

Literatürde Gao B. Z. ve diğ. (2011) tarafından atalet fazındaki akım kontrolü için geri adımlama tekniğini kullanan doğrusal olmayan bir kontrolör tasarımı önerilmiştir.

Bu bölümde yukarıda belirtilen çalışmadaki geri-adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrol yöntemi tez de ele alınan paletli araç için uyarlanmıştır. Kontrol edilmek istenen durum değişkenlerinin ifadesi 1.vitesten 2.vitese geçişi temsil edecek şekilde aşağıdaki gibi oluşturulmuştur. Bu geçişte kapatılacak kavrama K24 için denklem 4.31`de hesaplanan kayma hızı Δw_{k24} değerine x_1 , kontrol basıncı p_{k24} değerinin normalizasyon için binde birine de x_2 denecektir.

$$x_1 = \Delta w_{k24} = 0 - w_{g2} = -w_{g2} \quad (4.101)$$

$$x_2 = p_{k24} / 1000 \quad (4.102)$$

K24 kavramasının kayma hızının, ikinci “güneş” dişlisi GD2 açısal hızının negatifine eşit olduğu görünmektedir. Daha önce dinamik modelde “Estimatör” alt sistem bloğunda bu hızın denklemi aşağıdaki gibi elde edilmişti (denklem 4.27).

$$\dot{w}_{g2} = a_{41}T_{kl23} + a_{42}T_a + a_{43}T_{klg} + a_{44}T_{k34} + a_{45}T_{k24} + a_{46}T_{kg} + a_{47}T_t \quad (4.103)$$

1.vitesten 2.vitese geçiş durumunda bu denklemde hali hazırda açık olan K1G, KG, K34 kavramalarının bir etkisi olmayacaktır.

$$\dot{x}_1 = \overbrace{-a_{45}\mu_{k24}n_{k24}r_{k24}A_{k24}}^{a_1} \overbrace{p_{k24}}^{x_2} \tanh\left(\frac{\overbrace{\Delta w_{k24}}^{x_1}}{a}\right) + \overbrace{a_{45}\mu_{k24}n_{k24}r_{k24}A_{k24}p_{esik} \tanh\left(\frac{\Delta w_{k24}}{a}\right) - a_{41}T_{k123} - a_{42}T_a - a_{47}T_t}^f \quad (4.104)$$

Hidrolik kontrol basıncı p_{k24} değerinin, solenoid valfinin giriş akımı tarafından belirlendiği denklem daha önce “Kavrama Basınç Hesaplama” alt sistem bloğunda ifade edilmişti. 1.vitesten 2.viteye geçiş durumunda bu denklem aşağıdaki gibi düzenlenebilir.

$$\tau_{sv_k24} \overbrace{\dot{p}_{k24}}^{x_2} = -\overbrace{p_{k24}}^{x_2} + K_{sv_k24} \overbrace{u}^u \quad (4.105)$$

Netice olarak kontrol odaklı denklem, x_1 ve x_2 sırasıyla, kavrama kayma hızını ve hidrolik yağ basıncının 1000'e bölünmüş değerini, w_1 ve w_2 model belirsizlik parametrelerini, u kontrol giriş sinyalini içerecek şekilde aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$\dot{x}_1 = a_1 \tanh(x_1) x_2 + f(x_1, w_m, w_t) + b_{11} w_1 \quad (4.106)$$

$$\dot{x}_2 = a_2 x_2 + b_{22} u + b_{21} w_2 \quad (4.107)$$

$$a_1 = a_{45} \mu_{k24} n_{k24} r_{k24} A_{k24} \times 1000 \times (-1) \quad (4.108)$$

$$a_2 = -\frac{1}{\tau_{sv_k24}} \quad (4.109)$$

$$f(x_1, w_m, w_t) = a_{45} \mu_{k24} n_{k24} r_{k24} A_{k24} p_{esik} \tanh\left(\frac{\Delta w_{k24}}{a}\right) - a_{41} T_{k123} - a_{42} T_a - a_{47} T_t \quad (4.110)$$

$$b_{22} = \frac{K_{sv_k24}}{\tau_{sv_k24} \times 1000} \quad (4.111)$$

Kontrolörün hedefi x_1 'in belirli bir düzgün x_{1d} yörüngesini izlemek ve bu sayede yumuşak bir vites geçişinin sağlanmasıdır. Hata sinyalleri aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$e_1 = x_1 - x_{1d} \quad (4.112)$$

$$e_2 = x_2 - x_{2d} \quad (4.113)$$

Burada, yukarıda $\dot{x}_1$ ile verilmiş denklem 4.103, x_2 üzerinden kontrol edileceği bilgisi ile e_2 hatası tanımlanmış, her iki hatanın da kararlılığını garanti altına almak adına devam eden işlemler uygulanmıştır. Bu hata sinyallerine bağlı olarak; referansta Lyapunov fonksiyonu tanımlanmış ve sonrasında bu fonksiyonunun türevi üzerinden elde edilen denklemin ilk kısmındaki köşeli parantezin içerisini e_1 yapacak bir x_{2d} seçimi şu şekilde yapılmıştır (Gao B. Z., Chen, Sanada, & Hu, 2011):

$$x_{2d} = \frac{-\kappa_3 e_1 - f - \dot{x}_{1d} - |b_{11}| \kappa_1 e_1 - |a_1 \tanh(x_1)| \kappa_2 e_1}{a_1 \tanh(x_1)} \quad (4.114)$$

Sonrasında $\dot{x}_2$ ile verilmiş hareket denkleminin u kontrol girişini istenilen u_d değerine götürebilmek için v ile isimlendirilmiş bir hata sinyali tanımlanmış ve $\dot{x}_2$ hareket denklemini e_2 ve v değişkenleri ile ifade edebilmek için gerekli u_d değişkeni şu şekilde hesaplanmıştır:

$$v = u - u_d \quad (4.115)$$

$$u_d = \frac{\dot{x}_{2d} - a_2 x_{2d}}{b_{22}} \quad (4.116)$$

Sonrasında e_2 hata sinyalinin kararlılığını garanti edecek referansta Lyapunov fonksiyonu tanımlanmış ve sonrasında devam eden işlemlerde elde edilen denklemin ilk kısmını $-e_2$ yapacak v kontrol girişi şu şekilde hesaplanmıştır (Gao B. Z., Chen, Sanada, & Hu, 2011):

$$v = -\frac{\kappa_5 + a_2 + |b_{21}| \kappa_4}{b_{22}} e_2 \quad (4.117)$$

$$u = u_d - \frac{\kappa_5 + a_2 + |b_{21}| \kappa_4}{b_{22}} e_2 \quad (4.118)$$

Bunlara ilave olarak sistemde gerçek zamanlı olarak kavrama yağ basıncı ölçülmediği için basıncın kestirimi yapacak bir “gözlemleyici” tasarımı eklenmiştir. Gözlemleyici

ile kestirimi yapılan x_2 sinyalini $\hat{x}_2$ olarak isimlendirilmiş ve kestirilmiş sinyal ile gerçek sinyal arasındaki hatayı ifade eden hata sinyali şu şekilde tanımlanmıştır:

$$e_3 = x_2 - \hat{x}_2 \quad (4.119)$$

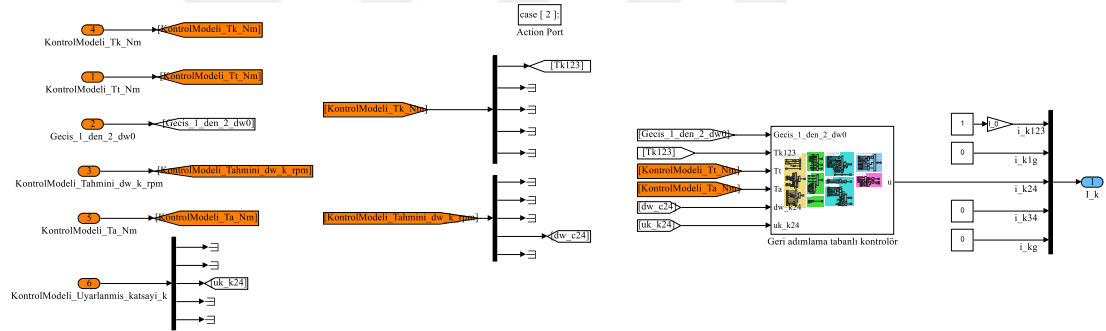
$\hat{x}_2$ kestiriminin ve e_3 hata sinyalinin elde edileceği diferansiyel denklemler şu şekilde hesaplanmıştır.

$$\eta = \hat{x}_2 - Lx_1 \quad (4.120)$$

$$\dot{\eta} = (a_2 - La_1 \tanh(x_1))(\eta + Lx_1) + b_{22}u - Lf \quad (4.121)$$

$$\dot{e}_3 = (a_2 - La_1 \tanh(x_1))e_3 + b_{21}w_2 - Lb_{11}w_1 \quad (4.122)$$

Şekil 4.48'de 1.vitesten 2.vitese geçiş durumunun yukarıdaki denklemlere göre MATLAB/Simulink tasarımı gösterilmiştir.



Şekil 4.48 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı / Geçiş 1'den 2 (Geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolör)

Çizelge 4.45 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı / Geçiş 1'den 2 ve Geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolör alt sistem bloğu giriş, çıkış ve yerel sinyalleri

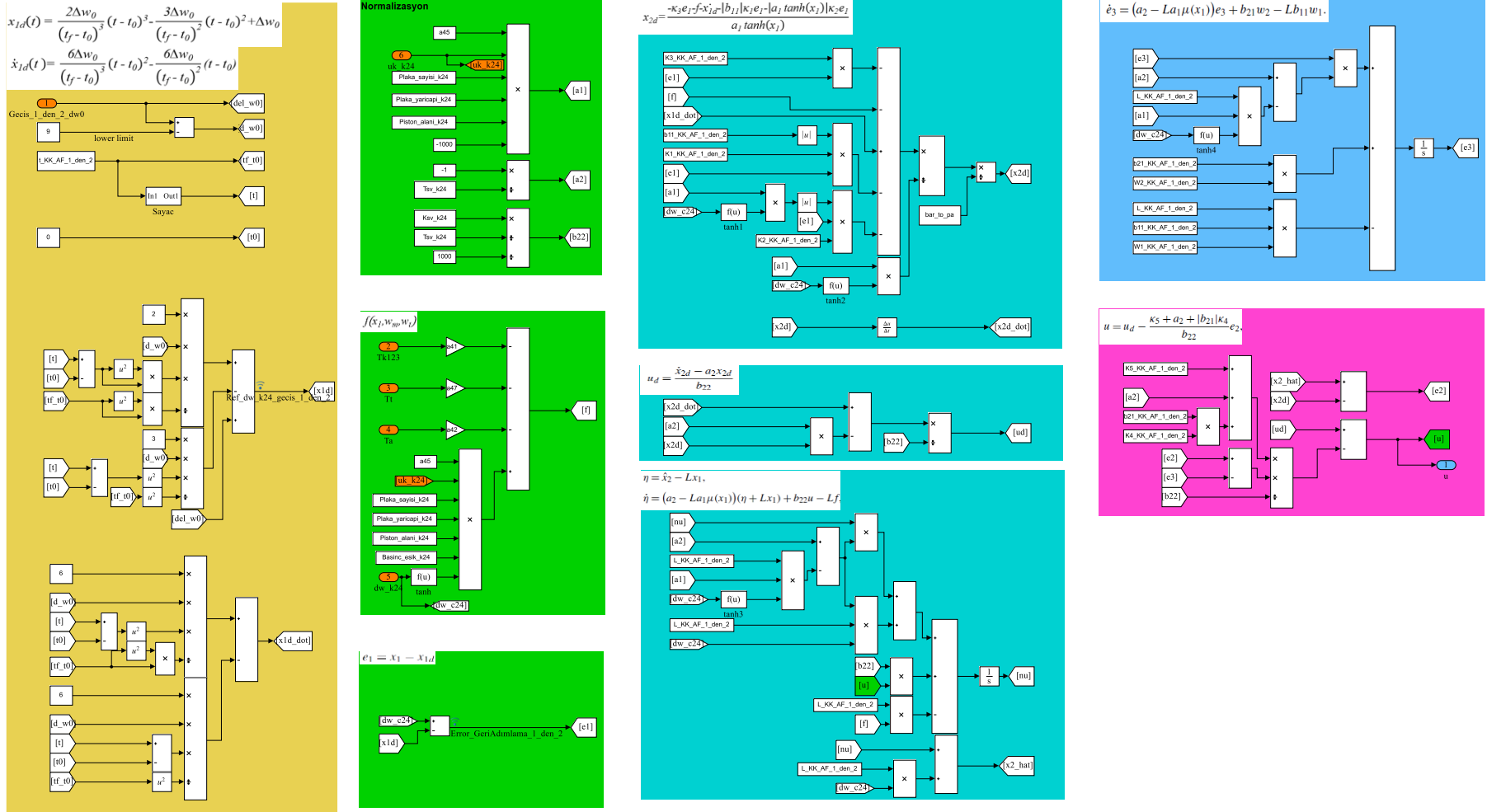
Sinyal İsmi	Tanımı
• KontrolModeli_Tk_Nm	• Kavrama tork hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan tork giriş sinyali (Nm)
• KontrolModeli_Tt_Nm	• Türbin tork hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan tork giriş sinyali (Nm)
• KontrolModeli_Ta_hmini_dw_k_rpm	• Estimatör alt sistem bloğunda dinamik modelden hesaplanan kavrama kayma hızları giriş sinyali (rpm)
• Gecis_1_den_2_dw0	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda ilgili kavramanın referans kayma hızı yörüngesinin ilk değerini atandığı giriş sinyali (rpm)

Çizelge 4.45 (devam): Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı / Geçiş 1`den 2 ve Geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolör alt sistem bloğu giriş, çıkış ve yerel sinyalleri

Sinyal İsmi	Tanımı
- KontrolModeli_Ta_Nm - KontrolModeli_Uyarlanmis_katsayi_k - KontrolModeli_I_k_mA - Ref_dw_k24_gecis_1_den_2 - Error_GeriAdımlama_1_den_2	- Paletli araç yük hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan yük torku giriş sinyali (Nm) - Kavrama tork hesaplama alt sistem bloğunda uyarlanan bilinmeyen parametreler ile sürtünme katsayısının toplanması ile hesaplanan katsayı giriş sinyali - Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda hesaplanan akım çıkış sinyali (mA) - Referans kayma hızı yörüngesi yerel sinyali (rpm) - Referans ile kavrama kayma hızı arasındaki fark yerel sinyali (rpm)

Çizelge 4.46 : Vites geçiş kontrolü / Tork fazı / Geçiş 1`den 2 / Geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolör alt sistem bloğu parametreleri

Parametre İsmi	Tanımı
- bar_to_pa - Basinc_esik_k24 - Plaka_sayisi_k24 - Plaka_yaricapi_k24 - Piston_alani_k24 - T_KK_AF_1_den_2 - Tsv_k24 - Ksv_k24 - K1_KK_AF_1_den_2 - K2_KK_AF_1_den_2 - K3_KK_AF_1_den_2 - K4_KK_AF_1_den_2 - K5_KK_AF_1_den_2 - b11_KK_AF_1_den_2 - b21_KK_AF_1_den_2 - L_KK_AF_1_den_2 - W1_KK_AF_1_den_2 - W2_KK_AF_1_den_2	- Bar biriminden Pa birimine çevirme - K24 kavraması geri dönüş yay kuvveti eşik basıncı (Pa) - K24 sürtünme yüzeyinin sayısı - K24 plaka yarıçapı (m) - K24 piston alanı (m²) - Geçiş 1`den 2 için kapanan kavramanın hedef kayma hızına ulaşma süresi - K24 kavrama solenoidi valf zaman sabiti (s) - K24 kavrama solenoidi kazanç değeri (bar/mA) - Kararlılık koşulu parametresi - Kararlılık koşulu parametresi - Kararlılık koşulu parametresi - Kararlılık koşulu parametresi - Kararlılık koşulu parametresi - Ölçeklendirme faktör parametresi - Ölçeklendirme faktör parametresi - Gözlemleyici katsayı parametresi - Model belirsizlik parametresi - Model belirsizlik parametresi



