

TORNALAMADA TIRLAMA TİTREŞİMLERİNİN SÜREÇ SÖNÜMLEMESİNİN İNCELENMESİ

Sezan ORAK*

*Yrd. Doç. Dr., Osmangazi Üniversitesi
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi,
Makina Mühendisliği Bölümü, Eskişehir
sorak@ogu.edu.tr*

Erol TÜRKEŞ

*Yrd. Doç. Dr., Dumlupınar Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi,
Makina Mühendisliği Bölümü,
Tavşanlı Yolu /Kütahya
eturkes@dpu.edu.tr*

ÖZET

Takım tezgahlarında kesme sisteminin kararlılığı, sadece yapısal sönümlemeye değil ayrıca talaş formasyon prosesi tarafından üretilen Süreç Sönümleme Oranlarına (SSO) da bağlıdır. Bu çalışmada, iki serbestlik dereceli bir tornalama sistemindeki süreç sönümlemesinin kesme sisteminin kararlılığı üzerine etkisi incelenmiştir. Bunun için tornalama sisteminin hareket denklemleri (τ)-dekompozisyon formunda lineer ve nonlinear olarak yazılmıştır. Nonlinear diferansiyel denklemlerin sayısal çözümüyle süreç sönümlemesinin değişimi elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Tırlama, süreç sönümlemesi, kararlılık

Investigation of Cutting Process Damping in Chatter for Turning

ABSTRACT

The stability of cutting system in machine tools is not only dependent on the structural but also dependent on the process damping ratio (PRD), which is generated by the chip formation process. In this study, the effects of the cutting process damping in a turning system with two degree of freedom on the cutting system were investigated. For this purpose, the equations of motion for this turning system were derived as linear and nonlinear in the (τ) -decomposition form. Changing of the cutting process damping was obtained by numerical solution of the nonlinear differential equations.

Keywords : Chatter, cutting process damping, stability

* İletişim yazarı

Geliş tarihi : 10.12.2010
Kabul tarihi : 11.02.2011

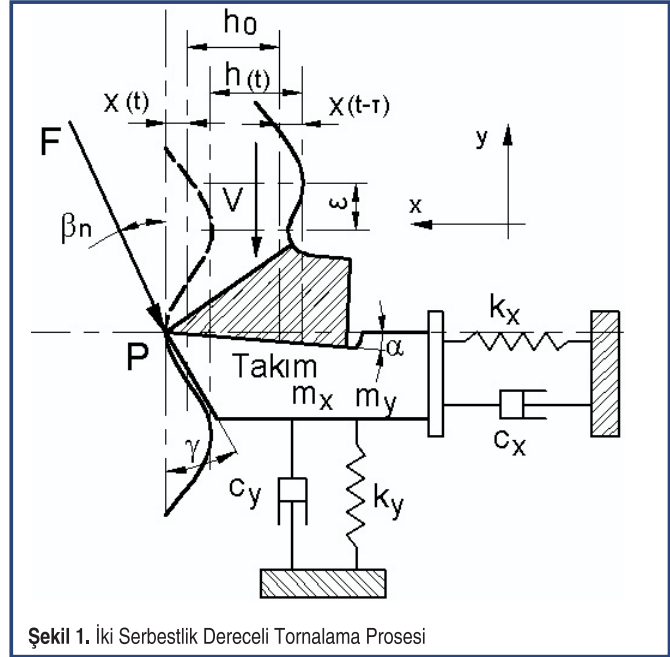
GİRİŞ

Takım tezgâhlarında talaş kaldırılırken iş parçası yapısı ve kesme dinamiğinin etkileşiminden oluşan kendi kendini besleyen titreşim, tırlama titreşimi diye adlandırılır. Bu titreşim sonucunda, işlenen parçaların tolerans aralıklarında olmaması, kalitesiz yüzey işlemesi, kesici takım aşınmaları ve kırılmaları, takım tezgâhının zarar görmesi gibi üretimi sınırlayan etkenler ortaya çıkar. Sistemin rijitliğine göre aşırı talaş genişliği gibi şartlar altında tırlama titreşimi başlayarak çabucak gelişir ve büyük amplitüdlere erişerek kesme kuvveti periyodik bir biçimde değişebilir hâle gelir. Talaş kalınlığı da, işlenmiş yüzeydeki dalgalanmalar gözle görülebilecek şekilde aşırı değişir. Metal kesmede tırlamanın kendiliğinden oluşmasının iki kaynağı vardır. Bunlar, her iki eksende titreşim modu oluşumu ve işlenen yüzeyde oluşan dalgaların tekrarlı bir şekilde üretilmesidir [1,2]. İşlenen yüzeyin kalitesi özellikle savunma, uzay, hava ve kalıpcılık sanayinde önem taşımaktadır [3-5]. Takım tezgâhlarında tırlama titreşimleri ve kararlılık analizleri konusunda geçmişte yapılan çalışmaların birçoğunda kesme kuvvetlerinin, takım-iş parçası pozisyonunun ve hızın lineer bir fonksiyonu olarak değiştiği kabul edilmiştir [6]. Kesme hızı ise sistem kararlılığını iki farklı yönde etkilemektedir. Bunlardan ilki süreç sönümleme ile ilişkilendirilir. İkinci etki ise yüksek hızda frezelemede önemli olan mil hızının etkisidir. Süreç sönümlemesi olayında değişken kesme kuvvetinin üretimine faz gecikmesi neden olmaktadır. Bu durum, talaş formasyonu üzerindeki takımın titreşim hareketinde sönümleme meydana getirmektedir. Bu sönümlemenin düşük kesme hızlarında sistem kararlılığını artırdığı görülmektedir [2]. Lin vd. [7] ve Lee vd. [8] gibi araştırmacılar süreç sönümlemesinin ve süreç sönümleme kuvvetinin değişiminin belirlenmesi için çeşitli kuvvet modelleri önermişlerdir. Son yıllarda, kesici takım geometrileri, takım aşınmaları, yüksek frekanslarda işleme titreşimlerinin kararlılığı, kesilme açısının değişimi ve takım ucunun dalgalı yüzeye batması gibi etkenler de yoğunlaşarak süreç sönümlemesinin veya SSO'larının değişimi ve buna bağlı olarak sistem kararlılığının nasıl etkilendiği değişik modeller geliştirilerek araştırılmıştır [9-15].

