

TORNALAMA İŞLEMLERİNDE SÜREÇ KARARLILIĞININ ANALİTİK OLARAK MODELLENMESİ

Emre Özlü¹, Erhan Budak²

¹ Sabancı Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi-İSTANBUL
emreozlu@su.sabanciuniv.edu

² Sabancı Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi-İSTANBUL
ebudak@sabanciuniv.edu

Özet

Süreç kararsızlığı da olarak adlandırılan tırlama türü titreşimler, metal kesme işlemlerinde istenmeyen problemlerin en önemlilerinden biridir. Bu çalışmada, tornalama işlemi için daha önce yapılan çalışmalardan daha pratik bir şekilde bütün kesme geometrisini ve takım ucu yarıçapını da modele dahil eden analitik bir çözüm yöntemi geliştirilmiştir. Analitik olarak hesaplanan limit kesme derinliğinin doğruluğu deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve modelin doğruluğu ispatlanmıştır.

Anahtar Terimler: tornalama, süreç kararlılığı, tırlama, kararlılık limiti tayini

Abstract

Unstable cutting due to chatter vibrations is one of the most important problems during metal cutting operations. In this study an analytical method which takes the cutting geometry and nose radius into consideration is proposed. The analytically calculated absolute stable depth of cuts are compared with the chatter test results and good agreement is observed.

Key Words: turning, stability, chatter, stability limit prediction

1. GİRİŞ

Süreç kararsızlığı metal kesme işlemlerinde rastlanan önemli sorunlardan biridir. Tırlama olarak da bilinen süreç kararsızlığı sonucunda takıma gelen yüksek dinamik kuvvetler ve kabul edilemez derecedeki yüzey pürüzlülüğü, hem tezgah sağlığı hemde ürün kalitesi açısından istenmeyen sonuçlara yol açmaktadır. Ayrıca tırlama probleminin klasik mekanik içgüdüğü ile çözülememesi, bu sorunun modellenmesini daha da kritik kılmaktadır.

Metal kesme işlemlerinde kararsızlık mekanizması ilk defa Tlustý [1] tarafından keşfedilmiştir. Tlustý, kesme esnasındaki dinamik kuvvetlerin talaş kalınlığını dinamik olarak değiştirmesine ve bu dinamik değişimin tekrardan dinamik kuvvetleri artırmasıyla meydana gelen yeniden oluşum döngüsünün devamıyla kesme kararsızlığının oluştuğunu görmüştür. Belli kesme derinliklerinde bu yeniden oluşum döngüsünün sönümlendiği ve kararlı bir kesme işlemi gerçekleştiğini; daha yüksek kesme derinliklerinde ise bu döngünün artarak tırlama türü titreşimlere dönüştüğünü deneylerle de ispatlamıştır. Fakat hem takımın hem de iş parçasının

transfer fonksiyonlarını talaş kalınlığı yönünde oryante ederek, modelini her durum için tek boyutlu halde çözmüştür.

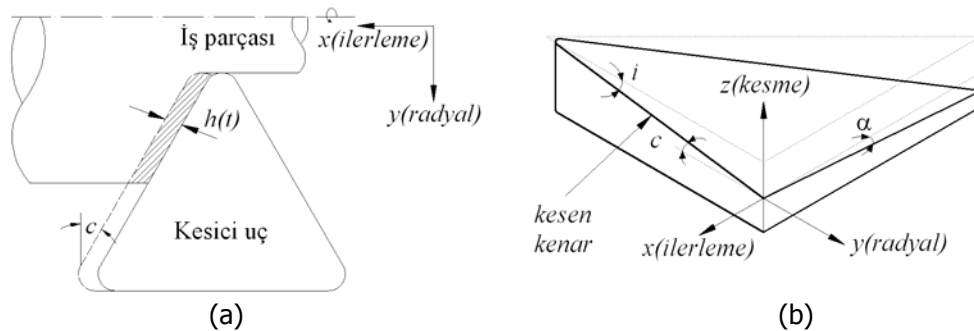
Rao [2] ise tırlama modelinde Budak ve Altıntaş'ın [3] freze işlemleri için kullandıkları formülasyonu tornaya uyarlamış, ve buna ek olarak bir yöndeki titreşimlerin diğer yöndeki yerdeğiştirmeye etkisini yansıtan ve çapraz bağıllık etkisi olarak adlandırılan bir değişken kullanmıştır. Clancy [4] ise yukarıdaki çalışmaya aşınma ve sönümlenme etkilerininide katmıştır. Fakat bu çalışmalarda, talaş kalınlığı modelinde çapraz bağıllık etkisi kullanılması formülasyonu daha karmaşık bir hale sokmuştur. Atabey [5] ve Lazoglu [6] ise iç tornalama işlemleri için bir kuvvet modeli geliştirmiş ve bunu tek boyuta indirgeyip değişik dinamik modlar için çözmüşlerdir. Yukarıda bahsedilen çalışmaların [3] hariç hepsi zaman alanında numerik olarak çözülmüşlerdir. Ozdoğanlar ve Endres [7] talaş alanının tayini için hassas ama karmaşık bir model geliştirmişler ve kararlılık çözümlerinde [8] bu modeli kullanmışlardır. Günümüze kadar tırlama titreşim mekaniğini modellemek için araştırma yapan gruplar oldukça azdır.

