



Determination of optimal battery locations for ride comfort in electric automobiles using a nonlinear half-vehicle suspension model

Mustafa Özdemir^{1*}, Eralp Osman Erdoğan²

¹Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Marmara University, Recep Tayyip Erdoğan Campus, 34854, Maltepe, İstanbul, Türkiye

²Department of Mechanical Engineering, Institute of Pure and Applied Sciences, Marmara University, Göztepe Campus, 34722, Kadıköy, İstanbul, Türkiye

Highlights:

- Ride comfort analysis of in-wheel-motor electric automobiles
- Optimal battery locations
- A nonlinear seven-degree-of-freedom half-vehicle suspension model

Keywords:

- Electric automobile
- Ride comfort
- Suspension nonlinearities
- Battery location
- Optimization

Article Info:

Research Article

Received: 29.09.2022

Accepted: 14.02.2023

DOI:

10.17341/gazimmfd.1181623

Correspondence:

Author: Mustafa Özdemir
e-mail: mustafa.ozdemir@marmara.edu.tr
phone: +90 216 777 3741

Graphical/Tabular Abstract

Battery is one of the major weight items in electric cars, and its location greatly affects the vehicle vibrations. This article contributes to the literature by determining the optimal battery locations for ride comfort of in-wheel-motor electric automobiles using a nonlinear seven-degree-of-freedom half-vehicle suspension model. In the study, 144 driving scenarios were considered with 48 different sinusoidal road profiles and 3 different travel speeds. In each scenario, 36 battery locations along the longitudinal axis of the vehicle were tested to find the optimal one. Figure A shows the frequency distribution of the results.

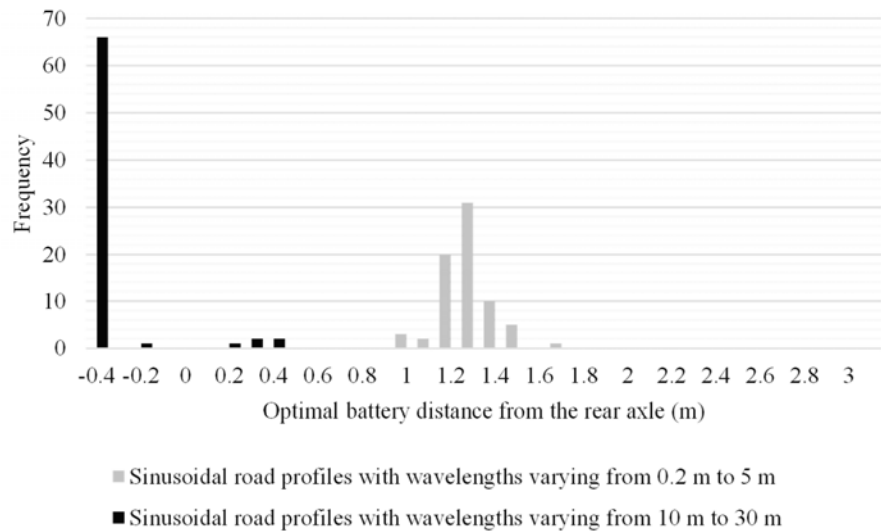


Figure A. Frequency distribution of the optimal battery locations in the considered driving scenarios

Purpose: The aim of this article is to analyze the effects of battery location on the ride comfort of electric vehicles by using a dynamic model that includes the spring, damper, and trigonometric nonlinearities of the suspension system.

Theory and Methods: The seven degrees of freedom included in the used half-vehicle model are the vertical displacement of the combined mass of the driver and seat, the vertical displacements of the front and rear axles, the vertical displacements of the front and rear in-wheel motors, and the bounce and pitch of the vehicle body. All the springs and dampers in the model were considered to have linear-plus-cubic constitutive relations. Trigonometric nonlinearities were also taken into account in the model equations. The objective of the optimization is the minimization of the root-mean-square of the vertical acceleration of the driver and seat.

Results: As a result of the 5184 analyses conducted, the optimal battery location has been found to be the middle of the vehicle for road profiles with wavelengths varying from 0.2 to 5 m, whereas the rear of the vehicle for road profiles having wavelengths between 10 and 30 m.

Conclusion: Using the approach presented in this article, electric vehicle battery location can be optimized in the presence of spring, damper, and trigonometric nonlinearities of the half-car suspension model.



Elektrikli otomobillerde sürüş konforu için optimal batarya konumlarının lineer olmayan bir yarım taşıt süspansiyon modeli kullanılarak belirlenmesi

Mustafa Özdemir^{1*}, Eralp Osman Erdoğan²

¹Marmara Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Recep Tayyip Erdoğan Külliyesi, 34854, Maltepe, İstanbul, Türkiye

²Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Göztepe Yerleşkesi, 34722, Kadıköy, İstanbul, Türkiye

ÖNEÇIKANLAR

- Tekerlek içi motorlu elektrikli otomobillerin sürüş konforu analizi
- Optimal batarya konumları
- Yedi serbestlik dereceli lineer olmayan bir yarım taşıt süspansiyon modeli

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 29.09.2022

Kabul: 14.02.2023

DOI:

10.17341/gazimmfd.1181623

Anahtar Kelimeler:

Elektrikli otomobil,
sürüş konforu,
süspansiyon
doğrusalsızlıkları,
batarya konumu,
optimizasyon

ÖZ

Batarya elektrikli araçların ağırlığına katkıda bulunan en büyük kalemlerden biridir ve konumu süspansiyon sisteminin performansını doğrudan etkilemektedir. Bu makalenin amacı tekerlek içi motorlu elektrikli otomobillerde sürüş konforu açısından optimal batarya konumlarının lineer olmayan bir taşıt süspansiyon modeli kullanılarak belirlenmesidir. Analizlerde tüm yay ve amortisörlerin lineer karakteristiklerine ilaveten kübik doğrusalsızlıklarının da hesaba katıldığı yedi serbestlik dereceli bir yarım taşıt süspansiyon modeli kullanılmıştır. Modelde yay ve amortisör doğrusalsızlıklarına ek olarak tüm trigonometrik doğrusalsızlıklar da dikkate alınmıştır. Sinüzoidal formda 48 farklı yol profili ve 3 farklı ilerleme hızı ile toplamda 144 farklı sürüş senaryosu oluşturulmuş ve her bir senaryo için aracın boylamasına eksen boyunca 36 batarya konumu test edilerek optimal olanı bulunmuştur. Optimizasyon kriteri, sürücü ve koltuğunun dikey ivmesinin kök ortalama kare değerinin minimizasyonudur. Gerçekleştirilen 5184 analiz neticesinde optimal batarya konumunun 0,2 ila 5 m arasındaki dalga boylarına sahip yol profilleri için aracın orta kısmı; 10 ila 30 m arasındaki dalga boylarına sahip yol profilleri içinse aracın arka kısmı olduğu görülmüştür.

Determination of optimal battery locations for ride comfort in electric automobiles using a nonlinear half-vehicle suspension model

HIGHLIGHTS

- Ride comfort analysis of in-wheel-motor electric automobiles
- Optimal battery locations
- A nonlinear seven-degree-of-freedom half-vehicle suspension model

Article Info

Research Article

Received: 29.09.2022

Accepted: 14.02.2023

DOI:

10.17341/gazimmfd.1181623

Keywords:

Electric automobile,
ride comfort,
suspension nonlinearities,
battery location, optimization

ABSTRACT

Battery is one of the largest contributors to the weight of electric vehicles, and its location directly affects the performance of the suspension system. The aim of this article is to determine the optimal battery locations for ride comfort of in-wheel-motor electric automobiles using a nonlinear vehicle suspension model. In the analyses, a seven-degree-of-freedom half-vehicle suspension model was used, in which cubic nonlinearities of all springs and dampers are taken into account in addition to their linear characteristics. In addition to spring and damper nonlinearities, all trigonometric nonlinearities are also considered in the model. Totally 144 different driving scenarios were generated with 48 different sinusoidal road profiles and 3 different travel speeds, and for each scenario by testing 36 battery locations along the vehicle's longitudinal axis, the optimal one was found. The optimization criterion is the minimization of the root-mean-square of the vertical acceleration of the driver and seat. As a result of the 5184 analyses carried out, it has been seen that the optimal battery location is the middle of the vehicle for road profiles with wavelengths between 0.2 and 5 m, whereas the rear of the vehicle for road profiles with wavelengths between 10 and 30 m.

1. Giriş (Introduction)

Günümüzde küresel ısınmaya bağlı iklim değişiklikleri kritik boyutlara ulaşmış [1] ve kara yolu trafiği kaynaklı hava kirliliği, şehirlerin en önemli sorunlarından birisi haline gelmiştir [2]. Amerika Birleşik Devletleri (ABD) Çevre Koruma Ajansı (EPA) istatistiklerine göre; 2019 yılında ABD'deki toplam sera gazı emisyonlarının en büyük kaynağı %29 ile ulaşım sektörü olmuştur [3]. Yine benzer olarak, Avrupa Birliği (AB) üyesi ülkelerdeki toplam sera gazı emisyonlarının yaklaşık %25'i ulaşım kaynaklıdır [4]. Bu durum, halen ağırlıklı olarak fosil yakıtlara dayanan ulaşım sektörünün [5] sanayi sektörünün ardından en büyük ikinci enerji tüketicisi olmasının [6] doğal bir sonucudur ve otomotiv sektörünün, kentlerde hava kalitesinin artırılması ve küresel iklim değişikliklerinin etkilerinin azaltılması çalışmalarını odağına almasını elzem kılmaktadır [7]. Elektrikli taşıtlar, bu bağlamda son derece etkili bir çözüm olarak değerlendirilmektedir [8] ve bu nedenle de otomotiv sanayinin geleceği olarak görülmektedir [9]. Yukarıda açıklanan avantajlarına ilaveten, elektrikli taşıtlar daha sessiz çalışırlar [10] ve bu bakımdan gürültü kirliliği ile mücadelede de mühim bir role sahiptirler [11].

