



Development of a dynamic simulation model for CNC table vibration estimation in milling operations

Bariş Altun*^{ID}, Hakan Çalışkan^{ID}, Orkun Özşahin^{ID}

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Middle East Technical University, 06800, Ankara, Türkiye

Highlights:

- Dynamic chip regeneration calculation in milling
- Cutting force calculation in milling
- Dynamic simulation of milling

Keywords:

- FRF
- Milling
- Dynamic Chip Regeneration
- Matlab Simulink
- Modal Analysis

Article Info:

Research Article
Received: 31.05.2022
Accepted: 08.08.2023

DOI:

10.17341/gazimmfd.1124210

Acknowledgement:

This paper is completed using the equipment and the milling machine retrofitted within the scope of TUBITAK 1001 project with number 218M430.

Correspondence:

Author: Bariş Altun
e-mail:
baraltun@metu.edu.tr
phone: +90 554 891 5080

Graphical/Tabular Abstract

Figure A summarizes the study. The study utilizes “Dynamic Chip Regeneration” model that is most commonly used in chatter research and builds a system model by it. This system model is used to obtain acceleration estimation when given determined process parameters. An experiment is performed using same process parameters and acceleration measurement is compared to acceleration estimation.

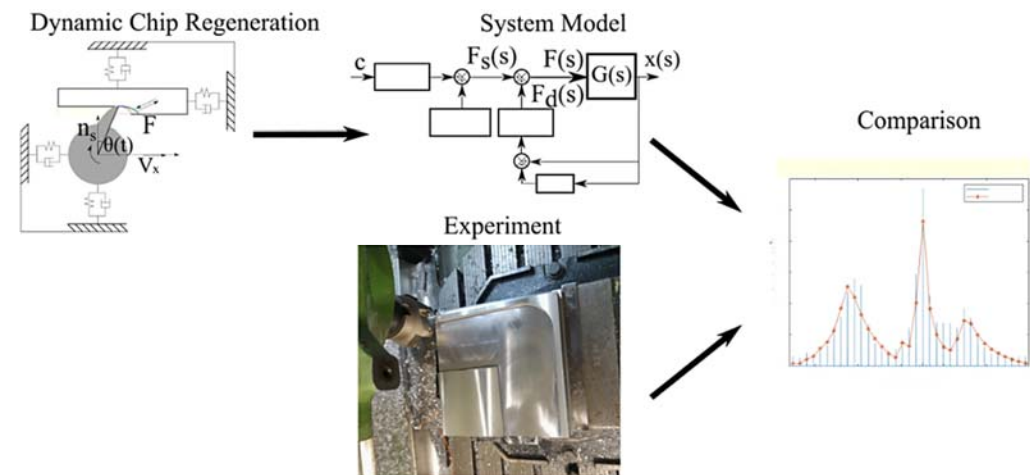


Figure A. Development and verification of the dynamic simulation model of the milling process

Purpose:

In order to develop software applications to be used during milling operation, simulations of the process are a useful substitute for testing as testing is expensive and cumbersome. Milling dynamics should be simulated with models carefully selected from literature for given purpose and accuracy of the method should be demonstrated for applications.

Theory and Methods:

Given requirements of the simulation, suitable models and calculations are merged with dynamic chip regeneration and Matlab Simulink software is applied for simulation. System dynamics are substituted with transfer functions obtained with modal analysis applied to hammer test outputs in which hammer tests are done on the machine the experiment is performed. Acceleration output of the experiment and the model is compared.

Results:

Acceleration amplitude is predicted reliably on frequency domain where hammer test results and modal analysis are reliable.

Conclusion:

The method can successfully estimate acceleration output of experiment but equipment limitations should be considered.



Frezeleme işleminde CNC tabla titreşimlerinin kestirimi için dinamik simülasyon modeli geliştirilmesi

Barış Altun*, Hakan Çalışkan, Orkun Özşahin

Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 06800, Ankara, Türkiye

ÖNEÇIKANLAR

- Frezelemede dinamik talaş rejenerasyonu hesaplaması
- Frezelemede kesme kuvveti hesaplaması
- Frezelemenin dinamik simülasyonu

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 31.05.2022

Kabul: 08.08.2023

DOI:

10.17341/gazimmfd.1124210

Anahtar Kelimeler:

FTF,
frezeleme,
dinamik talaş kalınlığı,
matlab simulink,
modal analiz

ÖZ

Endüstri 4.0 başlığı altında gözlemlenen gelişmeler frezeleme sürecinde veri toplama ve analizi uygulamalarını mümkün kılmıştır. Bu çalışmaların uygulanabilmesi için yazılımların geliştirilmesi gerekmektedir ve bu yazılımların geliştirilmesi için test yapılması masraflı ve zahmetlidir. Bu çalışmada frezeleme işleminin dinamik modellenmesi Matlab Simulink ortamında gerçekleştirilmiştir. Frezeleme sürecinin dinamiğini açıklamak adına literatür dikkatli bir şekilde taranarak amaca uygun modeller, hesaplamalar seçilmiş ve kapalı çevrim takım parça titreşim modeliyle birleştirilmiştir. Kuvvet modeli olarak doğrusal kuvvet modeli ve Martellotti talaş kalınlığı seçilmiş ve sistem referansı olarak deney yapılacak olan freze tezgahında çekiç testleriyle elde edilen Frekans Tepki Fonksiyonlarının (FTF) modal analizi kullanılıp transfer fonksiyonları elde edilmiştir. Oluşturulan model işleme testleri ile doğrulanmıştır. Doğrulama amacıyla modelin X-Y eksenlerindeki ivme yanıtı ile ivme ölçümleri frekans uzayında karşılaştırılmıştır.

Development of a dynamic simulation model for CNC table vibration estimation in milling operations

HIGHLIGHTS

- Dynamic chip regeneration calculation in milling
- Cutting force calculation in milling
- Dynamic simulation of milling

Article Info

Research Article

Received: 31.05.2022

Accepted: 08.08.2023

DOI:

10.17341/gazimmfd.1124210

Keywords:

FRF,
milling,
dynamic chip regeneration,
matlab simulink,
modal analysis

ABSTRACT

Recent developments under Industry 4.0 allows to collect and analyze measurements during milling process. For such projects to be done, software needs to be developed. Developing software through testing is expensive and tedious. In this study, milling dynamics is simulated through Matlab Simulink. In order to explain dynamics of the process, literature research has been conducted to select suitable models and merged with chip regeneration model. For force model, linear force model and Martellotti static chip thickness model has been selected. For transfer functions, hammer tests conducted on the milling machine that experiments is done on and modal analysis is applied on obtained Frequency Response Functions (FRFs). For workpiece material, AL7075 has been selected and force coefficients has been obtained from another study that was conducted by authors. Cutting tests has been performed and acceleration of workpiece at X and Y directions are measured in order to be compared to simulation output which confirms the model.

1. Giriş (Introduction)

Günümüzde endüstri 4.0 başlığı altında geliştirilen teknolojiler, eksen kontrolü ve otomasyonun ötesinde işleme sürecinin durum kestirimi veya kontrolü benzeri konuları kapsamaktadır. Bu konularda yapılan çalışmalar genellikle veri toplama ve analizi gibi karmaşık yazılımların geliştirilmesini kapsamaktadırlar. Bu tür yazılımların geliştirilebilmesi için gerekli verilerin toplanabileceği test ortamları gerekmektedir. Talaşlı imalat sektöründe fiziksel test yapmak masraflı ve zahmetlidir. Bu nedenle üretim sürecinin modellenmesi büyük önem taşır. Kullanılacak amaca göre modellerin odaklandığı konular ve karmaşıklık çeşitlilik gösterdiği için incelenecek üretim sürecinde amaca uygun model seçilmelidir. Bu makalede kesme kuvveti katsayılarının ve tabla/iş mili modal parametrelerinin çevrim içi tanımlanmasında kullanılmak amacıyla geliştirilen, frezeleme süreci dinamiğini gösteren bir matematiksel model sunulmuştur. Doğruluğu güvenilir bir model geliştirmek amacıyla bu makalede uygulanan temel ilke, mümkün olduğunca basitleştirilmiş fakat sonuçların doğruluğu açısından yeterince karmaşık bir model seçilmesidir. Bu nedenle literatürde bulunan ve sıklıkla kullanılan yöntemler arasında en sade olanların seçilmesine özen gösterilmiştir. Geliştirilen model MATLAB Simulink platformunda uygulanmış ve doğrulanmıştır. Makalede frezeleme sürecinin modellenmesi birbiri ile ilişkili üç alt başlıkta yapılmıştır. Bunlar sırasıyla: (i) kesme kuvveti modeli, (ii) kesici takım parça titreşim modeli (iii) kesme kuvveti ve takım-parça titreşim modellerinin birleştirilmesidir. Alt başlıklar ile ilgili literatür araştırması ve makale kapsamında yapılan çalışmalar, aşağıda sırasıyla verilmiştir.

Kesici kuvvet modelinin oluşturulması: Makale kapsamında kesme kuvvetleri talaş kalınlığına bağlı olarak hesaplanmaktadır. Literatürde mekanistik model başlığı altında geçen bu hesaplar süreç parametreleri ve iş parçası ile kesici takımın geometrisini kullanarak kaldırılan talaş geometrisini tahmin eder. Talaş kalınlığı hesaplanmasında bilinen en eski model Martellotti [1] tarafından sunulmuştur. Bu model takım yolunu dairesel olarak ve takım geometrisini ideal kabul eder. Modelde kesme kuvvetleri uç başı ilerleme, yarıçap ve giriş açısına bağlıdır. Martellotti modelinin uç başı ilerlemenin yarıçapa oranı düşük olduğu durumlarda kullanımı uygundur. Literatürde daha fazla geometrik parametreyi ele alan, doğruluğu daha yüksek modeller bulunmaktadır, [2]. Özellikle mikro-frezeleme için yapılmış ve hem ilerlemenin hem de yalpa etkisinin baskın olduğu talaş kalınlığı hesaplama modelleri mevcuttur [3]. Bunun yanı sıra Niaki vd. 'nin çalışması [4] gibi analitik talaş geometrisi hesapları dışında grafik üzerinden numerik yöntemlerle talaş kalınlığı hesaplamak mümkündür. Bu yöntemin hesaplama maliyeti yüksek olup, özellikle trokoidal işlemler için kullanışlıdır. Talaş kalınlığının hesaplanması kadar bu hesabın parça ve kesici takım geometrisine uygulanabilmesi de gerekmektedir. Hasçelik vd. [5] mikro-talaşlı imalatla kuvvet hesabı için yeni bir deneysel yöntem geliştirmiştir ve bu sayede klasik kuvvet mekanistik modellerinin doğru deneysel veri sağlandığı sürece küçük ölçekte uygulanabileceğini göstermiştir. Koenigsberger vd. [6] frezeleme işleminin ilk mekanistik modelini takım yalpa değerini geometrik olarak hesaba eklemiştir. Kuvvet oluşumunda yukarıda bahsedilen bütün modeller kuvvet katsayısı olarak adlandırılan parametreleri kullanmaktadırlar. Kuvvet katsayıları kullanılacak malzeme ve freze süreci parametrelerine bağlı olarak değer değiştirir ve bu değer değişikliği yapılan işe bağlı olarak önemli olabilir. Bu durum göz önüne alınarak kullanım amacına göre doğrusal ya da doğrusal olmayan kesme kuvveti modeli katsayıları seçilebilir [8]. Doğrusal model kesme ve kenar katsayıları kullanır. Bahsedilen katsayılar sabit değerler olmaktadır. Model, freze sürecinde katsayıların değişken işleme parametrelerinden belirgin bir şekilde etkilenmediği

