



Active vibration control of a vehicle suspension system having biodynamic driver model with state derivative feedback LQR

Mert Sever^{1*}, Hasan Sefa Şendur¹, Hakan Yazıcı², Mehmet Selçuk Arslan¹

¹Yildiz Technical University, Department of Mechatronics Engineering, 34349, Istanbul, Turkey

²Yildiz Technical University, Department of Mechanical Engineering, 34349, Istanbul, Turkey

Highlights:

- LQR controller design with state derivative feedback
- Convex optimization with Linear Matrix Inequalities (LMIs)
- Integrated suspension, seat and driver dynamics

Keywords:

- State derivative feedback
- LQR control
- Linear matrix inequalities
- Active suspensions
- Seat and driver dynamics

Graphical/Tabular Abstract

In this study, the state-derivative feedback LQR design is proposed for the active vibration control of a vehicle suspension system. Controller gains are determined to minimize classical quadratic performance index as in conventional LQR method. However, proposed approach requires feedback of state derivative signals rather than state variables.

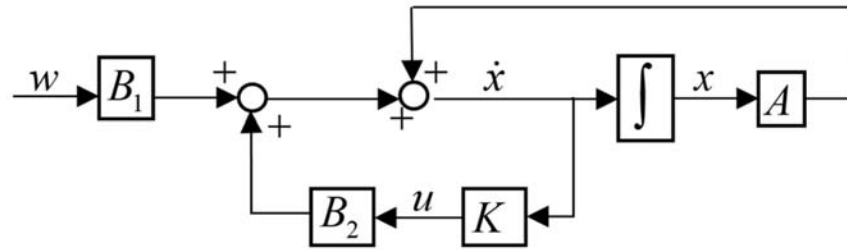


Figure A. The closed loop block diagram obtained with state derivative feedback control law.

Article Info:

Research Article

Received: 21.02.2017

Accepted: 27.08.2018

DOI:

10.17341/gazimmfd.570732

Correspondence:

Author: Mert Sever
e-mail: msever@yildiz.edu.tr
phone: +90 538 643 6809

Purpose: Main purpose of the study is to present practical synthesis method for controller design in active vibration control problems. In active vibration control problems, state derivative signals which are velocity and acceleration signals are more accurately obtained rather than displacement and velocity signals, since the accelerometers are mostly used. Therefore, state derivative feedback control has been employed instead of state feedback control which is frequently applied in the active suspension literature.

Theory and Methods:

Controller design is expressed as a semi-definite programming problem in convex optimization framework with linear matrix inequalities (LMIs). A five-degree-of-freedom vertical vibration model including suspension, seat and driver dynamics is used to examine controller performance in terms of ride comfort, safety and power consumption. Proposed controller and state feedback LQR structure have been examined for different road roughness grades and driving velocities by the use of ISO2631 standard.

Results:

Proposed controller and state feedback LQR structure have been examined with numerical simulations for different road roughness grades and driving velocities by the use of ISO2631 standard. It is shown that state derivative feedback controller provides nearly identical performance in terms of ride comfort and safety with more easily accessible feedback signals.

Conclusion:

Extending the method with robustness and gain scheduling capabilities might be a direction for further studies. Effect of the actuator dynamics and additional actuator in seat suspension can be investigated in future work.



Biodinamik sürücü modeli içeren bir taşıt süspansiyon sisteminin durum türevi geri beslemeli LQR ile aktif titreşim kontrolü

Mert Sever^{1*}, Hasan Sefa Şendur¹, Hakan Yazıcı², Mehmet Selçuk Arslan¹

¹Yıldız Teknik Üniversitesi, Mekatronik Mühendisliği Bölümü, 34349, İstanbul, Türkiye

²Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 34349, İstanbul, Türkiye

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Durum türevi geri beslemeli LQR kontrolör
- Doğrusal matris eşitsizlikleri kullanımı ile taşıt titreşimlerinin aktif kontrolü
- Süspansiyon, koltuk ve sürücü dinamiğini içeren 5 serbestlik dereceli model

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 21.02.2017

Kabul: 27.08.2018

DOI:

10.17341/gazimmfd.570732

Anahtar Kelimeler:

Durum türevi geri beslemeli LQR kontrol, aktif süspansiyon sistemleri, biodinamik sürücü modeli, doğrusal matris eşitsizlikleri

ÖZET

Bu çalışmada, bir taşıt süspansiyon sisteminin aktif titreşim kontrolü için durum türevi geri beslemeli LQR kontrolör tasarımı önerilmiştir. Aktif titreşim kontrolü problemleri özelinde ivme-ölçerler yaygın olarak kullanıldıkları için durum değişkenlerinin türevleri olan hız ve ivme sinyalleri, durum değişkenleri olan hız ve konum sinyallerine kıyasla daha kolay elde edilebilmektedir. Bu yüzden literatürde sıklıkla karşılaşılan durum türevi geri beslemeli aktif süspansiyon tasarımları yerine durum türevi geri beslemeli kontrol yapısı ele alınmıştır. Kontrolör tasarım problemi doğrusal matris eşitsizliklerinin yardımı ile dış bükey optimizasyon problemi olarak ifade edilmiştir. Kontrolör performansının sürüş konforu, güvenliği ve güç tüketimi açısından incelenebilmesi için süspansiyon, koltuk ve sürücü dinamiklerini içeren beş serbestlik dereceli bir model kullanılmıştır. Önerilen kontrolörün performansı, klasik durum türevi geri beslemeli LQR kontrolör ile karşılaştırılarak, ISO2631 standardı sayesinde farklı yol pürüzlülüğü dereceleri ve sürüş hızları için sınanmıştır.

Active vibration control of a vehicle suspension system having biodynamic driver model with state derivative feedback LQR

H I G H L I G H T S

- State derivative feedback LQR controller
- Active control of vehicle vibrations by the use of linear matrix inequalities
- Five-degree-of-freedom model having suspension, seat and driver dynamics

Article Info

Research Article

Received: 21.02.2017

Accepted: 27.08.2018

DOI:

10.17341/gazimmfd.570732

Keywords:

State derivative feedback LQR control, active suspension systems, linear matrix inequalities

ABSTRACT

In this study, the state-derivative feedback LQR design is proposed for the active vibration control of a vehicle suspension system. In active vibration control problems, state derivative signals which are velocity and acceleration signals are more accurately obtained rather than displacement and velocity signals, since the accelerometers are mostly used. Therefore, state derivative feedback control has been employed instead of state feedback control which is frequently applied in the active suspension literature. Controller design is expressed as a convex optimization problem with linear matrix inequalities. A five-degree-of-freedom model including suspension, seat and driver dynamics is used to examine controller performance in terms of ride comfort, safety and power consumption. Proposed controller and state feedback LQR structure have been examined for different road roughness grades and driving velocities by the use of ISO2631 standard.

*Sorumlu Yazar/Corresponding Author: msever@yildiz.edu.tr, hasanlsefa@gmail.com, hyazici@yildiz.edu.tr, msarslan@yildiz.edu.tr / Tel: +90 538 643 6809
1574

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Süspansiyon sistemleri sürüş konforu ve güvenliği gibi kritik performans gereksinimlerini karşılamak için tasarlanmaktadır. Şasi ve sürücüyü iletilen dikey titreşimler sürüş konforu ile doğrudan ilişkilidir [1]. Sürüş güvenliği ise lastik sıkışması ve süspansiyon sıkışmasının belli limitlerde kalması ile sağlanmaktadır. Lastik sıkışması sonucunda oluşan dinamik yükler, taşıt ağırlığı tarafından oluşturulan statik yükleri aşmadığı sürece lastiklerin yol ile teması korunmaktadır. Ayrıca, süspansiyon sistemleri şasi ve tekerlek arasındaki mekanik olarak sınırlı bir bölgede yer aldığı için yüksek süspansiyon sıkışması değerleri mekanik hasara sebebiyet verebilmekte ve mekanik olarak yorulma, aşınma yaratabilmektedir. İyi bir sürüş konforu için dikey titreşimlerin bastırılması hedeflendiğinde süspansiyon sıkışması genliklerinin yükselmesi ve teker hareketlerinin sönüm oranının azalması kaçınılmazdır [2]. Açıkça görülmektedir ki, taşıt süspansiyon sistemlerinin tasarımı sürüş konforu ve güvenliği arasında büyük bir ödünleşim içermektedir. Söz konusu ödünleşimi aşabilmek maksadı ile yoğun bir şekilde yarı-aktif ve aktif süspansiyon sistemleri üzerine araştırmalar yürütülmektedir ve bu çalışmalar ticari uygulamaları da beraberinde getirmektedir.