Tüketicilerin artan çevre bilincinin etkileri araç satış verilerine yansımaya başlamıştır. Şarjlı hibrit ve tamamen elektrikli araçların toplam satış payı 2020 yılında Norveç'te %74,8'e, İzlanda'da %52,4'e, İsveç'te ise %32,3'e yükselmiştir [12]. Bu artışları dünya genelinde de istenilen seviyelere getirmek için elektrikli taşıtlar üzerine gerek üniversiteler gerekse de sanayi kuruluşları tarafından çok sayıda araştırma ve geliştirme (Ar-Ge) çalışması yürütülmektedir. Bu çalışmaların ağırlıklı olarak elektrikli taşıt tekniğinin ana öğeleri olan elektrik motoru ve batarya üzerine yoğunlaştığı görülmektedir. Literatürde elektrikli araçlar için geliştirilmiş fırçasız DC [13], sürekli mıknatıslı senkron [14], asenkron [15] ve anahtarlamalı relüktans [16] motor tasarımları bulunmaktadır. Mevcut kablolu ve kablosuz şarj teknolojilerinin bir derlemesi ise Mohammed ve Jung [17] tarafından sunulmuştur. Elektrikli araçların yaygınlaşmasında etkili role sahip bir diğer husus da şarj istasyonu altyapısıdır [18]. Bu bağlamda Güneş vd. [19] şarj istasyonlarının elektrik dağıtım şebekesine etkilerini incelemiştirler. Bunlardan başka, enerji verimliliğini arttırmaya yönelik olarak enerji [20] ve batarya termal [21] yönetim sistemlerinin geliştirilmesi de elektrikli taşıtlara dair önemli bir çalışma alanı teşkil etmektedir.

Elektrik motoru ve batarya teknolojilerindeki ilerlemelerin elektrikli taşıtların tüketiciler tarafından tercih edilirlikleri üzerindeki etkisi büyüktür. Bununla beraber, tüketicilerin otomobil tercihlerinde etkili olan başlıca faktörlerden biri de sürüş konforu gereksinimlerinin en üst düzeyde karşılanmasıdır. Bu da süspansiyon sistemini geleneksel otomobillerin olduğu gibi elektrikli otomobillerin de temel bileşenlerinden biri haline getirmektedir. Süspansiyon sistemi, sürücü ve yolcuların rahat bir şekilde seyahat edebilmelerine olanak sağlamasının yanı sıra sürüş güvenliği [22] ve taşıt aksamlarının hasar görmesini önleme [23] açılarından da büyük önem taşımaktadır. Konvansiyonel içten yanmalı motorlu araçların sürüş konforu analizi, taşıt dinamiğinde klasik bir konudur ve bu araçlarda motor, genellikle ön tarafta bulunur [24]. Ancak elektrikli araçlarda, aracın marka ve modeline göre, batarya ön veya arka koltukların altına yerleştirilebileceği gibi [25], orta kısımda da yer alabilir [26]. Bu da elektrikli araçların sürüş konforu analizlerinde ilave bir parametre olarak batarya konumunun göz önüne alınmasını gerektirir. Ancak batarya konumunun sürüş konforuna olan etkilerinin belirlenmesi görece oldukça yeni bir araştırma konusu olduğu için hakkında literatürde yayınlanmış henüz çok az sayıda akademik çalışma bulunmaktadır. Bunlardan birinde Wang [27], pasif süspansiyon sistemlerinde sürüş kalitesini artırmak için batarya konumunun aracın merkezinde olması gerektiğini ortaya koymuştur. Daha önceki bir

başka çalışmada da benzer şekilde Wang vd. [28], aktif süspansiyon sistemli taşıtlarda taşıtın ağırlık merkezinin batarya için ideal konum olduğunu ifade etmişlerdir. Fakat bahsedilen bu önceki çalışmalarda, süspansiyon sistemi elemanları lineer yaylar ve amortisörler şeklinde modellenmiştir. Bu modelleme yaklaşımı, taşıt titreşimlerinin analizinde hesaplama kolaylığı için yaygın olarak kullanılmaktadır [29]. Ancak gerçekte, tüm yaylar ve amortisörler doğaları gereği doğrusalsızlıklara sahiptirler [30] ve bu doğrusalsızlıkların ihmal edilmeleri, batarya konumunun sürüş konforu üzerindeki etkilerine ilişkin literatürde mevcut olan önceki çalışmaların önemli bir sınırlamasını teşkil etmektedir. Buradan hareketle işbu makalemizin amacı, elektrikli otomobillerde batarya konumunun sürüş konforu üzerindeki etkilerini süspansiyon modelinde yer alan yaylardaki ve amortisörlerdeki doğrusalsızlıklara da hesaba katarak analiz etmektir. Analizlerimize trigonometrik doğrusalsızlıklar da dahil edilmiştir.

Aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemlerinin yüksek maliyetleri, kontrol karmaşıklıkları ve enerji gereksinimlerini artırması nedenleriyle pasif süspansiyon sistemlerinin pazardaki yaygınlığı halen devam etmektedir [31]. Bu nedenle, analizlerimiz pasif bir süspansiyon sistemi için gerçekleştirilmiştir. Bu noktada şunu da belirtmek gerekir ki elektrikli taşıt teknolojisi, sadece binek otomobillerle sınırlı olmayıp, otobüslerden [32] trenlere [33] ve gemilere [34] kadar geniş bir kullanım alanına sahiptir. Ancak çalışmamızda bataryalı olarak da bilinen tamamen elektrikli binek otomobillere odaklanılmıştır. Bunun üç nedeni vardır: Birincisi, yakıt hücreleri dahil diğer güç kaynakları ile çalışan elektrik motorlarını kullanan taşıtların sayısı, bataryalı elektrikli taşıt sayısının yanında ihmal edilebilir düzeydedir [35]. İkincisi; otomotiv dünyasının nihai hedefi zaten bataryalı elektrikli araçlardır ve hibrit araçlar bu hedefe giden yolda aslında sadece bir ara basamak teşkil etmektedir [36]. Üçüncüsü ise, dünya genelinde çevreye salınan zararlı gazların üçte biri karayolu araçlarından kaynaklanmaktadır [37]. Bunun yanı sıra, AB ülkelerinde 2018 yılında ulaşım sektöründeki sera gazı emisyonlarının %71,8'i karayolu taşımacılığı kaynaklı olup binek otomobiller bu kategoride bulunan taşıtlar arasında açık ara birinci sırada yer almaktadır [38]. Çalışmamızın çerçevesini sunmak için belirtmek istediğimiz bir başka husus da aracın her bir tekerleğinin kendi tekerlek içi motoru tarafından tahrik edildiğinin kabul edilmiş olmasıdır.