Bu çalışmada, öncelikle tornalama işlemleri için kararsızlık limit diagramının analitik olarak elde edilmesini sağlayacak bir modelden bahsedilecektir. Bu modele bütün kesme açıları dahil edilmiştir. Model, Budak ve Altıntaş'ın [3] freze kararlılığı için kullandıkları modeli temel almış, çözümü için ise yeni bir yöntem geliştirilmiştir. Modeli diğerlerinden gerçeğe daha yakın kılan nokta, iş parçası ve takım dinamiklerinin oryantasyonunu almayıp, 2 boyutlu halde çözüme ulaşmasıdır. Ayrıca talaş kalınlığının referans eksenlere oryantasyonunda, dinamik talaş alanı hesabı açısından diğer yöntemlere göre, formülasyonu oldukça basit ve pratik hale getirmiştir.

Makalenin ilk bölümünde analitik kararlılık modelinden bahsedilecek, daha sonra dinamik kuvvet – talaş kalınlığı formülasyonu çıkarımı gösterilip, çözümden bahsedilecektir. Takım yarıçapında modele dahil eden yeni bir çözüm modelinden bahsedilip, deneysel sonuçlarla karşılaştırılması gösterilecektir.

2. ANALİTİK MODEL

Torna işleminde süreç kararlılığının analitik modeli için gerekli ilk iki nokta, dinamik talaş kalınlığı ve kuvvetlerin modellenmesidir. Modellemede kullanılan açılar ve talaş kalınlığı Şekil 1'de şematik olarak gösterilmiştir. Şekil 1'de gösterilen açılar i , eğim açısı, c , talaş açısı α yan kesme açısıdır.



Şekil1. (a) Tornalama işleminde talaş kalınlığı, (b) kesme takımının üzerindeki açılar.

2.1 Dinamik Talaş Kalınlığı ve Kuvvetler

Bu bölümde dinamik talaş kalınlığı ile x , y ve z yönündeki titreşimler arasındaki bağıntı elde edilip, kuvvet modeliyle birleştirilecektir. Şekil 1'de görülebileceği üzere, z yönündeki titreşimlerin dinamik talaş kalınlığında bir değişme meydana getirmemektedir. Bu durumda model 2 boyutlu hale düşmüş olur. Şu halde, talaş kalınlığı x ve y yönündeki titreşimler cinsinden aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

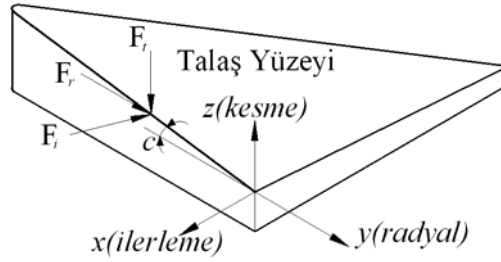
$$h(t) = \Delta x \cos c - \Delta y \sin c \quad (1)$$

Burada:

$h(t)$: dinamik talaş kalınlığı (mm).

Δx , Δy : x ve y yönlerinde takım ve iş parçasının titreşimleri nedeniyle oluşan yer değiştirmeler (mm).

Dinamik talaş kalınlığı tanımlandıktan sonra artık buna bağlı olarak dinamik kuvvetler elde edilebilir. Modellemede kesme sırasında talaş'a dik yönde gelen kuvvetler esas alınmıştır, Şekil 2, [9]. Burada F_i besleme yönündeki, F_t teğetsel yöndeki ve F_r radyal yöndeki kesme kuvvetlerini temsil etmektedir.



Şekil 2. Kesici uca gelen toplam kuvvetin üç asal yöndeki komponentleri.

Kesme kuvvetleri ile talaş kalınlığı birbirlerine mekanistik modele göre, kesme kuvveti katsayılarıyla bağlıdır [10]. Model yukarıda anlatıldığı gibi 2 boyutlu hale düşmüştür ve bu nedenle sadece iki yöndeki kuvvetler model için yeterli olacaktır. Yani z yönündeki titreşimler talaş kalınlığını değiştirmeden F_t kuvvetide dinamik açıdan torna işlemine bir etkide bulunmamaktadır. Kuvvet bağıntıları aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\begin{Bmatrix} F_i \\ F_r \end{Bmatrix} = b \begin{bmatrix} K_i \\ K_i K_r \end{bmatrix} h(t) = b K_i \begin{bmatrix} 1 \\ K_r \end{bmatrix} [C_1 \quad C_2] \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} \quad (2)$$

