

TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YENİ BİR GÜÇ DAĞITIMLI SONSUZ DEĞİŞKEN ORANLI
TRANSMİSYON GELİŞTİRİLMESİ**

DOKTORA TEZİ
Ender İNCE

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mehmet Ali GÜLER

KASIM 2019



TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, alıntı yapılan kaynaklara eksiksiz atıf yapıldığını, referansların tam olarak belirtildiğini ve ayrıca bu tezin TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Ender İNCE

ÖZET

Doktora Tezi

YENİ BİR GÜÇ DAĞITIMLI SONSUZ DEĞİŞKEN ORANLI TRANSMİSYON GELİŞTİRİLMESİ

Ender İNCE

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof.Dr. Mehmet Ali GÜLER

Tarih: KASIM 2019

Son yıllarda, güç dağıtımli sonsuz değişken oranlı transmisyon (PS-IVT) sistemleri, özellikle yol dışı araçlar ve tarım makinelerinde yüksek toplam verimlilikle birlikte yüksek sürüş konforu sağladıkları için büyük dikkat çekmiştir. Bu tez çalışmasında, yakıt tüketiminde avantaj sağlamak için yeni bir güç dağıtımli giriş bağlantılı sonsuz değişken oranlı transmisyon sistemi geliştirilmiştir. Her ne kadar PS-IVT'nin verimliliğinin konvansiyonel bir transmisyondan daha düşük olduğu bilinmesine rağmen PS-IVT sistemler, içten yanmalı motorun sürülmesinde sürekli değişken transmisyon oranına izin vererek ve optimum şekilde kontrol edilmesini sağlayarak yakıt tüketimini azaltabilir.

Bu çalışmada, konvansiyonel transmisyonla karşılaştırıldığında PS-IVT kullanarak daha düşük yakıt tüketimi değerleri elde etmek amaçlanmıştır. Güç akışı ve Willis transmisyon oranı gibi çeşitli dinamik parametrelerin sistemin mekanik verimliliği üzerindeki etkileri incelenmiştir. Yeni sistemin kinematik analizi yapılmış ve ek olarak, sonsuz değişken birimden (IVU) akan gücün bağıntıları olarak güç akış denklemleri elde edilmiştir. Kinematik analizin sonuçları, mekanik verim ile ilgili olan ana parametrelerin, kesinlikle IVU'dan geçen güç ve tork ile ilgili olduğunu göstermektedir.

Ardından, geliştirilen yeni transmisyon sistemi, doğrusal araç dinamiği modeli kullanılarak konvansiyonel mekanik bir transmisyonla sanal yoldaki yakıt tüketimi açısından karşılaştırılmıştır.

İki farklı transmisyon türünden elde edilecek yakıt tüketim değerlerini belirlemek için gerçek kullanıcıdan, gerçek zamanlı olarak ve gerçek bir traktörün küresel konumlandırma sistemi (GPS) verisi toplanmış ve söz konusu aracın sürüş dirençleri doğrusal araç dinamiği modeli ile belirlenmiştir. Geliştirilen kinematik modele dayanan teorik hesaplamalar yeni PS-IVT sisteminin mekanik verimlilik değerlerinin belirlenmesinde kullanılırken konvansiyonel transmisyonun mekanik verimlilikleri için deneysel veriler kullanılmıştır. Dört silindri common-rail turbo dizel motorun frenli özgül yakıt tüketimi (BSFC) haritası kullanılarak iki farklı transmisyon tipi için yakıt tüketimi değerleri kütle cinsinden kıyaslanmıştır. Yakıt tüketimi simülasyonları MATLAB ortamında bu çalışma için geliştirilen kodla yapılmış ve sekiz farklı senaryo ile iki farklı güç yönetimi stratejisi değerlendirilmiştir. Uygun bir güç yönetim stratejisi ile PS-IVT sisteminin konvansiyonel mekanik transmisyona kıyasla yakıt tüketiminde kütleye %8.2'lik bir düşüş elde edebileceği tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Transmisyon mimarisi, Güç dağıtımli sonsuz değişken oranlı transmisyon, Kinematik analiz, Güç aktarma simülasyonu, Yakıt tüketimi analizi.

ABSTRACT

Doctor of Philosophy

DESIGN OF A NEW POWER-SPLIT INFINITELY VARIABLE TRANSMISSION

Ender İNCE

TOBB University of Economics and Technology

Institute of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof.Dr. Mehmet Ali GÜLER

Date: NOVEMBER 2019

In the last few decades, power-split infinitely variable transmission (PS-IVT) systems have attracted considerable attention as they ensure high driving comfort with high total efficiency, especially in off-highway vehicles and agricultural machines. In this study, a novel power-split-input-coupled IVT system was developed to gain an advantage in fuel consumption. Although the efficiency of the PS-IVT is known to be lower than that of a conventional transmission, it can reduce fuel consumption by allowing the control of the internal combustion engine in an optimum way by allowing the continuous transmission ratio.

This study is intended to obtain lower fuel consumption values by employing PS-IVT as compared to conventional transmission. The effects of various dynamic parameters such as power flow and Willis transmission ratio on the mechanical efficiency of the system were investigated. Kinematic analysis of the new system was carried out and in addition, power flow equations were derived as functions of the power that flows through the infinitely variable unit (IVU). Results of the kinematic analysis indicate that the main parameters, which are strictly related to mechanical efficiency are the power and torque flows through the IVU.

The developed transmission system was then compared with a conventional transmission in terms of fuel consumption on the virtual track by using the longitudinal vehicle dynamics model.

In order to determine the fuel consumption values were obtained by two different types of transmission, GPS data of a real tractor at real time from the real user in real world conditions were collected. Driving resistances for the considered vehicle were determined with the longitudinal vehicle dynamics model. Dynamometer test and theoretical calculations based on the kinematic model developed in this study were carried out to determine the mechanical efficiencies of the conventional transmission and the PS-IVT respectively. Fuel consumption values obtained using different types of transmissions were compared in terms of mass by using a BSFC map of a four-cylinder common-rail turbo diesel engine. Fuel consumption simulations were performed in MATLAB environment, and two different power management strategies with eight different scenarios were evaluated. It is found that a reduction of 8.2% in fuel consumption compared with the conventional transmission can be achieved by the proper power management strategy for the PS-IVT.

Keywords: Transmission architecture, Power-Split IVT, Kinematic analysis, Power-Train simulation, Fuel consumption analysis.

TEŞEKKÜR

Değerli bilgi birikimi ve tavsiyeleri ile beni yönlendiren, bana yol gösteren ve bu tezin oluşturulmasını sağlayan danışman hocam Prof.Dr. Mehmet Ali GÜLER'e sonsuz teşekkür ederim. Sayın Hocam'a borcumu asla ödeyemem. Üzerimde büyük emeği olan fikir ve tavsiyelerine her zaman sonsuz güven duyduğum hocam Prof.Dr. Teyfik DEMİR'e teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Tez komitelerime zaman ayıran, beni yönlendiren, değerli bilgilerini paylaşan, tez izleme komite üyeleri Doç.Dr. Yiğit TAŞCIOĞLU ve Dr.Öğr.Üyesi Kutluk Bilge ARIKAN'a teşekkür ederim. Doktora eğitimim için burs sağlayan okulumuz TOBB ETÜ'ye, tez çalışmalarım için büyük katkıları olana Türk Traktör'e, bu tez çalışmasında gerçekleştirilen çalışmalar için 1150702 Nolu TEYDEB Projesi ile kaynak sağlayan TUBİTAK'a ve bu tezin bitirilmesi için fırsat sağlayan Savunma Sanayii Başkanlığı'na teşekkürlerimi sunarım.

Başta, bilgi birikimi ile beni her zaman destekleyen, fikirleri ile bu teze katkı sağlayan kıymetli arkadaşım Nazım Ilgın ÇAMKERTEN olmak üzere tüm Türk Traktör Güç Aktarma Sistemleri Ekibine teşekkür ederim. Bu zorlu yol boyunca beraber çalıştığımız ve bu tezin oluşmasında büyük katkısı olan değerli arkadaşım Samet Adem CÖMERT'e teşekkür ederim.

İkinci ailem olan başarılarımla gurur duyan, sürekli bir sevgi ile beni kucaklayan, akademik bilginin önemini bana hatırlatarak beni motive eden Prof.Dr. Meltem AYLI'ya, Prof.Dr. Deniz AYLI'ya, Dr. İtr AYLI'ya çok teşekkür ederim.

Her zaman, her konuda yanımda oldukları ve beni destekledikleri için her daim kendimi çok şanslı hissettiğim ailem Ömer İNCE, Deniz Berna İNCE, Ege İNCE ve Hayriye İNCE'ye sonsuz teşekkür ederim. Çok erken yitirdiğim sevgili annem Serpil İNCE'nin sevgisini bu süreçte sürekli kalbimde hissettim.

Beni her daim destekleyen, sevgi ile kucaklayan, başarılarımla gurur duyan, hayatım boyunca hep birlikte olmayı hayal ettiğim sevgili eşim Dr. Ece AYLI İNCE'ye sonsuz teşekkür ederim.

Bu tezi, doktora sürecimde dünyaya gelen ve hayata bakışımı tamamen değiştiren, anlamlandıran ve güzel kılan, büyük başarılarını görmeyi hayal ettiğim canım oğlum Çınar Deniz İNCE'ye adıyorum.

İÇİNDEKİLER

| | <u>Sayfa</u> |
|--|--------------|
| ÖZET | iv |
| ABSTRACT | vi |
| TEŞEKKÜR | viii |
| İÇİNDEKİLER | ixii |
| ŞEKİL LİSTESİ | x |
| ÇİZELGE LİSTESİ | xii |
| KISALTMALAR | xiii |
| SEMBOL LİSTESİ | xiv |
| 1. GİRİŞ | 1 |
| 1.1 Motivasyon..... | 2 |
| 1.2 Tezin Amacı | 3 |
| 1.3 Literatür Araştırması | 3 |
| 1.4 Literatüre Katkı | 5 |
| 2. TEKNOLOJİNİN BUGÜNKÜ DURUMU | 7 |
| 2.1 Güç Dağıtımli Sonsuz Oranlı Transmisyon Teknolojisi | 7 |
| 2.2 Güç Dağıtımli Transmisyon Örnekleri..... | 10 |
| 3. ÖNERİLEN SİSTEM | 12 |
| 3.1 Transmisyon Düzeni | 12 |
| 4. KİNEMATİK ANALİZ | 22 |
| 4.1 Açısal Hızlar | 22 |
| 4.2 Tork Bağintıları | 28 |
| 4.3 Transmisyon Oranları..... | 31 |
| 4.3.1 Willis transmisyon oranları | 32 |
| 5. GÜÇ AKIŞ ANALİZİ | 37 |
| 6. VERİMLİLİK DAVRANIŞLARININ İNCELENMESİ | 44 |
| 7. ÖNERİLEN SİSTEMİN YAKIT TÜKETİMİNE ETKİSİ | 47 |
| 7.1 Giriş..... | 47 |
| 7.2 Sanal Parkur | 50 |
| 7.3 Araç Modeli..... | 52 |
| 7.4 İçten Yanmalı Motor Modeli..... | 55 |
| 7.5 Konvansiyonel ve Sonsuz Oran Transmisyon İçin Mekanik Verimliliklerin Belirlenmesi | 58 |
| 7.6 Yakıt Tüketimi Simülasyonu | 61 |
| 8. TARTIŞMA, SONUÇ VE ÖNERİLER | 73 |
| KAYNAKLAR | 77 |
| EKLER | 84 |
| ÖZGEÇMİŞ | 90 |

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

| | |
|---|----|
| Şekil 2.1 : Güç dağıtım tipleri. | 8 |
| Şekil 2.2 : Jenerik bir hidrostatik ünitenin şematik gösterimi | 9 |
| Şekil 3.1 : Transmisyon düzeni oluşturulurken takip edilen metodoloji..... | 14 |
| Şekil 3.2 : Bu çalışmada değerlendirilen yeni PS-IVT sistem | 16 |
| Şekil 3.3 : Birinci kademedede hareket hattı..... | 19 |
| Şekil 3.4 : İkinci kademedede hareket hattı | 20 |
| Şekil 3.5 : Üçüncü kademedede hareket hattı. | 21 |
| Şekil 4.1 : Sistemin kısmi görüntüsü..... | 25 |
| Şekil 4.2 : Ayrıştırılmış sistemin diğer kısmı..... | 27 |
| Şekil 4.3 : Planet dişli takımının gösterimi. | 27 |
| Şekil 4.4 : Kaldıraç benzeşiminin jenerik gösterimi. | 29 |
| Şekil 4.5 : Birinci planet dişli takımının kaldıraç benzeşimi gösterimi. | 30 |
| Şekil 4.6 : İkinci planet dişli takımının kaldıraç benzeşimi gösterimi. | 31 |
| Şekil 4.7 : Üçüncü kademedede farklı τ_{PG2} değerleri için IVT oranına karşılık IVU oranı | 34 |
| Şekil 4.8 : İkinci kademedede farklı τ_{PG1} değerleri için IVT oranına karşılık IVU oranı..... | 35 |
| Şekil 4.9 : Birinci kademedede farklı τ_{PG3} değerleri için IVT oranına karşılık IVU oranı..... | 36 |
| Şekil 5.1 : Tip I, Tip II ve Tip III güç akış tipleri..... | 37 |
| Şekil 5.2 : Üçüncü kademe için güç oranı ve güç akış tipi..... | 40 |
| Şekil 5.3 : İkinci kademe için güç oranı ve güç akış tipi..... | 41 |
| Şekil 5.4 : Birinci kademe için güç oranı ve güç akış tipi..... | 43 |
| Şekil 6.1 : Birinci kademe için toplam mekanik verimlilik değerleri. | 45 |
| Şekil 6.2 : İkinci kademe için toplam mekanik verimlilik değerleri. | 45 |
| Şekil 6.3 : Üçüncü kademe için toplam mekanik verimlilik değerleri. | 46 |
| Şekil 7.1 : Traktörün GPS rotası..... | 50 |
| Şekil 7.2 : Rota boyunca, rakım (a) ve hız (b) verileri. | 51 |
| Şekil 7.3 : Traktör ve römork üzerine etki eden kuvvetler..... | 53 |
| Şekil 7.4 : Çekiş tekerleklerindeki Tork (a) ve Güç (b) değerleri. | 55 |
| Şekil 7.5 : Parkurun ilk 250 saniyesinde çekiş tekerleklerindeki güç değerleri..... | 56 |
| Şekil 7.6 : Frenli özgül yakıt tüketimi (BSFC) haritası..... | 57 |
| Şekil 7.7 : Mekanik verimlilik test düzeneği..... | 58 |
| Şekil 7.8 : Konvansiyonel mekanik transmisyon için ölçülen mekanik verimlilik değerleri..... | 59 |
| Şekil 7.9 : Konvansiyonel mekanik transmisyon ve PS-IVT'nin yakıt tüketimini hesaplamak için yazılan MATLAB kodunun algoritması..... | 64 |
| Şekil 7.10 : BGYS ve farklı örnekleme aralıkları ile parkurun ilk 4250 saniyesinde tüketim değerleri. (a) 0.1 saniye, (b) 0.5 saniye, (c) 1 saniye, (d) 8 saniye..... | 68 |

| | |
|--|----|
| Şekil 7.11 : İGYS ve farklı örnekleme aralıkları ile parkurun ilk 4250 saniyesinde tüketim değerleri. (a) 0.1 saniye, (b) 0.5 saniye, (c) 1 saniye, (d) 8 saniye..... | 69 |
| Şekil 7.12 : Konvansiyonel mekanik transmisyon için en düşük yakıt tüketimi noktalarının BSFC kontur haritası üzerinde gösterimi..... | 70 |
| Şekil 7.13 : PS-IVT için en düşük yakıt tüketimi noktalarının BSFC kontur haritası üzerinde gösterimi ... | 70 |
| Şekil 7.14 : Konvansiyonel transmisyon ve PS-IVT için MATLAB kodu tarafından seçilen toplam transmisyon oranlarının sanal parkurun 500 saniyelik bölümündeki değerleri. | 71 |



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

| | |
|--|----|
| Çizelge 3.1 : Giriş bağlantılı sistemlerde muhtemel konfigürasyonlar | 13 |
| Çizelge 3.2 : Yeni PS-IVT sistemi şemasındaki (Bkz. Şekil 3.2) numaralandırılmış komponentler ve açıklamaları..... | 15 |
| Çizelge 3.3 : Mekanik mod konfigürasyonları için kavrama ve senkronizer eşleşmesi. | 18 |
| Çizelge 4.1 : k_2 'nin hesaplanması için süperpozisyon çizelgesi..... | 23 |
| Çizelge 5.1 : Güç oranına dayalı güç akış tipi sınıflandırması..... | 38 |
| Çizelge 6.1 : Güç Akış Tipine Göre Verimlilik Denklemleri | 44 |
| Çizelge 7.1 : Tekerleklerdeki tork ve güç taleplerinin hesaplanmasında kullanılan girdiler | 56 |
| Çizelge 7.2 : BSFC haritası için hata değerleri | 57 |
| Çizelge 7.3 : Farklı senaryolar için Willis transmisyon oranları..... | 60 |
| Çizelge 7.4 : PS-IVT kullanılarak elde edilen gram cinsinden yakıt tüketimi değerleri. % fark referans kabul edilen konvansiyonel transmisyonun 9605.3 gram'lık tüketiminden farkı göstermektedir..... | 63 |
| Çizelge 7.5 : 0.1 saniye örnekleme aralığı kullanılarak elde edilen yakıt tüketimi (gram) değerleri ve referans transmisyondan (2635.9 gram) % fark ... | 65 |
| Çizelge 7.6 : 0.5 saniye örnekleme aralığı kullanılarak elde edilen yakıt tüketimi (gram) değerleri ve referans transmisyondan (2614.1 gram) % fark ... | 66 |
| Çizelge 7.7 : 1 saniye örnekleme aralığı kullanılarak elde edilen yakıt tüketimi (gram) değerleri ve referans transmisyondan (2612.5 gram) % fark ... | 66 |
| Çizelge 7.8 : 8 saniye örnekleme aralığı kullanılarak elde edilen yakıt tüketimi (gram) değerleri ve referans transmisyondan (2551.8 gram) % fark ... | 67 |
| Çizelge 7.9 : Farklı örnekleme aralıkları ile rotanın ilk 4250 saniyelik kısmında elde edilen yakıt tüketimi değerlerinin özeti | 67 |
| Çizelge 7.10 : Sanal parkurun tamamında hidrostatik varyatörün farklı verimlilik değerleri için elde edilen yakıt tüketimi değerleri..... | 72 |

KISALTMALAR

| | |
|---------------|--|
| BGYS | : Birinci Güç Yönetim Stratejisi |
| BSFC | : Frenli Özgül Yakıt Tüketimi (Brake Specific Fuel Consumption) |
| FR | : Sabit Oran (Fixed Ratio) |
| GPS | : Küresel Konumlandırma Sistemi (Global Positioning System) |
| HYD | : Gücün Hidrolik Yolla Aktarıldığı Hat |
| ICCT | : Uluslararası Temiz Ulaşım Konseyi |
| ICE | : İçten Yanmalı Motor (Internal Combustion Engine) |
| ICR | : Taşıyıcıdan Değişken Oran Girişi Halka Dişliden Çıkış Alınan Sistem |
| ICS | : Taşıyıcıdan Değişken Oran Girişi Güneş Dişliden Çıkış Alınan Sistem |
| IN | : Giriş (Input) |
| IRC | : Halka Dişliden Değişken Oran Girişi Taşıyıcıdan Çıkış Alınan Sistem |
| IRS | : Halka Dişliden Değişken Oran Girişi Güneş Dişliden Çıkış Alınan Sistem |
| ISC | : Güneş Dişliden Değişken Oran Girişi Taşıyıcıdan Çıkış Alınan Sistem |
| ISR | : Güneş Dişliden Değişken Oran Girişi Halka Dişliden Çıkış Alınan Sistem |
| IVT | : Sonsuz Değişken Oranlı Transmisyon, (Infinitely Variable Transmission) |
| IVU | : Sonsuz Değişken Ünite (Infinitely Variable Unit) |
| İGYs | : İkinci Güç Yönetim Stratejisi |
| NEDC | : Avrupa Yeni Sürüş Çevrimi (New European Drive Cycle) |
| OPEC | : Petrol İhraç Eden Ülkeler Organizasyonu |
| PG | : Planet Dişli (Planetary Gear) |
| PS | : Güç Dağıtımı (Power-Split) |
| PS-IVT | : Güç Dağıtımlı Sonsuz Değişken Oranlı Transmisyon |
| PTO | : Güç Çıkışı (Power Take-Off) |
| TKÜ | : Transmisyon Kontrol Ünitesi |

SEMBOL LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

| Simgeler | Açıklama |
|-----------------|---|
| a | Çizgisel İvme |
| C | Planet Taşıyıcı |
| C_d | Hava Direnç Katsayısı |
| E | Enerji |
| η | Verimlilik |
| F | Kuvvet |
| g | Yerçekimi İvmesi |
| M | Moment |
| ω | Açısal Hız |
| P | Güç |
| R | Halka Dişli |
| r | Yarıçap |
| ρ | Havanın Yoğunluğu |
| S | Güneş Dişli |
| T | Tork |
| τ | Transmisyon Oranı |
| τ_I | Birinci Kademenin Transmisyon Oranı |
| τ_{II} | İkinci Kademenin Transmisyon Oranı |
| τ_{III} | Üçüncü Kademenin Transmisyon Oranı |
| τ_{IVT} | Sonsuz Değişken Transmisyonun Transmisyon Oranı |
| τ_{IVU} | Sonsuz Değişken Oranlı Ünitenin Transmisyon Oranı |
| τ_{PG1} | Birinci Planet Sistemin Transmisyon Oranı |
| τ_{PG2} | İkinci Planet Sistemin Transmisyon Oranı |
| τ_{PG3} | Üçüncü Planet Sistemin Transmisyon Oranı |
| V | Çizgisel Hız |
| Z | Dişlide Diş Sayısı |

1. GİRİŞ

Günümüzde, yol dışı araçlar için artan konfor ve verimlilik beklentileri, zararlı emisyon değerleri ile ilgili yasal kısıtlamalar ve çevre kirliliğinin azaltılması konusunda insanlığın ortak istekleri, güç aktarma sistemlerinin geliştirilmesini oldukça zorlaştırmaktadır.

Artan nüfus ve dolayısıyla gıda tüketimindeki artış, tarımda mekanizasyon ve hassas tarım uygulamaları gibi verimliliğin artırılmasına yönelik çalışmaların önemini arttırmaktadır. Traktörler tarım uygulamalarında halen en önemli makine olarak yerini korumaktadır. Ayrıca yol dışı taşımacılık ve hatta karayolu taşımacılığı gibi tarım dışı operasyonlarda da sıklıkla kullanılmaktadır. Transmisyon sistemleri traktörlerin en önemli bileşenlerinden birisidir ve traktörün ilk maliyetinin yaklaşık %25-30'unu oluşturmaktadır [1]. Bir ülkenin traktör parkının niceliği ve niteliği tarımsal mekanizasyon seviyesinin önemli bir göstergesi olarak kabul edilmektedir [2]. Bütün bu operasyonlarda verimliliğin artırılabilmesi kısıtlı olan fosil yakıt kaynağına rağmen artan gıda ihtiyacının karşılanabilmesi ve her türlü çevre kirliliğinin azaltılması açısından büyük önem arz etmektedir.

Verimliliğin artırılması ile birlikte yakıt tüketiminin düşürülmesi ve zararlı emisyonların azaltılması için içten yanmalı motor teknolojileri hem karayolu taşıtlarında hem de yol dışı araçlarda geliştirilmektedir. Bunun için değişken zamanlı subaplar, silindir kapatma, aşırı besleme ve direk püskürtme gibi teknolojiler ön plana çıkmakla birlikte aracın toplamda tükettiği yakıtın düşürülmesi için güç aktarma sisteminin motor ile birlikte toplam verimliliğinin ele alınması önemlidir.

Uluslararası Temiz Ulaşım Konseyi'ne (ICCT) göre, çoğu traktör ve inşaat ekipmanından oluşan yol dışı araçlar, birçok ülkede ana kirlilik nedeni olarak görülmektedir. Amerika Birleşik Devletleri'nde, yol dışı araçlar, mobil kaynaklardan yayılan ince partikül maddenin (PM2.5) dörtte üçünü ve dörtte bir azot oksitleri (NOx) oluşturmaktadır. Avrupa'da yol dışı araçlar, mobil kaynaklardan yayılan toplam ince partikül maddenin yaklaşık çeyreği ve NOx'in % 15'inden fazlasına neden olmaktadır. Daha da önemlisi ICCT, karayolu taşıtları için emisyonların daha iyi kontrolü ve hızla genişleyen yol dışı araçlar piyasası nedeniyle, yol dışı araçların yakında dünyadaki baskın hava kirliliği kaynağı olacağını belirtmiştir [3]. Yol dışı araçlarda konfor ve işlevselliği arttırmak için çeşitli otomatik transmisyonlar geliştirilirken, yüksek verimliliğe sahip hidrostatik ve güç dağıtımlı hidromekanik transmisyonların kullanımının gün geçtikçe

artacağı düşünülmektedir [4]. Hidromekanik transmisyollar, mekanik transmisyonu hidrostatik ünite ile birleştiren transmisyolardır. Mekanik ve hidrolik yolları birleştiren bu özel iletim sistemine güç dağıtım sistemi denir. Gücü bölmek ya da birleştirmek için, bu sistemlerde planet dişli sistemleri kullanılır. Güç dağıtımli transmisyonda yapı, bölmenin yapıldığı yere göre değişiklik gösterir. Giriş bağlantılı ve çıkış bağlantılı olarak adlandırılan iki ana yapı tipi vardır. Güç, planet dişli setinden ayrılır ve daha sonra aktarma organlarına birleştirilirse, sistem çıkış bağlantılı olarak adlandırılır. Giriş bağlantılı sistemlerde, güç içten yanmalı motorun çıkışından ayrılır ve daha sonra planet sistemi ile birleştirilir. Güç dağıtımli sistemlerle ilgili detaylı bilgi ilerleyen bölümlerde ayrıntılı olarak verilecektir.

1.1 Motivasyon

Küresel ısınma ve enerji kaynaklarındaki azalma günümüzde bütün dünyayı ilgilendiren en büyük problemler arasında gösterilebilir. Diğer yandan artan dünya nüfusuna gıda sağlayabilmek için daha fazla hayvancılık ve çiftçilik yapılması gerekmektedir. Bu durum ise emisyonları ve enerji ihtiyacını arttırmaktadır. Yakıt tüketimini ve zararlı emisyonları azaltmak için diğer bir değiş ile sürdürülebilir tarım için traktör gibi tarım araçları için de verim arttırmayı ve emisyon azaltmayı hedefleyen çalışmalar yapılmalı, öneriler sunulmalıdır [5].

Traktörler sadece tarım amaçlı değil taşımacılık amaçlı da kullanılmaktadır [6]. Özellikle ülkemizde mahsullerin toplanması, pazarlara taşınması ve yol dışı diğer taşımacılık operasyonlarında traktörler sıkça kullanılmaktadır.

Birçok ülkede artan traktör kullanımı ve emisyon artışı sebebi ile traktörler için emisyon kanunları devreye girmiştir. Dolayısıyla hem çevresel hem de ekonomik açıdan traktörlerin yakıt sarfiyatını ve saldıkları zararlı emisyonları azaltmak ciddi bir konudur.

Özellikle Avrupa'da ve dolayısı ile Türkiye'de traktörlerde fazla vites oranına sahip otomatik ve sonsuz oranlı transmisyon isteği gün geçtikçe artmaktadır. Bu beklentinin sebepleri, bu tip transmisyonlara sahip traktörlerin sunduğu konforun yanı sıra tek bir araç ile bir çok operasyonun yerine getirilebilmesi olarak görülebilir [4].

Bir çok ticari firma ve araştırmacı bu yönde transmisyollar geliştirmekle birlikte, aynı zamanda yakıt tasarrufu sağlayabilecek özgün bir sistem ortaya koymaya çalışmaktadır.

1.2 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasında sadece bununla sınırlı kalmamakla birlikte özellikle traktör ve iş makinalarına entegre edilebilecek, yeni bir güç akış mantığı ve özgün bir mimariye sahip, yakıt tüketimi avantajı sağlayabilecek bir güç dağıtımli sonsuz oran transmisyon geliştirilmesi amaçlanmıştır.

1.3 Literatür Araştırması

Günümüzde yakıt verimliliği, konfor ve hassas tarım uygulamaları için kullanılan sonsuz oran transmisyon sistemlerinin temelleri elli yıl öncesinden atılmıştır. Traktörler için bilinen ticarileşmiş ilk hidrostatik sonsuz oran transmisyon 1965 yılında Alman traktör şirketi Eicher tarafından tasarlanmıştır [7]. Bu sistemde mekanik kademesiz iki değişken açılı hidrostatik ünite birbirine yağ boruları ile bağlanmış ve hidrostatik ünitenin açısı değiştirilerek oranlar elde edilmiştir. Bu yıllarda ticarileşmiş bir güç dağıtımli hidrostatik sonsuz oran transmisyon olmasa da güç dağıtımli çok kademeli hidrostatik sonsuz oranlı bir sistemin verimliliği arttıracığı bilinmektedir [8].

Renius [4] Avrupa'daki traktör kullanıcılarının beklentilerini ve traktör tasarımlarındaki eğilimleri incelemiş, tolere edilebilir kayıplar ile sonsuz oran bir transmisyonun nominal hız ve tam yükteki sahip olması gereken verimlilik değerinin 6-12 km/h hızları arasında 0.84 değerinin üstünde olması gerektiğini belirtmiştir. Son zamanlarda içten yanmalı motorlardaki elektronik kontrol imkanları ile transmisyon sistemlerinin motor ile birlikte eş güdümlü çalıştırılabilmesi sayesinde verimlilik değerleri bu çalışmada bildirilen çizginin üzerine rahatlıkla çıkabilmektedir [1]. Motorun efektif kullanılması sonsuz kademeli transmisyonun en düşük verimlilik noktalarını bile kompanse edebilmektedir [9].

Yan ve Hsieh [10], Sonsuz oranlı bir transmisyonun mekanik verimliliğini etkileyen parametreleri belirlemiş ve bu parametrelerin verimlilik üzerine etkilerini tartışmışlardır.

Huhtala [11] tork ve hacimsel kayıpları hesaplamak için bir parametre çalışmasını temel alan basınç ve hızların, ayrı ayrı etki gösterdiği iki hat yöntemini açıklamıştır. Çalışmasında, hidrostatik transmisyonlarda kararlı hallerin yanı sıra doğrusal değişken ve doğrusal olmayan durumlar için de modelleme yapabilmek için yöntemler önermiştir.

Mangialardi ve Manriota [12], iki farklı sürekli değişken oranlı transmisyon mimarisi tasarlamış ve bu sistemlerin kinematik analizlerini mekanik verimlilik ve güç akış denklemlerini elde edecek şekilde gerçekleştirmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre sistemin verimliliğinin, çalışma koşullarına ve sistemdeki güç akışına bağlı olduğu gö-

rülmüştür. Manriota elde ettiği bu sonuçları, deneysel olarak gerçekleştirdiği başka çalışmalar ile de doğrulamıştır [13, 14].

Manriota [15] diğer bir çalışmasında iki aranjmanlı özgün bir değişken oranlı transmisyon sistemi tasarlamıştır ve tasarlanan sistem resirkülasyon içermeyen bir güç akış mantığına sahiptir. Bu sistem planet dişli takımı, mekanik varyatör ve sabit oranlı mekanizma olmak üzere üç temel bileşenden oluşmaktadır ancak sonsuz oran sağlayamamaktadır.

Hidrostatik transmisyonların verimliliğinin tahmini ve belirli bir senaryo için harcanan enerjiyi bulmak için Ivantysynova ve diğerlerinin yaptığı bir çalışmada [16], kayıpları modellemek için polinomsal yaklaşım önerilmiştir. Burada polinom katsayıları deneysel ölçümler temel alınarak belirlenmiş ve verimlilikler hesaplanırken hacimsel ve tork kayıpları dikkate alınmıştır.

Ortwig [17] çalışmasında aksel pistonlu bir ünitenin tork ve hacimsel kayıplarının detaylı incelenmesi ile türetilen deneysel terimleri temel alan, hacimsel ve tork kayıplarını modellemek için sadece anahtar bağıntılara dayanan ve diğer polinomsal yöntemlere göre basitleştirilmiş bir çeşit polinomsal yöntem sunmuştur.

Kim ve diğerleri [18] v kayışlı varyatörlü bir bileşik sürekli oranlı transmisyon sistemi tasarlamıştır. Tasarladıkları sistemin kinematik analizlerini gerçekleştirmiş ve teorik hesaplamalarının elde ettikleri deneysel sonuçlar ile uyumlu olduklarını göstermişlerdir. Çalışmanın sonucunda bileşik sürekli oranlı transmisyon sistemlerinin güç resirkülasyonlu sürekli oranlı transmisyonlara ve güç dağıtım modlu sürekli oranlı transmisyonlara göre daha yüksek verimliliğe sahip olduğunu iddia etmişlerdir.

Rahmfeld ve Meincke [19] fizik denklemlerine dayalı yöntemlerinin hepsinin düşük mertebede doğruluk değerleri gösterdiğine kanaat getirmiştir. Bunun nedeni olarak hidrostatik ünite içindeki yağdaki boşluklar, karma sürtünme şartları gibi çok karmaşık fiziksel etkiler gösterilmiştir. Analitik ve nümerik yöntemlerin ikisinin de model sapmalarını minimize etmek için ölçümlerden gelen katsayıları kullanması nedeni ile güvenilir olduğu belirtilmiştir, ayrıca bu yöntemlerin herhangi bir hidrostatik ünitenin modellenmesine de uygulanabileceği belirtilmiştir.

Rahmfeld ve diğerleri kayıp modellerini karşılaştırdıkları çalışmalarında hidrostatik ünitenin çalışması ile ilgili bir senaryo belirlemiştir ve farklı yöntemleri bu senaryoya göre karşılaştırmıştır. Elde ettikleri sonuçlara göre farklı yöntemlerin avantaj ve dezavantajlarını sıralamışlardır. Çalışmaya göre sayısal ve analitik yöntemler en iyi performans göstermiştir. Çalışmalarında tam olarak doğru bir kayıp modeli oluşturabilmek için dönen komponentlerdeki, içten yanmalı motordaki, dişli çiftlerindeki, rulman ve

keçelerdeki kayıpların da modellenmesi gerektiğini belirtmişlerdir [20].

Bottiglione ve Mantriota [21] mekanik varyatör, planet dişli seti ve sabit dişli oranından oluşan sonsuz oranlı transmisyon sistemi tasarlamıştır. Tasarladıkları sistemin temel avantajı bütün sistemin minimum verimliliğine sahip bileşeni olan değişken üniteden akan gücün minimize edilmiş olmasıdır.

Volpe ve diğerlerinin [22] yaptığı bir çalışmada arazi taşıtlarında kullanılan güç dağıtımli sonsuz oranlı transmisyonlarda özellikle giriş bağlantılı ve çıkış bağlantılı sistemler incelenmiştir. Çalışmalarında güç resirkülasyonunu minimize eden ve en sık kullanılan çalışma çevriminin verimliliğini maksimize eden giriş-bağlantılı ve çıkış-bağlantılı güç dağıtımli transmisyon sisteminin tasarımı üzerine yoğunlaşmışlardır. Oluşturdukları kinematik model değişken hat ve giriş hattından geçen gücün oranının hesaplanması üzerinedir. Sistemin en verimsiz parçasının değişken ünite olduğu düşünüldüğünde tasarladıkları sistem oldukça kullanışlıdır. Ayrıca sistemdeki güç akışının verimliliği oldukça etkilediği ve iyi optimize edilmiş çıkış bağlantılı bir sistemin tatmin edici bir verimlilik performansı gösterebileceği belirtilmiştir.

