

Yumuşak S-Eğrisi Hareket Profili ile Esnek Sönümsüz Tabandan Tahrikli Öteleme Girdili Sistemlerde Artık Titreşimlerin Bastırılması

Ahmet ÖZOKUTAN^{1, a)}, Ahmet Emin KARADAĞ^{1, b)}, Sadettin KAPUCU^{1, c)} ve M. Erkan KÜTÜK^{1, d)}

¹Gaziantep Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü 27310, GAZİANTEP

^{a)}ahmetozokutan@mail2.gantep.edu.tr, ^{b)}aemink@gantep.edu.tr, ^{c)}kapucu@gantep.edu.tr,
^{d)}mekutuk@gantep.edu.tr

ÖZET

Bu çalışmada, esnek ve sönümsüz tabandan tahrikli sistemlerde artık titreşimlerin bastırılması amacıyla yeni bir yumuşak S-eğrisi hareket profili tasarlanmıştır. Önerilen profil, rampa ve sikloid fonksiyonlarının birleşiminden oluşmakta olup, sistemin baskın doğal frekansına göre optimize edilmiştir. Beş segmentli ivme profili matematiksel olarak modellenmiş, hız ve konum ifadeleri türetilmiş ve parametreler, eyleyici sınırları ile hedeflenen hareket süresine bağlı olarak belirlenmiştir. Benzetim çalışmaları, profilin, sistem periyodunun 0.8 katı kadar kısa sürelerde dahi artık titreşimi %5 eşik değerinin altına indirebildiğini göstermektedir. Karşılaştırma amacıyla incelenen 3-4-5 polinom profili, tüm zaman aralıklarında belirgin artık titreşim üretirken, önerilen yöntem özellikle kısa hareket sürelerinde daha düşük genlikli salınımlar sağlamıştır. Ayrıca, hareket süresinin sistem periyodunun yarısının altına inmesi durumunda hız değerlerinin eyleyici sınırlarına yaklaştığı gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçlar, yöntemin yüksek hızlı ve hassas konumlandırma gerektiren endüstriyel robotlar, vinç sistemleri ve hassas montaj hatları gibi uygulamalarda etkili bir çözüm sunduğunu ortaya koymaktadır.

Anahtar Kelimeler: Artık titreşim bastırma, S-eğrisi hareket profili, esnek sistemler, hareket kontrolü, sönümsüz sistemler

Residual Vibration Suppression in Flexible Undamped Base-Excited Translational Systems Using a Smooth S-Curve Motion Profile

ABSTRACT

This study presents a novel smooth S-curve motion profile for suppressing residual vibrations in flexible, undamped base-driven systems. The proposed profile combines ramp and cycloidal functions and is optimized with respect to the system's dominant natural frequency. A five-segment acceleration profile is mathematically modeled, with corresponding velocity and displacement expressions derived, and parameters are determined based on actuator limits and the desired motion duration. Simulation results show that the proposed method can reduce residual vibrations below the 5% threshold even for motion durations as short as 0.8 times the system's natural period. In contrast, the conventional 3-4-5 polynomial profile exhibits significant residual vibrations across all tested durations. The proposed profile also achieves lower vibration amplitudes, particularly for short motion times, while maintaining smooth acceleration characteristics. However, when the motion time is reduced below half the system's natural period, velocity levels approach actuator capability limits. These results demonstrate that the proposed approach offers a practical and effective solution for high-speed and precise positioning tasks in industrial applications such as robotic manipulators, crane systems, and precision assembly lines.

Keywords: Residual vibration suppression, S-curve motion profile, flexible systems, motion control, undamped systems

1. GİRİŞ

Sanayi makinelerinin yüksek hızlı çalışması, genellikle yoğun titreşimlere yol açarak konumlandırma hassasiyetini ve etkinliğini azaltmaktadır. Hareket kontrol mühendisliğindeki temel zorluklardan biri, artık titreşimlerin en aza indirildiği hızlı hareketlerin gerçekleştirilmesidir. Hareket kontrol teknikleri performans ve verimliliği artırmak amacıyla robotik sistemlerden imalat makinelerine kadar çok çeşitli mühendislik alanlarında yaygın olarak uygulanmaktadır. Örneğin, asılı nesnelere taşıyan robotlar veya konteyner yükleme-boşaltma işlemlerinde kullanılan vinçler, yüksek iş verimliliği ve güvenlik için minimum artık titreşimle hızlı hareket kabiliyetine ihtiyaç duyarlar [1]. Benzer şekilde, üretim ekipmanları, üretkenlik ve kaliteyi artırmak amacıyla yüksek hızlı ve hassas alma-bırakma hareketleri gerektirir. İnsan vücudu içerisindeki dar alanlarda giderek daha fazla kullanılan cerrahi robotlarda ise uç efektörün artık titreşiminin en aza indirilmesi, güvenli cerrahi sonuçlar elde edilmesi açısından kritik öneme sahiptir [2].