Bu çalışmada, ilk olarak bir tortalama prosesi için yapılan modal analiz sonucunda; iki serbestlik derecesine sahip olduğu görülen sistemin matematiksel modellemesi yapılmıştır. Bu modellemede yazılan hareket denklemleri üçüncü ve dördüncü bölümlerde geleneksel hâle gelmiş (τ) -dekompozisyonu formunda [15,16] sırasıyla, hız bağımlı lineer ve nonlineer diferansiyel denklemler olarak düzenlenmişlerdir. Nonlineer denklemlerin, kesme ve ses testleriyle belirlenen takım tırlama frekansı ve amplitüdü yardımıyla Şekil 1'deki sistemin (\dot{y})nin belirlenmesiyle SSO'larının değişimi ve kararlılığa etkisi beşinci bölümde incelenmiştir. Nonlineer denklemlerin çözülmesi bir

MATLAB simülasyonu ile dördüncü dereceden Runge-Kutta metoduna göre yapılmıştır.

MATEMATİKSEL MODELLEME



Şekil 1. İki Serbestlik Dereceli Tortalama Prosesi

Şekil 1'deki iki serbestlik dereceli tortalama sistemi için hareket denklemleri aşağıdaki gibi oluşturulabilir [1];

$$m_x \ddot{x}(t) + c_x \dot{x}(t) + k_x x(t) = F(t) \sin \beta_n$$

$$m_y \ddot{y}(t) + c_y \dot{y}(t) + k_y y(t) = F(t) \cos \beta_n \quad (1)$$

Burada;

$$F(t) = a K_f h(t) \rightarrow h(t) = h_0 - x(t) + x(t - \tau) \quad (2)$$

Şekil 1 ve (1, 2) denklemlerindeki ifadeler sırasıyla; a, aksel talaş derinliği (m), c_x , c_y , k_x , k_y ve m_x , m_y , sırasıyla (x) ve (y) doğrultularındaki modal analiz testlerinden elde edilen sönümle (kg/s), yay sabitleri (N/m) ve eşdeğer kütleler (kg)'dir. K_f , ilerleme yönündeki kesme sabiti (N/m²), $h(t)$; h_0 , dinamik ve nominal talaş kalınlığı (m), $x(t)$; $x(t - \tau)$, iç ve dış modülasyon (m), α , takım talaş açısı, β_n , bileşke kesme kuvveti F in (y) eksenine yapmış olduğu kesme açısı, γ , kesici takımın kenar boşluk açısı, ϵ , iç ve dış modülasyonlar arasındaki faz gecikmesi, τ , iş parçasının şu andaki ve bir önceki dönüşündeki periyotlar arası zaman gecikmesi (s)'dir. Şekil 1'de görülen iki serbestlik dereceli model için takımın (y) doğrultusundaki hareketinden dolayı zaman gecikmesinin magnitudü sabit kalmayacaktır. Sabit gecikme terimlerinin çözümü çok daha kolaylaştırması düşüncesiyle, hareket denklemlerindeki gecikme terimi sabit olan

kaldırılan talaşın yay uzunluğu (q) cinsinden yazılırsa [15,16];

$$q = Vt + y \quad (3)$$

burada V, kesici takımın iş parçasına göre sabit lineer hızı (m/s); y, kesici takımın iş parçasına göre (y) eksenini doğrultusundaki yer değişimi (m)'dir.

LİNEER MODELLEME

Burada takımın (y) doğrultusundaki yer değiştirme hızı (\dot{y}), iş parçasının lineer hızı (V)'ndan çok daha küçük değere sahip olacağından ihmal edilmektedir;

$$\frac{dq}{dt} = q_t = (V + \dot{y}) \approx V \text{ böylece (1) denklemlerindeki}$$

\dot{x} , \ddot{x} , \dot{y} ve \ddot{y} terimleri sırasıyla;

$$\frac{dx}{dt} = \frac{dq}{dt} \frac{dx}{dq} = (V + \dot{y})x_q = \frac{dx}{dt} = V x_q$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{d}{dt} \left(\frac{dx}{dt} \right) = \frac{d}{dt} [(V + \dot{y})x_q] = (V + \dot{y})x_{qq} q_t + \ddot{y} x_q$$

$$= \frac{d^2x}{dt^2} = V^2 x_{qq} \text{ benzer olarak (y) doğrultusunda da;}$$

$$\frac{dy}{dt} = V y_q, \quad \frac{d^2y}{dt^2} = V^2 y_{qq}$$

şeklinde yazılabilir. Dinamik talaş kalınlığı $h(t)$, talaş yay uzunluğu $h(q)$ terimlerinde ifade edilirse (1) denklemleri aşağıdaki gibi düzenlenebilir;

$$\begin{aligned} m_x V^2 x_{qq} + c_x V x_q + k_x x &= -F_x h(q) \\ m_y V^2 y_{qq} + c_y V y_q + k_y y &= -F_y h(q) \end{aligned} \quad (4)$$

Burada; $h(q) = x(q) - x(q - d\pi)$; $F_x = K_f a \sin \beta_n$; $F_y = K_f a \cos \beta_n$ şeklinde ifade edilir. (5) denklemlerinin sadeleştirilmesi için denklemlerin (x) ve (y) yönlerinde sağ ve sol tarafları sırasıyla, $m_x V^2$ ve $m_y V^2$ ve ifadeleri ile bölünürse;

$$\begin{aligned} \tilde{c}_x &= \frac{c_x}{m_x V}, \quad \tilde{k}_x = \frac{k_x}{m_x V^2}, \quad \tilde{F}_x = \frac{-F_x}{m_x V^2} \\ \tilde{c}_y &= \frac{c_y}{m_y V}, \quad \tilde{k}_y = \frac{k_y}{m_y V^2}, \quad \tilde{F}_y = \frac{-F_y}{m_y V^2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x_{qq} + \tilde{c}_x x_q + \tilde{k}_x x &= \tilde{F}_x (x(q) - x(q - d\pi)) \\ y_{qq} + \tilde{c}_y y_q + \tilde{k}_y y &= \tilde{F}_y (x(q) - x(q - d\pi)) \end{aligned} \quad (5)$$

(6) denklemleri matris formunda aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_{qq} \\ y_{qq} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \tilde{c}_x & 0 \\ 0 & \tilde{c}_y \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_q \\ y_q \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \tilde{k}_x - \tilde{F}_x & 0 \\ -\tilde{F}_y & \tilde{k}_y \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} \tilde{F}_x & 0 \\ \tilde{F}_y & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x(q - d\pi) \\ y(q - d\pi) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (6)$$

