



Yüksek Hızlı Demiryolu Araçlarında Düşey Titreşimlerin Doğrusal Olmayan Uyarlamalı Kontrol ile Yarı Aktif Kontrolü

Muzaffer Metin^{*1}, Fırat Can Yılmaz²

ÖZ

Demiryolu düzensizlikleri nedeniyle araçlarda oluşan titreşimler çeşitli olumsuz etkilere neden olmaktadır. Bu çalışmada, yüksek hızlı demiryolu araçlarının düşey titreşimleri ikincil süspansiyonlara paralel yerleştirilen manyetoreolojik damperler vasıtasıyla yarı aktif bir yöntemle kontrol edilerek bastırılması amaçlanmıştır. Kontrol yöntemi olarak, manyetoreolojik damperin ölçülemeyen parametrelerinin ve araca ait bazı diğer parametrelerin belirsiz kabul edildiği bir modelde sistem kararlılığını garanti edebilecek uyarlamalı kontrol tercih edilmiştir. Manyetoreolojik damperlerin ikincil süspansiyon sistemine paralel çalıştırılması ile düşük enerji tüketimine rağmen özellikle yolcu konforunun artırılması yönünde etkin sonuç alınabilmektedir. Önerilen kontrolörün başarısı, zaman ve frekans alanında pasif sistem cevapları ile karşılaştırılarak gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Raylı taşıt titreşimleri, manyetoreolojik damper, parametrik belirsizlik, uyarlamalı kontrol

Nonlinear Adaptive Control of High-Speed Railway Vehicle Vibrations by Magnetorheological Damper

ABSTRACT

Vibrations existed at the vehicles due to railway irregularities can cause various unfavourable cases. In this study, the suppression of the vertical vibrations at the high-speed railway vehicles was aimed by the semi-active controller design with the help of magnetorheological dampers where are placed parallel with the second suspension system. The reason for the adaptive controller design selection is it has the ability to guarantee the stability of the model consist of the magnetorheological dampers and the train's parametric uncertainties. With the working magnetorheological dampers parallel with the second suspension system, increment of the passenger comfort and less energy consumption are obtained at the same time. The proposed controller effectiveness was shown in the comparisons between active and passive ones in the time and frequency domain.

Keywords: Rail vehicle vibrations, magnetorheological damper, parametric uncertainty, adaptive controller

* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 30.12.2020

Kabul/Accepted : 23.02.2021

¹ Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Müh. Bölümü, İstanbul
mmetin@yildiz.edu.tr, ORCID: 0000-0002-9724-3433

² Gebze Teknik Üniversitesi, Makine Müh. Bölümü, Kocaeli
fcyilmaz@gtu.edu.tr, ORCID: 0000-0003-3509-9891



EXTENDED ABSTRACT

1. Introduction

In this study, the high-speed railway vehicle that has 10 degrees of freedom was investigated. The purpose of the paper is to guarantee the system stability and to suppress the vibrations over the train body. Spring elements at the second suspension and the mass and inertia of the train body were accepted uncertainties in the system. It is pretty hard to obtain the magnetorheological (MR) damper parameters that will be used in the semi-active suspension system. Therefore, it is accepted to exist parametric uncertainties in the MR damper parameters in the study. LuGre MR damper mathematical model was preferred for nonlinear MR damper model where are placed at the second suspension system for the increment of road quality at the high-speed railway vehicle has 300 km/h in the study. The effectiveness of the proposed controller is shown by the various performance indexes in the comparison between the active and passive ones in the time domain. Also, the success of the controller is investigated with PSD diagrams of the time domain responses in the frequency domain.

2. Objectives

In the literature, there are a lot of studies about controlling vibrations in vehicles. Some of these studies are as follows. A comparison between PID and Fuzzy PID controllers is made to improve passenger comfort by Metin and Guclu. In the study, all parameters of both controllers are achieved by the use of a genetic algorithm [6]. In the study by Metin and Guclu, a comparison was carried out to improve passenger comfort between conventional PID controller and parameters which are adaptive to PID controller. At the end of this study, passenger comfort improvement is provided superior by using the adaptive PID controller [7]. To suppress the vertical and angular vibrations at the half vehicle model is proposed nonlinear semi-active adaptive vibration control by Paksoy and Metin [8]. In the proposed controller design, it's been developed the error function is used in the literature. The integral of the error was integrated into the error function. Thus, it's been obtained a new and more extended error function.

3. Methods

In the high-speed railway vehicle, a semi-active suspension system was designed to suppress the vibrations over the train body. A semi-active suspension system has more effectiveness than a passive one in suppressing vibrations. Also, a semi-active suspension system consumes less energy than an active suspension system when it's done the comparison between semi-active and active ones. From this perspective, a semi-active suspension system was implemented to the train's second suspension system with the aim of suppressing the vibrations. It is too hard to determine the MR damper parameters that will be used in the semi-active suspension system. Hence, most of the MR damper parameters were accepted as uncertainties. Also, train body mass and inertia and spring elements were accepted uncertainties in the train, too. An adaptive controller is proposed due to parametric uncertainties in the system.

4. Results

Firstly, the system responses were investigated in the time domain and performance indices. The peak overshoot and the settling time of the body vertical displacement decrease. The vertical displacement overshoot declined from 52 % to 15 % and the settling time declined from 3.3 s to 2.7 s, too. Thus, the vertical displacement state in the transition time declines to 18.2 % by the proposed controller. Also, it's shown to obtain effectively decline in the peak overshoot of the train body. In this study, 4 performance indices are used that are ISE (Integral of Squared Error), IAE (Integral of Absolute Error), ITSE (Integral of Time Multiply Squared Error), and ITAE

(Integral of Time multiply Absolute Error). The proposed controller has a strong influence on all performance indices for the vertical displacement. In the performance indices that are depending on time, the response is better than other ones. This is because the settling time is lesser in the semi-active suspension system. Hence, the generation of the error continues lesser and time influence on the performance indices decreasing by the passing time. The vehicle body angular displacement's peak value decreased. The maximum value of the angular displacement decline from $7.1e-4$ to $6.4e-4$. In the performance indices, the angular displacement response at the semi-active one is better than the passive one. The time factor is less effective for angular displacement, unlike vertical displacement. Also, acceleration responses are important when the aim became to increase road comfort quality. The acceleration response of the body decreased by the semi-active controller. Secondly, the system responses were investigated in the frequency domain. The vertical displacement response of the railway vehicle in the semi-active suspension system is worse than the passive one. But, other whole responses of the train body in the semi one-are pretty better than the passive one.

5. Discussion and Conclusions

In the study, a nonlinear MR damper implementation which has parametric uncertainties to suppress vibration over the body of a high-speed railway vehicle is realized. It's been shown to guarantee the system stability and to suppress vibrations in the system that has spring, mass, and inertia uncertainties. The responses of the system were investigated in the frequency domain and with performance indices in the time domain. As a result of this, the proposed controller design is successful to suppress vibrations and increase comfort parameters. In the next study, the proposed controller effect can be investigated in the lateral suspension system.



1. GİRİŞ

Demiryollarında çeşitli nedenlerden dolayı oluşabilecek yol düzensizlikleri araçlar üzerinde olumsuz etkiler oluşturarak titreşimlere neden olmaktadır. Araç üzerinde oluşan titreşimler gerek seyahat güvenliğini gerekse yolcu konforunu önemli ölçüde bozmaktadır. Karayolu taşıtlarında olduğu gibi raylı taşıtlarda da güvenliği ve yolcu konforunu olumsuz yönde etkileyen titreşimler ağırlıklı olarak süspansiyon sistemleri aracılığıyla sönmülmeye çalışılır. Titreşimlerin sönmülmemesi için süspansiyon sistemlerinde üç farklı yöntem söz konusudur. Bu yöntemler sırasıyla;

- Süspansiyon sistemlerine ait rijitlik ve sönmüm elemanlarına ait parametrelerin titreşimleri minimize edecek şekilde optimize edilmesiyle elde edilen pasif yöntem,
- Süspansiyon sistemlerinde kullanılan damper elemanın sönmüm özelliğinin iç dinamiklerin dampere uygulanan küçük gerilimlerle değiştirilerek performansının artırılması prensibine dayanan yarı-aktif yöntem,
- Süspansiyon sistemine entegre, harici bir enerjiyle beslenen bir eyleyici ile titreşimlerin kontrol edildiği aktif yöntemlerdir.

Pasif süspansiyon sistemlerinin kullanıldığı taşıtlarda, titreşim kontrolü için sisteme dışarıdan bir enerji girişi bulunmamaktadır. Dışarıdan bir enerji girişine ihtiyaç duyan yarı-aktif ve aktif süspansiyon sistemleri pasif süspansiyon sistemlerinin performansını artırmak için kullanılırlar. Aktif süspansiyon sistemi en etkili titreşim bastırımına sahip süspansiyon sistemi olmasına rağmen en yüksek enerji tüketimine de sahiptir. Yarı-aktif süspansiyon sistemi, pasif ve aktif süspansiyon sistemi arasındaki bir ara yöntem olarak düşünülebilir. Bu süspansiyon sistemi, pasif süspansiyon sisteminin performansını artırırken aktif süspansiyon sistemine nazaran çok daha az enerji tüketimine ihtiyaç duymaktadır. Bu çalışmada, bu avantaj göz önünde bulundurularak yüksek hızlı demiryolu araçlarında düşey titreşimlerin bastırılması amacıyla yarı-aktif süspansiyon sistemi kullanılmıştır.

