



## Aktif süspansiyon sistemleri için bir elektro-hidrolik eyleyicinin kazanç programlamalı PI kontrolü

**Cem ONAT**

*Inönü Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Malatya*

**Mahmut DAŞKIN\***

*Inönü Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Malatya*

[mahmut.daskin@inonu.edu.tr](mailto:mahmut.daskin@inonu.edu.tr), Tel: (422) 377 00 00 (4708)

Geliş:07.04.2017, Kabul Tarihi: 31.07.2017

### Öz

*Aktif süspansiyon sistemlerinin kontrolcü mimarileri genellikle, iç döngü ve dış döngü kontrolcülere olmak üzere, iki döngüden oluşurlar. Yol kaynaklı bozucunun etkilerini bastırmak için, dış döngü kontrolcüsü optimum hedef kuvvetinin hesaplanmasını sağlar. Arzu edilen bu kuvvete en yakın gerçek kuvvetin elektro-hidrolik eyleyiciden elde edilmesi için de iç döngü kontrolcüsü kullanılır. Elektro-hidrolik eyleyici dinamiğinin yüksek derecede doğrusalsızlıklar içermesi iç döngü kontrolcü tasarımını tehditkâr kılmaktadır.*

*Bu çalışmada, bir hidrolik kuvvet eyleyicisinin doğrusal olmayan modeline karşılık gelen bir kazanç programlamalı doğrusal model üzerinden iç döngü için ağırlıklı geometrik merkez yöntemi ile kazanç programlamalı PI kontrolcü tasarlanmıştır. Önerilen kontrolcü yapısı orijinal olarak bir ileri besleme devresini de içermektedir. Kazanç programlamalı model birbirini izleyen iki adımda kurulmaktadır. Birinci adımda, doğrusal olmayan modeldeki doğrusalsızlık kaynağı olan terimler ölçülebilir veya gözlenebilir değişkenler ile ifade edilerek bir doğrusal olmayan programlama parametresine gömülmektedir. Böylece, programlama parametresi gerçek sistemden sürekli zamanlı olarak çekilebilmektedir. İkinci adımda, doğrusal olmayan sistem denklemi programlama parametresi kullanılarak yeniden düzenlenerek parametre bağımlı doğrusal model elde edilmektedir. Matlab-Simulink bilgisayar programı kullanılarak yapılan simülasyonlar önerilen kazanç programlamalı kontrolcü yapısının doğrusal olmayan eyleyici dinamiklerinin üstesinden gelebildiğini ve arzu edilen kuvveti büyük bir yaklaşıklıkla takip edebildiğini göstermektedir.*

**Anahtar Kelimeler:** Elektro-hidrolik; doğrusal olmayan model; parametre değişimli model; PI kontrol; Aktif Süspansiyon;

\* Yazışmaların yapılacağı yazar

**DOI:**

## Giriş

Otomotiv endüstrisinde sıklıkla çalışılan konulardan biri aktif süspansiyon kontrolcüsü tasarımıdır. Bu konuda şimdiye kadar yüzlerce makale yayımlanmıştır (Hrovat, 1997). Yayımlanan bu çalışmaların çoğu yol bozucu girişine karşı taşıtın durum değişkenlerinin bir fonksiyonu olarak arzu edilen kontrol kuvvetini hesaplayacak dış çevrim kontrolcüsüne odaklanmıştır (Shen ve Peng, 2003). Bu çalışmalarda, yaygın biçimde hidrolik eyleyicinin ideal kuvvet üretici olduğu varsayılmıştır. Dış döngü kontrolcülerinin simülasyonları da sıklıkla hidrolik eyleyici dinamikleri ihmal edilerek veya büyük oranda basitleştirilerek yapılmıştır.

Gerçek uygulamalarda, eyleyici dinamikleri oldukça karmaşıktır ve ihmal edilemeyecek kadar taşıt süspansiyonu ile eyleyici arasında etkileşime sahiptir. Ayrıca hidrolik eyleyiciler, servo-valf dinamikleri, eyleyici ve taşıt süspansiyonu arasındaki etkileşimden kaynaklanan geri tepme basıncının istenmeyen etkileri ve atık yapısal sönümlenmeler sebebiyle doğrusal olmayan davranış sergilerler. Hidrolik eyleyicilerin kuvvet takibi kontrolü üzerine bazı çalışmalar (Shen ve Peng, 2003; Zhang ve Alleyne, 2002; Chantranuwathana, 2001; Chantranuwathana, 2000)'de bulunabilir. İyi bir kuvvet kontrolü performansı sağlamanın ilk adımı gerçeğe yakın bir sistem modeli kullanılmasıdır. Bu iş kompleks bir doğrusal olmayan sistem modeli kullanılarak yapılırsa tasarım süreci doğrusal olmayan ya da oldukça kompleks yapıda kontrolcü tasarımı ile sonuçlanacaktır. Nitekim, son zamanlarda yapılan, doğrusal olmayan hidrolik eyleyici dinamiklerinin hesaba katıldığı (Çetin ve Akkaya, 2010; Sang ve Cho, 2003; Lee ve Kopp, 2001; Yao vd., 2001) çalışmalarına bakıldığında, ortak özelliklerinin oldukça karmaşık yapıda yüksek dereceden kontrolcü tasarımı olduğu görülmektedir. Doğrusal teori içerisinde kalınarak yüksek performanslı bir kontrolcü tasarlanmasının altın adımını doğrusal olmayan modele özdeş doğrusal modellerin kullanılması oluşturur. Parametre değişimli sistemlerin modellenmesinde kullanılan LPV

