



## **Paralel Hibrit Araçlarda Vites Kutusu Konumunun Taşıt Performansı ve Komponent Verimine Etkisinin Sürüş Çevrimi Simulasyonu ile İncelenmesi**

### **Investigation of The Effects of Gearbox Layout on Vehicle Performance and Component Efficiency at Parallel Hybrid Vehicles by Drive Cycle Simulation**

**Mustafa Umut Karaođlan** <sup>1\*</sup>

<sup>1</sup> Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Buca, İzmir, 35390, Türkiye

Sorumlu Yazar / Corresponding Author \*: [mustafa.karaoglan@deu.edu.tr](mailto:mustafa.karaoglan@deu.edu.tr)

Geliş Tarihi / Received: 07.07.2022

Araştırma Makalesi/Research Article

Kabul Tarihi / Accepted: 23.11..2022

DOI:10.21205/deufmd.2023257410

*Atıf şekli/ How to cite: KARAÖĐLAN, M.U.(2023). Paralel Hibrit Araçlarda Vites Kutusu Konumunun Taşıt Performansı ve Komponent Verimine Etkisinin Sürüş Çevrimi Simulasyonu ile İncelenmesi. DEUFMD, 25(74),381-393.*

#### **Öz**

Konvansiyonel taşıtlara göre ekonomik, çevresel ve performans yönünden üstünlükleri nedeniyle hibrit taşıtlar otomotiv sektöründe büyük bir paya sahip olmaya başlamıştır. Hibrit taşıtların sıklıkla tercih edilen tiplerinden biri olan paralel hibrit taşıtlar da kullanım esnekliği ve performans yönünden önemli avantajlara sahiptir. Bu çalışmada, paralel hibrit taşıtlarda kullanılan vites kutusunun konumunun taşıt performansının ve elektrik motoru, batarya ve içten yanmalı motor gibi tahrik sistemi komponentlerinin verimleri üzerine etkileri incelenmiştir. Vites kutusunun içten yanmalı motor öncesinde veya elektrik motoru öncesinde olması durumları için (Tasarım-1 ve Tasarım-2) taşıt performansı ve komponent verim sonuçları, sürüş çevrimi simulasyonları ile elde edilmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Aynı taşıt özellikleri ve tahrik sistemi komponentleri için yapılan simulasyonlarda standart sürüş çevrimi olan Yeni Avrupa Sürüş Çevrimi kullanılmıştır. Tahrik sistemi simulasyonu sonucunda, Tasarım-1 için 210 km/h maksimum hız, 3,20 m/s<sup>2</sup> maksimum ivmelenme ve %1,8 kalan SOC elde edilirken, Tasarım-2 için 170 km/h maksimum hız, 3,65 m/s<sup>2</sup> maksimum ivmelenme ve %4,4 kalan SOC elde edilmiş ve vites kutusu konumunun değiştirilmesi ile bu parametrelerin taşıt kullanımına uygun olarak ayarlanabileceğini göstermiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Paralel hibrit, taşıt performansı, vites kutusu, sürüş çevrimi simulasyonu

#### **Abstract**

Hybrid vehicles have started to have a large interest in the automotive sector due to their economic, environmental and performance advantages compared to conventional vehicles. Parallel hybrid vehicles, which are one of the most preferred types of hybrid vehicles, also have significant advantages in terms of flexibility of use and performance. In this study, the effects of gearbox layout in parallel hybrid vehicles on vehicle performance and the efficiency of powertrain system components such as electric motor, battery and internal combustion engine were investigated. Vehicle performance and component efficiency results were obtained by driving cycle simulations for the cases, where the gearbox is before the internal combustion engine or before the electric motor, and the results were compared. The New European Driving Cycle, which is the standard driving cycle,

is used in the simulations for the same vehicle characteristics and powertrain system components. The results of powertrain simulation showed that 210 km/h maximum speed, 3.20 m/s<sup>2</sup> maximum acceleration, and 1.8 % remaining SOC are found for Design-1, 170 km/h maximum speed, 3.65 m/s<sup>2</sup> maximum acceleration, and 4.4 % remaining SOC are found for Design-2 and these parameters can be determined by changing the gearbox layout.

**Keywords:** Parallel hybrid, vehicle performance, gearbox, drive cycle simulation

## 1. Introduction

Hibrit araçların tahrik tipleri, güç aktarma organlarının birbirine bağlanma şekli ve buna bağlı olarak belirlenen enerji aktarım yönü ile tanımlanmaktadır. En genel haliyle; seri ve paralel olmak üzere iki tür hibrit araç konfigürasyonu bulunmaktadır. Ancak geliştirilen yeni teknolojilerle seri-paralel veya karma hibrit konfigürasyon tipleri de literatüre girmiştir (Chan ve Wong, 2004). Seri tipte içten yanmalı motor, aküyü şarj etmek için bir jeneratörü çalıştırır ve bir elektrik motoru (EM), aracın hareketini sağlamaktadır. Seri hibrit elektrikli araç, kontrol edilmesi daha kolay olmasına rağmen büyük bir pil takımı ve jeneratör ile donatılmalıdır (Purpose ve Şahin, 2016). Paralel hibrit bir elektrikli araç ise, bir içten yanmalı motor ve bir EM'den oluşan basit bir yapıya sahip olup hem motor hem de EM, tekerlek tahriki için kullanılabilir (Gökçe vd., 2006).

Paralel hibrit elektrikli araçlarda içten yanmalı motor (İYM) ve elektrik motoru (EM) doğrudan tekerlekleri tahrik edebilmektedir (Gao ve Porandla, 2005). Paralel konfigürasyon tipinin temel sorunu içten yanmalı motor ile elektrik motorunun performans özelliklerinin farklı olması nedeniyle güç aktarımı için ayrı bir şanzımana ihtiyaç duyulması ve motorun çok geniş devir aralıklarında çalışması gerekliliğidir (Baumann vd., 2000).