Macor ve Rosetti [23] hidro-mekanik güç dağıtımli transmisyonlar için direk arama optimizasyon yöntemini kullanmışlardır. Optimizasyon metodu kompak yükleyici ve traktörlere uygulanmıştır. Macor ve Rosetti [24] diğer bir çalışmasında şehir içi otobüslerinin yakıt tüketimini düşüren bir güç dağıtımli transmisyon tasarlamıştır.

Peterson ve diğerlerinin [25] yaptığı bir çalışmada karmaşık hidro-mekanik transmisyonlar için optimizasyona dayalı bir tasarım yöntemi önerilmiştir. Amaç fonksiyonu olarak harcanan enerji ve hidrolik üniteadaki deplasman dikkate alınmıştır. Belirlenen senaryo için üç ve daha fazla mekanik noktanın bulunmasının verimliliği anlamlı miktarda arttırdığı belirtilmiştir. Yazarlar, bu çalışmalarında kavramsal tasarım için operasyonel davranışın bilinmesinin altını çizmiş ve boyutlandırma için en önemli kriterin hidrolik ünite olduğunu belirtmişlerdir.

Cammalleri [26] bir veya iki planet dişli seti, altıdan daha az sıradan bağlantı ve tek bir varyatör içeren bileşik güç dağıtımli değişken oranlı transmisyon modeli oluşturmuşlardır. Çalışmalarındaki temel amaç dişli takımlarının sıralamasını değiştirerek verimliliği arttırmaktır.

1.4 Literatüre Katkı

Literatürden görüldüğü üzere güç dağıtımli hidrostatik sonsuz oran transmisyonların tasarımında bütün çabalar hidrolik ünitenin tabiatı gereği sahip olduğu verimsizlik değerlerini minimize etmek ve transmisyonun verimliliğinin mekanik transmisyon-

lara yaklaştırılmasıdır. Ancak, bu çok faydalı bir çaba olmasına rağmen sonsuz oranlı transmisyonların tekil olarak verimliliğini tamamen mekanik veya yarı otomatik (semi powershift)- otomatik (powershift) transmisyonların verimliliği ile karşılaştırmak yanılgılara yol açabilmektedir. Sonsuz oran transmisyonların vaat ettikleri yüksek konfora ilave olarak elektronik kontrol edilebilen motorlar ile eşgüdümlü kalibrasyonları sayesinde bu transmisyonların kullanıldığı araçların toplam verimliliği alışıla geldik sistemlerin toplam verimliliğinin üzerine çıkabilmektedir. Bu sistemlerle kademe arttırıp gaz düşürme (Shift Up Throttle Down) çok hızlı ve pürüzsüz bir şekilde yapılabilmektedir.

Bu tez çalışmasıyla özgün bir güç dağıtımli hidrostatik sonsuz oranlı transmisyon geliştirilmiştir. Bu transmisyonun tasarımında, sistemin verimlilik davranışını istenilen yönde değiştirmeye olanak sağlayacak tasarım yaklaşımları sergilenmiştir. Sistemin verimliliğine etki eden parametreler ortaya konularak geleneksel sistemlere kıyasla toplamda daha yüksek verimliliğin nasıl elde edilebileceğine dair yöntemler ortaya konmuştur.

Daha sonra, bu yeni sistem sanal bir parkur üzerinde geleneksel bir mekanik transmisyon ile yakıt tüketimi açısından kıyaslanmıştır. Genel olarak, literatürdeki mevcut çalışmalar çoğunlukla mevcut görev çevrimlerini (örn. Yeni Avrupa Sürüş Çevrimi (NEDC)) kullanarak yoldaki taşıtlar için yakıt tüketimini azaltabilecek parametreleri araştırmaktan ibarettir. Mevcut bilgimize göre, tasarım parametreleri kolayca değiştirilerek en yüksek verimlilik noktaları değiştirilebilen yeni bir güç dağıtımli sonsuz değişken oranlı transmisyon tasarlayıp, bu transmisyonun kullanılabileceği bir traktörü, gerçek çalışma koşullarında, gerçek kullanıcının kullandığı gerçek bir traktörden alınan küresel konum sistemi (GPS) verileri ile oluşturulan sanal parkur üzerinde sürerek yakıt tüketimini inceleyen bir çalışma literatürde bulunmamaktadır.

2. TEKNOLOJİNİN BUGÜNKÜ DURUMU

Tezin bu bölümünde güç dağıtımlı transmisyonlar irdelenmiş ve endüstriyelmiş örneklerden bazılarının çalışma prensipleri açıklanmıştır.

2.1 Güç Dağıtımlı Sonsuz Oranlı Transmisyon Teknolojisi

Değişken bir oran elde etmek için, mekanik varyatörler, elektrikli motorlar ve hidrolik varyatörler gibi sürekli değişken oran sağlayan bazı sistemler vardır. Bu sistemleri kullanan transmisyonlar sürekli değişken oranlı transmisyon veya sonsuz değişken oranlı transmisyon olarak adlandırılırlar. Bir sistemin, bir giriş hızı olmasına rağmen çıkış hızının sıfır olabilmesi durumunda bu sistem sonsuz değişken oranlı transmisyon olarak adlandırılmaktadır [10].

Linares ve diğerleri [27] endüstride bulunan sonsuz oranlı transmisyonları incelemişlerdir. Bu çalışmada, sonsuz oranlı transmisyonlar için tasarım parametreleri ve sonsuz oranlı transmisyonların sınıflandırması yapılmıştır buna göre sonsuz oran transmisyonları; güç akışı, varyatör tipi ve komponentlerinin yapısı başlıkları altında sınıflandırılabilir:

- (i) Güç Akışı: Güç dağıtımı olup olmamasına göre yapılan sınıflandırmadır. Güç dağıtımı olan sistemlerde güç, iki farklı yola ayrılır ve daha sonra tekrar birleştirilir.
- (ii) Varyatör Tipi: Mekanik, hidrolik veya elektrikli olmak üzere üç farklı varyatör tipi genel olarak kabul görmektedir. Mekanik varyatörler için kayış-kasnak tipi, toroidal tip ve konik kasnaklar örnek verilebilir. Hidrolik varyatörlere örnek olarak hidrostatik sistemler ve tork konvertörler verilebilir. Elektrikli varyatörler güç resirkülasyonlarında rejenerasyon yapabilmeleri sayesinde gelecek vaat etmektedir.
- (iii) Komponentlerin Yapısı: Komponentler tamamı mekanik, tamamı hidrolik ya da hidro-mekanik olabilir. Hidro-mekanik sistemlerde güç dağıtımı birçok farklı şekilde yapılabilmektedir.

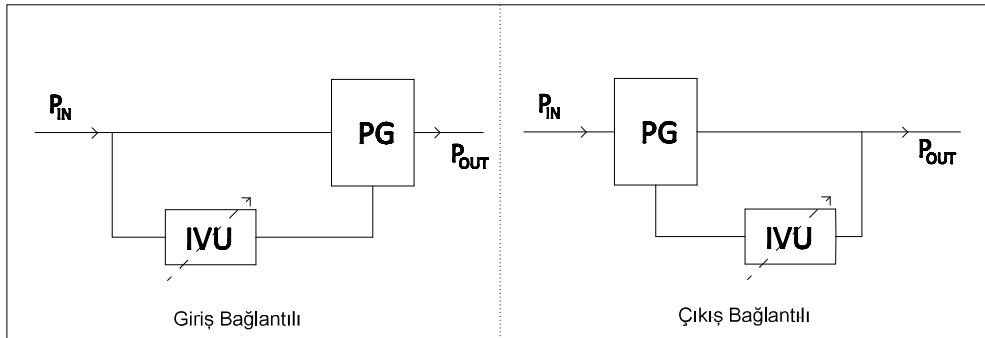
Traktör ve diğer toprak işleme makinelerinin yüksek tork talepleri nedeniyle, hidrolik varyatörler diğer varyatörlerden daha kullanışlı görünmektedir.

Hidrolik varyatör kullanan bu tür güç iletim transmisyonlarına hidrolik veya hidros-tatik transmisyon denilir [1]. Gücün bir noktadan diğerine hidrolik güç ile iletilmesi kayıplardan dolayı etkin olmamasına rağmen, içten yanmalı motorun etkin kullanımı, hidrostatik transmisyonların en düşük verimlilik noktalarını bile telafi edebilir [9, 28]. Verimliliği artırmak için hidrolik ve mekanik sistemler aynı sistemde birleştirilir. Bu sistemlere hidro-mekanik transmisyon sistemleri denilir.

İletim kapasitesi arttıkça, hidrostatik transmisyonlar daha büyük hidrolik pompalar ve motorlar gibi daha büyük bileşenler gerektirir. Alan sınırlamalarının üstesinden gelmek, maliyeti azaltmak, verimliliği arttırmak ve sonsuz değişken oran sağlamak için, hem mekanik hem de hidrostatik sistemlerin en iyi özelliklerini birleştiren hidro-mekanik transmisyonlar geliştirilmiştir. Hidro-mekanik transmisyonlar, mekanik bir güç iletim mekanizmasını hidrostatik bir ünite ile birleştiren transmisyonlardır. Mekanik ve hidrolik yolları birleştiren bu özel iletim sistemine güç dağıtımı (power-split) denir. Bu sistemlerde gücü ayırmak ya da birleştirmek için planet dişliler kullanılır.

Bu tez çalışmasında güç akış tipi olarak giriş bağlantılı, varyatör tipi olarak hidrolik ve komponentlerinin yapısı açısından hidro-mekanik bir sonsuz oranlı transmisyon geliştirilmiştir.

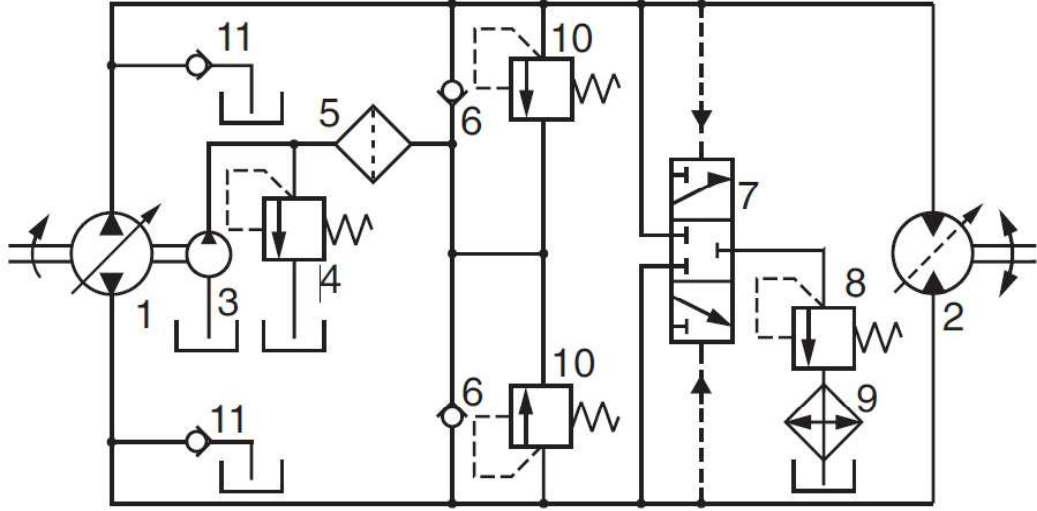
Güç dağıtımlı sonsuz oranlı transmisyonun yapısı dağıtımın nerede yapıldığına bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Giriş-bağlantılı ve çıkış-bağlantılı olarak adlandırılan iki ana yapı tipi vardır. Güç, planet dişli setinden ayrılır ve güç aktarma hattında (drive line) birleştirilirse, sistem çıkış-bağlantılı olarak adlandırılır. Giriş-bağlantılı sistemlerde ise güç, motorun çıkışından ayrılır ve daha sonra gezegen sistemi üzerinde birleştirilir. giriş-bağlantılı ve çıkış-bağlantılı sistemlerin şematik gösterimi Şekil 2.1'de verilmiştir.



Şekil 2.1: Güç dağıtım tipleri.

Farklı varyatör tipleri yol dışı araçlar için çeşitli güç aktarım yolları ile teorik olarak uygulanabilir olmasına rağmen yüksek tork aktarımı kapasiteleri ve kabul edilebilir verimlilik değerleri nedeni ile genellikle hidrostatik üniteler tercih edilmektedir.

Şekil 2.2’de şematik olarak gösterilen hidrostatik üniteler genellikle bir değişken pompa (1) ve bir değişken ya da sabit eksenli hidrolik motordan (2) oluşan kapalı devrelerdir. Değişken eksenli bir motor yüksek hızlardaki verimliliği arttırabilmektedir. Güvenlik valfi (4) ile şarj pompası (3) filtre (5) ve kontrol valfi (6) üzerinden sürekli olarak düşük basınç hattını beslemektedir. Fazla akış, boşaltma valfi (7) ile basınç düşürme valfi (8) ve soğutucu (9) üzerinden düşük basınç hattını terk ederek tanka boşalmaktadır.



Şekil 2.2: Jenerik bir hidrostatik ünitenin şematik gösterimi [1].

Hidrolik ve mekanik değişkenler arasındaki kuvvet dengesi Denklem (2.1) ve (2.2)’de gösterildiği şekilde ifade edilmektedir. Hidrostatik sonsuz oranlı bir sistem düşünüldüğünde mekanik değişkenler ile hidrostatik değişkenler arasındaki ideal kuvvet dengesi aşağıdaki gibidir:

$$T_P = \frac{pV_P}{2\pi}, \quad (2.1)$$

$$T_M = \frac{pV_M}{2\pi}. \quad (2.2)$$

Burada tork, T, ile ifade edilirken, pompa için P, motor için M indisleri kullanılmıştır. V, pompadaki deplasmanı ve p ise basınç farkını göstermektedir.

Rotasyonel shaft hızı, n, ve akışkan debisi, Q, arasındaki ideal denge şu şekilde ifade edilebilir:

$$Q = nV = \frac{\omega V}{2\pi}. \quad (2.3)$$

Burada ω açısal hız olarak verilmiştir ve sonsuz oranlı transmisyon için oranlar Denk-

lem (2.4)'de verildiği şekilde gösterilmektedir:

$$\frac{n_P}{n_M} = \frac{V_M}{V_P}. \quad (2.4)$$

Bu ideal denklemler, akışkan kaçakları ve her türlü sürtünmeden etkilenmek ile birlikte iyi tasarlanmış eğik plakalı hidrostatik bir sistem 200-300 bar basınç altında yaklaşık %8 hız kaybı ve yaklaşık %10 tork kaybı varsayımı ile çalışabilmektedir [1].

2.2 Güç Dağıtımli Transmisyon Örnekleri

Güç dağıtımli transmisyonlar sağladıkları operasyonel esneklik ve yüksek verimlilik değerleri sayesinde uzun yıllardır kullanılmakta ve her geçen gün daha da geliştirilmektedir [1]. Farklı araştırmacıların ve geliştirici firmaların farklı isterlere yönelik geliştirdikleri birçok mimari bulunmakla birlikte açık kaynaklardan ulaşılabilen bazı mimariler şu şekilde özetlenebilir:

Claas şirketi, Jarchow'un yaklaşımını [8] model alan HM-8 modelini 1989 yılında ve HM-II modelini 1999 yıllarında sunmuştur. HM-8 modeli hidrostatik güç kullanımını düşük tutarak verimliliği arttırmak için yedi güç dağıtım kademesine sahiptir. Bir sürüngen kademesi ile de direk aktarım mevcuttur. HM-II modelinde ise beş adet güç dağıtım kademesi ile bir direk hat, güç mekiği (powershuttle) sistemi ile mekanik geri hattını birbirine bağlamaktadır. Claas-Jarchow yaklaşımı, giriş bağlantılı sistemin dört shaftlı bileşik gezegen (compound planetary) dişli sistemini içermektedir. Kademeler arasındaki güç geçişleri senkron hızlarda senkromeçler ile herhangi bir güç kesintisi ve hız kaybı olmadan sarsıntısız bir şekilde gerçekleştirilmektedir. Herhangi bir sürtünme kavramasına gerek kalmadan gerçekleştirilen bu işlem için karmaşık elektronik kontrol sistemleri gerekmektedir [29].

Fendt şirketinin Vario ticari ismiyle sunduğu transmisyon mimarisi traktörler için seri üretime geçen güç dağıtımli hidrostatik sonsuz değişken oranlı transmisyonlar açısından önde gelen tasarımlardandır. Bu yaklaşım birçok Fendt modeline ve daha sonralarında Massey Ferguson modellerine de uygulanmıştır. Vario, çıkış bağlantılı güç dağıtımli sistemin standart gezegen dişli sistemler ile birleşmesinden oluşmaktadır. İleri doğrultuda güç, bir gezegen dişli sistemde ayrıştırıldıktan sonra iki hidrostatik sistemin shaftında birleştirilmektedir [1, 29]. Hidrostatik güç kullanımı başlangıç hızlarında %100 seviyesinde iken hızlandıkça azalarak son sürat kademelerinde sıfıra kadar düşmektedir. Güç dağıtım ünitesi ise iki adet konvansiyonel kademe ile birleştirilmiştir, yavaş kademe 32 km/saat hıza kadar kapsarken hızlı kademe (high range) 50 km/saat hıza kadar çıkabilmektedir. Bu son hız noktaları mekanik kilitleme noktalarının yakı-

nında bulunmaktadır. Mekanik kilitleme noktalarının ilerisindeki hız potansiyeli, sirküle olan gücü önlemek adına bazı modellerde kullanılmamıştır.

Fendt konsepti oldukça yüksek hidrostatik güce gereksinim duymaktadır ve bu durum ise büyük ünite ihtiyacını beraberinde getirmektedir. Bunun için en yüksek verimlilik noktalarında %95-96 verim vaat eden eğik eksenli hidrostatik ünite kullanılmaktadır [1].

Steyr şirketinin ZF şirketi ile birlikte geliştirdiği S-Matic modeli giriş bağlantılı güç dağıtımli hidrostatik sonsuz değişken oranlı transmisyon, iki standart gezegen dişli sistemi tarafından takip edilen beş şaftlı bileşik gezegen dişli sistemi ve geri yön için bir gezegen dişli sisteminden oluşmaktadır. Bu tasarımda hidrostatik gücü düşük seviyelerde tutmak için dört kademe bulunmaktadır. Hidrostatik ünite, sırt sırta eğik plaka düzeninden oluşmaktadır. Kademeler arasındaki geçiş sarsıntısız bir şekilde Claas modellerindeki gibi senkron hızlarda senkromeçler ile yapılmaktadır [1, 30].

ZF şirketinin geliştirdiği Ecomm modeli, giriş bağlantılı güç dağıtımli prensibine göre çalışmaktadır ve hidrostatik güç aktarım miktarını düşük tutmak için dört kademe sunulmaktadır. Bu sistemde Steyr'inkine benzer sırt sırta yerleştirilmiş kompakt bir hidrostatik ünite kullanılmaktadır. İki birbirine bağlı kombine edilmiş üç adet standart gezegen dişli sistemi, beş şaftlı gezegen dişli sistemini oluşturmaktadır. Bu yapı, sürtünme kavramaları ile geçiş yapılabilen üç kademe meydana getirmektedir ve dördüncü standart gezegen dişli sistemi transmisyonun dördüncü kademeye ulaşmasına imkan sağlamaktadır. İleri-geri işleme konvansiyonel iki sürtünmeli mekik kavraması ile yapılmaktadır [1, 30].

3. ÖNERİLEN SİSTEM

Güç dağıtımli sonsuz değişken oranlı transmisyon teknolojileri gün geçtikçe ilerlemekte ve farklı araştırmacılar ve geliştirme şirketleri özgün mimariler ortaya çıkartmak için çalışmaktadırlar. Bu tez çalışmasında mevcut güç dağıtımli sonsuz değişken oranlı transmisyonlardan farklı bir güç akış mantığına sahip özgün bir mimari önerilmektedir.

3.1 Transmisyon Düzeni

Bu tez çalışmasında önerilen transmisyon düzeni tasarlanırken şekil 3.1’de verilen tasarım akışına göre kararlar alınmıştır. Sistem oluşturulurken öncelikli olarak yüksek verimlilik isteği doğrultusunda Power-Split bir yapı oluşturulmasına karar verilmiştir. Daha sonrasında, köprü tipi bağlantıların sistemi gereksiz yere karmaşıklaştırması ve karşılığında verimlilik açısından kayda değer bir değişiklik ortaya koymaması nedeniyle 3 aktif şaftlı yapılar seçilmiştir.

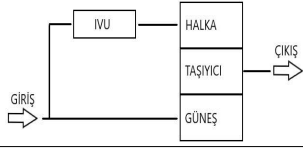
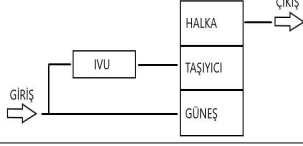
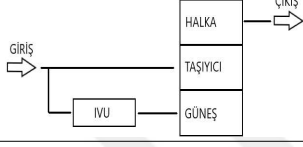
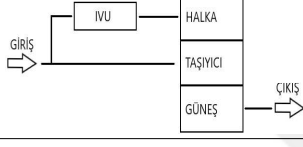
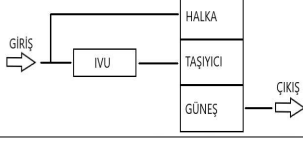
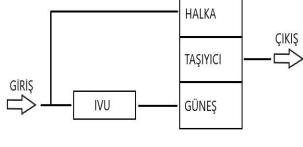
Güç dağıtımli transmisyonların tasarımında önemli aşamalardan bir tanesi bağlantı tipinin belirlenmesidir. Giriş bağlantılı sistemler daha küçük boyutlu varyatör ihtiyaçları sayesinde, çıkış bağlantılı sistemlere kıyasla çok kademeli mimarilere daha uygundur. lar [30, 31]. PS-IVT sistemlerde kademe sayısının arttırılmasının verimliliği arttıracadı bilinmektedir [9]. Bu çalışmada çok kademeli bir PS-IVT sistem ele alınmaktadır.

Giriş bağlantılı sistemler en yüksek verimlilik değerlerine çıkış bağlantılı sistemlere göre daha düşük transmisyon oranlarında ulaşabilmektedir [30, 31]. Bu çalışmada önerilen sistem için traktör ve iş makinaları gibi düşük hızlarda operasyonlar gerçekleştiren araçlar hedef alındığı için giriş bağlantılı yapı öne çıkmaktadır.

ıkış bağlantılı sistemler ileri ve geri yönde yüksek verimlilik değerleri sağlarken giriş bağlantılı sistemler tek yönde yüksek verimlilik için uygundur. Bu nedenle, bu tezde önerilen transmisyon mimarisinde iki yönde de yüksek verimlilik elde edebilmek için sisteme bir güç mekiği (power-shuttle) entegre edilmiştir.

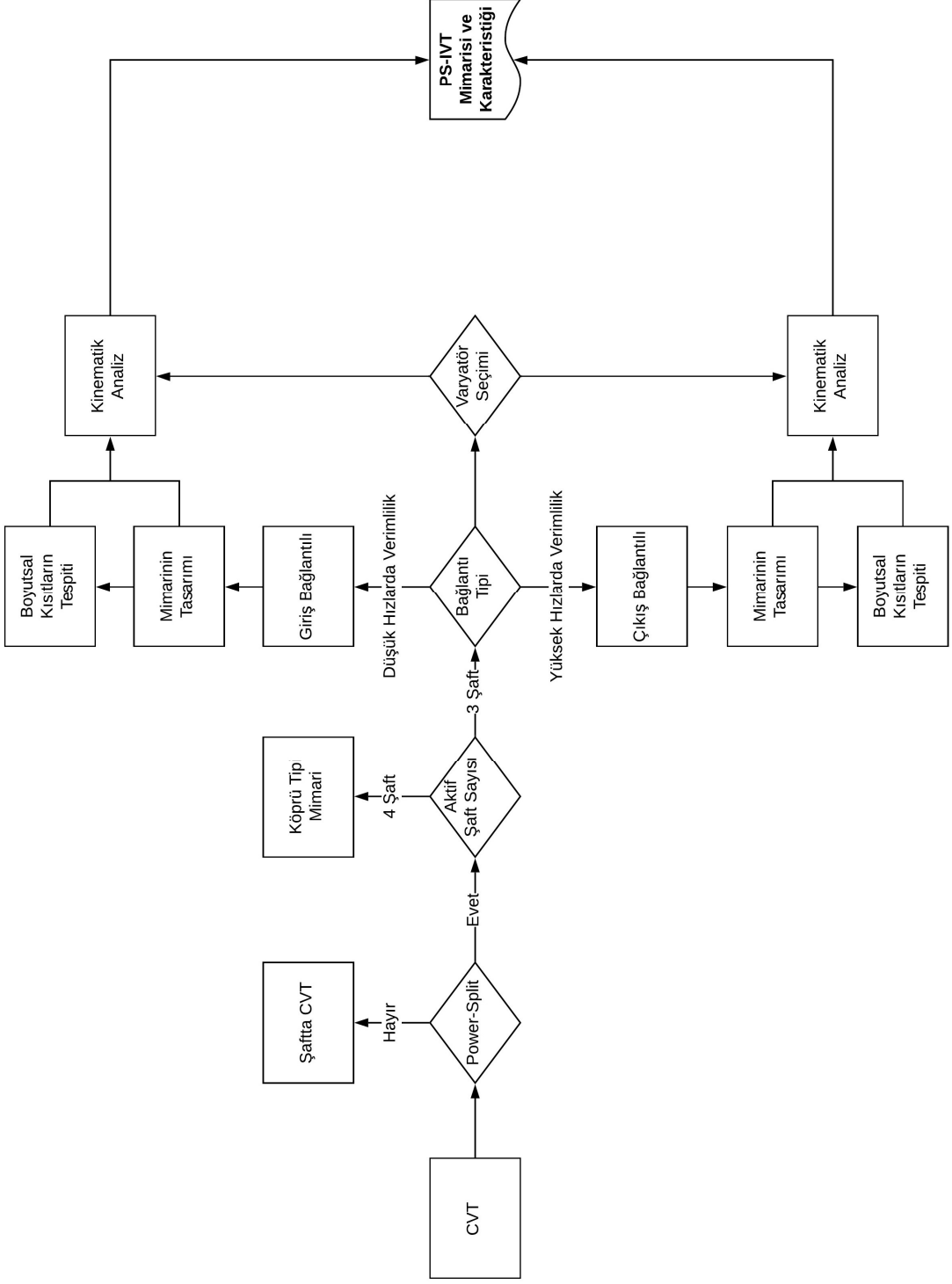
Planet dişli sistemlerde güneş, planet taşıyıcı ve halka dişli olmak üzere üç farklı noktadan bağlantı yapılabilir. Bunlardan biri çıkış için seçildiğinde geriye kalan iki seçenekten giriş yapılması durumu için bu sistemlerde üçün ikili permütasyonu, yani altı adet farklı mimari tipi elde edilebilir. Giriş bağlantılı PS-IVT sistemler için mümkün olan bağlantı mimarileri izelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1: Giriş bağlantılı sistemlerde muhtemel konfigürasyonlar.

| Bağlantı Tipi | Adlandırma | IVU Hattı | Çıkış Hattı | Mekanik Hat |
|---|------------|--------------------|--------------------|--------------------|
|  | IRC | Halka (Ring) | Taşıyıcı (Carrier) | Güneş (Sun) |
|  | ICR | Taşıyıcı (Carrier) | Halka (Ring) | Güneş (Sun) |
|  | ISR | Güneş (Sun) | Halka (Ring) | Taşıyıcı (Carrier) |
|  | IRS | Halka (Ring) | Güneş (Sun) | Taşıyıcı (Carrier) |
|  | ICS | Taşıyıcı (Carrier) | Güneş (Sun) | Halka (Ring) |
|  | ISC | Güneş (Sun) | Taşıyıcı (Carrier) | Halka (Ring) |

Burada kullanılan notasyonda ilk harf "I" sistemin giriş bağlantılı olduğunu (input), ikinci harf IVU'nun üçüncü harf ise çıkışın hangi elemana bağlandığını göstermektedir. İkinci ve üçüncü sıradaki harflerde "S" güneş dişliyi (sun) "C" planet taşıyıcısı (carrier) ve "R" halka dişliyi (ring) temsil etmektedir [32].

Sung ve diğerleri [32], yaptıkları çalışmada giriş bağlantılı için 6 ve çıkış bağlantılı için 6 adet (Çizelge 3.1) olmak üzere 12 farklı konfigürasyon olabileceğini göstermiş ve her konfigürasyonun kendine özgü karakteristiğe sahip olduğunu iddia etmiştir. Ancak, Cheong ve diğerleri [33], konfigürasyonların eşsiz olmadığını ve planet oranı değiştirilerek bir konfigürasyonun kinematik karakteristiğinin başka bir konfigürasyonun karakteristiğine evrilebileceğini göstermiştir. Cheong ve diğerlerinin iddiası başka çalışmalar ile de desteklenmiştir [34].



Şekil 3.1: Transmisyon düzeni oluşturulurken takip edilen metodoloji.

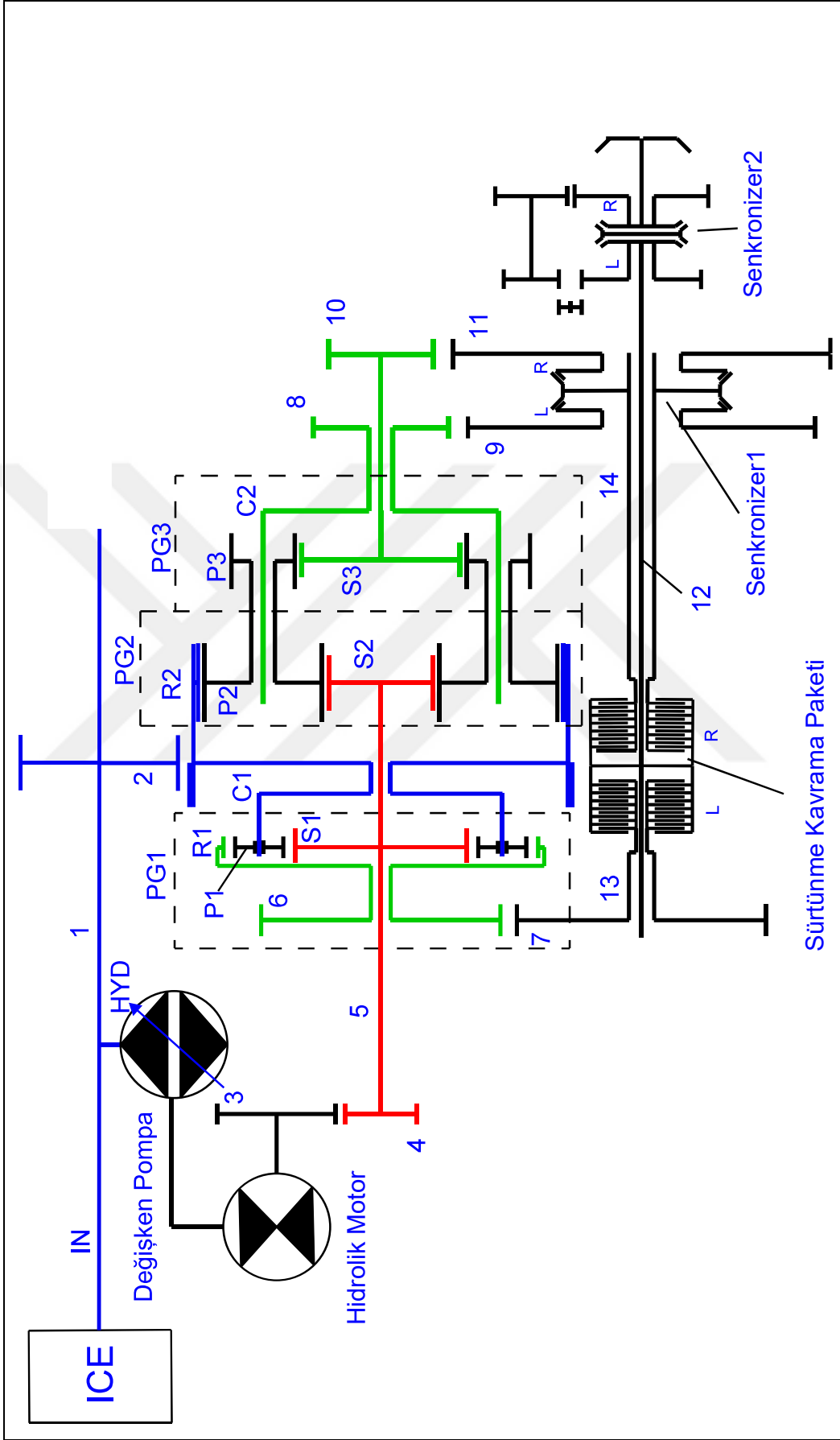
Bu tez çalışmasında ele alınan sistemde birinci kademede ICS, ikinci kademede ISR ve üçüncü kademede ISC bağlantı tipleri modifiye edilerek ardışık kademelerdeki karakteristiklerin birbirinin zıt yönünde gerçekleşmesi sağlanmıştır. Çok kademeli PS-IVT sistemlerde bu fenomenin sağlanması kademeler arasında vites geçişinin yapılabilmesi için gerekmektedir. Detaylar, Bölüm 4.3'te açıklanacaktır.

Şekil 3.2'de verildiği üzere, bu tez kapsamında yeni bir giriş-bağlantılı güç dağıtımlı sonsuz değişken transmisyon sistemi (PS-IVT) tasarlanmıştır. Bu PS-IVT sistemi temel olarak; değişken hidrolik pompa ve güç çıkışı (PTO) yolunu besleyen bir uzun ana şafttan (1), bir birleşik planet dişli takımı (PG2, PG3), bir planet dişli takımı (PG1), iki senkronizer, sürtünmeli bir kavrama paketi, sonsuz değişken bir hidrostatik ünite (IVU) ve birçok dişliden oluşmaktadır [34]. Şekil 3.2'de numaralı verilen komponentlerin açıklamaları Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Sonsuz oran, değişken bir hidrolik pompa ve bir hidrolik motordan oluşan bir hidrostatik ünite kullanılarak sağlanabilir. Bu sistemlere çalışma prensiplerinden dolayı hidrostatik üniteler ve fonksiyonelliği nedeniyle sonsuz değişken üniteler (IVU) denir. Yeni transmisyon sistemi, hem ileri hem de geri yönde çalışan üç saf mekanik mod (kademe) içermektedir. Hidrostatik ünite bu kademeler arasında sonsuz oran sağlamaktadır ve bu kademeler arasındaki geçişler sürtünmeli kavrama paketleri ve senkronizerler vasıtası ile yapılmaktadır.

Çizelge 3.2: Yeni PS-IVT sistemi şemasındaki (Bkz. Şekil 3.2) numaralandırılmış komponentler ve açıklamaları.

| Komponent Numarası | Açıklama |
|--------------------|---|
| 1 | Ana giriş şaftı |
| 2 | Sabit oran dişlisinin süren dişlisi (drive gear) |
| 3 | Hidrostatik varyatör tahriğinin süren dişlisi (drive gear) |
| 4 | Hidrostatik varyatör tahriğinin sürülen dişlisi (driven gear) |
| 5 | Değişken hattın ana şaftı |
| 6 | İkinci kademe çıkışının süren dişlisi (drive gear) |
| 7 | İkinci kademe çıkışının sürülen dişlisi (driven gear) |
| 8 | Üçüncü kademe çıkışının süren dişlisi (drive gear) |
| 9 | Üçüncü kademe çıkışının sürülen dişlisi (driven gear) |
| 10 | Birinci kademe çıkışının süren dişlisi (drive gear) |
| 11 | Birinci kademe çıkışının sürülen dişlisi (driven gear) |
| 12 | Ana çıkış şaftı |
| 13 | İkinci kademe bağlantısı için çıkış şaftı |
| 14 | Birinci ve üçüncü kademe bağlantısı için çıkış şaftı |



Şekil 3.2: Bu çalışmada değerlendirilen yeni PS-IVT sistem.

