

**CNC Sistem Tasarımı Bölüm II:**  
**3 Eksen Test Donanımı Kurulması ve Sistem Tanımlaması**  
**CNC System Design Part II:**  
**Construction of a Three Axis Test Rig and System Identification**

*Enes Demir<sup>1</sup>, A. İhsan Köse<sup>2</sup>, S. Çağlar Başlamışlı<sup>3</sup>, Beyza Nur Yüksel<sup>4</sup>, Barış Doğan<sup>5</sup>  
Onur Tunçer<sup>6</sup>, Uğur Şimşir<sup>7</sup>, Yusuf Altıntaş<sup>8</sup>*

<sup>1</sup>Ar-Ge Departmanı  
MİLTEKSAN A.Ş., İstanbul  
enes.demir@milteksan.com

<sup>2</sup> Kontrol Departmanı  
BCD Teknik, İstanbul  
ahmet.ihsan@bcdteknik.com

<sup>3</sup> Makine Mühendisliği Bölümü  
Hacettepe Üniversitesi, Ankara  
scaglarb@hacettepe.edu.tr

<sup>4</sup> Ar-Ge Departmanı  
BİTES, Ankara  
beyza.yuksel@bites.com.tr

<sup>5</sup>Mekatronik Mühendisliği Bölümü  
Marmara Üniversitesi, İstanbul  
baris@marmara.edu.tr

<sup>6</sup>Uçak Mühendisliği Bölümü  
İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul  
tuncero@itu.edu.tr

<sup>7</sup> Ar-Ge Departmanı  
USEL Makine, İstanbul  
usimsir@usel.com.tr

<sup>8</sup>Makine Mühendisliği Bölümü  
The University of British Columbia, Vancouver  
altintas@mech.ubc.ca

## Özetçe

Bilgisayarlı Sayısal Denetimli (CNC) takım tezgahlarında parça işleme sırasında elde edilebilecek yüksek hassasiyet ancak tezgahın mekanik ve elektronik sisteminin detaylı tanımlanmasıyla mümkün olmaktadır. Kontrol parametrelerinin optimuma ayarlanması, sürtünmenin en iyi şekilde karşılanabilmesi gibi durumlar karşısında eksen dinamiklerinin en iyi şekilde bilinmesi gerekir. Bu çalışmada 3 eksen köprü tipi test tezgahında eksenlerin sistem tanımlaması gerçekleştirilmiştir. Yatay eksenlerin eş değer atalet momentleri, viskoz ve Coulomb sürtünme değerleri "En Az Kareler" yöntemi ile tahmin edilmiştir. Tork tahrik sinyali ve elde edilen hız verisinden, spektral analiz ile eksenlerin frekans cevap fonksiyonu elde edilmiştir. Önceden tahmin edilen parametreler, bu fonksiyon ile karşılaştırılmıştır. Bu çalışma, CNC tezgahlarının yüksek hassasiyetle hızlı parça işleyebilmesini sağlayacak eksen kontrol parametrelerinin, otomatik olarak belirlenmesini (auto tuning) sağlayacak algoritmaların geliştirilmesine yönelik ileriki çalışmalara temel olacaktır.

## Abstract

High machining accuracy that can be achieved during machining in Computer Numerical Control (CNC) machine tools is only possible with accurate identification of the mechanical and electronic system. Dynamics of the axes must be well known in order to compensate the friction and tune the controller to optimum. In this study, system identification is realized for a 3 axis Gantry type test machine. Equivalent moment of inertia, viscous and Coulomb friction parameters are estimated using Least Squares Method for horizontal axes. Frequency response functions (FRF) of axes are obtained from torque excitation signal and gathered velocity data. Previously estimated parameters and these FRF values are also compared. This study will be the basis for further studies on the development of algorithms that will automatically determine (auto-tuning) the axis control parameters that will provide rapid and precise machining of workpieces in CNC machines.

## 1. Giriş

Yüksek hızlı işleme merkezlerinde kontrol algoritmasının çok iyi ayarlanması gerekmektedir. Bunun için tezgahın yapısal dinamikleri ve parametreleri çok iyi kestirilmelidir. Buna göre kontrol algoritmasının bant aralığı, PID katsayıları gibi ayarlar optimize edilebilir [1]. Ayrıca mekanik titreşimler saptandığı takdirde, bant durduran filtrenin de ayarlanması ile bu titreşimler sönmülenebilmektedir [2] [3].