(Linear Parameter Varying) tekniği doğrusal olmayan sistemlere eşdeğer parçalı doğrusal yapıda modellemeler yapılabilmesi için güzel bir araç sunmaktadır (Onat vd., 2009; Onat vd., 2007; Onat, 2013; Onat vd., 2011; Ian ve Balas, 2000; Fialho ve Balas, 2002). Bu noktada, Onat ve Daşkın doğrusal olmayan hidrolik eyleyici modeline tamamen özdeş bir kazanç programlamalı doğrusal model önermişlerdir (Onat ve Daskin, 2017). Önerilen modelin, doğrusal olmayan hidrolik eyleyici modelini temsil etmedeki hüneri yapılan simülasyon çalışması ile ortaya konmuştur. Bu çalışmanın bir başka dikkate değer sonucu da söz konusu model kullanıldığında sisteme 0.02 s'lik hesaplama yüküne bağlı zaman gecikmesinin fazladan getirilmesidir.

Bu çalışmada; bir hidrolik aktif süspansiyon eyleyicisinin doğrusal olmayan modeline özdeş kazanç programlamalı modeli üzerinden aktif süspansiyon sisteminin iç döngüsü için ağırlıklı geometrik merkez yöntemi ile kazanç programlamalı PI kontrolcü tasarlanmıştır. Önerilen kazanç programlamalı kontrolcü yapısı, orijinal olarak, hidrolik eyleyicinin uçları arasındaki hız değişiminin bozucu etkisini hesaptan düşüren bir ileri besleme devresini de içermektedir. Dolayısıyla hidrolik eyleyicinin uçları arasındaki rölatif hızın ölçülebildiği veya gözlenebildiği varsayılmaktadır. Zira aktif süspansiyon terminolojisinde süspansiyon sapmasının hızı olarak adlandırılan söz konusu değişken sistemin gözlenebilir durum değişkeni niteliğindedir ve kolaylıkla elde edilebilmektedir. Simülasyon sonuçları önerilen kazanç programlamalı PI kontrolcü yapısının doğrusal olmayan eyleyici dinamiklerinin üstesinden geldiğini ve arzu edilen kuvveti büyük bir yaklaşıklıkla takip edebildiğini göstermektedir.

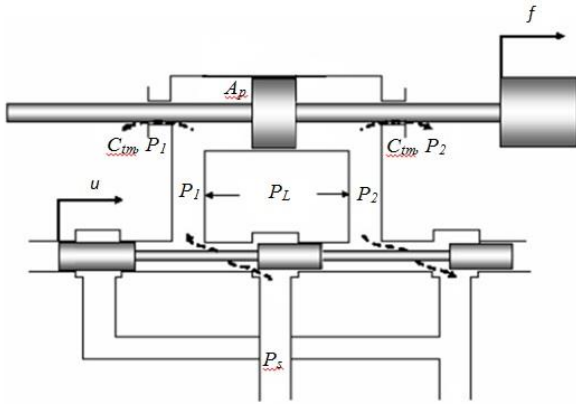
Çalışmanın geri kalan kısmı şu şekilde organize edilmiştir: İkinci bölümde elektro-hidrolik sistemin doğrusal olmayan modeli ve buna karşılık gelen kazanç programlamalı doğrusal modeli verilmektedir. Üçüncü bölümde önerilen ileri beslemeli kontrolcü yapısı tanıtarak, ağırlıklı geometrik merkez metodu ile kazanç programlamalı PI kontrolcü tasarımı

verilmektedir. Matlab-simulink ortamında, farklı referans girişleri için önerilen kontrol yapısıyla oluşturulmuş kapalı çevrim doğrusal olmayan modelin simülasyon sonuçları dördüncü bölümde verilmektedir. Son olarak, besinci bölümde, sonuçların genel bir değerlendirmesi verilmektedir.