Pratik uygulamalarda en basit hareket profillerinden biri, sabit bir hıza ulaşmak için rampa şeklinde ivmelenen ve ardından tekrar rampa şeklinde yavaşlayarak durmaya gelen trapezoidal hız profilidir [3-6]. Ancak bu profil, S-eğrisi hareket profiline kıyasla daha fazla artık titreşim oluşturma eğiliminde olabilir [7].

Sonlu sadmeye sahip S-eğrisi hareket profili, hareket kontrolü alanında kapsamlı şekilde çalışılmış ve uygulanmıştır [4,7,8]. S-eğrisi tasarımı sırasında maksimum ivme, maksimum hız, sadme değeri ile belirlenen düzgünlük ve zaman süresi gibi temel parametrelerin belirlenmesi gerekmektedir. Bu parametrelere bağlı olarak elde edilen hareket hem hızlı hem de düşük artık titreşimli olabilmektedir.

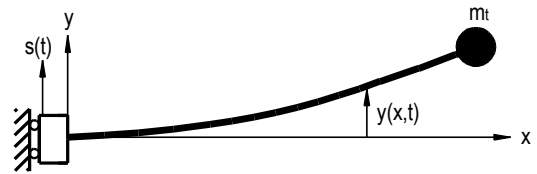
Giriş fonksiyonu türünden bağımsız olarak, sönümsüz bir sistemin doğal periyodu zaman süresi olarak seçildiğinde, sistemin tepkisinde artık titreşim oluşmayacağı iyi bilinmektedir [4,7,8]. Yapılan çalışmalar, hareket profili sürelerinin sistemin doğal periyoduna karşılık gelecek şekilde belirlenmesinin artık titreşimleri azalttığını göstermektedir.

Bu çalışma, titreşimi en aza indiren, hızlı ve düzgün hareketlerin elde edilmesini amaçlayan yeni bir hareket profili tasarım tekniği önermektedir. Rampa ve sikloid fonksiyonlarının birleşiminden elde edilmiş olan ivme profilinin ardışık integrasyonları yoluyla hız ve yer değiştirme ifadeleri elde edilmiştir. Kritik kısıtlama koşullarının analiz edilmesi, eyleyici sınırları içinde minimum sürede çözümün formüle edilmesini sağlamıştır. Önerilen yöntem, hareket profilinin fiziksel özelliklerini daha anlaşılır hale getirmeyi ve sistematik bir tasarım kuralı oluşturmayı hedeflemektedir. Ayrıca zaman süresini sınırlama tekniğinin esnek olduğunu ve sönümsüz sistemin doğal salınım periyodunun yalnızca tam katları veya yarım katları ile sınırlı olmadığını ortaya koymaktadır. Girdi hareket profilleri ile sistem tepkileri arasındaki ilişki incelenerek titreşim giderme koşulları belirlenmiş ve belirli zaman aralıklarının titreşim genliğinin kontrolünde önemli olduğu vurgulanmıştır.

Önerilen yaklaşımı doğrulamak amacıyla sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Karşılaştırmalı sonuçlar, bu yöntemin mevcut temel tekniklere kıyasla daha fazla artık titreşim bastırılması ve hareket düzgünlüğü sağladığını göstermektedir.

2. SİSTEM MODELLEMESİ

İncelenen sistem, benzetim ve deneylerin karşılaştırılabilmesi adına, matematiksel olarak modellenmelidir [9]. Esnek kiriş sistemleri için çeşitli modelleme yöntemleri geliştirilmiştir [10-17]. Bu çalışmada incelenen esnek kiriş, tabana sabit olarak bağlanmış tek bir bağlantıdan oluşmakta olup, tabanın $s(t)$ yönündeki yer değiştirmesi Şekil 1'de gösterilmektedir.



Şekil 1. Esnek kirişin genel gösterimi

Aşağıdaki kısmi diferansiyel denklem, esnek kirişin hareketini yöneten temel denklemi temsil etmektedir [18, 19]:

$$EI \frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} + \rho \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} = -\rho a(t) \left[\int_0^L \phi_j(x) dx - m_t \phi_j(L) \right] \quad (1)$$

$$y(x,t) = \sum_{j=1}^n \phi_j(x) q_j(t) \quad (2)$$

Denklem (1) ve (2)'de yer alan, $y(x,t)$ ifadesi, kayar eksenden x uzaklığındaki bir noktanın toplam sapmasını, E elastikiyet modülünü, I alan atalet momentini, ρ bağlantının birim uzunluk başına düşen kütesini, $\theta(t)$ açılmalık yer değiştirmesini, $\phi_j(x)$ j 'inci mod şekli fonksiyonunu, $q_j(t)$ j 'inci genelleştirilmiş koordinatını, j doğal mod numarasını ve m_t , uç yükü temsil etmektedir.