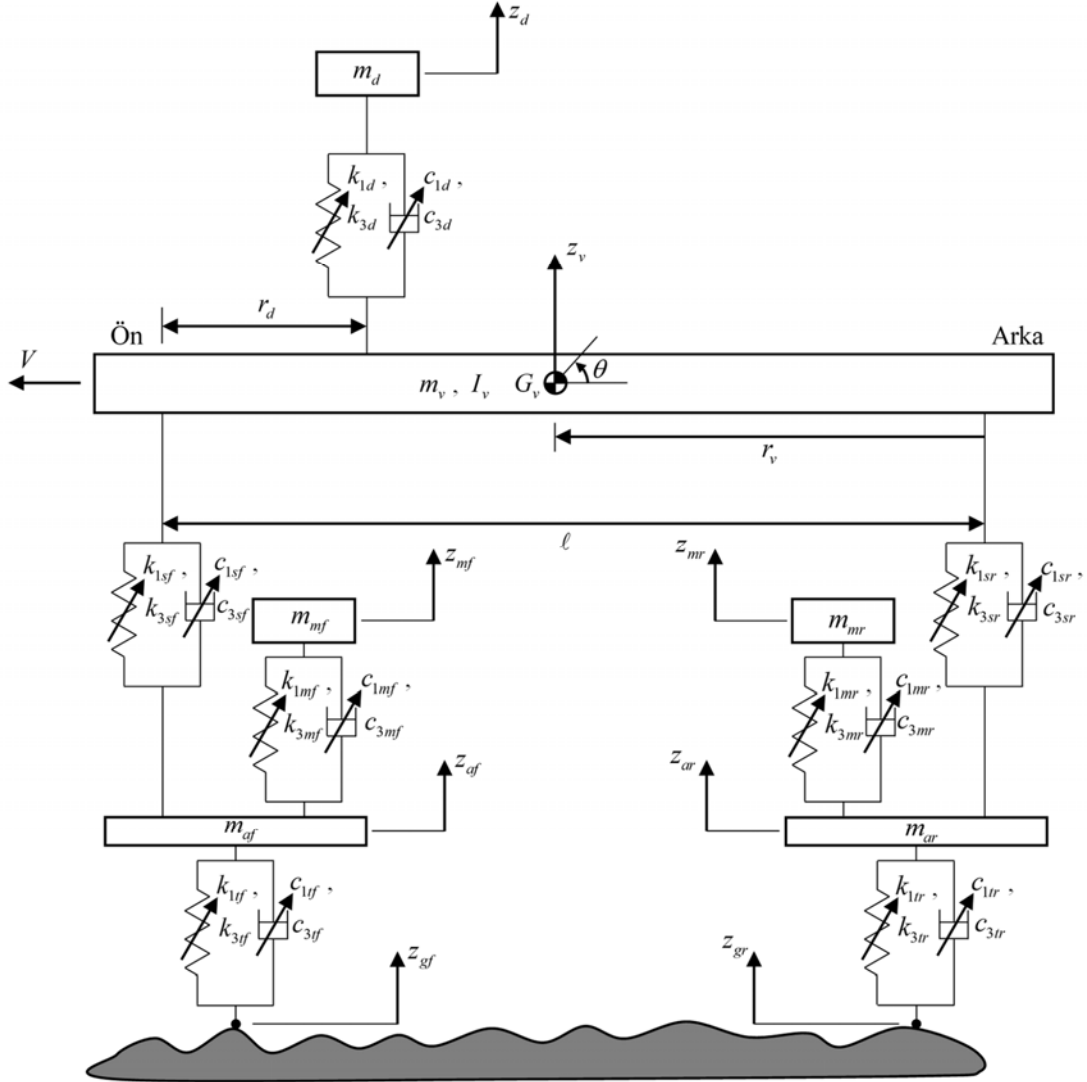
Bir sonraki bölüme geçmeden önce makalemizin bilime özgün katkısını da somut olarak şu şekilde açıklamak isteriz: Modern elektrikli otomobillerin üretimini sadece içten yanmalı motorların ve yakıt tanklarının elektrik motorları ve bataryalar ile değiştirilmesinden ibaret olmayıp diğer tüm sistem ve parçaların da bu değişikliğe uyumlu olacak şekilde bütünsel bir yaklaşımla yeniden analizlerini ve tasarımlarını gerektirir [39]. Bunun temel nedenlerinden birisi, bataryaların elektrikli araçların ağırlığının yaklaşık %20-25'ini oluşturan [40] önemli bir ağırlık kalemi olmasıdır. Bu gerçekten hareketle, batarya konumunun taşıt yönlendirmesi [41] ve güvenliğinden [42] süspansiyon sisteminin performansına [27, 28] kadar çok geniş bir spektrumda etkileri üzerine literatürde yayınlanan çalışmaların sayısında son yıllarda kayda değer bir artış göze çarpmaktadır. Fakat batarya konumunun süspansiyon performansı üzerine olan etkilerine ilişkin literatürde yer alan ve yukarıda da bahsedilen çalışmalarda yay ve amortisör doğrusalsızlıkları ile trigonometrik doğrusalsızlıkları hesaba katan herhangi bir analize rastlanmamıştır. İşte bu çalışmanın özgün katkısı, yazarların en iyi bilgisine göre, batarya konumunun elektrikli otomobillerin sürüş konforu ile ilişkisini, literatürde ilk kez söz konusu bu doğrusalsızlıkları da dikkate alarak ortaya koymasındadır. Bu sayede yüksek sürüş kalitesi için bataryanın yerleştirilebileceği uygun konumlar daha gerçekçi bir şekilde tespit edilebilir.

2. Metot (Method)

Bataryalı elektrikli taşıt titreşimlerini analiz etmek için bu çalışmada kullandığımız model, literatürde yer alan bisiklet titreşim modeli [24] temelinde kurulmuştur. Bisiklet modelinde araba boylamasına eksen boyunca her biri iki tekerlekli olan iki eşit parçaya sanal olarak bölünerek parçalardan birindeki salınım hareketleri incelenir. Yarım araba modeli olarak da isimlendirilen bu klasik düzlemsel model, araç gövdesinin yunuslama ve dikey ötelenme hareketleri ile ön ve arka aksların dikey ötelenme hareketleri olmak üzere toplam dört serbestlik derecesine sahiptir [43]. Söz konusu model, Ma vd. [44] ve Quynh vd. [45] tarafından yapılan çalışmalar baz alınarak, tekerlek içi motorları ve motor süspansiyonlarını da içerecek şekilde modifiye edilmiştir. Böyle modifiye bir model, Wang [27] ve Huang ve Nguyen'in [46] gerçekleştirdiği sürüş konforu analizlerinde de kullanılmıştır. Bahsedilen bu çalışmalardan farklı olarak bizim çalışmamızda, sürücü ve sürücü koltuğu da koltuğun esneklik ve sönümleme özellikleri ile birlikte Haug ve Arora'nın [47] verdikleri örneğe uygun şekilde araç modeline eklenmiş, ayrıca tüm yaylar Duffing yayı olarak ve tüm amortisörler hem lineer hem de kübik sönümleme karakteristiklerine

sahip şekilde modellenmiştir. Böylece Şekil 1'de gösterilen yedi serbestlik dereceli lineer olmayan yarım araç modeli oluşturulmuştur. Klasik yarım araba modelindeki dört serbestlik derecesine ilaveten bu modelde dikkate alınan diğer üç serbestlik derecesi, sürücü ve sürücü koltuğunun birleşik kütlelerinin ve ön ve arka tekerlek içi motorların dikey yer değiştirmeleridir. Model denklemleri yazılırken yay ve amortisör doğrusalsızlıklarına ek olarak tüm trigonometrik doğrusalsızlıklar da hesaba katılmıştır.

Denklemlerde kullanılan simgeler, Bölüm 5'te detaylı şekilde açıklanmıştır. Ancak denklemlerin takip edilebilirliğini ve okuma kolaylığını teminen bu simgelerin nasıl belirlendiğine bu bölümde de yeri geldikçe değinilmiştir. Kütleler, yay sabitleri ve sönüm katsayıları sırasıyla m , k ve c harfleri ile, dikey yer değiştirmeler ise z harfi ile gösterilmiştir. Parametreler ve değişkenlerle ilgili ayırt edici bilgiler alt simgeler kullanılarak verilmiştir. Bunlardan s , m , a , t , g , f ve r alt simgeleri sırasıyla araç süspansiyonu, tekerlek içi motor, yaysız kütle, lastik, yol, ön ve arka anlamlarında kullanılmıştır. Yay ve amortisörlerin lineer karakteristikleri 1 alt simgesi ile, kübik karakteristikleri ise 3 alt simgesi ile belirtilmiştir. Yer çekimi ivmesi



Şekil 1. Tekerlek içi motorlu elektrikli araçlar için yedi serbestlik dereceli lineer olmayan bir yarım taşıt modeli
(A seven-degree-of-freedom nonlinear half-car model for in-wheel-motor electric vehicles)

g dikey doğrultuda aşağı yöndedir. Sürücü koltuğu ön akstan r_d uzaklığında olup koltuğa ait yay ve sönüm değerleri d alt simgesi ile ifade edilmişlerdir. Sürücünün ve koltuğunun toplam kütlesi m_d ve bu kütlelerin dikey yer değiştirmesi z_d 'dir. Açısal yer değiştirme θ ile dikey yer değiştirmelerin tümünün deforme olmamış durumdan ölçüldüğü kabul edilmiştir.

Oluşturulan modelin hareket denklemleri, Eş. 1'den Eş. 7'ye kadar olan eşitliklerde verilmiştir.

$$m_d \ddot{z}_d + F_{Dd} + F_{Sd} + m_d g = 0 \quad (1)$$

$$m_v \ddot{z}_v + F_{Dsf} + F_{Ssf} + F_{Dsr} + F_{Ssr} - (F_{Dd} + F_{Sd}) + m_v g = 0 \quad (2)$$

$$I_v \ddot{\theta} - (F_{Dsf} + F_{Ssf})(\ell - r_v) \cos(\theta) + (F_{Dsr} + F_{Ssr})r_v \cos(\theta) + (F_{Dd} + F_{Sd})(\ell - r_v - r_d) \cos(\theta) = 0 \quad (3)$$

$$m_{mf} \ddot{z}_{mf} + F_{Dmf} + F_{Smf} + m_{mf} g = 0 \quad (4)$$

$$m_{mr} \ddot{z}_{mr} + F_{Dmr} + F_{Smr} + m_{mr} g = 0 \quad (5)$$

$$m_{af} \ddot{z}_{af} - (F_{Dsf} + F_{Ssf}) - (F_{Dmf} + F_{Smf}) + F_{Df} + F_{Sf} + m_{af} g = 0 \quad (6)$$

$$m_{ar} \ddot{z}_{ar} - (F_{Dsr} + F_{Ssr}) - (F_{Dmr} + F_{Smr}) + F_{Dr} + F_{Sr} + m_{ar} g = 0 \quad (7)$$

Hareket denklemlerinde yer alan amortisör kuvvetleri Eş. 8'den Eş. 14'e kadar olan eşitliklerde, yay kuvvetleri ise Eş. 15'ten Eş. 21'e kadar olan eşitliklerde görüldüğü gibidir.