Yolcu taşıma amacına yönelik tasarlanan raylı taşıtlarda iki kademeli süspansiyon sistemi kullanılır. Tekerlek setleri ve bojiler arasına yerleştirilen birinci kademe süspansiyon sistemi birincil süspansiyon sistemi olarak adlandırılır. Bunlar, burçlarda kullanılan kauçuk elemanlar, aks kutuları ve boji arasına konumlandırılan çelik plakalar ve kauçuklardan oluşan özel sistemler ya da klasik helezon yay-damper çiftinden oluşabilirler. Bojiler ve taşıt gövdesi arasına yerleştirilen ikinci kademe süspansiyon sistemine ise ikincil süspansiyon sistemi adı verilir. Bu kademede ise bazı süspansiyon sistemlerinde helezon yay-damper çifti kullanılırken bazılarında ise hava yayları tercih edilir. Raylı taşıtlarda seyir güvenliği ile daha çok birincil süspansiyon sistemleri, yolcu konforu ile de ikincil süspansiyon sistemleri ilişkilendirilir. Bu nedenle, birincil süspansiyon sisteminde uygulanan kontrol çalışmaları raylı taşıt seyir güvenliğini artırmaya yönelik olup, ikincil süspansiyona uygulanan kontrol çalışmaları ise

yolcu konforunu artırmaya yöneliktir [1]. Bu çalışmada da yolcu konforunun artırılması temel olarak hedeflenmiş olup, taşıt gövdesi ve bojiler arasında bulunan ikincil süspansiyon sistemine yerleştirilen manyetoreolojik (MR) damperler ile yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Literatürde, raylı taşıt titreşimlerinin bastırılması üzerine birçok çalışma bulunmaktadır. Bunlardan birçoğu demiryolu taşıt parametrelerinin sabit kabul edildiği, belirsizliklerin bulunmadığı çalışmalardır. Yalnızca bir kısmında kontrolörün gürbüzlüğü taşıt kütlelerinin değişimine göre analiz edilmiştir. Taşıt kütlelerinin yolcu taşıyan araçlarda boş ve dolu sınır değerleri arasında değişebileceği düşünülmüştür. Bu bağlamda çeşitli kontrol yöntemlerinin performanslarının araştırıldığı bazı çalışmalar şu şekildedir: Demiryolu taşıt titreşimleri kontrolü üzerine Metin ve Güçlü tarafından yapılan çalışmada, düşey taşıt titreşimleri geleneksel PID ve parametre uyarlamalı PID kontrolör tasarımlarıyla kontrol edilmiş ve karşılaştırılmıştır. Sistem modellenmesi 5 serbestlik dereceli çeyrek demiryolu olarak yapılmıştır. Çalışma sonucunda, parametre uyarlamalı PID tasarımının zaman ve frekans alanlarında geleneksel PID tasarımdan daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür [2]. Güçlü ve Metin tarafından yapılan çalışmada İstanbul trafiğinde kullanılan hafif raylı bir taşıtın Bulanık Mantık Kontrolü gerçekleştirilmiştir. 22 serbestlik dereceli olarak modellenen taşıtta yolcu güvenliği ve konforu ön planda tutularak titreşim analizi gerçekleştirilmiştir. Yapılan simülasyonlar sonucunda tasarlanan kontrolcünün, yolcular tarafından hissedilen bozucu etkilerini azaltmasıyla birlikte sürüş konforunu geliştirdiği ortaya konulmuştur [3]. Metin ve Güçlü tarafından yapılan çalışmada hafif raylı taşıtın 6 serbestlik dereceli modellenmesi gerçekleştirilmiştir. Modellenen taşıt ile gerçek taşıt arasındaki yakınlık gerçek taşıt üzerindeki titreşim ölçümleri ve modellenen taşıtın simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve modellemenin uygunluğu gösterilmiştir. Tasarlanan 6 serbestlik dereceli hafif raylı taşıt üzerinde geleneksel türde PID bulanık kontrolör ile parametre uyarlamalı bulanık kontrolör tasarımları, titreşimleri aktif bir şekilde kontrol etmek amacıyla gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda parametre uyarlamalı PID kontrolör tasarımının yolcu konforu açısından incelendiğinde daha üstün bir performansa sahip olduğu görülmektedir [4]. Metin ve Güçlü tarafından yapılan çalışmada, 11 serbestlik dereceli demiryolu taşıtının PID kontrolörle ve bulanık mantıkla oluşturulan aktif süspansiyon tasarımlarının performanslarının karşılaştırılması sunulmuştur. Tasarlanan her iki aktif süspansiyon sistemi vasıtasıyla yolcu koltuğu üzerinde oluşan deplasman ve ivmenin zaman ve frekans cevaplarında arzu edilen seviyelere ulaşılmıştır. İki kontrolör arasında yapılan karşılaştırma neticesinde ise bulanık mantık kontrolörün özellikle frekans alanında çok daha iyi bir sonuç verdiği gösterilmiştir [5]. Shin, You, Hyun ve Park tarafından demiryolu taşıtının ikincil süspansiyon sisteminde yarı aktif ve aktif süspansiyon sistem tasarımlarıyla taşıt gövde titreşimlerinin kontrolü gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmadaki ana amaç kontrol performansının demiryolu taşıt dinamik karakteristiklerini nasıl etkilediği ve farklı



taşıt hızlarına bağlı olarak dinamik karakteristikler ile kontrol performansı arasındaki ilişkinin analizi olarak belirlenmiştir [6].

Aktif ve yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımlarının, sistem bozucuları karşısında meydana gelen titreşimlerin bastırılması ve sistem kararlılığının garanti altına alınması amacıyla karayolu taşıtları, uçak koltukları gibi çok çeşitli sistemler üzerinde tasarımları gerçekleştirilmektedir. Nagarkar, Vikhe, Borole ve Nandedkar tarafından yapılan çalışmada, Doğrusal Karesel Düzenleyici (LQR) ile oluşturulan aktif süspansiyon sistemi ve pasif süspansiyon sistemi karşılaştırılması yapılmıştır. Çalışmada analiz ve simülasyon için doğrusal çeyrek taşıt modeli kullanılmıştır. Çalışma sonucunda, aktif süspansiyon sisteminin yolcu konforunu iyileştirdiği sonucu elde edilmiştir [7]. Rizvi, Abid, Khan, Satti ve Latif tarafından yapılan çalışmada, taşıt ve yolcu üzerindeki yol bozucularının etkilerinin en aza indirilmesi amacıyla H_∞ kontrolör kullanımıyla birlikte aktif süspansiyon sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir [8]. Zhou, Liu, Chen, Xu ve Chao tarafından yapılan çalışmada, Optimal Kayan Kipli Kontrol tasarımı (Optimal Sliding Mode Control) kullanılarak tasarlanan aktif süspansiyon sisteminin geleneksel Kayan Kipli Kontrol tasarımına göre yolcu konforunu daha fazla arttırdığı gösterilmiştir [9]. Çay tarafından yapılan çalışmada sürücü ve sürücü koltuğuyla birlikte modellenmesi gerçekleştirilen çeyrek taşıt üzerine aktif süspansiyon sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir. H_∞ kontrolcü tasarımıyla birlikte gerçekleştirilen aktif süspansiyon sistemi, sürücü gövdesinin yer değiştirme, hız ve ivme cevaplarında etkin bir bastırma sahip olduğu görülmüştür [10]. Güçlü ve Sancak tarafından yapılan çalışmada, savaşı uçağı koltuğu üzerine gelen titreşimlerin kontrolü yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımıyla gerçekleştirilmiştir. Yarı-aktif süspansiyon sistem tasarımı Bouc-Wen matematiksel modeli üzerinde modellenmesi gerçekleştirilen MR damperlerin gerilim kontrolü H_∞ kontrolcü yapısıyla gerçekleştirilmiştir. Uçak koltuk altlarına yerleştirilen MR damperler vasıtasıyla koltuk düşey yer değiştirme ve ivme cevaplarında etkili bir azalma meydana geldiği görülmüştür [11].

