



Değişken parametrelili bir akıllı kiriş için düşük dereceli H_{∞} kontrolcü tasarımı

Cem ONAT*

Fırat Üniversitesi, Sivil Havacılık Yüksek Okulu, Uçak Gövde-Motor Bölümü, Elazığ, Türkiye
conat@firat.edu.tr ORCID: 0000-0002-4295-4860 [Tel:042242370000-8986](tel:042242370000-8986)

Melin ŞAHİN

Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Havacılık ve Uzay Mühendisliği Bölümü, Ankara, Türkiye
msahin@metu.edu.tr ORCID: 0000-0002-0174-2490

Geliş: 14.09.2018, Revizyon: 28.01.2020, Kabul Tarihi: 10.03.2020

Öz

Bu çalışmada PZT (kurşun-zirkonyum-titanyum) yamalar ile donatılmış değişken parametrelili bir akıllı kirişin düzleme dik birinci eğilme titreşim biçimlerini basturmak için düşük derecelili bir H_{∞} kontrolcü tasarlanmış ve uygulanmıştır. Kontrolcü tasarımı birbirini izleyen üç farklı adımda gerçekleştirilmiştir. Birinci adımda, serbest ucuna bir servo motor aracılığıyla dönebilecek şekilde bir kütle eklenmiş kirişin değişken parametrelili modeli deneysel olarak elde edilmiştir. İkinci adımda değişken parametrelili modeli tüm durumlarda içine alan sarsımlanmış (pertürbe edilmiş) model elde edilmiştir. Son adımda ise sarsımlanmış model üzerinden H_{∞} kontrolcü hesaplanmıştır. Elde edilen kontrolcü hem benzetimsel hem de deneysel olarak uygulanmıştır. Sistemdeki parametre değişimlerine karşılık önerilen kontrolcünün kiriş titreşimlerini çok iyi bir şekilde bastırabildiği ve böylece gürbüz (robust) bir performans sergilediği ortaya konmuştur.

Anahtar Kelimeler: Akıllı kiriş; Titreşim; Robust kontrol; H_{∞} kontrolcü; Parametre belirsizliği

* Yazışmaların yapılacağı yazar

Giriş

Hafiflik ve dayanıklılığın hedeflendiği tüm yapılarda titreşimlerin araştırılması ve kontrolü son derece önemli ve güncel bir konudur. Son yıllardaki algılayıcı ve uyarıcı teknolojilerindeki dikkate değer gelişmeler, esnek mekanik sistemlerin aktif titreşim kontrolü problemlerinde akıllı yapıların kullanımını arttırmaktadır. Aktif titreşim kontrolünde piezo-elektrik malzemeler hem uyarıcı hem de algılayıcı olarak çalışabilirler. Bu alanda piezo-elektrik malzemelerin çoğunlukla kullanılan tipi PZT (Lead-Zirconate-Titanate, kurşun-zirkonyum-titanyum) piezo-seramiklerdir. Piezo-seramikler esnek mekanik sistemlerin üzerine yapıştırılarak akıllı yapılar elde edilmektedir.

Akıllı kirişlerin aktif titreşim kontrolü için kontrolcü tasarımı konusunda yapılmış çalışmalar, geleneksel, adaptif ve robust olmak üzere üç kategoride sınıflandırılabilir [Ros vd, 2015]. PID ve PD gibi geleneksel kontrolcü uygulamaları literatürde en sık rastlanan çalışma gruplarından (Saad vd, 2011; Kumar vd, 2014; Fei vd, 2010; Alam ve Rahman, 2010; Khot vd, 2012; Chhabra vd, 2012; Fadil vd, 2013). Basit yapıları, kolay anlaşılabilirlikleri ile ön planda olan geleneksel kontrolcüler, yüksek performans beklenmeyen yapılarda basit çözümler sunmaktadır. Ancak, yüksek performans beklentisi, sistem modelindeki belirsizlikler ve farklı çalışma şartları gibi ilave meydan okuyucu problemler geleneksel kontrolcülerini yetersiz kılmaktadır. Bu bakış açısıyla, adaptif kontrol algoritmaları daha uygun çözümler sunabilmektedir (Fadil ve Darus, 2013; Saad vd, 2012; Zoric vd, 2014; Shouwei vd, 2010). Ancak adaptif kontrol mimarilerinin, ayarlanabilir kontrolcü yapısına ek olarak bir adaptasyon şemasına da ihtiyaç duyması kontrolcü yapısını oldukça karmaşık hale getirmektedir. Buna ek olarak, uygulamadaki çalışma koşullarında oluşacak herhangi bir değişimin sistemde bir değişime yol açması ve bu yeni duruma kontrolcünün adapte olması söz konusu geçişlerde önemli performans kayıplarına sebep olmaktadır. Sistemdeki parametre ve modelleme belirsizliklerine karşın performans kaybı

olmaksızın tek bir LTI kontrolcü ile kiriş titreşimlerinin kontrolü düşüncesi için robust kontrol metotları ile tasarlanmış kontrolcüler kullanılmalıdır. Robust kontrol, sistemin dış girişlerine ek olarak, sistem modelindeki gerek doğrusalsızlıkların ve gerekse parametre belirsizliklerinin varlığında performans ile kararlılık arasında ödünleşmeye odaklanır (Onat vd, 2006; Onat vd, 2007; Onat vd, 2009; Onat, 2014). Oveisi ve Nesttorovic karma H_2/H_∞ yaklaşımı önererek tasarımlarının etkinliğini deneysel olarak göstermişlerdir (Oveisi ve Nesttorovic, 2014). Deneysel düzeneklerinde titreşimi ölçmek için lazer titreşim ölçer kullanmışlardır. Sistem modeli sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilmiş olup, tasarladıkları kontrolcü ile birinci mod titreşimlerini yaklaşık 20 dB baskılamayı başarmışlardır. Sridevi ve Madhavasarma bir H_∞ kontrolcü tasarlayıp LQG (Linear Quadratic Gaussian) kontrolcü ile karşılaştırmışlardır (Sridevi ve Madhavasarma, 2010). Kullanılan deneysel sistemde kiriş titreşimlerini PZT yamalar ile ölçmüşlerdir. Akıllı kirişin modelini deneysel olarak elde etmelerine karşın kontrol uygulamalarını benzetimsel olarak vermişlerdir. Elde ettikleri kapalı çevrim frekans cevaplarında kontrolcünün yüksek frekanslarda çok etkin olduğu görülmektedir. Bu durumun tasarladıkları kontrolcülerin pratik uygulamadan uzak kalacağı anlamına geldiği şeklinde değerlendirilmektedir. Söz konusu çalışmanın benzetimsel sonuçlarına göre H_∞ kontrolcünün LQG kontrolcüyü göre çok daha iyi bir performans sergilediği gösterilmiştir. Akıllı kirişlerde titreşimlerin robust kontrolü konusunda son zamanların yenilikçi kontrolcüsü Omid ve Mahmoodi tarafından tasarlanmış ve uygulanmıştır (Omid ve Mahmoodi, 2014). Söz konusu çalışmada, H_∞ MPPF (H_∞ modified positive position feedback) ve H_∞ MPVF (H_∞ modified positive velocity feedback) tasarlanmıştır. PZT yamaların sadece eyleyici olarak kullanıldığı çalışmada H_∞ MPVF kontrolcüsü H_∞ MPPF'e göre çok üstün bir performans sergilemiştir. Bu tip kontrolcülerin etkileyici performansları, H_∞ kontrolcünün yanı sıra kullanılan paralel bir kompensatör sayesinde. Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Havacılık ve Uzay Mühendisliği Bölümü