Aktif süspansiyon sistemi tasarımına yönelik olarak ileri kontrol algoritmalarının geliştirilmesi araştırmacıların yoğun ilgisini çekmektedir. Sürüş konforu ve güvenliğinin sağlanması için bir performans ölçütünü minimum kılan kontrolörün hesaplanmasına dayanan optimal kontrol yaklaşımları aktif süspansiyon sistemi tasarımında başarıyla kullanılmaktadır [3-5]. İlk zamanlarda, söz konusu optimal kontrolörler Cebirsel Riccati Denklemleri (CRD) aracılığı ile tasarlanmışlardır. Gahinet ve Apkarian ise, çalışmalarında çok amaçlı optimal kontrolörlerin dış büyü optimizasyon temelinde Doğrusal Matris Eşitsizlikleri (DME) ile tasarımını formülize etmişlerdir [6]. Söz konusu DME tabanlı yaklaşımlar ile eyleyici doyumu, parametre belirsizlikleri, zaman gecikmesi gibi performans gereksinimlerinin sentez aşamasında ele alınması kolaylaşmaktadır. Sonuç olarak DME tabanlı yaklaşımlar ile uygulamadaki spesifik ihtiyaçları karşılayan kontrolör tasarımı üzerine çok sayıda çalışma mevcuttur. Taşıt süspansiyon sistemlerinde sürüş güvenliği açısından süspansiyon ve lastik sıkışması değerleri üzerinde bazı limitler olduğu bilinmektedir. Chen ve Guo [5] çalışmalarında erişilebilir kümeler ve durum uzayı elipsoidlerini kullanarak söz konusu limitlerin sağlanmasını garanti eden kısıtlanmalı aktif süspansiyon sistemi tasarlamışlardır. Ayrıca, yük ve yolcu sayısındaki değişimler gözetildiğinde taşıtların yükünün değişken ve belirsiz olduğu bilinmektedir. Kısıtlanmalı kontrol yapısını değişken yüklerle karşı kendini ayarlama kabiliyeti ile genişleten bir kontrolör Gao vd. [7] tarafından geliştirilmiştir. Süspansiyonların doğrusal yay ve sönüm elemanları ile modellenmesi yaygın olsa da, gerçekte sertleşen veya yumuşayan yay içerdikleri ve asimetrik veya karesel sönüm karakteristikleri taşıdıkları bilinmektedir. Doğrusal olmayan yay ve sönüm

karakteristiklerine göre kendini uyarlayan kazanç ayarlanmalı kontrolör tasarımı aktif süspansiyon kontrol problemine uygulanmıştır [8]. Şu ana kadar değinilen çalışmalarda performans ölçütünün tüm frekans bölgesi boyunca minimize edilmesi amaçlanmıştır. Halbuki, insanların konfor algısı belirli frekans aralıklarına karşı daha yüksek duyarlılığa sahiptir ve yol tutuş performansı lastik sıkışmasının düşük frekans bileşenlerinden daha çok etkilenmektedir [9, 10]. Bu sebeple performans ölçütünün sonlu bir frekans aralığında minimize edilmesini sağlayan kontrolör tasarımı aktif süspansiyon problemine uygulanmıştır [11]. Süspansiyon sistemine etki eden yol kaynaklı bozucu etkilerin sisteme girmeden önce ölçülüp kontrolör tarafından kullanılması ile daha iyi bir performans elde edilebileceği düşüncesine dayanarak ön izlemeli aktif süspansiyon sistemleri tasarımı ayrı bir aktif süspansiyon kontrol yaklaşım olarak ortaya konmuştur. Bozucu etkinin durum vektörüne katılması ile taşıt seyir hızına göre kendini ayarlayan ön izlemeli kontrolör Li vd. tarafından sentezlenmiştir [12]. Bozucu gözleyicisi tabanlı bir ön izlemeli kontrolör tasarımı ise Sever ve Yazıcı tarafından sunulmuştur [13].

Yukarıda bahsedilen tüm örneklerde, aktif süspansiyon sistemi problemlerine durum geri beslemesi ve dinamik çıkış geri beslemesi yaklaşımları uygulanmıştır. Durum geri beslemeli kontrol kanunu sistemin hız ve konum bilgilerinin geri beslendiğini kabul etmektedir. Aktif titreşim kontrolünde ivmeölçerlerin kullanılmasıyla hız sinyallerinin hesaplanması yaygın olsa da, yer değiştirme sinyallerinin aynı hassasiyette elde edilemediği bilinmektedir [14]. Bu sebeple durum değişkenleri geri besleme için yeterince elverişli değildir. Dinamik çıkış geri beslemesi yaklaşımını kullanarak, tüm durum değişkenleri yerine sadece ölçülebilir sinyalleri geri besleyen aktif süspansiyon sistemleri tasarlanabilmektedir. Fakat dinamik çıkış geri beslemeli kontrolörler en az sistemin kendisine eşit mertebeye sahip oldukları için uygulamada zorluk çıkarabilen yüksek mertebeye sahiptirler. Durum türevi geri beslemeli kontrol (DTGB) ise ivme ve hız gibi kolay elde edilebilen sinyalleri kullanması ve dinamik çıkış geri beslemesinin aksine sıfıncı mertebeden statik bir kontrol yapısı olması sebebi ile aktif süspansiyon sistemleri uygulamaları için büyük potansiyel taşımaktadır. DTGB ile aktif süspansiyon sistemi tasarımı ilk olarak Reithmeir ve Leitmann [15] tarafından ele alınmıştır. Ele alınan model lastik dinamiklerini ihmal ederek asılı kütle ve koltuk hareketlerine odaklanmaktadır. Süspansiyon sistemleri üzerine yürütülen araştırmalar lastik dinamiklerinin başarılabilir üst performans üzerindeki limitleyici etkisini açıkça ortaya koymaktadır [2]. Söz konusu performans limitlerini göz ardı etmemek için çeyrek taşıt olarak bilinen, asılı kütle ve lastik dinamiklerini içeren iki serbestlik dereceli bir modelin kullanılması gerekir. Deneysel bir çeyrek taşıt sistemi üzerinde üstel azalmayı (exponential decay) garanti eden DME tabanlı DTGB kontrolör, da Silva vd. tarafından uygulanmıştır [16]. Ardından Sever vd. [17] elektro hidrolik eyleyici dinamiğiyle genişletilen bir çeyrek taşıt modeli için DME

tabanlı LQR DTGB kontrolcü sentezleyerek aktif süspansiyon sistemi tasarlamışlardır. Yazıcı ve Sever [18] aktif süspansiyon sistemleri için L_2 kazançlı bir DTGB kontrolör sentezleyerek çeyrek taşıt modeli üzerinde uygulamışlardır. Söz konusu çalışmalarda biodinamik sürücü modellerine yer verilmemiştir. Sürüş konforunun daha detaylı analiz edilebilmesi için biodinamik sürücü modellerinin kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır [19-21]. Bu çalışmada ise Sever vd. [17] tarafından sentezlenmiş olan DME tabanlı DTGB LQR kontrolörün, durum geri beslemeli klasik LQR karşısındaki performansının, sürücü dinamikleri içeren bir model üzerinden sürüş konforu ve güvenliği açılarından incelenmesi çalışmamızın ana motivasyon unsurunu oluşturmaktadır. DTGB kontrolörün sürüş konforu ve güvenliği üzerindeki etkilerinin incelenmesi amacı ile süspansiyon, koltuk ve sürücü dinamiklerini içeren beş serbestlik dereceli model, farklı yol pürüzlülüğü sınıfları ve seyir hızları için ISO2631 tipi rastlantısal yol bozucularına karşı sayısal benzetim çalışmaları ile sınanmıştır.