İçerisinde parametrik belirsizliklerin yer aldığı yarı-aktif ve aktif süspansiyon sistemleri için uyarlamalı kontrol yöntemleri de geliştirilmiştir. Bunlar daha çok karayolu taşıtları düşünülerek geliştirilen süspansiyon tasarımlarını içermektedir. Bu çalışmalar, saf simülasyon çalışmaları olduğu gibi bazıları da simülasyon çevrimi içerisinde donanım yönteminin kullanıldığı deneysel çalışmalardır: Paksoy ve Metin tarafından, MR damperin uyarlamalı kontrolü ile yarım taşıt olarak modellenen otomobilin düşey ve açılmalı titreşimleri bastırılmıştır. Kontrol metodu tasarımı, yol girdisi ölçümüne ihtiyaç duyulmadan uyarlamalı yol gözlemleyicisi ile kontrolörün tasarımı gerçekleştirilmiştir [12]. Paksoy, Kararsız, Metin ve Baştürk tarafından çeyrek taşıt üzerine yapılan parametrik belirsizlik içeren MR-uyarlamalı kontrol tasarımıyla titreşim kontrolü gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada bozucu girişinin sistem parametre belirsizlikleriyle birlikte bilinmediği varsayılmıştır ve bu doğrultuda yol gözlemleyicisi tasarlanmıştır. Yapılan doğrusal olmayan kontrol tasarımıyla taşıt gövdesinin düşey yer değişiminin

zaman ve frekans cevaplarında iyileşme görülmüş ve tasarlanan yol gözlemleyicisi ile elde edilen sonuçlar ile yol bozucusunun ölçüldüğü sonuçların birbirine çok yakın olduğu görülmüştür. Bu yöntemle ölçüm maliyetlerinde azalma sağlanmıştır [13]. Paksoy ve Metin tarafından yapılan çalışmada parametre belirsizliğine sahip 4 serbestlik dereceli bir yarım taşıt modeline nonlinear uyarlamalı kontrolcü tasarımıyla sistem kararlılığının garanti edilmesi ve yolcu konforunun artırılması amaçlanmıştır. Laboratuvar ortamında kurulan MR damper test düzeneğinden gerekli değerlerin ölçümü gerçekleştirilip döngüde donanımsal benzetim (HILS) metodu üzerinden bilgisayar simülasyonlarının gerçekleştirilmesinde kullanılmıştır. Uygulanan farklı yol düzensizlikleri sonucunda taşıt titreşimleri sönümlenmesinde en başarılı sonuçların nonlinear uyarlamalı kontrol uygulaması tarafından başarıldığı görülmüştür [14]. Yao, Yap, Chen, Li ve Yeo, yaptıkları çalışmada, Instron makinesinde MR damper performans testleri yaptıktan sonra Bouc-Wen matematik modeliyle MR damperi tasarlamışlardır. Ölçekli bir çeyrek taşıt modeli üzerine uygulanan MR damper ile taşıtın yarı aktif kontrolü gerçekleştirilmiştir. [15]. A.S. Yıldız, S. Sivrioğlu, E. Zergeroğlu, Ş. Çetin tarafından yapılan çalışmada yarı-aktif MR damper kullanılan çeyrek taşıt modeli için uyarlamalı kontrol mekanizması önerilmiştir. Önerilen kontrol tasarımının etkinliği pasif ve MR damper geriliminin kontrolünün H_∞ kontrol mekanizmasıyla yapıldığı tasarım arasındaki simülasyon karşılaştırmaları üzerinden gösterilmiştir. Simülasyon çalışmaları uyarlamalı kontrol mekanizmasının parametrik belirsizliklere rağmen daha iyi yol tutuşu ve yolcu konforu sağladığını göstermiştir [16].

Kontrol çalışmalarının, titreşim bastırım amacının dışında sıcaklık kontrolü, sıvı seviye kontrolü gibi çeşitli amaçlar doğrultusunda da tasarımları mevcuttur. Gani, Kılıç, Keçecioglu, Açıkgöz ve Şekkeli tarafından yapılan çalışmada doğrusal olmayan bir sistem üzerinde sıvı seviye ve sıcaklık kontrolü gerçekleştirilmiştir. Sıvı karışım tankı sistemine yapılan kontrolcü tasarımında PID ve bulanık PID kontrolör tasarımları gerçekleştirilmiştir. Yapılan simülasyonlar sonucunda bulanık PID kontrolcü tasarımının klasik PID kontrolcü tasarımına göre daha başarılı sonuç vermiştir [17]. J. Han, S. Yu, S. Yi tarafından yapılan çalışmada bir proton değişim membranlı yakıt hücresinde (PEMFC) yığın ve giriş sıcaklıklarının belirsizlikler varlığında kontrolünü gerçekleştirmek amacıyla model referans uyarlamalı kontrol (MRUK) tasarımı gerçekleştirilmiştir bu sayede uygun sistem sıcaklıkları tasarlanan kontrolör ile sağlanmıştır. Parametre değişimi süresince PEMFC sisteminin geçici zaman cevapları MRUK kontrolör ve nominal geri besleme kontrolörü üzerinden değerlendirilmiştir. MRUK kontrolcüsünün diğer kontrolcüye göre daha iyi geçici zaman cevapları verdiği görülmüştür [18].

Bu çalışmada, matematiksel modellemesi gerçekleştirilen yüksek hızlı demiryolu taşıtında sürüş konforunun artırılması amacıyla yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir. Trende yolcu sayısı değişimiyle meydana gelen taşıt gövde kütle değişimi, taşıt gövde kütlele ataleti ve ikinci süspansiyon sistemindeki rijitlik katsa-

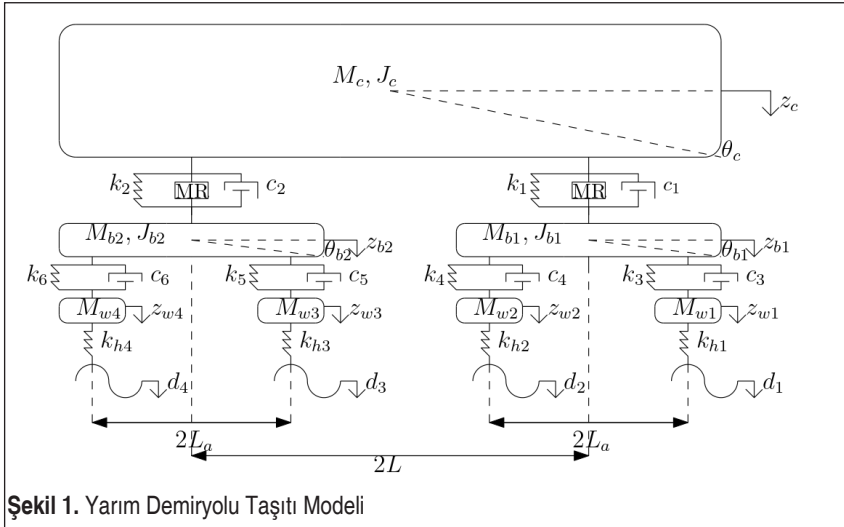


yısı belirsiz olarak kabul edilmiştir. Ayrıca yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımında kullanılan manyetoreolojik (MR) damper parametrelerinin bulunması oldukça zordur. Tasarımı gerçekleştirilen yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımında 5 adet MR damper parametresi belirsiz kabul edilmiştir. Bu sayede MR damper parametre tayininde yapılan deney sayılarında azalmaya gidilmesi öngörülmüştür. Araç ve MR damper parametrelerindeki belirsizlikleri eşliğinde sisteme ait Lyapunov kararlılığı incelenmiştir. Önerilen uyarlamalı kontrol tasarımında literatürde kullanılan hata fonksiyonu geliştirilerek hatanın integrali de fonksiyonun içerisine entegre edilmiştir. Bu sayede daha geniş kapsamlı bir hata fonksiyonu ile kontrol sağlanmıştır.

2. MATEMATİKSEL MODEL

Bu çalışmada, 10 serbestlik derecesine sahip yüksek hızlı demiryolu aracı incelenmiştir. İncelenen aracın sabit 300 km/sa hızla düz bir hatta (aligman) ilerlediği varsayılmıştır. Şekil 1’de fiziksel modeli görülebilen demiryolu aracının geliştirilmiş koordinatları gövde düşey yer değiştirmesi (z_c), gövde kafa vurmaları (θ_c), ön ve arka bojilerin düşey yer değiştirmesi (z_{b1} , z_{b2}) ve kafa vurmaları (θ_{b1} , θ_{b2}) ile tekerleklerin düşey yer değiştirmeleridir (z_{w1} , z_{w2} , z_{w3} , z_{w4}). Şekil 1’de görülen sistemdeki gövde kütle ve ataletini belirten parametreler (M_c , J_c) ve ikincil süspansiyonlardaki rijitlik katsayıları (k_1 , k_2) belirsiz olarak olduğu kabul edilmiştir. Şekil 1’de görülen sisteme ait parametreler ve değerleri Tablo 1’de verilmiştir.

Sistem matematiksel modelinin elde edilmesinde bazı geometrik kabuller ($\sin\phi \approx \phi$, $\cos\phi \approx 1$) ile matematiksel ifadelerde doğrusallaştırma yapılmıştır. Sistem matematiksel modeli denklem (1)’de gösterilmiştir.



Şekil 1. Yarım Demiryolu Taşıtı Modeli

$$M\ddot{x}_s + C\dot{x}_s + Kx_s + Hf + Ld = 0 \quad (1)$$

Denklem (1)'de $M \in \mathbb{R}^{10 \times 10}$ sistem kütle matrisini, $C \in \mathbb{R}^{10 \times 10}$ sistem damper matrisini, $K \in \mathbb{R}^{10 \times 10}$ sistem rijitlik matrisini, $H \in \mathbb{R}^{10 \times 2}$ MR damperlerin sistem içerisine yerleşimlerini gösteren matrisi ve $L \in \mathbb{R}^{10 \times 4}$ sistem bozucu giriş matrisini oluşturmaktadır. $x_s = [x_1 \dots x_{10}]^T = [z_c \ \theta_c \ z_{b1} \ \theta_{b1} \ z_{b2} \ \theta_{b2} \ d_1 \ d_2 \ d_3 \ d_4]^T$ sistemin genelleştirilmiş koordinatları olup f LuGre yöntemiyle hesaplanan MR damper kuvveti ve d sistem bozucu girdileridir.

