İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMATİK TRANSMİSYON VİTES DEĞİŞİM TEPKİLERİNİ OBJEKTİF OLARAK DEĞERLENDİRMEYE YÖNELİK MODEL BAZLI YAKLAŞIM GELİŞTİRİLMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hilmi Ersin OKTAR

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Mühendisliği Programı

TEMMUZ 2020

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMATİK TRANSMİSYON VİTES DEĞİŞİM TEPKİLERİNİ OBJEKTİF OLARAK DEĞERLENDİRMEYE YÖNELİK MODEL BAZLI YAKLAŞIM GELİŞTİRİLMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hilmi Ersin OKTAR
(503161721)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Özgen AKALIN

TEMMUZ 2020

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503161721 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Hilmi Ersin OKTAR, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "OTOMATİK TRANSMİSYON VİTES DEĞİŞİM TEPKİLERİNİ OBJEKTİF OLARAK DEĞERLENDİRMEYE YÖNELİK MODEL BAZLI YAKLAŞIM GELİŞTİRİLMESİ" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Prof. Dr. Özgen AKALIN** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Prof. Dr. Özgen AKALIN** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Dr. Öğr. Üyesi Osman Taha ŞEN İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Prof. Dr. Muammer ÖZKAN Yıldız Teknik Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : 08 Haziran 2020
Savunma Tarihi : 07 Temmuz 2020

Aileme,

ÖNSÖZ

Tez yazımı süresince bana yapmış olduğu rehberlikten dolayı hocam Prof. Dr. Özgen AKALIN'a, tez süresince bana vermiş oldukları desteklerden dolayı değerli çalışma arkadaşlarıma ve hayatımın her döneminde bana göstermiş oldukları desteklerden dolayı aileme teşekkür ederim.

Okulum İstanbul Teknik Üniversitesi ve şirketim Tümosan Motor ve Traktör Sanayii A.Ş'ye tez yazımı için sağladıkları olanaklardan dolayı ayrıca teşekkür ederim.

Haziran 2020 Hilmi ERSİN OKTAR

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xi**
SEMBOLLER ..... **xiii**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xvii**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xix**
ÖZET ..... **xxi**
SUMMARY ..... **xxiii**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Tezin Amacı 4
1.2 Literatür Araştırması 5
1.3 Hipotez 11
2. GÜÇ GRUBU MODELLEMESİ **13**
2.1 İçten Yanmalı Motor Modellemesi 15
2.2 Motor Kontrol Ünitesi Modellemesi 17
2.3 Detaylı Transmisyon Modellemesi 18
2.3.1 Gerotor pompa parazitik yükü 18
2.3.2 Tork konvertör ünitesi 19
2.3.3 Planet dişli mimarisi 21
2.3.3.1 1. vites güç akışı hesaplamaları 23
2.3.3.2 2. vites güç akışı hesaplamaları 24
2.3.3.3 3. vites güç akışı hesaplamaları 25
2.3.3.4 4. vites güç akışı hesaplamaları 26
2.3.3.5 5. vites güç akışı hesaplamaları 27
2.3.3.6 6. vites güç akışı hesaplamaları 28
2.3.4 Vites değişimi elemanları 29
2.3.4.1 Plakalar arası sürtünmenin modellemesi 30
2.3.4.2 Piston dinamiği modellemesi 34
2.4 Detaylı Transmisyon Kontrol Ünitesi Modellemesi 38
2.5 Taşıt ve Güç Aktarma Organları Modellemesi 41
2.5.1 Aktarma organları güç iletimi modellemesi 41
2.5.2 Taşıt hareket dirençleri modellemesi 44
2.5.2.1 Lastik kayması modellemesi 45
2.6 Sürücü Kontrolü Modellemesi 46
3. VİTES DEĞİŞİMİ SÜREÇLERİNİN MODEL ÜZERİNDE OBJEKTİF OLARAK DEĞERLENDİRİLMESİ **49**
3.1 Objektif Değerlendirme Parametrelerinin Belirlenmesi 49
3.2 Vites Değişim Süreçlerinin Kontrolüne Yönelik Kullanılan Parametreler 52
3.3 Kontrol Parametrelerinin Amaç Fonksiyonuna Yönelik Optimizasyonunun Yapılması 53

3.3.1 Birinci senaryo üzerinde yapılan optimizasyon çalışması 53
3.3.2 İkinci senaryo üzerinde yapılan optimizasyon çalışması 57
3.4 Birinci Senaryoda Örnek Bir Parametre Seti İle Vites Değişimi Sürecinin Değerlendirilmesi 59
3.4.1 Örnek parametre seti için 1. vitesten 2. vitese geçişin irdelenmesi..... 62
3.4.2 Örnek parametre seti için 2. vitesten 3. vitese geçişin irdelenmesi..... 63
3.4.3 Örnek parametre seti için 3. vitesten 4. vitese geçişin irdelenmesi..... 64
3.4.4 Örnek parametre seti için 4. vitesten 5. vitese geçişin irdelenmesi..... 65
3.4.5 Örnek parametre seti için 5. vitesten 6. vitese geçişin irdelenmesi..... 66
3.5 İkinci Senaryoda Örnek Bir Parametre Seti ile Vites Değişimi Sürecinin Değerlendirilmesi 67
4. SONUÇ VE ÖNERİLER 69
KAYNAKLAR 73
EKLER 77
ÖZGEÇMİŞ 81

KISALTMALAR

AT **:** Automatic Transmission (Otomatik Transmisyon)

ATF **:** Automatic Transmission Fluid (Otomatik Transmisyon Yağı)

AMT **:** Automated Manual Transmission (Otomatize Manuel Transmisyon)

CVT **:** Continuosly Variable Transmission (Sürekli Değişken Oranlı Transmisyon)

DHT **:** Dedicated Hybrid Transmission (Dedike Hibrit Transmisyon)

ECU **:** Engine Control Unit (Motor Kontrol Ünitesi)

EPA **:** United States Environmental Protection Agency (Amerika Birleşik Devletleri Çevre Koruma Ajansı)

HD-UDDS **:** Heavy Duty Urban Dynamometer Driving Duty Schedule (Ağır Vasıta Araçlar için Şehir-içi Dinamometre Sürüş Çevrimi)

HiL **:** Hardware in the Loop (Donanımla Benzetim)

İYM **:** İçten Yanmalı Motor

NVH **:** Noise Vibration Harshness (Gürültü, Titreşim, Sertlik)

PTO **:** Power Take-Off (Çıkış gücü sağlayan yavru şanzıman)

PWM **:** Pulse Width Modulation (Darbe Genişlik Modülasyonu)

RMS **:** Root Mean Square (Karelerinin Karekökü Ortalaması)

TCU **:** Transmission Control Unit (Transmisyon Kontrol Ünitesi)

SEMBOLLER

$A_{keçe}$	: Piston Sızdırmazlık Elemanı Basınç Yüzey Alanı
A_{orifis}	: Orifis Alanı
$A_{ön}$	: Taşıt Ön Yüzey Alanı
A_{piston}	: Piston Basınç Yüzey Alanı
ajv	: Acceptable Jerk Value (Kabuledilebilir Jerk Değeri)
c_{aks}	: Aks Mili Sönümleme Katsayısı
C_D	: Deşarj Katsayısı
C_W	: Hava Direnci Katsayısı
$D_{Dış,P}$	: Piston Basınç Alanı Dış Çapı
$D_{İç,P}$	: Piston Basınç Alanı İç Çapı
$E_{Kay,Kav}$	: Kavrama Sürtünme Enerjisi Kaybı
$E_{Kay,Mek}$	: Mekanik Sürtünme Enerjisi Kaybı
$E_{Kay,TC}$	: Tork Konvertör Sürtünme Enerjisi Kaybı
$E_{Kay,Toplam}$	: Toplam Sürtünme Enerjisi Kaybı
$F_{coulomb}$	: Kavrama Coulomb Kuvveti
$F_{keçe}$	: Keçe Sürtünme Kuvveti
F_{piston}	: Piston Basınç Kuvveti
$F_{stiction}$	: Kavrama Stiction (Bağlanma) Kuvveti
f_R	: Yuvarlanma Direnci
F_S	: Kavrama Sürtünme Kuvveti
$F_{T,direnç}$	: Tekerlek Direnç Kuvveti
F_{yay}	: Piston Geri Döndürme Yayı Kuvveti
F_Z	: Çeki Kuvveti
g	: Yerçekimi İvmesi
hpj	: Highest Peak of Jerk (En Yüksek Jerk Değeri)
i	: Dişli Oranı
Jerk	: Jerk
J_{ind}	: İndirgenmiş Kütlesel Atalet Momenti
J_{mot}, J_{aks}	: Motor ve Aksesuar Sistemler Kütlesel Atalet Momenti
J_P	: Tork Konvertör Pompa Kütlesel Atalet Momenti

J_{PTO} : PTO (Power Take-Off) Kütlesel Atalet Momenti

K_P : Tork Konvertör Pompa K-faktör Değeri

k_{yay} : Piston Geri Döndürme Yayı Katsayısı

k_{aks} : Aks Mili Rijitliği

$m_{çeki}$: Taşıt Yükü Kütlesi

m_{piston} : Piston Kütlesi

$m_{taş}$: Taşıt Kütlesi

N : Kavrama Sürtünme Yüzey Alanı

n_{mot} : Motor Devri

n_t, n_p : Tork Konvertör Türbin ve Pompa Devri

$n_{P,max}$: Maksimum Güç Motor Devri

$n_{tr,çıkış}$: Transmisyon Çıkış Devri

Q : Debi

P_{mot}, $P_{türbin}$: Motor ve tork konvertör türbin gücü

p_{piston} : Piston Basıncı

p_K : Kavrama Besleme Basıncı

R_D : Kavrama Sürtünme Yüzeyi Dış Yarıçapı

$R_İ$: Kavrama Sürtünme Yüzeyi İç Yarıçapı

R_{pedal} : Pedal Oranı

$r_{Din,tek}$: Dinamik Tekerlek Yarıçapı

$r_{güneş}$: Güneş Dişli Bölüm Dairesi Yarıçapı

$r_{çember}$: Çember Dişli Bölüm Dairesi Yarıçapı

$rmsj$: Rms Jerk Değeri

S : Tekerlek Kayma Oranı

SR : Tork Konvertör Hız Oranı

TR : Tork Konvertör Tork Oranı

T_D : Motor Sürtünme Torku

$T_{gerotor}$: Gerotor Pompa Sürtünme Torku

T_{mot}, $T_{mot,max}$: Motor Torku, Motor Maksimum Torku

T_K : Kavrama Aktarılan Tork

T_T, T_P : Tork Konvertör Türbin ve Pompa Torku

$T_{TR,ÇIKIŞ}$: Transmisyon Çıkış Torku

t, t_{dolum} : Zaman, Dolum Zamanı

$V_{pis,ölü}$: Piston Ölü Hacmi

VDV : Vibration Dose Value (Titreşim Dozu Değeri)

v, $v_{stribeck}$: Hız, Stribeck Hızı

w_{mot} : Motor Hızı (1/s)

$\dot{w}_{mot}$: Motor Açısal Ivmesi

$w_{taş.}$: Planet Taşıyıcı Hızı

$w_{güneş}$: Güneş Dişli Hızı

$w_{çember}$: Çember Dişli Hızı

x_{strok}, $x_{önyük.}$: Piston Strok ve Piston Yayı Önyükleme Mesafesi

z : Sürtünme Yüzeyi Mikroskopik Seviyedeki Kılın Esnemesi

$z_{güneş}$: Güneş Dişli Diş Sayısı

$z_{çember}$: Çember Dişli Diş Sayısı

σ_0, σ_1, σ_2 : Kılın Rijitliği, Sönümleme ve Lineer Viskoz Sürtünme Katsayısı

μ : Kavrama Sürtünme Katsayısı

$\mu_{keçe}$: Keçe Sürtünme Katsayısı

$\mu_{kinetik}$: Kinetik Sürtünme Katsayısı

μ_{statik} : Statik Sürtünme Katsayısı

η_{disli} : Planet Dişli Setleri Temas Verimi

η_{TC} : Tork Konvertör Verimi

ρ : Yoğunluk

λ : İvme Direnç Katsayısı

Kardan1 : Transmisyon-Transfer Kutusu Arası Kullanılan Kardan Mili

TR,Ç : Transmisyon Çıkışı

TK,G : Transfer Kutusu Girişi

TK,Ç : Transfer Kutusu Çıkışı

Kar,Ön : Ön Akslar İçin Transfer Kutusu Çıkışındaki Kardan Mili

Kar,Arka : Arka Akslar İçin Transfer Kutusu Çıkışındaki Kardan Mili

Dif,G : Diferansiyel Girişi

Dif,Ç : Diferansiyel Çıkışı

T,direnç : Diferansiyel Girişi

Dif,Ç : Diferansiyel Çıkışı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : İçten yanmalı motor temel parametreleri. **16**
Çizelge 2.2 : Gerotor pompa parazitik yükü. **18**
Çizelge 2.3 : 1. vites temel parametreleri. **23**
Çizelge 2.4 : 2. vites temel parametreleri. **24**
Çizelge 2.5 : 3. vites temel parametreleri. **25**
Çizelge 2.6 : 4. vites temel parametreleri. **26**
Çizelge 2.7 : 5. vites temel parametreleri. **27**
Çizelge 2.8 : 6. vites temel parametreleri. **28**
Çizelge 2.9 : LuGre modeli parametreleri. **33**
Çizelge 2.10 : Güç aktarma organları atalet değerleri. **41**
Çizelge 2.11 : Yuvarlanma direnci parametreleri. **44**
Çizelge 2.12 : Hava direnci parametreleri. **44**

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Temsili ideal çeki kuvveti diyagramı. **2**
Şekil 1.2 : 4 İleri vites kutusuna sahip bir güç grubunun çeki kuvveti diyagramı. **2**
Şekil 1.3 : Tork konvertör çalışması çıkış torku etkisi gösterimi (Bai ve diğ.., 2013, s. 18)..... **3**
Şekil 2.1 : Ağır vasıta araç GT-Suite modeli ana planı. **13**
Şekil 2.2 : 8x8 güç grubu kinematik şeması. **14**
Şekil 2.3 : İçten yanmalı motor model ana planı. **15**
Şekil 2.4 : Pedal oranı ve motor devrine bağlı tork haritası. **16**
Şekil 2.5 : ECU modeli planı. **17**
Şekil 2.6 : Detaylı otomatik transmisyon modeli ana planı. **18**
Şekil 2.7 : Tork konvertör modeli planı. **19**
Şekil 2.8 : Tork konvertör K-faktör ve tork oranı haritası. **20**
Şekil 2.9 : Planet dişli mimarisi modeli. **21**
Şekil 2.10 : Otomatik transmisyon kinematik şeması. **22**
Şekil 2.11 : Vites pozisyonlarına göre kavrama kullanımı tablosu. **22**
Şekil 2.12 : 1. vites güç akışı kinematik şeması. **23**
Şekil 2.13 : 2. vites güç akışı kinematik şeması. **24**
Şekil 2.14 : 3. vites güç akışı kinematik şeması. **25**
Şekil 2.15 : 4. vites güç akışı kinematik şeması. **26**
Şekil 2.16 : 5. vites güç akışı kinematik şeması. **27**
Şekil 2.17 : 6. vites güç akışı kinematik şeması. **28**
Şekil 2.18 : Çok diskli ıslak kavrama grupları şematik gösterimi. **29**
Şekil 2.19 : Kavrama malzemesi sürtünme katsayısı grafikleri (Carlisle Brake & Friction, 2019). **30**
Şekil 2.20 : Çok plakalı kavrama grupları kavraşma mekanizması (Fujii ve diğ., 2003). **31**
Şekil 2.21 : LuGre modeli sürtünme yüzeyleri kontak mekaniği. **32**
Şekil 2.22 : Piston dinamiği modellenmesi (C1 kavraması). **34**
Şekil 2.23 : ATF ve hava için sıcaklığa bağlı viskozite grafiği (Mobil Delvac 1 ATF, 2016). **35**
Şekil 2.24 : Piston kütlesi üzerine etkiyen kuvvetlerin temsili. **37**
Şekil 2.25 : TCU giriş-çıkış sinyalleri şeması. **38**
Şekil 2.26 : Araç hızı ve pedal oranına bağlı vites değişim haritası. **38**
Şekil 2.27 : TCU mimarisi modeli. **40**
Şekil 2.28 : Taşıt ve 8x8 güç grubu modeli ana planı. **43**
Şekil 2.29 : Lastik kayma oranına bağlı limit sürtünme grafiği. **46**
Şekil 2.30 : Sürücü modeli ana planı. **46**
Şekil 2.31 : Ağır vasıta araçlar için şehiriçi dinamometre seyir çevrimi (EPA – Heavy Duty Urban Dynamometer Driving Duty 2020). **47**
Şekil 2.32 : Sürücü kontrolü diyagramı. **48**
Şekil 3.1 : Örnek türbin hızı değişimi değerlendirilmesi (Dong, 2015). **51**

Şekil 3.2 : Objektif değerlendirme metoduna göre optimal kontrol parametrelerinin belirlenmesi. **54**
Şekil 3.3 : Parametre hassasiyeti değerlendirilmesi. **55**
Şekil 3.4 : Atalet fazı süresine bağlı maksimum jerk değeri (m/s^3) gafiği. **55**
Şekil 3.5 : Atalet fazı süresine bağlı enerji kaybı grafiği. **56**
Şekil 3.6 : Anlık motor tork arzı oranına bağlı maksimum jerk değeri grafiği. **56**
Şekil 3.7 : Anlık motor tork arzı oranına bağlı enerji kaybı grafiği. **57**
Şekil 3.8 : İlk senaryoda belirlenen optimal kontrol çözümleri. **57**
Şekil 3.9 : Optimal parametre setlerinin enerji kayıpları grafiği. **58**
Şekil 3.10 : Optimal parametre setlerinin maksimum jerk değerleri grafiği. **58**
Şekil 3.11 : Optimal parametre setlerinin maksimum jerk değerlerine göre enerji kaybı grafiği. **59**
Şekil 3.12 : Birinci senaryoda zamana bağlı vites pozisyonu değişimi grafiği. **59**
Şekil 3.13 : Zamana bağlı jerk değeri,motor ve transmisyon çıkış torku grafiği. **60**
Şekil 3.14 : Zamana bağlı kilitleme kavraması pozisyonu ve motor, türbin ve taşıt hızı grafiği. **61**
Şekil 3.15 : Zamana bağlı enerji kayıpları grafiği. **61**
Şekil 3.16 : Zamana bağlı 1. vitesten 2. vitese geçiş parametrelerinin değişimi grafikleri. **62**
Şekil 3.17 : Zamana bağlı 2. vitesten 3. vitese geçiş parametrelerinin değişimi grafikleri. **63**
Şekil 3.18 : Zamana bağlı 3. vitesten 4. vitese geçiş parametrelerinin değişimi grafikleri. **64**
Şekil 3.19 : Zamana bağlı 4. vitesten 5. vitese geçiş parametrelerinin değişimi grafikleri. **65**
Şekil 3.20 : Zamana bağlı 5. vitesten 6. vitese geçiş parametrelerinin değişimi grafikleri. **66**
Şekil 3.21 : Seyir çevrimi ve gerçekleşen hız değeri grafiği. **67**
Şekil 3.22 : Seyir çevrimi hedefli senaryo için vites pozisyonlarının zaman bağlı değişimi grafiği. **67**
Şekil 3.23 : Seyir çevrimi hedefli senaryo için zamana bağlı jerk değeri grafiği. **68**
Şekil 3.24 : Seyir çevrimi hedefli senaryo için transmisyon üzerinde meydana gelen zamana bağlı enerji kayıpları grafiği. **68**
Şekil A.1 : Tank kurtarıcı araç ve aks açıklıkları. **78**
Şekil A.2 : Tank kurtarıcı araç genel özellikleri. **78**
Şekil A.3 : Tank kurtarıcı araç motor özellikleri. **78**
Şekil A.4 : Tank kurtarıcı araç güç aktarma organları özellikleri. **78**
Şekil A.5 : TMSN 2506 AT otomatik transmisyon. **79**
Şekil A.6 : TMSN 2506 AT vites oranları. **79**
Şekil A.7 : TMSN 2506 AT genel özellikleri. **79**

OTOMATİK TRANSMİSYON VİTES DEĞİŞİM TEPKİLERİNİ OBJEKTİF OLARAK DEĞERLENDİRMEYE YÖNELİK MODEL BAZLI YAKLAŞIM GELİŞTİRİLMESİ

ÖZET

Bir güç grubunda motor ve tekerlek arasındaki koordinasyonu sağlayan, otomotivdeki en kritik optimizasyon aracı transmisyondur. İçten yanmalı motor ile tahrik edilen bir güç grubunun tork ve hız arasındaki koordinasyonunu sağlayarak, sistemin daha verimli çalışmasına imkan sağlayan transmisyonlar, konfor ve verimlilik yönünden araç üzerinde büyük bir etkiye sahiptirler.

Otomotivde her geçen gün, teknolojinin gelişmesine paralel olarak, kullanım iyileştirmeleri yapmak ve en iyiyi yakalamak mümkün hale gelmektedir. Teknolojideki bu gelişmeler, transmisyon geliştirmeleri üzerinde de büyük faydalar sağlamaktadır.

Geleneksel otomatik transmisyona sahip araçların seri üretime başlandığı 1939 yılından beri (Hydramatic), yaşanan gelişmeler ile birlikte otomatik transmisyonlar, sürüş konforunu ve verimini önemli seviyede arttırmış ve buna mukabil satış oranları da hızla artış göstermiştir. Bu durumun ana sebepleri olarak, üretim kalitesinin artması, elektro-hidrolik kontrol araçlarının gelişmesi, çeşitlenmesi ve kalibrasyon testlerinin önemli seviyede artması olarak gösterilebilir.

Bir otomatik transmisyonun geliştirilmesi sürecinde test mühendisleri, farklı kontrol parametrelerini manuel olarak değiştirerek, elektro-hidrolik kontrolü sağlanan vites değişimlerinin kalibrasyonunu sağlar. Test mühendisinin subjektif değerlendirmeleriyle yapılan kalibrasyon çalışmaları sonucunda, tekrarlanabilirliği olmayan ve test yapan mühendisin tecrübesine bağlı sonuçlar elde edilir. Bu nedenle, geliştirme sürecinde manuel olarak yapılan kalibrasyon çalışmalarının model öngörüsünün desteği ile objektif olarak değerlendirilmesine yönelik yapılan çalışmalar, bugün hala otomatik transmisyon üzerine yapılan çalışmaların başında gelmektedir.

Bu tez çalışmasında, geleneksel otomatik transmisyona sahip, 8x8 konfigürasyonda bir ağır vasıta araç güç grubuna yönelik model öngörüsüyle ve bu güç grubunun çoklu hedeflerine yönelik oluşturulan objektif değerlendirme metodundan yararlanarak, güç grubunun kalibrasyonuna yönelik bir yöntem sunulmuştur.

Çalışmaya öncelikle, araç güç grubunun dinamiklerini içeren modelin oluşturulması ile başlanmış ve özellikle alt sistem testleri ile doğrulanmış olan otomatik transmisyon ve kontrol komponentleri, detaylı olarak modellenmiştir. Sonrasında, literatürde yer alan, subjektif değerlendirmelerin anket bazlı korelasyonundan oluşan objektif değerlendirme parametrelerinden de yararlanılarak, araç güç grubunun vites değişimi konforu ve enerji verimliliği yönünden hedeflerine uygun bir objektif değerlendirme metodu oluşturulmuştur.

Çalışmada, vites değişim konforuna yönelik araç ivmelenmesinin türevi olan jerk değeri ve verimlilik yönünden ise enerji kaybı değerleri metrik olarak kullanılmıştır. Ayrıca, hız ve tork değerlerinin de meydana gelen dalgalanmalar gözle kontrol edilerek değerlendirilmiştir.

Jerk ve enerji kaybı değerinin minimize edilmesine yönelik oluşturulan amaç fonksiyonu ile vites değişimi esnasında ilgili kavrama gruplarında oluşturulan basınçlandırma sürelerinin belirlenmesi ve tahrik unsuru olan içten yanmalı motorun sunduğu tork miktarında, uygun oranda kısıtlamaların yapılması üzerine pareto optimizasyonu yapılmış ve optimal kontrol çözümleri sunulmuştur.

Optimizasyon çalışması öncelikle, motorun 25 saniye boyunca tam yükte çalışması ile tüm vites aralıklarının test edildiği senaryo üzerinde gerçekleştirilmiştir. Böylece hızlı bir simülasyon çalışması ile tüm vites aralıkları için optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. İlk senaryodaki elde edilen optimal sonuçların, taşıtın daha olağan bir sürüş koşulunda değerlendirebilmesi amacıyla, bir seyir çevrimi hızı hedefiyle, ilk senaryoya göre daha uzun süreçli başka bir senaryo daha oluşturulmuştur. İlk senaryoda oluşturulan optimal çözümler kullanılarak, oluşturulan ikinci senaryoda minimum enerji kaybı ve jerk değerine sahip parametre seti çalışmanın çıktısı olarak sunulmuştur.

Böylece, kalibrasyon çalışmalarının objektif değerlendirilmesi ve optimizasyonun model öngörüsü ile yapılmasıyla, uzun süreli ve maliyetli kalibrasyon testleri kısalacak ve optimum seviyede çıktıların alınması mümkün olacaktır.

A MODEL BASED APPROACH FOR OBJECTIVE EVALUATION OF AUTOMATIC TRANSMISSION SHIFT QUALITY

SUMMARY

Nowadays, the customer expectations on the subject of mobility and comfort are very high. Hence, these topics are becoming evermore significant in the automotive industry, like in the other sectors.

The vehicle transmission, which mediates powerflow between the engine and the driving wheels, is the most critical optimization tool in a powertrain. The transmission that enable the vehicle to operate more efficiently by adjusting between torque and speed, is a prime mover on the subject of drive comfort and energy efficiency.

Since the mass production of vehicles equipped with traditional automatic transmission started in 1939 (Hydramatic), there have been a lot of refinements that significantly increase drive comfort and efficiency on automatic transmissions. The main reasons for these refinements are the increase in the manufacturing quality, the development and diversification of electro-hydraulic control tools, and also the significant increase of calibration tests. Hence, parallel to these improvements, vehicles equipped with automatic transmission have increased their market share steadily.

According to the traditional calibration method that still exists today, transmission test engineers manually change different control parameters on the powertrain, and make calibration of shift sequences with electro-hydraulic control during the development of an automatic transmission.

In this method, test engineers gain experiences within the large amount of calibration works for application. Then, they present the best recipe among the attempted versions during their works.

Since the method includes subjective evaluations of test engineers, the same results on each vehicle occupants may not get. Also, since the recipe selected among only worked conditions, it may not be the best method. Therefore, this method needs to be developed, or reorganised in order to perform a robust calibration work.

In accordance with these purposes, many studies have been performed, however, it still remains to be one of the key issues, which should work on more, for automatic transmission in the literature.

In the context of this work, a model based approach has been presented for the calibration of the powertrain. Also, the objective evaluation method of automatic transmission shift quality has been created for the multiple targets of a 8x8 heavy duty vehicle powertrain equipped on the model.

The study started with the detailed creation of a mathematical model that includes the longitudinal dynamics of a 8x8 heavy duty vehicle powertrain. In order to develop a robust model, all powertrain components such as, internal combustion engine and its

control unit (ECU), automatic transmission, and its control units (TCU), cardan shafts, transfer case, differential, axles, tire, and driver modelled in detail.

The engine model contains a 3D engine torque map based on the pedal ratio and engine speed, while the ECU model provides controls of other basic parameters and modulation of the supplied torque.

On the other hand, the transmission model includes torque converter, planetary gear sets, wet clutch packs, and their hydraulic and control units in detailed. All submodels have been created by using individual tests results, according to test procedures standardised by SAE subcommutees.

The torque converter model, which is one of the most important transmission components, has K-factor and torque ratio chart based on speed ratio, which get from performance tests.

Besides, the planetary gear mechanism, which mediates the powerflow with 3 planetary gear sets, their connection's shafts, and 5 wet clutch packs has been modelled. Thus, analytical methods have been performed to analyze the performance of the powerflow according to reliable gear formulas.

Since the wet clutch packs are the most important components that effect the shifting related torque changes, more detailed wet clutch model has been developed by using the LuGre friction model in this work. Also, shifting elements, such as piston seal, return springs, automatic transmission fluid and etc. have been modelled by using experimental specifications.

In addition to detailed transmission model, the transmission control unit model has also been developed in detail. Oncoming and offgoing signals, which provides proper gear changes, have been generated by using TCU model. Also, torque converter units' control, and determining of the shift phase have been provided thanks to detailed TCU model.

The other powertrain components, such as cardan shafts, transfer case, differential, axles, and tire, have been modelled by representing them with mathematical equations. Especially, Pacejka's Magic Formula for dry tarmac road conditions, has been used in order to simulate tire slipping in the tire model.

Also, representative driver model has been developed in order to simulate acceleration and deceleration responses of a driver with respect to target speed on the model. If the vehicle should accelerate with respect to target speed, the representative model decides to increases the engine throttle position. Otherwise, if the vehicle needs to decelerate, it decides to decrease engine throttle position, and in the case needs more deceleration, it sets engine throttle position to zero, then increase braking on the axles.

Afterwards, an objective evaluation method, which is suitable for the objectives of the heavy duty vehicle powertrain in terms of shift comfort and energy efficiency, has been created by using of the objective evaluation parameters, which consist of questionnaire-based correlation of subjective evaluations in the literature.

In this work, metrics have been used to objectively evaluate gear shifts. First metric on this method is the jerk value, which is the derivative of vehicle acceleration, for evaluation of shift comfort. Also, the other metric is that total energy loss value of transmission components (gear, clutch, torque converter, etc.) for energy efficiency of the transmission. In addition to these metrics, visual inspections on fluctuations in

speed and torque values are the final evaluation steps in order to control consistency of the metrics.

With the purpose function that aims to minimize the jerk and energy loss value, optimization has been made and optimal control solutions have been provided.

Optimization study has been made by using the pareto optimization tool available on the GT-Suite software. The optimization algorithm tries to determine the optimum control method by changing the variable inputs systematically according to the target function. The algorithm evaluates the output of the model by changing the input variables in the specified range and continues until it finds the optimum. Thanks to the smart choices on the determining of different control parameters by the algorithm, as few models as possible are created.

The most important control parameters of an automatic transmission is the changes on the oncoming and offgoing clutch pressure. In this work, this pressure changes have been defined on the model according to the characteristics of the valve and other shifting elements for torque phase of the shifting. In order to get critical pressure during inertia phase of the shifting, optimisation work, which presents proper time, has been made.

In addition to this, it is also possible to intervene on the engine torque during gear shifting with the electronic control of the powertrain in order to improve the shift quality. Thanks to optimisation tool, the appropriate reduction in the amount of torque, which is provided by the internal combustion engine, has been determined during shifting.

Thus, an integrated control strategy of the powertrain has been created with proper changes of the control parameters in order to get optimal shifting performances, which gives minimum jerk and energy loss value.

The optimisation works have been performed with two scenarios. In the initial scenario, the engine runs at full load during 25 seconds, and thus, all shift sequences has been tested with a rapid simulation study.

In order to increase the resolution of the solutions created by the first scenario and reflect a more realistic driving condition, another scenario has been created. In this method, representative driver model gives input the engine, and brake calipers in order to acquire speed target from a driving cycle. Thus, evaluation of shift quality has been performed in a healthier way. This scenario has a longer simulation process but reflects the driving conditions better. In order to compensate for the long simulation process, the control parameters obtained in the initial scenario have been used. Then, according to the results of the work, the parameter sets, which have minimum jerk value and energy loss, have been presented as the output of the study.

Consequently, the presented work enables the more consistent calibration tests on the contrary of traditional calibration methods. In this way, it reliefs heavy workload on transmission engineers and additional costs on the transmission manufacturer. Also, it offers more optimal outputs thanks to smart choices given by algorithm, compared to traditional method. In addition to these benefits of the purposed method, it offers a quick calibration of the automatic transmission for different vehicle platforms.

1. GİRİŞ

Günümüzde, teknolojinin gelişmesine paralel olarak, mobilite ve konfor beklentisi hızla artmaktadır. Bu durumun birçok sektöre etkileri olmakla beraber, otomotiv sektörü üzerinde de büyük etkileri ortaya çıkmıştır.

Yeni ürünler geliştirmek, otomotiv regülasyonlarına uymak gibi hedefler ile beraber, otomotiv mühendislerinin yapmış oldukları çalışmaların en büyük hedeflerinden biri de, müşteri beklentilerini en ileri derecede karşılayabilmektir. Yaşanan teknolojik gelişmeler ve yapay zeka uygulamaları, müşteri beklentilerini karşılama hususunda yapılan çalışmaları kolaylaştırmakta ve en iyiyi mümkün hale getirebilmektedir.

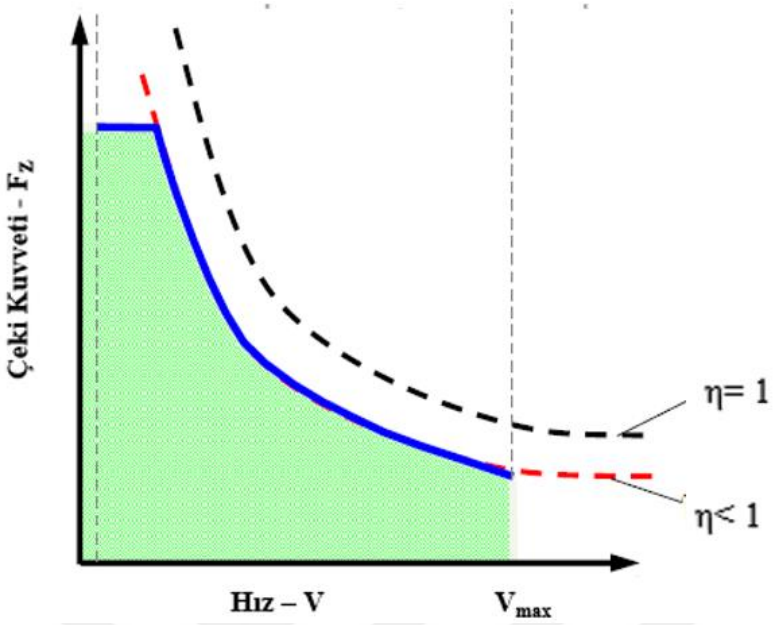
Daha önceleri, uzun süreçli testler ile gerçekleştirilen kalibrasyon çalışmaları, teknolojik gelişmeler sayesinde oluşturulan gerçek zamanlı modellemeler ile daha kısa süreler içerisinde gerçekleştirilebilmektedir. Yapılan çalışmaların hızlanması ile optimumu yakalamak mümkün olmaktadır.

Artan mobilite ve konfor beklentisini karşılamak amacıyla, teknolojik gelişmelerin de yardımıyla, otomotiv mühendisleri çalışmalarını bu yönde yoğunlaştırmaktadırlar. Bir güç grubu mühendisi için, NVH (gürültü, titreşim, sertlik) konularıyla beraber, boylamasına ivmelenmenin irdelenmesi, konfor açısından yapılan çalışmaların başında gelmektedir. Yapılan konfor çalışmaları ile beraber, enerji verimliliği, sportif tepkisellik ve diğer birçok konuda etkiler ortaya çıkmaktadır. Bu konuda birçok optimizasyon çalışması yapılmış ve yapılmaya devam etmektedir.

