Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi, Cilt 24, Sayı 1, 2019 ARAŞTIRMA

DOI: 10.17482/uumfd.428898

OTOBÜS AKTİF SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN SIMSCAPE İLE MODELLENMESİ VE ANALİZİ

Ahmet Yasin KALKANLI *
Gürsel ŞEFKAT *

Alınma: 26.03.2018 ; düzeltme:13.03.2019 ; kabul: 31.05.2019

Öz: Bu çalışmada fiziksel sistem simülasyon programı Simscape kullanılarak aktif süspansiyon sisteminin modeli kurulmuş ve analizi yapılmıştır. Bu sistem için çeyrek taşıt modeli kullanılmıştır. Sistem tasarımı yapılırken literatürden alınmış başka bir çalışmayla (http://ctms.engin.umich.edu) aynı fiziksel model ve parametreler kullanılmış ve alınan sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sistemin ilk olarak açık döngü modeli daha sonra kapalı döngü modeli kurularak analizler yürütülmüştür. Sistemin geribeslemesi öncelikle süspansiyon mesafesinden, sonra şasi dikey ivmelenmesinden alınmış ve bu sonuçlara göre yolcu konforu ve üretilebilirlik değerlendirilmiştir. Çalışmanın sonucunda Simscape ile modellenen sistemin matematik modelle aynı davranışı gösterdiği görülmüştür. Bunun yanında ivme geribeslemeli sistemin diğer sistemlerden daha iyi sonuçlar verdiği anlaşılmıştır. Ayrıca Simscape kullanımı ile gerçek sisteme benzer bir arayüzde çalışma imkanı yakalanmış, model üzerindeki değişiklikler kolaylıkla yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Aktif süspansiyon, Çeyrek taşıt modeli, Simscape

Modeling and Analysis of a Bus Active Suspension System with Simscape

Abstract: In this work a Simscape model of quarter bus with active suspension system will be designed and analyzed. Quarter vehicle model will be used for this system. Same parameters and physical model of a preliminary work (http://ctms.engin.umich.edu) will be used and results of this work will be compared with preliminary one. Modelled system will be open loop first and converted to closed loop by addition of feedback. Firstly elongation of suspension system and secondly vertical acceleration of bus chassis will be used as feedback. Results from systems with both feedbacks will be evaluated according to passenger comfort and manufacturability. As results of this paper, it was demonstrated that there are obvious similarities between the outcomes of Simscape model and mathematical model. Also it have been seen that feedback with vertical acceleration of chassis is produce best outcomes in comparison to other systems. Besides with Simscape, there were advantage of using similar user interface with real system and having ability to change model effortlessly.

Keywords: Active suspension, Quarter model vehicle, Simscape

1. GİRİŞ

Bir araç süspansiyonundan istenen aracın ağırlığını dengeli bir şekilde kaldırması, yoldaki bozuklukları sönümleyerek şasiye iletilen darbeleri azaltması ve etkili bir sürüş kalitesi sağlamasıdır. Süspansiyon sistemleri sürüş kontrolünü arttırır ve tekerleri doğru konumda tutarak sürekli yerle temas halinde kalmasını sağlar (Nagarkar ve Patil, 2016). Araç şasisinin maruz kalacağı titreşimin rahatsız edici bir sese, araçtaki bağlantı parçalarında zarara,

* Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 16059 Nilüfer/BURSA
İletişim Yazarı: Ahmet Yasin Kalkanlı (a.y.kalkanli@gmail.com)

yolcularda omur rahatsızlıkları ve kalp ritmi artışı gibi sağlık sorunlarına yol açabileceği belirtilmiştir (Rajagopal ve Ponnusamy, 2014). Süspansiyon sistemi bu titreşimi yok ederek bahsedilen sorunların önüne geçer.

Süspansiyonlar temelde üç ana elemandan oluşur. İlki bir esnek elemandır ki genellikle helis yay kullanılmaktadır. Bu eleman esnediği yönün tersine kuvvet oluşturur ve bütün statik yükü taşır. İkinci eleman sönümleme elemanıdır. Bunun için de genellikle hidrolik şok emici kullanılmaktadır. Bu eleman uzama hızına bağlı olarak kuvvet uygular ve daha çok dinamik davranışı etkiler. Üçüncü eleman olarak bunları birleştiren bağlantı elemanları sayılabilir (Savaresi ve diğ., 2010).

Günümüzde süspansiyon sistemleri için pek çok yöntem ve çözüm geliştirilmiştir. Bu yöntemler süspansiyon elemanlarının özelliklerine göre pasif, yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemleri olarak sınıflandırılabilir.

Pasif süspansiyon sistemi tasarlanırken aracın en çok maruz kalacağı yol ve hız durumu göz önüne alınarak, özellikleri sabit olacak ve yalnızca belli koşullara göre ideal sonuçlar verebilecek sistem tasarımı elde edilebilir. Bunun sonucu olarak pasif süspansiyon sistemlerinin her yol ve hız durumu için en uygun sonucu üretemeyeceği açıktır.

Yarı aktif süspansiyon sistemlerinde, süspansiyonun davranışı, sisteme eklenecek kontrol edilebilir bir sönümleme elemanı ile değiştirilebilir. Aracın yüksek sönümlemeye ihtiyaç duyduğu durumlarda sönüm katsayısı arttırılıp, diğer durumlarda azaltılabilir. Aracın her tekerine ayrı ayrı bu kontrol uygulandığında yol tutuşu ve konfor olarak artış sağlanır. Yarı aktif süspansiyon sistemleri ucuzluğu, hafifliği ve arıza halinde pasif süspansiyon gibi çalışarak hasara yol açmamaları gibi sebeplerle araba imalatçıları tarafından çokça tercih edilen bir sistemdir (Savaresi ve diğ., 2010).

Pasif ve yarı-aktif süspansiyon sistemlerinden farklı olarak, aktif süspansiyon sistemleri süspansiyon sistemine dışarıdan enerji verebilir ve istenilen performansa göre kuvvet üretebilir (Cui ve diğ., 2017). Aktif süspansiyonlar bir aracın dikey dinamiklerini önemli ölçüde geliştirir ve sürüş konforu ve manevra kabiliyeti açısından pasif süspansiyonlara göre önemli avantaj sağlar (Göhrle ve diğ., 2014).

Aktif süspansiyon sistemleri, klasik pasif süspansiyon elemanlarını sisteme enerji verebilecek kontrol edilebilir bir yöntemle değiştirmek amacıyla geliştirilmiştir. Kontrol edilebilmesi ve sisteme enerji verebilmesi şasi ve tekerlek arasındaki hareketi düzenler ve böylelikle yoldaki değişikliklere dinamik olarak karşılık vermesini sağlar (Fuller ve diğ., 1996)

Farklı yol durumlarına uygun davranabilmeleri için aktif süspansiyon sistemlerinin gün geçtikçe daha akıllı hale gelmesi gerekliliği kaçınılmazdır. Fakat değişkenlerin belirsizliği sebebiyle modelleme sorunları ve gerçek kullanımdaki yol girdisinin bilinmezliği süspansiyon kontrol sisteminin geliştirilmesinde büyük zorluklara sebep olmaktadır (Fu ve diğ., 2017). Bu zorluğun aşılabilmesi ve başarılı bir aktif süspansiyon kontrol sistemi geliştirilmesi amacıyla pek çok araştırmacı tarafından farklı yöntemler denenmiştir. Bunlardan bazıları adaptif kontrol (Alleyne ve Hedrick, 1995), gürbüz kontrol (Van Der Sande ve diğ., 2013), bulanık mantık kontrolü (Wang ve diğ., 2012) (Jahromi ve Zabihollah, 2010) (Wong ve diğ., 2012), kayma modu kontrolü (Lian, 2011) (Karaman ve Kayışlı, 2017), model öngörümlü kontrol (Göhrle ve diğ., 2014) (Sofiane ve diğ., 2016) şeklindedir.

