



Yarı Aktif Taşıt Süspansiyon Sistemin Döngüde Donanımsal Benzetim Yapısı Kullanılarak Kontrolü

Ali Suat YILDIZ¹* (Orcid ID: 0000-0001-6914-5222)

¹ Sivas Bilim ve Teknoloji Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Makine
Mühendisliği Bölümü, Sivas

*Sorumlu yazar (Corresponding author): suat@sivas.edu.tr

Geliş Tarihi (Received): 17.06.2022

Kabul Tarihi (Accepted): 18.07.2022

Özet

Bu çalışmada ManyetoReolojik (MR) sönümleyici içeren yarı aktif çeyrek taşıt süspansiyon sisteminin titreşimlerini azaltmaya yönelik olarak Lineer kuadratik regülatör (LQR) kontrol ve hibrit kontrol tasarımları gerçekleştirilmiştir. Kontrol tasarımları döngüde donanımsal benzetim (DDB) yapısı kullanılarak karşılaştırmalı olarak test edilmiştir. Çalışma kapsamında kullanılan sönümleyicinin model parametreleri Levenberg-Marquardt optimizasyon yaklaşımı ile elde edilmiş ve farklı yol ve voltaj girişleri altında model doğruluğu test edilmiştir. Kontrol etkinlikleri rastgele yol profili girişi altında ve seçilen performans kriterleri gözetilerek değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde, LQR kontrol %52 daha az kuvvet kullanımı ile taşıt gövdesinin ivme değerinde %26 iyileşme sağladığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Yarı aktif kontrol, döngüde donanımsal benzetim, çeyrek taşıt, LQR kontrol

Control of The Semi-Active Suspension System by Using Hardware-in-the-loop Simulation Structure

Abstract

In this study, Linear quadratic regulator (LQR) control and hybrid control are presented for vibration suppression of the quarter car suspension system equipped with a magnetorheological (MR) damper. The performances of the control designs were tested by using hardware in the loop simulation structure. The model parameters of the MR damper used in the study were obtained with the Levenberg-Marquardt optimization approach and the model accuracy was tested under different road profiles and voltage inputs to the MR damper. The vehicle model was tested under the random profile. According to the experimental results, LQR control decreases the acceleration of the vehicle body by about 26% in terms of the RMS value by using 52% less energy consumption.

Keywords: Semi-active control, hardware-in-the-loop, quarter car, LQR control

GİRİŞ

Gerçekleştirilen bir tasarım, seçilen bir malzeme ya da uygulanan bir kontrol yaklaşımının etkinliğini görmek için gerçek boyutlu sistemlerin kurulumu zaman ve maliyet bakımından sorun olabilmektedir. Bilgisayar donanımlarında ve ticari yazılımlarda gerçekleşen ilerlemeler ile nümerik yaklaşımlar, fiziksel sistemlerin dinamik davranışını modellemede her ne kadar başarılı olsa da ele alınan modelleme yaklaşımı başlı başına deneysel veriye dayanmaktadır (Carrion, 2007). Ayrıca modellemede kabul edilen varsayımlar ya da modellenemeyen etkiler neticesinde fiziksel sistem davranışı tam manasıyla ifade edilememektedir. Bu noktada önceden tanımlanan deplasman ve kuvvet gibi girdiler altında sistemin tam ya da ölçülenmiş modeli kullanılarak önerilen kontrol yaklaşımlarının performansı gerçek uygulanma öncesi test edilmektedir. Böylelikle gerçek uygulamada karşılaşılabilecek senaryolar altında sistemin davranışı hakkında fikir edinilebilmektedir. Bununla birlikte dinamik sistemlerin simülasyonunda bazı sistem bileşenlerinin yüksek doğrusal olmayan davranış sergilemesi ya da kullanılan matematiksel modelinin belirli girdi durumları için elde edilmesi sebebiyle fiziksel ortam sonuçları tam olarak karşılanmamaktadır. Bu durumda ilgili sistem bileşeninin fiziksel ortamda

kullanılması ve çıktılarının anlık olarak simülasyon ortamına beslenmesi neticesinde ele alınan sistemin dinamik davranışı daha gerçekçi bir şekilde elde edilebilmektedir. Bu yaklaşım döngüde donanımsal benzetim olarak adlandırılmakta ve kurulan sistem konfigürasyonu incelenecek sistemin hangi dinamiği hakkında fikir edinmek istenmesine bağlı olarak değişmektedir (Lee ve ark., 2000; Batterbee ve Sims, 2007).