(7) denklemi Laplace domeninde yazılıp determinanti alınrsa;

$$\begin{aligned} D(s) &= s^4 + (\tilde{c}_x + \tilde{c}_y)s^3 + (\tilde{k}_x - \tilde{F}_x + \tilde{c}_x \tilde{c}_y + \tilde{k}_y)s^2 \\ &+ ((\tilde{k}_x - \tilde{F}_x)\tilde{c}_y + \tilde{c}_x \tilde{k}_y)s + (\tilde{k}_x - \tilde{F}_x)\tilde{k}_y \\ &+ (s^2 + \tilde{c}_y s + \tilde{k}_y)\tilde{F}_x e^{-d\pi s} = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

sistemin karakteristik denklemi elde edilir. Sistemin kararlılığının incelenmesi için karakteristik denklem aşağıdaki gibi düzenlenebilir;

$$\begin{aligned} a_4 &= 1/\tilde{F}_x, \quad a_3 = (\tilde{c}_x + \tilde{c}_y)/\tilde{F}_x, \quad a_2 = ((\tilde{k}_x - \tilde{F}_x) + \tilde{c}_x \tilde{c}_y + \tilde{k}_y)/\tilde{F}_x \\ a_1 &= ((\tilde{k}_x - \tilde{F}_x)\tilde{c}_y + \tilde{c}_x \tilde{k}_y)/\tilde{F}_x, \quad a_0 = ((\tilde{k}_x - \tilde{F}_x)\tilde{k}_y)/\tilde{F}_x \\ D(s)/\tilde{F}_x &= a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0 \\ &+ (s^2 + \tilde{c}_y s + \tilde{k}_y)e^{-d\pi s} = 0 \\ e^{d\pi s} &= \frac{-(s^2 + \tilde{c}_y s + \tilde{k}_y)}{a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \end{aligned} \quad (9)$$

(10) denklemi iki kısma ayrılırsa;

$$U_1(s) = e^{d\pi s}; \quad U_2(s) = \frac{-(s^2 + \tilde{c}_y s + \tilde{k}_y)}{a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0}$$

şeklinde yazılabilir. (8) denklemindeki D(s)'nin kökleri, $s = j\omega$ alınarak $|U_2(j\omega)| = 1$ şeklinde bulunabilir,

$$\begin{aligned} \frac{|(\tilde{k}_y - \omega^2) + j\tilde{c}_y \omega|}{|(a_4 \omega^4 - a_2 \omega^2 + a_0) + j(a_1 \omega - a_3 \omega^3)|} &= 1 \\ (a_4 \omega^4 - a_2 \omega^2 + a_0)^2 + (a_1 \omega - a_3 \omega^3)^2 &= (\tilde{k}_y - \omega^2)^2 + \tilde{c}_y^2 \omega^2 \end{aligned}$$

buradan karakteristik denklem,

$$a_4^2 \omega^8 + (a_3^2 - 2a_4a_2) \omega^6 + (a_2^2 + 2a_4a_0 - 2a_3a_1 - 1) \omega^4 + (a_1^2 - \tilde{c}_y^2 - 2a_2a_0 + 2\tilde{k}_y) \omega^2 + a_0^2 - \tilde{k}_y^2 = 0 \quad (10)$$

şeklinde yazılabilir. (10) denkleminin kökleri bulunarak, her bir pozitif reel kök $U_2(s)$ denklemine $U_2(j\omega_i)$ olacak şekilde yerine konarak Nyquist yer eğrisi çizdirilir. $U_1(s)$ denkleminin eğrisi ise birim çember eğrisidir. Nyquist kriterine göre (11) denklemin sağ kısmı $U_2(s)$ Nyquist yer eğrisini ve sol kısmı $U_1(s)$ da kritik yörüngeyi ifade eder. $U_2(j\omega_i)$, denkleminin reel ve imajiner kısımlarının yardımıyla faz açısı bulunur,

$$\Psi_i = \tan^{-1} \frac{\text{Im}(U_2(j\omega_i))}{\text{Re}(U_2(j\omega_i))} \quad (11)$$

gecikme değerleri ise,

$$\tau_i = \frac{\Psi_i + 2\pi k}{\omega_i} \quad k=0, 1, 2, 3, \dots \quad (12)$$

şeklinde bulunur. Benzer şekilde iki serbestlik dereceli tornalama prosesinin yönlendirilmiş transfer fonksiyonundan elde edilen karakteristik denkleminin imajiner (H) kısmının reel (G) kısmına oranı, yapının transfer fonksiyonunun faz gecikmesini verir;

$$\Psi = \tan^{-1} \frac{H}{G} \quad (13)$$

buna karşılık gelen mil periyodu τ (s) ve mil hızı N (d/dak) şu şekilde bulunur;

$$\tau = \frac{\varepsilon + 2\pi k}{\omega} \quad k=0, 1, 2, 3, \dots \rightarrow N = \frac{60}{\tau} \quad (14)$$

burada ω , takımın tırlama frekansı (rad/s), k , kesilen yüzey etrafında meydana gelen tam dalga sayısı, ε , iç ve dış yüzeylerdeki dalgalar arasındaki faz gecikmesi olup, $\varepsilon = 3\pi + 2\psi$ şeklinde hesaplanır. Her bir mil devri için kritik kesme derinliği;

$$a_{lim} = \frac{-1}{2K_f G(\omega)} \quad (15)$$

şeklinde hesaplanabilir [1].

NONLİNEER MODELLEME

Eğer \dot{y} ihmal edilmemiş olsa idi,

$$m_x [x_{qq} q_t^2 + \ddot{y} x_q] + c_x x_q q_t + k_x x = -F_x h(q) \\ m_y [y_{qq} q_t^2 + \ddot{y} y_q] + c_y y_q q_t + k_y y = -F_y h(q) \quad (16)$$

nonlineer denklemleri elde edilir. Yine sadeleştirme için (16) denklemlerinin sağ ve sol tarafları sırasıyla $m_x q_t^2$ ve $m_y q_t^2$ ile bölünürse;

$$\tilde{c}_{1x} = \frac{c_{1x}}{m_x q_t}, \quad \tilde{k}_{1x} = \frac{k_{1x}}{m_x q_t^2}, \quad \tilde{F}_{1x} = \frac{-F_x}{m_x q_t^2} \\ \tilde{c}_{1y} = \frac{c_{1y}}{m_y q_t}, \quad \tilde{k}_{1y} = \frac{k_{1y}}{m_y q_t^2}, \quad \tilde{F}_{1y} = \frac{-F_y}{m_y q_t^2}$$

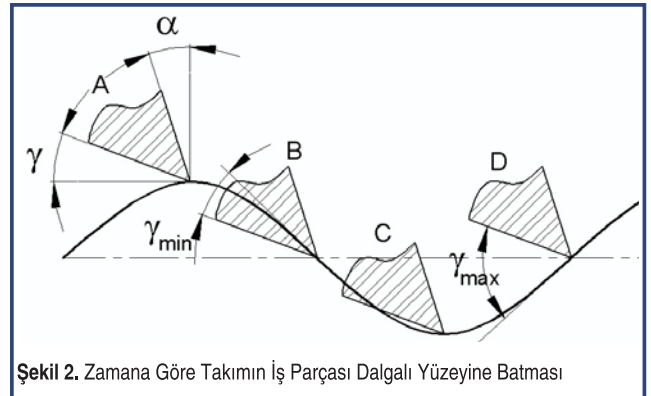
ve $\mu = \frac{\ddot{y}}{q_t^2}$ olacak şekilde denklemler düzenlenirse;

$$x_{qq} + (\mu + \tilde{c}_{1x}) x_q + \tilde{k}_{1x} x = \tilde{F}_{1x} (x(q) - x(q - d\pi)) \\ y_{qq} + (\mu + \tilde{c}_{1y}) y_q + \tilde{k}_{1y} y = \tilde{F}_{1y} (x(q) - x(q - d\pi)) \quad (17)$$

haline gelir.