$$F_{Dd} = c_{1d} [\dot{z}_d + (\ell - r_v - r_d) \dot{\theta} \cos(\theta) - \dot{z}_v] + c_{3d} [\dot{z}_d + (\ell - r_v - r_d) \dot{\theta} \cos(\theta) - \dot{z}_v]^3 \quad (8)$$

$$F_{Dsf} = c_{1sf} [\dot{z}_v - (\ell - r_v) \dot{\theta} \cos(\theta) - \dot{z}_{af}] + c_{3sf} [\dot{z}_v - (\ell - r_v) \dot{\theta} \cos(\theta) - \dot{z}_{af}]^3 \quad (9)$$

$$F_{Dsr} = c_{1sr} [\dot{z}_v + r_v \dot{\theta} \cos(\theta) - \dot{z}_{ar}] + c_{3sr} [\dot{z}_v + r_v \dot{\theta} \cos(\theta) - \dot{z}_{ar}]^3 \quad (10)$$

$$F_{Dmf} = c_{1mf} (\dot{z}_{mf} - \dot{z}_{af}) + c_{3mf} (\dot{z}_{mf} - \dot{z}_{af})^3 \quad (11)$$

$$F_{Dmr} = c_{1mr} (\dot{z}_{mr} - \dot{z}_{ar}) + c_{3mr} (\dot{z}_{mr} - \dot{z}_{ar})^3 \quad (12)$$

$$F_{Df} = c_{1f} (\dot{z}_{af} - \dot{z}_{gf}) + c_{3f} (\dot{z}_{af} - \dot{z}_{gf})^3 \quad (13)$$

$$F_{Dr} = c_{1r} (\dot{z}_{ar} - \dot{z}_{gr}) + c_{3r} (\dot{z}_{ar} - \dot{z}_{gr})^3 \quad (14)$$

$$F_{Sd} = k_{1d} [z_d + (\ell - r_v - r_d) \sin(\theta) - z_v] + k_{3d} [z_d + (\ell - r_v - r_d) \sin(\theta) - z_v]^3 \quad (15)$$

$$F_{Ssf} = k_{1sf} [z_v - (\ell - r_v) \sin(\theta) - z_{af}] + k_{3sf} [z_v - (\ell - r_v) \sin(\theta) - z_{af}]^3 \quad (16)$$

$$F_{Ssr} = k_{1sr} [z_v + r_v \sin(\theta) - z_{ar}] + k_{3sr} [z_v + r_v \sin(\theta) - z_{ar}]^3 \quad (17)$$

$$F_{Smf} = k_{1mf} (z_{mf} - z_{af}) + k_{3mf} (z_{mf} - z_{af})^3 \quad (18)$$

$$F_{Smr} = k_{1mr} (z_{mr} - z_{ar}) + k_{3mr} (z_{mr} - z_{ar})^3 \quad (19)$$

$$F_{Sf} = k_{1f} (z_{af} - z_{gf}) + k_{3f} (z_{af} - z_{gf})^3 \quad (20)$$

$$F_{Sr} = k_{1r} (z_{ar} - z_{gr}) + k_{3r} (z_{ar} - z_{gr})^3 \quad (21)$$

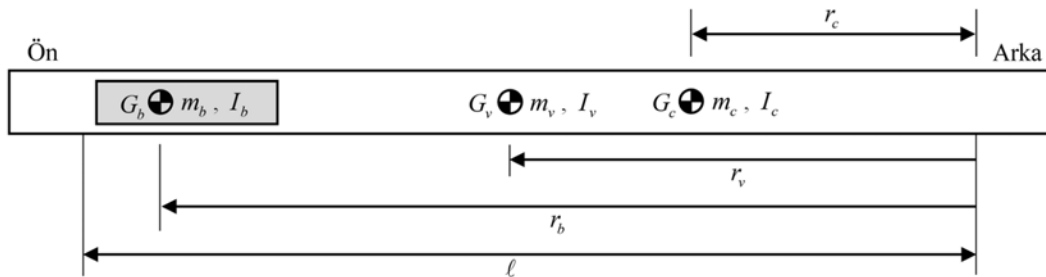
Taşıt modelinde batarya monte edilmiş araç gövdesinin yarısını temsil eden çubuk rijit olup bu çubuğun kütlesi m_v , kütle merkezinin arka akstan uzaklığı r_v ve kütle merkezinden geçen yanal eksen etrafındaki yunuslama eylemsizlik momenti I_v , aracın boylamasına eksenini üzerinde verilen bir batarya konumu için Şekil 2'ye göre sırasıyla Eş. 22, Eş. 23 ve Eş. 24 kullanılarak hesaplanabilir.

$$m_v = m_c + m_b \quad (22)$$

$$r_v = \frac{m_c r_c + m_b r_b}{m_v} \quad (23)$$

$$I_v = I_c + m_c (r_v - r_c)^2 + I_b + m_b (r_b - r_v)^2 \quad (24)$$

Yukarıdaki denklemlerde yarım bataryaya ve batarya monte edilmemiş haldeki yarım araç gövdesine ait atalet parametreleri sırasıyla b ve c alt simgeleri ile gösterilmiştir. Modellemede aracın ve araç içerisindeki batarya yerleşiminin boylamasına eksene göre simetrik olduğu ve bataryanın araca rijit olarak bağlandığı kabul edilmiştir.



Şekil 2. Batarya takılı araç gövdesinin yarısını temsil eden sistem (System representing half of the battery-mounted vehicle body)

3. Sonuçlar ve Tartışmalar (Results and Discussions)

Çalışmamızda, yarım taşıt modelinin gerektirdiği şekilde sağ ve sol tekerleklerin aynı yol girdisine maruz kaldıkları kabul edilmiştir. Yol profili, *A* genişliğine ve λ dalga boyuna sahip sinüzoidal bir dalga olarak modellenmiş ve aracın ileri yönde sabit bir *V* yatay hızı ile gittiği varsayılarak ön ve arka tekerleklere etki eden yol girdileri sırasıyla Eş. 25 ve Eş. 26'da olduğu gibi ifade edilmiştir.

$$z_{gr}(t) = A \sin\left(\frac{2\pi Vt}{\lambda}\right) \tag{25}$$

$$z_{gr}(t) = z_{gr}(t - \tau) \tag{26}$$

Arka tekerleğin ön tekerleğe göre zaman gecikmesi τ Eş. 27 ile verilir.

$$\tau = \frac{\ell}{V} \tag{27}$$

Yarım araç süspansiyon modelinde yer alan parametreler için kullanılan sayısal değerler Tablo 1 ve Tablo 2'de gösterilmiştir. Şekil 1'de ve Şekil 2'de gösterilen ve Eş. 1'den Eş. 24'e kadar olan denklemlerle ifade edilen araç modelinde yer alan kütlelerin, eylemsizlik momentlerinin ve yatay uzunlukların sayısal değerleri Tablo 1'de, lineer ve kübik sönüm katsayılarının ve yay sabitlerinin sayısal değerleri ise Tablo 2'de gösterildiği gibidir. Yol profili çeşitliliğini sağlamak amacıyla analizlerde 0,01 m, 0,02 m, 0,03 m, 0,04 m, 0,05 m ve 0,1 m olmak üzere altı farklı genlik ve 0,2 m, 0,5 m, 1 m, 5 m, 10 m, 15 m, 20 m ve 30 m olmak üzere sekiz farklı dalga boyu kullanılmıştır. Böylece $6 \times 8 = 48$ farklı yol profili oluşturulmuştur. Tüm yol profillerinin yatay uzunlukları birbirine eşit olup 60 m'dir. Taşıtın her bir yol profili üzerinde 30 km/h, 50 km/h ve 96 km/h olmak üzere üç farklı sabit hızla ilerlediği durumlar ayrı ayrı incelenmiştir. Bu sayede $48 \times 3 = 144$ farklı sürüş senaryosu tetkik edilmiştir. Her bir sürüş senaryosunda optimal batarya konumunu tespit etmek maksadıyla -0,4 m'den başlayarak 3,1 m'ye kadar 0,1 m aralıklarla 36 ayrı r_b değeri test edilmiştir. Yani toplamda $144 \times 36 = 5184$ analiz gerçekleştirilmiştir. Bu noktada, makalede optimizasyon için buluşsal veya vekil tabanlı yöntemler yerine neden tam kapsamlı arama kullanıldığına dair bir açıklamaya da yer verilmesi faydalı olacaktır. Seçilen bu optimizasyon yöntemi,

alternatiflerine göre ilk bakışta daha az verimli olarak görülebilir. Ancak çalışmamızda gerek yüksek nonlineeriteye sahip karmaşık bir taşıt modeli kullanılması gerekse de ele alınan problemin literatürde görece yeni çalışılmaya başlanmış bir problem olması nedeniyle optimizasyon kriterinin temel eğilimlerinin belirlenmesine ihtiyaç vardır. Tam kapsamlı arama, böyle durumlar için tercih edilen kullanışlı bir yaklaşımdır [48].

Analizlerde yer çekimi ivmesinin değerinin 9,81 m/s² olduğu kabul edilmiştir. Nümerik entegrasyonlar, eksplisit tek adımlı Runge-Kutta (4,5) formülüne dayalı değişken adım aralıklı Dormand-Prince metoduna dayanmakta olup bu metotla ilgili bilgi için örneğin bkz. [49]. Modelin zamana bağlı değişkenlerinin başlangıç değerleri statik denge koşullarından bulunmuş; zamana göre birinci türevlerinin başlangıç değerleri ise sıfır olarak alınmıştır. Statik denge denklemlerini nümerik olarak çözerken ilk tahmin için sıfır vektörü kullanılmıştır. Gerçekleştirilen her analiz neticesinde sürüş konforu ölçütü olarak sürücü ve sürücü koltuğunun birleşik kütlelerinin dikey ivmesinin kök ortalama kare değeri (*a*_{RMS}) hesaplanmıştır. Ele alınan sürüş senaryolarında ortaya çıkan minimum *a*_{RMS} değerleri (*a*_{RMS,min}) *V* = 30 km/h için Şekil 3'te, *V* = 50 km/h için Şekil 4'te, ve *V* = 96 km/h için Şekil 5'te gösterilmiştir.

