





Aktif süspansiyon sistemleri için bilinmeyen bozucu etkisi altında uyarlamalı kontrolcü tasarımı

Design of an adaptive controller under unknown disturbance input for active suspension systems

Gökhan KARARSIZ^{1*} , Halil İbrahim BAŞTÜRK² 

¹ Makine Mühendisliği Bölümü, Makine Fakültesi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye.
kararsiz@yildiz.edu.tr

² Makine Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Boğaziçi Üniversitesi, İstanbul, Türkiye.
halil.basturk@boun.edu.tr

Geliş Tarihi/Received: 26.01.2018, Kabul Tarihi/Accepted: 18.10.2018

doi: 10.5505/pajes.2018.70104

* Yazışılan yazar/Corresponding author

Özel Sayı Makalesi/ Special Issue Article

Öz

Bu çalışmada, aktif süspansiyon sistemleri için yoldan gelen bozucu etkinin bilinmediği kabulü yapılarak, uyarlamalı kontrolcü tasarlanmıştır. Yol düzgünlüğünden kaynaklanan bozucu, frekans, genlik ve faz değerleri bilinmeyen farklı sinüzoidal dalgaların toplamı olarak modellenmiş ve gözlemci tasarımı yapılmıştır. Böylece bozucu parametrize edilmiş ve geri adımlama yöntemi kullanılarak uyarlamalı kontrolcü tasarımı yapılmıştır. Kapalı çevrim sistemin kararlılığı kanıtlanmış ve yol bozucusu etkisi altında taşıt gövde ivmesinin bastırıldığı gösterilmiştir. Kontrolcünün performansı benzetim ile test edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Aktif süspansiyon, Uyarlamalı kontrolör, Gözlemci tasarımı

Abstract

In this paper, an adaptive backstepping controller is designed where the road disturbance is assumed that it is not measured. Therefore, the disturbance is modelled as a sum of sinusoidals where amplitude, phase and frequency are considered as unknown. Then, the observer is parametrized. After the design of the observer, an adaptive controller is designed with using backstepping technique. It is proven that the closed loop system is stable and the acceleration of the body is attenuated under the effect of the road disturbance. To reveal the performance of the controller, a simulation is illustrated with road test.

Keywords: Active suspension, Adaptive controller, Observer design

1 Giriş

Süspansiyon sistemleri, taşıt dinamiğinin en önemli parçalarından biridir [1]. Taşıt gövdesi ve tekerlek arasında bulunmasından dolayı sürüş dinamiğine doğrudan etkisi vardır. Günümüzde, üç farklı tip süspansiyon tasarımı araştırmacılar ve tasarımcılar tarafından önerilmiştir. Bunlar; pasif, yarı-aktif ve aktif süspansiyonlardır [2]. Günlük hayatımızda kullandığımız otomobillerde yarı-aktif ve aktif süspansiyonların yüksek maliyetleri sebebi ile üreticiler en çok pasif süspansiyon sistemlerini tercih etmektedirler. Ancak, pasif süspansiyonların içyapısından kaynaklanan limitlerden dolayı, konfor veya yol tutuş performansından ödün verilmesi gerekmektedir. Eğer, süspansiyon stroğu uzun olarak ayarlanır ise, yoldan kaynaklanan bozuklukların taşıt gövdesine iletilmesi engellenir. Ancak sürüş performansında bozulma gözlemlenir. Tam aksi durumda ise, süspansiyon stroğunun kısaltılması sonucunda taşıtın yol tutuş performansında artış meydana gelir. Ancak, bozucunun etkisi sönümlenemeyerek taşıt gövdesine iletilmesi engellenemez ve konforda düşüşe sebep olur [3].

Literatürde, aynı anda hem konfor hem de gereken yol tutuş performansı sağlamak için yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemleri araştırmacılar tarafından önerilmiştir. Yarı aktif sistemlerde, yol şartlarına göre ayarlanabilen değişken sönüm kullanılarak bozucuların etkisi engellenmek istenmiştir. Burada, sistemin ihtiyacı olan güç az olmasına rağmen, yarı aktif süspansiyon sistemlerinde kullanılan sönüm oranı değişebilen damperler, düşük frekans aralığında (0-1 Hz) çalışması sebebi

ile istenilen konfora ulaşamamaktadır. Bu durumu aşmak için, aktif süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır. Burada, uyarlamalı damper yerine tahrik elemanları kullanılarak bozucu etkisinin taşıt gövdesine iletilmemesi hedeflenmiştir. Sistemin dezavantajı, yarı aktif sistemlere göre enerji ihtiyacının fazla olmasıdır. Ancak kullanılan tahrik elemanı yaklaşık olarak 0-10 Hz aralığındaki bozucuların etkisini taşıt gövdesine yansıtmamaktadır [4]. Bu çalışmada çeyrek taşıt modeli üzerinde aktif süspansiyonun uyarlamalı kontrolü gerçekleştirilecektir.

