

# Otomatik Depolama Vincinin Titreşiminin İleri Besleme Kuvveti ile Kontrolü ve Endüstriyel Alanda Uygulanması

## Stacker Crane Vibration Control with Feedforward Force and Application in Industry

İ. Sina KUSEYRİ<sup>1</sup> 

<sup>1</sup>Marmara Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul, Türkiye

### Öz

Yapılan çalışmada depolama sistemlerinde kullanılan otomatik depolama vincinin titreşiminin kontrol edilmesi ve bu sayede ürün alma bırakma zamanının azaltılması için sisteme girilen sinyalin ileri besleme kontrolü ile uygulanması incelenmiştir. Kontrol edilmesi amaçlanan otomatik depolama vinci için yapının indirgenmiş bir modeli belirlenmiş ve buna uygun bir matematik model ortaya koyulmuştur. Kontrol edilecek sistem tek ekseninde çalışmakta ve bu eksen tek bir motor kontrol etmektedir. Sistemin aldığı komuta göre takip edeceği trapezoid biçimdeki yörünge planlaması tasarlanan bir algoritma ile belirlenmiştir. Algoritmaya girilen konum, hız, ivme ve jerk değerleriyle ve algoritmadan jerk türevi çıktısı alınmıştır. Sisteme giren jerk türevi komutu, asenkron motora tork komutu olarak girilmiş ve diğer hatalar PID geri-beslemeli kontrol ile azaltılmıştır. Sistemin Simulink ortamında modeli hazırlanmış, örnek bir 10 metrelik komut ile sistem simülasyonu yapılmıştır.

**Anahtar kelimeler:** Otomatik depolama cihazı, titreşim kontrolü, depolama, ASRS

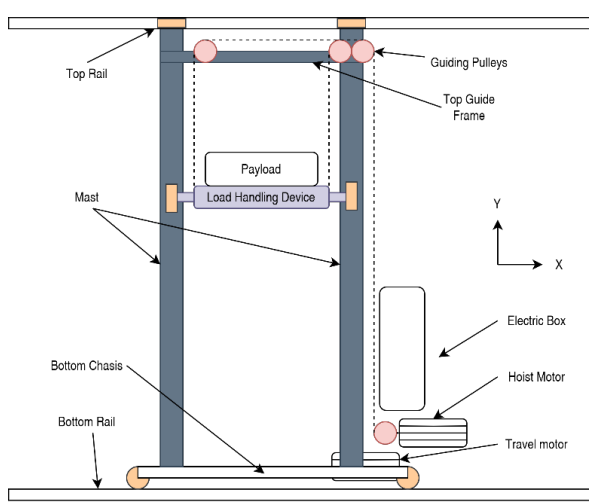
### Abstract

In this paper we study the feed-forward control of vibrations in the ASRS stacker crane, hence reducing the pick & place time of the payload that it is carrying. The stacker crane structure in our study has been simplified and an expedient mathematical model has been presented. In accordance with the reference command signal, a trapezoidal trajectory to follow is constructed by an algorithm. With the position, velocity, acceleration and jerk inputs to the algorithm, the derivative of the jerk is taken as an output. The jerk derivative command translates as a torque command to the asynchronous motor and errors are reduced by PID feed-back control. The model of the system is constructed in the Simulink environment, and the system was simulated with a sample 10-meter displacement command.