Şekil 4.49 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı / Geçiş 1`den 2 / Geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolör

4.9.9.3 Parametreleri genetik algoritma ile optimize edilmiş PID kontrolör

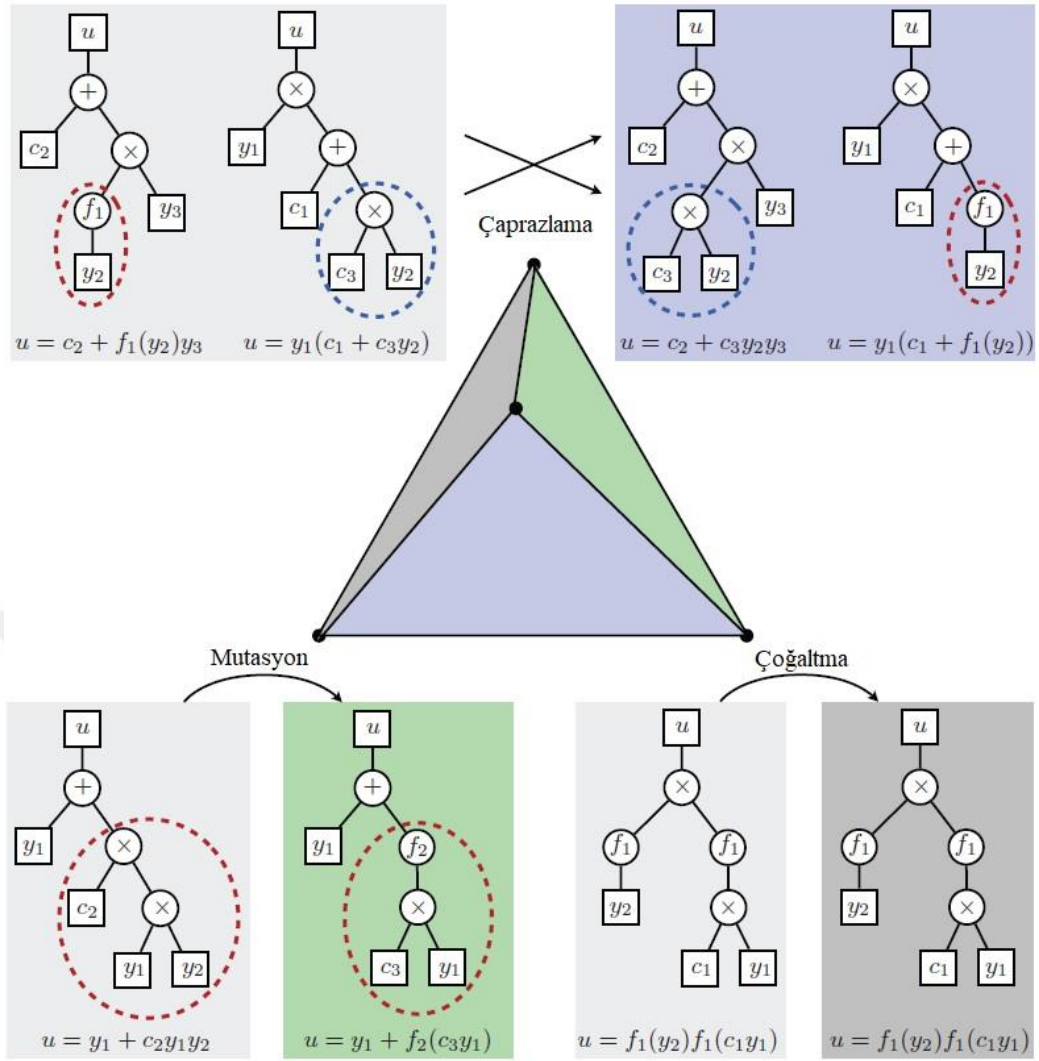
Bu bölümde aktarılabacak doğrusal kontrolör tasarımı için sistem modeli doğrusallaştırılmıştır. Doğrusal hale getirilen sistemi, belirlenen “uygunluk fonksiyonu (fitness function)” çerçevesinde en iyi kontrol edecek olan PID parametreleri genetik algoritma ile optimize edilmiştir. Elde edilen bu parametreler kullanılarak, doğrusal olmayan modelde ilave bozucu girişlerle birlikte simülasyon ortamında PID kontrol uygulanmıştır. Bu kontrolör tez çalışması kapsamında geliştirilmiş ve uygulanmıştır.

Genetik algoritma (GA), doğal seleksiyon ve uygunluk yoluyla optimizasyonun biyolojik ilkesine dayanan parametre optimizasyonu için en eski ve en basit algoritmalarından biridir. GA, bir kontrolörün parametrelerini ayarlamak ve uyarlamak için sıklıkla kullanılır. GA'da, farklı parametre değerlerine sahip birçok sistem gerçekleştirmesinden oluşan bir popülasyon, belirli bir maliyet fonksiyonunu en aza indirmek için rekabet eder ve başarılı parametre değerleri, bir dizi genetik işlem aracılığıyla gelecek nesillere yayılır. Bu maliyet fonksiyonu kapsamında en iyi gerçekleştirmeyi elde eden nesildeki parametrelere ulaşıldığında sonlandırılır (Brunton & Kutz, 2019).

Genetik programlama kontrolünde nesiller boyunca fonksiyon ağaçlarını ilerletmek için kullanılan genetik işlemler:

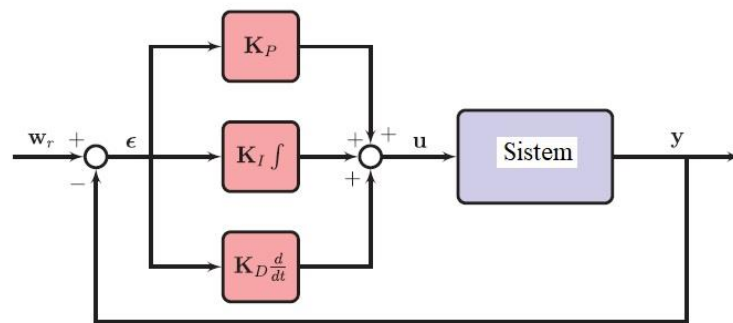
- Çoğaltma: Bir sonraki nesle ilerlemek için bir birey seçilir.
- Çaprazlama: Kodlarının bir kısmını değiş tokuş etmek ve ardından bir sonraki nesle ilerlemek için iki kişi seçilir; çaprazlama, mevcut başarılı stratejilerden yararlanmaya ve geliştirmeye hizmet eder.
- Mutasyon: Bir birey, kodunun bir bölümünün yeni değerlerle değiştirilmesi için seçilir; mutasyon çeşitliliği teşvik eder ve parametre uzayının keşfini artırmaya hizmet eder.

Genetik programlamadaki fonksiyon ağacı gösterimi oldukça esnektir ve yinelenmeli bir ağaç yapısı aracılığıyla sensör sinyalinin y karmaşık fonksiyonlarının kodlanmasını sağlar. Her dal bir sinyaldir ve birleşme noktaları matematiksel işlemlerdir. Sensörler ve sabitler dalların yapraklarıdır ve genel kontrol sinyali u köktür. Çaprazlama, mutasyon ve çoğaltma genetik işlemleri Şekil 4.50'de şematik olarak gösterilmiştir (Brunton & Kutz, 2019).



Şekil 4.50 : Genetik programlamadaki fonksiyon ağacı gösterimi (Brunton & Kutz, 2019)

PID kontrolü bir otomobildeki çeşitli alt sistemlerin kontrolü için oldukça yaygın kullanılan temel kontrol mimarileri arasındadır. Adından da anlaşılacağı gibi, PID kontrolü, hata sinyali ve onun integraline ve zamandaki türevine dayalı olarak, çalıştırma sinyalini oluşturmak için üç terimi birleştirir.



Şekil 4.51 : PID kontrol şemağı

Kontrol edilmek istenen durum değişkenlerinin ifadesi 1.vitesten 2.vitese geçişi temsil edecek şekilde aşağıdaki gibi oluşturulmuştur. Bu geçişte kapatılacak kavrama K24 için denklem 4.31`de hesaplanan kayma hızı Δw_{k24} değerine x_1 , kontrol basıncı p_{k24} değerine x_2 denecektir. Doğrusallaştırma amacıyla α nın çok küçük olduğu bir aralık için tanh fonksiyonunun sonucu 1 olarak kabul edilmiştir. Ek olarak bozucunun sabit olduğu varsayılırsa integral etkili bir kontrolör tasarlanmak istendiği için kontrolör tasarımında ek olarak varlığı dahil edilmemiştir.

$$x_1 = \Delta w_{k24} = 0 - w_{g2} = -w_{g2} \quad (4.123)$$

$$x_2 = p_{k24} \quad (4.124)$$

$$\dot{x}_1 = -a_{45}\mu_{k24}n_{k24}r_{k24}A_{k24}x_2 \tanh\left(\frac{x_1}{\alpha}\right) + Td \quad (4.125)$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{1}{\tau_{sv_k24}}x_2 + \frac{K_{sv_k24}}{\tau_{sv_k24}}u \quad (4.126)$$

$$u = i_{k24} \quad (4.127)$$

$$Td = a_{45}\mu_{k24}n_{k24}r_{k24}A_{k24}p_{esik} - a_{41}T_{k123} - a_{42}T_a - a_{47}T_t \quad (4.128)$$

Doğrusallaştırmak amacıyla yukarıdaki bahsedilen kabuller neticesinde:

$$\tanh\left(\frac{x_1}{\alpha}\right) \approx 1 \quad (4.129)$$

$$Td \approx 0 \quad (4.130)$$

Doğrusallaştırılan sistem “state-space” formunda aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (4.131)$$

$$y = Cx \quad (4.132)$$

$$x = \begin{bmatrix} \Delta w_{k24} \\ p_{k24} \end{bmatrix} \quad (4.133)$$

$$y = \Delta w_{k24} \quad (4.134)$$

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} \Delta \dot{w}_{k24} \\ \dot{p}_{k24} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -a_{45}\mu_{k24}n_{k24}r_{k24}A_{k24} \\ 0 & -\frac{I}{\tau_{sv_k24}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta w_{k24} \\ p_{k24} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K_{sv_k24}}{\tau_{sv_k24}} \end{bmatrix} [i_{k24}] \quad (4.135)$$

$$y = \Delta w_{k24} = [1 \ 0] \begin{bmatrix} \Delta w_{k24} \\ p_{k24} \end{bmatrix} \quad (4.136)$$

1.vitesten 2.vitese geçiş için bu denklem oluşturulduğunda parametrelerin yerine koyulması ile ilgili matrisler aşağıdaki gibi oluşur;

$$A = \begin{bmatrix} 0 & -0.0286 \\ 0 & 50 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.75 \end{bmatrix}, C = [1 \ 0] \quad (4.137)$$

Sistemin transfer fonksiyonunu elde etmek ve “step response” sonucunu gözlemlemek için aşağıdaki komut, MATLAB kullanılarak yazılmıştır.

```
clear; clc;

A= [0 -0.0286; 0 -50];
B= [0; 0.75];
C= [1 0];
D= 0;

SYS=ss(A,B,C,D);

[n,d]=ss2tf(A,B,C,D);

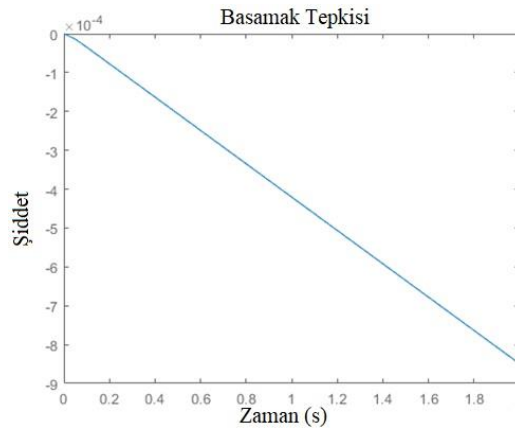
G=tf(n,d);

t=0:0.05:2;
step(G,t)
```

>> G =
-0.02145

s^2 + 50 s
Continuous-time transfer function.

Şekil 4.52 : Transfer fonksiyonu ve “step response” komutu ve sonucu



Şekil 4.53 : Sistem basamak cevabı

Daha sonra elde edilen transfer fonksiyonu üzerinde “Ziegler-Nicholes” metodu kullanılarak PID katsayılarının “optimize” etmeden önce başlangıç değerleri aşağıdaki komut ile hesaplanır ve basamak cevabı elde edilir. (Li & Jiang, 2011). Elde edilen parametrelerin 10 katı için tekrar basamak cevabı çizdirilmiştir.

```
clear; clc;

syms s;
Gss=-0.02145/(s*(s+50));

syms k real;
Tss= (k*Gss)/(1+k*Gss);
[n,pcs]=numden(Tss);

syms w real;
pjw=subs(pcs,s,1i*w);
prob=[real(pjw)==0,imag(pjw)<0];

sol=solve(prob);
kv=double(sol.k);
wv=double(sol.w);

kc(kv);
Tc=(2*pi)/wv;

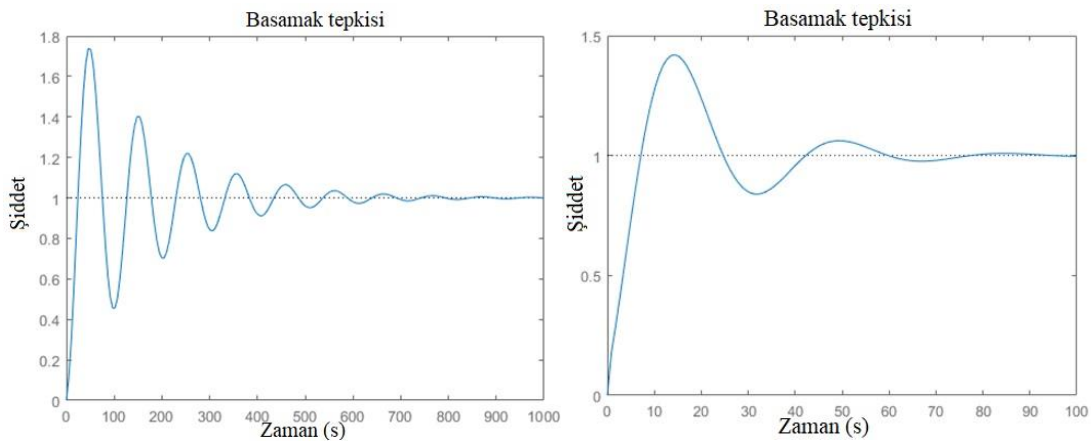
Kp=0.6*kc;
Ki=Kp/(0.5*Tc);
Kd=Kp*(Tc/8);

Gs=tf([-0.02145],[1 50 0]);
Cs=tf([Kd Kp Ki],[1 0]);
Ts=feedback(Cs*Gs,1)
step(Ts)
```

```
>>Ts =
    0.4712 s^2 + 0.6 s + 0.191
-----
    s^3 + 50.47 s^2 + 0.6 s + 0.191
Continuous-time transfer function.

Kp =
-27.9720
Ki =
-8.9038
Kd =
-21.9692
```

Şekil 4.54 : Ziegler Nicholes ile parametre ilk değer tespiti komutu ve sonucu



Şekil 4.55 : Ziegler Nichols sistem basamak cevabı ve 10 katı için cevabı

Sonrasında bir “uygunluk fonksiyonu (fitness function)” denklem 4.138 gibi oluşturulmuştur. F uygunluk fonksiyonunu, M_p tepe aşımını, T_s yerleşim zamanını, T_r yükseliş zamanını, β ölçekleme faktörünü, Ess kararlı durum hatasını ifade etmektedir (Kumar, 2011).

$$F = (1 - e^{-\beta}) * (M_p + Ess) + (e^{-\beta}) * (T_s - T_r) \quad (4.138)$$

Kontrolör için yalnızca PID katsayıları değil aynı zamanda Kd için filtre parametresi olan N değeri de bir değişken olarak optimize edilecektir. Bu kapsamda kontrolör transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$K(s) = kp + \frac{ki}{s} + kd * \left(\frac{N}{1 + \frac{N}{s}} \right) \quad (4.139)$$

Aşağıdaki komut ile kontrolör transfer fonksiyonunu da içerecek şekilde “uygunluk fonksiyonu (fitness function)” oluşturulmuştur.

```
function F = tightnes(PIDs)
kp = PIDs(1);
ki = PIDs(2);
kd = PIDs(3);
N = PIDs(4);

s = tf('s');
K = kp + ki/s + kd*(N/(1+N/s));
G = -0.02145/(s*(s+50));
T1 = feedback(series(K,G),1);

S=stepinfo(T1,'RiseTimeLimits',[0.1
0.9]);
tr=S.RiseTime;
ts=S.SettlingTime;
Mp=S.Overshoot;
Ess=1/(1+dcgain(T1));
F=(1-exp(-1))*(Mp+Ess)+exp(-1)*(ts-tr);
```

Şekil 4.56 : Uygunluk fonksiyonu komutu

Ziegler-Nichols yöntemi ile elde edilen ilk PID katsayıları negatif değerler olduğu ve 10 kat büyütüldüğünde sonuçların iyileştiği de düşünülerek, genetik algoritma için ilk değerler maksimum değerleri temsil edebilir. Minimum değerler yüksek tutularak optimize yapılacak aralık değerleri verilir.

