T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ELEKTRİKLİ ŞEHİR İÇİ BİR OTOBÜSTE TEK PEDAL STRATEJİSİNİN UYGULANMASINDA PERFORMANS VE ENERJİ TÜKETİMİ OPTİMİZASYONU

Batuhan BODUROĞLU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Teorisi ve Kontrol Programı

Danışman

Doç. Dr. Muzaffer METİN

Temmuz, 2024

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ELEKTRİKLİ ŞEHİR İÇİ BİR OTOBÜSTE TEK PEDAL STRATEJİSİNİN UYGULANMASINDA PERFORMANS VE ENERJİ TÜKETİMİ OPTİMİZASYONU

Batuhan BODUROĞLU tarafından hazırlanan tez çalışması 29/07/2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Teorisi ve Kontrol Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Programı **YÜKSEK LİSANS** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Muzaffer METİN

Yıldız Teknik Üniversitesi

Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Muzaffer METİN, Danışman

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Meral BAYRAKTAR, Üye

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Dr. Öğr. Üyesi Arif ULU, Üye

İstanbul Aydın Üniversitesi _____

Danışmanım Doç. Dr. Muzaffer METİN sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Elektrikli Şehir İçi Bir Otobüste Tek Pedal Stratejisinin Uygulanmasında Performans ve Enerji Tüketimi Optimizasyonu başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Batuhan BODUROĞLU

İmza

Aileme

ve

eşime

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tezim süresince desteklerinden ötürü danışmanım Doç. Dr. Muzaffer METİN'E teşekkürlerimi sunarım.

Bu süreçte her zaman yanımda olan ve destekleriyle bana güç veren sevgili eşime en derin teşekkürlerimi iletmek isterim. Ayrıca, manevi destekleri ve sabırlarıyla her daim yanımda olan değerli aileme de minnettarım. Onların sevgisi ve desteği, bu çalışmanın başarıyla tamamlanmasında büyük önem taşımaktadır.

Batuhan BODUROĞLU

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ vii
KISALTMA LİSTESİ ix
ŞEKİL LİSTESİ x
TABLO LİSTESİ xii
ÖZET xiii
ABSTRACT xv
1 GİRİŞ 1
1.1 Literatür 1
1.2 Tezin Amacı 5
1.3 Hipotez 6
2 ELEKTRİKLİ ARAÇ TEKNOLOJİSİ VE ARAÇ- SÜRÜŞ DİNAMİĞİ 7
2.1 Elektrikli Araç Tarihçesi 7
2.2 Elektrikli Araçlarda Tek Pedallı Sürüş Teknolojisi 9
2.3 Sürüş Performansı 10
2.4 Performans ve Enerji Tüketimi 12
2.5 Model Tabanlı Araç Simülasyonu 16
3 MODELLEME VE SİMÜLASYON 19
3.1 Tek Pedal Haritasının Oluşturulması 19
3.2 Tam Taşıt Modeli ve Parametrik Girdiler 24
3.3 Optimizasyon 32
3.4 Eş Zamanlı Simülasyon 41
3.5 Simülasyon ve Modelleme Akışının Detaylı İncelemesi 43
4 SONUÇ ve BULGULAR 44
4.1 Eş Zamanlı Simülasyon Sonuçları 44
4.2 Optimizasyon Sonuçları 47
5 SONUÇ 59
KAYNAKÇA 62
A AVL CRUISE M KOMPONENT MODELLERİ 66
A.1 Batarya Açık Gerilim Model Entegrasyonu 66
A.2 Batarya Açık Gerilim Tablosu 67
A.3 Tek Pedal Stratejisi İçin Oluşturulmuş Tork Kontrol Kodu 68
A.4 Elektrikli Motor Modelinin Model İçerisinde Tanımlanması 69

A.5 Elektrikli Motora Ait Verimli Q1 ve Q4 Alanları İçin Veri Entegrasyonu 70
A.6 Lastik Modeline Ait Özelliklerin Modele Entegrasyonu 71
A.7 Fren Modeline Ait Özelliklerin Modele Entegrasyonu 72
A.8 AVL CRUISE M Modeli Komponentler Arası Veri Bağlantıları 73
A.9 AVL CRUISE M Modeline Sürüş Çevriminin Entegrasyonu 74
A.10 AVL CRUISE M Araç Modeli Entegrasyonu 75
B MATLAB KODU **76**
B.1 Tek Pedallı Stratejiye Ait Torkların Hesaplanması İçin Tanımlanmış MATLAB Kodu 76
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR **78**

SİMGE LİSTESİ

A	Akım
P_{cl}	Alt yavaşlama sınırı (-, %)
As	Amper Saat
v	Araç hızı (km/h)
°C	Celcius Sıcaklık
Rpm	Dakikadaki devir sayısı
φ	Doğrusalsızlık karakteristik katsayısı (-)
V	Gerilim
Kg	Kilogram
KW	Kilo-Watt
KWs	Kilo-Watt saat
c_h	Maksimum araç hızı yavaşlama aralığı (%)
$\emptyset$	Maksimum hızdaki pedal pozisyonu (-, %)
v_{max}	Maksimum istenilen araç hızı (km/h)
τ_{am}	Maksimum motor torku (Nm)
p_m	Maksimum pedal pozisyonu
τ_{rm}	Maksimum uygulanabilir rejeneratif fren torku (Nm)
NM	Newton- Metre
p	Pedal pozisyonu (%)
a_r	Rejeneratif tork faktörü (-)
b_r	Rejeneratif tork faktörü (-)
c_r	Rejeneratif tork faktörü (-)
τ_r	Talep edilen rejeneratif fren torku (Nm)
τ_a	Talep edilen tork (Nm)
γ	Tork karakteristik katsayısı (-)

P_{cu}	Üst yavaşlama sınırı (-, %)
m	Yavaşlatma sınırları katsayısı (-)
$v(t)$	Zamana bağlı hız
$a(t)$	Zamana bağlı ivme
$j(t)$	Zamana bağlı jerk

KISALTMA LİSTESİ

BEV	Batarya Elektrikli Araç
BMS	Batarya Yönetim Sistemi
BS	Batarya Sistemi
DC	Doğru Akım
DoE	Deney Tasarımı
EMS	Enerji Yönetim Sistemi
EV	Elektrikli Araç
FCN	Fonksiyon Bloğu
HEV	Hibrit Elektrikli Araç
ICE	İçten Yanmalı Motor
NEDC	Yeni Avrupa Sürüş Döngüsü
NRMSE	Normalleştirilmiş Kök Ortalama Kare Hatası
PHEV	Şarj Edilebilir Hibrit Elektrikli Araç
PID	Oransal İntegral Türev
RC	Direnç ve Kapasitör
RNN	Tekrarlayan Sinir Ağları
SORT	Standartlaştırılmış Yol Test Çevrimleri
WLTC	Küresel Uyumlu Hafif Ticari Araçlar Test Çevrimleri
WLTP	Küresel Uyumlu Hafif Araçlar Test Prosedürü
RNN	Tekrarlayan Sinir Ağı
2B	2 Boyut
3B	3 Boyut
PI	Oransal-İntegral
D	Türev

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Jerk sürüş alanı gösterimi 12
Şekil 2.2 NEDC sürüş çevrimi Hız-Zaman grafiği 15
Şekil 2.3 WLTC sürüş çevrimi Hız-Zaman grafiği 15
Şekil 2.4 SORT sürüş çevrimi Hız-Mesafe grafiği 15
Şekil 2.5 WLTC hız-zaman sürüş çevrimi profil içeriği 16
Şekil 3.1 Yavaşlatma alanı 2B grafiği 20
Şekil 3.2 Simulink modeli blok diyagramı 23
Şekil 3.3 3B tek pedal haritası 24
Şekil 3.4 Araç modeli tanımı görseli 25
Şekil 3.5 Elektrikli motor verisine ait çeyrek profil grafiği 28
Şekil 3.6 AVL Cruise M Güç sistemleri ve araç modeli 31
Şekil 3.7 Pareto Optimal Küme Grafiği 33
Şekil 3.8 NSGA II şeması 36
Şekil 3.9 Araç hız deviasyonu-çekiş tork karakteristiği- rejeneratif tork karakteristiği 3B grafiği 40
Şekil 3.10 Araç yönü ortalama jerk-çekiş tork karakteristiği- rejeneratif tork karakteristiği 3B grafiği 40
Şekil 3.11 Araç ters yönü ortalama jerk-çekiş tork karakteristiği- rejeneratif tork karakteristiği 3B grafiği 41
Şekil 3.12 Eş zamanlı simülasyon modeli 42
Şekil 3.13 Eş zamanlı simülasyon bağlantı şeması 42
Şekil.3.14 Simülasyon ve optimizasyon çalışmasına ait akış diyagramı 43
Şekil 4.1 Batarya seviyesi-zaman grafiği 44
Şekil 4.2 WLTC araç hızı-zaman grafiği 45
Şekil 4.3 Sistem simülasyon sonuçları 46
Şekil 4.4 Maksimum araç yönü araç jerk RNN modeli 47
Şekil 4.5 Maksimum araç ters yönü araç jerk RNN modeli 48
Şekil 4.6 Batarya seviyesi RNN modeli 49
Şekil 4.7 Ortalama araç yönündeki araç jerk RNN modeli 50
Şekil 4.8 Ortalama araç ters yönündeki araç jerk RNN modeli 51
Şekil 4.9 Maksimum araç yönü jerk-batarya seviyesi Pareto grafiği 52
Şekil 4.10 Maksimum araç ters yönü jerk-batarya seviyesi Pareto grafiği 53
Şekil 4.11 Araç hız deviasyonu ve farklı yönlerdeki araç jerk ilişkisi 3B grafiği. 54

Şekil 4.12 Optimal noktalara ait sonuçlar 55
Şekil 4.13 Amaç fonksiyonları ekseninde Pareto kümesi 2B görseli 56
Şekil 4.14 Optimal noktalara ait sonuçlar 57
Şekil 5.1 Rejeneratif Tork karakterizasyonu 60
Şekil 5.2 Çekiş Tork karakterizasyonu 60

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 Sürüş çevrimleri genel bilgi tablosu 14
Tablo 3.1 Tek pedal harita parametre tablosu 22
Tablo 3.2 Araç modeli parametre listesi 27
Tablo 3.3 Elektrik Motoru parametre listesi 29
Tablo 3.4 Batarya parametre listesi tablosu 29
Tablo 3.5 Ek yüklere ait tahmini güç çekim değerleri tablosu 31
Tablo 3.6 NSGA II parametre tablosu 37
Tablo 3.7 Sınır koşulları alt ve üst limit değer tablosu 37
Tablo 3.8 DoE Listesi 38
Tablo 4.1 RNN veri modeli kalite değerlendirme tablosu 53
Tablo 4.2 Tekrarlanmış simülasyon ve optimizasyon sonuçları tablosu 58
Tablo A.2 Batarya seviyesine bağlı açık gerilim verisi..... 68

ÖZET

Elektrikli Şehir İçi Bir Otobüste Tek Pedal Stratejisinin Uygulanmasında Performans ve Enerji Tüketimi Optimizasyonu

Batuhan BODUROĞLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Makine Teorisi ve Kontrol Programı
Yüksek Lisans

Danışman: Doç. Dr. Muzaffer METİN

Otomotiv üreticileri ve regülatif kuralları belirleyen otoriteler, sıfır emisyon ve düşük CO2- NOx emisyonlarına sahip araçlara odaklanmış bulunmaktadır. Bu sebep ile, elektrikli araçların üretimi ve birçok alternatif yakıt çözümleri bu odağa çözüm olmak için popülerliğini arttırmaya devam etmektedir. Geliştirilen kalibrasyon çalışmalarının araç menziline ve performansına olan katkıları elektrikli araç üreticileri için büyük önem arz etmektedir. Yeni teknolojiye sahip bu araçlar, sistem olarak tasarlanırken birçok istek dikkate alınarak yapılması gerekmektedir. Elektrikli araçlar özelinde sıfır emisyon isteği doğrudan sağlanırken aracın performansı ve enerji tüketimi konuları ön plana çıkmaktadır. Bu konudaki verimliliğin arttırılması için birçok yöntem geliştirilmiştir. Bu yöntemlerden biri olan tek pedallı sürüş modeli doğrudan araç performansına ve menzile olan etkisi göz ardı edilemeyecek bir teknolojidir. Tek pedallı sürüş modeli aracın tek bir pedal ile birlikte hem ivmelenmesini hem de yavaşlamasını sağlayabilen, aynı zamanda fren balatalarının kullanımını azaltarak verimi arttırabilen bir yapıya sahiptir. Bu sürüş modelinin, özellikle şehir içinde kullanılan sıfır emisyona sahip elektrikli otobüslerin sürüş performansına ve araç verimine olan etkisi önemli bir rol oynamaktadır. Bu kapsamda, tek pedallı sürüşün, binek otomobillerde statüsünün

olduğu bilinmektedir. Ancak, daha ağır is makinelerinde veya şehir içi otobüslerde tek pedal stratejisinin uygulanabilirliği yaygın değildir.

Bu tezde yapılan çalışma ile tek pedallı sürüş parametreleri kullanılarak tasarlanmış tek pedal harita yönteminin 12 metre boyutunda alçak tabanlı bir elektrikli aracın sürüş performansına ve verimine olan etkilerini incelenmiştir. Bu amaç doğrultusunda, AVL CRUISE M programı ile elektrikli otobüse ait araç modeli oluşturulmuştur. Tek pedal stratejisinde kullanılan haritalandırma yönteminin optimizasyon çalışmaları ile sistem analizleri belirlenen sürüş çevrimi boyunca gerçekleştirilmiştir. Tedarikçilerden alınan araç verilerine göre model girdileri tamamlanmış ve AVL CAMEO programı ile çok amaçlı optimizasyon yöntemi kullanılarak en verimli haritalandırma için kullanılan parametreler belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Optimizasyon, elektrikli araç sistem modeli, tek pedallı sürüş

ABSTRACT

Optimization Of Performance and Energy Consumption in Implementation of The One Pedal Strategy in an Electric City Bus

Batuhan BODUROGLU

Department of Mechanical Engineering
Master of Science Thesis

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Muzaffer METIN

Automotive manufacturers and regulatory authorities, which determine the regulatory rules, are currently focused on vehicles with zero emissions and low CO2 - NOx emissions. For this reason, the production of electric vehicles and various alternative fuel solutions continues to gain popularity as solutions to this focus. The contributions of the developed calibration studies to vehicle range and performance are of great importance for electric vehicle manufacturers. These vehicles, equipped with new technology, must be designed with various requirements in mind when it comes to their systems. While the zero-emission requirement is directly met for electric vehicles, issues such as the vehicle's performance and energy consumption come to the forefront. To increase efficiency in this regard, many methods have been developed. One of these methods, the one-pedal driving model, is a technology whose impact on vehicle performance and range cannot be overlooked. The single-pedal driving model allows both acceleration and deceleration of the vehicle with a single pedal, while also reducing the use of brake pads, thus increasing efficiency. This driving model plays an important role in the driving performance and vehicle efficiency of zero-emission electric buses, especially those used in urban areas. It is known that the single-pedal driving has its status in passenger cars. However, it should demonstrate its scientific existence in heavy duty vehicles and continuously

operating vehicles. In this thesis, in this thesis, the AVL CRUISE M program was used to create a vehicle model of a 12-meter low-floor electric vehicle. The study investigated the effects of a one-pedal map method designed using one-pedal driving parameters on the driving performance and efficiency of the electric bus through system analysis and optimization studies conducted during specified driving cycles. The model inputs were created based on vehicle data obtained from stakeholders, and parameters used for the most efficient mapping were determined using multi-objective optimization technique with the AVL CAMEO program.

Keywords: Optimization, electric vehicle system model, single-pedal driving

1
GİRİŞ

1.1 Literatür

Otomotiv endüstrisi insanlık tarihindeki teknolojik gelişimin önemli bir parçası olarak gözlemlenmektedir. Bu gelişim, ilk üretimden günümüze kadar olan süre boyunca büyük ölçüde dünya çapında ekonomik ve sosyal değişimlere katkı sağlamıştır. İlk olarak içten yanmalı motorların üretimi ile başlayan bu büyülü süreç, 1860 yılında Belçikalı Lenoir tarafından üretilen ilk içten yanmalı motor, güç eksikliği ve yakıt tüketimi sorunları yaşar çünkü yakıt ve hava karışımı sıkıştırılmadan önce ateşlenir, 1862 yılında Fransız mühendis Rocas dört zamanlı bir içten yanmalı motoru patente bağlar ancak motor hiç üretimde kullanılmamıştır ve 1876 yılında Otto tarafından dört zamanlı motor bağımsız olarak icat edilir. Otto motoru Lenoir motorundan daha fazla güç üretmiştir ve önemli ölçüde daha az yakıt tüketmiştir [1]. 1883'te Sir Dougald Clerk ise ilk başarılı iki zamanlı motoru icat etmiştir, ve 1885'te Gottlieb Daimler, modern benzin enjeksiyonlu motorun prototipini icat ederek bir motosiklet ve bir yıl sonra dünyanın ilk dört tekerlekli motorlu aracını üretmiştir [2]. Literatürde yer alan bu gelişme 20.yüzyılın sonuna kadar teknolojilik devrim olarak adlandırılacaktır. Otomotiv endüstrisinin tarihi 19. yüzyılın sonlarına dayanır. Karl Benz'in 1885 yılında Benz Patent Motorwagen'i icat etmesiyle modern otomobilin temelleri atılmıştır [3]. 20. yüzyıl boyunca, otomobillerin hızı, verimliliği ve güvenliği önemli ölçüde artmıştır [4]. Henry Ford'un montaj hattı sistemiyle seri üretime geçilmesi, otomobilin yaygınlaşmasını ve erişilebilir hale gelmesini sağlamıştır [5]. Ancak, bu ilerleme doğal olarak sera gazı emisyonları gibi konularda çevresel etkiler de yaratmıştır [6].

İçten yanmalı motorlar, yanma sonucu atmosfere karbondioksit (CO_2) gibi sera gazları salınımına neden olur. Bu gazlar, atmosferdeki sera etkisini artırarak küresel iklim değişikliğine katkıda bulunabilir [7]. Günümüzde otomotiv endüstrisi, çevresel etkileri azaltmak için çeşitli teknolojik yenilikler ve düzenlemeler geliştirmiştir. Elektrikli araçlar (EV'ler), hibrit araçlar ve daha verimli içten yanmalı motorlar gibi teknolojiler, sera gazı emisyonlarını azaltmaya yardımcı olmak için geliştirilmiştir [8]. Ayrıca, otomotiv üreticileri ve hükümetler, sürdürülebilirlik

hedeflerine ulaşmak için yenilikçi çözümler arayışındadırlar [9]. Alternatif yakıtlar ve elektrik enerjisi ile donatılmış araçlar, süregelen ilerlemeleri sayesinde geleceğin taşımacılığı için başlıca adaylar olarak ortaya çıkmaya devam ediyor. Şehirlerdeki sera gazı emisyonlarına en çok katkıda bulunan sektörlerden biri olan ulaşım sektörü, iklim değişikliğini önemli ölçüde etkilemektedir. Bu nedenle, içten yanmalı araçların elektrikli araçlar gibi yenilenebilir enerji kaynaklarına dayalı araçlarla değiştirilmesi, kentsel sürdürülebilirliğin sağlanmasına yönelik önemli bir adım olarak görülmektedir [10]. Elektrikli araçlar geliştirme süreçlerinden geçerken, çok sayıda yeni kontrol stratejisi ortaya çıkmaktadır. Yanma ve hava bazlı kontrol stratejilerinin hakim olduğu içten yanmalı motorlu araçların aksine, elektrikli araçlarda odak noktası, bataryalardan motorlara çekilen gücün verimli bir şekilde kontrol edilmesi ve ardından bu gücün belirlenen diğer parametrelere dayalı olarak tekerleklere aktarılmasıdır. Elektrikli araç endüstrisi, çok sayıda gelişen teknolojiye rağmen sınırlı menzil gibi bazı zorluklarla karşı karşıyadır. Bu nedenle, elektrikli araçların menzilini artırmak için algoritmalar ve sürüş modları geliştirmek son derece önemlidir [11]. Elektrikli araçlarda menzilin artırılması için enerji rejenerasyonu ve çeşitli sürüş seçenekleri araç sürüş performansını etkilemektedir. Elektrikli araçların içten yanmalı araçlara göre bir avantajı, sürtünmeye dayalı fren sistemlerine başvurmadan önemli ölçüde yavaşlama sağlayabilmeleridir [12]. Elektrik motorunun ters hareketi yoluyla bataryaya aktarılan enerji, bataryalarda depolandığında enerjinin geri kazanılmasını sağlar. Elektrikli araçların gelişim süresinde geliştirilen teknolojilerden biri olan tek pedal teknolojisi, mevcut araç yapılarını değiştirmeden geleneksel yenilenebilir enerjili araçların sürüş modunu aşmaktadır [13]. Tek pedallı sürüş teknolojisi, pedal kaldırma aşaması sırasında negatif tork talep ederek motorun tersine dönmesine neden olarak enerji geri kazanımını kolaylaştırır. Literatürde, tek pedal sürüş stratejisinin elektrikli araçların enerji tüketimi, menzil ve sürüş deneyimi üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir [14]. Bu çalışmada, farklı sürüş koşullarında ve kullanıcı tercihlerine göre tek pedal stratejisinin avantajları ve dezavantajları incelenmiştir. Ayrıca, elektrikli araçlar için tek pedal sürüş algoritmalarının nasıl geliştirildiği ve optimize edildiği üzerine odaklanılmıştır [15]. Bu tür çalışmalar, tek pedal sürüş stratejisinin elektrikli araçların kullanımını daha verimli hale getirmesi ve sürücü deneyimini iyileştirmesi potansiyelini araştırmaktadır. Ancak çalışmalarda birden fazla hedef doğrultusunda tek pedallı haritalandırma veya stratejinin optimizasyonu henüz çalışılmamıştır.

Tek pedal teknolojinin haritalama ve sistem entegrasyonu yoluyla elektrikli araçlara entegre edilmesi, simülasyon yöntemleri kullanılarak hızlı analiz yapılmasını sağlar. Elektrikli araçlar için bu sistemlerin veriye dayalı tasarımları tamamlandıktan sonra, üreticiler için maliyet ve zaman açısından genellikle zorluklar oluşturabilen test süreçleri başlar. Sıfır emisyonlu araçların erken tasarım aşamalarında, enerji tüketimini tahmin etmek için genellikle üç farklı yöntem kullanılır: kural tabanlı yöntemler, fizik tabanlı modeller ve veri odaklı modeller [16]. Bu yöntemler, araçların enerji performansının belirlenmesinde önemli bir rol oynamaktadır [17]. Çeşitli çalışmalar, bataryalı elektrikli otobüslerin enerji tüketimini tahmin etmek için sürüş döngüsü verilerini kullanarak fizik tabanlı modeller geliştirmiştir. Örneğin, gerçek dünya ve simülasyon tabanlı testler için 1,24 ila 2,48 kWh/km arasında değişen bir tüketim değeri hesaplanmıştır [17]. Singapur'da yapılan bir çalışmada, işletilen elektrikli otobüsler için ortalama enerji tüketimi 1,75 ± 0,41 kWh/km olarak rapor edilmiştir [18].Literatürde incelenen çalışmalar, ilk olarak elektrikli araç komponentlerini veri tabanlı ve fizik tabanlı olarak modellemiş, daha sonrasında komponentler arasındaki ilişkileri tanımlayarak spesifik sürüş çevrimleri kullanarak, araç performansı ve menzili için sistem simülasyonlarını tamamlamışlardır [19],[20],[21]. Elektrikli araç sistemlerinin simülasyonları genellikle sürüş çevrimi kullanılarak yapılır. Bu simülasyonlar, bir aracın belirli bir şehir içi veya karışık sürüş döngüsü sırasında nasıl performans göstereceğini öngörmek amacıyla sürüş çevrimleri simülasyonlarında kullanılır. Sürüş çevrimlerinin nasıl oluşturulduğu ve elektrikli araçların enerji tüketimi üzerindeki etkileri incelenmiştir [22]. Ayrıca, farklı sürüş çevrimlerinin elektrikli araçların güç aktarma organları üzerindeki optimizasyon ve tasarım süreçlerine olan etkileri ele alınmıştır [23]. Bu tür model tabanlı simülasyonlar, elektrikli araç teknolojilerinin geliştirilmesi ve iyileştirilmesinde önemli bir rol oynamaktadır. Öte yandan, araç sistem analizleri için incelenebilecek bir diğer konu araç sürüş dinamiğidir. Araç içerisinde bulunan kontrol sistemleri sürücü talebine karşı cevaplar vermektedir. Bu kısaca, pedal pozisyonuna bağlı tork cevabı olabilir. Sürücü tarafından talep edilen tork ani değişimlere sahip olabilir ve bununla birlikte aracın sürüş dinamiği davranışları sürücü ve yolcu konforunda efektif olabilir. Jerk (silkme), fizikte ivmenin veya yavaşlamanın değişim hızı olarak tanımlanan ve sürüş dinamiklerinden biri olup ivme yerine daha etkili bir özellik olarak kabul edilmektedir [24]. Ayrıca, jerk optimal kontrolü olarak

adlandırılan yaklaşım, ivme, jerk ve diğer sürüş kalitesi göstergelerini ile tasarım kısıtlamalarını optimize ederek performans indeksini minimize eder [25]. Bu tez çalışmasında yapılacak olan tek pedal stratejisinin elektrikli bir araca entegrasyonu ve modellenmesi sırasında araca ait performans kriterlerine ve menzile bağlı tasarım kriterlerinin optimize edilmesi planlanmıştır. Literatürdeki modelleme çalışmalarında tek pedallı stratejinin karakterizasyonu sırasında kullanılan herhangi bir optimizasyon metodu kullanılmamış ve eş zamanlı simülasyon gerçekleştirilmemiştir [11],[26],[27]. Herhangi bir parametrenin en uygun değer veya en iyi çözümü, optimizasyon süreci yoluyla bulunabilir. Optimizasyon problemleri, bir objektif veya çoklu objektif kullanarak maksimum veya minimum değer aramayı içerebilir. Bu, çeşitli amaçları ve kısıtları optimize etmek için geniş bir yaklaşım yelpazesi sunar. Otomotiv sektöründe kullanılan optimizasyon yöntemleri genellikle araç tasarımı, motor performansı, yakıt ekonomisi ve emisyon kontrolü gibi alanlarda çeşitli problemleri çözmek için kullanılır. Bu yöntemler, genetik algoritmalar, yapay sinir ağları, doğrusal programlama, çok amaçlı optimizasyon gibi çeşitli matematiksel ve bilgisayar tabanlı teknikleri içerebilir. Optimizasyon öncesi veriler hakkında ileri tahminlerde bulunan yöntemlerden biri olan tekrarlayan sinir ağları (RNN), uzun-kısa süreli bellek (LSTM) ve kapılı tekrarlayan ünite (GRU) gibi çeşitli varyantlarıyla otomotiv sistemlerinin çeşitli yönlerinde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Otonom sürüşte RNN, sensör verilerine dayanarak araç trajelerini tahmin eder ve yol planlamada yardımcı olurlar[28].Ayrıca, sürücü davranışlarını modelleyerek gelişmiş sürücü asistanı (ADAS) uygulamaları için şerit değiştirme gibi eylemleri tahmin eder ve sürücü yorgunluğunu tespit ederler [29]. Bunun yanı sıra, RNN, araç sağlığını izlemek ve bakım programlarını optimize etmek için kullanılır [30]. Trafik yönetiminde ise bu ağlar, tıkanıklık tahmini yapar ve akıllı ulaşım sistemlerinde verimliliği artırarak trafik akışını optimize eder [31]. Ayrıca, elektrikli araçlarda enerji verimliliğine katkıda bulunarak enerji tüketimini optimize eder ve emisyon tahmini yaparlar, böylece araç performansını ve çevresel uyumu iyileştirirler [32]. Genel olarak, RNN otomotiv teknolojisini ileriye taşıyarak araçları daha güvenli, verimli ve akıllı hale getirme konusunda kilit bir rol oynamaktadır. Otomotiv yapıların çarpışma güvenliği ve ağırlık gibi çoklu hedeflerle ilgili olarak kullanılan çok amaçlı optimizasyon yöntemleri incelenmiştir [33]. Ayrıca, hibrit elektrikli araçlarda yakıt ekonomisi ve emisyon kontrolü için motor kontrol stratejilerinin

optimize edilmesi konusunda yapılan çalışmalar farklı optimizasyon metotları ile ele alınmıştır [34]. Bu literatürdeki çalışmalar, otomotiv endüstrisindeki çeşitli optimizasyon problemlerinin nasıl ele alındığını ve çözüldüğünü göstermektedir [33],[34]. Tek pedallı stratejinin belirlenen performans kriterlerine uygun ve menzil bazlı optimizasyon çalışmasının literatürdeki eksikliği dikkate alınarak bu tez çalışmasında eş zamanlı simülasyonlar çerçevesinde çok amaçlı optimizasyon metodu kullanılarak hedeflere uygun optimum parametre çalışması yapılmıştır.

1.2 Tezin Amacı

Bu tez, elektrikli araçların sürüş performansını optimize etmek amacıyla tek pedallı sürüş stratejisinin matematiksel modelini oluşturmayı ve bu stratejiyi kullanarak simülasyon ortamında eş zamanlı olarak elektrikli araç simülasyonları gerçekleştirmeyi hedeflemektedir. Hedef araç hızı için bir sürücü modeli PID denetleyici olarak araç modeli içerisinde tasarlanmış ve elektrikli araç denetleyicileri genel olarak araç modeline eklenmiştir. Model tabanlı elektrikli araca ait komponentlerin ve araç modelinin belirlenen parametreleri sisteme entegre edilmiştir. Bu simülasyonlar, belirlenen sürüş çevrimi boyunca elde edilen hedef kriterler üzerinden çok amaçlı optimizasyon metoduyla analiz edilerek, aracın enerji verimliliği, yolcu konforu ve genel sürüş performansı gibi önemli parametreler üzerinde iyileştirmeler yapılmasını sağlayacaktır. Bu çalışma, elektrikli araçların günlük kullanımdaki pratik etkinliğini artırmak ve sürdürülebilir ulaşım sistemlerine katkı sağlamak amacıyla yapılmaktadır. Ayrıca, pedal haritasının optimize edilmesinin etkisini inceleyerek elektrikli araç performansının ve verimliliğinin artırılmasına katkıda bulunmaktadır. Literatürde tek pedal stratejisinin ve araç modellenmesi hakkında birçok bilgi yer aldığı ayrıca farklı optimizasyon metotlarının kullanıldığı belirtilmiştir. Ek olarak, tek pedal uygulamasının jerk özelindeki etkilerinin herhangi bir çalışmanın veya optimizasyonun literatürde yer almayışı ve bu optimizasyon çalışmasının eksikliği göz önünde bulundurularak literatüre ve otomotiv sektöründe teknolojisinin anlaşılmasına ve ilerlemesine katkıda bulunması, aynı zamanda eş zamanlı simülasyonlar ile araç üretimi öncesinde araç davranışları hakkında bilgi sahip olunmasının önemi konusunda vurgu yapmaktır.