Literatürde süspansiyon yapılarının performansı tam taşıt, yarım taşıt ve çeyrek taşıt modelleri üzerinde test edilmekle birlikte her bir modelin ele aldığı sistem dinamikleri ve içerdiği kabuller değişmektedir (Morato ve ark., 2019; Paksoy ve Metin, 2020; Dong ve ark., 2010). Örneğin çeyrek taşıt modelinde, taşıtın sadece düşey ekseninde hareket ettiği kabul edilir ve süspansiyon geometrisinden kaynaklanan kinematik etkiler ihmal edilir. Buna rağmen bu modelde taşıt dinamiğinde incelenen sürüş konforu, yol tutuşu ve süspansiyon çalışma aralığı gibi tasarım kriterleri öngörülebilmektedir (Yıldız ve Sivrioğlu, 2021). Odaklanılan dinamiklerin üzerinde etkisi olmayan daha detaylı modellerin kullanılması ise kontrol uygulamasını zorlaştırabilmektedir. Kullanılacak sönümleyici yapısı ise, sisteme enerji girişi sağlama durumuna göre, aktif, yarı aktif ya da pasif sönümleyici olarak

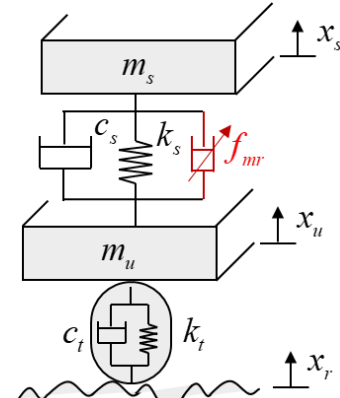
isimlendirilebilir. Aktif sönümleyiciler istenilen performansı yakalama noktasında üstün olsalar da uygulama maliyeti noktasında geri düşmektedir. Farklı yol koşulları altında ve düşük enerji tüketimi ile taşıt dinamiklerinin iyileştirebilmeleri sebebiyle yarı aktif sönümleyiciler öne çıkmaktadır.

Yarı aktif sönümleyicilerin kuvvet çıktısı içerdiği manyetik alana duyarlı sıvının geçtiği piston kanalında oluşturulan manyetik alanla önemli ölçüde değiştirilebilmektedir. Bu noktada kontrol voltajının belirlenmesinde birçok sistem kontrol yaklaşımı uygulanmaktadır. Ayrıca sistem kontrolcüsünün çıktısı olan ideal kuvvet değerinin MR sönümleyici tarafından üretilebilmesi için Heaviside Basamak Fonksiyonu, Ters Polinom Yöntemi ve Ters sönümleyici yaklaşımları kullanılmaktadır (Yıldız ve Sivrioğlu, 2021; Dyke ve ark., 1996; Du ve ark., 2005). Ters sönümleyici model sabitlerini belirlemek uygulanacak kontrol yaklaşımlarının etkinliğini yakından etkilemektedir. Bu Lord RD-8040-1 model MR sönümleyici kurulan test sistemi ile farklı hız ve voltaj değerleri altında test edilmiş ve Levenberg-Marquardt (LM) algoritması ile model sabitleri elde edilmiştir.

Yarı Aktif Sönümleyicili Taşıt Modeli

Taşıt titreşimlerinin analizi ve kontrolünde Şekil 1'de verilen taşıt gövde ağırlığını bütün olarak temsil eden tek bir üst kütle ve

tekerlek ile aks bağlantı elemanlarının ağırlıklarını modelleyen kütleler kullanılması literatürde oldukça sık rastlanan bir yaklaşımdır. Üst ve alt kütleler arasına yerleştirilen yay ve sönüm elemanlarını içeren süspansiyon yapısıyla taşıtın dinamik hareketleri kontrol edilmektedir.



Şekil 1. Ele alınan sistemin şematik gösterimi

Burada sırasıyla m_s ve m_u taşıt gövde ve aks kütlelerini, k_s ve k_t sönümleyici ve teker yay katsayılarını, c_s ve c_t pasif sönümleyici ve teker sönümlerini, f_{mr} ise yarı aktif kontrol kuvvetini temsil etmektedir. Sisteme olan yol girişi ise x_r ile gösterilmiştir. Çeyrek taşıt modelinde her iki kütle için hareket denklemleri Eş. 1 ile ifade edilebilir.

