

ZAMANLAMA KAYIŞI SERVO SİSTEMİNİN DEĞİŞKEN YAPILI SİSTEM DENETİMİ

Özkan Bebek¹

Murat Günay²

Asif Şabanoviç³

Gökhan Göktuğ⁴

^{1,2,3,4} Mekantronik Mühendisliği Programı

Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi

Sabancı Üniversitesi, 81474, Tuzla, İstanbul

e-posta: ¹ozkan@su.sabanciuniv.edu, {³asif, ⁴ggoktug, ²muratg}@sabanciuniv.edu

Anahtar sözcükler: Kayışlı sistemler, bozucu reddi, kayan kipli denetim, değişken yapıli sistem denetimi

ÖZET

Bu makalede kayan kipli denetim çerçevesinde zaman kayışlı elektromekanik doğrusal kasnağın denetimine yönelik bir çözüm sunulmaktadır. Bu tür sistemlerde zamanlama kayışının esnekliği ve büyük sürtünme kuvvetleri sistemin doğrusallığını bozmaktadır ve bu nedenle, sistem parametrelerinde büyük değişikliklere ve yükün salınım hareketi yapmasına neden olurlar. Önerilen çözüm Kayan Kipli Hareketin tanımı ve denetimin önceden tanımlanmış Liapunov Fonksiyon adayının zaman türevinin seçimi üzerinedir. Uygun Liapunov fonksiyonun zaman türevlerinin seçimi ile sağlanan denetim, sürekli ve çatırtı en aza indirilmiştir. Sistemin teknik gereklerini önerilen tasarımın karşıladığını gösteren benzetim ve deney sonuçları sunulmuştur.

1. GİRİŞ

Endüstriyel dişli-kayış servo sistem uygulamaları arasında hızlı dinamik ve hassas konum yörünge takibi gerektirenler en ilgi çeken uygulamalar arasındadır. Kayış esnekliği nedeniyle dişli-kayış sistemi daha sert yapıdaki diğer sistemlerle karşılaştırıldığında büyük oranda belirsiz dinamikler ve konum hataları sergilemektedir[1,2]. Bu denetim sorununa geleneksel PI, PD veya PID de yeterli çözümü getirememektedir[3]. Dişli-kayış sisteminin denetimi için yükün salınımını düzenleyebilecek hızlı ve gürbüz bir denetleyicinin tasarlanması gerekmektedir. Bu amaçla uygulanabilecek yöntemlerden biri son çalışmalarda da görüldüğü üzere Değişken Yapılı Sistemlerdir (DYS) [4,5]. Özellikle ilginç olan [6] da gösterildiği üzere bozucu (disturbance) ve tepki torkları tepkilerinin geri beslemeleri ile ilgili uygulamalardır.

Robotikle ilgili yapılan çalışmalar arasında esnek eklemlerin ve esnek bağlantıların denetimi üzerine yapılan araştırmalar oldukça yaygındır. Hori [7] esnek bağlantılı sistemlerin titreşim denetimcileriyle ilgili “ümit vadeden” yöntemlerin analizlerini sunmuştur. Bu yöntemler : benzetimci takip denetimi, 2-şamalı model takip denetimi [8], hız türevinin geri beslemesi, bazı gözlemci-tabanlı yaklaşımlar, yük-tarafının ivme denetimi, durum-tepki yöntemleri ve bunların birleşimleri [7,8,9]. Titreşim denetimi tasarımının

başarılı olabilmesi için önemli noktalardan biri de sistemin “anti-rezonans frekansı” ile “rezonans frekansı” oranının dikkate alınmasıdır[10]. Daha sonraki çalışmalarda [11] farklı ve değişik rezonans oranlarına uygulanabilecek genel bir yöntemin geliştirilmesinin karmaşıklığı gösterilmiştir. Sorun rezonans oranının tahminindeki dinamiklerden kaynaklanmaktadır. Rezonans oranının tahmini bu yöntemin uygulanmasında önemli bir rol oynamaktadır. Gürbüz tekniklerin kullanıldığı bütün yöntemler içinde, basitliği ve gürbüzlük özellikleri kanıtlanmış olan kayan kipli denetim daha cazip durumdadır. Değişken yapıli sistem denetiminin elastik bağlantılı sistemler üzerinde uygulanmasıyla ilgili pek fazla çalışma bulunmamaktadır (sonsuz boyutlu dinamik sistemler kısmi diferansiyel denklemlerle tanımlanmıştır) ancak eldeki birkaç sonuç ilginç olasılıklara işaret etmektedir [12].