## Sistem Modeli

### Hidrolik Eyleyici Modeli

Bir hidrolik kuvvet eyleyicisi; piston-silindir sistemi, elektro-hidrolik valf, hidrolik pompa, akışkan haznesi ve boru tesisatı olmak üzere beş ana kısımdan meydana gelir. Aktif süspansiyon sistemlerinde hidrolik eyleyici taşıt gövdesi ile tekerlek-aks aksamı arasında kuvvet üretimi için elektro-hidrolik servo tarafından yönetilir. Şekil 1'de, bir hidrolik eyleyicinin genel görünüşü sunulmaktadır. Buna göre servo valfin pozisyonu ( $u$ ) ile yüksek basınçlı akışkanın uygun şekilde yönlendirilmesini sağlamaktadır. Yönlendirilen akış pistonda bir basınç farklılığı ( $P_L$ ) oluşturur. Basınç farklılığı ile piston alanının ( $A_p$ ) çarpımı üretilen aktif kuvveti belirlemektedir.



Şekil 1. Hidrolik eyleyicinin fiziksel değişkenlerinin şematik gösterimi

Bir hidrolik eyleyicinin piston silindir temas alanlarındaki sızıntıların hesaba katıldığı doğrusal olmayan hidrolik eyleyici modeli Denklem 1'de verilmektedir. Burada  $\dot{x}$  hidrolik piston silindir sisteminin uçları arasındaki rölatif hızı ifade etmektedir. Bir başka ifade ile süspansiyon sapmasının zamanla değişimidir.

$$\dot{f} = A_p \cdot \alpha \cdot \left[ C_d \cdot \omega \cdot u \cdot \text{sgn} \left( \frac{P_s - \text{sgn}(u) \cdot f}{\rho} \right) \cdot \sqrt{\left| \frac{P_s - \text{sgn}(u) \cdot f}{\rho} \right|} - C_{tm} \frac{f}{A_p} - A_p \cdot \dot{x} \right] \quad (1)$$

Valf pozisyonu  $u$ 'nun, iç döngü kontrolcünün ürettiği kontrol voltajı sinyali ( $v$ ) ile arasındaki ilişkinin dinamiği Denklem 2'de verilen birinci mertebeden sistem ile hesaba katılmaktadır.

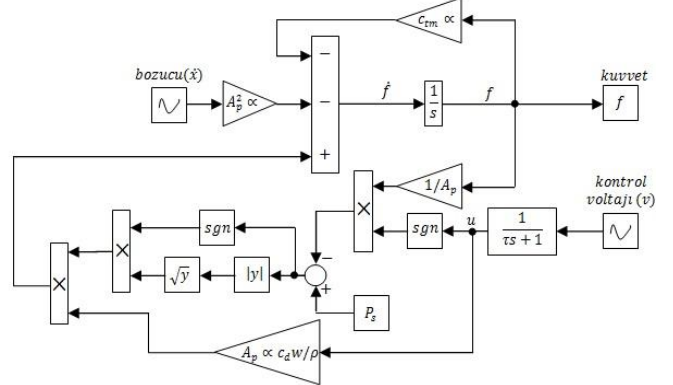
$$\tau \dot{u} + u = v \quad (2)$$

Sisteme ait parametrelerin değerleri Tablo 1'de sunulmaktadır.

Tablo 1. Sistem parametreleri

$A_p$	Piston Alanı	0.0044 m <sup>2</sup>	$P_s$	Besleme Basıncı	20648 kN/m <sup>2</sup>
$\alpha$	Hidrolik Katsayısı	2.273e9	$\rho$	Hidrolik Sıvının Özgül Ağırlığı	3.5 kg/m <sup>3</sup>
$C_d$	Tahliye Katsayısı	0.7	$C_{tm}$	Sızıntı Katsayısı	15e-12
$\omega$	Makara Genişliği	0.008 m	$\tau$	Makara Zaman Sabiti	0.001 Hz

Buna göre Denklem 1 ve 2'de verilen doğrusal olmayan hidrolik eyleyici modelinin Matlab-Simulink blok diyagramı Şekil 2'de verilmektedir.

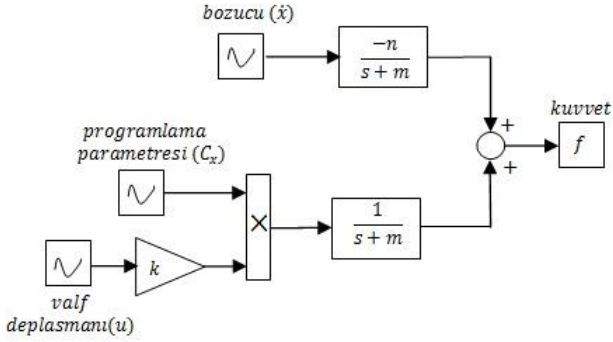


Şekil 2. Doğrusal olmayan modelin Matlab-Simulink blok diyagramı

Onat ve Daşkın tarafından önerilen, doğrusal olmayan bu modele eşdeğer kazanç programlamalı modelin Matlab-Simulink blok

diyagramı Şekil 3’de verilmektedir. Burada programlama parametresi Denklem 3’deki gibi tanımlanmaktadır. Dikkat edilirse  $C_x$  aktüel kuvvet ve servo valf pozisyonuna bağlıdır ve gerçek sistemden elde edilebilir.