**Keywords:** Stacker crane, vibration control, storage, ASRS

## I. GİRİŞ

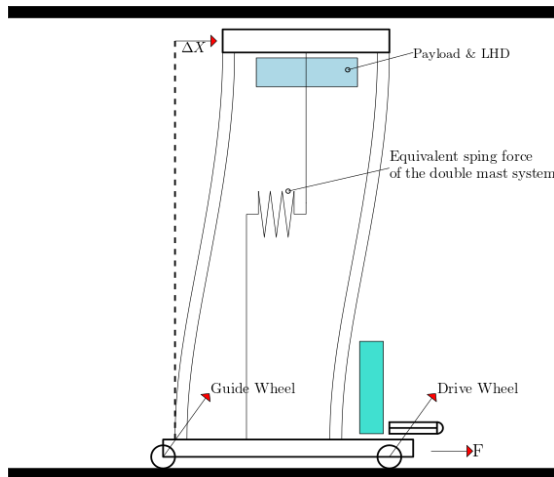
Otomatik depolama sistemleri, günümüzün hızla artan lojistik ihtiyacına bağlı olarak, kullanımı günden güne artmak zorunda olan kritik robotik sistemler arasında yer almaktadır. Depolama sistemlerinde ürünlerin teslim alınması, yerleştirilmesi, sayımı, toplaması, kontrolü ve gönderilmesi gibi adımlar yer almaktadır. Otomatik depolama sistemleri sayesinde depolarda harcanan ölü alanlar azaltılmakta, operatör hatalarının önüne geçilebilmekte ve standart forklift sistemlerinin ulaşamayacağı yüksekliklerde yüksek kapasiteli depolama yapılabilmektedir. Kurulan depolar, sistemden alınması beklenen saatlik ürün transferi sayısına göre çeşitli konfigürasyonlarda tasarlanabilir ve buna göre uygun robotik sistemler sisteme entegre edilir. Standart depolarda istenilen yüksek taşıma kapasiteleri (+500 kg), hızlar (+4 m/s) ve ivmelenmeler (+2 m/s<sup>2</sup>) sebebiyle yapıda oldukça yüksek dinamik yükler ortaya çıkmaktadır. Yatırım maliyetlerini mümkün olduğunca azaltmak için, robotik sistemin kule tasarımında direngenliğin azaltılması durumuyla karşı karşıya kalınmakta ve bu sebeple sistemde yüksek titreşimler meydana gelmektedir.



Şekil 1. Otomatik depolama vinci bileşenleri

Her gün şehirlerdeki alanlar daha değerli hale geldiğinden doğal olarak depolama alanları da kısıtlı alanlarda yüksek yapılar haline gelmiştir. Bugüne kadar birçok çalışmada otomatik depolama vinçlerinin titreşimi üzerine çalışılmış çeşitli modeller ve kontrol yöntemleri geliştirilmiştir. Otomatik depolama vinci temelde bir kiriş olduğundan, çoğu araştırmada sistem bölümlendirilmiş bir kiriş olarak incelenmiştir. Post ve arkadaşları, eğer titreşim azaltıcı komutlar yaratılabilirse, esnek modellenen bir sistemin davranışının performansının artırılabilceğini ortaya koymuşlardır [1]. Staudecker ve arkadaşları, zaman optimal bir yörünge takip etmesi hedefiyle, düzlemsel diferansiyel kontrol teorisi kullanarak sistemi açık çevrim döngüyle kontrol etmişlerdir [2]. Otomatik depolama vinci için çift kuleli kontrolü üzerine çalışan tek çalışma ise Sasaki [3] tarafından yapılmıştır. Çalışmasında sistemin modellenmesi ve Lyapunov teorisini kullanarak kararlı bir kontrolcü tasarlanması alanlarında sonuçlar ortaya koymuştur.

## II. SİSTEMİN MODELLENMESİ



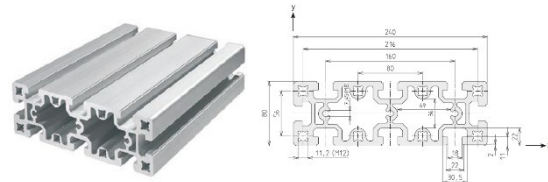
Şekil 2. Sistemin deformasyon modeli

Çift kule yapısına sahip otomatik depolama vinci için dinamik modeli sistemin katılığı bulunarak ortaya koyulabilir. Sistem modellenirken yük taşıma cihazının en üst pozisyonda bulunduğu kabul edilmiştir. Modelleme sırasında yapının toplam kinetik enerjisinin sabit kalması göz önünde bulundurularak kulelerin ağırlığı sistemin en üst noktasına indirgenmiş ve Şekil 2 de belirtildiği üzere sistem alt yapıyı, en üste indirgenmiş kütleyle bağlayan bir yay olduğu kabul edilerek modellenmiştir.