Aktif süspansiyon sistemleri için araştırmacılar, yaklaşık 40 yıldır farklı kontrol stratejileri üzerinde çalışmaktadırlar. Örnek olarak, LQR [5], bulanık mantık [6], kayan kip kontrolü [7] ve yapay sinir ağları [8] verilebilir. Bu çalışmada kullanılan geri adımlama yöntemi farklı araştırmacılar tarafından taşıt modeline uygulanmıştır. Hrovat [8], geri adımlama yöntemi ile süspansiyon boşluğunun belirli bir sınırdaki çalışmasını kanıtlayan yöntem önermiştir. Parametrik belirsizlik dikkate alınmamıştır. Kontrolcü performansı LQ kontrolcü yöntemi ile karşılaştırılmıştır. Lin [9], çalışmasında kuvvet oluşturan tahrik elemanı dinamiğini modele dahil etmiştir. Geri adımlama yöntemi kullanılarak doğrusal olmayan sistemin kontrolü gerçekleştirilmiştir. Huang ve Lin [10], yarı taşıt modeline geri adımlama yöntemi uygulayarak, taşıtın dikey ivmelenmesini kontrol etmişlerdir. Yağız [11], tam taşıt modeline geri adımlama yöntemi uygulamıştır. Burada yayın doğrusal olmayan davranışı dikkate alınmıştır. Farklı bir uygulama, uyarlamalı yapay sinir ağları kullanılarak taşıt gövde

ivmesinin kontrol edilmesidir. Referans [12]'de bu yöntemin yüksek yakınsama kapasitesine sahip olduğu belirtilmiştir. Eyleyici dinamiğinin sistem modelinde dikkate alınması, iç yapıdan kaynaklanan iç dinamiklerin temsil edilmesi açısından önemli bir parametredir. Referans [13]'te uyarlamalı kayan kipli kontrolcü ile eyleyici kuvveti iç dinamiği dikkate alınarak oluşturulmuştur. Eyleyici dinamiğinde bulunan ölü bölgeler, sistem performansını önemli ölçüde etkilemektedir. Referans [14]'te aktif süspansiyon sisteminin performansın yükseltmek için ölü bölge dinamiği dikkate alınarak uyarlamalı gürbüz kontrolcü tasarımı yapılmıştır. Eyleyici dinamiğinde karşılaşılabilecek diğer bir problem doyumdur. Bu durum dikkate alınmaz ise sistem performansında düşüşe hatta kararsızlığa sebep olabilir. Referans [15]'te eyleyici doyumundan kaynaklanan dezavantajları kaldırmak için filtreler önerilmiştir. Referans [16]'da hataya dayanıklı uyarlamalı kontrolcü eyleyici doyumuna dikkate alınarak tasarlanmıştır.

Literatürde kontrolcü tasarımına ek olarak, ISO 2631-1 standardı ile insan konforunun değerlendirilmesi için yöntemler belirlenmiştir. Bu standartta, hareket bulantısı için 1 Hz civarı, kafa vurma hareketi için 2-8 Hz civarı titreşimlerin yolunun konfor algısını kötü yönde etkilediği belirtilmiştir [12]. Buradan yola çıkarak, bozucu girişinin kontrolcü tarafından ölçülememesine rağmen, tasarlanacak gözlemci ile hareket bulantısı ve kafa vurma hareketleri için verilen frekans aralıklarının etkisinin yok edilmesi gerçekleştirilecektir. Bunun gerçekleştirilebilmesi için, yol bozucu girişi farklı genlik, frekans ve faz değerlerine sahip sinüs dalgalarının toplamı olarak modelleneyecektir. Böylelikle problem sinüs dalgası şeklindeki bozucuların yok edilmesi problemine dönüşecektir. Bu durum iç model prensibi kullanılarak çözülmektedir. Bu yaklaşımın lineer sistemler için [13] ve lineer olmayan sistemler için [14] - [16] çözümleri verilmiştir.

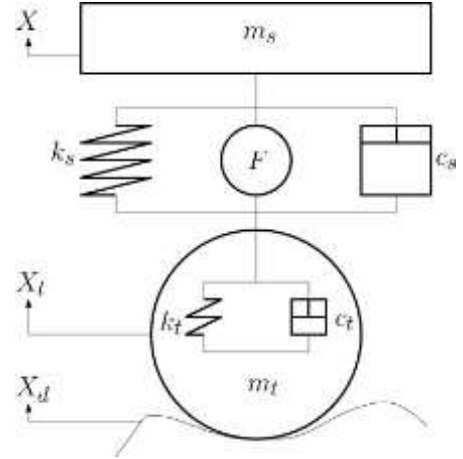
Bu çalışmada, geri adımlama yöntemini kullanarak eyleyicinin üreteceği kuvvet için kontrolcü oluşturulmuştur. Literatürde verilen örneklerden farklı olarak kontrolcü, eyleyici kuvvetinin regüle edilerek taşıt gövde ivmesini bastırması için tasarlanmıştır. Ayrıca yol bozucusunun ölçülemediği kabulü altında, gözlemci tasarımı yapılmıştır. Bölüm 2'de, taşıtın matematiksel modeli çıkartılmış ve yapılacak kabullerden bahsedilmiştir. 3. Bölüm' de, ölçülemeyen yol bozucusu için gözlemci oluşturulmuştur. 4. Bölüm' de, taşıt gövde ivmesinin 0'a yakınsaması için gereken eyleyici kuvveti, geri adımlama yöntemi ile tasarlanmıştır. 5. Bölüm' de, tasarlanan kontrolcünün kararlılığı gösterilmiştir. 6. Bölüm' de tasarlanan kontrolcünün performansını gösterebilmek için benzetim çalışması yapılmıştır.