Paralel hibrit elektrikli araçlarda İYM ve elektrik motorunun mekanik bağlantı şekline göre farklı yerleşimler oluşturulabilir. Bu mekanik bağlantı, her iki enerji kaynağının torklarını, hızlarını veya hem tork hem de hızlarını birbirine bağlayabilir (Salmasi, 2007). Şanzıman sistemi, araç performansı için en kritik sistemlerin başında gelmektedir. Araç şanzıman sisteminin temel amacı, çeşitli çalışma koşulları altında uygun çekiş sağlamak ve motorun yüksek verimde çalışmasını sağlayarak çeşitli güç taleplerinde yakıt tüketimi ve egzoz emisyonların minimum olmasını sağlamaktır (Guo vd., 2018). Uygun bir vites kutusu tasarımında, düşük yakıt tüketimi

ve uygun araç performansı için şanzımanın konumunun ve vites kademelerindeki çevrim oranlarının optimize edilmiş olması gerekmektedir. Tasarım sürecinde araca uygulanan tüm dirençler hesaplanarak gerekli araç tahrik kuvveti ve en yüksek verimde çalışan tahrik güç ünitesi için dişli oranı hesaplanmaktadır (Fischer vd., 2015; Naunheimer vd., 2011). Paralel hibrit araç tahrik sisteminde EM ve İYM, ana tahrik elemanlarıdır. Ayrıca ana tahrik elemanlarından farklı olarak, konumu değiştirilebilen bir dişli kutusu (şanzıman) ve Mekanik Moment Birleştirme (MMB) ünitesi bulunmaktadır. MMB, hibrit tahrik sisteminde çok önemli bir bileşen olup iki bağımsız kaynaktan (İYM ve EM) gelen mekanik giriş momentini, çıkış momentine dönüştürmektedir. Tahrik sisteminin yapısına ve aracın kullanım amacına göre, vites kutusu çeşili şekilde konumlandırılabilir (Chen vd., 2019).

Hibrit ve elektrikli taşıtlarda vites kutusu üzerine güncel çalışmalar yoğunlaşmaktadır. Çift elektrik motorlu bir elektrikli bir otobüste kullanılan 4 basamaklı bir vites kutusunun tasarımı ve verim analizi Yu vd. (2022) tarafından gerçekleştirilerek sürüş simülasyonları ile elde edilen verim değerleri kıyaslanmış ve vites kutusu basamak sayısının taşıt performansına etkisi incelenmiştir. Li vd. (2020) ise paralel hibrit taşıt için çok basamaklı vites kutusunun taşıt performansına etkilerini inceleyerek 4, 6, 8 ve 10 basamaklı vites kutusu alternatiflerini değerlendirmiştir. Xu vd. (2022), seri ve karma hibrit taşıtlar için vites kutusu tasarımının yakıt performansına etkisini incelemiştir.

Vites kutusunun ana tahrik elemanlarından birinden sonra kullanılması, o tahrik elemanının daha yüksek devir sayılarında çalışmasına sebep olurken o tahrik elemanında daha düşük tahrik momenti ihtiyacı doğurmaktadır. Bu sebeple tahrik elemanı kapasitif değerlerinin tayini, verimin yükseltilmesi ve maliyet ile yakıt tüketimi değerlerinin düşürülmesi açısından vites kutusu konumu önemli bir esneklik

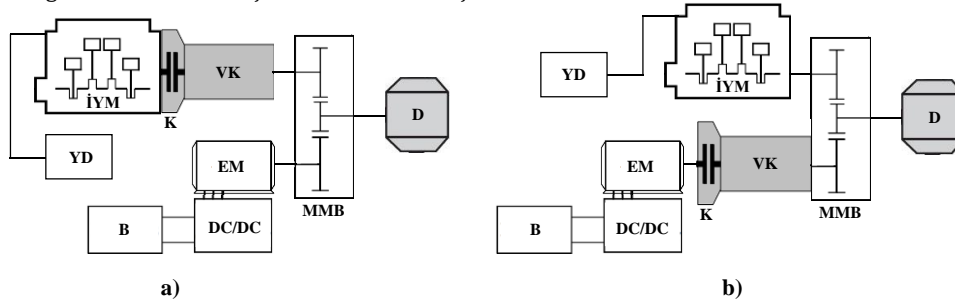
sağlamaktadır (Kim vd.,1999; Miller, 2004; Won vd., 2005). Bu çalışmada, paralel hibrit araçlarda kullanılan vites kutusu konumunun, taşıt performansı, komponent verimleri ve içten yanmalı motorun özgül yakıt tüketimi üzerine etkileri incelenmiştir. Vites kutusunun, İYM'dan sonra ve EM'dan sonra kullanılması durumları Tasarım 1 ve Tasarım 2 olarak tanımlanmış, Yeni Avrupa Sürüş Çevrimine (NEDC) göre örnek bir taşıt için tahrik sistemi simülasyonu yapılarak her iki duruma ait sonuçlar karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Bu amaçla diğer çalışmalardan farklı olarak vites kutusunun konumuna göre taşıtın ulaşabileceği maksimum hız, ivme ve yokuş eğimi ile komponent verimleri değerlendirilmiş ve taşıt gereksinimine uygun olan tasarımın belirlenmesine yönelik izlenecek yol tartışılmıştır.

## 2. Taşıt Tahrik Sistemi ve Simulasyon Modeli

Paralel hibrit bir aracın vites kutusunun konumunun çalışma koşullarına bağlı olarak taşıt performansı ve elektrik motoru, batarya ve içten yanmalı motor gibi tahrik sistemi elemanlarının verimleri üzerine etkilerini belirlemek için Matlab/Simulink'te boyuna taşıt dinamiği denklemlerini içeren bir araç

modeli, tahrik sistemi elemanlarının alt modelleri ile enerji yönetim sistemi modeli geliştirilmiştir. İçten yanmalı motorun güç-moment gereksinimi ile özgül yakıt sarfiyatı, bataryanın güç-akım gereksinimi ile batarya doluluk oranı (SOC), sürüş çevrimine ve araç özelliklerine bağlı olarak hesaplanan elektrik motoru (EM) güç-akım çıkışına ve enerji yönetim algoritmasına bağlı olarak bulunmaktadır.

Paralel hibrit taşıtlarda vites kutusunun konumuna göre iki farklı tahrik tipi Şekil 1'de Tasarım 1 ve Tasarım 2 için gösterilmektedir. Tasarım 1'de (Şekil 1a), yakıt deposundan (YD) beslenen 4 silindirli İYM'un hemen çıkışında kavrama (K) ile sisteme entegre edilmiş vites kutusu (VK) yer almaktadır. Vites kutusu çıkışında elektrik motorundan (EM) gelen moment ile mekanik moment birleştiricide (MMB) toplanan moment, diferansiyel (D) üzerinden tahrik tekerleklerine iletilmektedir. Tasarım 2'de ise (Şekil 1b) vites kutusu, elektrik motorundan hemen sonra sisteme bir kavrama ile bağlanmıştır. Elektrik motoru, ihtiyaç duyduğu gerekli akımı, sistemdeki tahrik bataryasından (B) bir voltaj çeviricisi (DC/DC) üzerinden sağlamaktadır.



**Şekil 1.** a) Vites kutusu, içten yanmalı motor sonrası konumlanmış (Tasarım 1) ve b) vites kutusu elektrik motoru sonrası konumlanmış (Tasarım 2) paralel hibrit taşıt tahrik sistemi konfigürasyonları.

**Figure 1.** a) Gearbox is located after the internal combustion engine (Design-1) and b) gearbox is located after the electric motor (Design-2) as parallel hybrid vehicle powertrain configurations.