Literatürde MR damperlerin matematiksel modellerini ifade eden çok çeşitli modeller bulunmaktadır. Bunlardan LuGre ve Bouc-Wen modelleri en yaygın kullanılan modellerdir. Yarı aktif süspansiyon sistemi tasarımında kullanılacak olan doğrusal olmayan MR damper matematiksel modeli, uyarlamalı kontrol tasarımında kolaylık sağlaması bakımından LuGre MR damper matematiksel modeli olarak tercih edilmiştir. LuGre MR damper matematiksel modeli [21]:

Tablo 1. Parametrelerin Tanım ve Değerleri ([19] ve [20])

Parametre Açıklaması	Sembol	Parametre Değeri		Birim
		Yarı-Aktif	Pasif	
Taşıt Gövde Kütlesi	M_c	Belirsiz kabul edilmiştir.	29400	kg
Taşıt Gövde Ataleti	J_c	Belirsiz kabul edilmiştir.	1544500	kgm ²
Boji Kütlesi	$M_{b(i)}$	2665	2665	kg
Boji Ataleti	$J_{b(i)}$	273	273	kgm ²
Tekerlek Kütlesi	$M_{w(j)}$	2200	2200	kg
İkincil Süspansiyon Yay Katsayısı	$k_{(i)}$	Belirsiz kabul edilmiştir.	1520000	N/m
İkincil Süspansiyon Sönüm Katsayısı	$c_{(i)}$	90000	90000	Ns/m
Birincil Süspansiyon Yay Katsayısı	$k_{(k)}$	2418000	2418000	N/m
Birincil Süspansiyon Sönüm Katsayısı	$c_{(k)}$	30000	30000	Ns/m
Hertz Yay Katsayısı (tekerlek-ray etkileşimi)	$k_{h(j)}$	14209023,56	14209023,56	N/m
Bojideki Ön ve Arka Akslar Arası Mesafe	$2L_a$	3	3	m
Boji Merkezleri Arasındaki Mesafe	$2L$	11,46	11,46	m
Bozucu Giriş Yüksekliği	$d_{(j)}$	0,01	0,01	m
MR Damper Kuvveti	f			N
$i = 1: 2, j = 1: 4, k = 3: 6$				



$$f = \sigma_a z + \sigma_0 z v + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 \dot{x} + \sigma_b \dot{x} v \quad (2)$$

$$\dot{z} = \dot{x} - \alpha_0 |\dot{x}| z$$

Denklem (2)'de z MR damper iç dinamiğini tanımlamada kullanılan iç değişken, σ_0 gerilim (v)'e bağlı olarak değişen z 'nin rijitliği, σ_1 z 'nin sönüm katsayısı, σ_2 viskoz sönüm katsayısı, σ_a z 'nin rijitliği, σ_b v 'ye bağlı olarak değişen viskoz sönüm katsayısı ve α_0 MR damper sabit parametre katsayısıdır, \dot{x} MR damper üzerinde taşıt gövdesi ve bojilerden kaynaklı meydana gelen bağıl yer değiştirme hızlarıdır. MR damper iç dinamiği incelendiği zaman, Denklem (2)'de iç değişken türevinin (\dot{z}), matematiksel gösteriminin doğrusal olmadığı görülmektedir. Bu durum sistemin doğrusal olmamasına sebep olmaktadır. MR damper kuvveti daha kompakt bir formda yazılırsa:

$$f = p_1 \theta_1 + p_2 \theta_2 \quad (3)$$

Denklem (3)'de, denklem (2) içerisinde yer alan z ve \dot{x} değişkenleri MR damper iç parametrelerinden ayrıştırılmıştır. p_1 ve p_2 denklem (2) içerisinde yer alan z ve \dot{x} değişkenlerinden meydana gelen matrislerdir. θ_1 ve θ_2 denklem (2) içerisinde yer alan MR damper parametreleri olan α_0 , σ_a , σ_b , σ_1 ve σ_2 'den meydana gelen matrislerdir. Bu ayrıştırma ile birlikte denklem (3) içerisinde uyarlamalı kontrol tasarımında kestirimleri yapılacak olan parametreler ile bilinen parametreler ayrıştırılmıştır. Denklem (4)'de, Denklem (3)'de kapalı formda ifade edilen matrislerin açık hali gösterilmiştir.

$$p_1 = [z, z v, |\dot{x}|]$$

$$p_2 = [\dot{x}, \dot{x} v]$$

$$\theta_1 = [\sigma_a, \sigma_0, \sigma_1 \alpha_0]^T$$

$$\theta_2 = [\sigma_1 + \sigma_2, \sigma_b]^T$$

Tablo 2. MR Damper Parametrelerinin Değerleri ([16])

MR Damper Parametre Değerleri					
Sembol	Parametre Değeri	Birim	Sembol	Parametre Değeri	Birim
α_0	1400	V/N	σ_0	Belirsiz kabul edilmiştir.	N/(mV)
σ_a	Belirsiz kabul edilmiştir.	N/m	σ_1	Belirsiz kabul edilmiştir.	Ns/m
σ_b	Belirsiz kabul edilmiştir.	Ns/(mV)	σ_2	Belirsiz kabul edilmiştir.	Ns/m

Tablo 2’de yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımında kullanılan MR damperlere ait parametre değerleri gösterilmiştir.

3. UYARLAMALI KONTROLÖR TASARIMI

Bu çalışmada, gerek düşük enerji tüketimi ve gerekse etkili titreşim bastırma kapasitesi nedeniyle yarı aktif süspansiyon sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir. Burada, MR damperler ikincil süspansiyon sistemine paralel olarak yerleştirilerek sönüm özelliği uygulanan düşük gerilimler vasıtasıyla değiştirilmiştir. Dışarıdan büyük enerjiler harcanarak çeşitli eyleyiciler vasıtasıyla uygulanan kuvvetler ile kontrolün gerçekleştirilmesi yerine, sistemin bir bileşeninin dinamik yapısının değiştirilmesi prensibine dayanan bir yöntem ile kontrolün gerçekleştirilmesi ve bunun çok düşük enerjilere ihtiyaç duyması kullanılan yöntemi yarı aktif olarak adlandırmamıza neden olmaktadır.

Raylı sistem aracı ve MR damper parametrelerindeki belirsizliklerden dolayı sistem kararlılığı garanti altına alınmalıdır. Bu yüzden, tasarım içerisindeki parametrik belirsizliklerin varlığında sistem kararlılığını garanti etmesi nedeniyle uyarlamalı kontrol tasarımı tercih edilmiştir.

Uyarlamalı kontrol tasarımında aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

Kabul 1: Taşıt gövdesi ve bojilere ait deplasman ve hız değişimlerinin ölçüldüğü kabul edilmiştir.

Kabul 2: LuGre MR damper matematiksel modelindeki MR damper iç parametresi α_0 değeri dışındaki diğer MR parametrelerinin ($\sigma_a, \sigma_b, \sigma_0, \sigma_1, \sigma_2$) bilinmediği kabul edilmiştir.

Kabul 3: Kabul 1 ve Kabul 2 neticesinde MR damper iç değişkeni (z) bilindiği kabul edilmiştir.

Kabul 4: Kabul 2 neticesinde MR damper kuvvetinin bilinmediği kabul edilmiştir.

Kabul 1 neticesinde MR damperler üzerine etki eden taşıt gövde düşey ve açılmalık yer değiştirme hızı ($\dot{z}_c, \dot{\theta}_c$) ve ön ve arka bojilerin düşey hız değişimleri ($\dot{z}_{b1}, \dot{z}_{b2}$) bilinmektedir.

Kontrolör tasarımı gerçekleştirilebilmek amacıyla hata dinamiği oluşturulur.

$$r = \lambda_1 \dot{e} + \lambda_2 e + \lambda_3 \int e \quad (5)$$

Denklem (5)’de e sistem cevapları ile ideal sistem cevapları arasında oluşturulan hata fonksiyonu ve $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ tasarımcı tarafından belirlenen keyfi kazanç katsayılarıdır. Tasarlanan kontrolcünün amacı hata dinamiği (r)’i sıfıra götürmektir. Sistemdeki ideal cevaplar *sıfır* olarak ele alındığından hata fonksiyonu e , sistem cevapları olan x_s ’e eşit



olmaktadır. Hata dinamiği sol taraftan kütle matrisi ile çarpıldıktan sonra türevi alınır. Elde edilen denklemde \ddot{x}_s ifadesi denklem (1)'deki şekilde yazılır.

$$M\dot{r} = -\lambda_1(C\dot{x}_s + Kx_s + Hf + Ld) + \lambda_2M\dot{x}_s + \lambda_3Mx_s \quad (6)$$

Sistem içerisinde yer alan parametrik belirsizlikleri, kontrol yapısı içerisinde değerlendirilebilmek için Denklem (6) içerisinde yer alan belirsizlikler ayrıştırılmalıdır.

$$M\dot{r} = Y_1\phi_1 + Y_2\phi_2 - H_1f \quad (7)$$

Denklem (7)'de $Y_1 \in R^{10 \times 22}$ ve $Y_2 \in R^{4 \times 1}$ bilinen ve ölçülebilen sinyallerden meydana gelen matrislerdir, $\phi_1 \in R^{22 \times 1}$ sistemde bilinen parametrelerden oluşan vektör $\phi_2 \in R^{4 \times 1}$ sistemde bilinmeyen parametrelerden oluşan vektördür. H_1 denklem (6)'de bulunan $\lambda_1 H$ 'dir.