bünyesinde de teorik ve deneysel olarak, yapıların aktif titreşim kontrolüne yönelik çeşitli çalışmalar [Arıdoğan, 2010; Şahin vd, 2008] yapılmıştır. PZT yamaların uyarıcı ve algılayıcı olarak kullanıldığı denetçi uygulamalarında, akıllı kirişin titreşimlerinin aktif kontrolünde etkin bir şekilde çalıştığı gösterilmiştir. Akıllı kiriş üzerinde aktif titreşim sönümlemesine yönelik birçok denetçi tasarımı da yapılmıştır. Performansları incelenmiş olan denetçiler arasında H_∞ (Yaman vd, 2003), PID (Onat vd, 2010; Turan vd, 2019; Kumar vd, 2014), LQR (Onat vd, 2013), LQG (Onat vd, 2011), CFE (Onat vd, 2011; Onat vd, 2012) ve LPV (Onat vd, 2011) sayılabilir.

Yukarıda anılan çalışmalarda kullanılan konsol kiriş (*cantilever beam*) modeli sabit kütle ve direngenlik özelliklerine sahip olduğu için, sistemin fiziki parametrelerinde oluşabilecek değişimleri temsil etmede yetersiz kalabilir. Örneğin yakıt kullanıldıkça uçak kanadının doğal frekansları ve titreşim biçimleri değişir. Sistemin fiziksel özelliklerindeki değişimi deneysel modele yansıtma ve daha geniş bir gerçek durumu modelleyebilmek amacıyla, akıllı konsol kirişin serbest ucuna bir servo motor aracılığıyla pozisyonu değiştirilebilir şekilde fazladan bir kütle eklenmiştir (Akın ve Şahin, 2015). Buna göre, servo motorun 5 farklı açıda kütleyi tutmasıyla birlikte sistem modeli öngörülü biçimde değiştirilebilmektedir. Bunun yanında söz konusu (Akın ve Şahin, 2015) çalışmada, öncelikle değerlendirilen LQR kontrolcünün tüm durumlar için yetersiz kalabileceği düşünülüp, yapay sinir ağı kontrol algoritması kullanılarak gürbüzlük sağlanmıştır.

Bu çalışmada daha karmaşık bir yaklaşım olan yapay sinir ağları yerine çok daha basit bir şekilde programlanıp uygulanabilen lineer zamanla değişmeyen (*Linear Time Invariant; LTI*), düşük dereceli bir H_∞ kontrolcü tasarlanmış, bunun için de deneysel modele uygulanabilecek en basit model olan ikinci dereceden bir analitik model uyarlanmıştır. Çünkü rezonans ve anti-rezonans frekanslarına sahip gerçek bir sistem en az ikinci dereceden bir transfer fonksiyonu ile tanımlanabilmektedir. Söz konusu transfer fonksiyonları elde edildikten

sonra, 5 farklı deneysel modeli içine alan sarsılmış (pertürbe edilmiş) ikinci dereceden bir model türetilmiş ve bu model üzerinden H_∞ kontrolcü tasarlanmıştır. Böylece, MATLAB programı kullanılarak, piezo-elektrik algılayıcı ve uyarıcı içeren değişken parametrelili konsol bir kirişin titreşimlerinin kontrolü için gürbüz bir benzeşimsel tasarım yöntemi sunulmuştur.

Bu kapsamda önerilen kontrolcü tasarımı literatürde bulunan diğer H_∞ kontrolcü tasarımlarına göre aşağıda belirtilen hususlarda yenilik getirmekte/üstünlük sağlamaktadır:

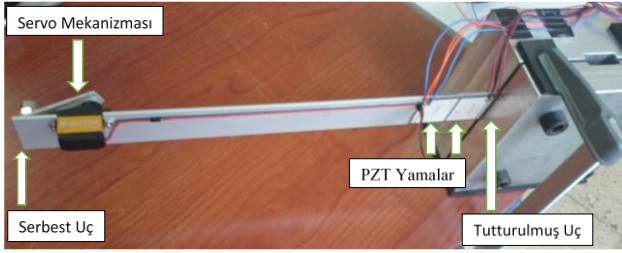
- Kontrolcü tasarımı parametre değişimli akıllı bir kirişin deneysel modelleri baz alınarak yapılmıştır.
- Düşük dereceden bir kontrolcü tasarlamak için olası en basit yaklaşım olan 2. dereceden bir sistem modeli kullanılmıştır.
- Sentezlenen kontrolcünün uygulanması için herhangi bir indirgeme işlemi yapılmamıştır.
- Tasarlanan kontrolcünün performansını artırmaya yönelik herhangi bir ilave kompensatör kullanılmamıştır.
- Kontrolcü tasarımını güçleştiren anti rezonans frekansını kontrolcü tasarım probleminden düşüren kolay anlaşılır benzeşimsel bir tasarım yöntemi sunulmuştur.

Beş farklı durum için frekans ve zaman tanım kümesinde yapılan deneysel çalışmalar, tasarlanan H_∞ kontrolcünün tüm durumlarda etkin bir performans sergileyerek sistemdeki fiziksel değişimlerin etkilerini kontrol edebildiğini ortaya koymaktadır.