Elektrikli bir aracın tahrikinin sağlanması için taşıtın sürüş esnasında elektrik motoru üzerinde mevcut enerji talebinin hesaplanması gerekmektedir. Bu güç gereksiniminin hesaplanması için aracın hareketi sırasında üzerine etkiyen toplam hareket dirençlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Hareket dirençleri tekerlekli araç için yuvarlanma direnci ( $F_R$ ), hava direnci ( $F_L$ ) ve ivmelenme direnci ( $F_a$ ) olup bu dirençlere ait Denklemler (1-3)'de gösterilmiştir. Frenleme nedeniyle oluşan

negatif ivmelenme ise rejeneratif frenleme kuvveti ( $F_a^-$ ) olarak Denklem 4'de gösterildiği gibi hesaplamaya dahil edilir.

$$F_R = m \cdot g \cdot f_R \quad (1)$$

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot c_W \cdot A \cdot \rho_L \cdot V^2 \quad (2)$$

$$F_a = m \cdot a \quad (3)$$

$$F_a^- = m \cdot a^- \quad (4)$$

burada  $V$ , aracın hızı [m/s],  $a$  pozitif ivme [ $m/s^2$ ] ve  $a^-$  negatif ivme [ $m/s^2$ ],  $f_R$  yuvarlanma direnci katsayısı,  $c_W$  ise aerodinamik direnç katsayısıdır.

Bu toplam hareket direnç kuvvetlerinin zamana bağlı olarak araç hızı ile çarpımı sonucunda elektrik motorunun güç çıkışı Denklem 5 ile hesaplanabilir.

$$P_{EM} = \frac{(F_R + F_L + F_a + F_a^-)}{\eta_M} \cdot V \quad (5)$$

burada  $\eta_M$ , mekanik verimi ifade etmektedir.

Elektrik motorunun ( $T_{EM}$ ) moment (tork) gereksinimi [Nm], elektrik motorundaki ( $P_{EM}$ ) güç gereksinimi [kW] ve motorun dönüş hızına ( $n_{EM}$ ) [d/d] bağlı olarak hesaplanır. Sürüş çevrimi boyunca elektrik motorunun ihtiyaç duyduğu tahrik momenti  $T_{EM}$  ve devir sayısı  $n_{EM}$ , Denklem 6 ve 7 ile hesaplanmaktadır.

$$T_{EM} = \frac{P_{EM} \cdot 9549}{n_{EM}} \quad (6)$$

$$n_{EM} = \left. \begin{array}{l} \frac{V}{3,6} \cdot \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{i_g}{r_{dyn}} \quad (Tasarım 1) \\ \frac{V}{3,6} \cdot \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{i_g \cdot i_v}{r_{dyn}} \quad (Tasarım 2) \end{array} \right\} \quad (7)$$

burada  $i_g$ , tekerlek ile elektrik motoru arasında diferansiyel ve MMB çevrim oranlarını kapsayan genel dişli oranı ( $i_d \cdot i_{MMB}$ ),  $r_{dyn}$  dinamik tekerlek yarıçapı,  $i_v$ , vites kademesinin çevrim oranıdır.

Enerji yönetim sistemi girdi parametresi olarak taşıt hızı, taşıt ivmesi, taşıtın kütlesini ve zamana kontrol etmektedir. Taşıt enerji yönetimi için tahrik ve frenleme olarak iki farklı durum olarak ele alınan algoritmaya elektrik motor momentleri ve taşıt hız girdisi, kısıt parametreleri olarak tanımlanmıştır. Her iki tasarıma ait enerji yönetim sistemi algoritmasının sözde-kodları Şekil 2'de verilmiştir.

Gerekli tahrik momentleri, taşıt tahrikinin sağlanması için yenmesi gereken direnç momentlerinin toplamı olup, zamana bağlı hız-ivme değerleri ile direnç kuvveti parametreleri olan yuvarlanma direnci rüzgar direnci katsayısına, taşıt izdüşüm alanına, çevrim oranlarına ve verim değerlerine bağlıdır. Tasarım 1 için zamana bağlı gerçekleşen enerji yönetim sistemi algoritmasında tahrik süresince hızın 25 km/h hızdan düşük olduğu durumlarda taşıt tahriki yalnızca elektrik motorundan sağlanmaktadır. Taşıt tahrik momentinin 30 Nm'den fazla veya eşit olması durumunda içten yanmalı motordan maksimum 30 Nm moment sağlanmaktadır.

Tasarım 2 için ise hızın 30 km/h hızdan düşük olduğu durumlarda yalnızca elektrik motoru çalışmaktadır. Taşıt frenleme süresince rejeneratif frenleme etkisi sonucu elektrik motoru, jeneratör olarak çalışmaktadır. Algoritmanın simülasyona tanımlanmasının sonucunda bataryanın, içten yanmalı motorun, elektrik motorunun güç ve verim değerleri, içten yanmalı motor ve elektrik motorunun moment değerleri, içten yanmalı motorun özgül yakıt tüketimi ile bataryanın doluluk oranı sonuç olarak elde edilmektedir.

Enerji yönetim sistemine göre içten yanmalı motorun çalışması durumunda gerekli motor momentleri ( $T_{IYM}$ ) ve motor devir sayısı ( $n_{IYM}$ ) Denklem 8 ve 9' gösterilmektedir.

$$T_{IYM} = \frac{P_{IYM} \cdot 9549}{n_{IYM}} \quad (8)$$

Diğer yandan, enerji yönetim sistemine göre batarya güç gereksinimlerine göre simülasyon süresi boyunca batarya gücü, batarya verimi ve batarya doluluk oranı hesaplanmaktadır. Batarya modeli için Rint (İç direnç) modeli kullanılmıştır. Bu modele göre batarya, çalışma koşullarının (şarj-deşarj) bir fonksiyonu olan iç direnci ve SOC'ye bağlı olarak bataryanın açık devre gerilimi olan bir gerilim kaynağı olarak kabul etmektedir. Simülasyon süresi boyunca, SOC, Denklem-10 ile batarya güç çıkışına ( $P_B$ ) bağlı olarak hesaplanmaktadır (Karaoğlu, 2014).  $SOC(t)$ , her simülasyon süresi için bataryanın şarj durumunu,  $SOC_i$ , ilk SOC değerini ve  $Q_B$  ise batarya kapasitesini göstermektedir.

$$SOC(t) = SOC_i - \frac{1}{Q_B} \int_0^t P_B \cdot dt \quad (10)$$

$E_B$ , sürüş çevrimi boyunca zamana bağlı batarya güç gereksinimine bağlı bataryanın toplam enerji gereksinimi olarak tanımlanmaktadır.

$$E_B = \int_0^t P_B \cdot dt \quad (11)$$

Araç menzili ( $X$ ) ise bir çevrim süresi için toplam batarya kapasitesi ve bataryadaki enerji tüketimine bağlı olarak Denklem 12 ile hesaplanmaktadır.

$$X = x_{tot} \cdot \frac{Q_B}{E_B} \quad (12)$$

burada  $x_{tot}$  [m], aracın sürüş çevrimi boyunca kat ettiği mesafe değeridir.