ϕ vektörleri takip eden eşitliklerde verilmiştir.

$$\phi_1 = [M_{b1}, J_{b1}, M_{b2}, J_{b2}, M_{w1}, M_{w2}, M_{w3}, M_{w4}, k_3, k_4, k_5, k_6, k_{h1}, k_{h2}, k_{h3}, \quad (8)$$

$$k_{h4}, c_1, c_2, c_3, c_4, c_5, c_6]^T$$

$$\phi_2 = [M_c, J_c, k_1, k_2]^T \quad (9)$$

LuGre matematiksel modelinde α_0 dışındaki MR damper parametreleri bilinmediğinden dolayı MR damper kuvvetinin ölçülebilmesi mümkün değildir. Bu yüzden MR damper kuvvetinin kestirimini yapılması gerekmektedir. Bu yüzden, denklem (7) içerisine $\pm H_1 \hat{f}$ eklenir.

$$M\dot{r} = Y_1\phi_1 + Y_2\phi_2 - H_1f \pm H_1\hat{f} \quad (10)$$

Tasarlanan kontrolör tasarımıyla birlikte, MR damper içerisine girecek olan gerilim kontrolü gerçekleştirilecektir. Bu yüzden MR damper kuvveti içerisindeki gerilim ifadeleri ayrıştırıldı. Denklem (2)'de yer alan MR damper kuvveti şu şekilde ifade edilir.

$$f = u_x - t \quad (11)$$

Denklem (11)'de yer alan u , MR damper içerisindeki gerilim ifadelerini içeren vektör, t gerilim ifadelerini girişini içermeyen terimlerden meydana gelen vektördür.

$$u_x = \Omega v \quad (12)$$

Denklem (12) içerisindeki Ω ve v matrisleri takip eden eşitlikten görülebilir.

$$\Omega = \begin{bmatrix} z_1\theta_{12}^{(1)} + \dot{x}_1\theta_{22}^{(1)} & 0 \\ 0 & z_2\theta_{12}^{(2)} + \dot{x}_2\theta_{22}^{(2)} \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$v = [v_1, v_2]'$$
 (14)

Denklem (13) ve denklem (14)'de yer alan v MR damperlere uygulanan gerilimleri temsil eden oluşan gerilim vektörü, Ω MR damper matematiksel modelindeki gerilim çarpanlarından oluşan matristir. Denklem (13)'de yer alan z_1 ve z_2 sırasıyla ön boji ve taşıt gövdesi ile arka boji ile taşıt gövdesi arasında yerleştirilen MR damperlerin iç durum değişkenlerini temsil etmektedir. θ_{12} , θ_{22} sırasıyla θ_1 ve θ_2 vektörlerinin ikinci satır elemanlarını temsil etmektedir. $\theta^{(1)}$, $\theta^{(2)}$ sırasıyla ön tarafa yerleştirilen MR damper ve arka tarafa yerleştirilen MR damperi temsil etmektedir. Denklem (11) vasıtasıyla denklem (10) düzenlenir.

$$M\dot{r} = Y_1\phi_1 + Y_2\phi_2 - H_1\tilde{f} - H_1u_x + H_1\hat{t}$$
 (15)

Denklem (15)'de \tilde{f} ($f - \hat{f}$) belirsiz değer gerçek değeri ve kestirimi arasındaki farkı temsil etmektedir. Hata dinamiğinin sıfıra gidebilmesi için kontrolör girişi denklem (15) üzerinden seçilir.

$$H_1u_x = K_g r + Y_1\phi_1 + Y_2\widehat{\phi}_2 + H_1\hat{t}$$
 (16)

Denklem (15) içerisinde yer alan ϕ_2 içerisinde parametrik belirsizlikler yer aldığı için kestirimi $\widehat{\phi}_2$ kontrolör içerisinde bulunmalıdır. K_g , pozitif kazanç matrisidir ve tasarımcı tarafından keyfi seçilir.

Denklem (15), denklem (16) üzerinden düzenlenir.

$$M\dot{r} = -K_g r + Y_2\tilde{\phi}_2 - H_1\tilde{f}$$
 (17)

Denklem (17)'de $\tilde{\phi}_2$ ($\phi_2 - \widehat{\phi}_2$) belirsiz değer gerçek değeri ve kestirimi arasındaki farkı temsil etmektedir. Kararlılık analizi için aday Lyapunov fonksiyonu seçimi yapılır.

$$V(r, \tilde{\phi}_2, \tilde{\theta}_1^{(1)}, \tilde{\theta}_2^{(1)}, \tilde{\theta}_1^{(2)}, \tilde{\theta}_2^{(2)}) = \frac{1}{2}r^T M r + \frac{1}{2}\tilde{\phi}_2^T \Gamma_0^{-1} \tilde{\phi}_2 + \frac{1}{2}\tilde{\theta}_1^{T(1)} \Gamma_1^{-1} \tilde{\theta}_1^{(1)} + \frac{1}{2}\tilde{\theta}_2^{T(1)} \Gamma_2^{-1} \tilde{\theta}_2^{(1)} + \frac{1}{2}\tilde{\theta}_1^{T(2)} \Gamma_3^{-1} \tilde{\theta}_1^{(2)} + \frac{1}{2}\tilde{\theta}_2^{T(2)} \Gamma_4^{-1} \tilde{\theta}_2^{(2)}$$
 (18)

Denklem (18)'de $\tilde{\theta}$ ($\theta - \hat{\theta}$) belirsiz değer gerçek değeri ve kestirimi arasındaki farkı temsil etmektedir. Denklem (18) içerisinde yer alan Γ_i ($i=1,2,3,4$) pozitif kazanç matrisleridir ve tasarımcı tarafından keyfi seçilebilir. Aday Lyapunov fonksiyonun zamana göre türevi alınırsa denklem (19) elde edilir.



$$\begin{aligned} \dot{V}(r, \tilde{\phi}_2, \tilde{\theta}_1^{(1)}, \tilde{\theta}_2^{(1)}, \tilde{\theta}_1^{(2)}, \tilde{\theta}_2^{(2)}) &= r^T M \dot{r} + \tilde{\phi}_2^T \Gamma_0^{-1} \dot{\tilde{\phi}}_2 + \tilde{\theta}_1^{T(1)} \Gamma_1^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_1^{(1)} \\ &+ \tilde{\theta}_2^{T(1)} \Gamma_2^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_2^{(1)} + \tilde{\theta}_1^{T(2)} \Gamma_3^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_1^{(2)} + \tilde{\theta}_2^{T(2)} \Gamma_4^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_2^{(2)} \end{aligned} \quad (19)$$

Denklem (17)'de ifade edilen hata dinamiğinin türevi denklem (19)'da yerine yazıldığına denklem (20) elde edilir.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= r^T (-K_g r + Y_2 \tilde{\phi}_2 - H_1 \tilde{f}) + \tilde{\phi}_2^T \Gamma_0^{-1} \dot{\tilde{\phi}}_2 + \tilde{\theta}_1^{T(1)} \Gamma_1^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_1^{(1)} + \\ &\tilde{\theta}_2^{T(1)} \Gamma_2^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_2^{(1)} + \tilde{\theta}_1^{T(2)} \Gamma_3^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_1^{(2)} + \tilde{\theta}_2^{T(2)} \Gamma_4^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_2^{(2)} \end{aligned} \quad (20)$$

Denklem (20)'de yer alan $-H_1 \tilde{f}$, ifadesi denklem (21)'de gösterilen biçimde açılıp denklem (20)'de yerine yazılıp düzenlendiğinde denklem (22) elde edilir.