$$\begin{aligned} m_s \ddot{x}_s &= -c_s (\dot{x}_s - \dot{x}_u) - k_s (x_s - x_u) - f_{mr} \\ m_u \ddot{x}_u &= c_s (\dot{x}_s - \dot{x}_u) + k_s (x_s - x_u) - k_t (x_u - x_r) - c_t (\dot{x}_u - \dot{x}_r) + f_{mr} \end{aligned} \quad (1)$$

Eş. 1, $x_s = [(x_s - x_u) \quad \dot{x}_s \quad (x_u - x_r) \quad \dot{x}_u]^T$ seçilen durum değişkenlerini ve $u = [f_{mr} \quad \dot{x}_r]^T$ sistem giriş vektörünü

temsil edecek şekilde (2)'de verilen durum uzayı formunda yazılabilir.

$$\dot{x}_s = Ax_s + Bu \quad (2)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{k_z}{m_z} & -\frac{c_z}{m_z} & 0 & \frac{c_z}{m_z} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_z}{m_u} & \frac{c_z}{m_u} & -\frac{k_r}{m_u} & -\frac{(c_z + c_r)}{m_u} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -\frac{1}{m_z} & 0 \\ 0 & -1 \\ \frac{1}{m_u} & \frac{c_r}{m_u} \end{bmatrix}$$

MR sönümleyicilerin kuvvet çıkışı elektriksel girdi ve mekanik girdinin doğrusal olmayan bir fonksiyonu ile ifade edilebilir. Ayrıca içerdiği bobinden dolayı kuvvet çıkışı sadece girdilerin o anki değerlerine bağlı olmayıp çıkışın geçmişine de bağlı olmasından kaynaklı bir histeresis söz konusudur. Literatürde bu iki dinamiği de göz önüne alan birçok model önerilmiş ve doğruluğu test edilmiştir (Du ve ark., 2005; Kwork ve ark., 2006). Bu çalışmada az sayıda parametre ile sönümleyici kuvvet çıkışını verebildiği için Eş. 3'te matematiksel modeli verilen Lugre modeli kullanılmıştır (Terasawa ve ark., 2004).

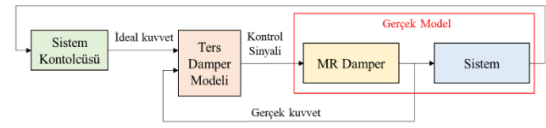
$$f = \begin{bmatrix} z & vz & -|\dot{x}_{mr}|z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_a \\ \sigma_0 \\ \sigma_1 a_0 \\ \sigma_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \dot{x}_{mr} & \dot{x}_{mr}v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 + \sigma_2 \\ \sigma_b \\ \theta_2 \end{bmatrix} \quad (3)$$

Burada θ_1 ve θ_2 tanımlanması gereken parametreleri, z model değişkenini, \dot{x}_{mr} ise sönümleyici üst ve alt nokta hız farkını, v ise sönümleyici kontrol voltajını ifade etmektedir. Kontrol voltajının anlık tespiti ise Eş. 4 verilen ters Lugre modeli ile

gerçekleştirilebilir.

$$v = \frac{f_c - \{\sigma_a z - \sigma_1 a_0 |\dot{x}|z + (\sigma_1 + \sigma_2)\dot{x}\}}{\underbrace{\sigma_0 z + \sigma_b \dot{x}}_{\beta}} \quad (4)$$

Ters Lugre modelinin payda kısmının kontrolör çıkışını tanımsız yapmamak için sıfır ve sıfıra yakın değerlerden sanal olarak uzaklaştırılmalıdır. Yarı aktif kontrol yaklaşımı aşağıdaki Şekil 2'de şematik olarak özetlenmiştir.

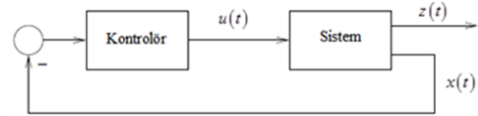


Şekil 2. Ters sönümleyici modeli

Yarı Aktif Kontrol Tasarımları

LQR Kontrol Yaklaşımı

Durum değişkenlerinin geri beslemesi ile yapılan kontrol yapısı Şekil 3'te gösterilmiştir. $x(t)$ durum değişkenlerini, $z(t)$ minimize edilmek istenen durum değişkenleri, $u(t)$ ise sisteme olan kontrol girişini göstermektedir.