varsayımına dayanır. Bu model sadece belli bir aralıktaki işleme parametrelerinde yüksek doğrulukta çalışır ve bu aralık kuvvet parametrelerinin ölçüldüğü işleme koşullarını yansıtır. Bu sebeple doğrusal modeller kullanılacak ise parametrelerin belirlendiği çalışma koşullarının dışına çıkmamak gerekir. Doğrusal olmayan modellerde kesme katsayıları başta talaş kalınlığı olmak üzere bir ya da birden fazla parametrenin üstel fonksiyonu olarak hesaplanmaktadır. Bu modeller daha genel koşullarda çalışır fakat elde edilmeleri daha karmaşıktır. İşleme parametreleri oldukça farklı faktörlerden etkilenebilir [2]. Bunlar başlıca talaş kalınlığı [8], takım geometrisi, takım malzemesi ve iş parçası malzemesidir [9]. Literatürde daha az görülmekle beraber eksenel derinlik ve iş mili devri [10] gibi parametrelerde kesme katsayılarını etkilemektedir.

Kesici takım parça titreşiminin oluşturulması: İş mili ve tablanın yük altında davranışı oldukça geniş bir konu olup, araştırmanın amacına göre farklı modeller geliştirilebilir. Freze tezgahlarında kesme kuvvetine göre oluşacak titreşimleri tahmin etmek için Frekans Tepki Fonksiyonları (FTF) kullanılmaktadır. Çekiç testi ve sarsıcılar gibi cihazlarla kuvvet girdisi verilerek ve ivme çıktısının ölçülmesi ile FTF elde edilir. Deneysel olarak FTF elde edilmesi akademik ve endüstride iyi bilinen bir yöntemdir [1]. Bunun yanı sıra analitik ya da numerik yöntem ile FTF hesaplanması da yapılabilir, ancak bunlar genellikle tek parça bazındadır. Özşahin [11] kesici takım parçalar halinde ifade edip her parçada Timoshenko modelini kullanıp reseptans metoduyla sonuçları birleştirerek FTF hesaplamıştır. Postel vd. [12] aynı reseptans tekniğini iş mili çapında kullanır ve takım FTF' i için Sonlu Elemanlar Metodu kullanmıştır. FTF elde edildikten sonra modal analiz parametreleri kullanılarak kesme kuvveti ile parça arasındaki dinamik sistemi tanımlayan transfer fonksiyonları elde edilebilir. Piyasada modal analiz için programlar da bulunmaktadır. [13]

Kesme kuvveti ve takım-parça titreşim modellerinin birleştirilmesi: Kesme kuvveti ve takım-parça titreşim modelleri birleştirilerek bütün sistemin dinamiğini açıklayan bir model hazırlanabilir. Kesme kuvvetleri talaş kalınlığı ile belirlenmektedir. Talaş kalınlığı sadece kesici uç başı ilerleme hızının bir fonksiyonu olmayıp takım ve parça titreşimi sonucu oluşan yer değiştirme ile de etkilenmektedir. Kesici takım ve iş parçası titreşimlerinin geri beslenmesi ve bir önceki işlemede yüzeyde oluşan titreşim izlerinin katılması sonucu, kesme prosesi kapalı çevrim sistem olarak modellenir [14]. Zaman gecikmeli bu diferansiyel denklemin çözümü çoğunlukla tirlama başlığı altında incelenmektedir ve kendinden yenilemeli titreşimlerin modellenmesinin temelini oluşturur. [15].

Bu çalışma kapsamında doğrusal kesme kuvvet modeli kullanılmıştır ve kuvvet katsayıları için deneysel olarak elde edilmiş veriler kullanılmıştır [16]. Doğrusal kesme kuvvet modeli işleme parametrelerinin sınırlı bir aralıkta olduğu koşullarda yeterlidir ve uygun katsayıların elde edilmesi daha basittir. Aynı şekilde, statik talaş kalınlığı hesabında Martellotti modeli [1] yeterli kabul edilmiştir çünkü bu talaş kalınlığı modelinin uç başı ilerlemenin yarıçapa oranının düşük olduğu durumlarda kullanımı uygundur. Titreşim modeli tabla ve iş milinin X ve Y yönlerindeki dinamiği içerir. Çekiç testleri yapılarak, CutPro programında frekans tepki fonksiyonları (FTF) çıkarılmış, sonrasında FTF'ler kullanılarak modal analiz yapılmış ve kesme kuvveti ile parça-takım titreşimi arasındaki transfer fonksiyonları tanımlanmıştır. Kesme kuvveti ve titreşim modelleri Matlab Simulink ortamında, zaman gecikmeli geri besleme ile dinamik talaş kalınlığı oluşturularak birleştirilmiştir. Oluşturulan kapalı çevrim sistem modelinin, frezeleme sürecini yeterli doğrulukta benzettiği simülasyon ve test sonuçları karşılaştırılarak gösterilmiştir. Yapılan testlerde ince kalınlıkta bir parçanın yüzey frezeleme işlemi yapılmıştır. Yapılan çekiç testlerinin güvenilir olduğu frekans aralığı göz önüne alınarak, bu frekans aralığı sistemde kuvvet girdisi olacak

şekilde işleme parametreleri, takım ve iş parçası geometrileri seçilmiştir. Bunun yanı sıra seçilen takımın helis açısının sıfır olmasına özen gösterilmiştir.

Bu makale beş bölümden oluşmaktadır. İkinci bölümde kesme sürecinin matematiksel modeli sunulmuştur ve Simulink modelinde kullanılacak transfer fonksiyonlarının elde edilmesi açıklanmaktadır. Yine ikinci bölümde deneysel olarak FTF'lerin elde edilmesi ve eşdeğer transfer fonksiyonları çıkartılması açıklanmaktadır. Üçüncü bölümde Matlab Simulink modeli oluşturulmuştur. Dördüncü bölümde Simulink sonuçları ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Beşinci bölümde sonuçlar yorumlanmıştır.

2. Sistem Modeli, Transfer Fonksiyonları (System Model, Transfer Functions)

Çalışma kapsamında kesici takım ve iş parçasının X ve Y eksenlerinde titreşimleri incelenmiştir. Kesme sürecinin şematik gösterimi Şekil 1'de verilmiştir. Burada tabla $G_{1,xx}(s)$, $G_{1,yy}(s)$ ve iş mili $G_{2,yy}(s)$, $G_{2,xx}(s)$ transfer fonksiyonları ile ifade edilmiştir. X ve Y eksenleri arasındaki çapraz ilişki ise tabla için $G_{1,xy}(s)$, $G_{1,yx}(s)$ ve iş mili $G_{2,xy}(s)$, $G_{2,yx}(s)$ transfer fonksiyonları ile gösterilmektedir. Bu fonksiyonlar toplu olarak matris formunda ifade edilebilir ve bir sonraki bölümde gösterilmiştir. İş parçası tablaya göre yeterince direngen (rijit) olduğundan ve iş mili için takım ucu titreşimlerle ilgilenildiği için iş parçası ve kesici takım transfer fonksiyonları sırasıyla tabla ve iş milini ifade etmek için kullanılmaktadır.

2.1. Kuvvet Modeli ve Kuvvet Katsayıları (Force Model and Force Coefficients)

Kesme kuvveti, F , talaş kaldırmanın sonucu oluşur. Talaş kalınlığı ilerleme hızı ile belirlenen statik talaş kalınlığı ve takım-parça

titreşimi ile oluşan dinamik talaş kalınlıklarının toplamıdır. Şekil 1'de takım parça titreşimi renkli yollarla betimlenmiştir. Yeşil planlanan yol olup sıfır titreşim durumunda gerçekleşecek ideal durumdur. Bu durum statik talaş kalınlığı h_0 olarak isimlendirilmiştir. Talaş kalınlığı radyal yönde tanımlanmakta olup kesici uç açısı θ_j ye göre değişimi Eş. 1'de ifade edilmiştir. aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$h_0(t) = c \sin \theta_j(t) \quad (1)$$