2.ZAMANLAMA KAYIŞLI SERVO SİSTEMİNİN MATEMATİKSEL MODELİ

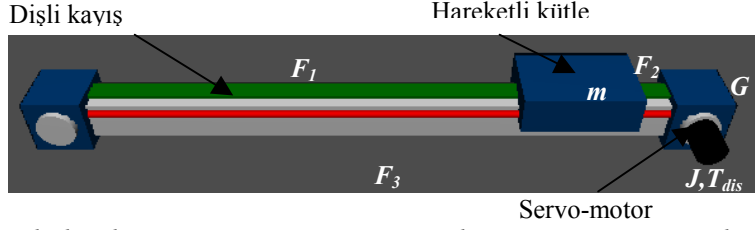
Tek eksenli dişli kayış sisteminin yapısı Şekil 1’de sunulmuştur. Sistem, dişli kayışla sürülen m kütlesi (bundan sonra yük olarak geçecektir) ve buna dişli oranı G olan bir dişli kutusu aracılığıyla bağlı olan elektrikli servo motordan oluşmaktadır. Aşağıdaki matematiksel model, Şekil 1’deki sistemin genel yapısını açıklamak için kullanılabilir.

$$J \frac{d^2\theta_1}{dt^2} = GT - T_L - r(F_1 - F_3) \quad (1)$$

$$J_2 \frac{d^2\theta_2}{dt^2} = r(F_2 - F_3) \quad (2)$$

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = -F_L + (F_1 - F_2) \quad (3)$$

Değişkenlerin ve parametrelerin anlamları aşağıdadır: θ_1 -Servo motor tarafından sürülen makaranın açısız konumu; θ_2 -Sürülmeyen makaranın açısız konumu; $T = K_T i$ -Servo motor tarafından üretilen tork; K_T -Motor tork sabiti; $T_L(\theta, \omega)$ -Servo motor tarafındaki sürtünme torku; F_1, F_2, F_3 -Kayışın değişik kısımlarındaki sürtünme kuvvetleri; x -Yükün



Şekil.1. Dişli kayışlı, tek eksenli servonun yapısı: J_m - motor atalet momenti, J_1 ve J_2 - yükün her iki tarafındaki makaraların atalet momentleri, G - Dişli oranı, r - makaraların yarıçapı, T_L - motor tarafındaki sürtünme torku K_1 , K_2 ve K_3 - F_1 , F_2 ve F_3 kuvvetlerine karşılık, kayışın farklı kısımlarında görülen sertlikler, m - kayışla sisteme takılmış kütle, F_L - kayışla sürülen kütle üzerindeki sürtünme kuvveti.

uzunlaşmasına konumu; v - Yükün uzunlaşmasına hızı; F_L -Yük tarafındaki sürtünme kuvveti; T_L - Motor tarafındaki sürtünme kuvveti; M -Yük tarafındaki eşdeğer kütle; G -Dişli oranı