2 Problemin tanımı

Aktif süspansiyon sistemleri için çeyrek taşıt modeli kullanılmaktadır. Bu model Şekil 1'de gösterilmiştir. Sistemin hareket denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$m_s \ddot{x}(t) = -c_s(\dot{x}(t) - \dot{x}_t(t)) - k_s(x(t) - x_t(t)) + F(t) \quad (1)$$

$$m_t \ddot{x}_t(t) = c_s(\dot{x}(t) - \dot{x}_t(t)) + k_s(x(t) - x_t(t)) - c_t(\dot{x}_t(t) - \dot{x}_d(t)) - k_t(x_t(t) - x_d(t)) - F(t) \quad (2)$$



Şekil 1: Çeyrek taşıt modeli.

Burada m_s taşıt kütlelerini, m_t tekerlek kütlelerini, k_s ve k_t süspansiyon ve tekerlek için yay katsayılarını, c_s ve c_t süspansiyon ve tekerlek sönüm katsayılarını, $x(t)$, $\dot{x}(t)$, $\ddot{x}(t)$ ve $x_t(t)$, $\dot{x}_t(t)$, $\ddot{x}_t(t)$ sırası ile gövde ve tekerlek için deplasman, hız ve ivmelerini, ise bozucu girişini göstermektedir. Ayrıca, $F(t)$ eyleyici kuvvetini temsil etmektedir. Matematiksel işlem yükünü azaltmak için sistem durum uzay formunda aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$\dot{X} = A_0 X + B \left(\alpha^T (X - X_t) + \frac{F(t)}{m_s} \right) \quad (3)$$

$$\dot{X}_t = A_0 X_t + B \left(\gamma^T (X_t - X) + \mu^T X_t + \nu - \frac{F(t)}{m_t} \right) \quad (4)$$

Burada;

$$X = \begin{bmatrix} x(t) \\ \dot{x}(t) \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$X_t = \begin{bmatrix} x_t(t) \\ \dot{x}_t(t) \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\alpha^T = \begin{bmatrix} -\frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\mu^T = \begin{bmatrix} -\frac{k_t}{m_t} & -\frac{c_t}{m_t} \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$\gamma^T = \begin{bmatrix} -\frac{k_s}{m_t} & -\frac{c_s}{m_t} \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$\nu = \begin{bmatrix} -\frac{k_t}{m_t} & -\frac{c_t}{m_t} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_d \\ \dot{x}_d \end{bmatrix} \quad (10)$$

Kullanılan model için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- **Kabul 1:** Tüm taşıt parametrelerinin bilindiği ve yol bozucusu hariç tüm durumların ölçüldüğü varsayımı yapılmıştır.
- **Kabul 2:** Ölçülemeyen yol bozukluğu profilinin farklı frekanslardaki sinüs dalgalarından oluştuğu kabul edilmiştir. Bu durumun üstesinden gelebilmek için gözlemci tasarlanmıştır.

Aktif süspansiyonun amacı, yoldan gelen bozucu etkinin taşıt gövdesine iletilmemesini sağlamaktır. Bu maksatla, eyleyici

tarafından uygulanacak olan $F(t)$, taşıt gövdesinde oluşan ivmeyi yok edecek sinyali üretecek şekilde tasarlanacaktır.

3 Gözlemci tasarımı

Kabul 2'yi dikkate alarak, yol bozucu girişi aşağıdaki gibi gösterilmiştir.

$$v = \sum_{i=1}^n A_i \sin(\omega_i t + \phi_i) \quad (11)$$

Burada, n bilinen frekans sayısı, A_i genliği, ω_i frekansı ve ϕ_i ise fazı göstermektedir. n hariç, bu parametrelerin bilinmediği kabulü yapılmıştır [17]. ISO 2631-1 standardında belirtilen hareket bulantısı (0,5-2 Hz.) ve kafa vurma (4-8 Hz.) hareketleri dikkate alındığında, bilinen frekans sayısı 'n' 2 olarak seçilmiştir. Böylece yol bozucu girişi lineer ekzosistemin çıkışı olarak aşağıdaki gibi modellenilebilir.

$$\dot{P} = SP \quad v = h^T P \quad (12)$$

Burada, $P \in \mathbb{R}^{2q}$ ve S matrisi yol bozucusunun (v) başlangıç koşullarına bağlı iken belirsiz faz ve genlik (12)'nin başlangıç koşullarına bağlıdır.

Yol bozucusu aşağıdaki yöntem ile parametrize edilmiştir. Burada $G \in \mathbb{R}^{2q \times 2q}$ ayrık özdeğerleri ile Hurwitz bir matris, (G, l) ise kontrol edilebilir bir çift olsun. (h^T, S) gözlemlenebilir ve S ve G 'nin spektrumları ayrık olduğundan, Sylvester denkleminin özel çözümü ($M \in \mathbb{R}^{2q \times 2q}$ olduğunu dikkate alarak)

$$MS - GM = lh^T \quad (13)$$

tersi alınabilen bir matristir [18]. $w = MP$ ile koordinat transformasyonu (12)'ye uygulandığında aşağıdaki sistem elde edilmiştir.

$$\dot{w} = Gw + lv \quad (14)$$

$$v = \theta^T w \quad (15)$$

Burada $\theta^T = h^T M^{-1}$.