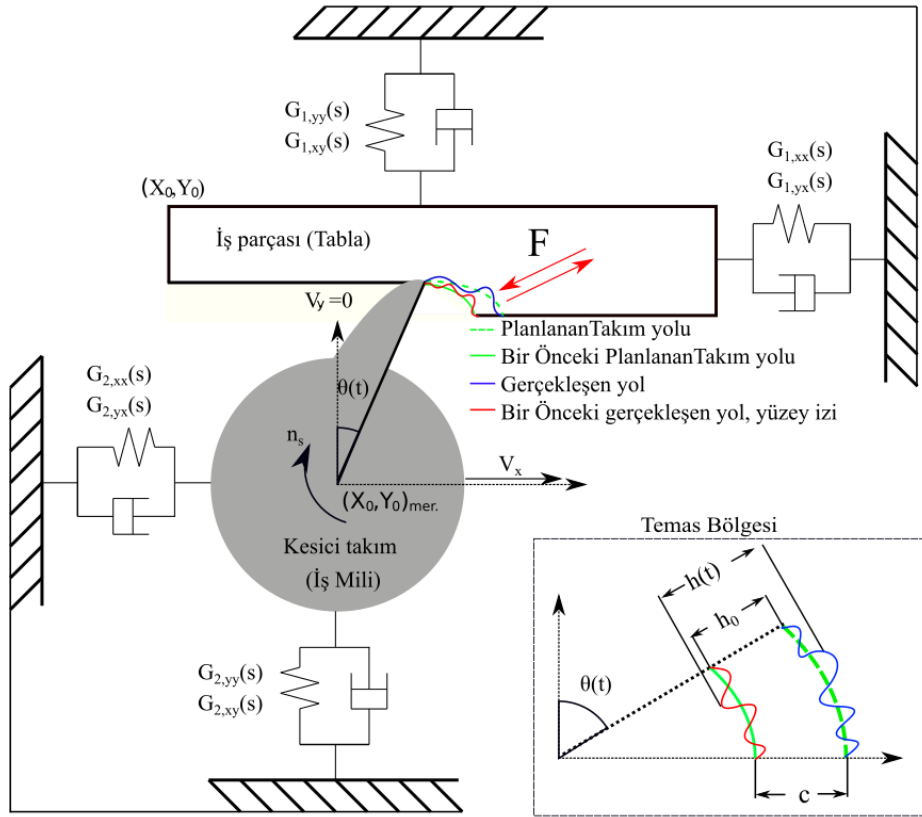
Burada c bir devirde kesici uç başının ilerleme miktarı olup, ilerleme hızı V_x , iş mili devri n_s ve toplam kesici uç sayısı N_t e göre Eş. 2'de olduğu gibi bulunur:

$$c = \frac{V_x}{\frac{n_s N_t}{60}} \quad (2)$$

Uygulamada takım-iş parçası titreşimleri nedeni ile Şekil 1'de yeşil yerine mavi ile gösterilen yol boyunca talaş kesilmektedir. Bir önceki işlemede yine aynı sebeple yeşil yerine oluşan kırmızı yol parça yüzeyi olup, mavi ile arasındaki fark toplam talaş kalınlığını vermektedir. Bu durumda toplam talaş kalınlığı dinamik terimlerin eklenmesi ile Eş. 3 gibi ifade edilir.

$$h_j(t) = h_0(t) + [x(t) - x(t - \tau)] \sin \theta_j(t) + [y(t) - y(t - \tau)] \cos \theta_j(t) \quad (j = 1, 2, \dots, N_t) \quad (3)$$

Burada, $x(t - \tau)$ bir önceki işlemede oluşan titreşimi dolayısıyla yüzeyi belirtmekte olup, τ [s] iki kesici uç geçişi arasında geçen süreyi ifade eder, iş mili devri n_s ve kesici uç sayısı N_t ' in fonksiyonu olarak Eş. 4 gibi bulunur:



Şekil 1. Freze dinamiği ve talaş kalınlığı oluşumu (Milling dynamics and chip regeneration)

$$\tau = \frac{60}{N_t n_s} \quad (4)$$

Kesme kuvvetleri teğetsel ve radyal yönlerde Eş. 5 ve Eş. 6'daki doğrusal model kullanılarak bulunmaktadır.

$$F_{r,j}(t) = [K_{rc}h_j(t) + K_{re}]a_p g_j(t) \quad (5)$$

$$F_{t,j}(t) = [K_{tc}h_j(t) + K_{te}]a_p g_j(t) \quad (6)$$

Burada j alt simgesi kesici uç başına uygulanan kuvveti ifade etmektedir. K_{tc} ve K_{rc} teğetsel ve radyal yüzey kesme katsayıları olup, K_{te} ve K_{re} teğetsel ve radyal kenar kesme katsayılarını ifade eder. Kesici takımın aksel derinliği a_p ile kesici uç başına düşen talaş kalınlığı ise Eş. 3'de verilen $h_j(t)$ ifade edilmiştir. Kesme süresince takım ve iş parçası sadece belirli açılarda temas halindedir. Bu temas $g_j(t)$ pencere fonksiyonu ile Eş. 7'de ifade edilmiştir.

$$g_j(t) = \begin{cases} 1 & \theta_{ex} \geq \text{mod}(\theta_j(t), 2\pi) \geq \theta_{st} \\ 0 & \text{diğer durumlar} \end{cases} \quad (j = 1, 2, \dots, N_t) \quad (7)$$

Burada j uç indeksi olup N uç sayısını ifade eder. $\theta_j(t)$ kesici ucun açısal konumunu ifade eder. Kesici uçların açısal konumlarını sabit iş mili devri için Eş. 8 gibi bulunur.

$$\theta_j(t) = 2\pi \left(\frac{n_s}{60} t + \frac{j-1}{N_t} \right) \quad (j = 1, 2, \dots, N_t) \quad (8)$$

Modeli basitleştirmek amacıyla bu makalede kesici takıma tek kesici uç takılmış olup $N=1$ alınmıştır. Kesici uç sayısı Eş. 4'te verildiği gibi iki takım-parça teması arası süreyi etkiler.

İş parçası ve kesici takım dinamiğini tanımlayan transfer fonksiyonları X ve Y yönlerinde tanımlanmıştır. Dolayısı ile radyal ve teğetsel yönlerde tanımlanan kesme kuvvetlerinin X - Y koordinat düzlemine dönüştürülmesi gerekmektedir. Bu dönüşüm Eş. 9'da verilmiştir.

$$\mathbf{F}(t) = \begin{bmatrix} F_x(t) \\ F_y(t) \end{bmatrix} = \mathbf{F}_d(t) + \mathbf{F}_s(t) \quad (9)$$

$$\mathbf{F}_s(t) = a_p K_{tc} \mathbf{A}_p(t) + a_p K_{te} \mathbf{A}_{p,2}(t) \quad (10)$$

$$\mathbf{F}_d(t) = a_p K_{tc} \mathbf{A}(t) [\mathbf{x}(t) - \mathbf{x}(t - \tau)] \quad (11)$$

$\mathbf{F}(t)$ kolon vektörü x ve y yönlerinde oluşan toplam kesme kuvvetlerini ifade etmekte olup statik talaş kalınlığı neticesinde oluşan $\mathbf{F}_s(t)$ ayrı olarak Eş. 10'da tanımlanmıştır ve Eş. 11'de verilen $\mathbf{F}_d(t)$

dinamik kuvvettir. Benzer şekilde x ve y yönlerinde kesici takım ve iş parçasının net yer değiştirmeleri $\mathbf{x}(t)$ kolon vektörü ile ifade edilmiştir. $\mathbf{A}(t)$, $\mathbf{A}_p(t)$ ve $\mathbf{A}_{p,2}(t)$ koordinat sistemleri arasındaki dönüşüm matrisleri olup bunlar Eş. 12 ile Eş. 18 arasında ifade edilmektedir.

$$\mathbf{A}(t) = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} a_{xx}(t) & a_{xy}(t) \\ a_{yx}(t) & a_{yy}(t) \end{bmatrix} \quad \mathbf{A}_p(t) = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} a_{xx}(t) \\ a_{yx}(t) \end{bmatrix} \quad \mathbf{A}_{p,2}(t) = \begin{bmatrix} a_{xx,2}(t) \\ a_{yx,2}(t) \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$a_{xx}(t) = -g(t) \left[(\sin 2\theta(t)) + \frac{K_{rc}}{K_{tc}} (1 - \cos 2\theta(t)) \right] \quad (13)$$

$$a_{xx,2}(t) = -g(t) \left[(\cos \theta(t)) + \frac{K_{re}}{K_{te}} \sin \theta(t) \right] \quad (14)$$

$$a_{xy}(t) = -g(t) \left[(1 + \cos 2\theta(t)) + \frac{K_{rc}}{K_{tc}} \sin 2\theta(t) \right] \quad (15)$$

$$a_{yx}(t) = g(t) \left[(1 - \cos 2\theta(t)) - \frac{K_{re}}{K_{te}} \sin 2\theta(t) \right] \quad (16)$$

$$a_{yx,2}(t) = g(t) \left[(\sin \theta(t)) - \frac{K_{re}}{K_{te}} \cos \theta(t) \right] \quad (17)$$

$$a_{yy}(t) = g(t) \left[(\sin 2\theta(t)) - \frac{K_{rc}}{K_{tc}} (1 + \cos 2\theta(t)) \right] \quad (18)$$

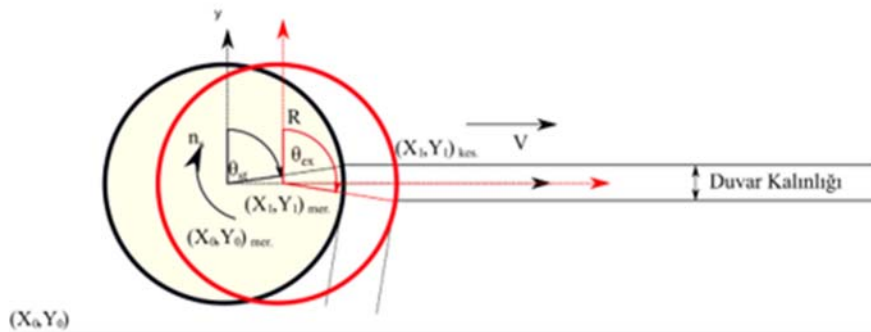
Statik kuvveti göstermek ve açıları tanımlamak için Şekil 2 yukarıda verilmiştir. İş parçası sadece giriş ve çıkış açılarıyla ifade edilebilecek şekilde basitleştirilmiştir ve duvar kalınlığı sabittir. Bu bilgi ve yukarıdaki işlemlerle beraber kuvvet Eş. 12, parçaları ve $\mathbf{x}(t - \tau)$ ile $\mathbf{x}(t)$ sayesinde hesaplanabilir. $\mathbf{x}(t - \tau)$ ile $\mathbf{x}(t)$ için sistem dinamiğinin bilinmesi gerekir ve bir sonraki başlıkta transfer fonksiyonları açıklanmaktadır. Ayrıca, Şekil 2'de gösterilen θ_{st} ve θ_{ex} giriş çıkış açıları arasında takım-parça teması vardır.