Burada:

b : kesme kenarı üzerindeki kesme derinliği (mm)

K_i , K_r : Kesme kuvveti katsayıları, sırasıyla (MPa) ve birimsiz

$$C_1 = \cos c$$

$$C_2 = -\sin c$$

Ayrıca kesme kuvvetleri referans kuvvetler cinsinden transformasyon matrisleriyle aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\begin{Bmatrix} -F_i \\ F_r \\ -F_t \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos c & -\sin c & 0 \\ \sin c & \cos c & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{Bmatrix} \quad (3)$$

Burada:

F_x, F_y, F_z : referans yönlerdeki kesme kuvvetleri (N)

Denklem 3'teki matrisin tersi alınıp, 2 boyutlu hale düşürüldüğünde aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos c & \sin c \\ -\sin c & \cos c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} -F_i \\ F_r \end{Bmatrix} \quad (4)$$

Denklem 2, denklem 4'te yerine konulduğunda aşağıdaki elde edilir,

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = bK_b \begin{bmatrix} -\cos c & \sin c \\ \sin c & \cos c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ K_r \end{bmatrix} [C_1 \quad C_2] \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} \quad (5)$$

Denklem 5'te dikkat edilmesi gereken unsur, kesme katsayılarının ortogonalden eğik düzleme çevrilerek elde edilecek olmasıdır. Yani eğim ve talaş açıları kesme katsayıları içinde yer almaktadır [10]. Yukarıdaki denklemde de görülebileceği gibi artık referans yönlerdeki kuvvetlerle, dinamik titreşimler nedeniyle oluşan yer değiştirmeler arasındaki bağıntı elde edilmiştir. Denklem 5'teki matrisler, daha basit halde aşağıdaki şekilde de gösterilebilir.

$$\{F\} = bK_f [A] \{\Delta k\} \quad (6)$$

Burada,

$[A]$: Denklem 5'teki açıları ve K_r kesme kuvveti katsayısı bağıntılarını içeren yön matrisi

$\{\Delta k\}$: dinamik yerdeğiştirme vektörü

2.2 Tırlama Limiti Tayini

Denklem 6'daki dinamik yerdeğiştirme vektörü aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\{\Delta k\} = \left[\left(\{k_{ik}\} - \{k_{ik}^0\} \right) - \left(\{k_{ip}\} - \{k_{ip}^0\} \right) \right]^T \quad k = x, y \quad (7)$$

Burada,

k_{ik}, k_{ip} : sırasıyla kesici takım ve iş parçasının kesme anındaki dinamik yerdeğiştirmeleri

k_{tk}^0, k_{ip}^0 : sırasıyla kesici takım ve iş parçasının bir dönüş önceki dinamik yerdeğiştirmeleri

Kesici takımın ve iş parçasının tırlama frekansındaki dinamik yerdeğiştirmeleri aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\{k_j(i\omega_c)\} = [G_j(i\omega_c)]\{F\}e^{i\omega_c t} \quad j = tk, ip \quad (8)$$

Burada,

ω_c : tırlama frekansı (Hz)

G : takım veya iş parçasının transfer fonksiyonu (mm/N)

t : kesme anındaki zaman (s)

F : dinamik kuvvetler (N)

i : kompleks sayı

Transfer fonksiyonu G , çapraz terimler etkileri çok az olduğından yok varsayılarak aşağıdaki şekilde yazılabilir,

$$[G_j] = \begin{bmatrix} G_{j_{xx}} & 0 \\ 0 & G_{j_{yy}} \end{bmatrix} \quad j = tk, ip \quad (9)$$

Bir önceki dönüşte ($t-\tau$) oluşan dinamik yer değıştirmeler aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\{k_j^0\} = e^{-i\omega_c \tau} \{k(i\omega_c)\} \quad j = tk, ip \quad (10)$$

Burada,

τ : kesme anındaki zamanla bir önceki kesmedeki zaman arasındaki fark (s)

Denklem 8 ve 10'u, 6'da yerine koyduğumuzda aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\{F\}e^{i\omega_c \tau} = bK_i(1 - e^{-i\omega_c \tau})[A][G(i\omega_c)]\{F\}e^{i\omega_c \tau} \quad (11)$$

Denklem 11'in sadece aşağıdaki ifade doğıru olduğında çözümlü vardır.

$$\det[[I] + \Lambda[G_0(i\omega_c)]] = 0 \quad (12)$$

Burada,

$[I]$: 2x2 birim matris

$$[G_0(i\omega_c)] = [A][G(i\omega_c)]$$

Denklem 12'de özdeğer olarak tanımlanan Λ , aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir.

$$\Lambda = bK_i(e^{-i\omega_c \tau} - 1) \quad (13)$$

Denklem 12 çözüldüğünde özdeğer aşağıdaki gibi bulunur.

$$\Lambda = \frac{1}{G_{yy} \sin^2 c + G_{xx} \cos^2 c + K_r \cos c \sin c (G_{yy} - G_{xx})} \quad (14)$$

Burada,

G_{xx}, G_{yy} : x ve y yönündeki toplam transfer fonksiyonları (mm/N).