“Uygunluk fonksiyonu” çağrılarak genetik algoritma komutu aşağıdaki ayarlamalar ile çalıştırılmıştır. Elde edilen en iyi değer için sistem cevabı oluşturulmuştur.

```

clear all, close all, clc

fHandler = @(PIDs)tightnes(PIDs)
minPID = [-300000 -3000000 -4000
10]
maxPID = [-280 -90 -220 500]

gaOptions =
gaoptimset('Generations', 55,
'PopulationSize', 250, 'TolCon',
1E-3, 'TolFun', 1E-3, 'PlotFcn',
@gaplotbestf, 'UseParallel', 1);
[x] =
ga(fHandler,4,[],[],[],minPID,maxPID,[],gaOptions);

t=0:0.05:2;
kp=x(1);
ki=x(2);
kd=x(3);
N=x(4);
s = tf('s');
K = kp + ki/s + kd*(N/(1+N/s));
G = -0.02145/(s*(s+50));
T1 = feedback(series(K,G),1);

y1=step(T1,t);
figure;
plot(t,y1)
grid on

```

Starting parallel pool (parpool) using the 'local' profile ...

Connected to the parallel pool (number of workers: 6).

Optimization terminated: average change in the fitness value less than options.FunctionTolerance.

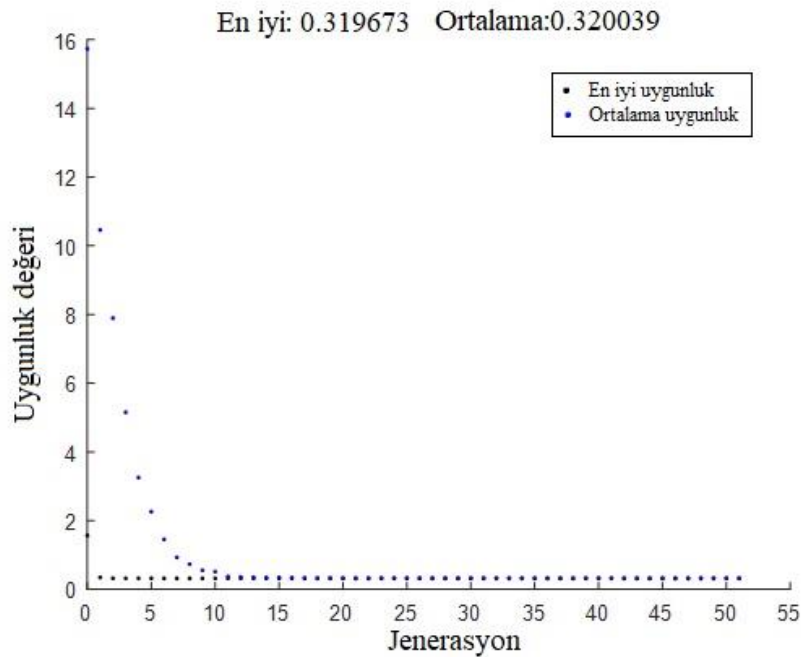
kp =
-1.9415e+05

ki =
-5.0935e+04

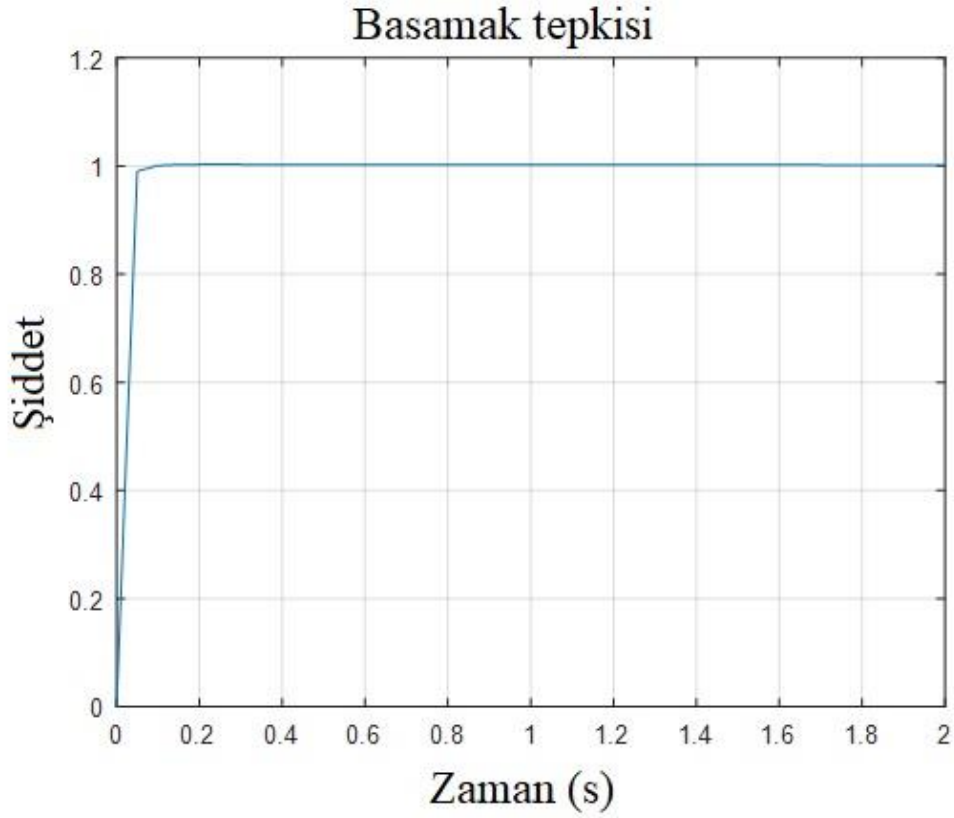
kd =
-3.5267e+03

N =
206.0545

Şekil 4.57 : Genetik algoritma komutu

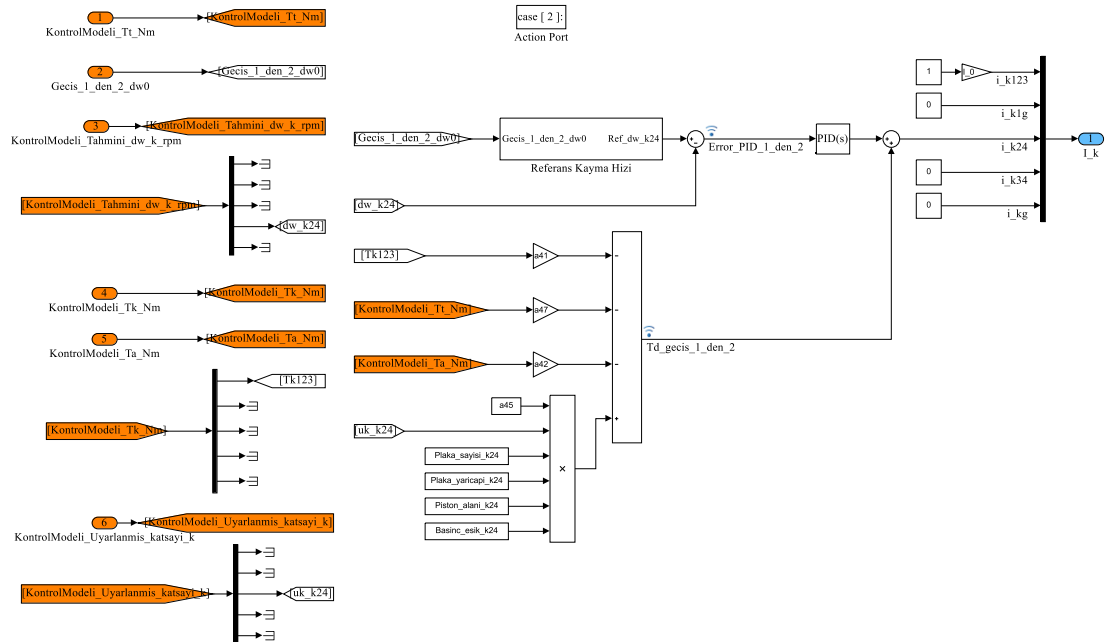


Şekil 4.58 : Genetik algoritma en iyi değerlere yakınsama grafiği



Şekil 4.59 : Genetik algoritma ile sistem basamak cevabı

Elde edilen PID parametreleri doğrusal olmayan model denklemlerini içeren simülasyon olan “Kontrol Modeli” ’nde (herhangi bir lineerleştirme olmayan), Şekil 4.44’deki referans kayma hızını takip etmek üzere sisteme uygulanmıştır.



Şekil 4.60 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı / Geçiş 1’den 2 (PID kontrolör)

Çizelge 4.47 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı / Geçiş 1`den 2 ve PID kontrolör alt sistem bloğu giriş, çıkış ve yerel sinyalleri

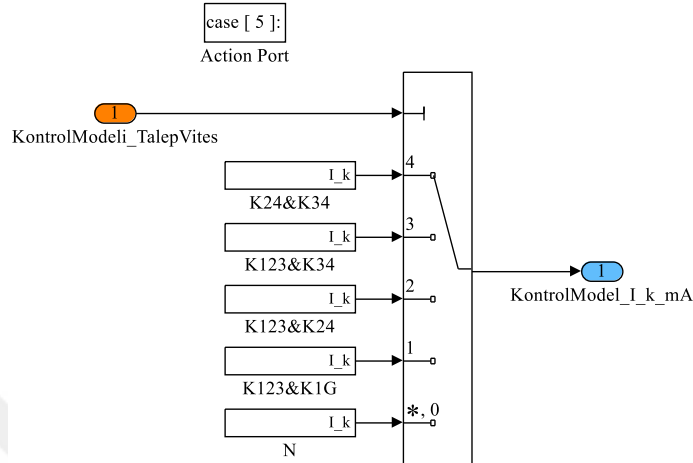
Sinyal İsmi	Tanımı
- KontrolModeli_Tk_Nm - KontrolModeli_Tt_Nm - KontrolModeli_Tahmini_dw_k_rpm - Gecis_1_den_2_dw0 - KontrolModeli-Ta_Nm - KontrolModeli_Uyarlanmis_katsayi_k - KontrolModeli_I_k_mA - Ref_dw_k24_gecis_1_den_2 - Error_PID_1_den_2 - Td_gecis_1_den_2	- Kavrama tork hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan tork giriş sinyali (Nm) - Türbin tork hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan tork giriş sinyali (Nm) - Estimatör alt sistem bloğunda dinamik modelden hesaplanan kavrama kayma hızları giriş sinyali (rpm) - Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda ilgili kavramanın referans kayma hızı yörüngesinin ilk değerini atandığı giriş sinyali (rpm) - Paletli araç yük hesaplama alt sistem bloğunda hesaplanan yük torku giriş sinyali (Nm) - Kavrama tork hesaplama alt sistem bloğunda uyarlanan bilinmeyen parametreler ile sürtünme katsayısının toplanması ile hesaplanan katsayı giriş sinyali - Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda hesaplanan akım çıkış sinyali (mA) - Referans kayma hızı yörüngesi yerel sinyali (rpm) - Referans ile kavrama kayma hızı arasındaki fark yerel sinyali (rpm) - Bozucu yerel sinyali

Çizelge 4.48 : Vites geçiş kontrolü / Atalet fazı / Geçiş 1`den 2 ve PID kontrolör alt sistem bloğu parametreleri

Parametre İsmi	Tanımı
- Basinc_esik_k24 - Plaka_sayisi_k24 - Plaka_yaricapi_k24 - Piston_alani_k24 - T_KK_AF_1_den_2 - Kp, Ki, Kd, N	- K24 kavraması geri dönüş yay kuvveti eşik basıncı (Pa) - K24 sürtünme yüzeyinin sayısı - K24 plaka yarıçapı (m) - K24 piston alanı (m²) - Geçiş 1`den 2 için kapanan kavramanın hedef kayma hızına ulaşma süresi - Genetik algoritma ile optimize edilmiş PID parametreleri

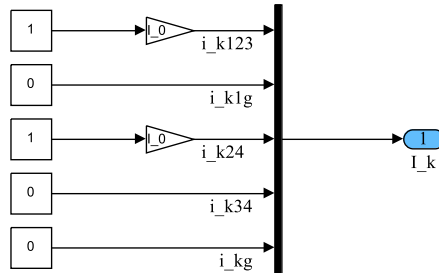
4.9.10 Tamamlama fazı

Bu faza geçilmesi, vites geçişinin tamamlandığını gösterir ve mevcut vites hesabı için bu fazda en az bir örnek zaman kalınmış olur. Talep vites değerini sağlayan kavramaların solenoidleri maksimum akım ile enerjilendirilmektedir.



Şekil 4.61 : Vites geçiş kontrolü / Tamamlama fazı

Örnek olarak Şekil 4.62’de vites geçişi tamamlandığında 2.viteste iken K123 ve K24 kavrama solenoidlerinin maksimum akım ile enerjilendirilmesi gösterilmiştir. Çizelge 2.1’de verilen “Kavrama Durum Tablosu” ile transmisyon kavrama yerleşim ve düzenine göre hangi viteste hangi kavramaların aktif olduğu verilmişti, diğer viteslerde de bu tabloya göre ilgili kavrama solenoidleri maksimum akım ile enerjilendirilir.