Sistemin yatay direngenliği iki kulenin toplam direngenliğine eşit olacaktır. Kuleler birbirine paralel olarak yerleştirildiği düşünülürse sistemin toplam direngenliği tek bir kulenin direngenliğinin iki katı olacaktır. Kulelerin her biri en üst noktasından birbirine bağlandığından, dönme oluşmuyor olarak kabul edilebilir. Yani her bir kule iki ucu sabitlenmiş bir kiriş olarak modellendiğinde direngenliği aşağıdaki gibi verilmektedir [4].

$$k = \frac{12 \cdot E \cdot I}{L^3} \quad (1)$$

Kulelerin oluşturulmasında aşağıda belirtilen özelliklere sahip profiller, sistemin yük taşıma aygıtının yönlendirici ekipmanlarının yerleştirme kolaylığı olması, hafifliği ve genel kullanım kolaylığı sebebiyle seçilmiştir.



Şekil 3. Kulede kullanılan profil Rose+Kriger D-80x240 Alüminyum Sigma Profil

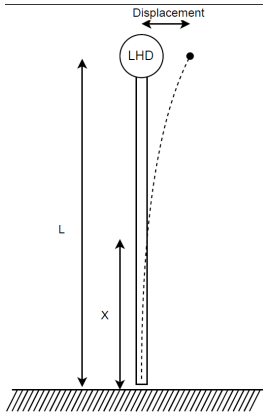
### 2.1. Yapının toplam direngenliğinin hesaplanması

Kullanılan profilin güçlü kesitinin atalet momenti  $4268,2 \text{ cm}^4$  ve kütlesi  $20 \text{ kg/m}$  olarak verilmiştir. Profil sistemin hareket doğrultusunda güçlü yönde yerleştirildiğinde sistemin toplam yatay direngenlik katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır. Kulenin yüksekliği  $7000 \text{ mm}$  olarak alınmıştır.

$$k_{\text{kiriş}} = 104.52 \text{ kN/m} \quad (2)$$

$$k_{\text{esdeğer}} = k_1 + k_2 = 209 \text{ kN/m} \quad (3)$$

Sistemin Şekil 4'te görüldüğü gibi noktasal kütleyle indirgenmesi için Rayleigh teoremi kullanılabilir. Yük taşıma cihazı ile birlikte kulenin yayılı ağırlığının tek bir noktaya toplanması gerekmektedir.



Şekil 4. Yapının indirgenmiş modeli

Sistemdeki enerjilerin korunumu göz önünde bulundurulduğunda, şekil değiştirmeden yola çıkılarak indirgeme sağlanabilir.

$$KE = \frac{1}{2} m \cdot \dot{\delta}^2(L) \quad (4)$$

Yukarıdaki denklemde  $\delta$  yer değiştirmeyi ve KE ise kinetik enerjiyi ifade eder.

$$\dot{\delta}(x) = \frac{x}{L} \dot{\delta}(L) \quad (5)$$

Otomatik depolama makinesinde kulenin ağırlığı yapının ağırlığının büyük bir bölümünü oluşturduğundan ihmal edilemez. Sistemdeki yer değiştirme kulenin en üst kısmına kadar lineer olduğu kabul edilirse, toplam kinetik enerji ( $KE'$ ):

$$KE' = \frac{1}{2} M_{LHD} \dot{\delta}^2(L) + \frac{1}{2} \int_0^L \rho \dot{\delta}^2(x) dx \quad (6)$$

(5) denklemi kullanılıp, düzenlenirse;

$$KE' = \frac{1}{2} \left( M_{LHD} + \frac{\rho \cdot L}{2} \right) \dot{\delta}^2(L) \quad (7)$$

Elde edilen denklemde görüldüğü gibi kulenin ağırlığı noktaya indirgenmiştir. Yük taşıma cihazının ağırlığı 300 kg alındığında noktasal kütle indirgenmiş ağırlığı 346 kg olarak bulunur.

## 2.2. Matematiksel Modelin Oluşturulması

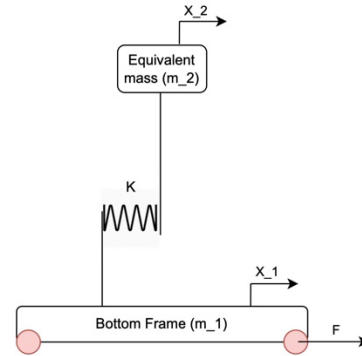
$x_1$  ve  $m_1$ ,  $x_2$  ve  $m_2$ , sırasıyla alt ve üst kütlelerin, konum ve ağırlıklarını ifade eder. Sistem dinamiği aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$m_1 \ddot{x}_1 = -k(x_1 - x_2) + F. \quad (8)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = k(x_1 - x_2) \quad (9)$$