Parametre Belirsiz Akıllı Kiriş Modeli

Şekil 1 de verilen akıllı kiriş bir ucu tutturulmuş, diğer ucu serbest olan 350x30x2 mm boyutlarında alüminyum malzemeden oluşmaktadır (Akın ve Şahin, 2015). Üzerine 25.37x25.37x0.50 mm boyutlarında BMP500 tipi PZT yama simetrik olarak ikisi bir yüzeyde, ikisi diğer yüzeyde olmak üzere 4 adet yapıştırılmıştır. Bu piezoelektrik yamalar kullanım amaçlarına göre kontrol amaçlı piezoelektrik yamalar, algılayıcı yama ve uyarıcı

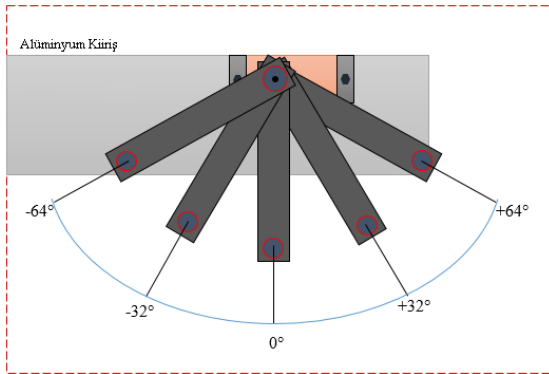
yama olarak tanımlanmıştır. Detaylı bilgi (Akın ve Şahin, 2015) ve (Akın, 2015) bulunabilir.



Şekil 1: Akıllı Kiriş (Akın ve Şahin, 2015)

Akıllı kirişin uç kısmında ağırlık değişiminin frekans cevaplarına etkisini görmek amacıyla kurulmuş bir servo mekanizması bulunmaktadır. Bu çalışmada servo kolundaki ağırlık 5 farklı konumda değerlendirilmiştir.

Sistemin fiziksel parametrelerindeki değişim, kirişin ucuna eklenmiş servo mekanizmanın, servo kolunun 5 farklı açıda konumlandırılması ile deneysel modele yansıtılmaktadır. Şekil 2'de gösterildiği gibi, servo kol açıları $+64^\circ$, $+32^\circ$, 0° , -32° ve -64° olacak şekilde 5 farklı durum göz önüne alınmıştır. Buna göre birinci durumda servo kol açısı $+64^\circ$, ikinci durumda $+32^\circ$, üçüncü durumda 0° , dördüncü durumda -32° ve beşinci durumda -64° dir.



Şekil 2: Servo Mekanizma Kolunun pozisyonuna Göre Deneysel Sistem Durumları (Akın ve Şahin, 2015)

Her bir durum için, kontrol amaçlı piezoelektrik yamalara 5 Hz – 30 Hz frekans aralığında üssel artan sinüs dalgaları uygulanmış ve algılayıcı olarak kullanılan piezoelektrik yama yardımıyla

sistemin cevabı ölçülmüştür. Bu giriş-çıkış verileri, MATLAB programı yardımıyla hızlı Fourier dönüşümü kullanılarak frekans cevap fonksiyonuna çevrilmiştir. Böylece elde edilen 5 farklı deneysel veriye uydurulan 2. Dereceden transfer fonksiyonları Denklemler (1-5)'de verilmektedir. Denklem (1) durum 1 için elde edilmiş transfer fonksiyonunu diğer denklemler ise aynı sırayla karşılık geldikleri durumlar için elde edilmiş transfer fonksiyonlarını göstermektedir.

$$G_1(s) = \frac{0.0182s^2 + 0.3710s + 251.1245}{s^2 + 1.5255s + 7193.2} \quad (1)$$

$$G_2(s) = \frac{0.0176s^2 + 0.3923s + 264.4334}{s^2 + 1.5840s + 7604.7} \quad (2)$$

$$G_3(s) = \frac{0.0169s^2 + 0.4183s + 283.0299}{s^2 + 1.6754s + 8175.1} \quad (3)$$

$$G_4(s) = \frac{0.0162s^2 + 0.4459s + 303.3521}{s^2 + 1.7759s + 8796.6} \quad (4)$$

$$G_5(s) = \frac{0.0158s^2 + 0.4624s + 317.3042}{s^2 + 1.8454s + 9216.7} \quad (5)$$

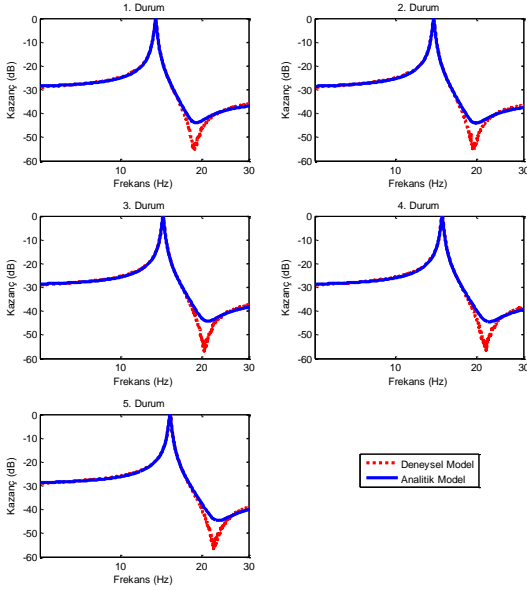
Şekil 3, akıllı kirişin 5 farklı durumuna ilişkin deneysel ve bunlara uydurulan analitik frekans cevap fonksiyonlarını göstermektedir. Buna göre uydurulan en basit yaklaşımlı ikinci dereceden transfer fonksiyonlarının dahi özellikle rezonans bölgesinde büyük bir uyum gösterdiği görülmektedir.

H_∞ Kontrolcü Tasarımı

Gerçek bir sistemde, fiziksel parametreler tam olarak bilinmez. Ancak belirli yüzdesel aralıkta tahmin edilebilirler. Parametre belirsiz akıllı kiriş modeli tanımlanırken, ikinci dereceden elde edilen sistem transfer fonksiyonunun payda kısmındaki fiziksel terimler Denklem (6)'da verildiği gibi hesaba katılabilir. Buna göre, benzeşimsel olarak mekanik sistemin kütle değeri m, sönüm değeri c ve rijitlik katsayısı değeri k

$$\begin{aligned} m &= \bar{m}(1 + p_m \delta_m), \\ c &= \bar{c}(1 + p_c \delta_c), \\ k &= \bar{k}(1 + p_k \delta_k) \end{aligned} \quad (6)$$

yazılabilir. Denklem (3)'de verilen transfer fonksiyonu temel alındığında, $\bar{m} = 1$, $\bar{c} = 1.6754$ ve $\bar{k} = 8175.1$ değerleri m , c ve k fiziksel parametrelerinin nominal değerlerini ifade eder. p_m , p_c , p_k ve δ_m , δ_c , δ_k ifadeleri ise bu fiziki parametrelerin muhtemel sarsımlarını (pertürbasyonlarını) tanımlamaktadırlar. Buna göre tasarım için referans alınan sistem karakteristik denklemi $ms^2 + cs + k$ biçimindedir. Bu form, çok iyi bilindiği gibi, basit kütle-sönüm-yay sisteminin karakteristik denklemidir. Tasarımın bu aşamasında ihmal edilen anti-rezonans frekansını belirleyen giriş dinamiği (nominal transfer fonksiyonunun pay kısmı; $0.0169s^2 + 0.4183s + 283.0299$) tasarımın son evresinde H_∞ kontrolcü elde edildikten sonra hesaba katılmaktadır.