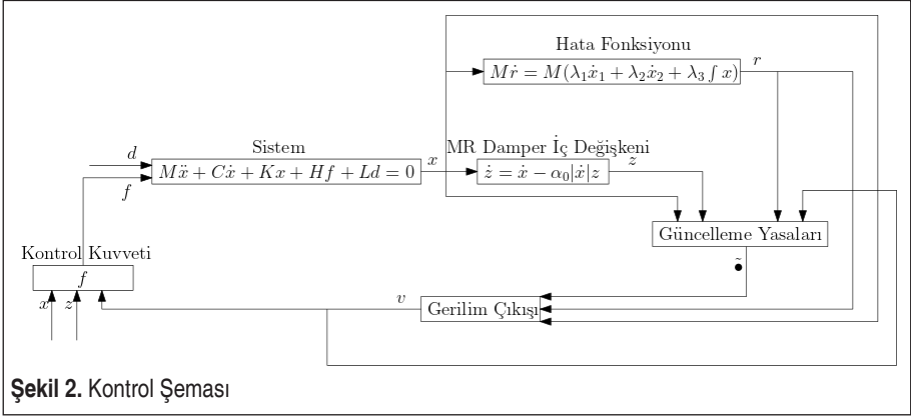
$$H_1 \tilde{f} = [H_1^1, H_1^2] [\tilde{f}_1, \tilde{f}_2]^T = H_1^1 \tilde{f}_1 + H_1^2 \tilde{f}_2 \quad (21)$$

Denklem (21)'de H_1^1, H_1^2 sırasıyla H_1 matrisinin birinci ve ikinci sütun vektörlerini ifade etmektedir. \tilde{f}_1, \tilde{f}_2 sırasıyla \tilde{f} vektörünün birinci ve ikinci satır elemanlarını ifade etmektedir. \tilde{f} denklem (3) formasyonunda ifade edilmişti.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= -r^T K_g r + \tilde{\phi}_2^T (Y_2^T r + \Gamma_0^{-1} \dot{\tilde{\phi}}_2) - \tilde{\theta}_1^{T(1)} (p_1^{T(1)} H_1^1 r - \Gamma_1^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_1^{(1)}) - \\ &\tilde{\theta}_2^{T(1)} (p_2^{T(1)} H_1^1 r - \Gamma_2^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_2^{(1)}) - \tilde{\theta}_1^{T(2)} (p_1^{T(2)} H_1^2 r - \Gamma_3^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_1^{(2)}) - \\ &\tilde{\theta}_2^{T(2)} (p_2^{T(2)} H_1^2 r - \Gamma_4^{-1} \dot{\tilde{\theta}}_2^{(2)}) \end{aligned} \quad (22)$$

Bilinmeyen parametrelerin sabit olduğu varsayılmıştır. Bu varsayım neticesinde parametrelerin zamana bağlı değişimlerini ifade eden türevleri sifıra eşit olmaktadır. Uyarlama kuralları aday Lyapunov fonksiyonun kararlılığını garanti etmesi için denklem (23)'de gösterilen biçimde seçilir.

$$\begin{aligned} \dot{\tilde{\phi}}_2 &= \Gamma_0 Y_2^T r \\ \dot{\tilde{\theta}}_1^{(1)} &= -\Gamma_1 p_1^{T(1)} H_1^1 r \\ \dot{\tilde{\theta}}_2^{(1)} &= -\Gamma_2 p_2^{T(1)} H_1^1 r \\ \dot{\tilde{\theta}}_1^{(2)} &= -\Gamma_3 p_1^{T(2)} H_1^2 r \\ \dot{\tilde{\theta}}_2^{(2)} &= -\Gamma_4 p_2^{T(2)} H_1^2 r \end{aligned} \quad (23)$$



Şekil 2. Kontrol Şeması

Aday-Lyapunov fonksiyonunun zamana göre türevi denklem (24)'da gösterildiği şekilde negatif olmaktadır. Bu durum kararlılığın garanti altına alındığının göstergesidir.

$$\dot{V} = -r^T K_g r \quad (24)$$

Şekil 2'de sistem taşıt üzerindeki titreşim sönümlenmesi için tasarlanan parametre uyarlamalı MR-damper kontrol yöntemine ait şematik blok diyagramı bulunmaktadır.

4. SİMULASYON CEVAPLARI

Tasarlanan kontrolörün etkinliğinin incelenmesi için MATLAB-Simulink programında simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Bu simülasyonlarda, sistem bozucusu olarak EN13848 standartlarına uygun olarak 1 cm büyüklüğünde ray hatlarında, ray hat birleşiminde kullanılan kaynak metodu sebebiyle ortaya çıkabilecek basamak girişi olan bir test fonksiyonu kullanılmıştır [22]. Kontrol tasarımının amacı yolcu konforunun artırılması olduğundan kaynaklı, sistem cevaplarından taşıt gövdesi düşey yer değiştirmesi, taşıt gövdesi açılma yer değiştirmesi ve bu cevapların ivmeleri incelenmiştir. Denklem (25-28) arasında hatanın karesinin integrali (ISE), mutlak hatanın integrali (IAE), hatanın karesinin zamanla çarpımının integrali (ITSE) ve mutlak hatanın zamanla çarpımının integrali (IATE) performans indekslerinin matematiksel denklemleri gösterilmiştir.

$$ISE = \int_0^{\infty} e^2(t) \quad (25)$$

$$IAE = \int_0^{\infty} |e(t)| \quad (26)$$

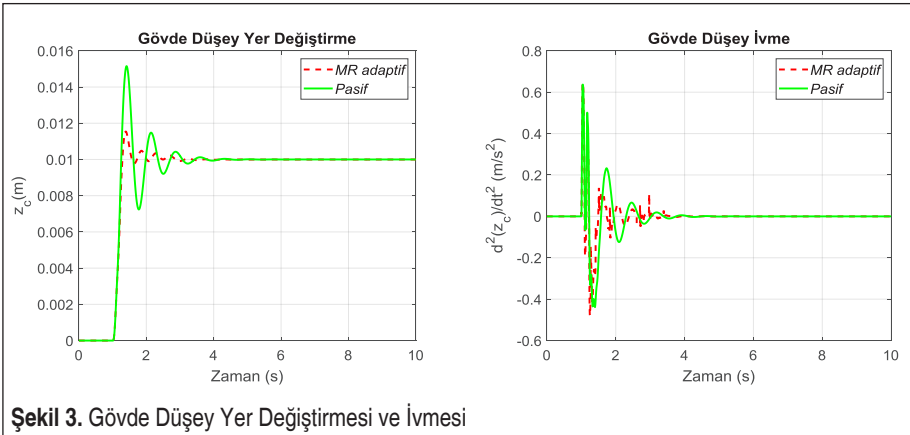


$$ITSE = \int_0^{\infty} t e^2(t) \quad (27)$$

$$ITAE = \int_0^{\infty} t |e(t)| \quad (28)$$

Şekil 3'te taşıt gövde düşey yer değiştirmesinin maksimum aşma ve oturma zamanı değerlerinin küçüldüğü görülmektedir. Düşey yer değiştirmenin maksimum aşma değeri %52'den %15'e, oturma zamanı değeri de 2.3 s'den 1.7 s'e düşmektedir. Bu durum düşey yer değiştirme durumunun geçici zaman bölgesindeki kalma süresinin tasarlanan kontrolör vasıtasıyla %26.1 düştüğünü ve bozulmanın etkisiyle gövde deplasmanında meydana gelen maksimum aşma değerinde etkili bir azalmanın meydana geldiğini göstermektedir. Tablo 3'de, düşey yer değiştirmesinin performans indekslerine bakıldığında dört performans indeksinde de tasarlanan kontrolcünün etkinliği gözlemlenmektedir. Performans indekslerinden zamanın bir değişken olarak bulunduğu ITSE ve IATE'de, ISE ve IAE performans indekslerine göre daha iyi sonuçlar elde edilmiştir. Bu durumun nedeni daha yüksek yakınsama hızından kaynaklı oturma zamanının daha az olmasıdır. Bu sayede hata üretimi daha kısa sürmekte ve zamanın, performans ölçütünde geçen süreyle artan etkinliği daha az etki etmektedir. Şekil 3 ve Tablo 3'te taşıt gövde düşey ivme cevabı gösterilmiştir. Performans indeksleri incelendiği zaman, tasarlanan yarı-aktif süspansiyon sistemiyle birlikte taşıt gövde düşey ivme cevabında \approx %35-42 arasında bir iyileştirme meydana geldiği ortaya konulmuştur. Bu durum, yol sürüş konforu incelemelerinde önemli bir değişken olan ivme cevabında kontrolcü yapısının yüksek bir etkinliğe sahip olduğunu göstermektedir.

Şekil 4'te gövde açılma yer değiştirmesinin ve ivmesinin zamana bağlı cevabı görülmektedir. Gövde kafa vurmasının tepe noktası $7.1e-4$ değerinden $6.4e-4$ değerine düşerek %9.9'luk bir azalma meydana gelmiştir. Tablo 4'de, gövde kafa vurma açısı-



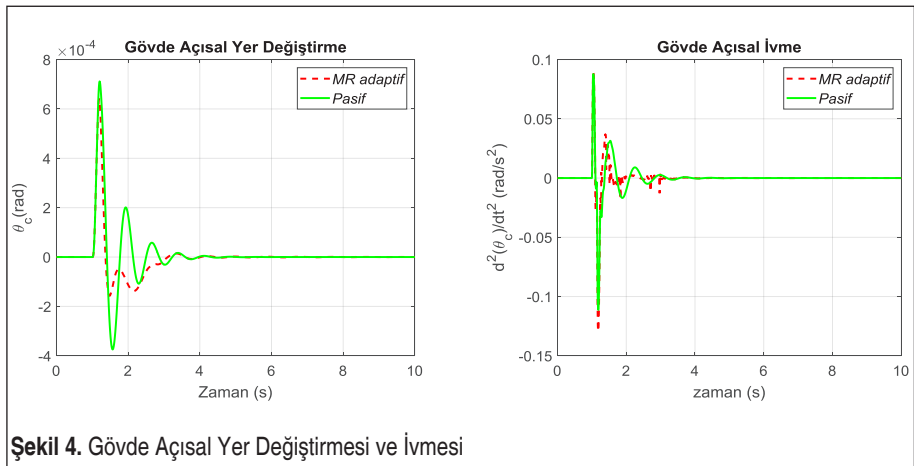
Şekil 3. Gövde Düşey Yer Değiştirmesi ve İvmesi

Tablo 3. Performans İndeksleri – Kısım 1

Performans İndeksleri				
Gövde Düşey Deplasman (z_c)				
	ISE	IAE	ITSE	ITAE
Pasif	2e-5	4.2e-3	2.4e-5	6.5e-3
MR adaptif	1.4e-5	2.3e-3	1.5e-5	3e-3
Pasif, MR adaptif	%30	%45.2	%37.5	%53.8
Gövde Düşey İvme (d^2z_c/dt^2)				
	ISE	IAE	ITSE	ITAE
Pasif	8.1e-2	2.9e-1	1.1e-1	4.6e-1
MR adaptif	5.3e-2	1.9e-1	6.4e-2	2.8e-1
Pasif, MR adaptif	%34.6	%34.5	%41.8	%39.1

nın performans ölçütleri incelendiği zaman ISE ve ITSE cevaplarında %43 oranında etkili iyileştirmeler gerçekleştirildiği görülmektedir. Bu durum, tasarlanan kontrolcü yapısının taşıt gövde açılma yer değiştirmesinde yüksek bir etkinliğe sahip olduğunu göstermektedir. Gövde açılma ivme cevapları incelendiği zaman tasarlanan yarı-aktif süspansiyon sistemiyle birlikte IAE ve ITAE cevaplarında \approx %19-31 oranında bir iyileştirme meydana geldiği görülmektedir.