Denklem (1)'in türetilmesi aşağıdaki varsayımlara dayanmaktadır: Göbeğin (hub) ataletinin ihmal edilebilir olduğu, atalet momenti ile kiriş yoğunluğunun kiriş boyunca sabit olduğu, göbeğin Euler-Bernoulli kirişi olarak modellenmiş olduğu ve dönme hareketinden kaynaklanan merkezci kuvvetlerin göz ardı edildiği kabul edilmiştir. Sınır koşulları tanımlanarak problem bir sınır değer problemi olarak ele alındığında, özfonksiyonlar (eigenfunctions) aşağıdaki şekilde elde edilebilir [18-20]:

$$\phi_j(x) = A_j \left[\cosh\left(\frac{\beta_j x}{L}\right) - \cos\left(\frac{\beta_j x}{L}\right) - \gamma_j \left(\sinh\left(\frac{\beta_j x}{L}\right) - \sin\left(\frac{\beta_j x}{L}\right) \right) \right] \quad (3)$$

Burada γ_j mod katılım katsayısı olarak ifade edilir ve şu şekilde hesaplanmaktadır:

$$\gamma_j = \frac{\cosh(\beta_j) + \cos(\beta_j)}{\sinh(\beta_j) + \sin(\beta_j)} \quad (4)$$

Mod genliği A_j , öz fonksiyonların ortogonalite koşullarına uygun olarak normalize edilmesiyle belirlenmektedir:

$$A_j = \left[\frac{1}{\rho \int_0^L \phi_j^2(x) dx + m_t \phi_j^2(L)} \right]^{1/2} \quad (5)$$

Denklem (1)'de verilen hareket denklemi, $q_j(t)$ genelleştirilmiş koordinatları cinsinden ifade edilebilmektedir (ara adımlar ilgili kaynaklarda bulunabilir [16, 17]).

$$\ddot{q}_j + \omega_j^2 q_j = \Lambda a(t) \quad (6)$$

Burada ω_j , j 'inci doğal frekansı temsil etmekte olup, $\omega_j = \beta_j^2 \sqrt{EI/\rho AL^4}$ ile ifade edilir. β_j ise boyutsuz öz fonksiyonların uç kütleli kiriş kütle oranına ($m_t/\rho L$) karşılık gelmektedir.

β_j değeri aşağıdaki formül ile numerik yöntemlerle hesaplanır.

$$1 + \cos \beta_j \cosh \beta_j + \beta_j \frac{m_t}{\rho L} (\cos \beta_j \sinh \beta_j - \sin \beta_j \cosh \beta_j) = 0 \quad (7)$$

Λ , mod katılım ölçeğinin genelleştirilmiş kütle oranını temsil etmektedir ve aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$\Lambda = -\rho \int_0^L \phi_j(x) dx - m_t \phi_j(L) \quad (8)$$

Kirişin birinci modunun en büyük titreşim genliğini oluşturduğu bilinmektedir; bunun nedeni, atalet kaynaklı ve yığılmış kütleyle doğrudan orantılı dağıtılmış kuvvetle uyarılmasıdır. Bu çalışmada kontrol amacıyla yalnızca birinci titreşim modu dikkate alınmalıdır, çünkü diğer modların genlik katkıları önemsiz derecede küçüktür. Hareket denklemlerinin daha kapsamlı sonuçlar ve çıkarımlar sağlayacak şekilde ifade edilmesi tavsiye edilir. Bu doğrultuda Denklem (6) aşağıdaki şekilde yeniden düzenlenebilir:

$$\ddot{q} + \omega_n^2 q = \Lambda a(t) \quad (9)$$

Burada $a(t)$ ivme profilini temsil etmektedir. Bu çalışmada hareket profilinin tasarımı ve ayarlanması sürecinde, sifıra yakın olması sebebiyle sistemin sönümsüz olduğu varsayılmıştır.

3. POZİSYON S-EĞRİSİ YÖRÜNGESİNİN TASARIMI

Daha önceki bir çalışmadan türetilen ve ayrıntılarına [1] numaralı kaynaktan ulaşılabilen hareket profili, sönümsüz sistemler için bir rampa ile bir sikloid fonksiyonunun üst üste bindirilmesiyle oluşturulmuştur ve şu şekilde ifade edilir:

$$a_{\text{seg}}(t) = \frac{A_1 R t}{2\pi} + \frac{A_2}{2\pi} [R t - \sin(R t)] \quad (10)$$

Burada A_1 rampa profilinin genliğini, A_2 sikloid hareket profilinin genliğini, t hareket süresini, τ her bir segmentin zaman süresini ve

$R = 2\pi/\tau$ ifadesini temsil etmektedir; ayrıca, bu genliklerin toplamı maksimum ivmeyi verir: $A_{max} = A = A_1 + A_2$.