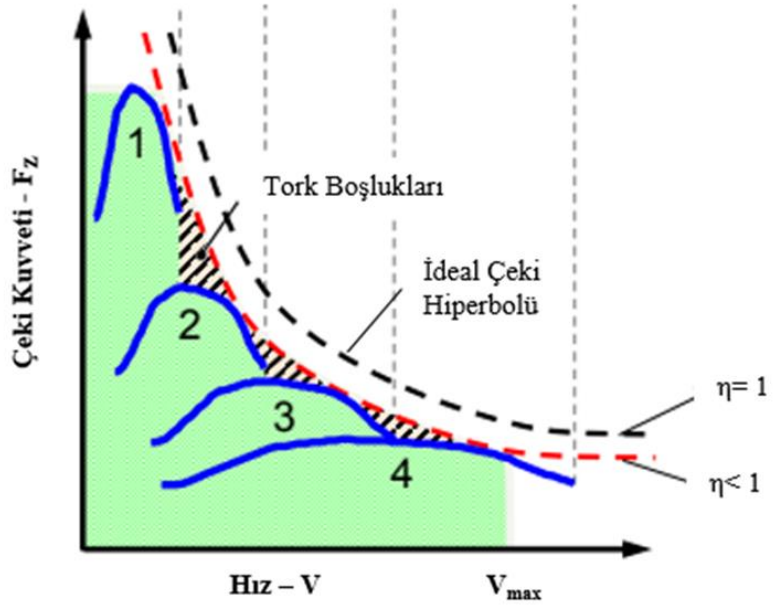
Bir taşıtta, motor gücünü uygun hız ve tork değerleriyle iletmekle görevli olan transmisyonlar, bu yapısı itibariyle boylamasına ivmelenme hususunda otomotivdeki en büyük optimizasyon aracı olarak görülebilir.

İçten yanmalı motorlar, karakteristikleri itibariyle geniş bir devir aralığında nispeten stabil bir tork arzı sağlamaktadırlar. Ancak düşük devirlerde tork arzı düşmektedir. Transmisyonların ana görevi, motor torkunun ideal çeki hiperbolüne yayılmasının sağlanmasıdır (Şekil 1.1 ve Şekil 1.2). Bununla birlikte, içten yanmalı motordan elde edilen gücü optimum şekilde iletmekle görevli olan transmisyonlar, içten yanmalı

motoru en uygun devir aralıklarında çalışmasını sağlayarak, yakıt tüketimi ve emisyonlar açısından büyük faydalar sağlamaktadırlar.



Şekil 1.1 : Temsili ideal çeki kuvveti diyagramı.



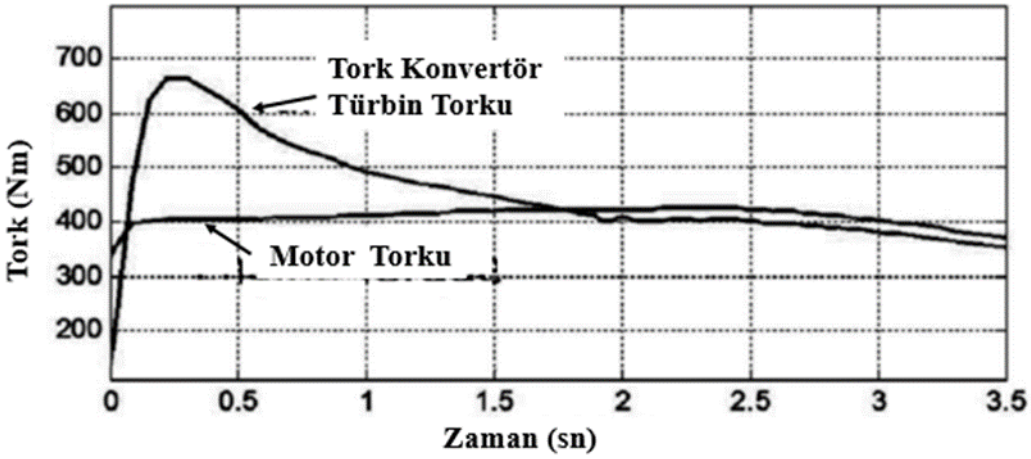
Şekil 1.2 : 4 İleri vites kutusuna sahip bir güç grubunun çeki kuvveti diyagramı.

Yaşanan gelişmelere parallel olarak, konvansiyonel bir güç grubunda pazar payları sürekli değişkenlik göstermektedir. Geleneksel otomatik transmisyonların (AT) ve CVT (sürekli değişken oranlı transmisyon) transmisyonların verimliliğinin arttırılması ve yeni geliştirilen DCT (çift kavramalı otomatize transmisyon) ve AMT (otomatize manuel transmisyon) transmisyonlar ile beraber, otomatik kontrollü transmisyona

sahip araçlar pazar paylarını hızla arttırmakta, manuel transmisyona sahip araçların pazar payları ise sürekli düşmektedir. Öte yandan, elektrikli ve hibrit araçların günden güne popülerliğini arttırması ve emisyon kısıtlamalarının artmasına rağmen halen pazar payları düşük kalmaktadır. Buna rağmen, gelişime açık olan bu alanda, özellikle hibrit araçlar üzerinde kullanılan DHT (dedike hibrit transmisyon) transmisyon çalışmaları yoğunluğunu arttırmaktadır (Greiner ve Grumbach, 2013).

Bu tez kapsamında, geleneksel otomatik transmisyona sahip bir güç grubu baz alınarak çalışmalar gerçekleştirilecektir.

Geleneksel otomatik transmisyonlar, motor ile dişli grubu arasında tork konvertör adı verilen hidrodinamik kavrama unsuru ve planet dişli setlerinden oluşur. Bir veya birden fazla ıslak kavrama unsurunun devreye alınıp, yine bir veya birden fazla ıslak kavrama unsurunun devreden çıkmasıyla planet dişli setleri üzerinden farklı güç akışları oluşturulmakta ve böylece farklı vites pozisyonları elde edilmektedir. Manuel transmisyonlarda vites geçişi, önce boşa, sonra ilgili vitese geçiş ile sağlandığından, güç aktarımı boşluğu oluşturmakta ve bu durumda boylamasına olan ivmelenmede bozucu bir etki ortaya çıkmaktadır. Geleneksel otomatik transmisyonlarda ise, vites değişim elemanlarının el değiştirmesi sürecinin birbiri içerisine geçik olması nedeniyle vites değişimi süreci kısa ve dolayısıyla vites değişimi bozucu etkisi de diğer transmisyon çeşitlerine kıyasla daha az olmaktadır. Ayrıca, tork konvertör kullanımı ile beraber sürüş kalitesi üzerinde belirgin iyileşmeler görülmektedir. Bunun en büyük sebeplerinden biri, tork konvertörün düşük devirlerde yüksek tork elde edilmesine olanak sağlamasıdır (Şekil 1.3).



Şekil 1.3 : Tork konvertör çalışması çıkış torku etkisi gösterimi (Bai ve diğ.., 2013, s. 18)

Geleneksel otomatik transmisyona sahip ilk seri üretim otomobillerin üretildiği 1939 yılından beri (Hydramatic), özellikle elektro-hidrolik kontrol yöntemleri ve komponentleri üzerinde yaşanan gelişmeler ile birlikte sürüş kalitesi ve verimliliği adına önemli kazanımlar elde edilmiştir.

Modern otomatik transmisyonların ana komponentlerinden biri olan TCU (transmisyon kontrol ünitesi), elektronik kontrolün merkezi ünitesidir. Geleneksel otomatik transmisyonlarda TCU üzerinde, kullanıcı profillerine yönelik çeşitli çalışmalar yapılmakta (sportif kullanım, yakıt ekonomisi hedefli kullanım gibi) farklı sürüş stillerine yönelik elektronik kontrol modları oluşturulmaktadır. Ayrıca, TCU kontrol yöntemlerinin çeşitlenmesi, gelişmesi ve kolaylaşması ile beraber transmisyon vites sayıları artmış ve böylece ideal çeki hiperbolüne yakınlaşma, yani verim ve konfor açısından ilerleme sağlanmıştır.

Öte yandan, elektro-hidrolik kontrolün getirdiği birçok avantaja rağmen, maliyet getiren birçok bileşenin kullanımıyla beraber göreceli olarak otomatik transmisyon üretim maliyeti artmaktadır. Ayrıca, tork konvertör, ıslak kavrama elemanları, piston, pompa ve valf gibi hareketli unsurlarda meydana gelen sürtünme kayıpları, enerji verimliliği açısından dezavantaj oluşturabilmektedir. Yine de, sürüş kalitesinin önemli ölçüde artması nedeniyle, giderek daha fazla sürücü geleneksel otomatik veya otomatize transmisyona sahip araç almayı tercih etmektedir.

1.1 Tezin Amacı

Güç grubu üzerinde yapılan optimizasyon ve kalibrasyon çalışmaları, araç üzerinde test mühendisleri tarafından gerçekleştirilmektedir. Bir test mühendisi, vites değişimlerini kalibre etmek için ölçümlerin subjektif olarak değerlendirilmesini yapar ve parametreleri en uygun noktayı bulana kadar değiştirir. Subjektif değerlendirmeler ile yapılan bu testler, testi yapan mühendisin bu konuda tecrübeli olmasının gerekmesi ve ölçümlerin tekrarlanabilirliğinin olmaması nedeniyle, bu durum, otomatik transmisyon üzerine çalışılması gereken en önemli konulardan biri olmuştur. Tekrarlanabilir sonuçlara ulaşmak için subjektif değerlendirme metodu ortadan kaldırılmalıdır.

Test mühendislerinin yapmış oldukları kalibrasyon çalışmalarını objektif hale getirebilmek adına, anket bazlı objektif değerlendirme parametresi belirleme ve

simülasyon çalışmaları yapılmaktadır. Detaylı güç grubu modellemeleriyle yapılan simülasyon çalışmaları sonucunda, belirlenen parametrelerde en iyiyi yakalamak mümkün olmaktadır. Ayrıca, yapay zeka ve kapalı çevrim kontrol metodlarıyla bu yönde yapılan çalışmalar daha da geliştirilmektedir.

Bu çalışmada, geliştirilen objektif değerlendirme metoduyla, GT Suite programı üzerinde oluşturulan tam araç modeli kullanılarak vites değişim kalibrasyonunun sağlanması hedeflenmiştir. Çeşitli metriklerin kullanımıyla, ivmelenme, komponent servis ömrü, emisyonlar, yakıt tüketimi ve verimliliği gibi birçok yönden etkili olan iki ana parametre olan konfor ve enerji verimliliği üzerinde durulmuş, optimum vites değişimi sağlanmaya çalışılmıştır. Yapılan ampirik çalışmayla beraber maliyetli, uzun süren ve sübjektif olarak yapılan test çalışmalarının azaltılması hedeflenmiştir.

Çalışmaya, vites değişimi sürecinin objektif değerlendirilmesi üzerine ortaya çıkarılan metriklerin tespitinin yapıldığı ve vites değişim kalitesini arttırmaya yönelik sistem üzerinde yapılabilecek müdahaleleri içeren, literatürde bulunan çalışmalar incelenerek başlanmıştır. Sonrasında, boyuna ivmelenme taşıt dinamiğine yönelik detaylı transmisyon modeli ve kontrolünü içeren taşıt modeli oluşturulmuştur. Taşıt modeli içerisinde tanımlanan objektif değerlendirme parametreleriyle birlikte oluşturulan yöntem sayesinde, vites değişim kalitesi ve enerji verimliliği üzerine optimum vites değişim stratejisi oluşturulmuştur.

1.2 Literatür Araştırması

Geleneksel otomatik transmisyonlar için vites değişim kalitesinin objektif olarak değerlendirilmesine yönelik metrik oluşturmak üzere gerçekleştirilen ilk çalışmalardan biri, Schwab (1994) tarafından gerçekleştirilmiştir. Anket bazlı olarak gerçekleştirilen çalışmada, vites değişimlerinin objektif olarak değerlendirilmesi için birçok sürücü üzerinden alınan subjektif değerlendirmeler ve yapılan değerlendirmelerin korelasyonu ile metrik olarak 4 parametre belirlenmiştir. İvmelenmenin değişiminin gözlemlenmesi, ivmelenmenin zamana bağlı türevi olan jerk değerinin gözlemlenmesi, anlık ivmelenme değeri ile ortalama ivmenin farkının karesi olan değerin gözlemlenmesi ve taşıtın rezonans frekans aralığının filtrelenmesi, objektif değerlendirmeye yönelik metrik olarak kullanılan parametrelerdir. Bu 4 parametrenin değerlendirmede kullanılması amacıyla doğrusal regresyon yöntemi uygulanarak bir değerlendirme metodu ortaya konulmuştur.

Bir başka metrik geliştirme çalışması, Horste (1995) tarafından gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada, vites değişimi esnasında insan algısı üzerinde meydana gelen etkiyle, meydana gelen titreşim dozu değerinin korelasyonunu irdelemiştir. Denekler üzerinde yapılan farklı çalışmalar sonucunda, filtrelenen ivme değerinin 4. Dereceden fonksiyonu olan titreşim dozu değerinin sübjektif değerlendirme sonuçlarıyla küçük farklılıklar ile örtüştüğü gözlemlenmiştir. Bu değerinin genliğinin arttığı noktada vites değişim hissi alındığı ifade edilmektedir. Titreşim dozu değeri hesabı denklem 1.1'de görüleceği üzere yapılır.

$$VDV = \sqrt[4]{\int_{T_s}^{T_f} a^4(t)dt} \tag{1.1}$$

Vites değişimi esnasında, otomatik transmisyon çıkış şaftı üzerinde meydana gelen tork dalgalanmalarını önlemeye yönelik, Ibamoto ve diğ. (1995) yeni bir yöntem önermişlerdir. Yönteme göre, taşıt dinamiğine yönelik oluşturulan matematiksel model ile motor torku üzerinde basitçe bir müdahale yapılmak istenmektedir. Böylece, vites değişimi esnasında, otomatik transmisyon çıkış torkunun yükseleceği hesaplandığında, motor kontrol sistemi geri beslenerek, ateşleme avansına müdahale edilmiş ve tork dalgalanmalarının ortaya çıkaracağı bozucu etki giderilmeye çalışılmıştır.

Megli ve diğ. (1999) ise, bir bant fren tipi kavramaya sahip transmisyonun vites değişim kalitesini ölçmeye yönelik, dinamometre üzerinde bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Dinamometrede, kilitlenmiş diferansiyel çıkış şaftı üzerinden tork ölçümü alınmaktadır. Ölçülen tork ve taşıt ataletinin fonksiyonu olan ivmelenme değeri ve ivmelenme değerinden türetilen titreşim dozu değeri kullanılarak bir optimizasyon çalışması yapılmıştır. Yapılan optimizasyon çalışmaları sonucunda bant fren üzerindeki uygulama basıncının arttırılması ve ateşlemenin vites değişimi esnasında geciktirilmesi ile titreşim dozu değeri minimum seviyeye çekilmiştir.

Hong ve Yang (1999), benzin motoru ve otomatik transmisyona sahip bir güç grubu için modüler bir simülasyon modeli oluşturmuşlardır. Çalışmada, 1. vitesten 2. vitese geçişin simülasyonu paylaşılmıştır. Öncelikle, güç grubu üzerinde vites değişiminin kontrolü amaçlı tork müdahalelerinin yapılmadığı durumdaki, çıkış torku dalgalanmalarıyla oluşan yüksek jerk değerine sahip bozucu etki gösterilmiştir. Vites

değişim süresi uzatılarak ve aynı zamanda gaz kelebeği pozisyonu müdahalesiyle beslenen torkun düşümü gerçekleştirilerek, taşıt boyuna ivmelenme değeri üzerinde meydana gelen dalgalanmalar elimine edilmeye çalışılmıştır. Böylece daha yumuşak geçişli bir tork geçişi elde edilmiş ve bunun sonucunda 0'a yakın jerk çıktısı alınmıştır.

Vites değişimi esnasındaki sürüş konforunun üzerindeki etkileri objektif olarak değerlendirmeye yönelik, daha önce geliştirilen bir metrik olan ivmenin zamana bağlı değişimine karşılık gelen jerk değerini, metrik olarak belirleyen bir başka anket bazlı çalışma da, Huang and Wang (2004) tarafından gerçekleştirilmiştir. Daha önce yapılan çalışmalarda, jerk değerinin tepe noktasının 10 m/s^3'ten fazla olduğu noktada (başka bir yaklaşımla 3Hz altında olan uygulamalar için 25,5 m/s^3 olarak alınabildiği belirtilmiş) insan algısı üzerinde konfor hissiyatının bozulduğu belirtilmiştir.

Çalışma, farklı tipte araçlar, farklı tipteki sürücüler ve yolculardan olmak üzere toplam 384 örnek üzerinden gerçekleştirilmiştir. Denekler üzerinden alınan subjektif değerlendirmelere göre, 10 m/s^3 üzerindeki jerk değerlerinin vites değişimi konforu açısından değerlendirildiğinde aşırı derecede rahatsızlık yaratmadığı, ancak insan algısı üzerinde bozucu etki yarattığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, jerke maruz kalma süresinin artmasıyla rahatsızlığın o derecede arttığı denekler üzerinden keşfedilmiştir. Hatta, göreceli olarak kısa süreli 6 m/s^3 jerk değerine maruz kalan bir araç ile uzun süre 4m/s^3 jerk değerine maruz kalan bir araç kıyaslanmıştır. Kıyaslamaya göre daha yüksek ama daha az süre jerke maruz kalan araç diğerine göre daha konforlu olarak nitelendirilmiştir. Denekler üzerinden yapılan bu değerlendirmede, anlık jerk değerinin tek başına bir değerlendirme metodu olarak kullanılmasının yeterli olmayacağı düşünülmüş, bununla beraber jerk değerine maruz kalma süresinin de dikkate alınması yönünde görüş bildirmiştir.

Tüm bu değerlendirmeler ışığında kabul edilebilir jerk değeri belirlemek için bir fonksiyon ortaya çıkarılarak yeni bir değerlendirme metodu ortaya koyulmuştur (Denklem 1.2). Bu fonksiyon ile rms jerk ve en yüksek jerk değerlerinin fonksiyonu ile kabul edilebilir jerk değeri hesaplanmaktadır. Yapılan ağırlıklandırma tamamen deneyseldir ve değerlendirmede kullanılacak olan yeni metodun önceki metoda göre, denekler üzerinden alınan subjektif değerlendirmeler ile daha büyük oranda uyum sağladığı görülmüştür.

$$AJV = 0.04 \times hpj^2 + rmsj \tag{1.2}$$

Otomatik transmisyon vites değişim kalitesi üzerine çok yönlü bir çalışma D'Anna ve diğ. (2005) tarafından gerçekleştirilmiştir. Vites değişimi esnasında meydana gelen bozucu etkideki tork değişimini kısıtlamaya yönelik bir vaka çalışması yapılmıştır. Vaka çalışmasında vites değişimi esnasında yapılan motor müdahaleleriyle (gaz kelebeği pozisyonu, ateşleme zamanı, enjeksiyon zamanı ve miktarı, kam mili zamanlaması gibi) tork değişimi kısıtlanmaya çalışılmıştır. Ayrıca, bu değişimler ve koltuk rayı ivmelenmesi titreşim yönünden irdelenmiş, titreşim dozu değeri ve enerji spektral yoğunluğu gibi metrikler ile objektif bir değerlendirme yapılmaya çalışılmıştır. Ayrıca, arka akstaki iki farklı yapıdaki yaprak yayın etkisinin karşılaştırılması yapılmıştır.

Gibson ve Kolmonovsky (2006), vites değişimi kalitesini arttırmaya yönelik tork modülasyonu çalışması yapmışlardır. Oluşturdukları matematiksel model vasıtasıyla vites değişimi esnasındaki şanzıman çıkış torku üzerindeki değişim gözlemlenerek ECU vasıtasıyla motor torku üzerinde müdahaleler yapmışlardır. Vites değişimi esnasında, elektronik pedal pozisyonu, ateşleme dinamiği, emme manifoldu basıncı gibi motor parametrelerinin kontrolü ile transmisyon giriş torku modülasyonu sağlanmıştır. Geri besleme ile beraber, çıkış torkundaki dalgalanmalar minimize edilerek, vites değişim konforunu arttırılması hedeflenmiştir.

Otomatik transmisyon kalibrasyon çalışmalarındaki test mühendislerinin öznel değerlendirmelerini ve müdahalelerini ortadan kaldırmak amacıyla, dinamometre üzerinde objektif bir otomatik transmisyon kalibrasyonu çalışması Küçükay ve diğ. (2008) tarafından yapılmıştır. Çalışmada objektif bir kalibrasyon metodu geliştirilmiştir. Vites değişim konforu ve vites değişim spontanlığı parametreleri arasında farklı çalışma modları için farklı ağırlıklar belirlenerek optimizasyon çalışması yapılmıştır.

Mallela ve Sun (2013), otomatik transmisyon hidrolik kontrolüne yönelik yeni bir test mimarisi sunmuşlardır. Yeni mimaride geri beslemeli bir donanım (HiL) kullanarak, kavrama dinamiğinin gerçek zamanlı tespiti ve kontrolü hedeflenmiştir. Test düzeneği üzerinde kapalı devre basınç ve debi kontrolü yapılmıştır. Böylece yapılan geri besleme ile gerçek zamanlı kavrama dinamiği modellemesi sağlanmış ve yumuşak geçişli bir vites değişim süreci hedeflenmiştir.

Jeon ve Kim (2014), ivmelenirken vites küçültme tepkisini konfor yönünden incelenmiştir. Öncelikle değerlendirmeye yönelik, ivmelenme kabiliyetindeki tepkisellik ve güç, vites değişiminin algılanabilirliği ve yumuşaklığı olmak üzere 4 parametre belirlenmiştir. Belirlenen parametrelere yönelik anket bazlı öznel değerlendirmeler toplanmış ve yapılan ağırlıklandırma ile beraber objektif değerlendirmeye yönelik bir yöntem geliştirilmiştir.

Meng ve diğ. (2015) ise, hidrolik komponentler ile birlikte kavrama dinamiğinin detaylı modellemesi ve deneysel kalibrasyonu ile bir ağır vasıta araç otomatik transmisyonunun vites değişimi iyileştirmelerini yapmışlardır. Yapılan çalışmada, detaylı modellenen ve tahmin edilebilirliği arttırılan hidrolik kontrol ile vites değişiminin optimum şekilde yapılması hedeflenmiştir. Vites değişimi esnasında devreden çıkan kavramanın boşaltma süresinin modellenmesi ve deneysel kalibrasyonu ile devreye giren kavramanın buna göre daha kısa sürede doldurulması ve ani bir basınç şoku oluşturulmaması için optimum hidrolik kontrol sağlanmıştır.

Vites değişimi sürecinde tork dalgalanması yaşanmadan sabit çıkış torku elde edilebilmesi için Wei ve diğ. (2015) tarafından, ECU ve TCU vasıtasıyla entegre kontrol stratejisi geliştirilmiştir. Bu uygulamanın gerçekleştirilebilmesi için kavrama basıncı belirleyici bir kontrol algoritması (ISS) geliştirilmiştir. Anlık kavrama basıncının saptanması ve ECU-TCU aracılığıyla yapılan müdahaleler ile entegre kontrol stratejisi sağlanmıştır. Entegre kontrol stratejisi için örnek bir uygulama olarak 1. vitesten 2. vitese geçiş ele alınmış, tork ve atalet fazlarında motor torku üzerinde yapılan müdahaleler ayrıntılı olarak paylaşılmıştır. Entegre kontrol stratejisi sayesinde meydana gelen sabit tork geçişi ve jerk seviyesindeki kayda değer azalma ortaya koyulmuştur.

Shi ve diğ. (2016), vites değişim kalitesini etkileyen ana etmen olan kavrama piston dinamiğini detaylı olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada, TCU ile valfler arasındaki basınç-akım ilişkisi ile piston ve kavramalar arasındaki basınç tork ilişkisi modellenmiş ve kalibrasyonu testler ile sağlanmıştır. Akım-basınç ve basınç-tork karakteristiklerinin, vites değişimi kalitesi üzerindeki etkileri yapılan simülasyon ile doğrulanmıştır. Ayrıca, vites değişimi fazları olan, tork ve atalet fazlarında, anlık çıkış torkuna bağlı kapalı çevrimin geri beslemesi ile akım-basınç ve basınç-tork parametreleri üzerine müdahaleler yapılmıştır. Böylece, optimum vites değişimi kalitesi ve konforu elde edilmiştir.

Ranogajec ve diğ.(2018) tarafından, RMS (root mean square – ortalama karekök) ve standart sapma RMS jerk değerine bağlı vites değişim konforu ile ortalama ve standart sapma vites değişimi süresi değerine bağlı araç performansı arasında, parametre optimizasyonu yapılmıştır. Çoklu amaç fonksiyonuna sahip geliştirilen algoritma ile kavrama kapasitelerinin farklı değerlerine karşılık birçok durum test edilmiş ve her bir durum için karşılaştırmalı olarak jerk-vites değişim süresi grafikleri çıkarılmıştır. Grafikler üzerinden bu iki değeri de minimum olan çalışma optimum durum olarak belirlenmiştir. Ayrıca, tek geçişli kavrama değişimi üzerine gerçekleştirilen bu çalışmalar, kavrama paketlerinin kullanımının çifter olarak değiştiği vites geçişi üzerinde de tekrarlanmıştır. Vites değişimi, tranmisyon mimarilerine göre genellikle iki kavrama mekanizmasının birbirleri arasındaki görev değişimiyle sağlanmaktadır. Buna karşılık bazı transmisyon mimarilerinde vites değişimi, 4 kavramanın birbirleri arasında görev değişiminin sağlandığı durumlar da mevcuttur. Bu duruma çift geçişli vites değişimi denilir. Bu durum, kontrolü zor olduğu için genellikle tercih edilmez. Ancak, yapılan çalışmayla çift geçişli vites değişiminde dahi konfor ve performans yönünden uygun seviyede bir sonuç çıkarılabilmiştir. Yapılan çalışma, belli tork ve hızlar altındaki 1. vitesten 2. vitese geçişi simule etmektedir. İlerleyen çalışmalarda, taşıt görev profilini yansıtan bir sürüş profilinde benzer çalışma tekrarlanabilir.

Lei ve diğ. (2018) tarafından, objektif değerlendirmeye yönelik birçok metrik kullanarak, bir çift kavramalı otomatize şanzıman için vites değişimi kalitesi üzerine çalışma gerçekleştirilmiştir. Objektif değerlendirmeye yönelik kullanılan parametreler, vites değişimi esnasında meydana gelen motor hızı değişimi, devreden çıkan ve devreye giren kavramaların ivmelenme üzerinde yaratığı titreşim, vites değişimi esnasında maksimum ivme ile minimum ivme arasındaki fark, maksimum ve minimum jerk değeri, vites değişimi gecikme süresi, vites değişimi süresi ve motor hızı tepkisinin kontrol edilebilirliğinin sağlanma süresi gibi parametreleri ağırlıklandırarak optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiş ve deney ile doğrulanmıştır.

Otomatik transmisyon vites değişim süreci, tork ve atalet fazı olmak üzere 2 fazdan oluşur. Geleneksel olarak, tork fazında devreden çıkan kavramanın tork kapasitesinin sıfırlanır ve bu nedenle çıkış torkunda azalma meydana gelir. Tork kapasitesinin sıfırlandığı noktada, devreye giren kavrama, kavraşma noktasına getirilir. Atalet fazında ise, çıkış torkunda ani artış ve sonucunda sürücü üzerinde bozucu etki gözlemlenmemesi için devreye giren kavrama tork kapasitesi uygun sürede arttırılır.

Zhang ve diğ. (2018) tarafından yapılan çalışma ile bu sürece yeni bir yaklaşım getirilmiştir. Yapılan çalışmada, atalet fazında devreden çıkan kavrama üzerinde bir miktar tork bulundurularak devreye giren kavrama tork kapasitesi kısa sürede arttırılabilmiştir. Böylece, atalet fazı süresi kayda değer bir şekilde kısaltılmış ve aynı zamanda çıkış torkunda da bozucu etki gözlemlenmeden başarılı bir vites değişim süreci sağlanmıştır. Ancak, önerilen bu yöntem deaktif olan kavramalar üzerinde aşınmaları ve kayıpları arttırabilecektir. İlerleyen çalışmalarda bu yönde bir optimizasyon çalışması yapılabilir.

Mishra ve diğ. (2019), kavrama dinamiğine yönelik model öngörülü aynı zamanda test çalışmaları ile doğrulanmış bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Yapılan çalışma ile manuel olarak yapılan kalibrasyon çalışmalarının hafifletilmesi hedeflenmiştir. Devreye giren kavramanın piston üzerinde yay ve diğer elemanların kuvvetinin yenildiği ve ilerleyen pistonun kavramaların arasındaki boşlukları kapadığı kavraşma anına kadar geçen dolum süresinin, hidrolik yapıdaki ileri beslemeli (feedforward) kontrol ile belirlenmesi sayesinde bu hedefin gerçekleştirilmesi istenilmektedir. Kavrama pistonlarına yağ dolumu istenen anda tamamlanmadığında motor hızında problemler baş gösterecektir. Kavrama pistonlarına istenen dolum tam olarak tamamlanamadığında motor hızı aniden düşecek, fazla dolum yapıldığında ise motor hızı aniden artacaktır. Hız sensörlerinden saptanan bu durum ileri beslemeli hidrolik kontrol ile şanzıman tarafından doğru dolum zamanının öğrenilebilmesine olanak sağlamıştır.

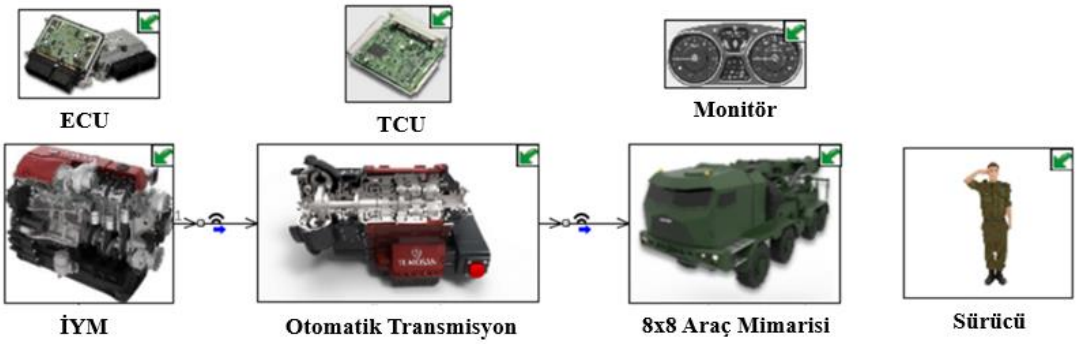
1.3 Hipotez

Model bazlı gerçekleştirilen bu çalışmada , vites değişimi sürecinde taşıt boyuna dinamiği üzerinde meydana gelen bozucu etkinin ortadan kaldırılmasına yönelik subjektif olarak gerçekleştirilen ve uzun süreler alan kalibrasyon çalışmalarının mümkün olduğunca ortadan kaldırılması hedeflenmiştir. Böylece, tekrarlanabilir olmayan subjektif değerlendirmeler ortadan kaldırılabilecek ve test maliyetleri azaltılabilecektir. Aynı zamanda, ilgili transmisyonun farklı araç ve güç grubu konfigürasyonları ile kalibrasyonu hızlı bir şekilde sağlanabilecektir. Modelleme üzerinde parametre değişikliklerinin hızlı bir şekilde yapılmasıyla, durumu enerji verimliliği açısından da değerlendirerek, en uygun parametre kombinasyonunu belirlemek mümkün olacaktır.

2. GÜÇ GRUBU MODELLEMESİ

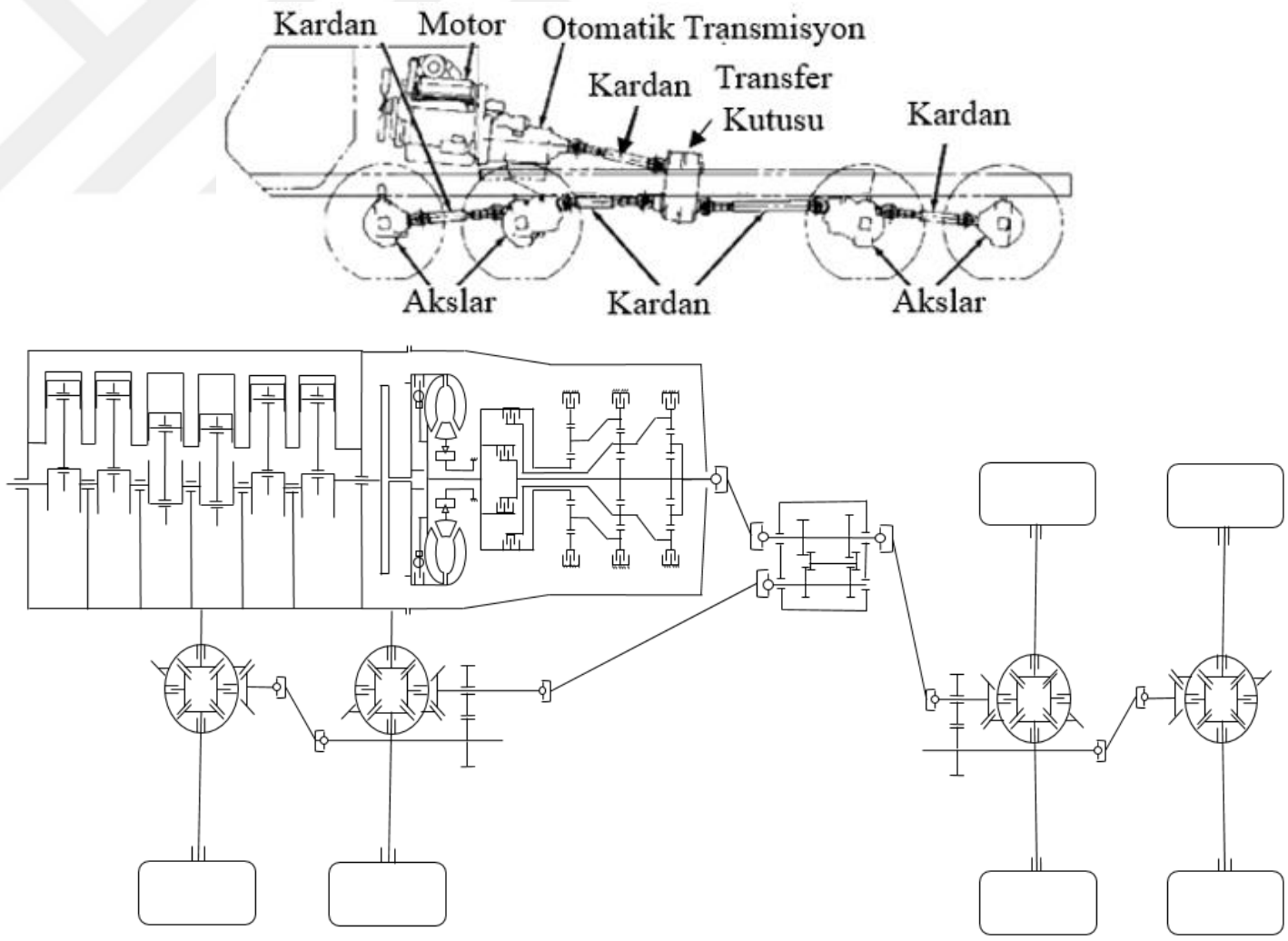
Bu tez kapsamında, araç boyuna hareketi dinamiğini içeren ve yapılan çalışmaların temelini oluşturan güç aktarımı modellemesi, GT-Suite multifizik sistem simülasyonu programı üzerinde gerçekleştirilmiştir. Gamma Technologies firması tarafından geliştirilen GT-Suite; mekanik, akışkan, termal, elektrik, manyetik, kimya ve kontrol üzerine geniş bir perspektifte modelleme imkanı sağlayan bir kütüphaneye sahiptir. Ayrıca, araç tipleri, içten yanmalı motor, güç aktarma organları, transmisyon çeşitleri, hibrit ve elektrikli araç bileşenleri vb. birçok modelleme komponentini ve otomotiv sektöründe sık kullanılan araçların ve komponentlerin datalarını (içten yanmalı motor tork ve yakıt tüketimi haritaları, transmisyon vites oranları vb.) ve birçok alandaki test verilerini bünyesinde barındırmaktadır. GT-Suite, özellikle otomotiv sektöründeki farklı uygulamalara yönelik bünyesinde barındırdığı bilgi birikimi ile yüksek doğrulukla modelleme çalışmalarının yapılmasına imkan sağlamaktadır.

