

DELAYED RESONATOR YÖNTEMİNİN DAHA GENİŞ BİR KARARLILIK ARALIĞI İÇİN GELİŞTİRİLMESİ

Oytun ERİŞ (*oytuneris@gmail.com*)

*İstanbul Teknik Üniversitesi, Elektrik-Elektronik Fakültesi, Kontrol Mühendisliği Bölümü,
İstanbul, Türkiye*

ÖZET

Bu çalışmada, aktif bir titreşim bastırma yöntemi olan Delayed Resonator (DR)'de, titreşim frekansının değişimi durumunda oluşan kararlılık problemleri ele alınmıştır. Bu amaçla, öncelikle literatürde bulunan klasik DR yöntemleri hakkında genel bir bilgi verildikten sonra, farklı geribesleme tiplerinin kullanıldığı bu yöntemlerinin kararlılığı incelenmiştir. Ardından, klasik DR yöntemleri ile elde edilen kararlı frekans aralığının genişletilmesi için farklı bir geribesleme stratejisi içeren geliştirilmiş bir DR yöntemi önerilmiştir. Önerilen yöntemdeki serbest parametrelerin seçimine yönelik tavsiyelerin yanı sıra bu parametrelerdeki değişimlerin DR ve birleşik sistemin kararlılığına olan etkisi detaylı olarak irdelenmiştir. Önerilen yöntemin sunduğu kararlılık aralığı ile klasik DR yöntemleriyle elde edilen kararlılık aralıkları sistem benzetimleri ile karşılaştırılarak önerilen yöntemin avantajları değerlendirilmiştir. Son olarak da elde edilen teorik sonuçların doğruluğunun ve önerilen yöntemin etkinliğinin gösterilmesi amacıyla Quanser firmasının aktif süspansiyon seti üzerinde deneyler yapılmıştır. Yapılan deneyler ve sistem benzetimleri, önerilen yöntemin etkinliğini göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: *Delayed Resonator, Zaman Gecikmeli Sistemler, Aktif Titreşim Bastırma, Aktif Süspansiyon.*

A MODIFIED DELAYED RESONATOR FOR AN IMPROVED STABILITY RANGE

Oytun ERİŞ (*oytuneris@gmail.com*)

Istanbul Technical University, Electrical and Electronics Faculty, Control Engineering Department, Istanbul, Türkiye

ABSTRACT

Stability issues of the Delayed Resonator (DR) vibration absorber under changing vibration frequencies are investigated within the scope of this study. For this purpose, firstly, after the preliminaries given on the classical DR's with different feedback types, stability of these methods are investigated. After that, a different feedback method to utilize the DR is proposed in order to expand the stable frequency range that can be obtained by classical DR methods. Beside the recommendations given for the selection of the free parameters of the proposed method, stability analysis for the DR and the coupled system are made with respect to these free parameters. Advantages of the proposed method are evaluated by comparing the stable frequency range of the proposed method and the classical DR methods over simulations. Lastly experiments are made over the active suspension system of the Quanser Company in order to verify the effectiveness of the proposed method. Experiments and simulations show that the theoretical and practical results are consistent.

Keywords: *Delayed Resonator, Active Vibration Suppression, Time Delay Systems, Active Suspension.*

1. GİRİŞ

Olgaç ve Holm-Hansen tarafından 90'lı yıllarda ortaya atılan Delayed Resonator (DR) yöntemi istenmeyen titreşimlerin aktif olarak bastırılmasına farklı bir yaklaşım getirmiştir [1]. DR yönteminin amacı basit bir kütle-yay-sönümlendirici sistemini zaman gecikmeli bir geribesleme yardımıyla istenmeyen titreşimlerin frekansında rezonansa getirerek bu titreşimlerin bastırılmasıdır. Kısmi bir durum geribeslemesi olarak değerlendirilebilen yöntemde zaman gecikmeli geribesleme uygulamaya göre pozisyon [1], hız [2] veya ivme [3] olarak kullanılabilir.

Literatürde DR yöntemi pek çok farklı uygulamada titreşimlerin bastırılması için önerilmiştir. [4] parça üretimi yapan makinalardaki titreşimlerin azaltılması için, [5] ve [6] demiryolu araçlarının aktif süspansiyon sistemi olarak, [7] ise enerji hasadı uygulamaları için DR yönteminin kullanımını incelemişlerdir. Bunun haricinde tek bir kütleyle bağlı birden fazla DR'nin kullanımı [8] ve [2] tarafından, DR'lerin burulma kaynaklı titreşimlerin bastırılmasında kullanımı [9] tarafından ve iki farklı frekansın tek bir DR tarafından bastırılması [10] tarafından çalışılmıştır.

