



2. Ulusal Talaşlı İmalat Sempozyumu
1-2 Ekim 2010, Konya, TÜRKİYE

HAVACILIK SANAYİNDE SÜREÇ OPTİMİZASYONU İÇİN KARARLILIK DİYAGRAMLARININ KULLANIMI

Recep AKÇAY, *rakcay@tai.com.tr*, Tusaş Türk Havacılık ve Uzay San. A.Ş. (TAI), Ankara
Emre K. MEMİŞ, *ememis@tai.com.tr*, Tusaş Türk Havacılık ve Uzay San. A.Ş. (TAI), Ankara
Emre ÖZLÜ, *emre@maxima.com.tr*, Maxima İmalat AR-GE ve Danışmanlık Ltd.Şti., Kocaeli
Erhan BUDAK, *ebudak@sabanciuniv.edu*, Sabancı Üniversitesi, İstanbul

ÖZET

Kararlılık diyagramları tırlama tipi titreşimlerin önlenmesi amacıyla kullanılan ve deneme-yenilme metotlarına göre çok hızlı sürede en uygun kesme parametrelerinin belirlenmesi için kullanılan araçlardır. Bu çalışmada havacılık sanayinde kararlılık diyagramlarının kullanımı ile ilgili örnekler ve ortaya çıkabilecek problemlere çözüm önerileri sunulmuştur. Bilimsel tabanlı yöntemler kullanılarak üretilen bir havacılık sanayi parçasında hem titreşimler bertaraf edilmiş hem de kesme zamanı %45 mertebelerinde azaltılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Tırlama, Yüksek Hızlı Frezeleme, Kararlılık Diyagramları

ABSTRACT

Stability diagrams can be used to determine chatter-free cutting conditions very fast compared to trial and error methods. In this study, the application of stability diagrams in aerospace industry is presented. The challenges during the implementation and recommendations are also discussed. An example part where the cutting conditions are selected with the scientific based methods is also presented. With the help of the optimized cutting parameters the machining time of the part is reduced by 45% and the chatter type vibrations are eliminated.

Keywords: Chatter, High Speed Machining, Stability Diagrams

1. GİRİŞ

Talaşlı imalatta tırlama tipi titreşimler neden oldukları yüksek kesme kuvvetleri, kötü yüzeyler, takım kırılmaları ve takım ömründe azalmalar nedeniyle istenmezler. Tırlama tipi titreşimler dinamik yapıları nedeniyle de mekaniksel içgüdüyle çözümleri oldukça zor problemlerdir. Bu bağlamda modelleme yardımıyla çözümleri gereklidir.

Dik kesme işlemlerinde tırlama tipi titreşimlerin kaynağı ilk defa Tlustý [1] ve Tobias [2] tarafından anlaşılmıştır. Yapılan çalışmalarda talaş kalınlığının titreşimle birlikte ondüveli bir yapı haline geldiği ve bu yapı nedeniyle dinamik hale gelen kesme kuvvetlerinin ondüveli



talaş yapısını etkileyerek kendi kendine tahrikli ve yenilenen bir dinamik sistem kurduğu gözlemlenmiştir. Bu yenilenen dinamik sistem sonucu kesme kuvvetleri, klasik titreşimlerde olduğu gibi sabit bir genlikle değil fakat takım iş parçasından titreşim nedeniyle ayrılan kadar sürekli artan bir genlikle oluşmaktadırlar. Tlusty [1] tırlama tipi titreşimlerin belirli bir kesme derinliğinin altında sönümlendiğini analitik olarak göstermiştir.

Tırlama tipi titreşimler özellikle frezeleme işlemlerinde oldukça önemlidir. Bunun nedeni iş mili, takım tutucu ve takımdan oluşan yapının dinamik rijitliğinin genellikle düşük olmasıdır. Diğer bir yandan ise ince cidarlı iş parçalarının işlenmesi sırasında da iş parçasının düşük dinamik rijitliği nedeniyle tırlama tipi titreşimler meydana gelebilmektedir. Frezelemede tırlama tipi titreşimlerin modellenmesi, dönüş hareketinin takımda olması, birden fazla kesici ağza sahip freze takımları, periyodik değişen kesme kuvvetleri ve sürekli değişen talaş kalınlığı yönü nedeniyle daha karmaşıktır. İlk yapılan çalışmalarda Tlusty [3] dik kesme için geliştirdiği modeli frezelemeye ortalama bir yön kullanarak uygulamıştır. Fakat Tlusty [4] daha sonraki çalışmasında kararlılık analizi için daha detaylı bir yöntem geliştirilmesi gerektiğini belirtmiştir. Minis vd. [5, 6], Floquet teoremini ve Fourier serilerini kullanıp, kararlılık modelini Nyquist kriterine bağlı olarak çözmüşlerdir. Budak ve Altıntaş [7, 8] ise yaptıkları çalışmada frezelemede kararlılık diyagramlarının analitik olarak çözülmesini sağlamışlardır. Geliştirilen metot deneysel ve sayısal sonuçlarla doğrulanmış ve kararlılık diyagramlarının çok kısa sürelerde hesaplanmasına olanak sağlamıştır.