GT-Suite programı üzerinde yapılan modelleme çalışması, 550 hp maksimum güce sahip bir motor ile sürülen (Şekil A.3), otomatik transmisyona ve 8x8 konfigürasyonda güç aktarma organlarına sahip bir ağır vasıta araç için yapılmıştır. Şekil 2.1'de görüleceği üzere, gerçek zamanlı modelleme ana planı oluşturulmuştur.



Şekil 2.1 : Ağır vasıta araç GT-Suite modeli ana planı.

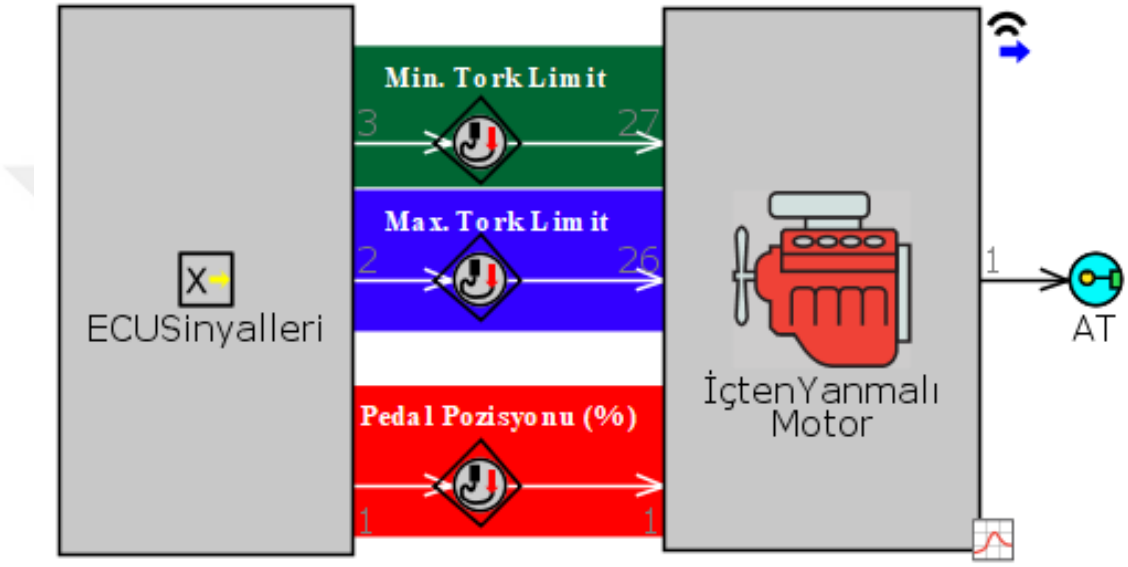
8x8 konfigürasyona sahip ağır vasıta aracın güç grubu kinematik yapısı Şekil 2.2'de gösterilmiştir. Modelleme çalışması kapsamında, içten yanmalı motor ve 8x8 araç mimarisi basitleştirilmiş olarak, modelleme çalışmasının esas hedef noktası olan otomatik transmisyon ve TCU modeli ise detaylı olarak oluşturulmuştur.



Şekil 2.2 : 8x8 güç grubu kinematik şeması.

2.1 İçten Yanmalı Motor Modellemesi

GT-Suite üzerinde, 8x8 konfigürasyonundaki araç boyuna ivmelenmesi için oluşturulan içten yanmalı motor modeli, ECU üzerinden anlık olarak, pedal pozisyonu, maksimum ve minimum tork değeri limiti sinyalini almaktadır (Şekil 2.3). İçten yanmalı motor matematiksel modeli, temel olarak pedal pozisyonuna ve motor devrine bağlı tork haritasını içermektedir.

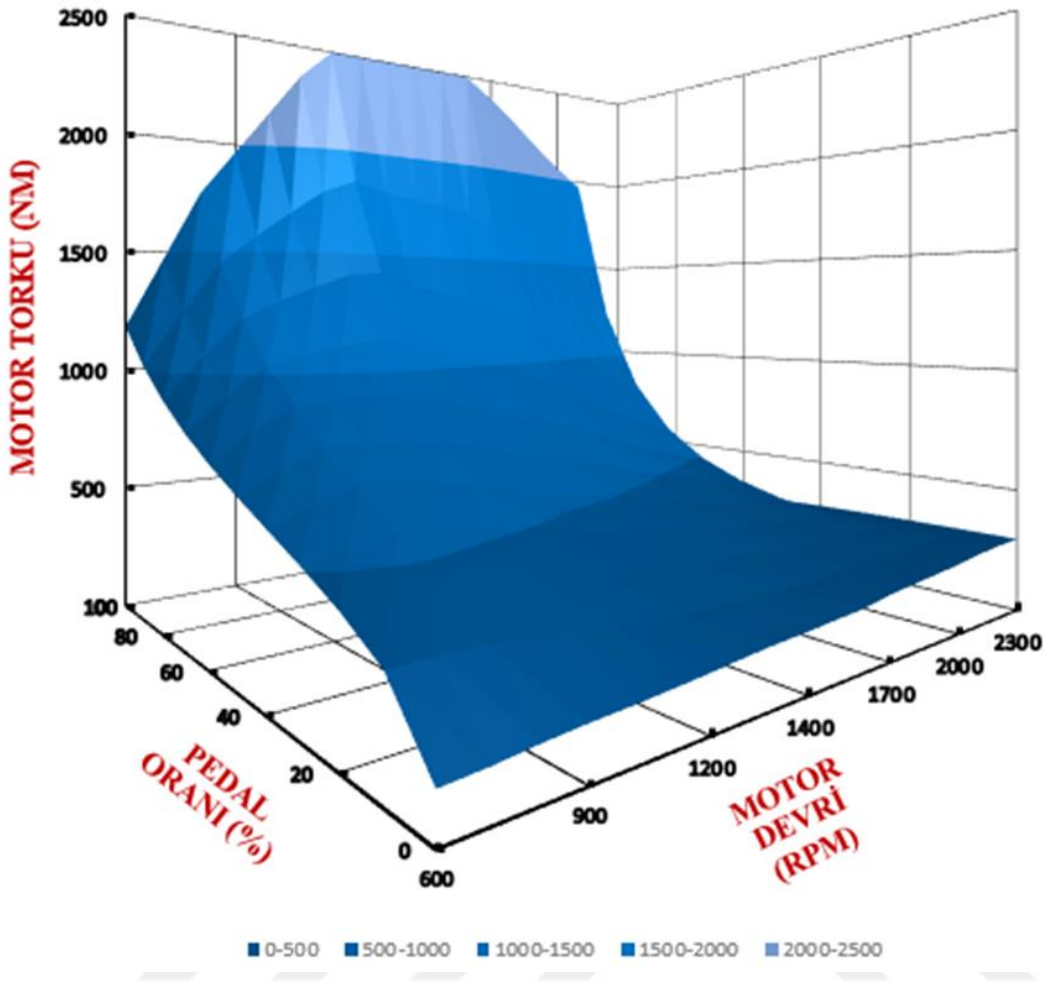


Şekil 2.3 : İçten yanmalı motor model ana planı.

Pedal oranına ve motor devrine bağlı motor tork haritası, uzun süren kalibrasyon çalışmaları sonrası nihai halini almaktadır. Ayrıca, genellikle üretici firmalar, sadece motor tam yük haritalarını paylaşmaktadırlar. Daha erişilebilir ve farklı modellerdeki motorların kalibrasyon süreçlerinin hızlandırılabilmesi için, motor tam yük haritası ve motor sürtünme haritaları kullanılarak türetilen bir yaklaşım geliştirilmiştir (Dong, 2015).

Denklem 2.1'de belirtilen yaklaşıma göre tam yük ve sürtünme haritası eğrileri kullanılarak, farklı pedal oranları için motor devrine bağlı tork haritası oluşturulmuştur (Şekil 2.4).

$$T_{Mot} = T_D + (T_{Mot,MAX} - T_D) \times R_{pedal}^{\left(e^{R_{pedal}}\right) \times \left(\frac{n_{Mot}}{n_{P,Max} \times 0,45}\right)} \tag{2.2}$$



Şekil 2.4 : Pedal oranı ve motor devrine bağlı tork haritası.

Ayrıca, Çizelge 2.1'de görülen, içten yanmalı motor ve içten yanmalı motorun sürdüğü elemanlara yönelik temel parametreler oluşturulan modele tanımlanmıştır.

Çizelge 2.1 : İçten yanmalı motor temel parametreleri.

Motor Tipi	Motor Hacmi (L)	Minimum Devir (dev/dak)	Motor ve Aksesuar Sistemler Ataleti (kgm^2)	TC Pompa Ataleti (kgm^2)	PTO Sistemleri Ataleti (kgm^2)
4 Zamanlı	16,1	600	1,489	0,406	0,081

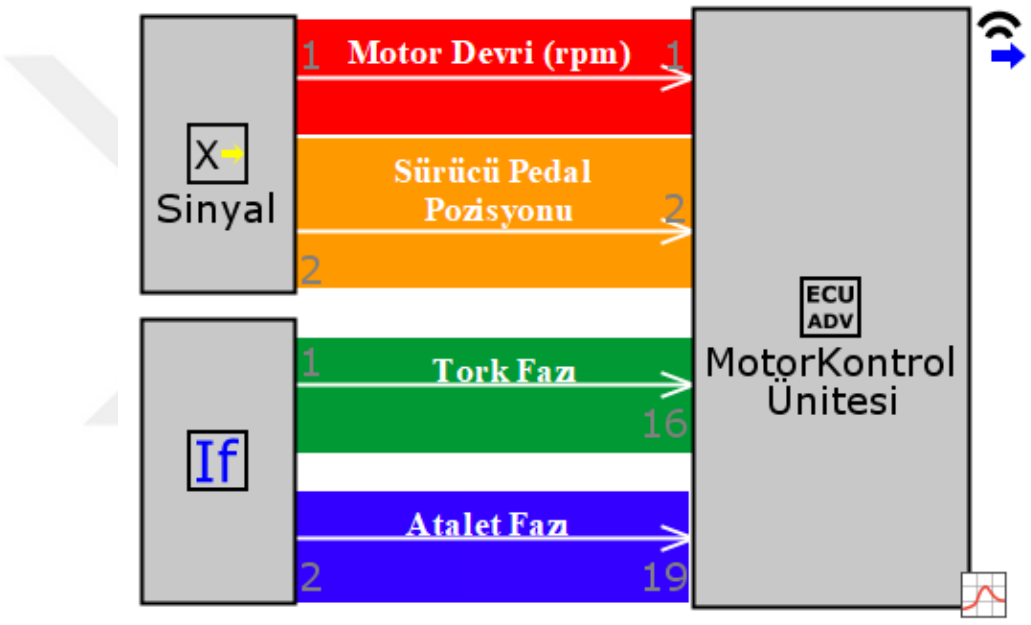
Denklem 2.2'de görüldüğü üzere, içten yanmalı motorun sürdüğü tüm sistemler de dikkate alınarak, motor ivmelenmesi hesaplanabilir.

$$\dot{w}_{mot} \times (J_{mot} + J_{aks.} + J_P + J_{PTO}) = T_{mot} - T_p \tag{2.2}$$

Otomatik transmisyona sahip bir içten yanmalı motor, krank mili, biyel kolu, motor aksesuar elemanları, tork konvertör pompa unsuru, konfigürasyona göre volan veya flexplate ve PTO dişlisi gibi unsurları, çalıştığı sürece sürekli sürmektedir. Bu yüzden tüm dönel parçaların ataleti denklem 2.2'ye yansıtılmıştır.

2.2 Motor Kontrol Ünitesi Modellemesi

İçten yanmalı motorun kontrolünü sağlayan ana komponent olan ECU, GT-Suite üzerinde modellenmiştir. Şekil 2.5'te görüldüğü üzere motor kontrol ünitesi modeli, motor devri ve sürücü pedal pozisyonu sinyali ile beslenmektedir.



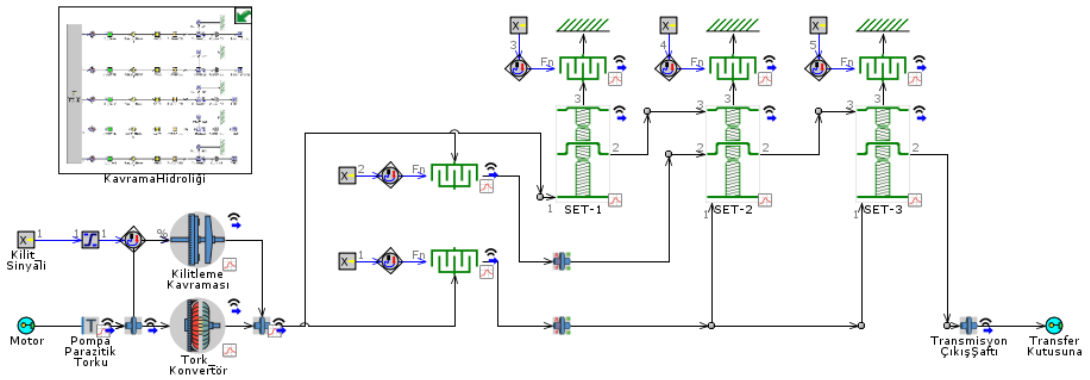
Şekil 2.5 : ECU modeli planı.

Vites değişimi süreci boyunca oluşacak bozucu etkiyi sönümlemek üzere, ECU üzerinden motor torku üzerinde modülasyonun sağlanması, konfor iyileştirmelerinin yapıldığı çalışmada kullanılan araçlardan biridir. Bu amaçla, vites değişim süreci boyunca gerçekleşen tork ve atalet fazı bilgisi anlık olarak TCU üzerinden beslenir.

Ayrıca, motor kontrol ünitesi vasıtasıyla, marş motoru tarafından devralınan ilk hız değeri (600 rpm) bilgisi model üzerine işlenmektedir, böylece motorun belirtilen hız değerinin altında çalışması önlenmiştir.

2.3 Detaylı Transmisyon Modellemesi

İçten yanmalı motor ile sürülen 8x8 konfigürasyondaki araç, 6 ileri 1 geri vitesli otomatik transmisyona sahiptir (Şekil A.5, Şekil A.6 ve Şekil A.7). Otomatik transmisyon, gerotor pompa ile beslenen bir hidrolik yapıya, tork konvertör unsuruna, pistonlar ile kontrolü sağlanan 5 adet ıslak kavrama grubuna, 3 set planet dişli ve bağlantı şaftlarına sahiptir. Şekil 2.6'da görüldüğü üzere ilgili komponentler, ana yapıları itibariyle modellenmiştir.



Şekil 2.6 : Detaylı otomatik transmisyon modeli ana planı.

2.3.1 Gerotor pompa parazitik yükü

İçten yanmalı motor ile sürekli sürülen hidrolik besleme unsuru olan gerotor pompa, otomatik transmisyon verimliliği üzerinde önemli bir paya sahiptir. (Park ve diğ, 1999). Bu nedenle, sistem boyuna ivmelenmesi modelinde parazitik yük olarak belirtilmesi gerekmektedir.

SAE J2311 kodlu standarda uygun olarak gerçekleştirilen pompa komponent testlerinde elde edilen, besleme basıncına karşılık gelen parazitik tork değeri, bu model üzerinde transmisyon giriş şaftına işlenmiştir (Çizelge 2.2). İlgili besleme basıncı, anlık olarak hidrolik yapıdan beslenerek ilgili parazitik yük değeri transmisyon giriş şaftına yüklenmiş olur.

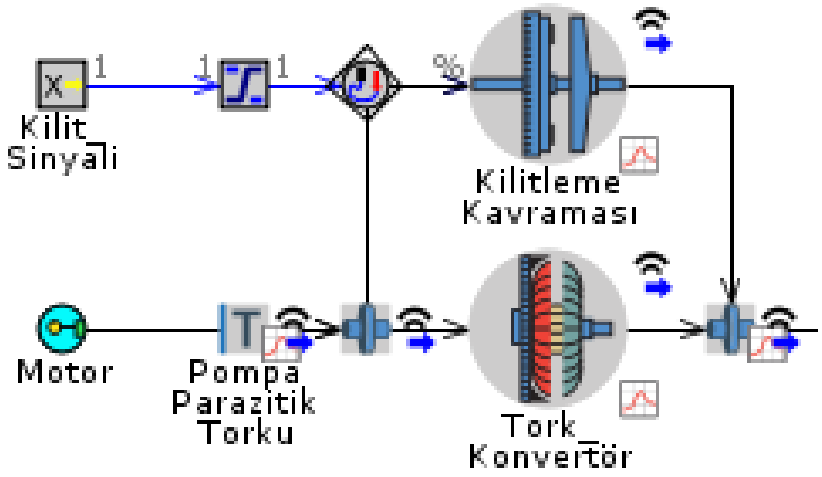
Çizelge 2.2 : Gerotor pompa parazitik yükü.

Besleme Basıncı (bar)	10	15	20
Parazitik Tork (Nm)	11,38	17,07	22,76

2.3.2 Tork konvertör ünitesi

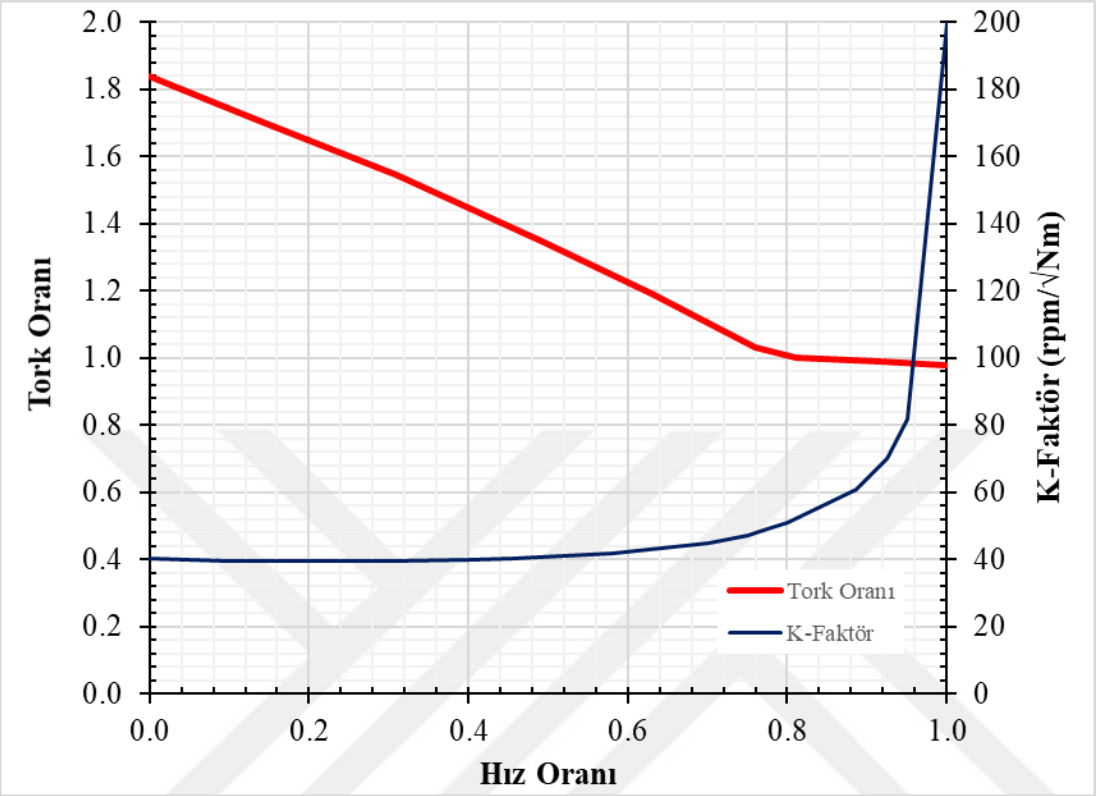
Bir hidrodinamik kavrama unsuru olan tork konvertörler, otomatik transmisyonlarda kullanılan en önemli unsurlardan biridirler. Pompa, türbin, stator ve kilitleme kavraması olmak üzere 4 ana komponentten oluşmaktadırlar. İçten yanmalı motor ile mekanik olarak bağlı olan ve böylece sürekli rotasyonel hareket alan pompa, kanatçıklarının yönlendirdiği otomatik transmisyon yağı (ATF) vasıtasıyla gücü türbine iletir. Türbin ve tek yönde dönen statorun kanatçıkları vasıtasıyla pompaya geri beslenen ATF, bir çevrim halinde dönmeye başlar. Ancak, motor hızı belli bir değere çıkana kadar, türbin mili hareket alamaz (stall durumu). Türbin milinin hareket aldığı ilk noktada, pompa kısmı ile arasında bir hız farkı oluşur. Bu noktada, hız farkından dolayı çıkış torku maksimum oranda katlanır. Bir çevrim halinde dönen ATF zamanla, kanatçıkların arasından belli bir patikayı takip ederek, pompa ve türbin arasındaki hız farkının kapanmasına yol açar. Hız farkının kapanmasıyla birlikte, tork katlama oranı ve verim düşecektir. Verimin düşmeye başladığı noktada ise kilitleme kavraması devreye sokularak, pompa ile türbin arasında mekanik bağlantı sağlanacaktır.

Araç dinamiğine önemli derecede etkileri bulunan tork konvertörler, ATF vasıtasıyla güç iletimini sağladığından, içten yanmalı motorlarda meydana gelen patlamaların oluşturduğu titreşimlerin etkisini önemli derecede sönümlediği ve düşük devirlerde torkun katlanmasını sağladığı için konfor açısından büyük faydalar sağlamaktadırlar. Şekil 2.9'da görüldüğü üzere tüm bu yapılar, GT-Suite kütüphanesinde bulunan komponentlerin kullanımıyla oluşturulmuştur.



Şekil 2.7 : Tork konvertör modeli planı.

SAE J643 kodlu standarda uygun olarak, komponent bazında yapılan testler ile belirlenen hız oranına bağlı K-faktör ve tork oranı haritaları, model üzerinde tanımlanmıştır (Şekil 2.8).



Şekil 2.8 : Tork konvertör K-faktör ve tork oranı haritası.

Performans haritalarının işlenmesiyle beraber, denklem 2.3, 2.4 ve 2.5 kullanılarak dinamik analiz için çıkış torku ve hızı, ayrıca verim değeri anlık olarak hesaplanır.

$$TR = \frac{T_T}{T_P} - SR = \frac{n_T}{n_P} \tag{2.3}$$

$$K_P = n_P \div \sqrt{T_P} \tag{2.4}$$

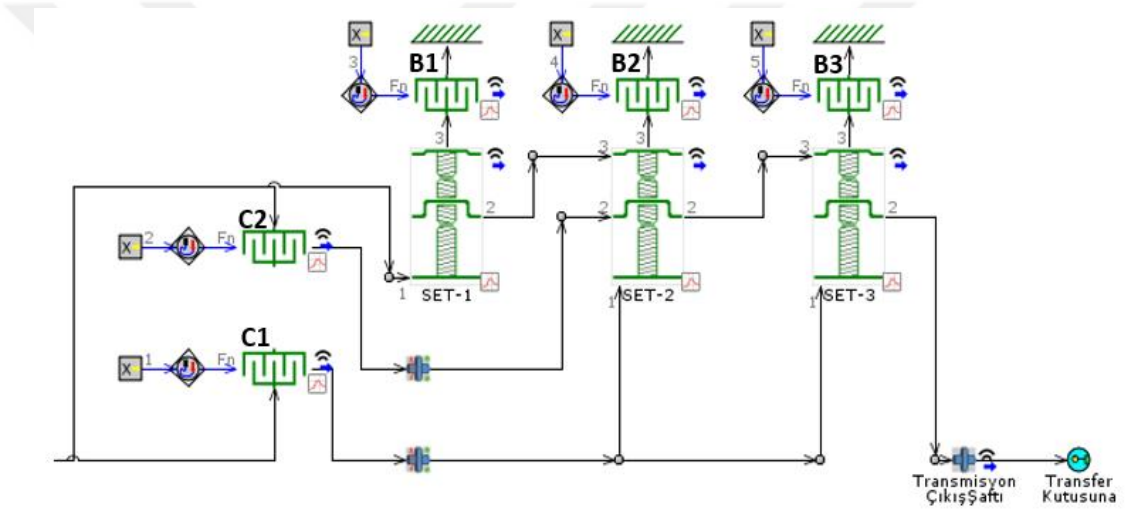
$$\eta_{TC} = SR \times TR \tag{2.5}$$

Yapılan çalışmada kullanılan otomatik transmisyon için, başlangıç vites oranları arasındaki açıklığın daha fazla olması ve kalkışta ihtiyaç olan tork değerinin fazla olması nedeniyle, 1. ve 2. viteste tork konvertör aktif olarak kullanılmaktadır. Ancak, yüksek viteslerde bu ihtiyaç azaldığından, türbin ve pompa kanatçıkları, kilitleme kavraması ile mekanik olarak kilitlenerek, tork konvertör devre dışı bırakılmaktadır.

Ayrıca, vites değişimi esnasında, TCU üzerinden sinyal alan kilitleme kavraması, belli oranda açılarak, tork konvertör aktive edilmektedir. Böylece, vites değişimi esnasında ortaya çıkacak bozucu etki tork konvertör vasıtasıyla sönümlenmiş olacaktır.

2.3.3 Planet dişli mimarisi

Planet dişli grupları, üzerinde bulundurduğu 2 döner kavrama unsuru ile türbin mili üzerinden hareketi alır. Çember dişlileri üzerinde bulunan 3 fren görevindeki kavrama elemanı ile beraber, toplamda 5 set ıslak kavrama elemanının farklı kombinasyonlarda kullanımıyla, planet dişli setleri üzerinde oluşturulan farklı güç akışlarıyla, devralınan hareket transmisyon çıkışına iletilir. Şekil 2.9'da, vites değişim süreçlerinin merkezinde yer alan planet dişli mimarisi modellemesi gösterilmiştir.



Şekil 2.9 : Planet dişli mimarisi modeli.

Denklem 2.6'da, dişli setleri üzerinden elde edilen vites oranı için genel denklem belirtilmiştir. Denklemden de görüleceği üzere, bir dişli seti için vites oranı, giriş (n_T) ile çıkış devri ($n_{TR,ÇIKIŞ}$) oranı olarak tanımlanabilir.

$$i = \frac{n_T}{n_{TR,ÇIKIŞ}} \tag{2.6}$$

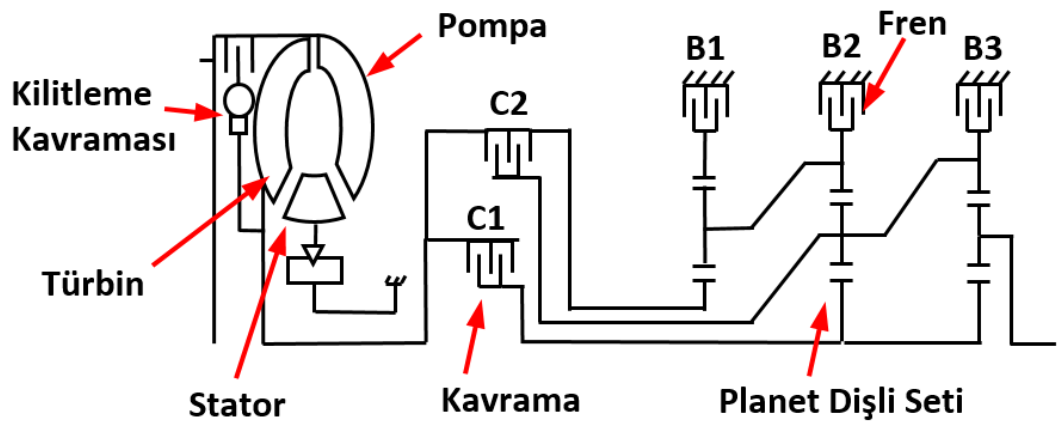
Vites oranı hesabında, (ravigneux, çift planetli set haricinde) geleneksel bir planet set için, planet set komponentlerinin hız ($w_{güneş}$, $w_{çember}$, $w_{taş.}$) ve yuvarlanma dairesi çaplarından ($r_{güneş}$, $r_{çember}$, $r_{taş.}$) yararlanılarak belirtilen genel hesap metodundan yararlanılır (Denklem 2.7).

$$w_{taş.} \times \left(r_{güneş} + r_{çember}\right) = w_{güneş} \times r_{güneş} + w_{çember} \times r_{çember} \quad (2.7)$$

Dişli sayısı ve dişli modülünün (t_m) çarpımıyla, yuvarlanma dairesi çevresi hesaplanır (Denklem 2.8). Vites oranı hesaplamasını basitleştirebilmek adına, yuvarlanma dairesi yarıçapı değeri yerine genel hesap metodunda genellikle dişli sayıları kullanılır.

$$z \times t_m = 2 \times \pi \times r_{yuvarlanma} \quad (2.8)$$

Şekil 2.10'da belirtilen transmisyon mimarisi üzerinde, her vites pozisyonu için güç akışlarına göre, genel hesaplama metodundan yararlanılarak vites oranları hesabı yapılır.



Şekil 2.10 : Otomatik transmisyon kinematik şeması.

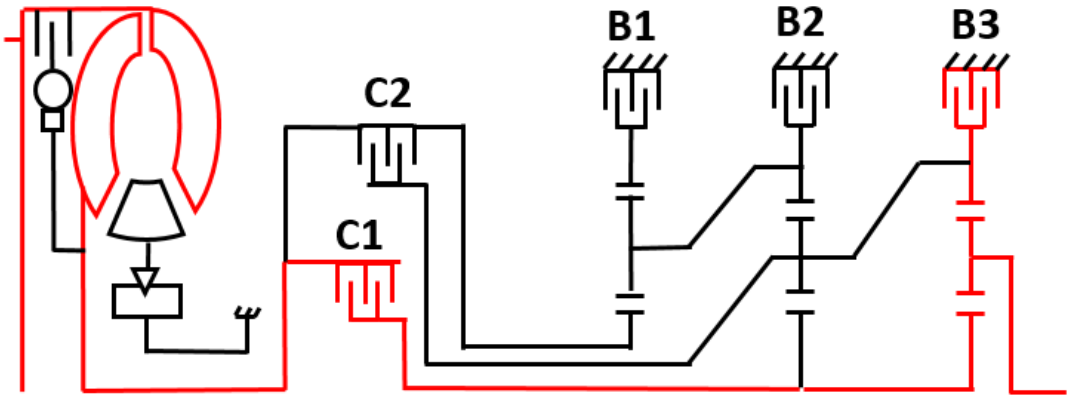
Şekil 2.11'de modellenen otomatik transmisyonun planet mimarisinde, vites konumlarına göre kullanılan kavrama grupları belirtilmiştir. Modellenen transmisyonda kavrama değişimleri, tek geçişli olarak gerçekleşmektedir.

Vites Pozisyonu	C1	C2	B1	B2	B3
1. Vites	●				●
2. Vites	●			●	
3. Vites	●		●		
4. Vites	●	●			
5. Vites		●	●		
6. Vites		●		●	
Geri Vites			●		●
Nötral Konum					●

Şekil 2.11 : Vites pozisyonlarına göre kavrama kullanımı tablosu.

2.3.3.1 1. vites güç akışı hesaplamaları

Modellemede kullanılan otomatik transmisyonda 1. viteste, tork konvertör aktif olarak kullanılır. Tork konvertör ve uygun devirde kilitleme kavramasının kullanımıyla beraber dişli setine güç iletilir. Döner kavrama unsuru C1 ve 3. çember dişli üzerinde bulunan fren görevindeki B3 kavramalarının kullanımıyla da, 3. planet seti üzerinden güç çıkışı sağlanmış olur (Şekil 2.12).



Şekil 2.12 : 1. vites güç akışı kinematik şeması.

Transmisyon mimarisi üzerinde 1. viteste elde edilen dişli oranı, genel hesap metodundan yararlanılarak denklem 2.9'da görüleceği üzere hesaplanır.

$$i_{1.vites} = \frac{z_{3.güneş} + z_{3.çember}}{z_{3.güneş}} \tag{2.9}$$

Çizelge 2.3'te belirtilen dönel elemanların atalet momenti ve dişli verimleri ile beraber, 1. viteste transmisyon çıkış milinde elde edilen tork ($T_{TR,ÇIKIŞ@1.Vites}$) hesaplanır (Denklem 2.10).

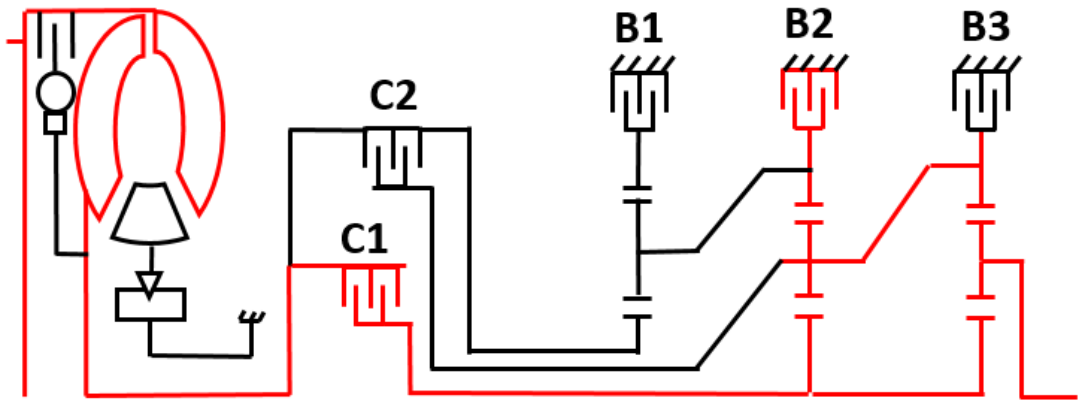
Çizelge 2.3 : 1. vites temel parametreleri.

1. Vites Dişli Oranı	1. Vites Dönel Kütleleri Toplam Ataleti (kgm^2)	1. Vites Dişli Teması Verimi
4,64	0,957	0,99

$$T_{TR,ÇIKIŞ@1.vites} = i_{1.vites} \times \left(T_T - \dot{w}_T \times J_{1.vites}\right) \times \eta_{1.vites} \tag{2.10}$$

2.3.3.2 2. vites güç akışı hesaplamaları

1. viteste olduğu gibi, 2. viteste de tork konvertör aktif olarak kullanılır. Tork konvertör ve uygun devirde kilitleme kavramasının kullanımıyla beraber dişli setlerine güç iletilir. Döner kavrama unsuru C1 ve 2. çember dişli üzerinde bulunan fren görevindeki B2 kavramalarının kullanımıyla, 2. ve 3. planet setleri üzerinden güç çıkışı sağlanmış olur (Şekil 2.13).