Taşıt ve komponent modellerinde kullanılan tüm girdi parametreleri ve katsayılar Tablo 1'de tanımlanmıştır.

**Başla**  
**Girdi:** (V, a, m, t)  
**Kısıtlar:** (T, V)  
 $T=f(t, V, a, m, f_R, C_W, A, r_{dyn}, i_v, i_d, \eta_A), t=(t_0, \dots, t_{son})^T$ ;  
**while** T>0 (tahrik)  
  **if** V<=25 || T=0  
   $T_{IYM}=0$  && T=T<sub>EM</sub>  
  **elseif** T>=30  
   $T_{IYM}=30$   
  **else**  
   $T=T_{IYM}$   
  **end**  
**end while**  
**while** T<0 (frenleme)  
   $T_{IYM}=0$  && T=T<sub>EM</sub>  
**end while**  
 $T=T_{IYM}+T_{EM}$   
**Sonuçlar:** (P<sub>B</sub>, P<sub>IYM</sub>, P<sub>EM</sub>, T<sub>IYM</sub>, T<sub>EM</sub>, η<sub>B</sub>, b<sub>eIYM</sub>, η<sub>EM</sub>, SOC)  
**Bitir**

a)

**Başla**  
**Girdi:** (V, a, m, t)  
**Kısıtlar:** (T, V)  
 $T=f(t, V, a, m, f_R, C_W, A, r_{dyn}, i_v, i_d, \eta_A), t=(t_0, \dots, t_{son})^T$ ;  
**while** T>0 (tahrik)  
  **if** V<=30 || T=0  
   $T_{IYM}=0$  && T=T<sub>EM</sub>  
  **elseif** T>=30  
   $T_{EM}=T-30$   
  **else**  
   $T_{EM}=0$   
  **end**  
**end while**  
**while** T<0 (frenleme)  
   $T_{IYM}=0$  && T=T<sub>EM</sub>  
**end while**  
 $T=T_{IYM}+T_{EM}$   
**Sonuçlar:** (P<sub>B</sub>, P<sub>IYM</sub>, P<sub>EM</sub>, T<sub>IYM</sub>, T<sub>EM</sub>, η<sub>B</sub>, b<sub>eIYM</sub>, η<sub>EM</sub>, SOC)  
**Bitir**

b)

**Şekil 2.** a) Tasarım 1 ve b) Tasarım 2 için geliştirilen enerji yönetim sistemi sözde-kodu

**Figure 2.** Energy management system pseudo codes for a) Design 1 and b) Design 2

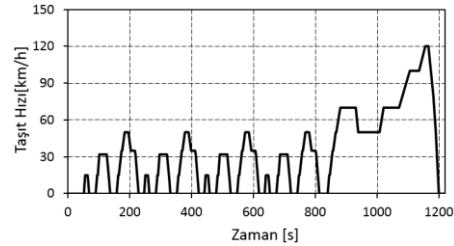
$$n_{IYM} = \left. \begin{array}{l} \frac{V}{3,6} \cdot \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{i_g}{r_{dyn}} \quad (Tasarım 2) \\ \frac{V}{3,6} \cdot \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{i_g \cdot i_v}{r_{dyn}} \quad (Tasarım 1) \end{array} \right\} \quad (9)$$

**Tablo 1.** Taşıt ve tahrik sistemi parametreleri

**Table 1.** Parameters of vehicle and powertrain system

Parametre	Değer	Birim
$m$	1250	kg
$g$	9,81	m/s <sup>2</sup>
$f_R$	0,015	-
$\rho_L$	1,2	kg/m <sup>3</sup>
$C_W$	0,38	-
$A$	2	m <sup>2</sup>
$i_1$	2,86	-
$i_2$	1,94	-
$i_3$	0,86	-
$i_{MMB}$	1	-
$r_{dyn}$	0,318	m
$\eta_M$	0,96	-
$V_B$	280	V
$Q_B$	5,76	kWh
$V_{EM}$	420	V
$P_{EM}$	30,37	kW
$T_{EM}$	145	Nm
$P_{IYM}$	41	kW @5700 d/d
$T_{IYM}$	81	Nm @3477 d/d

Oluşturulan taşıt ve tahrik sistemi komponent modelleri, paralel hibrit taşıtın simülasyonunda kullanılmaktadır. Simülasyon girdisi olarak aracın çalışma durumu, sürüş süresi boyunca giriş parametreleri olarak hız profili tarafından belirlenir. Bu çalışmada, 1200 saniyelik maksimum hızın 120 km/h saat olduğu Yeni Avrupa Sürüş Çevrimi (New European Drive Cycle-NEDC) hız profili için hesaplamalar yapılmıştır. Şekil 3, NEDC sürüş çevrimi için çevrim süresine bağlı olarak araç hızını göstermektedir. Ayrıca NEDC sürüş çevriminin genel özellikleri ise Tablo 2'de verilmiştir.



**Şekil 3.** NEDC sürüş çevrimi hız profili

**Figure 3.** Speed profile of NEDC drive cycle

**Tablo 2.** NEDC sürüş çevrimi özellikleri**Table 2.** Characteristics of NEDC drive cycle

Parametre	Değer
Süre [s]	1220
Mesafe [km]	10,93
Ortalama Hız (Duruşlar Dahil) [km/h]	33,35
Ortalama Hız (Duruşlar Hariç) [km/h]	43,10
Maksimum Hız [km/h]	120
Maksimum Hızlanma İvmesi [m/s <sup>2</sup> ]	1,04
Maksimum Yavaşlama İvmesi [m/s <sup>2</sup> ]	-1,01

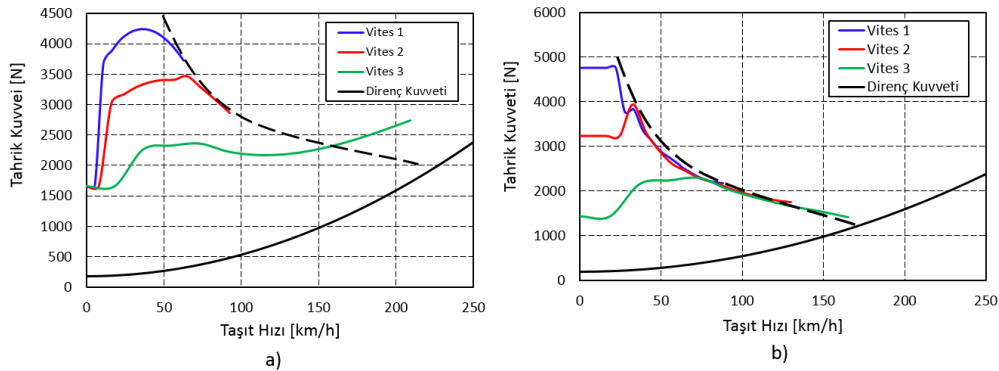
Girdi parametreleri ve seçilen hız profili değerleri yukarıda verilen formülasyonlara dayalı olarak oluşturulan simülasyon modelinde tanımlanmış ve istenilen çıktı sonuçları hesaplanmıştır. Sonuçlar, bulgular bölümünde gösterilen iki farklı vites kutusu konumuna sahip konfigürasyon tipi için karşılaştırmalı olarak grafiklendirilmiştir.