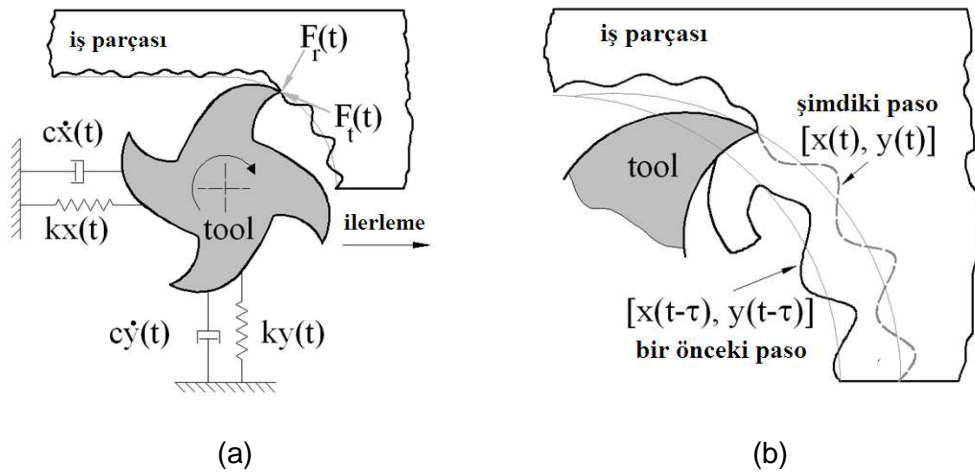
Kararlılık diyagramları tırlama olmadan kesme işleminin yapılabileceği kesme derinliklerini ve hızlarını bulmak için kullanılmaktadır ve her bir tezgah, takım tutucu, takım ve kesme işlemine göre değişmektedirler. Bu nedenle kararlılık diyagramlarının üretimde kullanılması bir takım zorlukları da barındırmaktadır. Örnek olarak havacılık sanayinde çok fazla sayıda farklı parça olması ve bunların üretim miktarlarının az olması, fazla sayıda kararlılık diyagramı hesaplanmasına yol açmaktadır. Ayrıca üretim esnekliğinin artırılması amacıyla bir tip parçayı birden fazla tezgahta işlemek gereklidir, fakat modeli aynı olsa bile her bir tezgahın dinamik davranışı farklı olduğu için aynı kesme parametrelerini kullanmak her zaman mümkün olmayabilir. Bu nedenle ortak bir kesme parametresi seti hesaplanmalıdır. Bu çalışmada yukarıda verilen örnekte olduğu gibi havacılık sanayinde kararlılık diyagramlarının kullanılması, karşılaşılan zorluklar ve çözümleri araştırılmıştır. Kararlılık diyagramları sayesinde artırılan işleme verimi üzerine örnekler sunulmuştur. Ayrıca kararlılık diyagramları kullanılarak tırlama tipi titreşimlerden kurtulmakla birlikte işleme zamanlarının da azaltıldığı gösterilmiştir.

2. FREZELEME KARARLILIK TEORİSİ ve DİYAGRAMLARI

Bu bölümde detayları [7, 8]'da bulunan frezeleme süreç dinamiği ve kararlılık özetlenmiştir. Şekil 1'de görülebileceği gibi freze çakısı ve iş parçasının iki dik modal yönleri bulunmaktadır. Frezeleme kuvvetleri titreşim sırasında kesici takım ve iş parçasını etkileyip talaş üzerinde titreşim izlerini bırakırlar. Her bir kesici ağız bir önceki ağızdan kalan dalgalı talaş kaldırıp ondüleli bir talaş oluşumu sağlar. Oluşan talaş kalınlığının denklemi şöyle yazılabilir:

$$h_j(\phi) = [\Delta x \sin \phi_j + \Delta y \cos \phi_j] \quad (1)$$

burada ϕ_j j'inci ağızın dalma açısını, ve Δx ve Δy verilen koordinatlardaki dinamik yer değiştirmelerdir.



Şekil 1 (a) Freze çakısının üzerine gelen dinamik kuvvetleri ve yenileme mekanizmasını gösteren kesit resmi ve (b) dinamik talaş kalınlığının detaylı görüntüsü.

Talaş kalınlığının statik parçası (ilerleme) yenileme mekanizmasına katkısı olmadığı için kararlılık analizinde ihmal edilebilir. Bu durumda dinamik yer değişimleri aşağıdaki gibi ifade edilebilirler:

$$\begin{aligned} \Delta x &= (x_c - x_c^o) - (x_w - x_w^o) \\ \Delta y &= (y_c - y_c^o) - (y_w - y_w^o) \end{aligned} \quad (2)$$

burada (x_c, y_c) ve (x_w, y_w) sırasıyla takımın ve iş parçasının x ve y dinamik yer değişimleridir. Üst indiste görülen (o) bir önceki pasodaki dinamik tepkileri ifade etmektedir. Her bir ağız üzerine gelen Dinamik kesme kuvvetleri tirlama frekansı ile kesme hızı arasındaki ilişkiyi bulmak üzere çözülebilir [8].

$$\omega_c T = \varepsilon + 2k\pi \quad \varepsilon = \pi - 2 \tan^{-1} \kappa \quad n = \frac{60}{NT} \quad (3)$$



burada ε talaş üzerindeki iç ve dış dalga arasındaki faz farkını, k bir dış periyodundaki tam dalga sayısını n iş mili devrini (dev/dak), N kesici ağız sayısını, ω_c tirlama frekansını, ve κ sistemin Frekans Tepki Fonksiyonuna (FTF) bağlı bir değişkeni temsil etmektedirler. Son olarak, kararlılık limiti (eksenel kesme derinliği) aşağıdaki gibi hesaplanabilir [8]:

$$a_{\text{lim}} = -\frac{2\pi\Lambda_R}{NK_t} (1 + \kappa^2) \quad (4)$$

burada K_t kesme hızı yönündeki kesme kuvveti katsayısıdır. Bu durumda, verilen kesme geometrisi, kesme kuvveti katsayısı, takım ve/veya parça FTF'i için, tirlama frekansına karşılık gelen iş mili devri ve limit kesme derinliği denklem (3) ve (4) kullanılarak hesaplanabilir. Bu yöntem seçilen bir tirlama frekansı aralığında yüzeyde bırakılan farklı dalga sayıları kullanılarak uygulandığında sistemin kararlılık diyagramı hesaplanabilir. Diğer parametrelerin yanı sıra kararlılık diyagramı hesabında kullanılan iki önemli parametre sistemin dinamik davranışını modelleyen FTF ve takım ile iş parçası malzemesi arasındaki kesme mekaniği modelleyen kesme kuvveti katsayılarıdır.