Önsav 1: Ölçülemediği kabul edilen yol bozucusu aşağıdaki gibi önerilmiştir.

$$v = \theta^T \delta + \theta^T \xi \quad (16)$$

Burada;

$$\xi = \eta + NX_t \quad (17)$$

$$\dot{\eta} = G\xi - N \left(A_0 X_t + B \left(\gamma^T (X_t - X) + \mu^T X_T - \frac{F(t)}{m_t} \right) \right) \quad (18)$$

$N = lB$ ve tahmin hatası $M \in \mathbb{R}^{2q}$ ve zamana göre türevi aşağıdaki gibidir.

$$\dot{\delta} = G\delta \quad (19)$$

İspat 1: Tahmin hatası aşağıdaki gibi tanımlanacak olur ise;

$$\delta = w - \xi \quad (20)$$

(20)'nin zamana göre türevinin alınması ve ayrıca (4), (14), (17) ve (18)'un kullanılmasıyla (19) elde edilir.

4 Kontrolcü tasarımı

Taşıt gövde ivmesinin gereken konfor koşulunu sağlaması için, eyleyicinin oluşturduğu kuvvet geri adımlama yöntemi ile kontrol edilecektir. İlk olarak, sadece taşıt gövde dinamiği (3) dikkate alınacak ve ivmenin 0'a yakınsaması için gerekli F tasarlanacaktır. Ardından, sistem hata fonksiyonu ile ifade edilecek ve Bölüm 3'te tasarlanan gözlemci sistem içine entegre edilecektir. Böylece problem uyarlamalı kontrol uygulanabilecek hale getirilecektir. Devamında, kontrolcü tasarlanacak ve kapalı sistem kararlılığı kanıtlanacaktır.

Taşıt gövdesinin hareket denklemleri (3) dikkate alınarak, taşıt gövde ivmesinin 0'a yakınsaması için gerekli $F(t)$ kuvveti aşağıdaki gibi tasarlanmıştır.

$$F_d = m_s (KX - \alpha^T (X - X_t)) \quad (21)$$

İstenen eyleyici kuvveti ve gerçek eyleyici kuvveti arasındaki hata;

$$e(t) = F(t) - F_d(t) \quad (22)$$

Hata teriminin zamana göre türevini aldığımızda,

$$\dot{e}(t) = \dot{F}(t) - m_s \alpha^T B \frac{F(t)}{m_t} - m_s \alpha^T B (\tilde{\theta}^T \xi + \theta^T \delta) + H(t) \quad (23)$$

Burada;

$$H(t) = -m_s \left((K - \alpha^T)(A_0 + BK)X + \alpha^T (A_0 X_t + B(\gamma^T (X_t - X) + \mu^T X_T + \tilde{\theta} \xi)) \right) \quad (24)$$

(23)'ü dikkate aldığımızda $\dot{F}(t) - m_s \alpha^T B \frac{F(t)}{m_t}$ kontrolcü girdisi olarak seçilebilir. Buradan eyleyici kuvvetinin dinamiği aşağıdaki gibi seçilmiştir.

$$\dot{F}(t) = \left(\frac{m_s \alpha^T B}{m_t} - c \right) F(t) - H(t) - c(KX - \alpha^T (X - X_t)) \quad (25)$$

Burada $c > 0$.

Yol bozucusu parametrisasyon işleminde bilinmeyen θ , belirlilik eşdeğerliğine dayanarak aşağıda verildiği gibidir.

$$\underbrace{\tilde{\theta}}_{\text{tahmin hatası}} = \theta - \underbrace{\hat{\theta}}_{\text{tahmin}} \quad (26)$$

Tahmin edilen parametrenin güncelleme kanunu aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$\dot{\hat{\theta}} = -\gamma_\theta e(t) m_s \alpha^T B \xi \quad (27)$$

Burada kontrolcü kazancı $\gamma_\theta > 0$.

5 Kararlılık analizi

Teorem: Kapalı çevrim sistem, taşıtın hareket denklemleri (3) ve (4), genliği, fazı ve frekansı bilinmeyen yol bozucusu (11), gözlemci (17), uyarlamalı kontrolcü (25) ve güncelleme kanunu (27)'den oluşmuştur. Problemin tanımında verilen kabul 1 ve 2'yi dikkate alarak;

- Denge noktasında $\delta = \tilde{\theta} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$ ve $e = 0$ kararlıdır. Ayrıca $x_s, \dot{x}_s, \ddot{x}_s, e, \delta$ sinyalleri zaman sonsuza giderken sifra yakınsar.
- Süspansiyon boşluğu $(X - X_t)$ strok boyu ile sınırlıdır.
- Uygulanan eyleyici kuvveti sınırlıdır.