Şekil 3.2’de bileşik planet dişli takımının halka dişlisi (R2), bir dişli çifti ile içten yanmalı motora (ICE) bağlanır. Birinci planet dişli setinin gezegen taşıyıcı şaftı (C1) halka dişlisine (R2) sabitlendiğinden, ikisi de aynı açısal hızda dönerler. Birinci ve ikinci planet dişli setlerinin güneş dişlileri, (S1) ve (S2), aynı şaft (5) üzerinde ve bir dişli çifti ile IVU’ya bağlıdır. (S1) ve (C1)’den gelen hareketi birinci planet dişli setinin halka dişlisine (R1) ileten, gezegen taşıyıcı şaftına (C1) bağlı bir planet pinyon dişlisi (P1) vardır. İki planet pinyon dişlisi (P2 ve P3) birbirine bağlı olduğundan aynı açısal hızda dönerler. (P2) dişlisi, (S2) ve (R2)’den gelen hareketi ikinci planet dişli setinin (PG2) planet taşıyıcı miline (C2) iletir.

(P3) dişlisi, (S2)’den ve halka dişlisi (R2)’den gelen hareketi üçüncü güneş dişlisine (S3) aktarır. Senkronizer-1 şaft (14) ile bağlantılıdır ve dişli (9)’u şaft (14)’e yada dişli (11)’i şaft (14)’e bağlar. Sürtünmeli kavrama paketi, sistemin ana mekanik mod değiştirme komponentidir ve modlar arasında geçiş yapmak için üç pozisyona sahiptir. Bu pozisyonlar aşağıda açıklanmıştır:

1. Sürtünmeli kavrama paketi sağ tarafa geçtiğinde, çıkış mili (12) ve şaft (14) birbirine bağlanır ve aynı açısal hızda dönerler.
2. Sürtünmeli kavrama paketi sol tarafa geçtiğinde, çıkış mili (12) ve şaft (13) birbirine bağlanır.
3. Nötr pozisyon olarak da bilinen üçüncü pozisyonda, tekerlekler ve şanzıman arasındaki bağlantı serbest kalır.

Giriş-bağlantılı bir yapı olarak, ICE’nin hareketi hidrolik ve mekanik olarak ikiye ayrılır. Gücü bu yollara ayırdıktan sonra, hareket, (PG1) ve (PG2-PG3) planet dişli setleri üzerinde birleşir. Daha sonra, sürtünmeli kavrama paketi ve senkronizerden aşamalar arasında geçiş sağlanır. Mekanik modlar için sürtünmeli kavrama ve senkronizerlerin eşleşmesi Çizelge 3.3’de gösterilmiştir.

Şekil 3.3, 3.4 ve 3.5 sırasıyla birinci, ikinci ve üçüncü aşamaların hareket yolunu göstermektedir. Bu şekillerde, mavi, kırmızı ve yeşil renkler sırasıyla mekanik, değişken ve çıkış hatlarını temsil etmektedir. İlk kademe (Bkz. Şekil 3.3), hem ileri hem de geri yönlerde en düşük hız kademesidir ve hareket, (10-11) arasındaki dişli bağlantı vasıtasıyla, dişli (S3) üzerinden şaft (14)’e aktarılır. Bunun için Senkronizer-1 devreye girer ve dişli (11)’i şaft (14)’e bağlar. Bu esnada sürtünmeli kavrama paketi sağ tarafa geçmekte ve şaft (14)’ü çıkış şaftı (12)’ye bağlamaktadır.

Şekil 3.4 ikinci kademedeki (orta hız) hareket yolunu göstermektedir. Hareket, R1’den bir dişli çifti (6-7) ile şaft (13)’e aktarılmaktadır. Sürtünmeli kavrama paketi sol tarafı

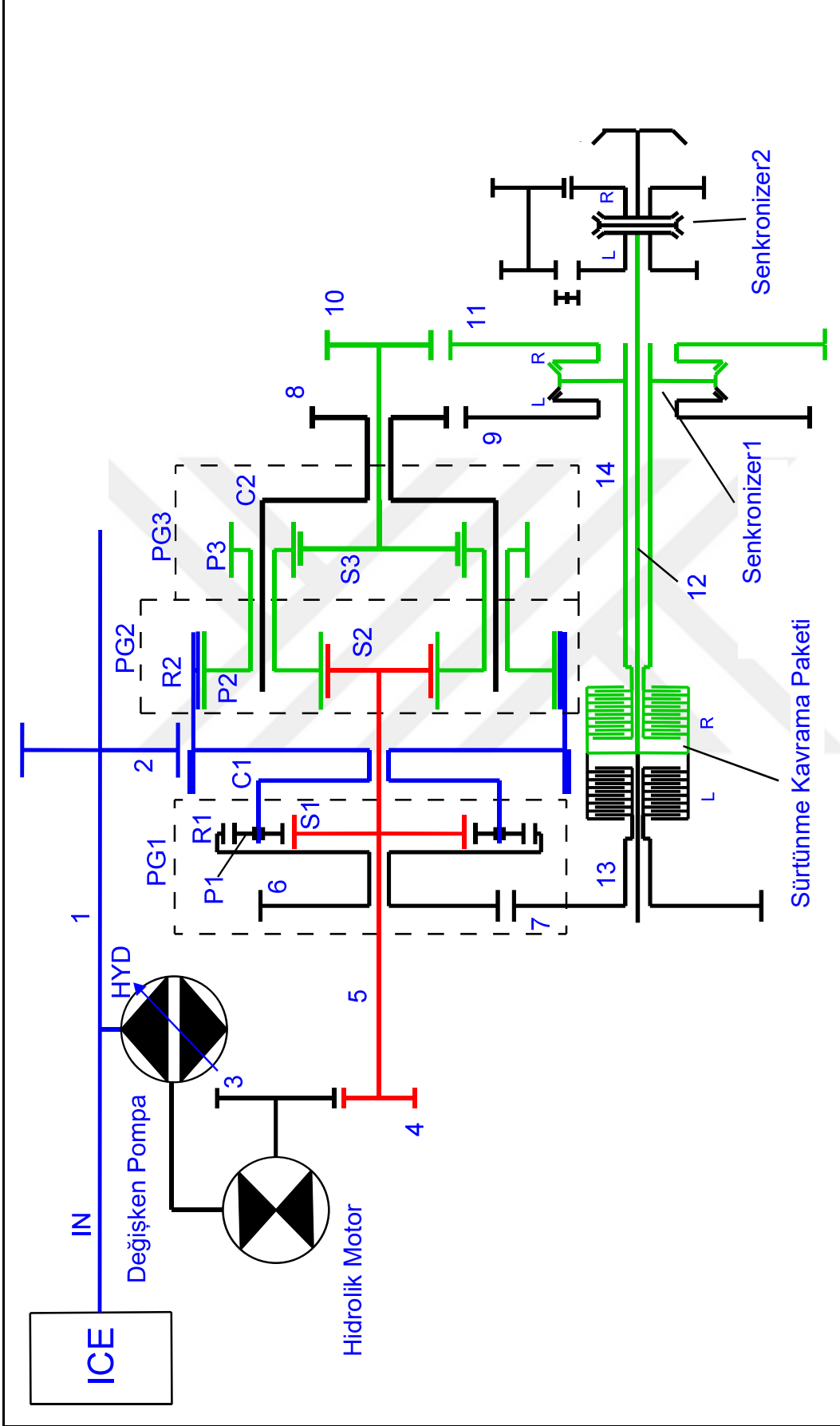
Çizelge 3.3: Mekanik mod konfigürasyonlari için kavrama ve senkronizer eşleşmesi.

| | FC | | Senkron 1 | | | Senkron 2 | |
|---------|-----|-----|-----------|-----|------|-----------|-----|
| | Sol | Sağ | Sol | Sağ | Nötr | Sol | Sağ |
| İleri 1 | | • | | • | | | • |
| İleri 2 | • | | | | • | | • |
| İleri 3 | | • | • | | | | • |
| Geri 1 | | • | | • | | • | |
| Geri 2 | • | | | | • | • | |
| Geri 3 | | • | • | | | • | |

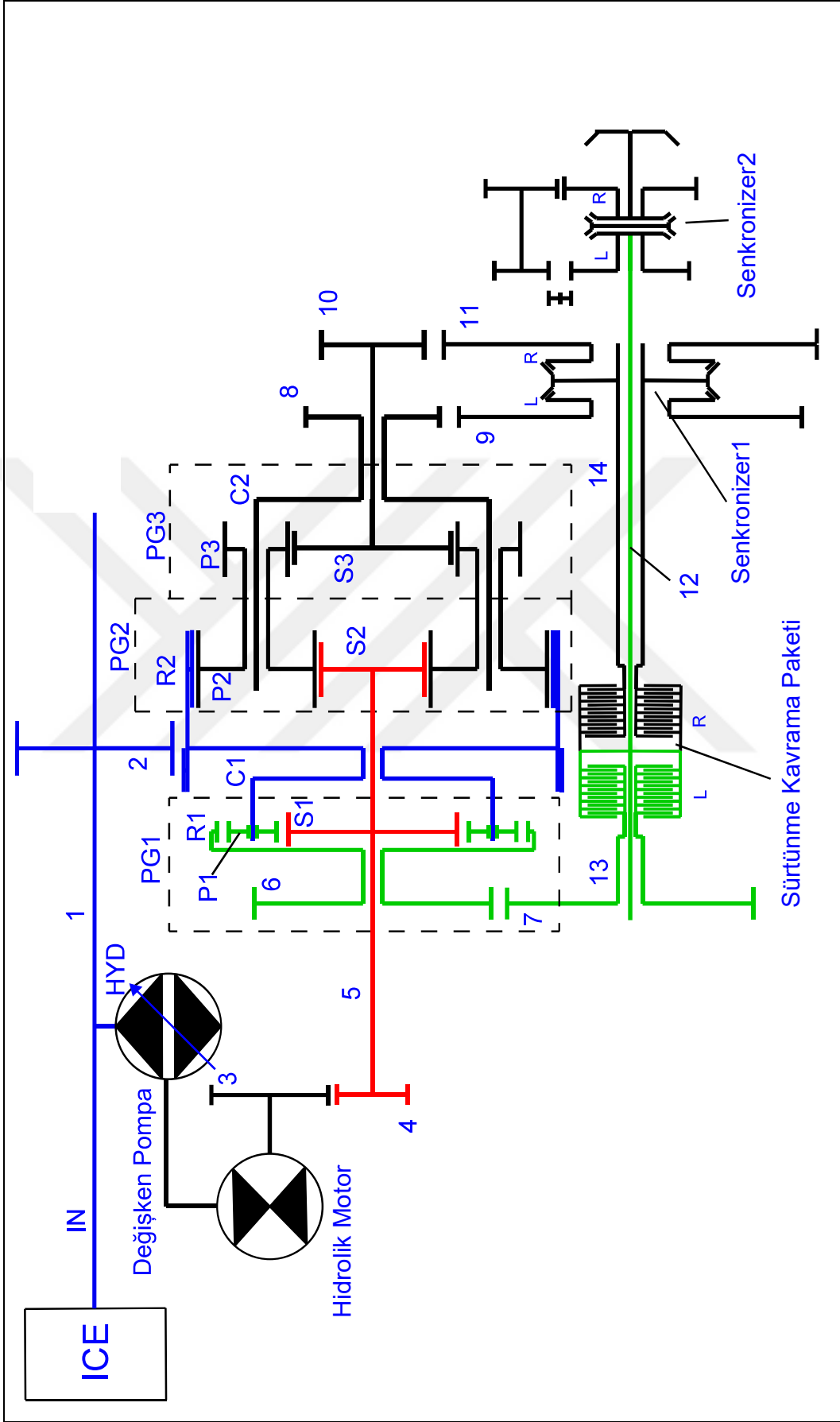
kavrayarak şaft (13), çıkış mili (12)'ye bağlanır, bu esnada senkronizer-1 dönen ataleti indirgemek için kendi nötr pozisyonundadır.

Şekil 3.5 üçüncü kademedeki (en yüksek hız) hareket yolunu göstermektedir. Hareket C2 üzerinden bir dişli çifti (8-9) ile şaft (14)'e iletilmektedir. Senkronizör-1 sol tarafa kilitlenerek dişli (9)'u şaft (14)'e bağlamaktadır. Bu esnada sürtünme kavrama paketi sağ tarafı kavrayarak şaft (14)'ü çıkış mili (12)'ye bağlamaktadır.

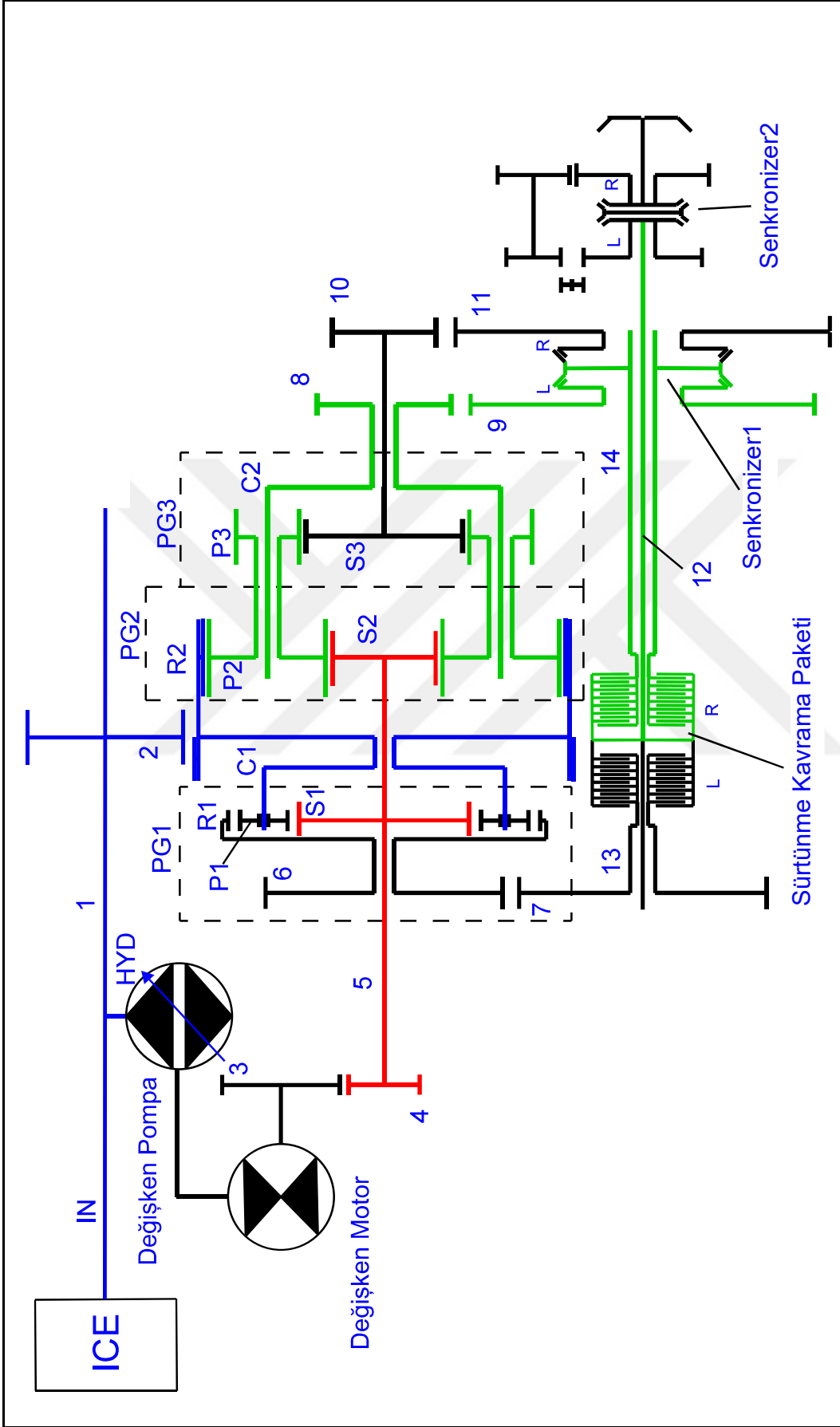
Literatürdeki birçok çalışmada tasarlanan sistemler geri yönde sadece tek moda sahip iken bu çalışmada oluşturulan sistem hem ileri hem geri yönde üç moda sahiptir. Bu sayede tekerlekli yükleyiciler gibi her iki yönde de çalışan makineler için oluşturulan bu sistem ile toplam verimliliğin artırılabilceği düşünülmektedir.



Şekil 3.3: Birinci kademedeki hareket hattı.



Şekil 3.4: İkinci kademede hareket hattı.



Şekil 3.5: Üçüncü kademede hareket hattı.

4. KİNEMATİK ANALİZ

Bu bölümde sistemin ana bileşenlerindeki açısal hız ve tork ilişkileri açıklanmıştır. Daha sonra planet dişli setlerindeki ve bunlara istinaden her bir kademe için transmisyon oranları belirtilmiştir.

4.1 Açısal Hızlar

Güneş dişli, planet taşıyıcı şaft ve halka dişlisinin her birinin bir giriş veya çıkış olarak bağlanabildiği tek bir taşıyıcı ile basit planet dişli takımı PG1 ile başlayarak, bu tahrik bileşenlerinin ikisinin açısal hızları belirtilirse, üçüncü olanın hızı belirlenebilir. Halka dişli ve taşıyıcı şaft, giriş olarak varsayılırsa açısal hız Denklem (4.1)'de verildiği şekilde ifade edilebilir:

$$\omega_S = k_1 \omega_R + k_2 \omega_C, \quad (4.1)$$

burada ω_S , ω_R ve ω_C sırasıyla güneş dişlisi, halka dişlisi ve taşıyıcının mutlak açısal hızlarıdır, k_1 ve k_2 ise bilinmeyen sabitlerdir.

Taşıyıcının sabitlendiğini düşünerek $\omega_C = 0$ olarak kabul edilirse Denklem (4.1) yeniden düzenlenir ve aşağıda verilen denklem seti elde edilir:

$$k_1 = \frac{\omega_S}{\omega_R}, \quad (4.2)$$

geometriden,

$$\omega_S = \left(\frac{Z_P}{Z_S} \right) (-\omega_P) \quad (4.3)$$

ve

$$\omega_R = \left(\frac{Z_P}{Z_R} \right) (\omega_P). \quad (4.4)$$

Burada Z_S , Z_P ve Z_R sırasıyla güneş, gezegen ve halka dişlilerindeki diş sayısıdır ve ω_P gezegen dişlisinin mutlak açısal hızıdır ve k_1 şu şekilde yazılabilir:

$$k_1 = \left(\frac{\omega_S}{\omega_R} \right) = \frac{(Z_P/Z_S)(-\omega_P)}{(Z_P/Z_R)(\omega_P)} = \left(-\frac{Z_R}{Z_S} \right). \quad (4.5)$$

Halka dişlinin sabitlendiğini düşünerek $\omega_R = 0$ olarak kabul edilebilir. Bu taktirde Denklem (4.1) aşağıdaki şekilde tekrar düzenlenebilir:

$$k_2 = \frac{\omega_S}{\omega_C}. \quad (4.6)$$

Halka dişlisi sabitlendiğinde, gezegen dişli sisteminin üç bileşeni rölatif olarak dönmektedir. Bu nedenle, k_2 sabiti, taşıyıcının döndüğü senaryo için geometriden hesaplanamaz. Çizelge 4.1’de verilen kinematik süperpozisyon kullanılmalıdır.

Çizelge 4.1: k_2 ’nin hesaplanması için süperpozisyon çizelgesi.

| | Halka Dişli | Planet Dişli | Güneş Dişli | Taşıyıcı |
|---|-------------|------------------------------------|------------------------------------|----------|
| Bütün dişliler sabit, Taşıyıcı dönerse | +1 | +1 | +1 | +1 |
| Taşıyıcı sabit, Halka dişli dönerse | -1 | $-\left(\frac{Z_R}{Z_P}\right)$ | $\left(\frac{Z_R}{Z_S}\right)$ | 0 |
| Superpozisyon | 0 | $1 - \left(\frac{Z_R}{Z_P}\right)$ | $1 + \left(\frac{Z_R}{Z_S}\right)$ | +1 |

Çizelge 4.1’de tanımlanan süperpozisyon kullanılarak taşıyıcının 1 tur dönmesi durumunda, güneş dişli $1 + \left(\frac{Z_R}{Z_S}\right)$ tur döner.

Güneş dişli ve taşıyıcı shaftın açısal hızları aşağıdaki gibi yazılır:

$$\frac{\omega_S}{\omega_C} = \frac{1 + (Z_R/Z_S)}{1}. \quad (4.7)$$

Denklem (4.7), Denklem (4.6)’da yerine yazıldığında k_2 şu şekilde olur:

$$k_2 = 1 + \frac{Z_R}{Z_S}. \quad (4.8)$$

Denklem (4.2) ve Denklem (4.6), Denklem (4.1)’de yerine yazılırsa, ω_S aşağıdaki şekilde türetilir:

$$\omega_S = (-Z_R/Z_S)\omega_R + [1 + (Z_R/Z_S)]\omega_C. \quad (4.9)$$

Denklemleri sadeleştirebilmek ve sayısal çözümlmeyi kolaylaştırabilmek için halka

ve güneş dişlilerin diş sayılarının oranı aşağıdaki şekilde tanımlanabilir:

$$\alpha_i = \frac{Z_{R_i}}{Z_{S_i}},$$

$$i = 1, 2.$$

Burada i , Şekil 3.2'de verilen sistemde hangi planet dişli setinin ele alındığına göre değişmektedir.

Denklem (4.9) şu şekilde tekrar yazılabilir:

$$\omega_{S_i} = -\alpha_i \omega_{R_i} + [(1 + \alpha_i) \omega_{C_i}]. \quad (4.10)$$

Planet pinyon dişlinin açısal hızını hesaplamak için aşağıdaki denklem yazılır:

$$\omega_P = k_3 \omega_R + k_4 \omega_C. \quad (4.11)$$

Taşıyıcı şaftın sabitlendiği, $\omega_C = 0$, durumu için k_3 aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$k_3 = \frac{\omega_P}{\omega_R}. \quad (4.12)$$

Planet dişli takımının geometrisinden aşağıdaki denklilikler elde edilir:

$$Z_R = 2Z_P + Z_S,$$

$$\omega_R = \frac{Z_P}{Z_R} \omega_P,$$

$$k_3 = \frac{\omega_P}{\frac{Z_P}{Z_R} \omega_P} = \frac{Z_R}{\frac{Z_R - Z_S}{2}} = \frac{2\alpha}{\alpha - 1},$$

k_3 derlenip yeniden yazılırsa aşağıdaki denklem elde edilir:

$$k_3 = \frac{2\alpha}{\alpha - 1}. \quad (4.13)$$

Halka dişlinin sabitlendiği durum için Çizelge 4.1'de verilen süperpozisyon kullanılarak, planet dişli ve taşıyıcı arasındaki oran aşağıdaki şekilde bulunabilir:

$$k_4 = \frac{\omega_P}{\omega_C} = 1 - \frac{Z_R}{Z_P}$$

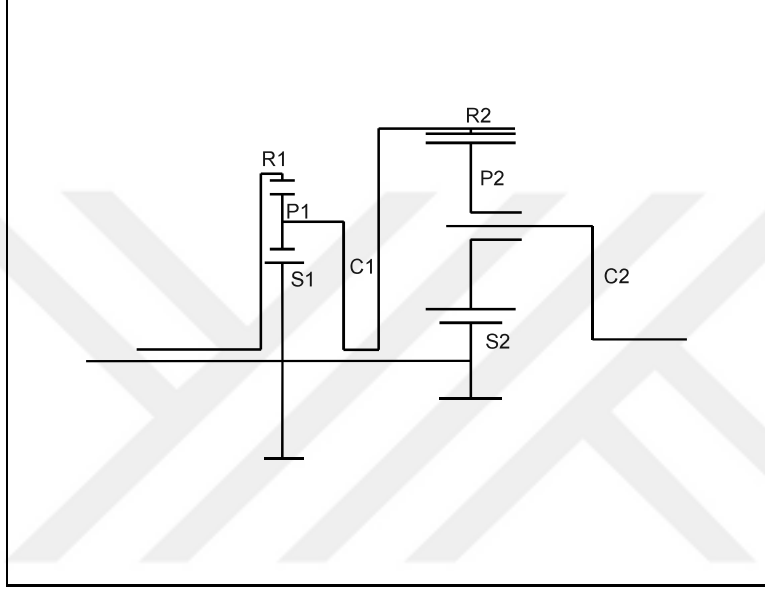
ve k_4 şu şekilde ifade edilebilir:

$$k_4 = \frac{1 + \alpha}{1 - \alpha}. \quad (4.14)$$

Gezegen dişlileri için bir başka hız ifadesi de ω_R , ω_C ve α cinsinden yazılırsa Denklem (4.11) aşağıdaki denkleme dönüştürülür:

$$\omega_P = \left(\frac{2\alpha}{\alpha - 1} \right) \omega_R + \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right) \omega_C. \quad (4.15)$$

Şekil 3.2’de gösterilen yeni sistem parçalarına ayrılarak Şekil 4.1 elde edilir .



Şekil 4.1: Sistemin kısmi görüntüsü.

Şekil 4.1’den C_1 ve R_2 komponentlerinin birleşik olduğu görülebilir.

Buna göre:

$$\alpha_1 = \frac{Z_{R_1}}{Z_{S_1}} \quad ve \quad \alpha_2 = \frac{Z_{R_2}}{Z_{S_2}},$$

tanımları ile güneş dişlileri için açısal hız denklemleri Denklem (4.16) ve Denklem (4.17)’de verildiği şekilde ifade edilir:

$$\omega_{S_1} = -\alpha_1 \omega_{R_1} + [(1 + \alpha_1) \omega_{C_1}], \quad (4.16)$$

$$\omega_{S_2} = -\alpha_2 \omega_{R_2} + [(1 + \alpha_2) \omega_{C_2}]. \quad (4.17)$$

Ayrıca:

$$\omega_{R_2} = \omega_{C_1},$$

$$\omega_{S_1} = \omega_{S_2}.$$

Bu durumda Denklem (4.17):

$$\omega_{S_2} = -\alpha_2 \omega_{C_1} + [(1 + \alpha_2) \omega_{C_2}].$$

Denklem (4.16) ve Denklem (4.17), ω_{C_1} için çözümlenip birbirine eşitlendiğinde ortaya çıkan denklem şu şekilde ifade edilebilir:

$$(1 + \alpha_1 + \alpha_2) \omega_{S_1} = (-\alpha_1 \alpha_2) \omega_{R_1} + [(1 + \alpha_1)(1 + \alpha_2) \omega_{C_2}]. \quad (4.18)$$

Denklem (4.18), ω_{C_2} için çözüldüğünde aşağıdaki denklem elde edilmektedir:

$$\omega_{C_2} = \frac{[(1 + \alpha_1 + \alpha_2) \omega_{S_1}] + [\alpha_1 \alpha_2 \omega_{R_1}]}{(1 + \alpha_1)(1 + \alpha_2)}. \quad (4.19)$$

Güneş dişlileri birbirine sabittir, böylece $\omega_{S_1} = \omega_{S_2}$ olarak kabul edilebilir:

$$\omega_{S_1} = \omega_{S_2} = \omega_{IVU, output},$$

burada, ω_{S_1} ve ω_{S_2} , hidrostatik ünitenin açısal hızına bağlı olan giriş parametreleridir:

$$\omega_{R_2} = \omega_{C_1}.$$

Burada ω_{R_2} , motor açısal hızına ve motor ile halka dişlisi arasındaki orana bağlı olan giriş parametresidir:

$$\omega_{R_2} = \omega_E \tau_{FR}.$$

Şekil 4.2'de gösterilen sistem göz önüne alındığında, dişliler arasındaki temas noktasında teğetsel hız, V , şu şekilde ifade edilebilir:

$$V = \omega_i r_i,$$

burada, r, i , dişlinin taksimat dairesinin yarıçapıdır.

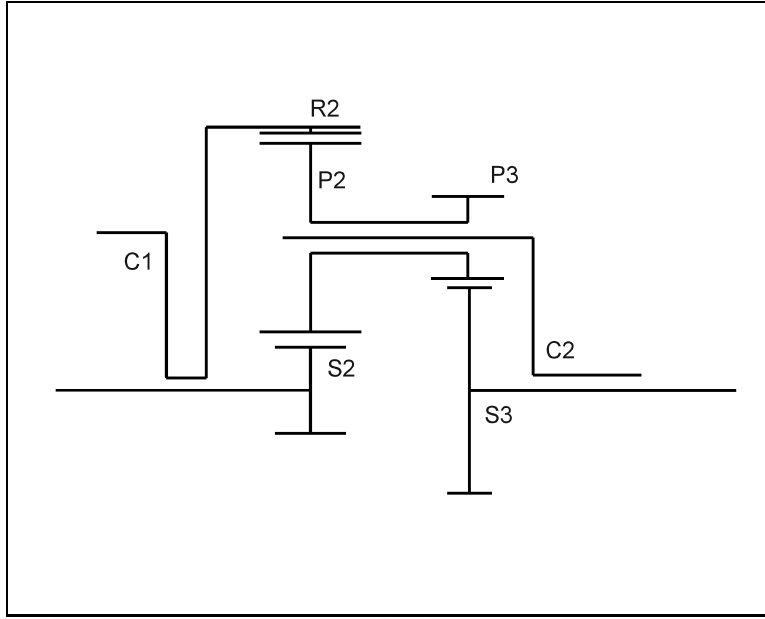
Dış dişli çiftinin kinematiği aşağıdaki oranın kurulmasını sağlamaktadır:

$$\frac{2\pi r_i}{Z_i} = \frac{2\pi r_j}{Z_j}.$$

Ortak teğet hızları kullanarak şu denklemler elde edilir:

$$\omega_C Z_C = \omega_{P_3} Z_{P_3} + \omega_{S_3} Z_{S_3}, \quad (4.20)$$

$$\omega_{R_2} Z_{R_2} = \omega_{C_2} Z_{C_2} + \omega_{P_2} Z_{P_2}. \quad (4.21)$$



Şekil 4.2: Ayrıştırılmış sistemin diğer kısmı.

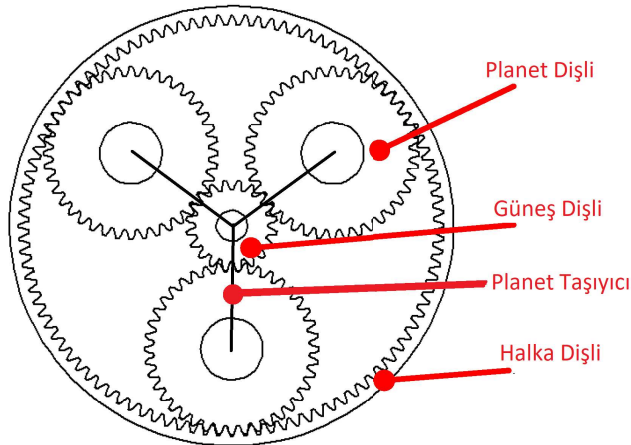
Ayrıca $\omega_{P_2} = \omega_{P_3}$ eşitliği ile aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\omega_{C_2} Z_{C_2} = \left(\frac{(\omega_{R_2} Z_{R_2}) - (\omega_{C_2} Z_{C_2})}{Z_{P_2}} \right) Z_{P_3} + \omega_{S_3} Z_{S_3},$$

$$Z_{P_2} Z_{C_2} \omega_{C_2} = \omega_{R_2} Z_{R_2} Z_{P_3} - \omega_{C_2} Z_{C_2} Z_{P_3} + \omega_{S_3} Z_{S_3} Z_{P_2},$$

$$\omega_{C_2} (Z_{P_2} Z_{C_2} + Z_{C_2} Z_{P_3}) = \omega_{R_2} Z_{R_2} Z_{P_3} + \omega_{S_3} Z_{S_3} Z_{P_2}.$$

Şekil 4.3'te gösterilen planet dişli setinin geometrisinden Z_{C_2} için aşağıda verilen denklemler elde edilebilir:



Şekil 4.3: Planet dişli takımının gösterimi.

$$Z_{C_2} = Z_{R_2} - Z_{P_2},$$

$$Z_{C_2} = Z_{S_3} + Z_{P_3},$$

$$\omega_{C_2} (Z_{P_2} (Z_{S_3} + Z_{P_3}) + Z_{P_3} (Z_{R_2} - Z_{P_2})) = Z_{R_2} - Z_{P_2}.$$

Denklem setlerinin sayısal olarsak çözümlenebilmesi için basitleştirmeler yapılması gerekmektedir. Bu bağlamda denklemleri sadeleştirmek için β aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$\beta = Z_{P_2} Z_{S_3} + Z_{P_3} Z_{R_2}.$$

Bu durumda ikinci taşıyıcı shaftın açısal hızı şu şekilde ifade edilir:

$$\omega_{C_2} = \left(\frac{Z_{R_2} Z_{P_3}}{\beta} \right) \omega_{R_2} + \left(\frac{Z_{S_3} Z_{P_2}}{\beta} \right) \omega_{S_3} \quad (4.22)$$

ve üçüncü güneş dişlinin açısal hızı şu şekilde yazılabilir:

$$\omega_{S_3} = \left(\frac{\omega_{C_2} \beta}{Z_{S_3} Z_{P_2}} \right) - \left(\frac{Z_{R_2} Z_{P_3}}{Z_{S_3} Z_{P_2}} \omega_{R_2} \right). \quad (4.23)$$

4.2 Tork Bağlantıları

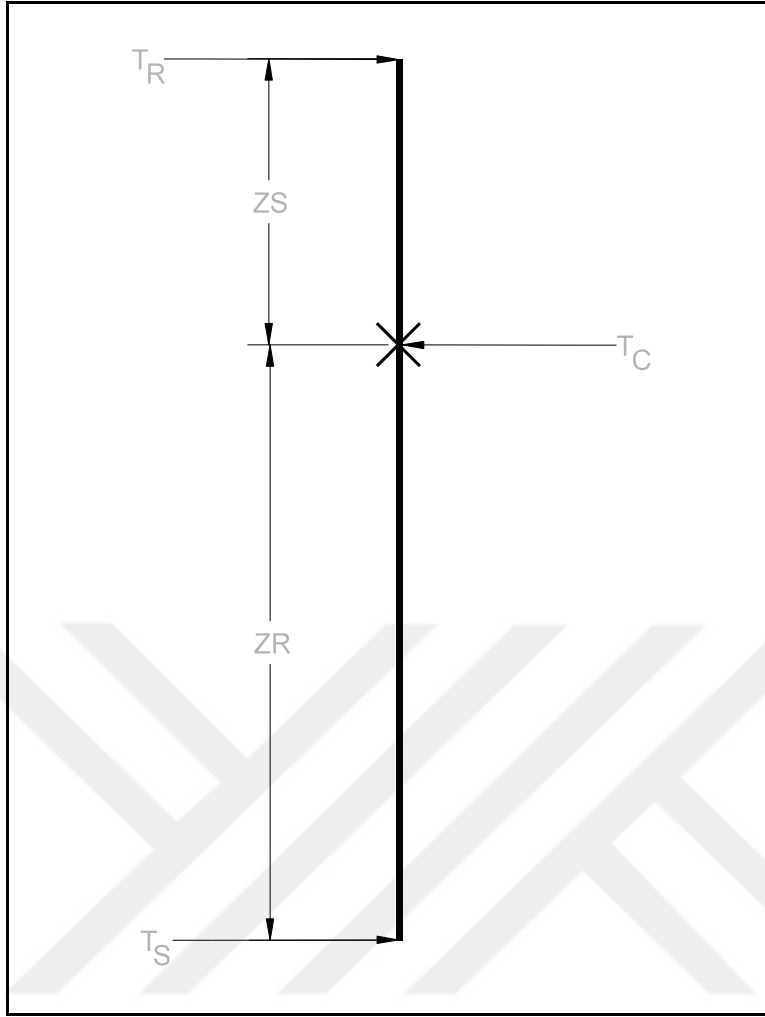
Kaldıraç benzeşimi (Lever Analogy) olarak bilinen yöntem, tork denkliklerini ifade etmek için kullanılmıştır. Bu benzetmede diş sayısı ve bağlantıları gibi kuvvetleri ve boyutları göstermek için dikey bir kol kullanılır. Giriş, çıkış ve tepki momentleri, kol üzerindeki yatay kuvvetlerle temsil edilir (bkz. Şekil 4.4).