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{qq} \\ y_{qq} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mu + \tilde{c}_{1x} & 0 \\ 0 & \mu + \tilde{c}_{1y} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_q \\ y_q \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \tilde{k}_{1x} - \tilde{F}_{1x} & 0 \\ -\tilde{F}_{1y} & \tilde{k}_{1y} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} \tilde{F}_{1x} & 0 \\ \tilde{F}_{1y} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(q - d\pi) \\ y(q - d\pi) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (18)$$

Sistemin karakteristik denkleminin elde edilmesi ve kararlılığının incelenmesi için üçüncü bölümdeki prosedür uygulanabilir. (17) denklemlerinden de görüldüğü gibi prosesin (x) ve (y) doğrultularındaki sönümlenme sabitleri c_x ve c_y , μ 'ye bağlı olarak kesici takımın iş parçası dalgalı yüzeyine batmasına göre zamanla değişecektir. Bu durum Şekil 2' de şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2. Zamana Göre Takımın İş Parçası Dalgalı Yüzeyine Batması

Burada μ ' in değişimi, iş parçası yüzeyindeki bir tam dalganın oluşması takımın bir tırlama periyodunda oluşur ve sayısal olarak dördüncü dereceden Runge-Kutta metoduna göre hesaplanır. Takımın bir yarı titreşim periyodu, Şekil 2'den de görüldüğü gibi kesici takım ucunun A ile C konumları arasındadır. A ve B konumları arasında takım ucu iş parçası dalgalı yüzeyine dalarken γ açısı da küçülmekte B ve C konumları

arasında dalma azalmakta ve D konumuna kadar da γ açısı artmaktadır [2]. Buna göre, c_x ve c_y 'nin değerleri A' dan B' ye artmakta, B' den C' ye de simetrik olarak azalmaktadır. Bu durumda takım ucunun A ve B konumları arasının incelenmesi yeterli olacaktır. Şekil 1' den de görüleceği gibi takım ucu (y) doğrultusunda aşağı yönlü hareket ettiğinde Şekil 2'ye göre A konumunda olacak ve kesme hızı;

$$V_k = q_t = V + \dot{y} \quad (19)$$

minimum değerini alacaktır. Takım ucu B konumunda iken ise kesme hızı;

$$V_k = q_t = V \quad (20)$$

olacaktır. Buna göre;

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + \omega_t^2 y = 0 \quad (21)$$

Lineer diferansiyel denkleminin sayısal çözümü için çözüm aralığı $0 \leq t \leq T_t$, başlangıç şartları B konumu için $y(0)=A_y$, $\frac{dy}{dt}(0)=0$ alınarak çözüm yapılabilir. Burada sırasıyla A_y , T_t ve ω_t , takımın (y) doğrultusundaki tırlama amplitüdü, periyot ve açısal frekansdır.

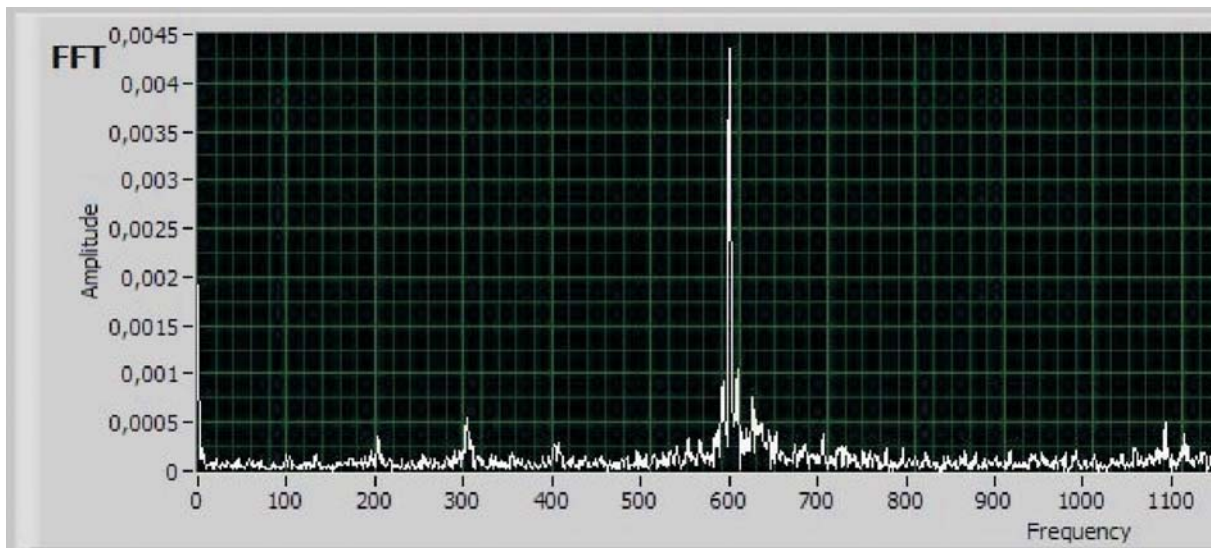
DENEYSEL VE SAYISAL ÇALIŞMA

Çalışmada tornalama ile AISI-1040 malzemeli çapı $d=65$ mm iş parçası, $N=1000$ rpm; $s=0,12$ mm/dev; $a=0,45$ mm ile $\alpha=+6^\circ$ lik kesici takım ve TOS SN50C tipli üniversal torna tezgahına bağlanmış $(b \times h \times l)=(25 \times 25 \times 135)$ mm