Makara 1 ve 2'nin ataletleri motorun ve yükün ataletleriyle karşılaştırıldığında küçük kalır. Motor-kayış-kütle sistemi basit bir tanımlamayla, doğrusal olmayan yay bağlantılı, iki kütleli bir sistem şeklinde modellenebilir. Bu varsayımlardan yola çıkarak Şekil 1'deki sistemin hareketi, $x_m = \frac{r}{G}\theta$ dönüşümü kullanılarak, aşağıdaki bir dizi diferansiyel denklemle (4-8) tanımlanabilir:

$$\frac{dx_m}{dt} = v_m \quad (4)$$

$$\frac{dv_m}{dt} = \frac{F_{mot}}{m_{mot}} - \frac{F_B(x_m, x)}{m_{mot}} - \frac{F_D(v_m, v)}{m_{mot}} - \frac{F_{Lmot}}{m_{mot}} \quad (5)$$

$$\frac{dx}{dt} = v \quad (6)$$

$$\frac{dv}{dt} = \frac{F_B(\theta, x)}{m} + \frac{F_D(\omega, v)}{m} - \frac{F_L(x, v)}{m} \quad (7)$$

$$F_{iBelt} = F_B(\theta, x) + F_D(\omega, v) \quad (8)$$

(4)ten (8)e verilen matematiksel model 4üncü dereceden dinamik bir sistemdir. Doğrusal olmayan bu sistemde, servo motor torku denetim girdisi olup T_L ve F_L dış bozucular olarak sisteme farklı noktalardan etki etmektedir. Yeni değişkenlerin anlamları aşağıdadır:

$$F_{mot} = \frac{G}{r} K_T i = \frac{G}{r} T; \quad F_{Lmot} = \frac{G}{r} T_L; \quad (9)$$

$$m_{mot} = \left(\frac{G}{r}\right)^2 \frac{J}{2\pi}$$

Daha önce de belirtildiği gibi, kayışta oluşan kuvvetin iki bileşeni vardır. Birincisi eşdeğer yayın esneklik kuvveti $F_B(x_m, x)$, diğeri de kayışın iç sürtünmesinden gelen sönümlenme (damping) kuvvetidir, $F_D(v_m, v)$. Bu iki kuvvet (10)'da esneklik kuvveti ve (11)'de sönümlenme kuvveti olarak modellenebilir:

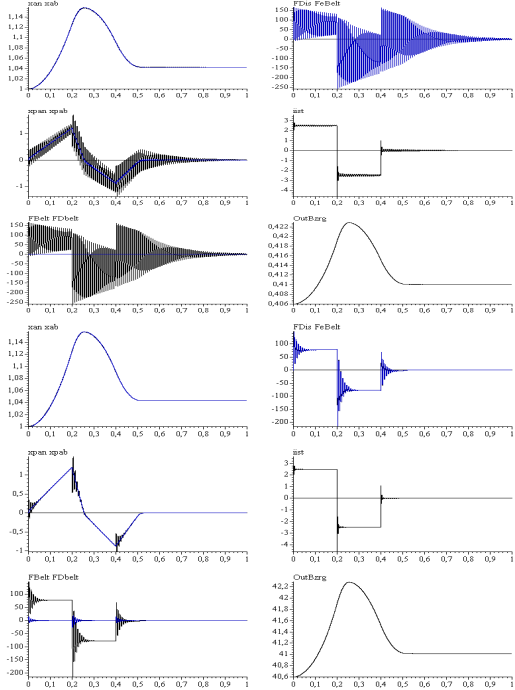
$$F_B = K(x)(x_m - x), \quad K(x) = \frac{1}{\frac{1}{C_0} + \frac{1}{K_1 + K_2}}; \quad (10)$$