### 3. Bulgular

Paralel hibrit araçlarda kullanılan vites kutusunun içten yanmalı motor çıkışında veya elektrik motoru çıkışında olmasına bağlı olarak taşıt hız ve güç gereksinimine göre elektrik motoru, batarya ve içten yanmalı motor gibi tahrik sistemi elemanlarının çıkış güç ve devir

sayıları farklılık göstermektedir. Bu sebeple, taşıt hızının değişimine bağlı olarak vites kutusu konumuna göre içten yanmalı motor ve elektrik motorunun tekerleklerle iletebileceği maksimum tahrik kuvveti değişmekte ve taşıt performansını etkilemektedir. Tablo 2’de verilen çevrim oranlarının vites kutusunda kullanılması durumunda 3 basamaklı bir vites kutusunun içten yanmalı motor çıkışında (Tasarım 1) ve elektrik motoru çıkışında (Tasarım 2) yer alması halinde tahrik tekerleklerine iletebilecek maksimum tahrik kuvvetinin vites basamaklarına göre değişimi Şekil 4’te verilmiştir.

Taşıt hızına bağlı direnç kuvveti, taşıtın düz yolda seyri sırasında araç üzerine etkiyen yuvarlanma ve hava direnci esas alınarak hesaplanmıştır. Her iki tahrik sistemi tasarımı da aynı özelliklere sahip araç için ele alındığından araçlar üzerine etkiyen direnç kuvvetleri Tasarım 1 ve Tasarım 2 için aynıdır. Şekil 4a, üç basamaklı vites kutusunun içten yanmalı motor çıkışında olması durumu için tekerleklerle iletebilecek maksimum tahrik kuvvetlerini vites kademesine göre göstermektedir. Şekil 4b’de ise aynı sonuçlar Tasarım 2 için gösterilmektedir.



**Şekil 4.** Vites kutusu konumlarının a) Tasarım 1 ve b) Tasarım 2 tipinde olması halinde maksimum tekerlek tahrik kuvvetleri ve direnç kuvvetlerinin taşıt hızına bağlı değişimi

**Figure 4.** Variation of maximum tire forces and resistive forces depending on vehicle speed in case of gearbox positions a) Design 1 and b) Design 2

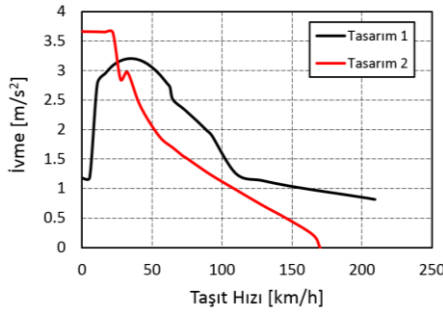
Elektrik motoru maksimum momentinin içten yanmalı motor maksimum momentine göre daha büyük olması nedeniyle vites kutusunun elektrik motoru çıkışında yer alması (Tasarım 2) durumunda tekerleklerle iletilen tahrik kuvveti Tasarım 1’e göre büyük olmaktadır. Bu sebeple, Tasarım 2 için 20 km/h hızda maksimum 4757 N tahrik kuvveti ile taşıt, 21,81 derece (%40) yokuş eğimini çıkabilmektedir. Tasarım 1 ile ise

40 km/h hızda elde edilen maksimum 4234 N’luk tahrik kuvvetiyle taşıt, 19,03 derece (%34,5) yokuş eğimini çıkabilmektedir.

Diğer yandan içten yanmalı motor çalışma devir sayısının, elektrik motoru çalışma devir sayısına göre daha düşük olması da paralel hibrit bir araçta aynı mekanik iletim hattı üzerinde bulunan elektrik motorunun Tasarım 2’de

çalışma devir sayısını kısıtlamış ve taşıtın ulaşabileceği maksimum hızı azaltmıştır. Bu sebeple Tasarım 1 ile 209 km/h maksimum hıza ulaşılırken, Tasarım 2 ile ancak 165 km/h hıza ulaşılması mümkündür.

Taşıtın maksimum hızı ve çıkabileceği maksimum yokuş eğimi dışında önemli bir performans parametresi de taşıtın ivmelenme performansdır. Taşıtın herhangi bir hızda, o hızdaki vites basamağında sağlanan maksimum tahrik kuvveti ile direnç kuvveti arasındaki kuvvet farkı aracın ivmelenmesi için kullanılabilir rezerv kuvvet potansiyelini göstermektedir. Bu kuvvet rezervinin her iki tahrik tasarımı da ivmelenme için kullanılması durumunda elde edilebilecek maksimum sürüş ivmesi değerleri taşıt hız değerlerine göre Şekil 5'te gösterilmiştir.



Şekil 5 Taşıt ivmelenme performansı

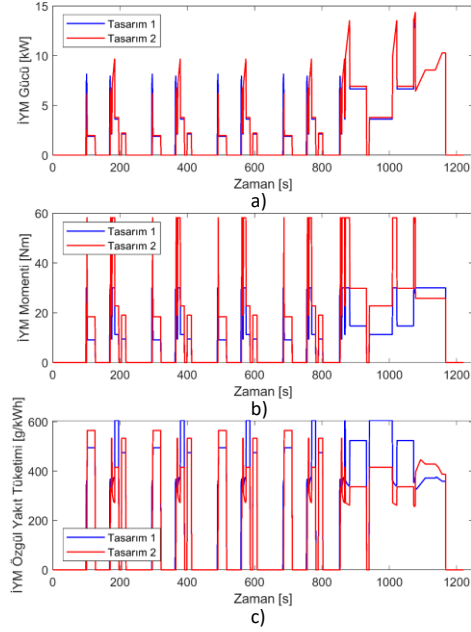
Figure. 5 Acceleration performance of the vehicle

Tasarım 1 için taşıtın maksimum ivmelenme kapasitesi 33 km/h hızda 3,20 m/s<sup>2</sup> olarak elde