İspat: Denklem (3)'ün içine (22) yazıldığında (28), (23) içine (25) yazıldığında (29) ve (4)'ün içine parametrize edilen yol bozucu gözlemcisi (17) yazıldığında aşağıdaki kapalı çevrim sistem elde edilmiştir.

$$\dot{X} = (A_0 + BK)X + m_s e(t) \quad (28)$$

$$\dot{e}(t) = -ce(t) - m_s \alpha^T B (\tilde{\theta}^T \xi + \theta^T \delta) \quad (29)$$

$$\dot{X}_t = A_0 X_t + B \left(\gamma^T (X_t - X) + \mu^T X_T + \theta^T \delta + (\hat{\theta} + \tilde{\theta}) \xi - \frac{F(t)}{m_t} \right) \quad (30)$$

Oluşturulan kapalı sistemin kararlılığını kanıtlamak için aşağıdaki Lyapunov fonksiyonu önerilmiştir.

$$V = \frac{1}{2} (X^T P X + e(t)^2 + \tilde{\theta}^T \tilde{\theta} + \delta^T P_G \delta) \quad (31)$$

Burada;

$$P(A_0 + BK) + (A_0 + BK)^T P = -2\kappa I \quad (32)$$

$$G^T P_G + P_G G = -2\epsilon I$$

Denklem (19), (27), (28), (29) ve (32)'yi dikkate alarak, (31)'nin zamana göre türevi alındığında;

$$\dot{V} = -\kappa X^T X - \underbrace{ce(t)^2 m_s \alpha^T B \theta^T \delta - \epsilon \delta^T \delta}_{\text{çapraz terim}} \quad (33)$$

elde edilir. Çapraz terim için Young's Eşitsizliği kullanıldığında ve $c = 1 + \frac{1}{2a}, \epsilon = 1 + \frac{\lambda_{\max}(am^2 \alpha^T B \theta^T \theta B^T \alpha)}{2}$ seçildiğinde, (33) aşağıdaki hale dönüşür.

$$\dot{V} = -X^T X - e(t)^2 - \delta^T \delta \quad (34)$$

Böylece, aşağıdaki eşitsizliğe ulaşılmıştır.

$$V(t) \leq V(0) \quad (35)$$

Tanımlanacak olursa;

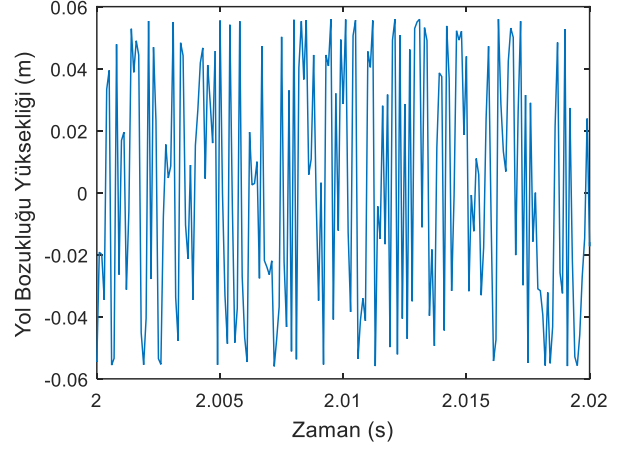
$$\rho = [X \quad e(t) \quad \tilde{\theta} \quad \delta]^T \quad (36)$$

(31) ve (34) kullanılarak aşağıdaki sonuca ulaşıılır.

$$|\rho|^2 \leq M_1 |\rho(0)|^2 \quad (37)$$

Burada $M_1 > 0$ alınmıştır. $\forall \rho$ için, (19), (26), (28), (29)'un sağ tarafı zamana ve ρ 'ya göre süreklidir. Buradan (34)'ün sürekli olduğu sonucuna varırız. Dolayısıyla, (34)'ün sağ tarafı $\rho = 0$ olduğunda 0'a eşittir. Lasalle-Yoshisawa teoremi dikkate alındığında $X, e(t)$ ve δ 0'a yakınsayacağını (34)'ten bulabiliriz [19]. ρ 'nun sınırlılığı, X ve $e(t)$ 'nin 0'a yakınsaması dikkate alındığında, (28) kullanılarak \dot{X} 'ninde 0'a gideceği çıkarımı yapılabilir. Denklem (5)'in türevi dikkate alındığında, \dot{x} 0'a gittiğinden dolayı, \ddot{x} 'de 0'a yakınsayacaktır. Böylece, kontrolcü

hedefimiz olan taşıt gövde ivmesinin (\ddot{x}_s) 0'a yakınsaması kanıtlanmıştır.



Şekil 2: Yol bozukluğu.

Tasarımsal sınırlardan dolayı, süspansiyon stroğu $(X - X_t)$ belirli bir mesafede hareket etmektedir. X_t 'nin sınırlılığı için, yol bozucu gözlemcisinin sınırlılığından faydalanılmıştır. Yol bozucusu (11) için sinüzoidal dalgaların toplamından meydana geldiği kabulünden faydalanılarak, (15)'nin sınırlı olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Bu denklemin içindeki θ^T 'un bilinmeyen bir katsayı olduğundan, w 'nunda sınırlı olduğu sonucuna ulaşırız. Ardından (20)'ye baktığımızda δ ve w 'nun sınırlılığından ξ 'nin sınırlılığına ulaşırız. Buradan, (17) ve (18)'i göz önünde bulundurduğumuzda $F(t)$ ve X_t 'nin sınırlı olduğu sonucuna ulaşırız. Böylece X ve X_t sınırlı olduğu için süspansiyon stroğu belli bir limit içinde çalışacaktır.