Şekil 4.62 : Vites geçiş kontrolü / Tamamlama fazı / 2.vites durumu

Çizelge 4.49 : Vites geçiş kontrolü / Tamamlama fazı ve 2.vites durumu alt sistem bloğu giriş, çıkış sinyalleri ve parametreleri

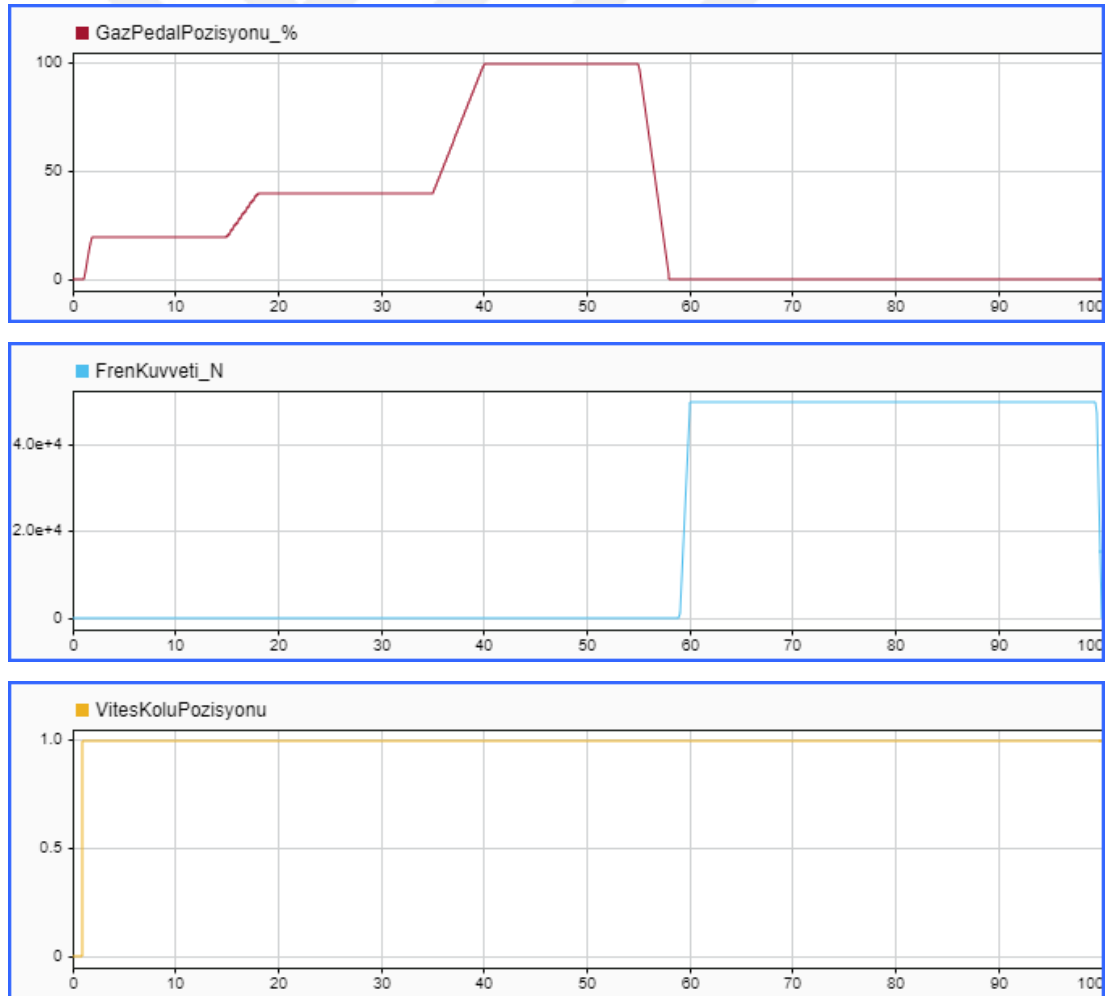
Sinyal İsmi	Tanımı
• KontrolModeli_TalepVites	• Vites geçiş programı alt sistem bloğunda hesaplanan talep vites giriş sinyali
• KontrolModeli_I_k_mA	• Vites geçiş kontrolü alt sistem bloğunda hesaplanan akım çıkış sinyali (mA)
• I_0	• Solenoid valfleri için maksimum akım parametresi (mA)



5. SİMÜLASYON SONUÇLARI

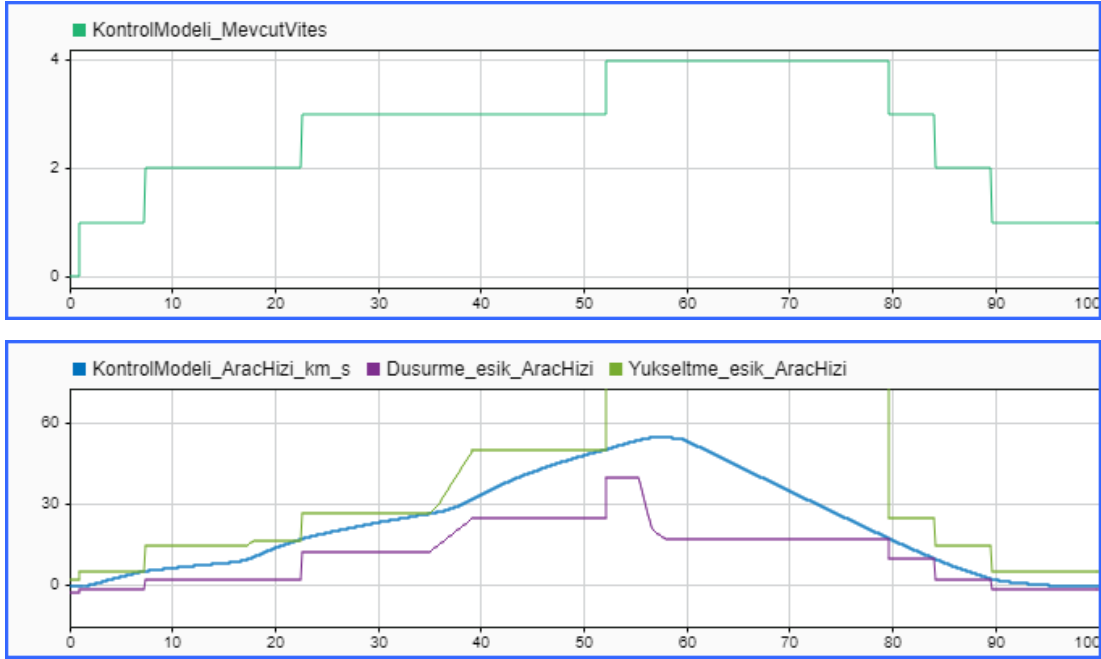
Tez çalışmasının hedeflerine ulaşmasına yönelik önerilen metot ve yaklaşımların uygulaması önceki bölümlerde detaylı bir şekilde açıklanmıştır. Kurulan simülasyon ortamında testler koşturulmuştur, sonuçları bu bölümde incelenecektir.

Birinci test durumu; gaz ve fren pedalı kullanarak hızlanma ve yavaşlama anlamına gelen normal sürüş simülasyonu içindir. Vites kolu ileri konumuna getirilir, %20, %40 ve %100 olarak kademeli gaz pedalı uygulanır sonrasında fren pedalı sabit bir şekilde uygulanır. Bu test sonucunda otomatik vites yükseltme ve vites düşürmenin, gaz pedalı ve araç hızına göre oluşturulan vites geçiş programı dahilinde gerçekleşmesi beklenmektedir.



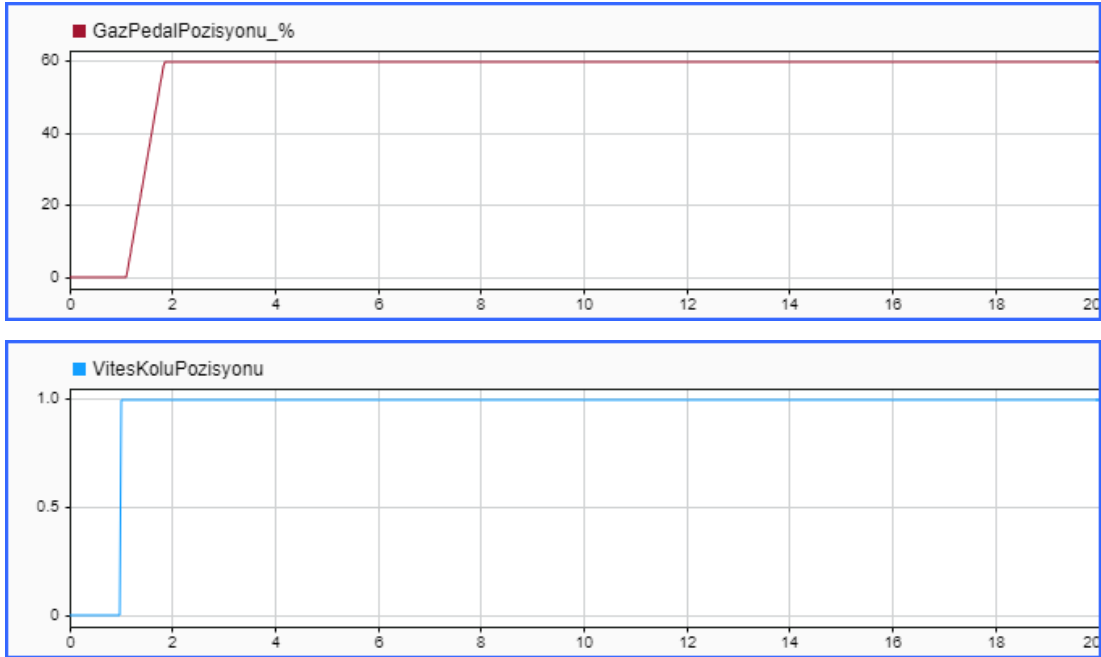
Şekil 5.1 : Birinci test durumunun giriş sinyalleri

Araç hızının, vites yükseltme eşik değerine ulaştığında vitesin otomatik olarak yükseltildiği ve sonra vites düşürme eşik değerine ulaştığında vitesin otomatik olarak düşürüldüğü gözlemlenmiştir.



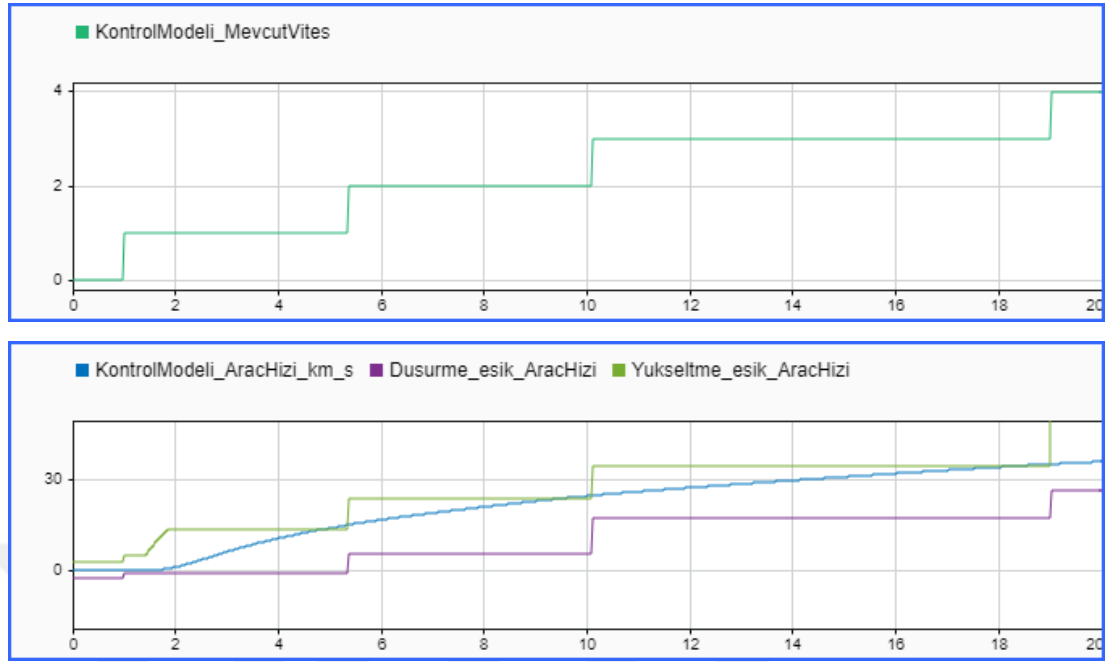
Şekil 5.2 : Birinci test durumunun çıkış sinyalleri

İkinci test durumunda; bu tez çalışmasında odaklanılan vites yükseltme davranışı için vites kolu ileri konumuna getirilmiştir ve %60 gaz pedalı uygulanmıştır.



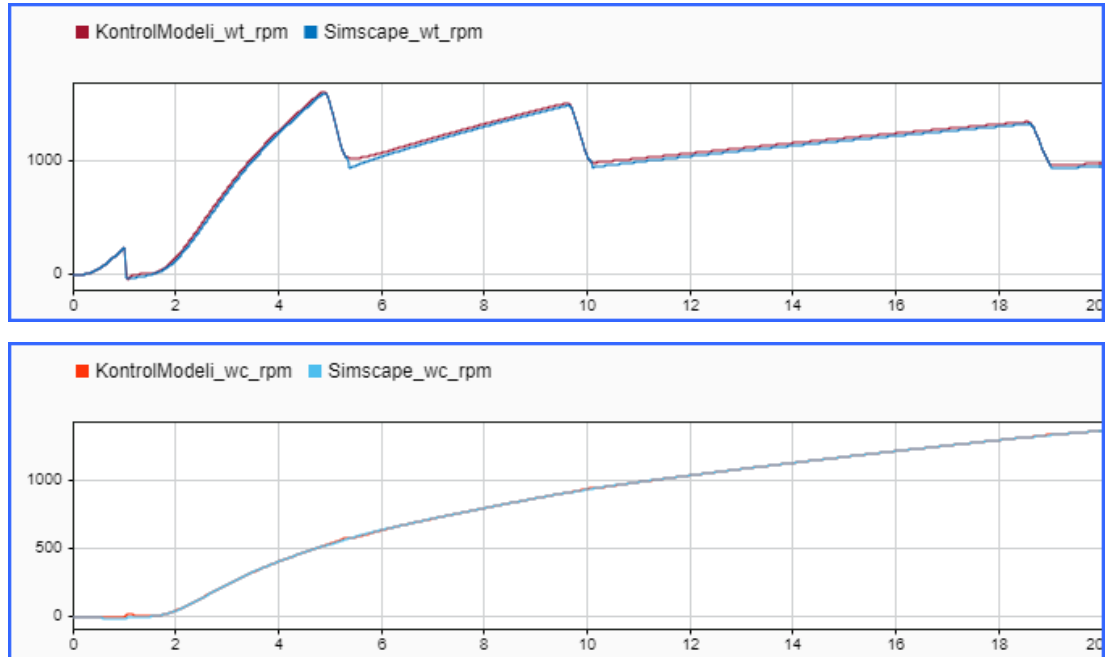
Şekil 5.3 : İkinci test durumu giriş sinyalleri

Araç hızı, vites yükseltme eşik değerine ulaştığında vites yükseltilir.