Şekil 3. LQR durum değişkenli geri besleme yapısı

Sistem girişinden, ölçülen değişkenlere olan transfer fonksiyonunu Laplace operatörü ile yazıldığında Eş. 5 ifadesi elde edilir.

$$\frac{X(s)}{U(s)} = -K(s) \quad (5)$$

Burada istenen durum, seçilen performans kriterlerini içeren Eş. 6 ifadesindeki amaç fonksiyonunu minimize edecek $K(s)$ transfer matrisini elde etmektir. Amaç fonksiyonu taşıt sürüş konforu ve güvenliğini değerlendirmede kullanılan üst kütle ivmesi, süspansiyon çalışma aralığı, tekerlek sapması ve kontrol kuvveti terimlerinden oluşmaktadır.

$$J_{LQR} = \int_0^{\infty} \left\{ \rho_1 \|(x_s - x_u)(t)\|^2 + \rho_2 \|\ddot{x}_z(t)\|^2 + \rho_3 \|(x_u - x_r)(t)\|^2 + \rho_4 \|f_{mr}(t)\|^2 \right\} dt \quad (6)$$

Sabit katsayılar ρ_1, ρ_2, ρ_3 ve ρ_4 , oluşturulan amaç fonksiyonu bileşenleri arasındaki ödünleşimi sağlamaktadır. Eş. 6 ifadesi Q , N ve R pozitif tanımlı simetrik matrisler olmak üzere aşağıdaki Eş. 7’de verilen şekliyle yazılabilir.

$$J_{LQR} = \int_0^{\infty} \left\{ x(t)' Q x(t) + u(t)' R u(t) + 2x(t)' N(t) u(t) \right\} dt \quad (7)$$

Burada (7) ifadesindeki amaç aslında bir kazanç katsayı matrisi, Eş. 8’de verilen K ile sağlanabilir.

$$u = -Kx \quad (8)$$

$$K = R^{-1} (B'P + N')$$

Eş. 8 ifadesinde yer alan P matrisi Eş. 9’da verilen cebirsel Riccati denkleminin çözümüdür.

$$A'P + PA + Q - (PB + N)R^{-1}(B'P + N') = 0 \quad (9)$$

Eş. 9’de yer alan Q, N ve R matrisleri Eş.10 ve Eş. 11’de açık şekilde yazılmıştır.

$$Q = \begin{bmatrix} ((k_z^2 \rho_2) / m_z^2) + \rho_1 & (c_z k_z \rho_2) / m_z^2 & 0 & -(c_z k_z \rho_2) / m_z^2 \\ (c_z k_z \rho_2) / m_z^2 & (c_z^2 \rho_2) / m_z^2 & 0 & -(c_z^2 \rho_2) / m_z^2 \\ 0 & 0 & \rho_3 & 0 \\ -(c_z k_z \rho_2) / m_z^2 & -(c_z^2 \rho_2) / m_z^2 & 0 & (c_z^2 \rho_2) / m_z^2 \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$N = \begin{bmatrix} (k_z \rho_2) / m_z^2 \\ (c_z \rho_2) / m_z^2 \\ 0 \\ -(c_z \rho_2) / m_z^2 \end{bmatrix}, \quad R = [\rho_4 + \rho_2 / m_z^2] \quad (11)$$

Hibrit Kontrol

Skyhook kontrol yaklaşımı, taşıt gövdesini temsil eden üst kütleyle bağlı bir sönümleyicinin hayali bir kanca ile gökyüzüne bağlanması kabulüne dayanır (Nugroho ve ark., 2014). Sönümleyicinin ürettiği kuvvet üst kütle hızı ve sönüm katsayısı ile belirlenir. Üst kütle performansına odaklanmış ideal bir kontrol yaklaşımıdır. Groundhook kontrol metotunda ise benzer yaklaşım aks kütlelerini temsil eden alt kütle için düşünülür, üst kütlede herhangi bir sönüm söz konusu değildir. Bu yaklaşım ise taşıtın yol tutuş performansı üzerine yoğunlaşmıştır. Bu iki kontrol yaklaşımının bir arada kullanıldığı yöntem ise hibrit kontrolör olarak isimlendirilmektedir. Aşağıdaki Eş. 12- Eş.14 ifadelerinde Skyhook ve Groundhook durumlarında üretilen kuvvet değeri ve hibrit kontrolcünün gerekli kuvvet değerine karar verme şartları verilmiştir (Dong ve ark., 2010).

$$F_{sky} = \begin{cases} c_{sky} \dot{x}_s & (\dot{x}_s - \dot{x}_u) \dot{x}_s > 0 \\ 0 & (\dot{x}_s - \dot{x}_u) \dot{x}_s \leq 0 \end{cases} \quad (12)$$