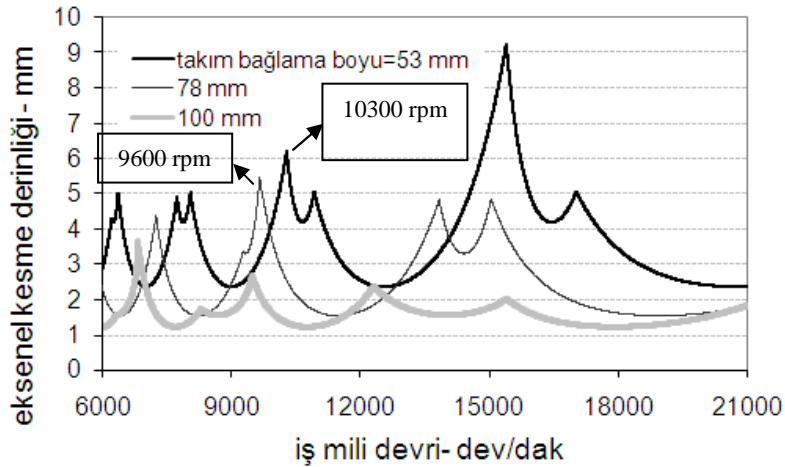
Kesme kuvvetleri katsayıları dike kesme testleri gerçekleştirilerek [9] veya direk kesme mekaniği denklemleri ile frezeleme testleri ile elde edilebilirler [10, 11]. Sistem FTF ise modal analiz teknikleri kullanılarak bir darbeli çekiç testi teçhizatı ile ölçülebilmektedir.

3. KARARLILIK DİYAGRAMLARININ PRATİKTE UYGULANMASIYLA İLGİLİ KONULAR

Uygulamada kararlılık diyagramları en çok iki parametreden etkilenmektedir: kesme kuvveti katsayıları ve sistemin FTF'i. Malzeme karakteristiğindeki değişimler kesme kuvveti katsayılarını direk etkilemektedir. Kesme kuvveti katsayıları ve kararlılık limit ters orantılı olduğu için (bkz. denklem (4)) bu durum kararlılık diyagramlarındaki limitleri değiştirebilmektedir. FTF için ise birkaç farklı durum söz konusudur. Kararlılık diyagramlarının hesaplanması için takım ucundaki FTF gereklidir. Takım ucundaki FTF iş mili-takım tutucu-takım montajından oldukça etkilenmektedir. Bu durumda iş mili dinamiği, takım tutucu cinsi, boyu ve kütlesi, takım bağlama boyu, malzemesi vb. parametreler FTF ve dolayısıyla kararlılık diyagramındaki özellikle kararlılık ceplerinin yerlerini etkilemektedir. Bu bölümde bu etkilerin gerçek imalattaki örnekleri ile pratik çözümleri sunulmuştur. Tüm verilen örnekler havacılık sanayinde kullanılan frezeleme işlemlerine ait olup kararlılık diyagramları AL 7050 malzemesi ve kaplamasız karbür freze takımları için CutPro® yazılımı kullanılarak hesaplanmıştır.