1.3 Hipotez

Amaç, bir simülasyon ortamında tasarlanan varsayılan tek pedallı sürüş stratejisinin optimizasyon çalışmasıyla birlikte, araç üretim döneminde belirlenen belirli araç özelliklerini kullanarak araç geliştirme sürecine katkıda bulunmaktır. Varsayılan sürüş stratejisinin optimizasyonunun bir şehir içi elektrikli otobüsün sürüş döngüsü boyunca operasyonları sırasındaki etkisini incelemektir. Tek pedallı sürüş stratejisinin matematiksel modeline dayalı olarak tasarlanan elektrikli araçlar, geleneksel sürüş yöntemlerine göre daha iyi enerji verimliliği sağlayacak ve sürüş sırasında yolcu konforunu artıracaktır. Bu strateji, çok amaçlı optimizasyon metoduyla belirlenen hedef kriterler doğrultusunda sürüş çevrimi boyunca elde edilen performansa ve enerji tüketimine göre optimize etmek için etkili bir yaklaşım olabilir. Ayrıca, bu stratejinin kullanılması araç üretim öncesi kalibrasyon eforunu ve maliyetlerini azaltarak, elektrikli araçların piyasaya sunulma sürecini iyileştirebilir ve endüstriyel uygulanabilirliğini artırabilir.

2
ELEKTRİKLİ ARAÇ TEKNOLOJİSİ VE ARAÇ- SÜRÜŞ DİNAMİĞİ

2.1 Elektrikli Araç Tarihçesi

Son on yılda elektrikli araçlar sürdürülebilir ve temiz ulaşımın ayrılmaz bir parçası haline gelmiştir. Bu araçlar çevreye daha az zarar veren ve fosil yakıtlara bağımlılığı azaltan bir alternatif sunuyor. Elektrikli araçların geçmişi içten yanmalı motorlarınki kadar kapsamlı olmasa da 18. yüzyıla kadar uzanmaktadır. Elektrobat olarak bilinen ilk ticari elektrikli otomobiller 1894 yılında Chicago'da makine mühendisi Henry G. Morris ve kimyager Pedro G. Salom tarafından geliştirilmiştir [35]. Batarya teknolojisinin henüz olgunluğa ulaşmadığı bu dönemde, araç bileşenlerinin paketlenmesi ve üretim maliyetlerine ilişkin hususlar, elektrikli araçların içten yanmalı araçlara kıyasla daha düşük verimlilik sergilemesine neden olmuştur.

1960'larda benzin fiyatlarında yaşanan ve 1970'lerde zirveye ulaşan artış, yaklaşık 50 yıllık bir aradan sonra elektrikli araçlara olan ilgiyi yeniden canlandırmış ve küçük boyutlu, kısa menzilli şehir otomobillerinin geliştirilmesine yol açmıştır [35]. Sonuç olarak, 19. yüzyılın sonları elektrikli araçların üretimi ve geliştirilmesinde önemli dönüm noktalarına sahne olmuş ve elektrikli otomobillerin popülerliği için kritik tarihleri işaret etmiştir.

Geleneksel içten yanmalı motorlar gibi fosil yakıtlar olmadan elektrik motorlarıyla çalışan elektrikli araçlar, batarya veya yakıt hücreleri gibi elektrik enerjisi depolama ve tüketim sistemlerinin bir kombinasyonunu temsil etmektedir. Bu araçlar atmosfere zararlı sera gazı emisyonları yaymadan çalışabilmekte, böylece çevresel etkileri önemli ölçüde azaltmakta ve sürdürülebilir bir ulaşım çözümü sunmaktadır.

Elektrikli araçların, her biri kendi başına verimli olan çeşitli türleri vardır. Bunlar arasında tamamen elektrikli araçlar (BEV'ler), fişli hibrit elektrikli araçlar (PHEV'ler) ve hibrit elektrikli araçlar (HEV'ler) bulunmaktadır. Tamamen elektrikli araçlar yalnızca bataryalardan gelen elektrikle çalışırken, fişli hibrit elektrikli araçlar elektrikle çalışmak için harici bir kaynağa bağlanabilir ve ayrıca

bir içten yanmalı motor kullanabilir. Hibrit elektrikli araçlar, farklı stratejilerle çeşitli sürüş modlarını desteklemek için içten yanmalı motorları ve elektrik motorlarını bir araya getirir.

Elektrikli araçların en büyük avantajlarından biri düşük enerji ve işletme maliyetleri sağlamasıdır. Ayrıca, hızlı yüksek tork iletimi ve sessiz çalışma gibi avantajlar sunarlar. Bununla birlikte, batarya ambalajı ve sınırlamaları, araç menzili ve şarj altyapısı gibi zorluklar mevcuttur. Daha geniş bir resim düşünüldüğünde, elektrikli araçların karşısına çok sayıda zorluk çıkmaktadır. Genel olarak bunlar arasında elektrikli güç aktarma organları ve motor kontrolü, enerji yönetim sistemleri, termal yönetim sistemleri ve güç elektroniği yer almaktadır. Literatür tork, hız ve genel araç performansını optimize etmek için hassas kontrol algoritmalarının gerekliliğini vurgulamaktadır [36]. Yakıt tüketimini azaltmak ve kabin ısıtması için bir ısı kaynağı sağlamak amacıyla minimum çalışma sıcaklığına ulaşmak esastır. Verimli soğutma sistemleri, yüksek tork sağlayabilen sistemler için çok önemlidir, çünkü bunlar önemli miktarda enerji gerektirir. Elektrikli araçlarda verimli güç dağıtımı büyük ölçüde, aracın güç ihtiyaçlarının karşılanmasında ve güç sisteminin optimize edilmesinde merkezi bir rol oynayan Enerji Yönetim Sistemlerinin (EMS) başarılı bir şekilde uygulanmasına bağlıdır. Çok sayıda kontrol teorisine dayanan ve kural tabanlı ya da optimizasyon tabanlı mantıklar olarak sistemlere entegre edilen bu sistemler tarafından kullanılan stratejiler, aracın enerji kullanımının merkezinde yer almaktadır. Elektrik enerjisinin bataryalar, motorlar ve diğer bileşenler arasında dönüştürülmesi, elektrikli araçların merkezinde yer alan ve araç performansını doğrudan etkileyen karmaşık güç elektroniği sistemlerine dayanır [36].

Çevresel sürdürülebilirlik ve enerji bağımsızlığı gibi avantajları nedeniyle elektrikli araçlar giderek daha fazla popülerlik kazanmaktadır. Sonuç olarak hem otomotiv endüstrisi hem de hükümetler elektrikli araç teknolojisinin geliştirilmesini ve yaygın olarak benimsenmesini teşvik etmek için çeşitli teşviklere ve girişimlere yatırım yapmaktadır.

2.2 Elektrikli Araçlarda Tek Pedallı Sürüş Teknolojisi

Elektrikli araçların üretiminin artmasıyla birlikte, araç verimliliğini, sürücü güvenliğini, yolcu konforunu ve parça ömrünü iyileştirmek de dahil olmak üzere üreticilerin gereksinimlerini karşılamak için yeni teknolojiler geliştirilmiştir. Saf elektrikli araçlar için kontrol stratejilerinin geliştirilmesi, üç temel hedefe ulaşmak için pedal kontrol özelliklerinden yararlanmaya dayanır: sürüş niyetlerini tanımak, pedal hissini değerlendirmek ve motor torkunu kontrol etmek [26]. Bu teknolojilerden biri, elektrikli araçlarda kullanılan bir sürüş stratejisi olan tek pedallı sürüştür. Bu kullanımda araç tek bir pedalla kontrol edilir ve sürücünün fren ve gaz pedalları arasında geçiş yapmasına gerek kalmadan hızlanıp yavaşlamasına olanak tanıyarak sürüş deneyimini daha konforlu ve keyifli hale getirir. Bu uygulama elektrikli araçlarda kullanılan enerji geri kazanım sistemi için uygundur. Sürücü ayağını pedaldan çektiğinde, elektrik motorlarının ters mekanik hareketi bataryalarda depolanan elektrik enerjisine dönüştürülerek enerji tasarrufu ve aracın menzilinde artış sağlanır. Tek pedallı tahrik teknolojisi, gaz pedalı konumlarının hassas bir şekilde elde edilmesi, gaz pedalı girişine göre çekiş torkunun düzenlenmesi ve tork yönetimi için algoritmaların formüle edilmesi gibi özel bileşenleri kapsamaktadır [11]. Bununla birlikte, tek pedallı sürüşün bazı dezavantajları da vardır. Örneğin, bu sistem sürücülerin alışkın oldukları fren ve gaz pedalları arasında nasıl geçiş yapacaklarını öğrenmelerini gerektirir. Ayrıca, yavaşlarken veya dururken aracın ani tepki vermesine neden olabilir ve bu da aracın sarsılmasına yol açabilir. Araç üreticileri ve tasarımcıları, tek pedallı sürüşte belirli gereksinimleri karşılaması ve simülasyon veya araç testi yoluyla doğrulanması ve karşılanması gereken bir eşleme yöntemi kullanır.

Bu gereklilikler şunları içerir:

- Tek pedallı sürüş sistemi düzgün ve tutarlı rejeneratif frenleme sağlamalı, böylece sürücü pedalı bıraktığında araç ani hareketler olmadan kademeli olarak durabilir.

- Tek pedallı sürüş sistemi, şehir içi sürüş, otoyol sürüşü ve arazi sürüşü dahil olmak üzere farklı sürüş tarzlarıyla uyumlu olmalıdır.

- Araç, kazaları önlemeye yardımcı olmak ve hem sürücünün hem de yolcuların güvenliğini sağlamak için otomatik acil frenleme ile uyumlu olmalıdır.

- Oluşturulan harita, araçta kullanılan güç aktarım bileşenlerinin çalışma aralığı dahilinde olmalıdır. Örneğin, motor verimlilik haritası ile sınırlandırılmalı ve aracın ulaşacağı maksimum hız değerlerini karşılayacak şekilde tasarlanmalıdır.

Pedal haritalama yöntemi, pedal konumu ve araç hızına bağlı olarak tork değerleri üretir. Bu tork değerleri sürücü tarafından talep edilen değerler olarak araç kontrol ünitesine bildirilir ve kontrolörler motorun verimli aralıkta verimli bir şekilde uygulayabileceği anlık torku motor kontrol ünitesine aktarır, bu ünite de talep edilen torku tekerleklere iletir. Araç için optimize edilmemiş bir tek pedallı sürüş modunun uygulanmasının bazı dezavantajları vardır. Örneğin, araç belirli hızlarda istenen ivmelenmeleri sağlayamayabilir, beklenen sürede duramayabilir veya pedal konumu değişikliğine bağlı olarak aşırı hızlanma veya yavaşlama nedeniyle uzunlamasına sarsılabilir. Araç jerk davranışının bazı temel nedenleri vardır.

- Rejeneratif frenleme kalibre edilemez ise, araç aniden durabilir ve tehlikeli durumlara yol açabilir.

-Sürücü pedala aniden çok hızlı basar veya bırakırsa ve pedal eşlemesindeki tork değerleri doğru ayarlanmamışsa, araç aracın uzunlamasına eksenlerinde salınım yapabilir.

- Pürüzlü yol yüzeyleri veya yol yüzeyindeki değişiklikler, özellikle rejeneratif fren sistemi hassas ise, araçta titreşimlere neden olabilir. Bu da yoldaki tümseklerin üzerinden geçerken aracın sarsılmasına neden olabilir.

Genel olarak, tek pedallı eşleme ile ilgili uzunlamasına araç jerk davranışının temel nedenleri karmaşık olabilir ve istikrarlı bir sürüş deneyimi sağlamak için bu eşlemede optimizasyon çalışmaları yapılmalıdır. Jerk hareketinin farklı adımları, tutarlı ivmelenmeyi korurken dengenin korunmasını etkiler. Özellikle, öne dönük bir şekilde desteksiz olarak konumlandırılan bireyler, ortalama 0,13 g hızlanmada denge kaybı yaşayarak en düşük tolerans eşiğini sergilemiştir [27].

2.3 Sürüş Performansı

Araçların performansı, motor boyutlarına ve sınıflarına göre yeterli güce sahip olmalarına, sürücü komutlarına duyarlı olmalarına, çeşitli koşullarda yakıt veya enerji kullanımını en aza indirmelerine ve emisyon standartlarını karşılamalarına bağlıdır ve bunların tümü "iyi sürülebilirlik" olarak adlandırılan şeye katkıda

bulunur. Aracın çalışması sırasında hem sürücü hem de yolcular için yolculuk ve sürüş deneyiminin kalitesi sürüş ve yol tutuş özelliklerine bağlıdır. Sürüş kalitesi, sürüş ortamı, araç dinamikleri, ses kalitesi, titreşimler ve performans hissi gibi faktörlerin bir kombinasyonu olarak değerlendirilebilir. Araç dinamikleri sürüş, direksiyon, yol tutuş ve frenleme gibi araç dinamiklerini doğrudan etkileyen sistemleri ifade eder. Araç titreşimi ve gürültüsü, güç aktarma sistemlerinde, rüzgâr veya yol kaynaklı bozukluklarda veya elektro/mekanik sistemlerde meydana gelen tüm salınımları kapsar. Deneyimli sürücüler, sürülebilirliğin belirlenmesinde çok önemli bir unsur olan araçların tepkisini değerlendirmek için özel testler yaparlar [37]. Öte yandan, sürülebilirliğin objektif olarak değerlendirilmesi için ilgili konuda ayrıntılı çalışmalar yapıldıktan sonra bazı endeksler oluşturulmuştur. Sürülebilirlik endeksi, araç jerk, iniş-çıkış, tam yük koşulları, fren, seyir vb. içerir. Araçların test koşulları altında uygulanmasını takiben, belirlenen endekslere göre puanlandırmak için prosedürler kullanılır ve sonuçta sürülebilirlik için bir genel bakış elde edilir.

2.3.1 Araç Jerk Davranışı

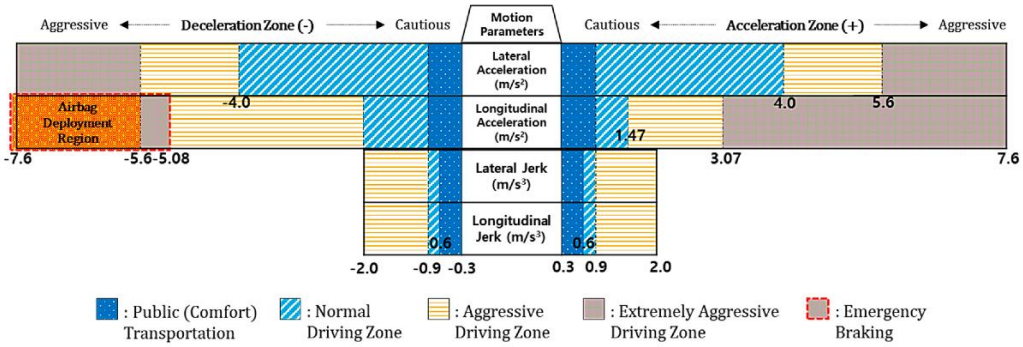
Motor torku talebindeki dalgalanmalar, aracın aktarma organlarındaki birincil rezonansın etkinleştirilmesinden kaynaklanan istenmeyen uzunlamasına ve yunuslama hareketlerine yol açmıştır [37]. Zaman içinde ivmelenmedeki değişim olarak tanımlanan jerk, sürülebilirliğin değerlendirilmesinde ivmelenme için önemli bir endeks görevi görür. Bir aracın hızlanması veya yavaşlaması ile hızlanmanın zamansal türevinden kaynaklanan etkiler sürüş güvenliği ve yolcuların konforu üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Özellikle sürücü taleplerine yanıt olarak torkta meydana gelen ani değişiklikler araç jerk hareketine yol açabilir. Optimum jerk seviyelerinin sağlanması, daha yumuşak ve daha konforlu bir sürüş deneyimine katkıda bulunarak genel araç performansını ve yolcu konforunu artırır. Elektrikli motorlarda elde edilebilen hızlı tork değişimleri nedeniyle, elektrikli araçlarda jerk hareketinin bir performans kriteri olarak değerlendirilmesi giderek daha önemli hale gelmektedir. Bu hareketi verimli bir şekilde yönetme becerisi sadece elektrikli araçların genel sürülebilirliğini artırmakla kalmaz, aynı zamanda yolcular için daha yumuşak ve daha konforlu bir sürüş deneyimine katkıda bulunur. Ayrıca, elektrikli araçlarda jerk seviyelerinin optimize edilmesi, enerji verimliliğinin artmasına ve araç bileşenlerinde aşınma ve yıpranmanın azalmasına

yol açabilir. Şekil 2.1'de belirtildiği gibi, konfor için araç jerk hareketi eşiği yaklaşık olarak 0.3–0.9 m/s³ olarak belirlenmiştir. Belirtilen değerler, literatürde yer alan çalışmalarda görüldüğü gibi değişiklik göstermektedir, ancak genellikle ortak bir aralık içerisinde bulunmuştur [38]. Jerk durumu basitçe matematiksel olarak tanımı Denklem (2.1), (2.2) ve (2.3) ile belirtildiği üzere hızın $v(t)$ zamana bağlı olarak türevi ile elde edilen ivmenin $a(t)$, tekrar türevi sonrası $j(t)$ elde edilir.

$$v(t) = \frac{d}{dt}\big(x(t)\big) \tag{2.1}$$

$$a(t) = \frac{d}{dt}\big(v(t)\big) \tag{2.2}$$

$$j(t) = \frac{d}{dt}\big(a(t)\big) \tag{2.3}$$



Şekil 2.1 Jerk sürüş alanı gösterimi [38]

2.4 Performans ve Enerji Tüketimi

Çok sayıda araç özelliğinden etkilenen "Performans Hissi", nesnel ölçütler aracılığıyla doğrudan ölçümde zorluklar ortaya çıkarmaktadır. Araç düzeyinde öznel bir niteliktir, sürücü algısına dayanır ve sürüş sırasında karşılaşılan insan duyusal girdilerinin çeşitli yönlerinden etkilenir. Hızlanma, performans hissini şekillendiren baskın faktör olarak ortaya çıkmaktadır. Pedal kuvveti, pedal ergonomisi ve pedal hareketi hızlanma ve yavaşlamanın fonksiyonlarıdır. Bir aracın ileri hareketi, birbiriyle çatışan iki kuvvet arasındaki etkileşime bağlıdır: yol yükü kuvveti ve çekiş kuvveti. Yol yükü aerodinamik kuvvet, lastik yuvarlanma direnci ve eğim ile ilişkilendirilebilir. Çekiş kuvveti ise tipik olarak motor torku, şanzıman, son tahrik oranı, lastik boyutu ve verimlilik gibi güç aktarım bileşenlerinin işlevsel

bütünlüğü olarak tanımlanır. Elektrikli araçlarda, nihai tahrik oranı optimum performansın elde edilmesinde çok önemli bir rol oynar. İşlevi, şanzımandan tork ve hız çıkışını almak ve güç aktarma organlarına son bir vites küçültme sağlamaktır. Bu azaltma işlemi, tahrik torkunun daha da çoğaltılmasını kolaylaştırırken aynı zamanda hızı da azaltır. Arkadan çekişli elektrikli araçlarda, son tahrik oranı tipik olarak tahrik milinin dakika başına devir sayısı ile arka aksın devir sayısı arasındaki oran olarak tanımlanır. Araç performans ölçümleri ve hedefleri çeşitli temel manevralar kullanılarak değerlendirilebilir;

Durağan Başlangıç: Bir trafik ışığında veya dur işaretinde tamamen durduktan sonra hızlanma

Yavaş Başlangıç: Örneğin yan yoldan trafiğe karışmak.

Şehir içi Performans: Şehir içi sürüşlerde tipik olarak karşılaşılan orta hız manevralarının değerlendirilmesi.

Şehirler arası Performans: Otoyollarda yaygın olarak karşılaşılan yüksek hızlı manevraların değerlendirilmesi.

Bir simülasyon ortamında, elektrikli bir aracın performansı, önceden belirlenmiş hızları içeren düzenlenmiş bir çevrimin yanı sıra şehir içi ve otoyol performansıyla ilgili hızlar ölçülerek değerlendirilebilir. Ek olarak, güç tüketiminin değerlendirilmesi hem şehir içi hem de otoyol performansları için uyarlanmış bir düzenlenmiş döngü kullanılarak gerçekleştirilebilir.

2.4.1 Sürüş Çevrimi Tanımı

Bir aracın hızları ve zaman arasındaki ilişkiyi gösteren data dizisi sürüş çevrimi olarak adlandırılır [39]. Sürüş çevrimleri elektrikli araç tasarımında ve geliştirilmesinde önemli bir rol oynamaktadır. Elektrikli araçların (EV's) verimliliği, hızlanma, yavaşlama, frenleme ve rölanti sürelerindeki değişkenliklere bağlı olarak çeşitli sürüş döngüleri boyunca dalgalanmalar gösterir [40]. Bu tezde atıfta bulunulan ve "Elektrikli Araçların" enerji ekonomisi sertifikasyonu sırasında "Çevre Koruma Ajansı ve Kaliforniya Hava Kaynakları Kurulu" tarafından talep edilen çeşitli sürüş döngüleri vardır. Simülasyon için birincil girdi verileri zaman-araç hızı sinyalini gerektirirken, geniş bir sınır koşulları dizisi tanımlanabilir ve bunlar dinamometre konfigürasyonlarını, vites değiştirme noktalarını, referans atmosferik parametreleri, araç durumlarını (lastik basıncı, aydınlatma, yağ

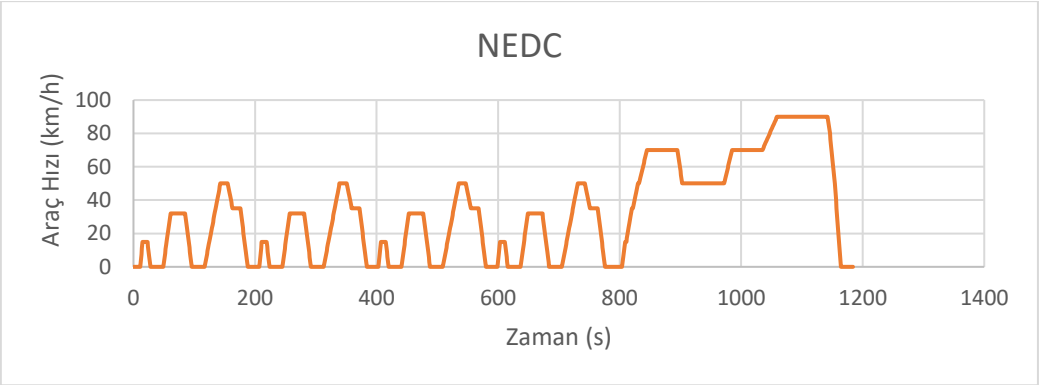
viskozitesi ve kargo kütlesi dahil) ve çeşitli hususlar nedeniyle hem içten yanmalı motor (ICE) hem de elektrikli araç operasyonları için çok önemli olan soğuk çalıştırma koşullarını kapsar [41].

Bu değerlendirmelerden elde edilen bulgular, önceden tanımlanmış eşiklere uygunluğu doğrulamak ve farklı araç modelleri arasında karşılaştırmalı değerlendirmeleri kolaylaştırmak için kullanılır [41]. Otoriteler tarafından düzenlenen elektrikli araç testleri ve regülasyonlarında kullanılan sürüş çevrimlerine ait çevrim süresi, mesafesi ve araç hızlanmasına ait bilgiler Tablo 2.1'de ve sürüş çevrim grafikleri Şekil 2.2, Şekil 2.3 ve Şekil 2.4 olarak belirtilmiştir.

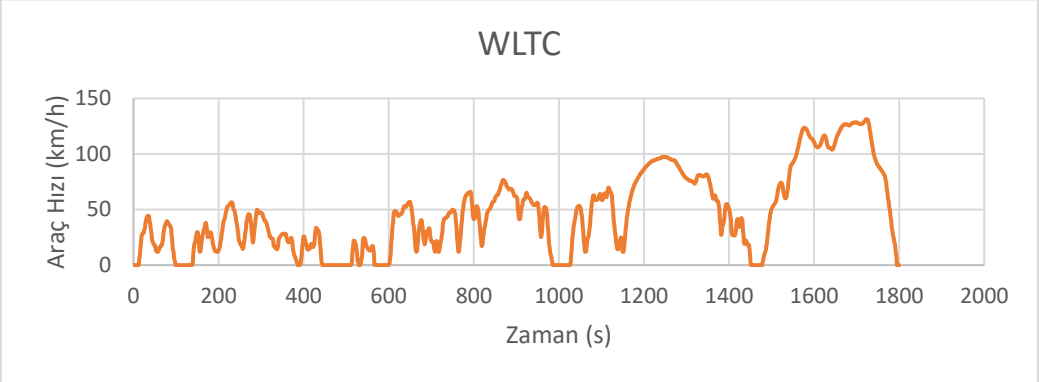
Tablo 2.1 Sürüş çevrimleri genel bilgi tablosu

Sürüş Çevrimi	**Çevrim Süresi (s)**	**Mesafe (m)**	**Maksimum Hız (km/h)**	**Maksimum İvme (m/s^2)**	**Ortalama Hız (km/h)**	**Minimum İvme (m/s^2)**
NEDC[1]	1184	10585	90	1.04	43	-1.39
WLTP[2]	1900	22000	131.3	1.58	53.8	-1.49
SORT[3]	154	520	40	1.0	12.1	-0.8

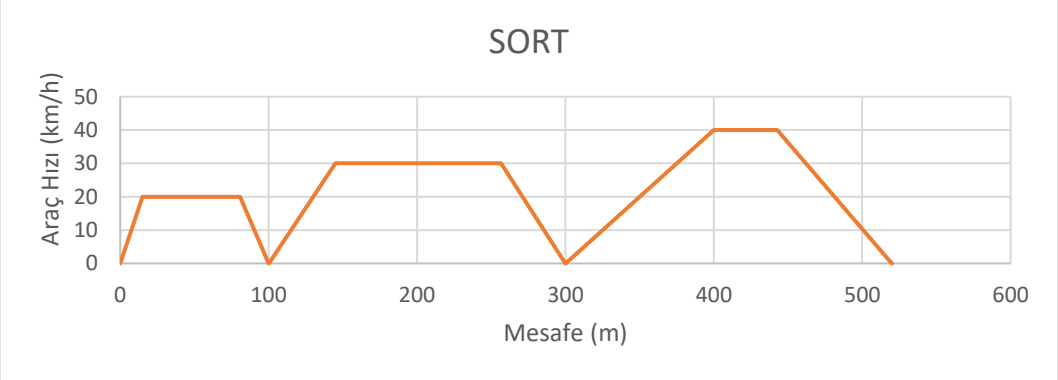
1 Yeni Avrupa Sürüş Döngüsü
2 Küresel Uyumlu Hafif Ticari Araçlar Test Çevrimleri
3 Standartlaştırılmış Yol Test Çevrimleri



Şekil 2.2 NEDC sürüş çevrimi Hız-Zaman grafiği



Şekil 2.3 WLTC sürüş çevrimi Hız-Zaman grafiği



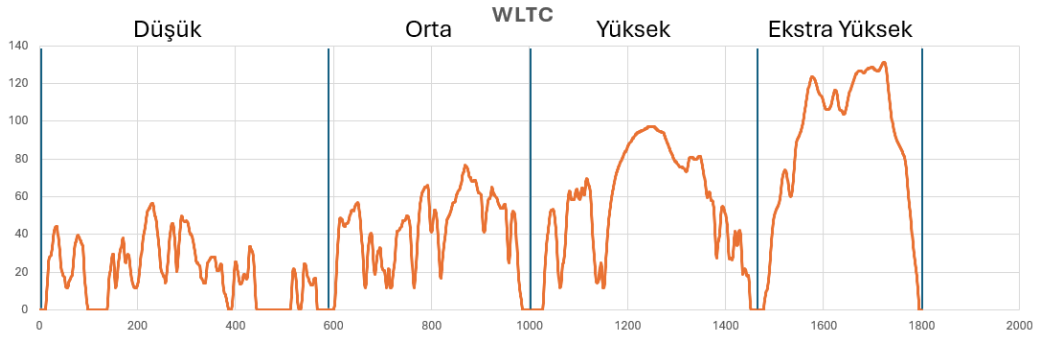
Şekil 2.4 SORT sürüş çevrimi Hız-Mesafe grafiği

Şekil 2.2, Şekil 2.3 ve Şekil 2.4 incelendiğinde açıkça görülmektedir ki hız olarak araç hızlarının birçok noktada çalışabildiği bir çevrime ve zorlu ivmelere sahip olan çevrim WLTC sürüş çevrimidir.

2.4.1.1 WLTC Sürüş Çevrimi

Kirlilik ve Enerji Çalışma grubu tarafından düzenlenen, hizmet araçlarından kaynaklanan emisyonların ve yakıt tüketiminin belirlenmesine yönelik hazırlanan

testlerden biri de WLTC sürüş çevrimidir. WLTP sürüş çevrimi veri tabanı, beş farklı araç ve çeşitli ülkelerden toplanan sürüş davranışı verilerinden oluşmaktadır [42]. Bu testler şasi dinamometresinde veya yol testleri olarak gerçek zamanlı test edilebilirler. WLTP veya WLTC olarak adlandırılan hafif araçlar test çevrimi veya test prosedürü aynı çevrimi temsil etmektedir. Bir aracın tip onayı alması için kullanılan bu test birçok ülkede yürürlüktedir. Test içerisinde farklı araç kütlelerinde test yapılabilmektedir. Genellikle içten yanmalı araçlar ve hafif hizmet araçları için kullanılan bu test farklı otomotiv üreticileri tarafından elektrikli araçlar içinde kullanılmaktadır. Şekil 2.5'te gösterildiği gibi WLTC sürüş çevrimi düşük, orta, yüksek ve çok yüksek olmak üzere farklı düzensiz profiller içermektedir.



Şekil 2.5 WLTC hız-zaman sürüş çevrimi profil içeriği

Bu düzensiz sürüş çevriminde test yapmak aracın zorlu manevralardaki performansı, menzili ve farklı metrikleri hakkında bilgi verir. Bu sebeple, yapılan bu çalışmada WLTC sürüş çevrimi simülasyonlar için kullanılacaktır.