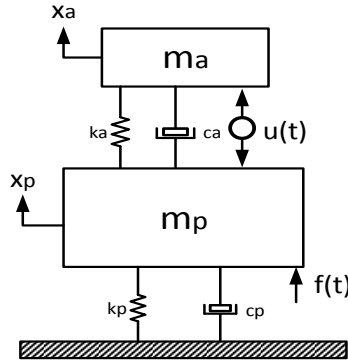
DR yöntemi basit ve etkili olmasına rağmen, yöntemin titreşim frekansındaki değişimlere karşı olan dayanıklılığının düşük olması uygulamada ciddi bir problem teşkil etmektedir. Bu problemin üstesinden gelmek için önerilen öz-ayarlı yöntemleri [11], [1] ve dayanıklı kontrole yönelik çalışmalar [12] olsa da, bu yöntemlerin başarısı kararlılık problemleri nedeniyle DR'nin fiziksel parametreleri ve seçilen geribesleme tipine bağlı olarak sınırlıdır. DR'nin fiziksel parametrelerini DR'nin kararlılığı üzerindeki etkileri ivme [13] ve hız [14] geri beslemeleri için detaylı olarak verilmesine rağmen DR ile bağlı olduğu sistemin tamamının kararlılığı üzerine detaylı bir çalışma bulunmamaktadır.

Bu çalışmanın amacı klasik DR yöntemlerinin sunduğu kararlı çalışma aralığını DR'nin fiziksel parametrelerinin değiştirmeden genişletmektir. Bu amaçla DR'yi istenilen frekansta rezonansa getirirken aynı zamanda DR'nin fiziksel parametrelerini de yapay olarak etkileyecek farklı bir geribesleme stratejisi önerilmiştir. Önerilen yöntemin etkinliği sistem benzetimleri ve Quanser firmasının aktif süspansiyon seti üzerinden deneysel olarak gösterilmiştir.

Hazırlanan çalışmanın 2. bölümünde klasik DR yöntemi açıklanarak farklı geribesleme tiplerinin DR'nin ve birleşik sistemin kararlılığı üzerindeki etkileri incelenmiş, 3. bölümde önerilen yöntem ve bu yöntemin kararlılık analizleri verilmiş, 4. bölümde ise sistem benzetimleri ve deney sonuçları paylaşılarak önerilen yöntem değerlendirilmiştir. Son olarak 5. bölümde ise yapılan çalışmadan elde edilen sonuçlar paylaşmıştır.

2. KLASİK DELAYED RESONATOR YÖNTEMİ

1 serbestlik dereceli bir sisteme bağlanmış olan bir DR Şekil 1'de gösterilmiştir. Bu yöntemin amacı $f(t) = P\sin(\omega t)$ kaynaklı titreşimleri bastırmak için, DR'yi gecikmeli bir geribesleme kullanarak ω frekansında rezonansa getirmektir.



Şekil 1: 1 serbestlik dereceli sisteme bağlanmış DR titreşim bastırıcı

DR'ye ilişkin hareket denklemi m_a DR kütlesi, c_a DR'nin sönümlendirme katsayısı ve k_a DR'nin yay sabiti olmak üzere

$$m_a \ddot{x}_a(t) + c_a \dot{x}_a(t) + k_a x_a(t) = u(t) \quad (1)$$

şeklinde verilebilir. DR'yi istenilen frekansta rezonansa getirmek üzere

$$u(t) = g_c x_a(t - \tau_c) \quad (2)$$

şeklinde bir kontrol işareti uygulanmaktadır. Burada g_c geribesleme kazancı, τ_c ise geribeslemedeki zaman gecikmesidir. Bu denklemde DR'yi rezonansa getirmek için [1] 'de önerildiği gibi gecikmeli bir pozisyon geribeslemesi kullanılmıştır. (2)'deki $x_a(t - \tau_c)$ ifadesi $\dot{x}_a(t - \tau_c)$ veya $\ddot{x}_a(t - \tau_c)$ şeklinde değiştirilerek, denklem gecikmeli hız ve ivme geribeslemesi durumlarına uyarlanabilir.

(1) ve (2)'den yola çıkarak DR'nin karakteristik polinomu

$$CE(s) = m_a s^2 + c_a s + k_a - g_c e^{-s\tau_c} \quad (3)$$

şeklinde verilebilir. DR'nin sonsuz sayıdaki sıfırlarından iki tanesini hedeflenen $\pm j\omega$ 'ya atayan g_c, τ_c değerleri $Im[CE(j\omega)] = 0$ ve $Re[CE(j\omega)] = 0$ ifadelerinden yararlanılarak

$$g_c = \pm \sqrt{(c_a \omega)^2 + (m_a \omega^2 - k_a)^2} \quad (4)$$
$$\tau_c = \frac{1}{\omega} \left\{ \tan^{-1} \left[\frac{c_a \omega}{m_a \omega^2 - k_a} \right] + 2(l - 1)\pi \right\}, l = 1, 2, \dots$$

şeklinde elde edilir. Bu ifadeden görülebileceği gibi her bir g_c değeri için zaman gecikmesi kol numarası l 'ye bağlı olarak birden çok τ_c değeri bulunmaktadır. İvme ve pozisyon geribeslemesi kullanılması durumlarında elde edilecek olan benzer g_c, τ_c ifadeleri [3] ve [2]'de verilmiştir.

DR'nin istenilen performansı sağlayabilmesi için $\pm j\omega$ 'da bulunan sıfırlarının haricindeki sıfırlarının sol yarı düzlemde olması gerektiği unutulmamalıdır. Bu nedenle DR'nin fiziksel parametrelerinin (m_a, k_a, c_a) seçimi de son derece önemlidir. Özellikle uygulamada, DR'nin izin verilen yer değiştirmesine (Δx_a) bağlı olarak DR'nin kütlesi için de bir sınır oluşmaktadır. DR kütlesi bu sınırlandırmaya uygun olarak (Thomas 14)'de önerildiği gibi

$$m_a > \frac{P_{max}}{\omega_{min}^2 \Delta x_{a,max}} \quad (5)$$

şeklinde seçilebilir.