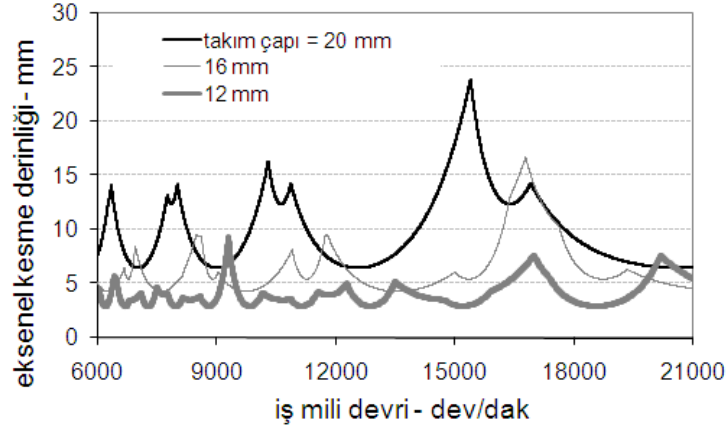
Kesici Takımın Etkisi

Sistem dinamiğini temsil eden FTF takım ucunda ölçüldüğü için, kesici takımın malzemesi ve geometrisi FTF'yi en çok etkileyen parametrelerdir. Özellikle takım bağlama boyu çoğu zaman sistem dinamiğinin en esnek elemanını belirler. Ayrıca takım bağlama boyu takımın rezonans frekansını ve buna bağlı olarak ta kararlılık ceplerinin yerlerini belirler. Genel olarak takım bağlama boyu uzadığında kararlılık cepleri sola doğru kayar (daha düşük iş mili devirleri) ve kararlılık limiti azalır. Şekil 2'de aynı takımın 3 farklı boyda bağlanmasıyla elde edilen kararlılık diyagramları görülebilir. Şekil 2'den de görülebileceği üzere, takım bağlama boyu arttıkça kararlılık limitleri de azalmaktadır. Fakat takım boyunun kısa bağlanması tırlama limit yönünden her zaman iyi bir fırsat yaratmayabilir. Şekil 2 incelendiğinde takım 53 mm boyunda bağlandığında 10300 dev/dak'da bir kararlılık cebi bulunmaktadır. Aynı takım 78 mm boyunda bağlandığında ise 9600 dev/dak'da bir kararlılık cebi oluşmuştur. Bu durumda eğer kullanılacak olan CNC'nin maksimum iş mili devri 10000 dev/dak ise, takımın 78 mm boyunda bağlanması tırlama titreşimi olmadan maksimum çıkabileceği kesme derinliğini artıracaktır. Diğer bir yandan ise takım boyu uzun bağlandığında takımın rijitliği azalacak bu da işlem sırasında kesme kuvvetlerinden dolayı oluşacak takım eğilmesini artıracak ve yüzeyde form hatalarına yol açabilecektir.



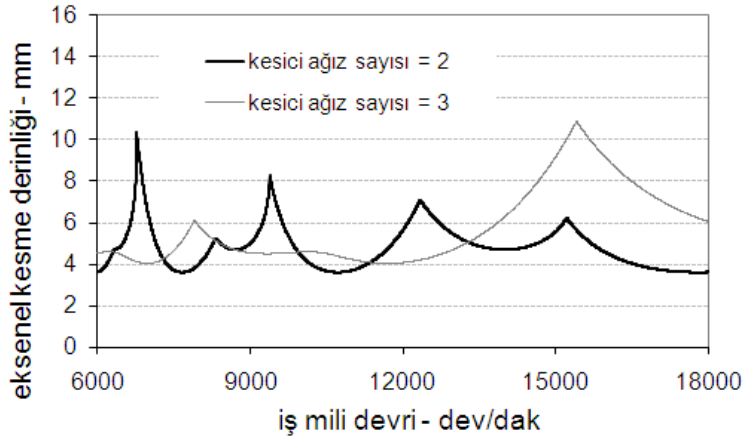
Şekil 2 Aynı takımın üç farklı boyda bağlanmasıyla elde edilen kararlılık diyagramları.

Çoğu zaman parça geometrisine ve CNC'nin maksimum torkuna bağlı olarak seçilse de takım çapı da kararlılık diyagramlarını etkileyen faktörlerden birisidir. Aynı boyda bağlanmış 3 farklı çapa sahip takımlara ait kararlılık diyagramları Şekil 3'te görülebilir. Şekil 3'ten de görülebileceği üzere takım çapı arttıkça rijitlikte arttığından kararlılık limitleri de yükselmiştir.



Şekil 3 Aynı boyda bağlanmış 3 farklı çapa sahip takımlara ait kararlılık diyagramları.

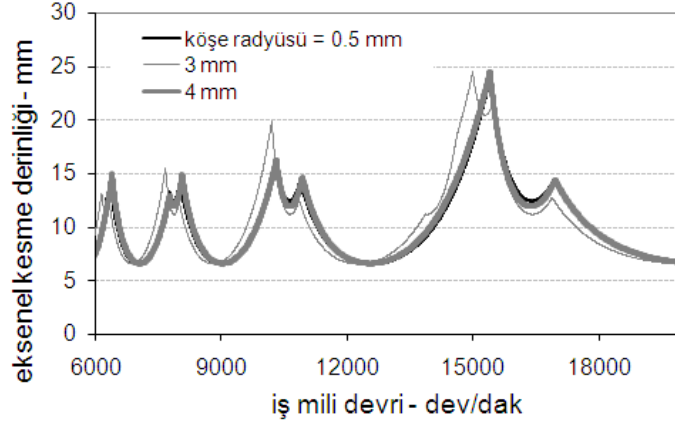
Kararlılık diyagramlarını etkileyen diğer bir parametre ise kesici ağız sayısıdır. Genellikle kesici ağız sayısı sistem FTF'ini çok fazla etkilememekle birlikte kesici ağız periyodunu etkilediği için kararlılık diyagramlarını da etkiler. Şekil 4'te aynı boyda bağlanmış ve aynı çapta 2 ve 3 kesici ağız sayısına sahip 2 farklı takım için kararlılık diyagramları görülebilir. 3 kesici ağız sayısına sahip takımın 15500 dev/dak civarlarında geniş bir kararlılık cebi bulunurken, 2 kesici ağız sayısına sahip takımın 6800 dev/dak civarlarında daha dar bir kararlılık cebi bulunmaktadır.



Şekil 4 Aynı çapta ve aynı boyda bağlanmış 2 ve 3 kesici ağıza sahip 2 farklı takımın kararlılık diyagramları.