$$C_x = \text{sgn}\left(\frac{P_s}{\rho} - \frac{\text{sgn}(u)f}{A_p \cdot \rho}\right) \cdot \sqrt{\left| \frac{P_s}{\rho} - \frac{\text{sgn}(u)f}{A_p} \right|} \quad (3)$$



Şekil 3. Kazanç programlamalı modelin Matlab-Simulink blok diyagramı

Bu modelde yer alan  $k$ ,  $m$  ve  $n$  sabitleri sırasıyla Denklem 4-6’da tanımlanmaktadır.

$$k = A_p \cdot \alpha \cdot C_d \cdot \omega / \sqrt{\rho} \quad (4)$$

$$m = \alpha \cdot C_{tm} \quad (5)$$

$$n = A_p^2 \cdot \alpha \quad (6)$$

### Kazanç Programlamalı PI Kontrolcü

Kazanç programlamalı eyleyici modeli kullanılarak referans ağırlıklı PI kontrolcü tasarlanmıştır. Denklem 3’de görüldüğü gibi kazanç programlama parametresi  $C_x$  aktüel kuvvet ve servo valf pozisyonunun bir fonksiyonudur. Buna göre  $C_x$  sürekli biçimde sistemden elde edilebilir.

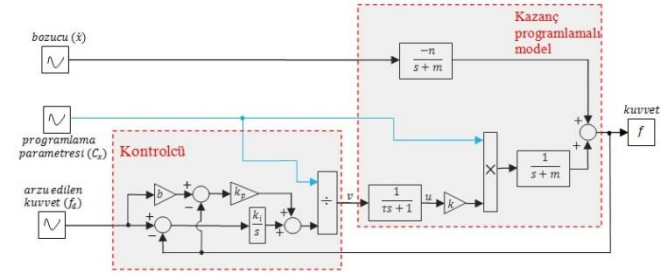
Önerilen kontrolcünün tasarımı üç evrede gerçekleştirilmiştir. Birinci evrede;  $C_x$  programlama parametresine bağlı biçimde ifade edilen doğrusal modelde söz konusu parametreyi hesaptan düşürmek için paralel formdaki PI kontrolcünün ürettiği kontrol voltajı sinyali  $C_x$  parametresine bölünmektedir.  $C_x$

parametresine bağımlı formda PI kontrolcünün ürettiği  $v$  sinyalinin ifadesi denklem 7’de verilmektedir.

$$v(t) = \frac{k_p}{c_x} \cdot (b \cdot f_d - f) + \frac{k_i}{c_x} \cdot \int_0^t (f_d(\tau) - f(\tau)) \cdot d\tau \quad (7)$$

Burada  $b$  referans ağırlığını simgelemektedir. PI kontrolcü tasarımında  $b=1$  değerinde alınmaktadır. Tasarlanan kontrolcüyle birlikte kapalı çevrim sistemin cevabındaki maksimum aşma yüzdesi değerini azaltmak için  $0 < b < 1$  aralığında bir değer alınarak kullanılır. Detaylı bilgi Onat tarafından yapılan çalışmada verilmiştir (Onat, 2014).

Tasarımın birinci evresinde kontrolcünün blok diyagramı Şekil 4’de verilmektedir. Bu şekilde PI kontrolcünün payda polinomuna yerleştirilen  $C_x$  parametresi kazanç programlamalı doğrusal modelde pay kısmında yer aldığından sadeleşmekte ve hesaptan düşmektedir.

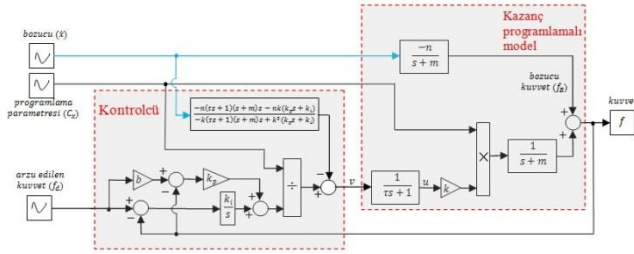


Şekil 4. Tasarımın birinci evresinde kapalı çevrim sistem

Hidrolik eyleyici dinamiği ile taşıt dinamiğinin etkileşimli olmasının bir sebebi; dış çevrim kontrolcüsünün ürettiği arzu edilen referans kuvveti ( $f_d$ ) ile taşıtın durum değişkenlerinden biri olan süspansiyon sarması hızının birbiriyle ilişkili olmasıdır. Bir başka ifade ile hidrolik eyleyicinin bozucu girişinin süspansiyon sisteminin durum değişkenlerinden biri olmasıdır. Bu ilişki iç çevrim kontrolcüsü tasarımında bir fırsat sunmaktadır. Bozucu giriş ölçüm ya da tahmin suretiyle öngörülebilir. Öngörülebilir bir bozucu sinyal, pekâlâ, uygun bir ileri besleme devresi kullanılarak hesap dışı bırakılabilir. Kontrolcü tasarımının ikinci