Denklemlerin yeniden düzenlenmesiyle aşağıdaki ifadeler elde edilir:

$$a_{seg}(t) = \frac{ARt}{2\pi} - \frac{A_2}{2\pi} \sin(Rt) \quad (11)$$

A_1 ve A_2 , toplam yer değiştirme, her bir bölümün taşıma süresi τ ile sistemin periyodu τ_n kullanılarak artık titreşimi bastırmak amacıyla şu şekilde ayarlanmaktadır:

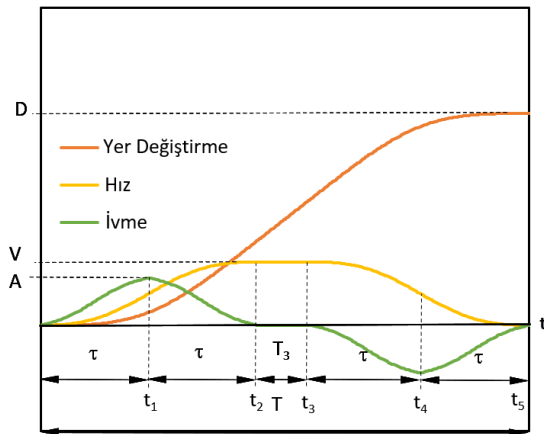
$$A_1 = A \frac{R^2}{\omega_n^2} = A \left(\frac{\tau_n}{\tau} \right)^2 \quad (12)$$

ve

$$A_2 = A \left(1 - \frac{R^2}{\omega_n^2} \right) = A \left(1 - \frac{\tau_n^2}{\tau^2} \right) \quad (13)$$

Burada, ω_n sistemin doğal açısal frekansını ifade etmektedir. Çok modlu sistemlerde titreşim bastırmada baskın olan birinci mod frekansı kullanılmaktadır [21]. Profil, toplam yer değiştirme, taşıma süresi ve sistem parametrelerine dayanarak hesaplanan iki fonksiyonun genlikleri için ayarlanabilir.

Sönümsüz mekanik sistemlerde titreşimsiz hareket elde etmek amacıyla S-eğrisi pozisyon komutunu kullanan basit bir hareket planlama şeması önerilmektedir. Eyleyicinin maksimum hızı 1 m/s olarak dikkate alınmıştır. Pozisyon S-eğrisi yörüngesi, Şekil 2’de gösterilen beş segmentli ivme profilinin çift entegrasyonu ile oluşturulmaktadır. Bu fonksiyon aşağıdaki şekildeki gibi ifade edilebilir.



Şekil 2. Temsili S-eğrisi yörüngesi

Belirlenen her bir zaman aralığındaki ivmelere aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$a(t) = \begin{cases} \frac{ARt}{2\pi} - \frac{A_2}{2\pi} \sin(Rt) & 0 \leq t \leq t_1 \\ A - \left(\frac{AR(t-t_1)}{2\pi} - \frac{A_2}{2\pi} \sin(R(t-t_1)) \right) & t_1 \leq t \leq t_2 \\ 0 & t_2 \leq t \leq t_3 \\ - \left(\frac{AR(t-t_2)}{2\pi} - \frac{A_2}{2\pi} \sin(R(t-t_2)) \right) & t_3 \leq t \leq t_4 \\ -A + \left(\frac{AR(t-t_3)}{2\pi} - \frac{A_2}{2\pi} \sin(R(t-t_3)) \right) & t_4 \leq t \leq t_5 \end{cases} \quad (14)$$

Denklem (14)'ün zaman entegrasyonu ile ilgili hız profilleri elde edilir. Aynı denklemlerin çift entegrasyonu ise yer değiştirme profillerini verir. Her hareket segmentinin sonunda oluşan hız ve yer değiştirme değerleri sırasıyla Denklem 15 ve 16'da ifade edilmektedir.

$$v = \begin{cases} v(t_1) = \frac{A\tau}{2} & t = t_1 \\ v(t_2) = A\tau & t = t_2 \\ v(t_3) = A\tau & t = t_3 \\ v(t_4) = \frac{A\tau}{2} & t = t_4 \\ v(t_5) = 0 & t = t_5 \end{cases} \quad (15)$$

$$d = \begin{cases} d(t_1) = \frac{A\tau^2}{6} - \frac{A_2\tau^2}{4\pi^2} & t = t_1 \\ d(t_2) = A\tau^2 & t = t_2 \\ d(t_3) = A\tau(T_3 + \tau) & t = t_3 \\ d(t_4) = \frac{5A\tau^2}{6} + A\tau(T_3 + \tau) + \frac{A_2\tau^2}{4\pi^2} & t = t_4 \\ d(t_5) = A\tau(T_3 + 2\tau) & t = t_5 \end{cases} \quad (16)$$