$$K_1(x) = \frac{K}{l_{L0} - (x_0 + x)}; \quad K_2(x) = \frac{K}{x_0 + x}$$

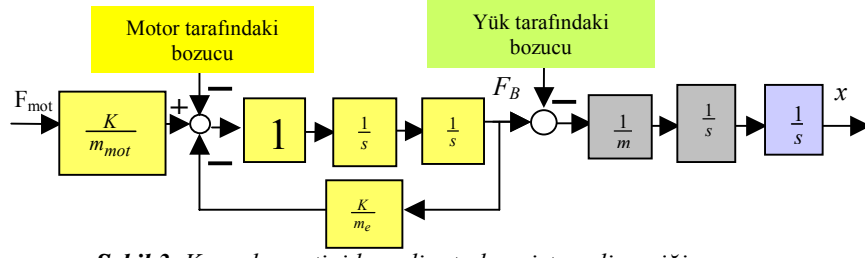
$$F_D = K_D(x)(v_m - v); \quad (11)$$

$$K_D(x) = K_0 \sqrt{\frac{m_{mot} m}{m_{mot} + m} K(x)}; \quad K_0 > 0$$

Sistemin nitel hareket biçimi bir dişli kayış sisteminin bütün belirli özelliklerini göstermektedir. Sistemin salınımlı doğası açıkça gösterilmiştir. Yüksek sürtünme kuvvetinden dolayı sönümlenme oldukça yüksektir. Sistemin belirgin özelliklerini göstermek üzere, Şekil 2'de sunulan benzetimdeki sürtünme kuvvetleri yukarıda sözü edilen sistemde belirtilen sürtünme kuvvetlerinden küçük alınmıştır. Bütün sürtünme kuvvetleri küçük alındığı için sistem çok küçük bir sönümlenmeyle ve kayış sertlik sabitiyle orantılı bir frekansta salınım yapmaktadır.



Şekil 2. Denetlenmeyen doğrusal sürüş hareket sistemi için geçişler. Eğriler: x_{an} , x_{pan} - kayışın motor tarafındaki konumu ve hızı; x_{ab} , x_{pad} - yükün konumunu ve hızı; F_{Belt} - esneklik kuvveti, F_{eBelt} - tahmin edilen esneklik kuvveti; F_{Dbelt} - kayışın sönümlenme kuvveti, F_{dis} - motor tarafındaki toplam bozucu kuvveti; i_{ist} - servo motorun akımı; $OutBzrg$ - esneklik katsayısını göstermektedir



Şekil 3. Kayış kuvvetini koordinat alan sistem dinamiği

(1-11) de verilen matematiksel tanımları kullanarak $F_B(x_m, x)$ esneklik kuvvetinin bir sistem değişkeni olarak ele alındığı faydalı başka bir tanımlama bulmak kolaydır. O zaman matematiksel model değiştirilerek aşağıdaki biçimde yazılabilir (12). Burada şunu da belirtmek gerekir ki (12)deki F_{LL} bozucu terimi aynı zamanda esneklik katsayısı türevine bağlı terimleri de içermektedir.

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{v} \\ \dot{F}_B \\ \dot{F}_{pB} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{m} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -\frac{K}{m_e} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ v \\ F_B \\ F_{pB} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{K}{m_e} \\ -\frac{K}{m_e} \end{bmatrix} [F_{mot}] + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{m} & 0 \\ 0 & 0 \\ -\frac{K}{m} & -\frac{K}{m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_D - F_{LL} \\ F_D + F_{LL} \end{bmatrix} \quad (12)$$

(12)'de belirtilen sistemin yapısı Şekil 3'te gösterilmiştir. Burada şunu belirtmek ilginç olacaktır ki, sistemin salınım yapan kısmının bu yapıda artık kayışın kuvvet dinamiklerini tanımlayan blokla sınırlı kaldığı görülmektedir

3. BOZUCU VE KAYIŞ ESNEKLİK KUVVETİ GÖZLEMCİLERİ

Aşağı yukarı önceki bütün hesaplamalarda şu ya da bu şekilde bozucu ve/veya kayış esneklik kuvvetine ihtiyaç vardır. Aşağıdaki paragrafta toplam bozucu ve esneklik kuvveti tahmininde kullanılan kayan kipli yaklaşım tartışılacaktır. Özel bir tür motor hız referansındaki yapının aynısı, sürtünme kuvvetinin tahmininde ve ayrıca sürücünün bazı parametrelerinin de tahmininde temel olarak alınacaktır.