Bu aşamaya gelmeden önce mekanik sistemin modellenip eğer parametre değerleri bilinmiyorsa tahmin edilmesi gerekmektedir. Literatürde modelleme ve sistem tanımlama için çeşitli çalışmalar bulunmaktadır. En basit haliyle bilyalı vida mekanizması toplu parametre (lumped parameter) ile modellenmektedir [4]. Bu modelde bulunan atalet, viskoz sürtünme ve ayrıca doğrusal olmayan Coulomb sürtünme değerleri En Az Kareler yöntemiyle bulunmuştur. Bu modelde hareket iletimi rijit kabul edilmiş olup mekanik esneklikler dikkate alınmamıştır. Bu esneklikleri dikkate almak için çeşitli yaklaşımlar bulunmaktadır. [5]'de bilyalı vida mekanizmasını 2 döner kütle arasında bir yay ile modellemiştir. Bu modelde iki kütle ve yay rijitliğinin kestirilmesi gerekmektedir. Ağır ve uzun makinelerde esnekliklerin daha çok olması nedeniyle modellerin genişletilmesi gerekmektedir. [3],[2] çalışmalarında kontrolcünün tasarlanmasından önce sistemin burulma ve eksenel modlarını açığa çıkarmışlardır. Ayrıca katı model parametrelerini de yine [4]'de gibi En Az Kareler yöntemiyle tespit etmişlerdir. Bu modellere daha gelişmiş olarak [6]'da eksenel, radyal ve burulma yönlerinde tüm modları akupule olarak modellemiştir. Bilyaların rijitliği dahil bir çok parametrenin değerlerini ise ilgili kataloglardan bulmuşlardır. Ayrıca bu çalışmalarda eksenlerin frekans cevap fonksiyonları da (FCF) test edilmiştir [1][2][3][6]. Oluşturulan model ve tanımlanan parametrelerle beraber gerçek FCF ölçümleri karşılaştırılmıştır. FCF ölçümlerinin alınmasına dair prosedürler ise [7]'de anlatılmıştır.

Bu çalışmada, geliştirilecek olan CNC ünitelerinin eksen parametrelerinin kestirimi ve frekans alan analizleri yapılmıştır. Daha sonra bu cevaplar karşılaştırılmıştır. Toplu rijit model parametreleri ve kompanze edilmek üzere Coulomb sürtünme değerleri En Az Kareler yöntemi ile bulunmuştur [4]. Bu modelde henüz mekanik esneklikler dikkate alınmamıştır. Daha sonra her eksende FCF testleri yapılmıştır. Tork ve hız ölçümlerinin, çapraz ve oto spektrumlarından hareket iletim sisteminin spektral tahmini (Spectral estimation) yapılmıştır [7].

## 2. 3 Eksen Köprü Tipi Test Düzeneği

### 2.1. Elektrik Paneli ve Otomasyon Teknolojisi

Bölüm I bildirisinde oluşturulan takım yolunun ve bu Bölüm II bildirisinde tanımlanan sistemden yola çıkarak ayarlanacak kontrol algoritması parametrelerinin, işleme hassasiyetine ve hızına etkisinin test edilmesi amacıyla 3 eksen test düzeneği kurulmuştur. CNC kontrol sistemi, endüstriyel bilgisayar, giriş/çıkış birimleri ve servo sisteminden oluşmaktadır.

Endüstriyel bilgisayar, üzerine kurulmuş bir platform sayesinde gerçek zamanlı çalışmaya ve program geliştirmeye olanak sağlamaktadır. Ethernet temelli EtherCAT haberleşme protokolü ile 1 ms' den daha kısa sürelerde ve düşük örnekleme

anı sapması ile çevrim kapatılabilmektedir. Eksenler, AC senkronize servo motorlarla tahrik edilmektedir. Bu motorlar 2.37 Nm durma torku ve 3000 RPM anma hızına sahiptirler.

### 2.2. Test Takım Tezgahı

Toplanan elektrik panelinin süreceği takım tezgahı Şekil 1'deki gibi 3 eksen köprü tipi olarak inşa edilmiştir. Eksen sınırları 1000x800x100 mm'dir. Bu test donanımının yapısal çoğunlukla alüminyum profillerden oluşmaktadır. Masa, soğuk çekme alüminyum profillerden oluşmaktadır. Motor milleri, yıldız kaplinlerle 5mm hatveli bilyalı vidalara bağlanmıştır. Eksenler bu bilyalı vida mekanizması ile harekete geçirilmektedir.