$$\ddot{x}_1 = \frac{-k(x_1 - x_2)}{m_1} + \frac{F}{m_1} \quad (10)$$

$$\ddot{x}_2 = \frac{k(x_1 - x_2)}{m_2} \quad (11)$$



Şekil 5. Eşdeğer kütle ve yayla hareket

**2.3. Doğal Frekansların Belirlenmesi** Sistemin doğal frekanslarının bulunması rezonansın engellenmesi açısından oldukça önemlidir. Denklem (8) ve (9) düzenlenirse

$$m_1 \ddot{x}_1 + k(x_1 - x_2) = F \quad (12)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - k(x_1 - x_2) = 0 \quad (13)$$

Elde edilen denklemler serbest titreşim için analiz edildiğinde

$$x_1 = a_1 \sin(\omega t - \alpha) \quad (14)$$

$$x_2 = a_2 \sin(\omega t - \alpha) \quad (15)$$

İvmelenme için konum denklemlerin çift türevi alınır.

$$\ddot{x}_1 = -a_1 \omega^2 \sin(\omega t - \alpha) \quad (16)$$

$$\ddot{x}_2 = -a_2 \omega^2 \sin(\omega t - \alpha) \quad (17)$$

Denklemler matris formuna dönüştürüldüğünde;

$$\begin{bmatrix} k - m_1 \omega^2 & -k \\ -k & k - m_2 \omega^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (18)$$

Sıfır olmayan vektör durumunda determinantı sıfır yapan pozitif değerler aşağıdaki şekilde bulunabilir:

$$\begin{vmatrix} k - m_1 \omega^2 & -k \\ -k & k - m_2 \omega^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (19)$$

$$m_1 m_2 \omega^4 - \omega^2 (m_1 k + m_2 k) = 0 \quad (20)$$

$m_1$  kütlelerinin ağırlığı 800 kg olarak belirlenmiştir,  $m_2$  indirgenmiş kütlesi ise 346 kg olarak bulunmuştur. Yerine koyulduğunda, sistemin doğal frekansı tek bir değer olarak aşağıdaki gibi bulunur.

$$\omega = 29.41 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (21)$$

$$f = 4.68 \text{ Hz} \quad (22)$$

### III. KONTROL ALGORİTMASI

Sistemin kontrol edilebilmesi için elde edilen sistem dinamiği denklemleri kullanılarak durum-uzay yapısı oluşturulmuştur.

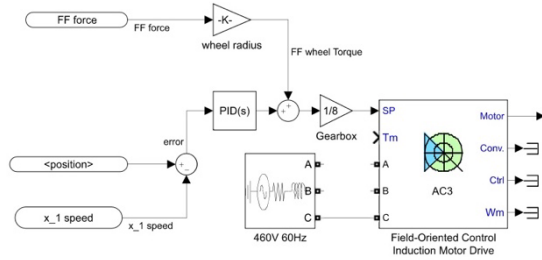
$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(x) \quad (23)$$

$$y(t) = Cx(t) \quad (24)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k}{m_1} & \frac{k}{m_1} & 0 & 0 \\ \frac{k}{m_2} & -\frac{k}{m_2} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{m_1} \\ 0 \end{bmatrix} F \quad (25)$$

$$y(t) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} \quad (26)$$

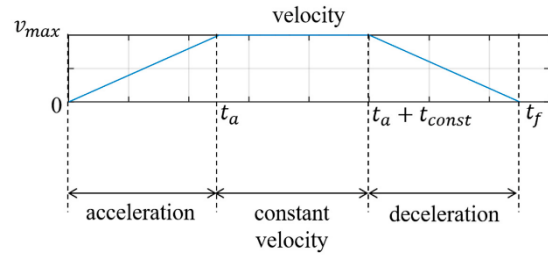
A matrisi sistem dinamiğini, B matrisi giriş ilişkisini ve C matrisi ise ölçümleri temsil eder. Sistemin tek giriş sinyali alt gövdeye bağlı olan motor redüktör ile sağlanır. Motorda oluşturulan tork teker sayesinde sistemi ileri itme kuvvetine dönüştürür. Kontrol modeli Şekil 6'da verilmektedir.