2.5 Model Tabanlı Araç Simülasyonu

Simülasyon, modern model tabanlı yazılım geliştirme süreçlerinin ayrılmaz bir parçasıdır. Model tabanlı simülasyon, farklı kaynaklardan gelen girdilerin sorunsuz entegrasyonunu veya farklı simülasyon ortamlarında eşzamanlı simülasyonu mümkün kılmaktadır. Güç aktarım komponentleri ve kontrol üniteleri için model tabanlı tasarım, bir sistemin veya bileşenin matematiksel modeliyle birlikte analiz edilmesini ve geliştirilmesini içerir. Bu yaklaşım, karmaşık sistemlerin daha iyi analiz edilmesini ve optimize edilmesini sağlar. Matematiksel modeller gerçek uygulamaları sanal ortamda simüle etmek için kullanılır ve tasarım sürecindeki hataları ve maliyetleri azaltır. Sonuç olarak, güç aktarım komponentleri ve kontrol

üniteleri daha verimli, güvenilir bir şekilde geliştirilebilir ve araç üretiminden önce optimize edilebilir.

Kontrol sistemlerinin araçlara uygulanmadan önce doğrulanması ve test edilmesi çok önemlidir. Ayrıca, test uzmanları, sistem mühendisleri ve kalibrasyon mühendisleri arasındaki iş birliği ile karakterize edilen model tabanlı tasarım ve test süreci, bir geliştirme süreci olarak tanımlanır ve kolayca anlaşılabilir bir iletişim çerçevesi oluşturur.

Otomotiv üreticileri araç komponentlerini fiziksel veya matematiksel olarak modellemek için ve kontrol tasarımlarını test etmek veya doğrulamak adına donanımın mevcut olduğu sanal prototiplemeye geçiş yapmışlardır. Sanal tasarım yoluyla geliştirilen bu süreç sadece maliyetleri düşürmekle kalmıyor, aynı zamanda fiziksel bileşenlerin kalitesini test etmek ve iyileştirmek için bir ortam sağlar. Çeşitli yazılım seçenekleri arasında CRUISE M, AST tarafından geliştirilen bileşenleri kullanarak belirli parametrelerin modellenmesi yoluyla dinamik sistemlerin ve elektrikli güç aktarma organlarının modellenmesini kolaylaştırarak sistem düzeyinde bir araç modelinin oluşturulmasını basitleştirir.

AVL CRUISE M programında, şekilde gösterildiği gibi, araca özgü bileşenler gerçek araç sistemini yansıtacak Şekil 3.6'daki gibi yapılandırılır. Araç içindeki bileşenler seçildikten sonra parametreleri yapılandırılır ve entegre edilir. Aktarma organları için en önemli bileşenlerden biri olan elektrik motoru modelinin entegrasyonu tamamlanır, ardından batarya ile bağlantılar kurulur ve modele yardımcı yükler eklenir. SİMULİNK programında tasarlanan tek pedal stratejisi modeli AVL Model Connect ile birlikte eş simülasyon için yeni bir model oluşturulmuş ve iki farklı program haberleştirilerek belirlenen çevrim süresi boyunca model vaka setine eklenmiş farklı varyantlar eş zamanlı olarak simüle edilmiştir.

2.5.1 Araç Dinamiği Modeli ve Modellenmesi

Bu çalışmada, elektrikli bir şehir içi otobüsün boylamasına dinamik modelini geliştirmek için AVL CRUISE M kullanılmıştır. CRUISE M yazılımı lastikler, mekanik bağlantılar, güç aktarma sistemleri ve elektrik bileşenleri gibi bileşenlerden oluşan bir kütüphane sunmakta ve bu bileşenleri düğüm bağlantıları ve veri yolu bağlantıları ile bir araya getirerek kullanıcı uygulamaları için model

oluşturma kolaylığı sağlamaktadır. Geliştirilen bu bileşenler, geleneksel giriş ve çıkış bloklarının aksine, veri akış yönüne uyum sağlayabilen hatlarla bağlantılar sağlamaktadır. Odak noktası, teorik çerçevede bir elektrikli şehir otobüsünün entegrasyonuna kadar uzanmaktadır. Yol dirençleri ve dinamik tekerlek yükleri titizlikle hesaplanmış ve elektrikli bir şehir içi otobüsünün boyutları ve yük durumları özellikle dikkate alınmıştır. Hızlanma etkileri, aerodinamik sürtünme ve yuvarlanma direnci de dahil olmak üzere tekerlek yüklerini etkileyen faktörler kapsamlı bir şekilde analiz edilmiştir. Araç modelli, aerodinamik, yuvarlanma, tırmanma, ivme ve toplam direnç gibi çeşitli direnç biçimlerini kapsamaktadır. Bu kapsamlı inceleme sayesinde çalışma, çeşitli operasyonel senaryolarda elektrikli şehir içi otobüslerin performans dinamiklerine ilişkin değerli bilgiler sağlamayı amaçlamaktadır.

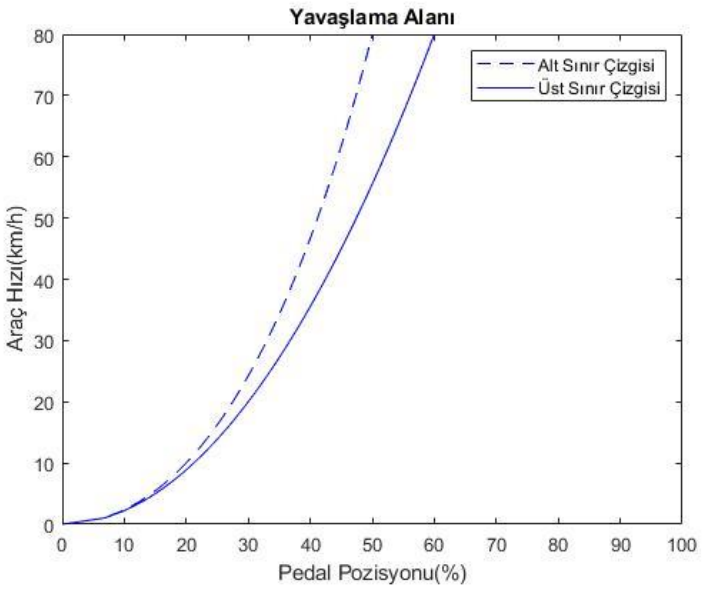
3
MODELLEME VE SİMÜLASYON

3.1 Tek Pedal Haritasının Oluşturulması

Tek pedallı sürüş, gaz pedalı pozisyonuna göre tekerleklere pozitif veya negatif tork uygulanmasıdır [12]. Tek pedal haritası çekiş torku, yavaşlatma ve rejenerasyon torku alanları dikkate alınarak tasarlanmıştır. İlk adımda, Denklem (3.1) ve (3.2)'de tanımlandığı gibi araç hız kabiliyetine ve pedal konumları açısından üst ve alt çizgiler hesaplanarak Şekil 3.1'de belirtildiği gibi 2 boyutlu (2B) yavaşlatma haritası grafiği oluşturulur ve ilgili tanımlar verilir [12]. Ek olarak, yavaşlatma alt çizgisi (p_{cu}) rejeneratif frenleme alanı için bir sınır tanımlar ve üst çizgi (p_{cl}) pozitif tork alanı için bir sınır tanımlar. Elektrik motorundan gelen geri bildirim alt ve üst çizgiler arasında sıfır olmalıdır. Yavaşlatma alt çizgisi hesaplanırken (p_{cu}), araç anlık hızının (v) maksimum araç hızına (v_{max}) olan oranının karakteristik parametresi (m) ile üstelinin alınması ve maksimum araç hızındaki pedal pozisyonu ($\emptyset$) ile çarpılması sonucunda hesaplanır. Yavaşlatma üst çizgisi (p_{cl}) hesaplanırken yavaşlatma alt çizgisi (p_{cu}) ile araç anlık hızının (v) maksimum araç hızına (v_{max}) olan oranının alt ve üst çizgi maksimum hız noktasındaki farkın (c_h) çarpılmasının arasındaki farktır.

$$p_{cu} = \emptyset \left(\frac{v}{v_{max}}\right)^{\frac{1}{m}} [\%] \tag{3.1}$$

$$p_{cl} = \emptyset \left(\frac{v}{v_{max}}\right)^{\frac{1}{m}} - c_h \left(\frac{v}{v_{max}}\right) [\%] \tag{3.2}$$



Şekil 3.1 Yavaşlatma alanı 2B grafiği

Önceki araştırmalar araçtaki jerk hareketinin, yavaşlamanın konfor yönünde değerlendirilmesinde belirleyici bir faktör olarak hizmet ettiğini ortaya koymuştur [43]. Tipik olarak, jerk değeri aracın ağırlığına ve fren bileşenlerine bağlı olarak 0,25 ile 1,2 g arasında değişir ve bu değerler elektrikli şehir içi otobüslerde yolcu güvenliği ve konforu için hesaplama hesaplamalarda kullanılır. Bunlara ek olarak, bu değer, hızlanma türevinin +x yönünde (araç çekiş yönü), yavaşlama türevinin ise -x yönünde (araç çekiş yönünün tersi) aracın jerk hareketini etkileyecektir. Rejeneratif torklar bu yavaşlama değeri dikkate alınarak sınırlandırılmıştır. Denklem (3.4), (3.5) ve (3.6) ile belirtilen tek pedal rejeneratif stratejisi koşulları ; pedal pozisyonu (p) sıfır olduğunda rejeneratif tork (τ_r) değerinin maksimum rejeneratif tork (τ_{rm}) değerine eşit olması, pedal pozisyonu (p) yavaşlama alt limitine (p_{cl}) eşit olduğu durumda rejeneratif tork değerinin sıfır olması ve aynı zamanda rejeneratif tork değerinin pedal pozisyonuna göre türevinin ($\frac{d\tau_r}{dp}$) sıfıra eşit olması dikkate alınarak rejeneratif tork değerleri hesaplanmış olup Denklem (3.7), (3.8) ve (3.9) ile gösterildiği gibi, araç hızına ve pedal konumuna bağlı tork değerlerini hesaplamak için a_r b_r ve c_r katsayıları da hesaplama döngüsüne dahil edilmiştir [12]. Anlık olarak hesaplanan a_r b_r ve c_r katsayıları rejeneratif tork değerinin belirlenmesi için, pedal girdisi ile ana parametrelerdir.

$$\tau_r = a_r + p^{\varphi} + b_r p + c_r \text{ [Nm]} \tag{3.3}$$

$$\tau_r = \tau_{rm}\ when\ p = 0 \tag{3.4}$$

$$\tau_r = 0\ when\ p = p_{cl} \tag{3.5}$$

$$\frac{d\tau_r}{dp} = 0\ when\ p = p_{cl} \tag{3.6}$$

a_r, b_r ve $c_r$katsayıları Denklem (3.3), (3.4), (3.5) ve (3.6)′dan hesaplanabilir.

$$c_r = \tau_r\ [-] \tag{3.7}$$

$$b_r = \frac{(-\varphi * \tau_{rm})}{(p_{cl} * (\varphi - 1)}\ [-] \tag{3.8}$$

$$a_r = \frac{\tau_{rm}}{(\varphi - 1) * ({p_{cl}}^{\varphi})}\ [-] \tag{3.9}$$

Tek pedal sürüşü ile anlık maksimum torkların neden olduğu araç jerk hareketini önlemek için, haritada belirtilen hızlar için maksimum pedal konumuna göre maksimum torku sınırlamak ve karakteristik katsayıları optimize gerekir. Buna ek olarak, elektrik motorunun maksimum çekiş ve rejeneratif tork kapasitesi gibi özelliklerine yavaşlatma, rejenerasyon ve çekiş hesaplamaları da dahil edilmelidir. Tek pedal haritasının çekiş torku değerlerinin belirlenmesinde aşağıda tanımlanan Denklem (3.9) ile belirtildiği gibi anlık pedal pozisyonu (p) ile yavaşlatma sınırları için hesaplanan üst yavaşlatma sınırı (p_{cu}) arasındaki farkın, maksimum uygulanabilir pedal pozisyonu (p_m) ile yavaşlatma sınırları için hesaplanan üst yavaşlatma sınırı (p_{cu}) arasındaki farka oranını çekiş tork karakteristiği katsayısı (γ) ile limitleyerek maksimum tork (τ_m) ile çarpılması sonucunda elde edilir [12].

$$\tau_a = (\frac{p - p_{cu}}{p_m - p_{cu}})^{\gamma} * \tau_m\ [\mathrm{Nm}] \tag{3.10}$$

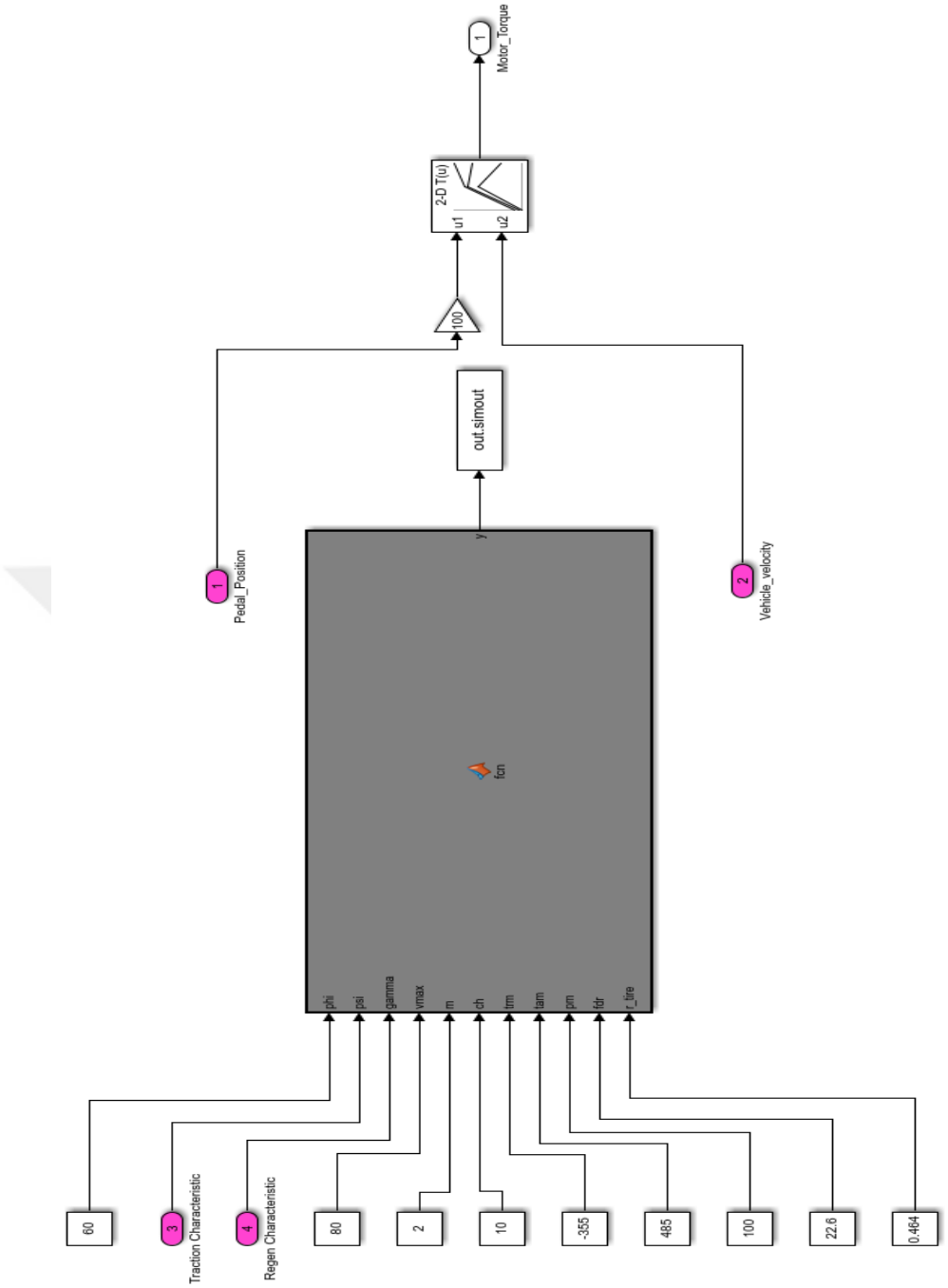
İlgili denklemler ve Tablo 3.1'de yer alan parametre değerleri MATLAB komut penceresi ile kod olarak tanımlanmış olup, SİMULİNK FCN bloğuna aktarılmıştır. Belirlenen sabit parametreler, sabit bloğu ilerek FCN bloğuna bağlanmış, değişime uygun eş zamanlı parametreler ise girdi olarak tanımlanmıştır. FCN bloğu çıkışında yer alan simülasyon çıktı bloğu değerleri 3 boyutlu (3B) döngü tablosuna baz veri

olarak iletmektedir. Şekil 3.1'de belirtildiği gibi 3B döngü tablosu içerisinde X ekseni araç hızı girdisi iken Y ekseni pedal pozisyonu girdisi olarak tanımlanmıştır.

Şekil 3.2'de gösterildiği gibi mor renk ile belirtilen bu girdiler eş zamanlı simülasyon sırasında anlık olarak AVL CRUISE M eş zamanlı simülasyon ortamından sürücü modeli çıktısı olan pedal pozisyonunu ve gerçek araç hızı değerlerini kabul eder.

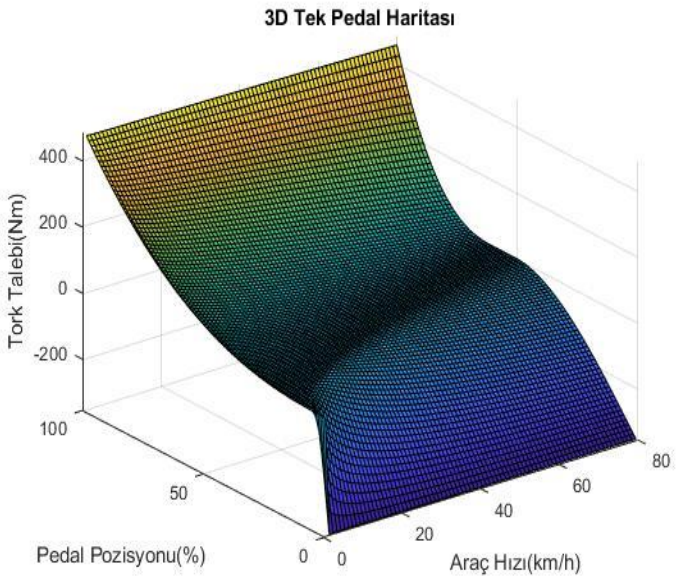
Tablo 3.1 Tek pedal harita parametre tablosu

Tek Pedal Harita Parametreleri	
τ_m	485 [Nm]
p_m	100 [%]
τ_{rm}	-385 [Nm]
c_h	10 [-]
v_{max}	85 [km/h]
$\emptyset$	60 [%]
m	2 [-]



Şekil 3.2 Simulink modeli blok diyagramı

Ortaya çıkan üç boyutlu harita, Şekil 3.3'te gösterildiği gibi X eksende araç hızını, Y eksende tek pedal konumunu ve Z eksenindeki değerler olarak tork değerlerini belirtir ve bu değerleri eş zamanlı simülasyon ortamında motor kontrol ünitesine ileterek talep edilen tork değeri olarak girdi verir.



Şekil 3.3 3B tek pedal haritası

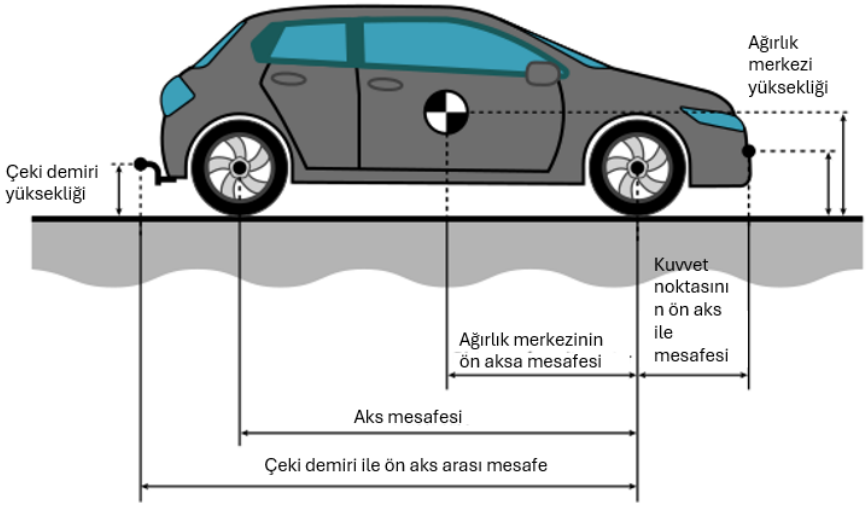
3.2 Tam Taşıt Modeli ve Parametrik Girdiler

Bu çalışmada, elektrikli bir şehir içi otobüsün boylamasına dinamik modelini geliştirmek için AVL CRUISE M kullanılmıştır. CRUISE M yazılımı lastikler, mekanik bağlantılar, güç aktarma sistemleri ve elektrik bileşenleri gibi bileşenlerden oluşan bir kütüphane sunmakta ve bu bileşenleri düğüm bağlantıları ve veri yolu bağlantıları ile bir araya getirerek kullanıcı uygulamaları için model oluşturma kolaylığı sağlamaktadır. Geliştirilen bu bileşenler, geleneksel giriş ve çıkış bloklarının aksine, veri akış yönüne uyum sağlayabilen hatlarla bağlantılar sağlamaktadır. Odak noktası, teorik çerçevede bir elektrikli şehir otobüsünün entegrasyonuna kadar uzanmaktadır. Yol dirençleri ve dinamik tekerlek yükleri titizlikle hesaplanmış ve elektrikli bir şehir içi otobüsünün boyutları ve yük durumları özellikle dikkate alınmıştır. Hızlanma etkileri, aerodinamik sürtünme ve yuvarlanma direnci de dahil olmak üzere tekerlek yüklerini etkileyen faktörler kapsamlı bir şekilde analiz edilmiştir. Araç modelli, aerodinamik, yuvarlanma, tırmanma, ivme ve toplam direnç gibi çeşitli direnç biçimlerini kapsamaktadır. Bu kapsamlı inceleme sayesinde çalışma, çeşitli operasyonel senaryolarda elektrikli şehir içi otobüslerin performans dinamiklerine ilişkin değerli bilgiler sağlamayı amaçlamaktadır. Çeşitli model bileşenlerinin ayrıntılı açıklaması alt bölümlerde verilmiştir. Şekil 3.4'te görüleceği gibi blokların parametrik girdileri

tamamlandıktan sonra mekanik komponentler birbirileri ile ilişkilendirilmiş olup kontrolcü ve fonksiyonlar ilgili bloklar ile veri bağlantı yolları ile haberleştirilmiştir.

3.2.1 Araç Modeli

Bu bileşen, nominal boyutlar ve ağırlıklar dahil olmak üzere temel araç verilerini kapsar. Araç şasisi, tanımlanmış kütle, ağırlık merkezi ve kendisine atfedilen atalet parametreleri ile katı bir gövde olarak temsil edilir. Bu bileşen, sürtünme katsayıları ve yuvarlanma direncinin fiziksel değerlerini dengeleyen sürüş direncini içerir. Gövde boyutları ayrıca bağlantı noktasından ön aksa olan mesafe, dingil mesafesi, test düzeneğindeki destek noktasının yüksekliği ve ön aksa olan mesafeyi de içermektedir. Kuvvet uygulama noktası ile ön aks arasındaki mesafe, kuvvet uygulaması için serbestçe seçilen nokta ile ön aks arasındaki yatay mesafe olarak tanımlanır. Ek olarak, aracın yükü boş, yarım ve dolu yükler dahil olmak üzere çeşitli koşullarda dikkate alınır. İlave yükler, yolcu sayısı veya işletilen aracın yük yoğunluğu olarak da eklenebilir. Araç simülasyonlarında, araca etki eden kuvvetlerin hesaplanması çok önemli bir husustur. Bu kuvvetlerin dahil edilmesi, yakıt ekonomisi ve araç performansı ile ilgili simülasyon sonuçlarının doğruluğunu artırır. Fiziksel model bu kuvvetleri tanımlanan parametreler sayesinde sürüş çevrimi boyunca hesaplar. Bahsi geçen, boyutsal bilgiler Şekil 3.4'te belirtildiği gibi blok içerisine tanımlanmıştır.



Şekil 3.4 Araç modeli tanımı görseli

3.2.1.1 PI Sürücü Girdileri

Sürücü modellemesi için oransal-integral (PI) kontrolcüsü genellikle sürücünün tepki süresini ve karar verme süreçlerini taklit etmek amacıyla kullanılır. Sürücü modelinde oransal (P) terimi mevcut hatayı doğru orantılı olarak kontrol eder. Sürücünün hız veya pozisyon hedefine ne kadar yakın olduğunu belirlemek için kullanılmıştır. İntegral (I) terimi ise sistemdeki kümülatif hatayı kontrol etmek için kullanılmıştır. Uzun süreli hataları düzeltmek ve sistemin istenen hedefe daha hızlı yaklaşmasını sağlamak için tasarlanmıştır. Model içerisinde yer alan PI model bloğunda P değeri 10 ve I değeri 4.8 olarak modellenmiş olup maksimum pedal çıktı değeri %100 ve minimum çıktı değeri %0 olarak tanımlanmıştır. Bu uygulamada, sistem dinamiği gereği sürücü tepkisi çok hızlı değişimler göstermediği için türev (D) teriminin getirdiği hassasiyet gerekli değildir.

3.2.2 Lastik ve Frenlerin Girdileri

Tekerleklerin dinamik modellemesi, temel Coulomb sürtünme modeli kullanılarak ve tekerleğin eylemsizlik momenti göz önünde bulundurularak basitleştirilebilir. Deneysel veriler, tekerlek ve yol arasında uygulanan sürtünme kuvveti ile lastik basıncı, yarıçapı ve genişliği gibi parametreler arasında önemli bir korelasyon olduğunu ortaya koymaktadır. Lastikler performansı etkilemede çok önemli bir rol oynamaktadır ve iki temel faktör söz konusudur:

Efektif Teker Yarı Çapı: Lastik ebadının küçültülmesi mil başına lastik devir sayısını artırır. Bu ayarlama, daha az ölçüde de olsa, son tahrik oranının artırılmasına benzer bir etki sağlar.

Teker Yol Tutuşu: Motor izi yeterli gücü sağladığında, hızlanma yine de lastik ve yol yüzeyi arasındaki sürtünme katsayısı tarafından kısıtlanabilir.

Bu faktörler toplu olarak aracın genel performansını ve gücü yola etkili bir şekilde aktarma kabiliyetini etkiler.

Frenleme torkunun hesaplanması, kokpitten veya fren kontrol bileşeninden kaynaklanabilen frenleme boyutlarının ve giriş fren basıncının dikkate alınmasını içerir.

Aracın durağan olduğu senaryolarda, hesaplama süresini kolaylaştırmak için serbestlik derecelerinde bir azalma meydana gelir. Bu azaltma, minimum hız

eşiğine ulaşıldığında denklem sistemine geçiş yapılarak ve hareket etkin bir şekilde durdurularak gerçekleştirilir. Ek olarak, sürekli izleme, anlık frenleme kuvvetinin frenleme torkunun altında kalmasını sağlar; bu koşulun gerçekleşmemesi durumunda, harekete bir kez daha izin vermek için fren serbest bırakılır. Bu bilgiler doğrultusunda Tablo 3.2 ile araç modeli için parametre listesi belirlenmiş ve modele entegre edilmiştir. Bu parametreler Şekil A.6, Şekil A.7 ve Şekil A.10 ile gösterildiği gibi modele aracın geometrik özellikleri, yük tanımları, lastik ve fren bilgileri entegre edilmiştir.

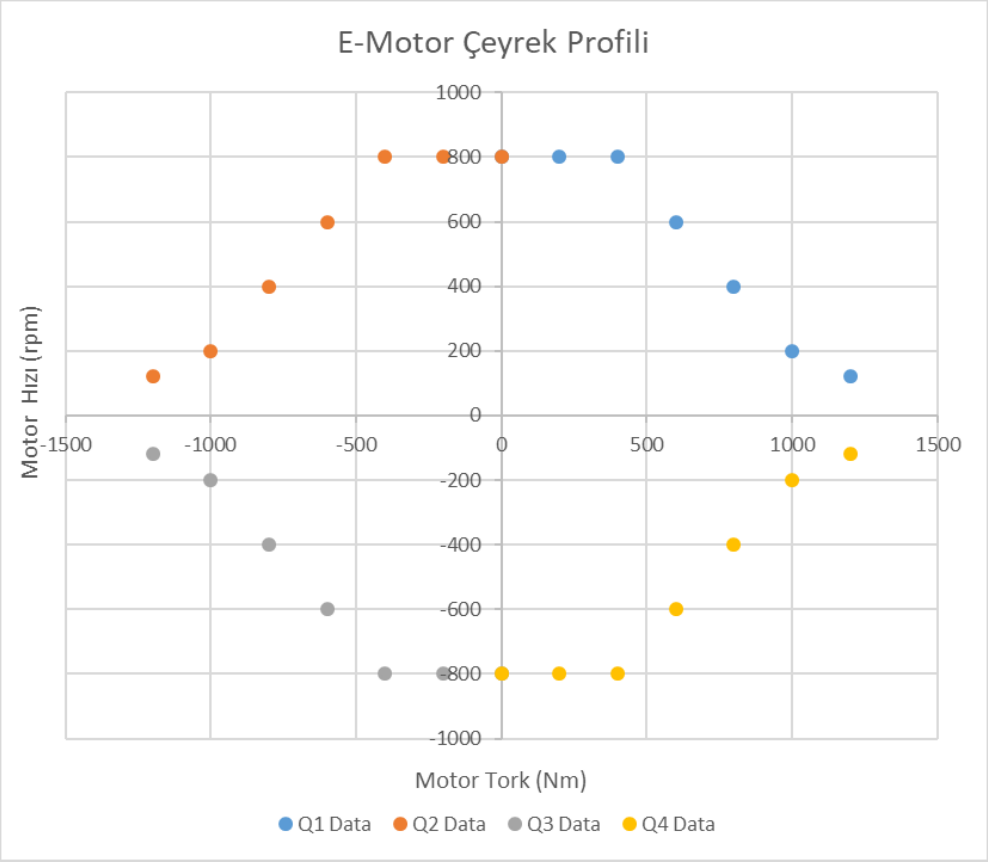
Tablo 3.2 Araç modeli parametre listesi

Araç Modeli Parametre Listesi	
Araç yük değerleri	13.337 kg – 16.268,5 kg- 19.200 kg
Lastik ölçüleri	275/70R22.5
Son tahrik oranı	22.6 (-)
Lastik yarı çapı	0.464 m
Aerodinamik referans alanı	7.97 $m2$
Aerodinamik katsayısı	0.4

3.2.3 Elektrikli Motor Girdileri

Elektrikli güç aktarma organlarının modellenmesi süreci, elektrikli bileşenler, enerji depolama sistemleri ve mekanik unsurlar arasındaki karmaşık etkileşimlerin titizlikle incelenmesini ve analiz edilmesini gerektirmektedir. Elektrik makineleri için modelleme yaklaşımında basitlik ön planda tutulmaktadır. Makine, tam yük karakteristiğine ve mekanik yük talebine bağlı olarak gerektiği şekilde ayarlanan istenen torku sağlamaya çalışır. Daha sonra, elektrik gücünü elde etmek için güç kayıpları sağlanan mekanik güce dahil edilir. Alternatif olarak, elektrik gücü, sağlanan mekanik güç ile verimlilik haritası tanımı kullanılarak doğrudan hesaplanabilir.