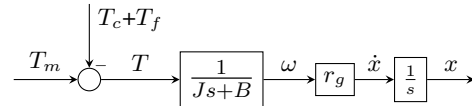


Şekil 1: 3 eksen köprü tipi test tezgahı

## 3. Eksen Dinamiğinin Modellenmesi

### 3.1. Doğrusal dinamikler

Sistem tanımlaması için öncelikle modelin doğru oluşturulması gereklidir. Mekanik model olarak basitleştirilmiş doğrusal birinci derece transfer fonksiyon baz alınacaktır. Bu model tek ve toplu katı cisim modelidir (Lumped rigid body model). Bu mekanik modelde armatür akımının oluşturduğu motor torkunun  $T_m$  (Nm) sürtünme  $T_f$  (Nm) ve kesme torklarının  $T_c$  (Nm) etkisiyle direkt olarak toplam torka  $T$  (Nm) düşürüldüğü varsayılmıştır. Bu tork mile etkiyen son ve toplam torktur. Bu milin dinamiği, eksenin eşdeğer ataletinden  $J$  ( $\frac{Nm}{rad/s^2}$ ) ve eşdeğer viskoz sönmleme katsayısından  $B$  ( $\frac{Nm}{rad/s}$ ) oluşmaktadır. Sırasıyla dişli milin adımı  $r_g$  ( $\frac{mm}{rad}$ ) ve integral işlemiyle beraber tablanın lineer pozisyonu  $x$  (mm) elde edilmektedir [4].

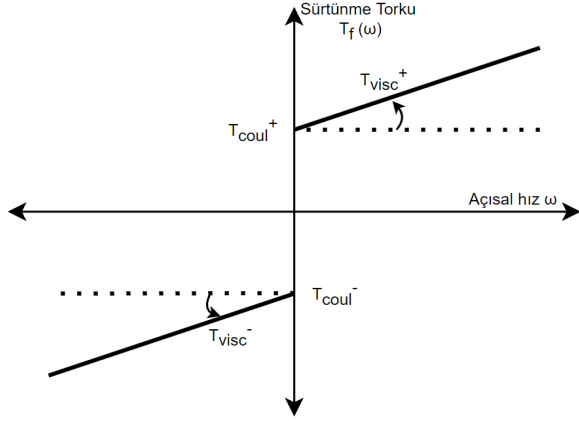


Şekil 2: Eksen dinamiğinin doğrusal modeli [4]

### 3.2. Doğrusal olmayan sürtünme modeli

Sürtünme kuvveti hıza bağlı olarak değişmektedir ve gerçekte doğrusal olmayan bir davranış sergilemektedir. Temas eden hareketli cisimlerin sürtünme karakteristiğini en iyi modelleyen

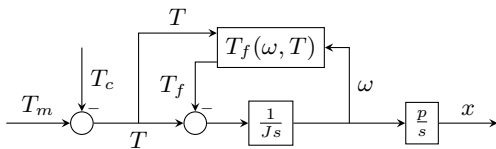
yaklaşımlardan birisi Stribeck Eğrisi' dir [8]. Bu eğride sürtünme, ilk hareket esnasında bir miktar yüksek torktan başlayıp daha sonra Coulomb sürtünme değerine düşmekte ve hız arttıkça viskoz sönümlenme katsayısı ile nerdeyse doğrusal artış sergilemektedir. Bu çalışmada statik sürtünmenin etkisinin düşük olmasından dolayı, sadece Coulomb ve viskoz sürtünme ( $T_{coul}, T_{visc}$ ) ile doğrusal olmayan sürtünme modeli kurulmuştur. Sürtünme torkunun hıza bağlı grafiği Şekil 3' deki gibidir. Sürtünme torkunun hıza ve uygulanan torka bağlı fonksiyonunun son hali de Denklem 1'deki gibidir.



Şekil 3: Doğrusal olmayan sürtünme grafiği

$$T_f = \begin{cases} 0 & \text{if } \omega = 0 \text{ \& } T = 0 \\ T & \text{if } \omega = 0 \text{ \& } T > 0 \text{ \& } T < T_{coul}^+ \\ T & \text{if } \omega = 0 \text{ \& } T < 0 \text{ \& } T_{coul}^- < T \\ T_{coul}^+ & \text{if } \omega = 0 \text{ \& } T > 0 \text{ \& } T > T_{coul}^+ \\ T_{coul}^- & \text{if } \omega = 0 \text{ \& } T < 0 \text{ \& } T_{coul}^- > T \\ T_{coul}^+ + T_{visc}^+ \omega & \text{if } \omega > 0 \\ T_{coul}^- + T_{visc}^- \omega & \text{if } \omega < 0 \end{cases} \quad (1)$$

Dişli mile uygulanan tork ve milin anlık hızı girdi alınarak, mile negatif yönde etkiyen sürtünme hesaplanmaktadır. Bu sürtünme Coulomb ve viskoz sürtünmeden oluşmaktadır. Doğrusal olmayan etkilerin dahil edildiği model aşağıdaki gibidir.