2. SÜRÜCÜ MODELİ İÇEREN TAŞIT SÜSPANSİYONU SİSTEMİNİN MODELLENMESİ (MODELLING OF VEHICLE SUSPENSION SYSTEM HAVING DRIVER MODEL)

Bu çalışmada, süspansiyon, koltuk ve sürücü dinamiklerini içeren beş serbestlik dereceli entegre bir taşıt modeli kullanılmıştır ve Şekil 1'de görülmektedir. Süspansiyon sistemlerinin performansı öncelikli olarak sürüş konforu ve sürüş güvenliği yönlerinden analiz edilmektedir. Şasinin bir teker üzerinde düşen ağırlığını temsil eden asılı kütle (sprung mass) ve aks-teker grubunun yarsını temsil eden yaysız kütle (unsprung mass) ile oluşturulan iki serbestlik dereceli model çeyrek taşıt olarak bilinmektedir. Aktif süspansiyon sistemi tasarımında karşılaşılan konfor güvenlik ödünleşmelerini yansıtarak erişilebilir performans limitlerini ortaya koymaktadır ve tam taşıt modelindeki performans ödünleşmeleri ile uyumluluk göstermektedir [2]. Çeyrek taşıt ile yapılan sürüş konforu analizlerinde asılı kütle ivmesine odaklanılsa da esasen konforun sürücüye iletilen ivme değerleri ile ilişkili olduğu bilinmektedir. Sürücüye iletilen ivme ise lastik, süspansiyon ve koltuk tarafından filtrelenerek sürücüye iletilmektedir [20]. Bu bilgiler ışığında çalışmamızda, geleneksel 2 serbestlik dereceli çeyrek taşıt dinamiği ile 3 serbestlik dereceli koltuk-sürücü dinamiğini [19] bir araya getiren bir 5 serbestlik dereceli model tercih edilmiştir. Son dönemde sürücü modellerinin entegre edildiği çalışmalar sürüş konforunun ve güvenliğinin daha detaylı analizini mümkün kıldığı için yaygınlaşmaktadır [19-21].

Şekil 1'de m_t teker ve aks kütesini, m_f şasinin tek teker üzerine düşen kütesini, m_s koltuk tabanı kütesini, m_b ve m_c sürücü alt gövdesi ve koltuk kütesini, m_h ise sürücünün üst gövde kütesini ifade etmektedir. $z_t(t)$, $z_f(t)$, $z_s(t)$, $z_{bc}(t)$ ve $z_h(t)$ ilgili kütlelerin dikey yöndeki yer değiştirmelerini ifade etmektedir. $z_r(t)$ ise yol pürüzlülüğüdür. k_t lastiğe ait; k_{tf} ve c_{tf} araç süspansiyonuna ait; k_{fs} ve c_{fs} koltuk ile şasi arasındaki süspansiyona ait; k_{sc} ve c_{sc} koltuğa ait; ve k_{bh} ile c_{bh} ise sürücü gövdesine ait yay ve sönüm katsayılarını göstermektedir. Ek

olarak, $F_d(t)$ araç süspansiyonuna uygulanan aktif kontrol kuvvetini göstermektedir.

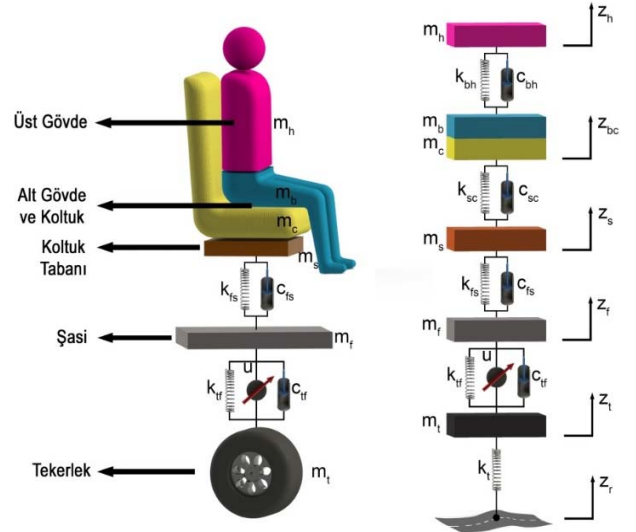
$$\ddot{z}_t(t) = -\frac{k_t}{m_t}[z_t(t) - z_r(t)] - \frac{k_{tf}}{m_t}[z_t(t) - z_f(t)] - \frac{c_{tf}}{m_t}[\dot{z}_t(t) - \dot{z}_f(t)] - \frac{1}{m_t}F_d(t) \quad (1)$$

$$\ddot{z}_f(t) = -\frac{k_{tf}}{m_f}[z_f(t) - z_t(t)] - \frac{k_{fs}}{m_f}[z_f(t) - z_s(t)] - \frac{c_{tf}}{m_f}[\dot{z}_f(t) - \dot{z}_t(t)] - \frac{c_{fs}}{m_f}[\dot{z}_f(t) - \dot{z}_s(t)] + \frac{1}{m_f}F_d(t) \quad (2)$$

$$\ddot{z}_s(t) = -\frac{k_{fs}}{m_s}[z_s(t) - z_f(t)] - \frac{k_{sc}}{m_s}[z_s(t) - z_{bc}(t)] - \frac{c_{fs}}{m_s}[\dot{z}_s(t) - \dot{z}_f(t)] - \frac{c_{sc}}{m_s}[\dot{z}_s(t) - \dot{z}_{bc}(t)] \quad (3)$$

$$\ddot{z}_{bc}(t) = -\frac{k_{sc}}{m_b + m_c}[z_{bc}(t) - z_s(t)] - \frac{k_{bh}}{m_b + m_c}[z_{bc}(t) - z_h(t)] - \frac{c_{sc}}{m_b + m_c}[\dot{z}_{bc}(t) - \dot{z}_s(t)] - \frac{c_{bh}}{m_b + m_c}[\dot{z}_{bc}(t) - \dot{z}_h(t)] \quad (4)$$

$$\ddot{z}_h(t) = -\frac{k_{bh}}{m_h}[z_h(t) - z_{bc}(t)] - \frac{c_{bh}}{m_h}[\dot{z}_h(t) - \dot{z}_{bc}(t)] \quad (5)$$



Şekil 1. Sürücü modeli içeren beş serbestlik dereceli araç süspansiyon sistemi (five degree-of-freedom vehicle suspension system having driver model)

Eş. 1, Eş. 2, Eş. 3, Eş. 4 ve Eş. 5 ile verilmiş olan hareket denklemleri, katsayı matrislerinin kullanılması ile

$$M_s \ddot{q}(t) + C_s \dot{q}(t) + K_s q(t) = D_s w(t) + E_s u(t) \quad (6)$$

formunda yazılabilir. Burada $q(t)$ ile verilen vektör

$$q(t) = [z_t(t) \ z_f(t) \ z_s(t) \ z_{bc}(t) \ z_h(t)]^T \quad (7)$$

sistemin yer değiştirme değişkenlerinden oluşmaktadır. $u(t)$ ve $w(t)$ ise sırasıyla aktif kontrol kuvveti $F_a(t)$ ve yol pürüzlülüğü $z_r(t)$ değişkenlerine karşılık gelmektedir. Eş. 6'da görülen M_s , K_s , C_s , D_s ve E_s sırası ile kütle, yay, sönüm bozucu ve kontrol girişi etki katsayıları matrisleridir ve bu matrisler sırası ile Eş. 8, Eş. 9, Eş. 10, Eş. 11 ve Eş. 12 ile verilmektedir.

$$M_s = \text{diag}(m_r, m_f, m_s, m_{bc}, m_h), \quad (8)$$

$$K_s = \begin{bmatrix} k_t + k_{ff} & -k_{ff} & 0 & 0 & 0 \\ -k_{ff} & k_{ff} + k_{fs} & -k_{fs} & 0 & 0 \\ 0 & -k_{fs} & k_{fs} + k_{sc} & -k_{sc} & 0 \\ 0 & 0 & -k_{sc} & k_{sc} + k_h & -k_h \\ 0 & 0 & 0 & -k_h & k_h \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$C_s = \begin{bmatrix} c_t + c_{ff} & -c_{ff} & 0 & 0 & 0 \\ -c_{ff} & c_{ff} + c_{fs} & -c_{fs} & 0 & 0 \\ 0 & -c_{fs} & c_{fs} + c_{sc} & -c_{sc} & 0 \\ 0 & 0 & -c_{sc} & c_{sc} + c_h & -c_h \\ 0 & 0 & 0 & -c_h & c_h \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$D_s = [k_t \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T \quad (11)$$

$$E_s = [-1 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]^T \quad (12)$$