Kesici ağız köşe radyüsü kesme geometrisine olan etkisi nedeniyle kararlılık diyagramını etkileyebilir. Şekil 5'te gözlemlenebileceği gibi, 3 farklı köşe radyüsüne fakat aynı FTF'e sahip takımlar için kararlılık diyagramları oluşturulmuştur. Görülebileceği gibi kararlılık diyagramları arasında çok fazla bir farklılık yoktur. Bu durumda takımları incelenirken köşe radyüsünün etkisi katılmayabilir. Fakat bu örnekteki kararlılık diyagramları 3 eksenli

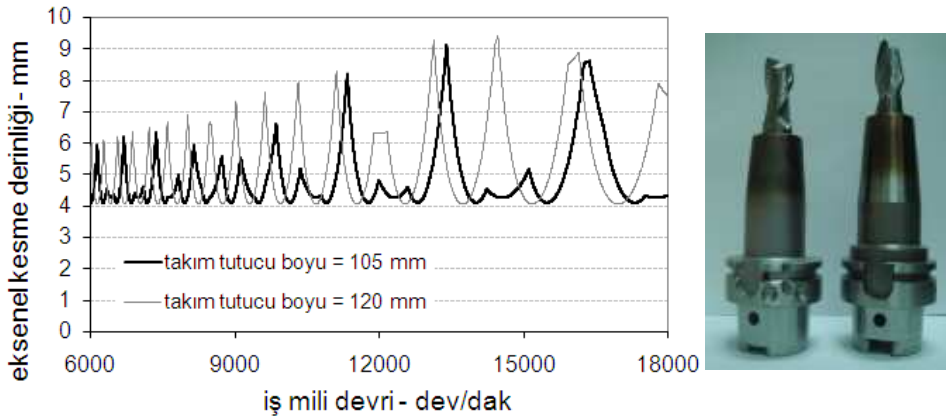
frezelemede hiçbir diğer açı yokken (yatma ve ilerleme yönünde) hesaplanmıştır. Eğer takım ilerleme veya dik yönde bir açığa sahipse takım köşe radyüsünün etkisi daha belirgin olabilir.



Şekil 5 Köşe radyüsünün kararlılık diyagramı üzerindeki etkisi.

Takım Tutucunun Etkisi

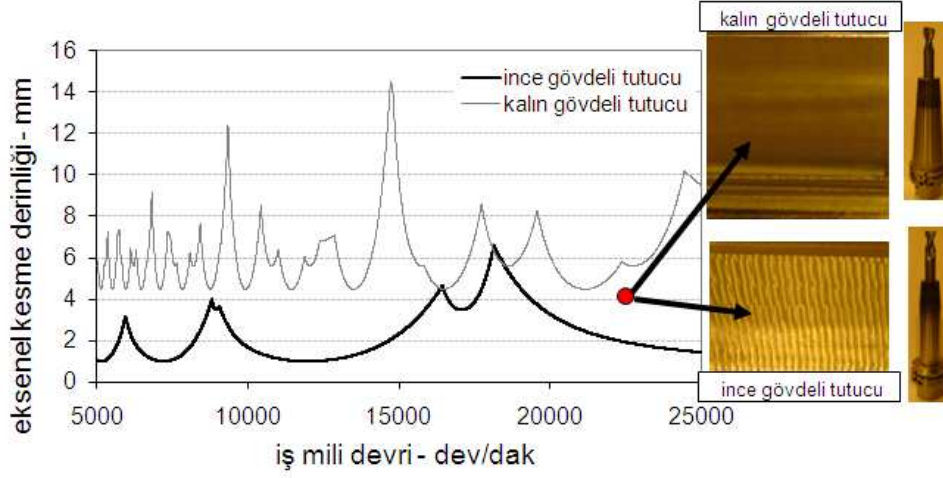
Takım tutucu takım ucundaki FTF'yi etkileyen etkenlerden birisidir. Şekil 6'da iki farklı boya sahip aynı cins takım tutucu için hesaplanan kararlılık diyagramları görülebilir. Bu durum için en esnek parça takım tutucu olmadığından kararlılık limitleri iki takım tutucu için de yakın çıkmıştır. Fakat takım tutucu dinamiğinden dolayı oluşan kararlılık lobları takım tutucu boyu kısaldığında diğer lobları tıraşlamıştır. Örnek olarak 105 mm boya sahip olan takım tutucu 12500 dev/dak ve 14500 dev/dak iş mili hızlarındaki kararlılık ceplerini kesmiştir. Bu nedenle eğer üretimde aynı takım için farklı boylarda takım tutucular kullanılıyorsa bu durum göz önünde bulundurulmalıdır.



Şekil 6 İki farklı boydaki takım tutucular için hesaplanmış kararlılık diyagramları.

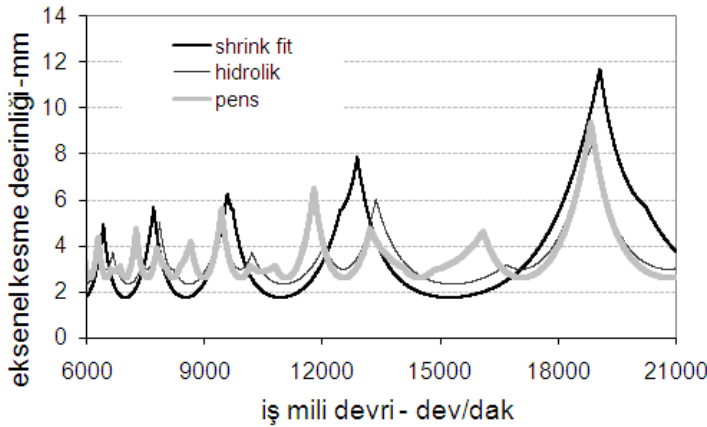
Takım tutucu boyuna ek olarak, takım tutucu kesit geometrisi de kararlılık açısından önemlidir. Şekil 7'de ince ve kalın gövdeli 2 tutucuya ait kararlılık diyagramları görülebilir. Takım tutucunun geometrisi bu durum için takım ucu FTF'ini oldukça etkilemiştir ve bu da

kararlılık diyagramlarına yansımaktadır. Şekil 7 incelenirse hem kararlılık limitlerinin hem de kararlılık ceplerinin yerlerinin farklılaştığı görülebilmektedir.