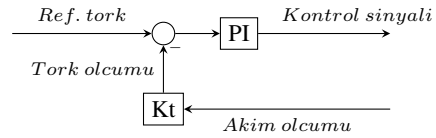


Şekil 4: Eksen dinamiğinin sürtünme ile birlikte blok diyagramı [4]

#### 4. Sistem Tanımlama

Geliştirilmekte olan CNC'nin otomatik sistem tanımlama fonksiyonlarına sahip olması gerekmektedir. En temelde, kontrol

parametrelerinin ayarlanabilmesi için atalet  $J$ , viskoz sönümlenme katsayısı  $B$  ( $T_{visc}$ ) ve Coulomb sürtünme torku  $T_{coul}$  bilinmesi gerekmektedir. Bu işlem için eksenler hızlıca tork, hız veya pozisyon modlarında sürülmektedir. Bu çalışmada tahmin edilecek parametreler için sürücüler Çevrimsel Eşzamanlı Tork (Cyclic Synchronous Torque, CST) modunda tork referansı verilerek gerçekleştirilmiştir. Böylelikle mekanik modele giren tork ve çıkan hız verisinden yola çıkarak En Az Kareler yöntemi (Least Squares) ile parametreler tahmin edilmiştir. CST modunun blok diyagramı Şekil 5'deki gibidir. Bu algoritma tork referans takip hatasını PI kontrol ile kompanze edip motorun elektrik devresine voltaj olarak gönderir ve sonucunda motor sargılarında akım oluşur. Bu akım Şekil 2 girişindeki tork  $T_m$ 'a etki eder. Sarğılardaki bu ölçülen akım, tork kontrol algoritmasına (Şekil 5) tekrar girdi alınıp çevrim kapatılır.



Şekil 5: Tork Kontrol Blok Diyagramı  
PI: Proportional-Integral Kontrolör  
Kt: Tork Sabiti

#### 4.1. En Az Kareler yöntemi

Mekanik sistem parametreleri En Az Kareler yöntemi ile kestirilebilir. Böylece, algoritmik bir bakış açısı ile eksenler otomatik tanımlanabilir. Şekil 4' deki model referans alınmıştır. Bu yöntemde doğrusal etkiye sahip olmayan Coulomb sürtünme de parametre olarak dahil edilmiştir. Bu durumda kesme torku  $T_c = 0$ 'dır. Motor torku  $T_m$  ve sürtünme torku  $T_f$  sisteme giriş olarak verilmiştir.  $T_f$  sürtünme torku Şekil 4'e göre sadece Coulomb sürtünmeden oluşmaktadır. Çünkü viskoz sürtünme katsayısı  $T_{visc}(B)$ , transfer fonksiyonunda sunulmuştur. 2-4,6-13 aralıklarındaki denklemler, [4]'ten referans alınmıştır. Mil hızı  $\omega$  ve eksen pozisyonu  $x$  denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$\omega(s) = \frac{1}{Js + B} * [T_m - T_f] \quad (2)$$

$$x(s) = r_g * \frac{1}{s} * \frac{1}{Js + B} * [T_m - T_f] \quad (3)$$

Denklem 2 tekrar düzenlenirse aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\omega(s) = \frac{K_\omega}{-p_\omega} * \frac{-p_\omega}{s - p_\omega} [T_m(s) - T_f(s)] \quad (4)$$

$$K_\omega = \frac{1}{J}, \quad p_\omega = \frac{-B}{J}$$

Uygulamaya geçilebilmesi için Denklem 4'deki Laplace alanında transfer fonksiyonun ayrık zaman alanına dönüştürülmesi gerekmektedir. "Zero order hold" yöntemine göre dönüşüm Denklem 5'deki gibidir [9].

$$\frac{a}{s + a} \rightarrow \frac{1 - e^{-aTs}}{z - e^{-aTs}} \quad (5)$$

Dönüşüm uygulandıktan sonra aşağıdaki gibi ayrık zaman alanında fonksiyon elde edilir.

$$\omega(k) = \frac{K_{\omega d}}{z - p_{\omega d}} [T'_m(k) - T_f(k)] \quad (6)$$

$$K_{\omega d} = \frac{K_{\omega}}{p_{\omega}} (1 - e^{-p_{\omega} T_s}), \quad p_{\omega d} = e^{p_{\omega} T_s}$$