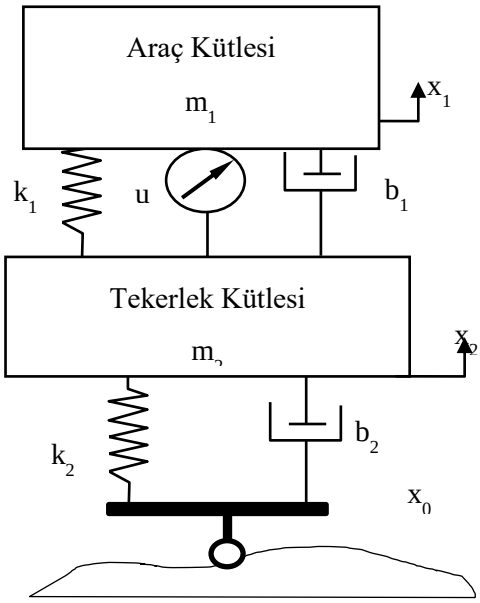
Bu çalışmada bir yolcu otobüsünde kullanılan aktif süspansiyon sisteminin çeyrek taşıt modeli üzerinden kontrol sistemi Matlab Simscape ile tasarlanmıştır. Kullanılacak parametreler daha önceki bir çalışmadan (http://ctms.engin.umich.edu) alınmıştır. Simscape ile modellenen sistemin analiz sonuçları matematiksel yöntemle modellenen sistemden alınan cevaplarla karşılaştırılmıştır. Sistem öncelikle açık döngü şeklinde tasarlanacak ve incelenecek, daha sonra şase-teker arası mesafe $(x_1(t) - x_2(t))$ geribeslemeli ve şase ivmesi geribeslemeli olacak şekilde farklı iki kontrol döngüsü halinde incelenecektir. Alınan sonuçlar hem kendi aralarında hem de parametrelerin alındığı çalışmayla (http://ctms.engin.umich.edu) karşılaştırılacaktır.

Çalışmada Simscape kullanılması, yapılacak modellemede şematik çizime yakın bir kullanıcı arayüzüne sahip olma imkanı sağlamıştır. Böylece modeli anlama, yorumlama, değiştirme ve yapılacak değişikliklerin sonucunu izleme kolaylıkla yapılabilmiştir.

2. MODELLEME

2.1. Çeyrek Taşıt Modeli

Aktif araç süspansiyon sistemine ait iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt modeli Şekil 1'de gösterilmiştir. Bu modelde hem aracın kütlesi hem de tekerlek/lastik/aks mili grubuyla ilişkili kütle dikkate alınmıştır. Bu çeyrek taşıt modelinin hareket denklemleri;



Şekil 1:
Çeyrek taşıt modeli

$$\boldsymbol{m_1\ddot{x}_1(t) + b_1\big(\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)\big) + k_1\big(x_1(t) - x_2(t)\big) = u(t)} \tag{1}$$

$$\begin{aligned}\boldsymbol{m_2\ddot{x}_2(t) + b_1\big(\dot{x}_2(t) - \dot{x}_1(t)\big) + k_1\big(x_2(t) - x_1(t)\big) + b_2\big(\dot{x}_2(t) - \dot{x}_0(t)\big)}\\ \boldsymbol{+k_2\big(x_2(t) - x_0(t)\big) = u(t)}\end{aligned} \tag{2}$$

şeklinde elde edilir. Burada $x_1(t)$ ve $x_2(t)$ sırasıyla şase ve tekerlek kütlelerinin dikey yer değişimlerini, $x_0(t)$ yoldaki çukur ve tümseklerden kaynaklanan dikey yer değişimi, $u(t)$ aktif süspansiyon tarafından üretilen kuvveti, $m_1$ve m_2 sırasıyla araç ve tekerlek kütlelerini, k_1 ile b_1 süspansiyon sisteminin yaylılık ve sönümünü, k_2 ile b_2 tekerlek ve lastikteki sönüm ve sıkıştırılabilirliği temsil etmektedir. Denklem 1 ve 2'deki ifade durum uzayı formunda denklem 3'teki haliyle verilebilir.

$$\frac{d}{dt}\begin{bmatrix} x_2(t)-x_0(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ x_1(t)-x_2(t) \\ \dot{x}_1(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_2}{m_2} & \frac{(b_1+b_2)}{m_2} & \frac{k_1}{m_2} & \frac{b_1}{m_2} \\ 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{b_1}{m_1} & \frac{k_1}{m_1} & -\frac{b_1}{m_1} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} x_2(t)-x_0(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ x_1(t)-x_2(t) \\ \dot{x}_1(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ \frac{1}{m_2} & \frac{b_2}{m_2} \\ 0 & 0 \\ -\frac{1}{m_1} & 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u(t) \\ \dot{x}_0(t) \end{bmatrix} \tag{3}$$

Buradaki değişkenlerde kullanılacak olan değerler literatürdeki bir çalışmadan (http://ctms.engin.umich.edu/) alınacaktır. Kullanılacak değerlerin aynı olması Simscape'den alınacak sonuçları karşılaştırma imkanı verir. Parametrelere atanan değerler Tablo 1'de sıralanmıştır.

Tablo 1. Çeyrek otobüs modeli değişkenleri (http://ctms.engin.umich.edu/)

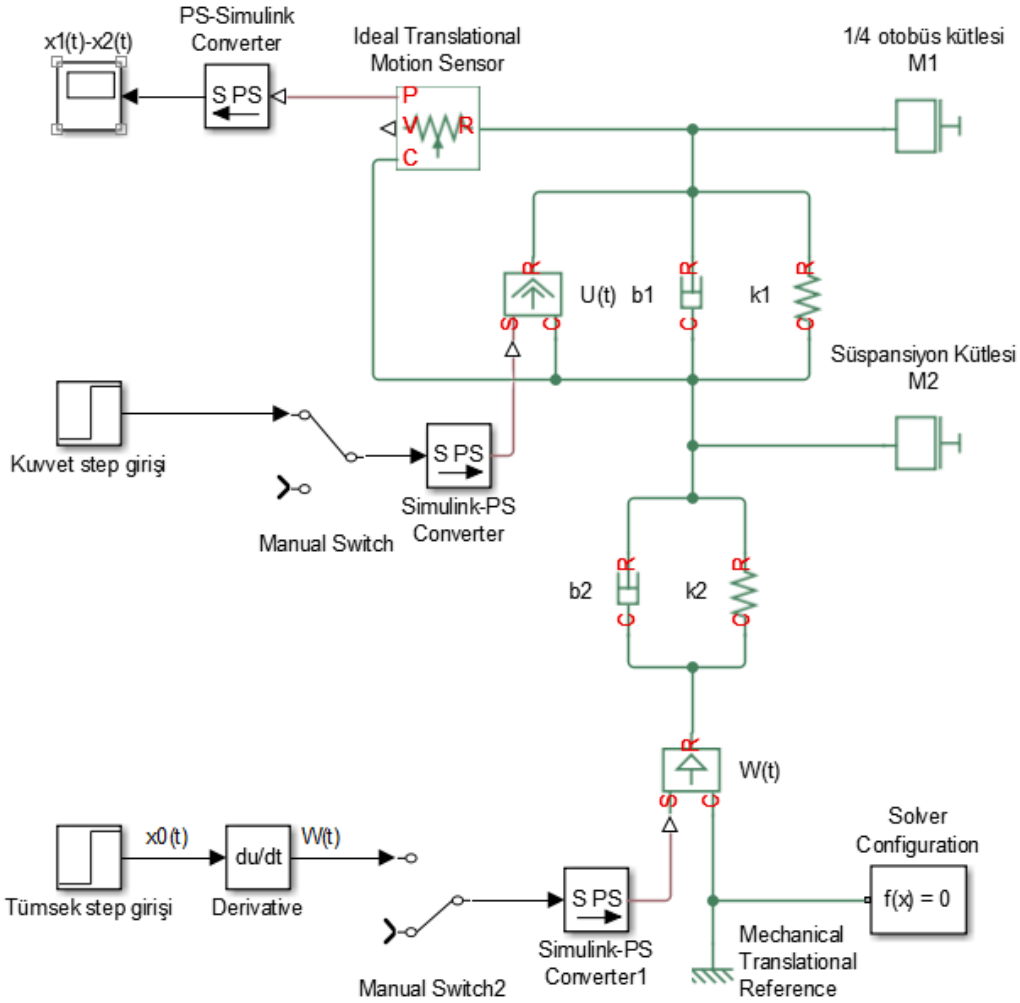
Değişken	Açıklama	Değer
m_1	1/4 Otobüs kütlesi	2500 kg
m_2	Süspansiyon ve tekerlek kütlesi	320 kg
k_1	Süspansiyon sistemi yay sabiti	80 000 N/m
k_2	Tekerlek yaylanma sabiti	500 000 N/m
b_1	Süspansiyon sistemi sönümlenme sabiti	350 Ns/m
b_2	Tekerlek sönümlenme sabiti	15 020 Ns/m