Şimdi gözlemcinin yapısını, servo motorun toplam bozucu tahmini örneğini kullanarak açıklayalım. Bu yaklaşımın tartışılmasında (4) ve (5) deki yapılar kullanılacaktır. J, R, G ve K_T 'nin bilinen sabitler olduğunu varsayarsak (5.) denklem şu şekilde yazılabilir:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J} T - \frac{T_L(\omega, \theta)}{J} - \frac{r}{JG} F_B(\theta, x) - \frac{r}{JG} F_D(\omega, v) = \frac{K_T i}{J} - \frac{T_{dis}}{J} \quad (13)$$

Açısal hız gözlemcisini şu yapıda oluşturalım:

$$\frac{d\hat{\omega}}{dt} = \frac{K_T i}{J} - \frac{u + u_0}{J} \quad (14)$$

$(u+u_0)$ ın gereksinimlere göre belirlenmesi için, takip hatası $\sigma_w = \omega - \hat{\omega}$ sıfır olmaya zorlanır.

$\sigma_w = 0$ çözümününün sabit olması için, kayan kipin $\sigma_w = 0$ üzerine kurulduğunu varsayalım. Bu durumda şunlara ulaşılabilir:

$$(15)$$

$$\frac{d\sigma_x}{dt} = \left(\frac{K_T i}{J} - \frac{T_{dis}}{J} \right) - \left(\frac{K_T i}{J} - \frac{u + u_0}{J} \right)_{(u+u_0)_{eq}} = 0$$

$$(u + u_0)_{eq} = T_{dis} = T_L(\omega, \theta) + \frac{r}{G} F_B(\theta, x) + \frac{r}{G} F_D(\omega, v) \quad (16)$$

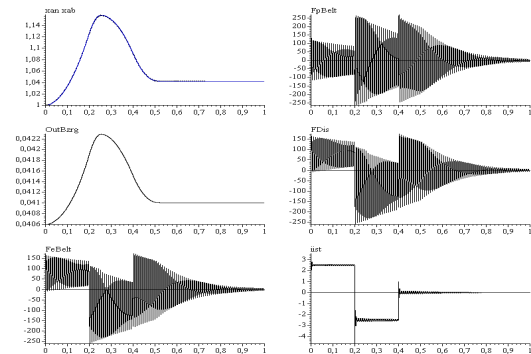
Rahatsızlığın herhangi bir bileşeni bilinirse u_0 'ın bilinen bileşenlerle değiştirilmesi gerektiği açıkça görülmektedir ve böylece u_{eq} toplam rahatsızlığın bilinmeyen kısmının tahmini olur. Buradaki denetim, kayış gerilme ya da kayış esneklik kuvvetlerinin denetiminde kullanılan yöntemin aynısı kullanılarak hesaplanabilir, örneğin T nin örnekleme aralığı ve K_u 'nun tasarım parametresi olduğu $u(k+1) = u(k) + K_u (D\sigma(k) - \frac{\sigma(k) - \sigma(k-1)}{T})$ gibi.

Şekil 4a'da sistemin geçişleri ve bozucu tahmini gösterilmiştir. Şekil 4b'de ise gözlemci hataları daha ayrıntılı olarak gösterilmiştir. Bozucu tahmininde ve esneklik kuvvetleri türevinin hesaplanmasında aynı yapıdaki gözlemcinin kullanıldığına dikkat çekilebilir. Gözlemci, kısa örnekleme aralıklı, $T=0.025$ ms, parçalı zamanlı bir sistem olarak tasarlanmıştır. Denetleyici ve bozucu kuvveti gözlemcisinin parametreleri aşağıdaki gibidir:

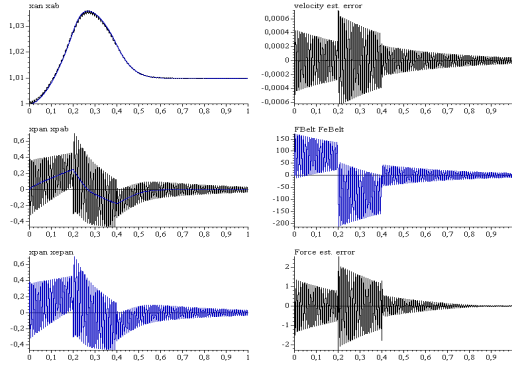
$$\hat{v}_m(k+1) = v_m(k) + \frac{T}{m_{mot}} (F_{mot}(k) + \hat{F}Dis(k)) \quad (17)$$

$$\hat{F}Dis(k) = \text{sat}(\hat{F}Dis(k-1) + K_p(\text{sat}(B_p, e(k)) + K_u((1+DT)e(k) - e(k-1)))) \quad (18)$$

$$e(k) = v_m - \hat{v}_m; K_p = 0.45, B_p = 0.65 m_{mot}, D = 2500$$



Şekil (4a)

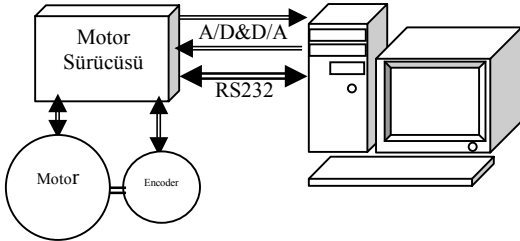


Şekil (4b)

Şekil 4a,b. Tahmini kayış kuvveti ve onun türevi ile birlikte denetimsiz sistemdeki geçişler

Eğriler: $xan, xpan$ – motor tarafındaki kayışın konumu ve hızı; $xab, xpab$ – yükün pozisyonu ve hızı; spk, sFk – Hız ve kuvvet gözlemcilerinin hataları; $FBelt$ – esneklik kuvveti, $FeBelt$ – tahmini esneklik kuvveti; $FDbelt$ – Kayış sönümlenme kuvvetini göstermektedir.

4. DENEYSEL SONUÇLAR



Şekil 5. Deneysel düzenin basitleştirilmiş yapısı.

Deney düzeni servo motor ve sürücüsü, motorun sürücüsüne bağlı olarak çalışan ve bir PC içinde takılı olan dSPACE DM1103 denetim kartı ve denetim kartının yazılımından oluşmaktadır. Deney düzeni Şekil 5'te gösterilmiştir.

Açık çevirim geçişleri, akım denetimcisinin davranışını doğrulamak ve motorun sürtünme torkunu belirlemek için gösterilmiştir. Davranışla birlikte sinüs yapısındaki akım girdisi ve akımdaki değişiklikler gösterilmiştir. Referans akımın genliği 0.1 A ile 0.5A arasında, frekansı da $f=0.5$ Hz seçilmiştir.

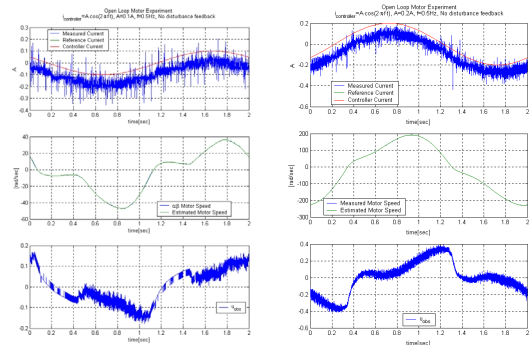
Şekil 6'da yüksüz motorun sinüs akım referansı için açık çevirim yanıtı gösterilmiştir. Akım asimetrisinden kaynaklanan yanıt asimetrisi görülebilir. Hız yanıtı sürtünmeli bir sistemdeki tipik davranışı göstermektedir. Bozucu gözlemcisinin çıktısı sürtünme kuvvetinin doğrusal olmadığını göstermektedir.

Bozucu reddinin yapısı:

$$J_N \frac{d\hat{\omega}}{dt} = K_{TN} (i^{ref} + u); \quad (19.a)$$

$$u(k+1) = u(k) + K_u (D\sigma(k) - \frac{\Delta\omega(k) - \Delta\omega(k-1)}{T})$$

$$i^{ref} = i_c + \alpha u \quad (19.b)$$



Şekil 6. Yüksüz motor ve sinüs akım girdisi için açık çevirim geçişleri.