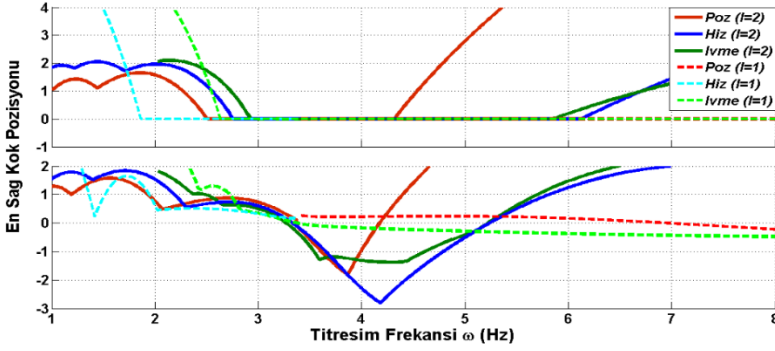
DR kütlesi belirlendikten sonra k_a 'nın seçimi dikkatlice yapılmalıdır. Bastırılmak istenen titreşimlerin frekansı (ω) , DR'nin doğal frekansından $(\sqrt{k_a/m_a})$ uzaklaştıkça g_c büyümekte ve bu durum tüm sistemin kararlılığı üzerinde olumsuz bir etki yaratmaktadır. Bu sebeple k_a , DR'nin doğal frekansının ω 'ya mümkün olduğunca yakın olmasını sağlayacak şekilde seçilmelidir.

DR'nin sönümlendirme katsayısının seçimi serbestçe yapılabilir. Büyük c_a değerleri g_c 'nin büyümesine sebep olarak kararlılık sorunları çıkmasına sebep olur. Diğer taraftan küçük c_a değerleri de uygulamada kullanılamayacak kadar küçük τ_c değerleri oluşmasına sebep olabilir.

2.1 DR'nin ve Birleşik Sistemin Kararlılığı

DR tasarımı (4)'te görülebileceği gibi ana kütleden tamamen bağımsız olmasına rağmen, tasarım sırasında DR'nin kararlılığının yanı sıra birleşik sistemin kararlılığı da mutlaka göz önünde bulundurulmalıdır. DR'nin kararlılığı fiziksel parametrelerinin haricinde seçilen gecikmeli geribeslemenin tipine ve gecikme kol numarası l 'ye bağlı olarak değişmektedir. Farklı geribesleme tiplerinin ve l değerlerinin DR ve birleşik sistemin kararlılığı

üzerindeki etkisi [15]'te kullanılan sistem ($m_p = 1,95 \text{ kg}$, $c_p = 5 \text{ kg s}^{-1}$, $k_p = 2500 \text{ N m}^{-1}$, $m_a = 2 \text{ kg}$, $c_a = 5,8 \text{ kg s}^{-1}$, $k_a = 900 \text{ Nm}^{-1}$) üzerinden incelenmiştir. Farklı geribesleme tipleri ve l değerleri için [16] ve [17]'de önerilen yöntemlerle hesaplanan en sağ kök pozisyonları Şekil 2'de verilmiştir. Titreşimlerin tam olarak bastırılması için birleşik sistemin kararlı olmasının yanı sıra DR'nin en sağ kökünün de 0'da olması gerektiği unutulmamalıdır.



Şekil 2: En sağ kökün frekansa bağlı değişimi (Üst: DR, Alt: Birleşik sistem)

Şekil 2'den görülebileceği gibi birleşik sistemin kararlı olduğu frekans aralığı DR'nin sunduğu kararlı çalışma aralığından dardır. İlk zaman gecikmesi kolları ($l = 1$) için ivme (2,63 Hz – ∞) ve pozisyon (3,376 Hz – ∞) geribeslemeleri için DR'nin sunduğu kararlı çalışma aralığı üstten sınırlanmamış iken hız (1,86 Hz – 3,376 Hz) geribeslemesi için $\tau_c < 0$ olduğundan üstten bir sınır bulunmaktadır. Birleşik sisteme bakıldığında ise aynı zaman gecikmesi kolu için hız geribeslemesi ile kararlı çalışma mümkün değil iken pozisyon (6,95 Hz – ∞) ve ivme (3,38 Hz – ∞) geribeslemeleri için üstten sınırsız kararlı çalışma aralıklarının var olduğu görülmektedir. İkinci zaman gecikmesi kollarına bakıldığında ise pozisyon (2,508 Hz – 4,308 Hz) ve ivme (2,93 Hz – 5,84 Hz) geribeslemeleri için DR'nin sunduğu kararlılık aralığı daralırken, hız (2,76 Hz – 6,12 Hz) geribeslemesi için olan kararlılık aralığının genişlediği görülmektedir. Aynı kol için

birleşik sistemin en sağ köklerinin yerine bakıldığında ivme (3,27 Hz – 5,22 Hz) ve hız (3,33 Hz – 5,23 Hz) geribeslemeleri benzer frekans aralıklarında kararlı iken pozisyon (3,38 Hz – 4,17 Hz) geribeslemesinin daha dar bir frekans bandında kararlı olduğu görülmektedir.