Şekil 2.13 : 2. vites güç akışı kinematik şeması.

Transmisyon mimarisi üzerinde 2. viteste elde edilen dişli oranı, genel hesap metodundan yararlanılarak denklem 2.11'de görüleceği üzere hesaplanır.

$$i_{2.vites} = \frac{z_{3.güneş} + z_{3.çember}}{z_{3.güneş} + \dfrac{z_{2.güneş} \times z_{3.çember}}{z_{2.güneş} + z_{2.çember}}} \tag{2.11}$$

Çizelge 2.4'te belirtilen dönel elemanların atalet momenti ve dişli verimleri ile beraber, 2. viteste transmisyon çıkış milinde elde edilen tork ($T_{TR,ÇIKIŞ@2.Vites}$) hesaplanır (Denklem 2.12).

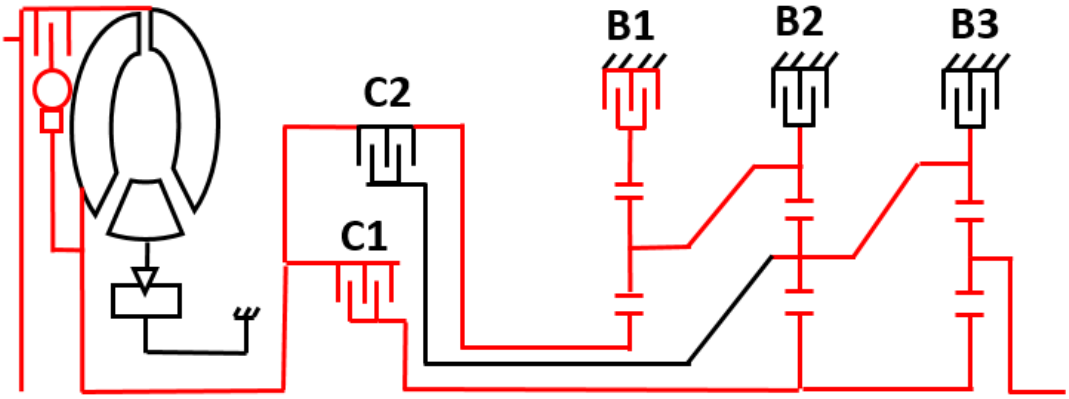
Çizelge 2.4 : 2. vites temel parametreleri.

2. Vites Dişli Oranı	2. Vites Dönel Kütleleri Toplam Ataleti (kgm^2)	2. Vites Dişli Teması Verimi
2,223	1,334	0,98

$$T_{TR,ÇIKIŞ@2.vites} = i_{1.vites} \times \left(T_T - \dot{w}_T \times J_{2.vites}\right) \times \eta_{2.vites} \tag{2.12}$$

2.3.3.3 3. vites güç akışı hesaplamaları

3. viteste kilitleme kavramasının aktive edilmesiyle tork konvertör kullanılmadan motordan alınan güç dişli setlerine iletilir. Döner kavrama unsuru C1 ve 1. çember dişli üzerinde bulunan fren görevindeki B1 kavramalarının kullanımıyla, 1., 2. ve 3. planet setleri üzerinden güç akışı sağlanmış olur (Şekil 2.13).



Şekil 2.14 : 3. vites güç akışı kinematik şeması.

Transmisyon mimarisi üzerinde 3. viteste elde edilen dişli oranı, genel hesap metodundan yararlanılarak denklem 2.13'te görüleceği üzere hesaplanır.

$$i_{3.vites} = \frac{z_{3.güneş} + \frac{z_{3.çember}}{z_{3.güneş}}}{1 + \left(\frac{z_{3.çember}}{z_{3.güneş}}\right) \times \frac{z_{1.güneş} \times z_{2.güneş} \times z_{2.çember}}{\left(z_{1.güneş} + z_{1.çember}\right) \times \left(z_{2.güneş} + z_{2.çember}\right)}} \tag{2.13}$$

Çizelge 2.5'te belirtilen dönel elemanların atalet momenti ve dişli verimleri ile beraber, 3. viteste transmisyon çıkış milinde elde edilen tork ($T_{TR,ÇIKIŞ@3.Vites}$) hesaplanır (Denklem 2.14).

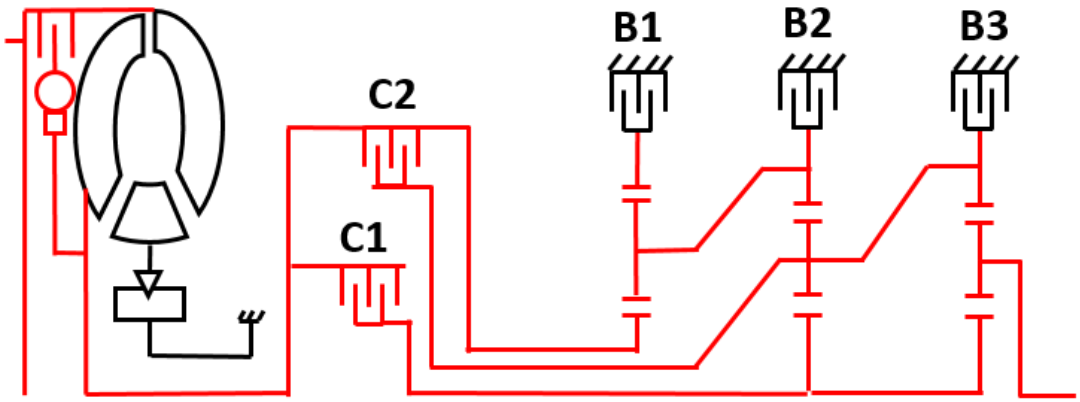
Çizelge 2.5 : 3. vites temel parametreleri.

3. Vites Dişli Oranı	3. Vites Dönel Kütleleri Toplam Ataleti (kgm^2)	3. Vites Dişli Teması Verimi
1,528	1,599	0,97

$$T_{TR,ÇIKIŞ@3.vites} = i_{3.vites} \times \left(T_T - \dot{w}_T \times J_{3.vites}\right) \times \eta_{3.vites} \tag{2.14}$$

2.3.3.4 4. vites güç akışı hesaplamaları

4. viteste kilitleme kavramasının aktive edilmesiyle tork konvertör kullanılmadan motordan alınan güç dişli setlerine iletilir. Ayrıca, döner kavrama unsurları olan C1 ve C2 kavramalarının aktive edilmesiyle tüm dişli setleri aynı hızda döndürülerek, priz-direk (direct-drive) olarak tanımlanan güç iletimi sağlanmış olur (Şekil 2.15).



Şekil 2.15 : 4. vites güç akışı kinematik şeması.

Priz-direk olarak tanımlanan 4. viteste, motordan alınan hız aynı şekilde transmisyon çıkışına iletilir (Denklem 2.15).

$$i_{4.vites} = 1 \tag{2.15}$$

Çizelge 2.6'da belirtilen dönel elemanların atalet momenti ve dişli verimleri ile beraber, 4. viteste transmisyon çıkış milinde elde edilen tork ($T_{TR,ÇIKIŞ@4.Vites}$) hesaplanır (Denklem 2.16).

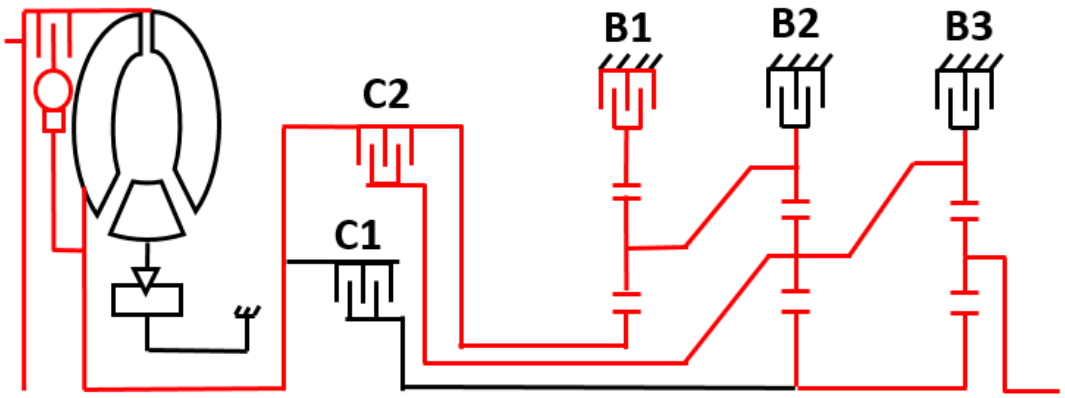
Çizelge 2.6 : 4. vites temel parametreleri.

4. Vites Dişli Oranı	4. Vites Dönel Kütleleri Toplam Ataleti (kgm²)	4. Vites Dişli Teması Verimi
1	1,899	1

$$T_{TR,ÇIKIŞ@4.vites} = i_{4.vites} \times \left(T_T - \dot{w}_T \times J_{4.vites}\right) \times \eta_{4.vites} \tag{2.16}$$

2.3.3.5 5. vites güç akışı hesaplamaları

5. viteste kilitleme kavramasının aktive edilmesiyle tork konvertör kullanılmadan motordan alınan güç dişli setlerine iletilir. Döner kavrama unsuru C2 ve 1. çember dişli üzerinde bulunan fren görevindeki B1 kavramalarının kullanımıyla, 1., 2. ve 3. planet setleri üzerinden güç akışı sağlanmış olur (Şekil 2.16).



Şekil 2.16 : 5. vites güç akışı kinematik şeması.

5. viteste elde edilen dişli oranı, denklem 2.17'de görüleceği üzere hesaplanır. Transmisyon çıkışında, motor hızından daha yüksek hız elde edilir (over-drive).

$$i_{5.vites} = \frac{z_{3.güneş} + \frac{z_{3.çember}}{z_{3.güneş}}}{\frac{z_{3.çember}}{z_{3.güneş}} - \frac{z_{1.güneş} \times z_{2.çember}}{\left(z_{1.güneş} + z_{1.çember}\right) \times z_{2.güneş}} + \frac{z_{2.güneş} + z_{2.çember}}{z_{2.güneş}}} \tag{2.17}$$

Çizelge 2.7'de belirtilen dönel elemanların atalet momenti ve dişli verimleri ile beraber, 5. viteste transmisyon çıkış milinde elde edilen tork ($T_{TR,ÇIKIŞ@5.Vites}$) hesaplanır (Denklem 2.18).

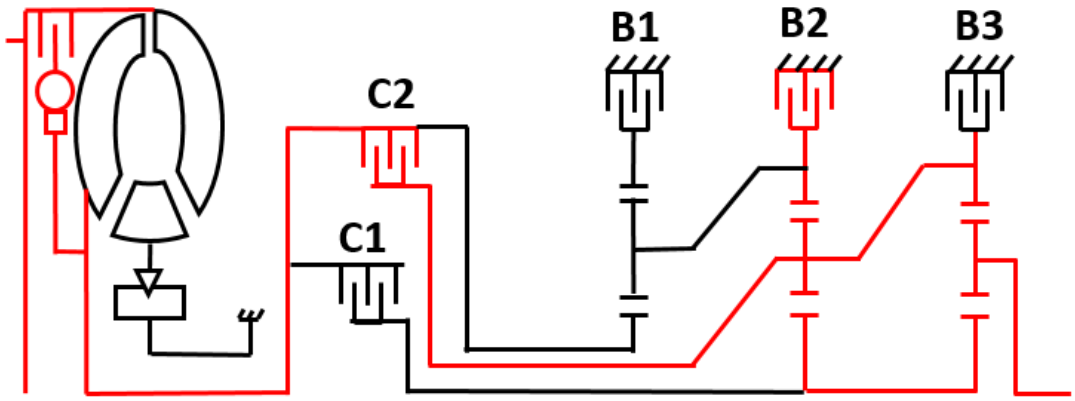
Çizelge 2.7 : 5. vites temel parametreleri.

5. Vites Dişli Oranı	5. Vites Dönel Kütleleri Toplam Ataleti (kgm^2)	5. Vites Dişli Teması Verimi
0,759	1,899	0,97

$$T_{TR,ÇIKIŞ@5.vites} = i_{5.vites} \times \left(T_T - \dot{w}_T \times J_{5.vites}\right) \times \eta_{5.vites} \tag{2.18}$$

2.3.3.6 6. vites güç akışı hesaplamaları

6. viteste kilitleme kavramasının aktive edilmesiyle tork konvertör kullanılmadan motordan alınan güç dişli setlerine iletilir. Döner kavrama unsuru C2 ve 2. çember dişli üzerinde bulunan fren görevindeki B2 kavramalarının kullanımıyla, 2. ve 3. planet setleri üzerinden güç akışı sağlanmış olur (Şekil 2.17).



Şekil 2.17 : 6. vites güç akışı kinematik şeması.

6. viteste elde edilen dişli oranı, denklem 2.19'da görüleceği üzere hesaplanır. Transmisyon çıkışında, motor hızından daha yüksek hız elde edilir (over-drive).

$$i_{6.vites} = \frac{z_{3.güneş} + z_{3.çember}}{z_{3.güneş} + \frac{z_{2.güneş} + z_{2.çember}}{z_{2.güneş}} \times z_{3.güneş}} \tag{2.19}$$

Çizelge 2.8'de belirtilen dönel elemanların atalet momenti ve dişli verimleri ile beraber, 6. viteste transmisyon çıkış milinde elde edilen tork ($T_{TR,ÇIKIŞ@6.Vites}$) hesaplanır (Denklem 2.20).

Çizelge 2.8 : 6. vites temel parametreleri.

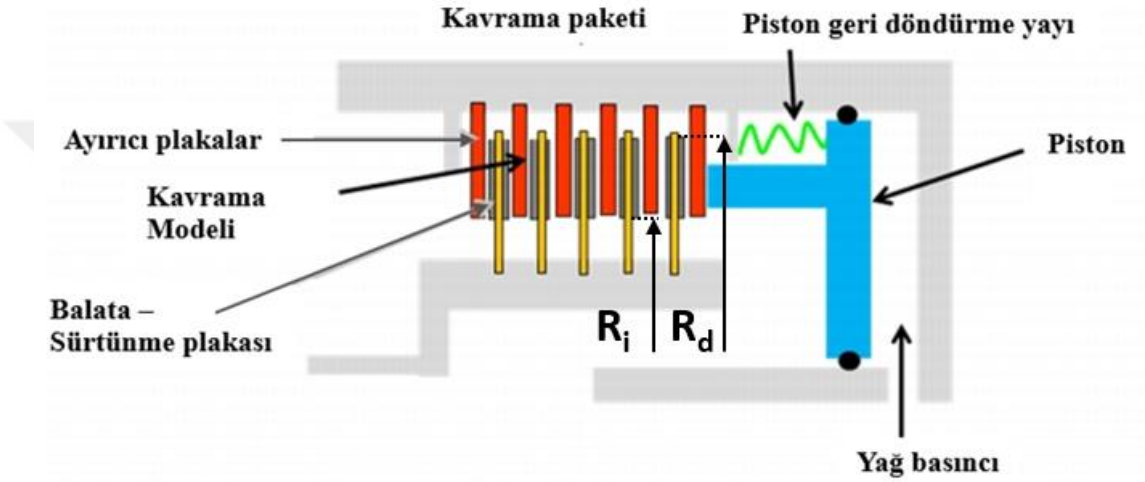
6. Vites Dişli Oranı	6. Vites Dönel Kütleleri Toplam Ataleti (kgm^2)	6. Vites Dişli Teması Verimi
0,664	1,899	0,98

$$T_{TR,ÇIKIŞ@6.vites} = i_{6.vites} \times \left(T_T - \dot{w}_T \times J_{6.vites}\right) \times \eta_{6.vites} \tag{2.20}$$

2.3.4 Vites değişimi elemanları

Planet dişli mimarisi üzerinde, güç akışlarını değiştirerek farklı vites pozisyonlarının eldesini sağlayan ıslak kavrama grupları, sahip olduğu özellikler itibariyle vites değişimi esnasında ortaya çıkan etkiyi, en büyük oranda belirleyen unsurlardır.

Çok diskli yapıya sahip ıslak kavrama grupları; ilgili kavrama gruplarının aktivasyonunu sağlayan piston grupları (piston, sızdırmazlık elemanları, piston geri döndürme yayı), üzerinde sürtünme malzemesinin bulunduğu balata diskleri, sıkıştırılan sürtünme disklerini karşılayan çelik plakalardan oluşur (Şekil 2.18).



Şekil 2.18 : Çok diskli ıslak kavrama grupları şematik gösterimi.

Çok diskli yapıya sahip sahip kavrama grupları, sıralı olarak dizilmiş sürtünme ve reaksiyon plakalarının sıkıştırılması ile konfigürasyona göre güç iletiminin durdurulmasını veya aktarılmasını sağlar. Bu etkinin modellenmesi için kullanılan ıslak kavrama güç iletimi hesabı denklemi belirtilmiştir (Denklem 2.21).

$$T_K = \mu \times \left(p_K \times A_{Piston} - F_S\right) \times N \times \frac{2}{3} \times \left(\frac{R_d{}^3 - R_i{}^3}{R_d{}^2 - R_i{}^2}\right) \tag{2.21}$$

Kavrama grubunun güç iletimi hesabının yapılabilmesi için, model üzerine her bir kavrama grubunda kullanılan sürtünme malzemesinin iç (R_i) ve dış çap bilgileri (R_d), sürtünme yüzeyi adedi (N), anlık piston basıncı (P_K) ve yüzey alanı (A_{piston}), sızdırmazlık elemanları ve yay gibi sürtünme elemanlarının etkisi (F_S) belirtilmelidir.

Ayrıca, dinamik etkinin detaylı olarak incelenebilmesi için sürtünme malzemesinin dinamik sürtünme katsayısı (μ) değerinin plakalar arasındaki bağıl hıza bağlı olarak modellenmesi gerekmektedir.

2.3.4.1 Plakalar arası sürtünmenin modellemesi

Çok diskli yapıya sahip sahip kavrama grupları üzerinde sürtünmenin modellenmesi, vites değişiminin dinamik etkilerinin en doğru şekilde saptanabilmesi açısından kritik öneme sahiptir.

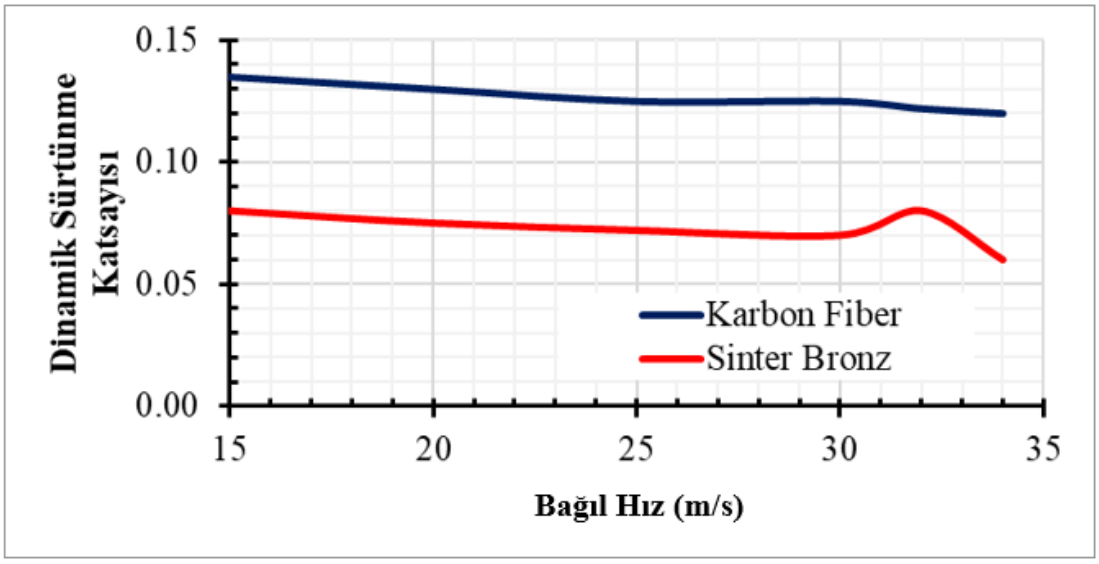
Kullanılan yağın sıcaklığına ve viskozitesine, kavrama plakaları arasındaki rölatif hıza, pistonun plakalar üzerine uyguladığı kuvvete bağlı olarak, kavrama sürtünme malzemesinin dinamik sürtünme katsayısı değeri değişkenlik göstermektedir.

Bu modelde, fren görevindeki B3 kavramasında, sinter bronz malzeme, diğer kavrama gruplarında ise karbon fiber malzeme kullanılmaktadır.

SAE J2490 kodlu test prosedürüne uygun olarak yapılan testler vasıtasıyla, statik ve dinamik hal için sürtünme katsayısı değeri belirlenmektedir. Balata üretici firmalar, sürtünme malzemesinin dinamik ve statik sürtünme katsayısı değerini, SAE No:2 test ünitesi aracılığıyla yaptıkları testler ile paylaşmaktadırlar (Şekil 2.19).

Ayrıca, SAE J2964 kodlu test prosedürü ile de plakalar arasında düşük bağıl hızda meydana gelen ve tespiti nispeten daha zor olan durum için basınca bağlı sürtünme değeri tespiti yapılabilir.

Öte yandan, tanımlanan test koşullarının taşıt koşullarını kusursuz bir şekilde simule etmesinin mümkün olmamasından dolayı, kavraşma mekanizmasının taşıt üzerinde karakterizasyonunun yapılması en sağlıklı yöntem olacaktır (Haria ve diğ, 2018).

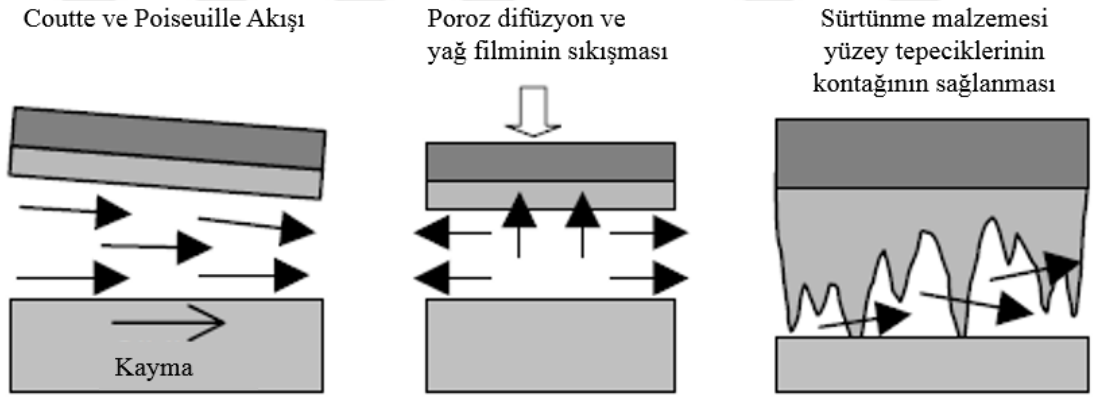


Şekil 2.19 : Kavrama malzemesi sürtünme katsayısı grafikleri (Carlisle Brake & Friction, 2019).

Yine de, SAE No:2 test ünitesi aracılığıyla yapılan testler ve bu testlerin sonuçlarından yararlanılarak türetilen sürtünme modellemeleri vasıtası ile yüksek doğrulukta sonuçlar elde edilebilir.

Fujii ve diğ. (2003) tarafından, otomatik transmisyonda kullanılan ıslak kavrama sürtünme modellemeleri üzerine bir değerlendirme çalışması yapılmıştır. Yapılan çalışmada, çok plakalı kavrama gruplarının kavraşma mekanizması şu şekilde özetlenmiştir (Şekil 2.20):

- 1. Aşama: Pistonun basınçlandırılması ve hareketi ile beraber plakalar sıkışmaya başlar. Bu süreçte kavrama plakaları birbirleri arasında bağıl hızda dönmeye başlarlar.
- 2. Aşama: Plakalarının ilerlemesiyle sürtünme malzemesi üzerinden emilen yağın sıkıştırılması ile beraber, poroz bir difüzyon olur. İncelen yağ filmi ile beraber viskoz tork iletimi başlar.
- 3. Aşama: Plakaların üzerindeki kuvvetinin artmasıyla beraber, incelen yağ filmi yırtılır ve yüzey tepeciklerinin kontağıyla beraber mekanik tork iletimi başlar. Tüm yüzeyin temasıyla beraber kontak mekanizması tamamlanır.

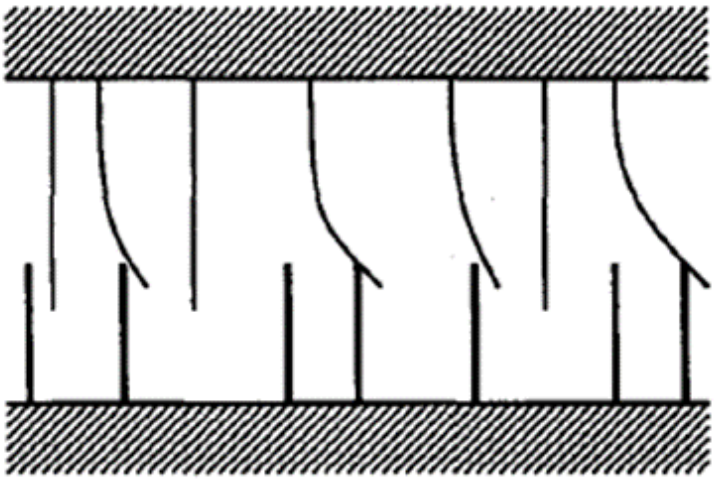


Şekil 2.20 : Çok plakalı kavrama grupları kavraşma mekanizması (Fujii ve diğ., 2003).

Bugüne kadar sürtünme modelleri ile ilgili birçok çalışma yapılmıştır. Bunlardan en önemlileri Coulumb (1785-1789), Dahl (Dahl, 1968) ve LuGre sürtünme modellemeleridir.

GT-Suite yazılımı, kavrama sürtünme modellemesi için 2 seçenek sunmaktadır. Bunlar, Coulumb ve LuGre sürtünme modelleridir. Yapılan çalışmada LuGre modeli kullanılmıştır.

Canudas de Wit ve diğ. (1995) yayınladığı LuGre sürtünme modeli, Lund ve Grenoble üniversiteleri arasındaki işbirliği ile geliştirilen bir modeldir. Modele göre, sürtünen iki yüzey arası mikroskopik düzeyde incelenir. Yüzey kontak mekaniğinin modellenmesi için, yüzeyler elastik bir kıl olarak tanımlanır (Şekil 2.21).



Şekil 2.21 : LuGre modeli sürtünme yüzeyleri kontak mekaniği

LuGre modeli, Coulumb modelinde tanımlanan, Coulomb ve Stiction (bağlanma) kuvvetleri ve ayrıca stick-slip (bağlanma-kayma) etkilerini temel alır.

Coulomb modelinde yaklaşık olarak hesaplanan stick-slip etkisini, (Dahl modelinde de tanımlanan) ayrılma kuvvetinin hesaplanmasıyla tam olarak simule eder.

Ayrıca, Coulomb modelinden farklı olarak kayma öncesi deplasman ve (Dahl modelinden farklı olarak) stribeck etkisini de ekleyerek modeli genişletir.

Modele göre yüzey teması sağlandığında, kıl olarak tanımlanan yüzeyler yay gibi davranarak esneyecektir (z). Yüzey temas kuvveti, kılın esneyebileceğinden daha fazla uygulandığında ise kayma gerçekleşecektir. Rastgele gerçekleşen bu durumdaki düzensizliğin ortadan kaldırılması için denklem 2.22 kullanılarak, mikrokopik düzeyde kıl olarak tanımlanmış yapının ortalama esnekliği tanımlanmış olur.

$$\frac{dz}{dt} = v - \frac{|v|}{g(v)} \times z \tag{2.22}$$

Sürtünme malzemesi özellikleri, yağlama ve sıcaklık gibi parametrelere bağlı olarak bağlanma kuvveti ($F_{stiction}$) , coulomb kuvveti ($F_{coulomb}$) ve tanımlanan g fonksiyonu, değişkenlik gösterecektir. Bağıl hızın azalmasıyla beraber gerçekleşen Stribeck hızı ($v_{stribeck}$) ve kılın rijitliği (σ_0), g fonksiyonunda tanımlanmıştır (Denklem 2.23)

$$g(v) = \frac{\left[F_{coulomb} + \left(F_{stiction} - F_{coulomb}\right) \times e^{-(v/v_{stribeck})^2}\right]}{\sigma_0} \tag{2.23}$$

Eylem esnasında gerçekleşen sürtünme kuvveti ($F_{sürtünme}$), kavramaya etkiyen normal kuvvetin (F_{normal}), sürtünme katsayısı (μ), ile çarpımı ile elde edilir (Denklem 2.24).

$$F_{Sürtünme} = \mu \times F_{normal} \tag{2.24}$$

Ayrıca, denklem 2.17 ve 2.18'den yararlanılarak oluşturulan g fonksiyonu, denklem 2.22'de belirtilen esneklik fonksiyonunun kavrama mekanizmasına yönelik yeniden düzenlenmesine olanak verir (Denklem 2.25).

$$\frac{dz}{dt} = v - \frac{\sigma_0 \times |v| \times z}{\mu_{kinetik} + \left(\mu_{statik} - \mu_{kinetik}\right) \times e^{-\left(\frac{v}{v_{stribeck}}\right)^2}} \tag{2.25}$$

Çizelge 2.9'da kavrama grupları için, kılın rijitliği (σ_0), kılın esnekliği (σ_1) ve viskoz sürtünme katsayıları (σ_2) belirtilmiştir.

Çizelge 2.9 : LuGre modeli parametreleri.

σ_0 (1/m)	**σ_1(s/m)**	**σ_2(s/m)**
500	0.75	0

Denklem 2.26'da oluşturulan sürtünme modelinin genel denklemi bulunmaktadır. Belirtilen denklemde, 1. fonksiyon stick-slip etkisini, 2.fonksiyon stribeck etkisini ve 3. fonksiyon ise viskoz sürtünme etkisini yansıtmaktadır.

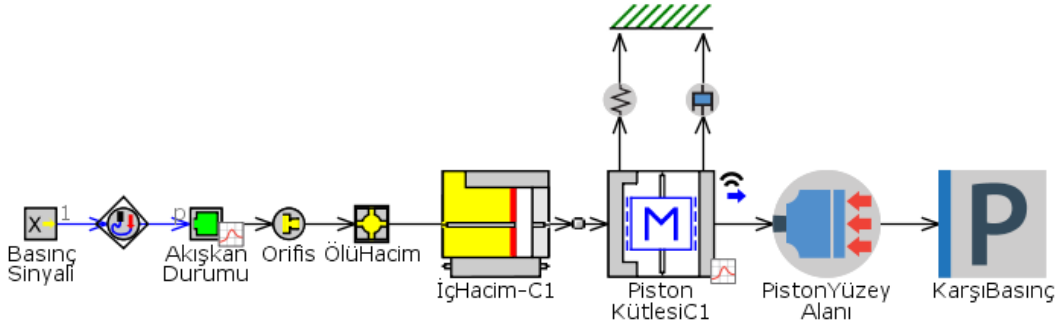
$$\mu = \sigma_0 \times z + \sigma_1 \times \frac{dz}{dt} + \sigma_2 \times v \tag{2.26}$$

Model üzerinde tanımlanan kavrama sürtünme katsayısı haritası nispeten yüksek bağıl hızlar için tanımlanmış olup, sürtünme katsayısının modellemesindeki amaç, düşük bağıl hızlardaki sürtünme katsayısının tahmini üzerine gerçekleştirildiği için viskoz sürtünme durumu ele alınmamıştır.

Böylece, modelleme üzerinde çalışması gerçekleştirilen transmisyonunun gerekli bilgilerinin tanımlanması ve LuGre sürtünme modeli vasıtasıyla, dinamik sürtünme katsayısı tanımlanmış olur.

2.3.4.2 Piston dinamiği modellemesi

Çoklu disk yapısındaki kavrama gruplarında, plakalara etki eden kuvvetin hesaplanabilmesi amacıyla herbir kavrama grubu için piston dinamiği modellemesi yapılmıştır (Şekil 2.22).



Şekil 2.22 : Piston dinamiği modellenmesi (C1 kavraması).

Karterden gelen yağın piston üzerine basınçlandırılmasını yönlendiren valfler otomatik transmisyonda bu işlemi TCU üzerinden gelen PWM (pulse-width-modulation) sinyali ile yapmaktadırlar.

PWM sinyali ile basınç modülasyonu yüksek doğrulukta gerçekleşmektedir. TCU üzerinde yapılacak kalibrasyon çalışması ile basınç-akım ilişkisi kolaylıkla tespit edilebilir. Bu nedenle, yapılan modelleme çalışmasında valf modellemesine gerek duyulmamıştır. Çalışmada, TCU üzerinden gerçekte gönderilecek akım yerine, herbir kavrama için daha önceden hesaplanan ve zamana bağlı optimizasyonu gerçekleştirilen basınç rampaları sinyal olarak tanımlanmaktadır.

Akışkan Özellikleri

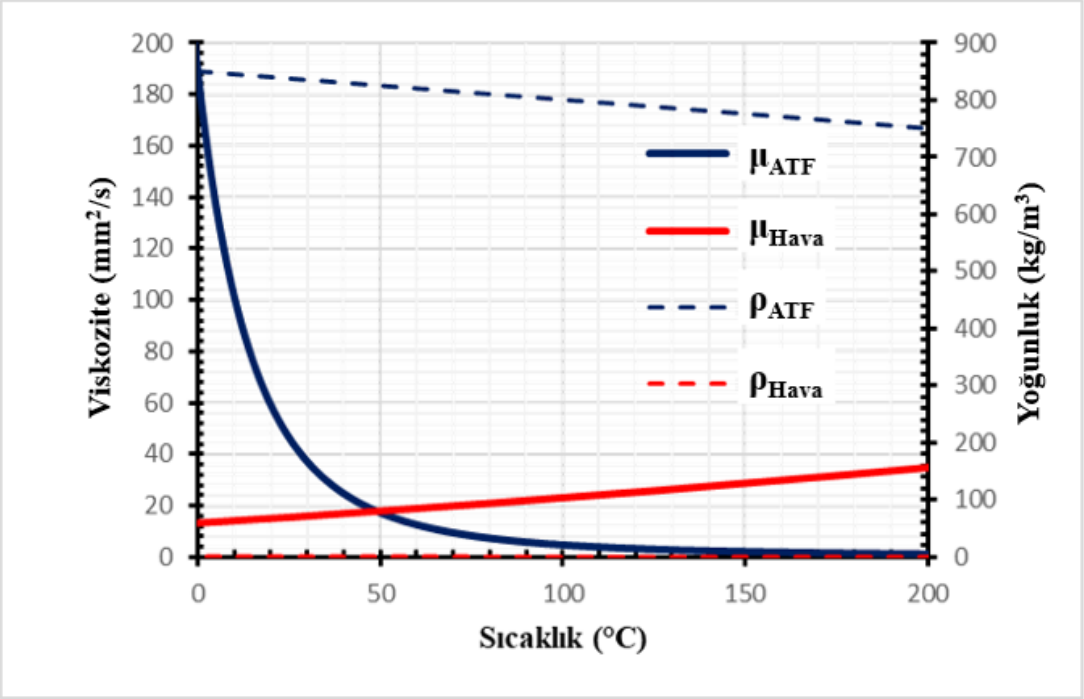
Karterden çıkan ve valf çıkışında basınç modülasyonu gerçekleştirilen otomatik transmisyon yağı (ATF), değişen basınç ve sıcaklık koşullarıyla beraber, akışkan özelliklerinde değişime maruz kalır. Yapılan modellemede karterde bulunan akışkan özellikleri, 1 bar ve 90°C olarak tanımlanmıştır.