Tam yük grafiklerinin karakterizasyonu, Şekil 3.5'te gösterildiği gibi dört farklı kadrana bölünmeyi içerir. Bu kadranlar motorun çalışma modlarını kapsamlı bir şekilde tanımlar: ileri motor, ileri jenerasyon, ters motor ve ters jenerasyon. İlk çeyrekte motor, pozitif elektrik gücü çekerken pozitif mekanik güç üreten bir motor olarak işlev görür. Bunun tersine, ikinci kadranda motor bir jeneratör olarak çalışır ve negatif mekanik güç girişi ve pozitif elektrik gücü çıkışı olsa da mekanik gücü elektrik gücüne dönüştürür. Üçüncü kadrana geçildiğinde motor, tersine de olsa, negatif mekanik güç üreten ve negatif elektrik gücü çeken bir motor olarak rolüne devam eder. Son olarak, dördüncü kadranda, ikinci kadranı yansıtan motor, negatif mekanik gücü negatif elektrik gücüne dönüştürerek tersine bir jeneratör olarak işlev görür. Tablo 3.3 ile verilen özellikler ve motor verim haritaları birinci kadran ve dördüncü kadran için motor modeline entegre edilmiştir. Motor çeyreklerine ait verim haritaları ve tam yük verileri Şekil A.4 ve Şekil A.5 ile gösterildiği gibi modele entegre edilmiştir.



Şekil 3.5 Elektrikli motor verisine ait çeyrek profil grafiği

Tablo 3.3 Elektrik Motoru parametre listesi

Motor Parametreleri	
Ağrılık	1248 kg
Sınır Sıcaklığı	165 °C
Maksimum Hız	10300 rpm
Nominal Gerilim	650 V
Nominal Güç	120 kW
Maksimum Tork	485 Nm

3.2.4 Batarya Girdileri

Batarya Modülü, birden fazla hücrenin seri-paralel düzenlemesinden oluşan standart bir iç konfigürasyona sahiptir. Her bir hücre ya yerel akıma bağlı olarak bir voltaj sınırı ya da bir RC elemanı olarak işlev görür. Sistem modelleme stratejisi, her biri hem seri hem de paralel konfigürasyonlarda birbirine bağlanmış çok sayıda hücreden oluşan batarya paketlerinin bir araya getirilmesini gerektirir. Bu paketler, hem pik hem de sürekli güç dağıtımını optimize etmek için bir Batarya Yönetim Sistemi (BMS) tarafından yönetilir. Batarya alt sistemi (BS) düzenlenmiş bir voltaj kaynağı ve uygulanan bir akıma karşı anlık voltaj tepkisini karakterize etmek için kullanılan dirençli bir elemandan oluşur [44]. Model içerisinde kullanılan batarya parametreleri Tablo 3.4 ile belirtilmiştir.

Tablo 3.4 Batarya parametre listesi tablosu

Batarya Parametre Listesi	
Hücre Konfigürasyonu	4 seri -3 paralel (423 *kWs)*
Minimum Gerilim	2.5 *V*
Maksimum Gerilim	3.65 *V*

Tablo 3.4 Batarya parametre listesi tablosu (devamı)

Batarya Parametre Listesi	
Nominal Şarj Kapasitesi	228 *As*
İlk Şarj Durumu	100 %
Sistem Gerilimi	618.24 *V*
Uygun Sıcaklık	-30 °C, 60 °C
Gerilim Operasyon Aralığı	480 V- 700.8 V

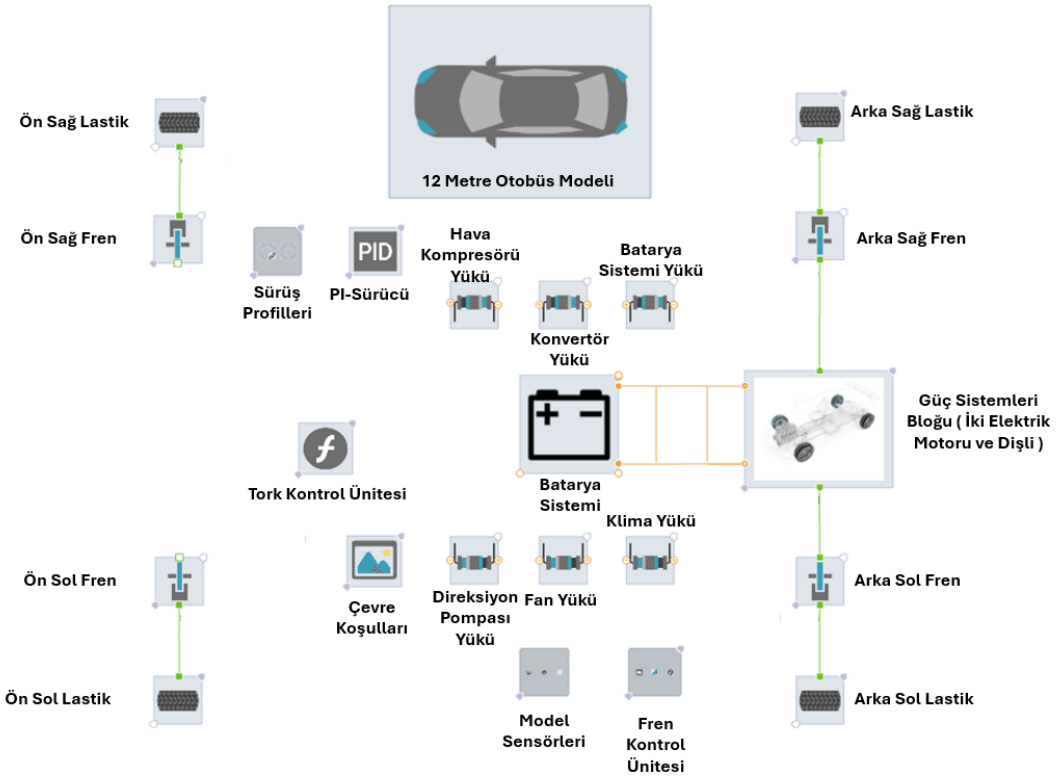
Açık devre gerilimi (OCV), eşdeğer elektrik devresindeki gerilim kaynağını temsil eder. Şarj ve deşarj davranışını açıklayan benzersiz bir OCV eğrisi ile veya alternatif olarak, OCV şarj ve deşarj onay kutusu seçimiyle iki farklı şarj ve deşarj eğrisi tarafından sağlanabilir. Modelde OCV eğrisi batarya tedarikçisi tarafından temin edilmiş olup A.2 Açık devre gerilim tablosunda verilen batarya seviyesine bağlı 25 °C sıcaklıktaki gerilim tablosu Şekil A.1 ile gösterilen entegrasyon penceresinde tanımlanmıştır.

3.2.5 Ek Yüklerin Modellenmesi

Elektrikli araç sistemlerinde bataryalar sadece elektrik motorlarına kaynak olmakla kalmaz, aynı zamanda sistem içerisinde yer alan birçok komponente güç sağlayarak alt sistemlerin çalışmasında etkili bir rol oynar. Gücün sağlanması ile bataryadan kaybedilen enerjinin menzile olan etkisi aşikardır. Bu sebeple model içerisinde ek yükler Tablo 3.5'te belirtildiği gibi varsayım yapılmıştır. Virajlı yol koşulu olmaksızın direksiyon pompası tarafından tüketilen 0,55- 0,1 kW güç dikkate alınmıştır. Fan için nominal çalışma durumundaki güç 0.7kW olarak tanımlanmıştır. Hava kompresörünün %30 ila %60 görev döngüsü çalışma durumu dikkate alınmıştır. DC-DC komponenti için test verilerinin ortalama değeri güç tüketimi olarak kabul edilir. Klima için verilen değer, kış koşulunu temsilen en yüksek değerler verilerek bataryadan maksimum güç tüketimi değeri olarak düşünülmüştür.

Tablo 3.5 Ek yüklere ait tahmini güç çekim değerleri tablosu

Ek Yük Tanımı	Tahmini Güç Çekim Değerleri
Direksiyon pompası	1 kW
Fan	0.7 kW
Hava Kompresörü	2.4 kW
Batarya yönetim sistemi	1 kW
DC-DC	0.95 kW
Klima	8kW
Toplam	14.05 kW



Şekil 3.6 AVL Cruise M Güç sistemleri ve araç modeli

3.3 Optimizasyon

3.3.1 Tekrarlayan Sinir Ağı (RNN) Model Yöntemi

Tekrarlayan sinir ağı, zaman serileri, metin verileri, ses dalgaları gibi sıralı verilerde zaman bağımlılığını modellemek için kullanılan güçlü bir yapay sinir ağı mimarisidir. Standart sinir ağı mimarilerinden farklı olarak, geçmiş adımlardaki bilgiyi içeren gizli durumlar kullanarak her adımda sıralı girişleri işler. Bu özellikleri sayesinde dil işleme, zaman serisi tahmini, video analizi gibi alanlarda yaygın olarak kullanılır. AVL CAMEO programında baz veri için tahmini ileri değerlerin bulunmasında RNN modeli kullanılmıştır.

RNN'in program içerisinde dayandırdığı matematiksel formülasyonu, genellikle şu şekildedir [28]:

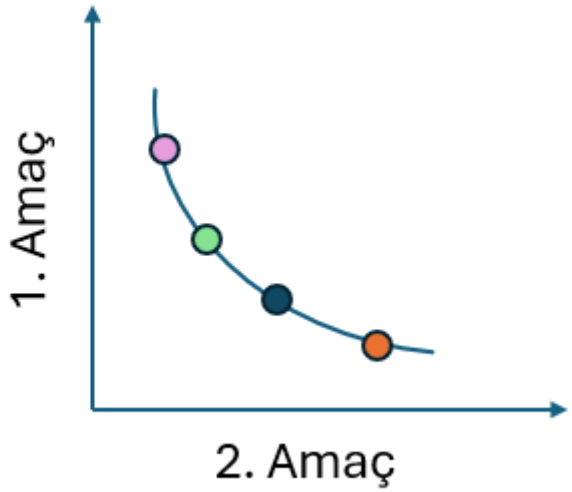
$$h^{(t)} = \sigma(W_{hx}x^{(t)} + W_{hh}xh^{(t-1)} + b_h) \tag{3.11}$$

$$o^{(t)} = \sigma(W_{oh}h^{(t)} + b_o) \tag{3.12}$$

Denklem (3.11) ve (3.12) ile belirtilen nominasyonlarda $h^{(t)}$ t-inci adımdaki gizli durum vektörünü, σ genellikle kullanılan aktivasyon fonksiyonu (tanh gibi), W_{hx}, W_{hh}, W_{oh} ağırlık matrislerini, b_h ve $b_o$bias vektörlerini ve $o^{(t)}$ t-inci adımdaki çıkış vektörünü temsil ederken, $x^{(t)}$ t-inci adımdaki giriş vektörü veya zaman serisinin t-inci adımındaki veriyi simgeler. Optimizasyon çalışması öncesinde Tablo 3.7 ile gösterilen deneylerin tasarımı (DoE) listesi sonucuna göre $x^{(t)}$giriş vektörleri batarya seviyesi için, menzil için, maksimum araç yönünde ve araç ters yönündeki jerk değerleri olarak modelde tanımlanmıştır. Bias vektörleri ve ağırlık matrisleri program içerisinde otomatik olarak ayarlanmıştır. RNN modelleri genellikle regresyon problemleri için kullanılır ve normalleştirilmiş kök ortalama kare hatası (NRMSE) ile r-kare (R2) sonuçları, bu modellerin performansını ölçmek için kullanılan metriklerdir. NRMSE, tahmin edilen değerler ile gerçek değerler arasındaki hata miktarını ölçer. NRMSE'nin düşük olması, modelin daha iyi tahminler yaptığını gösterir. R2, bir regresyon modelinin ne kadar iyi uyum sağladığını gösteren bir istatistiksel ölçümdür. R2 değeri 0 ile 1 arasında değişir ve 1'e ne kadar yakınsa, modelin verileri o kadar iyi açıkladığı anlamına gelir. NRMSE ve R2 metrikleri optimizasyon öncesi kurulan RNN modeli için dikkate alınmıştır.

3.3.2 Çok Amaçlı Optimizasyon Yöntemi

Bir sorun ile karşılaşıldığında, belirli kısıtlar altında en iyi çözüm veya sonuca ulaşabilmek için yapılan çalışma optimizasyon olarak adlandırılır [45]. Çok amaçlı optimizasyon, belirli kısıtlamalara en az iki veya daha fazla çelişen hedefi aynı anda optimize etme sürecidir. Araç performansını en üst düzeye çıkarmak ve enerji tüketimini en aza indirmek çok amaçlı optimizasyon metodunun çözümlenebileceği bir problemdir. Her bir hedef tanımı sırasıyla en üst düzeye çıkaran veya en aza indiren tek bir çözüm belirlemek mümkün değildir. Bu yöntemde çözümler aranırken, her bir hedefi daha da iyileştirmeye çalışır ve diğer hedeflerin zarar gördüğü noktalara ulaşır. Çok amaçlı bir optimizasyon problemini kurarken ve çözerken amaç, karşılıklı olarak çelişen belirli bir hedef kümesi arasında bir takas gerçekleştirir, baskın olmayan çözümler adı verilen bir dizi optimum çözüm bulunur. Bu optimal çözümler kümesi pareto optimallik kavramında, pareto optimal kümeleri olarak adlandırılır. Farklı iki amacı optimizasyon problemine ait optimal çözüm noktalarının oluşturduğu pareto optimal kümesi Şekil 3.7 ‘de gösterilmiştir.



Şekil 3.7 Pareto Optimal Küme Grafiği

Bu tezde yer alan optimizasyon çalışmasındaki çok amaçlı optimizasyon metodu Denklem (3.13) ile tanımlanan n adet amaç fonksiyonu $f_i(x)$ ve Denklem (3.14) ile tanımlanan m adet kısıt fonksiyonu $g_j(x)$ ile ifade edilecektir [45].

$$Minimize\ \{f_1(x), f_2(x), \dots, f_n(x)\} \tag{3.13}$$

$$Kısıtlar\ \{g_j(x) \leq 0, j = 1,2, \dots, m\} \tag{3.14}$$

$$x\ \in X \tag{3.15}$$

Denklem (3.15) ile belirtilen ve fonksiyon içerisinde yer alan x genellikle bir vektör veya dizi olarak ifade edilebilir ve problemde optimize edilen değişkenlerin değerlerini temsil eder. Amaç fonksiyonları olan $f_i(x)$ genellikle minimize edilmek istenen kriterleri ifade eder ve bu fonksiyonlar birbirileriyle çelişir veya rekabet ederler. Kısıt fonksiyonlarını temsil eden $g_j(x)$ genellikle çözüm alanını X içinde sınırlarlar. Bu kısıtlar optimize edilen çözümün belirli koşulları karşılamasını sağlar. Çok amaçlı optimizasyon yöntemi ile çekiş tork karakteristiği ve rejeneratif tork karakteristiği optimize edilmeye çalışılacak. İki ana hedef olan araç yönündeki jerk değerini minimize etmek (çekiş yönü) ve araç ters yönündeki jerk değerini maksimize etmek (rejeneratif fren yönü) Denklem (3.16) ve (3.17) ile gösterildiği gibi hedef fonksiyonu olarak tanımlanmıştır. Kısıtlar olarak tanımlanan batarya seviyesi ve hız deviasyonu Denklem (3.18) ve (3.19) ile tanımlanmıştır.

$$f_1(x) = Jerk_{minimize} \tag{3.16}$$

$$f_2(x) = -Jerk_{maksimize} \tag{3.17}$$

$$g_1(x) = B(x) \geq 94.5 \tag{3.18}$$

$$g_2(x) = D(x) \leq 12 \tag{3.19}$$

Çok amaçlı optimizasyon yönteminin çalışma aşamaları aşağıda verildiği gibidir.

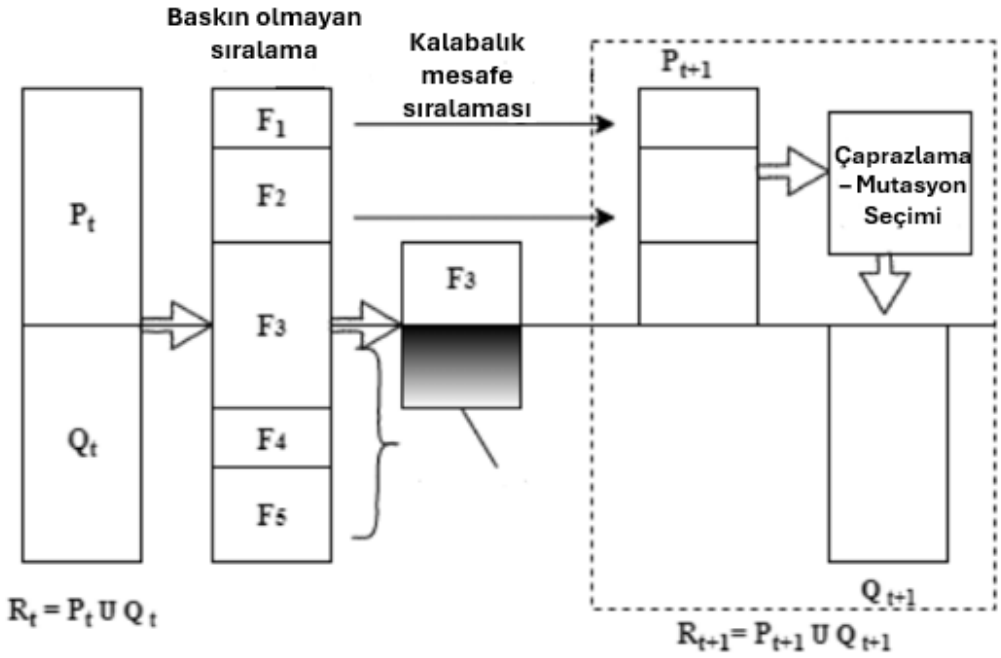
1. Simülasyon sonuçları baz veri olarak tanımlanır
2. Her bir tasarım parametre vektörü RNN ile modellenir.
3. Model sonuçları ile tahmin oranları optimizasyon yöntemi için kontrol edilir.
4. RNN araç yönü jerk ve araç ters yönü jerk sonuçları $f_1(x)$ ve $f_2(x)$ olarak optimizasyon amaç fonksiyonları olarak tanımlanır.
5. RNN ile modellenen batarya seviyesi ve gerçek hız ile istenilen hız arasındaki deviasyona ait sonuçlar $g_1(x)$ ve $g_2(x)$ olan kısıt fonksiyonları olarak tanımlanır.

6. Çok amaçlı yöntem için pareto optimal çözüm kümesi için optimizasyon yöntemi program içerisinde çalıştırılır.
7. Denklem (3.10) da belirtilen işlem gerçekleşerek optimal çözüm kümesi tanımlanan amaç fonksiyonlarına ve kısıtlara göre hesaplanır.

AVL CRUISE M programında oluşturulan DoE varyant sonuçları Şekil 4.3 içerisinde yer aldığı gibi AVL CAMEO programına girdi sağlanmıştır. Çekiş tork karakteristik ve rejeneratif tork karakteristik parametreleri ilgili optimal seçenekler için tanımlanmıştır. Ana hedef parametreleri olarak tanımlanan ve maksimum araç yönü jerk hareketini minimize edilmesi ve maksimum araç ters yönündeki jerk hareketini maksimize edilmesi istenmiştir. Optimizasyon için belirlenen sınır koşulları Tablo 3.7'de verilmiştir. Araç menzilinin elektrikli araçlar için büyük öneme sahip olmasından kaynaklı, batarya seviyesi en az 94.5 % alt problem değişkeni olarak tanımlanmıştır. Tek hedefli optimizasyon problemlerinde yerel minimum veya maksimum noktaları genellikle en iyi çözümleri temsil ederken, birbiriyle çelişen amaçların eş zamanlı olarak optimize edilmesi mümkün değildir. Bu nedenle, çok amaçlı optimizasyon problemlerini çözmek için yapay sinir ağları, genetik algoritmalar veya benzetimli tavlama gibi sezgisel yöntemler yaygın olarak tercih edilir [46]. Baskın olmayan sıralama genetik algoritması II (NSGA II), çok amaçlı optimizasyon problemleri için etkili bir genetik algoritmadır [47]. NSGA-II algoritmasının işleyişi ilk olarak, boyutu N olan bir başlangıç popülasyonu P_t oluşturulur. P_t üzerinde çaprazlama ve mutasyon operasyonları uygulanarak yeni bir popülasyon Q_t elde edilir. Q_t ve P_t birleştirilerek yeni bir popülasyon R_t oluşturulur ve R_t üzerinde non-dominant sıralama işlemi gerçekleştirilir. Rt içindeki bireyler non-dominant sıralama seviyelerine göre ön saflara ayrılır.

Sonraki adımda, R_t'den seçilen N birey $P_t + 1$ popülasyonunu oluşturur. Eğer ilk ön safın boyutu N veya daha büyükse, en az kalabalık bölgesinden N birey seçilerek $P_t + 1$ oluşturulur. Eğer ilk ön safın boyutu N'den küçükse, ilk ön safin bireyleri doğrudan $P_t + 1$ 'e aktarılır ve geriye kalan bireyler ikinci ön safin en az kalabalık bölgesinden seçilerek $P_t + 1$ 'e eklenir. $P_t + 1$ 'in boyutu hala N'den küçükse, aynı prosedür sırasıyla sonraki ön saflar için tekrarlanır ve $P_t + 1$ 'in boyutu N olana kadar devam edilir.

Bu işlem, $P_t + 2$, $P_t + 3$, $P_t + 4$, gibi bir sonraki nesiller için de aynı şekilde uygulanarak popülasyonlar oluşturulur. Algoritma, belirlenen durdurma kriterleri sağlanana kadar ifade edildiği ve Şekil 3.8'de gösterildiği gibi devam eder.



Şekil 3.8 NSGA II şeması [48]

NSGA II modellenirken, çaprazlama olasılığı, mutasyon olasılığı, popülasyon boyutu ve jenerasyon sayısı algoritma için tanımlanmalıdır. Genetik algoritmada yeni bireyler oluşturmak için kullanılan çaprazlama işlemi için düşük bir değer seçmek, genetik çeşitliliği korumak açısından önemlidir. Mevcut bireyleri rastgele değiştirmek için kullanılan mutasyon işleminde yüksek bir değer seçmek çözüm alanında keşif yapmayı teşvik eder. Genetik algoritmanın her iterasyonunda değerlendirilen birey sayısı popülasyon boyutunu belirler. Büyük bir popülasyon daha fazla çeşitlilik ve potansiyel olarak daha iyi çözümler sağlar, ancak hesaplamadaki sürenin artmasına sebep olur. Algoritmanın kaç jenerasyon boyunca çalışacağını belirlemek için jenerasyon sayısı tanımlanır. Bu parametre ile daha fazla jenerasyon, daha fazla keşif ve iyileştirme şansı sunar. Fazla jenerasyonun dezavantajı ise aşırı uzun sürelerde yüksek uyum riski gerçekleşmesine sebep olur. Tanımlanan bu parametreler AVL CAMEO programında Tablo 3.6 ile gösterildiği gibi tanımlanmıştır.

Tablo 3.6 NSGA II parametre tablosu

NSGA II Parametresi	Değer
Çaprazlama Olasılığı	0.1
Mutasyon Olasılığı	0.9
Popülasyon Boyutu	100
Jenerasyon Sayısı	50

Şekil 3.9, Şekil 3.10 ve Şekil 3.11'de görüldüğü gibi AVL CAMEO programı ile baz veri modelleri için belirlenen optimizasyon parametrelerin hedef parametrelere göre grafikleri oluşturulmuştur. Şekil 3.9'da belirtilen kırmızı alan gerçek araç hızı ve istenilen araç hızı arasındaki deviasyonun maksimum 0.12 olduğunu göstermektedir.

Tablo 3.7 Sınır koşulları alt ve üst limit değer tablosu

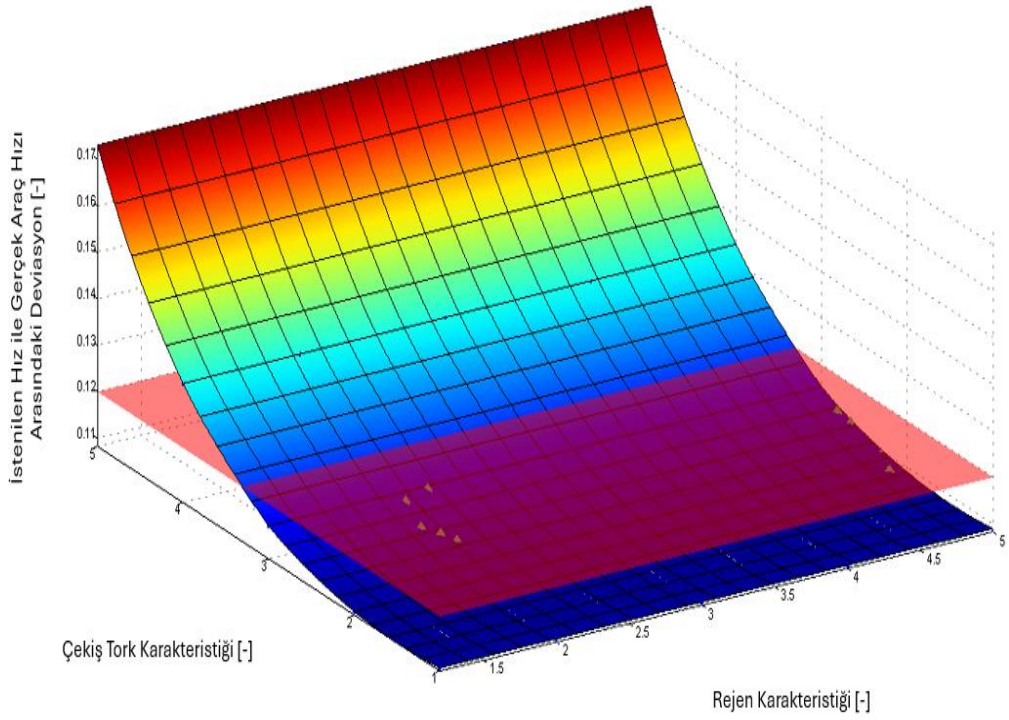
Limit Parametresi	Maksimum Değer	Minimum Değer
Batarya Seviyesi	-	94.5 %
Hız Deviasyonu	-	12 %

Tablo 3.8 DoE Listesi

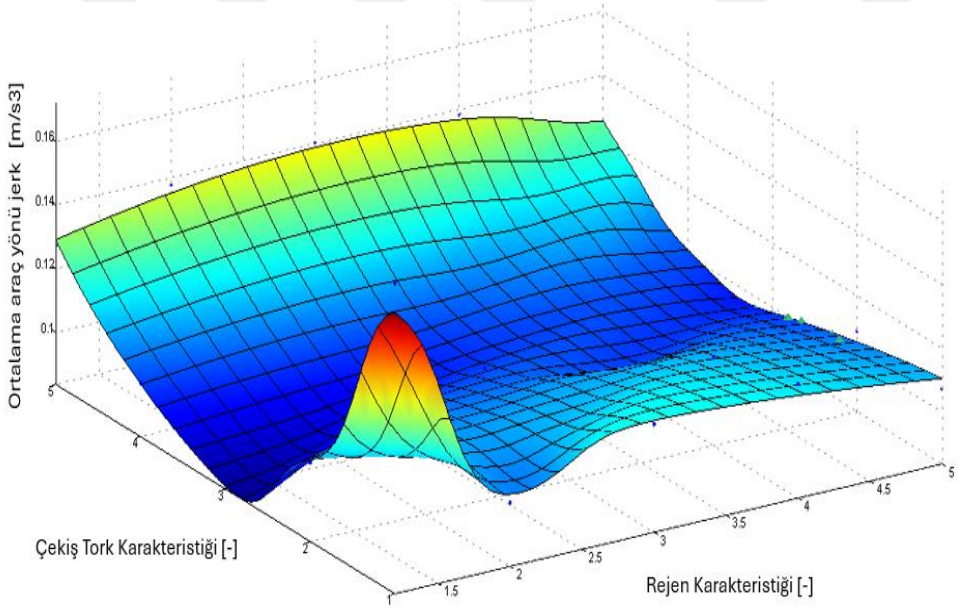
	Çekiş Tork Karakteristiği (γ)	**Rejeneratif Tork Karakteristiği (φ)**
Simülasyon 1	1	1.2
Simülasyon2	1	2
Simülasyon 3	1	3
Simülasyon 4	1	4
Simülasyon 5	1	5
Simülasyon 6	2	1.2
Simülasyon 7	2	2
Simülasyon 8	2	3
Simülasyon 9	2	4
Simülasyon 10	2	5
Simülasyon 11	3	1.2
Simülasyon 12	3	2
Simülasyon 13	3	3
Simülasyon 14	3	4
Simülasyon 15	3	5

Tablo 3.8 DoE Listesi(devamı)