Not: Birleşik sistemin en sağdaki kökü imajiner eksenden uzaklaştıkça sistem hızlanacağı için titreşimlerin bastırılması da daha hızlı olacaktır. Aynı şekilde küçük frekans ya da parametre değişimlerine karşı da kararlılık anlamında daha dayanıklı olacağı söylenebilir.

3. ÖNERİLEN YÖNTEM

Kararlılık analizinden de görüldüğü gibi DR uygulamalarında karşılaşılan en büyük problem çalışma frekansındaki değişimlerin birleşik sistemin kararlılığı üzerinde oluşturduğu olumsuzluklardır. Her ne kadar literatürde değişen çalışma frekansına bağlı olarak g_c ve τ_c değerlerini çevrimiçi ayarlayan çalışmalar önerilmiş olsa da [12], [18] daha önce de belirtildiği gibi çalışma frekansı DR'nin doğal frekansından uzaklaştıkça kararlılık problemleri oluşmaktadır. Bastırılmak istenen titreşimlerin frekansı DR'nin doğal frekansından uzaklaştıkça ortaya çıkan bir diğer problem ise τ_c değerlerinin küçülmesidir. Özellikle uygulama tarafından bakıldığında kullanılacak donanımın örnekleme periyodunun (t_s) hesaplanan zaman gecikmesinden yeterince küçük olması ($t_s \ll \tau_c$) gereklidir. τ_c 'yi büyütme için daha büyük zaman gecikmesi kolları ($l > 1$) seçildiğinde ise kararlı frekans aralığı daralmaktadır.

Operasyon sırasında DR'nin fiziksel parametrelerine müdahale edilemeyeceği düşünüldüğünde DR'nin ve birleşik sistemin kararlı çalışma aralığını genişletmek üzere bu çalışmada DR'nin

$$u(t) = g_h \dot{x}_a(t - \tau_h) + g_p x_a(t) \quad (6)$$

şeklinde, zaman gecikmeli bir hız geribeslemesine ek olarak zaman gecikmesi olmayan bir pozisyon geribeslemesi ile rezonansa getirilmesi önerilmiştir. Buradaki amaç yeni eklenen g_p ile DR'nin doğal frekansını sanal olarak değiştirirken g_h ve τ_h ile sistemi istenilen frekansta rezonansa getirmektir. Bu şekilde DR ve birleşik sistem için daha geniş bir kararlılık aralığının elde edilmesi hedeflenmiştir.

Önerilen bu yeni geribesleme stratejisi için (4)'te verilmiş olan DR parametreleri

$$g_h = \frac{1}{\omega} \sqrt{(c_a \omega)^2 + (k_a - m_a \omega^2 - g_p)^2} \quad (7)$$
$$\tau_h = \frac{1}{\omega} \left\{ \text{atan2} \left[\frac{k_a - m_a \omega^2 - g_p}{c_a \omega} \right] + 2(l-1)\pi \right\}, l = 1, 2 \dots$$

şeklinde düzenlenebilir.

Pozisyon geribesleme kazancı (g_p) serbest parametre olup seçimi bir optimizasyon problemi olarak düşünülebilir. Bu çalışmada pozisyon geribesleme kazancı α optimizasyon parametresi olmak üzere

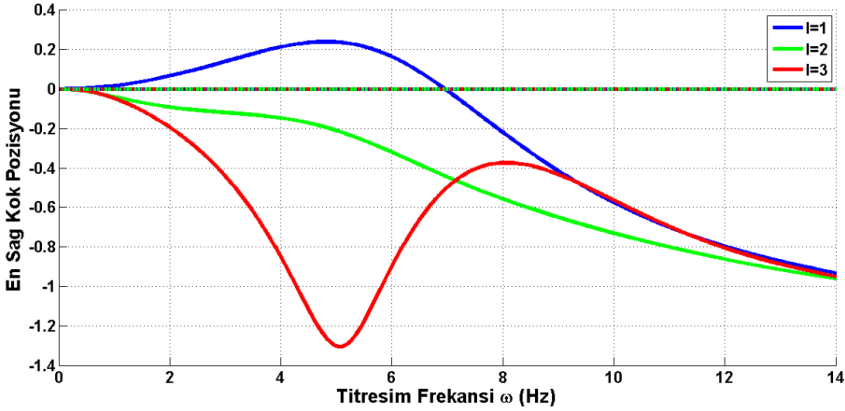
$$g_p = k_a - \alpha m_a \omega^2 \quad (8)$$

şeklinde önerilmiştir. Optimizasyon parametresi olarak kullanılan α , belirli bir frekans aralığında, birleşik sistemin en sağ kökünün imajiner eksene olan uzaklığını maksimum yapmak veya büyük zaman gecikmesi kollarında daha geniş bir kararlılık elde etmek için kullanılabilir.

3.1.Önerilen Yöntem İçin DR'nin ve Birleşik Sistemin Kararlılığı

Önerilen yöntem için DR'nin ve birleşik sistemin kararlılığını etkileyen faktörlerden ilki seçilen zaman gecikmesi koludur.