Şekil 7 Farklı kesit geometrilerine sahip iki takım tutucunun kararlılık diyagramları.

Diğer bir etkili parametre ise takım tutucu cinsidir. Şekil 8'de üç farklı cinsteki tutucular için kararlılık diyagramları elde edilmiştir. Şekilden de görülebileceği gibi "shrink fit" tip takım tutucu 19000 dev/dak iş mili hızı civarlarında diğerlerine göre daha geniş bir cepte en yüksek limitlere izin vermektedir.

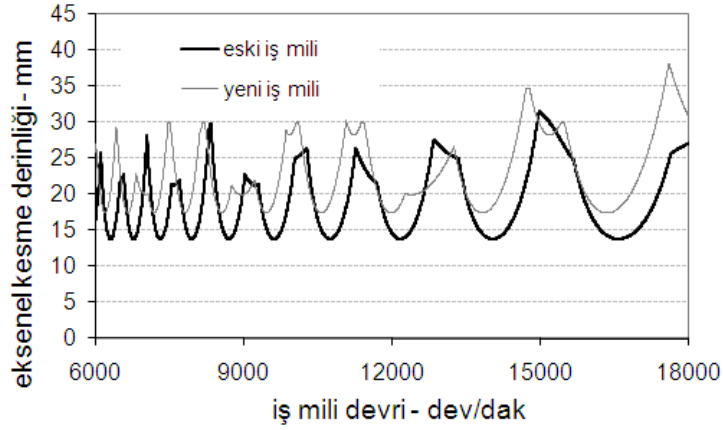


Şekil 8 Üç farklı takım tutucu cinsine ait kararlılık diyagramları.

İş Mili Dinamiği

İş mili kararlılık diyagramlarının pratikte uygulanması durumunda en çok problem yaratan etkenlerden birisidir. Öncelikle eğer dinamik sistemde en esnek parça iş mili ise takım ucu FTF'i en çok iş mili dinamiğinden etkilenecektir ve yüksek hızlarda yatak genişlemelerinden dolayı değişen iş mili dinamiği kararlılık diyagramlarını da etkileyecektir. Buna ek olarak zaman içinde rulmanların aşınmasıyla meydana gelen dinamik değişimler sonucu kararlılık diyagramlarının da yeniden hesaplanması gerekebilir. İlginç bir örnek olarak bir CNC tezgâhı

bakıma girmeden önce eski iş mili üzerinde bir ölçüm yapılmıştır. Bakımdan sonra ise değişen yeni iş mili üzerinde aynı takım tutucu ve takımla bir ölçüm daha yapılmıştır. Elde edilen kararlılık diyagramları Şekil 9'da görülebilir. Şekilden de görülebileceği gibi yeni iş milinde kararlılık açısından uygun yeni alanlar ortaya çıkmıştır. Bu durumda kararlılık diyagramlarından değerler seçilirken limite çok yakın yerlerde seçilmemesi önerilmektedir. Eğer parametreler kararlılık limitlerine yakın noktalarda seçilirse zaman içinde bu bölgelere kararsız duruma düşebilir ve kesme işlemlerinde tırlama tipi titreşimlere neden olabilirler.



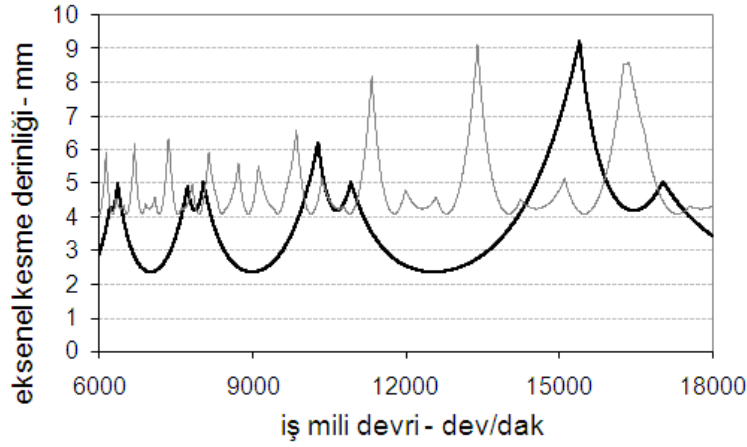
Şekil 9 Bakım öncesi eski ve bakım sonrası değişen yeni iş mili için kararlılık diyagramları.