Denklem 13'ten kompleks özdeğer açık şekilde yazıldığında ve kesme derinliği çekildiğinde aşağıdaki ifade elde edilir.

$$b = \frac{1}{K_i} \frac{\Lambda_R + i\Lambda_I}{\cos \omega_c \tau - i \sin \omega_c \tau - 1} \quad (15)$$

Burada,

Λ_R, Λ_I : sırasıyla özdeğerin reel ve sanal kısımları.

Kesme derinliği b, reel bir sayı olduğundan Denklem 15'teki ifadenin sanal kısmı 0'a eşit olmalıdır. Bu eşitlikten aşağıdaki ifade bulunur.

$$b = -\frac{1}{2K_i} \Lambda_R (1 + \kappa^2) \quad (16)$$

Burada,

$$\kappa = \frac{\Lambda_I}{\Lambda_R} = \frac{\sin \omega_c \tau}{1 - \cos \omega_c \tau} \quad (17)$$

Torna referans eksenindeki kesme derinliğini, b_G , hesaplayabilmek için, elde edilen kesme derinliği, bu yöne aşağıdaki gibi oryante edilmelidir.

$$b_G = b \cos i \cos c \quad (18)$$

Denklem 17, tırlama frekansıyla devir hızı arasındaki bağıntıyı hesaplamak üzere çözümler ve aşağıdaki denklemler elde edilir [3,10,11].

$$\omega_c \tau = \varepsilon + 2k\pi$$

$$\varepsilon = \pi - 2\psi, \quad \psi = \tan^{-1} \kappa \quad (19)$$

$$n = 60 / \tau$$

Burada,

ε : iç ve dış dalgalanmalar arasındaki faz farkı

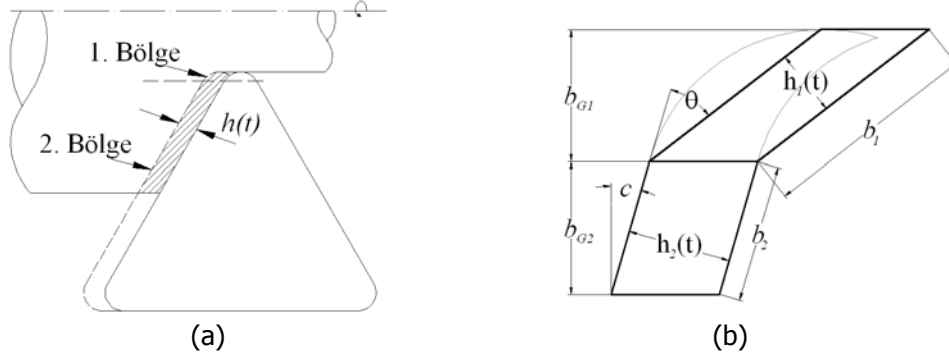
k : bir dönüşte oluşan dalgaların sayısı (tam sayı)

n : devir hızı (rpm)

Modelde dinamik kuvvetlerle talaş kalınlığı arasında elde edilen bağıntı yukarıda anlatıldığı şekliyle de [3, 10, 11] ile aynı yöntemle çözülmüştür.

3. TAKIM UCU YARIÇAPININ MODELLENMESİ

Pratikte kullanılan takım uçlarında yarıçaplar 0.1 mm'den 7-8 mm'ye kadar yükselebilmektedir. Matematiksel olarak takım yarıçapında yan kesme açısından dolayı meydana gelen değişiklik, kararlılık denklemlerini etkileyecektir. Bu nedenle takım yarıçapının ayrı olarak modellenmesi gerekmektedir. Şekil 3.a'dan da görülebileceği gibi kesen takım ucu, takım yarıçapı ve geri kalan kısım olmak üzere iki bölgeye ayrılmıştır. Bu çalışmada takım yarıçapı düz bir çizgiyle, talas kalınlığında paralel kenar olarak modellenmiştir, Şekil 3.b.



Şekil 3. (a) Modelleme için iki bölüme ayrılmış takım ucu, (b) Paralel kenar olarak modellenen takım yarıçapının şematik gösterimi.

Şekil 3.b 'de görülen θ açısı aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$\theta = \frac{\pi}{2} - c - \tan^{-1} \left(\frac{1 - \sin c}{\cos c} \right) \quad (20)$$

Takım yarıçapının girdiği derinlik, b_1 , ise aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$b_1 = \frac{r - r \sin c}{\sin(0.5\pi - c - \theta)} \quad (21)$$

Burada,

r : takım yarıçapı (mm)

3.1 İkili Bölge için Çözüm Yöntemi

İlk çözüm birinci bölge, yani takım yarıçapı bölgesi için yapılmalıdır (Şekil 4). Çözüm sırasında kullanılacak açı ve boyutlar bu bölgeninkilerdir; çözüm [3,10,11] ile aynı şekilde yapılır. Eğer hesaplanan limit kesme derinliği b_1 'den küçük ise çözüm durdurulur. Eğer büyük ise aşağıda önerilen çözüm yöntemine başvurulur.