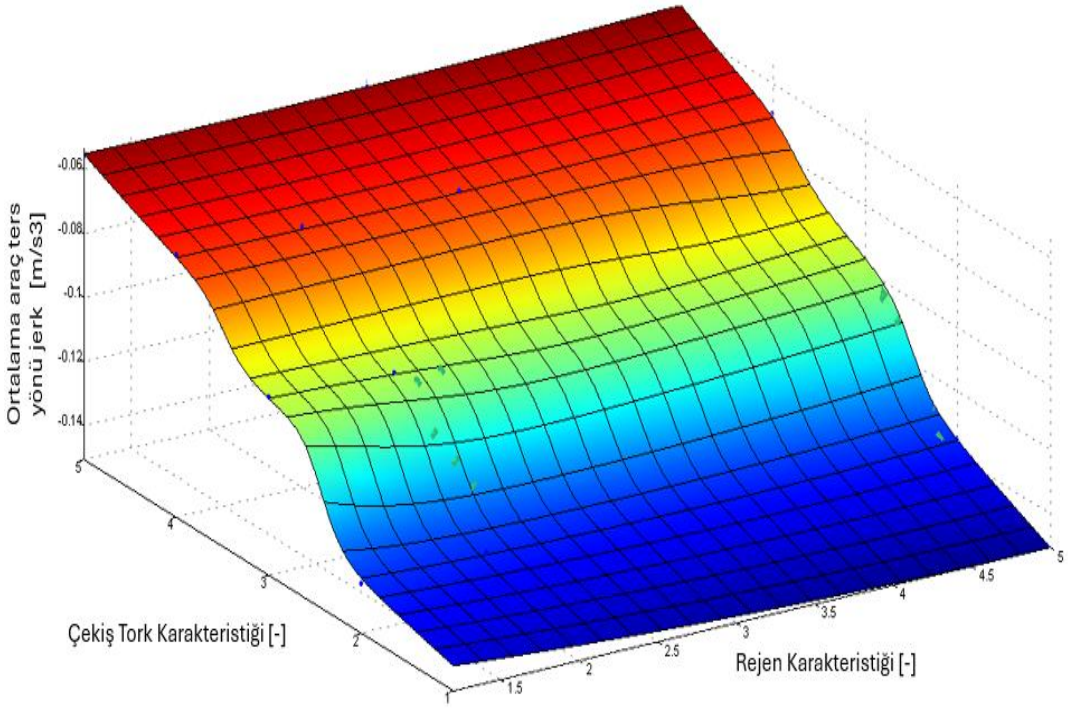
	Çekiş Tork Karakteristiği (γ)	**Rejeneratif Tork Karakteristiği (φ)**
Simülasyon 16	4	1.2
Simülasyon 17	4	2
Simülasyon 18	4	3
Simülasyon 19	4	4
Simülasyon 20	4	5
Simülasyon 21	5	1.2
Simülasyon 22	5	2
Simülasyon 23	5	3
Simülasyon 24	5	4
Simülasyon 25	5	5



Şekil 3.9 Araç hız deviasyonu-çekiş tork karakteristiği- rejeneratif tork karakteristiği 3B grafiği



Şekil 3.10 Araç yönü ortalama jerk-çekiş tork karakteristiği- rejeneratif tork karakteristiği 3B grafiği

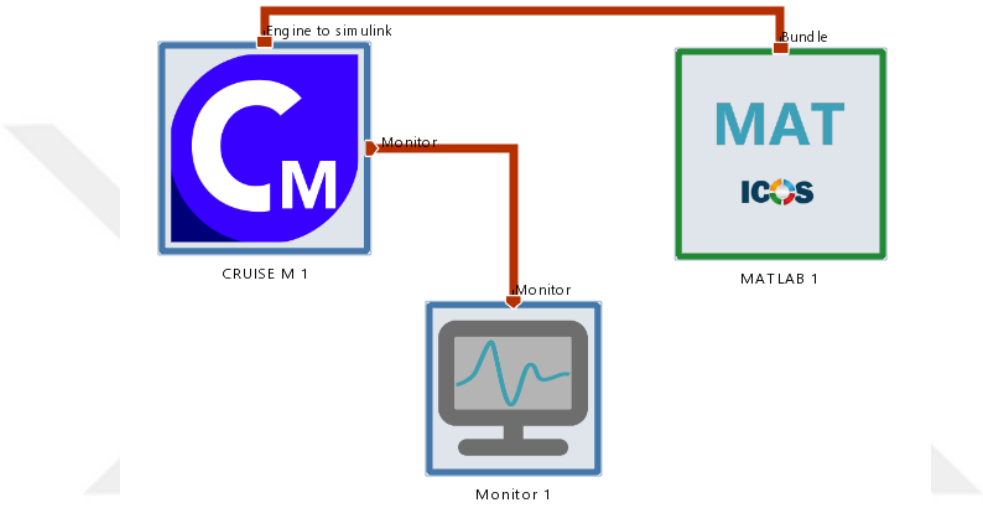


Şekil 3.11 Araç ters yönü ortalama jerk-çekiş tork karakteristiği- rejeneratif tork karakteristiği 3B grafiği

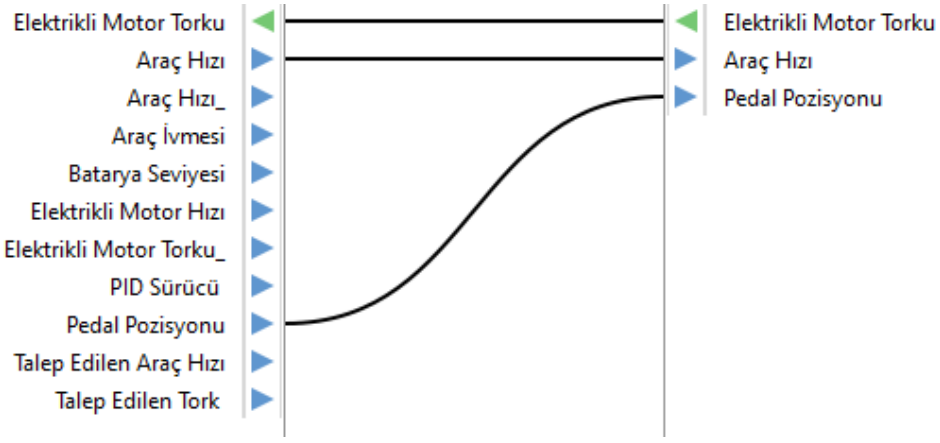
3.4 Eş Zamanlı Simülasyon

Eş zamanlı simülasyonda, alt sistem modelleri, ilgili simülasyon araçları tarafından hesaplanan verileri, veri bağlantıları aracılığı ile birbirileri ile haberleştirir. Bu eş zamanlı simülasyon için her iki modelinde aynı adım zamanlarına eşit olmalı ve eşleştirilen komponentlerin birimleri aynı olmalıdır. AVL Model Connect ortamında eşleştirilen CRUISE M araç modeli ve SIMULINK pedal stratejisi Şekil 3.11'deki gibi kanallar aracılığı ile 0.01 simülasyon adım sayısı olarak düzenlenmiştir. Şekil 3.10 içerisinde CRUISE M 1 bloğu Şekil 3.6'da gösterilen araç ve güç sistemleri modelini içermektedir. MATLAB 1 bloğu ise Şekil 3.2'de gösterilen tek pedallı sürüş modelini içermektedir. SIMULİNK modeli içerisinde ön-yükleme fonksiyonu kullanılarak, ilk aşamada SIMULINK tek pedal modeli çalışmakta olup, daha sonrasında CRUISE M programında modellenen araç simülasyonu devreye girmektedir. Eş zamanlı simülasyon ortamında MATLAB SIMULINK tek pedal modeli ile AVL CRUISE M araç modeli arasındaki ilişki ilk olarak Şekil 3.11 ile iki blok arasındaki kırmızı renkli bağlantı ile gerçekleşmektedir. Bu kırmızı renkli bağlantı içeriği Şekil 3.11 ile belirtildiği gibi anlık araç hızı ve pedal pozisyonu araç modelinden tek pedal modeline girdi

sağlamaktadır, tek pedal modelinde yer alan algoritma ile hesaplanan elektrikli motor torku 0,01 saniyede bir motor tork değerlerini araç modeline iletmektedir. Monitör bloğu ise anlık olarak eş zamanlı simülasyonların haberleşme kanallarının aktif olarak çalıştığını kontrol etmek için kullanılmıştır. Ek olarak DoE simülasyonları için Model Connect ortamında tanımlanan tork karakteristik ve rejeneratif tork karakteristik parametreleri tek pedal haritasına girdi sağlanarak farklı senaryolar simüle edilmiş ve optimizasyon için baz datalar oluşturulmuştur.



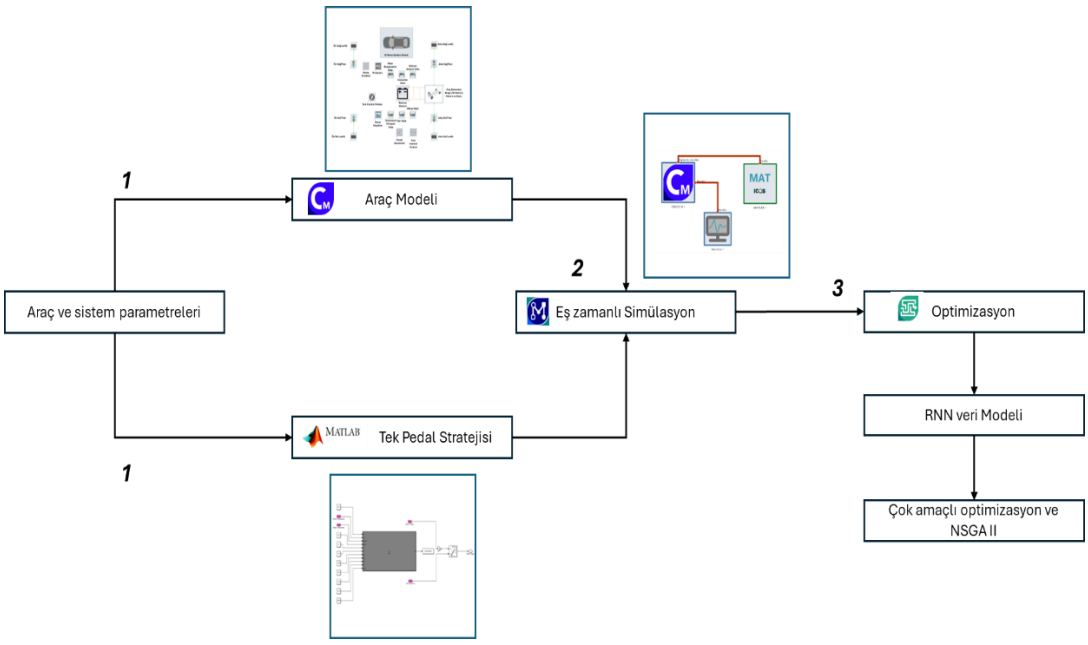
Şekil 3.12 Eş zamanlı simülasyon modeli



Şekil 3.13 Eş zamanlı simülasyon bağlantı şeması

3.5 Simülasyon ve Modelleme Akışının Detaylı İncelemesi

Bu çalışmada, araç ve sistem parametrelerinin belirlendiği ilk aşamada tek pedal için hesaplamalar yapılmıştır. Daha sonra, bu parametreler kullanılarak AVL CRUISE M ile modellenen araç modeline girdiler sağlanmış ve MATLAB SİMULİNK ile tek pedal haritası için model kurulmuştur. İkinci adımda, bu iki farklı programın Model Connect ortamında bir araya getirilerek eş zamanlı simülasyonlar için haberleşme sağlanmıştır. Bu ortamda belirlenen DoE listesi ve sürüş çevrimine göre eş zamanlı model simüle edilmiş, elde edilen sonuçlar daha sonra optimizasyon için kullanılmıştır. Üçüncü aşama olan, optimizasyon aşamasında, eş zamanlı simülasyonlar sonucunda elde edilen ortalama araç yönü jerk, ortalama araç ters yönü jerk, batarya seviyesi, menzil, maksimum araç yönü jerk, maksimum araç ters yönü jerk, gerçek araç hızı ile istenilen araç hızı arasındaki deviasyon değerleri kullanılarak bir RNN modeli oluşturulmuştur. Bu RNN modeli, optimizasyon sürecindeki amaç fonksiyonlarını ve kısıt fonksiyonlarını beslemek üzere kullanılmıştır. Sonraki aşamada, RNN modeli sonuçları ile belirlenen çok amaçlı optimizasyon yöntemi olan NSGA-II algoritması kullanılarak optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Bu metodoloji, NSGA-II algoritmasının arka planda çalışarak Pareto optimal kümesine göre optimal sonuçları hesapladığını sağlamıştır.



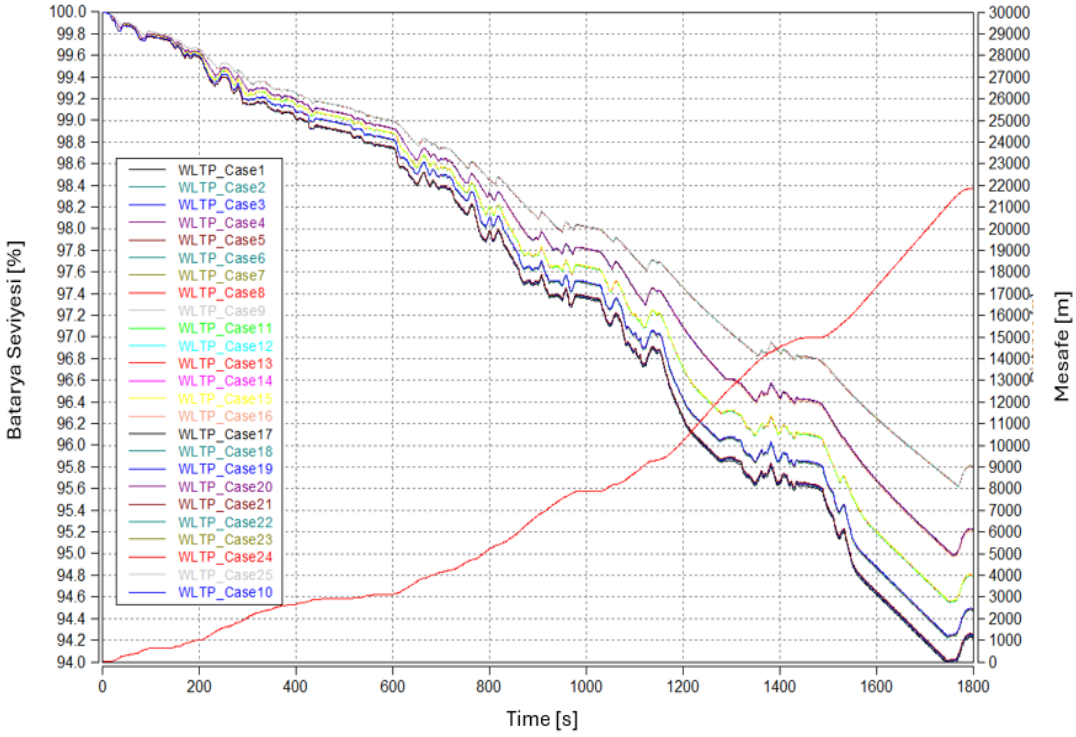
Şekil 3.14 Simülasyon ve optimizasyon çalışmasına ait akış diyagramı

4
SONUÇ ve BULGULAR

4.1 Eş Zamanlı Simülasyon Sonuçları

DoE için hazırlanan,

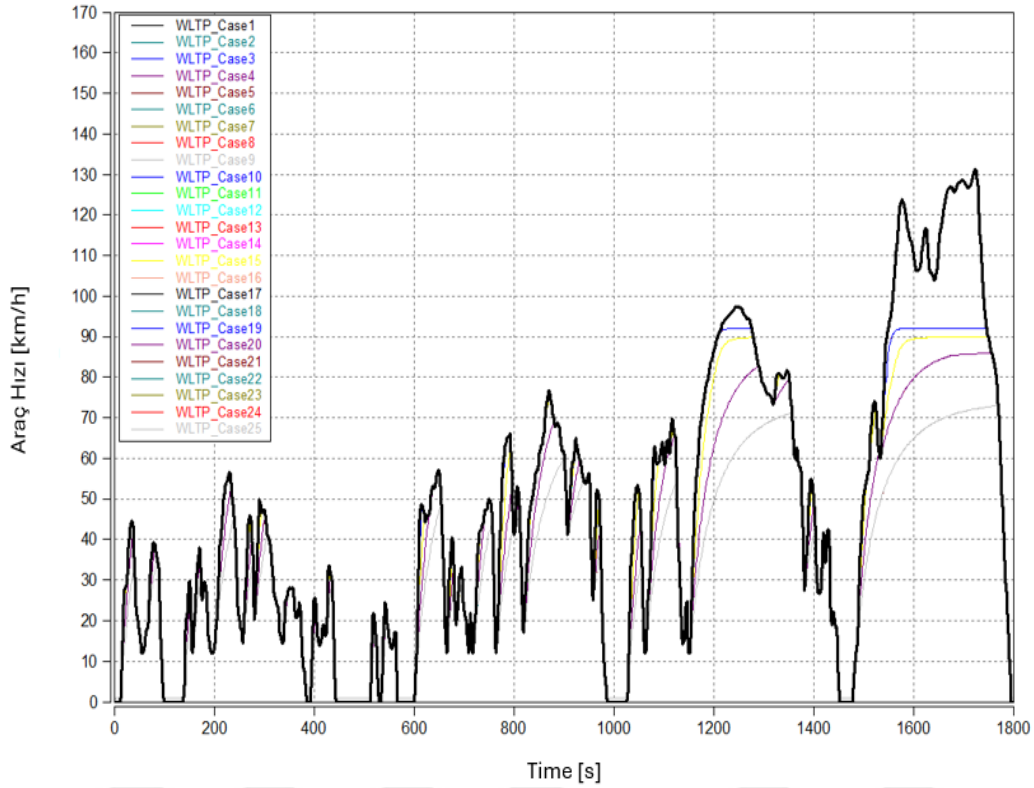
Tablo **3.8** ile verilen parametrelere bağlı araç sistem simülasyonları belirlenen WLTC sürüş çevrimi boyunca simüle edilmiştir. DoE oluşturulurken maksimum çekiş tork karakteristiği ve rejeneratif tork karakteristik parametrelerine ait aralık 1 ile 5 arasında tanımlanmıştır. Bu sonuçlara göre Şekil 4.1'de belirtilen sonuçlar ortaya çıkmaktadır. Şekil 4.1'deki sonuçlar incelendiğinde çekiş tork karakteristiği ve rejeneratif tork karakteristik parametreleri arttığı zaman batarya seviyesinde artış gözlemlenmektedir. Dolayısıyla ortalama menzil sonuçları olumlu yönde etkilenmektedir.



Şekil 4.1 Batarya seviyesi-zaman grafiği

Ancak, göz ardı edilemeyecek bir parametre olan talep edilen hız ve gerçek hız arasındaki deviasyon gittikçe Şekil 4.2'de gözlemlendiği gibi varyant sayısının artışı ile birlikte artmaktadır. Bununla birlikte araç istenilen sürüş çevrimini tam

anlamıyla tutturamamakta olup düşük hızlarda bile araç performansının zayıfladığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.2 WLTC araç hızı-zaman grafiği

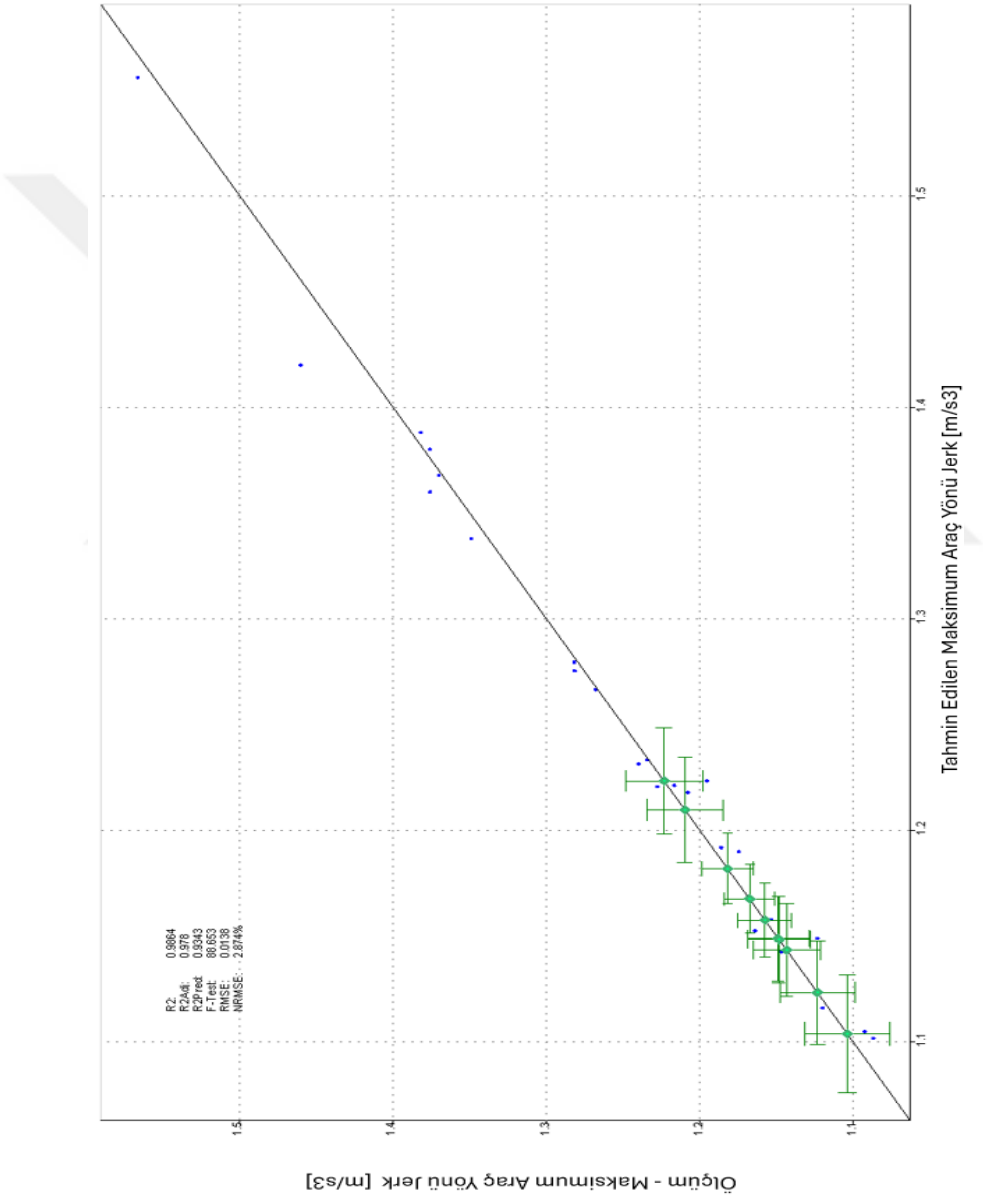
Varyant 20 ve 25 arasındaki sonuçlar değerlendirilecek olursa maksimum araç hızında hedeflenen araç maksimum hız olan 80-85 km/h hedeflerinin altında kalmaktadır. İlk 5 simülasyon incelendiğinde ise maksimum araç jerk değerlerinin 1.15 üzeri olması araç hedeflerinin üzerinde olduğunu ve sürülebilirlik açısından uygun olmadığı değerlendirilmiştir. Bu sonuçlar doğrultusunda optimum çekiş tork parametresi ve rejeneratif tork karakteristiği araç hedefleri doğrultusunda belirlenerek optimum değerlerin hesaplanması ihtiyacı doğmuştur.

	Çekiş Tork Karakteristiği	Rejen Karakteristiği	Batarya Seviyesi	Araç yönü ortalama Jerk	Araç ters yönü ortalama Jerk	Maksimum Araç yönü Jerk	Maksimum Araç ters yönü Jerk	Menzil	Yüksek Hızlanma profilinde gerçek hız ve istenilen hız farkı
	-	-	%	m/s^3	m/s^3	m/s^3	m/s^3	km	-
Simülasyon 1	1	1.2	94.222	0.181	-0.141	1.567	-1.214	377	0.109
Simülasyon2	1	2	94.237	0.104	-0.145	1.195	-1.371	378	0.109
Simülasyon 3	1	3	94.235	0.118	-0.151	1.460	-1.268	378	0.109
Simülasyon 4	1	4	94.252	0.120	-0.152	1.370	-1.319	379	0.109
Simülasyon 5	1	5	94.256	0.107	-0.150	1.208	-1.319	380	0.109
Simülasyon 6	2	1.2	94.472	0.108	-0.135	1.282	-1.135	394	0.109
Simülasyon 7	2	2	94.481	0.108	-0.135	1.217	-1.077	395	0.109
Simülasyon 8	2	3	94.486	0.110	-0.136	1.382	-1.060	395	0.109
Simülasyon 9	2	4	94.49	0.112	-0.137	1.376	-1.092	396	0.109
Simülasyon 10	2	5	94.491	0.109	-0.134	1.228	-0.968	396	0.109
Simülasyon 11	3	1.2	94.791	0.083	-0.095	1.164	-1.120	419	0.115
Simülasyon 12	3	2	94.796	0.094	-0.097	1.123	-1.076	419	0.115
Simülasyon 13	3	3	94.8	0.102	-0.101	1.153	-1.146	419	0.115
Simülasyon 14	3	4	94.801	0.099	-0.100	1.349	-1.272	419	0.115
Simülasyon 15	3	5	94.803	0.096	-0.097	1.092	-1.207	419	0.115
Simülasyon 16	4	1.2	95.205	0.101	-0.068	1.268	-1.327	455	0.134
Simülasyon 17	4	2	95.221	0.102	-0.069	1.186	-1.225	456	0.134
Simülasyon 18	4	3	95.224	0.102	-0.070	1.240	-1.240	456	0.134
Simülasyon 19	4	4	95.225	0.106	-0.072	1.234	-1.249	457	0.134
Simülasyon 20	4	5	95.226	0.101	-0.069	1.120	-1.245	457	0.134
Simülasyon 21	5	1.2	95.801	0.127	-0.056	1.282	-1.258	519	0.173
Simülasyon 22	5	2	95.805	0.138	-0.056	1.175	-1.186	520	0.173
Simülasyon 23	5	3	95.808	0.141	-0.055	1.376	-1.186	520	0.173
Simülasyon 24	5	4	95.809	0.139	-0.056	1.147	-1.179	520	0.173
Simülasyon 25	5	5	95.81	0.126	-0.052	1.087	-1.175	520	0.173

Şekil 4.3 Sistem simülasyon sonuçları

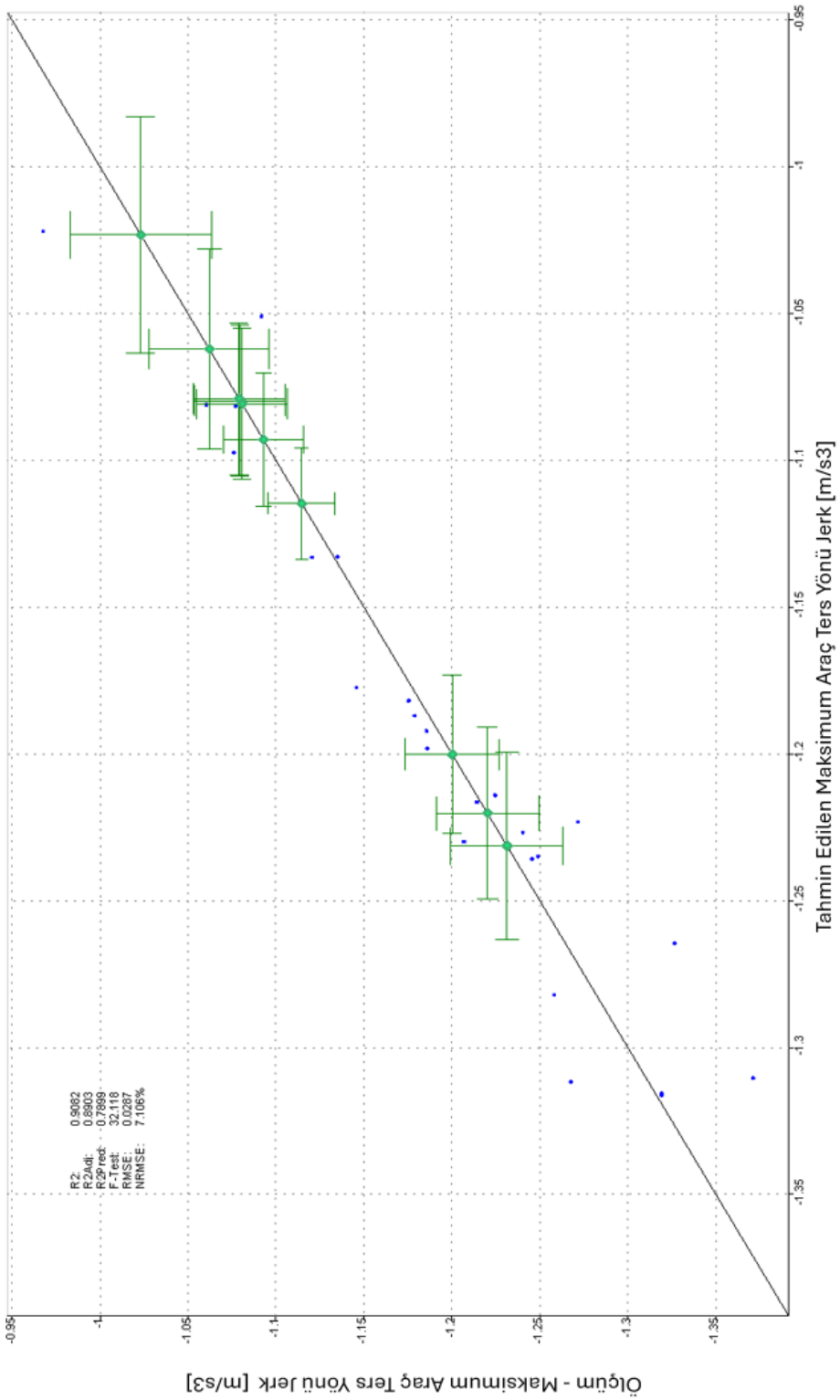
4.2 Optimizasyon Sonuçları

Araç ve tek pedal haritası eş zamanlı simülasyon sonuçlarının girdi sağladığı optimizasyon programında çok amaçlı optimizasyon yöntemi kullanılarak optimize noktalar belirlenmiştir. Optimizasyon sırasında baz veriler ile kurulan optimizasyon modeli hassasiyeti aşağıdaki Şekil 4.4, Şekil 4.5, Şekil 4.6, Şekil 4.7 ve Şekil 4.8'de belirtilen her bir parametre modeli gösterilmiştir ve mavi noktalar simülasyon verilerini gösterirken yeşil noktalar RNN modeli sonucu oluşan tahmini noktalardır.