2.2. Simscape ile Modelleme

Simscape, simulink içinde çalışan ve matematiksel ifadeler yerine fiziksel elemanların kullanıldığı bir simülasyon arayüzüdür. Simscape kütüphanesinde mekanik, elektrik, hidrolik, manyetik ve daha pek çok alana hitap eden elemanlar mevcuttur. Bu elemanların birbiriyle etkileşimi kolaylıkla oluşturulabilir. Çeyrek otobüs modeli için kullanılacak Simscape elemanları mekanik elemanlar sekmesinden bulunabilir.

Simscape'de fiziksel elemanlar kullanıldığı için modelleme çalışması gayet kolaydır. Sistemin şematiğine çok benzeyen yapılar oluşturularak modelleme çalışması tamamlanabilir. Bu görsel benzerlik, sistemi anlama, tasarlama, değiştirme ve yönetmede büyük kolaylıklar sağlar.

Şekil 1'de şematiği oluşturulan çeyrek otobüs aktif süspansiyon sisteminin Simscape ile modellenmiş hali Şekil 2'de gösterilmiştir. Şekil 1'deki şematik ile Şekil 2'deki Simscape modeli arasındaki görsel benzerlik açıkça görülmektedir. Burada henüz sisteme geribesleme yapılmamış, açık döngü olarak bırakılmıştır. Ayrıca sistemin davranışının değerlendirilebilmesi için süspansiyon mesafesi çıkışı yani $x_1(t) - x_2(t)$ alınmıştır.



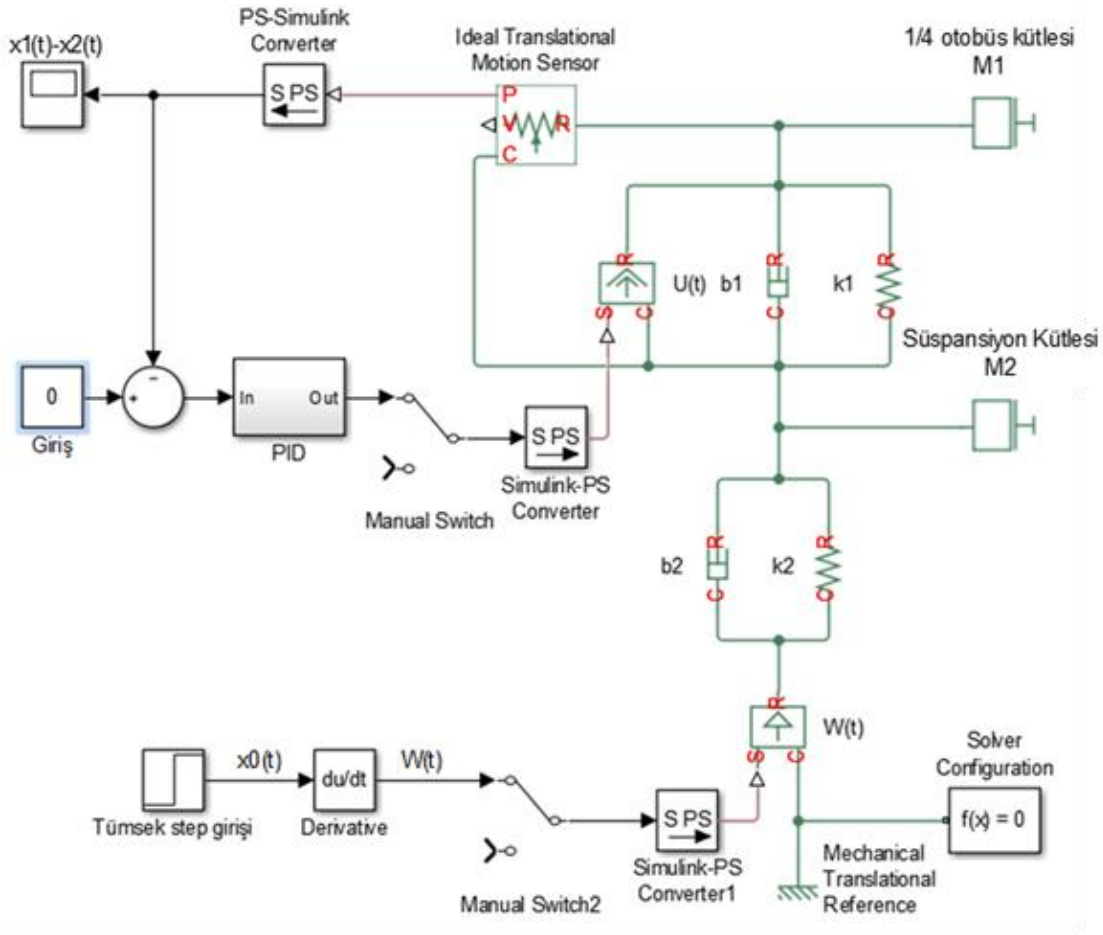
Şekil 2:
Açık döngü kontrol sistemli aktif süspansiyonlu çeyrek otobüsün Simscape modeli

3. KAPALI DÖNGÜ SİMSCAPE MODELLERİ

3.1. Mesafe Geribeslemeli Sistem

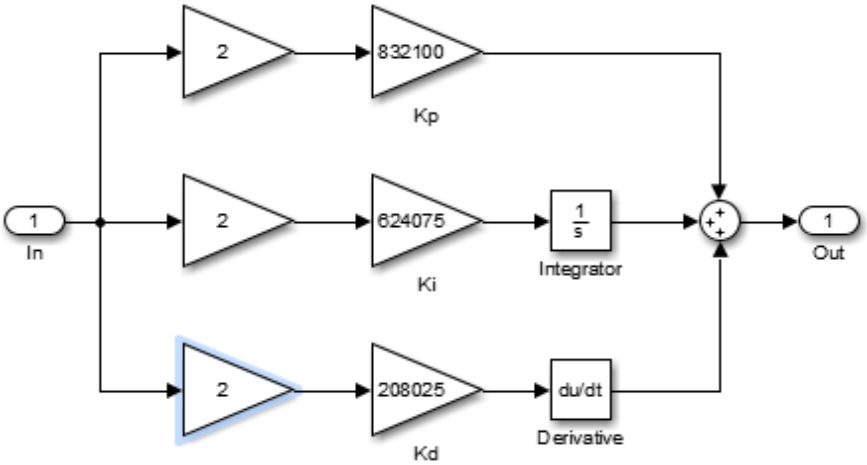
Literatürde (http://ctms.engin.umich.edu) aktif süspansiyonun geribeslemesi olarak süspansiyon mesafesi değişimi yani $x_1(t) - x_2(t)$ uzunluğu şeklinde ifade edilebilecek konum farkı kullanılmıştır. Bunun gerekçesi olarak otobüsün yerden yüksekliğinin ölçülememesi bunun yerine süspansiyon uzunluğunun ölçülmesinin mümkün olması gösterilmiştir. Tarafımızca bu yanlış bir seçenektir ve ileride bu konuda değerlendirme yapılacaktır. Fakat şimdilik bu yöntem uygulanacak ve alınacak sonuç karşılaştırma için kullanılacaktır.