İkili bölgede toplam dinamik kuvvet aşağıdaki gibi yazılabilir,

$$\{F\} = \{F_1\} + \{F_2\} = K_i (b_1 [A_1] + b_2 [A_2]) \{\Delta k\} \quad (22)$$

Bu durumda Denklem 12 şu hale gelir.

$$\{F\}e^{i\omega_c t} = (\Lambda_1[G_{01}] + \Lambda_2[G_{02}])\{F\}e^{i\omega_c t} \quad (23)$$

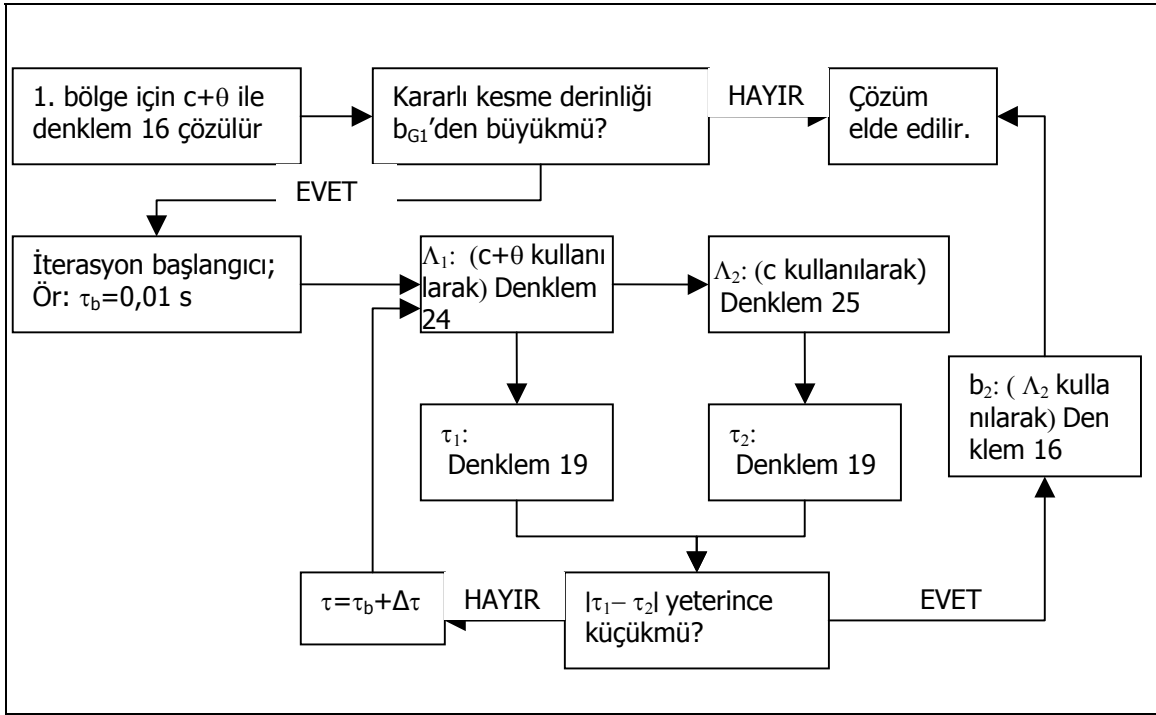
Burada,

$$\Lambda_j = K_i(e^{-i\omega_c \tau} - 1)b_j \quad j=1,2 \quad (24)$$

$$[G_{0j}(i\omega_c)] = [A_j][G(i\omega_c)] \quad j=1,2$$

Denklem 23'ün çözümü aşağıdaki şartla vardır.

$$\det[[I] + \Lambda_1[G_{01}] + \Lambda_2[G_{02}]] = 0 \quad (25)$$



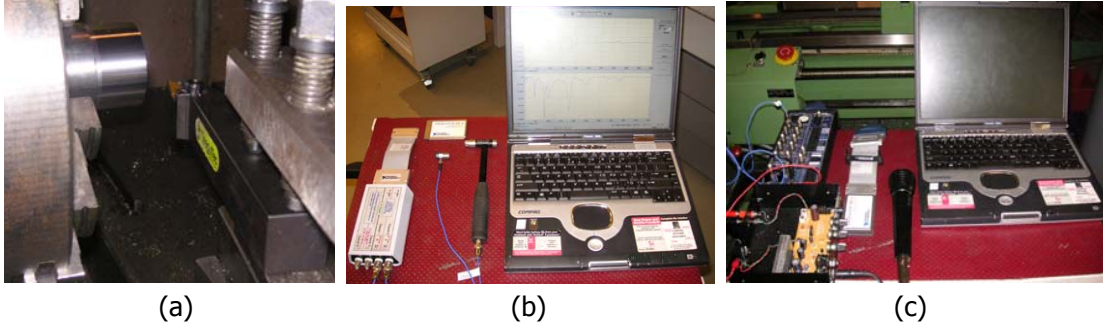
Şekil 4. İkili bölge için çözüm algoritması.