Bu çalışmada DME tabanlı durum türevi geri beslemeli LQR kontrolör tasarımı için hareket denklemlerinin durum uzayı formunda ifade edilmesi gerekmektedir. Durum değişkenleri vektörü $x(t) = [q(t) \ \dot{q}(t)]^T$ olarak tanımlanırsa beş serbestlik dereceli modelimiz

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + B_1 w(t) + B_2 u(t) \quad (13)$$

halinde yazılabilir. Burada A sistem matrisi, B_1 bozucu giriş matrisi ve B_2 kontrol girişi için yazılan durum uzay matrisleridir. Söz konusu durum uzay matrisleri Eş. 8, Eş. 9,

Eş. 10, Eş. 11 ve Eş. 12 ile verilen katsayı matrisleri cinsinden

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M_s^{-1}K_s & -M_s^{-1}C_s \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ M_s^{-1}D_s \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ M_s^{-1}E_s \end{bmatrix} \quad (16)$$

olarak ifade edilebilmektedir.

Sistem modelinde kullanılacak olan parametrelerin değerleri Tablo 1 ile verilmiştir [10, 19].

3. DURUM TÜREVİ GERİ BESLEMELİ LQR KONTROLÖRÜN DOĞRUSAL MATRİS EŞİTSİZLİKLERİ İLE TASARIMI (DESIGN OF STATE DERIVATIVE FEEDBACK LQR CONTROLLER WITH LINEAR MATRIX INEQUALITIES)

Bu bölümde, durum türevi geri beslemeli LQR kontrolör tasarımı ele alınmıştır. Son yıllarda kontrol problemlerinin durum türevi geri besleme yapısı ile sentezi üzerine çalışmalar artarak devam etmektedir. Çok giriş çok çıkışlı sistemler için kök yerleştirme ve LQR probleminin Cebirsel Riccati Denklemleri (CRD) tabanlı çözümü Abdelaziz ve Valasek tarafından sunulmuştur [22, 14]. Sever vd. [17] çalışmalarında DTGB LQR probleminin DME tabanlı çözümünü ortaya koymuştur. Assunção vd. DME tabanlı dayanıklı kök yerleştirme yöntemini geliştirmişlerdir [23]. Zaman alanındaki performans kısıtlarını garanti edebilmek için köklerin karmaşık düzlemdeki belli bölgelere yerleştirilmesi problemi de DME ile çözülmüştür [24]. Ardından [24] ile önerilen kontrolör iki serbestlik dereceli bir deneysel çeyrek taşıt sistemi üzerinde başarıyla uygulanmıştır [16]. Bu çalışmada ise Sever vd. [17] tarafından önerilen DME tabanlı DTGB LQR kontrolör tasarımından yararlanılmaktadır.

Doğrusal zamanla değişmeyen bir sistem

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad (17)$$

Tablo 1. Sistem Parametreleri. (System Parameters)

Sembolü	Değeri	Birimi	Sembolü	Değeri	Birimi
m_r	395,3	[kg]	c_{bh}	1485	[Ns/m]
m_t	48,3	[kg]	c_{sc}	200	[Ns/m]
m_s	15	[kg]	k_{tf}	$30,01 \times 10^3$	[N/m]
m_{bc}	8,8	[kg]	k_{fs}	31×10^3	[N/m]
m_h	43,4	[kg]	k_{sc}	18×10^3	[N/m]
c_{tf}	1450	[Ns/m]	k_{bh}	$44,13 \times 10^3$	[N/m]
c_{fs}	830	[Ns/m]	k_t	$3,4 \times 10^5$	[N/m]

ile durum uzay formunda yazılabilir. Burada $x(t) \in \mathfrak{R}^n$ durum vektörünü, $u(t) \in \mathfrak{R}^m$ ise kontrol girişi vektörünü göstermektedir. DTGB kontrol kanunu ise

$$u(t) = -K\dot{x}(t) \quad (18)$$

olarak ifade edilebilir. Burada $K \in \mathfrak{R}^{m \times n}$ kontrolör kazanç matrisini göstermektedir.

DTGB kontrol kanunu önceli bölümde Eş. 13 ile verilen doğrusal zamanla değişmeyen durum uzay modeline uygulandığında elde edilen kapalı çevrim sistem Şekil 2 ile gösterilmektedir.

Eğer

$$J = \int_0^{\infty} \dot{x}^T(t)Q\dot{x}(t) + u^T(t)Ru(t)dt \quad (19)$$

ile verilen karesel performans ölçütünü minimize eden kontrol kanunu hesaplanabilirse, durum türevi geri beslemeli LQR kontrol tasarımı elde edilebilir. Durum türevi geri beslemeli LQR tasarımının Lyapunov eşitliği tabanlı çözümü, aşağıda verilen yardımcı teorem kullanılarak gerçekleştirilebilir.

Yardımcı Teorem [14]: Eş. 17 ile verilen doğrusal zamanla değişmeyen sistem için Eş. 19 ile verilmiş olan karesel performans ölçütü

$$J = \int_0^{\infty} \dot{x}^T(t)Q\dot{x}(t) + u^T(t)Ru(t)dt = x_0^T P x_0 \quad (20)$$

şeklinde ifade edildiğinde, bu ölçütü minimum kılan durum türevi geri beslemeli kontrolör

$$PA^{-1} + A^{-T}P + PA^{-1}BK + K^T B^T A^{-T}P + K^T RK + Q = 0 \quad (21)$$

ile verilen Lyapunov eşitliğinin çözümünden hesaplanır.

DME tabanlı tasarım koşullarını elde edebilmek için $Y = Y^T \succ P$ değişkeni tanımlanıp Eş. 21 içerisinde kullanılacak olursa

$$YA^{-1} + A^{-T}Y + YA^{-1}BK + K^T B^T A^{-T}Y + K^T RK + Q \prec 0 \quad (22)$$

eşitsizliği elde edilir. Burada karar değişkenlerimiz olan Y ve K ifadeleri çarpım halinde olduğu için problemin DME formunda ifade edilmesini engellemektedir. Bu aşamada Schur tümleyen [25] formülünün Eş. 22 üzerinde kullanılmasıyla

$$\begin{bmatrix} YA^{-1} + A^{-T}Y + YA^{-1}BK + K^T B^T A^{-T}Y & I & K^T \\ I & -Q^{-1} & 0 \\ K & 0 & -R^{-1} \end{bmatrix} \prec 0 \quad (23)$$

elde edilir. Karar değişkenleri K ve Y 'nin çarpım halinde olması durumu devam ettiği için yeni bir değişken tanımlaması $S = S^T = Y^{-1}$ ve Eş. 23'ün

$$\text{diag}(S, I, I) \quad (24)$$

ile solundan ve sağından çarpılması ile uyumluluk dönüşümü [25] uygulandığında

$$\begin{bmatrix} A^{-1}S + SA^{-T} + A^{-1}BW + W^T B^T A^{-T} & S & W^T \\ S & -Q^{-1} & 0 \\ W & 0 & -R^{-1} \end{bmatrix} \prec 0 \quad (25)$$

Eş. 22 DME formunda ifade edilmiş olur. Burada $W := KS$ değişken değişimi uygulanmıştır. Bu aşamada optimal kontrolör kazancını hesaplamak için Eş. 19 ile verilen performans ölçütünün minimum kılınması gerekmektedir. $Y = Y^T \succ P$ olduğunu hatırlayacak olursak Eş. 19 ile verilen karesel performans ölçütü

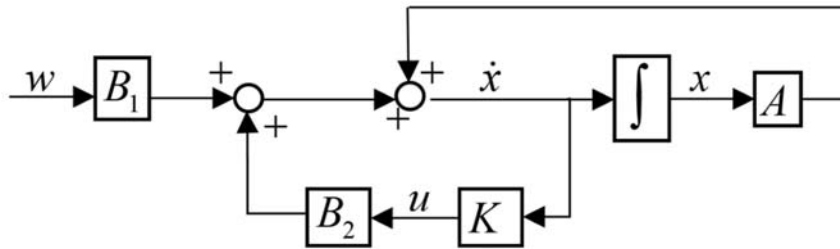
$$M \succ Y \leftrightarrow M - IYI \succ 0 \quad (26)$$

koşulu ile üstten sınırlanabilir. Eş. 26'ya Schur tümleyen formülü uygulandığında

$$\begin{bmatrix} M & I \\ I & S \end{bmatrix} \succ 0 \quad (27)$$

yeni bir DME kısıtı elde edilmiş olur. Bu bilgiler ışığında durum türevi geri beslemeli LQR tasarımı için gerekli DME kısıtları Teorem 1 ile özetlenmiştir.