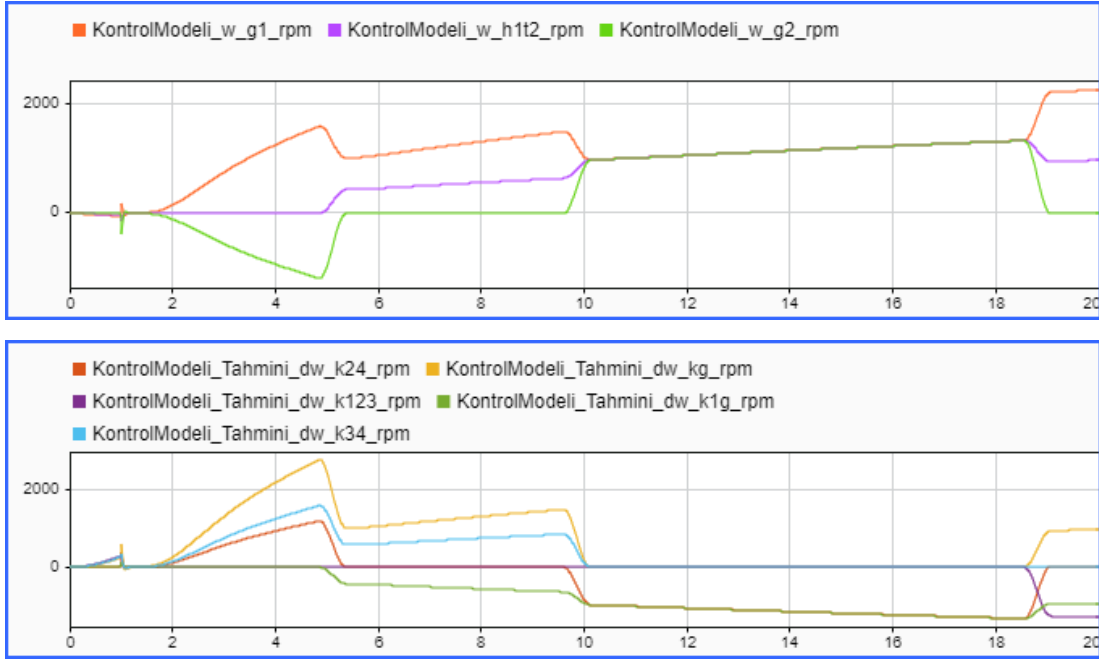
Şekil 5.4 : İkinci test durumu vites yükseltme kararı ve gerçekleşme çıkış sinyalleri

Sensörleri temsil eden plant modelden elde edilen tork konvertör türbin ve transmisyon çıkış hızları ile kontrol modelindeki dinamik modelden elde edilen hızların, “Leunberger Observer” katsayıları ile yakınsandığı gözlemlenmiştir.



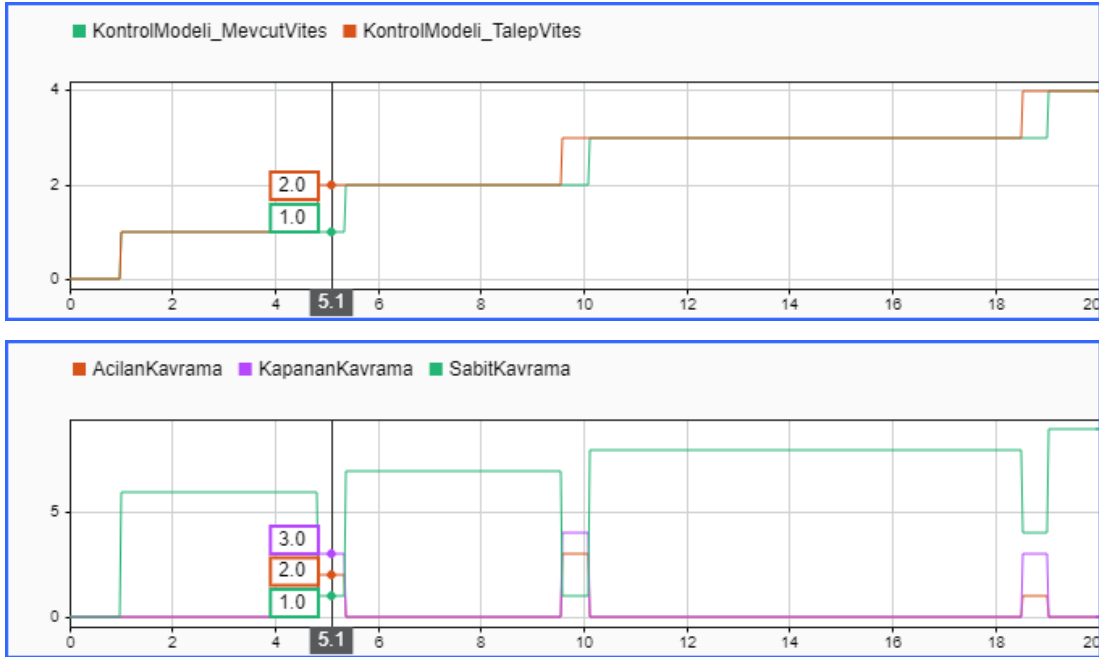
Şekil 5.5 : İkinci test durumu giriş ve çıkış hızlarının plant model ve kontrol model çıkış sinyalleri

Gerçek sistemde üzerinde hız sensörü bulunmayan planet dişlilerin hızları kontrol modelindeki dinamik modelden aşağıdaki gibi elde edilmiştir. Bu hızlar sayesinde kavramaların kayma hızları da aşağıdaki gibi elde edilmiştir.



Şekil 5.6 : İkinci test durumu planet dişli ve kavrama kayma hızları

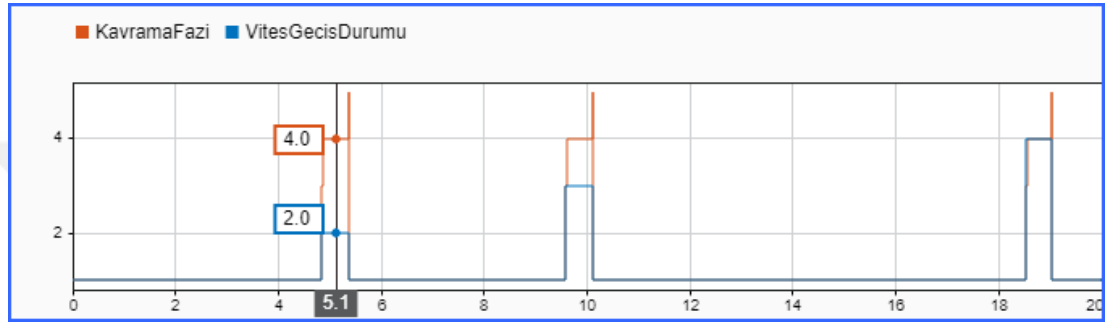
Vites değiştirme kararının alınmasıyla, talep edilen vites ve mevcut vites bilgisine istinaden elde edilen kavrama atama sinyalleri Şekil 5.7'deki gibi elde edilmiştir.



Şekil 5.7 : İkinci test durumu kavrama atama sinyalleri

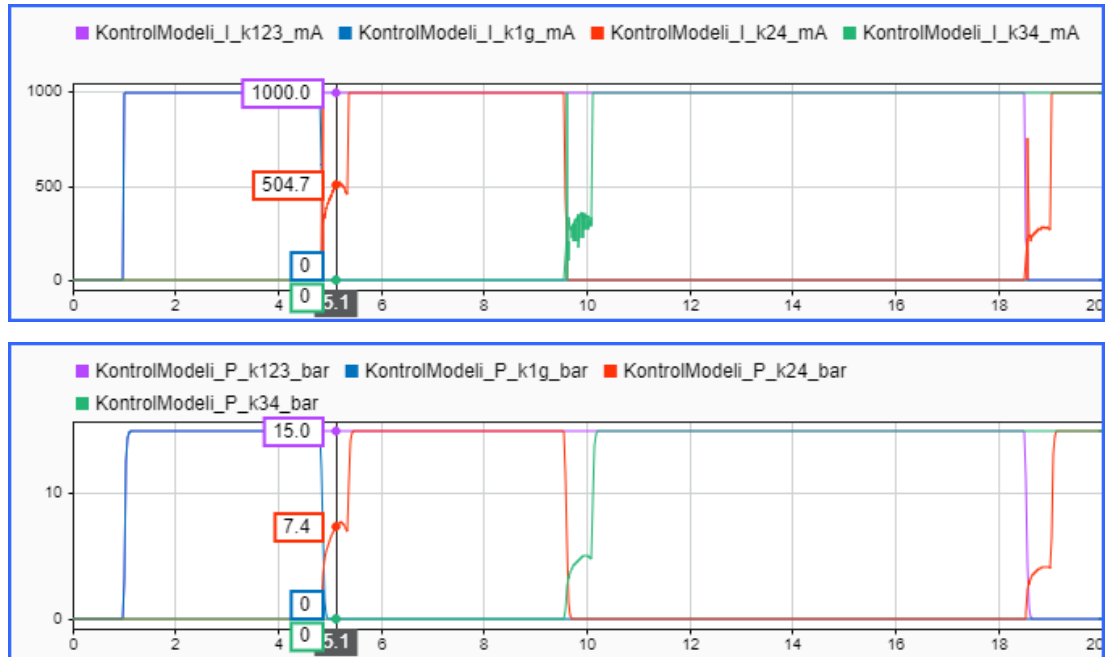
Testler sonucunda, Şekil 4.19'da numaralandırması verilen kavramaların, ilgili vites geçişlerinde doğru bir şekilde atandığı anlaşılmıştır. Örneğin 2.vitese geçiş talebi var iken sabit kapalı kavrama K123 olduğu için “SabitKavrama” sinyali “1”, açılacak kavrama K1G olduğu için “AcılanKavrama” sinyali “2”, kapanacak kavrama K24 olduğu için “KapananKavrama sinyali “3” değerlerini almıştır.

Bu değerlere bağlı olarak hesaplanan vites geçiş durumunu gösteren sinyal aşağıdaki gibi elde edilmiştir. 1.vitesten 2.vitese geçiş durumunda olunduğunu, bu sinyalin “2” değerini almasından anlarız (Şekil 4.20).



Şekil 5.8 : İkinci test durumu vites geçiş durum ve kavrama fazı

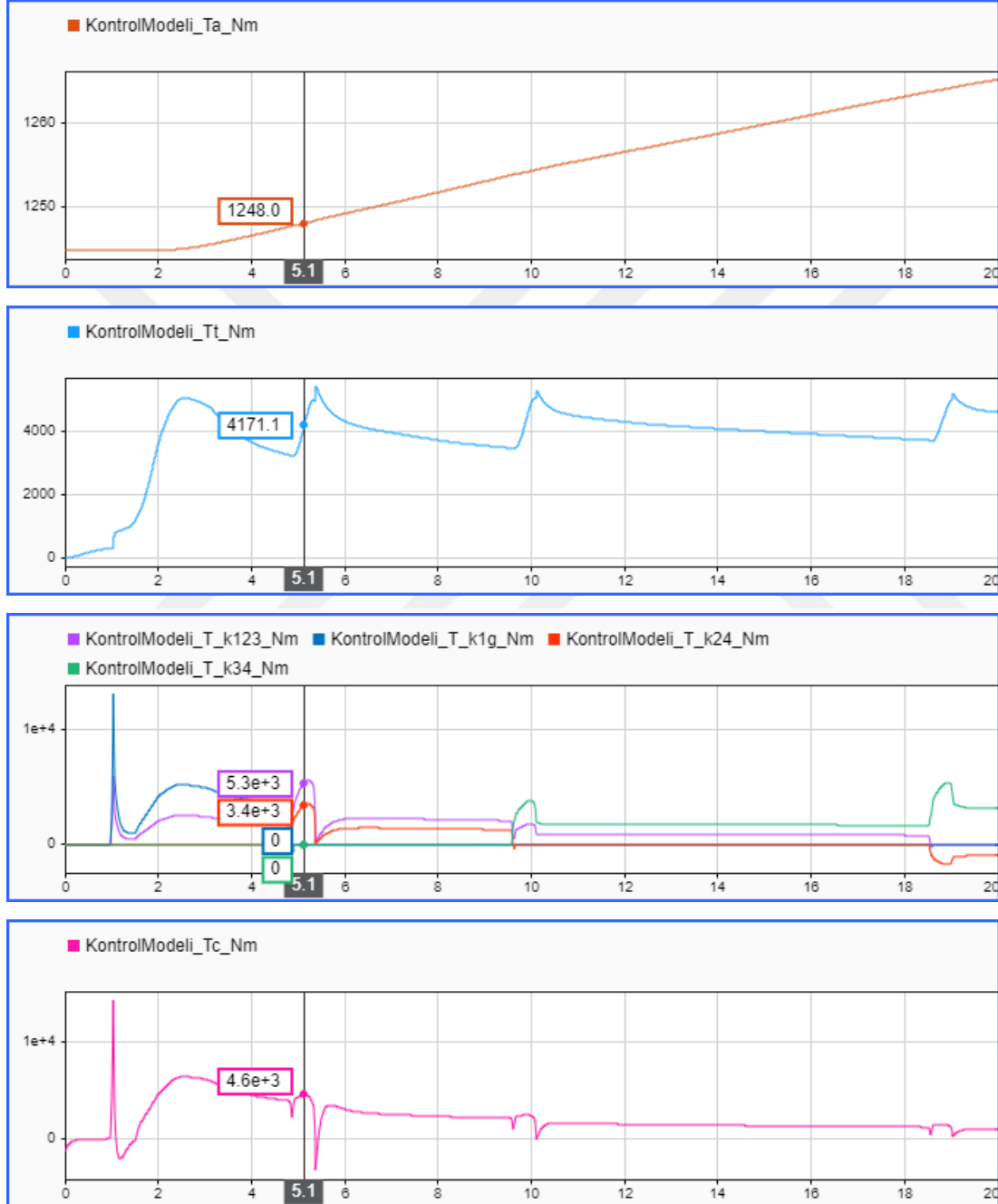
Vites geçişinde, atanan kavramalar için kavrama fazına uygun şekilde kontrol edilen solenoid valf akım sinyalleri aşağıdaki gibi elde edilmiştir. Akım sinyallerine karşılık kavrama kontrol basıncı sinyalleri Şeki 5.9'daki gibi gözlemlenmiştir.



Şekil 5.9 : İkinci test durumu akım ve basınç sinyalleri

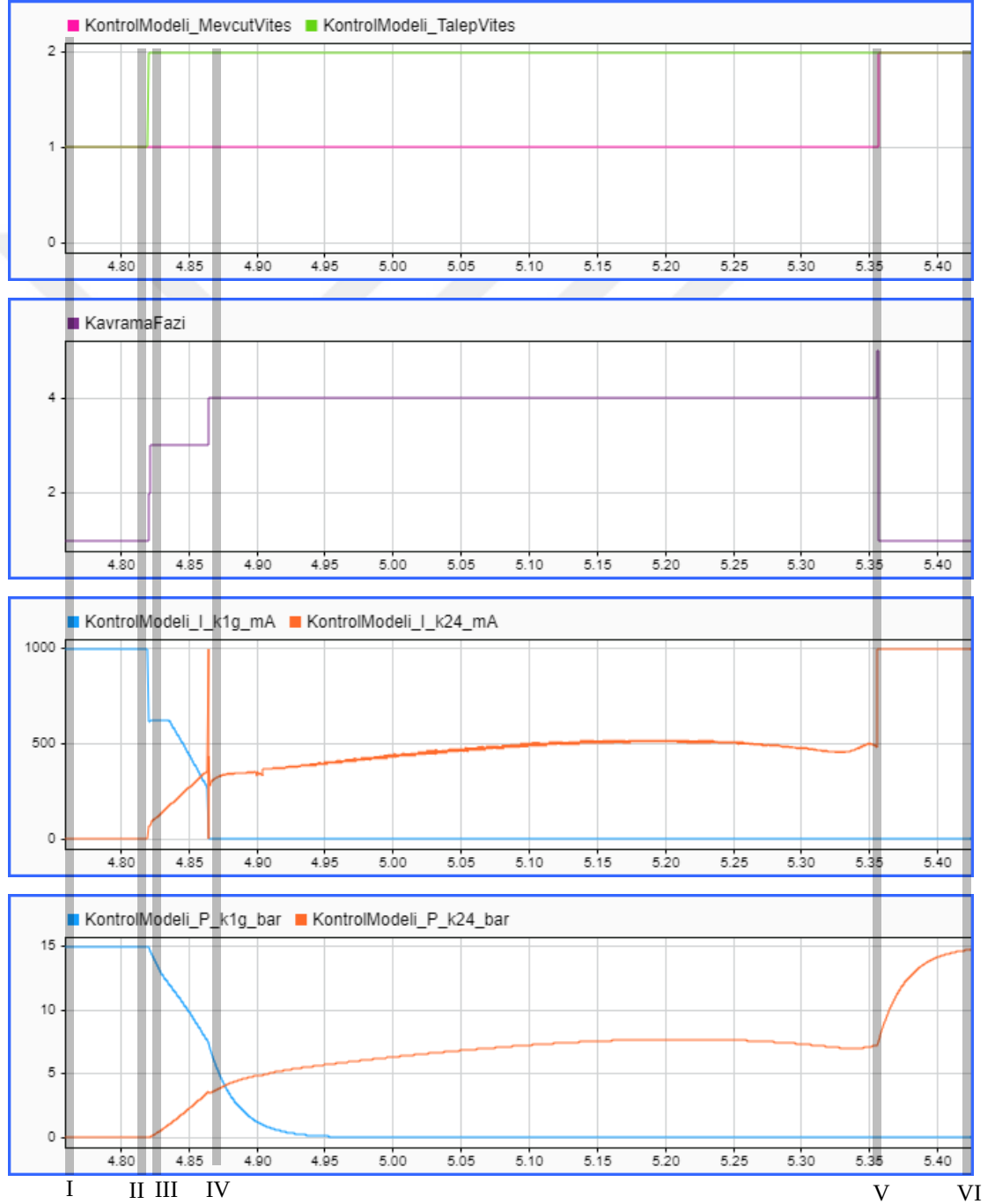
“Estimatör” alt sistem bloğunda yer alan dinamik model için denklem 4.20’de ifade edilen T vektöründeki, paletli araç yük torku, tork konvertör türbin torku ve solenoid valfler ile kontrol edilen kavrama torkları aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

Buna ek olarak transmisyon çıkış ivmesinin indirgenmiş çıkış ataleti ile çarpılarak elde edilen transmisyon çıkış torku sinyali de gösterilmiştir.