$k$  örnekleme sayacını,  $T_s$  (saniye) örnekleme periyodunu,  $K_{\omega d}$  sabiti,  $p_{\omega d}$  ayrık zaman kutbunu ve  $z$  ise ileri kaydırma işlemini (forward shift operator) temsil etmektedir. Denklem 6' daki ayrık zaman eksen dinamiği sadece 2 parametre barındırmaktadır. Bu parametrelerin tanımlanması Least Squares (En Az Kareler) yöntemi ile bulunabilir. Denklem 6' daki sürtünme torku  $T_f$  terimi aşağıdaki gibi genişletilebilir.

$$T_f(\omega(k)) = \begin{cases} 0 & \text{if } \omega(k) = 0 \\ T_f^+ & \text{if } \omega(k) > 0 \\ T_f^- & \text{if } \omega(k) < 0 \end{cases} \quad (7)$$

Denklem 7' deki hız parametresi  $\omega$ , test esnasında gürültülü olarak ( $\omega_m$ ) alınacağı için bir ölü bant aralığı belirlenmelidir. Hız için belirlenen bu bant aralığı içerisinde, eksen duruyor kabul edilip herhangi bir sürtünme torkuna sebebiyet vermeyecektir. Bu ölü bant aralığının tanımı Denklem 8'deki gibidir.

$$\sigma(\omega_m, \Omega_d) = \begin{cases} 0 & \text{if } |\omega_m| \leq \Omega_d \\ 1 & \text{if } \omega_m > \Omega_d \\ -1 & \text{if } \omega_m < -\Omega_d \end{cases} \quad (8)$$

Buna göre son sürtünme modeli aşağıdaki gibidir.

$$T_f(\omega_m(k)) = PV(\omega_m(k)) \cdot T_f^+ + NV(\omega_m(k)) \cdot T_f^- \quad (9)$$

$$PV(\omega_m(k)) : Pos.Velocity = \frac{1}{2} \cdot \sigma(\omega_m(k)) \cdot (1 + \sigma(\omega_m(k)))$$

$$NV(\omega_m(k)) : Neg.Velocity = -\frac{1}{2} \cdot \sigma(\omega_m(k)) \cdot (1 - \sigma(\omega_m(k))) \quad (10)$$

Denklem 6' nın temel alınmasıyla ve sürtünme modelinin genişletilmesiyle aşağıdaki fark denklemi türetilmektedir.

$$\omega_m(k) = \begin{bmatrix} \omega_m(k-1) \\ u(k-1) \\ -PV(\omega_m(k-1)) \\ -NV(\omega_m(k-1)) \end{bmatrix}^T * \begin{bmatrix} p_{\omega d} \\ K_{\omega d} \\ K_{\omega d} T_f^+ \\ K_{\omega d} T_f^- \end{bmatrix} \quad (11)$$

En Az Kareler probleminin özeti aşağıdaki gibidir.

$$Y = \phi * \theta$$

$$Y = \begin{bmatrix} \omega_m(2) \\ \omega_m(3) \\ \dots \\ \omega_m(N) \end{bmatrix}, \theta = \begin{bmatrix} p_{\omega d} \\ K_{\omega d} \\ K_{\omega d} T_f^+ \\ K_{\omega d} T_f^- \end{bmatrix}$$

$$\phi =$$

$$\begin{bmatrix} \omega_m(1) & u(1) & -PV(\omega_m(1)) & -NV(\omega_m(1)) \\ \omega_m(2) & u(2) & -PV(\omega_m(2)) & -NV(\omega_m(2)) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \omega_m(N-1) & u(N-1) & -PV(\omega_m(N-1)) & -NV(\omega_m(N-1)) \end{bmatrix} \quad (12)$$

Bu denkleme göre  $Y$  çıkış matrisi,  $\phi$  regresör matrisi,  $\theta$  ise tanımlanması istenen parametre matrisidir.  $\theta$  parametre matrisinin tahmini ise aşağıdaki gibidir.

$$\hat{\theta} = ((\phi)^T \phi)^{-1} (\phi)^T Y \quad (13)$$

Denklem 4 ve 6' ya göre her eksenin toplam ataleti, viskoz sönümlenme katsayısı ve her iki yönde Coulomb sürtünme değeri bulunabilir.