2.2. İş mili ve İş Parçası Modeli (Spindle and Workpiece Models)

Kesici takım ve iş parçası dinamiği X ve Y yönlerinde kesme kuvveti ile yer değiştirme arasındaki transfer fonksiyonları kullanılarak modellenmiştir. Kesici takım $\mathbf{x}_2(t)$ ve iş parçası $\mathbf{x}_1(t)$ yer değiştirmeleri iki boyutlu kolon vektörleri olup net yer değiştirme Eş. 19 gibi ifade edilmektedir.

$$\mathbf{x}(s) = [x(s) \ y(s)]^T = \mathbf{x}_1(s) + \mathbf{x}_2(s) \quad (19)$$

$$\mathbf{x}_1(s) = \mathbf{G}_1(s) \cdot \mathbf{F}(s) \quad \mathbf{x}_2(s) = \mathbf{G}_2(s) \cdot \mathbf{F}(s)$$



Şekil 2. Statik talaş kalınlığı modeli ile iş parçası gösterimi (Static chip thickness and workpiece)

$F(s)$, $F(t)$ toplam kuvvetinin Laplace boyutunda ifadesidir. Kesici takım $G_2(s)$ ve iş parçası $G_1(s)$ transfer fonksiyon matrisleri Eş. 20'da gösterilmiştir. Bu transfer fonksiyonları çekiç testleri ile elde edilen FTF'lerin modal analizi ile bulunmuş olup, eksenler arasındaki çapraz etkileşimi de içermektedir. İlerleyen bölümlerde transfer fonksiyonlarının çıkarımı sunulmuştur.

$$G_1(s) = \begin{bmatrix} G_{1,xx} & G_{1,xy} \\ G_{1,yx} & G_{1,yy} \end{bmatrix} \quad G_2(s) = \begin{bmatrix} G_{2,xx} & G_{2,xy} \\ G_{2,yx} & G_{2,yy} \end{bmatrix} \quad (20)$$

Eş. 20'da verilen transfer fonksiyonlarını elde etmek için makine bekler durumda iken çekiç testleri yapılmış ve FTF'ler elde edilmiştir. Sonrasında modal analiz parametreleri kullanılarak kesme kuvvetleri ile iş parçası ve kesici takım titreşimi arasında transfer fonksiyonları tanımlanmıştır.

2.2.1. Çekiç Testi ve FTF Hesaplaması (Tap Test and FRF Calculation)

Simülasyonda kullanılacak transfer fonksiyonlarını elde etmede kullanılacak FTF'ler hem iş parçası (tablayı temsil etmektedir) hem kesici takım (iş mili temsil edilmektedir) üzerinde yapılan çekiç testleri ile elde edilmektedir. Çekiç testleri vuruş noktaları ve ivmeölçer konumları Şekil 3'de verilmiştir. X ekseninde 2 numaralı noktaya vurularak ve 1 - 3 numaralı noktalardan ivme ölçümleri alınarak ve sırasıyla P_2P_1 ile P_2P_3 FTF'leri elde edilmektedir. Benzer şekilde Y yönünde 4 numaralı noktaya vurulmakta ve yine 1 ve 3 numaralı noktalardan ivme verisi okunmakta, böylelikle sırasıyla P_4P_3 ile P_4P_1 FTF'leri elde edilmektedir. P_2P_1 ve P_4P_3 frekans tepki fonksiyonları ile X ve Y yönünde transfer fonksiyonları bulunurken, P_4P_1 ve P_2P_3 ile yönler arası çapraz ilişkiyi temsil eden transfer fonksiyonları elde edilir. İş mili için kesici takım makineye bağlı iken ivmeölçer kesici takımdan 90° uzağa yapılandırılmıştır ve çekiç kesici uca vurulmuştur. Bu sayede teğetsel kuvvetin doğrusal yönde tepkisi ölçülmüştür. İş mili eksenel simetrik bir yapıda olduğundan, tek bir çekiç testi hem X hem de Y yönü modeli için kullanılmaktadır. Daha önceden farklı amaçlarla yapılan testler iki yön arasında önemli bir fark ortaya koymamıştır.

Çekiç olarak DYTRAN 5800B3T ve ivmeölçerler olarak X ve Y yönünde sırasıyla PCB 352C23 (5.12mV/g) ve DYTRAN 3225F1 (10,23 mV/g) kullanılmıştır. Bu ivmeölçerler sadece tek yönde ölçüm almaktadır. Veri toplamak için NI 9234 data toplama kartı kullanılmış ve 51200 Hz frekansta örnekleme alınmıştır.

2.2.2. Transfer fonksiyonlarının hesaplanması (Obtaining transfer function calculations)

Çekiç testlerinden elde edilen FTF'lerin modal analizinin yapılması için Cutpro programı kullanılmıştır. Bu program kullanılarak elde edilen, doğal frekans, sönümlenme katsayısı ve dirençlilik parametreleri her eksen için Tablo 1 ile Tablo 5 arasında verilmiştir.

Modal analiz ile elde edilen parametreler kullanılarak iş parçası-kesici takım ve X-Y yönlerindeki kesme kuvvetleri arasındaki transfer fonksiyonları Eş. 21 ve tablolardaki değerler ile kullanılarak bulunmuştur. Bu hesapta N adet baskın mod kullanılarak eş değer bir transfer fonksiyon elde edilmiştir. Baskın mod sayısı her eksen için farklı olup tam değerleri Tablo 1 ile Tablo 5'te verilmiştir.

$$G(s)_{ij} = \sum_{n=1}^N \frac{1}{k_n} \cdot \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (21)$$

Şekil 4, Şekil 5 ve Şekil 8'da eşdeğer transfer fonksiyonlarının ve ilgili FTF'lerin karşılaştırması verilmiştir. $G_{1,xx}$ ve $G_{1,yx}$ tablanın, X ve Y yönünde etki eden kesme kuvvetine karşın X yönündeki titreşimleri veren eşdeğer transfer fonksiyonu olup, sırasıyla P_2P_1 ve P_4P_1 FTF'lerine karşılık gelmektedir. Benzer bir Şekil 4'de tablanın Y ve X yönünde etki eden kesme kuvvetlerine karşın Y yönünde oluşan titreşimleri gösteren $G_{1,yy}$ ve $G_{1,xy}$ eşdeğer transfer fonksiyonları ile sırasıyla P_4P_3 ve P_2P_3 FTF'leri karşılaştırılmıştır. Son olarak Şekil 8'da iş milinin eşdeğer transfer fonksiyonu G_2 ile gösterilmiş ve modal analizi yapılmış olan deneysel FTF ile karşılaştırılmıştır. İş mili eksenel simetrik bir yapıda olduğundan X ve Y yönlerinde davranışı aynı olup çapraz etkileşimi olmadığı varsayılmaktadır.

Frekans boyutunda incelenen aralık 200-3000 Hz arasına sınırlanmıştır. Kullanılan çekiç düşük frekanslı modları tahrik edecek kadar büyük kuvvet uygulayamadığından bu bölgede sürtünme gibi doğrusal olmayan etmenler baskın olmaktadır ve 200 Hz altında ivme-kuvvet arasındaki koherens değeri 0,5 ve altı gibi güvenilir değerlere düşmektedir. 3000 Hz ve üstü frekans değerleri için de benzer bir sorun vardır. Çekiç temas süresi bu frekansları uyararak için çok uzun olmaktadır. İşleme parametreleri bu durum gözlemlenerek seçilmelidir ve bu durum Eş. 23 ile bir sonraki bölümde açıklanmaktadır. Şekil 4'de ve Şekil 5'de verilen tablaya ait FTF karşılaştırma grafiklerinde, tablanın Y yönünde X yönüne göre



Şekil 3. İş parçası ivmeölçer pozisyonları (1-3), çekiç testi vuruş pozisyonları (2-4) ve test parametreleri.
(Workpiece accelerometer positions (1-3), hammer test tap spots (2-4) and test parameters)

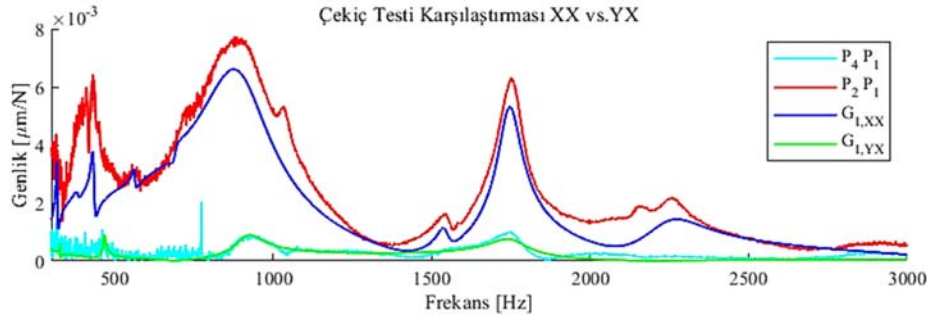
daha direngen (stiff) olduğu gözükmemektedir. Bu nedenle tabla titreşiminde XX yönündeki transfer fonksiyonu baskın olacaktır. YX yönü için transfer fonksiyonu sadece 500-1000 Hz ve 1500-2000 Hz arasında belirgin modlar vermektedir (920 ve 1750 Hz, Tablo 5) ve bu frekans aralıkları XX yönündeki baskın modların frekanslarına yakındır (896 ve 1745 Hz, Tablo 2). Çapraz ilişkiyi temsil eden YX FTF'inin etkisinin en baskın olduğu frekans 1750 Hz'dir ve burada XX yönü FTF'e oranı 20% civarındadır. X yönünde YX yönü transfer fonksiyonun etkisi küçüktür. Ancak X yönünden farklı olarak Y yönünde XY çapraz ilişki transfer daha etkili olmaktadır. XY yönünde FTF'in YY yönündeki FTF'e görece en küçük olduğu 900 Hz-1000 Hz aralığında bile aradaki oran 30% civarındadır ve modal analiz alındığında bu oran daha da büyümektedir. 1700 Hz değerinde XY yönü FTF YY yönü FTF'e göre daha büyüktür. Ek olarak iş mili FTF'i XX yönü FTF'e görece 10 ila 100 katı daha büyüktür. (Şekil 6) Bu durum iş milinin görece esnek olduğunu göstermektedir.

Son olarak kuvvet ve ivme ölçümlerinin örnek koherens değerleri iki farklı test için verilmiştir. Şekil 7'de XX yönü için 200-3000 Hz aralığının kabul edilebilir güvenilirlikte olması görülmektedir. Ancak

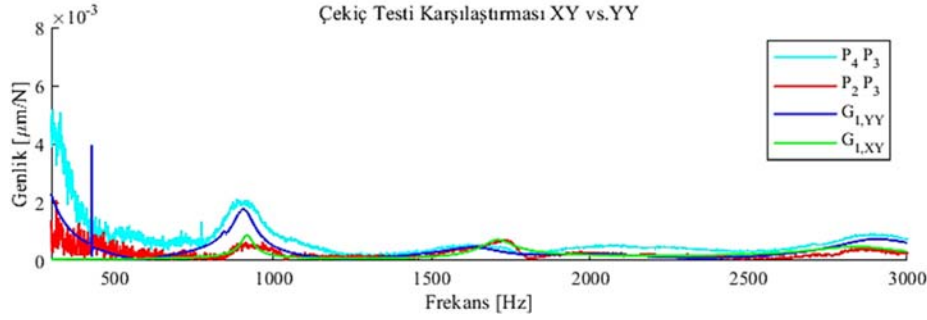
çapraz ilişkinin incelendiği Şekil 8'de XY yönü için koherens oldukça kötü durumda olmakla beraber koherens değerinin 0,9 değerini geçtiği bölgeler aynı zamanda Şekil 5'te XY yönündeki FTF'in genliğinin büyük olduğu bölgelerdir.