Bir sonraki sayfadaki üç grafik incelendiğinde, 10 m yol profili dalga boyunun tüm genlik ve hızlarda, özellikle de 50 km/h ve 96 km/h hızlarda *a*_{RMS,min} değeri açısından kritik olduğu görülmektedir. Bunun dışında 30 km/h hızda 1 m, 50 km/h hızda 5 m ve 96 km/h hızda 15 m dalga boylarının da aynı şekilde kritik olduğu not edilmelidir.

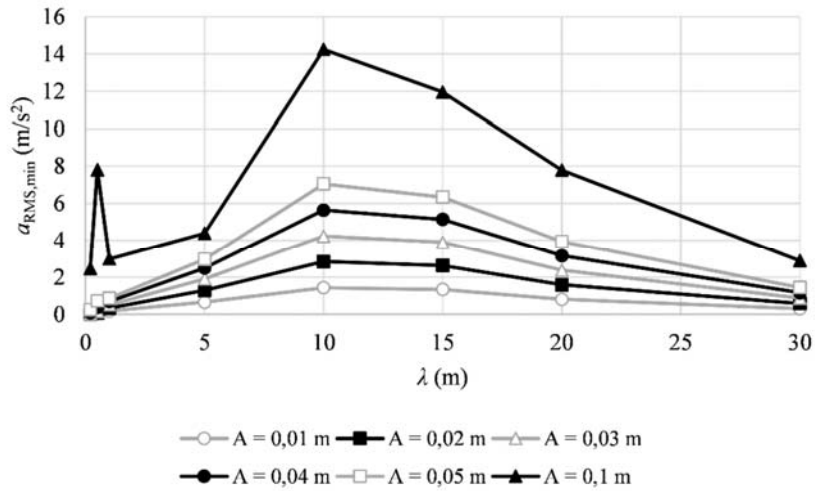
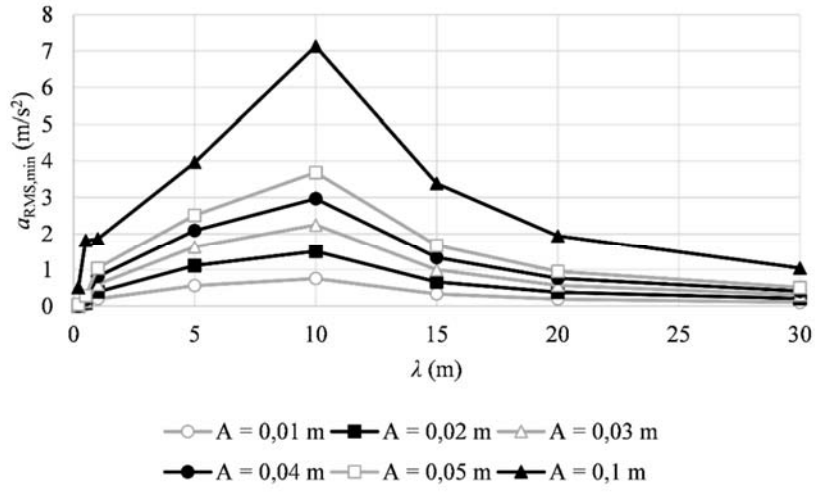
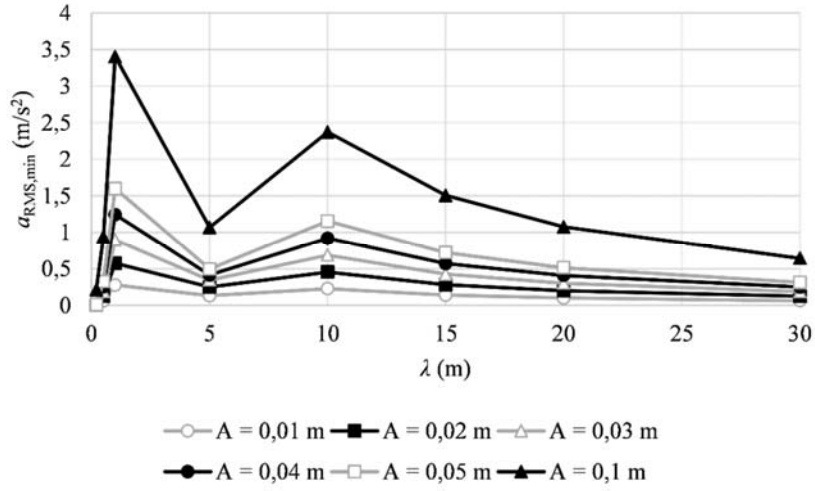
Oluşturulan sürüş senaryolarında *a*_{RMS,min} değerlerinin elde edildiği batarya konumları *A* = 0,01 m için Şekil 6'da *A* = 0,02 m için Şekil 7'de *A* = 0,03 m için Şekil 8'de *A* = 0,04 m için Şekil 9'da *A* = 0,05 m için Şekil 10'da ve *A* = 0,1 m için Şekil 11'de sunulmuştur. Bu altı grafik tetkik edildiğinde, sürüş konforu açısından optimal batarya konumunun tüm genlik ve hızlarda 0,2 ila 5 m arasındaki dalga boyları için aracın orta kısmında; 10 ila 30 m arasındaki dalga boyları için ise aracın arka kısmında bulunduğu anlaşılmaktadır. Bu husus, bulguların özetlendiği Şekil 12'de de net bir şekilde görülebilmektedir: Optimal r_b değeri, 5 m ve altı dalga boyları ile oluşturulan 72 sürüş senaryosunun 31 tanesinde 1,3 m, 20 tanesinde 1,2 m, 10 tanesinde 1,4 m, 5 tanesinde ise 1,5 m olurken, 10 m ve üstü dalga boyları ile oluşturulan 72 sürüş senaryosunun 66 tanesinde -0,4 m olmuştur.

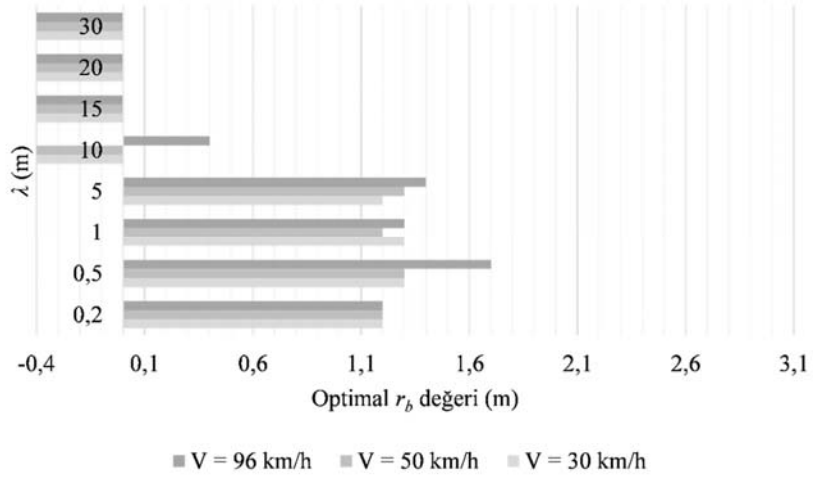
Tablo 1. Taşıt titreşim modeline ait kütlelerin, eylemsizlik momentlerinin ve yatay uzunlukların sayısal değerleri (Numerical values of the masses, moments of inertia and horizontal lengths in the vehicle vibration model)

Simge	Birim	Değer	Simge	Birim	Değer	Simge	Birim	Değer	Simge	Birim	Değer
<i>m_{af}</i>	kg	45	<i>m_c</i>	kg	1450/2	<i>m_{mr}</i>	kg	36	ℓ	m	2,7
<i>m_{ar}</i>	kg	45	<i>m_d</i>	kg	85	<i>I_b</i>	kg·m ²	140/2	<i>r_c</i>	m	1,5
<i>m_b</i>	kg	385/2	<i>m_{mf}</i>	kg	36	<i>I_c</i>	kg·m ²	4400/2	<i>r_d</i>	m	1,25

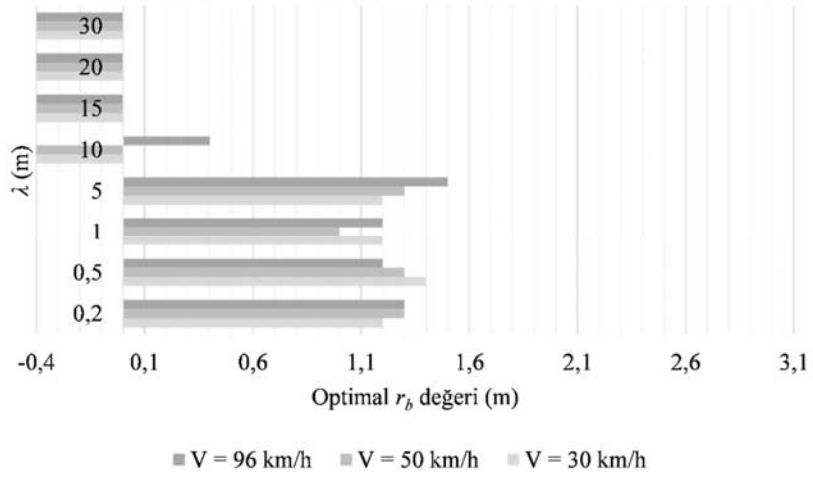
Tablo 2. Taşıt titreşim modeline ait lineer ve kübik sönüm katsayılarının ve yay sabitlerinin sayısal değerleri (Numerical values of the linear and cubic damping coefficients and spring constants in the vehicle vibration model)