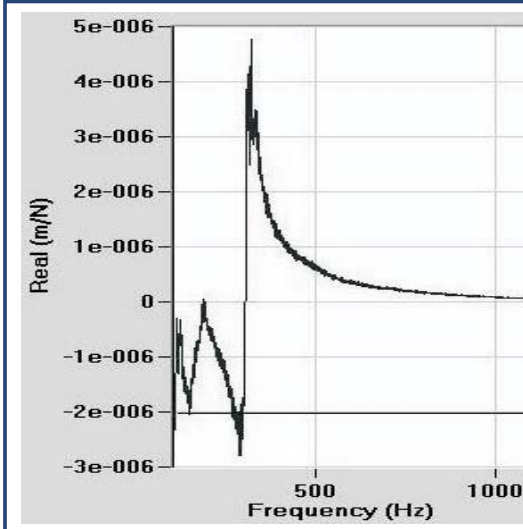
ebatlarındaki Kennametal (SDJR-2525M11 NA3) tipi takım tutucu ile işlenmiştir. Bu verilere göre kesme kuvveti açısı $\beta_n=20^\circ$ olarak ortogonal kesme mekaniklerinden [1] hesap edilmiştir. Tornalama sisteminin modal analizi bir impact hammer testi ile yapıp veriler impact hammer setine bağlı olan bir portatif bilgisayar ile CutPro® MalTF ve CutPro® Modal software' leri ile işlenmiştir. Buna göre, $K_r=1,667.10^9$ N/m²; (x) ve (y) doğrultularındaki sönümleme oranları, yay sabitleri ve doğal frekanslar sırasıyla, $\zeta_x=\%1,34$; $k_x=1,6 \times 10^6$ N/m; $\zeta_y=\%2,00$; $k_y=2,4 \times 10^6$ N/m; $f_{nx}=220$ Hz.; $f_{ny}=310$ Hz. olarak bulunmuştur. Sistemin tırlama frekansı $f_t=575$ Hz. olarak yukarıdaki kesme şartları altında kesme sırasında bir power supply ünitesine ve aynı bilgisayara bağlı mikrofon tarafından alınan ses verisinin LabVIEW 7 software'i tarafından işlenmesiyle elde edilmiştir. Tırlama frekansı değerinin elde edildiği deney sonucu Şekil 3'te gösterilmiştir.

Deneyde kullanılan tornalama sisteminin Modal analiz testinden elde edilen iki serbestlik dereceli sisteminin reel ve imajiner grafikleri sırasıyla Şekil 4 (a) ve (b)'de verilmişlerdir. Sistemin transfer fonksiyonunun simüle edilmiş reel ve imajiner kısımları test sonucuyla karşılaştırılması bakımından sırasıyla Şekil 4 (a) ve (b)'de verilmiştir.

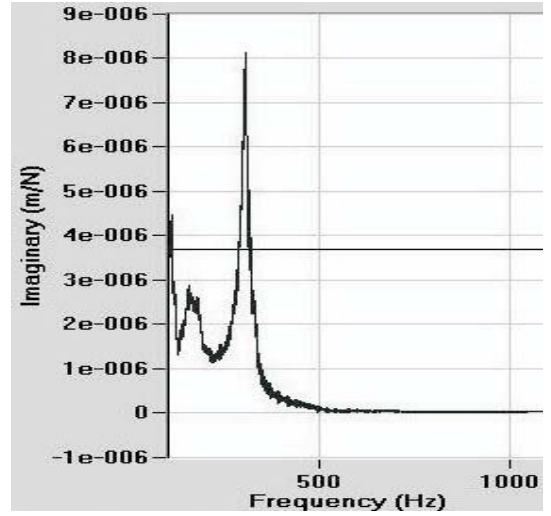
Daha önce de bahsedildiği gibi kesici takımın kesme sırasında yapmış olduğu titreşimden dolayı kesici takım ucu (x) ve (y) eksenleri doğrultularında yer değişmektedir. Yer değişim amplitüdü $A=13$ μ m olarak yapılan zaman domenli simülasyonla elde edilmiştir. (17) denklemlerinden de görüldüğü gibi iki serbestlik dereceli tornalama prosesinin sönümleme sabitleri kesici ucun (y) doğrultusunda almış olduğu \dot{y} ve \ddot{y} 'lerine göre değişmektedir. Ayrıca \dot{y} 'den dolayı



Şekil 3. Mikrofon Testi Sonucunda Tırlama Frekansının Elde Edilmesi

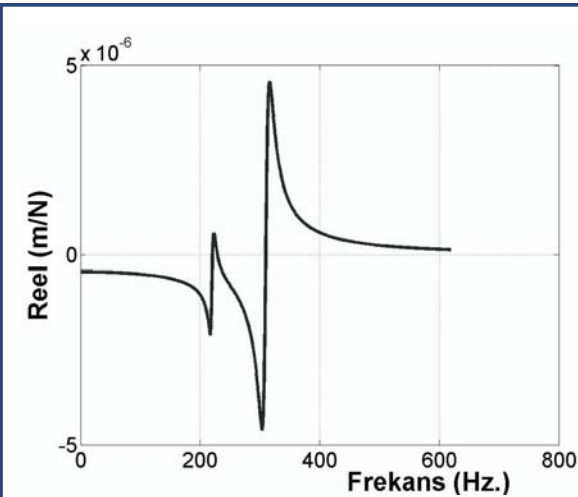


(a)

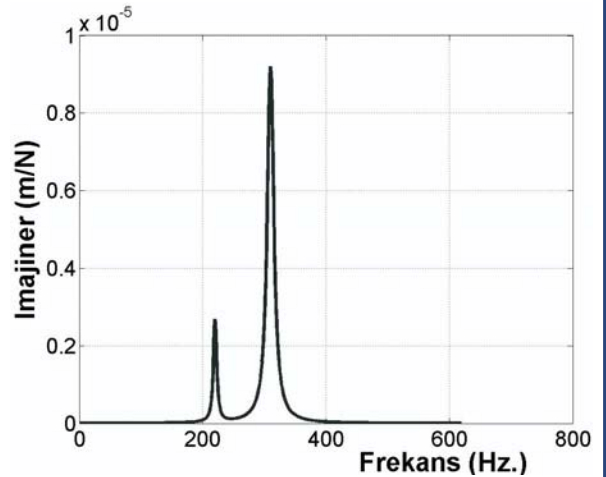


(b)

Şekil 4. İki Serbestlik Dereceli Sistemin Modal Analizden Elde Edilen a) Reel ve b) İmajiner Grafikleri



(a)