Şekil 6. Kontrol yapısı

Motor iç çevrimde tork modunda sürülmektedir. Dış çevrimde ise yapılan ölçümün geri beslenmesi ile çalıştırılan PID kontrol bloğu görülmektedir. Motor giriş sinyali iki kısımdan oluşmaktadır. İlki Madde IX'da belirtilen ileri besleme kuvvetinin teker yarıçapı ile çarpıldığı bir kazanç bloğundan motora verilmektedir. İkincisi ise yapılan ölçümün ileri-besleme bloğunda hesaplanan referans değerden çıkartılması ile elde edilen hata sinyalinden oluşmaktadır.

### 3.1. Yörünge Oluşturulması



Şekil 7. Trapezoid hız profili

Otomatik depolama vinci ürünleri alma&bırakma komutlarını ana işlemciden almaktadır. Sisteme komut geldiğinde, hareket etmesi gerekli olan mesafe hesaplanıp bir yörünge oluşturulur. Sistemin yörünge planlamasında, endüstriyel sistemlerde sıklıkla kullanılan trapezoid hız profili kullanılmıştır.

Kullanılan trapezoid profilde jerk ve ivme sonsuz büyüklükte kullanıldığından, hız profilinde keskin köşeler oluşmakta ve bu da sistemde titreşimlere sebep olmaktadır. Gerçekliğe yaklaşmak için sistem yörüngesi jerk'ün türevi kullanılarak oluşturulmaktadır. Jerk ve jerk'in türevini sınırlayan parametre motor kontrolcüsüdür. Sistemde kullanılan motor kontrolcüsüne göre bu sınırlar sırasıyla 500 m/s<sup>3</sup> ve 30 m/s<sup>4</sup> olarak belirlenmiştir. Sistemin ivme ve hızını ise kullanılan motor, redüktör ve teker çapı belirlemektedir. Motor gücüne göre sistem ivmesi, devrine göre sistem hızı belirlenir. İvme ve hız sırasıyla 3 m/s<sup>2</sup> ve 5 m/s olarak alınmıştır.

Sistemdeki jerk'ün türevinin oluşturulmasında ve Simulink hesaplamalarında [5] kullanılmıştır. Trapezoid hız profilinde 15 kez jerk türevi sinyali değişimi vardır, bu sinyallerin zaman aralıkları sistem üst limitleri ile belirlenir. Örnek olarak, t<sub>0</sub> - t<sub>1</sub> zaman aralığının hesaplanması aşağıdaki gibi yapılır. Diğer zaman aralıklarının hesaplanması hakkında detaylı bilgi için [5]'e bakılabilir.

$$j(t) = d_0 + j_0 \quad (27)$$

$$a(t) = \frac{1}{2}d_0t^2 + j_0t + a_0 \quad (28)$$

$$v(t) = \frac{1}{6}d_0t^3 + \frac{1}{2}j_0t^2 + a_0t + v_0 \quad (29)$$

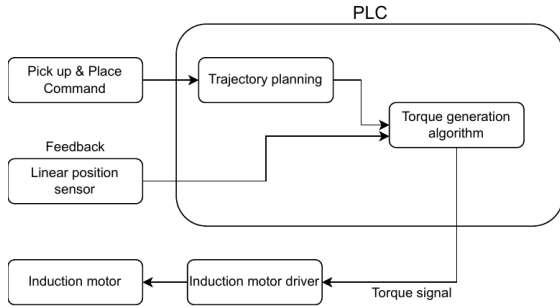
$$x(t) = \frac{1}{24}d_0t^4 + \frac{1}{6}j_0t^3 + a_0t^2 + v_0t + x_0 \quad (30)$$

### 3.1. İleri Besleme Kuvvetinin Hesaplanması

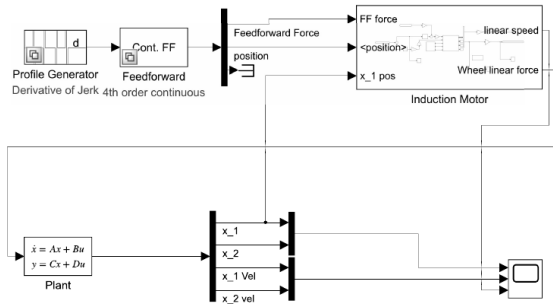
Sistemin titreşiminin azaltılması için ileri besleme kuvveti sistem dinamikleri denklemlerinin Laplace dönüşümleri kullanılır [5].İleri beslemeli kontrolcünün tasarımına temel teşkil eden transfer fonksiyonu aşağıda verilmektedir.