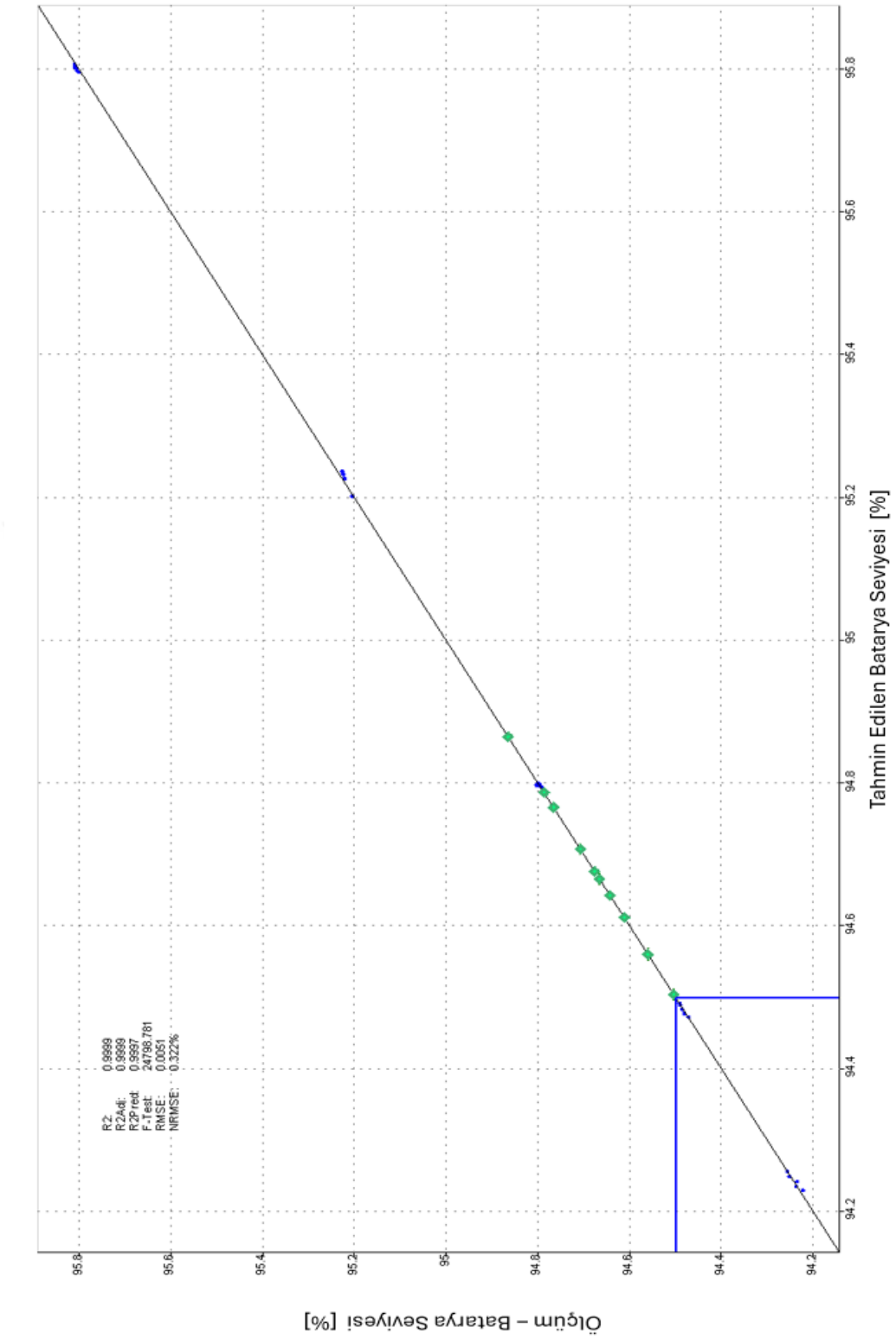
Şekil 4.4 Maksimum araç yönü araç jerk RNN modeli

Araç yönü jerk verisi ile oluşturulan RNN modeli sonucunda R2 değeri 0.9864, NRMSE oranı ise 2.874 % olarak gözlemlenmiştir.



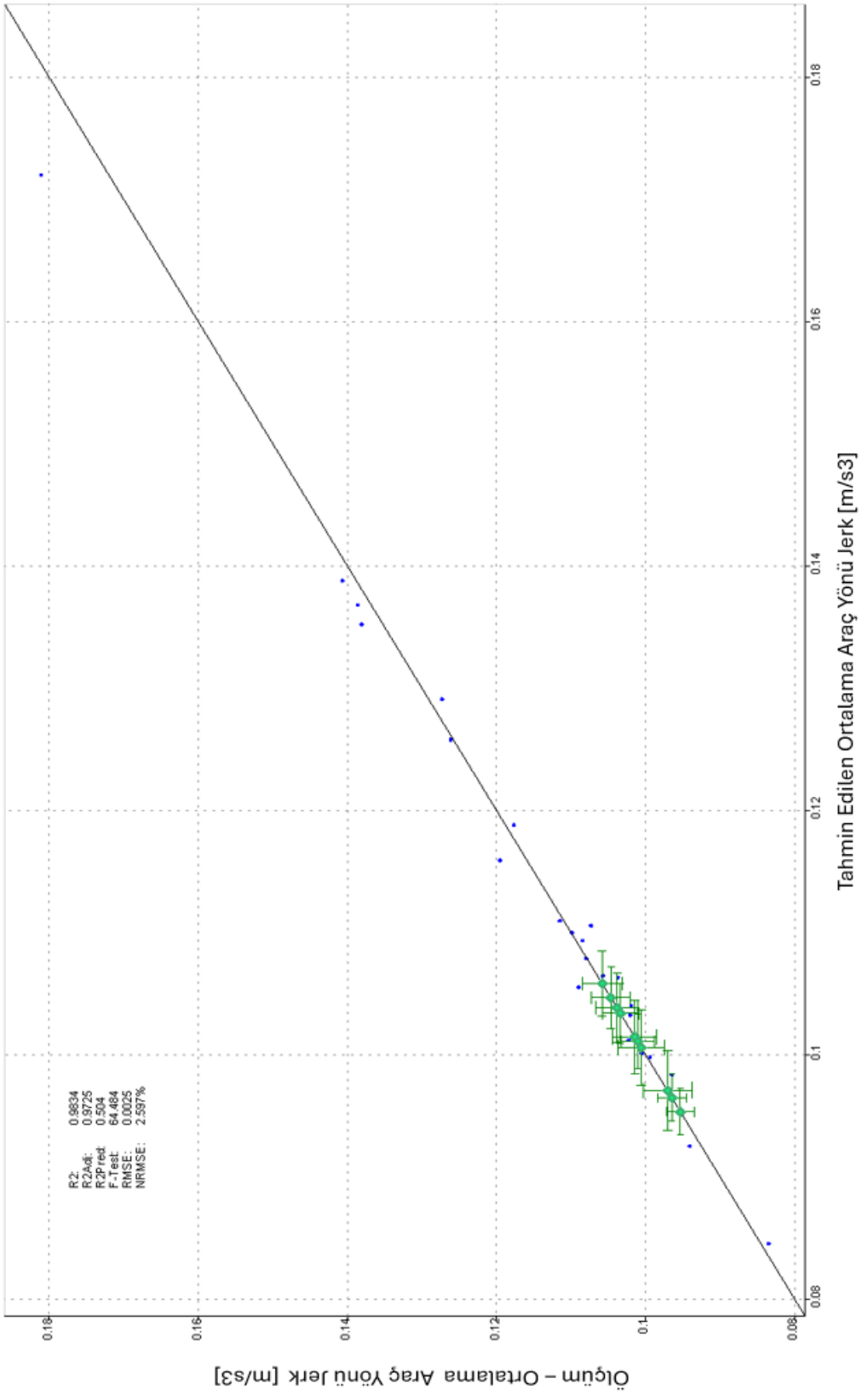
Şekil 4.5 Maksimum araç ters yönü araç jerk RNN modeli

Araç ters yönü jerk verisi ile oluşturulan RNN modeli sonucunda R2 değeri 0.9082, NRMSE oranı 7.106 % hesaplanmıştır. Model doğruluk oranı ortalama olarak adlandırılabilir.



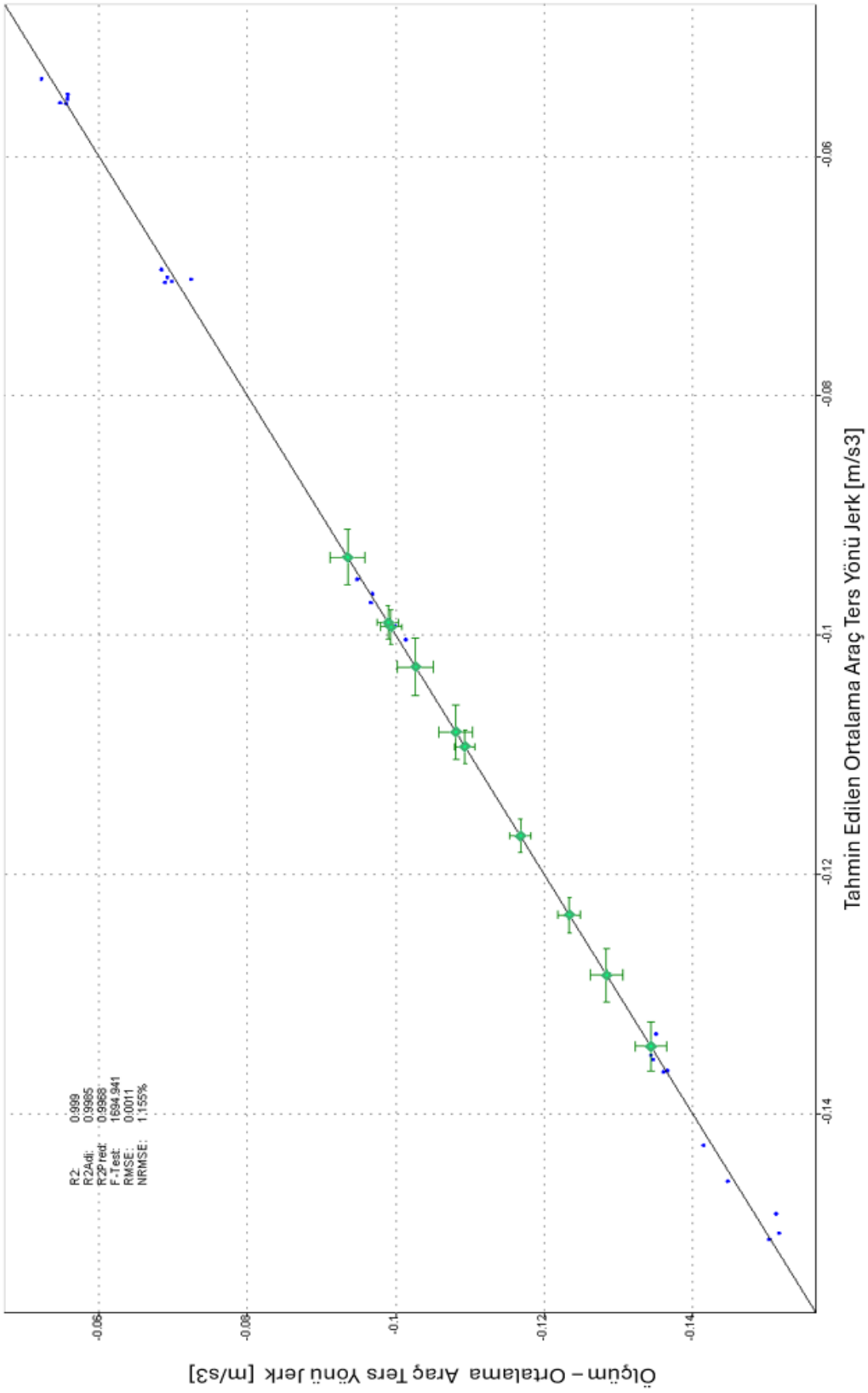
Şekil 4.6 Batarya seviyesi RNN modeli

Batarya seviyesi modeli sonuçlarında oluşan R2 değeri 0.99 iken NRMSE değeri 0.322 % olarak saptanmıştır. Bu sonuçlar bu modelin doğruluk oranının yüksek olduğunu bildirmektedir.



Şekil 4.7 Ortalama araç yönündeki araç jerk RNN modeli

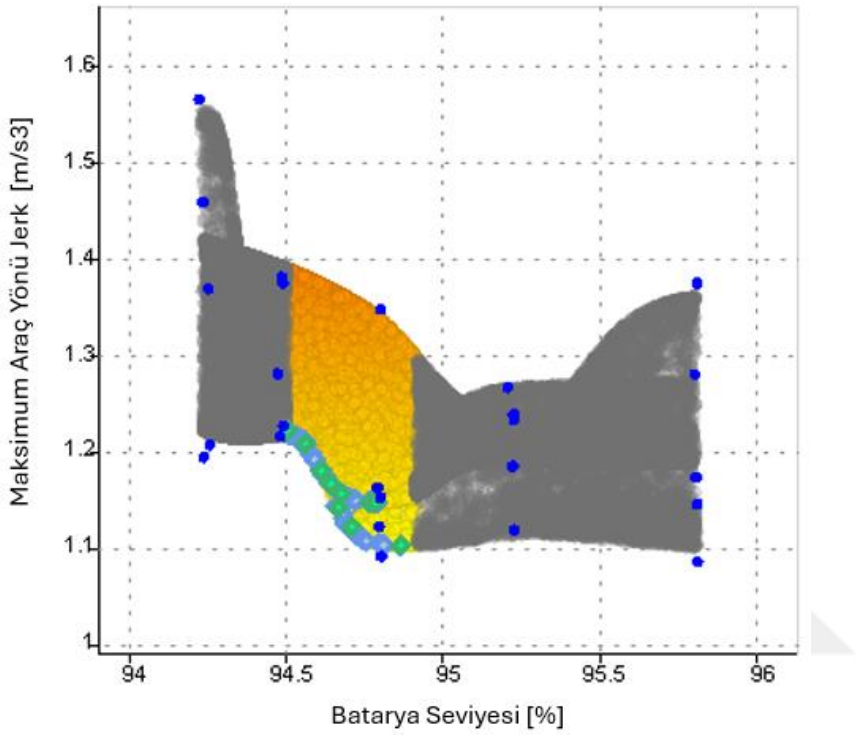
Sürüş çevrimi boyunca incelenen araç yönündeki jerk değerlerinin ortalaması ile kurulan modelde R2 sonucu 0.9834 ve NRMSE 2.597 % olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.8 Ortalama araç ters yönündeki araç jerk RNN modeli

Sürüş çevrimi boyunca incelenen araç ters yönündeki jerk değerlerinin ortalaması ile kurulan modelde R2 sonucu 0.99 ve NRMSE 1.155 % olarak hesaplanmıştır.

Model kurulumu tamamlandıktan sonra RNN modeli sonuçları R2 ve NRMSE olarak değerlendirildiğinde parametrelerin R2 sonuçları 0.9 üzeri ve NRMS sonuçları 10% altında kaldığı için kabul edilebilir seviyelerdedir. Optimizasyon sonrasında çıkan farklı parametrelere göre Pareto grafikleri Şekil 4.9, Şekil 4.10 ve Şekil 4.11'de belirtilmiştir.



Şekil 4.9 Maksimum araç yönü jerk-batarya seviyesi Pareto grafiği

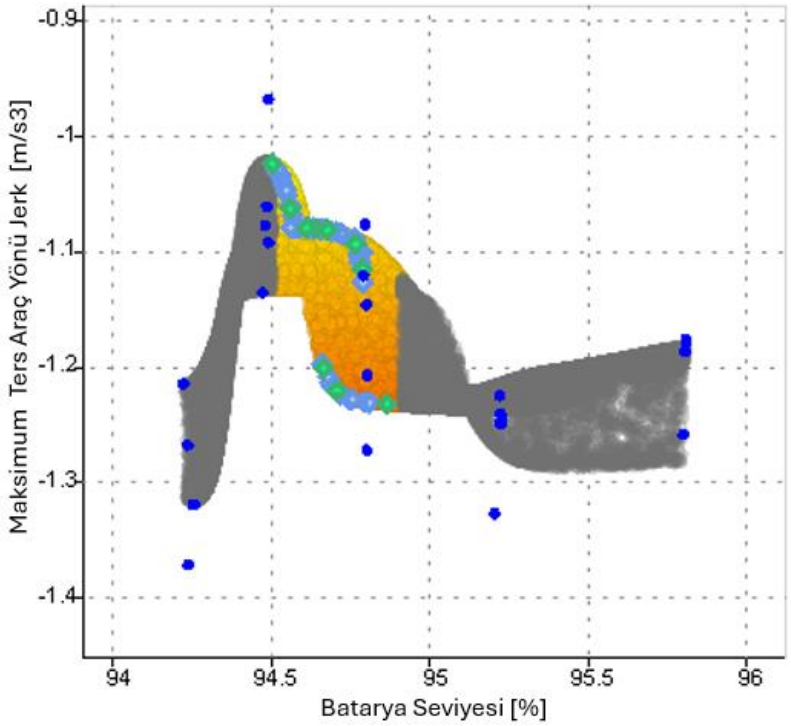
Şekil 4.9 ile görüleceği gibi batarya seviyesinin optimal maksimum araç yönündeki jerk değerleri yeşil noktalar olarak seçilmiştir.

RNN modelin ölçülen değerlerin sabit bir ortalamadan sapmalarını ne derece açıkladığını gösteren R2 parametresi aynı zamanda modelin ölçülen değerlere ne kadar hassas şekilde uyduğunu gösterir. Bu sebep ile Tablo 4.1'de verilen AVL CAMEO programının önerdiği model kalitesi skalası değerlendirilecektir. Ek olarak, NRMSE tahmin edilen değerler ile gerçek değerler arasındaki hata miktarını ölçer ve Tablo 4.1 ile gösterilen değer aralığında model kalitesi değerlendirilecek olursa, batarya, gerçek araç hızı ile istenilen araç hızı arasındaki deviasyon, maksimum araç yönü jerk, ve menzil verileri ile oluşturulan modeller çok iyi olarak değerlendirilebilir. Maksimum araç ters yönü jer, değerleri ile modellenen RNN

verisi ise iyi olarak değerlendirilirken araç yönü ortalama jerk verisine ait model orta olarak gözlemlenmektedir.

Tablo 4.1 RNN veri modeli kalite değerlendirme tablosu

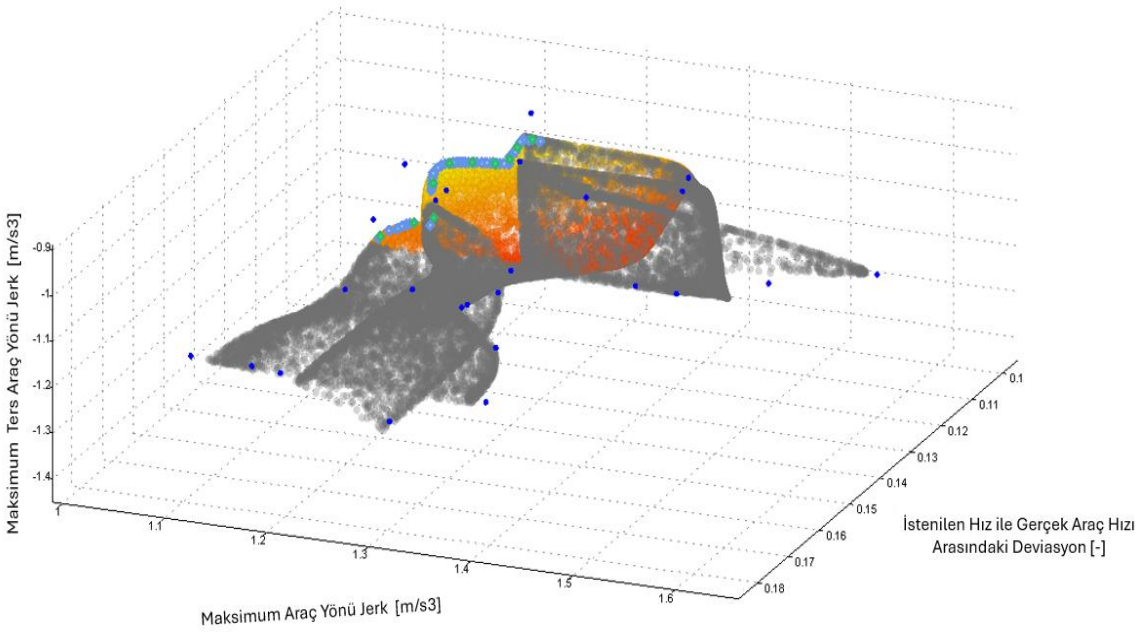
Parametre	**Değer Aralığı**	**Model Kalitesi**			
		Çok iyi	**İyi**	**Orta**	**Zayıf**
R2	0-1	> 0.95	> 0.70	> 0.50	< 0.50
NRMSE	0-100 %	0-3 %	3-7%	7-12%	12-100%



Şekil 4.10 Maksimum araç ters yönü jerk-batarya seviyesi Pareto grafiği

Şekil 4.10'da görüleceği gibi batarya seviyesinin optimal maksimum araç ters yönündeki jerk değerleri yeşil noktalar olarak seçilmiştir. Hedeflerde tanımlandığı

gibi noktalar araç jerk değerlerini minimize edecek ve en az 94.5 % batarya seviyesinde olacak şekilde hesaplanmıştır.



Şekil 4.11 Araç hız deviasyonu ve farklı yönlerdeki araç jerk ilişkisi 3B grafiği

Batarya ve araç jerk grafiklerinin yanı sıra araç hız deviasyon grafiğini Şekil 4.11 incelemekte önemlidir. Burada bu değerin minimize edilmesi araç performansının artışının gözlemlendiği ve istenilen hız profillerine en konforlu sürüş biçimi ile nasıl ulaşılabileceği konusunda fikir vermektedir.

Optimizasyon sonucunda Şekil 4.12 ile gösterilen en iyi 12 adet rejeneratif ve çekiş tork karakteristiği parametreleri belirlenmiştir. Bu optimizasyon noktaları karşılaştırıldığında araç yönündeki maksimum araç jerk değeri 1.15 m/s^3 ün altında ve araç ters yönündeki maksimum araç jerk değerinin -0.9 m/s^3 yakın değerler 9 ve 10 numaralı optimizasyon noktaları gözlemlenmektedir. Bu iki optimizasyon seçenekleri kendi aralarında değerlendirildiğinde ise menzil ve gerçek araç hızı-istenilen araç hızı arasındaki deviasyon parametreleri dikkate alınmalıdır. 400 km menzil mevcut hedefler doğrultusunda yeterli olduğu için araç hız deviasyonuna yönelmek doğru bir adımdır. Burada talep edilen yol profilindeki hızlanmaları en iyi takip eden seçenek ise Şekil 4.12'deki tabloda yer alan 8 numaralı seçenektir.

Optimal Nokta Numarası	Rejeneratif Tork Karakteristik Parametresi* φ	Çekiş Tork Karakteristik Parametresi* γ	Araç Yönü Maksimum Jerk**	Araç Ters Yönü Maksimum Jerk**	Batarya Seviyesi***	Yüksek Hız Profili İstenilen Hız ile Gerçek Hız Deviasyonu***	Araç Yönü Ortalama Jerk	Araç Ters Yönü Ortalama Jerk	Menzil
-	-	-	m/s^3	m/s^3	%	-	m/s^3	m/s^3	km
1	4.999756142	3.112561844	1.103673822	-1.230915782	94.84036596	0.116876107	0.097485099	-0.094569043	422.76
2	4.803544264	2.059396805	1.229491855	-1.023282376	94.50666453	0.109196323	0.106378374	-0.134378082	396.95
3	4.970781548	2.728799261	1.124477149	-1.218475115	94.70113924	0.11281669	0.100665295	-0.103280138	412.11
4	4.939842044	2.651511272	1.142194813	-1.205279324	94.6754242	0.112262771	0.101437549	-0.106641121	410.18
5	4.947761412	2.296482774	1.210410908	-1.067356432	94.56804445	0.110171611	0.103942398	-0.127375046	401.99
6	4.970781548	2.197871098	1.216187775	-1.041860268	94.54135664	0.109724036	0.104458404	-0.130771397	399.86
7	2.329354518	2.927362047	1.148300383	-1.114279346	94.7738504	0.114547152	0.097801189	-0.100030756	417.06
8	**2.095415877**	**2.644811513**	**1.15729849**	**-1.080798594**	**94.67552911**	**0.112223456**	**0.101612467**	**-0.109925131**	**409.41**
9	2.268663598	2.353574021	1.197116998	-1.078764525	94.58300078	0.110459975	0.105557539	-0.128138233	402.48
10	2.140202266	2.480132141	1.176495505	-1.079195263	94.62206941	0.111165605	0.104267645	-0.121205204	405.37

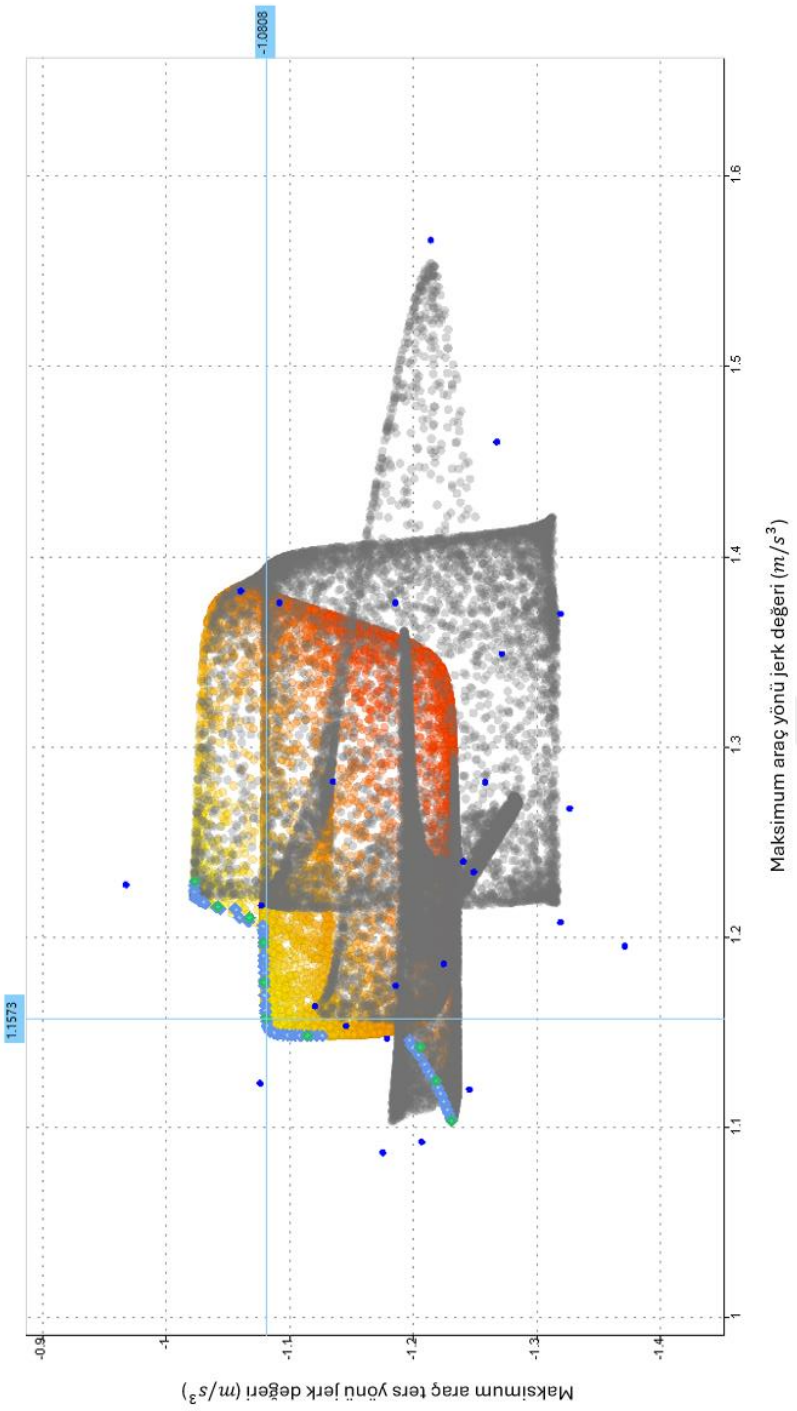
* Optimize edilen parametre

** Amaç fonksiyonu

*** Kısıt fonksiyonu

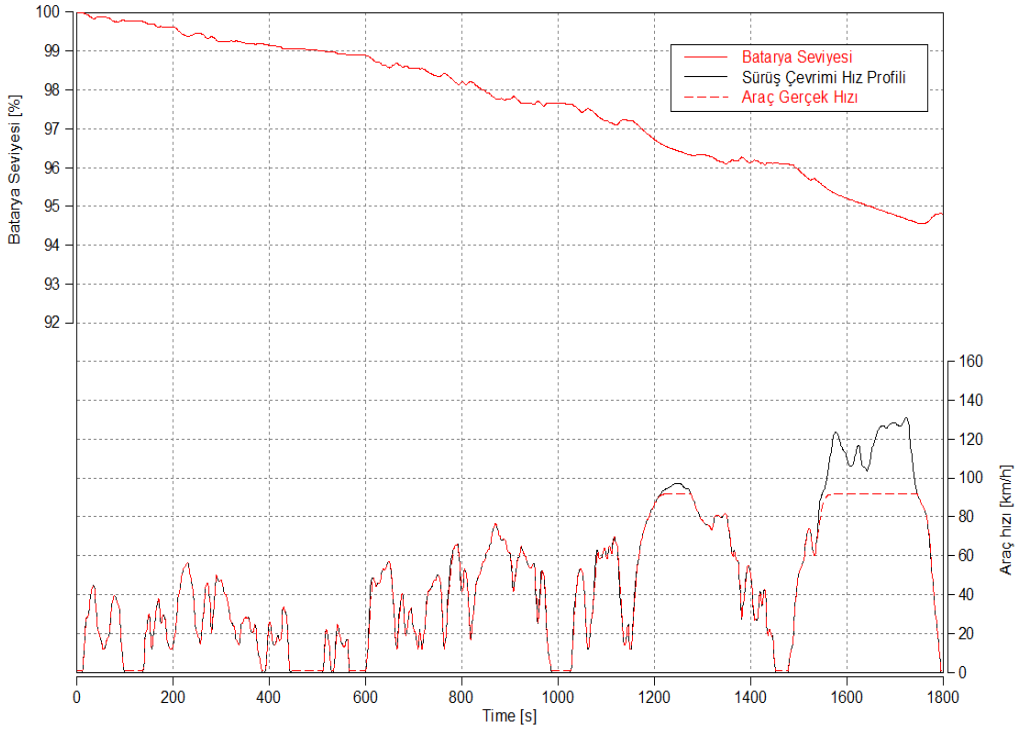
Şekil 4.12 Optimal noktalara ait sonuçlar

Şekil 4.13, iki amaç fonksiyonuna bağlı olarak oluşturulan Pareto optimal kümesini ve bu küme içerisinden çok amaçlı optimizasyon yöntemi olan NSGA-II algoritması kullanılarak elde edilen en iyi sonuçları temsil eden yeşil noktaları göstermektedir.