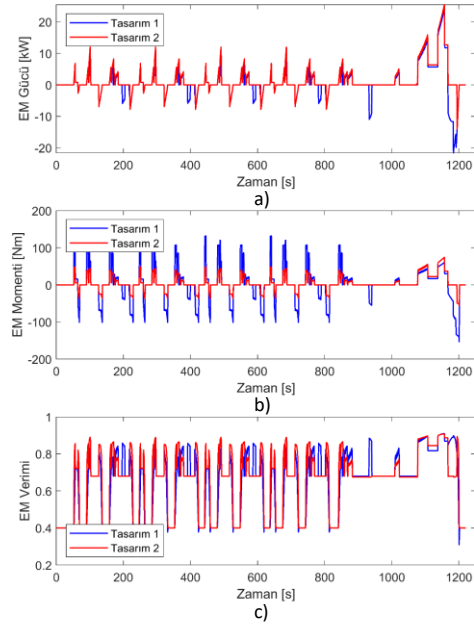
edilmektedir. Vites kutusunun elektrik motoru çıkışında bulunduğu Tasarım 2 durumunda ise 0'dan 22 km/h hıza kadar 3,64 m/s<sup>2</sup> olarak meydana gelmektedir. Elektrik motorunun düşük devir sayılarında sabit maksimum moment çıkışı verebilmesine bağlı olarak Tasarım 2 halinde kalkıştan 22 km/h hıza kadar maksimum ivmelenme değerini sağlamak mümkündür. Tasarım 1'de ise içten yanmalı motor tek bir devir sayısında maksimum moment vermesi sebebiyle maksimum ivmelenme değeri anlık olarak sağlanabilmektedir.

Taşıt performansını etkileyen önemli faktörlerden birisi de tahrik sistemi bileşenlerinin verimleridir. Taşıtın NEDC sürüş çevrimine göre hareketi esnasında içten yanmalı motor (İYM) güç ve moment çıkışı ile anlık özgül yakıt tüketimi Tasarım 1 ve Tasarım 2 için Şekil 6'da gösterilmiştir.

Düşük hızlarda yüksek ivmelenmenin gerektiği durumlarda Tasarım 1 için daha yüksek güç değerleri gerekirken hızın yüksek olduğu çevrimin son kısımlarında Tasarım 2'nin güç gereksinimi daha yüksektir (Şekil 6a). İYM çıkış momenti ve anlık özgül yakıt tüketimi birbiriyle ters orantılı olarak Şekil 6b ve 6c'de gösterilmiştir. Tasarım 1'de İYM moment ihtiyacı daha düşük olurken anlık özgül yakıt tüketimi Tasarım 2'ye göre yüksek olmaktadır. Taşıtın tahrik sisteminin diğer güç kaynağı olan elektrik motoru (EM) incelendiğinde taşıtın NEDC sürüş çevrimine göre hareketi güç ve moment çıkışı ile anlık motor verimi Tasarım 1 ve Tasarım 2 için Şekil 7'de gösterilmiştir.



**Şekil 6.** Vites kutusunun Tasarım 1 ve Tasarım 2 şeklinde yerleşimleri durumunda NEDC sürüş çevrimi için gerekli a) İYM gücü, b) İYM momentini ve c) anlık özgül yakıt sarfiyatı  
**Figure 6.** In case of gearbox layouts as Design 1 and Design 2, the NEDC drive cycle requirements a) ICE power, b) ICE torque, and c) instantaneous specific fuel consumption

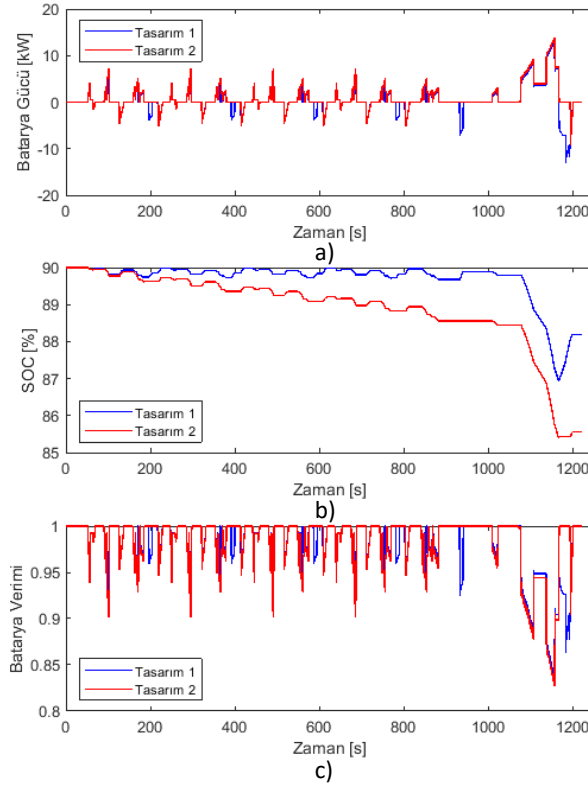


**Şekil 7.** Tasarım 1 ve Tasarım 2 için NEDC çevriminde a) EM gücü, b) EM momentini ve c) EM verimi  
**Figure 7.** a) EM power, b) EM torque and c) EM efficiency in NEDC cycle for Design 1 and Design 2



Tahrik durumunda Tasarım 1 ve 2 için EM güç çıkışı çok yakın değerlerde olsa da özellikle çevrim sonunda yer alan yüksek fren ivmesi bölgesinde EM rejeneratif güç değeri Tasarım 1 için daha yüksek olmaktadır (Şekil 7a). Elektrik çıkış momenti ise hem tahrik hem de frenleme durumlarında Tasarım 2'de daha düşük

değerlerdedir (Şekil 7b). EM güç, moment ve devir sayısına bağlı olarak EM verimi ise Şekil 7c'de gösterilmektedir. Taşıtın NEDC çevrimi boyunca hareketi sonucunda bataryada meydana gelen değişimler ise batarya çıkış gücü, batarya doluluk oranı ve batarya veriminin zamana bağlı değişimi olarak Şekil 8'de verilmiştir.



**Şekil 8.** Vites kutusunun Tasarım 1 ve Tasarım 2 şeklinde yerleşimleri durumunda NEDC sürüş çevrimi için gerekli a) batarya gücü, b) batarya doluluk oranı (SOC) ve c) batarya verimi

**Şekil 8** In case of gearbox layouts in Design 1 and Design 2, the NEDC drive cycle requirements a) battery power, b) battery charge rate (SOC), and c) battery efficiency

NEDC sürüş çevrimi boyunca Tasarım 2 için bataryadaki güç gereksinimi Tasarım 1'e daha yüksek olmakta, rejeneratif frenleme esnasında ise bataryaya şarj edilen (negatif işaretli) güç Tasarım 1'de daha fazla olmaktadır (Şekil 8a). Frenleme sırasında batarya şarj gücünün yüksek olması ve tahrik durumunda batarya yükünün daha az olması sebebiyle batarya doluluk oranı (SOC) Tasarım 1 için %88,2 olarak elde edilirken Tasarım 2 için %86,6 olarak bulunmuştur (Şekil 8b). Şekil 8c'de batarya çıkış gücüne bağlı olarak şarj/deşarj akımının değerine ve anlık batarya doluluk oranına göre batarya veriminin değişimi görülmektedir.