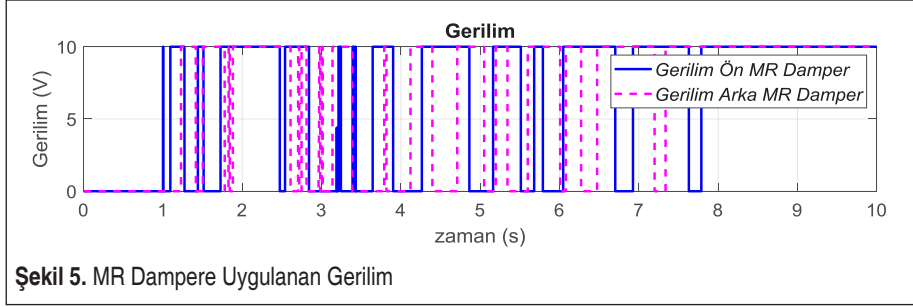
Şekil 5'te tek bir MR dampere kontrolör tarafından gönderilen gerilim miktarı görülmektedir. Demiryolu taşıtının yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımında MR damperler bir set olarak tasarlanmıştır. Ön boji ile gövde arasına ve arka boji ile gövde arasına yerleştirilen ön ve arka MR damper setlerinde 4'er adet MR damper paralel olarak kullanılmıştır. Şekil 5 incelendiği zaman ön MR damper ile arka MR damper



Şekil 4. Gövde Açılma Yer Değiştirmesi ve İvmesi

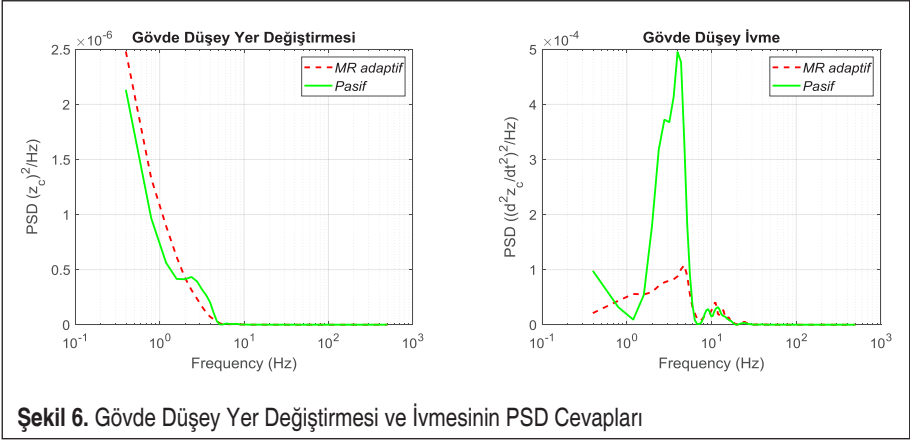
**Tablo 4.** Performans İndeksleri – Kısım 2

Performans İndeksleri				
Gövde Açısal Değişimi (θ_c)				
	ISE	IAE	ITSE	ITAE
Pasif	1.2e-7	3.4e-4	1.6e-7	5.6e-4
MR adaptif	6.8e-8	2.6e-4	9.1e-8	4.6e-4
Pasif, MR adaptif	%43.3	%23.5	%43.1	%17.9
Gövde Açısal İvme ($d^2\theta_c/dt^2$)				
	ISE	IAE	ITSE	ITAE
Pasif	1.4e-3	3.1e-2	1.7e-3	4.9e-2
MR adaptif	1.5e-3	2.5e-2	1.7e-3	3.4e-2
Pasif, MR adaptif	-%7.1	%19.3	%0	%30.6

**Şekil 5.** MR Dampere Uygulanan Gerilim

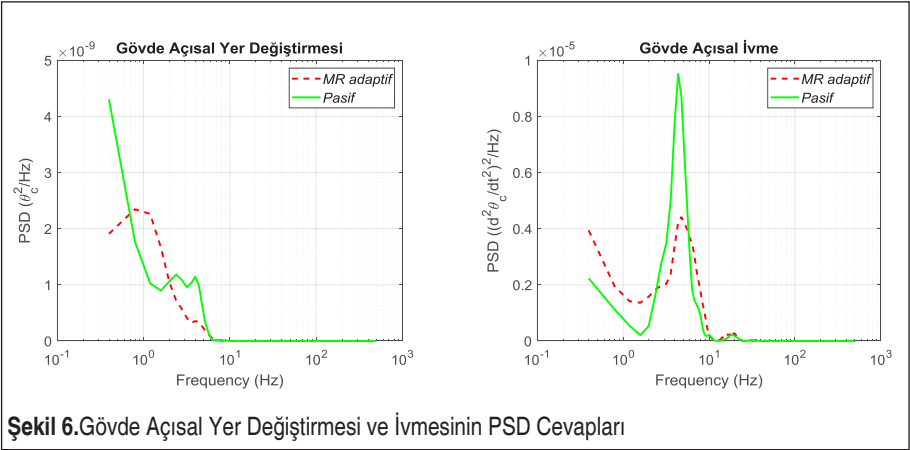
gerilim değerlerinin aynı anda başlamadığı görülmektedir. Bu durumun nedeni demiryolu taşıtının dinamik modelinde (Şekil 1) görülebileceği gibi bozucu girişi sisteme aynı anda etki etmemektedir. Demiryolu aracı tekerlekleri arasında var olan mesafeden kaynaklı olarak tekerlekler etki eden bozucular arasında bir gecikme meydana gelmektedir. Bu gecikme miktarı Tablo 1’de verilen tekerlekler arası mesafe miktarından ve tren hızından hesaplanmış ve simülasyonlarda dikkate alınmıştır. Bozucu ilk başta ön MR damper setini etkilediğinden kaynaklı olarak kontrolör etkinliği ilk başta ön MR damper setinde görülmektedir.

Şekil 6 incelendiğinde gövde düşey yer değiştirmesi ve düşey hareket ivme zaman cevaplarının güç spektral yoğunluğu (PSD) üzerinden frekans alanındaki cevapları görülmektedir. Gövde düşey yer değiştirmesinde, tasarlanan kontrolcüyle birlikte 2 Hz’in altındaki frekans bölgesinde yarı-aktif süspansiyon sistemi cevabı pasif sistem cevabının üzerinde bir genliğe sahip olmaktadır. Yolcu konfor açısından önemli olan düşey ivme cevabında, yarı-aktif süspansiyon sisteminin yüksek bir etkinliğe sahip olduğu görülmüştür.



Şekil 6. Gövde Düşey Yer Değiştirmesi ve İvmesinin PSD Cevapları

Gövde açılmalık yer değiştirmesi ve açılmalık ivme zaman cevaplarının frekans alanındaki cevapları Şekil 7’de görülmektedir. MR-damper tasarımı gövde açılmalık yer değiştirmesi ve açılmalık ivme cevaplarının tepe noktalarında etkin bir azalmaya sebep olmaktadır. Tasarlanan kontrol yapısının etkinliği incelendiğinde yol sürüş konforunu etkileyen taşıt gövde düşey yer değiştirme, açılmalık yer değiştirme ve bu geliştirilmiş koordinatların ivmelerinde etkin bir düşüşe sebep olduğu bulunmuştur.