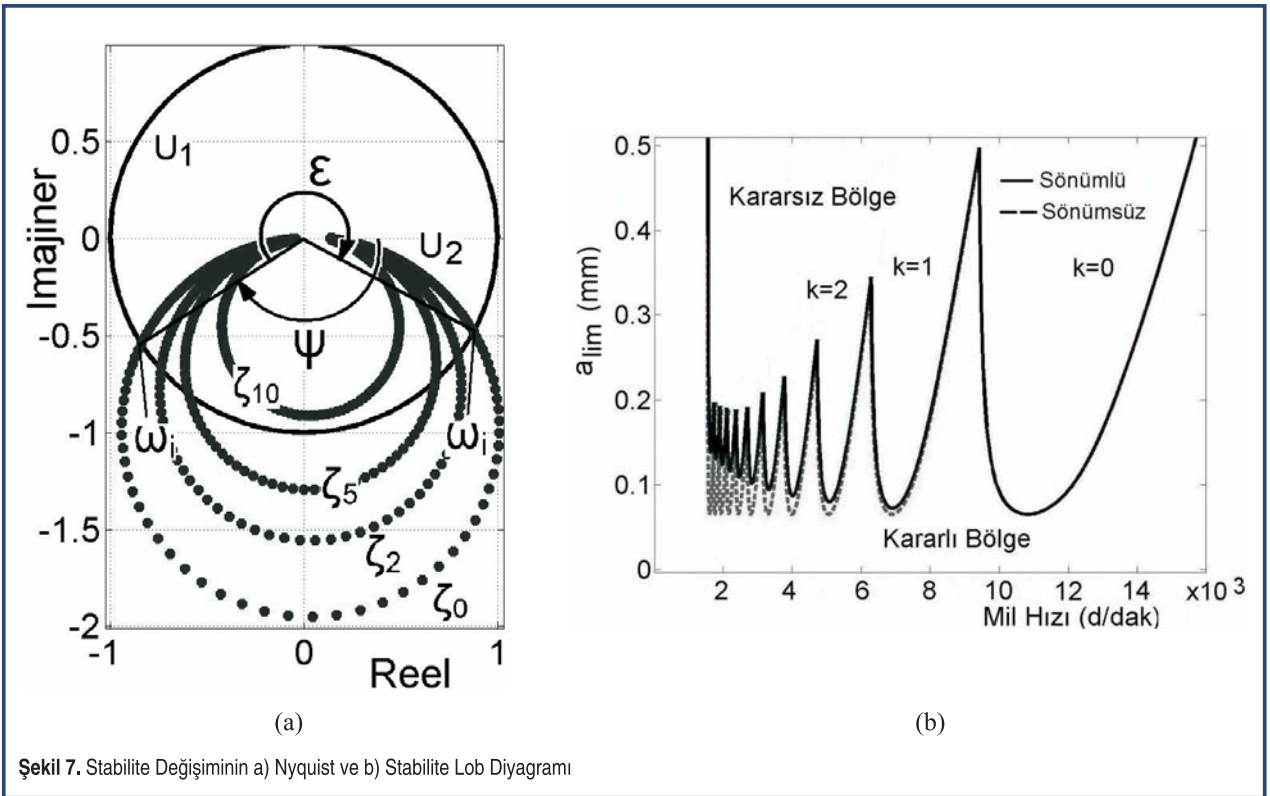
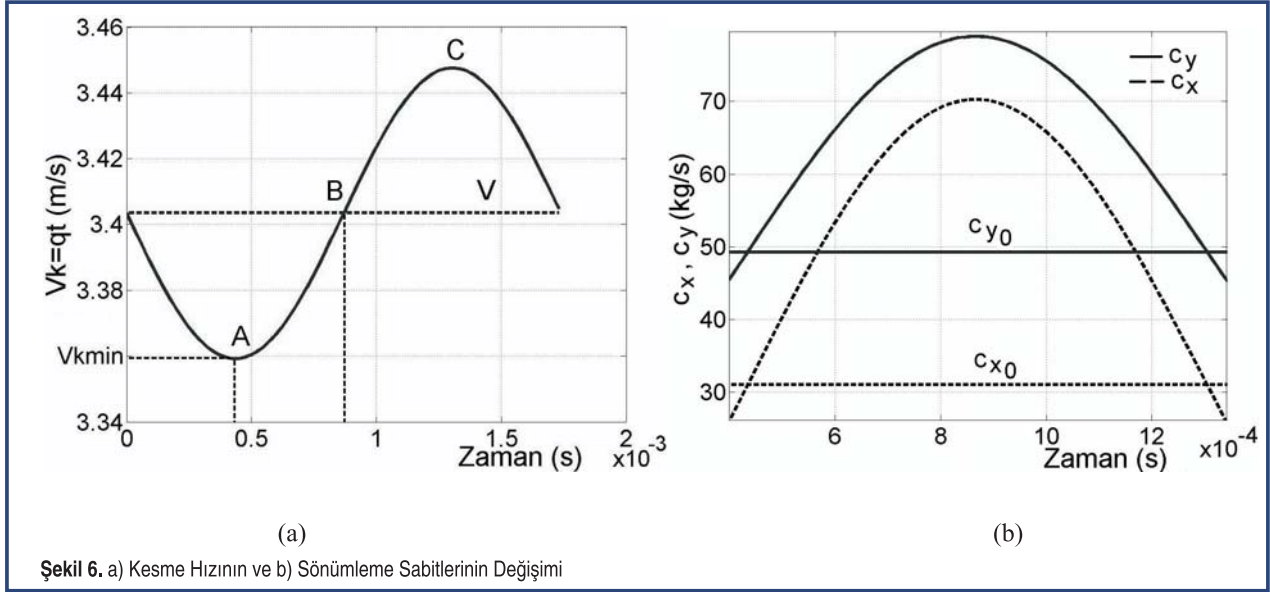
(b)

Şekil 5. İki Serbestlik Dereceli Sistemin Transfer Fonksiyonunun a) Reel ve b) İmajiner Kısımları

da takım ucu ve iş parçası arasındaki relatif kesme hızı V_k' da değişmektedir. Bu yüzden (17) nonlineer denklemlerinin çözümünde titreşim amplitüdü ve frekansı ölçülmüş olan kesici ucun bir periyot süresince \dot{y} ve \dot{y}' 'nin lineer çözümünden c_x ve c_y 'nin değişimleri bulunmuştur. Burada V_k' 'nın bir titreşim periyodu boyunca değişimi Şekil 6 (a)' da görülmektedir. Şekil 2' ye göre takım ucu A noktasında iken V_k' minimum değerini almakta B noktasında iken $V_k'=V$ olmakta ve C noktasında iken ise V_k' maksimum değerini almaktadır. Şekil 1' e göre de buradaki B noktası başlangıçta kesici takım ucuna verilen ilerleme miktarı yani nominal