Simge	Birim	Değer	Simge	Birim	Değer	Simge	Birim	Değer	Simge	Birim	Değer
<i>c_{1d}</i>	N·s/m	600	<i>c_{3d}</i>	N·s ³ /m ³	120	<i>k_{1d}</i>	N/m	19000	<i>k_{3d}</i>	N/m ³	3800
<i>c_{1mf}</i>	N·s/m	1520	<i>c_{3mf}</i>	N·s ³ /m ³	304	<i>k_{1mf}</i>	N/m	27500	<i>k_{3mf}</i>	N/m ³	5500
<i>c_{1mr}</i>	N·s/m	1520	<i>c_{3mr}</i>	N·s ³ /m ³	304	<i>k_{1mr}</i>	N/m	27500	<i>k_{3mr}</i>	N/m ³	5500
<i>c_{1sf}</i>	N·s/m	3600	<i>c_{3sf}</i>	N·s ³ /m ³	720	<i>k_{1sf}</i>	N/m	61000	<i>k_{3sf}</i>	N/m ³	12000
<i>c_{1sr}</i>	N·s/m	3600	<i>c_{3sr}</i>	N·s ³ /m ³	720	<i>k_{1sr}</i>	N/m	61000	<i>k_{3sr}</i>	N/m ³	12000
<i>c_{1tf}</i>	N·s/m	300	<i>c_{3tf}</i>	N·s ³ /m ³	60	<i>k_{1tf}</i>	N/m	280000	<i>k_{3tf}</i>	N/m ³	56000
<i>c_{1tr}</i>	N·s/m	300	<i>c_{3tr}</i>	N·s ³ /m ³	60	<i>k_{1tr}</i>	N/m	280000	<i>k_{3tr}</i>	N/m ³	56000

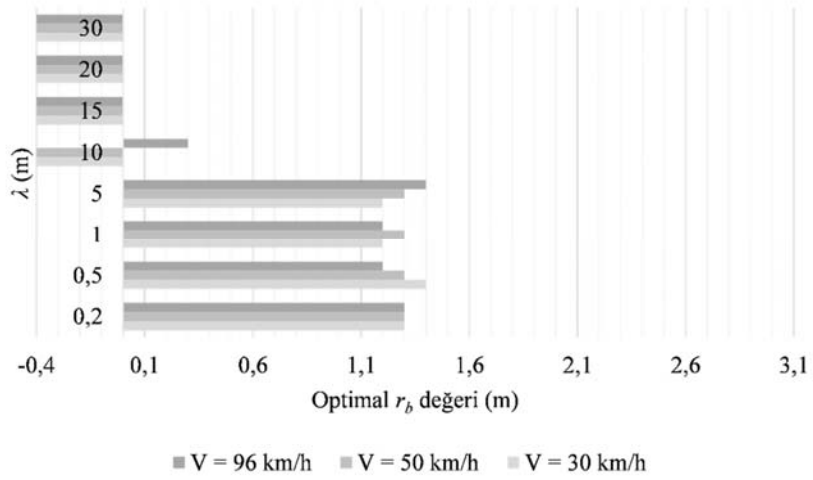




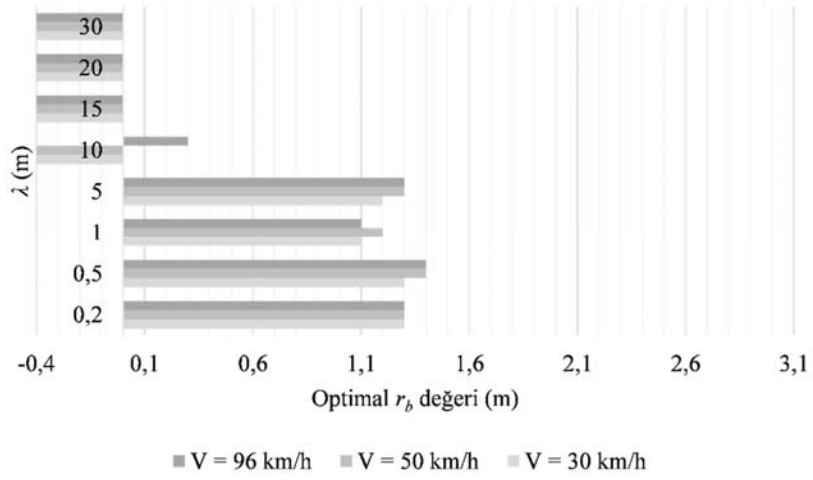
Şekil 6. $A = 0,01$ m için elde edilen optimal r_b değerleri (The optimal r_b values obtained for $A = 0.01$ m)



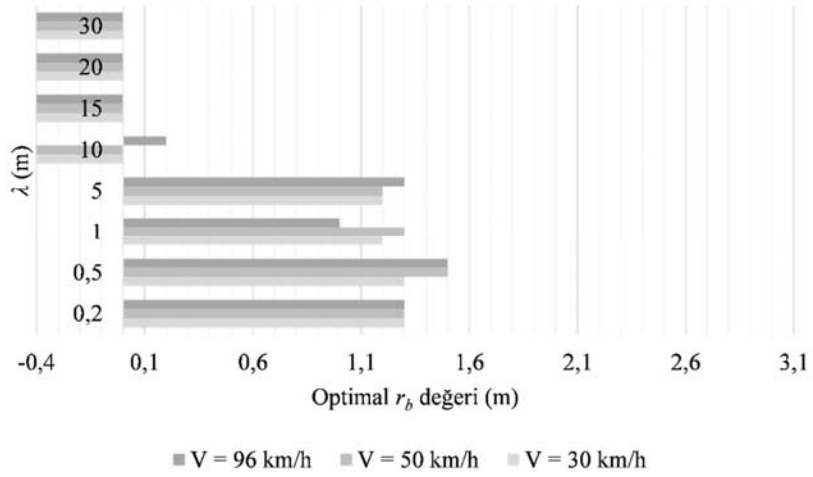
Şekil 7. $A = 0,02$ m için elde edilen optimal r_b değerleri (The optimal r_b values obtained for $A = 0.02$ m)



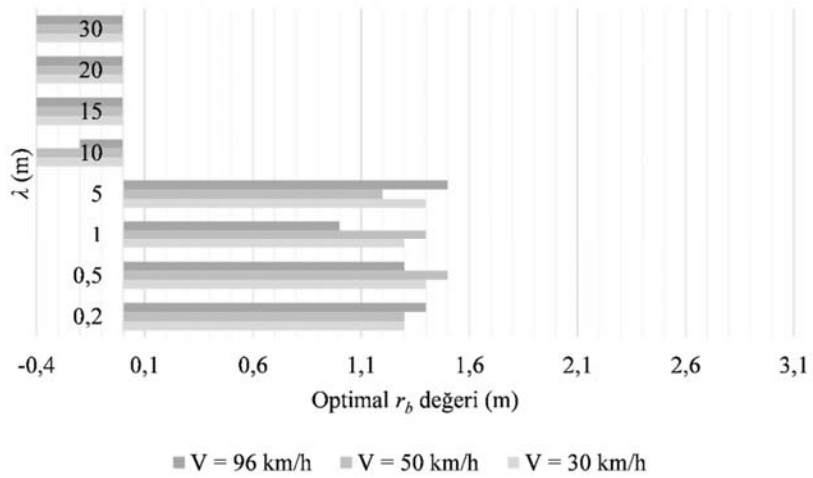
Şekil 8. $A = 0,03$ m için elde edilen optimal r_b değerleri (The optimal r_b values obtained for $A = 0.03$ m)



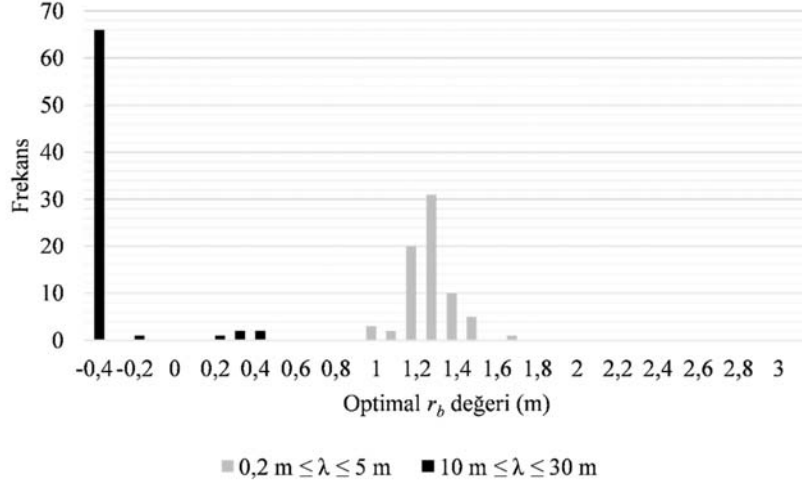
Şekil 9. $A = 0,04$ m için elde edilen optimal r_b değerleri (The optimal r_b values obtained for $A = 0.04$ m)



Şekil 10. $A = 0,05$ m için elde edilen optimal r_b değerleri (The optimal r_b values obtained for $A = 0.05$ m)



Şekil 11. $A = 0,1$ m için elde edilen optimal r_b değerleri (The optimal r_b values obtained for $A = 0.1$ m)



Şekil 12. Optimal r_b değerlerinin frekans dağılımı (Frequency distribution of the optimal r_b values)

4. Sonuçlar (Conclusions)

Elektrikli otomobiller, konvansiyonel içten yanmalı motorlu muadillerine göre hava ve gürültü kirliliğini azaltmak gibi önemli avantajlara sahiptirler ve bu nedenle otomotiv sektörünün geleceği olarak görülmektedirler. Elektrikli araç tasarımı ile ilgili güncel araştırmalarından bir tanesi, batarya yerleşimi için uygun yerlerin belirlenmesidir. Çünkü elektrikli araçlarda batarya, önemli bir ağırlık kalemi olup konumu süspansiyon sisteminin performansını doğrudan etkilemektedir.