Burada dikkat edilmesi gereken husus, artık kararlı kesme derinliğinin takım yarıçapından büyük olduğudur. Önerilen çözüm yönteminde öncelikle bir başlangıç τ değeri seçilir. Denklem 24 kullanılarak Λ_1 hesaplanır. Denklem 19'u ve Λ_1 'i hesaplayarak yeni bir τ_1 değeri hesaplanır. Denklem 25'te Λ_2 ve yine Denklem 19 ve Λ_2 kullanılarak yeni bir τ_2 hesaplanır. τ_1 ile τ_2 arasındaki fark istenilenden büyük ise, başlangıçtaki τ değeri artırılıp iterasyona devam edilir. τ_1 ile τ_2 arasındaki fark, istenilen hassasiyete göre yeterince küçük olduğunda iterasyon durur (Şekil 4) ve kararlı kesme derinliği, b_{G2} , Denklem 16'dan Λ_2 kullanılarak hesaplanır. Son olarak bulunan kesme derinliğine (b_{G2}) yukarıda bahsedilen nedenden dolayı b_{G1} eklenmelidir.

4. DENEYSEL SONUÇLAR

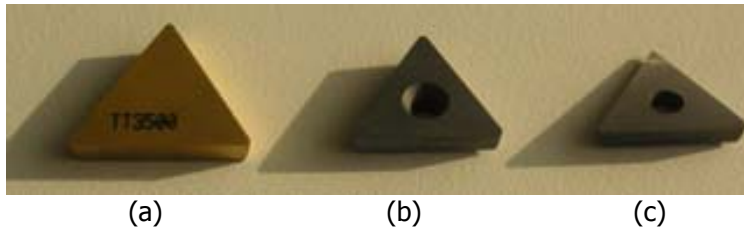
Bu çalışmadaki deneylerde amaç, elde edilen kararlılık diagramlarındaki ceplerin içine girerek limitin yüksek olduğu devir hızlarını bulmaktan ziyade, mutlak kararlı limit kesme derinliğini elde etmektir. Bunun nedeni, freze işlemlerinin aksine tornalama işlemlerindeki kararlılık diagramları ceplerinin daha dar ve basık çıkmasındandır. Deneylerde aynadaki bağlama ayaklarından dolayı oluşan değişken bir dinamik davranışı engellemek için, iş parçası rijit, takım ise esnek bağlanmıştır, Şekil 5.a. İş parçası malzemesi olarak AISI 1040 çeliği, takım malzemesi olarak kaplanmış karbür uç seçilmiştir.

Deneyler manuel bir torna tezgahında gerçekleştirilmiştir. İş parçası ve takımın transfer fonksiyonlarını ölçmek için bir modal analiz deney teçhizatı, Şekil 5.b ve CutPro® programı kullanılmıştır. Kararsız kesmeyi ispatlamak için ise, tırlama titreşimlerinin frekansını ölçmek üzere bir mikrofon deney teçhizatı kurulmuş, Şekil 5.c, ve veri analizi için LabView® programı kullanılmıştır.



Şekil 5.(a) Rijit bağlanmış iş parçası ve esnek bağlanmış takım, (b) modal analiz deney teçhizatı, (c) frekans ölçümü için gerekli teçhizat.

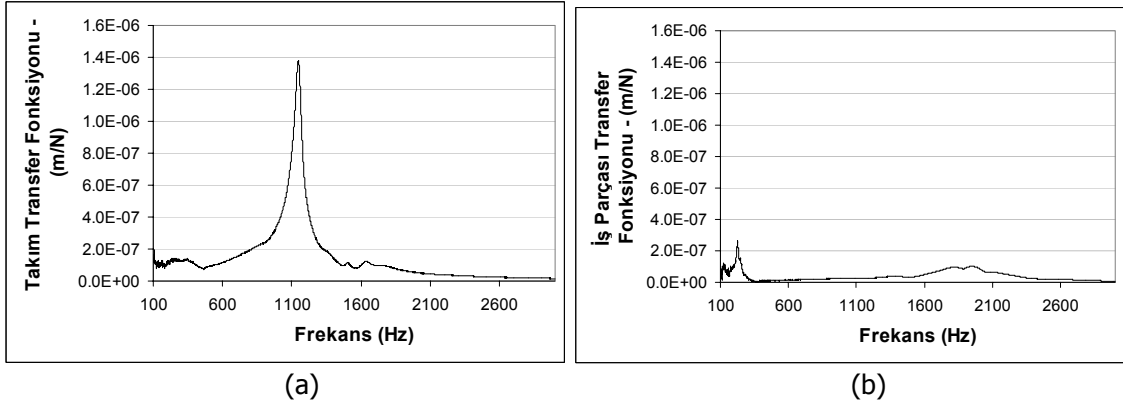
Kullanılan kesici takım ucu, özellikle talaş yüzeyi düz seçilmiş, Şekil 6.a, ve kullanılmak istenen açılar elmas altlıkları taşlanarak elde edilmiştir. Şekil 6.b'de normal bir elmas altlığı ve Şekil 6.c'de ise taşlanmış bir elmas altlığı görülmektedir.