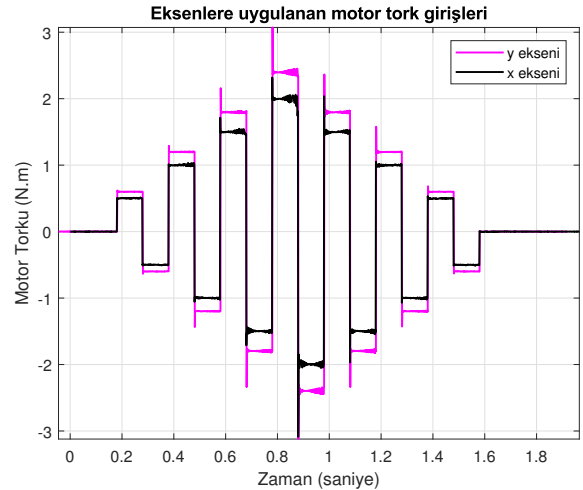
## 5. Tezgah Üzerinde Testler

### 5.1. Test Sonuçları

Bu yöntemin uygulanması için mekanik sisteme tork tahriki verilmelidir. En Az Kareler yöntemi için Şekil 6' deki gibi motor tork girişi  $T_m, (u(k))$  eksenlere uygulanmıştır. Bu tork ölçümü Şekil 5' daki tork kontrol döngüsüne beslenen tork referansına karşılık elde edilmiştir ve bu ölçülen tork Şekil 4'deki asıl mekanik sistemi tahrik etmiştir. Şekil 5' deki referans tork girişine uygulanan değerler Tablo 1'deki gibidir. Y eksenini köprüyü ve diğer eksenleri taşıdığı için daha fazla torka maruz bırakılmıştır. Tork uygulama süresi sabit 100 milisaniyedir.

Tablo 1: Eksenlere uygulanan tork referans girişleri

X eksen	Y eksen
±0.5 Nm	±0.6 Nm
±1.0 Nm	±1.2 Nm
±1.5 Nm	±1.8 Nm
±2.0 Nm	±2.4 Nm
±1.5 Nm	±1.8 Nm
±1.0 Nm	±1.2 Nm
±0.5 Nm	±0.6 Nm



Şekil 6: Eksenlere uygulanan asıl motor tork girişi (sürtünme hariç)

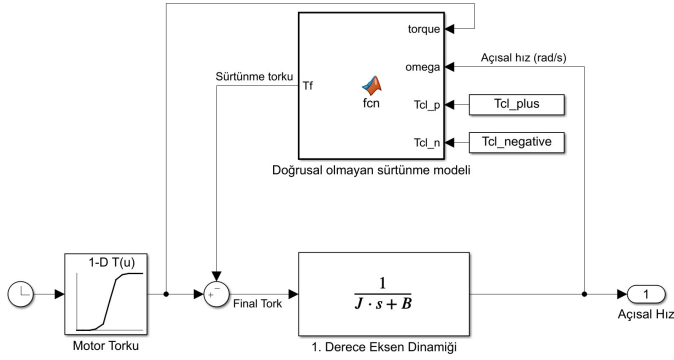
Buna göre x ve y eksenlerine uygulanan tork girişleri ile ölçülen hız Denklem 13 ve 12' e göre çözüldüğünde Tablo 2'deki sonuçlar elde edilmektedir.

Tablo 2: Eksenlerin tanımlanan parametreleri

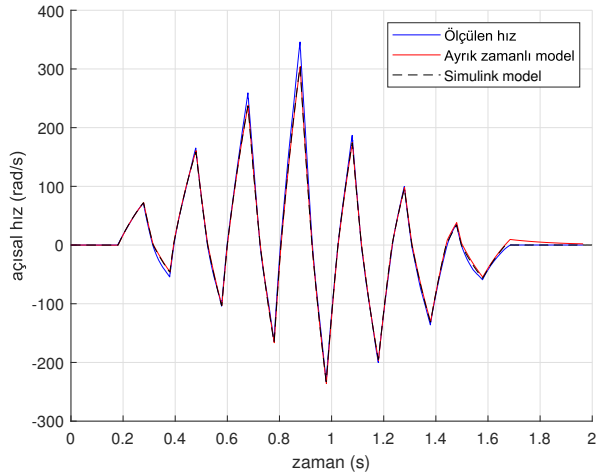
Parametre	X eksen	Y eksen
$J$ , Toplam atalet ( $\frac{Nm}{rad/s^2}$ )	0.000366	0.000453
$B, T_{visc}$ Viskoz sönümleme ( $\frac{Nm}{rad/s}$ )	0.002	0.0064
$T_{coul}^+$ ( $Nm$ )	0.1517	0.5048
$T_{coul}^-$ ( $Nm$ )	-0.1854	-0.4883