Mesafe geribeslemeli sistemin Simscape ortamında modellenebilmesi için mevcut sistemde pozisyon algılayıcı çıkışından alınan veri negatifi alınarak PID denetleyiciye verilir. PID denetleyiciden alınan veri de kuvvet girişine aktarılır. Mesafe geribeslemeli sistemin Simscape modeli Şekil 3'de gösterilmiştir.



Şekil 3:
Mesafe geribeslemeli PID denetleyicili sistemin Simscape modeli

Burada PID denetleyicisi alt sistem şeklindedir ve içeriği Şekil 4'de gösterilmiştir. K_p, K_i ve K_d değişkenleri literatürden (http://ctms.engin.umich.edu) alınmıştır.

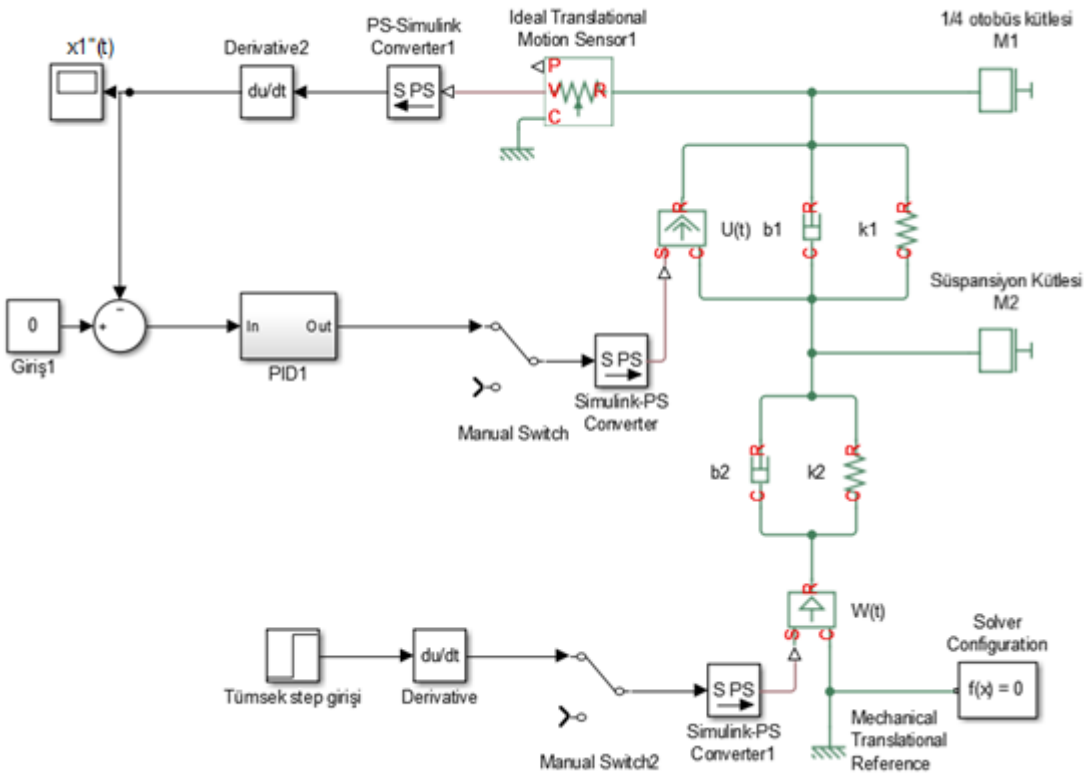


Şekil 4:
Mesafe geribeslemeli sistemde kullanılan PID alt sisteminin iç yapısı

3.2. Dikey İvme Geribeslemeli Sistem

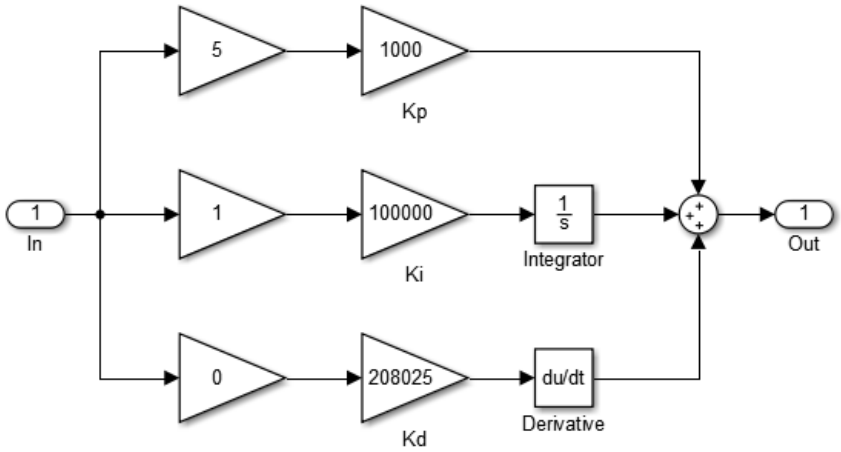
Süspansiyon mesafesini temel alan geribesleme sistemi yerine ivme geribeslemeli bir sistem kullanılması çok daha akla yatkındır. Bunun iki sebebi vardır. Öncelikle yolcuların konforuna ve yüklerin hasar görmesine sebep olan ana etken ivmelenmedir. Süspansiyon sisteminin amaçlarından bir de konfor sağlamak olduğu için ivmelenmenin kontrol edilmesi önemlidir. Diğer sebep ise ivme ölçümü yapılmasının süspansiyon mesafesi ölçümünden daha kolay olmasıdır. Araç gövdesine eklenecek küçük bir ivmeölçer yonga gerekli ölçüm verisini temin eder.

Simscape üzerinde ivme geribeslemeli sistemin modellenmesi için öncelikle hız algılama elemanı $x_1(t)$'in hızını ölçecek şekle getirilmiştir. Alınan hız verisi simulink ortamına dönüştürülmüş ve burada türevi alınarak dikey ivme verisi elde edilmiştir. Bu ivme verisi PI denetleyiciyle kontrol edilmiştir. Bu çalışma sonucundaki Simscape ekranı görüntüsü Şekil 5'deki hali almaktadır.



Şekil 5:
İvme geribeslemeli aktif süspansiyonlu otobüs sisteminin Simscape modeli

Burada mesafe geribeslemeli sistemden farklı PID parametrelerinin kullanılması kaçınılmazdır. Yapılan denemelerde dengeli bir sonuç için türev etkinin kullanılmaması gerektiği anlaşılmıştır. Bu sebeple "PID1" alt sistemi içindeki K_d parametresi sıfırlanmış ve diğer parametrelerde de değişiklik yapılmıştır. Bu alt sistemin içyapısı Şekil 6'da görülmektedir.