Şekil 6. (a) Talaş yüzeyi düz olan kesici takım ucu, (b) normal bir elmas altlığı, (c) istenilen açılar elde edebilmek için taşlanmış elmas altlığı.

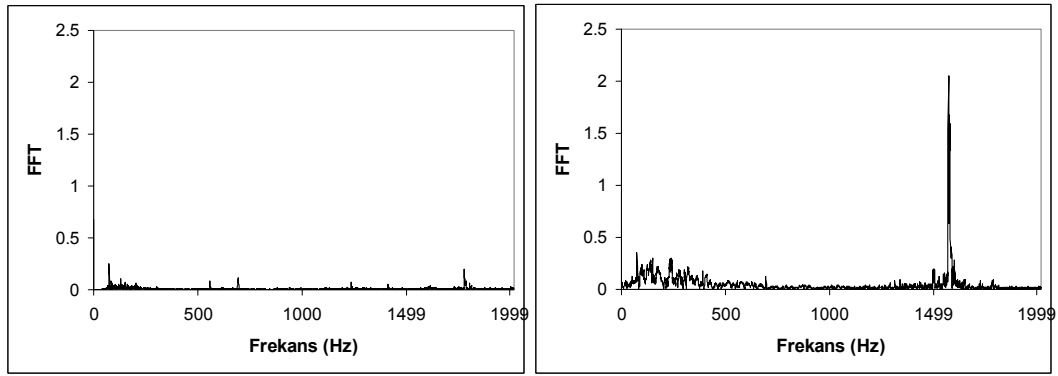
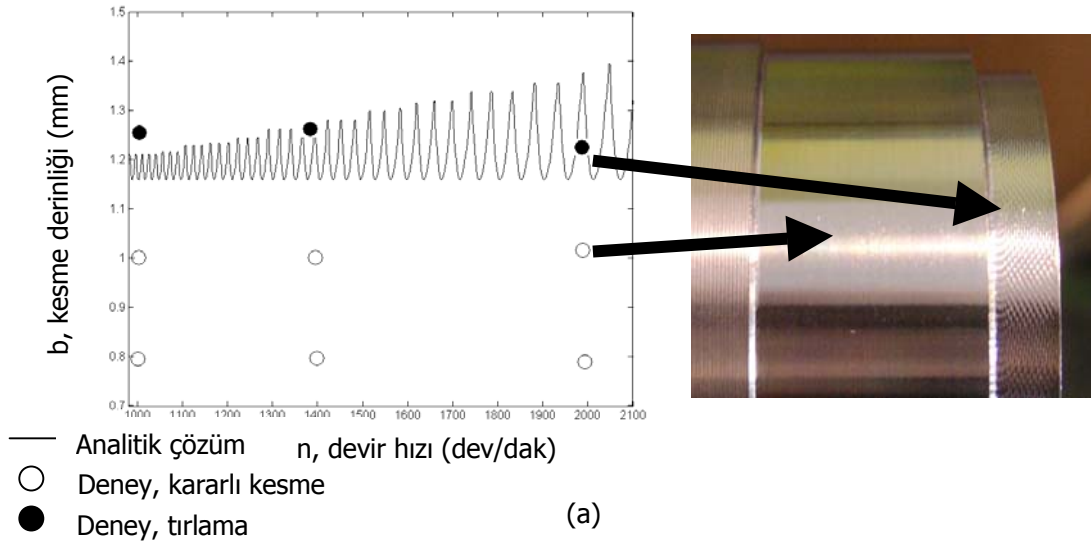
Tırlama deneyleri 0,08 mm/devir ilerleme hızında, 5°'lik talaş açısı, 5°'lik eğim açısı ve 10° derece yan kesme açısı değerleri için yapılmıştır. Kullanılan takım ucunun yarıçapı 0,4 mm'dir. Kesme kuvveti katsayıları ortogonal kesme deneyleri ile belirlenmiş ve yukarıdaki açılar için eğik transformasyon uygulanmıştır [10]. Hesaplanan değerler ise sürtünme açısı 32°, kayma açısı 32° ve kayma gerilmesi 350 MPa'dır.