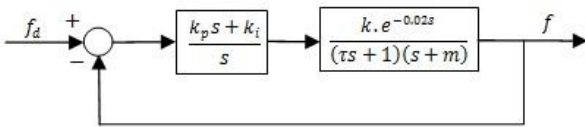
evresinde bozucu girişi elimine edecek bir ileri besleme devresi tasarlanarak kontrolcü mimarisine adapte edilmiştir. Bunun için; gerekli doğrusal cebir işlemler yapılarak bozucu girişin etkisini kontrol voltajına müdahale ile elimine edecek ileri besleme transfer fonksiyonu elde edilir. Hesaplanan transfer fonksiyonu Denklem 8’de verilmektedir. Söz konusu transfer fonksiyonu bir ileri besleme döngüsü kullanılarak kontrolcüyle bütünleştirilir. Tasarımın ikinci evresindeki kapalı çevrim sistem Şekil 5’de sunulmaktadır.

$$\frac{-n(\tau s+1)(s+m)s-nk(k_p s+k_i)}{-k(\tau s+1)(s+m)s+k^2(k_p s+k_i)} \quad (8)$$



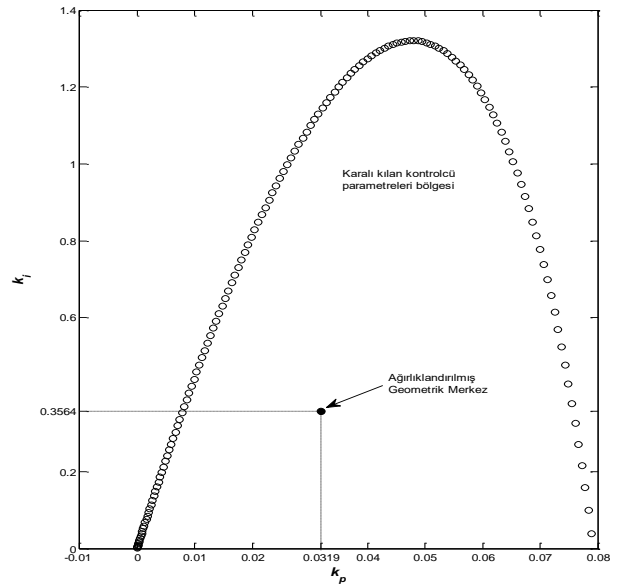
Şekil 5. Tasarımın ikinci evresinde kapalı çevrim sistem

Tasarımın ilk iki evresinde yapılan manipülasyon işlemler ile kazanç programlamalı modelde yer alan  $C_x$  ve bozucu giriş eleme edilmiştir. Ayrıca, referans ağırlığının PI kontrol parametrelerinin ayarlanması sırasında  $b=1$  olduğunu anımsayalım. Buna ek olarak, Onat ile Daşkın’ın önerdikleri (Onat ve Daskin, 2017) kazanç programlamalı modelin hesapsal yüke bağlı bir zaman gecikmesini beraberinde getirmesiyle birlikte  $k_p$  ve  $k_i$  parametrelerinin ayarlanması problemi Şekil 6’da verilen sistem için PI kontrolcü tasarımı problemi dönüştürülür.



Şekil 6. Basitleştirilmiş kapalı çevrim sistem

Ağırlıklı geometrik merkez metodu PI kontrolcü katsayılarının ayarlanması konusunda etkili bir yöntemdir (Onat, 2013; Onat, 2014; Onat vd., 2012). Buna göre önce kararlı kılan kontrolcü katsayıları bölgesi hesaplanır. Ardından, kararlılık bölgesini çevreleyen eğriyi oluşturan frekansa bağlı noktalar ve onların  $k_p$  eksenindeki iz-düşüm noktaları kullanılarak ağırlıklı geometrik merkez kontrolcüsü hesaplanır. Detaylı bilgi Onat tarafından yapılan çalışmada verilmiştir (Onat, 2013). Şekil 7’de söz konusu sistemi kararlı kılan PI kontrolcü parametreleri bölgesi ve onun ağırlıklı geometrik merkezi gösterilmektedir. Buna göre hesaplanan ağırlıklı geometrik merkez kontrolcüsünün  $k_p$  katsayısı 0.0319,  $k_i$  katsayısı ise 0.3564’dür.