#### 4. Tartışma ve Sonuç

Paralel hibrit taşıtlarda vites kutusunun konumunun değiştirilmesi ile taşıt performansında, tahrik bileşenlerindeki verim değerlerinde, batarya doluluk oranı değişiminde ve içten yanmalı motor özgül yakıt tüketimi değerlerinde önemli değişiklikler meydana gelmektedir. Yeni Avrupa Sürüş Çevrimi (NEDC) kullanılarak yapılan tahrik sistemi simülasyonu ve taşıt performansına yönelik hesaplamalara göre vites kutusunun İYM'dan sonra kullanıldığı Tasarım 1 ve EM'dan

sonra kullanıldığı Tasarım 2 için elde edilen temel sonuçlar aşağıdaki gibi listelenebilir.

- Birinci vites kademesinde Tasarım 1'de tekerleklerde oluşturulabilecek maksimum tahrik kuvveti 4000-4500 N iken bu değer Tasarım 2'de 4500-5000 N aralığında elde edilmektedir. Dolayısıyla düşük hızlarda Tasarım 2 ile taşıtın çıkabileceği yokuş eğimi ve ivmelenme performansı daha yüksek olmaktadır.
  - İkinci vites kademesinde Tasarım 2 ile çok dar bir hız aralığında maksimum tahrik kuvveti elde edilmesine karşın Tasarım 1 ile geniş hız aralığında yüksek tahrik kuvvetinin elde edilmesi mümkündür.
  - Üçüncü vites kademesinde her iki tasarım alternatifi için de maksimum tahrik kuvveti yakın olmaktadır. Fakat Tasarım 1 ile taşıtın ulaşabileceği maksimum hız yaklaşık 210 km/h iken Tasarım 2 ile bu değer yaklaşık 170 km/h değerindedir.
  - Tasarım 2 ile 30 km/h hızın altında ulaşılacak maksimum ivmelenme değeri daha yüksek değerde iken 30 km/h hızın üzerinde Tasarım 1 ile daha iyi bir ivmelenme performansı sağlanmaktadır.
  - Tasarım 1'de içten yanmalı motorun özgül yakıt tüketimi sürüş çevrimi boyunca Tasarım 2'den daha yüksektir.
  - Tasarım 1'de EM, şarj ve deşarj durumlarında daha fazla moment girdi ve çıktı değerlerine sahiptir. EM'nun verim değerleri her iki tasarım alternatifi için yakındır.
  - Tasarım 1'de şarj durumunda bataryaya depo edilen enerji Tasarım 2'ye göre daha yüksektir. Bu sebeple sürüş çevrimi boyunca batarya doluluk oranı Tasarım 1'de daha yüksek değerlerde seyretmektedir. Sürüş çevrimi sonunda Tasarım 1'de kalan SOC değeri yaklaşık % 88,2 değerinde olurken, Tasarım 2'de SOC % 85,6 olarak kalmaktadır.
- Elde edilen sonuçlar, paralel hibrit araçlarda aracın kullanım amacı ve kullanım koşullarına göre vites kutusu konumunun değiştirilmesinin önemini göstermektedir. Batarya, elektrik motoru ve içten yanmalı motorun, bu komponentlerde ihtiyaç duyulan güç ve moment değerine göre kapasitif değerlerinin de vites kutusu konumuna bağlı olarak daha küçük seçilebilmesi mümkündür. Sonuç olarak araç tipi ve kullanım koşuluna göre aynı komponentlerin

farklı şekilde kullanılması ile taşıtın işletim maliyetleri ve verim değerlerinin artırılması mümkündür.

#### 4. Discussion and Conclusion

In parallel hybrid vehicles, with the organisation of the gearbox location, significant changes occur in vehicle performance, efficiency values in powertrain components, battery state of charge and internal combustion engine specific fuel consumption values. According to the calculations for the powertrain system simulation and vehicle performance using the New European Driving Cycle (NEDC), the main results obtained for Design 1, where the gearbox is located after ICE and Design 2, where it is located after EM, can be listed as follows.

- The maximum drive force that can be created at the tires in Design 1 at the first gear stage is 4000-4500 N, this value is obtained in the range of 4500-5000 N in Design 2. Therefore, at low speeds, the slope and acceleration performance of the vehicle with Design 2 is higher.
- In the second gear stage, it is possible to achieve maximum drive force in a very narrow speed range with Design 2, whereas with Design 1 it is possible to achieve high drive force in a wide speed range.
- In the third gear stage, the maximum drive force is close for both design alternatives. However, the maximum speed that the vehicle can reach with Design 1 is approximately 210 km/h, this value is approximately 170 km/h with Design 2.
- The maximum acceleration value, that can be reached below 30 km/h, is higher with Design 2, but better acceleration performance is provided with Design 1 above 30 km/h.
- The specific fuel consumption of the internal combustion engine in Design 1 is higher than in Design 2 during the drive cycle.
- In Design 1, EM has more torque input and output values in charge and discharge states. The efficiency values of EM are close for both design alternatives.
- In Design 1, the energy stored in the battery is higher than in Design 2. For this reason, the battery state of charge is higher at Design 1 during the driving cycle. At the end of the driving cycle, the remaining SOC in Design 1 is approximately 88.2%, while in Design 2 the SOC remains at 85.6%.

The results show the importance of changing the gearbox position in parallel hybrid vehicles according to the intended use and conditions of use of the vehicle. It is possible that the capacitive values of the battery, electric motor and internal combustion engine can be chosen smaller depending on the power and torque value needed in these components, depending on the gearbox position. As a result, it is possible to increase the operating costs and efficiency values of the vehicle by using the same components differently depending on the vehicle type and usage condition.

##### 5. Etik kurul onayı ve çıkar çatışması beyanı

Hazırlanan makalede etik kurul izni alınmasına gerek yoktur.

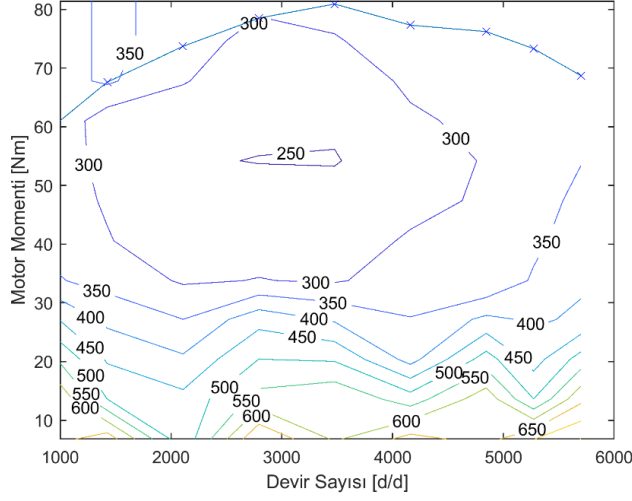
Hazırlanan makalede herhangi bir kişi/kurum ile çıkar çatışması bulunmamaktadır.