Şekilde; T_R halka dişlisindeki, T_C taşıyıcı shaft üzerindeki, T_S ise güneş dişlisindeki torku ifade etmektedir.

Önerilen sistemde, geleneksel bir planet dişli takımı ve bir bileşik planet dişli takımı bulunmaktadır. Birinci dişli takımının taşıyıcı mili, bileşik (ikinci) dişli takımının halka dişlisine bağlanmıştır.

Sistemin ilk kısmı dikkate alındığında, geleneksel bir planet dişli takımı bulunmaktadır ve kaldıraç benzeşimi gösterimi Şekil 4.5'de verilmiştir.

C_1 için moment dengesi şu şekilde ifade edilebilir:



Şekil 4.4: Kaldıraç benzeşiminin jenerik gösterimi.

$$\sum M_{C_1} = 0,$$

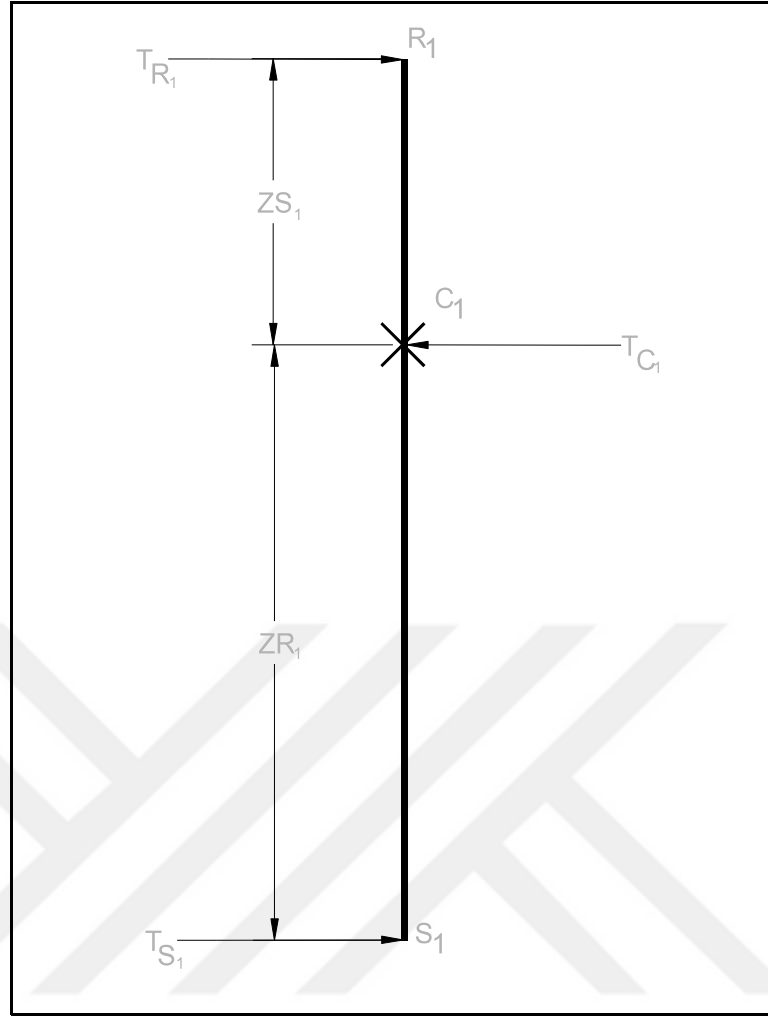
$$T_{R_1} Z_{S_1} = T_{S_1} Z_{R_1}, \quad (4.24)$$

$$\sum F_{lever} = 0,$$

$$T_{R_1} + T_{S_1} = T_{C_1}, \quad (4.25)$$

$$T_{R_1} = \frac{T_{S_1} Z_{R_1}}{Z_{S_1}}. \quad (4.26)$$

Sistemin ikinci kısmı, bir çeşit bileşik planet dişli takımıdır. Bir koldaki torqları göstermek için de Şekil 4.4'te verilen kaldıraç benzeşimi temsili modifiye edilmiştir ve Şekil 4.5'te görülebilir.



Şekil 4.5: Birinci planet disli takımının kaldıraç benzeşimi gösterimi.

Geometriden şu tanım yapılır:

$$A = \frac{Z_{P_3} Z_{S_2}}{Z_{S_3} Z_{P_2}}$$

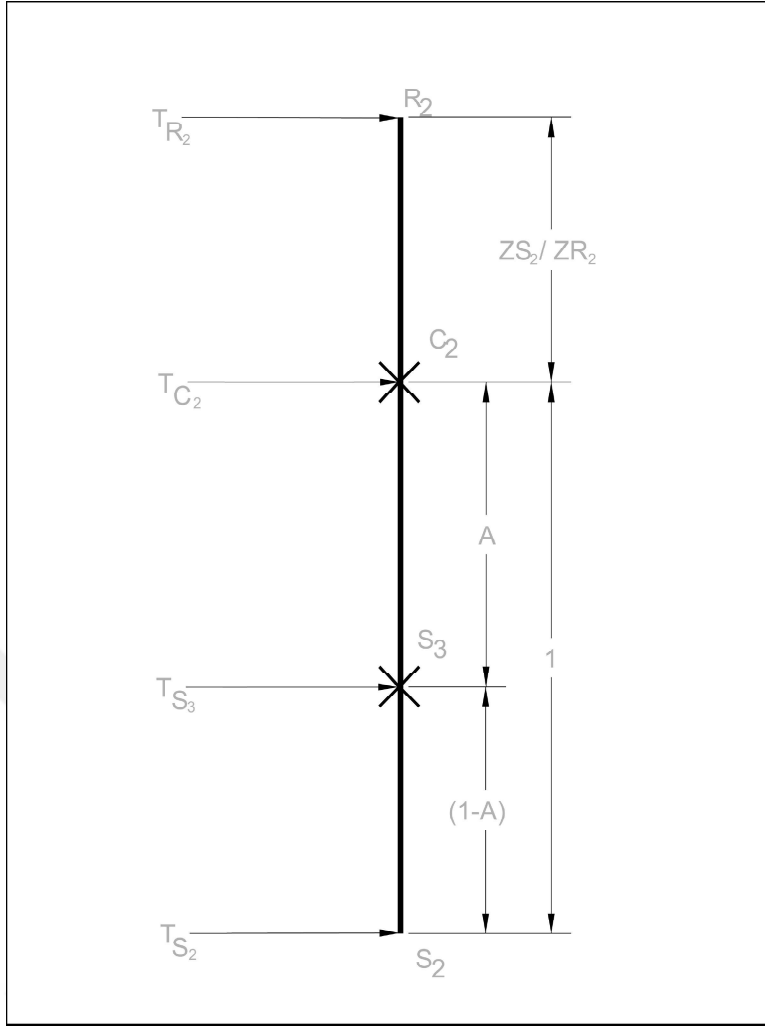
Düğümler çevresinde moment dengesi ile şu denklem seti elde edilir:

$$\sum M_{C_2} = 0,$$

$$T_{R_2} \frac{Z_{S_2}}{Z_{R_2}} = T_{S_3} A + T_{S_2} 1, \quad (4.27)$$

$$\sum M_{S_3} = 0,$$

$$T_{C_2} A + T_{R_2} \left(\frac{Z_{S_2}}{Z_{R_2}} + A \right) = T_{S_2} (1 - A). \quad (4.28)$$



Şekil 4.6: İkinci planet dişli takımının kaldıraç benzeşimi gösterimi.

4.3 Transmisyon Oranları

Konvansiyonel dış dişli setleri iki farklı pivot noktası ile yere sabitlenmiştir ve 1 serbestlik derecesine sahiptir. Konvansiyonel dişli setlerinde dişlilerden birinin yer bağlantısı kopartılıp iki dişliyi pivot noktalarından birbirine bağlayan bir kol vasıtası ile ikinci dişlinin birinci dişli etrafında dönmesi serbest bırakılırsa planet dişli sistemi elde edilir. Planet dişli setlerinde bir güneş dişlisi, güneş dişli etrafında dönen bir planet dişlisi ve planet dişlisini yörüngede tutan kol ile elde edilen episiklik hareket sayesinde 2 serbestlik derecesi elde edilir. Planet dişli setleri 2 serbestlik dereceli sistemler olduğu için sistemin çıktısını öngörebilmek için 2 girişin hareketinin bilinmesi gereklidir. Aslında konvansiyonel dış dişli setleri planet sistemlerindeki kolun sabit tutulduğu durum ile aynı kinematik özelliklere sahiptir. Yörüngede dönen planet dişliden pivot noktası döndüğü için çıktı almak zordur. Planet dişli sistemlerinde planet dişliye bir halka dişli bağlanırsa ilk dişli olan güneş dişli ile eşmerkezli pivot noktasında dönen bir eleman elde edilmiş olur. Bu eleman sistemdeki son dişlidir.

4.3.1 Willis transmisyron oranları

Planet dişli sistemlerinde dişliler kola göre döndüğü ve kolun da kendi hareketi olduğu için dişlilerdeki hareketi tespit edebilmek amacıyla kurulan bağıl hız denklemi aşağıda verilmiştir:

$$\omega_{disli} = \omega_{kol} + \omega_{disli/kol}. \quad (4.29)$$

Burada ω_{disli} , ele alınan herhangi bir dişlinin açısal hızını, ω_{kol} kolun yani taşıyıcının açısal hızını ve $\omega_{disli/kol}$ ise ele alınan dişlinin taşıyıcıya göre olan açısal hızını temsil etmektedir.

Bağıl hız terimini çözmek için Denklem (4.29) yeniden düzenlenerek sistemdeki ilk (güneş) dişli ve son (halka) dişli için aşağıda verilen denklemler yazılır:

$$\omega_{S/C} = \omega_S - \omega_C, \quad (4.30)$$

$$\omega_{R/C} = \omega_R - \omega_C. \quad (4.31)$$

Denklem (4.31), Denklem (4.30)'a bölünerek aşağıda verilen Willis transmisyron oranı denkliği elde edilir:

$$\tau_{PG} = \frac{\omega_{R/C}}{\omega_{S/C}} = \frac{\omega_R - \omega_C}{\omega_S - \omega_C}. \quad (4.32)$$

Bu tez çalışmasında göz önüne alınan yeni PS-IVT sisteminin transmisyron diyagramı, Şekil 3.2'de verilmiştir. Bu sistemin transmisyron oranları için Denklem (4.32) yeniden düzenlenerek iyi bilinen "Willis Denklemi" aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\omega_{C_i}(\tau_{PG_i} - 1) = \omega_{S_i}\tau_{PG_i} - \omega_{R_i}, \quad (4.33)$$

burada ω_{C_i} , ω_{S_i} , ve ω_{R_i} , sırasıyla i . taşıyıcı shaftı, i . güneş dişli ve i . halka dişlinin açısal hızlarını vermektedir. Ayrıca belirtmek gerekir ki, τ_{PG_i} , i . planet dişli setinin son ve ilk dişlileri arasındaki açısal hızların oranını gösteren Willis transmisyron oranıdır.

Eğer Denklem (4.33) üçüncü kademenin (hareket hattı için bkz. Şekil 3.5) Willis transmisyron oranı olarak ifade edilirse, τ_{PG2} şu şekilde yazılabilir:

$$\tau_{PG2} = \frac{\omega_{R_2} - \omega_{C_2}}{\omega_{S_2} - \omega_{C_2}}. \quad (4.34)$$

Burada ω_{R_2} , ω_{C_2} , ve ω_{S_2} ikinci planet setine ilişkin açısal hızlardır.

IVU'nun çıkış hattında yer alan shaft (5) üzerindeki S2 dişlisinin açısal hızı, yani ω_{S_2} ,

ICE'nin açısal hızıyla, ω_E , IVU oranı ile birlikte ilişkilidir. R2 dişlisinin açısal hızı, ω_{R_2} , ICE'nin açısal hızıyla bir dişli çiftinin oranı kadar değişerek doğrudan ilişkilidir. Bu bağlamda şu denklimler elde edilir:

$$\tau_{IVU} = \frac{\omega_{S_2}}{\omega_E} \quad (4.35)$$

ve

$$\tau_{FR} = \frac{\omega_{R_2}}{\omega_E}, \quad (4.36)$$

burada ω_E , ICE şaftının (1) açısal hızı, τ_{FR} ise dişli (2) ve R2 dişlisi arasındaki oran ve τ_{IVU} , IVU'nun transmisyon oranı olarak belirtilmiştir.

Denklem (4.35) ve Denklem (4.36), Denklem (4.34)'de yerine konulduğunda müteakip denklem elde edilir:

$$\omega_{C_2}(\tau_{PG2} - 1) = \omega_E \tau_{IVU} \tau_{PG2} - \omega_E \tau_{FR}. \quad (4.37)$$

Üçüncü kademe için IVT oranı, τ_{IVT}^{III} , şu şekilde tanımlanabilir:

$$\tau_{IVT}^{III} = \frac{\omega_{C_2}}{\omega_E}. \quad (4.38)$$

Denklem (4.37) ve Denklem (4.38) kullanılarak, τ_{IVT}^{III} şu şekilde bulunur:

$$\tau_{IVT}^{III} = \frac{\tau_{IVU} \cdot \tau_{PG2} - \tau_{FR}}{\tau_{PG2} - 1}. \quad (4.39)$$

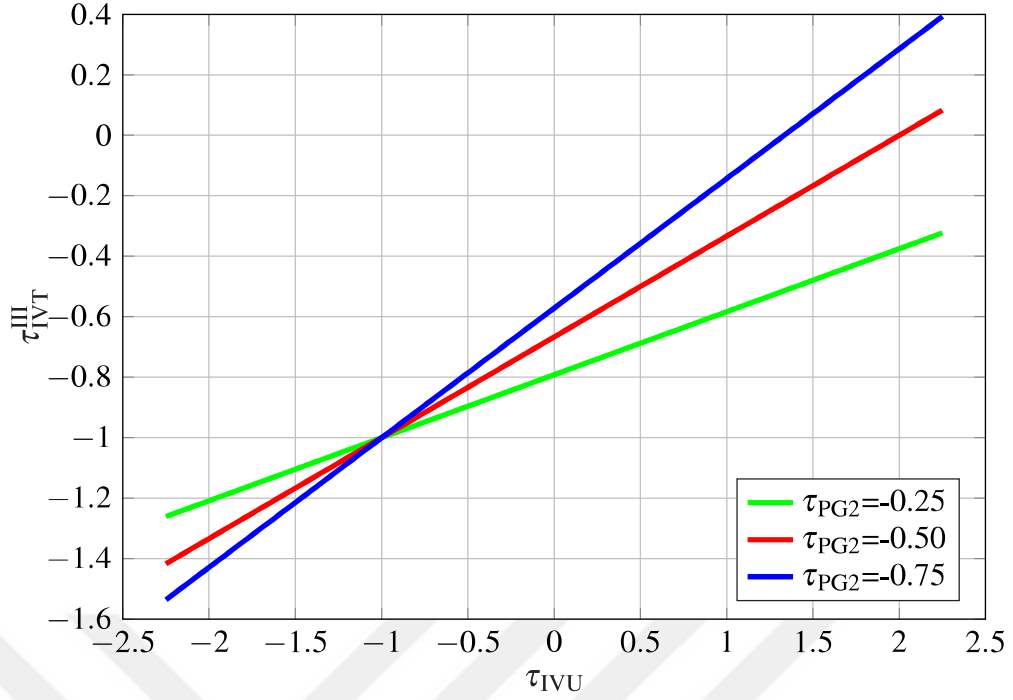
τ_{IVT}^{II} ve τ_{IVU} arasında doğrusal bir ilişki vardır. Şekil 4.7 bu doğrusal ilişkinin τ_{PG2} 'nin çeşitli değerleri için nasıl değiştiğini göstermektedir. Belirli τ_{PG2} değerleri için τ_{IVT}^{II} negatif olmaktadır (örneğin; $\tau_{PG2} = -0.25$). τ_{IVT} 'nin negatif değeri, çıkış milinin dönüş yönünün giriş milinin dönüş yönünün tersi olduğu anlamına gelir.

Ayrıca, τ_{IVU} değeri -2.5 ve 2.5 arasında alınmıştır ($-2.5 < \tau_{IVU} < 2.5$). Eğer τ_{IVU} için farklı bir değer seçilmek istenirse, ikinci planet dişli setinin Willis transmisyon oranı Denklem (4.39) kullanılarak hesaplanabilir.

İkinci kademe dikkate alındığında (Hareket hattı Şekil 3.4'de gösterilmiştir), birinci planet dişli setinin Willis transmisyon oranı, τ_{PG1} , Denklem (4.40)'dan bulunabilir:

$$\tau_{PG1} = \frac{\omega_{R_1} - \omega_{C_1}}{\omega_{S_1} - \omega_{C_1}}. \quad (4.40)$$

Güneş dişlileri S1 ve S2 aynı mil üzerinde olduğundan, açısal hızları aynıdır.



Şekil 4.7: Üçüncü kademedeki farklı τ_{PG2} değerleri için IVT oranına karşılık IVU oranı (τ_{FR} değeri -1 alınmıştır).

Bu nedenle, S1 dişlisinin açısal hızı, ω_{S1} , aşağıdaki gibi yazılır:

$$\omega_{S1} = \omega_E \tau_{IVU}. \quad (4.41)$$

C1 ve R2 aynı gövdede olduğundan, C1'in açısal hızı R2'ye eşittir ($\omega_{R2} = \omega_{C1}$). Denklem (4.36)'dan, C1'in açısal hızı, ω_{C1} , şöyle ifade edilir:

$$\omega_{C1} = \omega_E \tau_{FR}. \quad (4.42)$$

Denklem (4.41) ve Denklem (4.42), Denklem (4.40)'da yerine konulduğunda şu denklem elde edilebilir:

$$\omega_E \tau_{FR} (\tau_{PG1} - 1) = \omega_E \tau_{IVU} \tau_{PG1} - \omega_{R1}. \quad (4.43)$$

İkinci kademe için IVT oranı, τ_{IVT}^{II} , R1 dişlisinin açısal hızı ile doğru orantılı ve ICE şaftının açısal hızıyla ters orantılıdır. Bu nedenle IVT oranı şu şekilde yazılabilir:

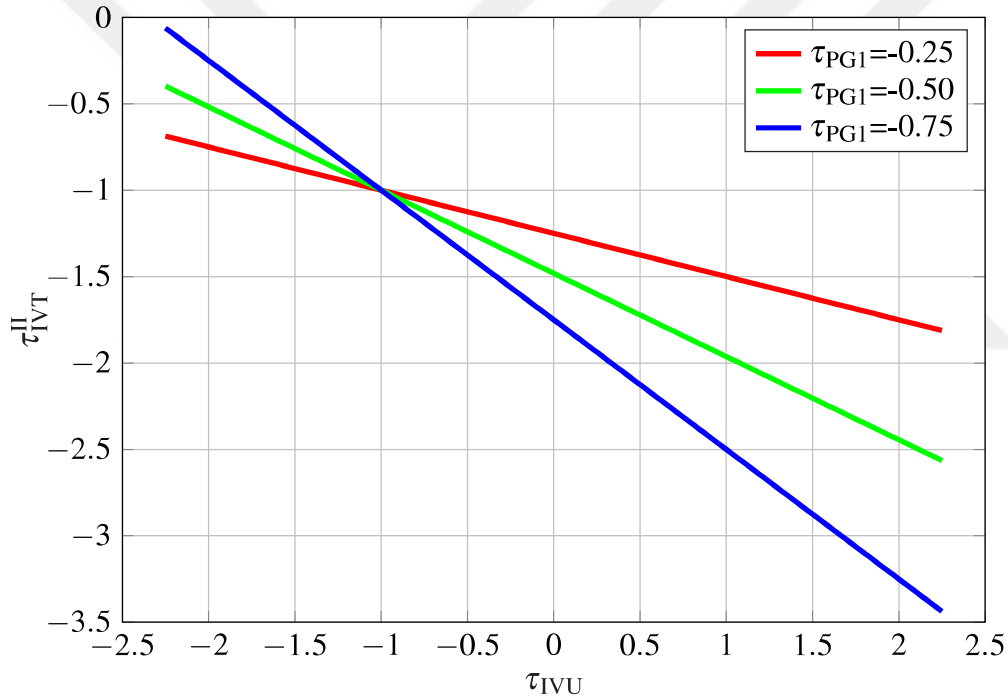
$$\tau_{IVT}^{II} = \frac{\omega_{R1}}{\omega_E}. \quad (4.44)$$

Denklem (4.43) ve Denklem (4.44) kullanılarak, τ_{IVT}^H şu şekilde elde edilir:

$$\tau_{IVT}^H = \tau_{IVU} \tau_{PG1} - \tau_{FR}(\tau_{PG1} - 1). \quad (4.45)$$

Şekil 4.8 ikinci kademe için birinci planet dişli setinin Willis transmisyon oranının, τ_{PG1} , τ_{IVT} ve τ_{IVU} arasındaki ilişkiyi nasıl etkilediğini gösterir. Birinci kademe için Willis transmisyon oranı, τ_{PG3} , Denklem (4.46) kullanılarak aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\tau_{PG3} = \frac{\omega_{R2} - \omega_{C2}}{\omega_{S3} - \omega_{C2}}. \quad (4.46)$$



Şekil 4.8: İkinci kademe için farklı τ_{PG1} değerleri için IVT oranına karşılık IVU oranı (τ_{FR} değeri -1 alınmıştır).

Denklem (4.38), Denklem (4.39), ve Denklem (4.46) kullanıldığında S3 dişlisinin açısal hızı, ω_{S3} , şöyle ifade edilebilir:

$$\omega_{S3} = \left[\frac{(\tau_{IVU} \tau_{PG2} - \tau_{FR})(\tau_{PG3} - 1)}{(\tau_{PG2} - 1)\tau_{PG3}} + \frac{\tau_{FR}}{\tau_{PG3}} \right] \omega_E. \quad (4.47)$$

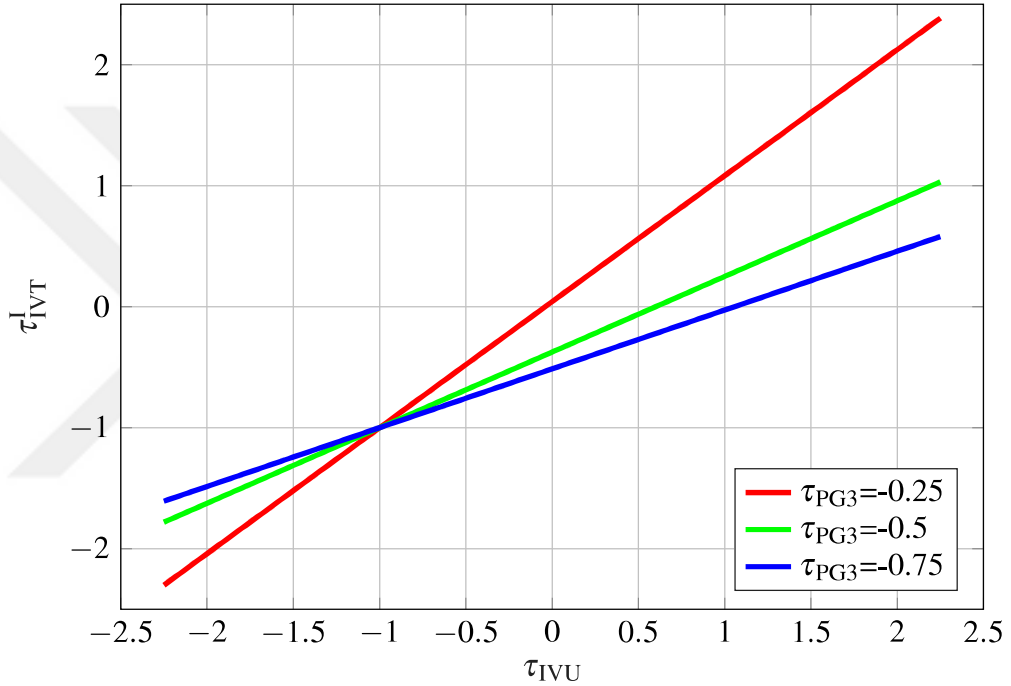
Birinci kademe için IVT oranı, τ_{IVT}^I , S3 dişlisinin açısal hızı, ω_{S3} , ve ICE şaftının açısal hızının, ω_E bir oranıdır. Böylece, şu denklem yazılabilir:

$$\tau_{IVT}^I = \frac{\omega_{S_3}}{\omega_E}. \quad (4.48)$$

Denklem (4.39) ve Denklem (4.45)' e benzer şekilde, τ_{IVT}^I oranı Denklem (4.47) ve Denklem (4.48) kullanılarak yazılabilir:

$$\tau_{IVT}^I = \left[\frac{(\tau_{IVU} \tau_{PG2} - \tau_{FR})(\tau_{PG3} - 1)}{(\tau_{PG2} - 1)\tau_{PG3}} + \frac{\tau_{FR}}{\tau_{PG3}} \right]. \quad (4.49)$$

Şekil 4.9'da birinci kademede τ_{PG3} değerinin $\tau_{IVT}^I - \tau_{IVU}$ arasındaki ilişkiye etkisi gösterilmiştir.

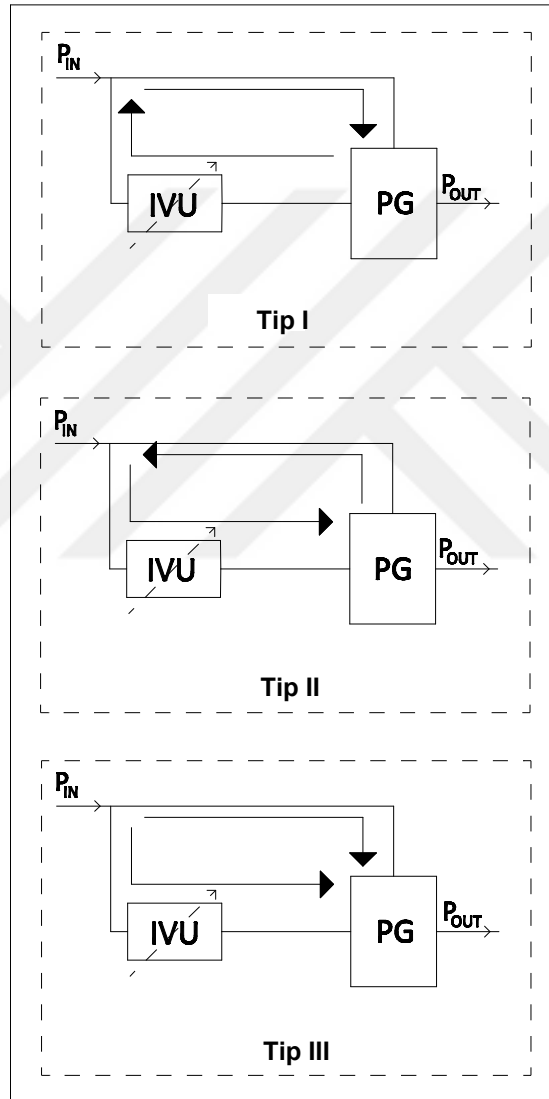


Şekil 4.9: Birinci kademede farklı τ_{PG3} değerleri için IVT oranına karşılık IVU oranı (τ_{FR} değeri -1 alınmıştır).

Şekil 4.7, 4.8, ve 4.9 incelendiğinde; birinci, ikinci ve üçüncü kademelerdeki τ_{IVT} değerlerinin τ_{IVU} değeri ile doğrusal bir ilişkisi olduğu görülebilir. τ_{IVT}^{III} ve τ_{IVT}^I 'nin pozitif bir eğime sahip olmasına rağmen, τ_{IVT}^{II} 'nin negatif bir eğime sahip olduğu gözlenmiştir. Bu davranış, değişken deplasmanlı hidrolik pompa ve sabit deplasmanlı bir hidrolik motor kullanan bazı hidro-mekanik IVT'ler için gereklidir. Hidrostatik ünitenin pompası, bir aşamadan diğerine geçerken değişken bir oran elde etmek için bir önceki aşamaya göre zıt yönde hareket etmelidir. Aksi takdirde, pompanın stroğu bittiği için sürekli bir oran elde edilemez.

5. GÜÇ AKIŞ ANALİZİ

Güç dağıtımli transmisyonlarda Tip I, Tip II ve Tip III olmak üzere üç farklı güç akışı türü vardır. Şekil 5.1'de görülebileceği gibi, güç akışı yönleri üç tipte de birbirinden farklıdır.



Şekil 5.1: Tip I, Tip II ve Tip III güç akışı tipleri.

Yan ve Hsieh [10] bu üç farklı akış tipi için mekanik verimlilik formülasyonlarını türetmiştir ve güç akışının tipi değiştiğinde, IVT'nin mekanik verimliliğinin değiştiğini göstermiştir. Yan ve Hsieh [10], $P_{IVU} > 0$ ve $P_{IN} > 0$ iken $P_{out put} \leq 0$ koşulları nedeniyle Tip III güç akışının fiziksel olarak imkansız olduğunu tartışmışlardır ve sıfır

çıkış gücünün, sıfır giriş ve IVU gücü ile imkansız olduğu sonucuna varmışlardır.

Bu gözlem, mekanik varyatörler kullanan bir sistem için mantıklıdır. Bununla birlikte, bir elektrik motoru-jeneratörü ve invertörden oluşan bir hibrit sistem ve ya hidrostatik varyatör kullanılıyorsa, Tip III güç akışı elde edilebilir. Mangialardi ve Manriota, Yan ve Hsieh tarafından yapılan çalışma [10] hakkında bazı yorumlar yapmıştır [35], Yan ve Hsieh tarafından önerilen aksine, Tip I güç akışıyla karşılaştırıldığında Tip II güç akışıyla daha yüksek verimlilik değerlerinin elde edilebileceğini iddia etmişlerdir.

Diğer bazı çalışmalar, güç akış tipinin sistemin verimliliği üzerindeki etkisini araştırmış ve benzer verimlilik eğilimleri sunulmuştur. [36].

Volpe ve diğerlerinin çalışmasında [22], akış tipleri için farklı bir sınıflandırma metodolojisi kullanılmıştır. IVT'nin mekanik verimliliğini, IVU gücü ve giriş gücü arasındaki oranın bir fonksiyonu olarak elde etmişlerdir ve bu mimari için IVU'dan geçen güçten daha yüksek bir çıkış gücü garanti etmek için Tip III akışın sağlanması gerektiğini göstermişlerdir.

Manriota [15], Volpe ve diğerleri [22] tarafından yapılan çalışmada kullanılan benzer akış yollarına sahip bir PS-CVT sistemi önermişlerdir ve kendi PS-CVT sistemleri için olası güç akış yönlerini göstermişlerdir. Bu iki çalışma, Tip III akışının, bölünmüş güçten daha yüksek çıkış gücüne sahip olan tek akış tipi olduğu konusunda hemfikirdir.

Sistem büyüklüğünü en aza indirmek ve toplam mekanik verimliliği arttırmak için, IVU üzerinden geçen gücün azaltılması gerektiği bilinmektedir [22, 37–39]. Bu nedenle, güç akışı denklemlerini P_{IVU}/P_{IN} cinsinden ifade edebilmek önemlidir. Bu amaç ile dikkate alınan sistemin tüm aşamaları için P_{IVU}/P_{IN} oranları elde edilmiştir (bkz. Şekil 3.2), ve güç akış tipinin sınıflandırması, Çizelge 5.1'de gösterilen kurallara dayalı olarak kabul edilmiştir.

Çizelge 5.1: Güç oranına dayalı güç akış tipi sınıflandırması.

| | |
|---------|----------------------------------|
| Tip I | $\frac{P_{IVU}}{P_{IN}} < 0$ |
| Tip II | $\frac{P_{IVU}}{P_{IN}} > 1$ |
| Tip III | $0 < \frac{P_{IVU}}{P_{IN}} < 1$ |

Geliştirilen sistemin tork dengesi $T_{in}, T_m,$ ve T_h 'nin toplamının sıfıra eşit olması ile kararlı sistem için aşağıdaki denklik elde edilir:

$$T_{in} + T_m + T_h = 0, \quad (5.1)$$

denklemden T_{in} , T_h ve T_m sırası ile giriş, hidrolik ve mekanik hattı temsil etmektedir.

T_{in} , T_h , ve T_m ; τ_{IVT}^{III} , τ_{IVU} , τ_{FR} ve etki eden torkların fonksiyonu olarak üçüncü kademe için aşağıda verildiği şekilde elde edilebilir:

$$\begin{aligned} T_{in} &= T_{C_2} \tau_{IVT}^{III}, \\ T_h &= T_{S_2} \tau_{IVU}, \quad (\text{üçüncü kademe}) \\ T_m &= T_{R_2} \tau_{FR}. \end{aligned} \quad (5.2)$$

Ayrıca belirtmek gerekir ki τ_{FR} 'ın işareti dış dişli çiftlerinin kinematığı nedeniyle her zaman negatif olmalıdır. τ_{IVT} 'nin birinci, ikinci ve üçüncü kademedeki işaretine gelince bunlar Denklem (4.39), (4.45), ve (4.49)'e bağlı olarak tespit edilir.