Şekil 3: Akıllı Kirişin Beş Farklı Durumdaki Deneysel ve Analitik Modellerinin Frekans Cevapları

Bu çalışmada, $p_m = 0.4$, $p_c = 0.2$, $p_k = 0.3$ ve $-1 \leq \delta_m, \delta_c, \delta_k \leq 1$ olarak göz önüne alınmıştır. Bu değerlerle m parametresinde $\pm\%40$ 'lık değişim, c parametresinde $\pm\%20$ 'lik değişim ve k parametresinde $\pm\%30$ 'luk değişim

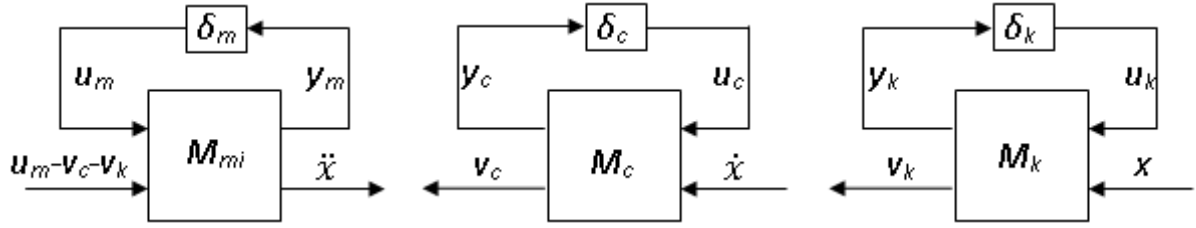
göz önüne alınmıştır. Parametrelerin belirsizlik oranları, servo kolun tüm pozisyonları için muhtemel transfer fonksiyonlarını kapsayacak sarsımlanmış modeli elde etme düşüncesi ile seçilmiştir. Sistemdeki parametre belirsizliklerini modelde hesaba katmanın etkili yollarından biri lineer kesirsel dönüşümler (*Linear Fractional Transforms; LFTs*) kullanmaktır. Söz konusu belirsiz değerler LFTs ile hesaba katılabilir (Gu vd. 2005, Onat vd. 2005). Sarsımlanmış bu üç fiziksel parametrenin üst (upper) lineer kesirsel dönüşüm ifadeleri ve buna ilişkin matris ifadeleri belirlenmiş ve Denklemler (7-9)'da verilmiştir (Gu vd. 2005).

$$\begin{aligned} \frac{1}{m} &= \frac{1}{\bar{m}(1 + p_m \delta_m)} = F_u(M_{mi}, \delta_m), \\ M_{mi} &= \begin{bmatrix} -p_m & \frac{1}{\bar{m}} \\ -p_m & \frac{1}{\bar{m}} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (7)$$

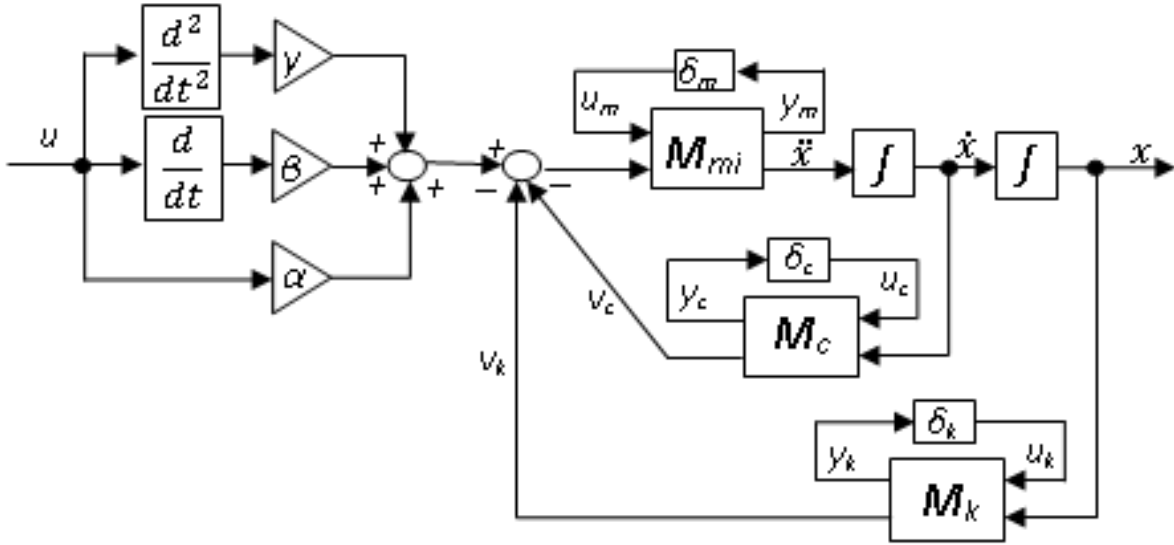
$$\begin{aligned} c &= \bar{c}(1 + p_c \delta_c) = F_u(M_c, \delta_c), \\ M_c &= \begin{bmatrix} 0 & \bar{c} \\ p_c & \bar{c} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} k &= \bar{k}(1 + p_k \delta_k) = F_u(M_k, \delta_k), \\ M_k &= \begin{bmatrix} 0 & \bar{k} \\ p_k & \bar{k} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (9)$$

Bu LFT'ler Şekil 4'de gösterilmektedirler. Bu çerçevede belirsiz parametrelerin LFT'leri ile oluşturulmuş sistem blok diyagramı Şekil 5'de verilmektedir. Burada δ_m, δ_c ve δ_k parametre sarsımlarını, y_m, y_c, y_k ve u_m, u_c, u_k sarsım bloklarının giriş ve çıkışlarını simgelemektedir. Burada, $x_1 = x$, $x_2 = \dot{x} = \dot{x}_1$, $y = x_1$ ve $\dot{x}_2 = \ddot{x} = \dot{x}_1$ tanımlamaları altında Denklem (10)'da verilen denklem seti yazılır.