2.3. Modelin Birleştirilmesi (Merging Models)

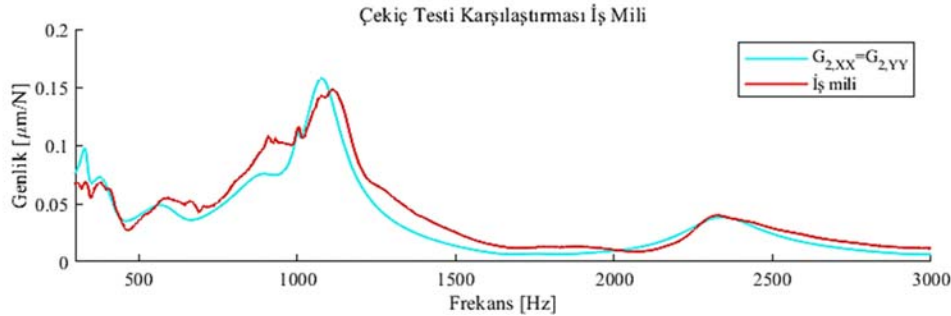
Kesme sürecinin blok diyagram gösterimi Şekil 9'da verilmiştir. Dinamik talaş kalınlığı oluşumu geri besleme hattı ile ifade edilmektedir. Talaş kalınlığının kesme katsayısı ile çarpımı ve kesici takım açılmal konumuna göre koordinat dönüşümü ile dinamik kuvvet F_d hesaplanır. Statik kesme kuvveti F_s ise iki bileşenden oluşmaktadır. İlk bileşen, uç başı ilerleme hızı ve takımın açılmal konumu ile değişirken ikinci bileşen ise sürtünme kuvveti olup açılmal konum ile değişmektedir. Fiziksel olarak kesme kuvveti toplam talaş kalınlığının bir fonksiyonudur. Ancak modelde numerik basitleştirme gerekçeleri ile toplam talaş kalınlığı modelde kullanılmak üzere hesaplanmamıştır. Bunun yerine statik ve dinamik kuvvet hesapları ayrı ayrı yapılmaktadır.



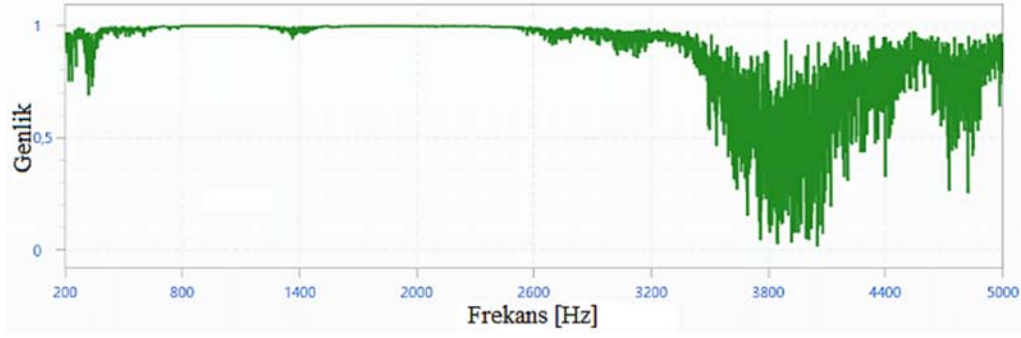
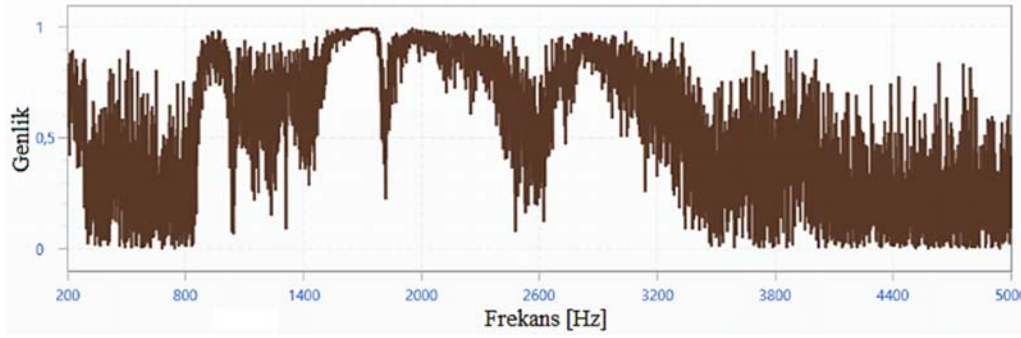
Şekil 4. Çekiç testi karşılaştırması XX vs. YX. Ayrıca modal analiz ile elde edilmiş transfer fonksiyonunun frekans boyutunda karşılığı verilmiştir. (Hammer test comparison XX vs. YX. Also, transfer functions obtained through modal analysis is included in frequency domain)



Şekil 5. Çekiç testi karşılaştırması XY vs. YY. Ayrıca modal analiz ile elde edilmiş transfer fonksiyonunun frekans boyutunda karşılığı verilmiştir. (Hammer test comparison XY vs. YY. Also, transfer functions obtained through modal analysis is included in frequency domain)



Şekil 6. Çekiç testi karşılaştırması iş mili. Ayrıca modal analiz ile elde edilmiş transfer fonksiyonunun frekans boyutunda karşılığı verilmiştir. (Hammer test comparison spindle. Also, transfer functions obtained through modal analysis is included in frequency domain)

Şekil 7. Çekiç testi karşılaştırması XX yönü için koherens grafiği. (P_2P_1) (Coherence graphs for hammer test comparison XX)Şekil 8. Çekiç testi karşılaştırması XY yönü için koherens grafiği. (P_4P_1) (Coherence graphs for hammer test comparison XY)**Tablo 1.** İş mili modu parametreleri (Her iki yön için de geçerlidir) (Spindle modal parameters (Applicable to both directions))

Mod	$\omega_n/2\pi$ [Hz]	ξ	k_n (N/m)
1	335,21	0,0054	6,095e7
2	396,03	0,0185	1,405e7
3	598,73	0,0201	2,490e7
4	906,41	0,0145	2,416e7
5	1002,41	0,0013	5,203e8
6	1078,01	0,0087	9,691e6
7	1744,95	0,0076	7,110e8
8	1955,62	0,0144	3,263e8
9	2336,14	0,0083	4,109e7
10	3101,26	0,0083	4,755e8

Tablo 2. Tabla modu parametreleri XX yönü (XX modal parameters)

Mod	$\omega_n/2\pi$ ([Hz])	ξ	k_n (N/m)
1	286,94	0,0036	9,489e8
2	317,88	0,0010	5,255e9
3	383,03	0,0025	1,592e10
4	432,92	0,0017	3,132e9
5	563,05	0,0012	1,451e10
6	689,47	0,0025	9,447e9
7	896,06	0,0193	1,014e8
8	1540,19	0,0018	9,913e9
9	1745,57	0,0034	7,200e8
10	2248,17	0,0069	1,511e9
11	3370,89	0,0042	3,595e9

Tablo 3. Tabla modu parametreleri YY yönü (YY modal parameters)

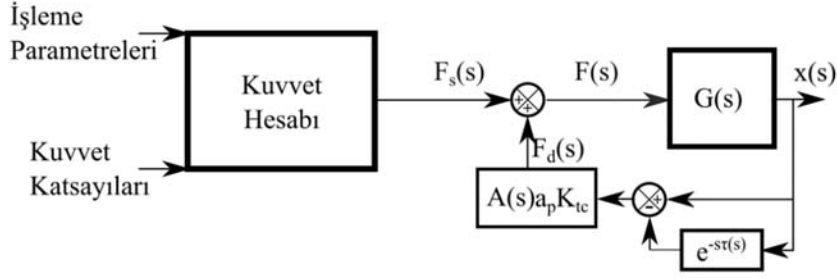
Mod	$\omega_n/2\pi$ (hz)	ξ	k_n (N/m)
1	427,05	3,152e-05	9,410e10
2	846,03	0,00093	7,011e10
3	889,62	5,1756e-05	2,289e12
4	907,49	0,0059	1,213e9
5	1643,18	0,0091	3,506e9
6	2010,65	0,0153	4,203e9
7	2896,82	0,0072	2,398e9
8	3610,77	0,0018	3,489e10

Tablo 4. Tabla modu parametreleri XY yönü (XY modal parameters)

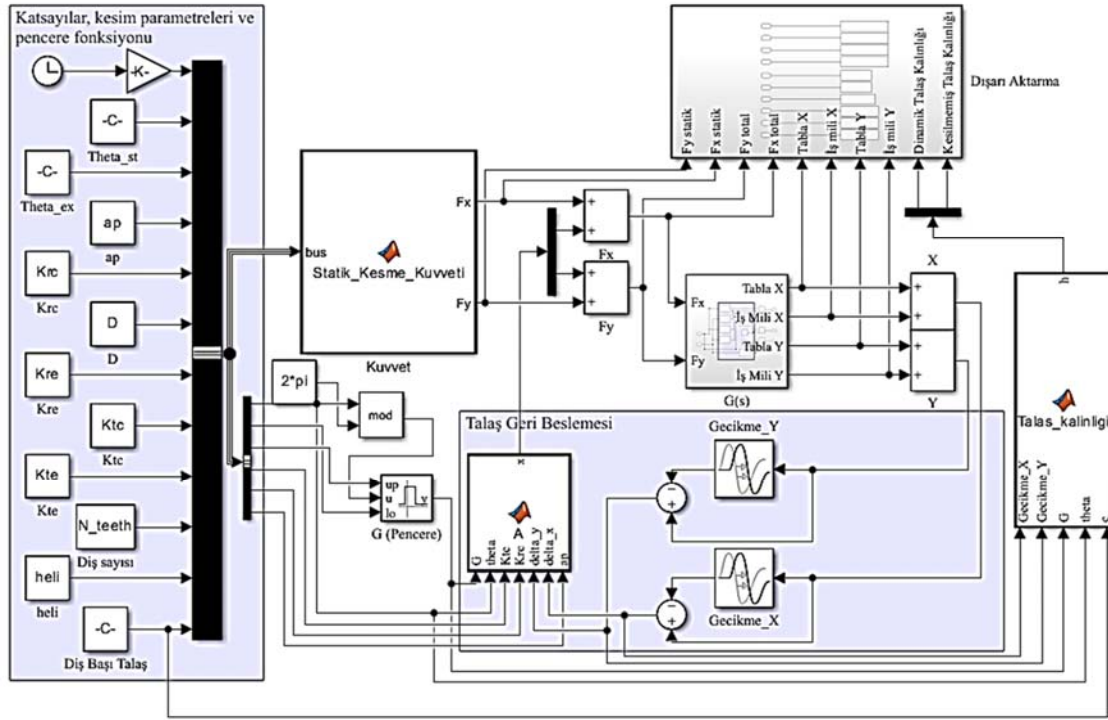
Mod	$\omega_n/2\pi$ (hz)	ξ	k_n (N/m)
1	205,133	1,5915e-4	6,2339e10
2	917,611	0,0032	4,4363e9
3	1706,37	0,0047	3,7505e9
4	2855,61	0,0082	3,2309e9