İkinci planet dişli seti temel alınarak, üçüncü kademedenin planet dişli setine etki eden yük tork dengesi şu şekilde elde edilmiştir:

$$T_{R_2} + T_{S_2} + T_{C_2} = 0. \quad (5.3)$$

Denklem (5.2), Denklem (5.1)'de yerine yazılarak üçüncü kademe için tork dengesi aşağıdaki gibi yazılır:

$$T_{C_2} \tau_{IVT}^{III} + T_{S_2} \tau_{IVU} + T_{R_2} \tau_{FR} = 0. \quad (5.4)$$

Denklem (5.3) ve Denklem (5.4) kullanılarak, T_{S_2} ve T_{C_2} arasındaki ilişki şöyle ifade edilebilir:

$$T_{S_2} = \frac{\tau_{IVT}^{III} - \tau_{FR}}{\tau_{FR} - \tau_{IVU}} T_{C_2}. \quad (5.5)$$

Aynı şekilde, T_{R_2} ve T_{C_2} arasındaki ilişki aşağıdaki şekilde kurulabilir:

$$T_{R_2} = \frac{\tau_{IVU} - \tau_{IVT}^{III}}{\tau_{FR} - \tau_{IVU}} T_{C_2}. \quad (5.6)$$

IVU üzerinden geçen güç akışı, P_{IVU} , ve giriş gücü, P_{IN} , arasındaki ilişki şu şekilde ifade edilebilir:

$$P_{IVU} = \omega_E T_h \quad (5.7)$$

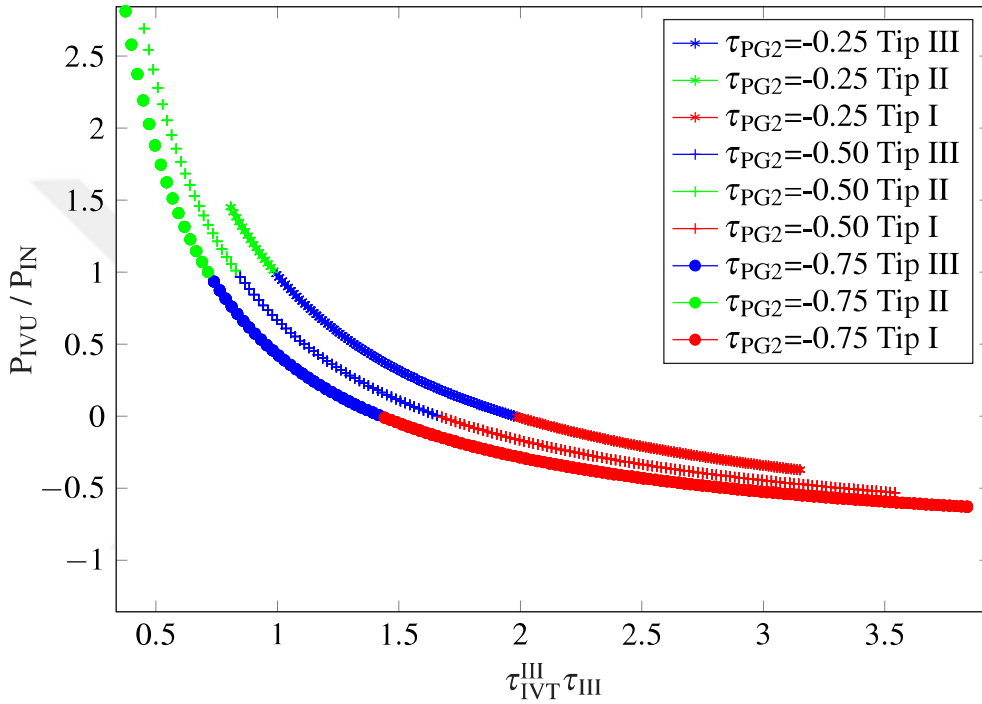
ve

$$P_{IN} = \omega_E T_{in}. \quad (5.8)$$

Denklem (5.2) ve Denklem (5.5) kullanılarak, P_{IVU} 'nun P_{IN} 'e oranı aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$\left(\frac{P_{IVU}}{P_{IN}}\right)^{III} = \frac{\tau_{IVU}(\tau_{IVT}^{III} - \tau_{FR})}{\tau_{IVT}^{III}(\tau_{FR} - \tau_{IVU})}. \quad (5.9)$$

Şekil 5.2’da farklı τ_{PG2} değerleri için, P_{IVU}/P_{IN} oranının üçüncü kademedeki toplam transmisyon oranına, $\tau_{IVT}^{III}\tau_{III}$, bağlı değişimi verilmiştir. Üçüncü kademe için transmisyon oranı, $\tau_{III} = \omega_9/\omega_8$ şeklinde ifade edilmektedir. Şekilde kırmızı, yeşil ve mavi çizgiler sırası ile Tip I, Tip II ve Tip III güç akışını sembolize etmektedir.



Şekil 5.2: Üçüncü kademe için güç oranı ve güç akış tipi.

İkinci kademe için Denklem (5.2)’de olduğu gibi giriş, hidrolik ve mekanik hattaki torklar, τ_{IVT}^I , τ_{IVU} , τ_{FR} , ve ilgili diğer tork değerlerinin fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi yazılır:

$$\begin{aligned} T_{in} &= T_{R_1} \tau_{IVT}^I, \\ T_h &= T_{S_1} \tau_{IVU}, \quad (\text{ikinci kademe}) \\ T_m &= T_{C_1} \tau_{FR}. \end{aligned} \quad (5.10)$$

Denklem (5.3)’e benzer şekilde PG1 üzerine etki eden yük torku dengesi aşağıdaki gibi yazılır:

$$T_{R_1} + T_{S_1} + T_{C_1} = 0. \quad (5.11)$$

Denklem (5.10), Denklem (5.1)’de yerine yazılırsa, ikinci kademe için tork dengesi

aşağıda verildiği şekilde elde edilir:

$$T_{R_1} \tau_{IVT}^H + T_{S_1} \tau_{IVU} + T_{C_1} \tau_{FR} = 0. \quad (5.12)$$

Denklem (5.11) ve Denklem (5.12) kullanılarak, T_{R_1} ve T_{S_1} arasındaki ilişki elde edilebilir:

$$T_{R_1} = \frac{\tau_{FR} - \tau_{IVU}}{\tau_{IVT}^H - \tau_{FR}} T_{S_1}. \quad (5.13)$$

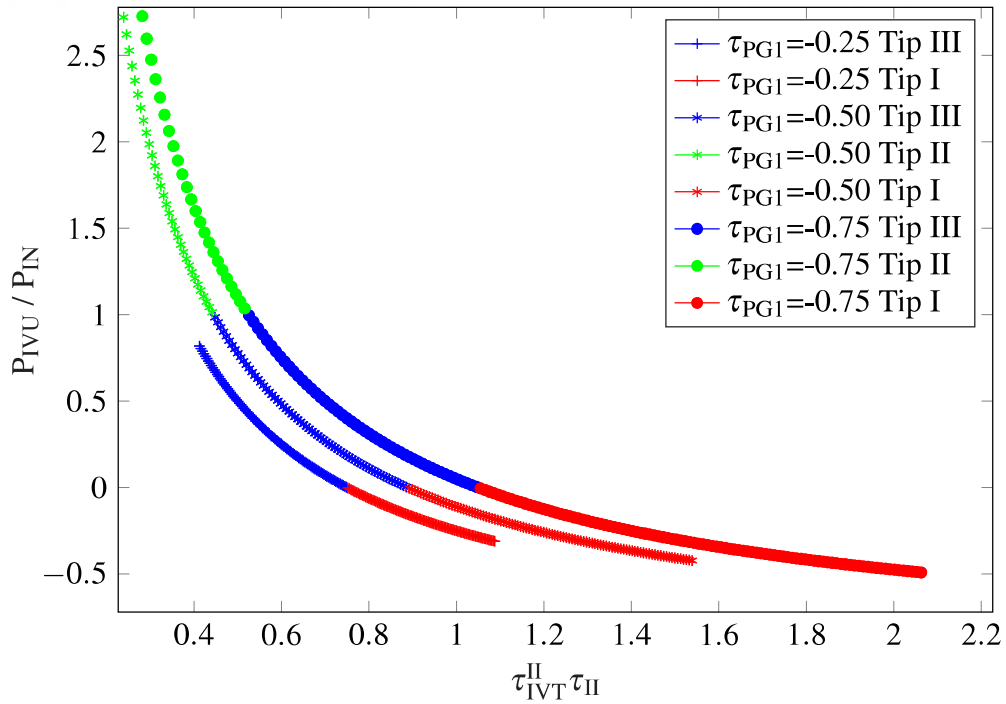
T_{C_1} ve T_{S_1} arasındaki ilişki benzer şekilde aşağıda verildiği gibi ifade edilebilir:

$$T_{C_1} = \frac{\tau_{IVU} - \tau_{IVT}^H}{\tau_{IVT}^H - \tau_{FR}} T_{S_1}. \quad (5.14)$$

Denklem (5.10) ve Denklem (5.13) kullanılarak ikinci kademe için güç oranı aşağıdaki gibi türetilmiştir:

$$\left(\frac{P_{IVU}}{P_{IN}} \right)^H = \frac{\tau_{IVU} (\tau_{IVT}^H - \tau_{FR})}{\tau_{IVT}^H (\tau_{FR} - \tau_{IVU})}. \quad (5.15)$$

Şekil 5.3, farklı τ_{PG1} değerleri için P_{IVU}/P_{IN} oranının, ikinci kademedeki toplam transmisyon oranına, $\tau_{IVT}^H \tau_{II}$, bağlı değişimini göstermektedir.



Şekil 5.3: İkinci kademe için güç oranı ve güç akış tipi.

İkinci kademe için transmisyon oranı, $\tau_{II} = \omega_7 / \omega_6$ şeklinde ifade edilmektedir. Şekilde kırmızı, yeşil ve mavi çizgiler sırası ile Tip I, Tip II ve Tip III güç akışını sembolize et-

mektedir. Bu kademe için $\tau_{PG1} = -0.25$ değerinde Tip II güç akışı elde edilememiştir.

Son olarak, Denklem (5.2) ve Denklem (5.10)'a benzer olarak birinci kademe için giriş, hidrolik ve mekanik hattaki torklar, τ_{IVT}^I , τ_{IVU} , τ_{FR} ve ilgili diğer tork değerlerinin fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi yazılır:

$$\begin{aligned} T_{in} &= T_{S_3} \tau_{IVT}^I, \\ T_h &= T_{S_2} \tau_{IVU}, \quad (\text{birinci kademe}) \\ T_m &= T_{R_2} \tau_{FR}. \end{aligned} \quad (5.16)$$

Denklem (5.3) ve Denklem (5.11)'e benzer şekilde, PG3'e etki eden yük torku dengesi aşağıda verildiği gibi yazılabilir:

$$T_{R_2} + T_{S_2} + T_{S_3} = 0. \quad (5.17)$$

Denklem (5.16), Denklem (5.1)'de yerine yazılırsa, birinci kademe için tork dengesi aşağıda verildiği şekilde elde edilir:

$$T_{S_3} \tau_{IVT}^I + T_{S_2} \tau_{IVU} + T_{R_2} \tau_{FR} = 0. \quad (5.18)$$

Denklem (5.17) ve Denklem (5.18) kullanılarak, birinci kademe için T_{S_2} ve T_{S_3} arasındaki oran aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$T_{S_2} = \frac{\tau_{IVT}^I - \tau_{FR}}{\tau_{FR} - \tau_{IVU}} T_{S_3}. \quad (5.19)$$

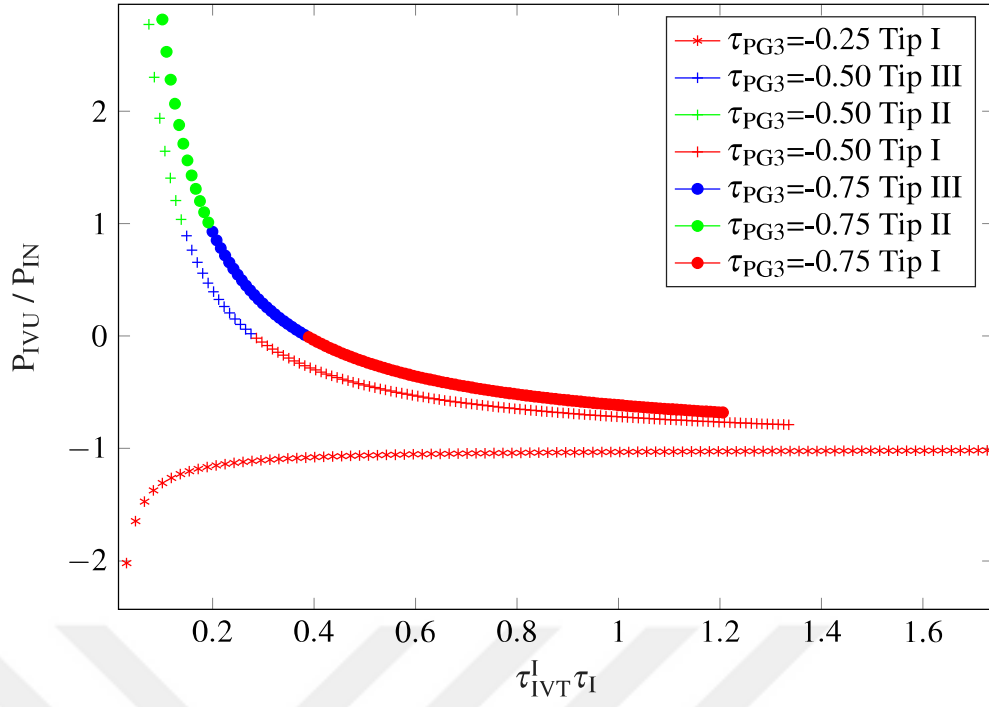
T_{R_2} ve T_{S_3} arasındaki ilişki de benzer şekilde elde edilebilir:

$$T_{R_2} = \frac{\tau_{IVU} - \tau_{IVT}^I}{\tau_{FR} - \tau_{IVT}^I} T_{S_3}. \quad (5.20)$$

Denklem (5.16) ve Denklem (5.19) kullanılarak, birinci kademe için P_{IVU} ve P_{IN} arasındaki oran aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$\left(\frac{P_{IVU}}{P_{IN}} \right)^I = \frac{\tau_{IVU} (\tau_{IVT}^I - \tau_{FR})}{\tau_{IVT}^I (\tau_{FR} - \tau_{IVU})}. \quad (5.21)$$

Şekil 5.4'de P_{IVU}/P_{IN} oranları, farklı τ_{PG3} değerleri için gösterilmiştir. Burada, birinci kademe için transmisyon oranının, $\tau_I = \omega_{11}/\omega_{10}$, olduğu unutulmamalıdır. Şekilde, kırmızı, yeşil ve mavi çizgiler sırası ile Tip I, Tip II ve Tip III güç akışını sembolize etmektedir. Şekil (5.4) incelendiğinde, $\tau_{PG3} = -0.25$ değerinde sadece Tip I güç akışı gözlemlenmiştir. .



Şekil 5.4: Birinci kademe için güç oranı ve güç akış tipi.

Denklem (7.14) , Denklem (7.13), ve Denklem (7.12) dikkate alındığında, görülmüştür ki güç oranı, τ_{IVU} ve τ_{FR} , ile her kademenin kendi τ_{IVT} oranına bağlıdır. τ_{IVT} 'nin değeri ise Willis transmisyon oranına, IVU oranına ve sabit orana, yani τ_{FR} 'a bağlıdır. Diğer yandan, τ_{IVT}^I değeri hem PG2 hem PG3deki Willis transmisyon oranının fonksiyonudur. Bundan ötürü, eğer IVT transmisyon oranı aracın tüm hız aralığını kapsayacak şekilde seçilirse birinci kademe istenen güç akışına ulaşılması zorlaşacaktır.

6. VERİMLİLİK DAVRANIŞLARININ İNCELENMESİ

Bölüm 5’de denge durumundaki her bir kademe için güç akışı analizi yapılmıştır. Farklı kademelerdeki kayıpsız güç akışı analizlerine göre Willis transmisyon oranı, güç akış tipi ve güç oranı üzerinde ciddi bir etkiye sahiptir. Özellikle 2. Kademede (bkz. Şekil 5.4) -0.25 Willis transmisyon oranı ile, diğer kademelere oranla belirgin bir ayırışma gözlemlenmektedir. Diğer araştırmacılar tarafından, güç akış tipinin de toplam verimlilik üzerinde büyük bir etkiye sahip olduğu bildirilmiştir [10, 12–15]. Ayrıca, güç resirkülasyonu ve diğer kayıplara odaklanan çalışmalar güç dağıtımli sonsuz oranlı transmisyon sistemlerinin verimlilik ve performansları üzerine sayısal sonuçlar ortaya koymuştur [10, 12–14, 18, 21, 22, 40].

Bu çalışmada, değişken deplasmanlı hidrolik pompa ve sabit motora sahip bir güç dağıtımli sonsuz oran transmisyon sistemi ele alınmıştır. Bu sistemin verimlilik eğrileri çıkartılırken varyatörün kullanım oranını esas alan denklemler ağırlık fonksiyonları olarak ifade edilmiştir [22, 34].

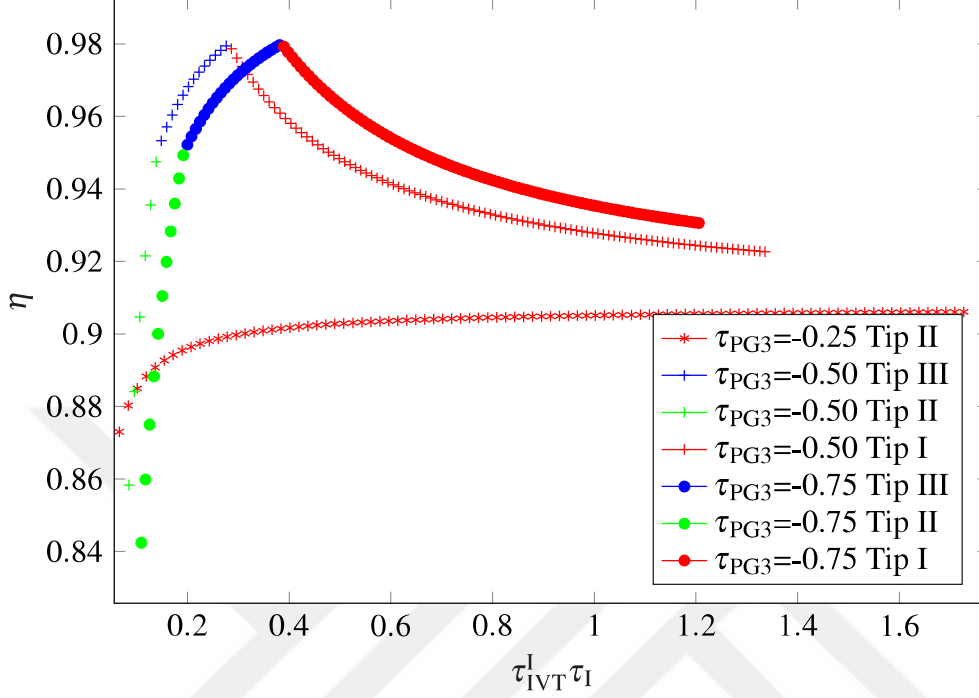
Denklem (7.14), (7.13), ve (7.12)’ye göre bu sistemin her bir kademesi için güç oranları hesaplanmış ve verimlilik eğrileri Çizelge 6.1’de verildiği gibi elde edilmiştir.

Çizelge 6.1: Güç Akış Tipine Göre Verimlilik Denklemleri.

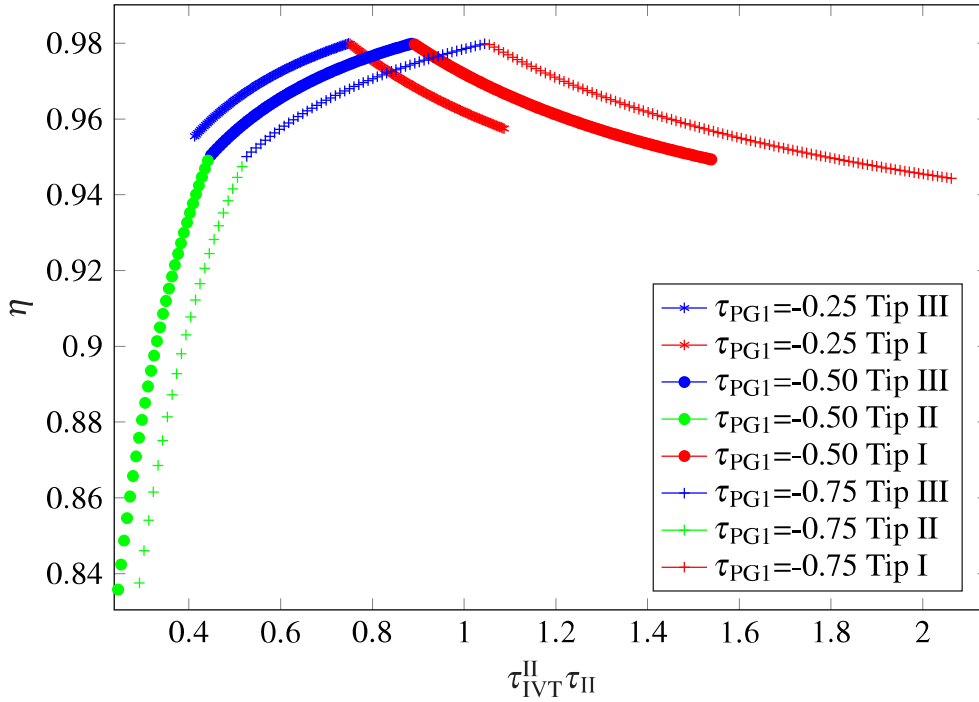
| Tip | Verimlilik Denklemi |
|-----|---|
| I | $\eta_{IVT} = \eta_M \left(1 - \frac{P_{IVU}}{P_{IN}} \right) + \eta_{IVU}^{-1} \left(\frac{P_{IVU}}{P_{IN}} \right)$ |
| II | $\eta_{IVT} = \eta_M^{-1} \left(1 - \frac{P_{IVU}}{P_{IN}} \right) + \eta_{IVU} \left(\frac{P_{IVU}}{P_{IN}} \right)$ |
| III | $\eta_{IVT} = \eta_M \left(1 - \frac{P_{IVU}}{P_{IN}} \right) + \eta_{IVU} \left(\frac{P_{IVU}}{P_{IN}} \right)$ |

Şekil 6.1, 6.2, ve 6.3’de sırası ile birinci, ikinci ve üçüncü kademe için toplam verimlilik eğrilerini göstermektedir. Yan ve Hsieh [10] Tip I güç akışında, Tip II güç akışına göre daha yüksek verimlilik değerlerine ulaşıldığını gözlemlemiştir. Mangialardi [12], düşük τ_{IVT} değerlerinde Tip II akışın Tip I akışa göre daha yüksek verimliliğe sahip olduğunu ortaya koyan başka bir araştırmacıdır. Bu çalışmada elde edilen dikkat çekici bir sonuç Şekil 6.1’de gösterildiği üzere Tip I veya Tip II güç akışı olmasından bağımsız olarak belirli τ_{IVT} değerlerinde ve farklı Willis transmisyon oranlarında

yüksek verimlilik değerlerine ulaşılabilmesi olarak gösterilebilir. Elde edilen sonuçlara göre Tip I ve Tip II güç akışlarında yüksek verimlilik değerlerinin elde edilebilmesinde ve Tip III güç akışı her zaman en yüksek verimliliğe sahip güç akışı tipi olmamaktadır.

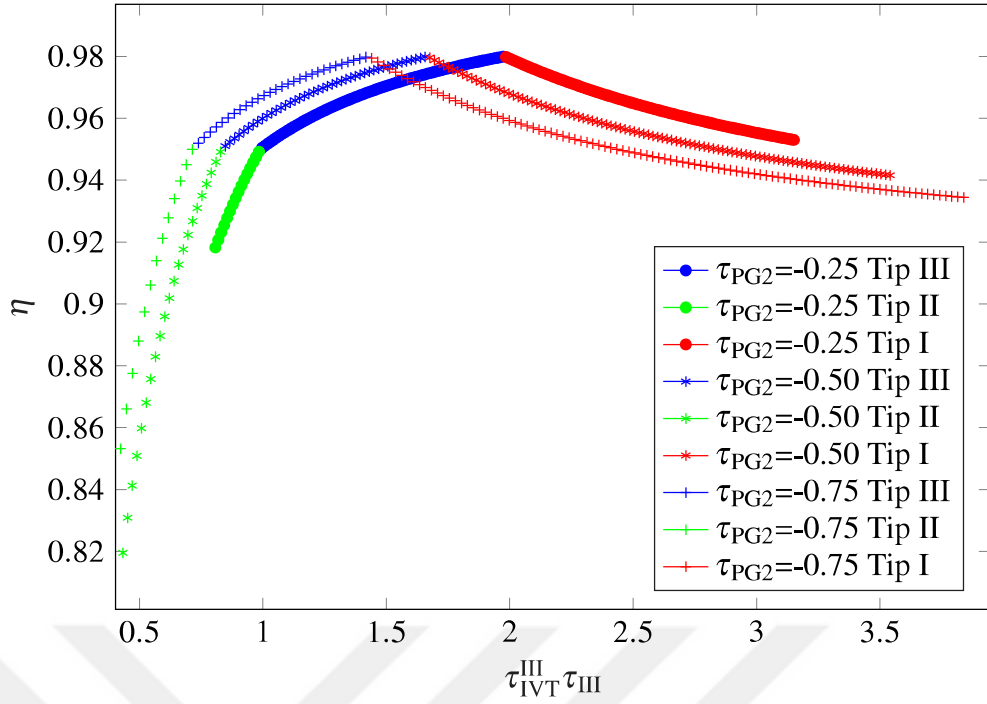


Şekil 6.1: Birinci kademe için toplam mekanik verimlilik değerleri.



Şekil 6.2: İkinci kademe için toplam mekanik verimlilik değerleri.

Tezin buraya kadarki kısmında tasarlanan mimarinin her bir kademesi için güç akış



Şekil 6.3: Üçüncü kademe için toplam mekanik verimlilik değerleri.

denklemleri oluşturulmuş ve kinematik analiz gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, güç akış denklemlerine bağlı olarak verimlilik eğrileri elde edilmiştir. Üçüncü olarak, güç akış tipinin verimlilik üzerine etkisi araştırılmıştır.

Buna göre ($-0.75 < \tau_{PG_i} < -0.25$) aralığındaki farklı τ_{PG_i} değerleri için verimlilik ve güç akışı davranışı incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre τ_{PG_i} değerini azaltmak kilit noktasını ve maksimum verim noktasını ötelemektedir.

Tarım ve iş makineleri gibi belirli bir görev profiline sahip olup hep aynı işi yapan makinelerde tasarımcı, görev profiline uygun τ_{PG_i} değerlerini seçerek bu çalışmada verildiği gibi verimliliği maksimize edebilir.

Genel olarak, IVT sistemlerin verimliliklerinin en yüksek olduğu noktaları tespit edebilmek için ağırlık fonksiyonlu optimizasyon yöntemleri kullanılmaktadır. Ancak bu çalışma göstermektedir ki, bu çalışmada kullanılan yöntem ile komplike optimizasyon süreçlerine gerek kalmadan sistem verimliliği maksimize edilebilmektedir.

7. ÖNERİLEN SİSTEMİN YAKIT TÜKETİMİNE ETKİSİ

Tezin bu kısmında, gerçek bir kullanıcının kullandığı, gerçek bir traktörden gerçek zamanlı olarak toplanan GPS verileri ile bir sanal parkur oluşturulacaktır. Daha sonra, geliştirilen yeni transmisyonun kullanılabilceği bir traktör için doğrusal araç dinamiği metodu ile bir araç modeli oluşturulacak ve gerçek bir traktörde kullanılan içten yanmalı motordan alınan test verileri vasıtasıyla bir motor modeli oluşturulacaktır. Bu modeller, verimliliği test edilerek belirlenmiş bir konvansiyonel mekanik transmisyon ve verimliliği teorik denklemlerle çıkartılmış yeni güç dağıtımlı sonsuz değişken oranlı transmisyonun GPS verilerinin toplandığı traktörde kullanılması halinde ortaya çıkacak yakıt tüketimi değerlerinin kıyaslanmasında kullanılacaktır.

7.1 Giriş

Petrol İhraç Eden Ülkeler organizasyonu (OPEC), taşımacılık sektöründe petrolün diğer yakıtlara göre en güçlü yakıt olduğunu savunmaktadır. Ayrıca OPEC'e göre 2016 ve 2040 yılları arasında her üç petrol varilinden ikisi taşımacılık sektöründe kullanılacaktır [41]. Bu istatistiksel veriden yola çıkarak petrol kullanımını verimli hale getirmenin son derece önemli bir başlık olduğu anlaşılmaktadır.

Literatürde araçlarda kullanılan fosil yakıtın çevreye olan negative etkisini azaltmak ve verimliliği yükseltmek üzerine bir çok çalışma bulunmaktadır. Literatürdeki bir çok çalışma kara yolu taşıtları üzerine yoğunlaşmaktadır ve [42–44] arası çalışmalarda taksiler, [45–48] arası çalışmalar otobüsler, [49, 50] arası çalışmalarda otomobillerdeki yakıt tüketimi üzerine yakıt tüketimine etki eden faktörler incelenmiştir.

Kan ve diğerleri [42] taksilerin saldığı emisyon ve yakıt tüketimlerini tahminleyen bir metod geliştirmiştir. Araştırmacılar, geliştirdikleri metodun % 90 oranında doğru tahminlemeler yaptığını öne sürmektedirler. Nyhan ve diğerleri [43] GPS verilerini kullanarak taksilerin emisyon tahminlemesini yapmışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre taksi filolarından GPS ile elde edilecek yüksek çözünürlüklü bölgesel geçici rotalar, bölgesel hava kirliliğini engellemekte kullanılabilir. Luo ve diğerleri [44] Şangay'da bulunan taksilerin lokalize olduğu bölgeleri ve yakıt sarfiyatları üzerine detaylı bir araştırma yapmıştır. Elde ettikleri sonuçlara göre enerji tüketimi ve emisyon oluşumu çift çekirdekli çevrimsel yapı dağılımı göstermektedir. Wang ve Rakha [45], otobüslerin yakıt tüketimini minimize etmeyi amaçlayan bir araştırma gerçekleştirmiştir.

Elde ettikleri sonuçlara göre yakıt tüketimini azaltmak için hızları 40 -50 m/s arasında tutulmalıdır. Lajunen [46], otobüslerin yakıt sarfiyatı üzerine farklı yol haritaları için simülasyonlar gerçekleştirmiştir.

Elektrikli ve hibrit araçlar için yaptıkları çalışmada emisyonları ve enerji tüketimini en aza indirmek için hibrit araçların kullanılmasının en verimli yol olduğunu savunmuşlardır. Guo ve diğerleri [47], gerçek çalışma koşulları için aynı yol haritası üzerinde katalik dönüştürücülü hybrid ve dizel iki otobüsü simüle etmişlerdir. Hibrit modda araçların yakıt tüketimi azalmakta ve NO_x salınımı minimize olmaktadır. Antonio ve diğerleri [48], güç aktarma sistemleri ile emisyonu azaltmayı hedeflemiştir. Sonuçları uygun güç yönetimi ile emisyonların azalabileceği yönündedir.

Saboohi ve Farzaneh [50] optimum eko-sürüş stratejisi ile yakıt tüketimini azaltmayı amaçlamıştır. Bu strateji ile hız ve dişli oranı motor yüküne göre koordine edilirse yakıt tüketimi azalmaktadır. Karaoğlan ve diğerleri [49] paralel hibrit güç grubunun kaplin mekanizmasındaki tork eşleme ünitesi için farklı dişli oranları kullanarak emisyonları ve yakıt sarfiyatını azaltmayı hedeflemiştir. Dişli oranlarının doğru ayarlanması ile ise bu hedefe ulaşmışlardır.

Tarım alanında traktörler gücün temel kaynağıdır. Arazi araçları ve traktörler başta olmak üzere tarım araçları tehlikeli gaz salınımının ve yakıt sarfiyatının temel kaynağı olarak görülmektedir [51, 52]. Traktörler, operasyon sırasında ciddi miktarda yakıt yakmakta ve sera etkisini arttırmaktadır [5, 6, 53].

Temiz Taşımacılık Uluslararası Konseyi (ICCT)'ne göre dünyanın bir çok ülkesinde traktörler hava kirliliğinin temel sebeplerinden biri olarak görülmektedir. Amerika'da arazi araçları PM_{2.5} gazının dörtte üçünden, nitrojen oksit salınımının dörtte birinden sorumlu tutulmaktadır. Avrupa'da ise PM_{2.5} gazının dörtte birinden nitrojen oksit salınımının ise yüzde on beşinden sorumlu tutulmaktadır. Bu veriler ışığında ICCT, arazi araçlarına olan eğilimin artışı ve karayolları araçlarındaki emisyon kontrolü düşünülürse dünyada hava kirliliğinin en temel sebebinin arazi araçları olacağını iddia etmektedir [3].

Lee ve diğerleri [54] arazi araçları arasında en çok yakıt tüketen aracın traktör olduğunu savunmaktadır. Kore'de fosil yakıt kullanımının %17'sinden traktörler sorumludur. Ayrıca dünya popülasyonundaki artış ve buna bağlı olarak artan beslenme ihtiyacı düşünüldüğünde traktörlere olan bağımlılık her geçen gün artış göstermektedir [3, 54].

Son dönemdeki yakıt fiyatları ve motor emisyonları artışı ile beraber biyodizel yakıtlara olan eğilim artış göstermiştir [52]. Biyodizel yakıt kullanımı HC, CO salınımını azaltsa da NO_x emisyonlarını çoğunlukla arttırmaktadır [55]. Son teknolojiler ile ortaya çıkan egzoz gaz resirkülasyon (EGR) ve seçici katalitik redüksiyon (SCR) sistem-

leri ise NO_x emisyonlarını azaltmakta ancak yakıt sarfiyatına olumsuz etki etmektedir [52, 56]. Bu şartlar altında traktörler için hem yakıt verimliliğini arttırmak hem de zararlı gaz salınımını azaltıp, güç kaybına yol açmayacak sistemler geliştirilmesi ihtiyacı doğmaktadır.

Literatürdeki çalışmalar günümüzün en büyük iki probleminin küresel ısınma ve enerji kaynaklarındaki azalma olduğunu öne sürmektedir. Diğer yandan artan dünya nüfusuna gıda sağlayabilmek için daha fazla hayvancılık ve çiftçilik yapılması gerekmektedir. Bu durum ise emisyonları ve enerji ihtiyacını arttırmaktadır. Yakıt tüketimini ve emisyonları azaltmak için diğer bir değiş ile sürdürülebilir tarım için traktör gibi tarım araçları için de verim arttırmayı ve emisyon azaltmayı hedefleyen çalışmalar yapılmalı, öneriler sunulmalıdır [5].

Traktörler sadece tarım amaçlı değil taşımacılık amaçlı da kullanılmaktadır [6] Birçok ülkede artan traktör kullanımı ve emisyon artışı sebebi ile traktörler için emisyon kanunları devreye girmiştir. Dolayısıyla hem çevresel hem de ekonomik açıdan traktörlerin yakıt sarfiyatını ve emisyonu azaltmak ciddi bir konudur. Literatürde bir çok çalışma arazi araçlarının yakıt tüketimine etki eden parametreleri ayrıntılı olarak incelemiştir [5, 6, 49, 57, 58].

Peça ve diğerleri [59] motor hızının ve dişli seçiminin traktör verimine etkisini incelemiştir. Araştırmacılar, hız 2200 rpm değerlerinden 1750 rpm'e düştüğünde verimliliğin %10-20 arası artış sağladığını görmüşlerdir. Ayrıca ön ağırlık taşıyıcının ve lastik basıncının da verim üzerinde etkileri olduğunu öne sürmüşlerdir. Park ve diğerleri [58] tarla çalışmalarında %69, toprak işlemede %54 oranında yakıt tüketiminin eko-sürüş sistemleri ile azaltılabileceğini öngörmüşlerdir. Herman ve diğerleri [6] tarım çalışmaları için enerji tüketim modeli geliştirmişlerdir. Kum tipi, traktör boyutu ve yükleme durumunun enerji sarfiyatına olan etkilerinin incelenmesi sonucunda araştırmacılar dominant etkinin traktör boyutundan kaynaklandığı görmüşlerdir. Mantoam ve diğerleri [5] traktörün ömrü süresince ihtiyaç duyduğu enerji üzerine bir çalışma gerçekleştirmiştir. Dört farklı güç seviyesindeki traktör için yaptıkları çalışmanın sonucunda daha güçlü traktörlerin daha az enerji harcadığı ve emisyona sebep olduğu ortaya konmuştur. Kolator ve Bialobrzewski [57] toprak işleme operasyonlarında kullanılan traktörlerin verim hesaplaması için bir MATLAB Simulink modeli geliştirmişlerdir. Lee ve diğerleri [54] lastik basıncının, traktör ağırlığının, transmisyon oranlarının, motor hızının ve yükleme miktarının yakıt tüketimine etkisini araştırmıştır. 5 alt modelden oluşan bir traktörmodeli geliştirmiş ve elde ettikleri sonucu literatürdeki deneysel çalışmalar ile kıyaslamışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre lastik basıncı, yakıt tüketimi üzerinde dominant etkiye sahiptir ayrıca motor hızı maksimum torkun elde edildiği hıza yakın tutulduğunda yakıt tüketimi azalmaktadır. Araştırmacılar çalışmalarında incelenen tüm parametrelerin yakıt tüketimine etkisi olduğunu ve maksimum verim ve minimum

emisyona için optimize edilmesi gerektiğini savunmuştur [54].