TCU üzerinden valf çıkışındaki herbir kavrama grubuna beslenen ATF'nin basıncı, akışkan modellemesine anlık olarak bir girdi oluşturur. Böylece, basınca bağlı olarak değişen pistonlara gönderilen akışkan özelliğinin anlık kontrolü sağlanır.

Modelleme ısınma veya soğuma şartını içermediğinden, tek bir akışkan sıcaklığı baz alınarak gerçekleştirilmiştir. Daha sonra yapılacak çalışmalarda, çevre şartları ve

çalışma durumunda kayıp olan enerjinin ısı olarak yansıması düşünülerek hesaplama daha duyarlı hale getirilebilir.

Ayrıca, yağ hatlarında bulunan havanın, ATF içeriğine difüzyonu ile akışkan özelliklerinde farklılaşma olacaktır. Model üzerine, havanın ve ATF'nin özellikleri tanımlanmıştır (Şekil 2.23).



Şekil 2.23 : ATF ve hava için sıcaklığa bağlı viskozite grafiği (Mobil Delvac 1 ATF, 2016).

Hidrolik hatlarda bulunan hava dolayısıyla, pistonlara gönderilen akışkan kompozisyonunun, %95'inin ATF ve %5'inin hava olacağı öngörülmüştür.

Denklem 2.27'e göre, elde edilen karışımın yoğunluk ($\rho_{karışım}$) değeri hesaplanır.

$$\rho_{KARISIM} = 0.95 \times \rho_{ATF} + 0.05 \times \rho_{HAVA} \tag{2.27}$$

Denklem 2.28'e göre, elde edilen karışımın viskozite ($\mu_{karışım}$) değeri hesaplanır.

$$\mu_{KARISIM} = 0.95 \times \mu_{ATF} + 0.05 \times \mu_{HAVA} \tag{2.28}$$

Piston Ölü Hacminin Doldurulması

TCU üzerinden alınan PWM sinyali vasıtasıyla ilgili valfler açılarak hidrolik kanallar üzerinden piston doldurulmaya başlanır. Hidrolik kanallar, orifis etkisiyle basınçlı

akışkanın, piston içerisine dolum hızını etkileyecektir (Poiseuille akışı). Bu nedenle, piston ölü hacminin doldurulması süresince, piston kütlesi üzerine etkiyecek basınç gecikecektir. Denklem 2.29'da görüleceği üzere, model üzerine hidrolik kanalların kesit alanı (A_{orifis}), akışkanın yoğunluğu (ρ), basınç değişimi (ΔP) ve deşarj katsayısının (C_D) tanımlanmasıyla, piston dolum debisi (Q) hesaplanır. Hidrolik kanallar, çapa oranla oldukça büyük olduğundan (L/d), deşarj katsayısı 0,6 olarak alınmıştır.

$$Q = C_D \times A_{orifis} \times \sqrt{\frac{2 \times \Delta P}{\rho}} \tag{2.29}$$

Model üzerine, her pistonun ölü hacmi ($V_{pis,ölü}$) tanımlanarak, piston kütlesi üzerine etki edecek basıncın geciken süresi hesaplanır (Denklem 2.30). Dolum süresi (t_{dolum}), basınç kontrolü ile module edilebilir.

$$t_{dolum} = \frac{V_{pis,ölü}}{Q} \tag{2.30}$$

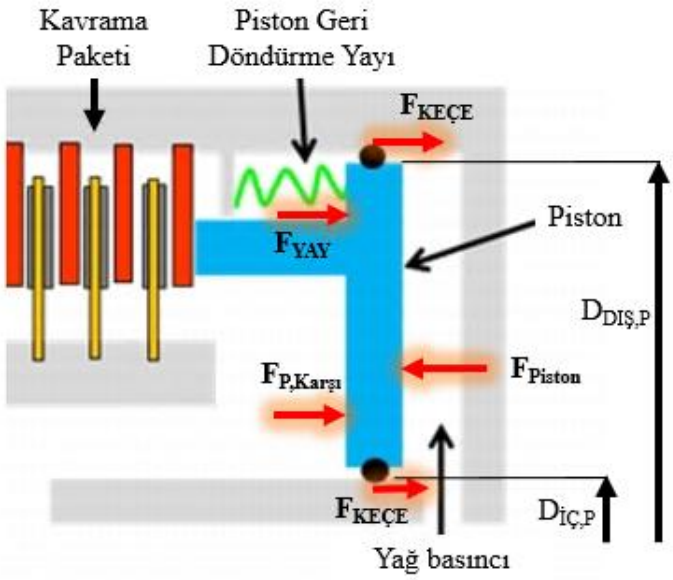
Piston Kuvvetlerinin Hesaplanması

Yapılan modellemede piston kütlesi üzerine, 4 farklı kuvvet etki etmektedir. Şekil 2.24'te görüleceği üzere bu kuvvetler şunlardır; silindir içerisine beslenen yağın piston yüzeyinde oluşturduğu basınç kuvveti (F_{Piston}), piston geri döndürme yayının oluşturduğu tepki kuvveti (F_{Yay}), pistonun karşı yüzeyinde bulan yağın oluşturduğu tepki kuvveti ($F_{P,Karşı}$) ve silindir içinin basınçlandırılması ile sızdırmazlık elemanlarının oluşturduğu sürtünme kuvvetleridir ($F_{Keçe}$).

Piston iç çap ($D_{İç,P}$) ve dış çap ($D_{Dış,P}$) değerinin tanımlanması ile piston içerisine beslenen ATF karışımının basıncının oluşturduğu (F_{piston}) ve silindir dışı akışkanın oluşturduğu kuvvet ($F_{P,Karsı}$), model üzerinde hesaplanır (Denklem 2.31- 2.32).

$$F_{Piston} = P_{Piston} \times \pi \times \frac{\left(D_{Dıı,P}{}^2 - D_{İç,P}{}^2\right)}{4} \tag{2.31}$$

$$F_{P,Karsı} = P_0 \times \pi \times \frac{\left(D_{Dıı,P}{}^2 - D_{İç,P}{}^2\right)}{4} \tag{2.32}$$



Şekil 2.24 : Piston kütlesi üzerine etkiyen kuvvetlerin temsili.

Model üzerinde yay rijitliği (k_{yay}), önyükleme mesafesi ($x_{önyükleme}$) ve strok (x_{strok}) değerleri herbir kavrama için tanımlanarak piston geri döndürme yayının oluşturduğu kuvvet (Fyay) hesaplanır (Denklem 2.33)

$$F_{Yay} = k_{Yay} \times \left(x_{strok} + x_{önyükleme}\right) \tag{2.33}$$

Keçe sürtünme yüzey alanları ($A_{keçe}$) ve deneysel olarak belirlenmiş sürtünme katsayısı ($\mu_{keçe}$) model üzerinde tanımlanarak, anlık olarak basınçlandırılan silindirin yüzeyine sürtünen sızdırmazlık elemanlarının oluşturduğu tepki kuvveti ($F_{keçe}$) hesaplanır (Denklem 2.34).

$$F_{Keçe} = \mu_{Keçe} \times P_{Piston} \times A_{Keçe} \tag{2.34}$$

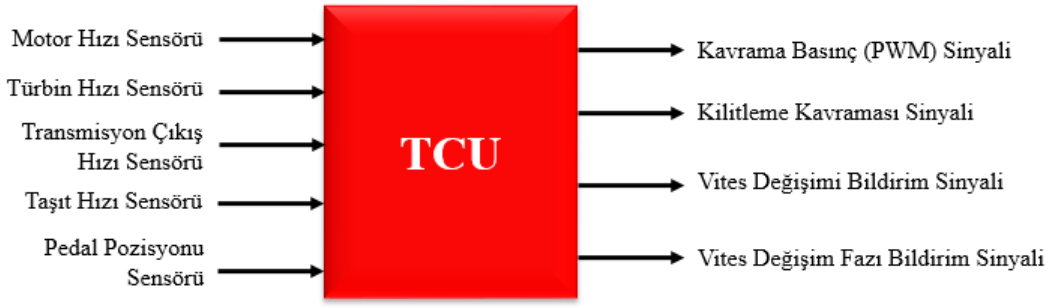
Model üzerinde tanımlanan piston kütlesi (m_{piston}) ve stroğu parametreleriyle beraber, kütle üzerine etkiyen kuvvetlerin, anlık basınç değerine bağlı olarak hesaplanması ile pistonların anlık konumları belirlenir (Denklem 2.35).

$$F_{Piston} - F_{Yay} - F_{P,Karsı} - F_{Keçe} = m_{Piston} \times \frac{d^2 x_{Strok}}{dt^2} \tag{2.35}$$

Yapılan piston dinamiği ve kavrama sürtünme mekanizmasının tanımlanmasıyla, denklem 2.21'de belirtilen herbir parametre anlık olarak hesaplanarak aktarılan veya frenlenen tork değeri hesaplanmış olur.

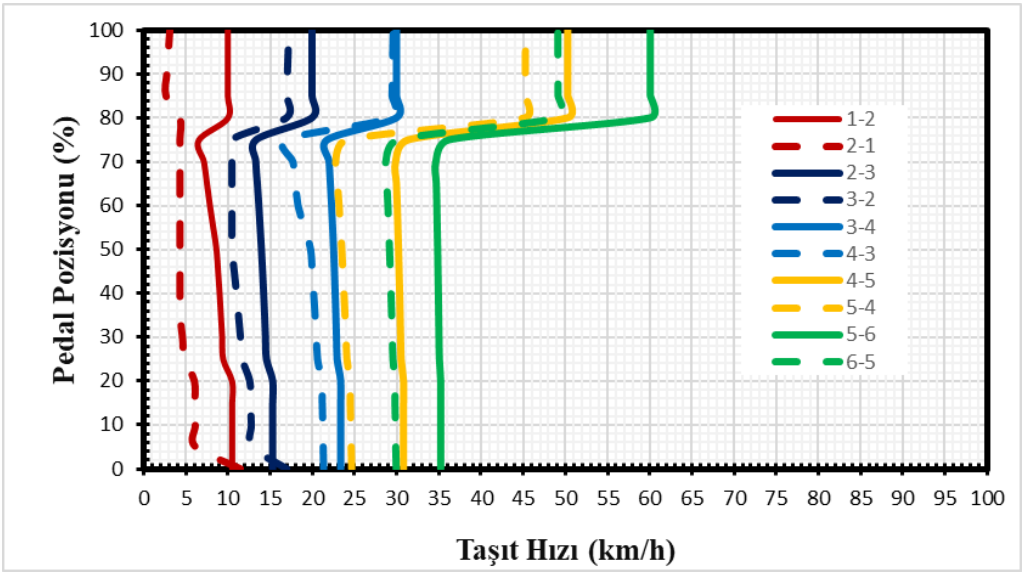
2.4 Detaylı Transmisyon Kontrol Ünitesi Modellemesi

TCU modülü, transmisyonun optimum kontrolü için gerekli bilgilerin çeşitli sensörler vasıtasıyla anlık olarak toplandığı ve değerlendirilerek ilgili komponentlere gerekli sinyallerin iletildiği, otomatik transmisyon ana komponentlerinden biridir (Şekil 2.25). Bir taşıt güç grubu için güç iletimi performansı üzerinde kritik öneme sahiptir.



Şekil 2.25 : TCU giriş-çıkış sinyalleri şeması.

Pedal pozisyonu ve taşıt hızı bilgisini sensörler vasıtasıyla elde eden TCU, üzerine tanımlanan vites değişimi haritası ile uygun vites pozisyonunu belirler ve vites değişimi için gerekli kavrama gruplarına basınç sinyalini gönderir. Vites değişim haritaları, İYM'nin optimum yakıt tüketimi ve performansının sağlandığı devir aralıklarını hedefleyerek, uygun vites pozisyonunun belirlenmesinde kullanılır (Şekil 2.26). Ayrıca, sportif kullanımda İYM'nin yüksek devirlerde çalışması istenirken, yakıt ekonomisi hedeflendiğinde İYM'nin göreceli olarak daha düşük devirlerde çalışması istenir. Bu nedenle farklı hedeflere yönelik, kalibrasyon çalışmaları ile birçok farklı vites değişim haritaları oluşturulabilir.



Şekil 2.26 : Araç hızı ve pedal oranına bağlı vites değişim haritası.

Ayrıca, sensörler vasıtasıyla edinilen motor hızı, türbin hızı ve transmisyon çıkış hızı bilgileri ile; vites değişimi fazlarının tespiti, vites pozisyonu ve tork konverter kilitleme kavraması kontrolü sağlanır.

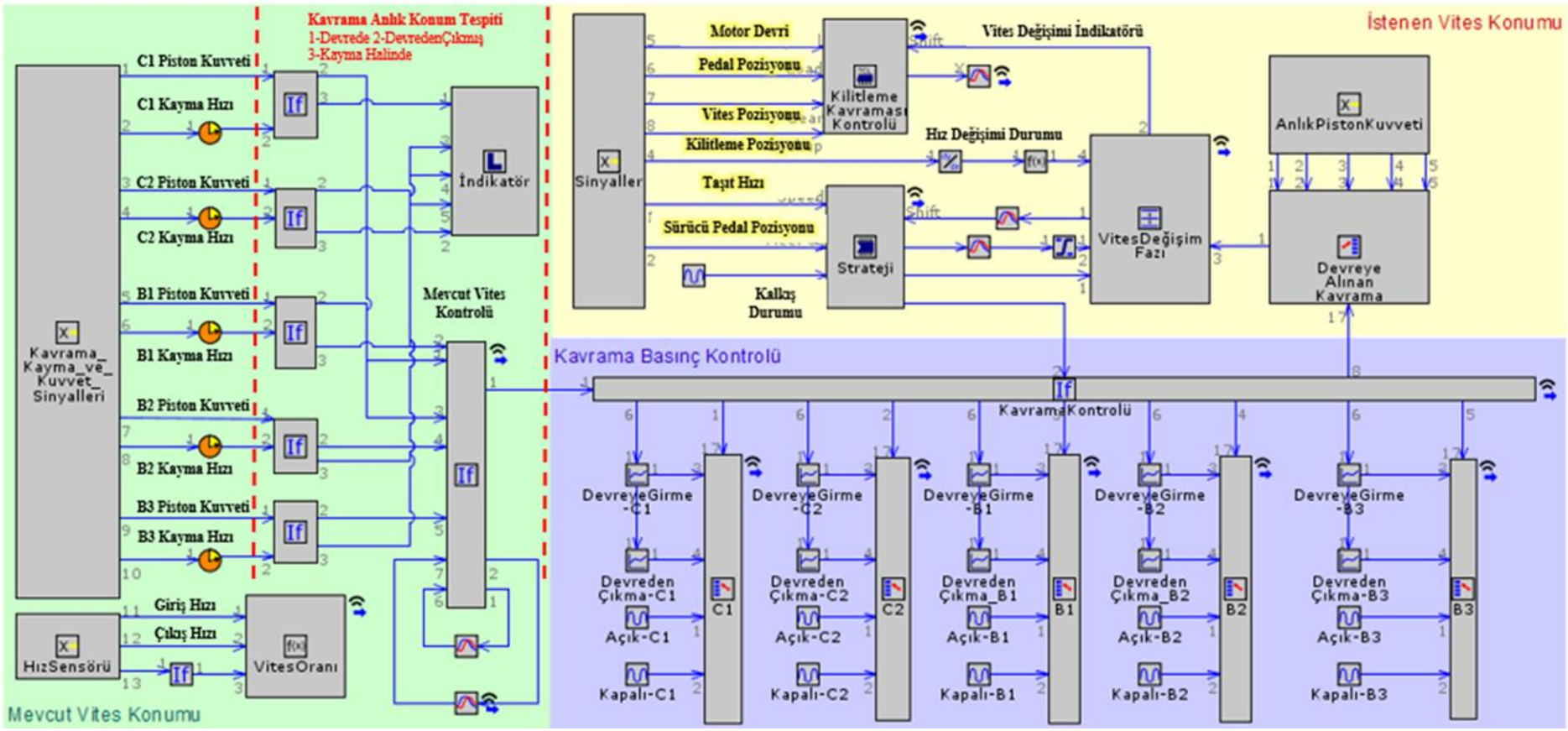
Oluşturulan TCU modelinde ilk olarak, ilgili komponentlerden alınan geri bildirimle kayma hız değerinin belli miktarın altında olduğu (30 rpm) ve yeterli basıncın uygulandığı kavrama grupları için, aktif kavrama grubu belirlenir ve böylece anlık vites konumunun tespiti yapılır. (Şekil 2.27)

Sonrasında, vites değişim stratejisi haritasının tanımlanmasıyla, pedal pozisyonu ve taşıt hızına göre vites değişim sinyali oluşturulur ve ilgili kavrama gruplarına basınç kontrolü için sinyal gönderilir.

Modelleme çalışmasında, basınç kontrolünü sağlayan PWM sinyali yerine, sinyale karşılık gelen valf çıkışı basınç değeri TCU modeli üzerine tanımlanmıştır. Böylece, kalibrasyon ile kolaylıkla oluşturulabilecek akım-basınç ilişkisi atlanmış ve simülasyon hızı arttırılmıştır. Model üzerinde, herbir kavrama için devreye girme ve devreden çıkma basınç rampaları, stabil kapalı hal basıncı ve stabil açık hal basıncı tanımlanmıştır.

Vites değişim fazının belirlenmesi ise, oluşturulan kontrol algoritmasına göre vites değişimi emri sonrasında başlar. Vites değişiminin ilk fazı olan tork fazında devreden çıkan kavramanın üzerine uygulanan basınç düşürülürken, devreye giren kavrama pistonun basıncı arttırılarak, pistonun hareketi sağlanır. Tork fazı ismini, tork aktarımının bu fazda sağlanmasında dolayı almıştır. Devreye girecek kavrama grubu pistonunun, kavramalara değdiğinin tespitinin hesaplamalar yoluyla yapılması ile TCU modeli tork fazını sonlandırır. Böylece atalet fazı başlar. Atalet fazı boyunca, dişli oranı değişir. Bu değişim türbin ve çıkış hızı sensörleri vasıtasıyla tespit edilir. Dişli oranı değişimi sona erdiğinde, vites değişimi ve atalet fazı tamamlanmış olur. Modellemede bu durum, türbin hızı (giriş hızı) ile çıkış hızı arasındaki oranın türevinin sıfır olması durumu tanımlanarak mantıksal süreç oluşturulmuştur.

Ayrıca, TCU içerisindeki kilitleme kavraması mantıksal modeli de, anlık olarak beslenen motor devri ve türbin devri sinyali ile tork konvertörün en verimli şekilde çalışabilmesi için uygun devirlerde açılıp kapanmasına yönelik sinyal oluşturur. Tork konvertör, yanlızca 1. ve 2. viteste, ayrıca vites değişimleri süresince kullanılır. Diğer konumlarda kilitleme kavramasının aktivasyonu ile mekanik olarak bağlantı sağlanır.



Şekil 2.27 : TCU mimarisi modeli.

2.5 Taşıt ve Güç Aktarma Organları Modellemesi

Transmisyon çıkışından yola kadar güç aktarımını sağlayan 8x8 güç aktarma organları; sırasıyla transmisyon çıkışından transfer kutusuna güç iletimini sağlayan kardan mili, gücü ön ve arka akslara eşit oranda dağıtan transfer kutusu, transfer kutusu çıkışında gücü ön ve arka akslara dağıtan kardan milleri, ön ve arka akslarda bulunan tandem yapıdaki diferansiyel üniteleri ve diferansiyel çıkışlarındaki aks ve tekerlek yapılarından oluşmaktadır. Tüm bu unsurlar ve gövde ile beraber taşıt modellemesi tamamlanmıştır (Şekil 2.28, Şekil A.1 ve Şekil A.2).

Çizelge 2.10'da güç aktarma organlarının transmisyon, transfer kutusu ve aks çıkışlarına indirgenmiş toplam atalet değerleri paylaşılmıştır.

Çizelge 2.10 : Güç aktarma organları atalet değerleri.

Transmisyon Çıkışı Toplam Ataleti (kgm^2)	Transfer Kutusu Çıkışı Toplam Ataleti (kgm^2)	Aks Çıkışları ve Tekerlek Toplam Ataleti (kgm^2)
1,45	1,48	82

2.5.1 Aktarma organları güç iletimi modellemesi

Transmisyon çıkışından, kardan mili bağlantısıyla transfer kutusu girişine, güç iletilimi hesaplaması, denklem 2.36'da belirtildiği üzere yapılır.

Transmisyon çıkış elemanları ($J_{TR,Ç}$), transmisyon kardan mili ($J_{TR,kardan}$) ve transfer kutusu giriş mili ($J_{TK,G}$) indirgenmiş kütlesel atalet momentlerinin toplamının, belirtilen elemanların ortak açısal ivmelenme değeri olan transmisyon çıkışı açısal ivmelenme değeri ($\dot{w}_{TR,Ç}$) ile çarpımıyla transmisyon çıkışı ($T_{TR,Ç}$) ile transfer kutusu girişi ($T_{TK,G}$) arasındaki moment kaybı bulunur.

$$(J_{TR,Ç} + J_{TR,kardan} + J_{TK,G}) \times \dot{w}_{TR,Ç} = T_{TR,Ç} - T_{TK,G} \tag{2.36}$$

Transfer kutusu girişinden, ön ve arka akslara %50-%50 olarak dağıtılan gücün toplam olarak hesabı, denklem 2.37'de belirtildiği üzere yapılır.

Transfer kutusu çıkış elemanları ($J_{TK,Ç}$), ön tandem aks çıkışı kardan mili ($J_{Kar,Ön}$), arka tandem aks çıkışı kardan mili ($J_{Kar,Arka}$) ve diferansiyel mahruti mili ($J_{Dif,G}$) indirgenmiş kütlesel atalet momentlerinin toplamının, belirtilen elemanların ortak açısal ivmelenme değeri olan transfer kutusu çıkışı açısal ivmelenme değeri ($\dot{w}_{TK,Ç}$) ile

çarpımıyla, transfer kutusu çıkışı ($T_{TK,Ç}$) ile diferansiyel mahruti mili ($T_{Dif,G}$) arasındaki toplam moment kaybı bulunur.

$$(J_{TK,Ç} + J_{Kar,Ön} + J_{Kar,Arka} + 4 \times J_{Dif,G}) \times \dot{w}_{TK,Ç} = 2 \times T_{TK,Ç} - 4 \times T_{Dif,G} \quad (2.37)$$

Transfer kutusu çıkışı açısal hız değeri ($w_{TK,Ç}$), diferansiyel ünitesinin dişli oranı (i_{Dif}) ile oranlanarak, diferansiyel çıkışı açısal hızı ($w_{Dif,Ç}$), denklem 2.38'de belirtildiği üzere elde edilir.

$$\frac{w_{TK,Ç}}{i_{dif}} = w_{Dif,Ç} \quad (2.38)$$

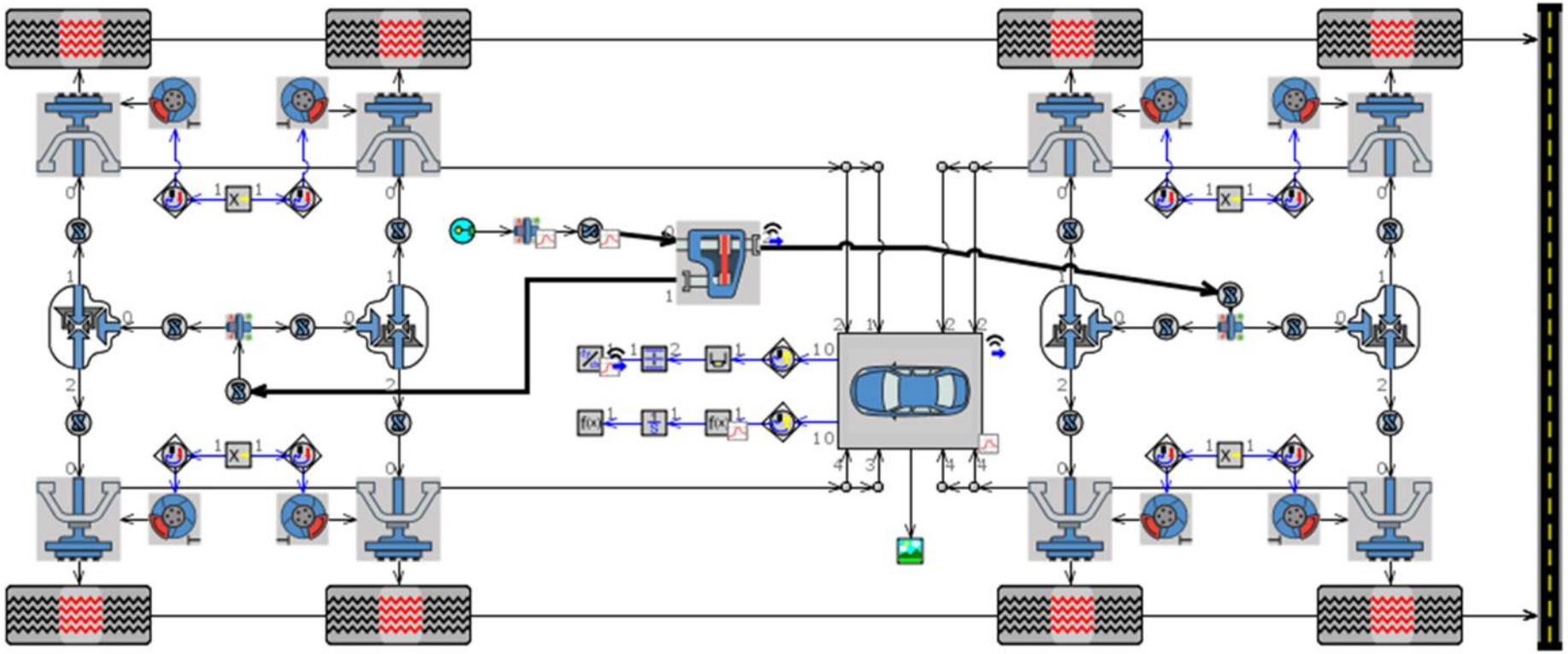
Transfer kutusu üzerinden ön ve arka mahruti millerine %50-%50 olarak aktarılan çıkış momentlerinin ($T_{TK,Ç}$) toplamının, diferansiyel dişli oranı ve verimi (η_{Dif}) ile çarpımı, denklem 2.39'da belirtildiği üzere 8 adet kilitli diferansiyel çıkış momentlerinin ($T_{Dif,Ç}$) toplamına eşittir.

$$2 \times T_{TK,Ç} \times i_{dif} \times \eta_{Dif} = 8 \times T_{Dif,Ç} \quad (2.39)$$

Diferansiyel girişinden lastiklere olan güç iletimi hesaplaması ise, denklem 2.40'da belirtildiği üzere model üzerinde yapılır.

Tekerlek (J_{Tek}), aks (J_{aks}) ve diferansiyel çıkış dişlisi ($J_{Dif,Ç}$) indirgenmiş kütlesel atalet momentleri, aks milinin rijitliği (k_{aks}) ve sönümleme katsayısı (c_{aks}) kullanılarak güç iletimi tekerlere kadar indirgenmiş olur. Böylece, aks milinin burulma etkisi de hesaplanmış olur. Ayrıca, taşıt dirençleri ve fren kuvvetleri, toplam moment ($T_{Direnç}$, T_{Fren}) olarak denklem üzerine yansıtılmıştır.

$$\begin{aligned} &8 \times \left(J_{Tek} + J_{aks} + J_{Dif,Ç}\right) \times \ddot{w}_{Tekerlek} + 8 \times k_{aks} \times \left(w_{Tekerlek} - \frac{w_{dif}}{i_{dif}}\right) \ldots \\ &\ldots + 8 \times c_{aks} \times \left(\dot{w}_{Tekerlek} - \frac{\dot{w}_{dif}}{i_{dif}}\right) = 8 \times T_{Dif,Ç} - T_{Direnç} - T_{Fren} \end{aligned} \quad (2.40)$$



Şekil 2.28 : Taşıt ve 8x8 güç grubu modeli ana planı.

2.5.2 Taşıt hareket dirençleri modellemesi

Gövde komponentinin modellenmesiyle, taşıt ($m_{taşıt}$) ile çeki kütlesinin ($m_{çeki}$), hava sürtünme katsayısı (c_W), ön yüz alanı ($A_{ön}$), havanın özgül yoğunluğu (ρ_h) gibi aerodinamik özelliklerin tanımlanması ve ayrıca lastik modeli için sürtünme katsayısının (f_R) tanımlanmasıyla taşıt direnç kuvvetleri hesaplanmış olur (Çizelge 2.11 ve Çizelge 2.12).

Çizelge 2.11 : Yuvarlanma direnci parametreleri.

$\mathbf{m_{taşıt}}$ (kg)	$\mathbf{m_{çeki}}$ (kg)	$\mathbf{f_R}$
25500	18000	0.01

Çizelge 2.12 : Hava direnci parametreleri.

$\boldsymbol{\rho_h}$(kg/m^3)	$\mathbf{c_w}$	$\mathbf{A_{ön}}$(m^2)
1.225	0.7	11.666

Eğimsiz bir yolda modellenen taşıt için direnç kuvvetleri hesabı, denklem 2.41'de belirtilmiştir.

$$F_{T,direnç} = f_R \times \left(m_{taş} + m_{çeki}\right) \times g + \frac{1}{2} \times \rho_h \times c_W \times A_{ÖN} \times V_{taş}^{\ 2} \tag{2.41}$$

Tekerleğe indirgenmiş çeki kuvveti hesabı, denklem 2.42'de belirtilmiştir.Taşıtta kullanılan tekerleğin dinamik yarıçapı ($r_{Din.tek}$) 716 mm olarak modele yansıtılmıştır.

$$F_{Arz} = \frac{T_{mot}\left(R_{pedal}, n_e\right) \times TR \times i_{disli} \times \eta_{TR} \times i_{dif} \times \eta_{dif}}{r_{Din,tek}} \tag{2.42}$$

Tekerlek üzerine indirgenen arz (F_{arz}), talep kuvvetleri ($F_{direnç}$) ve sürücünün yapmış olduğu frenleme momenti ile taşıt ivmelenmesi hesabı, denklem 2.43'te belirtilmiştir.

$$\lambda \times \left(m_{tas} + m_{çeki}\right) \times \frac{dV_{tas}}{dt} = F_{Arz} - \frac{T_{fren}}{r_{Din,tek}} - F_{direnc} \tag{2.43}$$

İvme direnç katsayısı değeri (λ) hesabı, denklem 2.44'te belirtilmiştir.

$$\lambda = 1 + \frac{J_{ind}}{\left(m_{tas} + m_{çeki}\right) \times r_{Din,tek}^{\ 2}} \tag{2.44}$$

İvme direnç katsayısı değeri hesabında kullanılan, indirgenmiş kütlesel atalet momenti değeri (J_{ind}) hesabı , denklem 2.45'te belirtilmiştir.

$$J_{ind} = J_e \times i_{disli}^{\ 2} \times i_{dif}^{\ 2} + J_{TC} \times i_{disli}^{\ 2} \times i_{dif}^{\ 2} + J_{disli} \times i_{disli}^{\ 2} \times i_{dif}^{\ 2} \ldots$$
$$\ldots + J_{TK} \times i_{dif}^{\ 2} + 8 \times J_{tekerlek} \tag{2.45}$$

2.5.2.1 Lastik kayması modellemesi

Tahrik durumunda tekerlek üzerindeki devir hesabı, denklem 2.46'da belirtilmiştir.

$$w_{tas} = \frac{2 \times \pi \times n_e \times SR}{60 \times i_{disli} \times i_{dif}} \tag{2.46}$$

Tahrik durumunda, tekerlek üzerinde meydana gelen kayma değeri (S_{tahrik}) hesabı, denklem 2.47'de belirtilmiştir.Taşıt hızı değeri denklem 2.43'den elde edilir.

$$S_{tahrik} = \frac{w_{tas} \times r_{din} \times 3{,}6 - V_{tas}}{w_{tas} \times r_{din} \times 3{,}6} \tag{2.47}$$

Frenleme durumunda, tekerlek üzerinde meydana gelen kayma değeri (S_{fren}) hesabı, denklem 2.48'de belirtilmiştir.

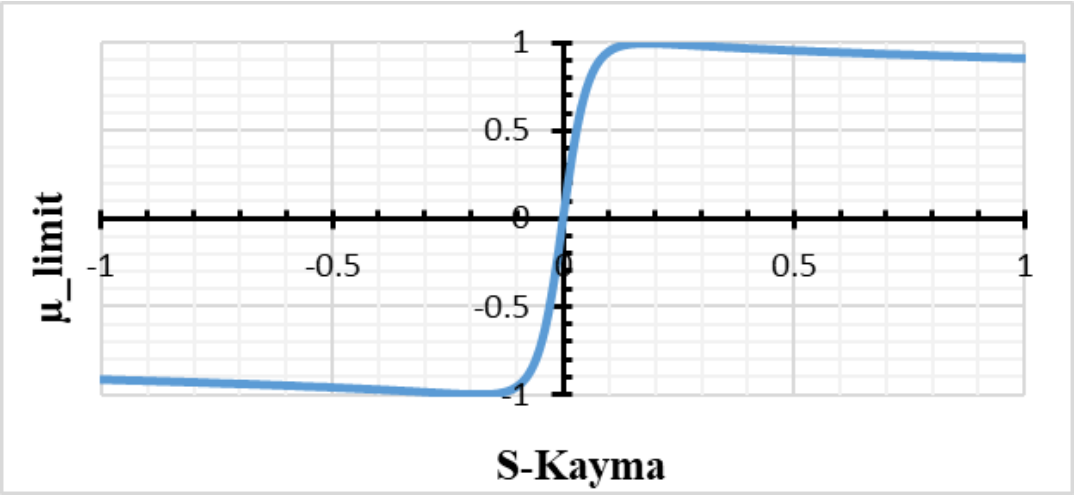
$$S_{fren} = \frac{V_{tas} - w_{tas} \times r_{din} \times 3{,}6}{V_{tas}} \tag{2.48}$$

Kuru asfalt yolda gerçekleştirilen Pacejka lastik modeli için yapılan limit sürtünme (μ_{limit}) hesaplaması, denklem 2.49'da belirtilmiştir (Pacejka, 2012). Bu denklem ile kayma oranlarına bağlı sürtünme grafiği model üzerinde oluşturulur (Şekil 2.29).

$$\mu_{limit} = \sin\left(1.9 \times \arctan\left(10 \times S - 0.97 \times \left(10 \times S - \arctan\left(10 \times S\right)\right)\right)\right) \tag{2.49}$$

8x8 konfigürasyondaki bir taşıtın, kuru asfalt yolda kaymadan yere iletebileceği maksimum çeki kuvveti (F_{limit}) değeri hesabı, denklem 2.50'de belirtilmiştir.