Alt dizin N parametrelerinin sözde nominal değerlerini, α tasarım parametresini göstermektedir. Denklem (19.a)da motor hız gözlemcisi tanımlanmaktadır. Buna göre kontrol girdisi u 'nun, tahmin edilen hızın motor hızını takip edeceği şekilde belirlenmesi gerekmektedir. Bu başarırsa (19.a) ve (19.b) den yola çıkarak şunlar elde edilebilir:

$$u = \frac{K_{TN}(W-1)}{K_{TN} - \alpha K_{TN}(W-1)} i_c - \frac{1}{K_{TN} - \alpha K_{TN}(W-1)} T_L' \quad (20)$$

$$J_N s\omega = \frac{K_{TN} K_{TN} W}{K_{TN} - \alpha K_{TN}(W-1)} i_c - \frac{(1+\alpha)K_{TN}}{K_{TN} - \alpha K_{TN}(W-1)} T_L' \quad (21)$$

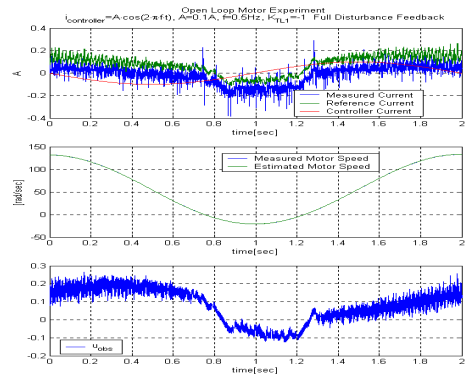
$\alpha = -1$ için denetim çevirimi geçişleri şöyle bulunabilir:

$$J_N \frac{d\omega}{dt} = K_{TN} i_c - 0 T_L' \quad (22)$$

$\alpha = -1$ için u :

$$u = \frac{(W-1)}{W} i_c - \frac{1}{K_{TN} W} T_L' \quad (23)$$

Eğer W 1'e doğru eğilim gösterirse, u da rahatsızlığın gerçek değerine doğru eğilim gösterir. Açık çevirim sisteminin sinüs yapısındaki akım girdisi ve tam bozucu geri beslemesiyle oluşan davranışı Şekil 7de verilmiştir. Etkili bir bozucu reddi tespit edilmiştir. Hızda asimetriklik tespit edilmiştir. Bunun nedeni ise daha önce açıklanan akım değişikliğidir.



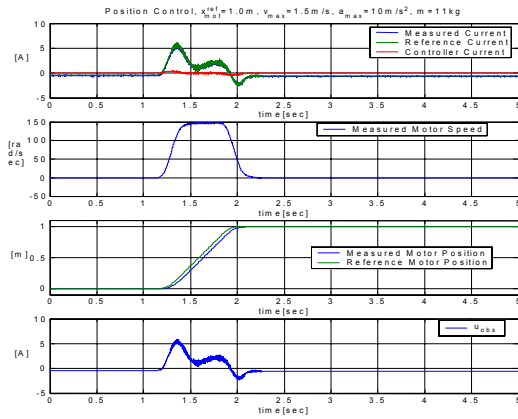
Şekil 7 Yüksüz motorun bozucu torku geri beslemesi ile sinüs akım girdisi için hareketi.

PI hız denetimsi ve P konum denetimsi ile yapılan deneyler

Bu deneyler aynı yapıdaki bozucu gözleyicisi ve denetimsi kullanılarak, yüksüz motorda kullanılan parametreler değiştirilmeden yapılmıştır. Böyle yapılmasının amacı bozucu gözleyicisine dayalı sistemin ve tasarımın diğer elemanlarının gürbüzlüğünü kontrol etmektir. PI hız ve P konum denetiminde kullanılan denklemler aşağıdadır.

$$v^{ref} = K_{pp}(x^{ref} - x) \quad (24)$$

$$i_{motor}^{control} = K_p(v^{ref} - v) + K_i \int (v^{ref} - v) dt \quad (25)$$



Şekil 8. PI hız denetimsi, P konum denetimsi – $m=11kg$ iken Doğrusal sürücünün 1m. referansına hareketi. Eğriler: Akım, hız, konum, bozucu akımı göstermektedir.