Zaman gecikmesi kol numarasının artmasına bağlı olarak artan τ_h 'nin kararlılık problemine yol açacağı düşünülse de bu her zaman doğru değildir. (7)'ye bakıldığında $\alpha=1$ durumu için birinci zaman gecikme kolu ($l=1$) seçildiğinde sistemdeki zaman gecikmesinin ortadan kalktığı ($\tau_h=0$) ve hız geribesleme kazancının $g_h=c_a$ olduğu görülebilir. Bu ilginç durum birleşik sistemde kararsızlığa sebep olabileceği için daha büyük zaman gecikmesi kollarının ($l>1$) seçilmesi gerekmektedir. Önerilen yöntemde zaman gecikmesi kolu seçiminin DR ve birleşik sistemin kararlılığına olan etkisini göstermek amacıyla DR ve sistemin en sağdaki köklerinin pozisyonu etkisi [17]'de önerilen yöntemle hesaplanmış ve Şekil 3'te gösterilmiştir.

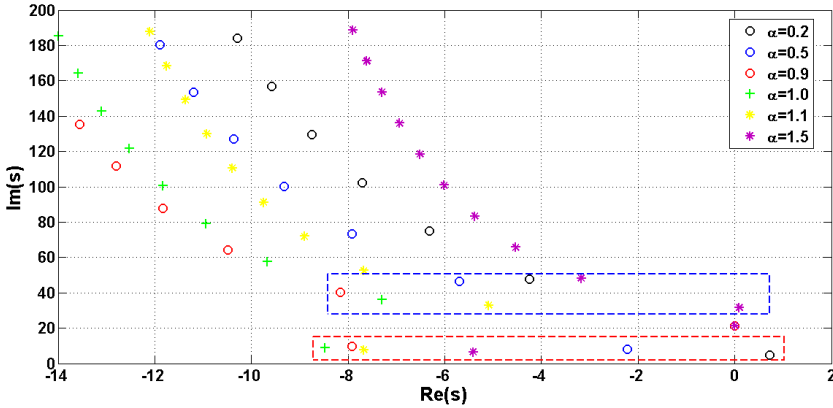


Şekil 3: DR ve birleşik sistemin kararlılığının l 'ye bağlı değişimi ($\alpha = 1$)

Şekil 3'ten görülebileceği gibi DR her 3 zaman gecikmesi kolu için de geniş bir kararlılık aralığı sunmaktadır. Daha önce belirtildiği gibi $\tau_h = 0$ olan birinci zaman gecikmesi kolunun, $\tau_h > 0$ olan kollara oranla daha dar bir kararlılık aralığı sunduğu görülmektedir. Özellikle Şekil 2'de aynı sistem için verilen klasik DR'ler ile karşılaştırıldığında önerilen yöntemin üst zaman gecikmesi

kollarında ($l > 1$), DR ve birleşik sistem için tüm klasik yöntemlerden daha geniş bir kararlılık aralığı sunduğu görülmektedir.

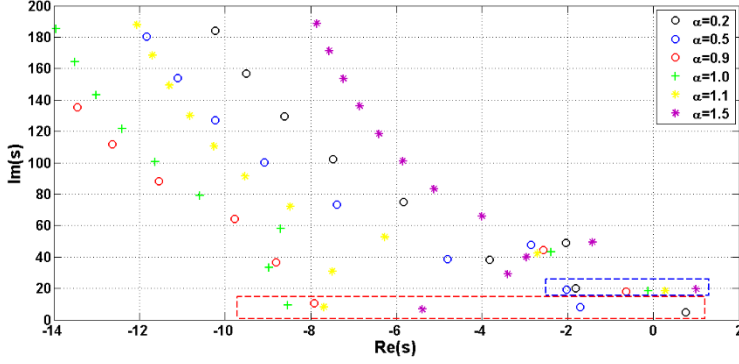
DR ve birleşik sistemin kararlılığını etkileyen bir diğer etken ise α 'nın seçimidir. DR'nin $\pm j\omega$ 'da haricindeki sonsuz adet sıfırının α parametresinin seçiminden etkilendiği düşünüldüğünde, seçimin birleşik sistemin ve DR'nin kararlılığı göz önünde bulundurularak yapılması gerektiği açıktır. Optimizasyon parametresi, DR'nin doğal frekansını bastırılmak istenen titreşimlerin frekansına eşitleyecek şekilde $\alpha = 1$ olarak seçilebilir. (7)'den de görülebileceği gibi α değeri $\alpha = 1$ 'den uzaklaştıkça g_v büyüyerek kararlılık problemlerine sebep olabilir. Değişen α değerlerinin DR'nin sıfırları ve birleşik sistemin en sağ kökü üzerindeki etkisi titreşimlerin frekansının DR'nin doğal frekansına eşit olduğu durum için [16]'da verilen Qpmr algoritmasıyla hesaplanarak Şekil 4 ve Şekil 5'te verilmiştir.