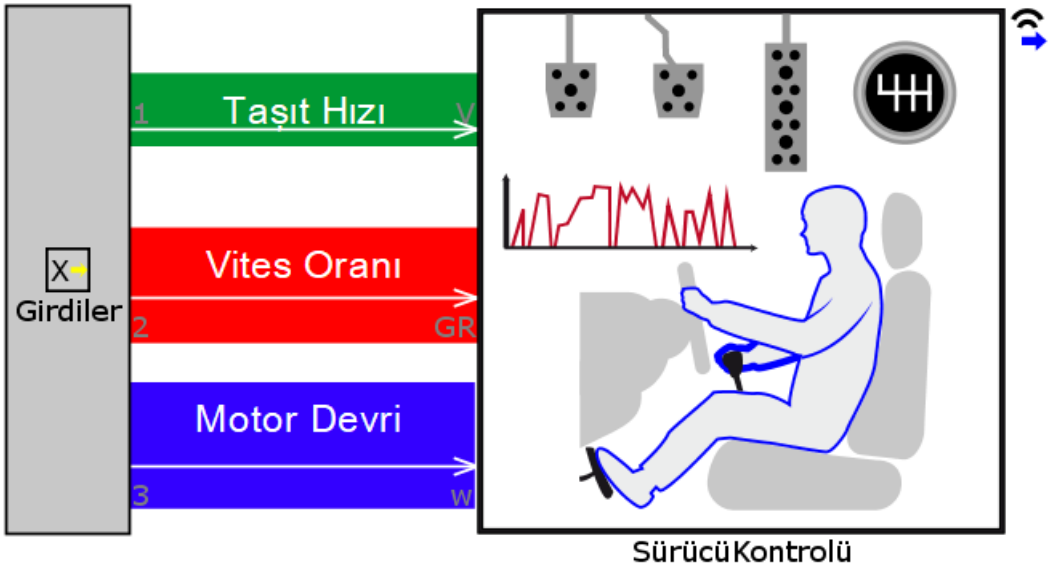
$$F_{limit} = \mu_{limit} \times \left(m_{taş} + m_{çeki}\right) \times g \tag{2.50}$$



Şekil 2.29 : Lastik kayma oranına bağlı limit sürtünme grafiği.

2.6 Sürücü Kontrolü Modellemesi

Sürücü modeli, pedal oranının kontrolü amacıyla oluşturulmuştur. Model, taşıt hızı, motor devri ve (transmisyon girişi ile çıkışı arasındaki hız oranı) vites oranı girdisiyle beslenir. (Şekil 2.30)

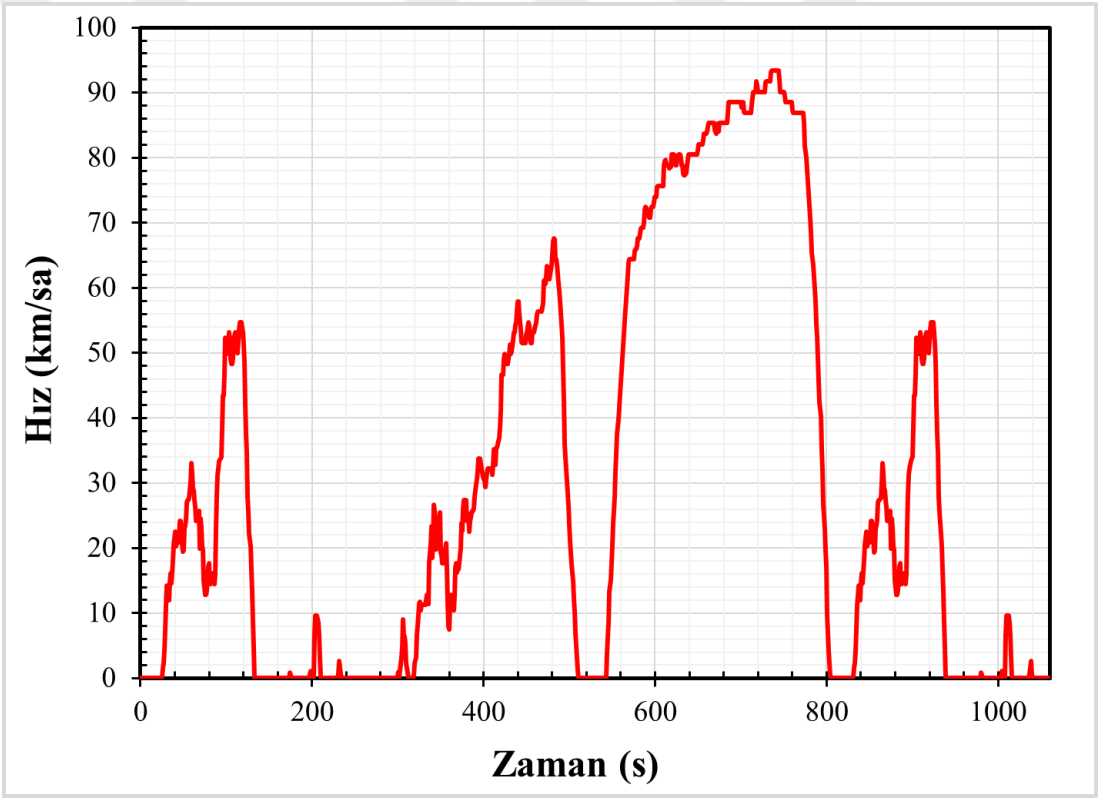


Şekil 2.30 : Sürücü modeli ana planı.

Yapılan çalışmada, 2 ayrı senaryo ile sürücü modeli oluşturulmuştur. İlk senaryoya göre, sürücü pedal oranı %100 olacak şekilde tam yük çalışması yapılmış ve böylece kısa süreli bir simülasyon ile tüm vites değişimi süreçlerinin kontrol optimizasyonu sağlanabilmiştir.

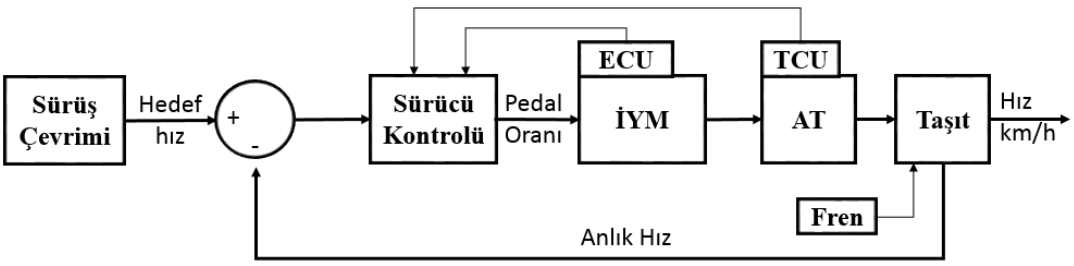
İkinci senaryoda ise, bir sürüş çevrimi hız hedefinin simülasyonu sağlanmıştır. Hedeflenen senaryo ile daha uzun sürelerde gerçekleşecek olan bir simülasyon yürütülecek, buna karşın gerçek sürüş koşullarını daha iyi simule eden bir optimizasyon çalışması sağlanmış olacaktır. Simülasyon süreçlerinin uzun olması nedeniyle, ilk senaryodaki en iyi parametre setleri kullanılarak, daha az parametre değişikliği gerçekleştirilecektir.

Şekil 2.31'de görüldüğü üzere, ikinci senaryo için seçilen seyir çevrimi, HD-UDDS 'dir (Ağır vasıta araçlar için şehiriçi dinamometre sürüş çevrimi). Bu çevrim, araç ve emisyon testleri için EPA (United States Environmental Protection Agency - Amerika Birleşik Devletleri Çevre Koruma Ajansı) tarafından paylaşılmıştır (EPA – Heavy Duty Urban Dynamometer Driving Duty Schedule, 2020).



Şekil 2.31 : Ağır vasıta araçlar için şehiriçi dinamometre seyir çevrimi (EPA – Heavy Duty Urban Dynamometer Driving Duty 2020).

Simülasyon koşullarındaki anlık taşıt hızı, vites oranı ve motor devri ile beslenen sürücü modeli, 2. senaryo için hedeflenen hız profilini yakalamak üzere, hızlanması gerektiği noktada pedal oranını arttırarak, yavaşlaması gerektiği noktada pedal oranını azaltarak, içten yanmalı motorun vermiş olduğu hız ve tork değerini modüle eder (Şekil 2.32).



Şekil 2.32 : Sürücü kontrolü diyagramı.

3. VİTES DEĞİŞİMİ SÜREÇLERİNİN MODEL ÜZERİNDE OBJEKTİF OLARAK DEĞERLENDİRİLMESİ

3.1 Objektif Değerlendirme Parametrelerinin Belirlenmesi

Vites değişim süreçlerinin objektif olarak değerlendirilebilmesi için, literatürde anket bazlı olarak gerçekleştirilen çalışmalardan faydalanılmıştır. Objektif değerlendirmeler, ölçümlere karşılık birçok denek üzerinden toplanan öznel değerlendirmeler ile korele edilerek türetilen parametrelerden oluşur. Literatürde farklı değerlendirme parametreleri olmak ile beraber, bu tez kapsamında, objektif değerlendirme yöntemi olarak kullanılan parametreler şunlardır:

- Anlık olarak hesaplanan jerk değerinin, limit jerk değerini aşmaması ve minimum seviyede tutulması
- Vites değişim sürecinin etkileriyle meydana gelen enerji kaybının minimum seviyede tutulması
- Minimum seviyede transmisyon çıkış torku dalgalanmasının gözlemlenmesi
- Türbin çıkış hızı üzerinde meydana gelen değişimlerin gözlemlenmesi

Taşıt ivmesinin değişimini temsil eden jerk değeri, literatürde birçok çalışmada metrik olarak transmisyon konforu değerlendirilmesinde kullanılmıştır (Denklem 3.1). Birçok anket bazlı çalışmanın ortak görüşüyle, anlık olarak hesaplanan jerk değerinin 10 m/s^3'ü aştığı noktada insan algısı üzerinde konfor hissiyatının bozulduğu gözlemlenmiştir. Dolayısıyla çalışmada, 10 m/s^3 jerk değeri limit jerk değeri olarak belirlenmiştir. Vites değişimlerinde bu değerin aşılmaması ve minimum seviyede jerk değerinin eldesi hedeflenmiştir.

$$Jerk = \frac{d^2 V_{Tas}}{dt^2} \tag{3.1}$$

Vites değişim süreçlerinin konfor etkilerine karşılık, enerji verimliliği üzerindeki etkilerinin de değerlendirilebilmesi için, transmisyon içerisindeki ana komponentler üzerinde meydana gelen enerji kayıpları kullanılmaktadır. Bu amaçla oluşturulan modelde, mekanik, kavrama ve tork konvertör kayıplarını içeren toplam transmisyon enerji kaybı hesaplanır (Denklem 3.5). Transmisyon içerisinde meydana gelen

mekanik kayıplar, gerotor pompa ve planet dişli setleri üzerinde meydana gelen temas kayıplarından oluşmaktadır (Denklem 3.2). Kavramalar üzerinde meydana gelen kayıplar ise vites değişim süreçleri esnasında devreye giren ve devreden çıkan kavrama plakalarının birbirleri arasında bağıl hızda dönmesiyle meydana gelen sürtünme kayıplarından oluşmaktadır (Denklem 3.3). Bunlara ek olarak, transmisyon enerji kayıpları üzerinde büyük bir paya sahip olan tork konvertör üzerinde meydana gelen enerji kaybı (kilitleme kavraması dahil), alt sistem testlerinde elde edilen tork konvertör performans haritası (Şekil 2.8) kullanılarak model içerinde hesaplanır (Denklem 3.4).

$$E_{Kay.,Mek.} = \int_0^t P_{türbin} \times \eta_{disli} \times dt + \int_0^t T_{Gerotor} \times w_{mot} \times dt \tag{3.2}$$

$$E_{Kay.,Kav.} = \int_0^t T_{K,C1} \times \Delta w_{C1} \times dt + \int_0^t T_{K,C2} \times \Delta w_{C2} \times dt \ldots$$
$$\ldots + \int_0^t T_{K,B1} \times \Delta w_{B1} \times dt + \int_0^t T_{K,B2} \times \Delta w_{B2} \times dt + \int_0^t T_{K,B3} \times \Delta w_{B3} \times dt \tag{3.3}$$

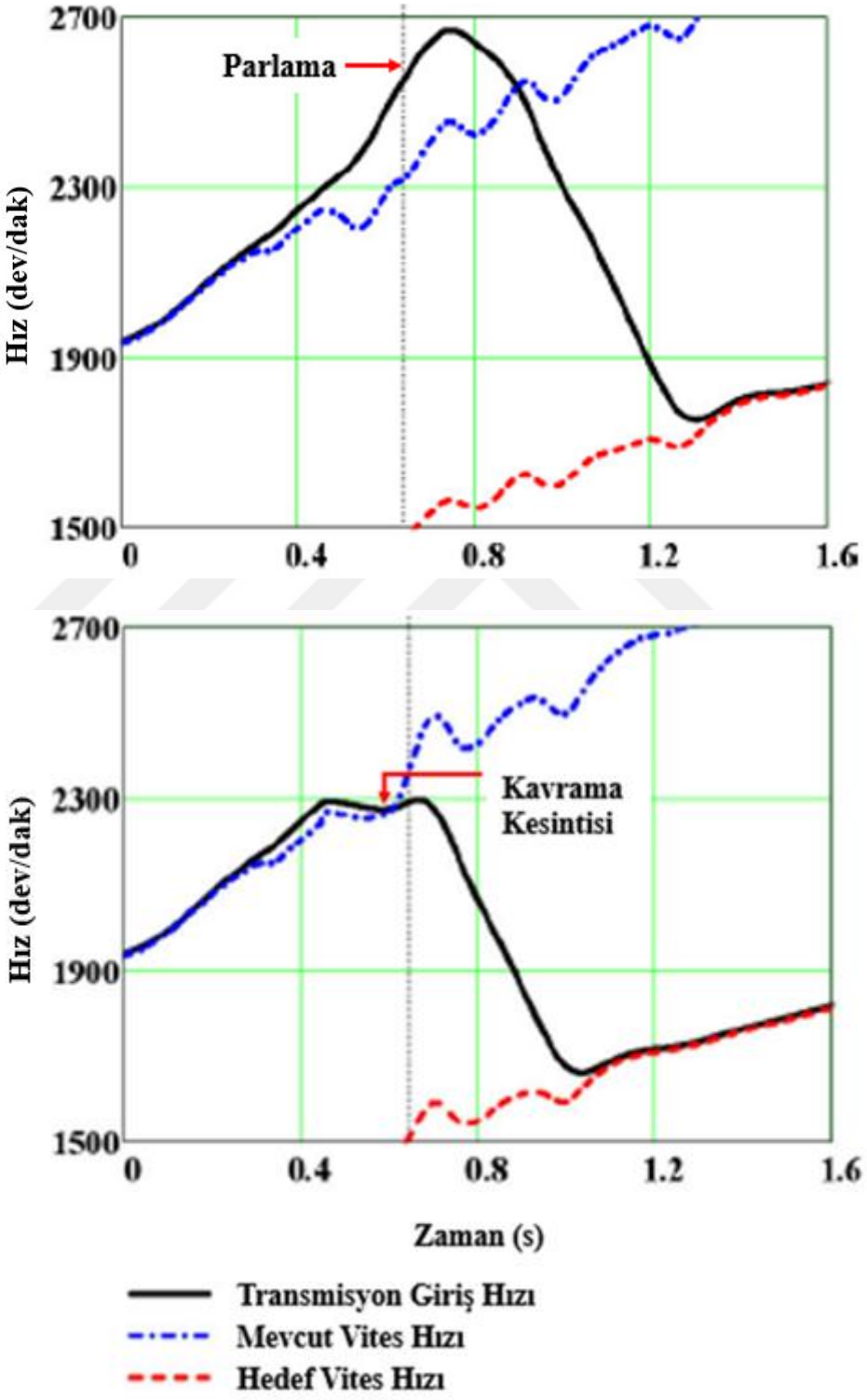
$$E_{Kay.,TC} = \int_0^t P_{mot} \times \eta_{TC} \times dt \tag{3.4}$$

$$E_{Kay.,Toplam} = E_{Kay.,Mek.} + E_{Kay.,Kav.} + E_{Kay.,TC} \tag{3.5}$$

Belirtilen parametrelerden, transmisyon çıkış torku dalgalanması ve türbin çıkış hızında meydana gelen değişimler, simülasyon sonuçlarının eldesi ile gözle kontrol edilerek gerçekleştirilir. Transmisyon çıkış torkunda meydana gelen dalgalanmanın olabildiğince stabil gerçekleşmesi beklenirken, türbin hızı değişiminde ise bir anormallik gözlemlenmemesi gerekir.

Mükemmel bir türbin hızı değişimi, keskin bir şekilde gerçekleşmelidir. Türbin hızı değişiminin başlangıcında, devreden çıkan kavramanın üzerindeki tork miktarı zamanla azalırken, sürecin nispeten hızlı gerçekleştirilmesi durumunda, azalan tork miktarına karşı, türbin hızı ani olarak artış gösterebilir. Bu etkiye, motor parlaması denilir. Öte yandan, devreden çıkan kavramanın üzerindeki tork miktarı, göreceli olarak yavaş azaltılması durumunda ise, devreye girecek kavramanın üzerindeki tork

miktarı da yavaş arttırılmış olacaktır. Bu süreçte, kavramalar üzerinde oluşan büyük bir basınç boşluğu ile beraber, transmisyon hız aktarımı yavaşlayacak ve transmisyon çıkışında ani bir hız düşüşü meydana gelecektir. Aracın yığılmasına neden olan bu etkiye de, kavrama kesintisi denilir (Şekil 3.1).



Şekil 3.1 : Örnek türbin hızı değişimi değerlendirilmesi (Dong, 2015).

3.2 Vites Değişim Süreçlerinin Kontrolüne Yönelik Kullanılan Parametreler

Transmisyonlar üzerinde vites geçiş performansları, kullanılan elemanlar farklılaşsa da temel olarak aynı perspektifte olan kontrol yöntemleri ile değerlendirilmektedir. Örneğin, manuel transmisyonlarda iyi bir vites geçiş performansı elde edilebilmesi için vites topuzuna uygulanan kuvvet ve topuzun aldığı yola bağlı olarak değişen kuvvetin uygulama süresi bir girdi olarak sunulurken (Özpınar ve Akalın, 2019), öte yandan otomatik transmisyonlarda ise çok diskli kavrama paketlerine, hidrolik yapının kavrama pistonları üzerinden uyguladığı kuvvet ve uygulama süresi en önemli kontrol unsuru olarak karşımıza çıkmaktadır. Temel kontrol parametreleri benzer olsa da manuel transmisyonlu araçlarda farklı olarak, otomatik transmisyonlu araçlarda güç grubu kontrolü üzerinde insan etkisi büyük oranda kaldırıldığından, güç grubundaki herbir komponent üzerinde meydana gelecek etkiler gözetilerek eş zamanlı motor ve transmisyon kontrolü mümkün olmaktadır.

Yapılan çalışmada otomatik transmisyon için kullanılan, vites değişim sürecini önemli seviyede etkileyen ve araç üzerinde oluşturulan sinyaller vasıtasıyla kontrolü anlık olarak gerçekleştirilebilen parametreler şunlardır:

- Vites değişiminin atalet fazı esnasında, devreye giren ve devreden çıkan kavramaların basınçlandırma süreleri
- Vites değişiminin atalet fazı esnasında içten yanmalı motor torkunun kısıtlanması

Basınçlandırma sürelerinin kontrolü ile transmisyon üzerinde meydana gelen hız değişiminin oluşturduğu bozucu etkiyi elimine etmek istenmektedir. Öte yandan, vites değişimi esnasında dönel kütlelerin atalet momentinden kaynaklı olarak çıkış torkunda oluşabilecek artışı önlemek amaçlı olarak da içten yanmalı motorun tork arzı üzerinde bir miktar kesinti yapılması uygun olacaktır. Literatürdeki birçok çalışmada da gözlemlenen tork kontrol parametresi, yapılan modellemede tork arzı üzerinde uygulanan bir oran olarak ifade edilmektedir. İlerleyen çalışmalarda, içten yanmalı motor daha detaylı olarak modellenerek, motor üzerinde tork arzı kısıtlamasına imkan sağlayan, ateşleme ve yakıt püskürtme zamanı, gaz kelebeği pozisyonu, yakıt miktarı ve subap konumlarına yönelik kam mili zamanlaması gibi parametreler, oran parametresinin yerini alabilir.

Bu çalışmada, vites değişiminin atalet fazı esnasındaki basınçlandırma süreleri ve motor torku arzı üzerine yapılan kısıtlamalar, optimize edilmiştir.

3.3 Kontrol Parametrelerinin Amaç Fonksiyonuna Yönelik Optimizasyonunun Yapılması

Optimizasyon çalışması, GT-Suite yazılım üzerinde bulunan pareto optimizasyonu aracı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon algoritması, belirlenen değişken girdilerini sistematik olarak değiştirerek, hedeflenen amaç fonksiyonunun en optimumunu belirlemeye çalışır. Algoritma, belirlenen aralıkta giriş değişkenlerini değiştirerek modelin çıktılarını değerlendirir ve optimumu bulana kadar devam eder. Algoritma tarafından, değer kümesi üzerinde yapılan akıllıca seçimler sayesinde, mümkün olduğunca az model oluşturulur.

Kullanılan algoritma ile vites değişimi kalitesini etkileyen parametrelerin optimize edilmesi için, geliştirilen objektif değerlendirme metodundan yararlanılmıştır. Oluşturulan iki ayrı senaryo üzerinde, objektif değerlendirme metodundan yararlanılarak optimizasyon çalışması tamamlanmıştır.

3.3.1 Birinci senaryo üzerinde yapılan optimizasyon çalışması

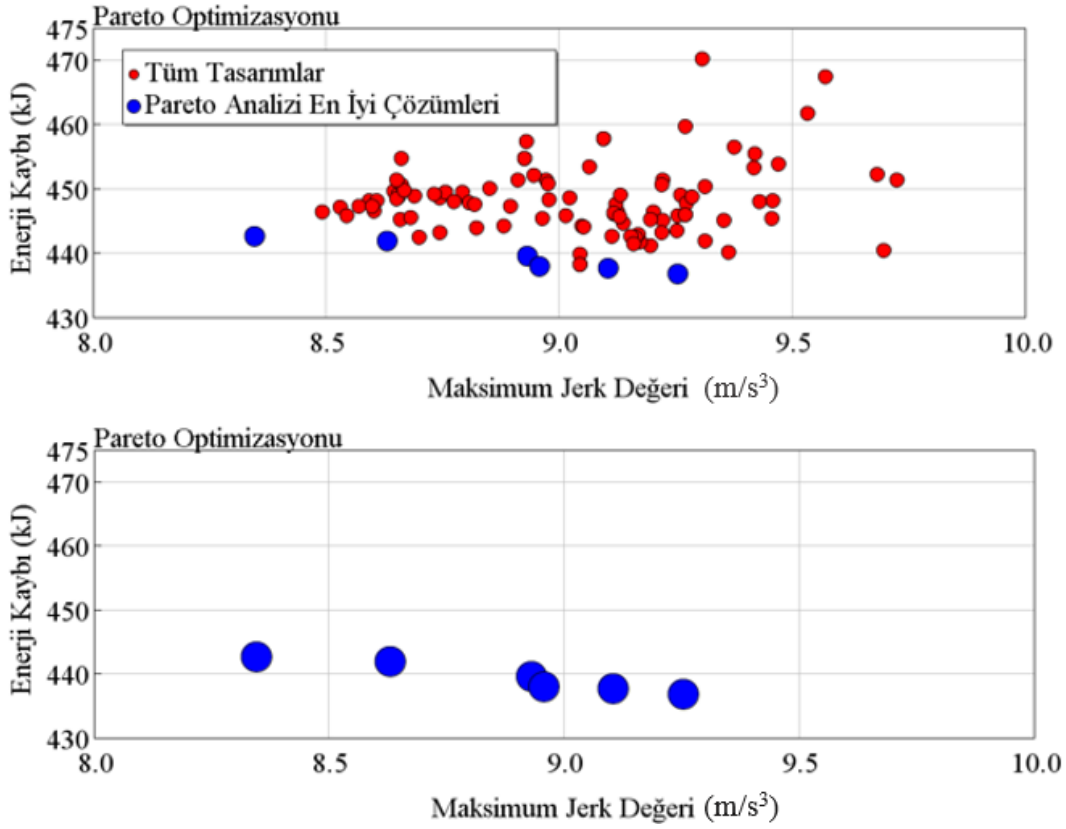
Boyuna ivmelenme dinamiklerini içeren tam taşıt modeli kullanılarak motor tam yükünde, yani sürücünün %100 pedal konumunda olduğu ve 25 saniye boyunca ilerlediği senaryoya göre, belirlenen kontrol parametrelerinin objektif değerlendirme metoduna göre, optimizasyonu hedeflenmiştir.

Devreden çıkan kavramanın plakalarının birbirleri arasında kaydığı ve devreye giren kavramanın plakalarına etkiyecek basıncın oluşmaya başladığı noktaya kadar olan süre (tork fazı sonu), valf ve hidrolik yapının karakteristiğine göre mümkün olan en kısa sürede gerçekleştirilir. Oluşturulan modelin ilk sonuçları göz önüne alındığında, vites değişimi süreci için oluşturulan metriklere göre, tork fazı sürecinde kayda değer bir bozucu etki gözlemlenmemiştir. Bu yüzden, tork fazı basınçlandırılması sürelerinde herhangi bir optimizasyona gerek duyulmamıştır. Basınçlandırma süreçlerinin ve motor torku müdahalelerinin optimizasyonu, sadece atalet fazı için gerçekleştirilmiştir.

Basınçlandırma sürelerinin ve motor torku kısıtlamalarının atalet fazı içerisinde optimum şekilde kalibre edilebilmesi için model üzerinde minimum jerk ve minimum enerji kaybı değerinin elde edilmesi hedeflenmiştir. Objektif değerlendirme yöntemi için belirlenen parametrelerden, gözlemlenen parametreler olan tork dalgalanması ve türbin hızı değişimi optimizasyon çalışmalarında final değerlendirme unsuru olarak kullanılmıştır.

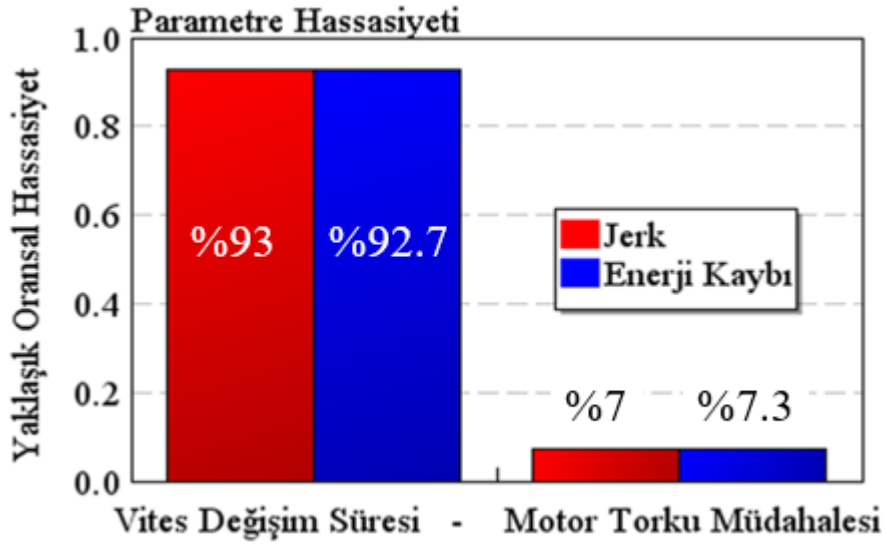
İlk simülasyon sonuçları ile beraber, atalet fazı için, kavramaların basınçlandırma süresi 0,225 saniye ile 1,25 saniye aralığında; içten yanmalı motorun aktardığı torkun kısıtlanması ile sunulan tork değerinin, kısıtlama öncesi iletilen tork değerine oranı olan motor tork arzı oranı ise %50 ile %100 aralığında kalibre edilmesi planlanmıştır.

10 m/s^3 üzerindeki jerk değerlerinin çıkarılması, minimum jerk ve enerji kaybı değerleri eldesi hedefleriyle, optimizasyon algoritması üzerinde belirlenen kontrol parametrelerin 150 farklı kombinasyonla kalibre edilerek en iyi çözümler belirlenmiştir (Şekil 3.2).



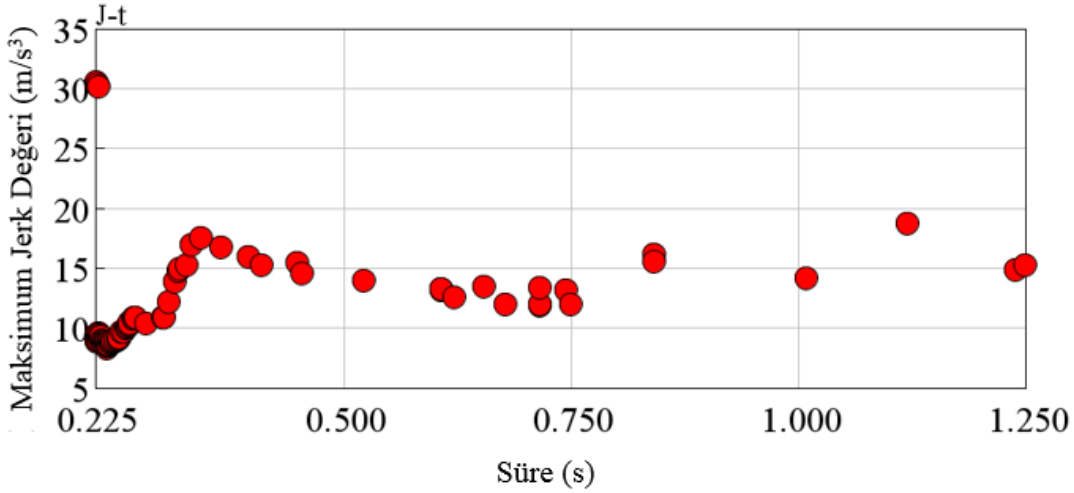
Şekil 3.2 : Objektif değerlendirme metoduna göre optimal kontrol parametrelerinin belirlenmesi.

Atalet fazı içerisinde, kontrol parametreleri olan basınçlandırma süreleri ve motor tork arzı oranı değerlerinin, amaç fonksiyonunda minimum eldesi hedeflenen jerk ve enerji kaybı değeri üzerinde yaklaşık oransal hassasiyeti değerlendirilmiştir (Şekil 3.3). Atalet fazı süresinin, amaç fonksiyonu için çok yüksek oranda etkili olduğu tespit edilmiştir.



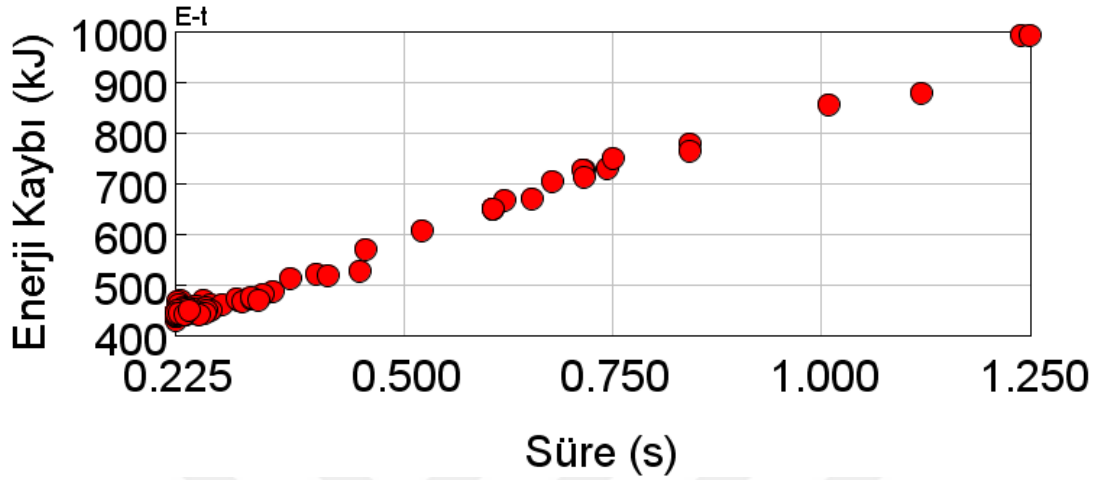
Şekil 3.3 : Parametre hassasiyeti değerlendirilmesi.

Şekil 3.4'te görüleceği üzere, atalet fazı süresi ile maksimum jerk değeri üzerinde lineer bir ilişki yoktur. Ancak, en düşük jerk değerlerinin, atalet fazı süresinin 0,225-0,3 olduğu bantta elde edildiği görülmüştür.



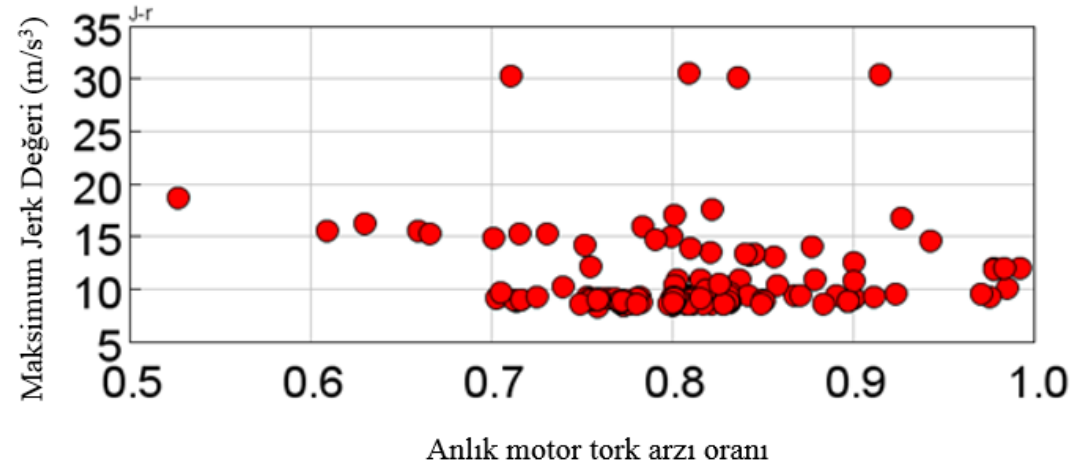
Şekil 3.4 : Atalet fazı süresine bağlı maksimum jerk değeri (m/s^3) gafiği.

Şekil 3.5'te görüleceği üzere, atalet fazı süresi ile transmisyon içerisinde meydana gelen enerji kaybı arasında lineer bir ilişki mevcuttur. Bunun ana sebebi, kavrama plakaları arasında meydana gelen kayma süresi ile alakalıdır. Kayma süresi uzadıkça meydana gelecek olan enerji kaybı da artacaktır.

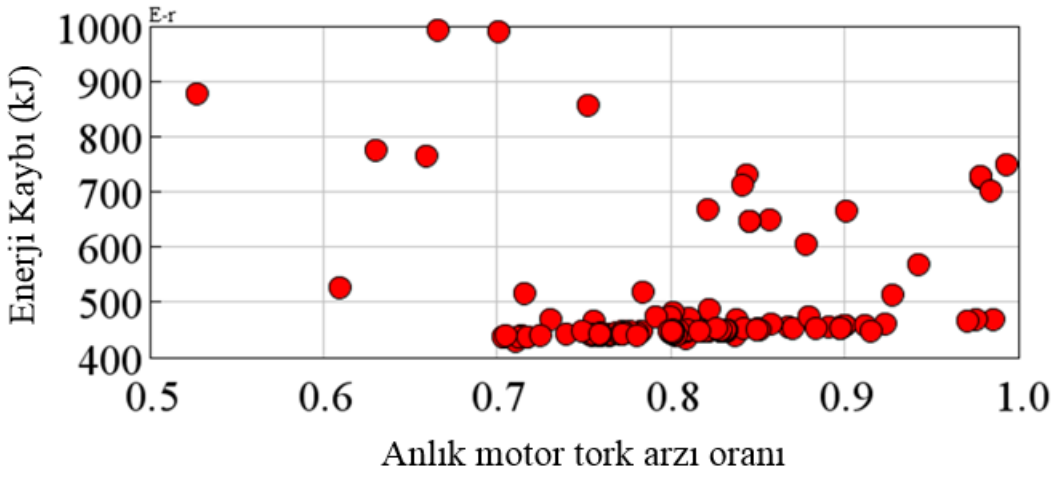


Şekil 3.5 : Atalet fazı süresine bağlı enerji kaybı grafiği.