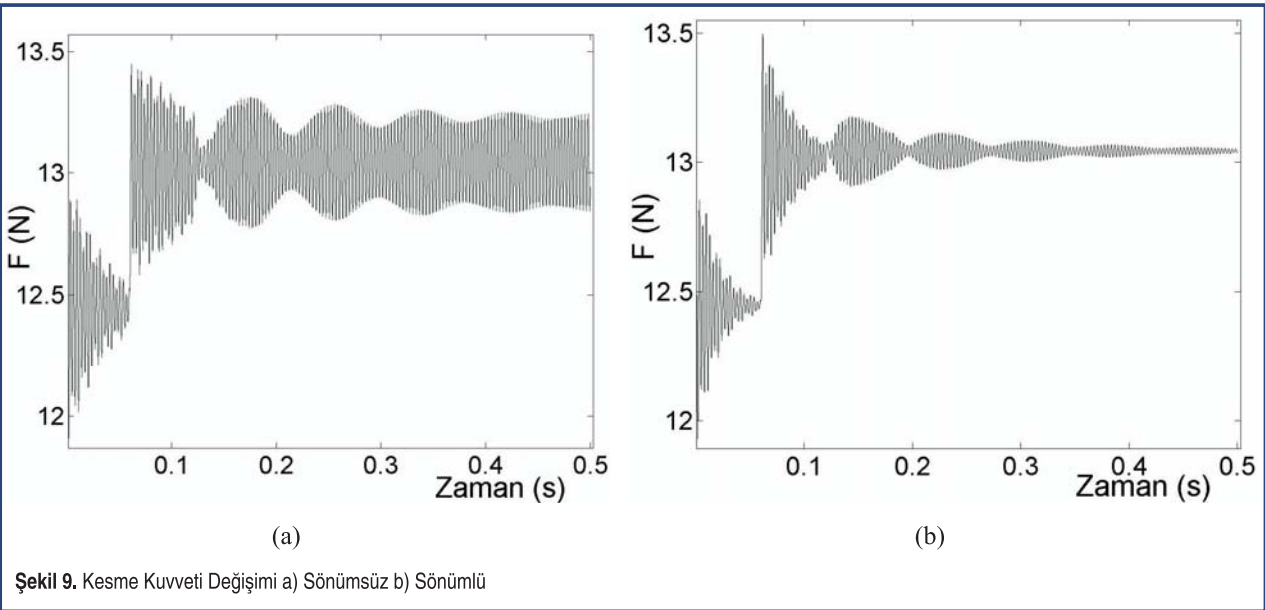
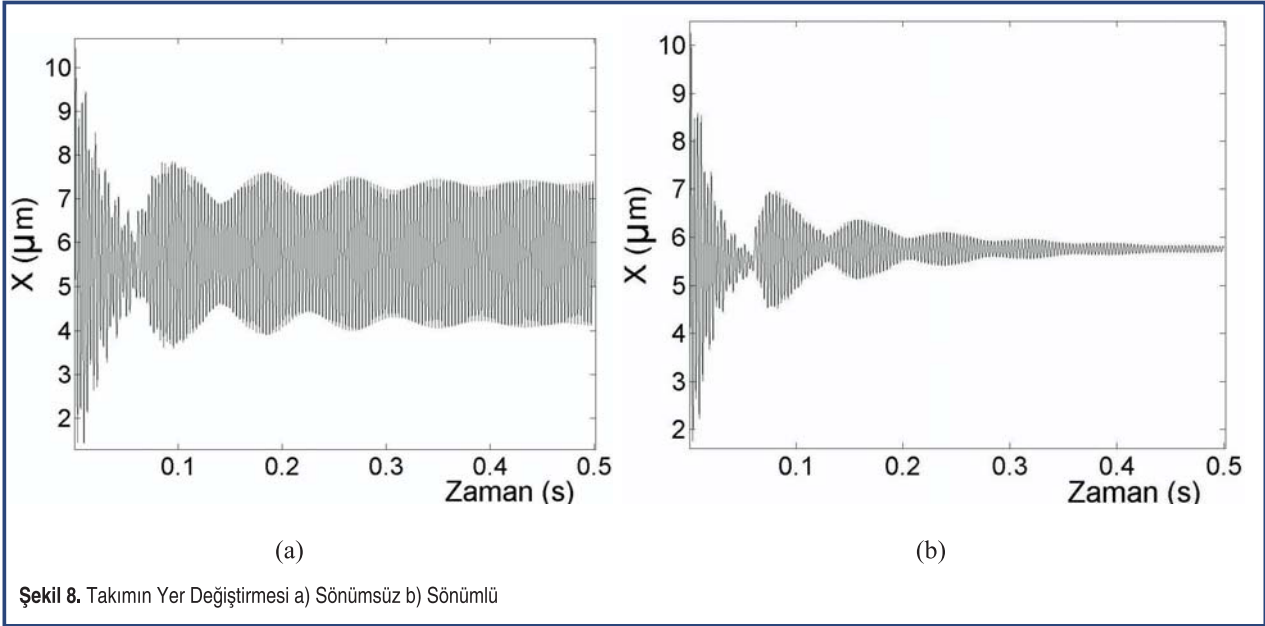
talaş derilik eksenı üzerindedir. Daha önce de belirtildiği gibi, c_x ve c_y A-B konumları arasında artmakta B-C konumları arasında simetrik olarak azalmaktadır. Bu konumlar arasındaki c_x ve c_y 'nin değişimleri Şekil 6 (b)' de görülmektedir.

(17) denklemlerinin lineerleştirilmiş sayısal çözümü için (21) denklemi için $0 \leq t \leq T_t$ şeklinde belirlenen sınır şartlarının arası 200 eşit parçaya bölünmüştür. Şekil 5 (a) ve (b)'den görüldüğü gibi A-B konumları arası c_x ve c_y 'nin değişimlerinin göz önüne alınması yeterli olacaktır. Bu aralık 10 eşit parçaya



bölünerek karşılık gelen c_x ve c_y değerleri yukarıda anlatılan modelleme prosedüründe yerlerine konularak $U_1(\omega_i)$ birim çember eğrisi ve $U_2(\omega_i)$ Nyquist yer eğrileri Şekil 7 (a)'da görüldüğü gibi çizdirilebilir. Burada sönümlenme sabitleri $\zeta_{x,y} = \frac{c_{x,y}}{2\sqrt{k_{x,y}m_{x,y}}}$ sönümlenme oranları türünden ifade edilip sırasıyla 0, 2, 5, 10 durumları için $U_2(\omega_i)$ eğrileri çizdirilmiştir. Şekil 7 (b)'de ise (11)-(15) denklemleri

arasındaki prosedür uygulanarak iki serbestlik dereceli tornalama prosesinin stabilite lob diyagramı çizdirilmiştir. Burada kesikli çizgi ile gösterilen diyagram lineer modellemeyen elde edilen sönümsüz stabilite lob diyagramıdır. Sürekli kalın çizgi ile çizilen ise, nonlineer modelin lineerleştirilmiş çözümünden elde edilen değişen ζ_x ve ζ_y 'lere yani değişen SSO'larına göre elde edilmiştir.