Şekil 4: DR sıfırlarının α 'ya bağlı değişimi

Şekil 4'ten görülebileceği gibi her bir α değeri için DR'nin sıfırlarından iki tanesi $\pm j\omega$ 'ya yerleştirilmiş olsa da DR $\alpha = 0,2$ ve $\alpha = 1,5$ değerleri için kararsızdır. Şekil dikkatlice incelendiğinde α 'nın artmasıyla beraber, her bir gruptaki (bknz: kırmızı ve mavi

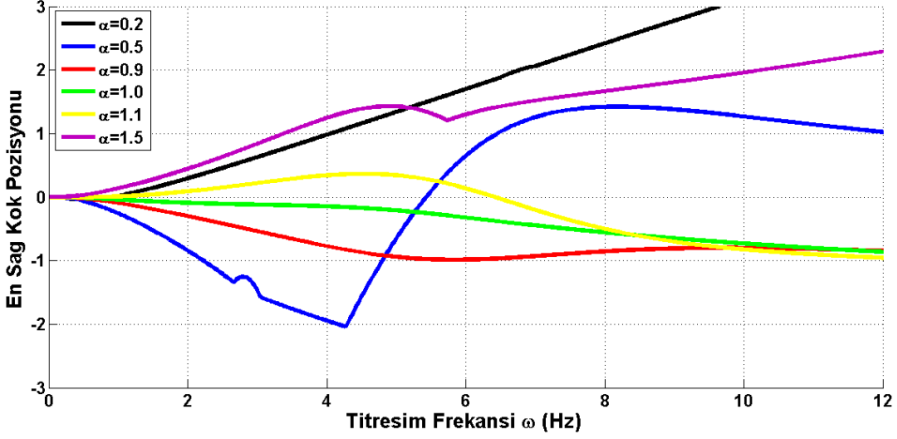
grup) sıfırların benzer bir şekilde saat yönünün tersine hareket ettiği gözlemlenebilir. Bir başka ilginç gözlem ise, tüm frekanslar için sağ yarı düzleme geçerek DR'yi kararsız yapan ilk sıfırın $\alpha < 1$ için kırmızı gruptan, $\alpha > 1$ için ise mavi gruptan olmasıdır.



Şekil 5: Birleşik sistem kutuplarının α 'ya bağlı değişimi

Şekil 5 incelendiğinde ise birleşik sistemin gösterilen frekansta DR'nin kararsız olduğu $\alpha = 0,2$ ve $\alpha = 1,5$ değerlerinin yanı sıra DR'nin kararlı olduğu $\alpha = 1,1$ için de kararsız olduğu gözlenmektedir. Mavi ve kırmızı dikdörtgenler ile işaretlenmiş olan kutupların α 'nın artmasıyla beraber Şekil 4'te gösterilen DR sıfırlarının hareketine benzer şekilde saat yönünün tersine hareket ettiği görülmektedir. Yine DR'ye benzer şekilde sağ yarı düzleme geçerek birleşik sistemi kararsız yapan ilk kutup $\alpha < 1$ için kırmızı gruptan, $\alpha > 1$ için ise mavi gruptandır.

Önerilen yöntemin kararlı olduğu frekans aralığının açık bir şekilde görülmesi için [17]'de verilen yöntem kullanılarak farklı α değerleri için DR'nin ve birleşik sistemin en sağ köklerinin frekansa bağlı değişimi Şekil 6'da verilmiştir.

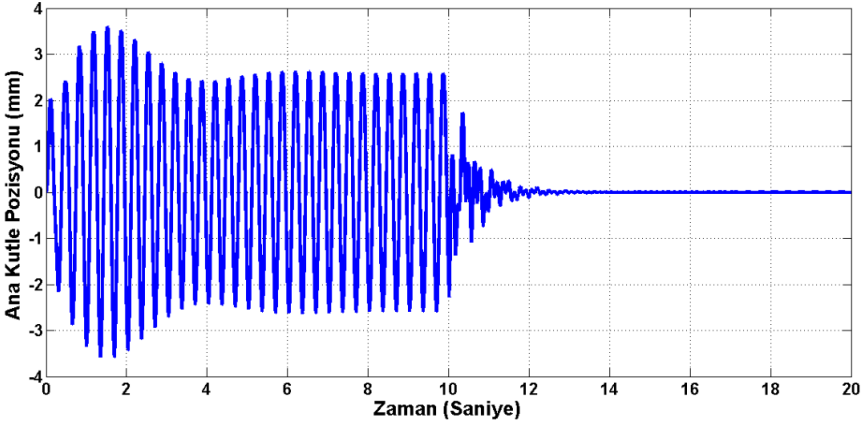


Şekil 6: Birleşik sistemin en sağ kökünün α 'ya bağlı değişimi

Şekil 6 incelendiğinde $\alpha = 0,9$ ve $\alpha = 1,0$ için birleşik sistemin tüm titreşim frekansları için kararlı olduğu görülmektedir. Birleşik sistem $\alpha = 0,5$ daha dar bir frekans aralığında (0 Hz – 5,43 Hz) kararlı olmasına rağmen en sağ kök pozisyonu imajiner eksenden daha uzak olduğu için 4,84 Hz'e kadar titreşimleri daha hızlı bastıracaktır. Elde edilen sonuçlar Şekil 2'de verilmiş olan klasik DR yöntemlerine ilişkin sonuçlarla karşılaştırıldığında önerilen yöntemin kararlı çalışma aralığını genişletmekte hedeflendiği gibi başarılı olduğu görülmektedir.