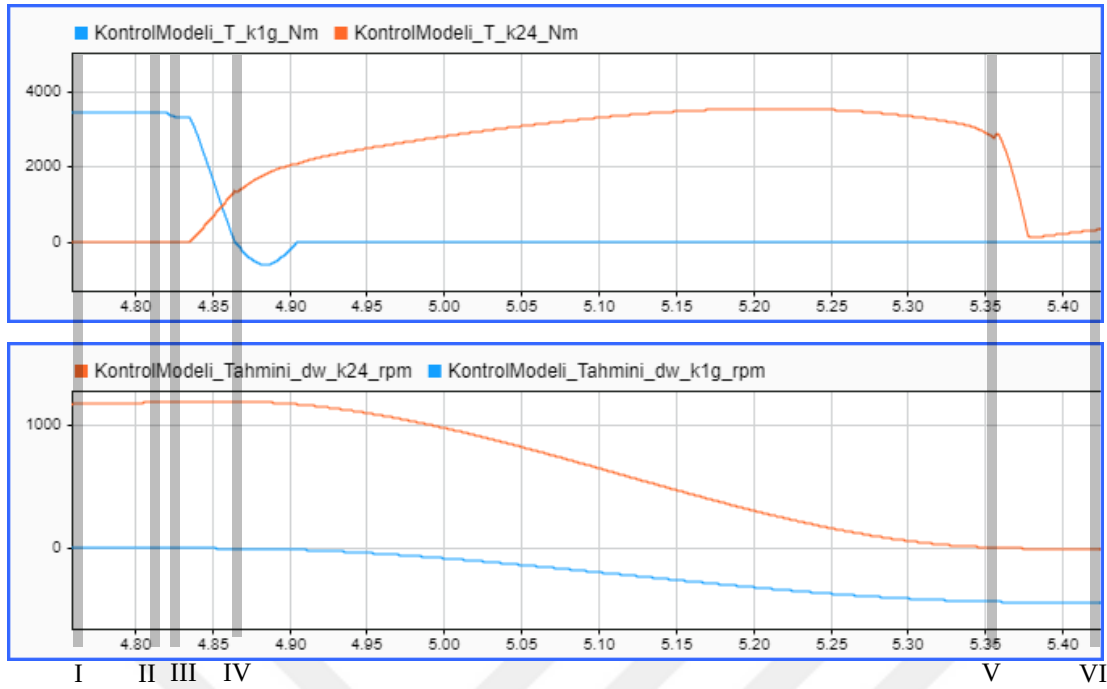


Şekil 5.10 : İkinci test durumu paletli araç yük torku, türbin torku, kavrama torku ve transmisyon çıkış torku sinyalleri

Üçüncü test durumunda; vites geçişi davranışının detaylarını incelemek için %60 gaz pedalının uygulandığı durumda 1.vitesten 2.vitese geçiş durumu gösterilecektir. Bu test durumunda, 1.vitesten 2.vitese geçiş kararı alındığında kavrama fazına göre ilgili kavrama solenoid valflerinin akım sinyalleri incelenecek, faz geçiş koşullarına bakılacak ve bu koşullara göre faz değişikliğinin yapıldığı anlaşılabacaktır. K1G açılacak kavrama, K24 ise kapanacak kavramadır.



Şekil 5.11 : Üçüncü test durumu faz geçişlerinin incelenmesi



Şekil 5.12 : Üçüncü test durumu kavrama tork ve kayma hızları

I-II aralığında; vites geçiş talebi olmadığı için kavrama fazı geçiş yok fazıdır ve 1.vites içinde bulunulan mevcut vitestir. Bu yüzden K1G kavrama solenoidi maksimum akım ile enerjilendirilirken, K24 kavrama solenoid enerjilendirilmez.

II-III aralığında; vites geçiş talebi olduğu için kavrama fazı hazırlık fazındandır. Kapatılacak kavrama K24 için kavrama torku oluşturmayacak maksimum akım, açılacak kavrama için maksimum akım değerinin yaklaşık 3'te 2'si bir akım ile solenoidleri enerjilendirilmiştir. Bu fazda K24 kavramasında henüz bir tork oluşmadığı gözlemlenir. Belirli bir süre bu fazda durulup tork fazına geçilir.

III-IV aralığında; kavrama fazı tork fazındadır. Denklem 4.63 ile hesaplandığı gibi zamana bağlı bir “ramp” fonksiyonu ile K24 kavrama solenoidine akım verildiği görülür. Koordineli bir şekilde K1G kavrama solenoidinin akımının azaltıldığı gözlemlenir. K1G kavrama torku sıfırlanana kadar bu faz devam eder, sonra atalet fazına geçilir.

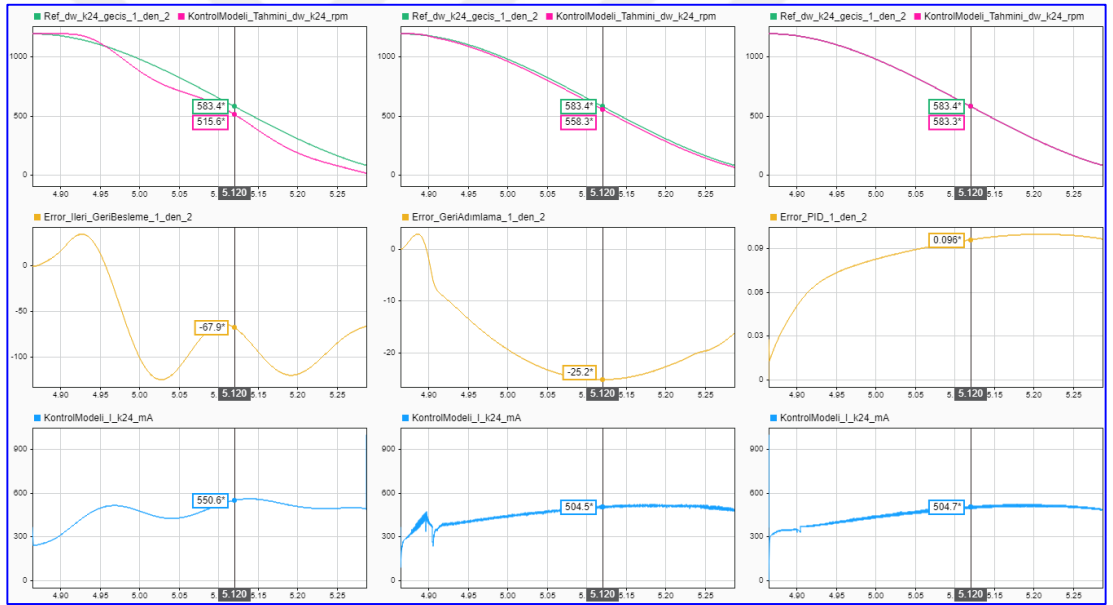
IV-V aralığında; kavrama fazı atalet fazındadır. K24 kavramasının kayma hızı istenen referans kayma hız profilini izleyerek sıfıra inecek şekilde solenoidine akım verilir, sonra tamamlama fazına geçilir.

V-VI aralığında; vites geçişi tamamlanmış olur ve mevcut vites değeri, talep edilen vites değeri ile eşitlenir. K24 kavrama solenoidi maksimum akım ile enerjilendirilir.

İlk üç test, atalet fazında kayma hızlarının PID kontrol ile kontrol edildiği durumda koşturulmuştur ve herhangi bir kavrama aşınması durumu mevcut değildir. İlerleyen testlerde, 1.vitesten 2.vitese geçerken atalet fazında uygulanan üç farklı kontrolör için kavrama aşınmaları yok iken ve var iken sonuçlar alınmış, incelenmiştir.

Dördüncü test durumunda; herhangi bir kavramada aşınma yok iken ve adaptasyon algoritması devre dışı (adaptasyon kazançları 0) iken, atalet fazında üç farklı kontrolör için sonuçlar kıyaslanmıştır.

İlk sütun doğrusal olmayan ileri beslemeli ve doğrusal geri beslemeli kontrolör, ikinci sütun geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolör, sonuncu sütun da parametreleri genetik algoritma ile optimize edilmiş PID kontrolör için aşınma yok iken ve adaptasyon algoritması devre dışındayken aynı sürücü girişleriyle koşturulmuştur.

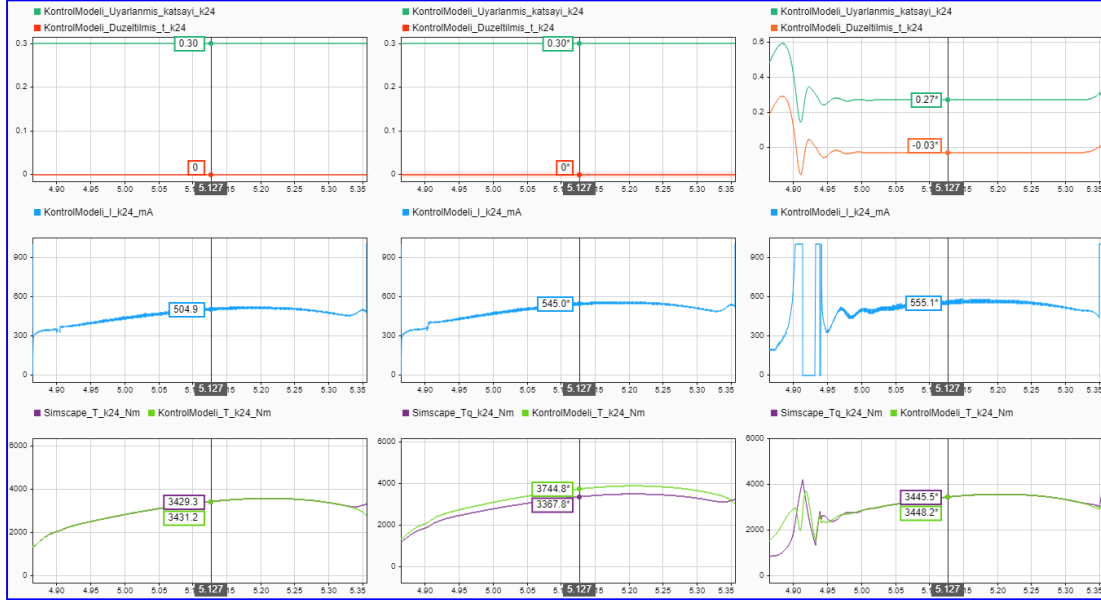


Şekil 5.13 : Dördüncü test durumu kontrolörlerin çıkış sinyalleri

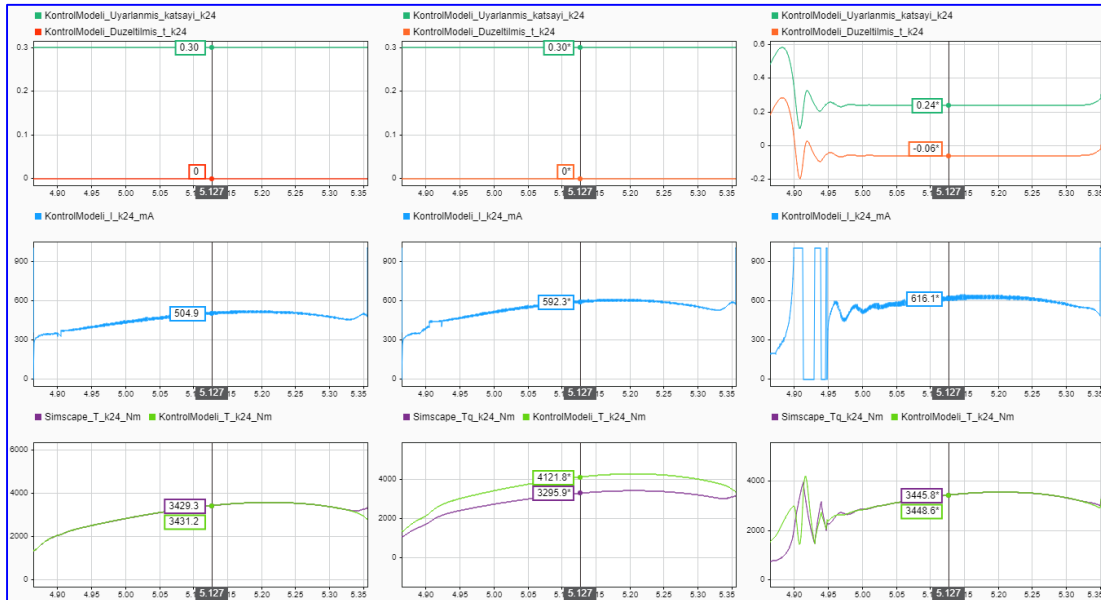
Bir vites geçişi için alınan sonuçlardan, referans kayma hızı ile gerçek kayma hızı arasındaki fark olan “error”lar açısından kıyaslandığında en iyi performansın, “PID kontrolör” tarafından sağlandığı görülmüştür. Diğer kontrol tasarımlarından “Geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolör” metotunun “Doğrusal olmayan ileri beslemeli ve doğrusal geri beslemeli kontrolör” metotundan daha iyi sonuç verdiği görülmüştür. Bu kapsamda “Geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolör” metotunun ilgili parametrelerinin de optimize edilerek iyi bir sonuç alınabileceği

öngörülmektedir. Ancak saha uygulamaları açısından oldukça yaygın kullanılan ve parametre ayarlama açısından daha pratik olan “PID kontrolör” tercih edilebilir.

Beşinci test durumu; adaptasyon algoritmasının testi mahiyetindedir. Bu testte atalet fazında kayma hızlarının PID kontrol ile kontrol edildiği durumda, 1.vitesten 2.vitese geçerken, aşınma faktörünün farklı değerleri için sonuçlar alınmıştır.