Verilen toplam süre T , yer değiştirme $d(t_5) = D$ ve maksimum hız $V_{max} = v(t_3) = v(t_2) = A\tau$ için, ivme A , ivmelenme ve yavaşlama süreleri τ ile sabit maksimum hız süresi T_3 aşağıdaki denklemlerle hesaplanabilir.

$$D = A\tau(T_3 + 2\tau) \quad (17)$$

$$V_{max} = A\tau \quad (18)$$

$$T = (T_3 + 4\tau) \quad (19)$$

A , τ , and T_3 değerlerinin çözümü

$$A = \frac{2V_{max}^2}{(TV_{max} - D)} \quad (20)$$

$$\tau = \frac{(TV_{max} - D)}{(2V_{max})} \quad (21)$$

$$T_3 = T - 2 \frac{(TV_{max} - D)}{V_{max}} \quad (22)$$

denklemlerini verir.

Eğer T_3 negatif bir değer alıyorsa, bu durumda sabit hız bölgesi bulunmadığı ve hareket profilinin aşağıdaki dört parçadan oluştuğu anlamına gelir.

$$\tau = \frac{T}{4} \quad (23)$$

$$A = \frac{D}{(2\tau^2)} \quad (24)$$

4. BENZETİM ÇALIŞMASI

Benzetimlerde kullanılacak parametreler Tablo 1'de sunulmuştur.

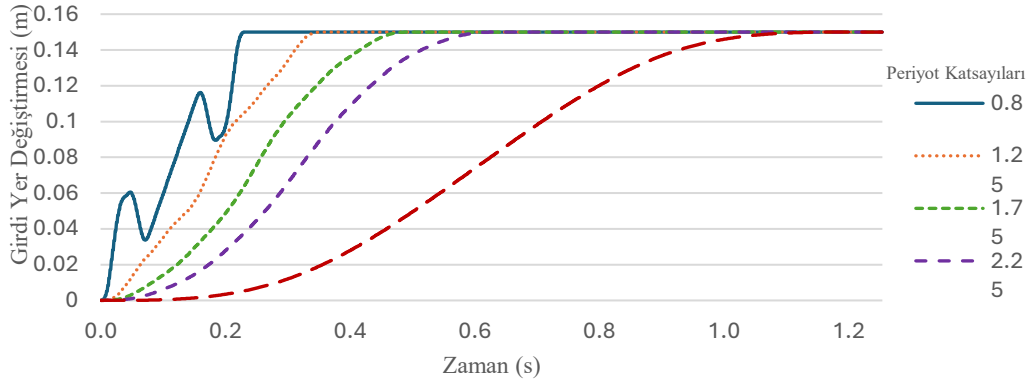
Tablo 1. Kiriş parametreleri

Parametre	Tanımı	Değeri
L	Esnek kirişin uzunluğu	0.25 m
E	Elastikiyet modülü	3 GPa
th	Kirişin kalınlığı	0.002 m
wd	Kirişin genişliği	0.025 m
m_c	Kirişin kütlesi	0.02 kg
m_t	Uç kütle	0.015 kg

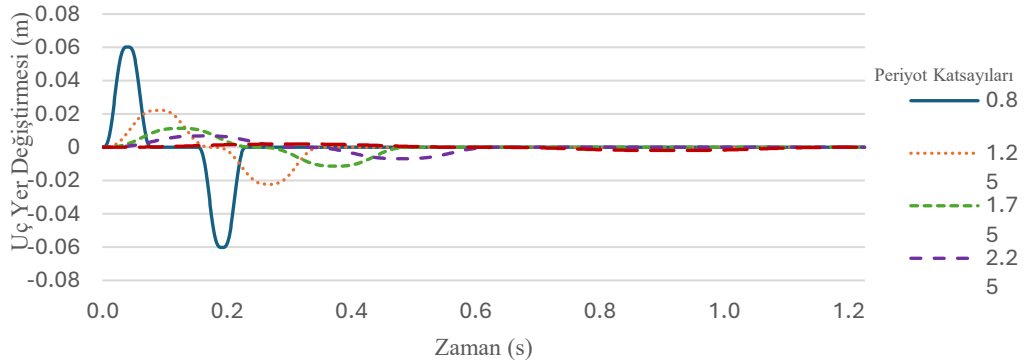
Seçilen bu değerler kullanılarak alan atalet moment kütle yoğunluğu ve kirişin kesit alanı

hesaplanmıştır. Hesaplama seçilen kiriş polimetil metakrilat (PMMA) ve dikdörtgen kesitlidir. Birinci mod için B_1 değeri $\beta L = 1.3202$ olarak alınmıştır ve doğal açısal frekans $\omega_n = 22.0487$ rad/s olarak belirlenmiştir. Bu değerlerden B_1 değeri denklem (7)'den, ω_n değeri $\omega_j = B_j^2 \sqrt{EI/\rho AL^4}$ denkleminden hesaplanmıştır.