Teorem 1 [17]: Verilen Q ve R performans ağırlıklandırma matrisleri için Eş. 19 ile ifade edilen performans ölçütünü,



Şekil 2. DTGB kontrol kanunu ile elde edilen kapalı çevrim blok diyagramı.
(The closed loop block diagram obtained with state derivative feedback control law)

Eş. 17 ile verilen doğrusal zamanla değişmeyen sistem için minimum kılan durum türevi geri beslemeli kontrol kanunu

$$\min iz(M)$$

koşullar Eş. 25, Eş. 27

optimizasyon probleminin çözümünden elde edilen uygun boyutlu S ve W karar değişkenleri cinsinden

$$u(t) = K\dot{x}(t) = WS^{-1}\dot{x}(t) \text{ olarak hesaplanabilir.}$$

4. SAYISAL BENZETİM ÇALIŞMALARINI (NUMERICAL SIMULATION STUDIES)

Bu bölümde bir taşıt süspansiyon sisteminin aktif titreşim kontrolü için, durum türevi geri beslemeli LQR kontrolör tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan kontrolörün klasik durum geri beslemeli LQR ile karşılaştırılması için ISO2631 kullanılarak farklı yol pürüzlülüğü dereceleri ve sürüş hızlarına ait rastlantısal yol bozucularını oluşturulmuştur. Söz konusu rastlantısal yol bozucularının kullanımı aktif süspansiyon sistemleri literatüründe son derece yaygın bir uygulamadır [20]. Tüm benzetim çalışmaları ve hesaplamalar MATLAB&Simulink ortamında gerçekleştirilmiştir.

Eş. 19 ile verilmiş olan kontrolörün tasarlanması için performans ölçütü,

$$Q = \text{diag}(q_{z_i}, q_{z_f}, q_{z_s}, q_{z_{bc}}, q_{z_h}, q_{z_i}, q_{z_f}, q_{z_s}, q_{z_{bc}}, q_{z_h}) \quad (28)$$

$$R = 10^{-2} \quad (29)$$

olarak verilen performans ağırlıklandırma matrisleri ile tanımlanmıştır. Burada seçilen Q matrisinin elemanlarının değerleri Tablo 2 ile verilmektedir.

Tablo 2. Q matrisinin elemanları. (Entries of matrix Q)

Sembolü	Değeri	Sembolü	Değeri
q_{z_i}	10^{-2}	q_{z_i}	10^{-2}
q_{z_f}	10^6	q_{z_f}	10^6
q_{z_s}	10^6	q_{z_s}	10^6
$q_{z_{bc}}$	10^6	$q_{z_{bc}}$	10^6
q_{z_h}	10^6	q_{z_h}	10^6

Tanımlanmış olan performans ölçütü için optimal durum türevi geri beslemeli LQR kontrol kanunu Yalmip ayrıştırıcısı [26] ve SeDuMi çözücüsünün [27] Teorem 1 ile verilen optimizasyon probleminin çözmek için kullanılması ile

$$u(t) = - \begin{bmatrix} 39,12 & 386,02 & 392,22 & 399,27 & 394,55 \\ -0,10 & 142,88 & 149,00 & 144,72 & 145,33 \end{bmatrix} \dot{x}(t) \quad (30)$$

olarak hesaplanmıştır. Önerilen metodun etkinliğini inceleyebilmek adına klasik durum geri beslemeli LQR

kontrolör aşağıda verilen Teorem 2 yardımı ile hesaplanabilir.

Teorem 2 [28]: Verilen Q ve R performans ağırlıklandırma matrisleri ile

$$J = \int_0^{\infty} x^T(t)Qx(t) + u^T(t)Ru(t)dt \quad (31)$$

halinde ifade edilmiş olan performans ölçütünü, doğrusal zamanla değişmeyen sistem (17) için minimum kılan durum geri beslemeli kontrol kanunu $u(t) = -Kx(t)$,

$$SA + A^T S + Q + SBR^{-1}B^T S = 0 \quad (32)$$

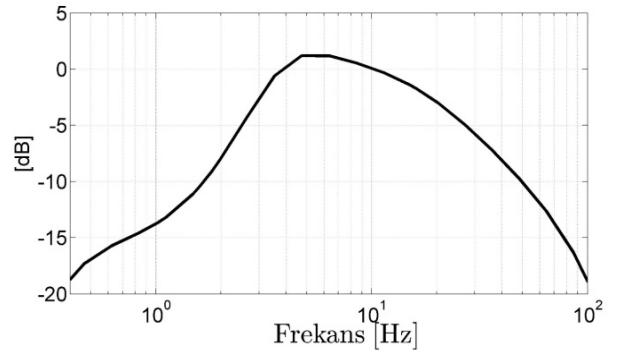
ile verilen CRD'nin çözümüyle $u(t) = -Kx(t) = -R^{-1}B^T Sx(t)$ olarak hesaplanmaktadır.

Teorem 2'nin kullanımı ile klasik durum geri beslemeli LQR kontrol kanunu

$$u(t) = -10^3 x \begin{bmatrix} -47,97 & 164,91 & -63,94 & -37,53 \\ -57,38 & 0,25 & -15,40 & 0,83 & 0,54 & 3,30 \end{bmatrix} x(t) \quad (33)$$

olarak hesaplanmıştır.

Bundan sonraki bölümde pasif ve aktif süspansiyon sistemlerinin performansları sürüş konforu, güvenliği ve aktif kontrol eforu açısından incelenecektir. Sürüş konforu sürücüyü iletilen titreşimlerle ilişkilidir. Sürücünün maruz kaldığı titreşime dair konum, hız ve ivme sinyallerinin bastırılması konforda iyileşme olarak kabul edilmektedir. ISO2631 standartına göre konum, hız ve ivme sinyalleri arasında özellikle ivme sinyalleri konfor ile ilişkilendirilmektedir. İnsanların konfor algısı belli frekans aralıklarına karşı daha yüksek duyarlılığa sahiptir [9]. Bu sebeple sürücü üst gövdesi ve şasi ivme cevapları, ISO2631 standardı tarafından önerilen bant geçiren filtre ile işlendikten sonra incelenmektedir. İlgili bant geçiren filtrenin frekans cevabı Şekil 3 ile verilmiştir.