Şekil 6:
İvme geribeslemeli sistemde kullanılan "PID1" alt sisteminin iç yapısı

4. TARTIŞMA

4.1. Simscape Modeli Davranışı Karşılaştırması

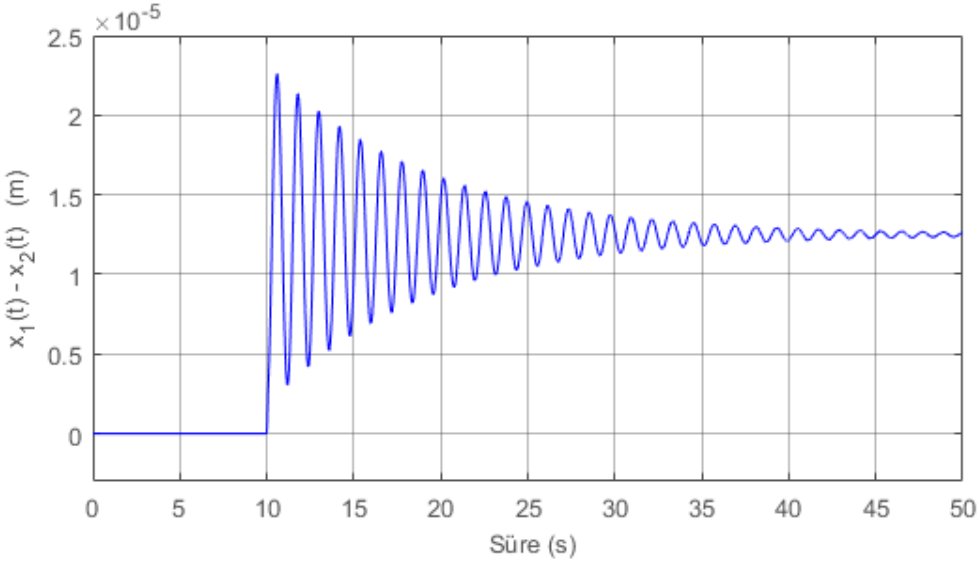
Çalışmanın tartışılmasında öncelikle Simscape ile modellenen sistemin doğru sonuçları verip vermediği test edilmelidir. Bunun için Şekil 2'de gösterilen Simscape modelinde kuvvet ve yol basamak girişleri uygulanacak ve alınan sonuçlar literatürden (http://ctms.engin.umich.edu) alınmış olan sayısal yöntemlerle elde edilen sonuçlarla karşılaştırılacaktır.

4.1.1.Kuvvet Girişi

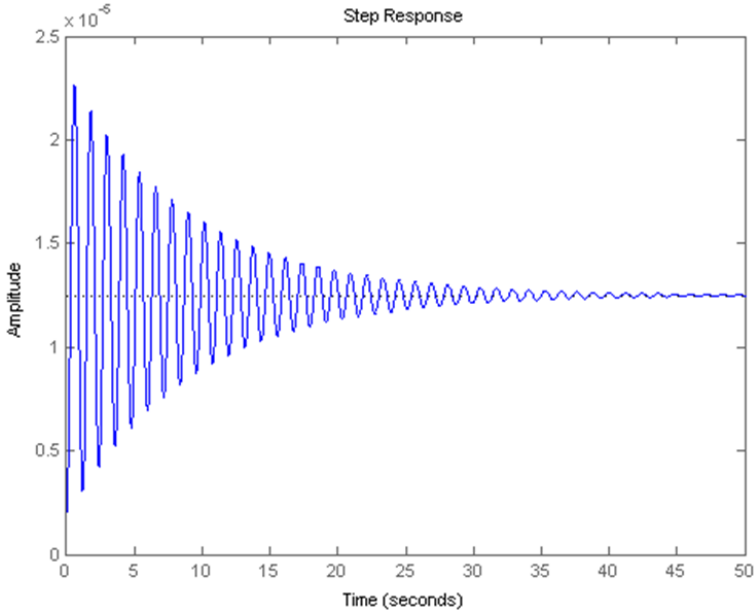
İlk olarak sistemin $u(t)$ kuvvet girişine 1 N değerinde basamak girişi uygulanacaktır. Bu sırada yoldan gelecek basamak girişi Şekil 2'deki "Manual Switch2" ile kapatılmıştır. Şekil 7.a'da Simscape sisteminden alınan süspansiyon-şasi arası yer değişimi verisi görülebilmektedir. Burada simscape sisteminin daha tutarlı çalışabilmesi için kuvvet girişi sistem başlatıldıktan 10 saniye sonra verilmiştir. Şekil 7.b'de ise literatürden (http://ctms.engin.umich.edu) alınan sayısal yöntemlerle modellenmiş sistemden alınan veri gösterilmiştir.

Şekil 7 incelendiğinde simscape modeliyle sayısal modelin aynı sonuçları üretildiği görülür.

a)



b)



Şekil 7:

a) Açık döngü Simscape modelinde $u(t)'ye 1$ N basamak girişi uygulandığında $x_1(t) - x_2(t)$ çıkışından alınan sonuç

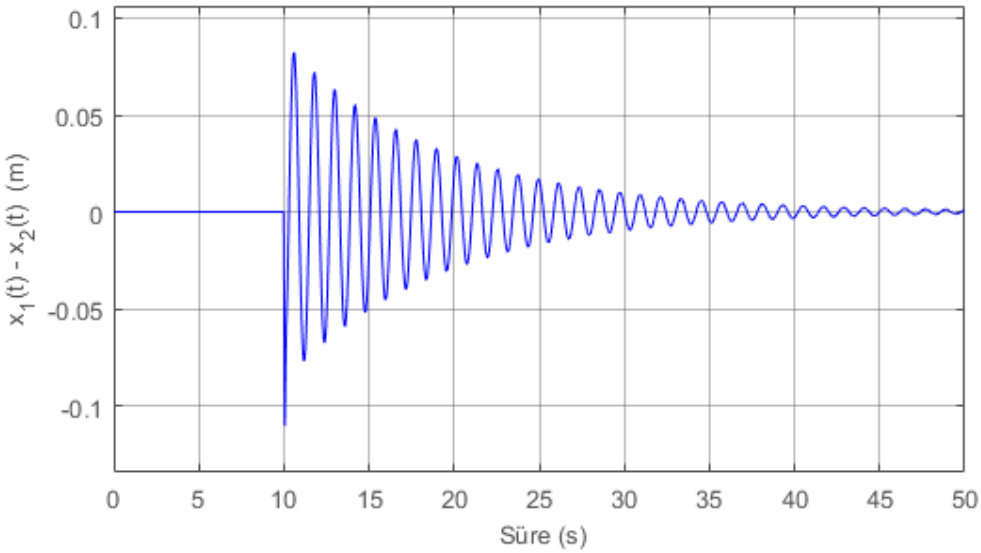
b) Michigan üniversitesi tarafından yapılan çalışmada kuvvet girişine 1 N basamak giriş uygulandığında alınan sonuç (http://ctms.engin.umich.edu)

4.1.2. Yol girişi

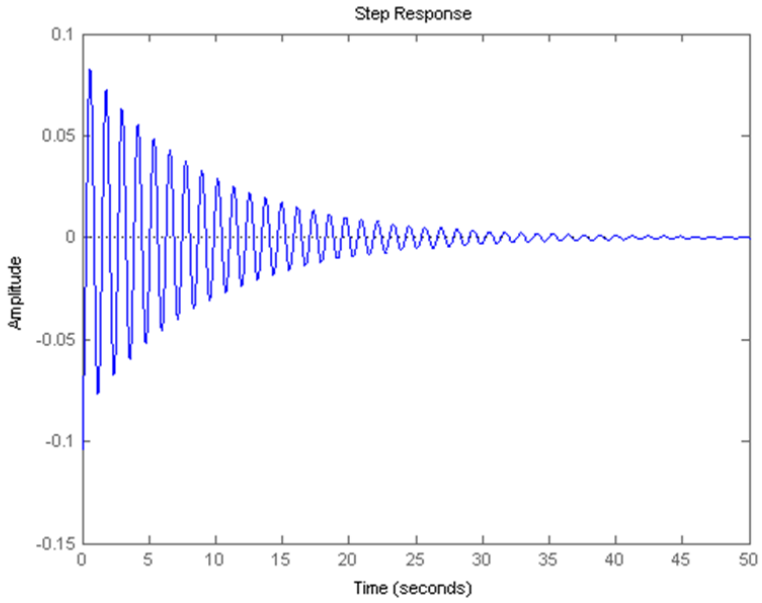
Sistemin davranışının analizi için ikinci olarak sisteme 0,1 m şiddetinde basamak yol girişi uygulanmıştır. Simscape sisteminde yol girişinin uygulanabilmesi için Şekil 2'de görülen "manual switch" elemanları ters çevrilmelidir. Böylelikle kuvvet etkisi sisteme verilmezken yol etkisi verilebilir. Bununla beraber Simscape ortamında yol girişini doğrudan tanımlama imkanı yoktur. Simscape hız girişi kabul etmektedir. Bu sebeple Şekil 2'deki "tümsek step girişi" elamanından üretilen basamak fonksiyonu türev alınarak sistemin hız fonksiyonu haline getirilir ve ancak bu şekilde Simscape ortamında kullanılabilir hale gelir.