Şekil 4: LFT'lerle Belirsiz Parametrelerin Gösterimi



Şekil 5: Belirsiz Parametrelili Sistemin Blok Diyagramı

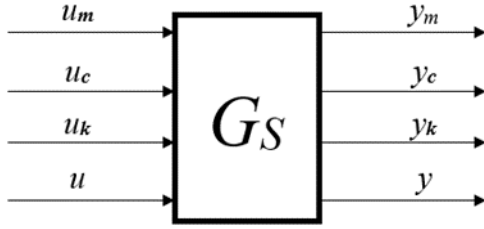
$$\begin{aligned}
 \dot{x}_1 &= x_2 \\
 \dot{x}_2 &= -p_m u_m + \frac{1}{m} (u - v_c - v_k) \\
 y_m &= -p_m u_m + \frac{1}{m} (u - v_c - v_k) \\
 y_c &= \bar{c} x_2 \\
 y_k &= \bar{k} x_1 \\
 v_c &= p_c u_c + \bar{c} x_2 \\
 v_k &= p_k u_k + \bar{k} x_1 \\
 y &= x_1 \\
 u_m &= \delta_m y_m \\
 u_c &= \delta_c y_c \\
 u_k &= \delta_k y_k
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

sarsımlanmış modelin durum-değişkeni uzayı modeli Denklem (11)'deki gibi elde edilir (Gu vd. 2005).

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ y_m \\ y_c \\ y_k \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\bar{k} & -\bar{c} & -p_m & -\frac{p_c}{m} & -\frac{p_k}{m} & \frac{1}{m} \\ -\bar{k} & -\bar{c} & -p_m & -\frac{p_c}{m} & -\frac{p_k}{m} & \frac{1}{m} \\ 0 & \bar{c} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \bar{k} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_m \\ u_c \\ u_k \end{bmatrix} \tag{11}$$

Denklem (10)'da verilen ifadeler durum-değişkeni uzayı formatında bir araya getirilerek,

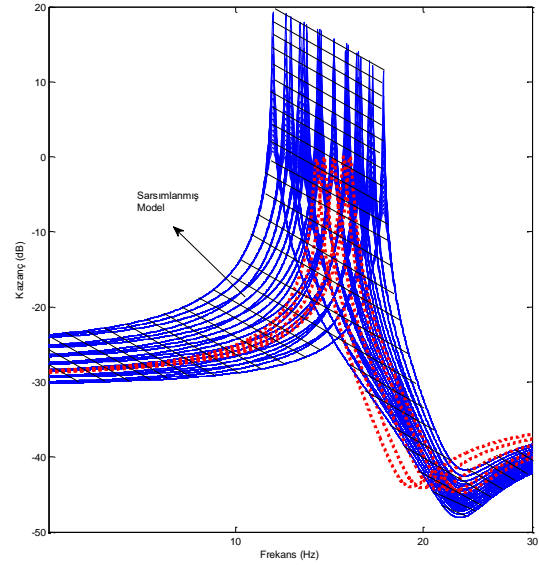
Belirsiz parametreler hesaba katılarak oluşturulan sarsımlanmış modelin giriş-çıkış ilişkisi Şekil 6'da verilmektedir.



Şekil 6: Sarsımlanmış Akıllı Kiriş Sisteminin Blok Diyagramı

Bu şekilde elde edilen parametre-belirsiz akıllı kiriş sisteminin açık çevrim frekans cevabı Şekil 7'de verilmektedir. Parametre-belirsiz sistemin sarsımlanmış modeli bilhassa rezonans bölgesinde akıllı kirişin beş farklı durumdaki modelini de içine almaktadır.

Tasarlanan kontrolcü tüm durumlarda sistemi kararlı kılmalı ve gerekli kapalı çevrim performansını sağlayabilmelidir. Bu çalışmada, kapalı çevrim için performans kriteri Denklem (12)'de tanımlanmaktadır. Burada K kontrolcüyü ifade etmek üzere, W_p ve W_u dış bozucu reddi ve gürbüz performans gereksinim frekans karakteristiklerini ortaya koymak için seçilen ağırlık fonksiyonlarıdır. Ayrıca $S(G_S) = (I + G_S K)^{-1}$ ifadesi hassasiyet fonksiyonunu tanımlamaktadır. Aslında hassasiyet fonksiyonu referans izleme hatasının transfer fonksiyonudur. Söz konusu sonsuz normu eşitsizliğinin sağlanması, bozucu giriş etkisinin başarılı bir şekilde kabul edilebilir seviyeye çekildiği ve arzu edilen gürbüz performansa ulaşıldığı anlamına gelir. W_p ve W_u ağırlık fonksiyonları ile kurulan genelleştirilmiş kapalı çevrim sistem yapısı Şekil 8'de verilmektedir



Şekil 7: Sarsımlanmış Modelin Frekans Cevabı

Titreşim kontrolü problemleri regülatör problem olduğundan r referans girişi sıfır alınmaktadır. Bir başka ifade ile titreşim kontrolü problemi sistemin tüm durum değişkenlerini sıfıra götürülmesi problemi olarak algılanabilir. Şekil 8'de verilen genelleştirilmiş kontrol yapısında G sistemi G_S sisteminin üst LFT'sini ($G = F_u(G_S, \Delta)$) ve K kontrolcüyü ifade etmektedir.

$$\left\| \begin{bmatrix} W_p S(G_S) \\ W_u K S(G_S) \end{bmatrix} \right\|_{\infty} < 1 \quad (12)$$

Bu çalışmada kullanılan W_p ve W_u ağırlık fonksiyonları sırasıyla Denklem (13-14)'de verilmektedir. Söz konusu ağırlık fonksiyonları Matlab bilgisayar programı ortamında oluşturulan döngülü simülasyon programı kullanılarak belirlenmiştir. Bunun için W_p ve W_u ağırlık fonksiyonlarının tüm parametreleri "for-end" döngülü özel bir yazılım ile her bir parametre setine karşılık gelen frekans cevapları üzerinden optimize edilmiştir.

$$W_p = \frac{15s^2 + 500s + 14 \cdot 10^4}{s^2 + 0.018s + 8172.2} \quad (13)$$

$$W_u = 1 \cdot 10^{-3} \quad (14)$$

d bozucu giriş olmak üzere genelleştirilmiş sistemin transfer fonksiyonu Denklem (15)'de olduğu gibi ifade edilebilir.