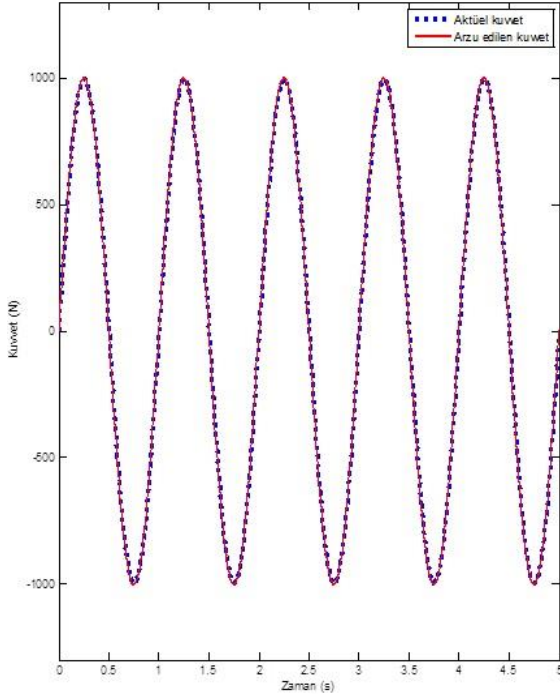


Şekil 7. Kararlı kılan kontrol parametreleri bölgesi ve AGM kontrolcüsü

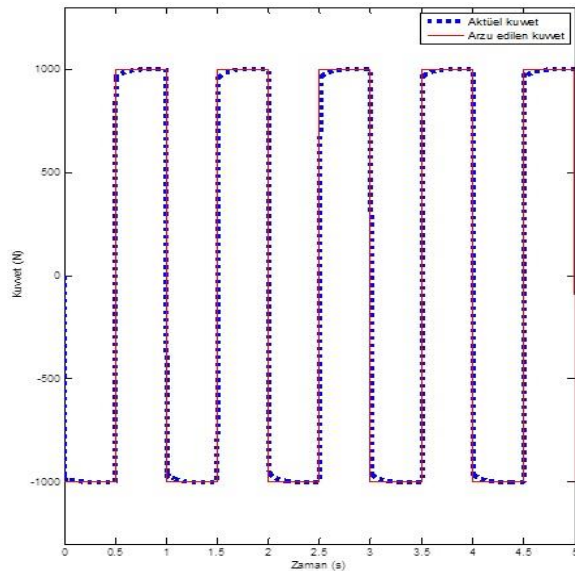
## Simülasyonlar

Tasarlanan kazanç programlamalı PI kontrolcü Matlab-Simulink ortamında doğrusal olmayan hidrolik eyleyici modeline uygulanmıştır. Simülasyonlarda kullanılan referans ağırlık katsayısı  $b=0.95$ ’dir. Kapalı çevrim hidrolik eyleyici sisteminin kuvvet takip hatası, arzu edilen kuvvetin sinüzoidal, karesel ve üçgensel dalga olması durumları için simüle edilmiştir. Şekil 8-11’de, sırasıyla sinüzoidal, karesel, üçgensel ve değişken-frekanslı sinüzoidal

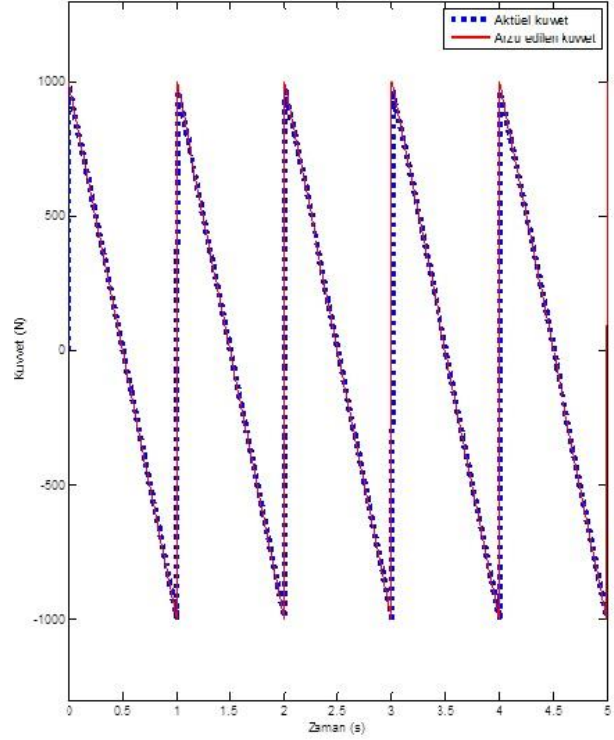
formdaki arzu edilen kuvvet girişlerine karşılık, kapalı çevrim hidrolik eyleyicinin cevapları verilmektedir. Bu şekiller, önerilen kazanç programlamalı kapalı çevrim hidrolik eyleyici sisteminin arzu edilen kuvveti gayet güzel bir şekilde izlediğini göstermektedir.