Anlık motor torku arzı oranının jerk ve enerji kaybı değeri üzerinde etkileri hidrolik basınçlandırma süreleri ile kıyaslandığında nispeten daha az olsa da, kayda değer seviyede katkıları da olmaktadır. Şekil 3.6 ve 3.7'de görüleceği üzere, atalet fazı süresince anlık tork arzının 0,7-0,9 arası oranda sunulmasıyla sağlanan maksimum jerk ve enerji kaybı değerlerinin düştüğü gözlemlenmektedir.



Şekil 3.6 : Anlık motor tork arzı oranına bağlı maksimum jerk değeri grafiği.



Şekil 3.7 : Anlık motor tork arzı oranına bağlı enerji kaybı grafiği.

3.3.2 İkinci senaryo üzerinde yapılan optimizasyon çalışması

25 saniye süresince, tahrik unsuru olan içten yanmalı motorun tam yükte çalıştırılması ile tüm vites geçişlerini simule eden ilk senaryo üzerinde optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir.Yapılan optimizasyon çalışması ile enerji verimliliği ve konfor yönünden değerlendirmeler sonucu optimal çözümler türetilmiştir (Şekil 2.33).

Parametre Seti	Atalet Fazı Süresi	Motor Tork Arzı Oranı
1	0,250	0,900
2	0,225	0,703
3	0,237	0,758
4	0,225	0,704
5	0,227	0,714
6	0,236	0,780

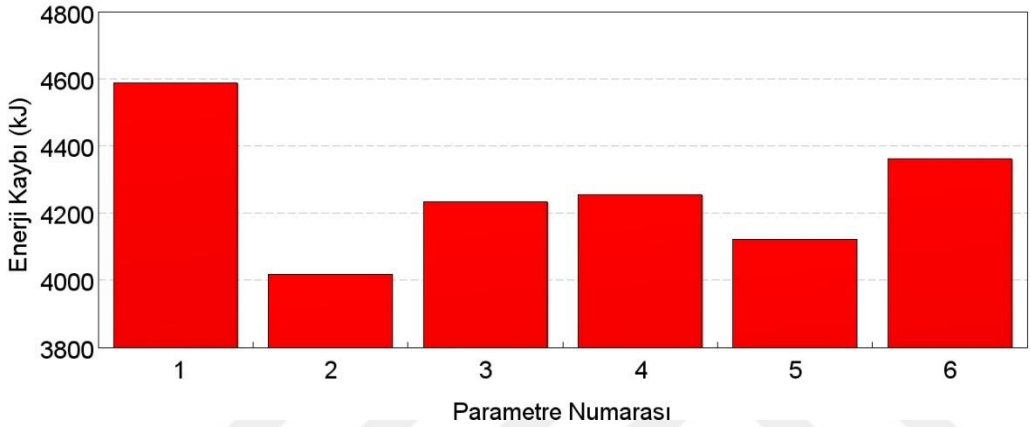
Şekil 3.8 : İlk senaryoda belirlenen optimal kontrol çözümleri.

Sürücü modeli üzerinde bir seyir çevriminin kullanılmasıyla hız hedefi oluşturulmuş ve sürüş koşullarını daha gerçekçi bir şekilde simule eden senaryo ile vites değişim süreçlerinin analizinin yapılması hedeflenerek ikinci senaryo oluşturulmuştur (EPA / HD-UDDS, 2020). 1060 saniye süren bu çevrim analizin uzun zaman almasından dolayı, ilk senaryoya göre daha az sayıda simülasyon çalışması gerçekleştirilmiştir.

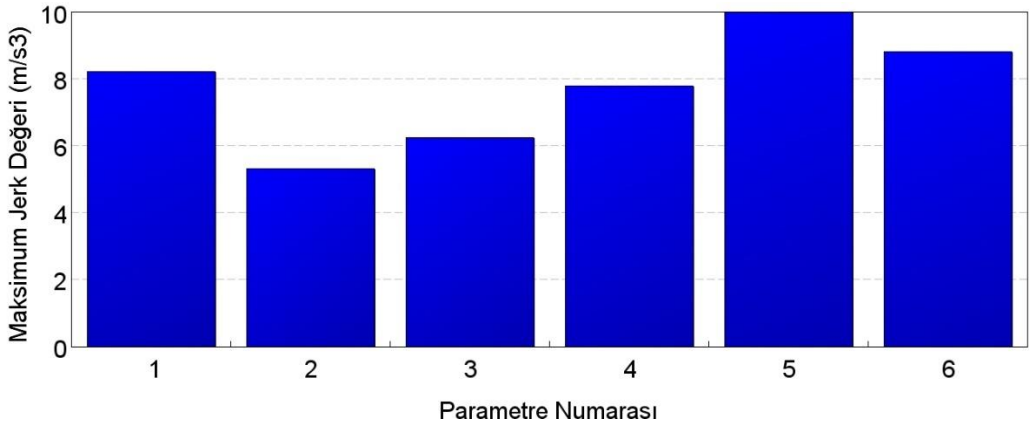
Oluşturulan senaryoda objektif değerlendirme metodu kullanılarak, limit değeri aşmayan ve minimum hedefli jerk değeri gözetilmesi ile enerji verimliliği hususu daha detaylı olarak ele alınmış ve böylece ilk senaryo üzerinden gerçekleştirilen çalışma geliştirmiştir.

Seyir çevrimi kullanılarak oluşturulan hız hedefine karşılık sürücü modelinin oluşturduğu gaz ve fren pedalı konumlarının motor üzerine geri beslenmesi ile senaryo 1060 saniye boyunca simule edilmiştir. Böylece, enerji verimliliği ve konfor açısından daha sağlıklı bir senaryo ile kalibrasyon çalışması hedefine ulaşmıştır.

Birinci senaryoda belirlenen parametre setlerinin seyir çevrimi hızı hedefli ikinci senaryo üzerinde kullanılmasıyla, transmisyon üzerinde meydana gelen enerji kayıpları ve maksimum jerk değeri, objektif değerlendirmeye yönelik bir çıktı olarak sunulmuştur (Şekil 3.8, Şekil 3.9).

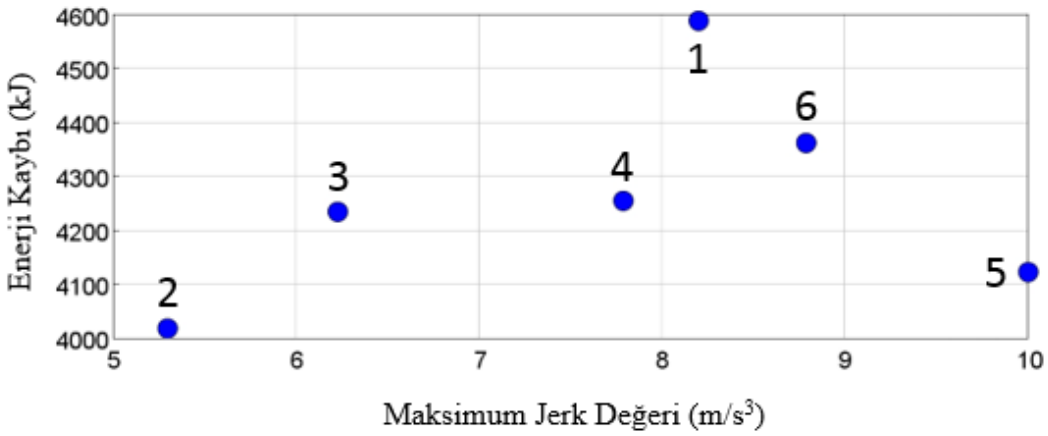


Şekil 3.9 : Optimal parametre setlerinin enerji kayıpları grafiği.



Şekil 3.10 : Optimal parametre setlerinin maksimum jerk değerleri grafiği.

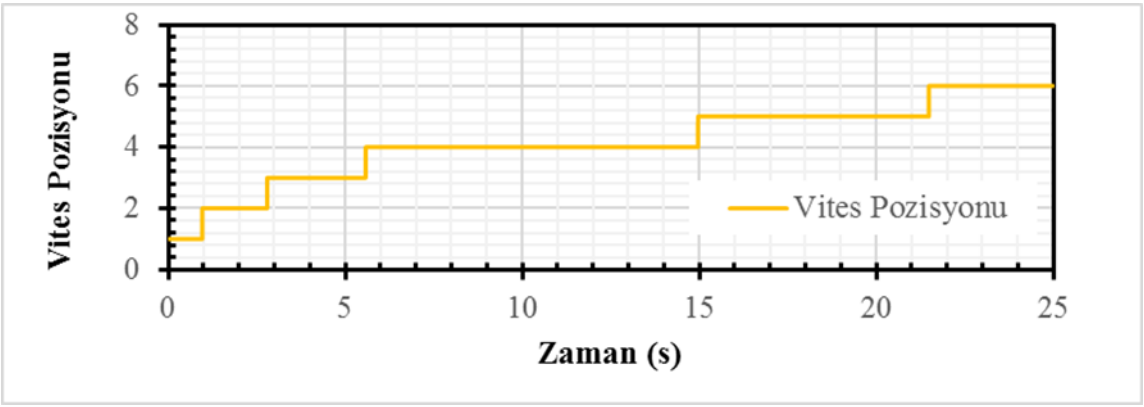
Optimal parametre setlerine göre gerçekleştirilen çalışmanın çıktısı olarak, 2 numara ile belirtilen parametre seti uygun bulunmuş ve optimizasyon çalışması tamamlanmıştır (Şekil 3.10).



Şekil 3.11 : Optimal parametre setlerinin maksimum jerk değerlerine göre enerji kaybı grafiği.

3.4 Birinci Senaryoda Örnek Bir Parametre Seti İle Vites Değişimi Sürecinin Değerlendirilmesi

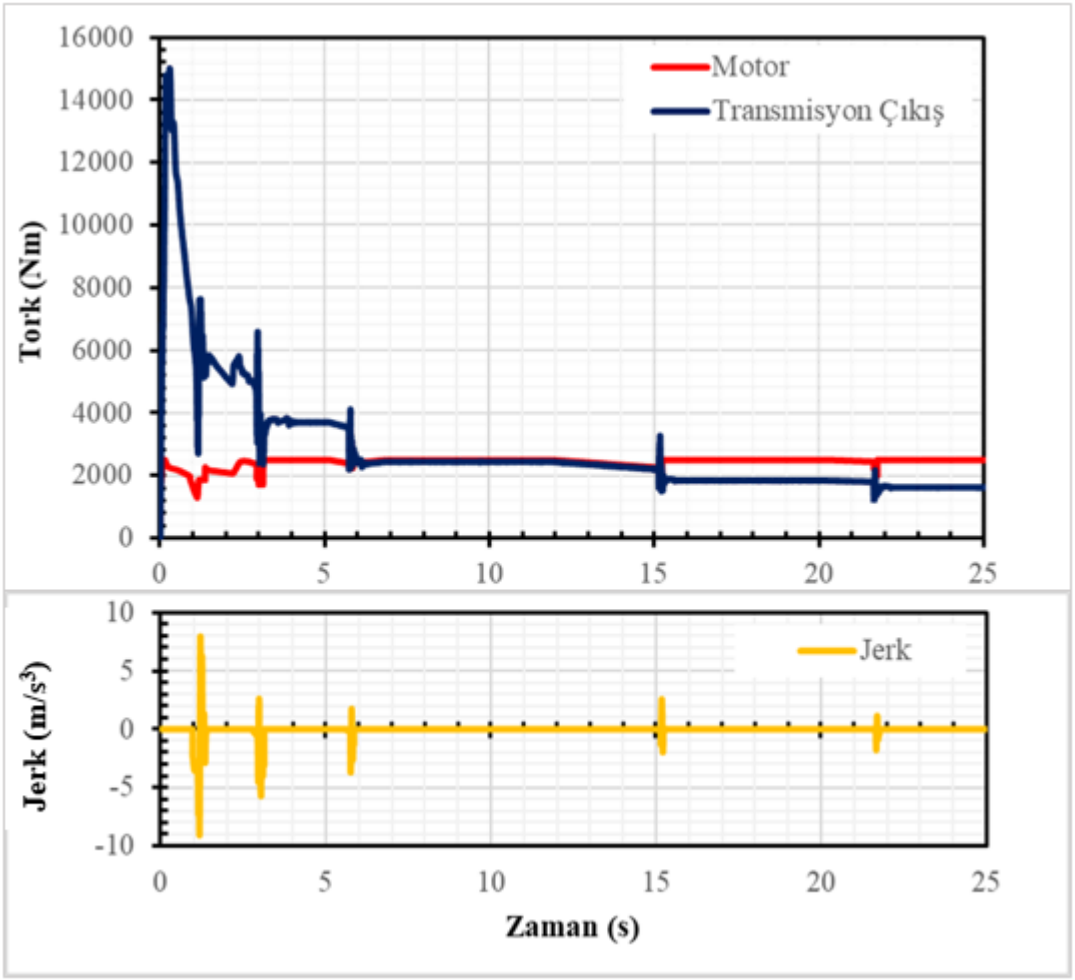
25 saniye boyunca, sürücünün tam yükte (sürücü pedal oranı=%100) içten yanmalı motoru yönlendirdiği, hızlanan bir aracı simule eden senaryo için, objektif değerlendirme metodu ile vites değişimi sürecinin analizi yapılmıştır. Oluşturulan senaryo ile 1. vitesten başlayarak 6. vitese kadar tüm vites pozisyonlarını, kısa süreli bir simülasyon ile test etme imkanı sunulmuştur (Şekil 3.11).



Şekil 3.12 : Birinci senaryoda zamana bağlı vites pozisyonu değişimi grafiği

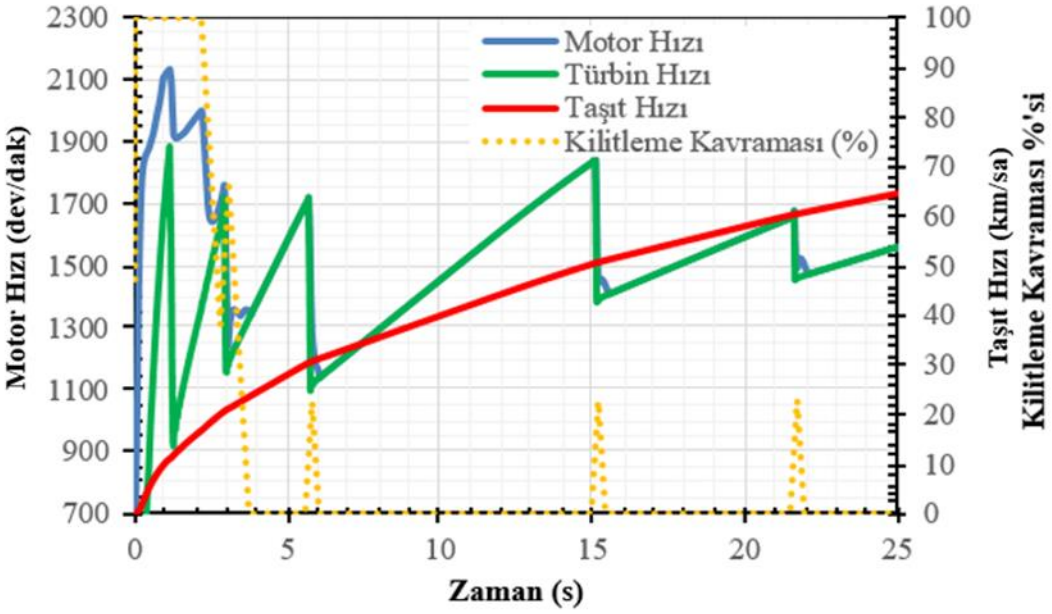
Oluşturulan senaryo ile elde edilen simülasyon sonuçlarına göre, objektif değerlendirme parametreleri olan tork dalgalanmasının gözlemlenmesi ve jerk değerinin kontrolü gerçekleştirilir. Simülasyon sonuçlarına göre, vites oranı adımlarının diğer viteslere göre daha büyük olmasından dolayı ilk viteslerde, vites değişimi bozucu etkisi ile tork dalgalanmasının ve dolayısıyla jerk değerinin daha büyük olduğu gözlemlenmiştir. Yine de, ilk viteslerde daha az olmakla beraber, tüm

vites pozisyonlarında stabil ve kesintisiz bir tork iletimi sağlanmış ve jerk değerleri limit değerinin (10 m/s3) altında kalmıştır (Şekil 3.12).



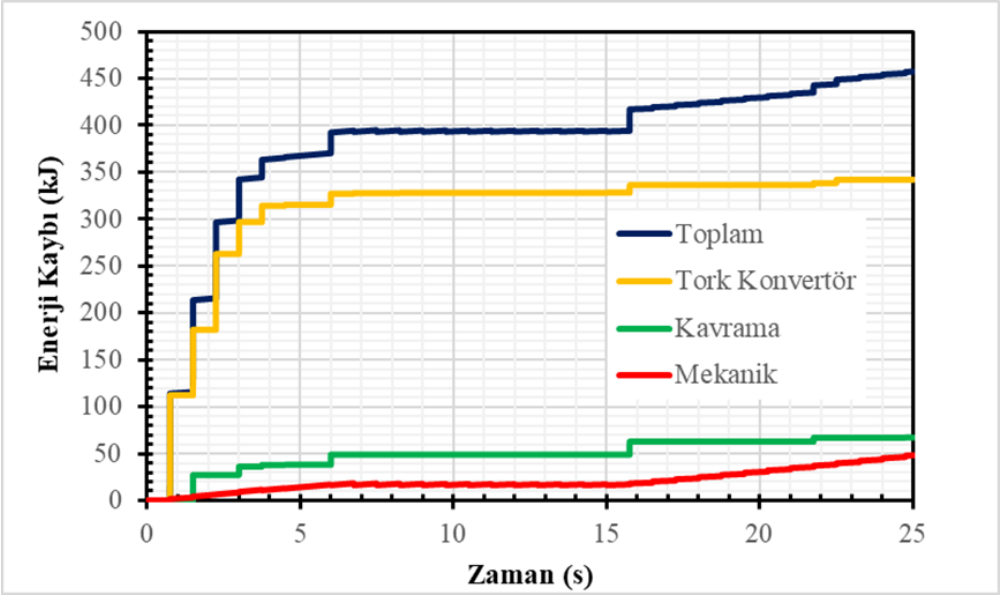
Şekil 3.13 : Zamana bağlı jerk değeri,motor ve transmisyon çıkış torku grafiği.

Objektif değerlendirme metoduna göre mükemmel bir vites değişimi sürecinde, türbin hızının keskin bir şekilde değişmesi beklenir. Şekil 3.13'te görüleceği üzere, türbin hızında meydana gelen değişim keskin bir şekilde gerçekleşmiştir. Bunun ana sebebi, doğru zaman sınırları içerisinde, devreye giren ve devreden çıkan kavramanın basıncının oluşturulmasıdır. Sürecin göreceli olarak yavaş veya hızlı gerçekleşmesi durumunda; türbin hızında ani artış (motor parlaması) veya ani azalış (kavrama kesintisi) yaşanacak ve bunun sonucunda vites değişimi esnasında taşıt hızı dalgalanarak insan algısı üzerinde bir bozucu etki oluşacaktır. Süreç içerisinde tork konvertör unsuru, 2. vites konumuna kadar aktif olarak kullanılmış ve belirlenen devir aralığında kilitleme kavraması devreye sokulmuştur. Ayrıca, vites değişimleri esnasında kilitleme kavraması bir miktar açılarak, vites değişimi esnasında oluşabilecek bozucu etkinin sönümlenmesi amaçlanmıştır.



Şekil 3.14 : Zamana bağlı kilitleme kavraması pozisyonu ve motor, türbin ve taşıt hızı grafiği

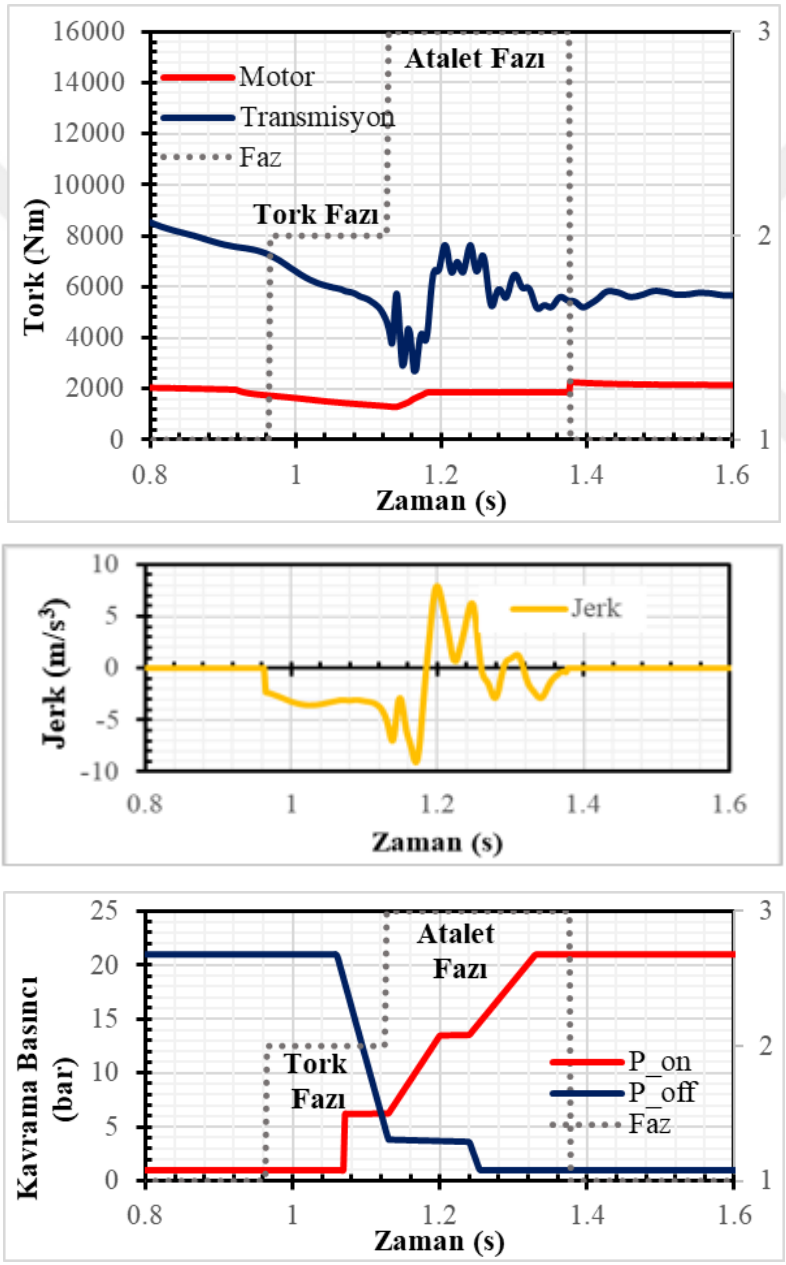
Objektif değerlendirme metoduna göre, vites değişim sürecinin etkisiyle, tork konvertör (kilitleme kavraması dahil), ıslak kavrama grupları ve dişli grupları (gerotor pompa dahil) üzerinde meydana gelen enerji kayıplarının minimum seviyede olması hedeflenmektedir (Şekil 3.14). Böylece, tüm objektif değerlendirme parametreleri de göz önüne alındığında, bu parametre seti için vites değişim süreçlerinin optimal seviyede gerçekleştiği söylenebilir.



Şekil 3.15 : Zamana bağlı enerji kayıpları grafiği

3.4.1 Örnek parametre seti için 1. vitesten 2. vitese geçişin irdelenmesi

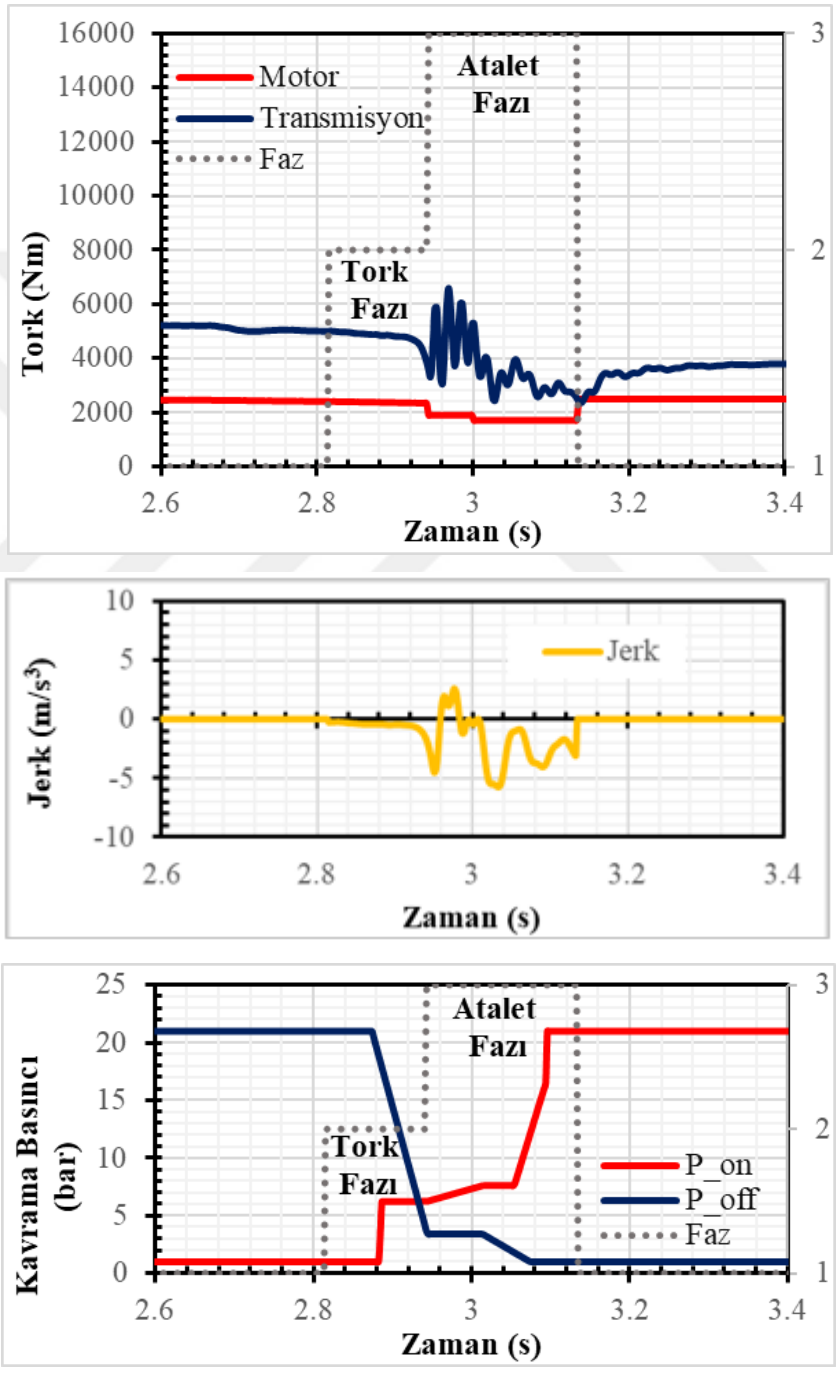
Taşıt hareketi süresince, 1. vitesten 2. vitese geçiş süreci özellikle kalkış esnasında sıkılıkla yaşanır ve vites adımının nispeten büyük olmasından dolayı, vites değişimi bozucu etkisinin en çok algılandığı konumdur. Şekil 3.12'deki tork grafiğinden görüleceği üzere, atalet fazında, devreye giren kavrama plakalarının birbirleri arasında tutunup kaymasından dolayı (stick-slip) tork dalgalanması meydana gelmiştir. Ancak, bu etki objektif değerlendirme metriklerine göre kabul edilebilir seviyededir. Toplam vites değişim süresi, yaklaşık 0,5 saniyedir.



Şekil 3.16 : Zamana bağlı 1. vitesten 2. vitese geçiş parametrelerinin değişimi grafikleri

3.4.2 Örnek parametre seti için 2. vitesten 3. vitese geçişin irdelenmesi

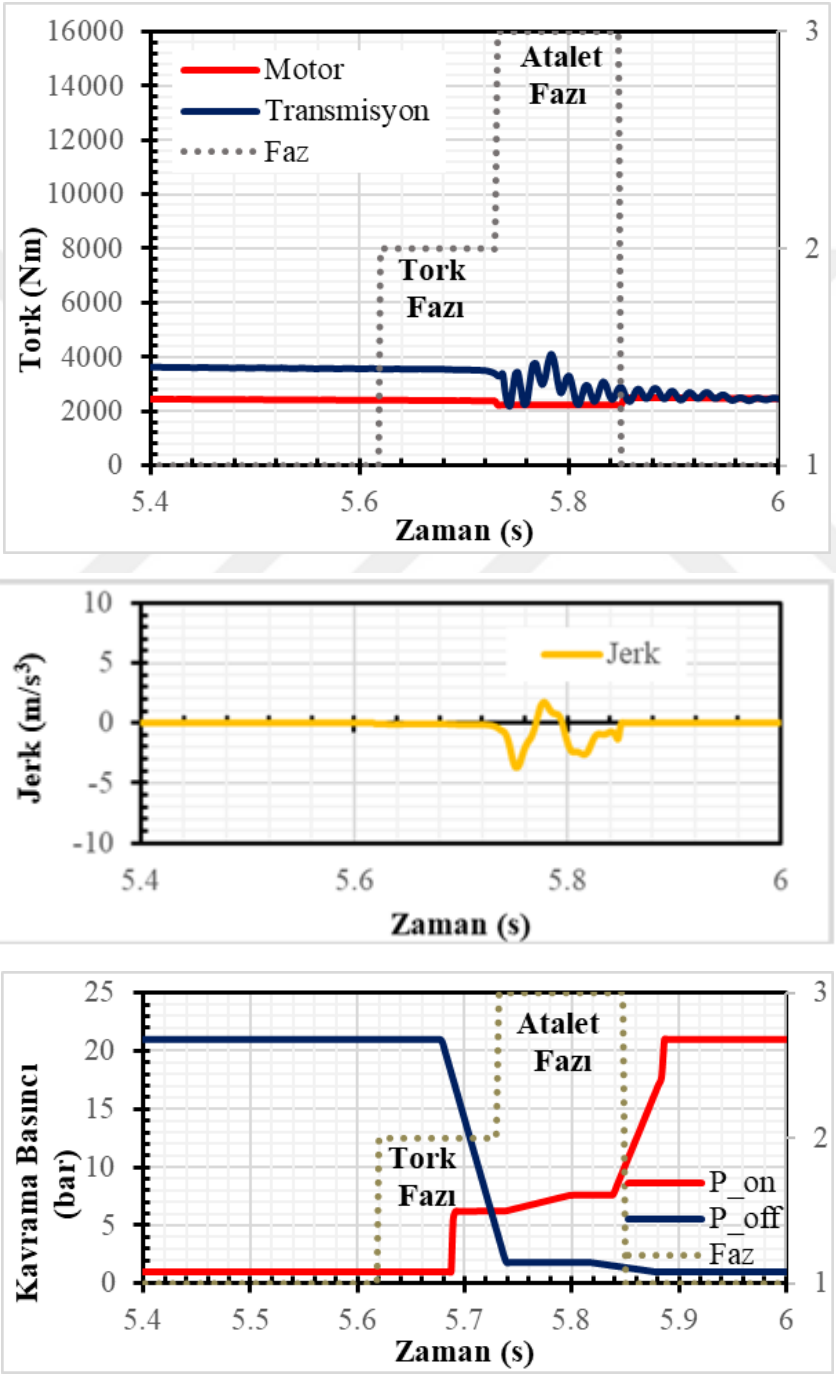
Taşıt hareketi esnasında, en büyük bozucu etkilerin göründüğü süreçlerden biri de, vites adımının nispi olarak büyük olduğu, 2. vitesten 3. vitese geçiş sürecidir. Özellikle devreye giren kavrama plakalarının birbirleri arasında yüksek rölatif hızlarda tutunup kaydığı atalet fazının başında (stick-slip), kabul edilebilir seviyede tork dalgalanması meydana gelmiştir. Toplam vites değişim süresi, yaklaşık 0,4 saniyedir (Şekil 3.13).



Şekil 3.17 : Zamana bağlı 2. vitesten 3. vitese geçiş parametrelerinin değişimi grafikleri.

3.4.3 Örnek parametre seti için 3. vitesten 4. vitese geçişin irdelenmesi

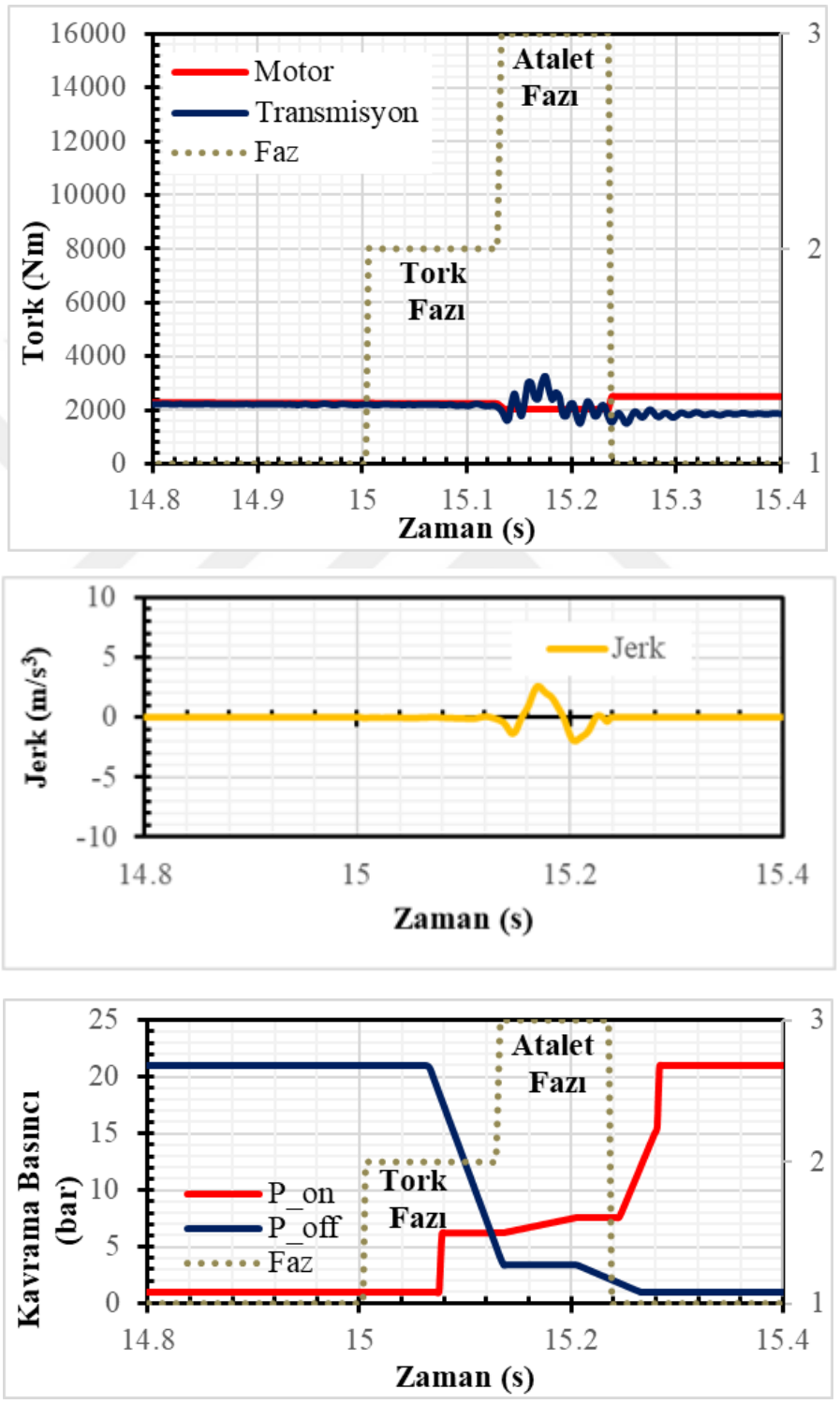
Transmisyon çıkış torku ve vites adımlarının nispeten azalması ile beraber, vites değişim süresi (yaklaşık 0,3 saniye), tork dalgalanması ve jerk değerleri üzerinde belirgin seviyede düşüş gözlemlenmiştir. Atalet fazında, devreye giren kavrama plakaları arasında meydana gelen kaymalardan dolayı, düşük genlikte ve nispeten uzun bir süreçte (kabul edilebilir seviyede) tork dalgalanması gözlemlenmiştir (Şekil 3.14).