Tablo 5. Tabla modu parametreleri YX yönü (YX modal parameters)

Mod	$\omega_n/2\pi$ (hz)	ξ	k_n (N/m)
1	232,46	3,5216e-4	2,5887e10
2	250,59	4,3022e-05	1,6184e11
3	270,43	1,0753e-4	1,4279e11
4	290,05	0,0013	2,6008e10
5	328,16	2,7818e-4	7,8631e10
6	467,12	0,0013	1,3825e10
7	920,77	0,0074	1,9330e9
8	1750,24	0,0055	3,0720e9



Şekil 9. Freze dinamiği, talaş kalınlığı oluşumu blok diyagram gösterimi (Milling dynamics, representation of chip regeneration)



Şekil 10. Geliştirilen Simulink modeli (Developed Simulink model)

3. Simülasyon Modeli (Simulation Model)

Bütün sistemin simülasyon modeli Matlab Simulink ortamında Şekil 10'daki gibi oluşturulmuştur. Sol tarafta işleme katsayıları (K_{tc} , K_{te} , K_{rc} , K_{re}), aksel derinlik (a_p) ve uç başı talaş kalınlığı (c), giriş-çıkış açıları θ_{st} , θ_{ex} girdi olarak alınmıştır. İş mili devri sabit olarak alınmaktadır ve takım açıl pozisyonu Simulink saati ile hesaplanır. Takım-iş parçası temasını gösteren pencere fonksiyonu "Interval Test" bloğu ile hesaplanmıştır.

Statik kesme kuvveti sol üstte bulunan Satik_Kesme_Kuvveti bloğu içinde hesaplanmaktadır. Eş. 10'da ifade edilen işlemlerin tamamı bu blokta yapılır. Alt tarafta talaş geri beslemesi ile ilgili blok grubu görülmektedir. Bir önceki takım temasında yüzeyde bırakılan iz sabit zamanlı gecikme blokları ile sağlanmaktadır. Gecikme değeri tek bir kesici uç kullanıldığında kesici takımın bir turu tamamlama süresine eşittir. Dinamik kesme kuvveti geri besleme olarak statik kesme kuvveti ile toplanıp toplam kuvveti oluşturur.

Şekil 10'un en sağında gösterilen "Talaş_kalınlığı" bloğunda X ve Y yönündeki titreşimler kullanılarak, Eş. 3'de tanımlanan dinamik ve statik talaş kalınlıkları bulunur.

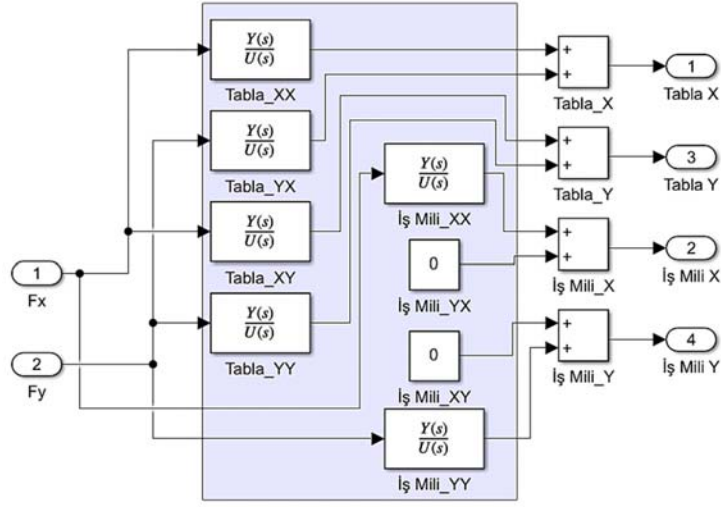
Şekil 10'un ortasında görülen $G(s)$ isimli alt sistem bloğu kesici takım ve iş parçasının transfer fonksiyonlarını içermektedir. Şekil 11'te alt sistem görülmektedir. Burada Eş. 20'de ifade edilen toplam 8 tane fonksiyonun 6 tanesi kullanılmıştır. İş mili için $G_{2,xy}(s)$ ve $G_{2,yx}(s)$ transfer fonksiyonları kullanılmamıştır.

Simulink modelin çözücü olarak sabit zaman aralığı kullanılmıştır. Zaman aralığı iş mili devrinin bir fonksiyonu olarak Eş. 22 gibi bulunmuştur. P değeri tur başına veri noktası sayısını ifade eder. Bu çalışmada P 1000 alınmıştır.

$$\Delta T_{sim} = \frac{60}{|ns|} \cdot \frac{1}{P} \quad (22)$$

4. Model Doğrulama (Model Validation)

Simulink modelinin doğrulanması için örnek bir kesme testi yapılmıştır. Kesme testleri Deckel FP 5CC CNC tezgahı üzerinde yapılmıştır. Bu tezgah laboratuvarımızda yenilenmiş olup, Beckhoff motor sürücü ve CNC kontrolör içermektedir. Testlerde kullanılan iş parçası ve kesici takım Şekil 3'de gösterilmiştir. 5 mm kalınlığında ve 4 mm derinliğinde duvar tezgahta Y yönünde, 2,9 aksel derinliğinde



Şekil 11. Geliştirilen Simulink modelinin G(s) alt sistemi (G(s) subsystem of the developed Simulink model)

kesilerek parça üzerinden 1 ve 3 numaralı noktalardan ivme verisi toplanmıştır. Toplanan ivme verileri aynı işleme parametrelerinin kullanıldığı Simulink modelinin çıktısı ile karşılaştırılarak geliştirilen model doğrulanmıştır. Testte kullanılan işleme parametreleri Tablo 6'da verilmiştir.

Tablo 6. Deney ve Simulink modeli parametreleri (Experiment and Simulink model parameters)

Kesici takım	Çap 63,3 mm , tek uç
İş mili devri	$n_s = 4800$ rpm
Eksenel derinlik	$a_p = 2,9$ mm
Duvar kalınlığı	$l = 5$ mm
İlerleme hızları	$V = 10$ mm\s

Kesme parametreleri çekiç testinin güvenilir olduğu frekans aralığı ile uyumlu seçilmiştir (Bir önceki bölümde yazıldığı gibi, 200-3000 Hz seçildi). Kesici takıma tek uç takılmıştır. Şekil 2'de gösterildiği gibi kesici takım yol boyunca sabit devir ve sabit duvar kalınlığı kesmekte, yani malzeme giriş-çıkış açıları ile süreleri işleme boyunca sabit kalmaktadır. Kesme kuvvetinin frekans boyutundaki ifadesinde en küçük değeri alacağı frekans değeri, yani sıfır geçişi (zero crossing), Eş. 23 ile hesaplanır. Görüldüğü gibi kesme kuvveti 3181 Hz'e kadar frekanslar içermektedir ve bu değer çekiç testinin güvenilir olduğu 3500Hz'den düşüktür. Eş. 23'de ΔT malzeme giriş çıkış zaman aralığını l ise duvar kalınlığını vermektedir.

$$f_{zc} = \frac{1}{\Delta T} \cong \left(\frac{1}{\frac{n_s}{60} \pi \cdot D} \right)^{-1} \cong 3181 \text{ Hz} \quad (23)$$

Kesici takım iş parçası doğrultusunda hareket etmektedir ve duvarın ortasından gitmektedir. Duvarın ortasından gitmek, kartezyan yönlerdeki kuvvetlerin radyal ve teğetsel yönlerde ifade edilmesini kolaylaştırılmaktadır. Bu nedenle kuvvet katsayılarının ve çapraz ilişkiyi transfer fonksiyonlarının ($G_{1,xy}(s)$, $G_{1,yx}(s)$) etkisini gözlemlemeyi kolaylaştırmaktadır. İş parçası ve işleme takımının izlediği yol Şekil 3'de verilmiştir. Buna göre parçanın giriş ve çıkış açıları Eş. 24 gibi hesaplanmıştır.

$$\theta_{ex} = 90^\circ - \sin^{-1} \left(\frac{2,5\text{mm}}{D/2} \right) = 94,53^\circ \quad \theta_{st} = 90^\circ - \sin^{-1} \left(\frac{2,5\text{mm}}{D/2} \right) = 85,46^\circ \quad (24)$$

Kesme testlerinde AL 7075 malzemesi kullanılmakta olup, kesme kuvveti katsayıları Tablo 7'deki gibi verilmiştir. Bu katsayılar bu çalışmanın yazarları tarafından başka bir çalışmada [15] aynı malzeme ve takım için deneyler olarak bulunmuştur.