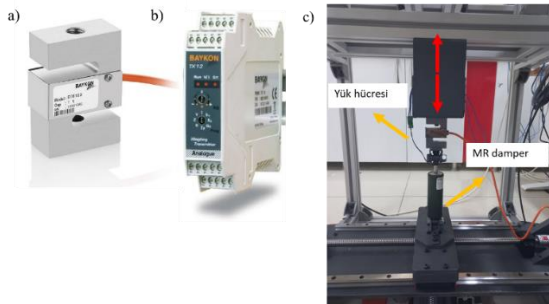
$$F_{gnd} = \begin{cases} -c_{gnd} \dot{x}_u & (\dot{x}_s - \dot{x}_u) \dot{x}_u < 0 \\ 0 & (\dot{x}_s - \dot{x}_u) \dot{x}_u \geq 0 \end{cases} \quad (13)$$

$$F_{hibrit} = \alpha_h F_{sky} + (1 - \alpha_h) F_{gnd} \quad (14)$$

Burada kontrolör α_h 'nin 1 seçilmesi durumunda Skyhook kontrolcü, sıfır seçilmesi durumunda ise Groundhook kontrolcü gibi davranmaktadır.

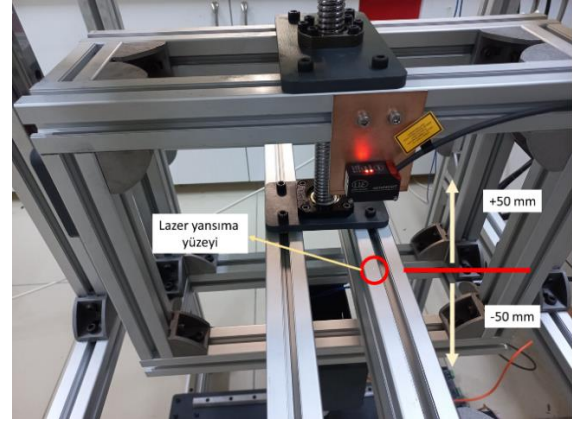
Deneysel Sistemin Tanıtımı

Deneysel sistem üzerinden Şekil 4-a'da gösterilen Baykon marka BT610S-500 model S-tipi yük hücresi ile anlık sönümleyici kuvveti ölçülmüş, Şekil 4-b'de Baykon TX13 model transmitter ile sensörden gelen mV seviyesindeki analog sinyal ifadesi ± 10 V analog sinyale dönüştürülmüştür. Bu değer ilgili kazanç katsayısı ile çarpılarak Newton birimine dönüştürülmüştür. Transmitterin çıkışı Quanser kontrol kartı üzerinden bilgisayar ortamında çalışan simülasyona anlık olarak beslenmektedir. Kuvvet sensörü MR sönümleyicinin hareketli pistonuna Şekil 4-c'de verilen şekilde bağlanmıştır.



Şekil 4. (a) Yük hücresi, (b) şartlandırıcı, (c) montaj

Simülasyon ortamında sönümleyicinin gerçekleştirdiği yer değiştirme değeri, fiziksel ortamda da gerçekleştirildiğinin kontrolü Şekil 5'te verilen Micro-epsilon marka optoNCDT 1420-100 model lazer deplasman sensörü ile kontrol edilmiştir.

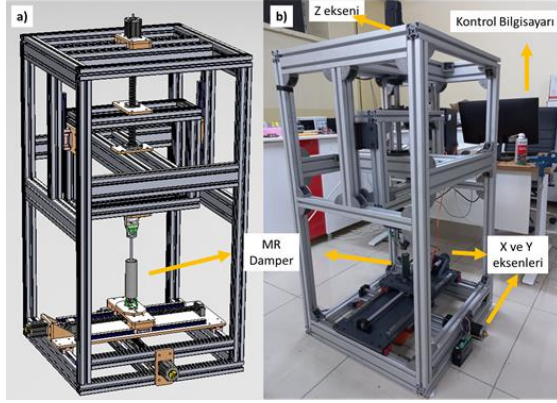


Şekil 5. Lazer deplasman sensörü yerleşimi

Sistem üzerinden sensörler vasıtasıyla okunan tüm değerler, Quanser marka QPIDE model kontrol ve veri toplama kartı üzerinde bulunan analog giriş ve çıkışlar kullanılarak bilgisayar ortamına alınmıştır. Matlab/Simulink ortamında oluşturulan kontrol tasarımlarının çıktıları ise kontrol kartının analog çıkış kanallarından motor sürücüsü ve MR sönümleyiciye iletilmiştir. Kontrol kartı 15 kHz örnekleme hızına sahiptir. Yük hücresi saniyede 800 çevrim sunduğundan ötürü, HILS çevrim hızı da saniyede 800 veri şeklinde seçilmiştir.