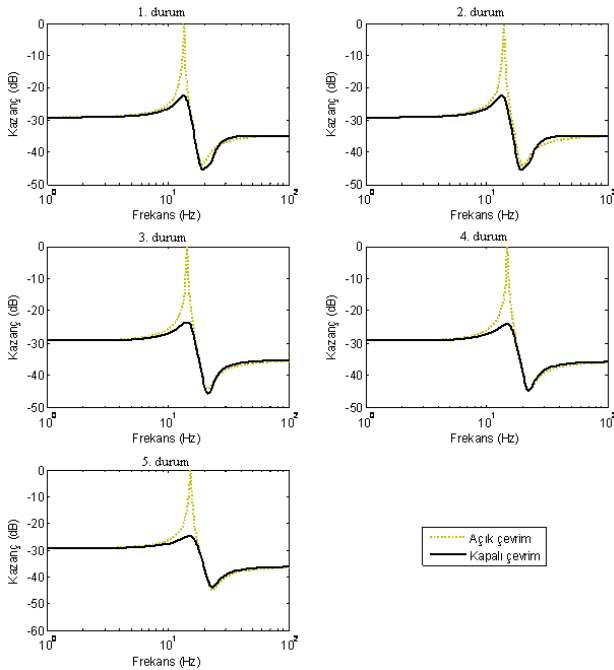
$$A_K = 1 \cdot 10^{10} \begin{bmatrix} -0.000000002475148 & -0.000001674733136 & -4.809061154112278 & -0.018544259476578 & -6.587275470464246 & 1.244577308228813 \\ 0.000000000100000 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.000000000100000 & 0 & 0 \\ 0000000000000000.0 & 0.000000000000000 & -0.980472323016947 & -0.003780804242357 & -1.343013883737415 & 0.253744451986313 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -0.000000000156728 & -0.000000009039948 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.000000009039948 & -0.00000000005992 \end{bmatrix}$$

$$B_K = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -4.533132506415594 \\ 0.883361222858091 \end{bmatrix}$$

$$C_K = [0 \quad 59.171597633136102 \quad 00 \quad 0 \quad 0]$$

$$D_K = [0]$$

(16)



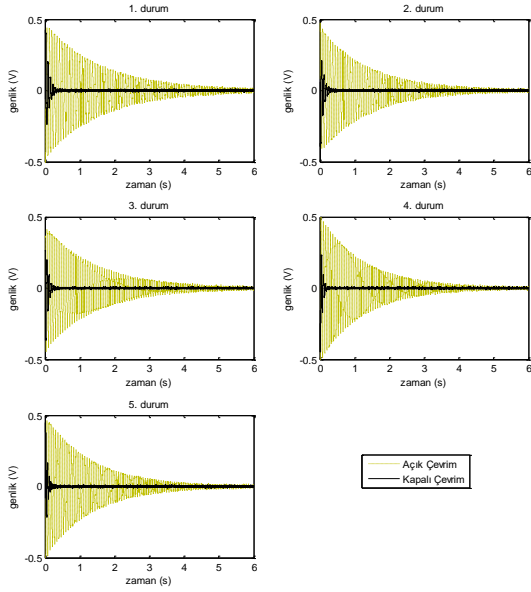
Şekil 10: Akıllı Kirişin Frekans Tanım Kümesi Zorlanmış Titreşim Benzetim Cevapları

DeneySEL Çalışmalar

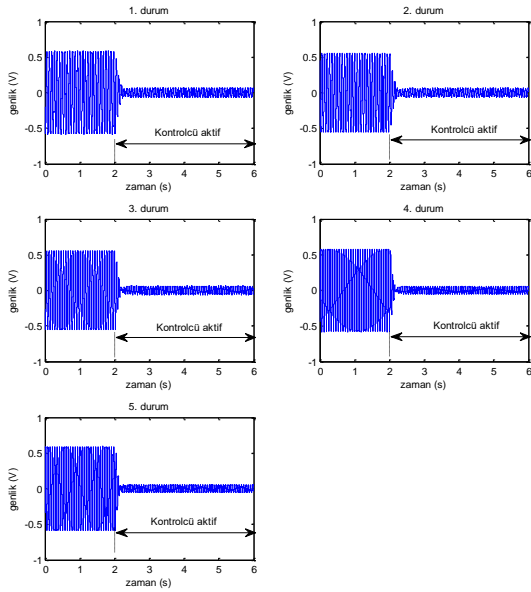
Tasarlanan kontrolcünün etkinliğini belirlemek için kirişin ucuna eklenen kütlelerin 5 farklı konumu için deneyler yapılmıştır. Bu durumlarda eklenmiş kütlelerin konumunu belirleyen servo kol açıları sırasıyla, birinci durumda +64°, ikinci durumda +32°, üçüncü durumda 0°, dördüncü durumda -32° ve beşinci durumda -64° pozisyonundadır. Şekil 11’de akıllı kirişin zaman tanım kümesi serbest titreşim deneysel cevapları Şekil 12’de ise zaman tanım

kümesi zorlanmış titreşim deneysel cevapları sunulmuştur. Servo kolun

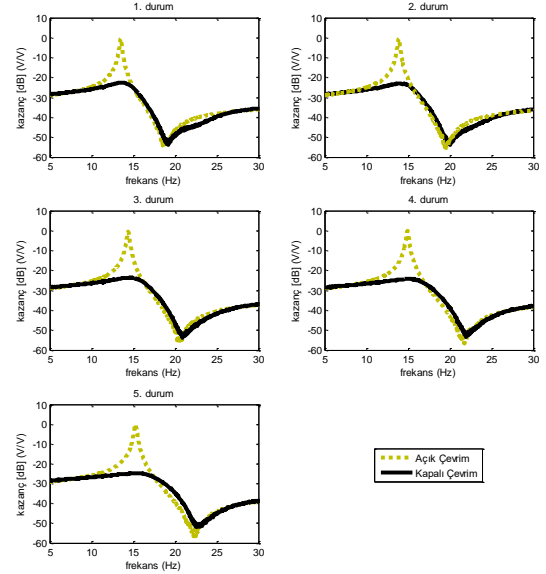
tüm durumlarında, önerilen kontrolcü güzel bir titreşim bastırma performansı ortaya koymuştur. Tüm durumlar için en fazla 0.25 saniyelik süre içinde giriş titreşimlerini bastırmaktadır. Bu bakımdan deneysel sonuçlar simülasyon sonuçları ile tam bir uyum içerisinde. Akıllı girişin frekans tanım kümesi zorlanmış titreşim deneysel cevapları ise açık çevrim ve kapalı çevrim durumları göz önünde tutularak Şekil 13’de verilmiştir. Buradan, önerilen kontrolcünün tüm durumlarda birinci rezonans bölgesini en az 25 dB baskıladığı görülmektedir.