İşbu makalede lineer olmayan bir süspansiyon modeli kullanılarak tekerlek içi motorlu elektrikli otomobillerde bataryanın sürüş konforu açısından uygun olan konumları tespit edilmiştir. Sinüzoidal formda 48 farklı yol profili ile 144 farklı sürüş senaryosu oluşturulmuş ve her bir senaryo için aracın boylamasına eksen boyuna seçilen 36 batarya konumu tek tek test edilerek optimal olanı belirlenmiştir. Optimizasyon işleminin amacı, sürücü ve koltuğunun dikey ivmesinin kök ortalama kare değerinin minimize edilmesi şeklinde belirlenmiştir. Analizlerde yedi serbestlik dereceli bir yarım taşıt titreşim modeli kullanılmıştır. Modelde tüm yay ve amortisörler lineer ve kübik karakteristiklere sahip olacak şekilde modellenmiş ve bunların yanı sıra trigonometrik doğrusalsızlıklar da hesaba katılmıştır. Toplamda 5184 analiz gerçekleştirilmiştir. Optimal r_b değeri, 0,2 ile 5 m arasındaki dalga boylarına sahip yol profilleri ile oluşturulan 72 sürüş senaryosunun %43,1'inde 1,3 m, %27,8'inde 1,2 m, %13,9'unda 1,4 m, %6,9'unda ise 1,5 m olurken, 10 ila 30 m arasındaki dalga boylarına sahip yol profilleri ile oluşturulan 72 sürüş senaryosunun %91,7'sinde -0,4 m olmuştur. Böylece, dalga boyu 0,2 ile 5 m arasında değişen yol profilleri için sürüş konforu açısından optimal batarya konumu aracın ortası, 10 ile 30 m arasında değişen yol profilleri için ise aracın arkası olarak bulunmuştur. Konuyla ilgili önceki çalışmalarda [27, 28] optimal batarya konumunun aracın ortasında veya ağırlık merkezinde bulunduğu hatırlanarak dalga boyu 0,2 ile 5 m arasında değişen yol profilleri için elde ettiğimiz bulguların literatürle uyumlu olduğu tespit edilmiştir. Ancak önceki bu çalışmalardan farklı olarak, işbu makalede sunulan sonuçlar, elektrikli taşıtların sürüş konforu için optimal batarya konumlarının belirlenmesinde taşıtın kullanılması hedeflenen yol profillerinin de göz önüne alınması gerektiğini göstermiştir.

5. Simgeler (Symbols)

A : Yol profilini temsil eden sinüzoidal dalganın genliği
 a_{RMS} : Sürücü ve sürücü koltuğunun birleşik kütlelerinin dikey ivmesinin kök ortalama kare değeri

c_{1d} : Sürücü koltuğunun lineer sönüm katsayısı
 c_{1mf} : Ön tekerlek içi motor süspansiyonunun lineer sönüm katsayısı
 c_{1mr} : Arka tekerlek içi motor süspansiyonunun lineer sönüm katsayısı
 c_{1sf} : Aracın ön süspansiyon amortisörünün lineer sönüm katsayısı
 c_{1sr} : Aracın arka süspansiyon amortisörünün lineer sönüm katsayısı
 c_{1tf} : Ön lastiğin lineer sönüm katsayısı
 c_{1tr} : Arka lastiğin lineer sönüm katsayısı
 c_{3d} : Sürücü koltuğunun kübik sönüm katsayısı
 c_{3mf} : Ön tekerlek içi motor süspansiyonunun kübik sönüm katsayısı
 c_{3mr} : Arka tekerlek içi motor süspansiyonunun kübik sönüm katsayısı
 c_{3sf} : Aracın ön süspansiyon amortisörünün kübik sönüm katsayısı
 c_{3sr} : Aracın arka süspansiyon amortisörünün kübik sönüm katsayısı
 c_{3tf} : Ön lastiğin kübik sönüm katsayısı
 c_{3tr} : Arka lastiğin kübik sönüm katsayısı
 g : Yer çekimi ivmesi
 G_b : Bataryanın kütle merkezi
 G_c : Batarya monte edilmemiş araç gövdesinin kütle merkezi
 G_v : Batarya monte edilmiş araç gövdesinin kütle merkezi
 I_b : Bataryanın G_b noktasından geçen yanal eksen etrafındaki yunuslama eylemsizlik momentinin yarısı
 I_c : Batarya monte edilmemiş araç gövdesinin G_c noktasından geçen yanal eksen etrafındaki yunuslama eylemsizlik momentinin yarısı
 I_v : Batarya monte edilmiş araç gövdesinin G_v noktasından geçen yanal eksen etrafındaki yunuslama eylemsizlik momentinin yarısı
 k_{1d} : Sürücü koltuğunun lineer yay sabiti
 k_{1mf} : Ön tekerlek içi motor süspansiyonunun lineer yay sabiti
 k_{1mr} : Arka tekerlek içi motor süspansiyonunun lineer yay sabiti
 k_{1sf} : Aracın ön süspansiyon yayının lineer yay sabiti
 k_{1sr} : Aracın arka süspansiyon yayının lineer yay sabiti
 k_{1tf} : Ön lastiğin lineer yay sabiti
 k_{1tr} : Arka lastiğin lineer yay sabiti
 k_{3d} : Sürücü koltuğunun kübik yay sabiti
 k_{3mf} : Ön tekerlek içi motor süspansiyonunun kübik yay sabiti
 k_{3mr} : Arka tekerlek içi motor süspansiyonunun kübik yay sabiti
 k_{3sf} : Aracın ön süspansiyon yayının kübik yay sabiti
 k_{3sr} : Aracın arka süspansiyon yayının kübik yay sabiti
 k_{3tf} : Ön lastiğin kübik yay sabiti
 k_{3tr} : Arka lastiğin kübik yay sabiti
 ℓ : Dingil açıklığı
 m_{af} : Ön yaysız kütle

- m_{ar} : Arka yaysız kütle
 m_b : Batarya kütlelerinin yarısı
 m_c : Batarya monte edilmemiş araç gövdesinin kütlelerinin yarısı
 m_d : Sürücü ve sürücü koltuğunun toplam kütleleri
 m_{mf} : Ön tekerlek içi motorun kütleleri
 m_{mr} : Arka tekerlek içi motorun kütleleri
 m_v : Batarya monte edilmiş araç gövdesinin kütlelerinin yarısı
 r_b : Aracın boylamasına eksenini boyunca arka akstan G_b 'ye olan yönlü uzaklık
 r_c : Arka aks ile G_c arasındaki boylamasına mesafe
 r_d : Ön aks ile sürücü koltuğu arasındaki boylamasına mesafe
 r_v : Arka aks ile G_v arasındaki boylamasına mesafe
 t : Zaman
 V : Aracın ilerleme hızı
 z_{af} : Ön yaysız kütlelerin dikey yer değiştirmesi
 z_{ar} : Arka yaysız kütlelerin dikey yer değiştirmesi
 z_d : Sürücü ve sürücü koltuğunun birleşik kütlelerinin dikey yer değiştirmesi
 z_{gf} : Yol pürüzlülüğü nedeniyle ön tekerleğe etki eden dikey deplasman girdisi
 z_{gr} : Yol pürüzlülüğü nedeniyle arka tekerleğe etki eden dikey deplasman girdisi
 z_{mf} : Ön tekerlek içi motorun dikey yer değiştirmesi
 z_{mr} : Arka tekerlek içi motorun dikey yer değiştirmesi
 z_v : Toplam kütleleri m_v ve ortak kütle merkezinden geçen yanal eksen etrafındaki toplam yunuslama eylemsizlik momenti I_v olan yarım araç gövdesi ve yarım batarya grubunun ortak kütle merkezinin dikey yer değiştirmesi
 θ : Toplam kütleleri m_v ve ortak kütle merkezinden geçen yanal eksen etrafındaki toplam yunuslama eylemsizlik momenti I_v olan yarım araç gövdesi ve yarım batarya grubunun yunuslama açısal yer değiştirmesi
 λ : Yol profilini temsil eden sinüzoidal dalganın dalga boyu
 τ : Arka tekerleğin ön tekerleğe göre zaman gecikmesi

Teşekkür (Acknowledgement)

Bu makale, ikinci yazarın birinci yazarın tez danışmanlığında tamamladığı yüksek lisans tezinin bir kısmına dayanmaktadır.