Simscape ile üretilen veri Şekil 8.a'da, literatürden (http://ctms.engin.umich.edu) alınan veri ise şekil 8.b'de gösterilmiştir. Simscape sisteminin daha tutarlı davranabilmesi için basamak girişi sistem başlatıldıktan 10 saniye sonra verilmiştir. Bunun haricinde iki sonuç arasında bir farklılık görülmemektedir.

a)



b)



Şekil 8:

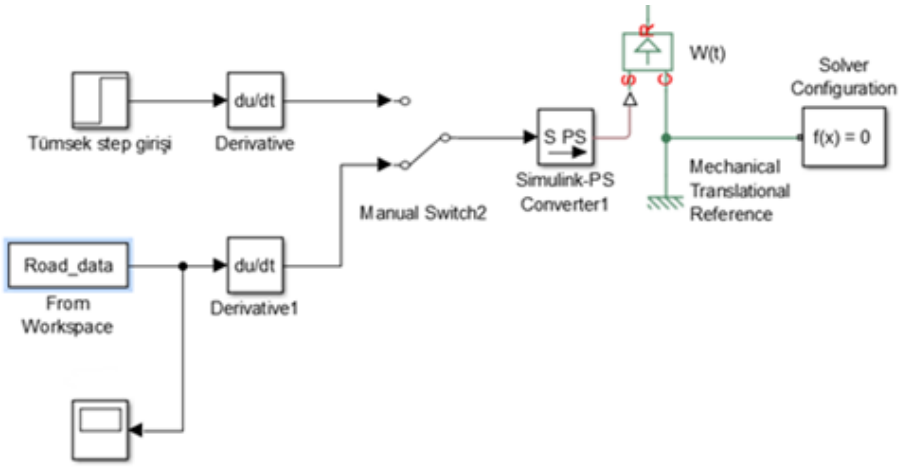
a) Geribesleme yapılmamış Simscape modelinde $x_0(t)'$*ye 0,1 m basamak giriş uygulandığında* $x_1(t) - x_2(t)$ *çıkışından alınan sonuç*

b) Michigan üniversitesi tarafından yapılan çalışmada yol girişine 0,1 m basamak giriş uygulandığında alınan sonuç (http://ctms.engin.umich.edu)

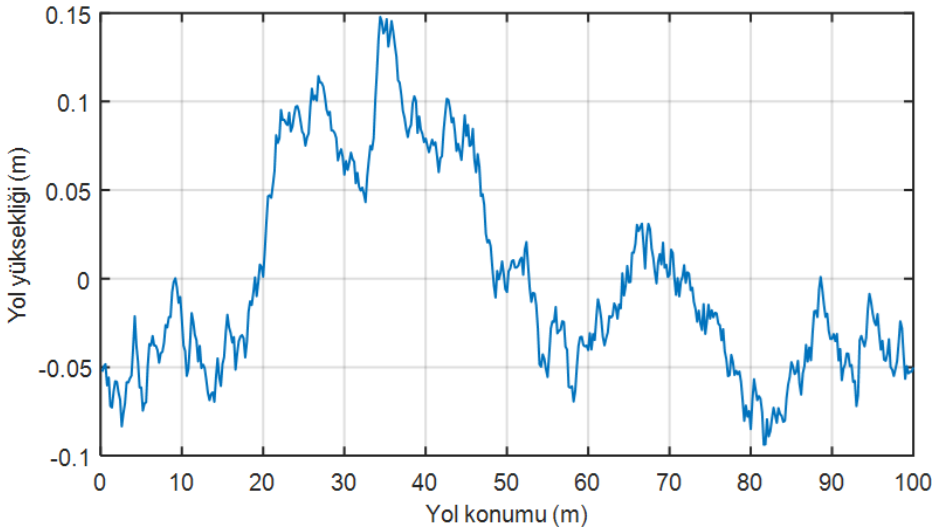
Şekil 7 ve 8 de görüldüğü üzere Simscape modeli ve sayısal modelden alınan veriler örtüşmektedir. Bu durumda Simscape ile modellenen aktif süspansiyonlu çeyrek otobüs modelinin doğru sonuçları ürettiği, güvenilir bir şekilde kullanılabileceği söylenebilir.

4.2. Gerçekçi Yol Girişi

Tasarlanan sistemlerin karşılaştırmasında daha gerçekçi olunabilmesi için tek bir basamak giriş yerine otobüs engebeli bir yolda ilerliyormuşçasına yol girişi uygulanmasının daha doğru olacağı düşünülmüştür. Uygulanacak yol girişi yol yüzey yapılarını sınıflandıran ISO 8608 standardına göre D sınıfına sahip olacaktır. A'dan H'ye kadar yapılan sınıflandırmada bu ortalama bir değerdir. Matlabda yazılan bir kod ile (http://bit.ly/2BFCS0E) elde edilen yol fonksiyonu, Simscape modelinde sistemin yol girişine uygulanacaktır. Matlab kod ortamından bu veriyi alabilmek için simulink kütüphanesinden "From Workspace" elemanı kullanılır. Bu elemanın uygulanışı Şekil 9'da, oluşturduğu giriş fonksiyonu ise Şekil 10'da görülmektedir. Burada görülen yol profili 100 metre uzunluğundadır ve otobüs 10 m/s yani 36 km/h hızla gitmektedir.