6 Benzetim çalışması

Tasarlanan kapalı sistem çevrimin performansını görmek için aşağıda verilen yol testi uygulanmıştır. Sistem parametreleri, gerçek taşıt verileri dikkate alınmış olan referans [22]'den alınılarak, Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1: Taşıt parametreleri [22].

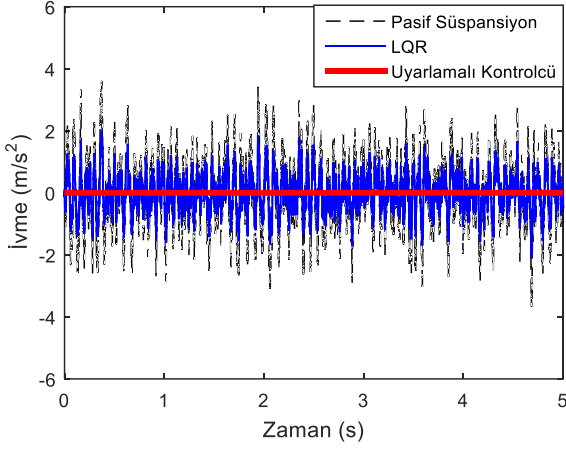
Sembol	Değer(Birim)
m_s	395.3 (kg)
m_t	48.3 (kg)
k_s	30010 (N/m)
k_t	345000 (N/m)
c_s	1450 (Ns/m)
c_t	100 (Ns/m)

Kontrolcü kazancı $c = 10$ ve güncelleme kazancı $\gamma_\theta = 10^{-5}$ 'tir. Gözlemci parametreleri (38) ve (39)'da verilmiştir.

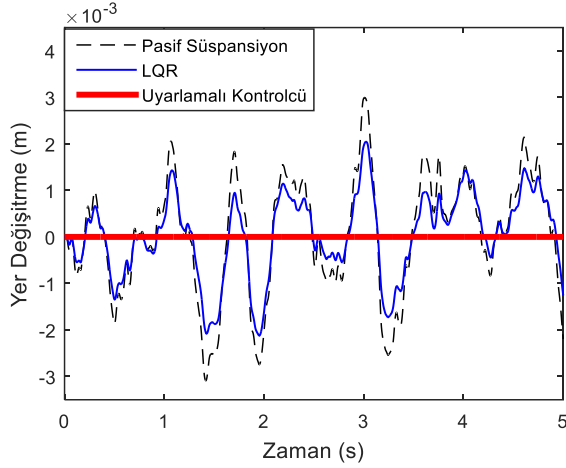
$$G = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -4 \end{bmatrix} \quad (38)$$

$$l^T = [4 \quad 3 \quad 2 \quad 1] \quad (39)$$

Yol girişi rastgele titreşim olarak kabul edilerek güç spektrum fonksiyonu olarak kullanılabilir. Yol pürüzlülüğü aşağıdaki formülasyona göre yaklaşık olarak benzetim hazırlanmıştır.



Şekil 3: Taşıt gövdesinin ivme cevabı.



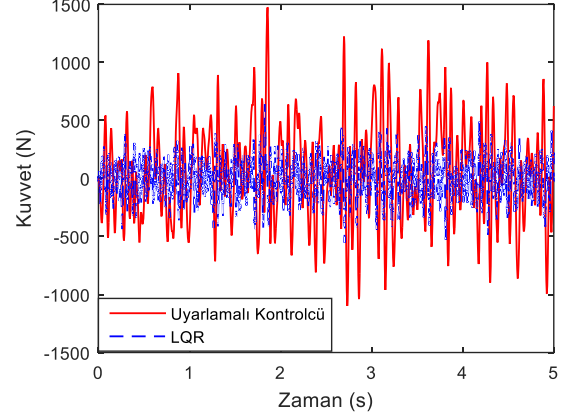
Şekil 4: Taşıt gövdesinin yer değiştirme cevabı.

$$S_G(\Omega) = \begin{cases} \Omega \leq \Omega_0 & S_G(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-n_1} \\ \Omega > \Omega_0 & S_G(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-n_2} \end{cases} \quad (40)$$

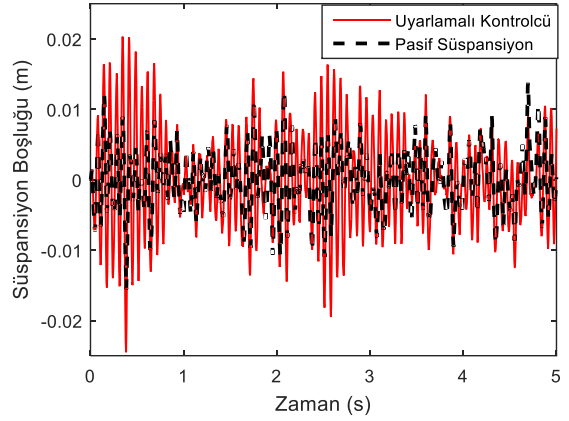
Bu eşitlikte, Ω sembolü ile frekans, referans frekans ise $\Omega_0 = \frac{1}{2\pi}$ ile gösterilmiştir. Yol sabitleri için n_1 ve n_2 kullanılmıştır. Yol fonksiyonu (42)'de verilmiştir.