Kaynaklar (References)

- Jena R., An empirical case study on Indian consumers' sentiment towards electric vehicles: A big data analytics approach, *Industrial Marketing Management*, 90, 605-616, 2020.
- Harrison R.M., Vu T.V., Jafar H., Shi Z., More mileage in reducing urban air pollution from road traffic, *Environ. Int.*, 149, 106329, 2021.
- United States Environmental Protection Agency (EPA). Fast Facts: U.S. Transportation Sector Greenhouse Gas Emissions, 1990-2019. Office of Transportation and Air Quality, EPA-420-F-21-076, December 2021.
- Ajanovic A., Haas R., On the economics and the future prospects of battery electric vehicles, *Greenhouse Gases Sci. Technol.*, 10 (6), 1151-1164, 2020.
- Sharma S., Agarwal S., Jain A., Significance of hydrogen as economic and environmentally friendly fuel, *Energies*, 14 (21), 7389, 2021.
- Alimujiang A., Jiang P., Synergy and co-benefits of reducing CO₂ and air pollutant emissions by promoting electric vehicles—A case of Shanghai, *Energy Sustainable Dev.*, 55, 181-189, 2020.
- Shafique M., Azam A., Rafiq M., Luo X., Life cycle assessment of electric vehicles and internal combustion engine vehicles: A case study of Hong Kong, *Research in Transportation Economics*, 91, 101112, 2022.
- Choma E.F., Evans J.S., Hammitt J.K., Gómez-Ibáñez J.A., Spengler J.D., Assessing the health impacts of electric vehicles through air pollution in the United States, *Environ. Int.*, 144, 106015, 2020.
- Yao J., Zhang Y., Yan Z., Li L., A group approach of smart hybrid poles with renewable energy, street lighting and EV charging based on DC micro-grid, *Energies*, 11 (12), 3445, 2018.
- Hua X., Thomas A., Shultis K., Recent progress in battery electric vehicle noise, vibration, and harshness, *Sci. Prog.*, 104 (1), 368504211005224, 2021.
- Pardo-Ferreira M. del C., Rubio-Romero J.C., Galindo-Reyes F.C., Lopez-Arquillos A., Work-related road safety: The impact of the low noise levels produced by electric vehicles according to experienced drivers, *Saf. Sci.*, 121, 580-588, 2020.
- International Energy Agency (IEA). Global EV Data Explorer. <https://www.iea.org/articles/global-ev-data-explorer>. Yayın tarihi Nisan 29, 2021. Erişim tarihi Mayıs 20, 2022.
- Çabuk A.S., Sağlam S., Üstün Ö., Investigation on efficiency of in-wheel BLDC motors for different winding structures, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 34 (4), 1975-1985, 2019.
- Kurnaz Araz H., Yılmaz M., Design procedure and implementation of a high-efficiency PMSM with reduced magnet-mass and torque-ripple for electric vehicles, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 35 (2), 1089-1109, 2020.
- Demir U., Aküner M.C., Design and optimization of in-wheel asynchronous motor for electric vehicle, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 33 (4), 1517-1530, 2018.
- Yueying Z., Chuantian Y., Yuan Y., Weiyan W., Chengwen Z., Design and optimisation of an in-wheel switched reluctance motor for electric vehicles, *IET Intelligent Transport Systems*, 13 (1), 175-182, 2019.
- Mohammed S.A.Q., Jung J.-W., A comprehensive state-of-the-art review of wired/wireless charging technologies for battery electric vehicles: Classification/common topologies/future research issues, *IEEE Access*, 9, 19572-19585, 2021.
- Funke S.A., Sprei F., Gnann T., Plötz P., How much charging infrastructure do electric vehicles need? A review of the evidence and international comparison, *Transp. Res. Part D Transp. Environ.*, 77, 224-242, 2019.
- Güneş D., Tekdemir İ.G., Şengül Karaarslan M., Albayacı B., Assessment of the impact of electric vehicle charge station loads on reliability indices, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 33 (3), 1073-1084, 2018.
- Sarı Kurt T., Balıkcı A., A novel energy management system for full electric vehicles, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 32 (2), 323-333, 2017.
- Tete P.R., Gupta M.M., Joshi S.S., Developments in battery thermal management systems for electric vehicles: A technical review, *J. Energy Storage*, 35, 102255, 2021.
- Sever M., Şendur H.S., Yazıcı H., Arslan M.S., Active vibration control of a vehicle suspension system having biodynamic driver model with state derivative feedback LQR, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 34 (3), 1573-1583, 2019.
- Eroğlu M., Koç M.A., Kozan R., Esen İ., Active control of quarter-car and bridge vibrations using the sliding mode control, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 37 (4), 1957-1970, 2022.
- Jazar R.N., *Vehicle Dynamics: Theory and Application*, 2nd edition, Springer, New York, USA, 2014.
- Ganesh S., Venkatesan S., Evolution of flexible modular electric vehicle platforms among automotive industry and its influence on battery integration, *International Journal of Vehicle Structures & Systems*, 13 (3), 361-366, 2021.
- Arora S., Shen W., Kapoor A., Review of mechanical design and strategic placement technique of a robust battery pack for electric vehicles, *Renewable Sustainable Energy Rev.*, 60, 1319-1331, 2016.
- Wang P., Effect of electric battery mass distribution on electric vehicle movement safety, *Vibroengineering PROCEDIA*, 33, 78-83, 2020.
- Wang M., Jiang F., Zhang Q., Song S., Matching up the suspension of electric vehicle with the supporting system of battery pack, *Mechanika*, 20 (4), 382-389, 2014.
- Narayanan S., Senthil S., Stochastic optimal active control of a 2-DOF quarter car model with non-linear passive suspension elements, *J. Sound Vib.*, 211 (3), 495-506, 1998.
- Doebelin E.O., *System Dynamics: Modeling, Analysis, Simulation, Design*, Marcel Dekker, New York, USA, 1998.
- Jerrelind J., Allen P., Gruber P., Berg M., Drugge L., Contributions of vehicle dynamics to the energy efficient operation of road and rail vehicles, *Veh. Syst. Dyn.*, 59 (7), 1114-1147, 2021.
- İnce B., Başlamışlı S.Ç., Design of energy management system algorithms for the improvement of fuel economy of intracity hybrid

- buses and development of an adaptive hybrid algorithm, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 36 (1), 559-575, 2021.
33. Wu C., Xu B., Lu S., Xue F., Jiang L., Chen M., Adaptive eco-driving strategy and feasibility analysis for electric trains with onboard energy storage devices, *IEEE Trans. Transp. Electrif.*, 7 (3), 1834-1848, 2021.
 34. Fang S., Wang Y., Gou B., Xu Y., Toward future green maritime transportation: An overview of seaport microgrids and all-electric ships, *IEEE Trans. Veh. Technol.*, 69 (1), 207-219, 2020.
 35. Parajuly K., Ternald D., Kuehr R., The Future of Electric Vehicles and Material Resources: A Foresight Brief, United Nations University (UNU)/United Nations Institute for Training and Research (UNITAR) - Sustainable Cycles (SCYCLE) Programme, Bonn, Germany & United Nations Environment Programme (UNEP)-International Environmental Technology Centre (IETC), Osaka, Japan, 2020.
 36. Li Z., Khajepour A., Song J., A comprehensive review of the key technologies for pure electric vehicles, *Energy*, 182, 824-839, 2019.
 37. Kocakulak T., Solmaz H., Control of pre and post transmission parallel hybrid vehicles with fuzzy logic method and comparison with other power systems, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 35 (4), 2269-2286, 2020.
 38. European Commission, EU Transport in Figures – Statistical Pocketbook 2020, Publications Office of the European Union, Luxembourg, 2020.
 39. Ehsani M., Gao Y., Emadi A., Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory, and Design, 2nd edition, CRC Press, Boca Raton, USA, 2010.
 40. Mazumder H., Al Emran Hassan M.M., Ektesabi M., Kapoor A., Performance analysis of EV for different mass distributions to ensure safe handling, *Energy Procedia*, 14, 949-954, 2012.
 41. Liu Y., Zhao J., Jiang F., Study on the influence of the arrangement of battery pack on the steering characteristics of electric vehicles, *Mechanika*, 22 (6), 537-545, 2016.
 42. Kim K.J., Development of light-weight design technologies for the secure mounting of battery into the body of electric vehicles, *Materialwiss. Werkstofftech.*, 48 (5), 400-405, 2017.
 43. Jiang J., Seaid M., Mohamed M.S., Li H., Inverse algorithm for real-time road roughness estimation for autonomous vehicles, *Archive of Applied Mechanics*, 90 (6), 1333-1348, 2020.
 44. Ma Y., Deng Z., Xie D., Control of the active suspension for in-wheel motor, *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, 7 (4), 535-543, 2013.
 45. Quynh L.V., Cuong B.V., Liem N.V., Long L.X., Thanh Dung P.T., Effect of in-wheel motor suspension system on electric vehicle ride comfort, *Vibroengineering PROCEDIA*, 29, 148-152, 2019.
 46. Huang S., Nguyen V., Influence of dynamic parameters of electric-vehicles on the ride comfort under different operation conditions, *Journal of Mechanical Engineering, Automation and Control Systems*, 2 (1), 1-8, 2021.
 47. Haug E.J., Arora J.S., *Applied Optimal Design: Mechanical and Structural Systems*, John Wiley & Sons, New York, USA, 1979.
 48. Jaluria, Y., *Design and Optimization of Thermal Systems: With MATLAB® Applications*, 3rd edition, CRC Press/Taylor & Francis Group, Boca Raton, Florida, USA, 2020.
 49. Polyanin A.D., Zaitsev V.F., *Handbook of Ordinary Differential Equations: Exact Solutions, Methods, and Problems*, Chapman & Hall/CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Raton, Florida, USA, 2018.