4. BENZETİM VE DENEY SONUÇLARI

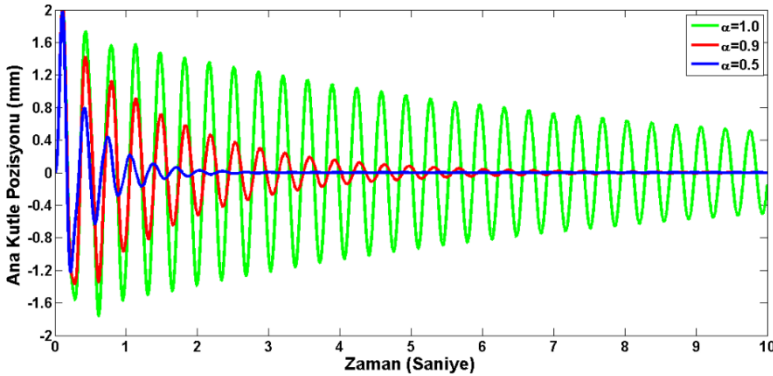
Önerilen yöntemin titreşim bastırmadaki etkisini değerlendirmek üzere Matlab®/Simulink® paket programından yararlanılarak (Eriş ve Ergenç, 2016)'da kullanılan aktif süspansiyon sistemi için benzetimler yapılmıştır. Sistem benzetimleri farklı frekanslar için tekrarlanarak daha önce verilmiş olan kararlılık analizleri ile uyumluluğu gösterilmiştir. Klasik DR yöntemlerinin kararsız olduğu 3 Hz için (bknz: Şekil 2) önerilen yöntemin ($\alpha = 0,5$ ve $l = 2$) titreşimler üzerindeki etkisi Şekil 7'de gösterilmiştir.



Şekil 7: Ana kütle pozisyonunun (x_p) zamana bağlı değişimi

Ana kütle pozisyonunun (m_p) pozisyonunun $f(t) = 4 \sin(3 * 2\pi t)$ kuvvetinin etkisindeki değişimi Şekil 7’de verilmiştir. İlk 10 saniye boyunca herhangi bir kontrol etkisi bulunmayan sistemde önerilen DR yöntemi devreye alındıktan yaklaşık 3 saniye sonra titreşimlerin tamamen bastırıldığı gözükmektedir.

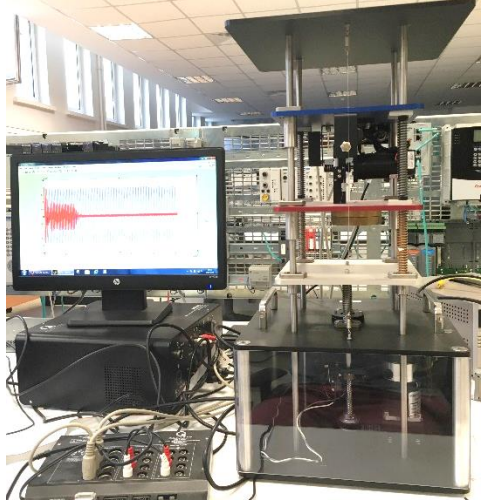
Birleşik sistemin en sağ kökünün titreşimlerin bastırılmasına etkisinin gösterilmesi için Şekil 5’te verilen birleşik sistemin en sağ kökünün pozisyonunun α ’ya bağlı değişimi grafiğine uyumlu olacak şekilde farklı α değerleri için benzetimler tekrarlanarak Şekil 8’de verilmiştir.



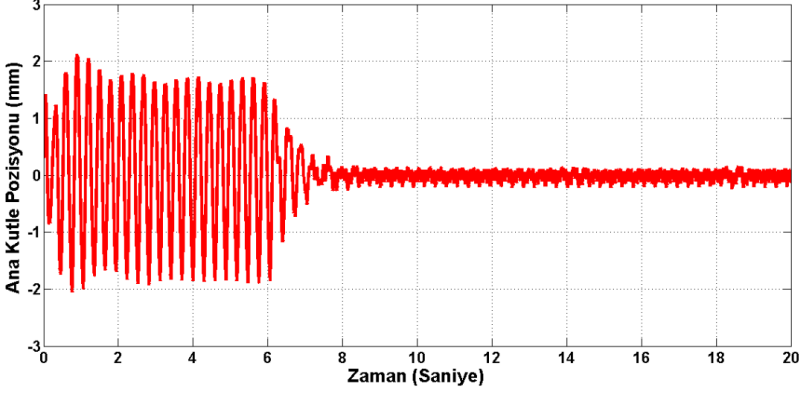
Şekil 8: Ana kütle pozisyonunun (x_p) zamana bağlı değişimi

Şekil 5’te verilmiş olan birleşik sistemin kutuplarının pozisyonları incelendiğinde sistemin en sağ kökünün imajiner eksene olan uzaklığının $\alpha = 0,5$ için en fazla olduğu gözlenebilir. Şekil 8 incelendiğinde beklendiği gibi titreşimlerin en hızlı $\alpha = 0,5$, en yavaş $\alpha = 1,0$ için bastırıldığı görülmektedir.