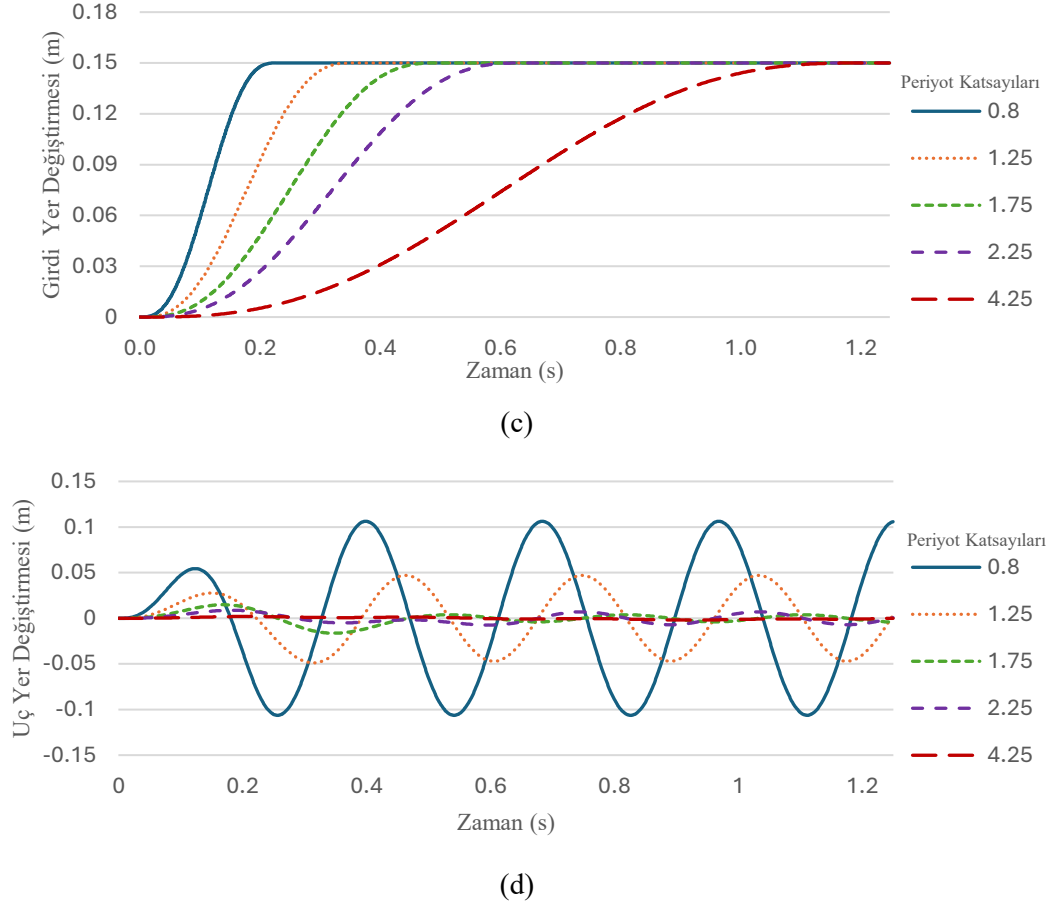
Kısa süre içerisinde hareket tamamlandıktan sonra artık titreşimin olmaması genellikle tercih edilmektedir. Önerilen hareket profilinin, yine yüksek hızlı kam için önerilen 3-4-5 polinom profili ile karşılaştırılması yapılmıştır. 3-4-5 polinom profili seçilmesinin temel sebebi yumuşak sadme çıktısı alınabilen bir S-eğrisi yapısına sahip olmasıdır. Karşılaştırma için hareket süresi esnek kirişin birinci mod frekansı periyodunun 0.8, 1.25, 1.75, 2.25, 4.25 katı olacak şekilde rastgele seçilmiştir. Bu değerler için yapılan benzetim sonuçları önerilen hareket profili için girdi ve uç noktanın yer değiştirmesi sırasıyla Şekil 3a ve Şekil 3b'de, 3-4-5 polinomu girdi ve uç noktanın yer değiştirmesi için olan ise sırasıyla Şekil 3c ve Şekil 3d'de gösterilmektedir.