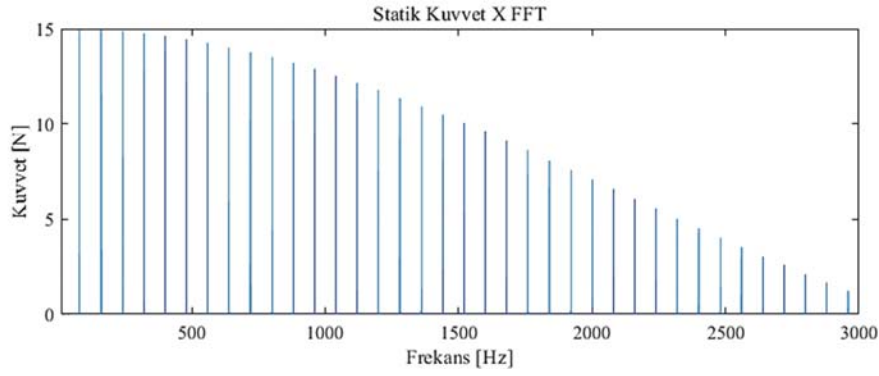
Tablo 7. Kuvvet Katsayıları (Force coefficients)

$K_{tc} = 603 \cdot 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right)$	$K_{rc} = 244,21 \cdot 10^6 \left(\frac{N}{m^2} \right)$
$K_{te} = 28,15 \cdot 10^3 \left(\frac{N}{m} \right)$	$K_{re} = 20,08 \cdot 10^3 \left(\frac{N}{m} \right)$

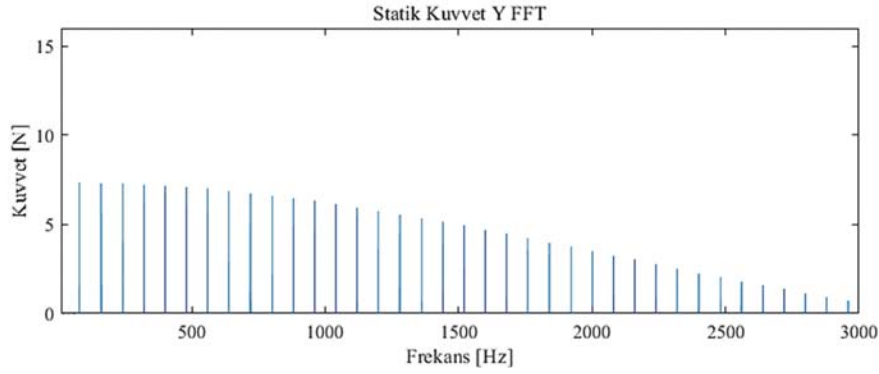
Şekil 12 ve Şekil 13 sırasıyla Simulink çıktısı X ve Y yönlerindeki kesme kuvvetlerinin FFT'leri alınarak elde edilen frekans içeriklerini vermektedir. Grafikte görülen dikey çubuklar iş mili devrinin harmonikleri olup araları 80 Hz'dir. Kesme kuvvetinin frekans içeriği Eş. 23 ile uyumlu olup genlikler frekans ile azalmaktadır. Şekil 14 statik kuvveti vermektedir ve bu figürde katsayıların farkının ve giriş çıkış açılarının etkisi genliğin değişimi ve takım-parça temas süreleri ile görülmektedir. Öyle ki, kuvvet genlikleri işleme sırasında açığa bağlı olarak değişmekte olup yine şekilde kuvvetlerin değerinin değişimi gözükmemektedir. Bunun yanı sıra takım-parça temas süresi de iş milinin giriş-çıkış açılarını taradığı süreye eşittir. Bunlara ek olarak, yukarıda verilen parametrelere göre yapılmış simülasyonun talaş kalınlığı sonucu Şekil 15 ile verilmektedir. Görüleceği üzere dinamik talaş kalınlığı işleme başladıktan sonra hızla azalmaktadır ve 15ms'den sonra ihmal edilebilmektedir. Bu durumda yalnızca statik talaş kalınlığı ile belirlenen statik kuvvet toplam kuvvet olarak kabul edilebilmektedir.

Talaş kalınlığı ve statik kuvvetlerin temas süresince değişimini yakından gözlemlemek için ilk kesici uç-iş parçası temasının modellendiği süredeki statik kuvvet ve talaş kalınlığı sırasıyla Şekil 16, Şekil 17 ve Şekil 18'de verilmiştir. Şekil 16 temas süresi boyunca doğrusal değişen bir kuvvet profili sunmaktadır çünkü Şekil 17'de talaş kalınlığı temas süresince çok az değişmektedir ki bu da seçilen işleme parametrelerinin sonucudur. Şekil 18'de dinamik talaş kalınlığının en büyük değerine yakından bakılmaktadır ve en yüksek değerin bile 8 [μm] civarında olduğu gözlemlenebilir.

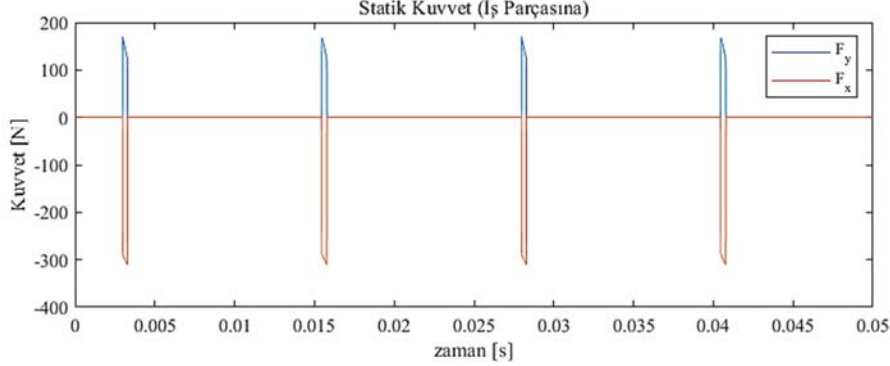
Modelin doğrulanması için test sırasında tabla üzerinden Şekil 3'de gösterilen 1 ve 3 noktalarından toplanan ivme verileri, aynı kesme parametrelerinin kullanıldığı modelin ivme çıktısı ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 12. X yönünde statik kuvvetin frekans boyutunda ifade edilmesi (Frequency domain representation of static force in X direction)



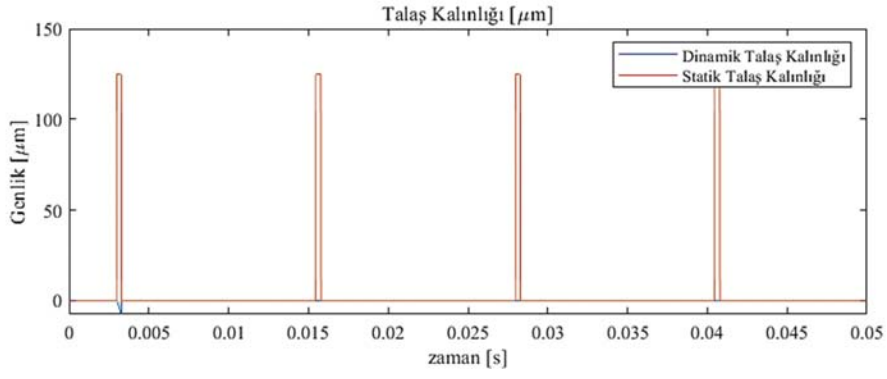
Şekil 13. Y yönünde statik kuvvetin frekans boyutunda ifade edilmesi (Frequency domain representation of static force in Y direction)



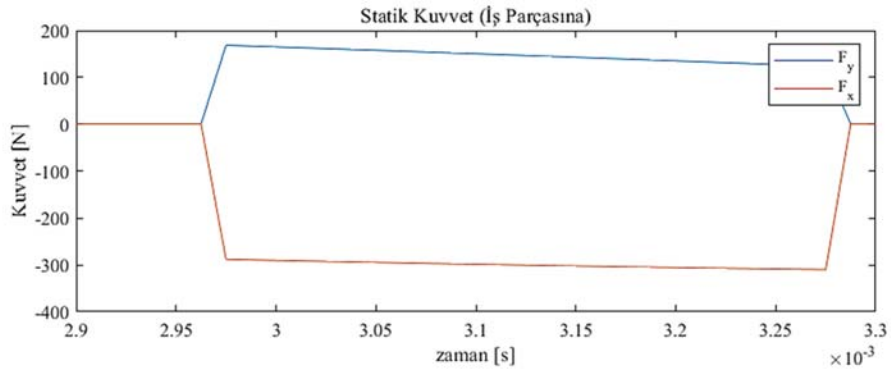
Şekil 14. İki yönde statik kuvvetler (Static forces in both directions)

İvme verilerinin karşılaştırması frekans uzayında yapılmaktadır. Zaman uzayında karşılaştırma yapılmamasının birkaç nedeni vardır. Öncelikle, tabla ve iş parçasının titreşimi iş mili devrinin katları olan birçok harmonikten oluşmaktadır. Zaman uzayında gösterilen ivme verisi bu harmoniklerin bütünü göstermektedir ve harmoniklerin tek tek etkisini karşılaştırmak mümkün değildir. Bunun yanında baskın frekanslar ve faz kayması gibi nedenler ile karşılaştırılacak iki sinyal biri birinden çok farklı görülebilir. Bu nedenler ile zaman uzayında toplanan verilerin FFT'leri alınarak frekans uzayına geçilmiş ve sinyali oluşturan her bir harmoniğin genlikleri karşılaştırılmıştır. İvmelerin genliğinin yüksek olduğu frekansların, transfer fonksiyonlarının mod frekanslarına yakın harmonikler olması beklenmektedir. Bunun yanında, Simulink modeli konum çıktısı verdiği için, konum çıktısının FFT'si ile elde edilen genlikler frekansın karesi ile çarpılarak karşılık gelen ivmeye dönüştürülmüştür. "Simulink çıktısı" olarak isimlendirilen bu ivme verisi ile kesme testlerinde toplanan ivme verilerinin karşılaştırılması Şekil 19, Şekil 20 ve Tablo 8, Tablo 9 ile verilmiştir. X yönü için sunulan Şekil 19'da mavi ile gösterilen deneysel ivme verisinin ile

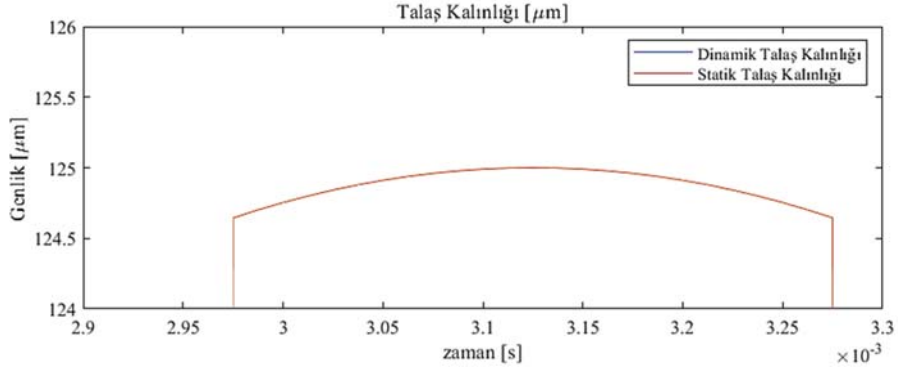
turuncu ile gösterilen Simulink çıktısı ivme verisinin FFT'lerinin oldukça uyumlu olduğu görülmektedir. Aynı zamanda performans Tablo 8 kullanılarak daha yakından incelenebilir. Bu gösterimde karışıklığı önlemek için Simulink çıktısı FFT'leri doğrudan çizdirilmek yerine, harmoniklerin tepe noktalarına eğri uydurularak çizilmiştir. En yüksek ivme değeri, Simulink çıktısı ve deneysel ivme için 1760 Hz değerinde gözüküp sırasıyla $4,84 \frac{m}{s^2}$ ve $5,7 \frac{m}{s^2}$ olmaktadır. Bunu haricinde Simulink çıktısı için 920 Hz ve 2240 Hz frekanslarında tepe ivme değerleri gözükülmektedir. Tablo 2 kontrol edildiği zaman 7. ve 10. modların bu frekanslara yakın olduğu görülmektedir. 2000 Hz frekansları hariç Tablo 8 ile görüleceği üzere Simulink çıktısının harmoniklerinin deneysel ivmenin harmoniklerinden farkı $\pm 20\%$ civarındadır ve $G_{1,xx}(i\omega)$ transfer fonksiyonunun karakterini yansıtmaktadır. Farkın daha büyük olduğu frekans bölgelerinde, Şekil 4 kontrol edildiği zaman farkın modal analizden geldiği görülmektedir ki bu durumda uygulanan modal analiz iyileştirilmesi düşünülebilir. Bunun yanı sıra 500 Hz gibi düşük frekanslarda koherens de düşük olmaktadır.