Power Split transmisyonlar özellikle elektrikli hibrit araçlarda yakıt tüketimini azalttıkları için tercih edilmektedir [60–62]. Diğer yandan arazi araçlarında hala hidrostatik transmisyon sistemleri yüksek tork sağladığı için tercih sebebidir. Hidrolik sistemlerle gücü bir noktadan başka bir noktaya aktarmak hidrolik kayıplardan ötürü verimsiz görünse dahi içten yanmalı motorlarda verimliliği artırarak hidrolik kayıpları kompanse etmektedir [34]. Hidro-mekanik transmisyon sistemleri hidrostatik sistemlerin verimliliğini arttırmak için tasarlanmıştır. Bu sistemler mekanik transmisyon ile hidrostatik üniteyi bir arada kullanarak ikisinin de avantajından faydalanmaktadır. Bu tip sistemler power split system (PS-IVT) olarak adlandırılmaktadır.

7.2 Sanal Parkur

GPS verileri, Eskişehir ilçesinin bir banliyösünde bulunan, tarımsal taşıma ve toprak işleme faaliyetlerinde bulunan bir traktörden toplanmıştır. Bu tez çalışmasında yakıt tüketimi simülasyonu için sadece nakliye görevi dikkate alınmıştır. Rota verileri Şekil 7.1’de gösterilmiştir.

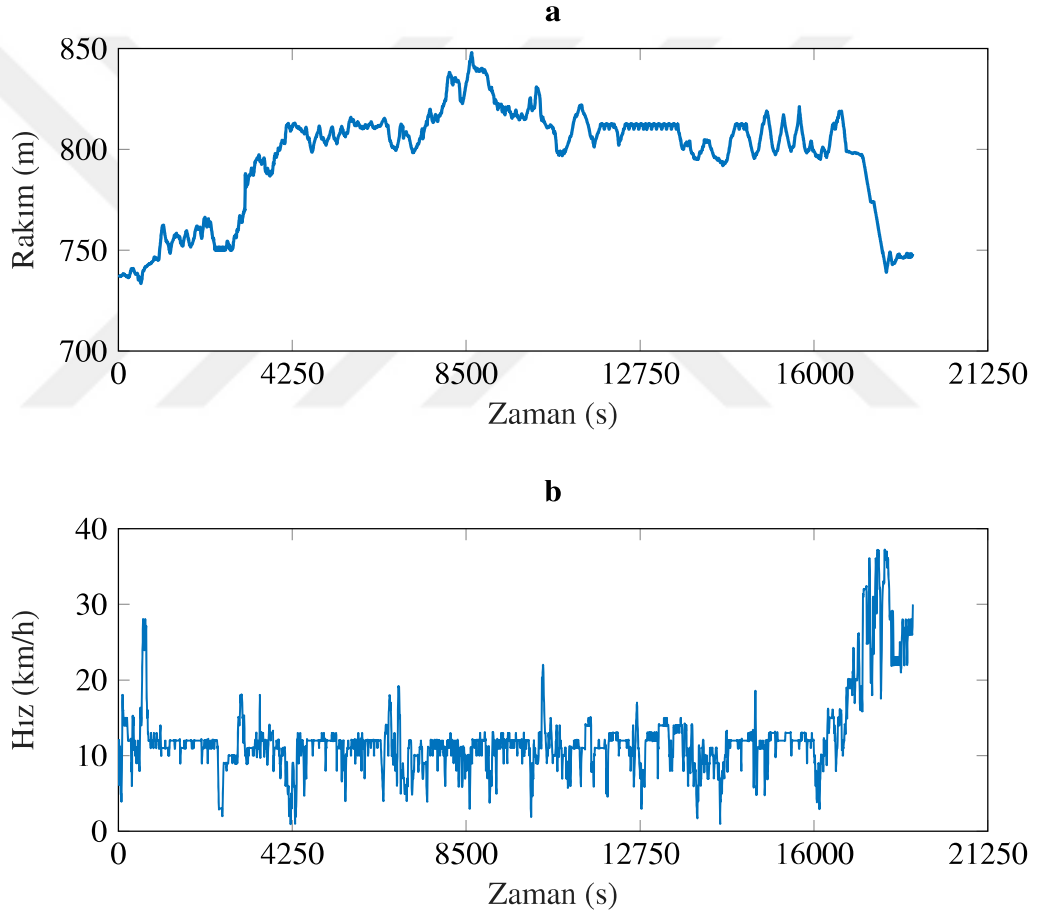


Şekil 7.1: Traktörün GPS rotası.

Bu çalışmada kullanılan GPS, 10 Hz hızında bir sensöre sahiptir ve bu sensörden elde edilen konum, hız ve ivme değerleri rotanın tamamı ile yapılan hesaplamalarda 8 saniyelik örnekleme aralıkları ile kullanılmıştır. Rotanın yaklaşık dörtte birlik bir kısmında ise 0.1, 0.5, 1 ve 8 saniyelik örnekleme aralıklarının alındığı yakıt tüketimi değerleri,

örnekleme aralığının yakıt tüketimi hesaplarına etkisini görebilmek adına kıyaslanmıştır. Rotanın tamamında yapılan yakıt tüketimi simülasyonları, örnekleme aralıkları arasındaki farkın ihmal edilebilir olması nedeniyle, 8 saniyelik örnekleme aralıkları ile yapılmıştır. Ek olarak, literatürdeki diğer çalışmalar bu örnekleme aralığının ortalama hız ve ortalama ivme hesaplamalarında yeterli doğruluk sağladığını göstermektedir [34, 42, 44, 63].

Tek bir sürücü ile iki farklı günde icra edilen taşımacılık operasyonlarından toplamda 312 dakikalık veri toplanmıştır. Verilen zamana bağlı olarak hız bilgisinin yanı sıra rakım bilgisi de içermektedir. Rota boyunca en yüksek hızlanma, eğim ve hız sırasıyla $0,52 \text{ m/s}^2$, $15,6$ ve 38 km/s olarak kaydedilmiştir. Rota boyunca rakım ve hız değerleri Şekil 7.2’de gösterilmiştir.



Şekil 7.2: Rota boyunca, rakım (a) ve hız (b) verileri.

7.3 Araç Modeli

Taşıt dinamiği analizi taşıtın üç translasyonel serbestlik derecesindeki hareketleri ile ilişkilidir ve genel olarak üç ana başlık altında ele alınmaktadır. Bunlar, aracın düzlemsel hareketlerini inceleyen doğrusal dinamik (longitudinal dynamics), düzlemsel yöne dik yöndeki hareketleri inceleyen yanal dinamik ve dikey yöndeki hareketleri inceleyen dikey dinamiktir.

Yanal dinamik başlıca, taşıtın dönüşü, yol tutuşu ve stabilitesini incelerken dikey dinamik, aracın dikey yöndeki hareketini kontrol altına alabilmek için yay ve damperlerin ayarlanması ile ilgilenir.

Doğrusal dinamik, sürüş dirençleri, güç ve enerji ihtiyaçları ile hızlanma ve yavaşlama performanslarını inceler. Bu nedenle, bu çalışmada traktörün doğrusal dinamik modeli ile ilgilenilecektir.

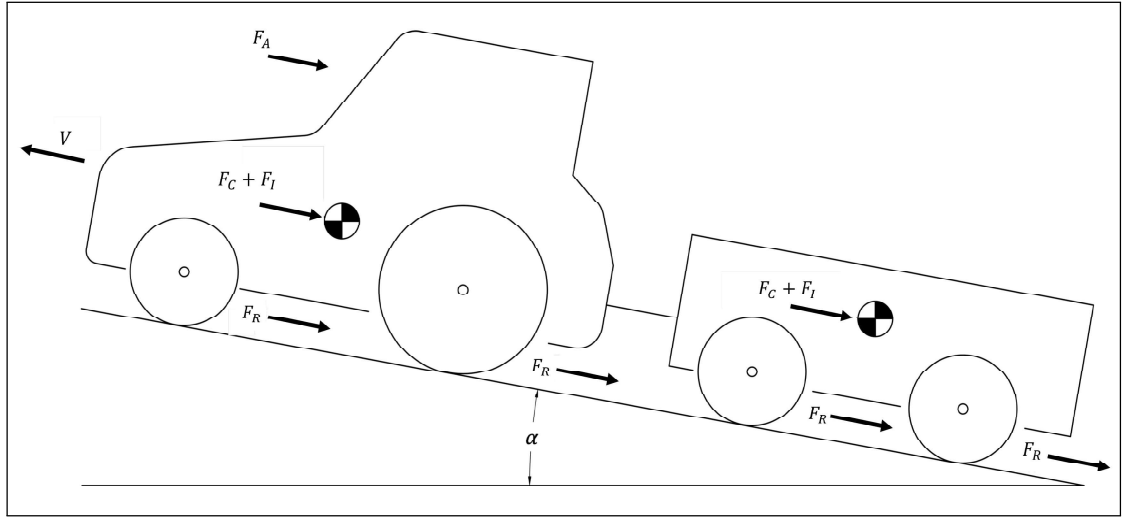
Bir güç aktarma sistemi tasarlamak ve geliştirmek için taşıt üstüne etki eden dirençlerin tespiti büyük önem taşımaktadır. Bu bilgi eninde sonunda aracın enerji ve güç gereksinimlerini, yakıt tüketimini ve hızlanma performansını belirleyecektir. Sürüş dirençleri denge durumu dirençleri ve dinamik dirençler olarak iki kısma ayrılabilir. Denge durumu dirençleri araç sabit hızla giderken araç üzerine sürekli etki eden dirençlerdir.

Bu çalışmada, GPS üzerinden elde edilen hızlanma, hız ve eğim değerlerini karşılamak için, tekerlekler üzerindeki tork ve güç talepleri doğrusal araç dinamiği modeli ile hesaplanmıştır. Doğrusal araç dinamiği modeli, özellikle sürüş dirençleri, güç ve enerji gereksinimleri gibi sorunları inceleyerek araçların hızlanma ve yavaşlama performanslarını inceler. Bu çalışmada tartışılan araç bir süspansiyona sahip olmadığından ve yol tutuşuyla ilgili performans beklentisi olmadığından, yanal ve dikey araç dinamiği modellerinin kısıtlamaları ihmal edilir.

Tekerlekler üzerindeki tork talebini hesaplamak için sürüş dirençleri belirlenmiştir. Sürüş dirençleri, kararlı durum dirençleri ve dinamik dirençler olarak ikiye ayrılabilir. Kararlı hal dirençleri, araç sabit bir hızla giderken aracı sürekli etkileyen dirençlerdir. Yuvarlanma direnci, aerodinamik sürüklenme direnci ve tırmanma direnci bu kategoride sayılabilir. Dinamik dirençler, araç hızlanırken meydana gelir ve bu dirençler aracın ataletinden kaynaklanır. Sabit durumdaki dirençler araç hızlanırken de etkindir. Şekil 7.3'de traktör ve römorku üzerine etki eden kuvvetler gösterilmiştir.

Toplam sürüş direnci F , tekerleklerin dönme hareketini korumak için gereken kuvvet olan F_{req} 'e eşittir ve şöyle ifade edilebilir:

$$F = F_{req} = F_A + F_{R,tractor} + F_{R,trailer} + F_C + F_I, \quad (7.1)$$



Şekil 7.3: Traktör ve römork üzerine etki eden kuvvetler.

burada, F_A aerodinamik sürüklenme direnci, $F_{R,tractor}$ traktörü etkileyen toplam yuvarlanma direnci, $F_{R,trailer}$, treylere etkileyen toplam yuvarlanma direncidir, F_C hem traktör hem treylere etki eden tırmanma direncidir. F_I , traktör ve römorkün külesinden kaynaklanan atalet direncidir. Bu dirençler şu şekilde ifade edilir:

$$F_A = \frac{\rho}{2} C_d A_f V_{avg}^2, \quad (7.2)$$

$$F_{R,tractor} = m_{tractor} g k_{R1}, \quad (7.3)$$

$$F_{R,trailer} = m_{trailer} g k_{R2}, \quad (7.4)$$

$$F_C = (m_{tractor} + m_{trailer}) g \sin(\alpha), \quad (7.5)$$

$$F_I = (m_{tractor} + m_{trailer}) a_{avg}, \quad (7.6)$$

burada, ρ havanın yoğunluğunu, C_d , aracın şekli ile ilişkili boyutsuz aerodinamik direnç katsayısını, A_f , traktörün projeksiyon alanını, m , traktörün veya römorkün külesini, g , yerçekimi ivmesini, k_R , traktör veya römorkün tekerlekleri için toplam yuvarlanma direnci katsayısını, α , GPS verilerinden elde edilen yolun eğimini, V_{avg} ortalama hızını ve a_{avg} ortalama ivmesini göstermektedir.

Dönen bileşenlerin ataleti, sürüş dirençlerinin hesaplanmasında ihmal edilmiştir.

Dönen bileşenlerin atalet direnci, traktör ve römorkun kütlesi göz önüne alındığında, binek araçlar gibi nispeten düşük kütleyle sahip olan araçlar için önemli olsa da, dönen bileşenlerden gelen atalet kuvvetleri ihmal edilebilir [64, 65]. Tekerlek üzerindeki torku belirlemek için hesaplanan sürüş dirençleri üzerine yapılan diğer varsayımlar şu şekildedir: Rüzgarın aerodinamik sürüklenme üzerindeki etkisi ihmal edilmiş, yol yüzeyi kuru ve deforme edilemezdir ve römork üzerindeki aerodinamik sürüklenme kuvveti ihmal edilmiştir.

Her GPS örnekleme aralığı için ortalama hız, V_{avg} ve ortalama hızlanma, a_{avg} , hesaplanabilir ve aşağıdaki şekilde ifade edilebilir :

$$V_{i,avg} = \frac{V_i + V_{i+1}}{2}, \quad (7.7)$$

$$a_{x,i,avg} = \frac{V_{i+1} - V_i}{t_{i+1} - t_i}, \quad (7.8)$$

burada, t_i ve V_i sırasıyla örnekleme noktasındaki zaman ve hız değerleridir.

Denklem (7.7)'den ortalama hız ve Denklem (7.8)'den ortalama ivme hesaplandıktan sonra, her aralık için gerekli kuvvet, çekiş tekerleklerindeki tork ve güç talebini belirlemek için Denklem (7.1) kullanılabilir. Sonunda, tekerlek torku ve tekerlek gücü aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

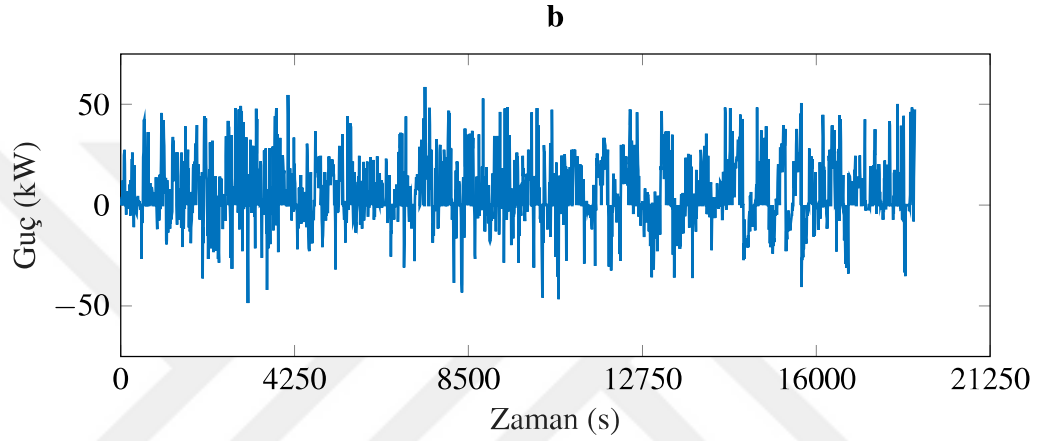
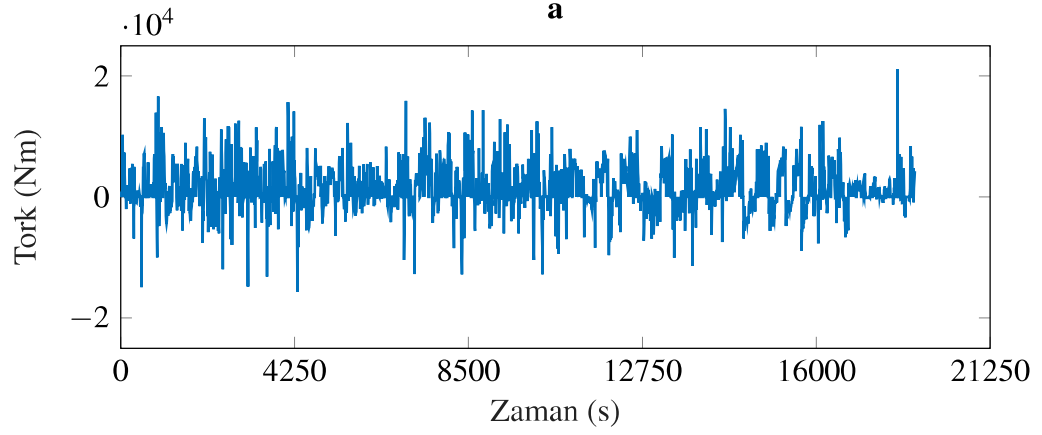
$$T_{w,i} = F_{req} r_{dyn}, \quad (7.9)$$

$$P_{w,i} = F_{req} V_{i,avg}, \quad (7.10)$$

r_{dyn} , tekerleklerin dinamik yarıçapıdır.

Tork ve güç değerlerini hesaplarken, tekerlek yarıçapının sabit olduğu ve GPS yörüngeğinde giderken tekerleklerde kayma olmadığı varsayılmıştır. Çekiş tekerleklerindeki tork ve güç, Şekil 7.4'de gösterilmiş ve hesaplamada kullanılan giriş parametreleri, Çizelge 7.1'de verilmiştir.

Şekil 7.4'de verilen güç ve tork değerlerinde parkurun tamamı ele alındığı ve örnekleme aralığı grafiğin ölçeğine kıyasla çok küçük olduğu için güç ve tork değerlerindeki değişim çok keskin görünmektedir. Hesaplamalarda dikkate alınan güç değerlerini daha iyi ifade edebilmek amacıyla Şekil 7.5'de parkurun ilk 250 saniyelik kısmına odak yapılarak 10 saniyelik örnekleme aralıkları ile yapılan güç ihtiyacı gösterilmiştir.



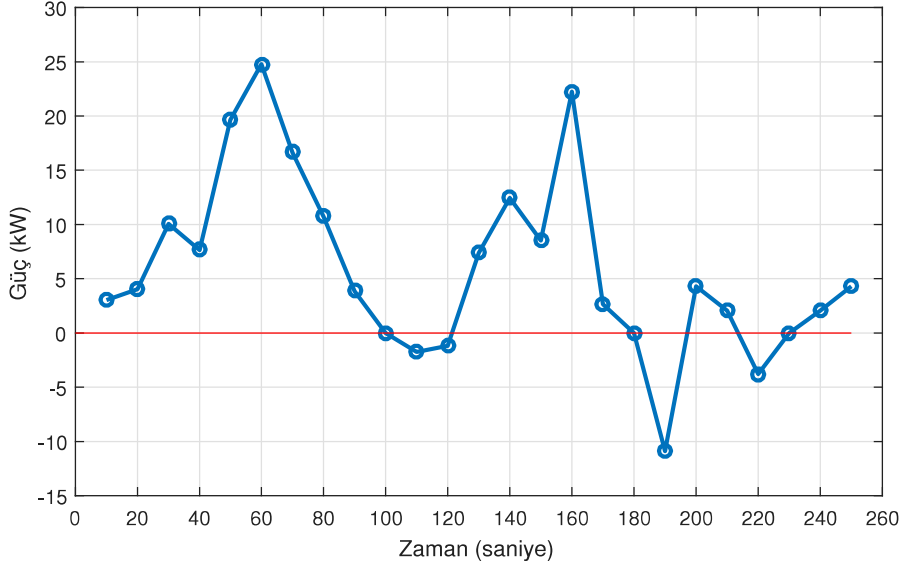
Şekil 7.4: Çekiş tekerleklerindeki Tork (a) ve Güç (b) değerleri.

Şekil 7.4 ve 7.5’de sıfırdan büyük değerler motordan güç çekildiğini, sıfırdan küçük değerler ise frenleme yapıldığını göstermektedir. Bu tez çalışmasında değerlendirilen araçta frenleme enerjisi tamamen ısıya dönüştüğü için negatif güç ve tork değerleri hesaplamalarda dikkate alınmamıştır.

Bu hesaplanan tork ve güç değerlerinin, aracın GPS rotasında hareket etmesini sağlamak için tekerleklerde elde edilmesi gereken değerler olduğunu belirtmek gerekir. Bu sanal parkurdaki yakıt tüketimini belirlemek için her iki transmisyon için de transmisyon oranları ve her bir oran için de mekanik verimlilikler ve içten yanmalı motorun modeli gereklidir.

7.4 İçten Yanmalı Motor Modeli

Aracın sanal parkur üzerinde ilerlerken motordan ihtiyaç duyduğu tork ve devir değerlerine karşılık gelen yakıt tüketimi değerlerini tespit edebilmek için kullanılan motorun frenli özgül yakıt tüketimi (BSFC) haritası çıkartılmıştır. BSFC haritası, fosil yakıtları yakan ve karşılığında dönme gücü üreten yanmalı motorların etkinliğini değerlendir-



Şekil 7.5: Parkurun ilk 250 saniyesinde çekiş tekerleklerindeki güç değerleri.

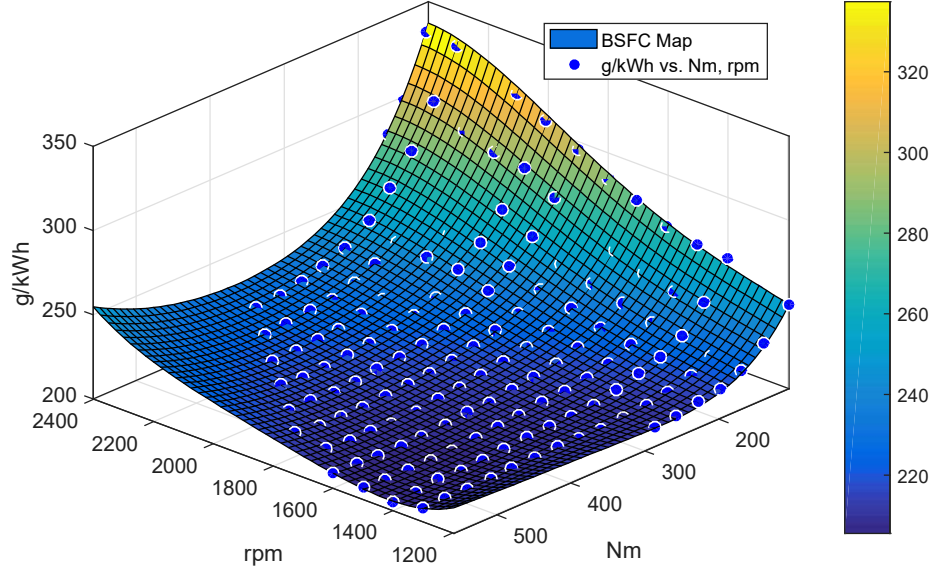
Çizelge 7.1: Tekerleklerdeki tork ve güç taleplerinin hesaplanmasında kullanılan gir-diler.

| Parametre | Değer |
|---|-------|
| Havanın yoğunluğu, ρ [kg/m^3] | 1.2 |
| Hava direnç katsayısı, C_d | 0.96 |
| Projeksiyon alanı, A_f [m^2] | 3.2 |
| Traktör kütlesi, m_{tractor} [kg] | 3500 |
| Treyler kütlesi, m_{trailer} [kg] | 8000 |
| Traktör tekerlekleri için yuvarlanma direnci, k_{R_1} [66] | 0.02 |
| Treyler tekerlekleri için yuvarlanma direnci, k_{R_2} [66] | 0.015 |
| Çekiş tekerlekleri için dinamik yarıçap, r_{dyn} [m] | 0.725 |

mek için sıklıkla kullanılır. BSFC haritasını belirlemek için, farklı tork değerleri için yakıt kütle akış hızını belirlemek üzere motor farklı hızlarda bir dinamometre ile yüklenir.

Bu çalışmada, dört silindirli bir common-rail turbo dizel motorun 160 farklı noktasındaki BSFC test değerleri alınmış ve harita Şekil 7.6'da gösterilmiştir.

Şekil 7.6'daki noktalar testlerden elde edilen değerleri göstermektedir ve bu değerler BSFC fit yüzeyinin sınırlarını oluşturmaktadır. Motor 1200-2400 rpm'de ve 100-575 Nm tork aralığında test edilmiştir ve motorun yakıt tüketim değerlerinin, söz konusu hız ve tork aralığı için 205-342 g/kWh arasında olduğu belirlenmiştir. BSFC haritasında, test koşullarının dışında kalan ve araç modelinden elde edilen tork değerleri vardır. Bu değerler için fit fonksiyonu üzerinden ekstrapolasyon yapılmıştır.



Şekil 7.6: Frenli özgül yakıt tüketimi (BSFC) haritası.

Haritanın doğruluğunun kontrolü için Çizelge 7.2’de verilen istatistik veriler kullanılmıştır ve korelasyon denklemindeki hata değerlerinin kabul edilebilir olduğu dikkate alınarak, BSFC haritasını oluşturan uyum denklemini yakıt tüketiminin hesaplanmasında kullanılmıştır.

Çizelge 7.2: BSFC haritası için hata değerleri.

| SSE | R^2 | Düzeltilmiş R^2 | RMSE |
|----------|--------|-------------------|--------|
| 268.5214 | 0.9978 | 0.9975 | 1.3703 |

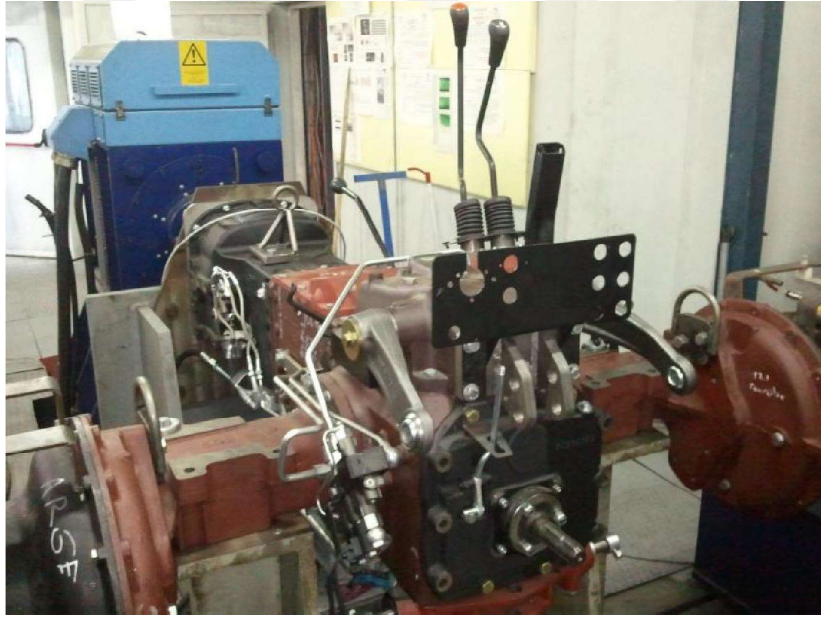
Ayrıca belirtmek gerekir ki bu çalışma gerçek bir yakıt tüketimi değeri elde etmekten ziyade, yeni PS-IVT sisteminin kullanımı ile mekanik transmisyona oranla yakıt tüketimi avantajı sağlanıp sağlanamayacağına odaklanmaktadır. Bununla birlikte hesaplamalarda daha doğru sonuç elde edebilmek adına geçici (transient) koşulların etkisi azaltılmaya çalışılmıştır. Bunun için, halihazırda kullanılan gerçek bir motor üzerindeki soğutma sistemi, egzoz sistemi ve diğer aksesuarlarla birlikte test edilmiştir. Testler esnasında, bu çalışmadaki yakıt tüketimi hesaplamalarında olduğu gibi, yük torku üzerinden özgül yakıt tüketimi değerleri ölçülmüştür. Eğer yük torku yerine motorda indüklenen tork üzerinden testler yapılırsa, motordaki sürtünmeler, turbo gecikmesi gibi etmenler nedeniyle hesaplamalardaki hata miktarı artacaktır. Yine de bu çalışmada göz ardı edilen vites geçişleri gibi diğer geçici koşullar gerçek yakıt tüketimi değerlerini değiştirebilir. Bu durumda özellikle mekanik transmisyonun kullanımında gerçek yakıt tüketimi değerinin daha yüksek olacağı düşünülmektedir. Ancak, vites geçişinin etkisini hesaba katabilmek için vites geçişinin ne kadar sürede gerçekleştiği

ve motorun bu geçişle birlikte oluşan ani yüklerle nasıl tepki verdiğinin bilinmesi gerekmektedir. Bu etmenlerin etkisinin doğru tespit edilmesi çok mümkün olmadığı için bu çalışmada vites geçişi etkisi ihmal edilmiştir.

7.5 Konvansiyonel ve Sonsuz Oran Transmisyon İçin Mekanik Verimliliklerin Belirlenmesi

Bu tez çalışmasında konvansiyonel transmisyonun mekanik verimliliği, bir dinamometre testi yapılarak, PS-IVT'nin verimliliği ise teorik korelasyonlar ile belirlenmiştir.

GPS verilerinin toplandığı traktörde kullanılan geleneksel şanzıman, Şekil 7.7'de gösterildiği gibi bir elektrik motoruna bağlanarak tahrik edilmiştir. Transmisyon yağı 90°C sıcaklıkta sabit tutularak, dikkate alınan motorun maksimum tork ve maksimum güç devirlerinde ve bu devirler için tespit edilen maksimum tork değerinin yarısı kadar yük verilmiştir.



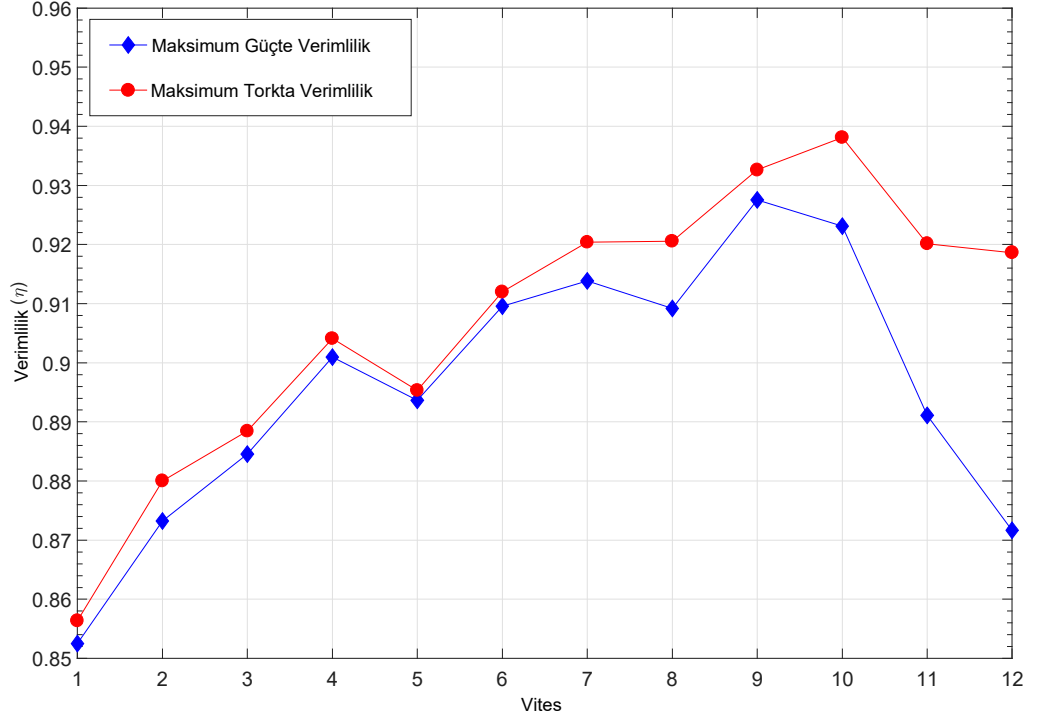
Şekil 7.7: Mekanik verimlilik test düzeneği.

Farklı vites seçenekleri için verimlilik değerleri şu şekilde hesaplanmıştır:

$$\eta_{konvansiyonel} = \frac{(T_{sag})(\omega_{sag}) + (T_{sol})(\omega_{sol})}{(T_{giris})(\omega_{giris})}, \quad (7.11)$$

Burada T tork ω açısal hızdır. Şekil 7.8, maksimum tork ve maksimum güç değerleri için her viteste ölçülen verimlilik değerlerini göstermektedir. Yakıt tüketim değerleri hesaplanırken, her dişli için ölçülen iki verimlilik değerinin aritmetik ortalaması alınmıştır. 1 ile 12 arasındaki vitesler için toplam iletim oranları τ_j sırasıyla 325, 219.4,

148.2, 100.8, 139.6, 93.4, 62.7, 42.75, 57, 39.7, 26.7, ve 17.1 olarak alınmıştır.



Şekil 7.8: Konvansiyonel mekanik transmisyon için ölçülen mekanik verimlilik değerleri.

PS-IVT'nin verimliliği, geleneksel mekanik şanzımandan çok daha fazla parametreden etkilenir. Bir IVT'nin toplam verimi, güç akış tipi [22, 34, 67, 68], varyatör verimi [22, 34, 67, 69], planet dişlinin verimi [22, 34] gibi parametrelerden ve en önemlisi varyatör kullanım oranından etkilenir [22, 34, 67–70].

PS-IVT'nin mekanik verimliliğini hesaplayabilmek için, gücün ne kadarının varyatörden aktığını belirlemek gerekir. Bu çalışmada ele alınan PS-IVT'nin güç akış denklemleri önceki bölümlerde açıklanmıştır ve kısaca, her aşama için burada şöyle ifade edilmiştir:

$$\left(\frac{P_{IVU}}{P_{IN}}\right)^I = \frac{\tau_{IVU}(\tau_{IVT}^I - \tau_{FR})}{\tau_{IVT}^I(\tau_{FR} - \tau_{IVU})}, \quad (7.12)$$

$$\left(\frac{P_{IVU}}{P_{IN}}\right)^{II} = \frac{\tau_{IVU}(\tau_{IVT}^{II} - \tau_{FR})}{\tau_{IVT}^{II}(\tau_{FR} - \tau_{IVU})} \quad (7.13)$$

ve

$$\left(\frac{P_{IVU}}{P_{IN}}\right)^{III} = \frac{\tau_{IVU}(\tau_{IVT}^{III} - \tau_{FR})}{\tau_{IVT}^{III}(\tau_{FR} - \tau_{IVU})}. \quad (7.14)$$

Burada P_{IVU}/P_{IN} hidrostatik varyatör kullanımının oranıdır, τ_{IVU} , hidrostatik varyatörün aktarma oranıdır, τ_{FR} sabit orandır. Gücü birleştiren planet dişli takımı ve τ_{IVT}^{kademe} ise farklı aşamalardaki aktarım oranıdır.