Şekil 3.18 : Zamana bağlı 3. vitesten 4. vitese geçiş parametrelerinin değişimi grafikleri.

3.4.4 Örnek parametre seti için 4. vitesten 5. vitese geçişin irdelenmesi

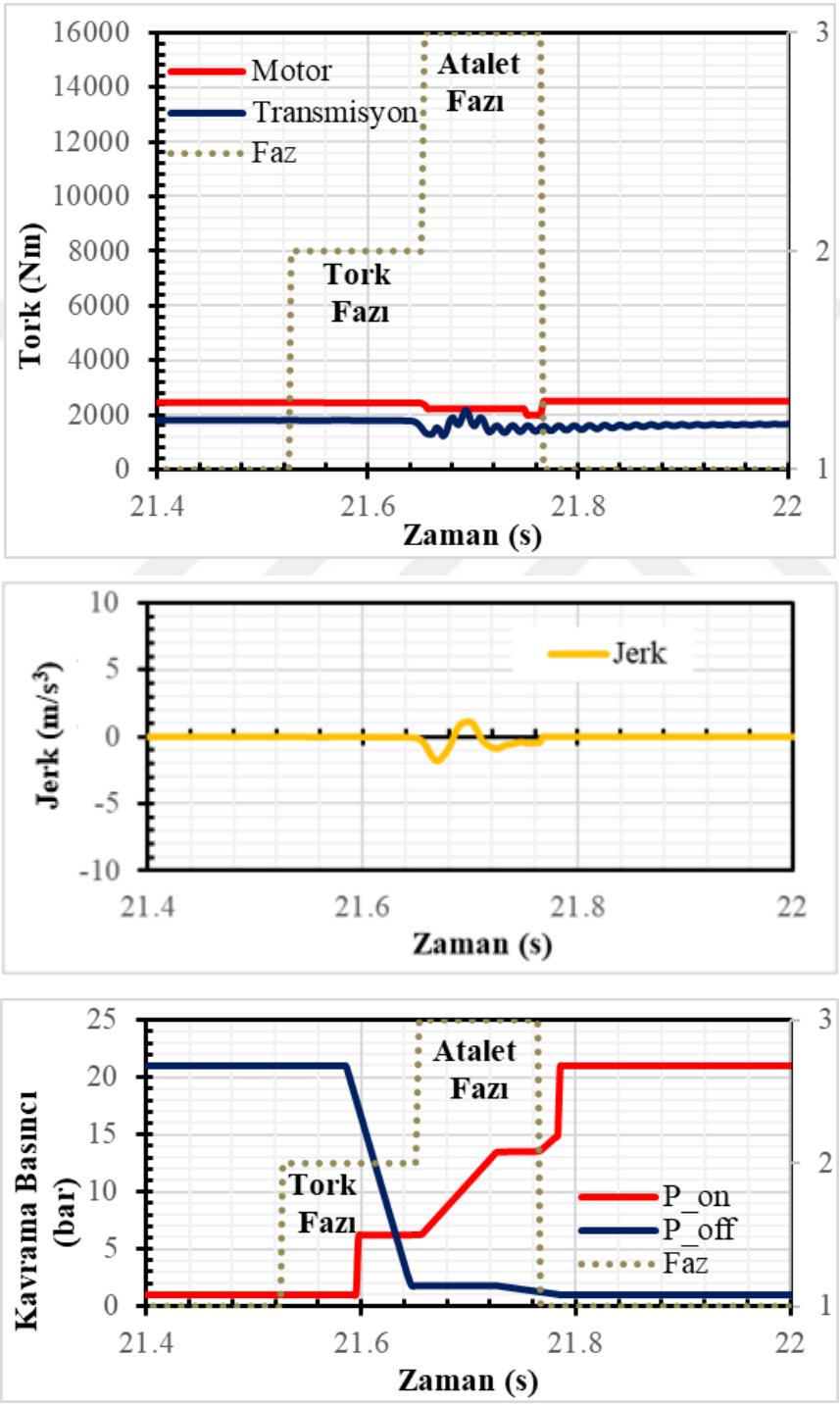
Bir önceki sürece benzer olarak, transmisyon çıkış torku ve vites adımlarının nispeten azalması ile beraber, vites değişim süresi (yaklaşık 0,3 saniye), tork dalgalanması ve jerk değerleri üzerinde belirgin seviyede düşüş devam etmektedir (Şekil 3.15).



Şekil 3.19 : Zamana bağlı 4. vitesten 5. vitese geçiş parametrelerinin değişimi grafikleri.

3.4.5 Örnek parametre seti için 5. vitesten 6. vitese geçişin irdelenmesi

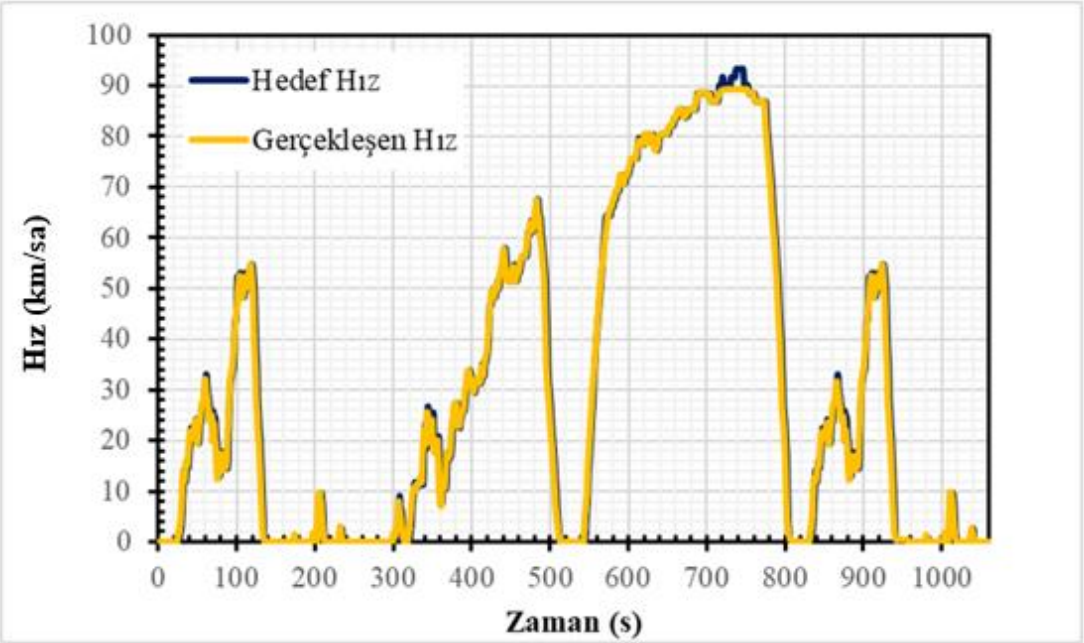
Yaklaşık 0,3 saniyede gerçekleşen süreç boyunca tork dalgalanması ve jerk değerleri minimal seviyede gerçekleşmiştir. Böylece, neredeyse stabil bir tork iletimi gerçekleşmiştir. Yine atalet fazında, uzun sürelerde çok düşük genlikteki tork dalgalanmaları gözlemlenmiştir (Şekil 3.16).



Şekil 3.20 : Zamana bağlı 5. vitesten 6. vitese geçiş parametrelerinin değişimi grafikleri.

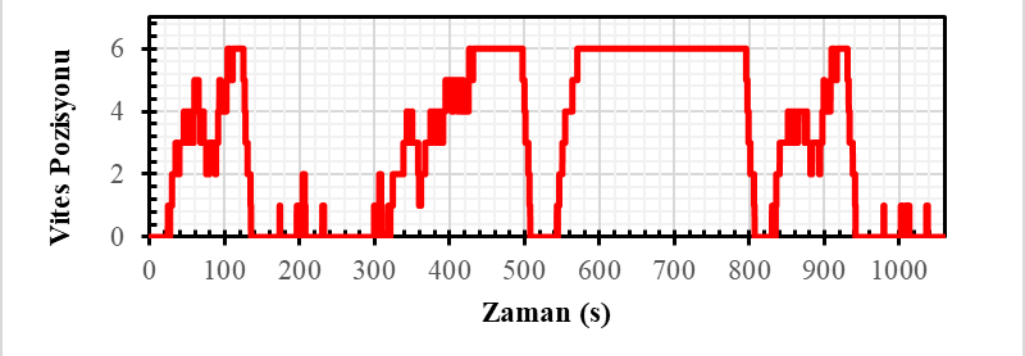
3.5 İkinci Senaryoda Örnek Bir Parametre Seti ile Vites Değişimi Sürecinin Değerlendirilmesi

Sürücü modeli üzerine EPA'nın paylaşmış olduğu ağır ticari araçlar için şehir içi seyir çevriminin (HD-UDDS) tanımlanmasıyla, bu model üzerinde hız hedefini sağlamaya yönelik gaz ve fren pedalı konumları, motor ve fren paketleri üzerine geri beslenir. Şekil 3.20'de görüleceği üzere, gaz ve fren pedalı konumlarının girdisiyle taşıt üzerinde oluşturulan hız değeri simülasyon sürecinde çok büyük oranda sağlanmıştır.



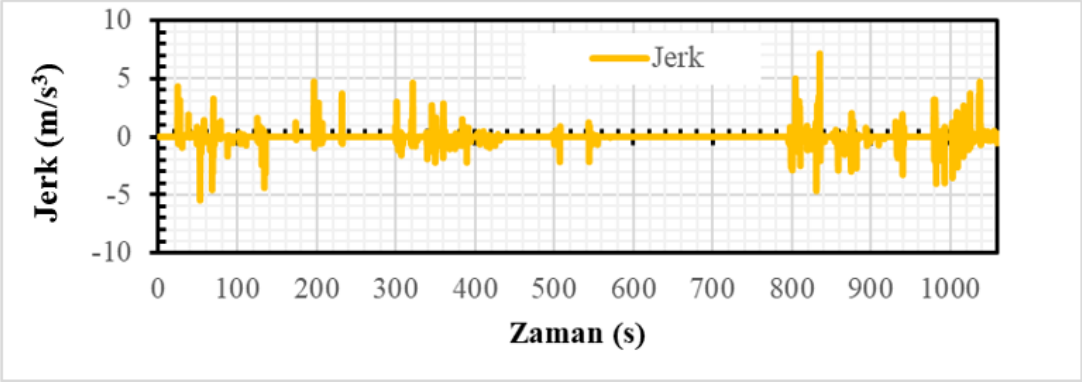
Şekil 3.21 : Seyir çevrimi ve gerçekleşen hız değeri grafiği.

Ayrıca, hedeflenen hız değerinin eldesi için TCU üzerine tanımlanan vites değişim haritası kullanılarak, gaz pedalı konumu ve gerçekleşen hız değerlerine göre, uygun vites pozisyonu belirlenmiştir (Şekil 3.21).



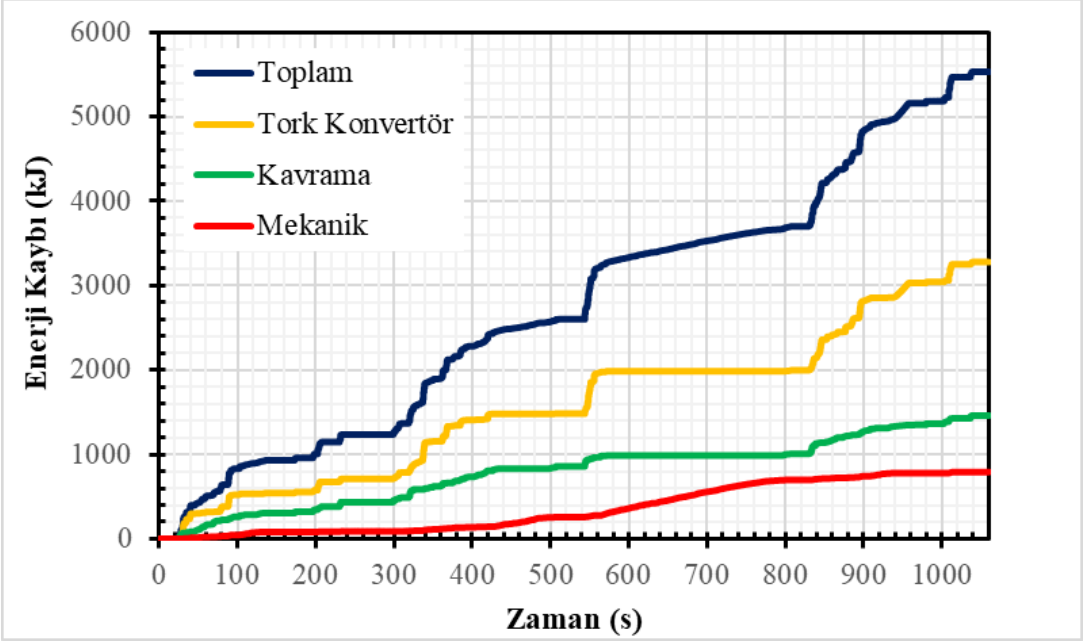
Şekil 3.22 : Seyir çevrimi hedefli senaryo için vites pozisyonlarının zaman bağlı değişimi grafiği.

Şekil 3.22'de ise oluşturulan senaryoya göre çıktısı alınan jerk değerleri grafiği görülmektedir. Seyir çevrimi hedefli senaryoda, limit jerk değerinin aşılmadığı gözlemlenmektedir.



Şekil 3.23 : Seyir çevrimi hedefli senaryo için zamana bağlı jerk değeri grafiği.

Şekil 3.23'te ise, otomatik transmisyon üzerinde meydana gelen kümülatif enerji kaybı değerleri görülmektedir. Tahrik unsuru olan içten yanmalı motorun seyir çevrimi boyunca sunduğu enerji hesaplanıldığında, transmisyon üzerinde meydana gelen kayıplar, sunulan enerjinin yaklaşık %17.2'si olarak ortaya çıkmaktadır.



Şekil 3.24 : Seyir çevrimi hedefli senaryo için transmisyon üzerinde meydana gelen zamana bağlı enerji kayıpları grafiği.

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan çalışmayla beraber, 8x8 konfigürasyondaki bir ağır hizmet tipi aracın güç grubundaki otomatik transmisyonun vites değişim kalitesinin objektif olarak değerlendirilmesine yönelik bir yöntem sunulmuştur. Litetürde yapılan birçok çalışmada etkisi ispatlanan, sübjektif değerlendirmelerin korelasyonundan oluşan konfor parametrelerinden yararlanılarak ve enerji verimliliği gözetilerek objektif değerlendirme metodu oluşturulmuştur.

İçten yanmalı motor performans haritalarının, SAE standart test prosedürlerine göre elde edilen tork konvertör, gerotor pompa ve ıslak kavrama paketleri alt sistem test verilerinin, transmisyon yağı, piston keçeleri, yayları gibi tüm transmisyon alt bileşenlerinin deneysel olarak elde edilen spesifikasyonlarının ve dişli standartları, LuGre ve Pacejka sürtünme modelleri gibi yüksek güvenilirlikteki hesaplama yöntemlerinin kullanılmasıyla, GT-Suite üzerinde gerçek zamanlı model oluşturulmuştur.

Sunulan yöntem ve oluşturulan gerçek zamanlı model ile otomatik transmisyonun kalibrasyonu için optimizasyon çalışması taşıt modeli üzerinde gerçekleştirilmiş ve optimal kontrol parametreleri belirlenmiştir.

Geleneksel otomatik transmisyona sahip bir taşıt üzerinde vites değişimi kavrama basınçlarının kontrolü ile gerçekleşir. Bu yüzden, vites değişimi kalitesi üzerinde en belirleyici unsur kavrama basınçlarının uygun biçimde kontrolüdür. Ayrıca, vites değişimi kalitesini arttırmaya yönelik güç grubunun elektronik kontrolü ile vites değişimi esnasında tork arzı üzerinde müdahaleler yapmak da mümkündür.

Vites değişim kalitesi üzerine yapılan kalibrasyon çalışmasında devreye giren ve devreden çıkan kavramaların basınç rampaları, tork fazı kısmı için valf ve hidrolik sistemin karakteristiğine göre model üzerine tanımlanmış, atalet fazı için ise güç grubunun yapısına yönelik model üzerinde optimizasyonu sağlanmıştır. Sonuç olarak yapılan çalışmada, atalet fazı içerisinde devreye giren ve devreden çıkan kavramaların basınçlandırma süreleri ve yine bu süre içerisinde içten yanmalı motorun anlık olarak sunduğu motor torku üzerindeki tork kısıtlamasının miktarı optimize edilmiş ve böylece güç grubunun entegre kontrolü sağlanmıştır.

Kontrol şartlarının optimizasyonu için 2 farklı senaryo oluşturulmuştur. İlk senaryoya göre kısa süreli bir simülasyon çalışması ile tüm vites aralıklarındaki kontrol parametrelerinin optimizasyonu sağlanmıştır.

İlk senaryonun oluşturduğu çözümlerin çözünürlüğünü arttırabilmek ve daha olağan bir sürüş koşulunu yansıtabilmek adına bir seyir çevrimi ile hız hedefi belirlenerek farklı bir senaryo daha oluşturulmuştur. Oluşturulan bu senaryo ile ilk senaryoda belirlenen optimal çözümler arasından, enerji verimliliği ve maksimum jerk değeri açısından minimum değeri sunan parametre seti, optimum çalışma olarak belirlenmiş ve kalibrasyon çalışmasının kontrol parametresi çıktısı olarak sunulmuştur.

Geleneksel yaklaşımda, test mühendislerinin sübjektif değerlendirmeleriyle manuel olarak gerçekleştirilen kalibrasyon çalışmaları, her zaman tutarlı ve optimal çözümler sunmamaktadır. Oluşturulan model ve algoritmanın arka planındaki hesap öngörüsü sayesinde belirlenen hedeflere yönelik optimal kontrol çözümleri ve geliştirilen objektif değerlendirme metodu sayesinde tutarlı çıktılar elde etmek mümkün olmuştur. Bu sayede, kalibrasyon çalışmaları üzerine uzun saatler tecrübe edilmesine gerek duyulmadan model öngörüsüyle hızlı ve optimal sonuçlar elde edilecektir.

Çalışmadan elde edilen bir diğer kazanımsa, farklı araç platformları için de hızlı bir kalibrasyon imkanı sunmasıdır. Bu tez kapsamında vites değişim süreçlerine yönelik kontrol parametrelerinin optimizasyonu gerçekleştirilen otomatik transmisyon, farklı görev hedefleri olan birçok araç platformunda (otobüs, iş makinesi, kaya kamyonu, itfaiye aracı, zırhlı personel taşıyıcı, tank kurtarıcı gibi) kullanılmaya yönelik tasarlanmıştır. Yapılan çalışma ile, belirlenen taşıt ve farklı taşıt platformaları için tekrarlanacak kalibrasyon çalışmalarının oluşturduğu iş yükünün ve maliyetin azaltılması ve testlerin objektif olarak değerlendirilmesine yönelik bir yöntem sunulmuştur. Böylece, geliştirilen transmisyon için herbir güç grubuna yönelik oluşturulan test planlamaları azalacak ve büyük bir maliyet ortadan kalkacaktır.

İlerleyen çalışmalarda, alt sistem test verileri ile model bazlı olarak gerçekleştirilen bu çalışma, taşıt karakterizasyonunun daha iyi yansıtılabilmesi için taşıt üzeri testler ile korele edilebilir. Ayrıca, ivmelenme ihtiyacı ile ortaya çıkan sürüş koşullarında hızlanırken vites küçültme, yokuş aşağı giderken vites yükseltme gibi farklı senaryolar doğrultusunda kalibrasyon çalışmaları genişletilebilir. Ek olarak, sürüş koşulları

altında oluşacak çevre etkileriyle beraber, yağ sıcaklığının etkisi de ilerleyen çalışmalarda göz önüne alınabilir.

KAYNAKLAR

Bai, S., Maguire, J. & Peng, H. (2013). Dynamic Analysis and Control System Design of Automatic Transmissions. *SAE Book Series (R-413)*

Carlisle Brake & Friction (2019). Wet Friction. *s.58-60*

Canudas de Wit, C., Associate, IEEE, Olsson, H., Student Member, IEEE, Astrom, K. J., Fellow, IEEE, & Lischinsky, P. (1995). Model for Control of Systems with Friction. *IEEE TRANSACTIONS ON AUTOMATIC CONTROL, VOL. 40, NO. 3*

D'Anna, T., Govindswamy, K., Wolter, F. & Janssen, P. (2005). Aspects of Shift Quality With Emphasis on Powertrain Integration and Vehicle Sensitivity. *SAE Technical Paper Series (2005-01-2303)*

Dahl, P. (1968). A solid friction model. *Aerospace Corp., El Segundo, CA,Tech. Rep. TOR-01 58(3 107-1 8)- 1)*

EPA – Heavy Duty Urban Dynamometer Driving Duty Schedule. Erişim: 04 Mart 2020, https://www.epa.gov/sites/production/files/2015-10/huddscol.txt

Fujii, Y., Tobler, W.E. & Pietron, G.M. (2003). Review of Wet Friction Component Models for Automatic Transmission Shift Analysis. *SAE Technical Paper Series (2003-01-1665)*

Gibson, A., & Kolmanovsky, I. (1999). Modeling and Analysis of Engine Torque Modulation for Shift Quality Improvement. *SAE Technical Paper Series (2006-01-1073)*

Greiner, J., & Grumbach, M. (2013). Automatic Transmission Systems Beyond 2020 -Challenges and Competition. *SAE Technical Paper Series (2013-01-1273)*

Haria, H., Pietron, G.M., Meyer, J., Fujii, Y., Wang, P. & Katopodes, N. (2018). In-Vehicle Characterization of Wet Clutch Engagement Behaviors in Automatic Transmission System. *SAE Technical Paper Series (2018-01-0395)*

Hong, K. S., Yang, K. J. & Lee, K. (1999). An Object-Oriented Modular Simulation Model for Integrated Gasoline Engine and Automatic Transmission Control. *SAE Technical Paper Series (1999-01-075)*

Horste, K. (1995). Objective Measurement of Automatic Transmission Shift Feel Using Vibration Dose Value. *SAE Technical Paper, No. 951373*

Huang, Q. & Wang, H. (2004). Fundamental Study of Jerk: Evaluation of Shift Quality and Ride Comfort. *SAE Technical Paper Series (2004-01-2065)*

Ibamoto, M., Kuroiwa, H., Minowa, T., Sato, K. & Tsuchiya, T. (1995). Development of Smooth Shift Control System with Output Torque Estimation. *SAE Technical Paper, No. 950900*

Jeon, B. W. & Kim, S. (2014). Measurement and Modeling of Perceived Gear Shift Quality for Automatic Transmission Vehicles. *SAE Technical Paper Series (2014-01-9125)*

Küçükay, F., Kassel, T., Alvermann, G. & Gartung, T. (2009). Efficient Calibration of Automatic Transmissions on the Roller Dynamometer. *ATZ, 111(3): 46-52, March 2009.*

Lei, Y., Zhang, Y., Fu, Y., Wang, L. & Zhang, L. (2018). Objective Evaluation Model of Automatic Transmission Shift Quality Based on Multi-Hierarchical Grey Relational Analysis. *SAE Technical Paper Series (2018-01-0405)*

Mallela, V. & Sun, Z. (2013). Design, Modeling and Control of a Novel Architecture for Automatic Transmissions. *Proceedings of the ASME 2013 Dynamic Systems and Control Conference, No. DSCC2013-3985*

Mallela, V. (2013). *Design, Modeling and Control of a Novel Architecture for Automatic Transmission Systems*. (Master of Science). The University Of Minnesota.

Megli, T. W., Haghgooie, M. & Colvin, D. S. (1999). Shift Characteristics of a 4-Speed Automatic Transmission. *SAE Technical Paper, No. 941009*

Meng, F., Chen, H., Zhang, T. & Zhu, X. (2015). Clutch fill control of an automatic transmission for heavy-duty vehicle applications. *Mechanical Systems and Signal Processing Volumes 64–65, December 2015, Pages 16-28*

Mishra, K.D., Cardwell, G. & Srinivasan, K. (2019). Modeling, Control, and Adaptation for Shift Quality Control of Automatic Transmissions. *SAE Technical Paper Series (2019-01-1129)*

Mobil Delvac 1 ATF (2016). Typical properties for Dexron VI ATF fluid.

Özpınar, İ. & Akalın, Ö. (2019). Gearset Synchronization Modeling of a Heavy Commercial Vehicle Transmission and Correlation with Objective Measurements of Gear Shift Quality. *SAE Technical Paper (2019-01-0031)*

Pacejka, H.B. (2012). *Tire and vehicle Dynamics 3rd edition.* Butterworth-Heinemann.

Park, D.H., Seo, T.S., Lım, D.G. & Cho, H.B. (1996). Theoretical Investigation on Automatic Transmission Efficiency. *SAE Technical Paper, No.960426*

Ranogajec, V., Coric, M., Deur, J., Ivanovic, V. (2018). Development of a Shift Quality Metric for an Automatic Transmission. *SAE Technical Paper Series (2018-01-1164)*

SAE J643 standards. (2015). Hydrodynamic Drive Test Code .

SAE J2311 standards. (2015). Automatic Transmission Hydraulic Pump Test Procedure.

SAE J2490 standards. (2019). SAE No. 2 Friction Test Machine μPVT Test.

SAE J2964 standards. (2018). Low Speed Continuous Slip SAE No. 2 μPVT Procedure.

Schwab, L. F. (1994). Multi-objective Parameter Optimization of Automatic Transmission Shift Control Profiles. *SAE Technical Paper Series (1999-01-1060)*

Shi, G., Dong, P., Sun, H.Q., Liu, Y., Cheng, Y.J. & Xu, X.Y. (2016). Adaptive Control of the Shifting Process in Automatic Transmissions. *International Journal of Automotive Technology, Vol. 18, No. 1, pp. 179−194*

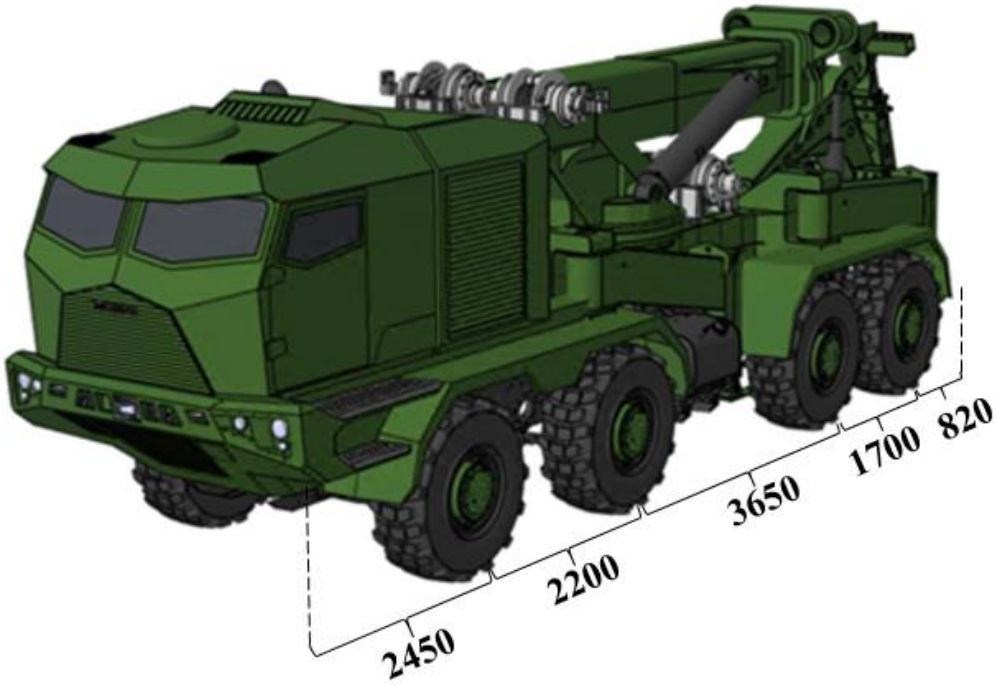
Wei, Q., Lei, Y., Li, X., Hu, B., Liu, Z. & Son, B. (2015). Integrated Control Strategy in the Power-On Upshift Process of Automatic Transmission Based on Transmission Output Torque. *SAE Technical Paper 2015-01-0231*

Zhang, Y., Haria, H., Hippalgaonkar, R., Pietron, G. & Fujii, Y. (2018). Automatic Transmission Shift Control for Canceling Inertia Torque. *SAE Technical Paper 2018-01-1167*

EKLER

EK A: Taşıt ve Güç Grubu Genel Özellikleri

EK A



Şekil A.1 : Tank kurtarıcı araç ve aks açıklıkları.

Genel Özellikler	
Taşıt Tipi	Tank Kurtarıcı Araç
Konfigürasyon	8x8
Araç Boş Ağırlığı	25500 kg
Taşıma Kapasitesi	18000 kg
Boyutlar (Boy x En x Yükseklik)	10800 x 3150 x 3800 (mm x mm x mm)

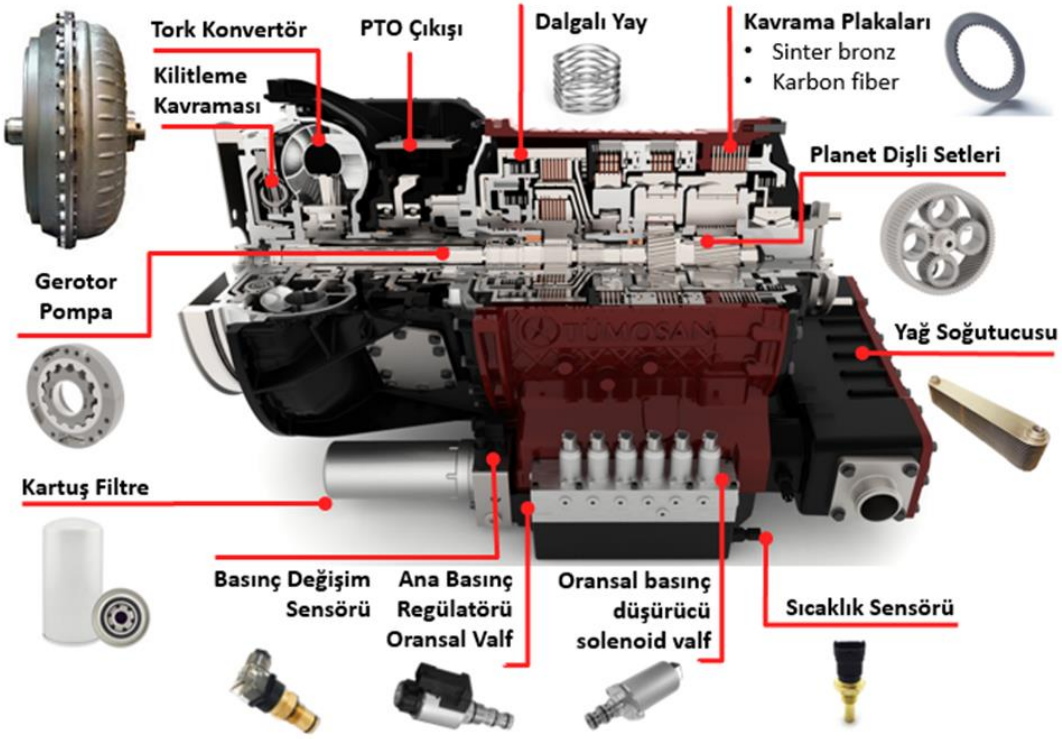
Şekil A.2 : Tank kurtarıcı araç genel özellikleri

Motor Özellikleri	
Motor	TMSN T16K550
Maksimum Motor Gücü (Bg.)	550 bg. @ 2100 dev/dak
Maksimum Motor Torku (Nm)	2498 Nm @ 1200-1600 dev/dak

Şekil A.3 : Tank kurtarıcı araç motor özellikleri.

Güç Aktarma Organları Özellikleri	
Transmisyon	TMSN 2506 AT
Transfer Kutusu Oranları ve Verimleri	1,00 - %96 1,88 - %96
Aks Oranı ve Verimi	1,923 - %98
Tekerlek Göbeği Oranı	5,100 - %96
Tekerlek Yuvarlanma Yarıçapı	716 mm

Şekil A.4 : Tank kurtarıcı araç güç aktarma organları özellikleri.



Şekil A.5 : TMSN 2506 AT otomatik transmisyon.

Vites	1.	2.	3.	4.	5.	6.	Geri
Oran	4.640	2.223	1.528	1.000	0.759	0.664	-5.307

Şekil A.6 : TMSN 2506 AT vites oranları.

Genel Özellikler	
Azami Tork	2500 Nm
Azami Güç	600 Bg
Azami Giriş Devri	2300 devir/dak.
Motor Bağlantısı	Kilit Kavramalı Tork Konvertör
Stall Oranı	1.87
Vites Geçiş	Elektro-Hidrolik Islak Kavramalı
*Uzunluk	842 mm
**Derinlik (merkezden)	372 mm
Yağ Kapasitesi	45 Lt
Motor Bağlantı Arayüzü	SAE 1
PTO Seçenekleri	2 Adet
Yağ Soğutucu	Entegre

*Motor bağlantı yüzeyinden, çıkış flanşı bağlantı yüzeyine kadar olan uzunluk

**Transmisyon orta ekseninden karter altı yüzeyine kadar olan derinlik

Şekil A.7 : TMSN 2506 AT genel özellikleri

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad **:** Hilmi Ersin OKTAR

Doğum Tarihi ve Yeri **:** 04.05.1993 / İstanbul

E-posta **:** oktarhilmi@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** **:** 2016, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği
- **Yükseklisans** **:** 2020, İ.T.Ü. , Makine Mühendisliği, Otomotiv Programı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- Uzman Transmisyon Mekanik Sistemler Tasarım Mühendisi (2017, Tümosan Motor ve Traktör Sanayii A.Ş.)