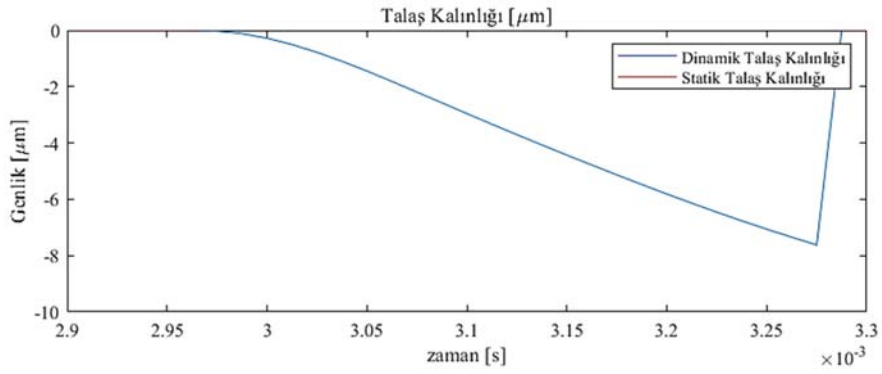
Şekil 15. Dinamik ve statik talaş kalınlığı (Dynamic and static chip regeneration)



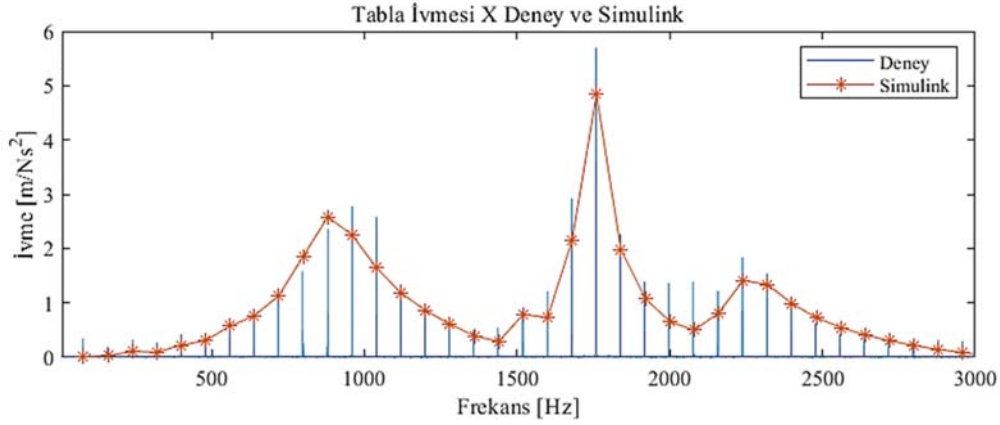
Şekil 16. İki yönde statik kuvvetler 2,9-3,3 [ms] (Static forces in both directions)



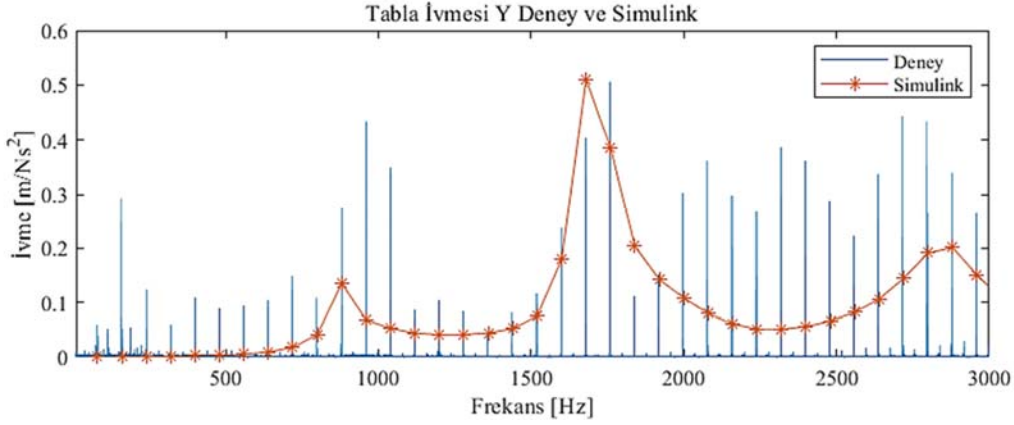
Şekil 17. Statik talaş kalınlığı yakın (Dynamic chip regeneration)



Şekil 18. Dinamik talaş kalınlığı yakın (Dynamic chip regeneration close-by)



Şekil 19. Tablanın deneyde X yönünde ivmesinin frekans boyutunda ifade edilmesinin Simulink'te X yönünde ivmesiyle karşılaştırılması (Experimental acceleration in the X direction compared to acceleration estimation obtained through Simulink)



Şekil 20. Tablanın deneyde Y yönünde ivmesinin frekans boyutunda ifade edilmesinin Simulink'te X yönünde ivmesiyle karşılaştırılması (Experimental acceleration in the Y direction compared to acceleration estimation obtained through Simulink)

Şekil 20'de Y yönü için karşılaştırma verilmektedir. Aynı zamanda performans Tablo 8 kullanılarak daha yakından incelenebilir. Bu grafikte de deneysel ve simulasyon sonuçlarının 50% ya da daha yüksek oranlarda hatalı olduğu, X eksenine kadar yüksek doğruluğun yakalanmadığı görülmektedir. Y yönünde direngenliğin X'e göre yüksek olduğu, Şekil 5 ile Şekil 4 karşılaştırmasında verilmiştir, burada 1600-1700 Hz aralığında yaklaşık 10 kat fark olduğu görülmektedir. Bu durumun neticesi ivme yanıtlarının verildiği Şekil 20 (Y yönü) ve Şekil 19 (X yönü) karşılaştırmasında görülmektedir. Öyle ki en yüksek ivme Simulink çıktısı için 1680 Hz değerinde $0,509 \frac{m}{s^2}$ genliğindedir ve deneysel ivme için 1760 Hz değerinde olup $0,386 \frac{m}{s^2}$ genliğine gelmiştir. Y yönünün en büyük ivme değerleri X yönünün en büyük ivme değerleri ile karşılaştırıldığında arada 10 katına yakın bir oran gözlemlenmektedir. X yönünde yaşanan sorunlara ek olarak Y yönünde koherens Y yönünün direngenliği nedeniyle düşüktür ve çapraz ilişkiyi temsil eden XY yönü transfer fonksiyonu görece büyüktür.

Sonuç olarak önerilen metotta hatanın en büyük kaynaklarının sırasıyla FTF'lerdeki belirsizlik ve yine önemli ölçüde FTF'lerden kaynaklı olarak doğruluğu bazı frekans bölgelerinde yeterli olmayan modal analiz olduğu sonucu çıkarılmıştır. Bu fikire ulaşılmasındaki en önemli sebep Y yönünde X yönü ile karşılaştırıldığında daha başarısız olunması ve iki yön arasındaki en önemli iki farkın modal analiz hataları ve FTF'lerdeki belirsizlik olmasıdır. Dahası, X

yönünde 1840-2240 Hz bölgesinde gözlemlenen düşük genlik oranı ile Şekil 4'te gözlemlenen $G_{1,xx}$ ve P_2P_1 arasındaki farkı yansıtmaktadır. İlgilenilen frekans aralığına göre kullanılacak çekiç testi önem taşımaktadır. Seçilen işleme parametrelerinin de incelenen frekans bölgesi göz önünde tutularak seçilmesi gerekmektedir. Doğru frekans bölgesi seçimi ve uygun ekipmanlar X yönünde FTF'lerden kaynaklı hataları önemli ölçüde düşürmüştür ve modal analiz yapmak görece daha kolay olmuştur. Fakat modal analiz gibi yöntemler her zaman bir hata oluşturacağı için X yönü için de modal analizden kaynaklı hatalar gözlemlenmiştir. Y yönü içinse hem FTF'ler düşük koherens ile çıkmıştır hem de düşük koherensli FTF'ler için doğruluğu yüksek modal analiz yapmak mümkün olmamıştır.

Yukarıdaki açıklamanın yanı sıra, kuvvet katsayılarından [16] bir hata beklenmemektedir. Bunun yanı sıra uygulanan kuvvet modeli akademide kabul edilen bir model olduğu için kuvvet modelinden bir hata beklenmemektedir. Uygulanan Martellotti talaş kalınlığı işleme parametreleri için uygundur. X yönündeki sonuçlara hem Tablo 8'de verilen genlik oranları hem de Şekil 19 ile bakılarak, sistem modelinden kaynaklı, FTF ya da modal analiz kadar baskın olan önemli bir hata gözlemlenmemektedir. Buradan verilen girdiler doğru olduğu sürece modelin ivmeleri doğruluğu yüksek şekilde hesaplandığı görülmektedir. Fakat eğerki model kaynaklı bir hata varsa, bu hataların tespiti için diğer hata kaynaklarının (FTF ve modal analiz) kontrol edilebildiği koşullarda test yapılması ileriki bir çalışma olarak planlanabilir.