Denklem (7.12-7.14) eşitliklerini kullanarak Tip I, Tip II ve Tip III güç akışları için mekanik verimler aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\eta_{IVT} = \eta_M \eta_{IVU} \left(\frac{P_{IVU}}{P_{IN}} \right) + \eta_M - \left(\frac{P_{IVU}}{P_{IN}} \right), \quad (7.15)$$

$$\eta_{IVT} = \eta_{IVU} \left(\frac{P_{IVU}}{P_{IN}} \right) - \eta_M^{-1} \left(\frac{P_{IVU}}{P_{IN}} \right) + \eta_M^{-1} \quad (7.16)$$

ve

$$\eta_{IVT} = \eta_M \left(1 - \frac{P_{IVU}}{P_{IN}} \right) + \eta_{IVU} \left(\frac{P_{IVU}}{P_{IN}} \right). \quad (7.17)$$

Mekanik transmisyonun ölçülen verimlilik değerleri, tüm güç aktarma sisteminin giriş milinden çıkış miline kadar olan verimliliğini içerir. Benzer şekilde, PS-IVT için, toplam mekanik verimlilik, son tahrik dikkate alınarak aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\eta_{IVT,total} = \eta_{IVT} \eta_{FD}, \quad (7.18)$$

Hidrolik yolun verimliliği, η_{IVU} , tüm çalışma koşullarında sabit olduğu varsayılmıştır ve 0.87 olarak alınmıştır [71]. mekanik yolun η_M ve son redüktörün, η_{FD} , verimliliğinin de tüm çalışma koşulları altında sabit olduğu düşünülmüş ve her ikisi de 0.96 olarak alınmıştır.

Toplam transmisyon oranları ve bu nedenle PS-IVT'nin toplam mekanik verimleri, planet dişli setinin Willis transmisyon oranındaki değişikliklere bağlı olarak değişmektedir. Bu nedenle, farklı Willis transmisyon oranlarının yakıt tüketimine etkisini değerlendirmek için Çizelge 7.3'de verilen Willis transmisyon oranları ile 8 farklı senaryo değerlendirilmiştir. Son redüktör için transmisyon oranı 28,4 olarak belirlenmiştir.

Çizelge 7.3: Farklı senaryolar için Willis transmisyon oranları.

| | Sc.1 | Sc.2 | Sc.3 | Sc.4 | Sc.5 | Sc.6 | Sc.7 | Sc.8 |
|--------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| τ_{PG1} | 0.5 | 0.75 | 0.75 | 0.5 | 0.5 | 0.5 | 0.75 | 0.75 |
| τ_{PG2} | 0.75 | 0.75 | 0.5 | 0.75 | 0.5 | 0.5 | 0.5 | 0.75 |
| τ_{PG3} | 0.75 | 0.75 | 0.75 | 0.5 | 0.5 | 0.75 | 0.5 | 0.5 |

7.6 Yakıt Tüketimi Simülasyonu

GPS verilerinden elde edilen sanal parkur üzerindeki yakıt tüketimini hesaplamak için, içten yanmalı motordan ne kadar enerji alındığını hesaplamak gerekir. Bu amaçla, her aralık için motor değerlerinin torku ve hızı aşağıdaki şekilde hesaplanabilir:

$$T_{E,i,j} = \frac{T_{w,i}}{\eta_{trans,j} \tau_j}, \quad (7.19)$$

$$\omega_{E,i,j} = \omega_{w,i} \tau_j, \quad (7.20)$$

$$\omega_{w,i} = \frac{V_{i,avg}}{r_{dyn}}. \quad (7.21)$$

Mekanik transmisyon için 12 farklı vites seçeneği bulunurken PS-IVT için her üç farklı kademedede de 1000 farklı transmisyon oranı belirlenmiştir.

Her iki transmisyon türü için, aynı araç dinamiği modeline sahip en düşük yakıt tüketiminin aynı yolda elde edildiği kabul edilmiştir. Bu nedenle, sorun bir optimizasyon problemi gibi değerlendirilirse şöyle ifade edilebilir:

minimize(Yakıt Tüketimi) ,
 T_E, ω_E

koşullar:

$$1200 \leq \omega_{E,i,j} \leq 2400,$$

$$0 \leq T_{E,i,j} \leq T_{E,max}(\omega_{E,i}).$$

Eğer Denklem (7.19)'dan elde edilen motor torkunu ve Denklem (7.20)'den elde edilen motor hızını BSFC fonksiyonunda yerine koyarsak aşağıdaki fonksiyon elde edilir:

$$f_{i,j} = bsfc(T_{E,i,j}, \omega_{E,i,j}). \quad (7.22)$$

En düşük tüketim değerlerini sağlayan iletim oranlarını seçmek için Denklem (7.22) kullanılırsa şu fonksiyon ile en düşük değerler seçilir:

$$argmin(f_{i,j}) = j_{select}. \quad (7.23)$$

BSFC fonksiyonu kullanılarak elde edilen yakıt tüketim değerlerinin birim enerji bölü yakıt tüketimi kütle (g/kW) olduğuna dikkat edelim. Yakıt tüketimini yakıt kütlesi cinsinden hesaplamak için, bu denklemin rotanın her bir aralığında enerji değeri ile çarpılması gerekir:

$$F_i = f_{i,j_{select}}(T_{E,i,j_{select}} \omega_{E,i,j_{select}}) \Delta t_i. \quad (7.24)$$

Tüm rota için en düşük toplam yakıt tüketimi şu şekilde hesaplanabilir:

$$YakitTuketimi = \sum_{i=0}^n F_i. \quad (7.25)$$

Bu tez çalışmasında, PS-IVT'nin ve konvansiyonel mekanik şanzımanın en düşük yakıt tüketimini hesaplamak için MATLAB'da bir kod yazılmıştır. Şekil 7.9, bu kodun akış şemasını göstermektedir.

Konvansiyonel transmisyonun yakıt tüketimini hesaplarken, sürücünün tüm aralıklarda en düşük yakıt tüketimini sağlayan vitesi anında seçtiği varsayılmıştır. Vites geçişi kayıpları her iki şanzıman tipi için de ihmal edilmiştir.

Değişken kademeli transmisyonları da kapsayan otomatik transmisyonlar vites değişimlerini Transmisyon Kontrol Ünitesi (TKÜ) vasıtası ile yapmaktadır. TKÜ'ler en düşük yakıt tüketimini sağlamak için transmisyon oranlarını belirlerken, güç yönetim stratejilerine ihtiyaç duymaktadır. Farklı mimarilerdeki transmisyonlar, farklı stratejiler ile düşük yakıt tüketimi sağlayabileceğinden dolayı bütün transmisyon sistemleri için ortak bir strateji geliştirmek mümkün değildir [72, 73]. Bu nedenle PS-IVT sisteminin yakıt tüketimi hesaplarında aşağıda verilen iki farklı güç yönetim stratejisi değerlendirilmiştir:

- Birinci Güç Yönetim Stratejisi (BGYS): Her transmisyon oranı için transmisyon verimliliğini de dikkate alarak motordaki tork ve hız değerlerini hesapla. Her bir oran için BSFC değerini tespit et ve bu değeri her bir aralıktaki enerji ile çarp. Her bir aralıktaki, bütün transmisyon oranları için bulunan yakıt tüketimi değerlerinden en düşük olanları seç.
- İkinci Güç Yönetim Stratejisi (İGYs): Mümkün olan bütün transmisyon oranları için motordaki tork ve hız değerlerini hesapla. Bu noktadaki en düşük BSFC değerlerini seç. Seçilen transmisyon oranı için hesaplanan verimlilik değerine bölünmüş enerji değerini seçilen en düşük BSFC değeriyle çarparak yakıt tüketimini bul.

Birinci strateji motoru en verimli noktada çalıştırmaya çalışırken transmisyon verimliliğini dikkate alır. Bu strateji ile motorun en verimli noktada çalışacağı bir transmisyon oranı tespit edilse bile, toplam verim düşükse, tespit edilen transmisyon oranı ihmal edilir. İkinci strateji transmisyon verimliliğinden bağımsız olarak her zaman motoru en verimli noktasında çalıştırmaya çalışır.

312 dakikalık GPS rotasının tümü değerlendirildiğinde, geleneksel mekanik transmisyonun 9605,3 gram toplam yakıt tüketim değerine sahip olduğu, sürücünün her zaman en düşük yakıt tüketimini sağlayan vitesi seçtiği varsayımıyla tespit edilmiştir. Sıradan bir sürücü sürekli olarak bu durumu sağlayamadığından, ortaya çıkan yakıt tüketimi değeri iyimser bir değer olarak kabul edilebilir.

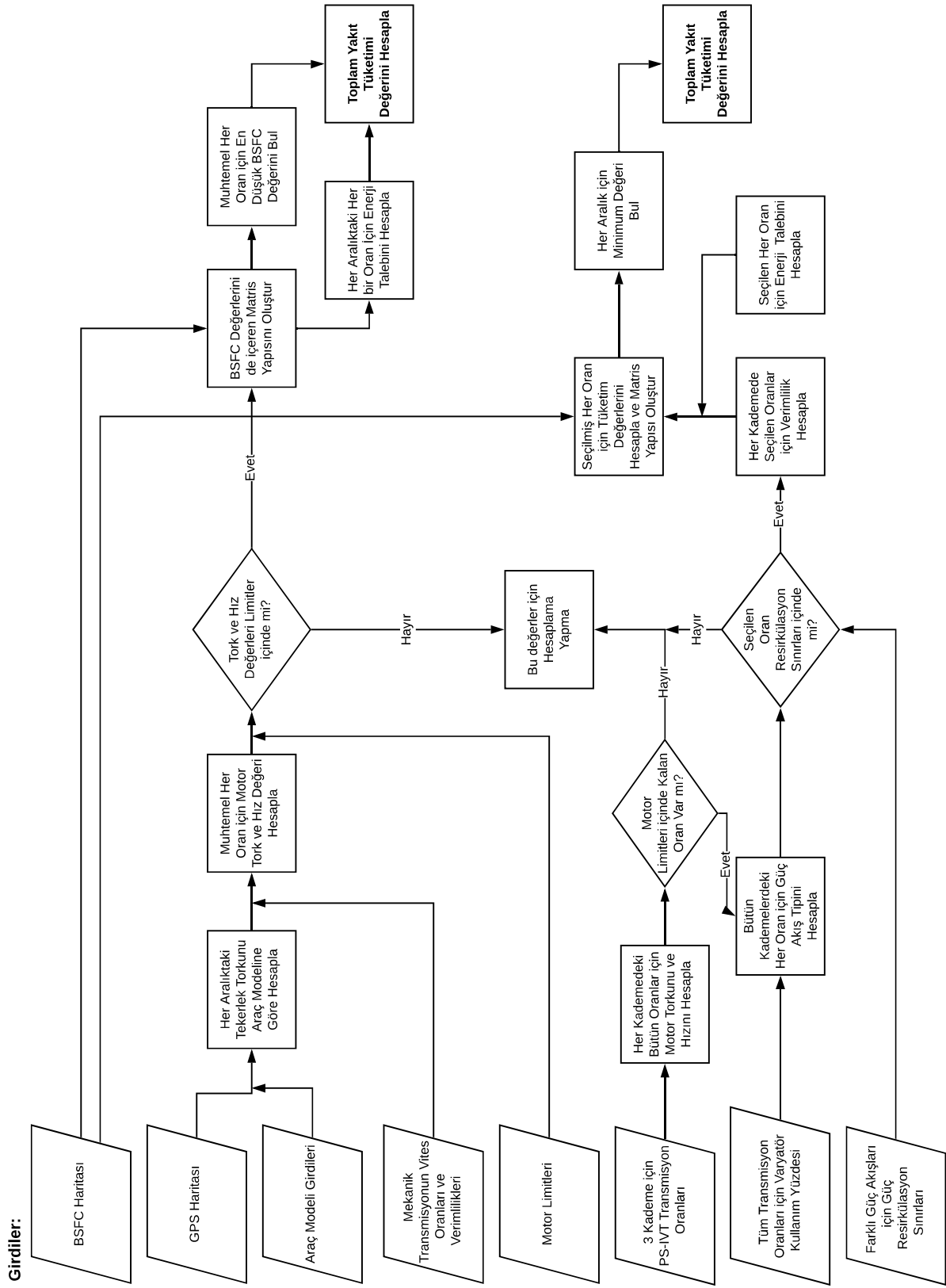
Konvansiyonel transmisyon için iki farklı güç yönetimi stratejisi ile yapılan hesaplamalarda aynı yakıt tüketim değerleri elde edilmiştir. Bunun nedeni, her hesaplama aralığında gerekli tork ve güç değerini sağlayabilecek sadece birkaç vites seçeneğinin mevcut olması ve bu viteslerin mekanik verimlilik değerlerinin birbirine yakın olmasıdır. Geleneksel mekanik transmisyondan elde edilen 9605.3 gram yakıt tüketimi değeri, PS-IVT kullanılarak elde edilen yakıt tüketiminin değerlendirilmesinde referans olarak kabul edilmiştir.

Çizelge 7.4'de 8 farklı senaryo ve 2 farklı güç yönetimi stratejisi için PS-IVT transmisyon kullanılarak elde edilen yakıt tüketim değerleri listelenmiştir. Ayrıca, referans transmisyon değerinin yakıt tüketiminden yüzde olarak fark gösterilmiştir. Yüzde farktaki negatif bir değer referans değere kıyasla daha az yakıt tüketimi, pozitif bir değer ise referans değere kıyasla daha fazla tüketim anlamına gelmektedir.

Çizelge 7.4: PS-IVT kullanılarak elde edilen gram cinsinden yakıt tüketimi değerleri. % fark referans kabul edilen konvansiyonel transmisyonun 9605.3 gram'lık tüketiminden farkı göstermektedir.

| SENARYO | BGYS | FARK (%) | İGYS | FARK (%) |
|---------|--------|----------|---------|----------|
| 1 | 9093.2 | -5.3 | 11081.2 | 15.4 |
| 2 | 8810.4 | -8.2 | 10965.5 | 14.2 |
| 3 | 8985.2 | -6.4 | 10989.6 | 14.4 |
| 4 | 9116.5 | -5.1 | 10862.9 | 15.1 |
| 5 | 9084.5 | -5.4 | 10828.8 | 12.7 |
| 6 | 8962.5 | -6.6 | 11002.9 | 14.6 |
| 7 | 9130.2 | -4.9 | 11074.6 | 15.3 |
| 8 | 9102.5 | -5.2 | 10990.1 | 14.4 |

(*)Değerler rotanın 18720 saniyelik tamamını kapsamaktadır.



Şekil 7.9: Konvansiyonel mekanik transmisyon ve PS-IVT'nin yakıt tüketimini hesaplamak için yazılan MATLAB kodunun algoritması.

Çizelge 7.4’de verilen senaryolar tezin bundan sonraki kısımlarında "Sce." kısaltması ile verilmektedir.

PS-IVT ile en düşük yakıt tüketimi senaryo 2 ve BGYS ile elde edilmiştir. Bu kombinasyon, geleneksel mekanik transmisyondan % 8,2 daha düşük yakıt tüketimi elde etmiştir. Önceki bölümlerde yeni PS-IVT’nin verimliliğini etkileyen değişkenleri incelemiştik. Önceki bölümlerdeki önemli bulgulardan biri verimlilik değerlerinin yalnızca Willis planet oranı değiştirilerek değiştirilebilmesidir. Bu nedenle, bu bölümde, farklı Willis planet oranlarını incelemek için 8 farklı senaryo incelenmiştir. Bu sonuçlara göre, farklı güç yönetimi stratejilerinin yakıt tüketim değerlerini Willis planet oranından daha fazla etkilediği görülmektedir.

BGYS’deki tüm tüketim değerlerinin geleneksel mekanik transmisyondan tüketim değerinden düşük olması dikkat çekicidir. Öte yandan, İGYs’deki tüm tüketim değerleri referans değerden daha yüksektir. İGYs ve senaryo 1 için referansa kıyasla % 15,4 daha fazla yakıt tüketimi hesaplanmıştır. İGYs ile yapılan hesaplamalarda yakıt tüketimi, her nokta için en düşük BSFC değerini veren transmisyon oranının seçilmesiyle hesaplanmıştır.

Örnekleme aralığının yakıt tüketim değerleri üzerindeki etkisini incelemek için simülasyonlar, tüm rotanın ilk 4250 saniyesinde, 0.1, 0.5, 1 ve 8 saniyelik aralıklarla tekrarlanmış ve sonuçlar sırasıyla Çizelge 7.5-7.8 arasında listelenmiştir.

Çizelge 7.5: 0.1 saniye örnekleme aralığı kullanılarak elde edilen yakıt tüketimi (gram) değerleri ve referans transmisyondan (2635.9 gram) % fark*.

| | BGYS | FARK (%) | İGYs | FARK (%) |
|---------------|--------|----------|--------|----------|
| Konvansiyonel | 2635.9 | Referans | 2635.9 | Referans |
| Sce.1 | 2421.8 | -8.1 | 2946.8 | 11.8 |
| Sce.2 | 2409.9 | -8.6 | 2940 | 11.5 |
| Sce.3 | 2419 | -8.2 | 2939.1 | 11.5 |
| Sce.4 | 2431.7 | -7.7 | 2936.6 | 11.4 |
| Sce.5 | 2425.6 | -8.0 | 2870.9 | 8.9 |
| Sce.6 | 2417.5 | -8.3 | 2941.2 | 11.6 |
| Sce.7 | 2435.5 | -7.6 | 2938.2 | 11.5 |
| Sce.8 | 2425.9 | -8.0 | 2942.2 | 11.6 |

(*)Değerler rotanın ilk 4250 saniyelik kısmında elde edilmiştir.

8 saniyelik örnekleme aralıklarıyla bütün rotada yapılan simülasyonlarda BGYS ile PS-IVT, Sce.2’de en düşük ve Sce.7’de en yüksek yakıt tüketimi değerlerini elde etmiştir. Rotanın ilk 4250 saniyelik bölümünde de bu senaryolar bütün örnekleme aralıklarında sırasıyla en düşük ve en yüksek yakıt tüketimi değerlerini elde etmiştir.

BGYS kullanılarak elde edilen sonuçlar için aşağıdaki tartışmalar yapılabilir: Her ne

Çizelge 7.6: 0.5 saniye örnekleme aralığı kullanılarak elde edilen yakıt tüketimi (gram) değerleri ve referans transmisyondan (2614.1 gram) % fark*.

| | BGYS | FARK (%) | İGYs | FARK (%) |
|---------------|--------|----------|--------|----------|
| Konvansiyonel | 2614.1 | Referans | 2614.1 | Referans |
| Sc.e.1 | 2402.1 | -8.1 | 2926.2 | 11.9 |
| Sc.e.2 | 2391.5 | -8.5 | 2937.1 | 12.4 |
| Sc.e.3 | 2397.4 | -8.3 | 2935.1 | 12.3 |
| Sc.e.4 | 2413.8 | -7.7 | 2932.1 | 12.2 |
| Sc.e.5 | 2409.8 | -7.8 | 2857.4 | 9.3 |
| Sc.e.6 | 2395.8 | -8.3 | 2937.5 | 12.4 |
| Sc.e.7 | 2420.1 | -7.4 | 2931.1 | 12.1 |
| Sc.e.8 | 2409 | -7.8 | 2938.4 | 12.4 |

(*)Değerler rotanın ilk 4250 saniyelik kısmında elde edilmiştir.

Çizelge 7.7: 1 saniye örnekleme aralığı kullanılarak elde edilen yakıt tüketimi (gram) değerleri ve referans transmisyondan (2612.5 gram) % fark*.

| | BGYS | FARK (%) | İGYs | FARK (%) |
|---------------|--------|----------|--------|----------|
| Konvansiyonel | 2612.5 | Referans | 2612.5 | Referans |
| Sc.e.1 | 2404.7 | -8.0 | 2925.8 | 12 |
| Sc.e.2 | 2392.8 | -8.4 | 2935.4 | 12.4 |
| Sc.e.3 | 2398.8 | -8.2 | 2937 | 12.4 |
| Sc.e.4 | 2415 | -7.6 | 2930 | 12.2 |
| Sc.e.5 | 2410.7 | -7.7 | 2853.8 | 9.2 |
| Sc.e.6 | 2397.3 | -8.2 | 2939 | 12.5 |
| Sc.e.7 | 2422.9 | -7.3 | 2929.9 | 12.1 |
| Sc.e.8 | 2411.3 | -7.7 | 2940 | 12.5 |

(*)Değerler rotanın ilk 4250 saniyelik kısmında elde edilmiştir.

kadar Sc.e.1 tüm rotada İGYs ile yapılan hesaplamalarda en kötü yakıt tüketim değerine yol açsa da, Sc.e.8 rotanın 4250 saniyelik kısmında, 8 saniyelik örnekleme aralığı ile yapılan hesaplamalarda en kötü yakıt tüketim değerine yol açmıştır. Ancak, örnekleme aralığı 0.1 saniyeye düşürüldüğünde Sc.e.1, İGYs ile yine en kötü yakıt tüketimi performansı göstermiştir.

Birkaç farklı örnekleme aralığı kullanılarak elde edilen sonuçlar, İGYs'nin yakıt tüketim değeri hesaplamasında örnekleme aralığına daha duyarlı olduğunu göstermektedir. Öte yandan, bu çalışmada kullanılan GPS sistemi 1-5 metre arasında pozisyon doğruluğuna sahiptir ve 1 saniyenin altındaki örnekleme aralıklarının, ilgili rotadaki aracın hızını (yaklaşık 2,8 m / s) dikkate alarak yakıt tüketimi hesaplamalarında yanlışlıklara yol açabileceğine dikkat edilmelidir.

Farklı örnekleme aralıklarında PS-İVT BGYS, PS-İVT İGYs ve konvansiyonel trans-

Çizelge 7.8: 8 saniye örnekleme aralığı kullanılarak elde edilen yakıt tüketimi (gram) değerleri ve referans transmisyondan (2551.8 gram) % fark*.

| | BGYS | FARK (%) | İGYs | FARK (%) |
|---------------|--------|----------|--------|----------|
| Konvansiyonel | 2551.8 | Referans | 2551.8 | Referans |
| Sce.1 | 2405.4 | -5.7 | 2926.3 | 14.7 |
| Sce.2 | 2396.6 | -6.1 | 2936.4 | 15.1 |
| Sce.3 | 2402.1 | -5.9 | 2938.4 | 15.2 |
| Sce.4 | 2417.8 | -5.3 | 2931.2 | 14.9 |
| Sce.5 | 2411.4 | -5.5 | 2856.9 | 12 |
| Sce.6 | 2399 | -6 | 2940.1 | 15.2 |
| Sce.7 | 2425.6 | -4.9 | 2932.1 | 14.9 |
| Sce.8 | 2414.2 | -5.4 | 2941.8 | 15.3 |

(*)Değerler rotanın ilk 4250 saniyelik kısmında elde edilmiştir.

misyon kullanılarak elde edilen en iyi tüketim değerleri Çizelge 7.9’de özetlenmiştir. Çizelge 7.9’de verilen sonuçlar incelendiğinde, yalnızca konvansiyonel transmisyon kullanıldığında yakıt tüketimi hesaplamalarında önemli değişikliklerin olduğu görülmektedir. Örnekleme aralığının 0.1 saniyeden 8 saniyeye değiştirilmesi bu durumda yakıt tüketiminde yaklaşık %3,3’lük bir değişiklikle sonuçlanmıştır.

Çizelge 7.9: Farklı örnekleme aralıkları ile rotanın ilk 4250 saniyelik kısmında elde edilen yakıt tüketimi değerlerinin özeti*.

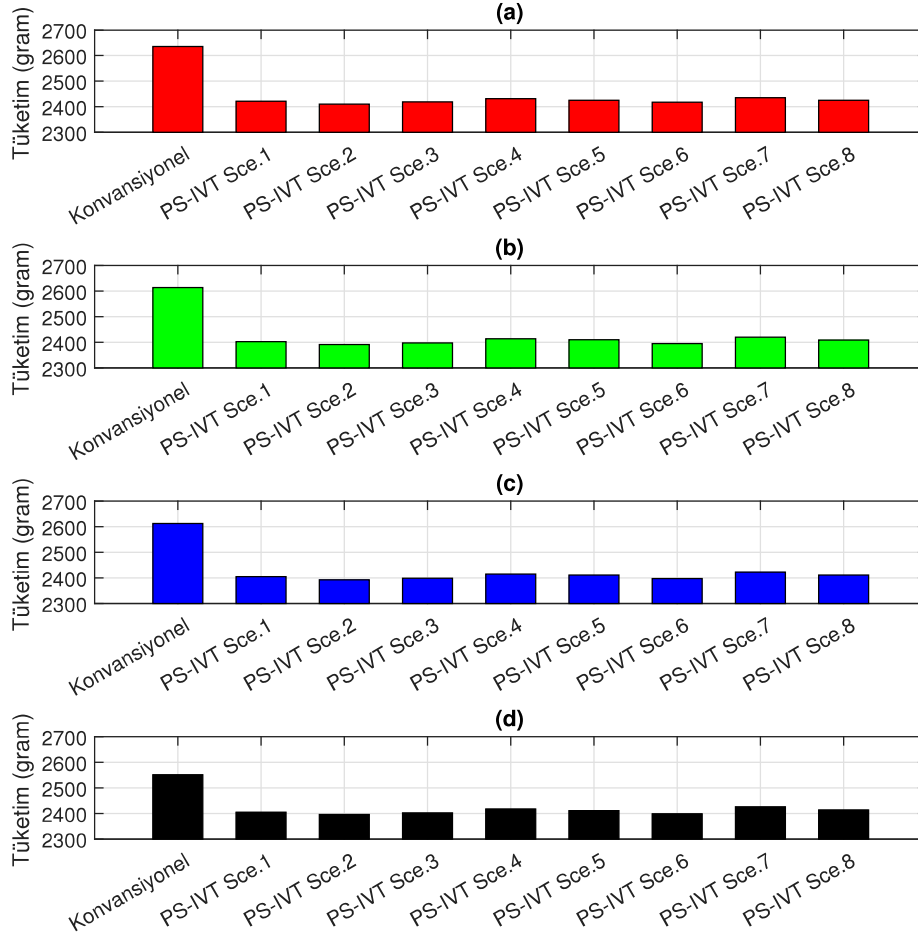
| Örnekleme Aralığı | Tüketim (g) | | |
|-------------------|--------------|--------------|---------------|
| | BGYS (Sce.2) | İGYs (Sce.5) | Konvansiyonel |
| 0.1 saniye | 2409.9 | 2870.9 | 2635.9 |
| 0.5 saniye | 2391.5 | 2857.4 | 2614.1 |
| 1 saniye | 2392.8 | 2853.8 | 2612.5 |
| 8 saniye | 2396.6 | 2856.9 | 2551.8 |

(*)Değerler rotanın ilk 4250 saniyelik kısmında elde edilmiştir.

Şekil 7.10 ve Şekil 7.11, yakıt tüketimi hesaplamalarında tüm yörüngenin ilk 4250 saniyelik kısmı kullanıldığında BGYS ve İGYs tarafından elde edilen farklı örnekleme aralıkları için yakıt tüketim değerlerini göstermektedir.

Sonuçlar, örnekleme aralığı kısaldıkça konvansiyonel mekanik transmisyonun yakıt tüketim değerlerinin arttığını göstermektedir. Bu, mekanik transmisyonun, kısa örnekleme aralıklarında meydana gelen ani yüklerde ve yük değişiklikleri için yeteri kadar fazla transmisyon oranına sahip olmadığı gerçeğine bağlı olabilir. Ancak, PS-IVT için durum böyle değildir, düşük yakıt tüketimi için en iyi performansla sahip bir transmisyon oranı sağlayabilen sürekli değişken transmisyon oranlarına sahip olduğundan, örnekleme aralığının kısaltılması, PS-IVT için yakıt tüketim değerlerinde önemli bir

değişikliğe neden olmamıştır.



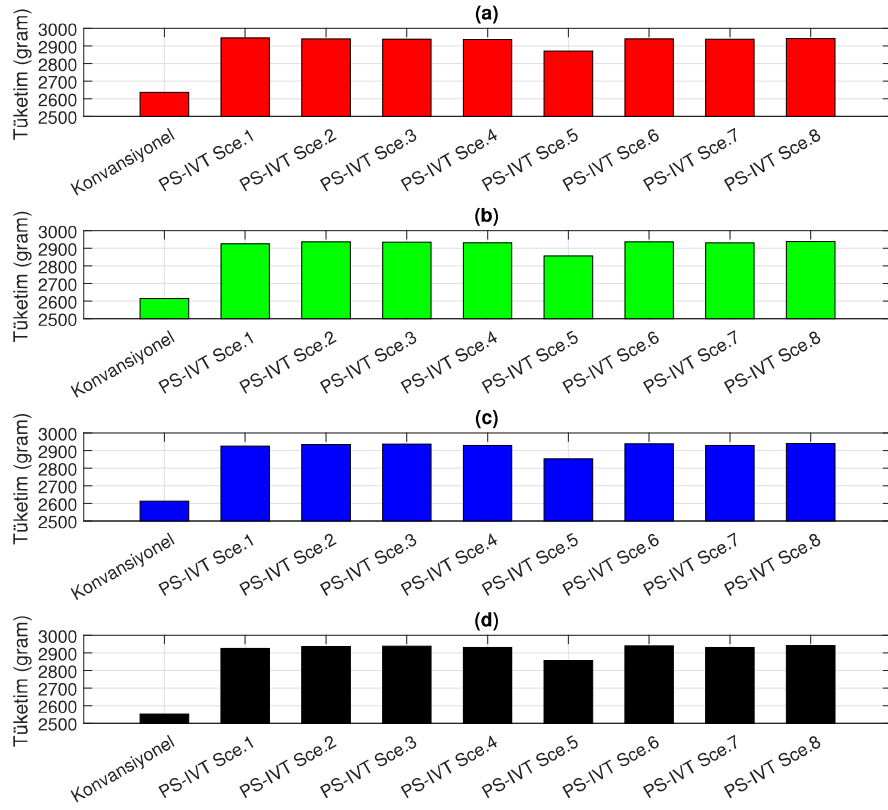
Şekil 7.10: BGYS ve farklı örnekleme aralıkları ile parkurun ilk 4250 saniyesinde tüketim değerleri. (a) 0.1 saniye, (b) 0.5 saniye, (c) 1 saniye, (d) 8 saniye.

Şekil.7.12, tüm GPS verilerinden oluşturulan sanal parkur ve hesaplanan pozitif güç noktaları için BGYS ve kontur haritası üzerindeki MATLAB kodu ile seçilen konvansiyonel mekanik şanzıman için en düşük yakıt tüketim değerlerini göstermektedir.

Şekil 7.13 pozitif güç hesaplanan noktalar için BSFC haritasındaki BGYS ile MATLAB kodu tarafından hesaplanan PS-IVT için en düşük yakıt tüketim değerlerini göstermektedir.

Şekil 7.12 ve Şekil 7.13'de 342 g/kWh'dan daha fazla olan tüketim değerleri, Bölüm 8.4'te belirtilen ekstrapolasyon değerlerini göstermektedir.

Şekil 7.14 , GPS yörüngesinden 500 saniyelik bir bölümde konvansiyonel transmisyon ve PS-IVT için seçilen toplam transmisyon oranlarını göstermektedir. Şekil 7.14'den görülebileceği gibi, motor devri azaltılarak yakıt tüketimi azaltılabilir. Bu fenomen

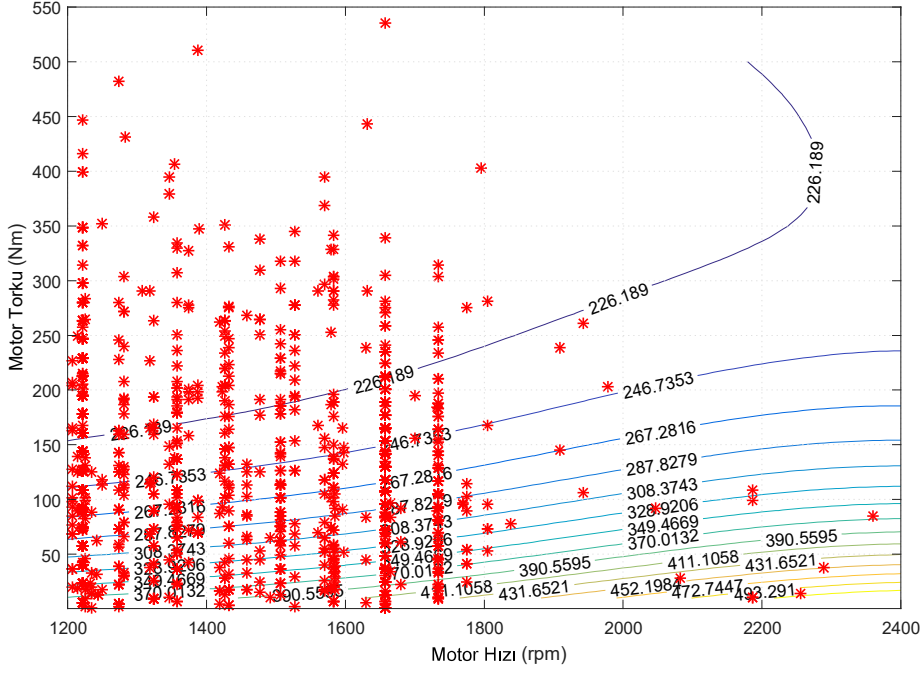


Şekil 7.11: İGYs ve farklı örnekleme aralıkları ile parkurun ilk 4250 saniyesinde tüketim değerleri. (a) 0.1 saniye, (b) 0.5 saniye, (c) 1 saniye, (d) 8 saniye.

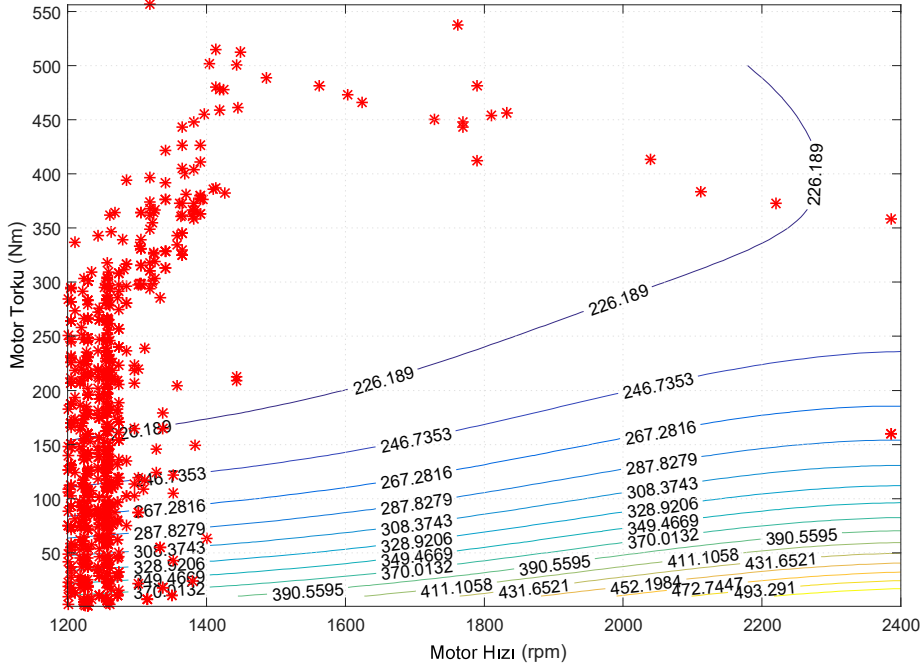
farklı arazi operasyonları için başka araştırmacılar tarafından da gösterilmiştir [54].

Şekil 7.12, Şekil 7.13, ve Şekil 7.14 incelendiğinde, PS-IVT kullanılarak neredeyse tüm hesaplama noktalarında motor hızının düşürülebileceği görülmektedir. Motor neredeyse tüm hesaplama noktalarında çok daha verimli kullanılmasına rağmen, yakıt tüketimi değeri önemli ölçüde düşmemiştir. Bu durum, hidrostatik varyatörün nispeten düşük verimliliğinden ve PS-IVT sisteminde meydana gelen güç resirkülasyon fenomenlerinden kaynaklanmaktadır. Bu çalışmada, hidrostatik varyatörün verimliliğinin 0.87 olduğu varsayılmıştır, ancak hidrostatik varyatörün verimliliği bu noktayı geçebilir [71].