Son olarak önerilen yöntemin ve yapılan çalışmaların doğrulanması için Quanser firmasının aktif süspansiyon seti üzerinde deneyler yapılmıştır. Kullanılan deney düzeneği Şekil 9’da gösterilmiştir. Yapılan benzetimlerle uyumlu olması için deney, Şekil 7’de verilen benzetime benzer şekilde klasik DR yöntemlerinin kararsız olduğu 3 Hz için, önerilen yöntemin parametrelerin $\alpha = 0,5$ ve $l = 2$ olarak seçildiği durumda gerçekleştirilmiş ve sonuçlar Şekil 10’da gösterilmiştir.



Şekil 9: Quanser aktif süspansiyon deney düzeneği



Şekil 10: Ana kütlenin pozisyonunun (x_p) zamana bağlı değişimi

Şekil 10'da verilmiş olan deney sonucu incelendiğinde titreşimlerin önerilen DR devreye alındıktan sonra 2,5 saniye içerisinde başarılı bir şekilde bastırıldığı görülmektedir. Deney sonuçları Şekil 7'de verilen benzetim sonuçları karşılaştırıldığında sonuçların uyumlu olduğu görülmektedir.

5. SONUÇLAR

Bu çalışmada Delayed Resonator aktif titreşim bastırma metodunun kararlı çalışma aralığını genişletmek üzere karma bir geribesleme kullanımına dayanan yeni bir yöntem önerilmiştir. Önerilen bu karma geribeslemenin amacı DR'yi rezonansa getirirken aynı zamanda operasyon sırasında değiştirilemeyecek olan fiziksel parametrelerini yapay olarak değiştirmektir. Önerilen yöntemin, DR'nin ve birleşik sistemin kararlılığı üzerindeki etkileri detaylı olarak incelenerek klasik DR yöntemleriyle karşılaştırılmıştır. Yapılan analizler ve karşılaştırmalar sonucunda önerilen yöntemin klasik yöntemlere göre çok daha geniş bir kararlılık aralığı sağladığı görülmüştür. Son olarak Quanser firmasının aktif süspansiyon seti üzerinde deneyler yapılarak teorik olarak elde edilen sonuçların pratik olarak doğrulaması yapılmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] Olgaç N, Holm-Hansen BT. “A novel active vibration absorption technique: delayed resonator”. *Journal of Sound and Vibration*, 176(1):93-104, September, 1994.
- [2] Eriş O, Ergenç AF, Kurtulan S. “Use of non-identical multiple delayed resonators in active suspension systems of railway vehicles”. *IEEE International Conference on Control System, Computing and Engineering (ICCSCE)*, Penang, Malaysia, November 2014.
- [3] Olgaç N, Elmali H, Hosek M, Renzulli M. “Active vibration control of distributed systems using delayed resonator with acceleration feedback”. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 119(3):380-9, September, 1997.
- [4] Tootoonchi AA, Gholami MS. “Application of time delay resonator to machine tools”. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 56(9-12):879-91, October, 2011.
- [5] Pendarathil N, Younesian D, Esmailzadeh E. “Application of the delayed resonators in active suspension systems of high-speed trains”. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Chicago, USA, November, 2006.
- [6] Eriş O, Ergenç AF, Kurtulan S. “A Modified Delayed Resonator for Active Suspension Systems of Railway Vehicles”. *IFAC-PapersOnLine*, 48(12):281-5, December, 2015.
- [7] Kammer AS, Olgaç N. “Delayed-feedback vibration absorbers to enhance energy harvesting”. *Journal of Sound and Vibration*, 363:54-67, February, 2016.
- [8] Jalili N, Olgaç N. “Multiple delayed resonator vibration absorbers for multi-degree-of-freedom mechanical structures”. *Journal of Sound and Vibration*, 223(4):567-85, June, 1999.
- [9] Filipović D, Olgaç N. “Delayed resonator with speed feedback–design and performance analysis”. *Mechatronics*, 12(3):393-413, April, 2002.

- [10] Olgaç N. "Single mass dual frequency fixed delayed resonator." U.S. Patent No. 5,505,282. 9 April, 1996.
- [11] Hosek M, Olgaç N. "A single-step automatic tuning algorithm for the delayed resonator vibration absorber". IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 7(2):245-55, June, 2002.
- [12] Renzulli ME, Ghosh-Roy R, Olgaç N. "Robust control of the delayed resonator vibration absorber". IEEE Transactions on Control Systems Technology, 7(6):683-91, November, 1999.
- [13] Vyhlidal T, Olgaç N, Kučera V. "Delayed resonator with acceleration feedback—Complete stability analysis by spectral methods and vibration absorber design". Journal of Sound and Vibration. 333(25):6781-95, December, 2014.
- [14] Pilbauer D, Vyhlidal T, Olgaç N. "Delayed resonator with distributed delay in acceleration feedback-design and experimental verification". IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, January, 2015.
- [15] Eriş O, Ergenç AF. "Delay Scheduling for Delayed Resonator Applications". IFAC-PapersOnLine, 49(10):77-81, December, 2016.
- [16] Vyhlidal T, Zitek P. "Mapping based algorithm for large-scale computation of quasi-polynomial zeros". IEEE Transactions on Automatic Control, 54(1):171-7, January, 2009.
- [17] Breda D, Maset S, Vermiglio R. "Stability of Linear Delay Differential Equations: A Numerical Approach with MATLAB". Springer, 2014.
- [18] Renzulli ME. "An algorithm for automatic tuning of the delayed resonator vibration absorber". PhD Assertion, 1996.