Sistemin -z ekseninde INVT marka 400 W frenli AC Servo motor bulunmakta, döner hareket 25 mm çapında ve 5 mm hatveye sahip vidalı mil ile doğrusal harekete çevrilmektedir. Sistem -z ekseninde 350 mm, -x ve -y eksenlerinde 450 mm hareket

edebilmekte ve her bir eksende 3000 N yük taşıyabilmektedir. Test sisteminin Solidworks programı ile üç boyutlu çizimi ve üretim sonrası görseli Şekil 6-a ve Şekil 6-b 'de verilmiştir.



Şekil 6. (a) Model çizimi, (b) Üretim sonrası

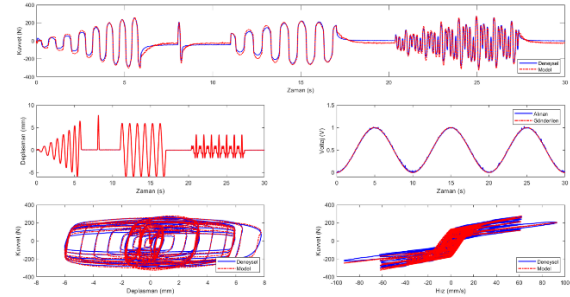
DENEYSEL BULGULAR VE TARTIŞMA

Çalışma kapsamında elde edilen sonuçları, MR sönümleyici karakterizasyonu ve DDB yapısı ile dinamik analiz olarak iki başlık altında toplanabilir. İlk bölümde karakterizasyon başarısı ikinci bölümde ise kontrol performansları değerlendirilmiştir.

MR Sönümleyici Karakterizasyonu

MR sönümleyicinin kuvvet çıktısı hem uygulanan voltaja hem de alt ve üst noktaları arasında oluşan hız farkına bağlı olduğu için bu iki dinamiği göz önüne alarak Şekil 7-b'de verilen deplasman ve Şekil 7-c'de verilen voltaj girdisi altında kuvvet verisi toplanmış, bu verileri sağlayacak model parametreleri Matlab/Simulink Design Optimization™ aracı ile belirlenmiştir. Yakınsanan

parametrelerin Eş. 3'te yerine yazılması ile elde edilen sonuçlar Şekil 7-a'da kesikli çizgi ile verilmiştir. İlgili parametreler ters MR sönümleyici modelinde ve kontrol tasarımında kullanıldığı için doğruluğu sistemin kararlılığı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Parametre tanımlama sonucunda elde edilen değerler Tablo 1'de verilmiştir.



Şekil 7. Değişken deplasman ve sinüzoidal voltaj girişi testi

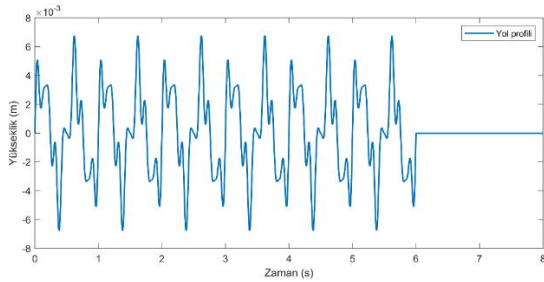
Tablo 1. MR sönümleyici LuGre model parametreleri

Sabit	Sabit Tanımı	Değer	Birim
σ_0	$z(v)$ 'nin rijitliği	654060	N/(m.V)
σ_1	İç değişkenin sönüm katsayısı	4030,7	N.s/m
σ_2	Viskoz sönüm katsayısı	1156	N.s/m
σ_a	z 'nin rijitliğini	360480	N/m
σ_b	Viskoz sönüm katsayısı $\sigma_b(v)$	1205,6	N.s/(m.V)
a_0	Sabit katsayı	6554,6	1/m

Deneysel Kontrol Çalışmaları

Deneysel çalışmada önerilen kontrol yaklaşımları Eş. 15'te tanımlanan farklı genlik ve frekansa sahip 4 adet sinüs girdisinin toplamından oluşan rastgele yol durumu altında test edilmiştir.