Şekil 3. ISO2631 bant geçiren filtre. (ISO2631 band pass filter)

Sürüş güvenliği ise yol tutuşunu korumak ve süspansiyon çarpmasından kaçınmak olarak ele alınmaktadır. Süspansiyon sıkışması, $z_f(t) - z_i(t)$, sinyalinin genliği

mekanik tasarımından gelen konstrüktif limitleri aşarsa süspansiyon çarpması gerçekleşmektedir. Süspansiyon çarpması sonucunda oluşabilecek mekanik hasar sürüş güvenliğini riske etmektedir. Örneğin bir ticari araç için söz konusu konstrüktif limitler +0.08 m ve -0.06 m olarak verilmektedir [10]. Sürüş güvenliğini tehlikeye sokan bir diğer unsur ise lastik sıkışması, $z_r(t) - z_f(t)$, sonucunda oluşan dinamik yükün $k_r(z_r(t) - z_f(t))$ lastik üzerindeki statik yükü, $(m_t + m_f + m_s + m_{bc} + m_h)g$, aşması durumudur. Dinamik yük statik yükü aştığında yol ile lastik arasındaki temas ortadan kalkmaktadır. Ayrıca, yol tutuş performansı lastik sıkışmasının düşük frekans değerlerine karşı daha hassastır [10]. Bu sebeple lastik sıkışması yanıtları,

$$\frac{s/(2\pi 12)+1}{s/(2\pi 0.6)+1} \quad (34)$$

ile verilen alçak geçirgen filtre ile işlenmektedir. Aktif kontrol eforu yönünden süspansiyon performansının değerlendirilmesi için aktif kontrol kuvveti, $F_a(t)$, maksimum genlikleri ve ortalama güç tüketimi büyük önem taşımaktadır. Farklı aktif süspansiyon sistemi kontrolcülere karşılaştırıldığında daha yüksek genlik ve güç tüketimi değerine sahip olanların gerçekleşmesi ticari anlamda problem teşkil edebilmektedir. İki kontrolcüden biri daha yüksek sürüş konforu ve/veya güvenliği sağladığında aktif kontrol eforunda eyleyici konfigürasyonunu değiştirmeyi gerektirecek bir değişim görülmediği takdirde kontrolcünün uygulanabilirliği adına olumlu bir unsur oluşturmaktadır. Ortalama güç tüketimi formülü Eş. 35 ile verilmiştir.

$$P_a = \frac{1}{T} \int_0^T F_a(t)(z_f(t) - z_r(t))dt \quad (35)$$

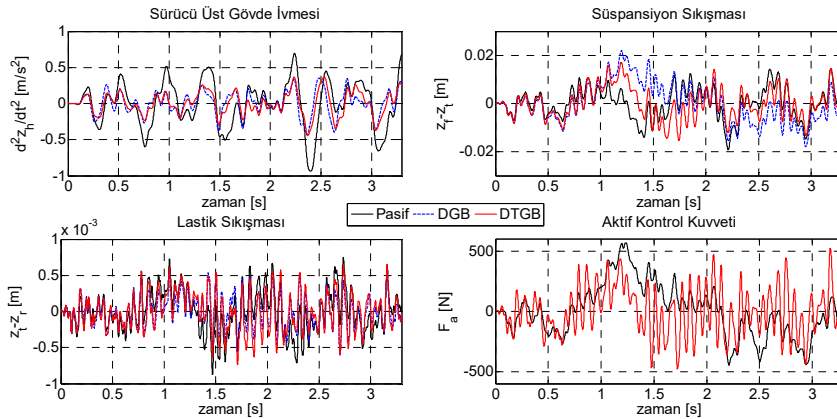
Sürücü üst gövde ivmesi, süspansiyon sıkışması, lastik sıkışması ve aktif kontrol kuvveti yanıtları Şekil 4 ile gösterilmektedir.

Burada pasif olarak etiketlenen yanıtlar aktif kontrol uygulanmadığı durumu, DGB olarak etiketlenen yanıtlar Eş. 33 ile verilmiş olan klasik durum geri beslemeli LQR ile aktif

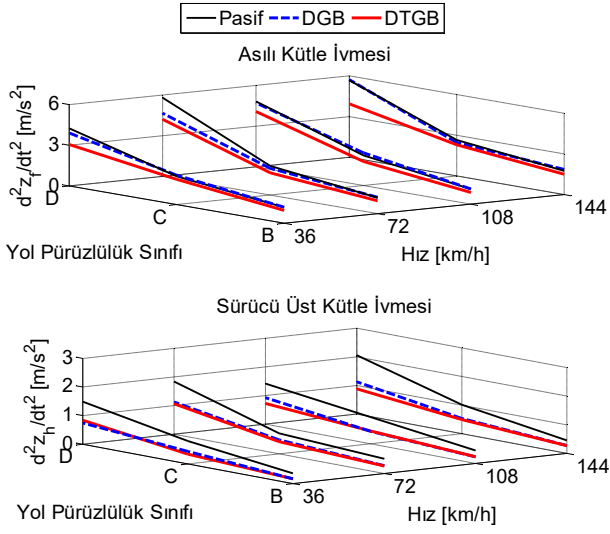
kontrol durumunu ve son olarak DTGB ile etiketlenen yanıtlar Eş. 30 ile verilmiş olan durum türevi geri beslemeli LQR ile aktif kontrol durumunu göstermektedir. Şekil 4 ile açıkça görülmektedir ki her iki kontrol stratejisi de sürüş konforunu olumlu yönde etkilemektedir. Yanıtlar sürüş güvenliği açısından incelenecek olduğunda ise gerek süspansiyon sıkışması gerekse lastik sıkışması adına kritik bir performans kaybı yaşanmamaktadır. Önerilen DTGB yapısındaki kontrolör ile hesaplanan aktif kontrol kuvvetleri DGB kontrolör ile kıyaslandığında biraz daha düşük olduğu görülmektedir. Sürüş konforunun farklı yol pürüzlülüğü sınıfları ve seyir hızları karşısındaki maksimum tepe değerleri Şekil 5 ile gösterilmiştir.

Şekil 5 göstermektedir ki sürücü üst gövde yanıtları incelendiğinde her iki aktif kontrol stratejisi de maksimum genliklerde düşüş yaratmasına rağmen şasiye iletilmiş olan ivme yanıtları özelinde önerilen DTGB LQR yapısı daha üstün bir performansa sahiptir. Sürüş güvenliğinin farklı yol pürüzlülüğü sınıfları ve seyir hızları karşısındaki maksimum tepe değerlerinin Şekil 6 ile gösterilmiştir.

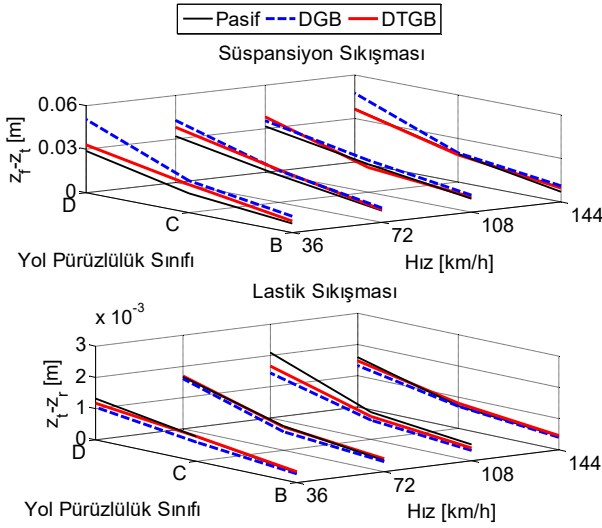
Şekil 6 incelendiğinde süspansiyon sıkışması anlamında her iki aktif kontrol stratejisi de pasif sisteme göre kötüleşme yaratmaktadır. Fakat van der Sande vd. [10] tarafından +0.08 m -0.06 olarak verilen süspansiyon sıkışması limitleri aşılmadığı için durum sorun teşkil etmemektedir. Lastik sıkışması yanıtları incelendiğinde ise her iki aktif kontrol stratejisi de yol tutuşunu pasif sistem ile aynı seviyede tutmaktadır. DGB ve DTGB LQR kontrolörler tarafından harcanan kontrol eforunun kıyaslanabilmesi için ortalama güç tüketimi ve aktif kontrol kuvvetinin maksimum tepe değerleri Şekil 7 ile gösterilmektedir. Yapılan benzetim çalışmaları ortaya koymuştur ki önerilen DTGB LQR yapısındaki aktif süspansiyon sistemi ile DGB LQR yapısındaki aktif süspansiyon sistemleri son derece yakın aktif kontrol kuvveti genlikleri ve ortalama güç tüketimi değerlerine sahiptir. Nicel performans karşılaştırmaları yapabilmek için biçiminde iki adet performans indisi tanımlayarak Tablo 3 oluşturulmuştur.