Farklı yükler için, $m=2kg-26kg$ arasında, farklı konum hedefleri verilerek, $x^{ref} = 1mm - 1500mm$, deneyler gerçekleştirildi. Deneyler sonucunda konum hedefleri istenilen hata aralığı içinde izlenmiştir. Yüksek ağırlık ve ivme kullanılarak yapılan deneylerde konum takibinde hedeften öteye geçmeler gözlenmiştir.

5. SONUÇ

Bu makalede sistem modelleme ve kayan kipli denetim çerçevesinde zaman kayışlı elektromekanik doğrusal kasmağın denetimine yönelik bir çözüm sunulmaktadır. Bu tür sistemlerde zamanlama kayışının esnekliği ve büyük sürtünme kuvvetleri sistemin doğrusallığını bozmaktadır ve bu nedenle, sistem parametrelerinde büyük değişikliklere ve yükün salınım hareketi yapmasına neden olurlar. Önerilen çözüm Kayan Kipli Hareketin tanımı ve denetimin önceden tanımlanmış Liapunov Fonksiyon adayının zaman türevinin seçimi üzerinedir. Uygun Liapunov fonksiyonun zaman türevlerinin seçimi ile sağlanan denetim, sürekli ve çatırtı en aza

indirilmiştir. Sistemin teknik gereklerini önerilen tasarımın karşıladığını gösteren benzetim ve deney sonuçları sunulmuştur.

KAYNAKLAR

1. Abrate, S. (1992): Vibration of belts and belt-drives, *Mechanism and Machine Theory*, 27(11), 645-659.
2. Kagotani, M., Koyama, T., Ueda, H., (1993): A study of transmission error in timing belt drives (effects of production error in polychloroprene rubber belt), *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 115, No. 12, 1038-1043
3. Moon, J., (1997): Nonlinear vibration of power transmission belts, *Journal of Sound and Vibrations*, Voi. 200, pp. 419-431.
4. Hacı, A., Jezernik, K., Terbuc, M., (2000): VSS motion control for a laser-cutting machine, *Control Engineering Practice*,
5. Sabanovic, A et al. (1992): Sliding Mode Vibration Control of Flexible Joint, *Proc. of the 31st SICE'92 Annual Conference (International Sessions)*, pp.897-900, Kumamoto July 1992, Japan.
6. Kino, M., et al. (1998): Reaction Torque Feedback Based Vibration Control in Multi-Degres of Freedom Motion Systems, *Proc. of IEEE IECON'98*, Vol.3., pp.1807-1811
7. Hori, Y., Basic consideration of vibration suppression and disturbance rejection control of n-inertia system using SFLAC," *PCC-Yokohama*, pp, 309-315, 1993.
8. Koyama, M., et al., (1991): Two degree of freedom speed controller using reference system model for motor drive," *Conf. Record. EPE '91*,
9. Kaneko, K. et al., (1992) Accurate torque control for a geared DC motor based on an acceleration controller," in *Proc. IEEE IECON '92*, vol. 2, pp. 395-400. .
10. Yuki, K., et al., (1993) 'Vibration control of a 2 mass resonant system by the resonance ratio control,' *Trans. IEE-Jpn.*, vol 113-D, no. 10, (in Japanese).
11. Sugiura, K., et al., (1994) Proposal of quad-pole controller based on resonance ratio control for 2-mass system, in *Proc. IEEE 3rd AMC Workshop*, pp. 409-416.
12. Sabanovic, A., et al (1998): Sliding Mode Disturbance Observer Based Control Systems", *Proceedings of 10th EPDE*, pp. 146-150, Dubrovnik, Croatia, October 14-1