Takım Tezgâhının Etkisi

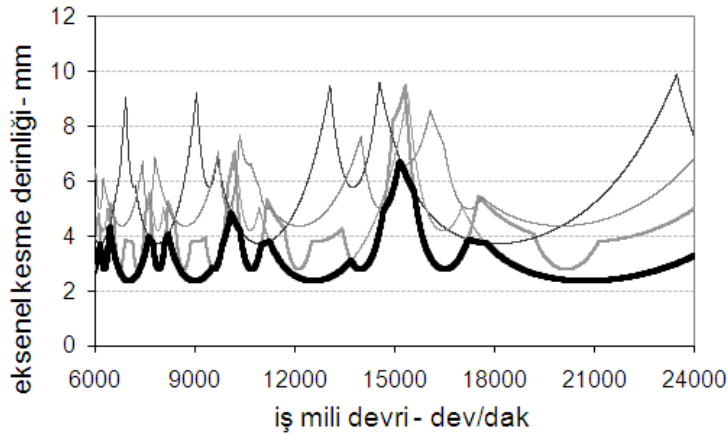
Genel bir problem olarak aynı kesme parametrelerini kullanarak oluşturulan takım yolları aynı iki tezgâhta hem parça kalitesi hem de tırlama titreşimleri açısından farklı sonuçlar vermektedir. Şekil 10'da aynı takım tutucu ve takım kullanılarak iki farklı CNC'de elde edilen kararlılık diyagramları görülebilir. Şekilden de görülebileceği üzere takım tezgâhları hem kararlılık limitini hem de kararlılık ceplerinin yerlerini ve genişliklerini oldukça fazla olarak etkilemişlerdir. Bu durumda kesme parametresi seçiminde ortak bir alan aramaktansa her bir tezgâh için farklı kesme koşulları uygulamak daha yerinde olacaktır.

Bunun yanı sıra üretim esnekliğini artırmak için kullanılan aynı marka ve model iki takım tezgâhında bile aynı takım yolu programı farklı sonuçlar doğurabilmektedir. Bu durumda her bir takım tezgâhı için dinamik analiz yapıp kararlılık diyagramları elde edilmelidir. Böyle bir uygulamayı gösteren Şekil 11'de dört adet aynı marka ve model yüksek devirli 5 eksen freze CNC tezgâhı üzerinde hesaplanmış kararlılık diyagramları görülebilir. Şekilden de anlaşılabilir olduğu gibi dört adet kararlılık diyagramı da birbirinden oldukça farklıdır. Bir çözüm olarak her bir takım tezgâhında farklı kesme parametreleri kullanılarak üretim yapılabilir. Fakat her tezgâhta aynı takım yolunun uygulanması pratik olarak daha uygun olacağı durumlarda ortak kesme parametreleri belirlenmelidir. Şekil 11'de kalın çizgi ile gösterilen kararlılık diyagramı 4 tezgâhın kararlılık diyagramlarının ortak kesişimidir. Bu durumda

görülebileceği üzere 15000 dev/dak iş mili hızı civarlarında ortak bir kararlılık cebi bulunmuştur. Bu cep oluşturulan takım yolu programında kullanılan kesme parametrelerinin belirlenmesi sağlamaktadır.



Şekil 10 Aynı takım ve takım tutucu kullanılarak 2 farklı tezgahta elde edilen kararlılık diyagramları.



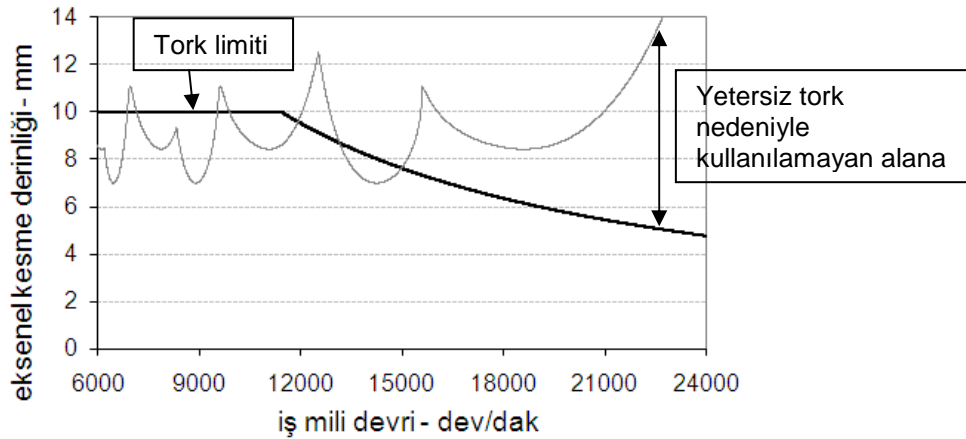
Şekil 11 Aynı marka ve model dört farklı tezgaha ait kararlılık diyagramları. (Kalın çizgi ortak kararlılık diyagramını temsil etmektedir.)

4. KARARLILIK DİYAGRAMLARININ ÜRETİME UYGULANMASI

Yüksek hızda tırlama tipi titreşimlerinin sönümlenmesi için, TAI kararlılık diyagramlarını havacılık sanayi üretiminde uygulamaktadır. Üretimde kullanılan takımların ucundaki sistem dinamiğinin ölçülmesinde darbeli çekiç testi ve modal analiz araçları kullanılmaktadır. FTF'leri bulmak için ölçümler her bir tezgâh, her bir takım tutucu ve her kullanılan takım için gerçekleştirilmektedir. Her bir takım için elde edilen FTF'ler sayesinde CutPro® yazılımı kullanılarak bu takımlara ait kararlılık diyagramları elde edilmektedir. CutPro® yazılımı ayrıca frezeleme işlemi sırasında ortaya çıkan maksimum tork ve güç'leri hesaplamak için de kullanılmaktadır. Kararlılık diyagramlarından en uygun kesme derinliği ve iş mili devri seçimi

yapılırken, tork limitleri de bu diyagramlara eklenerek (Şekil 12), ilerleme seçimi de bu sayede yapılmaktadır. Bu prosedürü firma içinde sistematik hale getirmek için TAI bir veritabanı oluşturmuştur. Bu veritabanı FTF'leri ve tork limiti eklenmiş kararlılık diyagramlarını içermektedir. Bu veritabanı takım yolu programcılarının hızlıca ulaşabileceği bir yerde saklanmış ve hatta belirli takımlar için kullanılan CAM yazılımının içine de entegre edilmiştir. Bu sayede takım yolu programını yazan kişi kullanılacak kesici takımını seçtiğinde kesme parametreleri direk olarak CAM yazılımının içine girmektedir.