## 5.2. Parametrelerin ayrık zamanlı modelde ve Simulink modelinde denenmesi

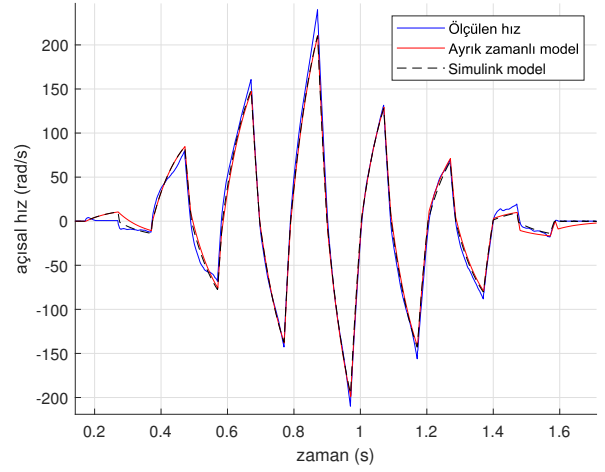
Bu tanımlanan parametreler ve deneyde uygulanan tork girişi (Şekil 6) kullanılarak Denklem 12'deki ayrık zamanlı modele göre tekrar açısal hız  $\omega_m$  türetilmiştir ve bu türetilmiş hız, gerçek açısal hız test verisi ile Şekil 8 ve 9'da karşılaştırılmıştır. Ayrık zamanlı modele ek olarak Simulink modeli de geliştirilmiş olup aynı tork girişi ve parametrelerle benzetim yapılmıştır.



Şekil 7: Parametrelerin denendiği Simulink modeli



Şekil 8: X ekseninde tanımlanan parametrelerle ayrık zamanlı model ve Simulink modeliyle benzetim



Şekil 9: Y ekseninde tanımlanan parametrelerle ayrık zamanlı model ve Simulink modeliyle benzetim

## 5.3. Kestirilen parametrelerin, gerçek frekans cevap fonksiyonuyla (FCF) karşılaştırılması

Bu tanımlanan parametrelerle, Denklem 14'deki modelin FCF'ü ve gerçek ölçüm FCF ile karşılaştırılmıştır. Bu modele tablo 2'de tanımlanan parametreler atanmıştır.

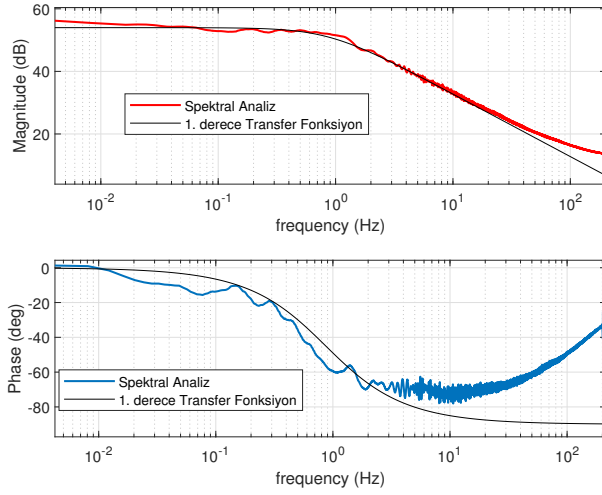
$$G(s) = \frac{\Omega(s)}{T(s)} = \frac{1}{Js + B} \quad (14)$$

FCF'nin ölçülebilmesi için eksenlere tork modunda (Şekil 5) artan frekanslı sinüs tarama uygulanmıştır. Test 0-200 Hz arasında yapılmıştır. Tork ve hızın çapraz güç spektrumunun, torkun oto spektrumuna oranı hareket iletim sisteminin ölçülen FCF'ni vermektedir [7]. Bu ölçülen FCF ve rijit modelin FCF'nun karşılaştırması Şekil 10 ve 11'deki gibidir.