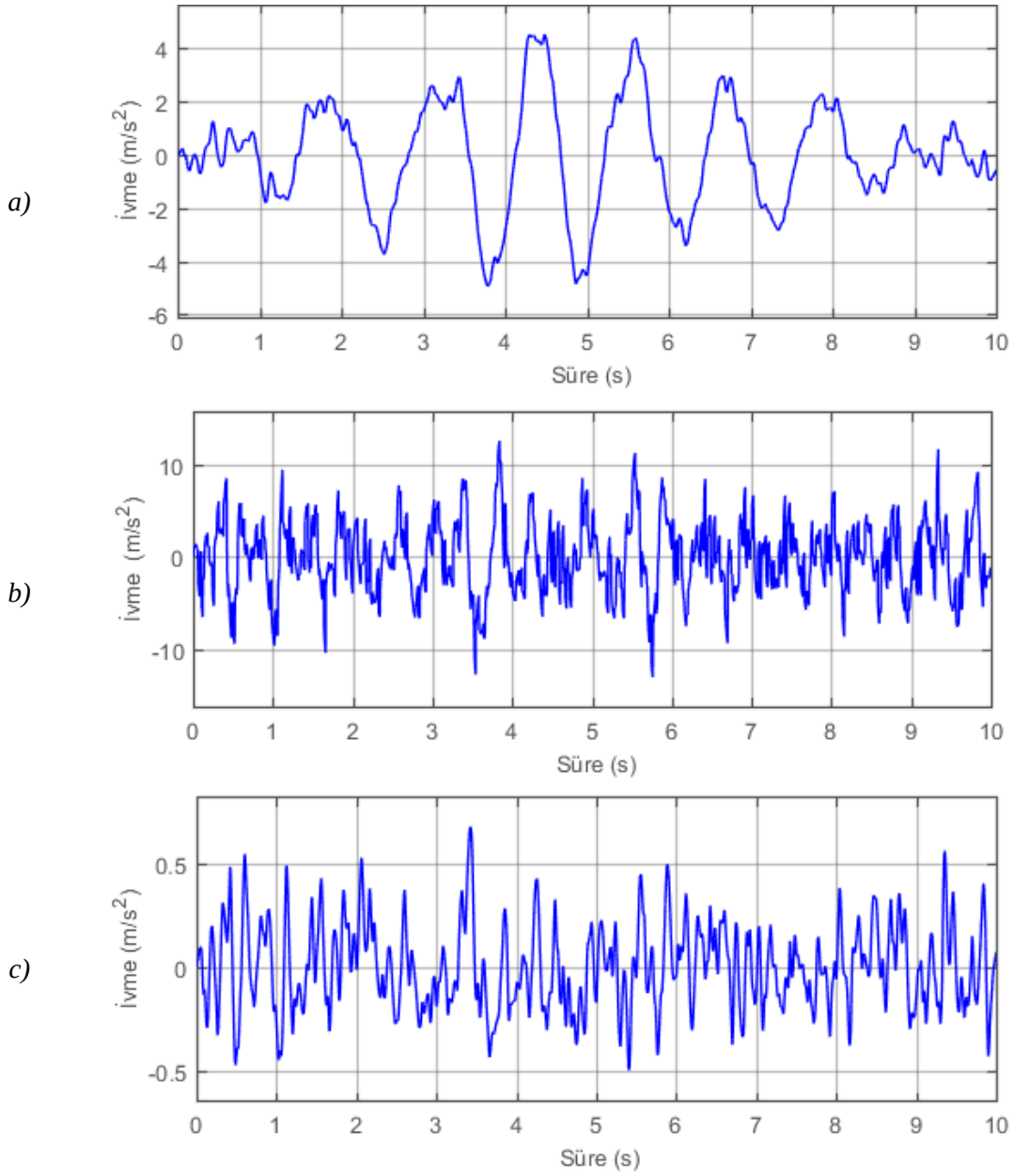
Şekil 9:
Simscape modeline gerçekçi yol girişinin uygulanması



Şekil 10:
Sisteme uygulanan ISO 8608 standardına göre D sınıfında olan gerçekçi yol girişi

4.2.1.Şasi İvmesinin Karşılaştırılması

Daha önce de belirtildiği gibi otobüsün içindeki ivmelenme yolcu konforu için çok önemli bir etkendir. Bu sebeple mesafe ve ivme geribeslemeli sistemler otobüs kütlesinin maruz kaldığı ivme açısından değerlendirilecektir. Bunun için Şekil 10'da gösterilen yol girişi sisteme uygulanmış ve Simscape'de modellenmiş olan 3 farklı sistem için değerlendirme yapılmıştır. Bunlar aktif süspansiyonun kapalı olduğu açık döngü sistemi, süspansiyon uzunluğu geribeslemeli aktif süspansiyon sistemi ve şasi dikey ivmesi geribeslemeli aktif süspansiyon sistemidir. Her üç sisteme aynı şekilde verilen yol girişi sonucu M_1 kütlesinin yani otobüs şasisinin maruz kaldığı dikey ivme ölçülmüştür. Alınan sonuçlar Şekil 11'de gösterilmektedir.



Şekil 11:

a) Akif süspansiyonun kapalı olduğu açık döngü sistemdeki ivmelenme

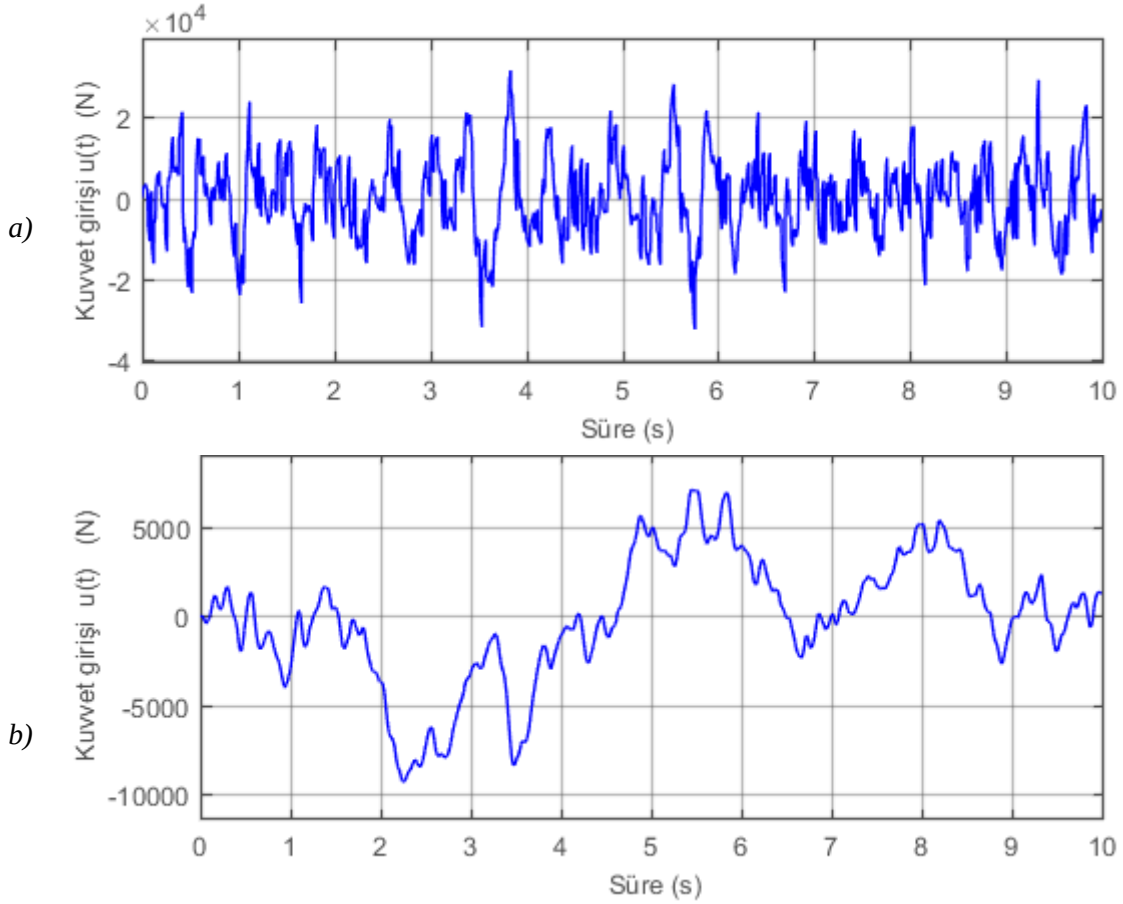
b) Süspansiyon uzunluğu ($x_1(t) - x_2(t)$) geribeslemeli sistemin maruz kaldığı ivme

c) Şasi ivmesi ($x_1''(t)$) geribeslemeli sistemin maruz kaldığı ivme

Şekil 11 incelendiğinde süspansiyon mesafesi geribeslemesiyle yapılan modelin bu haliyle yüksek ivmeli ve konforsuz bir sürüşe sebep olacağı görülür. Şekil 11.b'de 10 m/s^2'ye varan ivmelenmeler görülmektedir. Böyle bir ivmelenmenin çok şiddetli ve konforsuz olacağı söylenebilir. Şekil 11.c'de ise şasi ivmesi geribeslemeli sistemin 0,5 m/s^2 civarı ivmelenme yaptığı görülmektedir. Bu sonuç aktif süspansiyonun kapalı olduğu açık döngü sistemden alınan Şekil 11.a'daki 5 m/s^2'lik ivmelenmeyle karşılaştırıldığında çok daha iyi bir değerdir. Fakat aktif süspansiyonlu sistemde ivmelenme frekansı aktif süspansiyonun kapalı olduğu sisteme göre daha yüksektir. Bu konforu olumsuz etkileyebilecek bir faktördür.