Şekil 4. C sınıfı ortalama yol pürüzlülüğü sınıfında 108 km/h sürüş hızı için süspansiyon sisteminin yanıtları. (Suspension system responses for C grade road class with 108 km/h travel velocity)



Şekil 5. Farklı yol bozucuları için sürüş konforu yanıtları.
(Ride comfort responses for different road disturbances)

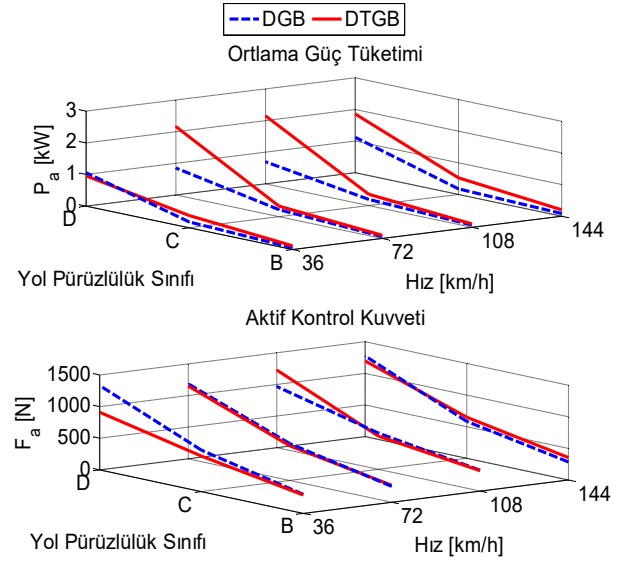


Şekil 6. Farklı yol bozucuları için sürüş güvenliği yanıtları.
(Safety responses for different road disturbances)

$$\eta_{ISE}(y(t)) = 100 \times \left(\frac{\int_0^t y_{DTGB}^2(\tau) d\tau}{\int_0^t y_{DGB}^2(\tau) d\tau} \right) \quad (36)$$

$$\eta_P(y(t)) = 100 \times \left(\frac{\max(|y_{DTGB}(t)|)}{\max(|y_{DGB}(t)|)} \right) \quad (37)$$

Tablo 3 içerisinde 3 farklı yol pürüzlülüğü sınıfı ve 4 farklı seyir hızı için her iki performans indisinin değerleri listelenmiştir. Eş. 36 ile gösterilen performans indisi DTGB ve DGB kontrolörler ile elde edilen yanıtların tümlenik karesel hata ölçütü (integral squared error criterion) ile ölçülen değerlerinin birbirine oranını vermektedir. Eş. 37 ise ilgili yanıtların tepe değerlerinin (peak value) birbirine oranını vermektedir. Tümlenik karesel hata ve tepe değeri oranları ile sürüş konforu incelendiğinde DTGB kontrolör ortalama 7.5% ve 6.2% oranlarında bir üstünlüğe sahiptir. Kontrol eforu için aynı değerler incelenecek olursa ortalama 30.2% ve 4.6% oranlarında bir üstünlük ortaya çıkmaktadır.



Şekil 7. Farklı yol bozucuları için aktif kontrol eforu.
(Active control effort for different road disturbances)

Tablo 3. DGB ve DTGB yanıtlarının karşılaştırması. (Comparison of DTGB and DGB responses)

$\eta_{ISE}(\ddot{z}_h(t))$	Yol Pürüzlülüğü Sınıfı			$\eta_P(\ddot{z}_h(t))$	Yol Pürüzlülüğü Sınıfı		
	B	C	D		B	C	D
36 [km/h]	92%	93%	91%	36 [km/h]	102%	77%	114%
72 [km/h]	93%	93%	92%	72 [km/h]	95%	88%	94%
108 [km/h]	90%	94%	78%	108 [km/h]	102%	101%	78%
144 [km/h]	92%	96%	96%	144 [km/h]	98%	92%	79%
$\eta_{ISE}(F_a(t))$	Yol Pürüzlülüğü Sınıfı			$\eta_P(F_a(t))$	Yol Pürüzlülüğü Sınıfı		
	B	C	D		B	C	D
36 [km/h]	41%	40%	42%	36 [km/h]	91%	82%	65%
72 [km/h]	60%	68%	64%	72 [km/h]	103%	93%	92%
108 [km/h]	71%	72%	86%	108 [km/h]	94%	89%	119%
144 [km/h]	89%	101%	101%	144 [km/h]	116%	105%	90%

DGB ve DTGB LQR kontrolörlerin performansını sürüş konforu, güvenliği ve aktif kontrol eforu adına bir arada değerlendirecek olursak, DTGB LQR sürüş konforu adına biraz daha iyi performansla sahiptir ve sürüş güvenliği, aktif kontrol eforu adına ise benzer seviyelerde performans göstermektedir. Bu aşamada hatırlamak gerekir ki, literatürde DGB yapısında çok sayıda başarılı aktif süspansiyon uygulaması bulunmasına rağmen durum değişkenleri olan konum ve hızların hassas bir şekilde ölçülmesi kolay değildir. Aktif süspansiyon sistemi gibi titreşim problemlerinde ivmeölçerler yaygın olduğu için konum, hız çifti yerine ivme, hız çiftini geri besleyen bir kontrol stratejisi pratikteki uygulama kolaylığı ile büyük avantaja sahip olacaktır.

5. SİMGELER (SYMBOLS)

t	: Zaman
m_t	: Teker/aks kütlesi
m_f	: Şasinin teker üzerine düşen kütlesi
m_s	: Koltuk tabanı kütlesi
m_b	: Sürücü alt gövde kütlesi
m_c	: Koltuk kütlesi
m_h	: Sürücü üst gövde kütlesi
k_t	: Lastiğe ait yay sabiti
k_{tf}	: Araç süspansiyonuna ait yay sabiti
k_{fs}	: Koltuk ile şasi arasındaki süspansiyona ait yay sabiti
k_{sc}	: Koltuğa ait yay sabiti
k_{bh}	: Sürücü gövdesine ait yay sabiti
c_{tf}	: Araç süspansiyonuna ait sönüm katsayısı
c_{fs}	: Koltuk ile şasi arasındaki süspansiyona ait sönüm katsayısı
c_{sc}	: Koltuğa ait sönüm katsayısı
c_{bh}	: Sürücü gövdesine ait sönüm katsayısı
$z_t(t)$: Teker/aks yer değiştirmesi
$z_f(t)$: Şasi yer değiştirmesi
$z_s(t)$: Koltuk tabanı yer değiştirmesi
$z_{bc}(t)$: Koltuk ve sürücü alt gövde yer değiştirmesi
$z_h(t)$: Sürücü üst gövde yer değiştirmesi
$z_r(t)$: Yol pürüzlülüğü
$F_a(t)$: Aktif kontrol kuvveti
$F_a(t)$: Ortalama güç tüketimi
$q(t)$: Yer değiştirme vektörü
M_s	: Atalet etki katsayısı matrisi
K_s	: Yay etki katsayısı matrisi
C_s	: Sönüm bozucu etki katsayısı matrisi
C_s	: Bozucu giriş etki matrisi
C_s	: Kontrol girişi etki matrisi
$x(t)$: Durum vektörü
$w(t)$: Bozucu giriş vektörü
$u(t)$: Kontrol giriş vektörü
$\eta_{ISE}(y)$: Tümlenik karesel hata değerleri oranı performans indisi
$\eta_p(y)$: Tepe değerler oranı performans indisi
A	: Sistem matrisi
$B1$: Bozucu giriş matrisi

$B2$: Kontrol girişi matrisi
CRD	: Cebirsel Riccati Denklemleri
DME	: Doğrusal Matris Eşitsizlikleri
K	: Kontrol kazanç matrisi
J	: Karesel performans ölçütü
Q	: Performans ağırlıklandırma matrisi
R	: Performans ağırlıklandırma matrisi
P	: Karar değişkeni
Y	: Karar değişkeni
S	: Karar değişkeni
W	: Karar değişkeni
M	: Karar değişkeni
s	: Laplace değişkeni
Üstindis "T"	: Bir Matrisin Transpozu
diag(...)	: Köşegen Matris

6. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada aktif süspansiyon sistemleri tasarımında ölçüm kolaylığı ile avantaj sağlayacak DTGB kontrolör yaklaşımının incelenmesi amaçlanmıştır. Problem özelinde konum ve hız sinyalleri yerine ivme ve hız sinyallerinin daha hassas ölçülebildiği göz önünde bulundurularak durum türevi geri beslemeli bir kontrol kanunu tercih edilmiştir. Çalışmamızda önerilen durum türevi geri beslemeli LQR tasarımı doğrusal matris eşitsizlikleri yardımı ile dışbükey optimizasyon problemi olarak ifade edilmiştir. Ardından sürüş konforu ve güvenliği adına performansı inceleyebilmek için beş serbestlik dereceli süspansiyon, koltuk ve sürücü dinamiklerini bir arada içeren bir model kullanılmıştır. Önerilen durum türevi geri beslemeli kontrolörün performansını karşılaştırmak maksadı ile klasik durum geri beslemeli LQR kullanılmıştır. Yapılan benzetim çalışmaları ile her iki kontrol yaklaşımı, ISO2631 tipi rastlantısal yol bozucuları karşısında farklı yol pürüzlülüğü dereceleri ve sürüş hızları için sınınanmıştır. Benzetim sonuçları göstermiştir ki, sürüş konforu ve güvenliği açılarından DTGB yöntem, klasik durum geri beslemeli yaklaşıma karşı eşdeğer bir performans sergilemektedir. Durum türevi vektörünün doğası gereği durum vektörüne oranla yüksek frekans bileşenleri daha büyük genliklere sahip olduğu için DTGB yaklaşımı ile üretilen aktif kontrol sinyali daha salımlı görülmektedir. Fakat sürüş konforu adına sürücüye iletilen ivmeler incelendiğinde ilgili yüksek frekans bölgesinin etkisi kaybolmaktadır. Söz konusu durumun taşıt gövdesi ve koltuk süspansiyonunun alçak geçiren özellikli doğasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Aktif kontrol kuvvetinde görülen yüksek frekanslı salınımların eyleyiciye ait ortalama güç tüketimini seyir hızındaki yükselme ile beraber arttırdığı fakat gerekli maksimum kontrol kuvveti değerlerini değiştirmediği benzetim çalışmaları ile gösterilmiştir. Bu bilgiler ışığında DGB yaklaşımı karşısında sunulan ölçüm kolaylığı ile DTGB kontrol stratejisinin aktif süspansiyon sistemleri tasarımında önemli bir potansiyel taşıdığı görülmektedir. İleriki çalışmalarda taşıt parametrelerindeki belirsizliklere karşı dayanıklılık ve kapalı çevrim köklerinin belirli bölgeler yerleşimi gibi unsurlarla önerilen kontrolörün geliştirilmesi düşünülmektedir.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Ulsoy G.A., Peng H. ve Cakmakci M., *Automotive Control Systems*, Cambridge University Press, New York, A.B.D., 2012.
2. Hedrick J.K. ve Butsuen T., Invariant Properties of Automotive Suspensions, Proc. IMechE. Part D: J. Aut. Eng., 204 (1), 21-27, 1990.
3. Hrovat D., Survey of Advanced Suspension Developments and Related Optimal Control Applications, *Automatica*, 33 (10), 21-27, 1997.
4. Yu S., Wang F., Wang J., Chen H., Full Car Active Suspension Based on H_2 /Generalised H_2 Output Feedback Control, *Int. J. Veh. Des.*, 68 (1), 37-54, 2015.
5. Chen H., Guo K.H., Constrained H_∞ Control of Active Suspensions: An LMI Approach, *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, 13 (3), 412-421, 2005.
6. Gahinet P., Apkarian P., A Linear Matrix Inequalities Approach to H_∞ Control, *Int. J. Robust Nonlinear Control*, 4 (4), 421-448, 1994.
7. Gao H., Lam J., Wang C., Multi-Objective Control of Vehicle Active Suspension Systems via Load Dependent Controller, *J. Sound Vib.*, 290 (3), 654-675, 2006.
8. Onat C., Kucukdemiral I.B., Sivrioglu S., Yuksek I., LPV Model Based Gain Scheduling Controller for Full-Vehicle Active Suspension Systems, *J. Vib. Control*, 13 (11), 1629-1666, 2007.
9. Zuo L., Nayfeh A.S., Low Order Continuous-Time Filters for Approximation of the ISO2631-1 Human Vibration Sensitivity Weightings, *J. Sound Vib.*, 265 (2), 459-465, 2003.
10. van der Sande T.P.J., Gysen B.L.J., Besselink I.J.M., Paulides J.J.H., Lomonova E.A., Nijmeier H., Robust Control of an Electromagnetic Active Suspension System: Simulation and Measurements, *Mechatronics*, 23 (2), 204-212, 2013.
11. Sun W., Gao H., Kaynak O., Finite Frequency H_∞ Control for Vehicle Active Suspension Systems, *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, 19 (2), 416-422, 2011.
12. Li P., Lam J., Cheung K.C., Velocity-Dependent Multi-Objective Control of Vehicle Suspension with Preview Measurements, *Mechatronics*, 24 (5), 464-475, 2014.
13. Sever M., Yazici H., Disturbance Observer Based Optimal Controller Design for Active Suspension Systems, *IFAC-PapersOnLine*, 49 (9), 105-110, 2016.
14. Abdelaziz T.H.S., Valasek M., State Derivative Feedback by LQR for Linear Time Invariant Systems, *IFAC Proceedings Volumes*, 38 (1), 435-440, 2005.
15. Reithmeier E., Leitmann G., Robust Vibration Control of Dynamical Systems Based on the Derivative of the State, *Arch. Appl. Mech.*, 72 (11-12), 856-864, 2003.
16. da Silva E.R.P., Assuncao E., Teixeira M.C.M., Cardim R., Robust Controller Implementation via State-Derivative Feedback in an Active Suspension System Subjected to Fault, *IEEE Conference on Control and Fault-Tolerant Systems*, Nice-Fransa, 752-757, 9-11 Ekim 2013.
17. Sever M., Şendur H.S., Yazıcı H., Arslan M.S., Electro Hydraulic Suspension System Design with Optimal State Derivative Feedback Controller, *Anadolu University Journal of Science and Technology A-Applied Sciences and Engineering*, 18 (4), 777-784, 2017.
18. Yazıcı H., Sever M., L_2 Gain State Derivative Feedback Control of Uncertain Vehicle Suspension Systems, *J. Vib. Control*, 1077546317711335, 2017. <https://doi.org/10.1177/1077546317711335>
19. Zhao Y., Sun W., Gao H., Robust Control Synthesis for Seat Suspension Systems with Actuator Saturation and Time Varying Input Delay, *J. Sound Vib.*, 329 (21), 4335-4353, 2010.
20. Du, H., Li, W., Zhang, N., Integrated Seat and Suspension Control for a Quarter Car With Driver Model. *IEEE Trans. Veh. Technol.*, 61 (9), 3893-3908, 2012.
21. Yazici, H., Sever, M., Observer Based Optimal Vibration Control of a Full Aircraft System Having Active Landing Gears and Biodynamic Pilot Model. *Shock Vib.*, 2016, 1-20, 2016.
22. Abdelaziz T.H.S., Valasek M., Pole-Placement for SISO Linear Systems By State-Derivative Feedback. *IEE Proc. Control Theory Appl.*, 151 (4), 377-385, 2004.
23. Assunção E., Teixeira M.C.M., Faria F.A., Silva N.D., Cardim R., Robust State-Derivative Feedback LMI-Based Designs for Multivariable Linear Systems. *Int. J. Control*, 80 (8), 1260-1270, 2007.
24. Faria F.A., Assunção E., Teixeira M.C.M., Cardim R., Da Silva N.A.P., Robust State-Derivative Pole Placement LMI-Based Designs For Linear Systems. *Int. J. Control*, 82 (1), 1-12, 2009.
25. Boyd S., El Ghaoui L., Feron E., Balakrishnan V., *Linear Matrix Inequalities In System And Control Theory*. Society For Industrial And Applied Mathematics, Philadelphia, A.B.D., 1994.
26. Lofberg, J., YALMIP: A toolbox for modeling and optimization in MATLAB, *IEEE International Symposium on Computer Aided Control Systems Design*, Taipei-Taiwan, 284-289, 2-4 Eylül, 2004.
27. Strum J.F., Using SeDuMi 1.02, a MATLAB Toolbox for Optimization Over Symmetric Cones. *Optim. Method. Softw.*, 11 (1-4), 625-653, 1999.
28. Liberzon D., *Calculus of Variations and Optimal Control Theory: A Concise Introduction*, Princeton Press, New Jersey-A.B.D., 2012.