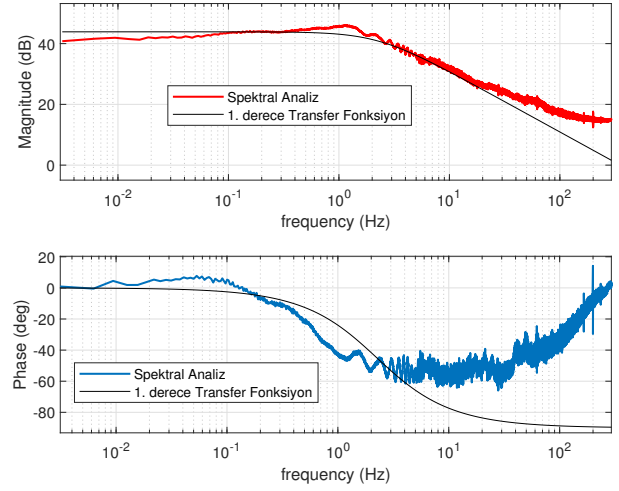
## 6. Sonuçlar ve Tartışma

Bu çalışmada eksenlerin dijital ortamda benzetimi ve kontrol algoritması tasarımı için gerekli olan esas parametreler En Az Kareler yöntemiyle bulunmuştur. Bulunan eşdeğer atalet, viskoz sönümleme ve Coulomb sirtünme parametreleriyle, benzetim yapılabilmektedir. Bu benzetim, toplu katı cisim modellenmesi olarak geçmektedir. Bu model kullanılarak pozisyon, hız kontrol döngüleri ayarlanabilir. Ayrıca bu bulunan sirtünme değerleri kullanılarak, sirtünme kompanzasyon fonksiyonları da yazılabilir. Böylece hassas pozisyonlama mümkün kılınabilir. En Az Kareler Yöntemine ek olarak, bozucu etkiler (sirtünme veya kesici kuvvetler) gerçek zamanda Kalman Filtresi ile daha kesin tahmin edilebilmektedir [4]. Bu sayede kesim yapılrken gerçek zamanda bozucu etki kestirimi ve kompanzasyonu gerçekleştirilebilmektedir.

En Az Kareler yöntemi ile bulunan katı cisim parametreleri (atalet 'J', viskoz sönümleme 'B') doğrusal bir yaklaşım sergilemektedir. Şekil 10 ve 11'dan da görüldüğü gibi 1. derece transfer fonksiyon, gerçek FCF ölçümlerine yüksek frekansta sadece bir ölçüde bağlı kalabilmektedir. Bu yüzden katı cisim



Şekil 10: X ekseninde tanımlanan parametrelerle oluşturulan 1. derece Transfer fonksiyon ve ölçülen frekans cevap fonksiyonu



Şekil 11: Y ekseninde tanımlanan parametrelerle oluşturulan 1. derece Transfer fonksiyon ve ölçülen frekans cevap fonksiyonu

parametrelerine ek olarak, esnek cisim modelleme yöntemleriyle esnekliklerin de analiz edilmesi kontrol algoritmasının tasarlanması açısından büyük öneme sahiptir. Bu bildiri serisinin Bölüm III bildirisinde, bu kestirilen parametreler yardımıyla eksen kontrol algoritmaları ayarlanacaktır ve parça işleme hassasiyeti ve hızı gözlemlenecektir. Seriden bağımsız çalışmalar da yapılacak olup, bu çalışmadaki toplu katı cisim modeline ek olarak modal analizler ve kapsamlı FCF testleri ile esnek dinamiklere sahip modeller geliştirilecektir. Böylelikle titreşim sönümlenme ve detaylı benzetim çalışmalarının da yapılması mümkün olacaktır.

## 7. Teşekkür

Bu çalışma TÜBİTAK tarafından 3210224 numaralı "5 Eksen Yeni Nesil CNC Kontrol Sistemi ve Dijital İkiz Platformu Geliştirilmesi" başlıklı proje kapsamında desteklenmiştir. Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu'na teşekkürü borç biliriz.

## 8. Kaynakça

- [1] C. Lin and C. Lee, "Remote Servo Tuning System for Multi-Axis CNC Machine Tools Using a Virtual Machine Tool Approach", Applied Sciences, vol. 7, no. 8, p. 776, 2017.
- [2] A. Kamalzadeh and K. Erkorkmaz, "Compensation of Axial Vibrations in Ball Screw Drives", CIRP Annals, vol. 56, no. 1, pp. 373-378, 2007.
- [3] K. Erkorkmaz and A. Kamalzadeh, "High Bandwidth Control of Ball Screw Drives", CIRP Annals, vol. 55, no. 1, pp. 393-398, 2006.
- [4] K. Erkorkmaz and Y. Altintas, "High speed CNC system design. Part II: modeling and identification of feed drives",

International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 41, no. 10, pp. 1487-1509, 2001.

- [5] Y. Altintas, A. Verl, C. Brecher, L. Uriarte and G. Pritschow, "Machine tool feed drives", CIRP Annals, vol. 60, no. 2, pp. 779-796, 2011.
- [6] C. Okwudire and Y. Altintas, "Hybrid Modeling of Ball Screw Drives With Coupled Axial, Torsional, and Lateral Dynamics", Journal of Mechanical Design, vol. 131, no. 7, 2009.
- [7] Y. Altintas, Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design. Cambridge: Cambridge University Press, 2012.
- [8] B. Armstrong-Hélouvy, P. Dupont and C. De Wit, "A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction", Automatica, vol. 30, no. 7, pp. 1083-1138, 1994.
- [9] K. Aström and B. Wittenmark, Computer Controlled Systems: Theory and Design. Englewood Cliffs, N.J.: Prentice-Hall, 1984.