Şekil 11: Akıllı Kirişin Zaman Tanım Kümesi Serbest Titreşim Deneysel Cevapları



Şekil 12: Akıllı Kirişin Zaman Tanım Kümesi Zorlanmış Titreşim Deneysel Cevapları



Şekil 13: Akıllı Kirişin Frekans Tanım Kümesi Zorlanmış Titreşim Deneysel Cevapları

Sonuç

Bu çalışmada, fiziksel değişimli bir akıllı kirişin düzleme dik ilk eğilme titreşimlerinin kontrolü için bir H_∞ kontrol tasarım yöntemi önerilmiştir. Buna göre, kiriş modelinin karşılık geldiği basit titreşim sistemi benzeşiminden faydalanılarak kontrolcü tasarlanmıştır. Oluşturulan kontrolcünün benzetimsel ve deneysel sonuçları birlikte sunulmuştur. Sonuçlar önerilen kontrolcünün, göz önüne alınan tüm durumlarda sistem parametrelerindeki değişimlere karşılık gürbüz bir performans sergilediğini göstermiştir.

Kaynaklar

- Akın O., (2015). Active Neuro-Adaptive Control of a Smart Beam Having Uncertainties in Structural Dynamics. Yüksek Lisans Tezi, Havacılık ve Uzay Mühendisliği Bölümü, ODTÜ, Ankara.
- Akın O., Şahin M., (2015). Akıllı Bir Kirişin Titreşimlerinin Doğrusal-Karesel Düzenleyici (LQR) İle Aktif Denetimi, XIX. Ulusal Mekanik Kongresi, Trabzon, 24-28 Ağustos 2015.
- Alam M.N. and Rahman N.U., (2010). Active Vibration Control of a Piezoelectric Beam Using PID Controller: Experimental Study, Latin American Journal of Solids Structure, vol. 9, pp. 657– 673.
- Aridogan M. U., (2010). Performance Evaluation of Piezoelectric Sensor/Actuator on Investigation of

- Vibration Characteristics and Active Vibration Control of A Smart Beam. Master's thesis, Middle East Technical University.
- Chhabra D., Narwal K., and Singh P., (2012). Design and Analysis of Piezoelectric Smart Beam For Active Vibration Control, *International Journal of Advance Research and Technology*, vol. 1, pp. 1–5.
- Fadil M. A. and Darus I. Z. M., (2013). Evolutionary Algorithms For Self- Tuning Active Vibration Control of Flexible Beam, *Australian Control Conference*, pp. 104–108.
- Fadil M.A., Jalil N.A., and Darus I. Z.M., (2013). Intelligent PID Controller Using Iterative Learning Algorithm For Active Vibration Controller of Flexible Beam, *IEEE Symposium on Computer and Informatics*, pp. 80–85.
- Fei J., Fang Y., and Yan C., (2010). The Comparative Study of Vibration Control of Flexible Structure Using Smart Materials, *Mathematical Problems in Engineering*.
- Gu D. W., Petkov P. Hr. and Konstantinov M. M., (2005), *Robust Vontrol Design with Matlab*, Springer.
- Khot S., Yelve N.P., Tomar R., Desai S., and Vittal S., (2012). Active Vibration Control of Cantilever Beam By Using PID Based Output Feedback Controller, *Journal of Vibration and Control*, vol. 18, pp. 366–372.
- Kumar S.,Srivastava R., Srivastava R. K., (2014). Active Vibration Control of Smart Piezo Cantilever Beam Using PID Controler. *Int. Journal of Research in Engineering and Technology*, Vol:03, p:392-399.
- Nestorovic T.,Oveisi A., (2015). Robust Controller for The Vibration Suppression of an active Piezoelectric Beam, *7th ECCOMAS, Smart 2015*.
- Onat C., Küçükdemiral IB., Cetin S., Yüksek İ., (2005). A Comparison Study of Robust Control Strategies for Active Suspension Systems, *International Symposium on Innovations in Intelligent Systems and Applications: 15th-18th June, 2005, Istanbul, Turkey*
- Onat C., Küçükdemiral IB, Sivrioğlu S., Yüksek İ., (2006). LPD Kazanç Programlaması Kullanarak Aktif Süspansiyon Denetleyicisi Tasarımı, *Mühendis ve Makine*, Vol:47, No:562: 51-62.
- Onat C., Küçükdemiral IB, Sivrioğlu S., Yüksek İ., (2007). LPV Based Gain-Scheduling Controller for a Full Vehicle Active Suspension System, *Journal of Vibration and Control*, Vol:13, No:11: 1629-1666.
- Onat C., Küçükdemiral IB, Sivrioğlu S., Yüksek İ. Cansever G., (2009). LPV Gain-Scheduling Controller Design for a Nonlinear Quarter Vehicle Active Suspension System, *Trans. of the Institute of Measurement and Control*, Vol:31, No:1: 71-95.
- Onat C., Sahin M., Yaman Y., (2010). Active Vibration Suppression of a Smart Beam via $PI^{\lambda}D^{\mu}$ Control. *IWPMA 2010, International Workshop on Piezoelectric Materials and Applications in Actuators*, 10-13 October 2010, Antalya, Turkey.
- Onat C., Sahin M., Yaman Y., (2011). Active Vibration Suppression of a Smart Beamby Using an LQG Control Algorithm, *2nd International Conference of Engineering Against Fracture (ICEAF II)*, 22-24 June 2011, Mykonos, Greece.
- Onat C., Sahin M., Yaman Y., (2011). Active Vibration Suppression of a Smart Beam by Using a Fractional Control, *2nd International Conference of Engineering Against Fracture (ICEAF II)*, 22-24 June 2011, Mykonos, Greece.
- Onat C., Sahin M., Yaman Y., Prasad E. ve 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*, 02-04 November 2011, Montreal, Canada.
- Onat C., Sahin M., Yaman Y., (2012). Fractional Controller Design for Suppresing Smart Beam Vibrations, *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, Vol: 84, No:4, 203-212.
- Onat C., SahinM., Yaman Y., (2013). Optimal Control of a Smart Beam by Using a Luenberger Observer, *ICEAF III, 3rd International Conference of Engineering Against Failure*, 26-28 June 2013, Kos, Greece.
- Onat C., (2014). WGC Based Robust and Gain Scheduling PI Controller Design for Condensing Boilers, *Advances in Mechanical Engineering*, Vol: 2014, 1-13.
- Turan A., Sahin M., Onat C., (2019). Active Vibration Suppression of a Cantilever Beam via a PID Controller Designed Through Weighted Geometrical Center Method, *10th Ankara International Aerospace Conference, AIAC 10*, 18-20 September, 2019, Ankara, Turkey.
- Ros N. F. M., Saad M. S., Darus I. Z. M., (2015). Dynamic Modeling and Active Vibration Control of a Flexible Beam: A Review, *Int. Journal of Engineering & Technology*, Vol: 15, No:05, pp:12-17.
- Saad M. S., Jamaluddin H., and Darus I. Z. M., (2011). Active Vibration Control Of Flexible Beam System Using Proportional Control Scheme In Finite Difference Simulation Platform, *Fourth*