Şekil 4.13 Amaç fonksiyonları ekseninde Pareto kümesi 2B görseli

Elde edilen 8 numaralı optimal noktalarda, rejeneratif tork karakteristiği parametresi ve çekiş tork karakteristiği parametresi simülasyon içerisine entegre edilmiştir. Bu optimal nokta ile tekrardan simülasyon yapılmıştır ve sonuçları Şekil 4.14 ile batarya seviyesi ve 12 metre alçak tabanlı otobüse ait araç hızı ve istenilen hız arasındaki deviasyon gösterilmiştir.



Şekil 4.14 Optimal noktalara ait sonuçlar

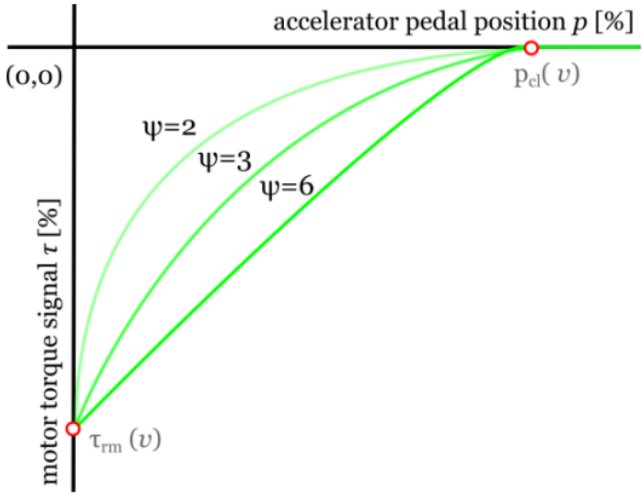
Optimizasyonda belirlenen sonuçlar ile tekrar edilen simülasyon sonucu Tablo 4.2'de karşılaştırılmıştır. Bu durumda optimizasyon sonucu çıkan değerler ile simülasyon sonucunda çıkan değerler ortalama %99,98 oranında aynıdır.

Tablo 4.2 Tekrarlanmış simülasyon ve optimizasyon sonuçları tablosu

Limit Parametresi	**Tekrarlanan Simülasyon Sonucu**	**Optimizasyon Sonucu**
Batarya Seviyesi	94.6565	94.6755
Hız Deviasyonu	0.1122	0.1122
Araç yönü maksimum jerk	1.1530	1.1572
Araç ters yönü maksimum jerk	-1.0801	-1.0807

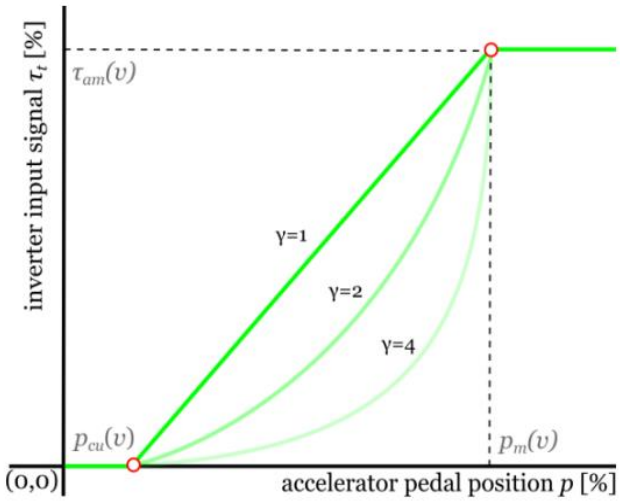
5
SONUÇ

Otoriteler tarafından belirlenen regülasyonların zorluğu alternatif yakıtlı araçların ve elektrikli araçların üretimini ve kullanımını gün geçtikçe önemini arttırmaktadır. Bu ihtiyaç doğrultusunda geliştirilen teknolojik çözümler performans ve verim için kilit noktalara değinmektedir. Araçların üretim öncesi simülasyon ortamlarında test edilmesi ve geliştirilmesi üreticiler için maliyet ve zaman konusunda kazanç sağlamaktadır. Model tabanlı yazılımlar ile gerçek dünya senaryolarını modelleyerek potansiyel bir problemi önceden saptamak ve çözümünü üretim öncesinde geliştirmek etkili bir yöntem olarak bilinmektedir. Elektrikli araçlarda, menzil ve performans bazı tasarım kısıtlamaları sebebiyle belirli bir seviyede kalmaktadır. Bu sebeple, yapılacak bir kalibrasyon veya optimizasyon çalışması ile en ufak menzil ve verim artışı üreticiler için mühim bir konudur. Elektrikli araçlar için verim artışı ve farklı bir sürüş deneyimi için geliştirilen teknolojilerden bir tanesinde tek pedallı sürüş stratejisidir. Yeni teknolojilerin uygulanmasında bir hedeften kazanç sağlarken öte yandan farklı metrikler için kayıp gözlemlenebilir. Bu tezde tek pedallı sürüş için literatürde geçen matematiksel tanımlar kullanılarak, MATLAB SİMULİNK programı ile modellenmesi yapılmıştır. Öte yandan, AVL CRUİSE M programı ile tedarikçiler tarafından sağlanan araç verileri ile elektrikli bir şehir içi otobüs modellenmiştir. Araç modelinin bir çevrim ile simüle edilmesi için, otomotiv sektöründe kullanılan farklı sürüş çevrimleri incelenmiş ve aralarından en zorlu koşullara sahip olan WLTC sürüş çevrimi seçilmiştir. Çalışmanın hedeflerinde menzili ve performansı geliştirmek için kullanılan tek pedal stratejisi için tasarlanan haritaya çok amaçlı optimizasyon yöntemi kullanılarak rejeneratif tork karakteristiği ve çekiş tork karakteristiği içim en iyi tasarım noktaları seçilmiştir. Optimizasyon sonucunda elde edilen parametrelerden ana hedefler doğrultusunda araç yönü ve araç ters yönündeki maksimum jerk değeri minimize edilmiştir. 400 km üzerinde menzil sağlayan ve istenilen hızlarda %12 hata payının altında kalan optimize edilmiş parametre değerleri seçilerek araç simülasyonu tekrarlanmıştır. Bu simülasyon sonucundaki menzil ve jerk değerleri ise optimizasyon sonucu ile örtüşmektedir.



Şekil 5.1 Rejeneratif Tork karakterizasyonu [12]

Literatürdeki bulgulara göre, Şekil 5.1 ve 5.2'de rejeneratif tork karakteristiğinin azaldığı durumlarda tek pedal haritasında daha yumuşak tork geçişleri sağlanırken, çekiş tork karakteristiğinin artmasıyla da benzer bir düzeltme gözlemlenmiştir [11],[12]. Bu tezde yapılan optimizasyon ve simülasyon çalışmasında çekiş tork ve rejeneratif tork karakteristiği için literatürde yapılan çalışmaları destekleyen sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 5.2 Çekiş Tork karakterizasyonu [12]

Bu çalışma, tek pedal stratejisinin elektrikli bir şehir içi otobüse uygulanmasındaki aracın performansını, enerji verimliliğini veya diğer özelliklerini değerlendirmek için verimli bir yöntem sunmaktadır. Sonuç olarak, tek pedal stratejisinin haritalandırılma sürecinde, rejeneratif ve çekiş tork karakteristikleri optimize edilen parametreler olarak kullanılmış, maksimum araç hızı ve ters yönlü jerk değerleri

minimize edilmeye çalışılmıştır. Ayrıca, batarya seviyesi ile gerçek araç hızı ile istenilen araç hızı arasındaki sapmanın belirli bir değerin altında kalması kısıtları da göz önünde bulundurulmuştur. Bu kapsamda yapılan optimizasyon sonucunda ise 12 farklı optimal rejeneratif ve çekiş tork karakteristiği sonuçları belirlenmiştir. Bu sonuçlar arasında ise literatürde geçen 0.9 m/s^3 konforlu jerk alanına en yakın nokta olan Şekil 4.12 ile belirtilen 8. optimal noktadır. Bu yaklaşım hem araç dinamiğini hem de kontrol stratejilerini aynı platformda birleştirerek kapsamlı bir simülasyon ortamı sağlamıştır. Gelecek çalışmalarda, tek pedal stratejisinin farklı sürüş koşullarında nasıl davrandığının araştırılması gerekmektedir. Örneğin, sürüş çevrimlerinde eğimli profillerin seçilmesi ve farklı hızlanma/yavaşlama profillerinin incelenmesi, tek pedal stratejisinin uygulanmasında enerji yönetimi ve sürüş performansı üzerindeki etkilerinin daha derinlemesine anlaşılmasına olanak sağlayacaktır. Ayrıca, yapılan simülasyon ve optimizasyon çalışmasının doğrulanması için gerçek bir elektrikli veya hibrit araç ile test çalışmaları yapılabilir ve bu şekilde simülasyon ortamındaki modelin geçerliliği sağlanabilir.

KAYNAKÇA

[1] R. Forrester, "The Invention of the Internal Combustion Engine and the Motor Car," Hcommons.Org, 2020, [Online]. Available: https://hcommons.org

[2] S. Raţiu, "The History of the Internal Combustion Engine," Annals of The Faculty of Engineering Hunedoara, 2003, [Online]. Available: https://annals.fih.upt.ro/pdf-full/2003/ANNALS-2003-3-21.pdf

[3] C. McShane, "The Automobile: A Chronology of Its Antecedents, Development, and Impact," 1st ed. New York, USA: Routledge, 1997.

[4] W.F. McFarland, M.K. Chui and J.L. Memmott, "An Assessment of Transportation Infrastrucfure Needs," Texas Transportation Institute, Texas, 1991.

[5] J. M. Wilson, "Henry Ford vs. Assembly Line Balancing," International Journal of Production Research, vol. 52, no.3, pp.757-765, 2013. doi: 10.1080/00207543.2013.836616.

[6] B. Nunes and D. Bennett, "Green Operations Initiatives in the Automotive Industry: An Environmental Reports Analysis and Benchmarking Study," Benchmarking: An International Journal, vol.17, no.3, pp.396-420, 2010. doi: 10.1108/14635771080001423.

[7] L. A. Graham, G. Rideout, D. Rosenblatt, and J. Hendren, "Greenhouse Gas Emissions from Heavy-Duty Vehicles," Atmospheric Environment, vol.42, no.19, pp.4665-4681, 2008, doi: 10.1016/j.atmosenv.2008.01.049.

[8] A. Raina, W. K. Shafi, M. I. U. Haq, and Z. U. Baba, "Towards Sustainable Automobiles: Advancements and Challenges," Progress in Industrial Ecology: An International Journal, vol.13, no.4, pp.315-331, 2019. doi: 10.1504/pie.2019.10023629.

[9] R. J. Orsato and P. Wells, "The Automobile Industry & Sustainability," Journal of Cleaner Production, vol.15, no.11-12 2007. doi: 10.1016/j.jclepro.2006.05.035.

[10] R. R. Kumar and K. Alok, "Adoption of Electric Vehicle: A Literature Review and Prospects for Sustainability," Journal of Cleaner Production, vol.253, 2020. doi: 10.1016/j.jclepro.2019.119911.

[11] M. U. Cuma, Ç. D. Ünal, and M. M. Savrun, "Design and Implementation of Algorithms for One Pedal Driving in Electric Buses," Engineering Science and Technology, an International Journal, vol.24, no.1, 2021. doi: 10.1016/j.jestch.2020.12.014.

[12] J. J. P. Van Boekel, I. J. M. Besselink, and H. Nijmeijer, "Design and Realization of a One-Pedal-Driving Algorithm for the TU/e Lupo EL," EVS28 International Electric Vehicle Symposium and Exhibition, vol.7, 2015.

[13] S. Li, L. Xu, X. Du, N. Wang, F. Lin, and M. A. A. Abdelkareem, "Combined Single-Pedal and Low Adhesion Control Systems for Enhanced Energy Regeneration in Electric Vehicles: Modeling, Simulation, and On-Field

Test," Energy, vol.269, 2023. doi: 10.1016/j.energy.2023.126982.

[14] A. Moayyedi, "Analysis and Comparison of One-Pedal Driving Strategies for Electric Vehicles from Consumption and Comfort Point of View," Dept. Automotive Engineering, Politecnico di Torino, 2020.

[15] H. He, C. Wang, H. Jia, and X. Cui, "An Intelligent Braking System Composed of Single-Pedal and Multi-Objective Optimization Neural Network Braking Control Strategies for Electric Vehicles," Applied Energy, vol 259, 2020. doi: 10.1016/j.apenergy.2019.114172.

[16] P. Li, Y. Zhang, Y. Zhang, and K. Zhang, "Prediction of Electric Bus Energy Consumption with Stochastic Speed Profile Generation Modelling and Data Driven Method Based on Real-World Big Data," Applied Energy, vol. 298, 2021, doi: 10.1016/j.apenergy.2021.117204.

[17] L. A. W. Blades, T. Matthews, T. E. McGrath, J. Early, G. Cunningham, and A. Harris, "Predicting Energy Consumption of Zero Emission Buses Using Route Feature Selection Methods," Transportation Research Part D: Transport and Environment, vol 130, 2024, doi: 10.1016/j.trd.2024.104158.

[18] M. Gallet, T. Massier, and T. Hamacher, "Estimation of The Energy Demand of Electric Buses Based on Real-World Data for Large-Scale Public Transport Networks," Applied Energy, vol 230, 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.08.086.

[19] I. Husain and M. S. Islam, "Design, Modeling and Simulation of an Electric Vehicle System," SAE Technical Papers 1999-01-1149, 1999. doi: 10.4271/1999-01-1149.

[20] E. Schaltz, "Electrical Vehicle Design and Modeling," Electric Vehicles - Modelling and Simulations, 2011. doi: 10.5772/20271.

[21] W. Lee, D. Choi, and M. Sunwoo, "Modelling and Simulation of Vehicle Electric Power System," Journal of Power Sources, 2002, doi: 10.1016/S0378-7753(02)00033-2.

[22] S. Samuel, L. Austin, and D. Morrey, "Automotive Test Drive Cycles for Emission Measurement and Real-World Emission Levels - A Review," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering, 2002, doi: 10.1243/095440702760178587.

[23] X. Sun, Z. Shi, Y. Cai, G. Lei, Y. Guo, and J. Zhu, "Driving-Cycle-Oriented Design Optimization of a Permanent Magnet Hub Motor Drive System for a Four-Wheel-Drive Electric Vehicle," IEEE Transactions on Transportation Electrification, vol.6, no.3, pp.1115-1125,v 2020, doi: 10.1109/TTE.2020.3009396.

[24] Y. L. Murphey, R. Milton, and L. Kiliaris, "Driver's Style Classification Using Jerk Analysis," 2009 IEEE Workshop on Computational Intelligence in Vehicles and Vehicular Systems, pp.23-28, 2009, doi: 10.1109/CIVVS.2009.4938719.

[25] D. C. Rutledge, M. Hubbard, and D. Hrovat, "A two DOF Model for Jerk Optimal Vehicle Suspensions," Vehicle System Dynamics, pp.113-136, 1996, doi: 10.1080/00423119608968960.

[26] P. Wang, Q. Bai, G. Tang, Y. Ou, L. Xu, and Z. Zhou, "Testing and

Evaluation of Pure Electric Vehicle Pedal Control Characteristics Based on Single Pedal Control Strategy," FISITA World Automotive Congress 2018, 2018.

[27] J. P. Powell and R. Palacín, "Passenger Stability Within Moving Railway Vehicles: Limits on Maximum Longitudinal Acceleration," Urban Rail Transit, 2015, doi: 10.1007/s40864-015-0012-y.

[28] S. Grigorescu, B. Trasnea, T. Cocias, and G. Macesanu, "A Survey Of Deep Learning Techniques for Autonomous Driving," Journal of Field Robotics, 2020, doi: 10.1002/rob.21918.

[29] O. Olabiyi, E. Martinson, V. Chintalapudi, and R. Guo, "Driver Action Prediction Using Deep (Bidirectional) Recurrent Neural Network," 2017, [Online]. Available: http://arxiv.org/abs/1706.02257

[30] M. Drakaki, Y. L. Karnavas, I. A. Tziafettas, V. Linardos, and P. Tzionas, "Machine Learning and Deep Learning Based Methods Toward Industry 4.0 Predictive Maintenance in Induction Motors: A State of the Art Survey," Journal of Industrial Engineering and Management, vol.15, no.1, pp.31-57, 2022, doi: 10.3926/jiem.3597.

[31] X. Ma, Z. Tao, Y. Wang, H. Yu, and Y. Wang, "Long Short-Term Memory Neural Network for Traffic Speed Prediction Using Remote Microwave Sensor Data," Transportation Research Part C: Emerging Technologies, vol.54, pp.187-197, 2015, doi: 10.1016/j.trc.2015.03.014.

[32] Y. Huang, H. Hu, J. Tan, C. Lu, and D. Xuan, "Deep Reinforcement Learning Based Energy Management Strategy for Range Extend Fuel Cell Hybrid Electric Vehicle," Energy Conversion and Management, vol.277, 2023, doi: 10.1016/j.enconman.2023.116678.

[33] A. R. Yildiz and K. N. Solanki, "Multi-Objective Optimization of Vehicle Crashworthiness Using a New Particle Swarm Based Approach," Int. J. Adv. Manuf. Technol., 2012, doi: 10.1007/s00170-011-3496-y.

[34] F. Sher et al., "Novel Strategies to Reduce Engine Emissions and Improve Energy Efficiency in Hybrid Vehicles," Cleaner Engineering and Technology, vol.2, 2021, doi: 10.1016/j.clet.2021.100074.

[35] L. Szabo, V. Iulia, V. Iulia, and S. Loránd, "A Brief History of Electric Vehicles," Journal of Computer Science and Control Systems, vol.5, no.1, 2022.

[36] M. Osaka, E. Samuel "Power Electronics in Electric Vehicles : A Comprehensive Overview," Department of Engineering ,Arizona State University, 2024, doi: 10.13140/RG.2.2.15320.67840.

[37] H. O. List and P. Schoeggl, "Objective Evaluation of Vehicle Driveability," SAE Technical Papers, 1998, doi: 10.4271/980204.

[38] I. Bae, J. Moon, and J. Seo, "Toward a Comfortable Driving Experience for a Self-Driving Shuttle Bus," Electronics, vol.8, no.9, 2019, doi: 10.3390/electronics8090943.

[39] S. Wankhede, P. Thorat, S. Shisode, S. Sonawane, and R. Wankhade, "Energy Consumption Estimation for Electric Two-Wheeler Using Different Drive Cycles for Achieving Optimum Efficiency," Journal of Energy

Storage, vol.5, no.4, 2022, doi: 10.1002/est2.361.

[40] S. Singirikonda and O. Yeddula Pedda, "Investigation on Performance Evaluation of Electric Vehicle Batteries Under Different Drive Cycles," Journal of Energy Storage, vol.63, 2023, doi: 10.1016/j.est.2023.106966.

[41] L. Berzi, M. Delogu, and M. Pierini, "Development of Driving Cycles for Electric Vehicles in the Context of the City of Florence," Transportation Research Part D: Transport and Environment, vol.47, pp.299-322, 2016, doi: 10.1016/j.trd.2016.05.010.

[42] T. Grigoratos, M. Giorgio, and S. Heinz, "Analysis of WLTP Typical Driving Conditions That Affect Non-exhaust Particle Emissions," EUR 28273, 2016. doi: 10.2790/283623.

[43] C. N. Abernethy, H. H. Jacobs, G. R. Plank, J. H. Stoklosa, and E. D. Sussman, "Maximum Deceleration and Jerk Levels That Allow Retention of Unrestrained, Seated Transit Passengers," Transportation Research Record, 1980, [Online]. Available: http://onlinepubs.trb.org

[44] L. Micoli, T. Coppola, R. Russo, and V. Sorrentino, "Modeling a Zero-Emissions Hydrogen-Powered Catamaran Ferry Using AVL Cruise-M Software," Journal of Marine Science and Engineering, vol. 12, no. 5, pp.770, 2024, doi: 10.3390/jmse12050770.

[45] M. Kuşoğlu and U. Yüzgeç, "Çok Amaçlı Optimizasyon Problemleri İçin Karşıtlık Öğrenme," International Symposium of Scientific Research and Innovative Studies, 2021.

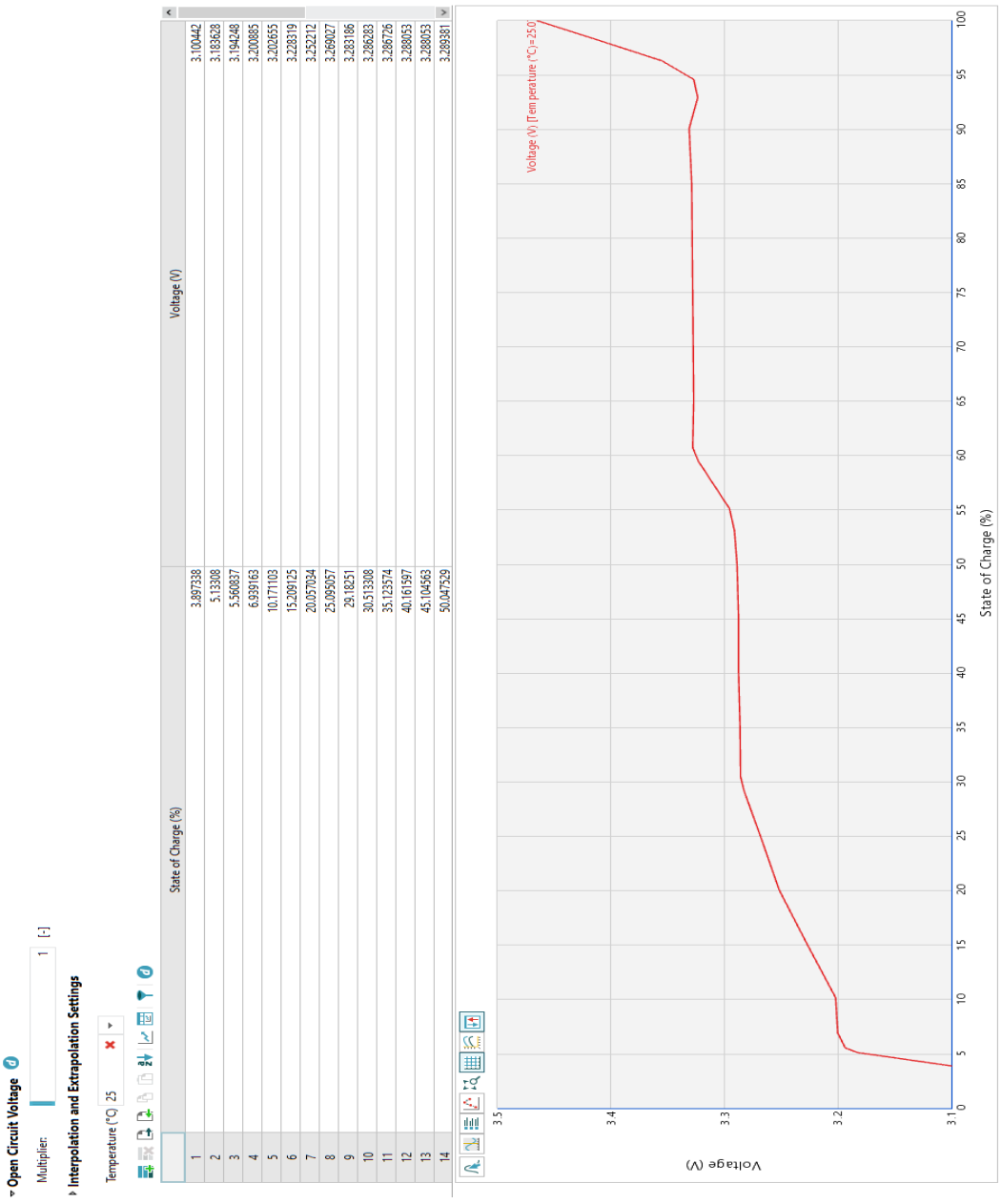
[46] B. Altunkaynak and A. Kocatürk, "Çok Amaçlı Optimizasyon Problemlerinin NSGA - II Yaklaşımı ile Çözümü," Imcofe 2019, 2019.

[47] M. Altıok, "Çok Amaçlı Optimizasyon Problemlerinin Çözümünde Pareto Tabanlı Yeni Yaklaşımlar," Konya Teknik Üniversitesi, 2023.

[48] S. Verma, M. Pant, and V. Snasel, "A Comprehensive Review on NSGA-II for Multi-Objective Combinatorial Optimization Problems," IEEE Access, vol.9, 2021, doi: 10.1109/ACCESS.2021.3070634.

A
AVL CRUISE M KOMPONENT MODELLERİ

A.1 Batarya Açık Gerilim Model Entegrasyonu



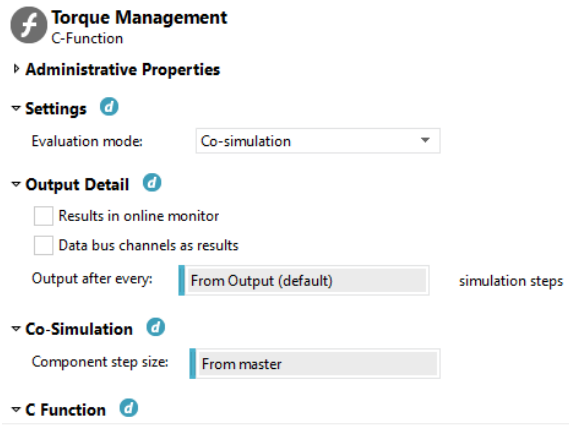
Şekil A.1 AVL CRUISE M modeli batarya açık gerilim grafiği

A.2 Batarya Açık Gerilim Tablosu

Tablo A.2 Batarya seviyesine bağlı açık gerilim verisi

Batarya Seviyesi (%)	Gerilim (V)
3.897338403	3.100442478
5.133079848	3.183628319
5.560836502	3.194247788
6.939163498	3.200884956
10.17110266	3.202654867
15.20912548	3.228318584
20.05703422	3.252212389
25.09505703	3.269026549
29.18250951	3.283185841
30.51330798	3.286283186
35.12357414	3.286725664
40.16159696	3.288053097
45.10456274	3.288053097
50.04752852	3.289380531
53.08935361	3.29159292
55.13307985	3.296017699
59.50570342	3.323451327
60.74144487	3.328318584
65.06653992	3.327433628
70.19961977	3.327876106
75.04752852	3.328318584
80.18060837	3.328761062
84.98098859	3.32920354
90.06653992	3.331415929
92.91825095	3.323893805
94.58174905	3.327433628
96.29277567	3.355309735
98.00380228	3.405752212
100	3.465486726

A.3 Tek Pedal Stratejisi İçin Oluşturulmuş Tork Kontrol Kodu




```
/* a[0]: Vehicle velocity */
/* a[1]: Load signal from cockpit */
/* a[2]: Brake pressure from cockpit */
/* a[3]: Maximum brake pressure */
/* a[4]: eBrake factor */
/* a[5]: Recuperation factor from map */

/* y[0]: Modified load signal */

double velocity = a[0];
double desired_torque = a[1];
double fl_trq_generator = a[2];
double fl_trq_motor = a[3];
double p_in= a[4];
double pcl= a[5];
double pcu= a[6];
double coasting_start = a[7];
double dummy;

double generator_ratio;

double desired_torque_out;
dummy = 0;
/* Electric recuperation or electric drive*/
if (p_in < pcl)
    {
        desired_torque_out = (desired_torque); // Electric recuperation
    }
else if ( (pcl < p_in && p_in < pcu) || coasting_start > 0.1)
    {
        desired_torque_out = 0;    /*Coasting Area*/
    }
else
    {
        desired_torque_out = desired_torque; /*Acceleration Area*/
    }

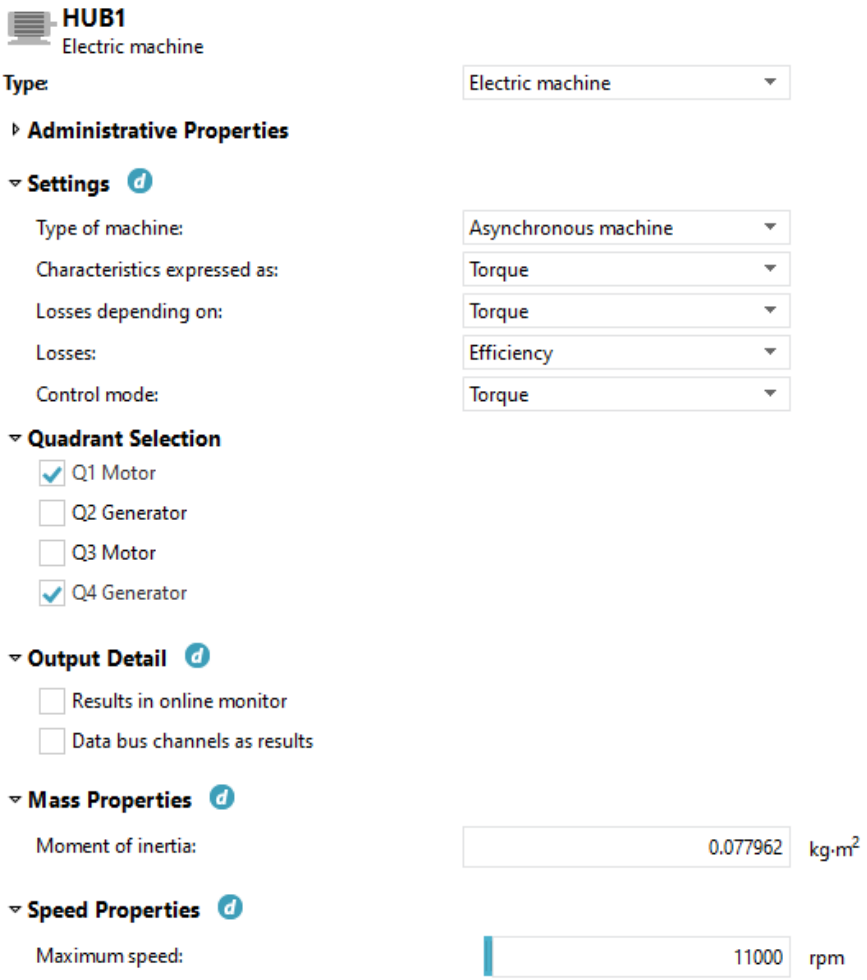
if (coasting_start > 0.1)
{
        desired_torque_out = 0;
}

generator_ratio = max(min(0,desired_torque_out), fl_trq_generator)/ min(-0.1,fl_trq_generator);

y[0] = desired_torque_out;
y[1] =  generator_ratio;
```