Hidrostatik varyatörlerin verimliliği, hidrolik pompa ve motordaki basınç ve hıza göre değişir. Bu çalışmada, hidrostatik varyatörün veriminin 0,87 olduğu varsayılmıştır, ancak hidrostatik varyatörün verimi bu noktayı geçebilir [71]. Varyatör veriminin ön tasarım aşamasında sabit olarak kabul edilmesi, literatürdeki diğer çalışmalarda da uygun görülmüştür [22, 74, 75]. Örneğin, Manring [71], bazı değişkenleri toplam verimi değiştirebilecek parametreler olmasına rağmen sabit olarak kabul ederek hidrostatik

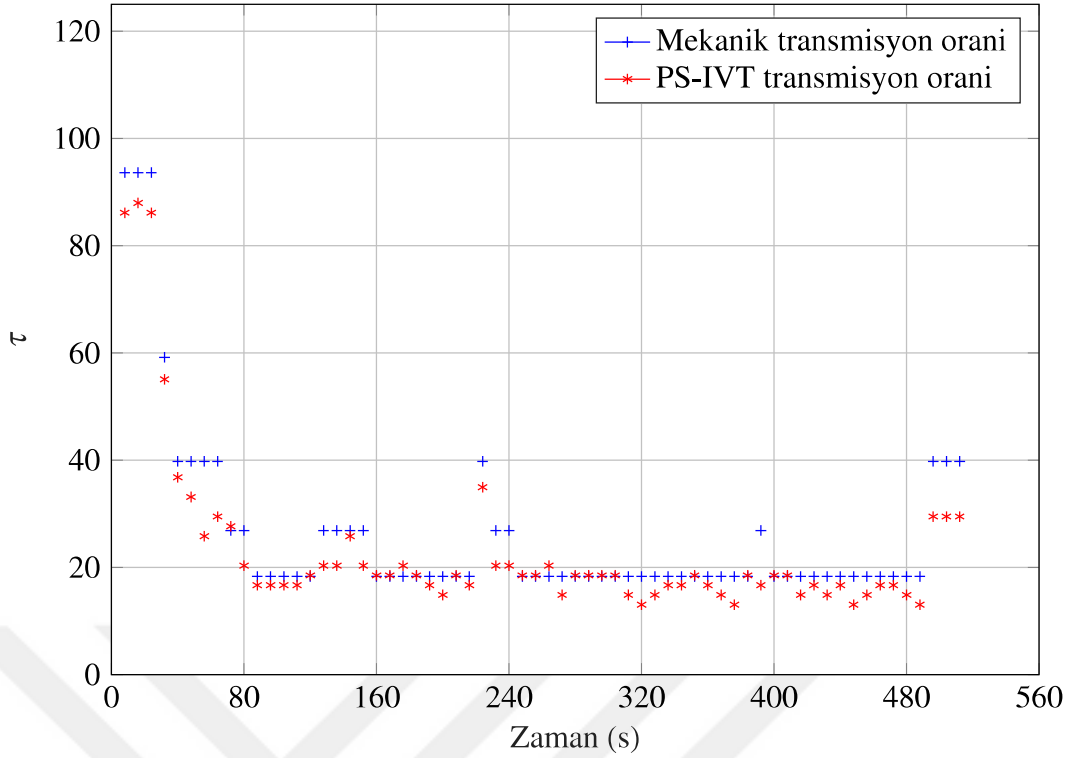


Şekil 7.12: Konvansiyonel mekanik transmisyon için en düşük yakıt tüketimi noktalarının BSFC kontur haritası üzerinde gösterimi.



Şekil 7.13: PS-IVT için en düşük yakıt tüketimi noktalarının BSFC kontur haritası üzerinde gösterimi.

varyatörlerin verimlilik haritalarını üretmek için bir yöntem önermiştir. Hidrostatik bir varyatörün tam verimlilik değerlerini belirlemek için varyatörün farklı tork ve hız de-



Şekil 7.14: Konvansiyonel transmisyon ve PS-IVT için MATLAB kodu tarafından seçilen toplam transmisyon oranlarının sanal parkurun 500 saniyelik bölümündeki değerleri.

ğerleri ile test edilmesi gerektiğini unutmamak gerekir. Ardından, test edilen bu değerler Bölüm 7.4’de belirtildiği gibi bir verimlilik haritası oluşturmak için kullanılabilir. Bu çalışmada ele alınan transmisyon bir konsept tasarım olduğu için, varyatördeki anlık basınçları doğru olarak tahmin etmek mümkün olmayacağından, hidrostatik varyatörün verimliliğine etki eden parametreleri doğru bir şekilde tespit etmek mümkün olmayacaktır. Bu nedenle hidrostatik varyatörün verimliliğinin toplam yakıt tüketimine etkisini irdeleyebilmek amacıyla hidrostatik ünitenin olası farklı verimlilik değerleri için yakıt tüketimi simülasyonları yapılmıştır.

Hidrostatik varyatörün olası farklı verimlilikleri için toplam yakıt tüketimi değerleri ve referansa göre tüketim değerlerinde yüzde değişim (Senaryo 2 ve BGYS ile en iyi yakıt tüketimi) Çizelge 7.10’da listelenmiştir.

Çizelge 7.10’da verilen sonuçlar analiz edildiğinde, Hidrostatik varyatör verimliliğinin % 81-91 arasında değişmesi, tüketilen yakıt kütlesinde +1.06 ile -0.72 arasında değişikliğe neden olmuştur. Bu durum, birinci güç yönetim stratejisi ile MATLAB kodunun, içten yanmalı motoru en verimli noktada kullanmaya çalışırken PS-IVT sisteminin verimliliğinin yüksek olduğu transmisyon oranlarını seçmesi ile açıklanabilir.

Çizelge 7.10: Sanal parkurun tamamında hidrostatik varyatörün farklı verimlilik değerleri için elde edilen yakıt tüketimi değerleri.

| HSU Verimliliği (%) | Yakıt Kütleşi (g) | Fark (%) |
|------------------------|----------------------|-------------|
| 81 | 8903.8 | 1.06 |
| 83 | 8871.4 | 0.69 |
| 85 | 8839.8 | 0.34 |
| 87 | 8810.4 | Referans |
| 89 | 8780.9 | -0.33 |
| 91 | 8747.3 | -0.72 |

8. TARTIŞMA, SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, en yüksek verimlilik noktaları tasarım parametrelerindeki değişikliklerle kolay bir şekilde değiştirilebilecek özgün bir güç dağıtımlı sonsuz değişken oranlı transmisyon geliştirilmiş ve gerçek bir kullanıcıdan elde edilen GPS verileri kullanılarak oluşturulan sanal parkur üzerinde bazı kabuller ile birlikte yakıt tüketimi simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlarda, yakıt tüketimini eksiksiz bir şekilde tespit etmekten ziyade, yakıt tüketiminin aynı şartlar altında konvansiyonel mekanik bir transmisyon ile kıyaslamak amaçlanmıştır. Genel olarak, mekanik transmisyonla elde edilecek yakıt tüketimi değerleri hesaplanırken mekanik transmisyonun gerçekte olduğundan daha düşük yakıt tüketimi değerleri elde etmesini sağlamak için varsayımlar yapılmıştır. Bu sayede yeni PS-IVT sistemi için elde edilen değerlerin geçerliliği artırılmıştır.

Bu tez çalışmasında sanal parkur belirlenirken tarımsal ürünlerin kırsal yollardaki nakliyesi değerlendirilmiştir. Bu çalışmada ele alınan görev profi, şu anda gerçek bir kullanıcı tarafından yürütülen gerçek bir işlemi temsil etmektedir. Yine de farklı görev profilleriyle yapılacak diğer çalışmalarda bu çalışmada elde edilen değerlerden farklı değerler elde edilebilir. Hidrostatik varyatörlerin verimliliği, hidrolik pompa ve motordaki basınç ve hıza göre değişir. Bununla birlikte, bu çalışmada ele alınan transmisyon bir konsept tasarım olduğundan, hidrolik pompa ve hidrolik motordaki anlık basınçları doğru bir şekilde belirlemek mümkün değildir. Bunun için, bu tez çalışmasında verilen yöntemlere ek olarak uygun bir hidrostatik varyatörün test edilmiş verimlilik değerlerinin bu çalışmaya dahil edilmesi neticesinde PS-IVT sisteminin değişken verimliliği, bu çalışmada elde edilen yakıt tüketim değerlerini menfi ya da müspet yönde değiştirebilir.

Bölüm 6'da verilen sonuçlara göre farklı Willis planet oranları ile transmisyon verimliliği kayda değer ölçüde değişmektedir [34]. Ancak, Bölüm 7.6'da elde edilen sonuçlar neticesinde güç yönetim stratejisinin aracın yakıt tüketimine Willis planet oranından daha fazla etki ettiği görülmüştür.

Guo ve diğerleri [47], hibrit otobüslerin daha yüksek BSFC değerlerinde çalışmasına rağmen, dikkate alınan rotadaki dizel otobüslerden daha düşük toplam yakıt tüketimi sağladığını göstermiştir. Benzer şekilde, bu tez çalışmasında, içten yanmalı motorun İGYs ile PS-IVT kullanımıyla en verimli noktada kullanılabilmesine rağmen,

karşılık gelen noktada transmisyon veriminin düşük olması nedeniyle toplam tüketim değerinin arttığını göstermektedir.

Antonio ve diğerleri [48], hidro-mekanik transmisyonun, uygun kontrol stratejilerine göre yönetildiğinde geleneksel transmisyonla karşılaştırıldığında yakıt tüketimini veya emisyon seviyelerini düşürdüğünü göstermiştir. Ayrıca, sonuçlarımız PS-IVT transmisyonun değişken verimliliğinin yakıt tüketimini önemli ölçüde etkileyebileceğini ve motorun daha düşük BSFC değerleri ile çalıştırılrsa bile yakıt tüketiminin doğru bir güç yönetimi stratejisi olmadan artırılabilirliğini göstermektedir.

Bu tez çalışmasında elde edilen sonuçları pekiştirmek ve bu tez çalışmasında değinilmeyen konuları irdelemek için diğer tarımsal operasyonları da içeren (toprak işleme operasyonları gibi) yeni sanal parkurlarla bu çalışmaların genişletilmesi ve elde edilen sonuçların deneysel verilerle doğrulanması gelecek çalışmalar için hedeflenmiştir.

Bu tez çalışmasında olası asgari yakıt tüketim değerlerini elde etmek için gerçek bir traktör, gerçek dünya koşullarında, gerçek traktör kullanıcısından ve gerçek zamanlı olarak toplanan GPS verilerini kullanarak MATLAB'da yakıt tüketimi analizleri yapılmıştır. Önceki bölümlerde verilen sonuçlara ilave olarak aşağıdaki sonuçlar çıkarılabilir:

- Yakıt tüketimi değerleri hesaplanırken her iki transmisyon tipi için iki farklı güç yönetimi stratejisi uygulanmıştır. Geleneksel transmisyon ile elde edilen yakıt tüketim değerlerinde farklı stratejilerde fark gözlenmemiştir.
- BGYS'ye göre hesaplanan IVT transmisyon yakıt tüketim değerleri, tüm senaryolar için geleneksel transmisyon tüketiminden daha düşük hesaplanmıştır. İGYs'ye göre yapılan hesaplamalar ile ilgili olarak, PS-IVT ile tüm senaryolarda daha yüksek yakıt tüketimi değerleri elde edilmiştir.
- PS-IVT sistemi ile BGYS'ye göre hesaplanan yakıt tüketim değerlerinde Senaryo 2 ile en düşük (referanstan %8.2 daha düşük) ve Senaryo 7 ile en yüksek (referanstan %4.9 daha düşük) değerler elde edilmiştir.
- Farklı örnekleme aralıkları ile yapılan yakıt tüketimi simülasyonlarında PS-IVT için kayda değer bir değişiklik gözlemlenmezken, konvansiyonel mekanik transmisyon için en yüksek %3.3 değerinde fark elde edilmiştir.
- Bölüm 7'de verilen sonuçlarda bahsedilen Willis Planet oranlarının verimliliğe etkisi 8 farklı senaryo ile bu dönemde değerlendirilmiştir. Sonuçlara göre güç yönetim stratejilerinin, Willis planet oranlarına göre toplam yakıt tüketimi değerlerini çok daha fazla etkilediği görülmüştür.

- Bu tez çalışmasında, yeni PS-IVT sisteminin, doğru güç yönetimi stratejisi kullanılırsa, konvansiyonel yüksek verimli transmisyondan daha düşük yakıt tüketimi sağlayabildiği gösterilmiştir.





KAYNAKLAR

- [1] **Renius K.T., Resch R.**, (2005). Continuously variable tractor transmissions. ASAE Technical Series.
- [2] **Mehmet M Ozguven, Ufuk Turker, Abdullah Beyaz**, (2010). Turkiyenin tarimsal yapisi ve mekanizasyon durumu., *GOU Ziraat Fakultesi Dergisi*, 2(2):89–100,
- [3] **Joseph Kubsh**, (2017). Managing emissions from non-road vehicles. Technical report, *International Council on Clean Transportation, April 2017*
- [4] **K. Th Renius.**, (1994). Trends in Tractor Design with Particular Reference to Europe, *Journal of Agricultural Engineering Research*, 57(1):3–22,
- [5] **Edemilson J. Mantoam, Thiago L. Romanelli, Leandro M. Gimenez.**, (2016). Energy demand and greenhouse gases emissions in the life cycle of tractors, *Biosystems Engineering*, 151:158–170.
- [6] **V. Van Linden, L. Herman**, (2014). A fuel consumption model for off-road use of mobile machinery in agriculture, *Energy*, 77:880–889.
- [7] **C.L.G. Worn, A.C. Walker**, (1966). New hydrostatic transmission replaces gearbox, *SAE Journal*, 74(4):650–689.
- [8] **F. Jarchow**, (1964). Leistungsverzweigte getriebe (power split transmissions), *VDI-Z*, 06(6):196–205.
- [9] **D.B. Tinker**, (1993). Integration of tractor engine, transmission and implement depth controls: Part 1, transmissions, *Journal of Agricultural Engineering Research*, 54(1):1 – 27.
- [10] **HS Yan, LC Hsieh**, (1994). Maximum mechanical efficiency of infinitely variable transmissions, *Mechanism and Machine Theory*, 29(5):777–784.
- [11] **Kalevi Huhtala**, (1996). Modelling of hydrostatic transmission steady-state, linear and non-linear models, *Acta Polytechnica Scandinavica*, (123):9–101.
- [12] **L Mangialardi, G Mantriota**, (1999). Power flows and efficiency in infinitely variable transmissions, *Mechanism and Machine Theory*, 34:973–994,
- [13] **Giacomo Mantriota**, (2002). Performances of a series infinitely variable transmission with type i power flow, *Mechanism and Machine Theory*, 37(6):579–597.
- [14] **Giacomo Mantriota**, (2002). Performances of a parallel infinitely variable transmissions with a type ii power flow, *Mechanism and Machine Theory*, 37(6):555–578.

- [15] **Giacomo Mantriota**, (2001). Power split continuously variable transmission systems with high efficiency, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 215(3):357–358.
- [16] **M Ivantysynova**, (2001). Energy losses of modern displacement machines a new approach of modelling, *The Seventh Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping*, 377–395.
- [17] **Harald Ortwig**, (2002). New method of numerical calculation of losses and efficiencies in hydrostatic power transmissions. Technical report, *SAE Technical Paper*.
- [18] **Yeon-Su Kim, Jae-Min Park, Sang-Hoon Choi**, (2006). Design and performance verification of compound cvts with 2k-hi type differential gear, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 20(6):770–781.
- [19] **R Rahmfeld, O Meincke**, (2006). Dynamic simulation with test verification for solving and understanding fluid power system problems, *2nd International Conference on Computational Methods in Fluid Power*, FPNI, volume 6.
- [20] **Robert Rahmfeld, Hubertus Murrenhoff, Eckhard Skirde**, (2007). Improved loss modeling of hydrostatic units: Requirement for precise simulation of mobile working machine drivelines, *ASME 2007 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 195–206.
- [21] **F Bottiglione, G Mantriota**, (2008). Mg-ivt: An infinitely variable transmission with optimal power flows, *Journal of Mechanical Design*, 130(11).
- [22] **S. Schembri Volpe, G. Carbone, M. Napolitano, E. Sedoni**, (2009) Design Optimization of Input and Output Coupled Power Split Infinitely Variable Transmissions, *Journal of Mechanical Design*, 131(11):111002.
- [23] **A Macor, A Rossetti**, (2011). Optimization of hydro-mechanical power split transmissions, *Mechanism and Machine Theory*, 46(12):1901–1919.
- [24] **A Macor, A Rossetti**, (2013). Fuel consumption reduction in urban buses by using power split transmissions, *Energy Conversion and Management*, 71:159–171.
- [25] **Karl Pettersson, Petter Krus**, (2013). Design Optimization of Complex Hydromechanical Transmissions, *Journal of Mechanical Design*, 135(1620):1–9.
- [26] **M Cammalleri, D Rotella**, (2017). Functional design of power-split cvts: An

- uncoupled hierarchical optimized model, *Mechanism and Machine Theory*, 116:294–309.
- [27] **P Linares, V Méndez, H Catalán**, (2010). Design parameters for continuously variable power-split transmissions using planetaries with 3 active shafts, *Journal of Terramechanics*, 47(5):323–335.
- [28] **Ender İnce, Mehmet A. Guler**, (2019). On the advantages of the new power-split infinitely variable transmission over conventional mechanical transmissions based on fuel consumption analysis, *Journal of Cleaner Production*, 118795.
- [29] **K Th Renius, M Geimer**, (2003). Tractor engines and transmissions, *Yearbook Agricultural Engineering*, 16:60–66.
- [30] **Chengyan Sun**, (2011). Hydrostatic-mechanical power split cvt, *Tampere University of Technology, Master of Science Thesis*.
- [31] **Muhammad Iftishah Ramdan**, (2013). Optimal design of a hydro-mechanical transmission power split hybrid hydraulic bus, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 230(12).
- [32] **Dukhwan Sung, Sungho Hwang, Hyunsoo Kim**, (2005). Design of hydromechanical transmission using network analysis, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 219(1):53–63.
- [33] **Kai Loon Cheong, Perry Y Li, Thomas R Chase**, (2011). Optimal design of power-split transmissions for hydraulic hybrid passenger vehicles, *Proceedings of the 2011 American Control Conference*, 3295–3300.
- [34] **Ender İnce, Mehmet A. Guler**, (2019). Design and analysis of a novel power-split infinitely variable power transmission system, *Journal of Mechanical Design*, 141(5):054501–1.
- [35] **L Mangialardi, G Mantriota**, (1998). Comments on maximum mechanical efficiency infinitely variable transmissions, *Mechanism and Machine Theory*, 33(4).
- [36] **F Bottiglione, S De Pinto, G Mantriota**, (2014). Infinitely variable transmissions in neutral gear:torque ratio and power re-circulation, *Mechanism and Machine Theory*, 74:285–298.
- [37] **Antonio Rossetti, Alarico Macor**, (2013). Multi-objective optimization of hydromechanical power split transmissions, *Mechanism and Machine Theory*, 62:112–128.
- [38] **F Bottiglione, G Mantriota**, (2013). Effect of the ratio spread of cvu in automotive kinetic energy recovery systems, *Journal of Mechanical Design*, 52, 5472-5478.

- [39] **Francesco Bottiglione, Stefano De Pinto, Giacomo Mantriota**, (2012). A simple approach for hybrid transmission efficiency, *Proceedings of the 7th WSEAS International Conference of Energy & Environment*, 1417.
- [40] **K Ahn, S Cho, W Lim, Y Park, JM Lee**, (2006). Performance analysis and parametric design of the dual-mode planetary gear hybrid powertrain, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 220(11):1601–1614.
- [41] **OPEC**, (2017). 2017 OPEC world oil outlook. technical report, *Int. J. Heat Mass Transfer*, October 2017.
- [42] **Zihan Kan, Luliang Tang, Mei-Po Kwan, Chang Ren, Dong Liu, Tao Pei, Yu Liu, Min Deng, and Qingquan Li**, (2018). Fine-grained analysis on fuelconsumption and emission from vehicles trace, *Journal of Cleaner Production*, 203:340–352.
- [43] **Marguerite Nyhan, Stanislav Sobolevsky, Chaogui Kang, Prudence Robinson, Andrea Corti, Michael Szell, David Streets, Zifeng Lu, Rex Britter, Steven RH Barrett**, (2016). Predicting vehicular emissions in high spatial resolution using pervasively measured transportation data and microscopic emissions model, *Atmospheric Environment*, 140:352–363.
- [44] **Xiao Luo, Liang Dong, Yi Dou, Ning Zhang, Jingzheng Ren, Ye Li, Lu Sun, Shengyong Yao**, (2017). Analysis on spatial-temporal features of taxis' emissions from big data informed travel patterns: a case of shanghai, china, *Journal of Cleaner Production*, 142:926–935.
- [45] **Jinghui Wang, Hesham A Rakha**, (2016). Fuel consumption model for conventional diesel buses, *Applied Energy*, 170:394–402.
- [46] **Antti Lajunen**, (2014). Energy consumption and cost-benefit analysis of hybrid and electric city buses, *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, 38:1–15.
- [47] **Jiadong Guo, Yunshan Ge, Lijun Hao, Jianwei Tan, Zihang Peng, Chuanzhen Zhang**, (2015). Comparison of real-world fuel economy and emissions from parallel hybrid and conventional diesel buses fitted with selective catalytic reduction systems, *Applied Energy*, 159:433–441.
- [48] **Rossetti Antonio, Macor Alarico, Benato Alberto**, (2009). Impact of control strategies on the emissions in a city bus equipped with power-split transmission, *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 50:357–371.

- [49] **M Umut Karaoğlan, N Sefa Kuralay, C Ozgur Colpan**, (2019). The effect of gear ratios on the exhaust emissions and fuel consumption of a parallel hybrid vehicle powertrain, *Journal of Cleaner Production*, 210:1033–1041.
- [50] **Y Saboohi, H Farzaneh**, (2009). Model for developing an eco-driving strategy of a passenger vehicle based on the least fuel consumption, *Applied Energy*, 86(10):1925–1932.
- [51] **J. Ettl, H. Bernhardt, P. Pickel, E. Remmele, K. Thuneke, and P. Emberger**, (2018) Transfer of agricultural work operation profiles to a tractor test stand for exhaust emission evaluation, *Biosystems Engineering*, 176:185–197.
- [52] **Algirdas Janulevicius, Aušra Cipliene**, (2018). Estimation of engine co2 and nox emissions and their correlation with the not-to-exceed zone for a tractor ploughing fields of various sizes, *Journal of Cleaner Production*, 198:1583–1592.
- [53] **C. G. Sarensen, N. Halberg, F. W. Oudshoorn, B. M. Petersen, R. Dalgaard**, (2014). Energy inputs and ghg emissions of tillage systems, *Biosystems Engineering*, 120:2–14.
- [54] **Jin W Lee, Jae S Kim, Kyeong U Kim**, (2016). Computer simulations to maximise fuel efficiency and work performance of agricultural tractors in rotovating and ploughing operations, *Biosystems Engineering*, 142:1–11.
- [55] **O. A. Elsanusi, M. M. Roy, and M. S. Sidhu**, (2017). Experimental investigation on a diesel engine fueled by diesel-biodiesel blends and their emulsions at various engine operating conditions, *Applied Energy*, 203:582–593.
- [56] **J. Bacenetti, D. Lovarelli, D. Fachinetti, D. Pessina**, (2018). An environmental comparison of techniques to reduce pollutants emissions related to agricultural tractors, *Biosystems Engineering*, 171:30–40.
- [57] **B Kolator, I Białobrzewski.**, (2011). A simulation model of 2wd tractor performance, *Computers and Electronics in Agriculture*, 76(2):231–239.
- [58] **Seok-Ho Park, Young-Jung Kim, Dong-Hyeok Im, Chung-Kill Kim, Sang-Cheol Jung, Hyeok-Ju Kim, Yang Jang, Sung-Su Kim**, (2010). Development of eco driving system for agricultural tractor, *Journal of Biosystems Engineering*, 35(2):77–84.
- [59] **José O Peça, João M Serrano, A Pinheiro, M Carvalho, Mário Nunes, Luís Ribeiro, Fernando Santos**, (2010). Speed advice for power efficient drawbar work, *Journal of Terramechanics*, 47(1):55–61.

- [60] **Tim Hutchinson, Stuart Burgess, Guido Herrmann.**, (2014). Current hybridelectric powertrain architectures: Applying empirical design data to life cycle assessment and whole-life cost analysis, *Applied Energy*, 119:314–329.
- [61] **Pei Huanxin, Hu Xiaosong, Yang Yalian, Tang Xiaolin, Hou Cong, Cao Dongpu**, (2018). Configuration optimization for improving fuel efficiency of power split hybrid powertrains with a single planetary gear, *Applied Energy*, 214:103–116.
- [62] **Zeng X, Yang N, Song D, Zhang C, Wang J, Wang J, Wang Q**, (2016) Multifactor integrated parametric design of power-split hybrid electric bus, *Journal of Cleaner Production*, 115:88–100.
- [63] **Luliang Tang, Zihan Kan, Xia Zhang, Xue Yang, Fangzhen Huang, Qingquan Li**, (2016). Travel time estimation at intersections based on low-frequency spatial-temporal gps trajectory big data, *Cartography and Geographic Information Science*, 43(5):417–426.
- [64] **Bernd Heissing, Metin Ersoy**, (2011). Chassis Handbook, *Vieweg+Teubner Verlag, 1th edition*.
- [65] **Hamid Taghavifar, Aref Mardani**, (2017). Off-road Vehicle Dynamics, Studies in Systems, Decision and Control, *Springer, 70th edition*.
- [66] **J.Y. Wong**, (2008). Theory of Ground Vehicles, *Wiley, 4th edition*.
- [67] **F. Bottiglione, G. Mantriota**, (2011). Reversibility of Power-Split Transmissions, *Journal of Mechanical Design*, 133(8):084503.
- [68] **Giacomo Mantriota**, (2002). Performances of a parallel infinitely variable transmissions with a type II power flow, *Mechanism and Machine Theory*, 37(6):555–578.
- [69] **P. Linares, V. Méndez, H. Catalán**, (2010). Design parameters for continuously variable power-split transmissions using planetaries with 3 active shafts, *Journal of Terramechanics*, 47(5):323–335.
- [70] **Stefano De Pinto, Giacomo Mantriota**, (2014). A simple model for compound split transmissions, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering*, 228(5):549–564.
- [71] **Noah D Manring**, (2016). Mapping the efficiency for a hydrostatic transmission, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 138(3):031004.
- [72] **S. Chen, C. Wu, Y. Hung, C. Chung**, (2009). Optimal strategies of energy management integrated with transmission control for a hybrid electric vehicle using dynamic particle swarm optimization, *Energy*, 160:154–170.

- [73] **A. Yildiz, A. Piccininni, F. Bottiglione, G. Carbone**, (2016). Modeling chain continuously variable transmission for direct implementation in transmission control, *Mechanism and Machine Theory*, 105:428–440.
- [74] **Q. Li, Zhou X., S. Wang, J. Liang**, (2019). Power split transmission with continuously variable planetary ratio, *Mechanism and Machine Theory*, 140:765–780.
- [75] **A. Rossetti, A. Macor**, (2019). Continuous formulation of the layout of a hydromechanical transmission, *Mechanism and Machine Theory*, 133:545–558.
- [76] **Mathworks**, (2018). Evaluating Goodness of Fit; [User’s Guide]

EKLER

EK 1 : Hata İstatistikleri

EK 2 : Pseudo Kod



EK 1

Bu bölümde verilen bilgiler için MATLAB programının kullanıcı kılavuzundan faydalanılmıştır [76].

Hata karelerinin toplamı (SSE) istatistik değeri, tepki değerlerinin korelasyonu ile yantı değerlerinin toplam sapmasını ölçer. Ayrıca toplanan kalıntılar (residuals) karesi olarak da bilinir ve genellikle SSE olarak adlandırılır:

$$SSE = \sum_{i=1}^n \omega_i (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (8.1)$$

Sıfıra yakın bir değer, modelin daha küçük bir rastgele hata bileşenine sahip olduğunu ve korelasyonun tahmin için daha yararlı olacağını gösterir.

R^2 korelasyon verilerinin varyasyonunu açıklamada ne kadar başarılı olduğunu ölçer. Başka bir deyişle, R^2 , yantı değerleri ile tahmin edilen yantı değerleri arasındaki korelasyonun karesidir. Çoklu korelasyon katsayısının karesi ve çoklu belirleme katsayısı olarak da adlandırılır. R^2 tanımı için öncelikli olarak ortalama kareler toplamı SST'nin tanımı şu şekilde yapılabilir:

$$SST = \sum_{i=1}^n \omega_i (y_i - \bar{y})^2 \quad (8.2)$$

ve

$$R^2 = 1 - \frac{SSE}{SST} \quad (8.3)$$

R^2 sadece 0 ile 1 arasında bir değer alabilir. 1'e yakın bir değer daha büyük bir varyasyon miktarının korelasyon modelinde hesaba katıldığını gösterir.

Düzeltilmiş R^2 değeri R^2 istatistik değerini kalıntıların serbestlik derecesini kullanarak düzeltir. Kalıntı serbestlik dereceleri, tepki değerlerinin sayısı (n)'den yantı değerlerinden tahmin edilen fit katsayılarının (m) çıkartılmasıyla ifade edilir:

$$v = n - m \quad (8.4)$$

Burada, v , karelerin toplamını hesaplamak için gereken n veri noktalarını içeren bağımsız bilgi sayısını gösterir. Sonuç olarak düzeltilmiş R^2 şu şekilde tanımlanabilir:

$$DuzeltilmisR^2 = 1 - \frac{SSE(n-1)}{SST(v)} \quad (8.5)$$

Ortalama hatanın karekökü istatistiği aynı zamanda fitin standart hatası ve regresyonun standart hatası olarak bilinir.

Bu değer, verideki rastgele bileşenin standart sapmasının bir tahminidir ve şöyle tanımlanır:

$$RMSE = s = \sqrt{\frac{SSE}{v}} \quad (8.6)$$

RMSE değerinin sıfıra yakın olması daha iyi bir tahmin yapıldığını göstermektedir.



EK 2

Note: structure is a vector that is including matrices for each vectoral value

CALL GPS data

CALL BSFC map

CALL Engine limits data

CALL CVT ratios and corresponding IVU usage percentile

INPUT Mechanical gear ratios

INPUT Efficiency values for the each ratio

GENERATE Gear ratio matrix

CALCULATE Average speed between intervals

CALCULATE Average wheel velocity (rpm)

CALCULATE Average acceleration

CALCULATE Displacement and slope

CALCULATE Engine rpm using wheel velocity and gear matrix

CALCULATE Inertial loads

CALCULATE Rolling resistance loads

CALCULATE Air resistance loads

CALCULATE Dragged loads

IF Average acceleration more than zero

CALCULATE Total load

ELSE

Total load equal to zero

CALCULATE Wheel power using Total load and average wheel velocity

CALCULATE Wheel torque using wheel power and average wheel velocity

GENERATE Engine torque structure using wheel torque, gear matrix, and efficiency values

IF Engine Torque and Engine rpm values are in engine limits

CALCULATE Engine rpm and Engine torque

ELSE

Engine rpm equal to zero

REGENERATE Engine rpm structure and Engine torque structure

IF Engine rpm and Engine torque different from zero

GENERATE BSFC structure using gear matrix and BSFC map

FIND Best BSFC in each matrix

MULTIPLY Best BSFC values with energy demand in each calculated interval in order to calculate fuel consumption in the particular interval

CALCULATE Fuel consumption with using SUM Fuel consumption values to get total fuel consumption

INPUT Transmission ratio of final drive

INPUT Efficiency of final drive

INPUT Efficiency of mechanical path of CVT

INPUT Efficiency of hydraulic path of CVT

GENERATE Linearly spaced vector between the transmission ratio limits of CVT to define CVT ratio

CALCULATE CVT output torque using Transmission ratio of final drive and efficiency of final drive

CALCULATE Engine torque and engine rpm using wheel torque, transmission ratio of final drive and CVT output torque

GENERATE CVT engine torque and engine rpm structure

CALCULATE power recirculation limit for type I power flow

CALCULATE power recirculation limit for type II power flow

Note: There is a limit for power recirculation in type I and type II power flows due to efficiencies of the hydraulic and mechanical path of CVT

IF power recirculation in limits

CALCULATE total mechanical efficiencies of the CVT considering power flow type
CALCULATE engine torque and engine rpm
ELSE engine torque equal to zero

REGENERATE engine torque and engine rpm structure using total mechanical efficiencies

IF Engine rpm and Engine torque different from zero
GENERATE BSFC structure using CVT ratio structure and BSFC map

FIND Best BSFC in each matrix
MULTIPLY Best BSFC values with energy demand in each calculated interval in order to calculate fuel consumption in the particular interval
CALCULATE Fuel consumption with using SUM Fuel consumption values to get total fuel consumption

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Ender İNCE
Uyruğu : Türkiye Cumhuriyeti
Doğum Tarihi ve Yeri : 29.02.1988 Çankaya
E-posta : eince@etu.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2011, Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği
- **Yüksek Lisans** : 2014, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

| Yıl | Yer | Görev |
|-----------|--|---------------------|
| 2011-2012 | TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi | Araştırma Görevlisi |
| 2012-2013 | TOBB ETÜ-Labiotech Biyomekanik Laboratuvarı | Araştırmacı |
| 2013-2014 | CES İleri Kompozit ve Savunma Teknolojileri | Proje Mühendisi |
| 2014-2019 | TürkTraktör | Tasarım Mühendisi |
| 2019- | TC.Cumhurbaşkanlığı Savunma Sanayii Başkanlığı | Danışman |

YABANCI DİL: İngilizce

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **İnce, E., Güler M.A.** (2019). Design and Analysis of a Novel Power-Split Infinitely Variable Power Transmission System. *Journal of Mechanical Design* 141.5 : 054501.
- **İnce, E., Güler M.A.** (2019). On the advantages of the new power-split infinitely variable transmission over conventional mechanical transmissions based on fuel consumption analysis, *Journal of Cleaner Production* : 118795.

DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **İNCE, Ender, GÜLER Mehmet Ali**,(2019).The Comparison Between a New Power-Split Infinitely Variable Transmission and a Conventional Automatic Transmission on Fuel Consumption Analysis, *Proceedings of The International Conference on Advances in Mechanical Engineering*, December, Istanbul, Turkey.
- **AYLI, Ece, İNCE, Ender**,(2018). Review of enhancement of heat transfer from rectangular fin arrays, *Technology*, 4.2: 162-174.
- **ÇAMKERTEN, N., İNCE, E., SARI, S.**,(2017). The Evaluation of the Braking Performance for a Tractor with Numerical Vehicle Dynamics Model and Experimental Comparison, *International Journal of Advances on Automotive and Technology*, ISBN: 978-605-9546-01-0
- **İNCE, E., SARI, S.**,(2016) Root Bending Fatigue Life Analysis of Bevel Gears and Effect of Shot Peening on Root Bending Fatigue Strength *OTEKON Conference Proceedings*, ISBN:978-605-63112-9- 1
- **İNCE, E.**,(2014). Design, finite element analysis and manufacturing of a composite aluminium trim vane for amphibious armoured vehicles. TOBB UNIVERSITY OF ECONOMICS AND TECHNOLOGY, MSc Thesis, Ankara, April
- **İNCE, E., DEMİR, T.**, (2013). Iterative Design and Testing of a Modular Anterior Plate, *International Workshop on Physics Based Modelling of Material Properties and Experimental Observations, Special Focus: Fracture and Damage Mechanics*, Antalya, TURKEY
- **ARSLAN, A. K., DEMİR, T., ÖRMECİ, F., İNCE, E.,TORAMAN , M. F.** (2012, September). Biomechanical performance of various cement augmented cannulated pedicle screw designs for osteoporotic bones. *15th International Conference on Advances in Materails Procecing Technologies* (pp. 22-26).