##### References

- [1] Chan, C. C., Wong, Y. S. 2004. Electric vehicles charge forward. *IEEE Power Energy Mag.*, Vol.2, No.6, pp.24-33.
- [2] Purpose, A.E., Şahin, C. 2016. Fuel Economy in Hybrid Electric Vehicles Analysis with ADVISOR. Kocaeli University, Faculty of Technical Education, İzmit Pg: 119-123.
- [3] Gökçe, C., Üstün, Ö., Yılmaz, M., Tuncay, R. N. 2006. Modeling and Simulation of A Serial –Parallel Hybrid Electrical Vehicle. *Istanbul Technical University Electrical and Electronics Engineering* Pg:1-5.
- [4] Gao, W. and Porandla, S. K. 2005. Design optimization of a parallel hybrid electric powertrain. *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*, 6 pp.-. DOI: 10.1109/VPPC.2005.1554609.
- [5] Baumann, B. M., Washington, G., Glenn, B. C., & Rizzoni, G. 2000. Mechatronic design and control of hybrid electric vehicles. *IEEE/ASME Transactions On Mechatronics*, 5(1), 58-72.
- [6] Salmasi, R., 2007. Control strategies for hybrid electric vehicles: evolution, classification, comparison and future trends. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol.56, No.5, pp. 2393-2404
- [7] Guo, H., Sun, Q., Wang, C., Wang, Q., & Lu, S. 2018. A systematic design and optimization method of transmission system and power management for a plug-in hybrid electric vehicle. *Energy*, 148, 1006-1017.
- [8] Fischer, R., Kucukay, F., Jürgens, G., Najork, R., Pollak, B. 2015. *The Automotive Transmission Book*, 2015th ed.; Springer: Cham, Switzerland. ISBN 978-3319052625.
- [9] Naunheimer, H., Bertsche, B., Ryborz, J., Novak, W. 2011. *Automotive Transmissions*, 2nd ed., Springer: Cham, Switzerland, pp. 102–113, ISBN 978-3-642-16214-5.
- [10] Chen, P. T., Pai, P. H., Yang, C. J., & Huang, K. D. 2019. Development of transmission systems for parallel hybrid electric vehicles. *Applied Sciences*, 9(8), 1538.
- [11] Miller, J. M. 2004. *Propulsion systems for hybrid vehicles energy engineering*. 2nd Ed., Stevenage: The Institution of Engineering and Technology.
- [12] J.-S. Won, R. Langari, and M. Ehsani. 2005. An energy management and charge sustaining strategy for a parallel hybrid vehicle with CVT. *Control Systems Technology*. *IEEE Transactionsten*, vol. 13, pp. 313–320.
- [13] Kim, C., NamGoong, E., Lee, S., Kim, T., & Kim, H. 1999. Fuel economy optimization for parallel hybrid vehicles with CVT. *SAE transactions*, 2161-2167.
- [14] Karaođlan, M. U., & Kuralay, N. 2014. Pem Yakıt Hücresi Modeli. *Engineer & the Machinery Magazine*, Volume. 55, Issue. 657, p.51-58.
- [15] Yu, X., Lin, C., Zhao, M., Su, Y. & Liu, H. 2022. Optimal energy management strategy of a novel hybrid dual-motor transmission system for electric vehicles. *Applied Energy*, 321, 119395.
- [16] Li, X., Chen, B. & Evangelou, S.A. 2020. Optimized Design of Multi-Speed Transmissions for Parallel Hybrid Electric Vehicles. *IFAC-PapersOnLine*, 53(2), 14147-14153.
- [17] Xu, X., Zhao, J., Zhao, J., Shi, K., Dong, P., Wang, S., Liu, Y., Guo, W. % Liu, X. 2022. Comparative study on fuel saving potential of series-parallel hybrid transmission and series hybrid transmission. *Energy Conversion and Management*, 252(15), 114970.

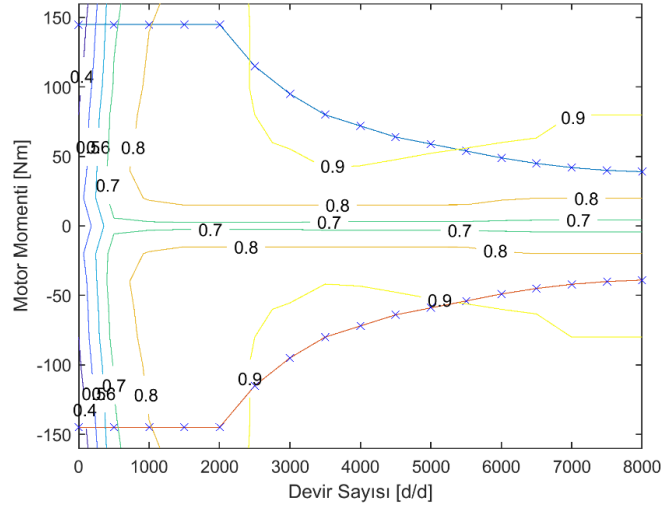
**Ekler**

**Ek A. Tahrik sistemi komponentleri özgül yakıt tüketimi ve verim haritaları**



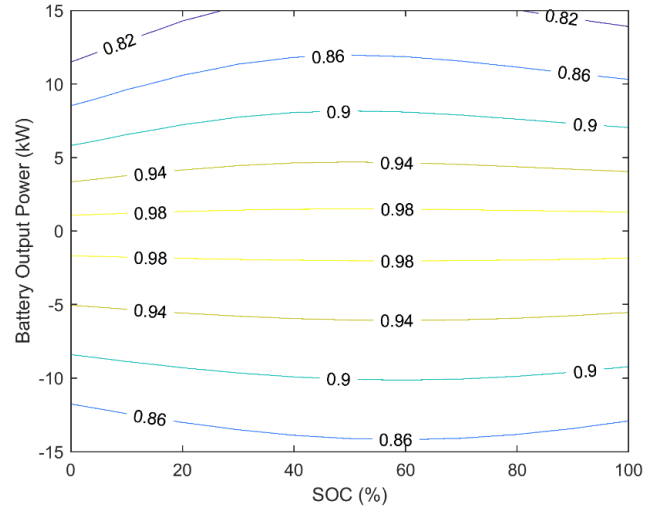
**Şekil A1.** İçten yanmalı motor özgül yakıt tüketimi [g/kWh]

**Figure A1.** Specific fuel consumption of internal combustion engine [g/kWh]



**Şekil A2.** Elektrik motoru verim haritası

**Figure A2.** Efficiency map of electric motor



Şekil A3. SOC ve batarya güç çıkışına bağlı batarya verim haritası

Şekil A3. Battery efficiency map depending on SOC and battery power output