(a)



(b)



Şekil 3. Girdi fonksiyonlarının ve uç kütlelerin yer değiştirme grafikleri: (a) önerilen fonksiyon için girdi yer değiştirmesi, (b) önerilen fonksiyon için uç yer değiştirmesi, (c) 3-4-5 polinomu için girdi yer değiştirmesi, (d) 3-4-5 polinomu için uç yer değiştirmesi.

Şekil 3a'da görülebileceği üzere önerilen girdi fonksiyonu sisteme verildiğinde, Şekil 3b'den de anlaşılacağı gibi elastik kirişin periyodun altındaki sürelerde de bile artık titreşimin giderilebildiği görülmüştür. Her ne kadar teorik olarak artık titreşimin yok edilmesi için zaman kısıtlaması olmasa da sistemin parametrelerine bağlı olarak periyodunun yarısı altına inilmesi durumunda ivmelerin aşırı yüksek değerlere eriştiği gözlemlenmiştir.

Şekil 3c'de 3-4-5 polinomu hareket profili girdi olarak verildiğinde, Şekil 3d'den gözlemlenebileceği üzere tüm zaman aralıkları için artık titreşim olduğu görülmektedir. Hareket süresi sistem periyodunun yaklaşık 3 katından sonraki sürelerde verilen fonksiyondan bağımsız olarak artık titreşim yüzdesinin eşik değeri olan 5%'den düşük olması nedeniyle artık titreşimin olmadığı yapılan çalışmalarda görülmüştür. Bu oranı elde etmek için kullanılan yöntem, Artık Titreşim Yüzdesi (Percent Residual Vibration - PRV) ölçütünün biraz değiştirilmiş bir versiyonudur.

Artık Titreşim Yüzdesi, giriş şekillendirme yöntemiyle azaltılan artık titreşim miktarının, şekillendirme uygulanmamış nominal bir komutun maksimum artık titreşim genliğine oranı olarak tanımlanır [22]. Bu çalışmada önerilen fonksiyon, periyodunun kendisinden daha kısa bir sürede artık titreşim baskılamasıyla öne çıkmaktadır.

5. SONUÇ

Bu çalışmada, esnek sistemlerde artık titreşimleri bastırmak amacıyla yumuşak hareket profili bir S-eğrisi hareket profili önerilmiştir. Önerilen profil, rampa ve sikloid fonksiyonlarının birleşiminden oluşmakta ve sistemin baskın doğal frekansına göre en iyileştirilerek artık titreşim bastırma performansı artırılmaktadır. Beş segmentli ivme profili, matematiksel olarak modellenmiş ve hız ve konum ifadeleriyle birlikte detaylı bir şekilde formüle edilmiştir.

Benzetim sonuçları, önerilen yöntemin, geleneksel 3-4-5 polinom profiline kıyasla çok

daha etkin olarak artık titreşimi bastırıldığını göstermiştir. Özellikle, sistemin baskın periyodundan daha kısa sürelerde bile etkili bir titreşim baskılama gerçekleştirilebilmiştir.

Çalışmanın en önemli katkılarından biri, hareket süresinin sistemin doğal periyodunun altında tutulduğu durumlarda bile artık titreşimlerin minimize edilebilmesidir. Bu özellik, endüstriyel uygulamalarda yüksek hızlı ve hassas konumlandırma gerektiren sistemler için önemli bir avantaj sunmaktadır. Ayrıca, önerilen yöntemin analitik olarak türetilmiş olması, farklı sistem parametrelerine kolayca uyarlanabilmesini sağlamaktadır. Bununla birlikte, çok kısa hareket sürelerinde eyleyici kapasitesinin sınırlayıcı bir faktör olduğu tespit edilmiştir.

Gelecek çalışmalarda, önce deneysel sistem üzerinde önerilen hareket profilinin benzetim sonuçları ile doğrulamaları yapılacak, daha sonra çok modlu sistemlerdeki performansının incelenmesi ve deneysel çalışmalarının yapılması planlanmaktadır. Ayrıca, sönüm etkisinin modele dahil edilerek daha gerçekçi senaryolar üzerinde test edilmesi hedeflenmektedir. Bu sayede, endüstriyel robotlar, vinç sistemleri ve hassas konumlandırma gerektiren diğer uygulamalarda kullanım potansiyeli daha da artırılabilir.