Şekil 8. Hedef kuvvetin sinüzoidal formu için kuvvet takip performansı

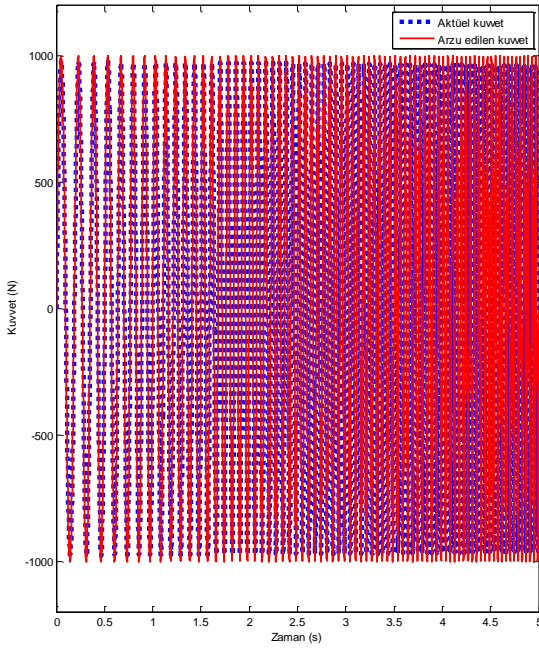


Şekil 9. Hedef kuvvetin karesel formu için kuvvet takip performansı



Şekil 10. Hedef kuvvetin üçgensel formu için kuvvet takip performansı

Son olarak, tasarlanan kapalı çevrim sistemin yüksek frekans performansını değerlendirebilmek için, arzu edilen kuvvetin değişken-frekanslı sinüzoidal formda olması durumunda simülasyon tekrarlanmıştır. Bunun için arzu edilen kuvvetin simülasyon süresi boyunca 5 rad/s ile 25 rad/s frekans aralığında doğrusal biçimde arttığı düşünülmüştür. Söz konusu arzu edilen kuvvet girişine karşılık kapalı çevrim sistemin ürettiği aktüel çıkış kuvveti Şekil 11’de verilmektedir. Burada, kapalı çevrim kontrol sistemi genlik değerini yüksek frekanslarda tutturmada zorlanmasına rağmen yine de hata oranı oldukça düşük mertebededir. 25 rad/s frekans değeri için aktüel kuvvetin arzu edilen kuvvetten sapma oranının yüzdesel değeri Şekil 11’den %3 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 11. Hedef kuvvetin değişken frekanslı sinüzoidal formu için kuvvet takip performansı.

## Sonuçlar

Bu çalışmada, bir hidrolik eyleyicinin doğrusal olmayan modeline özdeş kazanç programlamalı doğrusal modeli kullanılarak kazanç programlamalı PI kontrolcü tasarlandı. Önerilen kontrolcü yapısının üç adet girişi vardır. Bu girişler; gerçek sistemden elde edilebilir programlama parametresi, süspansiyon sapmasının zamanla değişimi ve arzu edilen referans kuvvet ile aktüel kuvvetin toplamıdır (hata). Kontrolcü programlama parametresi doğrusal olmayan sistem dinamiklerini bastırmaktadır. Kontrol yapısında kullanılan bozucu ters dinamiği ise bozucu dinamiğini elemine etmektedir. Farklı referans kuvvet girişleri için yapılan simülasyonlar, önerilen PI kontrol yapısının güzel kuvvet takip performansı sağlayacağını göstermektedir.

## Teşekkür

Bu çalışma, İnönü Üniversitesi, Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP) Koordinasyon Birimi (Proje numarası: 2011-133) tarafından

desteklenmiştir. Çalışmamıza verdikleri destek için söz konusu kuruma teşekkür ederiz.

## Kaynaklar

- Chantranuwathana S., Peng H.,(2000). Practical Adaptive Robust controller for Active Suspensions, Proceedings of the 2000 ASME International Congress and Exposition, Orlando, Florida.
- Chantranuwathana S.,(2001). Adaptive Robust Force Control for Vehicle Active Suspensions, University of Michigan: Ph.D. Dissertation.
- Çetin Ş., Akkaya A. V.,(2010) Simulation and hybrid fuzzy-PID control for positioning of a hydraulic system, *Nonlinear Dyn*, 61, 465–476.
- Fialho I. J., Balas G. J., (2002). Road adaptive active suspension design using linear parameter-varying gain-scheduling, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 10(1), 43-54.
- Hrovat D., (1997). Survey of Advanced Suspension Developments and Related Optimal Control Applications. *Automatica*, 33(10), 1781-1817.
- Ian J. Fialho, Gary Jhon Balas, (2000). Design of nonlinear controllers for active vehicle suspensions using parameter-varying control synthesis, *Vehicle System Dynamics*, 33(5), 351-370.
- Lee Y.H., Kopp R.,(2001). Application of fuzzy control for a hydraulic forging machine, *Fuzzy Sets and Systems*, 118, 99-108.
- Onat C., Küçükdemiral İ.B., Sivrioğlu S., Yüksek İ., (2007). LPV Model Based Gain-scheduling Controller for a Full Vehicle Active Suspension System, *Journal of Vibration and Control*, 13(11),1629-1666.
- Onat C., Küçükdemiral İ.B., Sivrioğlu S., Cansever G.,(2009). LPV gain-scheduling controller design for a non-linear quarter-vehicle active suspension system, *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, 31(1), 71-79.
- Onat C., Sahin M., Yaman Y., Prasad E., Nemana S., (2011) Design of an LPV Based Fractional Controller for the Vibration Suppression of a Smart Beam, CanSmart2011, International Workshop on Smart Materials & Structures and NDT in Aerospace, Montreal, CANADA
- Onat C., Hamamci S. E., Obuz S., (2012). A Practical PI Tuning Approach For Time Delay Systems, Proceedings of the 10-th IFAC Workshop on Time Delay Systems The International Federation of Automatic Control Northeastern University, Boston, USA.