$$F = \frac{1}{k} \cdot \{m_1 m_2 \cdot s^4 + (m_1 + m_2)k \cdot s\} \cdot x_2 \quad (31)$$

### 3.2. Simulink Modeli



Şekil 8. Kontrol akış şeması



Şekil 9. Simulink modeli

Şekil 8 ve Şekil 9 'da görüldüğü gibi sistem, aldığı alma/bırakma komutunu ve ekseninde bulunan konum sensörünü kullanarak, PLC ile birlikte motora sürücüsüne girecek olan tork sinyalinin oluşturur. Otomatik depolama sistemlerinde daha önce yapılan çalışmalarda motor ihmal edilmiş olup, bu çalışmada endüstriyel alana yönelik yapıldığından motorun nasıl kullanılmasının açıklanması büyük önem taşır. Sistemde Simulink'de bulunan AC3 motor ve sürücü kullanılmıştır. FOC (Field Oriented Control) algoritması kullanılan bu sürücüye sistem içinde yaratılan tork sinyali giriş olarak verilmiş, çıkışında motor gücü ve açısal hızı alınmıştır. Motor çıkışında kullanılan redüktör ve teker, kazanç olarak sisteme eklenmiş, bu sayede motor torku lineer güce ve hıza çevrilmiştir.

### 3.3. Bant Durduran (Notch) Filtre Tasarımı

Kontrol komutları mükemmel modellenmiş otomatik depolama vinci için oluşturulmuştur. Ancak, gerçek şartlarda, malzeme özelliklerindeki farklılıklar, üretim hataları, sürtünme ve kılavuz rayın düzgünlüğü gibi bozucu etkiler nedeniyle sistemde titreşimler oluşabilir. Bu etkilerden biri veya birkaçı otomatik depolama vincinin rezonans frekansında bulunan bir giriş oluşturabilir. Sistemin doğal frekansıyla aynı frekansta

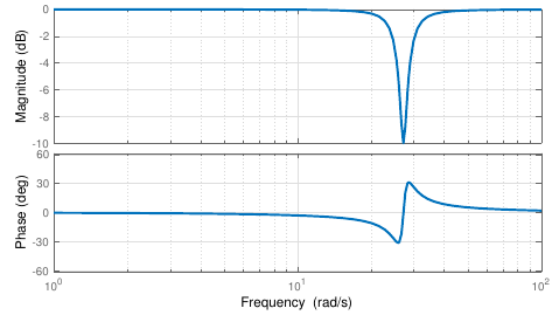
oluşan bu etkinin kontrolcüye girmesini engellemek oldukça önemlidir, aksi takdirde sistemin daha fazla uyarılmasına ve rezonansa girmesine neden olabilir.

Kritik frekanstaki sinyallerin kontrolcüye girişini engellemek için bant durdurucu filtre tasarımı yapılmıştır. Kontrolcüye giren sinyalin filtrelenmesiyle sistemin muhtemel rezonansı engellenmiştir. Bant durdurucu filtrenin kısıtladığı merkez frekans Bölüm 2.3'de analizi yapılan sistemin doğal frekansdır  $(29.41 \frac{rad}{sn})$ .

Filtre için oluşturulan transfer fonksiyonu aşağıdaki gibidir.

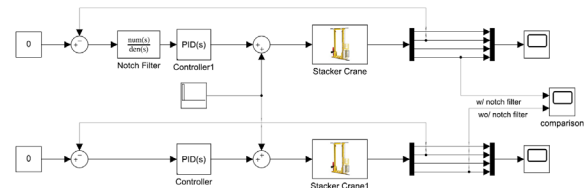
$$\frac{s^2 + 1.532s + 739.8}{s^2 + 4.846s + 739.8} \quad (32)$$

Tasarlanan filtrenin Bode grafiği aşağıdadır.