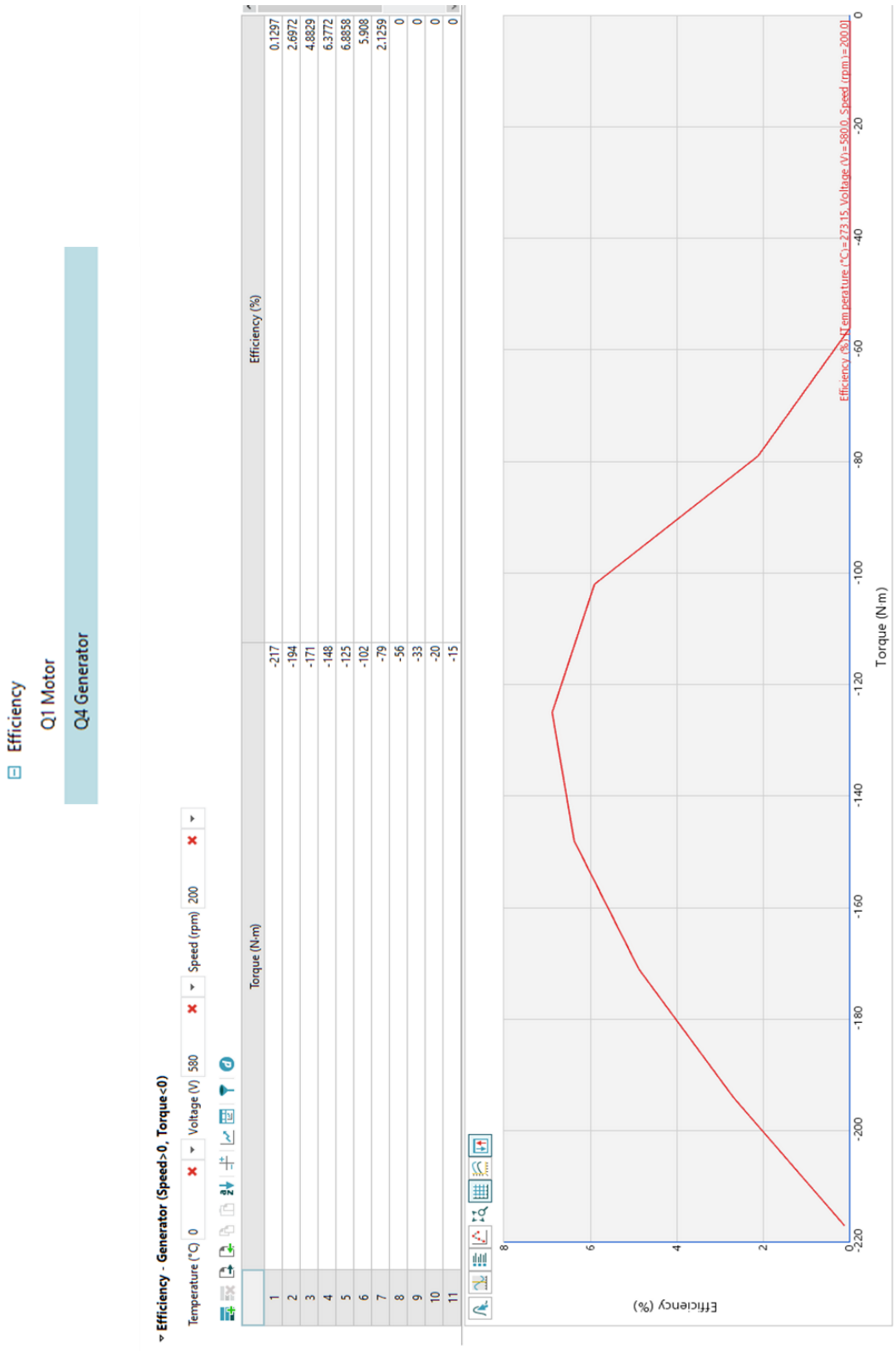
Şekil A.3 Tek pedal stratejisinde belirtilen kısıtların kod ile tanımlanması

A.4 Elektrikli Motor Modelinin Model İçerisinde Tanımlanması



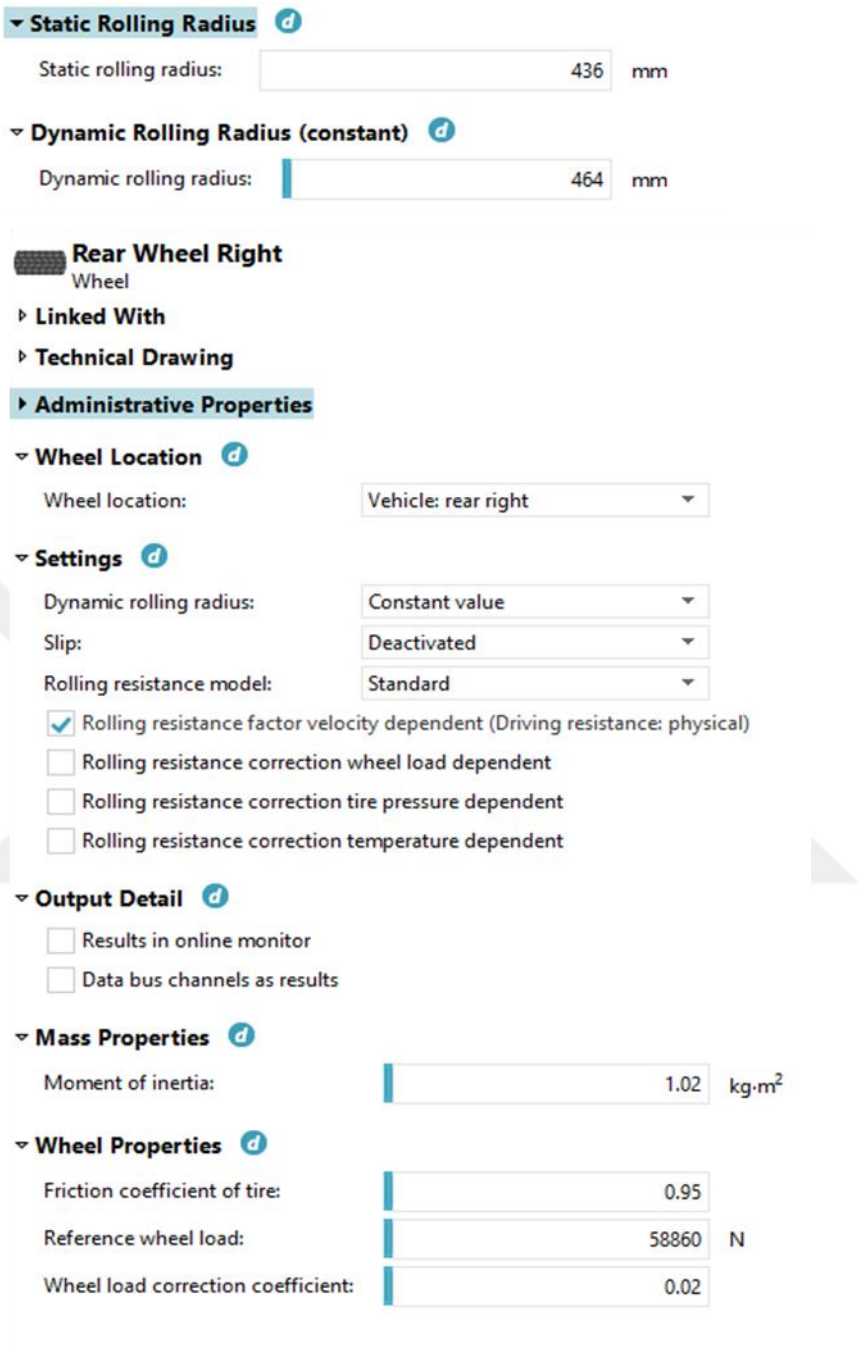
Şekil A.4 Elektrikli motoruna ait özelliklerin tanımlanması

A.5 Elektrikli Motora Ait Verimli Q1 ve Q4 Alanları İçin Veri Entegrasyonu



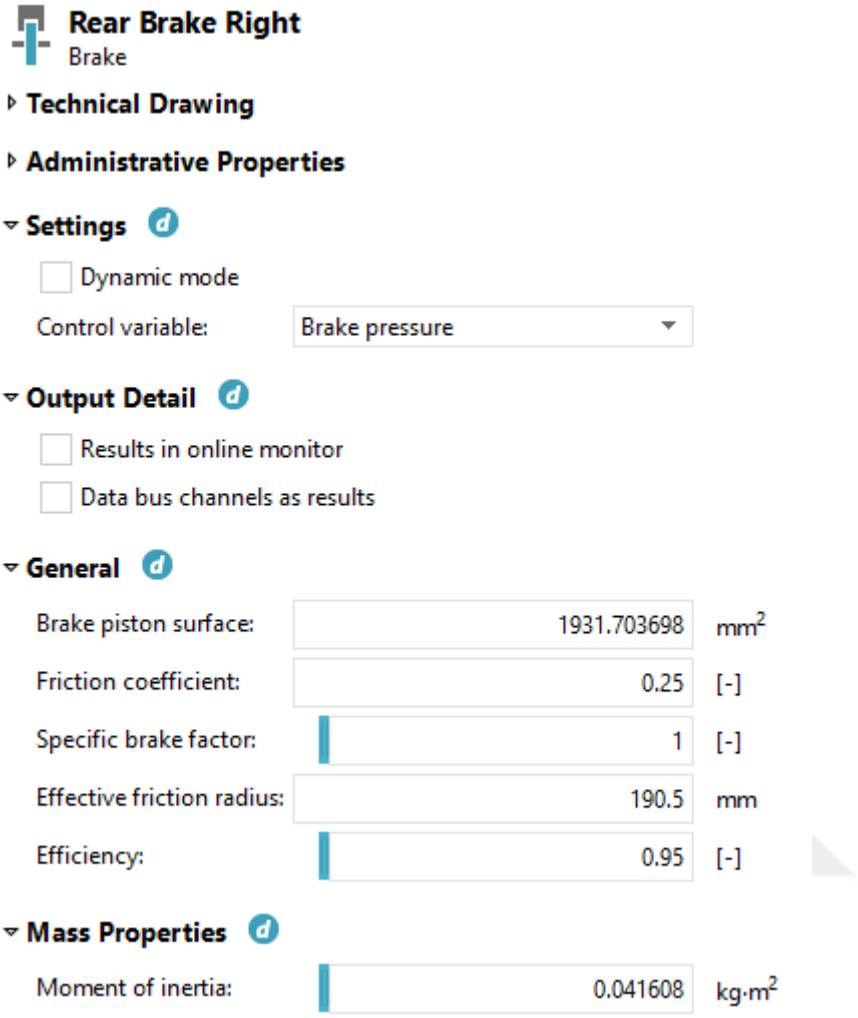
Şekil A.5 Q1 ve Q4 verim grafikleri

A.6 Lastik Modeline Ait Özelliklerin Modele Entegrasyonu



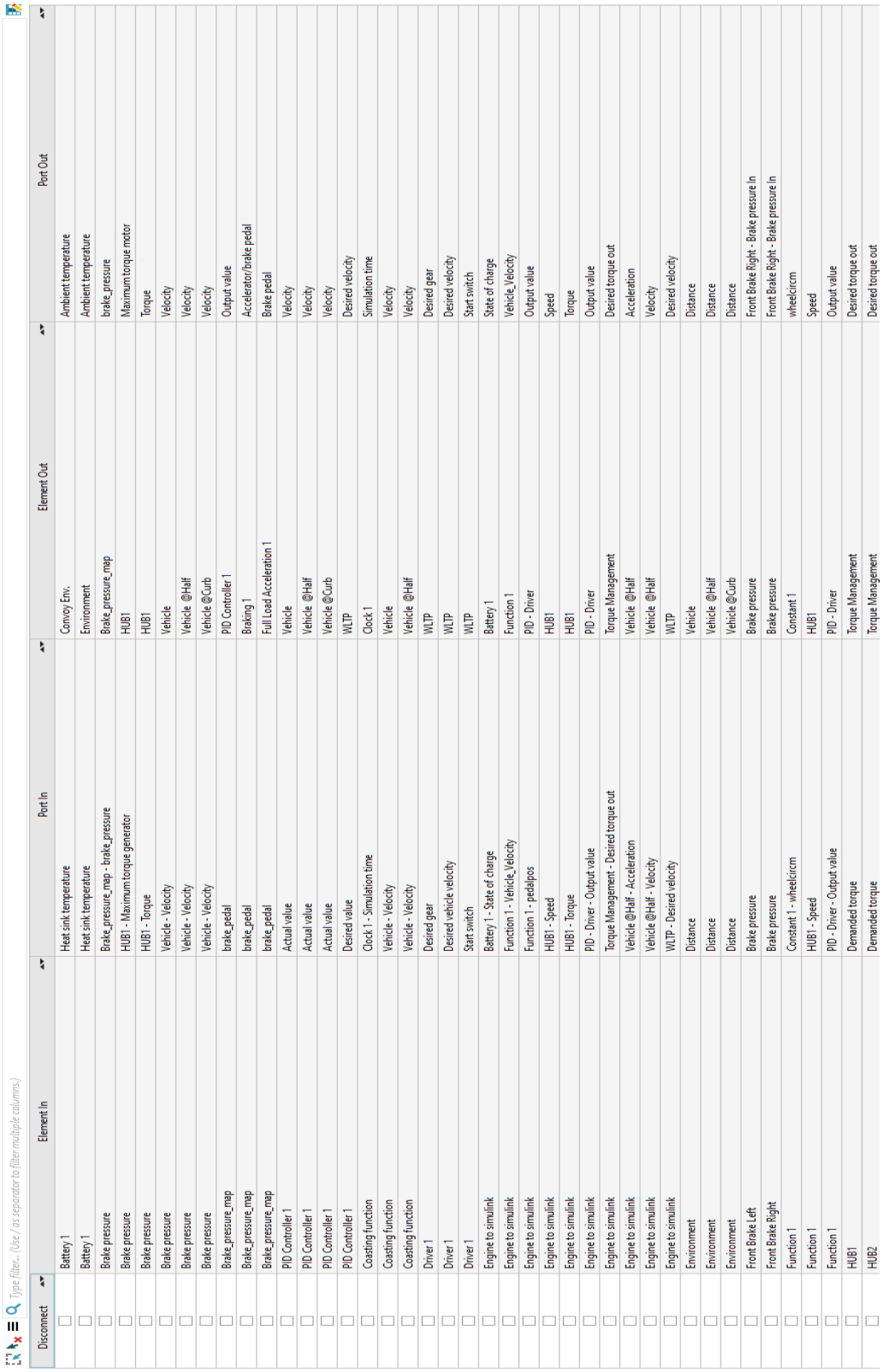
Şekil A.6 Lastik modeli tanımı

A.7 Fren Modeline Ait Özelliklerin Modele Entegrasyonu



Şekil A.7 Fren modeli tanımı

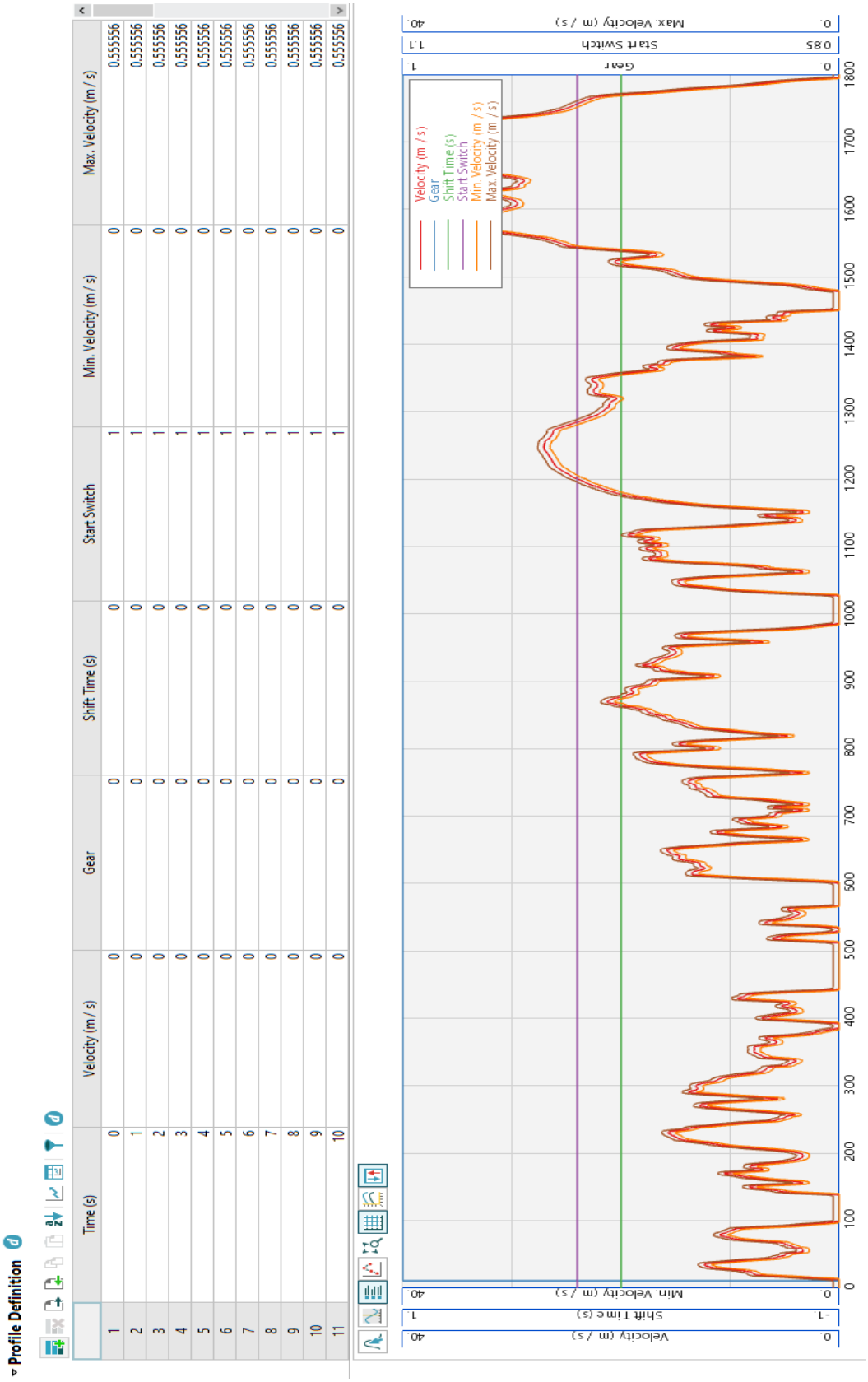
A.8 AVL CRUISE M Modeli Komponentler Arası Veri Bağlantıları



Disconnect	Element In		Port In		Element Out		Port Out
☐	Battery 1		Heat sink temperature		Convoy Env.		Ambient temperature
☐	Battery 1		Heat sink temperature		Environment		Ambient temperature
☐	Brake pressure		Brake_pressure_map - brake_pressure		Brake_pressure_map		brake_pressure
☐	Brake pressure		HUB1 - Maximum torque generator		HUB1		Maximum torque motor
☐	Brake pressure		HUB1 - Torque		HUB1		Torque
☐	Brake pressure		Vehicle - Velocity		Vehicle		Velocity
☐	Brake pressure		Vehicle - Velocity		Vehicle @Half		Velocity
☐	Brake pressure		Vehicle - Velocity		Vehicle @Curb		Velocity
☐	Brake_pressure_map		brake_pedal		PID Controller 1		Output value
☐	Brake_pressure_map		brake_pedal		Braking 1		Accelerator/brake pedal
☐	Brake_pressure_map		brake_pedal		Full Load Acceleration 1		Brake pedal
☐	PID Controller 1		Actual value		Vehicle		Velocity
☐	PID Controller 1		Actual value		Vehicle @Half		Velocity
☐	PID Controller 1		Actual value		Vehicle @Curb		Velocity
☐	PID Controller 1		Desired value		WLTP		Desired velocity
☐	Coasting function		Clock 1 - Simulation time		Clock 1		Simulation time
☐	Coasting function		Vehicle - Velocity		Vehicle		Velocity
☐	Coasting function		Vehicle - Velocity		Vehicle @Half		Velocity
☐	Driver 1		Desired gear		WLTP		Desired gear
☐	Driver 1		Desired vehicle velocity		WLTP		Desired velocity
☐	Driver 1		Start switch		WLTP		Start switch
☐	Engine to simulink		Battery 1 - State of charge		Battery 1		State of charge
☐	Engine to simulink		Function 1 - Vehicle_Velocity		Function 1		Vehicle_Velocity
☐	Engine to simulink		Function 1 - pedalpos		PID - Driver		Output value
☐	Engine to simulink		HUB1 - Speed		HUB1		Speed
☐	Engine to simulink		HUB1 - Torque		HUB1		Torque
☐	Engine to simulink		PID - Driver - Output value		PID - Driver		Output value
☐	Engine to simulink		Torque Management - Desired torque out		Torque Management		Desired torque out
☐	Engine to simulink		Vehicle @Half - Acceleration		Vehicle @Half		Acceleration
☐	Engine to simulink		Vehicle @Half - Velocity		Vehicle @Half		Velocity
☐	Engine to simulink		WLTP - Desired velocity		WLTP		Desired velocity
☐	Environment		Distance		Vehicle		Distance
☐	Environment		Distance		Vehicle @Half		Distance
☐	Environment		Distance		Vehicle @Curb		Distance
☐	Front Brake Left		Brake pressure		Brake pressure		Front Brake Right - Brake pressure In
☐	Front Brake Right		Brake pressure		Brake pressure		Front Brake Right - Brake pressure In
☐	Function 1		Constant 1 - wheelcircm		Constant 1		wheelcircm
☐	Function 1		HUB1 - Speed		HUB1		Speed
☐	Function 1		PID - Driver - Output value		PID - Driver		Output value
☐	HUB1		Demanded torque		Torque Management		Desired torque out
☐	HUB2		Demanded torque		Torque Management		Desired torque out

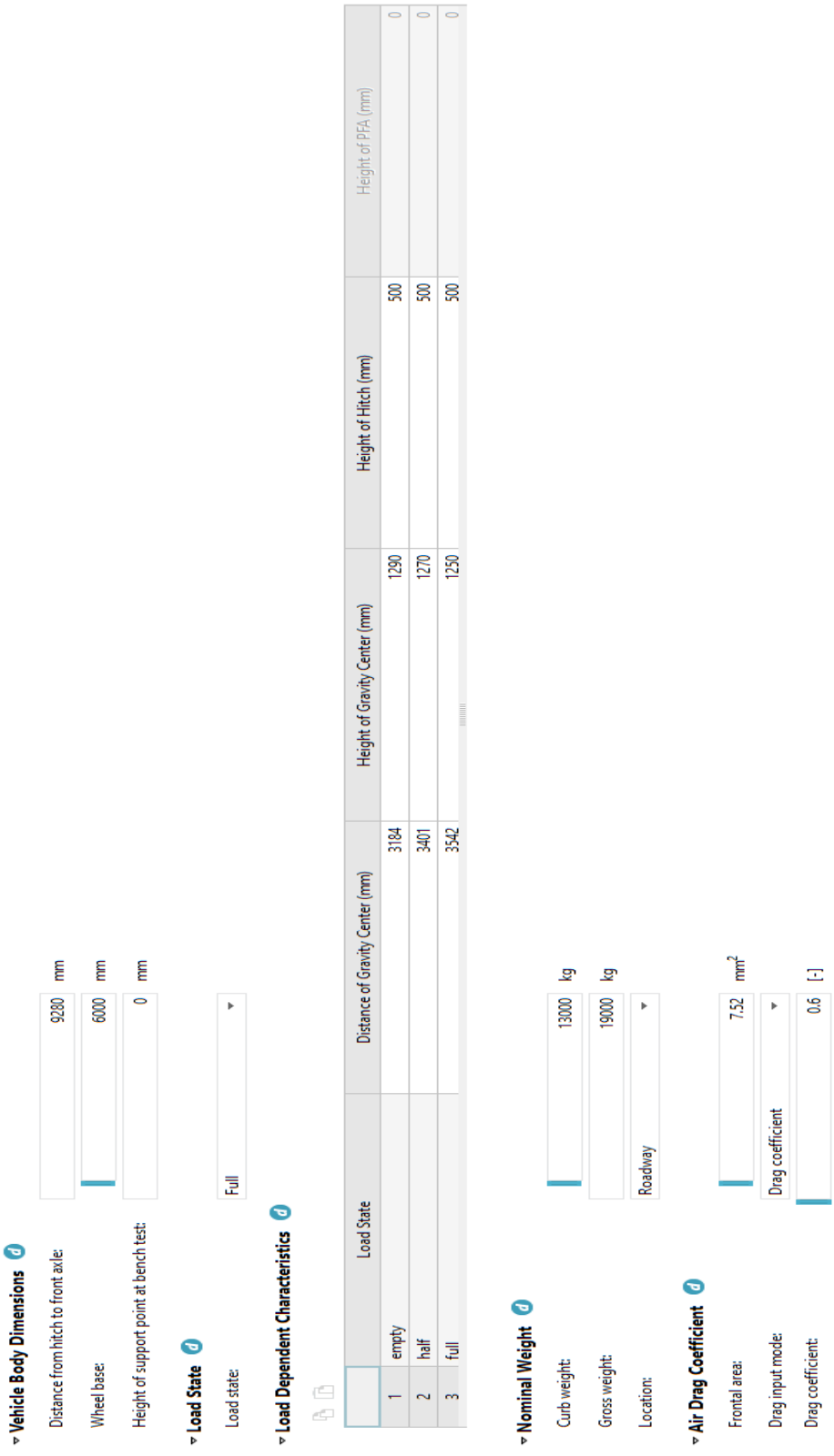
Şekil A.8 AVL CRUISE M komponentler arası veri bağlantıları

A.9 AVL CRUISE M Modeline Sürüş Çevriminin Entegrasyonu



Şekil A.9 WLTC sürüş çevrimi verisinin modele entegrasyonu.

A.10 AVL CRUISE M Araç Modeli Entegrasyonu



Şekil A.10 Araç geometrisi ve ağırlıkların modelde tanımlanması

B
MATLAB KODU

B.1 Tek Pedallı Stratejiye Ait Torkların Hesaplanması İçin Tanımlanmış MATLAB Kodu

```
%% Code comment
clc;clear;close all;
%% Tag Section
% Author: Batuhan Boduroglu
% Last changed by: Batuhan Boduroglu
% Last changed date:02-6-24

%% Paramaters of Coasting Calculation %%%%%
phi = 60;                               %Pedal stroke at top speed
psi = 3;                                %Degree of non-linearity
gamma = 2.5;                            %Traction Characteristic
vmax = 80;                              %Defines top speed of vehicle
m = 2;                                  %Characteristic shape
ch = 10;                                %Size of the coasting range at
top speed
trm = -355;                             %Max regen torque
tam = 485;                              %Max traction torque
pm = 100;                               %Max pedal position(percent)
fdr = 22.6;                             %Final drive ratio

r_tire = 0.464;                         %Tire radius
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%% Calculation Section of 3D MAP

v = 0:1:80;
p = 0:1:100;
pcu = zeros(1,length(v));
pcl = zeros(1,length(v));
Tr = zeros(length(p),length(v));
Ta = zeros(length(p),length(v));
T = zeros(length(p),length(v));
T_wheel=zeros(length(p),length(v));
F_wheel=zeros(length(p),length(v));
A_curb=zeros(length(p),length(v));
A_half=zeros(length(p),length(v));
A_gvw=zeros(length(p),length(v));
        V_mass_gvw=zeros(length(p),length(v));              %Gvw
mass
        V_mass_half=zeros(length(p),length(v));             %Half
mass
        V_mass_curb=zeros(length(p),length(v));

for i = 1:length(v)
    speed_ratio = v(i)/vmax;
    pcu(i) = phi * (speed_ratio^(1/m));   %Calculate upperline
value for each velocity
```

```
    pcl(i) = pcu(i) - (ch*speed_ratio);   %Calculate lowerline
value for each velocity
    for j = 1:length(p)

        % Part of Regen Calculation
        if p(j)<pcl(i)
            cr = trm; % look at equation(4)
            Ar = trm/((psi-1)*(pcl(i)^psi));
            Br = (-psi * trm)/(pcl(i)*(psi-1));
            Tr(j,i) = Ar*(p(j)^psi) + Br*p(j) + cr;
            T(j,i) = Tr(j,i);

        elseif p(j) == 0
                Tr(j,i) = trm;
        else
            Tr(j,i) = 0;
        end
        % Part of Traction Calculation
        if p(j)>pcu(i)
            Ta(j,i) = (((p(j) - pcu(i)) / (pm -
pcu(i)))^gamma)*tam;
            T(j,i) = Ta(j,i);
        end
        V_mass_gvw(j,i) = 19000;                %Gvw mass
        V_mass_half(j,i) = 16000;               %Half mass
        V_mass_curb(j,i) = 13000;               %Curb mass
        T_wheel(j,i)=2*T(j,i)*fdr; %%Demanded Wheel Torque (Nm)
        F_wheel(j,i)=T(j,i)/r_tire; %Wheel Force (N)
        A_curb(j,i)=F_wheel(j,i)/V_mass_curb(j,i);
        A_half(j,i)=F_wheel(j,i)/V_mass_half(j,i);
        A_gvw(j,i) =F_wheel(j,i)/V_mass_gvw(j,i);
    end
end

%% Plot Section

f1 = figure;
plot(pcl,v,'b--')
hold on
plot(pcu,v,'b')
xlim([0 100])
title('Yava?lama Alan?')
xlabel('Pedal Pozisyonu(%)')
ylabel('Araç H?z?(km/h)')
legend('Alt S?n?r Çizgisi','Üst S?n?r Çizgisi')

f2 = figure;
 surf(T);
title('3D Tek Pedal Haritas?')
xlim([0 vmax])
xlabel('Araç H?z?(km/h)')
ylabel('Pedal Pozisyonu(%)')
ylim([0 100])
zlabel('Tork Talebi(Nm)')
zlim([trm tam])
```

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. B. Boduroğlu, M. Metin, “Investigation of One Pedal Map Effect on Vehicle Jerk”, 13.Uluslararası Akademik Araştırmalar Kongresi (ICAR), pp. 63-74, 2024.