$$X_d = \sum_{n=1}^{N_f} S_n \sin(n\omega_0 t + \phi_n) \quad (41)$$

Burada, $S_n = \sqrt{2S_G(n\Delta\Omega)\Delta\Omega}$, ve $\Delta\Omega = \frac{2\pi}{L}$. Maruz kalınan yol bozukluğunun uzunluğu L ile gösterilmiştir. $\omega_0 = \frac{2\pi}{L}v_0$ ve ϕ_n ise rasgele katsayılar olarak $[0, 2\pi)$ aralığında tanımlanmışlardır. Dikkate alınan frekansın limit değeri N_f ile gösterilmiştir. Benzetim çalışmasında aracın hızı 60 km/saat ve yol pürüzlülüğü kötü olarak standartta belirtilen D derecesinde (256×10^{-6}) alınmıştır. Şekil 2'de sisteme etkiyen rastgele yol bozukluğu girişi verilmiştir. Bu değerlerin alındığı ayrıntılı tabloya referans [20]'den ulaşılabilir.



Şekil 5: Uygulanan eyleyici kuvveti.



Şekil 6: Süspansiyon boşluğu.

Kontrolcünün performansının karşılaştırılması için pasif sistemin yanında doğrusal kuadratik kontrolcü (LQR) ile karşılaştırılmıştır. Bu kontrolcü için kullanılan parametreler (42) ve (43)'te verilmiştir.

$$R = 0.000001 \quad (41)$$

$$Q = \begin{bmatrix} 35 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 45 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 55 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 65 \end{bmatrix} \quad (42)$$

Şekil 3'de rasgele yol girişi için taşıt gövdesinin ivme cevabı verilmiştir. Grafikte kırmızı kesik çizgi ile pasif süspansiyon cevabı veya bir başka deyiş ile açık çevrim cevabı verilmiştir. Ek olarak bu şekilde kapalı çevrim cevabı için iki farklı kontrolcü tasarımı cevabı gösterilmiştir. Yeşil çizgi ile kuadratik kontrolcünün, mavi çizgi ile uyarlamalı kontrolcünün cevabı paylaşılmıştır. Sonuçtan açıkça görülmektedir ki, uyarlamalı kontrolcü yoldan gelen bozucunun etkisini LQR ve pasif süspansiyona göre çok daha yüksek oranda sönmüleyerek, istenmeyen bozucu etkinin taşıt kabinine iletilmesini engellemektedir. Şekil 4'te taşıt gövdesinin yer değiştirme cevabı gösterilmiştir. Yer değiştirme cevabının 0'a gitmesi ile aktif süspansiyonun yoldaki pürüzlülüğün taşıt kabinine iletilmesinin engellenmesinin başarımı gösterilmiştir. Şekil 5'te aktif süspansiyonun çalışırken uygulanan eyleyici kuvveti gösterilmiştir. Bu grafikten uyarlamalı kontrolcünün kuadratik kontrolcüye göre yüksek kuvvet ihtiyacı görülmektedir. Taşıt

gövdesine iletilen ivme cevabını dikkate aldığımızda, uyarlamalı kontrolcü kullanımı ile enerji tüketiminden ödün vererek kuadratik kontrolcüye göre daha yüksek kabin konforuna ulaşılması mümkündür. Bu grafikten anlaşıldığı üzere, 3000N kuvvet uygulayabilen bir eyleyici ile yol bozukluğunun etkisi azaltılabilir. Şekil 6'da süspansiyon boşluğunun hareketi gösterilmiştir. Süspansiyonun tasarımı dikkate alındığında sınırlı bir alanda çalışmaktadır. [21]'de bu boşluğun 10 cm olduğu belirtilmiştir. Grafik incelendiğinde aktif süspansiyonun kullanılması ile pasif süspansiyona göre daha kötü cevap alınmasına karşın maksimum deplasmanın yaklaşık 5 cm olarak limitlerin içinde olduğu görülmektedir. Taşıt kabinindeki konfor düzeyindeki artış ve limit içindeki süspansiyon hareketi göz önüne alındığında, aktif süspansiyonun kullanımı ile bu parametreden ödün verilebilir.

7 Sonuçlar

Bu bildiriye, aktif süspansiyon sistemleri için geri adımlama yöntemi kullanılarak kontrolcü tasarlanmıştır. Burada, yol bozucusunun ölçülemediği kabul edilmiştir. Bu durumun üstesinden gelmek için gözlemci tasarımı yapılmıştır. Yol bozucusunun profili dikkate alındığında, sonlu sayıda sinüs dalgalarından oluştuğu ve bu dalgaların genlik, frekans ve fazlarının bilinmediği kabul edilmiştir. Bozucu parametrize edilmiş ve geri adımlama yöntemi kullanılarak, aktif süspansiyon eyleyicisi için kontrolcü tasarımı yapılmıştır. Benzetim rasgele yol bozucu girişi dikkate alınarak oluşturulmuş ve tasarlanan kontrolcünün pasif sisteme karşı başarımı gösterilmiştir.