- Onat C., (2013). A New Concept on PI Design for Time Delay Systems: Weighted Geometrical Center, *International journal of innovative computing, information & control: IJICIC*, 9(4),1539-1556.
- Onat C., (2014).WGC Based Robust and Gain Scheduling PI Controller Design for Condensing Boilers, *Advances in Mechanical Engineering*, 1-13 .
- Onat C., Daskin M., (2017).Gain Scheduling Linear Model Of An Electro-Hydraulic Actuator, *International Conference on Computational Mathematics and Engineering Sciences, Istanbul, TURKEY*.
- Pai N.S., Chang S.C., Huang C.T., (2010).Tuning PI/PID controllers for integrating processes with deadtime and inverse response by simple calculations, *Journal of Process Control*, 20, 726–733.
- Sang Y.L., Cho H.S,(2003). Fuzzy controller for an electro-hydraulic fin actuator using phase plane method, *Control Engineering Practice*, 11, 697–708.
- Shen X., Peng H.,( 2003) Analysis of Active Suspension Systems with Hydraulic Actuators, *Proceedings of the 2003 IAVSD Conference, Atsugi, Japan*.
- Yao J., Jiao Z., Yao B., Shang Y., Dong W.,( 2012), Nonlinear Adaptive Robust Force Control of Hydraulic Load Simulator, *Chinese Journal of Aeronautics*, 25, 766-775.
- Zhang Y., Alleyne A.,(2002). A Practical and Effective Approach to Active Suspension Control, *Proceedings of the 6th International Symposium on Advanced Vehicle Control, Hiroshima, Japan*.



## Gain Scheduling PI Control of an Electro-Hydraulic Actuator for Active Suspension Systems

### Extended abstract

*The controller structure of the active suspension system is generally decomposed into two loops namely outer loop and inner loop controllers. Outer loop controller is used to calculate the optimum target force to reject the effects of road disturbances, while, the inner loop controller is used to keep the actual force close to this desired force.*

*Active suspension controller design is one the most common topic in automotive industry. There are hundreds of papers which published about this subject. Most of these papers focus on the outer loop controller which calculates the control force that is desired as a function of the state variable of vehicle against road disturbance input. In these studies, hydraulic actuator was widely assumed as ideal force generator. The simulations of outer loop were made by ignoring the dynamics of hydraulic actuator or by simplifying to a large extend.*

*The inner loop controller design is challenge because models of the electro-hydraulic systems include high order nonlinearity. In this study, a gain scheduling linear model corresponded with nonlinear model of a hydraulic force actuator system is based. Next, gain scheduling PI controller for the inner loop is designed by using of weighted geometrical center method. The proposed controller structure comprises a feed forward loop. The gain scheduling model is constituted in two distinct and consecutive stages. In first stage, nonlinear terms caused nonlinearity are described by measurable or observable system parameters and embedded in a nonlinear scheduling parameter. In this way, the scheduling parameter is continuously extracted from real system. In second stage, the nonlinear system equation is rearranged by the scheduling parameter and, parameter varying linear model is obtained. The simulation which is performed by using of Matlab-Simulink computer program show that the proposed gain scheduling controller structure overcomes nonlinear actuator dynamics and desired force is smoothly traced to the nonlinear system model.*

*Gain-Scheduled PI controller was applied to nonlinear hydraulic actuator in Matlab-Simulink program. The reference weighting coefficient is 0.95. The force tracking error of closed-loop hydraulic actuator was simulated for the desired force in case of sinusoidal, triangular and square wave cases. The response of hydraulic actuator is given in figures. These figures show that, the proposed gain-scheduled closed loop hydraulic actuator tracks the desired force very well.*

*The rest of study was organized as follows: in the second chapter, nonlinear model of the electro-hydraulic system and the linear model with gain-scheduling program is given. In the third chapter, the structure of the forward feed controller is introduced and design of Weighted Geometrical Center (WGC) based gain-scheduling PI controller is given. In the fourth chapter, the simulation results of nonlinear model which is formed with proposed control structure for different reference input are given. Finally, a general evaluation of the results is given in the fifth chapter.*

**Keywords:** *Electro-Hydraulic; Nonlinear model, Parameter varying model; PI controller; Active Suspension*