Buradan da düşük kesme hızlarında daha yüksek kararlılığın gerçekleştiği görülmektedir.

Çalışmada ele alınan iki serbestlik dereceli prosesin zaman domenli simülasyonu da yapılarak değişen sönümleme oranlarının takımın yer değiştirmesi X (μm) ve bileşke kesme kuvveti F (N)'in nasıl değiştiği incelenmiştir. Simülasyonda bir adım zamanı 1×10^{-4} olarak seçilmiş ve toplam zaman adım sayısı 5000, iş parçasının bir periyodu da 200 eşit parçaya bölünmüştür. Sınır eksenel kesme derinliği (a_{im}) de (15) denklemiyle hesaplanmıştır. Bu verilere göre çizilen takım yer değiştirmesi sönümsüz ve sönümlü olarak sırasıyla Şekil 8 (a) ve (b)'de, bileşke kesme kuvveti değişimi de Şekil 9 (a)

ve (b)'de görülmektedir. Bu şekillerdeki sırasıyla sönümsüz ve sönümlü durumlar için c_x ve c_y değerleri, ζ_0 ve ζ_{10} durumundaki değerlerdir.

SONUÇ

Yapılan çalışmada, iki serbestlik dereceli bir tornalama prosesinde süreç sönümlemesi incelenmiştir. Bunun için öncelikle prosesin hareket denklemleri (τ)-dekompozisyon formunda ele alınmıştır. Kesici takım ucunun kesme sırasında (y) doğrultusundaki hareketi de göz önüne alınarak hareket denklemleri düzenlenip sistemin karakteristik denklemi elde edilmiştir. Sistemin (x) ve (y) doğrultularındaki sönümleme

sabitlerinin Şekil 6.(b)'den de görüldüğü gibi lineer modellemenin aksine \dot{y} ve \ddot{y} 'ne bağlı olarak değiştikleri gözlenmiştir. Değişen c_x ve c_y değerleri karakteristik denklemin çözümünde yerlerine konularak SSO'larının nasıl değiştiği Nyquist kriterine göre sırasıyla Şekil 7(a) ve (b)'de Nyquist eğrileri ve stabilite lob diyagramlarında gösterilmiştir. Lineer modellemeye göre Nyquist yer eğrisi Şekil 7(a)'da ζ_0 durumunu verirken SSO'larının değişmesinden dolayı nonlineer modelleme ile kesme sisteminin gerçekte ζ_{10} durumuna kadar sönümlendiği izlenmiştir. Bununla birlikte, Şekil 7 (b)'den görüldüğü gibi lineer modelleme ile sönümsüz, nonlineer modelleme ile de sönümlü stabilite eğrileri elde edilmiştir. Buradan kesme proses sönümlemesinin küçük kesme hızlarında kesme sisteminin kararlılığını daha da artırdığı saptanmıştır. Son olarak da değişen proses sönümlemesinin zaman domenli simülasyon çözümleriyle takım ucunun yer değiştirmesi X (μm)'ne ve bileşke kesme kuvveti F (N)'ne etkisi incelenmiştir. Yapılan modellemelerle süreç sönümlemesinin nasıl değiştiğine ve etkisinin araştırılmasına yönelik yeni bir yaklaşım verilmeye çalışılmıştır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma 200615012 proje numarasıyla ESOGÜ BAPK tarafından desteklenmiştir. Yazarlar olarak Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Komisyonuna teşekkür ederiz.

KAYNAKÇA

1. Altıntaş, Y. 2000. "Manufacturing Automation; Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations and CNC Design," Cambridge University Press.
2. Tlustý, G. 2000. Manufacturing Processes and Equipment, Prentice Hall, New Jersey.
3. Leigh, E., Tlustý, J., Schueller, J. 1999. "Applying High-Speed Machining Techniques on Rotor Grip Configurations," American Helicopter Society 55th Annual Forum, May 25-27, Canada.
4. Davies, M.A., Burns, T.J., Schmitz, T.L. 1999. "High-Speed Machining Processes: Dynamics on Multiple Scales." Dynamics and Control of Mechanical Processing Proceedings of the

Workshop Organized by Working Group 2 "Nonlinear Dynamics and Control" in COST Action P4, Budapest, Technical University of Budapest, p. 7-19.

5. Koelsch, J.,R. 2001. "High-Speed Machining: A Strategic Weapon," Machine Shop Guide Web Archive-November.
6. Taşkesen, A., Ercan, Y. 2003. "Dik Kesme İşlemi sırasında Takım Tezgahı Titreşimlerinin ve Kararlılığının Bir Serbestlik Dereceli Kesme Modeli ile Nonlinear Analizi ve Tırlamanın Tahmini," 11.Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, 4-6 Eylül, s. 503-514.
7. Lin, S.C., et al., 1990. "A New Approach to Estimating the Cutting Process Damping Under Working Conditions," Transactions of NAMRI/SME, p. 154-160.
8. Lee, B.Y., et al., 1995. "Modeling of The Process Damping Force in Chatter Vibration," International Journal of Machine Tools & Manufacture, 8, p. 951-962.
9. Xiao, M., et al., 2002. "Analysis of Chatter Suppression in Vibration Cutting," International Journal of Machine Tools & Manufacture, 42, p. 1677-1685.
10. Xiao, M., et al., 2003. "The effect of Tool Noise Radius in Ultrasonic Vibration Cutting of Hard Metal," International Journal of Machine Tools & Manufacture, 43, p. 1375-1382.
11. Clancy, B.E., Shin, Y.C. 2002. "A Comprehensive Chatter Prediction Model for Face Turning Operation Including Tool Wear Effect," International Journal of Machine Tools & Manufacture, 42, p. 1035-1044.
12. Fofana, M.S., et al., 2003. "Machining Stability in Turning Operation when Cutting With A Progressively Worn Tool Insert," Wear, 255, p. 1395-1403.
13. Edhi, E., Hoshi, T., 2002. "Stability of High Frequency Machining Vibration by Extended Chatter Model," Precision Engineering Journal of the International Societies for Precision Engineering and Nanotechnology, 26, p. 204-213.
14. Dilley, D.N., et al., 2005. "An Analytical Study of the Effect of Process Damping on Reamer Vibrations," Journal of Sound and Vibration, 280, p. 997-1015.
15. Türkeş, E., 2007, "Takım Tezgahlarının Tırlama Titreşiminde Süreç Sönümlerinin Teorik ve Deneysel İrdelenmesi," Doktora Tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
16. Lee, M.S., Hsu, C.S. 1969. "On the τ -Decomposition Method of Stability Analysis for Retarded Dynamical Systems", SIAM Journal on Control, 7, p. 242-259.