- International Conference on Modeling, Simulation and Applied Optimization, pp.1–5.
- Saad M.S., Jamaluddin H., and Darus I.Z.M., (2012). Active Vibration Control of Flexible Beam Using Differential Evolution Optimisation, *World Academy of Science and Technology*, pp. 419–426.
- Sahin M., Karadal F. M., Yaman Y., Kircali O. F., Nalbantoglu V., Ulker F. D., ve Caliskan T., (2008). Smart structures and their applications on active vibration control: Studies in the Department of Aerospace Engineering, METU. *Journal of Electroceramics*, 20(3-4):167–174.
- Shouwei G., Zhiyuan G., Yong S., Jincong Y., Xiaojin Z., (2010). Performance Analysis and Comparison of FXLMS and FULMS Algorithm For Active Structure Vibration Control, *International Conference of Advance Computer Control*, vol.1, pp. 197–201.
- Silva S.,Junior V. L., Assunçao E., (2004). Robust Control to Parametric Uncertainties in Smart Structures Using Linear Matrix Inequalities, *J. Of the Braz. Soc. of Mech. Sci&Eng.* 2004, Vol: XXVI, No:4:430-437.
- Sridevi M.,Madhavasarma P. (2010), Model Identification and Smart Structural Vibration Control Using H_{∞} Controller, *Int. Journal on Smart Sensing and Intelligent Systems*, Vol: 3, No:4:655-671.
- Yaman Y., Ülker F. D., Nalbantoğlu V., Çalışkan T., Prasad E, Waechter D., Yan B., (2003). Application of H_{∞} Active Vibration Control Strategy in Smart Structures, AED2003, 3rd International Conference on Advanced Engineering Design, Paper A5.3, Prague, Czech Republic, 01-04 June, 2003.
- Zorić N.D., Simonović A.M., Mitrović Z.S., Stupar S.N., Obrdović, and Lukić N.S., (2014). Free Vibration Control of Smart Composite Beams Using Particle Swarm Optimized A.M. Self-Tuning Fuzzy Logic Controller, *Journal of Sound Vibration*, vol. 333,pp.5244–5268

Low order H_∞ controller design for a smart beam with parameter varying

Extended abstract

Lightweight flexible aerospace structures require a proper active control mechanism to attenuate the vibration levels they experience, in order to preserve their structural integrity. Recent technological developments on piezoelectric materials have successfully paved ways for active vibration control applications. The piezoelectric materials offer cost effective solutions when used in the active vibration suppression of flexible structures due to their direct (i.e. sensing) and converse (i.e. actuation) piezoelectric effects.

A smart structure usually consists of a passive metallic and or composite structure with elements called the smart materials. The smart structure can sense external disturbances and respond to those in real time. The smart materials are used as sensors and/or actuators and are either embedded in and/ or surface bonded to the existing passive structure.

In this study, a smart beam equipped with PZT patches are used. It is an aluminum, cantilever beam with dimensions of 350x30x2 mm. Four BM500 PZT patches having dimensions of 25.4x25.4x0.50 mm stuck in bimorph condition. The variations in system physical parameters were represented by different angles at which the servo mechanism arm assumed. Hence the cases of $+64^\circ$, $+32^\circ$, 0° , -32° and -64° were considered in order. For each case the actuator PZT patches were given a chirp sine wave with a range of 5 Hz to 30 Hz and the system response were measured by using from sensor PZT patches. These input-output data have been converted to frequency response function through a FFT (Fast Fourier Transformation) by using MATLAB.

H_∞ based controllers are especially suitable for systems in which the system parameters can vary. This study presents a low order H_∞ controller which was designed to suppress the flexural vibrations of a system with varying parameters. The controller was designed and implemented to a smart cantilever beam. In order to design a reduced order H_∞ controller a, the lowest possible order, second order analytical model was obtained from the experiments. Therefore for each five position of the servo mechanism second order system model were obtained. Then the numerator polynomial equations, which actually represent the antiresonance frequencies, were omitted and the system was simulated as if it was a massspring-damper system.

The analogical model corresponding to the mean value of servo bar position is perturbed and, crude H_∞ controller is computed by using that model. In the final stages of the design, the anti-resonance polynomial which was previously neglected is suitably included into the controller. If only the polynomial having the highest antiresonance frequency is used then the LTI (Linear Time Invariant) H_∞ controller is synthesized. It is believed that the developed controller is superior to other H_∞ controller designs in literature and advantageous in terms of the following criteria:

- The anti-resonance frequency which complicates the controller design had been successfully omitted.
- A lowest possible order of second order can successfully be used in the design.
- No reduction has been attempted for the implication of the developed controller.
- No additional compensator has been utilized for performance increase.

This study presented a new H_∞ controller design. The first flexural vibrations of a smart beam with varying physical parameters were tried to be suppressed. The time domain and frequency domain experiments conducted for five different cases had revealed that the designed low order LTI H_∞ controller performed satisfactorily for all the cases and controlled the effects of changes of system physical parameters. It is believed that the systems where their physical parameter changes can be measured and/ or can be observed and/or can be estimated by an artificial network are suitable candidates for the efficient application of gain scheduling H_∞ controllers.

Keywords: Smart beam, Vibration, Robust control, H_∞ controller, Parameter uncertainty.