Bu sayede havacılık sanayinde üretilen parçalar için en iyi kesme parametreleri seçimi yapılmaktadır. Örnek bir uygulama aşağıda sunulmuştur. Bu örnekteki parça Al 7050 malzemesinden üretilmiştir ve kullanılan takımların hepsi kaplamasız karbür takımlardır. Parçanın iki yüzü aynı CNC'de uygun fikstürler kullanılarak sırasıyla işlenmektedir. Parçanın üst yüzeyinde 4 kesici takım, alt yüzeyinde ise 3 kesici takım kullanılmaktadır. Tablo 1 'de eski ve yukarıdaki prosedürle seçilmiş yeni parametreler ve kesme zamanı karşılaştırmaları bulunabilir. Tablodan da görülebileceği üzere toplam işleme zamanında %45 iyileştirme sağlanmıştır. Parça iyileştirme sağlandıktan sonra yapılan kalite kontrol testlerinden geçmiştir.



Şekil 12 Tork limiti eklenmiş kararlılık diyagramı.

5. SONUÇLAR

Bu çalışmada, kararlılık diyagramlarının pratikte kullanımıyla ilgili örnekler ve ortaya çıkabilecek problem ve çözümleri sunulmuştur. Bilimsel tabanlı yöntemlerle seçilen işlem parametreleri deneme-yanılma metoduna göre en uygun koşullara daha yakın sonuçlar vermektedir. TAI bilimsel tabanlı yöntemleri uygulayarak üretim koşullarında ciddi iyileştirmeler sağlamıştır. Bu çalışmada örnek olarak sunulan parçada hem kesme zamanında bir azalma sağlanmış hem de tırlama tipi titreşimleri önleyici kesme koşulları belirlenmiştir. Kararlılık diyagramlarının pratikte kullanımıyla ilgili makale boyunca birçok örnek verilmiş ve çözüm önerisi sunulmuş olsa da en önemli önerilerden birisi elde edilen



kararlılık limitlerine çok yakın noktaların seçilmemesidir. Bu sayede üretim sırasında oluşabilecek aksaklıklara karşı önlemler alınmış olur.

Tablo 1 Örnek parça için kullanılan eski (E) ve bilimsel tabanlı yöntemler kullanılarak seçilen yeni (Y) parametreler.

Yüz	Takım	Eksenel derinlik (mm) E/Y	İş Mili Devri (dev/dak) E/Y	Performanstaki Artış (%)	Eski İşlem Zamanı (dak)	Yeni İşlem Zamanı (dak)	Fark (%)
Üst	20 mm dia. Kısa	2.54 / 5	15000 / 18000	70	62.2	35.1	-43.7
	20 mm dia. Uzun	2.54 / 5	15000 / 16800	68	23.8	10.3	-56.7
	12 mm dia.	1.27 / 3	15000 / 17500	63	16.9	6.5	-61.4
	10 mm dia. 5 mm rad.	1.27 / 2	15000 / 20000	96	46.1	23.3	-49.6
Alt	20 mm dia. Kısa	2.54 / 5	15000 / 18000	70	36.1	19.7	-45.4
	12 mm dia.	1.27 / 3	15000 / 17500	63	26.7	13.8	-48.2
	10 mm dia. 5 mm rad.	1.27 / 2	15000 / 20000	96	48.4	22.6	-53.4
TOPLAM					283.8	154.9	-45.4

KAYNAKÇA

1. **Thusty, J., Polacek, M., 1963**, "The Stability of Machine Tools Against Self Excited Vibrations in Machining", International Research in Production Engineering, ASME, 465-474.
2. **Tobias, S.A. and Fishwick, W., 1958**, The Chatter of Lathe Tools Under Orthogonal Cutting Conditions, Transactions of ASME, 80:1079-1088.
3. **Thusty J., F. Ismail, 1981**, "Basic Nonlinearity in Machining Chatter", Annals of the CIRP, 30, 21-25.
4. **Thusty J., 2000**, "Manufacturing Processes and Equipment", Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ.
5. **Minis I., T. Yanushevsky, R. Tembo, R. Hocken, 1990**, "Analysis of Linear and Nonlinear Chatter in Milling", Annals of the CIRP, 39, 459-462.
6. **Minis I., T. Yanushevsky, 1993**, "A New Theoretical Approach for the Prediction of Machine Tool Chatter in Milling", Trans. ASME Journal of Engineering for Industry 115, 1-8.
7. **Y. Altintas, E. Budak, 1995**, "Analytical Prediction Of Stability Lobes In Milling", Annals of the CIRP, 44 (1), 357-362.
8. **E. Budak, 1998**, Y. Altintas, "Analytical Prediction of Chatter Stability in Milling - Part I: General Formulation, Part II: Application To Common Milling Systems", Trans. ASME J. of Dyn. Sys., Meas. and Cont., 120, 22-36.
9. **Altintas, Y., 2000**, "Manufacturing Automation", Cambridge University Press.
10. **Armarego, E.J.A. and Whitfield, R.C., 1985**, Computer based modeling of popular machining operations for force and power predictions. Annals of the CIRP, 34: 65-69.
11. **Budak, E., Altintas, Y. and Armarego, E.J.A., 1996**, Prediction of milling force coefficients from orthogonal cutting data. Trans. ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering, 118: 216-224.