8 Kaynaklar

- [1] Cao D, Song X, Ahmadian M. "Editors' perspectives: road vehicle suspension design dynamics, and control". *Vehicle system dynamics*, 49(1-2), 3-28, 2011.
- [2] Hrovat, D. "Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications". *Automatica*, 33(10), 1781-1817, 1997.
- [3] Aly A, Farhan A. "Vehicle suspension systems control: a review". *International Journal of Control, Automation and Systems*, 2(2), 46-54, 2013.
- [4] Koch G, Sebastian S, Boris L. "Reference model based adaptive control of a hybrid suspension system". *IFAC Proceedings*, 43(7), 312-317, 2010.
- [5] Taghirad H, Esmailzadeh E. "Automobile passenger comfort assured through LQG/LQR active suspension". *Journal of vibration and control*, 4(5), 603-618, 1998.
- [6] Guclu R. "Fuzzy logic control of seat vibrations of a non-linear full vehicle model". *Nonlinear Dynamics*, 40(1), 21-34, 2005.
Guclu RN Yagiz. "Comparison of different control strategies on a vehicle using sliding mode control". *Iranian Journal of Science and Technology*, 28(4), 413-422, 2004.
- [7] Karlsson N, Andrew T, Hrovat D. "A backstepping approach to control of active suspensions". *Decision and Control*, Proceedings of the 40th IEEE Conference on. Vol. 5. IEEE, 2001.
- [8] Lin J, Kanellakopoulos I. "Adaptive nonlinear control in active suspensions". *Proceedings of the 1996 IFAC*, San Francisco, USA, 113-118, 1996.
- [9] Huang Y. "Adaptive control of nonlinear uncertain active suspension systems with prescribed performance". *ISA transactions*, 54, 145-155, 2015.
- [10] Yagiz, N, Hacıoğlu Y. "Backstepping control of a vehicle with active suspensions". *Control Engineering Practice* 16(12), 1457-1467, 2008.
- [11] Zhao F, Ge S, Tu F, Qin, Y, Dong, M. "Adaptive neural network control for active suspension system with actuator saturation". *IET Control Theory & Applications*, 10(14), 1696-1705, 2016.
- [12] Ren H, Zhao Y, Chen S, Liu G. "State observer based adaptive sliding mode control for semi-active suspension systems". *Journal of Vibroengineering*, 17(3), 1607, 2015.
- [13] Pan H, Sun W, Jing X, Gao H, Yao J. "Adaptive tracking control for active suspension systems with non-ideal actuators". *Journal of Sound and Vibration*, 399, 2-20, 2017.
- [14] Pan H, Sun W, Gao H, Hayat T, Alsaadi F. "Constrained robust adaptive control for vehicle active suspension systems". *International Journal of Vehicle Design*, 68(1-3), 5-21, 2015.
- [15] Bhowmik A, Tiwari A, Ginoya D, Phadke S. B. "Adaptive fault tolerant control for active suspension". In *Control, Measurement and Instrumentation (CMI)*, 2016 IEEE First International Conference on, pp. 386-390, 2016.
- [16] International Organization for Standardization. "Mechanical vibration and shock-Evaluation of human exposure to whole-body vibration-Part 1: General requirements". The Organization, 1997.
- [17] Francis A, Wonham, W. "The internal model principle for linear multivariable regulators". *Applied mathematics and optimization*, 2(2), 170-194 1975.
- [18] Serrani A, Isidori A, Marconi L. "Semi-global nonlinear output regulation with adaptive internal model". *IEEE Transactions on Automatic Control*, 46(8), 1178-1194 2001.
- [19] Marino R, Tomei P. "Adaptive tracking and disturbance rejection for uncertain nonlinear systems". *IEEE Transactions on Automatic Control*, 50(1), 90-95, 2005.
- [20] Ding Z. "Universal disturbance rejection for nonlinear systems in output feedback form". *IEEE Transactions on Automatic Control*, 48(7), 1222-1226, 2005.
- [21] Nikiforov V. O. "Observers of external deterministic disturbances. I. objects with known parameters". *Automation and Remote Control*, 65(10), 1531-1541 2004.
- [22] Chen T. *Linear System Theory and Design*. Oxford University Press, Inc, 1995
- [23] Krstic M, Ioannis K, Kokotovic P. *Nonlinear and adaptive control design*. Wiley 1995.
- [24] Du H, Li W, Zhang N. "Integrated seat and suspension control for a quarter car with driver model". *IEEE transactions on vehicular technology*, 61(9), 3893-3908, 2012.
- [25] Sun W, Pan H, Zhang Y, Gao H. "Multi-objective control for uncertain nonlinear active suspension systems". *Mechatronics*, 24(4), 318-327, 2014.
- [26] Van der Sande, TPJ. "Robust control of an electromagnetic active suspension system: Simulations and measurements." *Mechatronics* 23(2), 204-212, 2013.