Referanslar

- [1] Alıcı, G., Kapucu, S., Bayseç, S. (1999). Swing-Free Transportation of Suspended Objects with Robot Manipulators, *Robotica*, 17(5), 513-521. DOI: 10.1017/S0263574799001666.
- [2] Almusawi, A. J. R., Du, L. C. (2019). Simulation in Virtual Reality: Robotic Training and Surgical Applications, *Scientia Iranica*, 26. DOI: 10.24200/SCI.2019.50451.1702
- [3] Yavuz, Ş., Malgaca, L., Karagülle, H. (2016). Vibration control of a single-link flexible composite manipulator, *Composite Structures*, 140, 684-691. DOI: 10.1016/j.compstruct.2016.01.037.
- [4] Kim, B., Yoo, H. H., Chung, J. (2017). Robust Motion Profiles for the Residual Vibration Reduction of an Undamped System, *Journal of Mechanical Science and*

Technology, 31(10), 4647-4656. DOI: 10.1007/s12206-017-0911-9.

- [5] Ha, C.-W., Rew, K.-H., Kim, K.-S. (2013). Robust Zero Placement for Motion Control of Lightly Damped Systems, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 60(9), 3857-3864. DOI: 10.1109/TIE.2012.2206334.
- [6] Akdağ, M., Şen, H. (2021). S-Curve Motion Profile Design for Vibration Control of Single Link Flexible Manipulator, *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 23(68), 661-676. DOI: 10.21205/deufmd.2021236827.
- [7] Nguyen, K. D., Ng, T.-C., Chen, I.-M. (2008). On Algorithms for Planning S-Curve Motion Profiles, *International Journal of Advanced Robotic Systems*, 5(1), 11. DOI: 10.5772/5652.
- [8] Li, H., vd. (2009). Motion Profile Design to Reduce Residual Vibration of High-Speed Positioning Stages, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 14(2), 264-269, DOI: 10.1109/TMECH.2008.2012160.
- [9] Shin, K., Brennan, M. J. (2008). Two simple methods to suppress the residual vibrations of a translating or rotating flexible cantilever beam, *Journal of Sound and Vibration*, 312(1), 140-150. DOI: 10.1016/j.jsv.2007.10.044.
- [10] Ankarali, A., Diken, H. (1997). Vibration Control of an Elastic Manipulator Link, *Journal of Sound and Vibration*, 204(1), 162-170. DOI: 10.1006/jsvi.1996.0897.
- [11] Hastings, G., Book, W. (1987). A linear dynamic model for flexible robotic manipulators", *IEEE Control Systems Magazine*, 7(1), 61-64. DOI: 10.1109/MCS.1987.1105233.
- [12] Martins, J. M., vd., Approaches for Dynamic Modelling of Flexible Manipulator Systems, *IEE Proceedings - Control Theory and Applications*, 150(4), 401-411, (01 Temmuz 2003). DOI: 10.1049/ipcta:20030496.
- [13] Tokhi, M. O., Mohamed, Z., Azad, A. K. M. (1997). Finite Difference and Finite Element Approaches to Dynamic Modelling of a Flexible Manipulator, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 211(2), 145-156. DOI: 10.1243/0959651971539966.

- [14] Meirovitch, L. (1986). *Elements of Vibration Analysis*, Subsequent edition, McGraw-Hill College, New York.
- [15] Bellezza, F., Lanari, L., Ulivi, G. (1990). Exact modeling of the flexible slewing link, *IEEE International Conference on Robotics and Automation Proceedings*, 734-739, cilt 1. DOI: 10.1109/ROBOT.1990.126073.
- [16] Diken, H. (2000). Vibration Control of a Rotating Euler–Bernoulli Beam, *Journal of Sound and Vibration*, 232(3), 541-551. DOI: 10.1006/jsvi.1999.2769.
- [17] Shan, J., Liu, H.-T., Sun, D. (2005). Modified input shaping for a rotating single-link flexible manipulator, *Journal of Sound and Vibration*, 285(1), 187-207. DOI: 10.1016/j.jsv.2004.08.035.
- [18] Clough, R. W., Penzien, J. (1975). *Dynamics of Structures*, Subsequent edition, McGraw-Hill College, Auckland Hamburg.
- [19] Erturk, A., Inman, D. J. (2011). *Piezoelectric Energy Harvesting*, Wiley, Chichester, West Sussex, U.K; Hoboken, N.J.
- [20] Sakawa, Y., Matsuno, F., Fukushima, S. (1985). Modeling and Feedback Control of a Flexible Arm, *Journal of Robotic Systems*, 2(4), 453-472. DOI: 10.1002/rob.4620020409.
- [21] Masoud, Z. N., Alhazza, K. A., Nazzal, M. A. (2016). Multimode Input Shaping Control of Flexible Structures Using Frequency Modulation, *Proceedings of the ASME 2016 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, DETC2016-59537, Charlotte, North Carolina, USA. DOI: 10.1115/DETC2016-59537.
- [22] Kozak, K., Huey, J., Singhose, W. (2003). Performance Measures for Input Shaping, *Proceedings of the 2003 IEEE Conference on Control Applications*, 2, 1227-1232. DOI: 10.1109/CCA.2003.1223186.