$$y(t) = 0.0019 \left(2 \sin(4\pi t) + \sin(14\pi t) + 0.5 \sin(10\pi t) + 0.5 \sin(20\pi t) \right) \quad (15)$$



Şekil 8. Rastgele yol profili

Çalışma kapsamında, MR sönümleyiciye sabit 1,5 volt gerilimin uygulandığı, Hibrit kontrol ve LQR kontrol durumları karşılaştırılmıştır. Kontrolör performansını değerlendirmede odaklanılan ölçütler;

- *Sürüş güvenliği*: sürüş esnasında tekerin yol yüzeyi temasının garantilenmesi gerekmektedir. Bu durum dinamik yük katsayısı olarak adlandırılan ve aşağıdaki Eş. 17'te verilen boyutsuz bir değişken ile tanımlanabilir (Lu ve ark., 2010).

$$DLC = \frac{\sigma_{F_{dyn}}}{F_{static}} \quad (17)$$

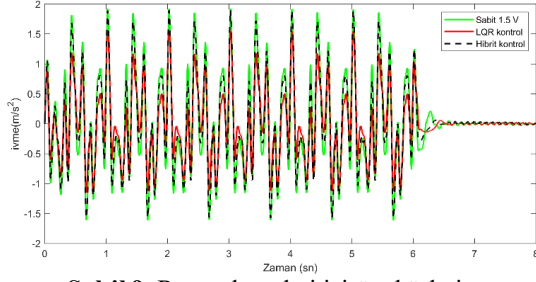
Burada $\sigma_{F_{dyn}}$ ve F_{static} teker üzerindeki dinamik kuvvetin standart sapmasını ve statik teker kuvvetini ifade etmektedir (Múčka, 2017).

- *Sürüş konforu*: İvmenin RMS değerinin yanı sıra ISO 2631-1 standardı ile ivme sinyalinin insan titreşim-duyarlılık eğrileriyle ağırlıklandırılması ve titreşime maruz kalma etkisi değerlendirilmektedir (ISO, 1997). Burada Eşik sınır değeri 1,25 (m/s^2) olarak tanımlanmıştır.

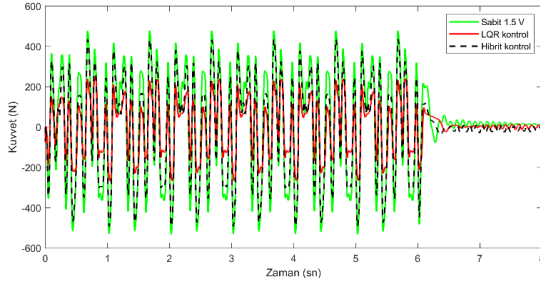
- *Sönümleyici çalışma limiti*: Çalışmada kullanılan MR sönümleyici ± 25 mm aralığında çalışabilmektedir. Seçilen yol girdisi altında bu limit aşılmamaktadır. Bu sebeple sabit 1.5 V durumu ile süspansiyon çalışma aralığı normalize edilmiştir ve "NSD" olarak belirtilmiştir

-*Sönümleyici kuvveti*: Yol yüzeyi boyunca MR sönümleyicinin oluşturduğu kuvvet ölçülmüş ve RMS değerleri karşılaştırılmıştır. Elde edilen bu değerler enerji tüketimi ile de ilişkilendirilebilir.

Şekil 9'da verilen ivme cevabından Hibrit kontrolcünün sert süspansiyon gibi davrandığı, LQR kontrolün ise karşılaştırıldığı durumlara göre daha konfor odaklı olduğu görülmektedir. Şekil 10'da sabit 1,5 V besleme ve Hibrit kontrolün benzer kuvvet seviyelerinde çalıştığı, LQR kontrol ise daha az enerji tüketimi (kuvveti) sergilemektedir.



Şekil 9. Rastgele yol girişi üst kütle ivme değişimi



Şekil 10. Rastgele yol girişi altında kontrol kuvveti

Tablo 2 incelendiğinde rastgele yol girişi durumunda, LQR kontrol ile ivmede % 26, enerji kullanımının bir göstergesi olarak da kuvvette % 52 azalma sağlandığı görülmektedir. ISO-2631 standardınca ele alınan durumların konfor standartları içerisinde kaldığı görülmektedir.