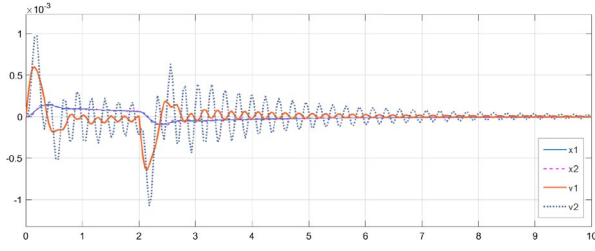
Şekil 10. Bant durdurucu filtre Bode grafiği

Tasarlanan filtrenin testi Şekil 11'de gösterilen şekilde Simulink ortamında yapılmıştır.

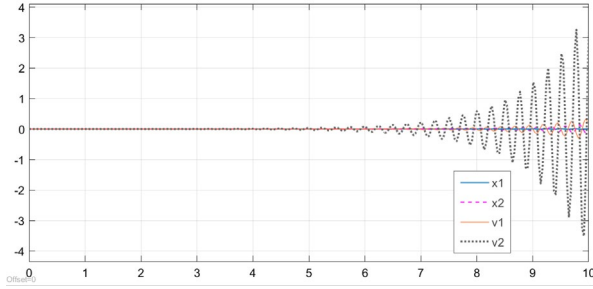


Şekil 11. Bant durdurucu filtre testi için hazırlanan Simulink modeli

Filtre kullanılan ve kullanılmayan sistemlerin cevabı Şekil 12 ve Şekil 13'de yer almaktadır.



Şekil 12. Bant durdurucu filtre bulunan sistemin giriş sinyaline cevabı

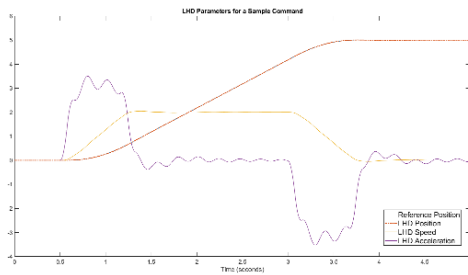


Şekil 13. Bant durdurucu filtre bulunmayan sistemin giriş sinyaline cevabı

#### IV. SONUÇLAR

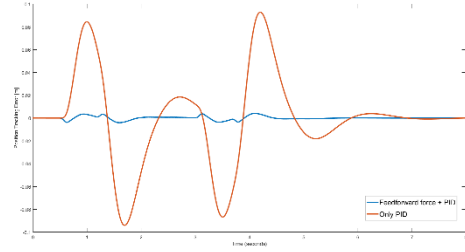
Sistemin performansı yük taşıma aygıtının ne kadar kısa sürede verilen konuma oturduğu ile ölçülmektedir. Alma bırakma işlemi sırasında istenen maksimum yer değişimi  $\pm 1 \text{ mm}$  olduğundan, sistemin bu değerin altına en hızlı şekilde inmesi gerekmektedir.

Şekil 14 'de görüldüğü gibi sistem verilen hız yörüngesine minimal bir hatayla oturmaktadır.



Şekil 14. Yük taşıma aygıtı yörünge takibi

Sistemin ileri beslemesiz versiyon ile karşılaştırılması için sadece PID ve PID+İleri-besleme yörünge takip hataları Şekil 15'te belirtilmiştir.



Şekil 15. Yük taşıma aygıtı yörünge takibi hatası

#### V. KAYNAKLAR

- [1] Post, B., Mariuzza, A., Book, W. & Singhose, W. (2011). Flatness-Based Control of Flexible Motion Systems. **ASME 2011 Dynamic Systems and Control Conference and Bath/ASME Symposium On Fluid Power And Motion Control DSCC 2011.1.**
- [2] Staudecker, M., Schlacher, K. & Hansl, R. (2008). Passivity Based Control and Time Optimal Trajectory Planning of a Single Mast Stacker Crane. **IFAC Proceedings Volumes.** 41, 875-880.
- [3] Sasaki, M., Shimizu, T., Ikai, K. & Ito, S. (2007). Stabilized controller design for a flexible stacker crane. **SICE Annual Conference** 874-878.
- [4] Tongue, B. (2002). Principles of Vibration (2nd Edition). **Oxford University Press.**
- [5] P. Lambrechts, M. Boerlage, and M. Steinbuch. (2005). Trajectory planning and feedforward design for electromechanical motion systems. **Control Engineering Practice**, 13(2), 145-157.