Şekil 6. Gövde Açılmalık Yer Değiştirmesi ve İvmesinin PSD Cevapları

5. SONUÇ

Demiryolu araçlarında ikincil süspansiyon sistemleri, araç gövdesine ray hattı üzerindeki dengelen etkilerin mümkün olduğunca sönmelenmesi ve yolcuların konfor beklentilerinin sağlanması amacıyla optimize edilerek tasarlanırlar. Her ne kadar süspansiyon parametreleri araç dinamiğine dair kararlılık ve yolcu konforu arasında bir yerde



optimize edilse de kimi zaman istenilen konfor elde edilemeyebilir. Teknolojinin gelişmesiyle günümüz şartlarında artan konfor beklentileri süspansiyon sistemlerinin pasif kullanımını yetersiz kılmakta ve yarı-aktif ya da aktif süspansiyon sistemi tasarımlarını ön plana çıkarmaktadır. Diğer taraftan, son yıllarda benzer amaçla MR damperlerin karayolu taşıtlarında kullanımının araştırılması artarak devam etmektedir. Yapılan gerek teorik, gerekse deneysel çalışmaların ardından gerçek taşıtlar üzerinde uygulamalar ve bunların ticarileştirilmesi söz konusu olmuştur. Aynı zamanda, günümüzde demiryollarının kullanımı ve demiryolu araçlarının hızları giderek artmaktadır. Karayolu taşıtları için geliştirilen MR damper uygulamalarının demiryolu taşıtlarındaki performansı da merak edilen bir konu olmuştur.

MR damperlere ait performans araştırmaları beraberinde dampere ait dinamik parametrelerin tespit edilmesi gibi bazı problemleri de beraberinde getirmektedir. Bu parametrelerin tespit edilmesi için özel deneylerin yapılması gerekmekte olup kimi zaman bu mümkün olamamaktadır. Bunun yanında, demiryolu aracına ait kütle de yolcu taşınması nedeniyle değişkenlik göstermektedir. Aynı zamanda demiryolu taşıtının atalet eğeri de değişmektedir. Problemin gerçekçi ele alınabilmesi için gerek MR damper parametrelerinin gerekse demiryolu taşıt kütleli parametrelerinin belirsiz kabul edilmesi gerekmektedir.

Bu çalışmada, dışarıdan yüksek enerji gereksinimi duyan aktif eyleyicili sistemler yerine ikincil süspansiyonlara paralel yerleştirilen MR damperlerin sönüm özelliğinin uygulanan düşük gerilimler vasıtasıyla değiştirilmesi prensibi ile çalışan yarı aktif sistemler tercih edilmiştir. Neredeyse dışarıdan ek bir enerjiye ihtiyaç duymayan bu sistemlerin titreşim bastırım problemlerindeki etkinlikleri, parametrik belirsizliklerin modele dahil edildiğı ve Lyapunov kararlılığının da garanti edildiğı doğrusal olmayan uyarlamalı kontrolör ile gösterilmiştir.

İncelemede, ray hatlarında, ray hat birleşiminde kullanılan kaynak metodu nedeniyle meydana gelebilecek basamak bozucu girişi EN13848 standartlarına uygun bir genlikle sisteme etki ettirilmiştir. Tasarlanan yarı-aktif süspansiyon sisteminin taşıt gövdesi düşey yer değiştirmesinin maksimum aşma değerinde %37'lik bir azalmayla %15'e düşürdüğü gösterilmiştir. Konfor açısından önemli bir parametre olan gövde düşey ivme cevabı, performans indeksleri üzerinden incelendiğinde \approx %35-42 arasında bir iyileştirme meydana geldiğı ortaya konulmuştur. Böylece, tasarlanan yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımıyla gövde düşey yer değiştirme ve ivme cevaplarında etkili bir azalmanın meydana getirildiğı gösterilmektedir. Bu durum literatürde yarı-aktif süspansiyon sistemi tasarımları gerçekleştirilen çalışmalarda bulunan cevaplara benzerlik göstermektedir [12, 13, 14, 16]. Ayrıca, bu çalışmada farklı bir model olarak düşey modellenmiş yarı yüksek hızlı demiryolu taşıt modeli kullanılmıştır. Literatürde kullanılan uyarlamalı MR damper çalışmalarından farklı olarak hata dinamiğı

fonksiyonu geliştirilmiş ve hatanın integrali de hata fonksiyonu içerisine entegre edilmiştir. Bu sayede daha geniş kapsamlı bir hata fonksiyonu ile kontrol sağlanmıştır. Ayrıca tasarımı gerçekleştirilen uyarlamalı kontrol yapısı, literatürde yer alan süspan-siyon sistemleri tasarımlarında [6, 7, 8, 10, 15] sistemlerin parametre belirsizlikleri ile birlikte ele alınabilmesine olanak sağlamaktadır. Böylece daha gerçekçi simülasyonlar ile kararlılığın garanti edileceği tasarımlar meydana getirilebilmektedir.

KAYNAKÇA

1. **Iwnicki, S.** 2006. “Handbook of railway vehicle dynamics”, e-Book ISBN: 9780429129803, CRC Press, Boca Raton.
2. **Metin, M., Guclu, R.** 2014. “Rail vehicle vibrations control using parameters adaptive PID controller”, *Mathematical Problems in Engineering*, online print.
3. **Guclu, R., Metin, M.** 2009. “Fuzzy Logic Control of Vibrations of a Light Rail Transport Vehicle in Use in Istanbul Traffic”, *Journal of Vibration and Control*, vol.15, pp.1423-1440
4. **Metin, M., Guclu, R.** 2011. “Vibrations control of light rail transportation vehicle via PID type fuzzy controller using parameters adaptive method”, *Turkish Journal of Electrical Engineering and Computer Sciences*, vol.19, pp.807-816
5. **Metin, M., Guclu, R.** 2011. “Active vibration control with comparative algorithms of half rail vehicle model under various track irregularities”, *Journal of Vibration and Control*, pp.1525-1539
6. **Shin, Y. J., You, W. H., Hur, H. M., Park, J. H.** 2014. “ H_∞ control of railway vehicle suspension with MR damper using scaled roller rig”, *Smart materials and structures*, 23(9), 095023.
7. **Nagarkar, M. P., Vikhe, G. J., Borole, K. R., Nandedkar, V. M.** 2011. “Active control of quarter-car suspension system using linear quadratic regulator”, *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 3(1), 364-372.
8. **Rizvi, S. M. H., Abid, M., Khan, A. Q., Satti, S. G., Latif, J.** 2018. “ H_∞ control of 8 degrees of freedom vehicle active suspension system”, *Journal of King Saud University-Engineering Sciences*, 30(2), 161-169.
9. **Zhou, C., Liu, X., Chen, W., Xu, F., Cao, B.** 2018. “Optimal sliding mode control for an active suspension system based on a genetic algorithm”, *Algorithms*, 11(12), 205.
10. **Çay, M.** 2016. “Sürücü ve sürücü koltuğu ile birlikte modellenmiş bir çeyrek taşıt modeli için H_∞ kontrolcü tasarımı”, *Mühendis ve Makina*, 57 (676), 41-48
11. **Güçlü, R., Sancak, Ö.F.** 2019. “Savaş uçağı koltuğunun durum geri beslemeli H_∞ yarı aktif kontrolü”, *Mühendis ve Makina* 60.694 : 32-49.



12. **Paksoy, M., Metin, M.** 2019. “Nonlinear semi-active adaptive vibration control of a half vehicle model under unmeasured road input”, *Journal of Vibration and Control*, vol.25, pp.2453-2472.
13. **Kararsız, G., Paksoy, M., Metin, M., Basturk, H.I.** 2020. “An adaptive control approach for semi-active suspension systems under unknown road disturbance input using hardware-in-the-loop simulation”, *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, no.1.
14. **Paksoy, M., Metin, M.** 2020. “Nonlinear adaptive semiactive control of a half-vehicle model via hardware in the loop simulation”, *Turkish Journal of Electrical Engineering and Computer Sciences*, vol.28, pp.1612-1630
15. **Yao, G. Z., Yap, F. F., Chen, G., Li, W., Yeo, S. H.** 2002. “MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system,” *Mechatronics* 12(7), 963-973.
16. **Yildiz, A. S., Sivrioglu, S., Zergeroglu, E., Cetin S.** 2013. “Adaptive control of semiactive quarter car model with MR damper”, 2013 9th Asian Control Conference (ASCC), Istanbul pp. 1-6, doi: 10.1109/ASCC.2013.6606324
17. **Gani, A., Kılıç, E., Keçecioğlu, Ö., Açıkgöz, H., Şekkeli, M.** 2016. “Endüstriyel uygulamalarda kullanılan karışım tankının seviye ve sıcaklık denetimi için pıd ve bulanık mantık denetleyici tasarımı”, *Mühendis ve Makina*, 57 (675), 41-48.
18. **J. Han, S. Yu, S. Yi,** 2017. “Advanced thermal management of automotive fuel cells using a model reference adaptive control algorithm”, *International journal of hydrogen energy*, pp.4328-4341.
19. **Bulduk, N., Metin, M., Özbilgi, C.** 2019. “A low-cost vertical active secondary suspension system of the railway vehicle for ride comfort based on LQG control method”, *International Conference on Applied Analysis and Mathematical Modeling*, 10-13 March 2019, Istanbul.
20. **Lei, X.** 2017. “High speed railway track dynamics”, Science Press, Beijing/Springer Nature Singapore Pte. Ltd., Singapore.
21. **Sakai, C., Ohmori, H., and Sano, A.** 2003. “Modeling of MR damper with hysteresis for adaptive vibration control”, In 42nd IEEE International Conference on Decision and Control, 9-12 Dec. 2003, Maui, HI, USA.
22. **T. Karis,** 2009. “Track Irregularities for High-Speed Trains : Evaluation of their correlation with vehicle response”, *Dissertation, KTH Engineering Science, Stockholm.*