4.2.2. Uygulanan Kuvvetlerin Karşılaştırması

Sistemin tasarımı sırasında değerlendirilmesi gereken sonuçlardan biri de sistemin üretilebilir olup olmadığıdır. Bunun için aktif süspansiyon tarafından uygulanan kuvvetin ve uygulanma hızının bilinmesi, buna göre bir eyleyici seçimi yapılıp mekanik tasarımda kullanılması gerekir. Bu sebeple hem mesafe geribeslemeli sistemin hem de ivme geribeslemeli sistemin Simscape modelinden kuvvet değerleri okunmuştur. Alınan sonuçlar Şekil 12'de gösterilmektedir.



Şekil 12:
a) Mesafe geribeslemeli sistemin aktif süspansiyon ile uyguladığı kuvvet u(t)
b) İvme geribeslemeli sistemin aktif süspansiyon ile uyguladığı kuvvet u(t)

Şekil 12.a incelendiğinde mesafe geribeslemeli sistemde 32000 N'a varan kuvvetler uygulanması gerektiği görülmektedir. Otobüs gibi bir aracın süspansiyonunda bu kadar yüksek bir kuvvetin uygulanması pratik değildir. Öte yandan Şekil 12.b'de görüldüğü üzere ivme

geribeslemeli sistemde uygulanan en yüksek kuvvet 8000 N civarıdır. Bu çok daha uygulanabilir bir kuvvettir.

5. DEĞERLENDİRME

Çeyrek otobüs modeli için aktif süspansiyon sisteminin tasarımında, Simscape kullanılmasının doğru sonuç verdiği ve pek çok avantajı olduğu bu çalışmadan çıkarılabilecek bir sonuçtur. Simscape ortamıyla sistemin şematik çizimi arasında benzerlik bulunması modelleme çalışmasını ve yorumlanmasını gayet kolaylaştırmıştır. Simscape ile geribeslemesiz, mesafe geribeslemeli, ivme geribeslemeli sistemler aynı yapı içerisinde modellenebilmiştir. Bu modeller arasında kolaylıkla geçiş yapılabilmiş ve bu modellerin ürettiği sonuç kolaylıkla takip edilebilmiştir.

Süspansiyon mesafesi geribeslemeli olarak yapılan çalışma, mesafenin tasarımdan kaynaklı bazı limitlere maruz kaldığı yerlerde kullanılabilir. Fakat bu sistemler şaside çok yüksek dikey ivmelenmeye sebep olduğu, yüksek kuvvet ihtiyacı sebebiyle büyük boyutlu ve çok güç harcayan eyleyiciye ihtiyaç duyduğu için uygulanabilir değildir. Bu çalışmada böyle bir sistemde ivme geribeslemesi yapılmasının şasi dikey ivmelenmesini azalttığı ve sistemin fazla güç ihtiyacı olmayan eyleyiciyle imal edilebileceği sonucu alınmıştır. Daha üretilebilir bir sistem tasarlamak amacıyla ivme geribeslemesi yapılırken süspansiyon mesafesi ve uygulanan kuvvetin kısıtlanabileceği bir sistemin Simscape ile tasarlanması bu çalışmaya ek olarak yapılabilecek bir çalışmadır.

KAYNAKLAR

1. Alleyne, A., Hedrick, J. K., (1995). Nonlinear Adaptive Control Of Active Suspensions, IEEE Transactions on Control Systems Technology, 3(1). doi:10.1109/87.370714

2. Baez, F. (2014). Multi-objective optimization and performance evaluation of active, semi-active and passive suspensions for forestry machines, Master of science thesis, Department of Machine Design, Stockholm, Sweden.

3. Cui, M., Geng, L., Wu, Z. (2017). Random Modeling and Control of Nonlinear Active Suspension, Mathematical Problems In Engineering, 2017(1). doi:10.1155/2017/4045796

4. Fu, Z., Li, B., Ning, X., Xie, W., (2017) Online Adaptive Optimal Control of Vehicle Active Suspension Systems Using Single-Network Approximate Dynamic Programming, Mathematical Problems in Engineering, 2017(1). doi:10.1155/2017/4575926

5. Fuller, C.R., Elloit, S.J., Nelson P.A. (1996) Active Control of Vibrations, Academic Press London. doi:10.1016/b978-012269440-0/50007-8

6. Göhrle, C., Schindler A., Wagner A., Sawodny O., (2014). Design and vehicle implementation of preview active suspension controllers, IEEE Trans. Control Syst. Technol., Vol. 22, No. 3, pp. 1135–1142. doi:10.1109/tcst.2013.2272342

7. http://ctms.engin.umich.edu/CTMS/index.php?example=Suspension&section=SystemModeling, Erişim Tarihi: 10.06.2017, Konu: *Sistem modeli ve parametreleri*.

8. https://www.mathworks.com/matlabcentral/answers/262428-how-can-i-get-this-pattern, Erişim Tarihi: 18.06.2017, Konu: *Matlabda ISO 8608'e göre yol profili oluşturulması.*

9. ISO 8608:2016. Mechanical vibration - Road surface profiles - Reporting of measured data, International Organization for Standardization, Vernier, Geneva, Switzerland. doi:10.3403/00737928

10. Jahromi, A. F. and A. Zabihollah, (2010). Linear quadratic regulator and fuzzy controller application in full-car model of suspension system with magnetor-heological shock

absorber, in Proceedings of IEEE/ASME International Conference on Mechatronics and Embedded Systems and Applications, pp. 522–528. doi:10.1109/mesa.2010.5552010

11. Karaman V., Kayisli K. (2017). Sliding mode of vehicle suspension system under different road conditions, Internatıonal Journal Of Engıneerıng Scıence And Applıcatıon, Vol. 1, No. 2, 72-77.

12. Lian, R.J., (2013). Enhanced Adaptive Self-Organizing Fuzzy Sliding-Mode Controller For Active Suspension Systems, IEEE Transactions on Industrial Electronics, 60(3). doi:10.1109/tie.2012.2190372

13. Nagarkar, M.P., Patil, G.J.V. (2016). Multi-Objective Optimization of LQR Control Quarter Car Suspension System using Genetic Algorithm, FME Transactions, (2016)44. doi:10.5937/fmet1602187N

14. Rajagopal, K. and Ponnusamy, L. (2014). Multi Objective Optimization of Vehicle Active Suspension System Using Debbo Based PID Controller, International Journal of Engineering and Technology, 6(1), 252-262.

15. Savaresi, S.M., Poussot-Vassal, C., Spelta, C., Sename, O., Dugard, L., (2010) Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles, Elsevier, ISBN: 978-0-08-096678-6. doi:10.1016/c2009-0-63839-3.

16. Sofiane B., Mohammed C. and Hamid R.K. (2016). A Robust Predıctıve Control Desıgn for Nonlınear Actıve Suspension Systems, Asian J. Control, Vol. 18, No. 1, pp. 122–132. doi:10.1002/asjc.1180

17. Van Der Sande, T.P.J., Gysen, B.L.J., Besselink, I.J.M., Paulides, J.J.H., Lomonova, E.A., nijmeijer, H. (2013). Robust Control Of An Electromagnetic Active Suspension System: Simulations And Measurements, Mechatronics, 23(2). doi:10.1016/j.mechatronics.2012.07.002

18. Wang, W.Y., Chen, M.C., Su, S.F. (2012). Hierarchical T-S Fuzzy-Neural Control Of Anti-Lock Braking System And Active Suspension in a Vehicle, Automatica. A Journal of IFAC, the International Federation of Automatic Control, 48(8). doi:10.1016/j.automatica.2012.05.033

19. Wong, P.-K., Shaojia H., Tao X., Cheong W. H., Zhengchao X. (2012). Design of a new suspension system controlled by fuzzy-PID with wheelbase preview, Adv. Mech. Eng. II, Adv. Mech. Mater., Vol. 192, pp. 106–110. doi:10.4028/www.scientific.net/amm.192.106