Şekil 5.14 : Beşinci test durumu aşınma faktörü 0,9 iken sonuçlar



Şekil 5.15 : Beşinci test durumu aşınma faktörü 0,8 iken sonuçlar

Bu test durumunda temelde üç farklı durum için vites geçişleri incelenerek adaptasyon algoritmasının işlevi gösterilmiştir. Üç farklı durum, sütunlar halinde grafiklerin yan

yana koyulması ile gösterilmiştir. 2.vitese geçerken K24 kavramasının kapanan kavrama olduğu ifade edilmişti. Bu kavrama için aşınma faktörü, plant modelde değiştirilip kontrol modelindeki algoritma ile bu değerin kestirimi gösterilmiştir.

1.sütundaki sonuçlarda, plant model ve kontrol modelinde kavrama parametreleri aynı olduğu durumda (aşınma faktörü 1 iken), vites geçiş sürecinde iki modelden hesaplanan kavrama tork değerlerinin birbirine çok yakın olduğu görülmüştür.

2.sütundaki sonuçlarda, aşınma faktörünün plant modelde değiştirilmesi ve kontrol modelinde herhangi bir adaptasyon uygulanmaması sonucu, vites geçiş sürecinde iki modelden hesaplanan kavrama tork değerlerinin birbirine oldukça uzak olduğu görülmüştür.

3.sütundaki sonuçlarda, aşınma faktörünün plant modelde değiştirilmesi ve kontrol modelinde uygun bir kazanç değeri (0,001) ile adaptasyon uygulanması sonucu, vites geçiş sürecinde iki modelden hesaplanan kavrama tork değerlerinin birbirine yaklaştığı görülmüştür.

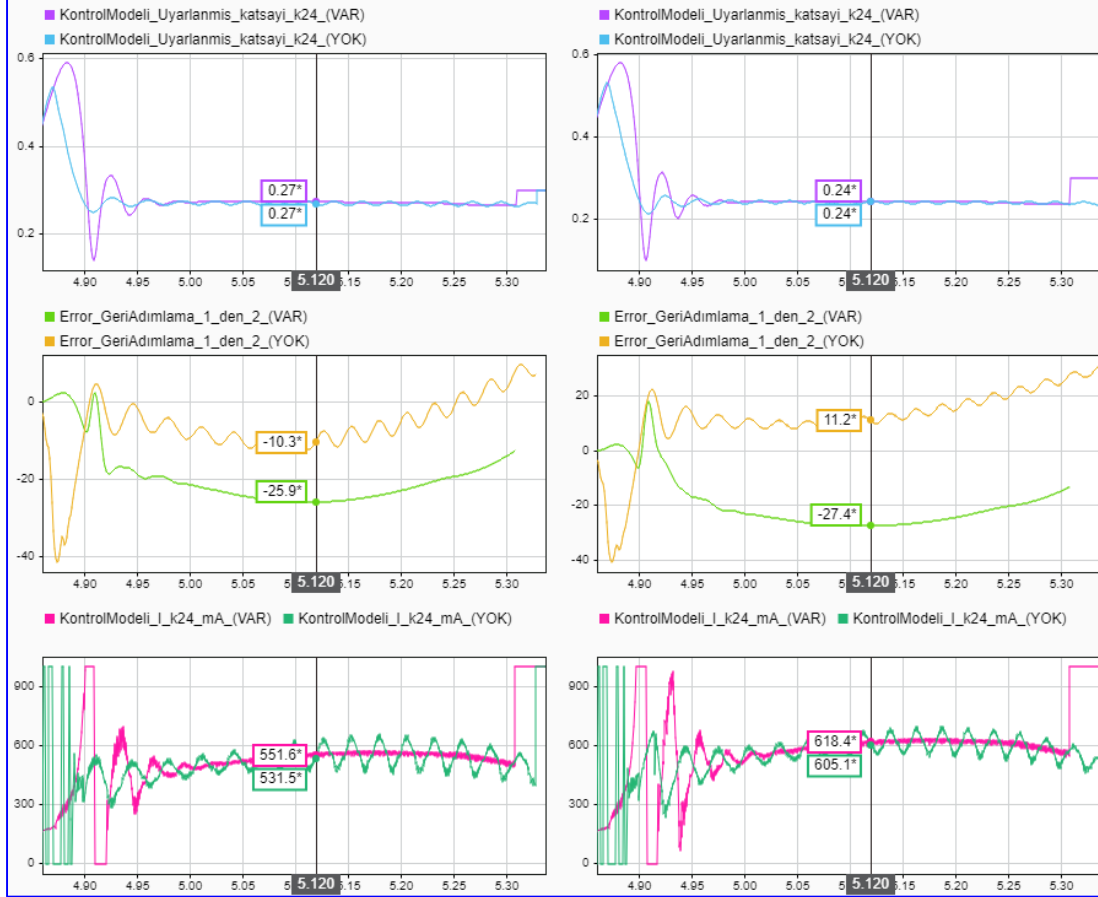
Bu üç farklı durum için 2 ve 3.sütunlarda aşınma faktörleri Şekil 5.14`de 0,9 olarak, Şekil 5.15`da aşınma faktörü 0,8 olarak plant modele girilmiştir. Şekil 5.14`de 3.sütunda aşınma faktörü 0,9 olarak girildiğinde, adaptasyon algoritması kavrama sürtünme katsayısını 0,3`ten 0,27`ye uyarladığı görülmüştür. Şekil 5.15`da 3.sütunda aşınma faktörü 0,8 olarak girildiğinde, adaptasyon algoritması kavrama sürtünme katsayısını 0,3`ten 0,24`e uyarladığı görülmüştür.

Adaptasyon algoritması ile kestirimi yapılan sürtünme katsayısı, denklem 4.57`de gösterildiği gibi kavrama tork hesabında kullanılır. Hesaplanan bu kavrama torkları “Estimator” alt sistem bloğunda giriş olarak kullanılacağı için kavrama kayma hızlarının gerçeğe daha yakın hesaplanmasını sağlar. Bunun yanında atalet fazında uygulanan kapalı çevrim kontrol uygulamalarının, adaptif kontrol sayılması için kestirimi yapılan sürtünme katsayılarının bu kontrolörler içerisinde de güncellenmesi gereklidir.

Altıncı test durumu; aşınma var iken ve adaptasyon algoritması aktif iken (adaptasyon kazancı uygulanıyorken), kestirimi yapılmış sürtünme katsayısının kontrolörler içerisinde güncellendiği ve güncellenmediği sonuçlarını içerir. Geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolör içerisinde denklem 4.108`deki ve denklem 4.110`daki sürütme katsayısı canlı sinyal ile güncellenmiştir. PID kontrolör parametreleri model dışındayken optimize edildiği için canlı bir şekilde sürtünme katsayısı ile güncellenemez. Ancak denklem 4.128`deki bozucusu, canlı sinyal ile güncellenmiştir.

Doğrusal olmayan ileri beslemeli ve doğrusal geri beslemeli kontrolörden iyi bir kontrol performansı alınamadığı için bu testte denenmemiştir.

Geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolörde güncelleme var ve yok iken alınan sonuçlar 1.sütunda aşınma faktörü 0,9 iken, 2.sütunda aşınma faktörü 0,8 iken üst üste çizdirilerek aşağıdaki gibi gösterilmiştir.



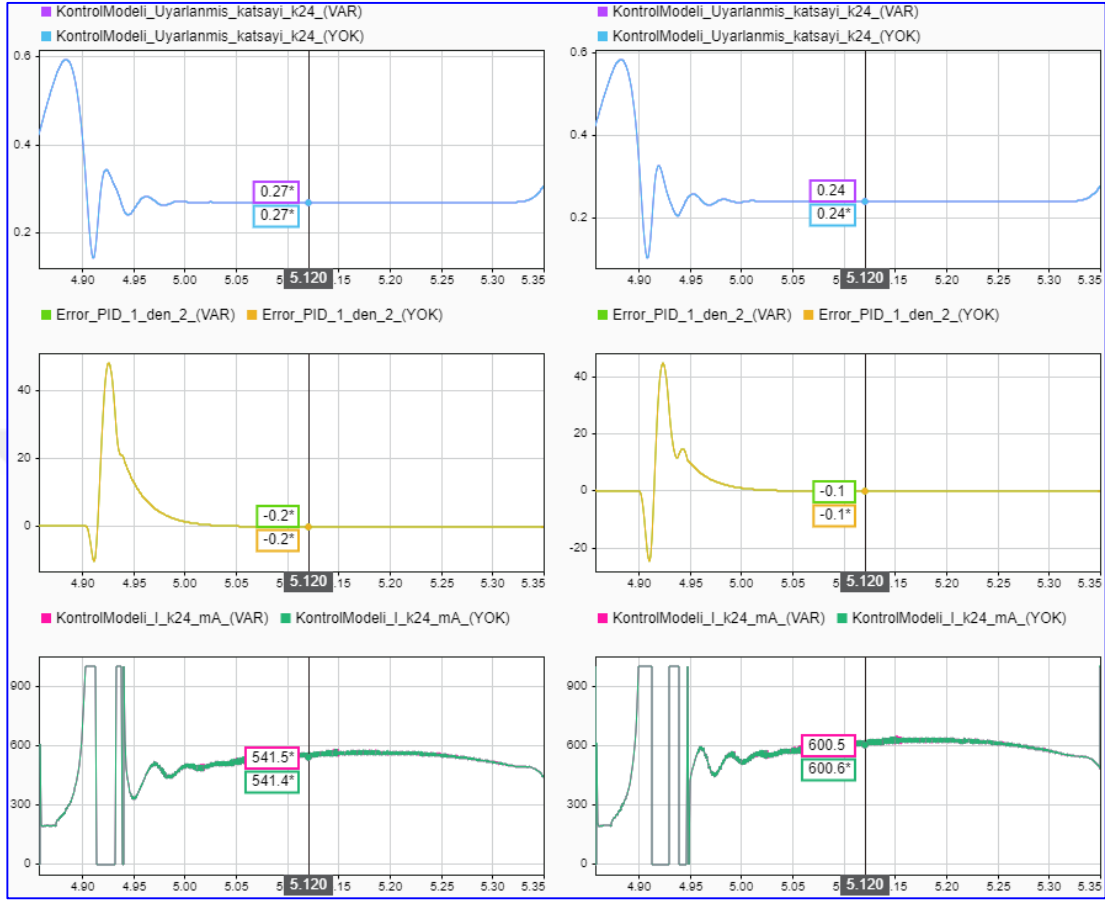
Şekil 5.16 : Altıncı test durumu Geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolörde güncelleme

İki farklı aşınma durumunda aynı adaptasyon kazancı ile sonuçlar alınmıştır. Güncellemenin yapıldığı ve yapılmadığı durumlar kontrol giriş sinyali, hata değeri ve vites geçiş süresi açısından kıyaslanabilir.

Güncelleme yapılmadığı takdirde kontrol giriş sinyalinin belirli bir salınım ile sonuç verdiği görülmüştür. Hata değeri de bu salınım ile ilerlediği görülmüştür. Bu durum vites geçiş süresinin uzamasına sebep olmuştur.

Güncelleme yapıldığında ise, hem kontrol giriş sinyalinde hem de hata değerinde herhangi bir salınım görülmemiştir. Ek olarak vites geçiş süresi de beklendiği gibi gerçekleşmiştir.

PID kontrolörde uygulanan bozucuda güncelleme var ve yok iken alınan sonuçlar 1.sütunda aşınma faktörü 0,9 iken, 2.sütunda aşınma faktörü 0,8 iken üst üste çizdirilerek aşağıdaki gibi gösterilmiştir.



Şekil 5.17 : Altıncı test durumu PID kontrolörde uygulanan bozucuda güncelleme

Hem iki farklı aşınma durumunda hem de bozucusunda güncelleme var ve yok iken, kontrol giriş sinyali, hata değeri ve vites geçiş süresi açısından neredeyse aynı sonuçlar alınmıştır. Bu durumda PID kontrolörün, herhangi bir güncellemeye ihtiyaç olmaksızın farklı aşınma durumlarında dayanıklı bir şekilde çalıştığı gözlemlenmiştir.



6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Oluşturulan simülasyon ortamında, paletli tip askeri bir araçta kullanılan transmisyon için vites değiştirme işlevlerini yerine getiren TKÜ kontrol algoritmaları tasarlanmış ve test edilmiştir.

Bu algoritmalar, sadece transmisyon hız grubunun giriş ve çıkışında yer alan hız sensörlerini kullanarak, kaliteli ve hassas bir vites geçişi için tasarlanmıştır ve MATLAB/Simulink ortamında gerçekleştirilmiştir.

Vites geçiş dinamiklerini etkileyen motor, transmisyon ve araç dinamiklerini içeren bir “plant model”, MATLAB/Simulink-Simscape kullanılarak gerçekleştirilmiştir ve TKÜ kontrol algoritmalarının testi için kullanılmıştır.

Literatürde, sistemin doğrusal olmama durumları dikkate alınarak önerilen doğrusal olmayan ileri beslemeli ve doğrusal geri beslemeli kontrolör ve geri adımlama tabanlı doğrusal olmayan kontrolör simülasyon ortamında denenmiştir. Sahadaki kalibrasyon süreçlerini kısaltacak, dayanıklı ve hassas kontrole izin veren ve doğrusal olmayan transmisyon sisteminde kullanılabilen, parametreleri genetik algoritma ile optimize edilmiş bir PID kontrol tasarımı gerçekleştirilerek, literatürdeki uygulamalarla kıyaslanmıştır.

Kavramaların aşınması durumunda, transmisyon giriş ve çıkış hızı sensörlerinden alınan bilgilere dayanan bir adaptasyon algoritması sayesinde kavrama parametrelerinin kestirimi yapılmıştır. Bu adaptasyon algoritması, bu tez çalışmasına özgü bir biçimde doğrulanarak gösterilmiştir. Ek olarak adaptasyon algoritmasının güncellediği parametrelerin, yalnızca “estimatör”e değil, literatürün önerdiği ve tez çalışmasında geliştirilen kontrolörlere girişinin de etkisi incelenmiştir.

Sonuç olarak, yalnızca giriş ve çıkış hızı sensörlerinden alınan bilgilerden yola çıkılarak dinamik model ile vites geçiş değişkenlerinin elde edilmesi önerilmektedir. Ve yine aynı bilgilerden faydalanılarak geliştirilen adaptasyon algoritması başarı sağlamaktadır. Doğrusal olmayan transmisyon sisteminde kullanılabilen dayanıklı bir PID kontrol tasarımı, kalibrasyon süreçlerini kısaltması açısından önerilmektedir. Bu yaklaşım metotların denenebileceği bir simülasyon ortamı ortaya koyulmuştur.

İlerleyen çalışmalarda, kavrama pistonunun hidrolik doldurma dinamikleri de “plant model”’e eklenip, “kontrol modeli”’nde doldurma fazı ve kontrolü oluşturulabilir. Ek olarak vites geçiş dinamiklerine etki eden ve yaygın bir şekilde kullanılan, tork konvertör kilitleme kavraması plant model ve kontrol modeline eklenebilir. Ayrıca vites geçiş sürecinde motor tork kontrolünün, vites geçiş kalitesi üzerine etkileri incelenebilir. Bir diğer çalışma olarak, vites geçiş kalitesi için metrikler tanımlanıp, transmisyon çıkış torku ve araca iletilen sarsıntılar açısından kontrolörler kıyaslanabilir. Bu çalışmalara paralel olarak vites düşürme dinamikleri ve frenleme kuvvetinin etkileri incelenebilir. Bütün bu çalışmalar, tez çalışması kapsamında geliştirilen simülasyon ortamında uygulanıp benzer şekilde test edilebilir ve gerçek dünyada, donanım üzerinde kullanıma hazır hale getirilebilir.