Deneylerde kullanılan takım ve iş parçasının transfer fonksiyonları Şekil 7'deki gibi ölçülmüştür. Yukarıdada bahsedildiği gibi, iş parçası takıma göre oldukça rijit durumdadır.



Şekil 7. Ölçülen (a) takım ve (b) iş parçası transfer fonksiyonları.

Deneylerde kullanılan takım ve iş parçasının transfer fonksiyonları Şekil 7'deki gibi ölçülmüştür. Yukarıdada bahsedildiği gibi, iş parçası takıma göre oldukça rijit durumdadır.



Şekil 8. (a) Analitik olarak hesaplanmış stabilite diagramı ve ölçümler ile kararlı ve kararsız kesme sonucu oluşan yüzeyler, (b) Kararlı (solda) ve kararsız (sağda) kesme frekans ölçümleri.

Deney sonuçları Şekil 8.a'da analitik olarak hesaplanmış kararlılık diagramı üzerinde görülebilir. Analitik model deney sonuçlarıyla yakın sonuçlar vermiştir. Şekil 8.a'da aynı zamanda kararlı ve kararsız bir kesme sonucu oluşan yüzeylerde görülmektedir. Kararsız kesme sonucu oluşan yüzeyde, tırlama izleri oldukça açık görülebilmektedir. Bu deneyler sırasında tırlama olduğunu anlamamanın bir yöntemidir. Daha bilimsel bir yöntem ise yukarıda bahsedildiği gibi tırlama frekansının ölçümüdür. Şekil 8.b'de kararlı ve kararsız kesme sonucu ölçülen frekanslar görülmektedir. Soldaki frekans ölçümü kararlı bir kesme işlemine, sağdaki ise kararsız bir kesme işlemine aittir. Bu şekillerden de açıkça görülebileceği gibi tırlama sırasında frekans, aynı zamanda da ses, belirgin bir şekilde yükselmektedir. Deneylerde tırlama frekansının 1600 Hz civarları olduğu görülmüştür.

5. GENEL SONUÇLAR

Bu çalışmada, kesme geometrisinide formülasyona dahil eden ve takım ve iş parçası transfer fonksiyonlarını iki boyutlu halde kullanarak torna işlemlerinde kararlılık diyagramının elde edilmesini sağlayan bir model geliştirilmiştir. Bu modelin çözümünde takım yarıçapının etkisi dahil edilmiş ve analitik olarak yeni bir çözüm yöntemi önerilmiştir. Yapılan doğrulama deneyleriyle elde edilen analitik veriler oldukça yakın sonuçlar göstermektedir.

6. KAYNAKÇA

- [1] Tlustý, J., Polacek, M. "The Stability of Machine Tools Against Self Excited Vibrations in Machining", *International Research in Production Engineering*, ASME, 465-474, 1963.
- [2] Rao, C. B., Shin, Y. C., "A Comprehensive Dynamic Cutting Force Model for Chatter Prediction in Turning", *International Journal of Machine Tools&Manufacture*, Vol. 39, 1631-1654, 1999.
- [3] Budak, E., Altintas, Y., "Analytical Prediction of Chatter Stability in Milling – Part I: General Formulation", *Transactions of the ASME*, Vol. 120, 22-30, March 1998.
- [4] Clancy, B.E., Shin, Y.C., "A Comprehensive Chatter Prediction Model for Face Turning Operation Including Tool Wear Effect", *International Journal of Machine Tools&Manufacture*, Vol. 42, 1035-1044, 2002.
- [5] Atabey, F., Lazoglu, I., Altintas, Y., "Mechanics of Boring Processes – Part I", *International Journal of Machine Tools&Manufacture*, Vol. 43, 463-476, 2003.
- [6] Lazoglu, I., Atabey, F., Altintas, Y., "Dynamic of Boring Processes: Part III – Time Domain", *International Journal of Machine Tools&Manufacture*, Vol. 42, 1567-1576, 2002.
- [7] Ozdoganlar, O. B., and Endres, W. J., 2000, "An Analytical Representation of Chip Area for Corner-Radiused Tools Under Depth-of-Cut and Feed Variations," *ASME J. Mfg. Sci and Engg.*, 122, 660-665, 2000.
- [8] Ozdoganlar, O. B., and Endres, W. J., 1998, "An Analytical Stability Solution for the Turning Process with Depth-Direction Dynamics and Corner-Radiused Tooling," *Proc., Symp. on Advances in Modeling, Monitoring, and Control of Machining Systems*, ASME IMECE, DSC-64, 511-518.
- [9] Armarego, E.J.A., Brown, R.H., "The Machining of Metals", Prentice-Hall, 1969.
- [10] Altintas, Y., "Manufacturing Automation", Cambridge University Press, 2000.
- [11] Altintas, Y. and Budak, E., "Analytical prediction of stability lobes in milling", *Annals of the CIRP*, 44: 357-362.