Tablo 2. Rastgele yol bölümü için sonuçlar

Rastgele yol girişi			
	Sabit 1.5 V	LQR kontrol	Hibrit kontrol
RMS \ddot{x}_s	0,705	0,517	0,6617
\ddot{x}_s , % iyileşme		26,69	6,20
ISO-2631	0,608	0,405	0,561
NSD	1	1.2024	1.0204
DLC	0,0404	0,0337	0,0387
RMS f_{mr}	243,21	116,54	210,32
f_{mr} , % iyileşme		52,08	13,52

SONUÇLAR

Gerçekleştirilen bu çalışmada süspansiyon kontrol performansını değerlendirmede sıkça kullanılan çeyrek taşıt modeli üzerinde farklı kontrol yaklaşımlarının gerçekte karşılaşılabilen durum altındaki davranışı incelenmiştir. Önerilen kontrol yaklaşımlarının etkinliği ortaya konmuştur. Laboratuvar ortamında kurulan test sistemi ile LQR kontrolün hem hibrit kontrol hem de sabit gerilim ile beslenmesi durumlarından çok daha iyi performans sergilediği görülmüştür. Performans değerlendirmesi, taşıt gövdesini temsil eden üst kütle ivmesi, yol tutuşu ve kuvvet seviyeleri kriterleri altında gerçekleştirilmiştir.

MR sönümleyici parametre optimizasyonu ile elde edilen sonuçlar, seçilen matematiksel model ile tanımlanan MR damper parametrelerinin MR sönümleyicinin dinamik kuvvet tepkisini yakalayabildiğini göstermektedir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma Sivas Bilim ve Teknoloji Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimince desteklenmiştir. Proje Numarası: 2020-GENL-Müh-0007. Sağlanan destek için SBTÜ-BAP birimine teşekkür ederim.

KAYNAKLAR

Batterbee, D.C., Sims, N.D. 2007. Hardware-in-the-loop simulation of magnetorheological dampers for vehicle suspension systems. Proceedings of the

Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 221(2), 265-278.

Carrion, J. E. 2007. Model-based strategies for real-time hybrid testing. University of Illinois at Urbana-Champaign.

Dong, X.M., Yu, M., Liao, C.R., Chen, W.M. 2010. Comparative research on semi-active control strategies for magneto-rheological suspension. Nonlinear dynamics, 59(3), 433-453.

Du, H., Sze, K.Y., Lam, J. 2005. Semi-active H_{∞} control of vehicle suspension with magneto-rheological dampers. Journal of sound and vibration, 283(3-5), 981-996.

Dyke, S.J., Spencer Jr, B.F., Sain, M. K., Carlson, J.D. 1996. Modeling and control of magnetorheological dampers for seismic response reduction. Smart materials and structures, 5(5), 565.

ISO 2631-1, 1997, “Mechanical Vibration and Shock Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration,” International Organization for Standardization, Geneva, pp. 1–31.

Kwok, N.M., Ha, Q. P., Nguyen, T. H., Li, J., Samali, B. 2006. A novel hysteretic model for magnetorheological fluid dampers and parameter identification using particle swarm optimization. Sensors and Actuators A: Physical, 132(2), 441-451.

Lee, H.S., Choi, S.B. 2000. Control and response characteristics of a magneto-rheological fluid damper for passenger vehicles. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 11(1), 80-87.

Lu, Y., Yang, S., Li, S., Chen, L. 2010. Numerical and experimental investigation on stochastic dynamic load of a heavy duty vehicle. Applied Mathematical Modelling, 34(10), 2698-2710.

Morato, M.M., Nguyen, M.Q., Sename, O., Dugard, L. 2019. Design of a fast real-time LPV model predictive control system for semi-active suspension control of a full vehicle. Journal of the Franklin Institute, 356(3), 1196-1224.

Múčka, P. 2017. Simulated road profiles according to ISO 8608 in vibration analysis. Journal of Testing and Evaluation, 46(1), 405-418.

Nugroho, P.W., Li, W., Du, H., Alici, G., Yang, J. 2014. An adaptive neuro fuzzy hybrid control strategy for a semiactive suspension with magneto-rheological damper. Advances in Mechanical Engineering, 6, 487312.

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, 28(3), 1612-1630.

Terasawa, T., Sakai, C., Ohmori, H., & Sano, A. 2004. Adaptive identification of

MR damper for vibration control. In 2004 43rd IEEE Conference on Decision and Control (CDC) (IEEE Cat. No. 04CH37601) (Vol. 3, pp. 2297-2303). IEEE.

Yıldız, A.S., Sivrioğlu, S. 2021. Constrained adaptive backstepping control of a semi-active suspension considering suspension travel limits. Asian Journal of Control, 23(3), 1380-1393.