KAYNAKLAR

- Alexa, O., Ilie, C. O., Marinescu, M., Vinturis, V., & Truta, M. (2014). Simulating the Torque and Angular Speed Distribution within a Heavy Vehicle's Planetary Gearbox. *Scientific*.
- Araujo, M. T., Falleiros, M. F., & Gioria, G. d. (2020). Dynamic Modeling and Simulation of A Powertrain System with A Six-speed Automatic Transmission. *SAE Technical Paper*.
- B.Janarthanan, Padmanabhan, C., & C.Sujatha. (2012). Longitudinal dynamics of a tracked vehicle: Simulation and experiment. *ELSEVIER*.
- Ba, H., Kim, H., Kang, T., Heo, Y., Sohn, K., & Kim, K. (2019). Failure Analysis of the First Article Endurance Tests of 1,500 HP Transmission. *Journal of the Korea Academia*.
- Bai, S., Maguire, J., & Peng, H. (2013). *Dynamic Analysis and Control System Design of Automatic Transmissions*. SAE Book Series (R-413).
- Bățăuș, M., Maciac, A., Oprean, M., & Vasiliu, N. (2011). Automotive Clutch Models for Real Time Simulation. *Proceedings of the Romanian Academy*.
- Benford, H. L., & Leising, M. B. (1981). The Lever Analogy: A New Tool in Transmission Analysis. *SAE Technical Paper*.
- Brunton, S. L., & Kutz, J. N. (2019). *Data-Driven Science and Engineering: Machine Learning, Dynamical Systems, and Control*. Cambridge University Press.
- Cheng, Y., Dong, P., Yang, S., & Xu, X. (2015). Virtual Clutch Controller for Clutch-to-Clutch Shifts in Planetary-Type Automatic Transmission. *Hindawi*.
- Choi, H., Hwang, J., & Choi, S. (2018). Dynamic driveline torque estimation during whole gear shift for an automatic transmission. *ELSEVIER*.
- Choi, Y.-Y., & Hong, J.-P. (2015). A Study on Analysis Technique for Solenoid Valve Applicable to Military Vehicle Transmission. *DBpia*.
- D'Anna, T., Govindswamy, K., & Wolter, F. (2005). Aspects of Shift Quality With Emphasis on Powertrain Integration and Vehicle Sensitivity. *SAE Technical Paper*.
- Devlin, M. T., Cameron, T. M., McCombs, T., Rollin, A. J., Tersigni, S. H., & Jao, T.-C. (2011). Clutch Parameter Effects on Torque and Friction Stability. *SAE Technical Papers*.
- Dong, P. (2015). Optimized Shift Control in Automatic Transmissions with respect to Spontaneity, Comfort, and Shift Loads. Fakultät für Maschinenbau der Ruhr-Universität Bochum.

- Gao, B. Z., Chen, H., Sanada, K., & Hu, Y.** (2011). Design of Clutch-Slip Controller for Automatic Transmission Using Backstepping. *IEEE*.
- Gao, B., Chen, H., Li, J., Tian, L., & Sanada, K.** (2012). Observer-based feedback control during torque phase of clutch-to-clutch shift process. *International Journal of Vehicle Design*.
- Gao, B., Chen, H., Liu, Q., & Sanada, K.** (2010). Clutch Slip Control of Automatic Transmissions: A Nonlinear Feedforward-Feedback Design. *IEEE*.
- Huang, J., Zhang, J., Huang, W., & Yin, C.** (2018). A Generic Function for Automated Modeling and Feedforward Control of Planetary Gear Sets. *ASME*.
- Kevin (Quanzhong) Yan, C. J.** (2008). Transmission Control Design Approach Using Simulation, Rapid Prototyping, and Auto Code Generation. *SAE Technical Paper*.
- Kim, S., Oh, J. J., & Choi, S. B.** (2018). Driveline Torque Estimations for a Ground Vehicle With Dual-Clutch Transmission. *IEEE*.
- Kumar, S.** (2011). Tuning of PID Controller by Bioinspired Techniques . National Institute of Technology Rourkela, Electronics and Instrumentation Engineering.
- Li, S., & Jiang, Q.** (2011). Study on PID Parameters Tuning Method Based on Matlab/Simulink. *2011 IEEE 3rd International Conference on Communication Software and Networks*. IEEE.
- MathWorks.** (2021). <https://www.mathworks.com/help/physmod/sdl/ug/vehicle-with-four-speed-transmission.html> adresinden alındı
- Merhof, W., & Hackbarth, E.-M.** (1982). *Fahrmechanik der Kettenfahrzeuge*. Alsbach Leuchtturm.
- Mishra, K. D.** (2016). Robust Nonlinear Estimation and Control of Clutch-to-Clutch Shifts. The Ohio State University, Graduate Program in Mechanical Engineering.
- Quan Zheng, A. H.** (2008). A 6-Speed Automatic Transmission Plant Dynamics Model for HIL Test Bench. *SAE Technical Paper*.
- Song, C., Choi, H., & Kim, Y.** (2010). Control factor of Automatic Transmission for Military Tracked Vehicle. *DBpia*.
- Tsutsui, H., Hisano, T., Suzuki, A., Hijikata, M., & Taguchi, M.** (2004). Electro-Hydraulic Control System for AISIN AW New 6-Speed Automatic Transmission. *SAE Technical Paper*.
- Watechagit, S.** (2004). Modeling and Estimation for Stepped Automatic Transmission with Clutch-to-clutch Shift Technology. The Ohio State University, Department of Mechanical Engineering.
- Xu, X., Dong, P., Liu, Y., & Zhang, H.** (2018). Progress in Automotive Transmission Technology. *Springer Nature in Automotive Innovation*.
- Zhao, X., & Li, Z.** (2018). Data-Driven Predictive Control Applied to Gear Shifting for Heavy-Duty Vehicles. *Energies*.

EKLER

EK A: Sistem parametrelerinin MATLAB dosyası



EK A

```
%% Paletli Araç Otomatik Transmisyon Kontrolü %%

% Program: Mekatronik Mühendsiliği Programı Yüksek Lisans Tezi
% Danışman: Doç.Dr. Yaprak YALÇIN
% Öğrenci: Ali ARI - 518171037
% İçerik:  %İçten Yanmalı Motor Parametreleri
           %Tork Konvertör Parametreleri
           %Vites Geçiş Programı Parametreleri
           %Kavrama Parametreleri
           %Solenoid Valf Parametreleri
           %Araç Parametreleri
           %Planet Dişli Seti Parametreleri
           %Kavrama Akım Komut Parametreleri
           %Adaptasyon Kazanç Parametreleri

%% İçten Yanmalı Motor Parametreleri

GazPedalPozisyonu = [ 25 50 75 85 100];
Motor_hizi = [850 1600 1800 2000 2200 2400 2445.34 2463.77 2526.53
2600 2700];
Motor_torku = [ 917.48 1260.16 1249.10 1193.83 1149.62 1083.29
1033.55 972.75 707.46 276.35 22.11;
1956.56 2498.21 2498.21 2398.72 2288.18 2155.53 2061.58
1895.77 1365.17 541.65 44.22;
2498.53 3841.43 3803.23 3767.14 3744.73 3635.51 3568.06
3405.64 2734.79 1373.92 650.47;
2608.28 4349.56 4284.61 4266.03 4203.98 4077.25 3999.65
3954.33 3491.92 1589.71 705.80;
2674.68 5013.00 5008.98 5003.92 4894.70 4713.56 4619.35
4601.70 4272.09 2143.02 759.31]';
Im = 8.5;

%% Tork Konvertör Parametreleri

HizOrani=[0 0.1 0.2 0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 0.94 0.97];
TorkOrani=[2.38 2.29 2.09 1.88 1.73 1.46 1.29 1.19 1.08 1.04 1.02
1.01];
K_faktor = [30.31 31.91 34.02 35.84 37.57 39.35 41.69 44.58 48.16
52.78 55.04 56.94];

%% Vites Geçiş Programı Parametreleri

VitesSayisi =[0:4];
Yukseltme_GazPedali = [0 25 35 50 90 100];
Yukseltme_AracHizi = [2.5 5 15 25 500000;
2.5 5 15 25 500000;
3.75 7.5 15 25 500000;
5.75 11.5 20.5 30 500000;
10 20 35 50 500000;
10 20 35 50 500000];
Dusurme_GazPedali = [0 5 40 50 90 100];
Dusurme_AracHizi = [-2.5 -1.25 2.5 10 17.5;
-2.5 -1.25 2.5 10 17.5;
-2.5 -1.25 2.5 12.5 20;
-2.5 -1.25 2.5 15 22;
-2.5 -1.25 15 25 40;
-2.5 -1.25 15 25 40];
```

Şekil A.1 : Motor, tork konvertör ve vites geçiş programı parametreleri

```

%% Kavrama Parametreleri

p0 = 1500000;
bar_to_pa = 100000; % bar biriminden Pa birimine çevirme

Plaka_yaricapi_k1g = 0.1585;
Plaka_sayisi_k1g = 8;
Piston_alani_k1g = 0.028;
Pik_normal_k1g = 0.35;
Surtunme_katsayisi_k1g = 0.3;
Asinma_faktoru_k1g = 1;
Hiz_toleransi_k1g = 0.001;
Basinc_esik_k1g = 100000;

Plaka_yaricapi_k24 = 0.1585;
Plaka_sayisi_k24 = 4;
Piston_alani_k24 = 0.028;
Pik_normal_k24 = 0.35;
Surtunme_katsayisi_k24 = 0.3;
Asinma_faktoru_k24 = 1;
Hiz_toleransi_k24 = 0.001;
Basinc_esik_k24 = 100000;

%% Solenoid Valf Parametreleri

I_0 = 1000; %mA
I_k = 66.66; %hazırlık fazı akımı

%akımdan basınca statik katsayı
k_k1g = 1.3;
k_k24 = 1.3;

Tsv_k1g = 0.02;
Ksv_k1g = 1e-3*15;

Tsv_k24 = 0.02;
Ksv_k24 = 1e-3*15;

%% Adaptasyon Kazanç Parametreleri

y_k24_gecis_1_den_2 = 0.001;
y_k1g_gecis_1_den_2 = 0;
y_k34_gecis_2_den_3 = 0;
y_k24_gecis_2_den_3 = 0;
y_k123_gecis_3_den_4 = 0;
y_k24_gecis_3_den_4 = 0;

%% Araç Parametreleri

Ma = 60000; %kg
g = 9.81;
r_cer_disli = 0.329;
ro = 0.03;
Cd = 0.8;
Af = 6;
a_yog = 1.18;
i_sd = 4.667;

```

Şekil A.2 : Kavrama, valf, adaptasyon ve araç parametreleri

```

%% Planet Dişli Seti Parametreleri

I_t1h2c = Ma*(r_cer_disli/i_sd)^2;
I_h1t2 = 0.24;
I_g1 = 0.12;
I_g2 = 0.12;
I_t = 6;
H1 = 2.06;
H2 = 2.29;
G1 = 1;
G2 = 1;

M= [I_g1 0 0 0 0 G1 0
     0 I_t1h2c 0 0 0 -(H1+G1) H2
     0 0 I_h1t2 0 0 H1 -(H2+G2)
     0 0 0 I_g2 0 0 G2
     0 0 0 0 I_t 0 0
     G1 -(H1+G1) H1 0 0 0 0
     0 H2 -(H2+G2) G2 0 0 0];

inv_M=inv(M);

B= [1 0 0 0 0 0 0
     0 -1 0 0 0 0 0
     0 0 1 1 0 0 0
     0 0 0 0 1 1 0
     -1 0 0 -1 0 -1 1
     0 0 0 0 0 0 0
     0 0 0 0 0 0 0];

A = inv_M*B;
a11 = A(1,1); a12 = A(1,2); a13 = A(1,3); a14 = A(1,4); a15 = A(1,5);
a16 = A(1,6); a17 = A(1,7);
a21 = A(2,1); a22 = A(2,2); a23 = A(2,3); a24 = A(2,4); a25 = A(2,5);
a26 = A(2,6); a27 = A(2,7);
a31 = A(3,1); a32 = A(3,2); a33 = A(3,3); a34 = A(3,4); a35 = A(3,5);
a36 = A(3,6); a37 = A(3,7);
a41 = A(4,1); a42 = A(4,2); a43 = A(4,3); a44 = A(4,4); a45 = A(4,5);
a46 = A(4,6); a47 = A(4,7);
a51 = A(5,1); a52 = A(5,2); a53 = A(5,3); a54 = A(5,4); a55 = A(5,5);
a56 = A(5,6); a57 = A(5,7);

a61 = A(6,1); a62 = A(6,2); a63 = A(6,3); a64 = A(6,4); a65 = A(6,5);
a66 = A(6,6); a67 = A(6,7);
a71 = A(7,1); a72 = A(7,2); a73 = A(7,3); a74 = A(7,4); a75 = A(7,5);
a76 = A(7,6); a77 = A(7,7);

L1 = 10;
L2 = 1;

```

Şekil A.3 : Planet dişli seti parametreleri

```

%% Kavrama Akım Komut Parametreleri

%Kavrama Atama
VitesNumarasi = [-1 0 1 2 3 4];

Kapanan_K = [0 0 0 0 0 0
              0 0 0 0 0 0
              0 0 0 2 0 0
              0 0 3 0 3 0
              0 0 0 4 0 1
              0 0 0 0 3 0];
Acilan_K = [0 0 0 0 0 0
            0 0 0 0 0 0
            0 0 0 3 0 0
            0 0 2 0 4 0
            0 0 0 3 0 3
            0 0 0 0 1 0];
Sabit_K = [10 10 6 7 8 9
            0 0 0 0 0 0
            10 6 6 1 8 9
            10 0 1 7 1 9
            10 0 6 1 8 4
            10 0 6 7 4 9];

%Tok Fazı

%Kapanan kavramanın tork fazındaki ramp süresi
t_KK_TF_1_den_2 = 0.05;
t_KK_TF_2_den_3 = 0.05;
t_KK_TF_3_den_4 = 0.05;

%Atalet Fazı - PID Kontrol

%Kapanan kavramanın atalet fazındaki hedef süresi
t_KK_AF_1_den_2 = 0.5;
t_KK_AF_2_den_3 = 0.5;
t_KK_AF_3_den_4 = 0.5;

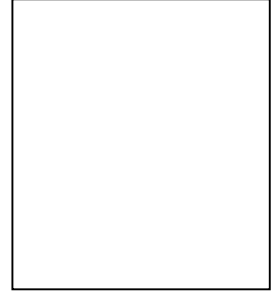
%Geri adımlama tabanlı kontrolör
K1_KK_AF_1_den_2 = 20;
K2_KK_AF_1_den_2 = 2;
K3_KK_AF_1_den_2 = 40;
K4_KK_AF_1_den_2 = 10;
K5_KK_AF_1_den_2 = 40;
b11_KK_AF_1_den_2 = -1;
b21_KK_AF_1_den_2 = 1;
L_KK_AF_1_den_2 = -1310;
W1_KK_AF_1_den_2 = 543;
W2_KK_AF_1_den_2 = 1.05e6;

```

Şekil A.4 : Kavrama akım komut parametreleri



ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Ali ARI



ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2015, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği
- **Lisans** : 2016, Yıldız Teknik Üniversitesi, Elektrik-Elektronik Fakültesi, Elektrik Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2016-2019: AVL Research and Development (Sistem Mühendisi)
- 2019-2021: BMC Power (Uzman Sistem Mühendisi)

DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

Arı, A., Öcal, Z. 2016. Otobüs Açılır Tavan Sistem Modeli ve Simülasyonu, *Otomatik Kontrol Türk Milli Komitesi*, 29 Eylül – 1 Ekim 2016 Eskişehir, Türkiye.

Akyuz, B., Ozbek, B., Sert, E., Arı, A., Çetinkaya, K. 2015. Hidrolik Direksiyon Sisteminin Modellenmesi ve Simülasyonu, *Otomatik Kontrol Türk Milli Komitesi*, 10-12 Eylül 2015 Denizli, Türkiye.